

PGS. TS. Nguyễn Văn Nhận

Lý thuyết

ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

(Tài liệu lưu hành nội bộ -Dùng cho sinh viên
ngành Cơ khí - Đại học Thủy sản)



Nha trang - 2004

TỔNG QUAN VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.1. ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Động cơ là một loại máy có chức năng biến đổi một dạng năng lượng nào đó thành cơ năng. Tùy thuộc vào dạng năng lượng ở đầu vào là điện năng, nhiệt năng, thủy năng, v.v. người ta phân loại động cơ thành **động cơ điện**, **động cơ nhiệt**, **động cơ thủy lực**, v.v.

Động cơ đốt trong là một loại động cơ nhiệt, tức là loại máy có chức năng biến đổi nhiệt năng thành cơ năng. Các loại động cơ nhiệt phổ biến hiện nay không được cung cấp nhiệt năng từ bên ngoài một cách trực tiếp mà được cung cấp nhiên liệu, sau đó nhiên liệu được đốt cháy để tạo ra nhiệt năng. Căn cứ vào vị trí đốt nhiên liệu, người ta chia các loại động cơ nhiệt thành hai nhóm : động cơ đốt trong và động cơ đốt ngoài. Ở động cơ đốt trong, nhiên liệu được đốt cháy trực tiếp trong không gian công tác của động cơ và cũng tại đó diễn ra quá trình chuyển hoá nhiệt năng thành cơ năng. Ở động cơ đốt ngoài, nhiên liệu được đốt cháy trong lò đốt riêng biệt để cấp nhiệt cho môi chất công tác (MCCT), sau đó MCCT được dẫn vào không gian công tác của động cơ để thực hiện quá trình chuyển hoá nhiệt năng thành cơ năng.

Theo cách phân loại như trên thì các loại động cơ có tên thường gọi như : động cơ xăng, động cơ diesel, động cơ piston quay, động cơ piston tự do, động cơ phản lực, turbine khí đều có thể được xếp vào nhóm **động cơ đốt trong** ; còn động cơ hơi nước kiểu piston, turbine hơi nước, động cơ Stirling thuộc nhóm **động cơ đốt ngoài**. Tuy nhiên, trong các tài liệu chuyên ngành, thuật ngữ "**Động cơ đốt trong**" (Internal Combustion Engine) thường được dùng để chỉ riêng loại động cơ đốt trong cổ điển có cơ cấu truyền lực kiểu piston-thanh truyền-trục khuỷu, trong đó piston chuyển động tịnh tiến qua lại trong xylanh của động cơ. Các loại động cơ đốt trong khác thường được gọi bằng các tên riêng , ví dụ : động cơ piston quay (Rotary Engine), động cơ piston tự do (Free - Piston Engine), động cơ phản lực (Jet Engine), turbine khí (Gas Turbine). Trong giáo trình này, thuật ngữ động cơ đốt trong (viết tắt : ĐCĐT) cũng được hiểu theo quy ước nói trên.

ĐCĐT có thể được phân loại theo các tiêu chí khác nhau (Bảng 1-1). Căn cứ vào nguyên lý hoạt động, có thể chia ĐCĐT thành các loại : động cơ phát hoả bằng tia lửa , động cơ diesel , động cơ 4 kỳ và động cơ 2 kỳ.

- **Động cơ phát hoả bằng tia lửa** (Spark Ignition Engine) là loại ĐCĐT hoạt động theo nguyên lý : nhiên liệu được phát hoả bằng tia lửa được sinh ra từ nguồn nhiệt bên ngoài không gian công tác của xylanh. Chúng ta có thể gặp những kiểu động cơ phát hoả bằng tia lửa với những tên gọi khác nhau, như : động cơ Otto , động cơ carburetor, động cơ phun xăng, động cơ đốt cháy cưỡng bức, động cơ hình thành hỗn hợp cháy từ bên ngoài , động cơ xăng, động cơ gas, v.v. Nhiên liệu dùng cho động cơ phát hoả bằng tia lửa thường là loại lỏng dễ bay hơi, như : xăng, alcohol, benzol , khí hoá lỏng ,v.v. hoặc khí đốt. Trong số nhiên liệu kể trên, xăng là loại

được sử dụng phổ biến nhất từ thời kỳ đầu lịch sử phát triển loại động cơ này đến nay. Vì vậy, thuật ngữ "động cơ xăng" thường được dùng để gọi chung các kiểu động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng được phát hoả bằng tia lửa, còn động cơ ga - động cơ chạy bằng nhiên liệu khí được phát hoả bằng tia lửa.

- **Động cơ diesel** (Diesel Engine) là loại ĐCĐT hoạt động theo nguyên lý : nhiên liệu tự phát hoả khi được phun vào buồng đốt chứa không khí bị nén đến áp suất và nhiệt độ đủ cao. Nguyên lý hoạt động như trên do ông Rudolf Diesel - kỹ sư người Đức - đề xuất vào năm 1882. Ở nhiều nước, động cơ diesel còn được gọi là động cơ phát hoả bằng cách nén (Compression - Ignition Engine).

- **Động cơ 4 kỳ** - loại ĐCĐT có chu trình công tác được hoàn thành sau 4 hành trình của piston.

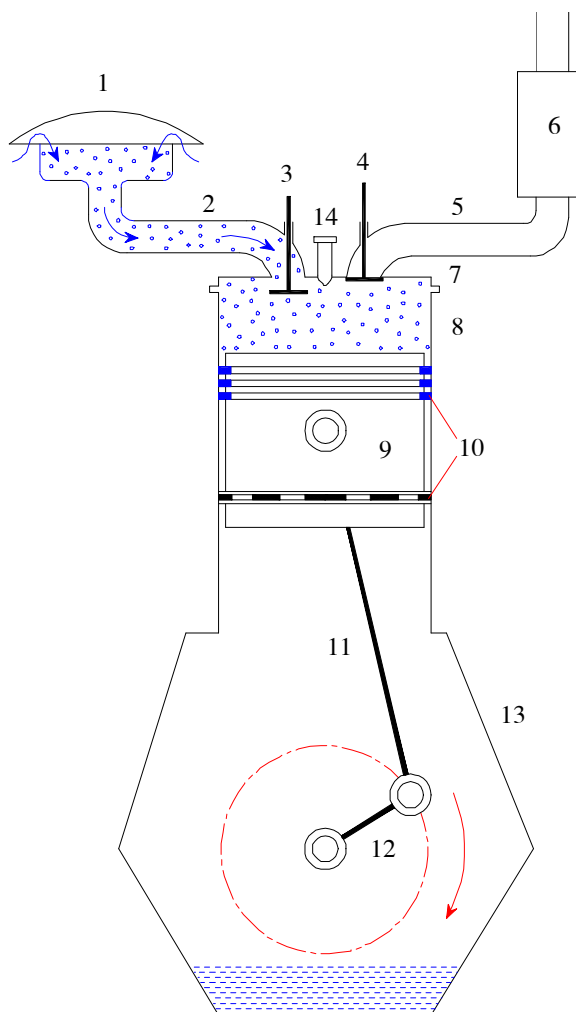
- **Động cơ 2 kỳ** - loại ĐCĐT có chu trình công tác được hoàn thành sau 2 hành trình của piston.

Bảng 1.1. Phân loại tổng quát động cơ đốt trong

Tiêu chí phân loại	Phân loại
Loại nhiên liệu	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng dễ bay hơi như : xăng, alcohol, benzol, v.v. - Động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng khó bay hơi, như : gas oil, mazout, v.v. - Động cơ chạy bằng khí đốt .
Phương pháp phát hoả nhiên liệu	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ phát hoả bằng tia lửa - Động cơ diesel - Động cơ semidiesel
Cách thức thực hiện chu trình công tác	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ 4 kỳ - Động cơ 2 kỳ
Phương pháp nạp khí mới vào không gian công tác	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ không tăng áp - Động cơ tăng áp
Đặc điểm kết cấu	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ một hàng xy lanh ; động cơ hình sao ; hình chữ V, W, H, ... - Động cơ có xy lanh thẳng đứng, ngang, nghiêng
Theo tính năng	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ thấp tốc, trung tốc và cao tốc - Động cơ công suất nhỏ, trung bình và lớn
Theo công dụng	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ xe cơ giới đường bộ - Động cơ thuỷ - Động cơ máy bay - Động cơ tĩnh tại

1.2. MỘT SỐ THUẬT NGỮ VÀ KHÁI NIỆM THÔNG DỤNG

1) Tên gọi một số bộ phận cơ bản



H.1-1. Sơ đồ cấu tạo động cơ diesel 4 kỳ

- 1- Lọc không khí
- 2- Ống nạp
- 3- Xupap nạp
- 4- Xupap xả
- 5- Ống xả
- 6- Bình giảm thanh
- 7- Nắp xylanh
- 8- Xylanh
- 9- Piston
- 10- Xecmang
- 11- Thanh truyền
- 12- Trục khuỷu
- 13- Cacte
- 14- Vòi phun nhiên liệu

2) Điểm chết, Điểm chết trên, Điểm chết dưới

- Điểm chết - vị trí của cơ cấu truyền lực, tại đó dù tác dụng lên đỉnh piston một lực lớn bao nhiêu thì cũng không làm cho trục khuỷu quay.
- Điểm chết trên (ĐCT) - vị trí của cơ cấu truyền lực, tại đó piston cách xa trục khuỷu nhất.
- Điểm chết dưới (ĐCD) - vị trí của cơ cấu truyền lực, tại đó piston ở gần trục khuỷu nhất.

3) Hành trình của piston (S) - khoảng cách giữa ĐCT và ĐCD.

4) Không gian công tác của xylanh - khoảng không gian bên trong xylanh được giới hạn bởi : đỉnh piston, nắp xylanh và thành xylanh. Thể tích của không gian công tác của xylanh (V) thay đổi khi piston chuyển động.

5) Buồng đốt (V_C) - phần không gian công tác của xy lanh khi piston ở ĐCT.

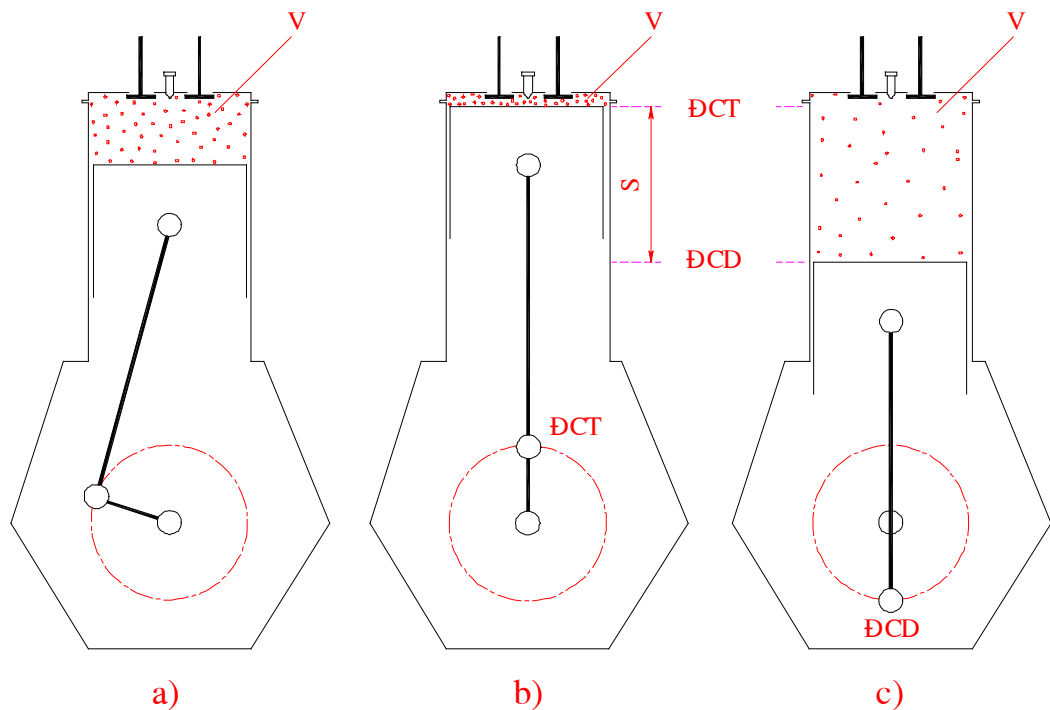
6) Dung tích công tác của xy lanh (V_S) - thể tích phần không gian công tác của xy lanh được giới hạn bởi hai mặt phẳng vuông góc với đường tâm của xy lanh và đi qua ĐCT, ĐCD :

$$V_S = \frac{p \cdot D^2}{4} \cdot S \quad (1.1)$$

trong đó :

D - đường kính của xy lanh

S - hành trình của piston.



H. 1-2. ĐCT, ĐCD và thể tích không gian công tác của xy lanh

7) Tỷ số nén (e) - Tỷ số giữa thể tích lớn nhất của không gian công tác của xy lanh (V_a) và thể tích của buồng đốt (V_C).

$$e = \frac{V_a}{V_C} = \frac{V_S + V_C}{V_C} \quad (1.2)$$

8) Môi chất công tác (MCCT) - Chất có vai trò trung gian trong quá trình biến đổi nhiệt năng thành cơ năng. Ở những giai đoạn khác nhau của chu trình công tác, MCCT có thành phần, trạng thái khác nhau và được gọi bằng những tên khác nhau như khí mới, sản phẩm cháy, khí thải, khí sót, hỗn hợp cháy, hỗn hợp khí công tác.

- Khí mới - (còn gọi là **Khí nạp**) - khí được nạp vào không gian công tác của xy lanh qua cửa nạp. ở động cơ diesel, khí mới là không khí ; ở động cơ xăng, khí mới là hỗn hợp không khí-xăng.

- Sản phẩm cháy - những chất được tạo thành trong quá trình đốt cháy nhiên liệu trong không gian công tác của xy lanh, ví dụ : CO_2 , H_2O , CO , SO_2 , NO_x , v.v.

- Khí thải - hỗn hợp các chất được thải ra khỏi không gian công tác của xy lanh sau khi đã dẫn nổ để sinh ra cơ năng. Khí thải của động cơ đốt trong gồm có : sản phẩm cháy, nitơ (N_2) và oxy (O_2) còn dư.

- Khí sót - phần sản phẩm cháy còn sót lại trong không gian công tác của xy lanh sau khi cơ cấu xả đã đóng hoàn toàn.

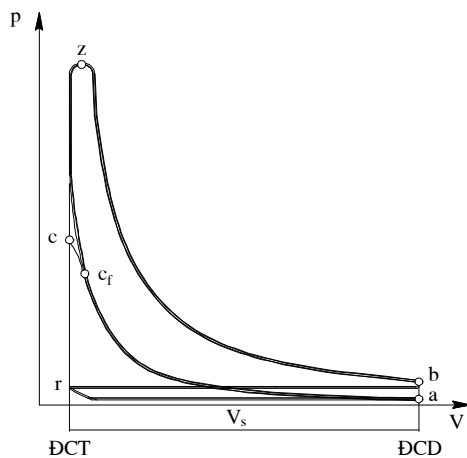
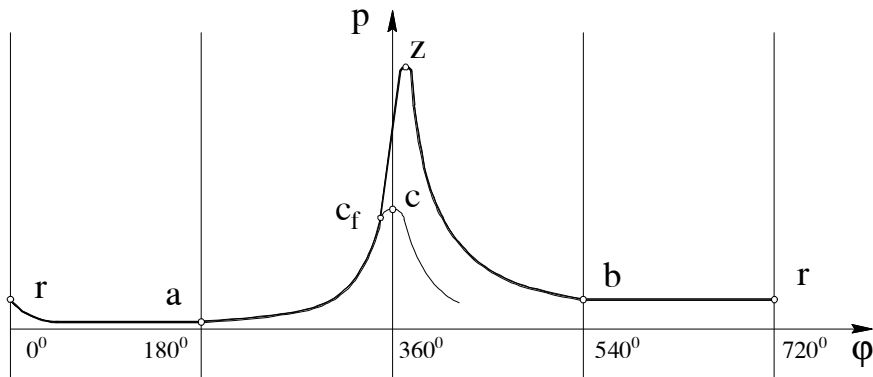
- Hỗn hợp cháy (**HHC**) - hỗn hợp của nhiên liệu và không khí.

- Hỗn hợp khí công tác - hỗn hợp nhiên liệu - không khí - khí sót.

9) Quá trình công tác - quá trình thay đổi trạng thái và thành phần của MCCT trong xy lanh diễn ra trong một giai đoạn nào đó của chu trình công tác.

10) Chu trình công tác (CTCT) - tổng cộng tất cả các quá trình công tác diễn ra trong khoảng thời gian tương ứng với một lần sinh công ở một xy lanh.

11) Đồ thị công - đồ thị biểu diễn sự thay đổi của áp suất của MCCT trong xy lanh theo thể tích của không gian công tác hoặc theo góc quay của trục khuỷu .



H. 1-3. Đồ thị công của động cơ 4 kỳ

1.3. CÁC BỘ PHẬN CƠ BẢN CỦA ĐCĐT

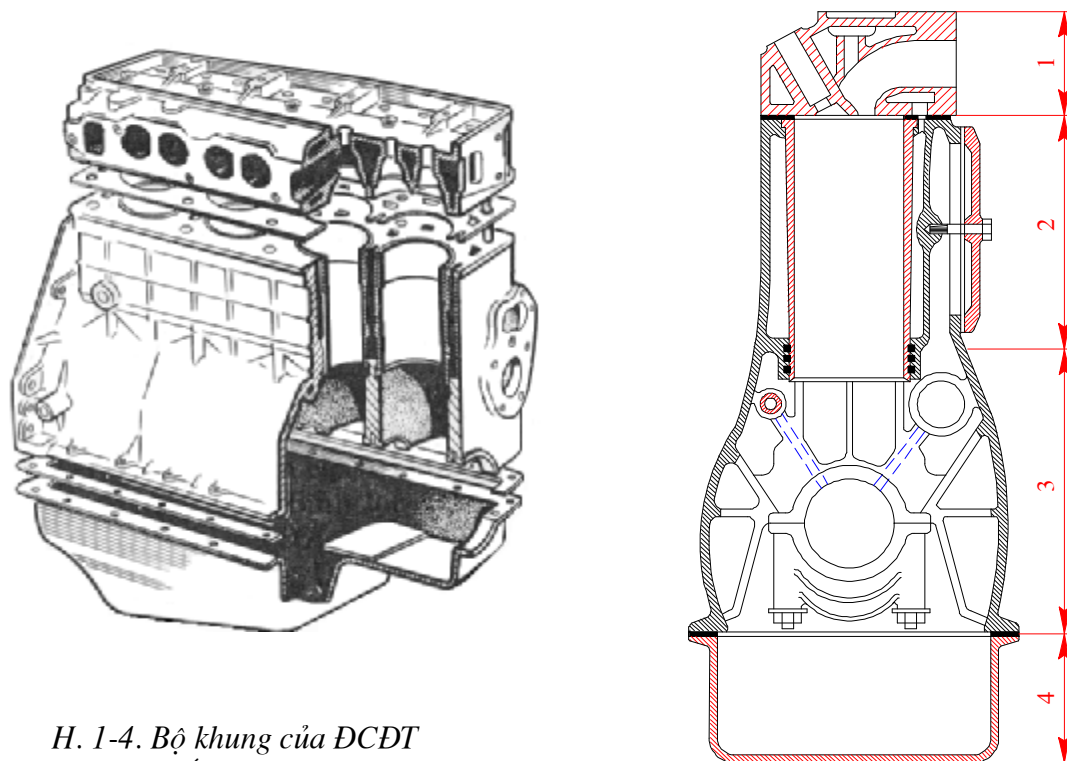
Tuy có hình dáng bên ngoài, kích thước và số lượng các chi tiết rất khác nhau, nhưng tất cả ĐCĐT đều có các bộ phận và hệ thống cơ bản sau đây :

- 1) Bộ khung
- 2) Hệ thống truyền lực
- 3) Hệ thống nạp - xả
- 4) Hệ thống nhiên liệu
- 5) Hệ thống bôi trơn
- 6) Hệ thống làm mát
- 7) Hệ thống khởi động

Ngoài ra, một số động cơ còn có thêm hệ thống điện, hệ thống tăng áp, hệ thống cảnh báo-bảo vệ ,v.v.

1.3.1. BỘ KHUNG CỦA ĐỘNG CƠ

Bộ khung bao gồm các bộ phận cố định có chức năng che chắn hoặc là nơi lắp đặt các bộ phận khác của động cơ. Các bộ phận cơ bản của bộ khung của ĐCĐT bao gồm : nắp xylanh , khối xylanh , cacte và các nắp đáy, đệm kín, bulông, v.v.



H. 1-4. Bộ khung của ĐCĐT

- 1- Nắp xylanh
- 2- Khối xylanh
- 3- Cacte trên
- 4- Cacte dưới

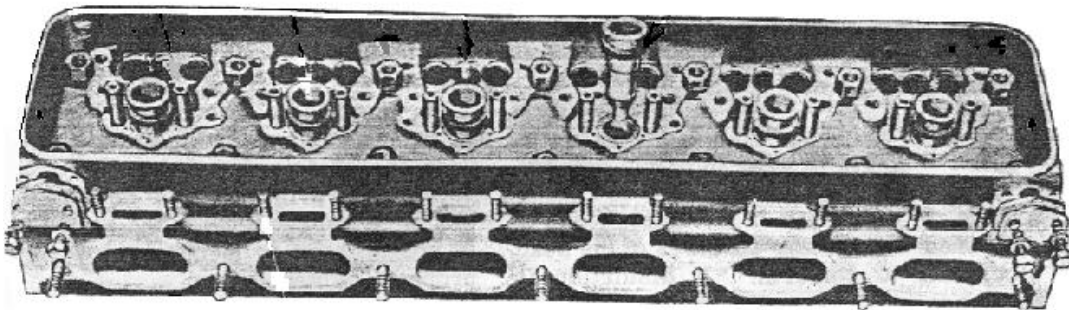
1.3.1.1. NẮP XYLANH

Nắp xy lanh là chi tiết đậy kín không gian công tác của động cơ từ phía trên và là nơi lắp đặt một số bộ phận khác của động cơ như : xupap, đòn gánh xupap, vòi phun hoặc buji, ống góp khí nạp, ống góp khí thải, van khởi động, v.v.

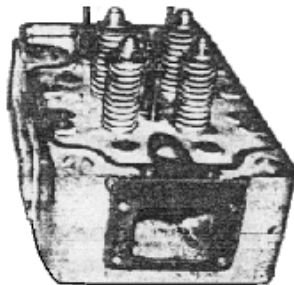
Nắp xy lanh thường được chế tạo từ gang hoặc hợp kim nhôm bằng phương pháp đúc. Nắp xy lanh bằng gang ít bị biến dạng hơn so với nắp xy lanh bằng hợp kim nhôm, nhưng nặng hơn và dẫn nhiệt kém hơn.

Động cơ nhiều xy lanh có thể có 1 nắp xy lanh chung cho tất cả các xy lanh hoặc nhiều nắp xy lanh riêng cho 1 hoặc một số xy lanh. Nắp xy lanh riêng có ưu điểm là dễ chế tạo, tháo lắp, sửa chữa và ít bị biến dạng hơn . Nhược điểm của nắp xy lanh riêng là khó bố trí các bulông để liên kết nắp xy lanh với khối xy lanh, khó bố trí ống nạp và ống xả hơn so với nắp xy lanh chung.

a)



b)



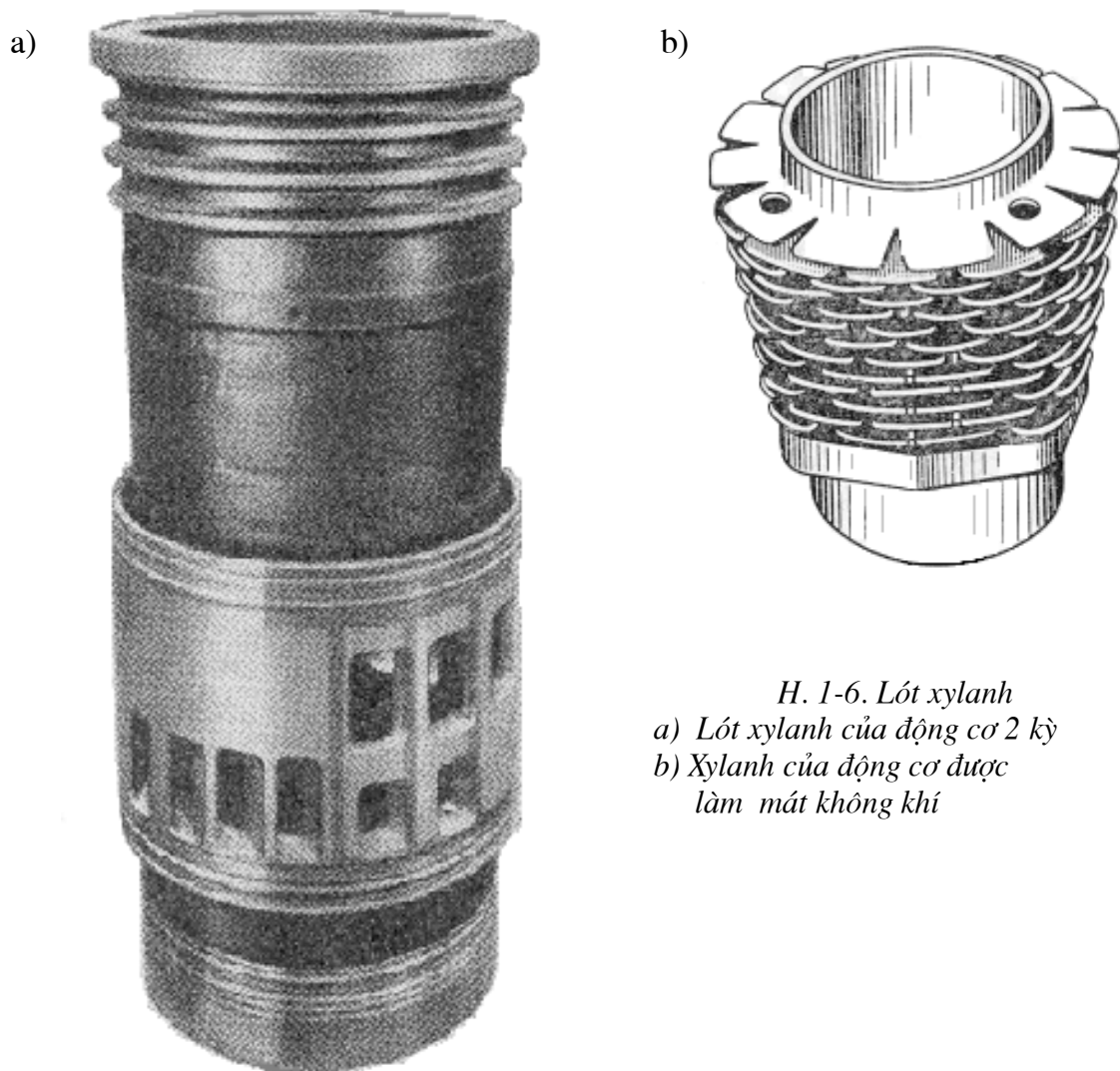
H. 1-5. Nắp xy lanh
a) Nắp xy lanh chung
b) Nắp xy lanh riêng

1.3.1.2. KHỐI XYLANH

Các xy lanh của động cơ nhiều xy lanh thường được đúc liền thành một khối gọi là khối xy lanh. Mặt trên và mặt dưới của khối xy lanh được mài phẳng để lắp vào nắp xy lanh và cacte . Vách trong của các xy lanh được doa nhẵn, thường gọi là mặt gương của xy lanh.

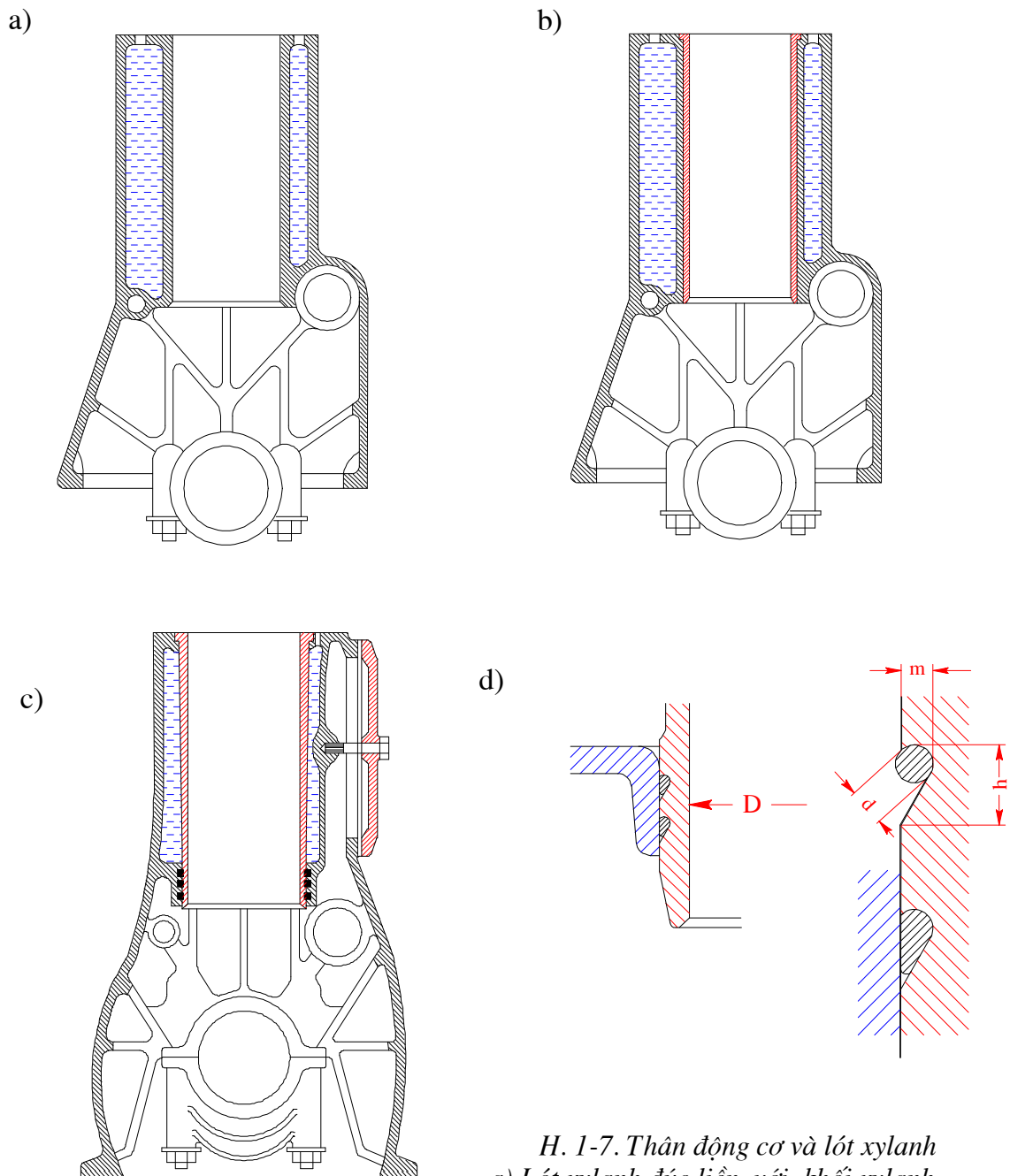
Vật liệu để đúc khối xy lanh thường là gang hoặc hợp kim nhôm. Một số loại động cơ công suất lớn có khối xy lanh được hàn từ các tấm thép. Xy lanh của động cơ được làm mát bằng không khí có các cánh tản nhiệt để tăng khả năng thoát nhiệt. Động cơ được làm mát bằng nước có các khoang trong khối xy lanh để chứa nước làm mát.

1.3.1.3. LÓT XYLANH



H. 1-6. Lót xylanh
a) Lót xylanh của động cơ 2 kỳ
b) Xylanh của động cơ được làm mát không khí

Lót xylanh là một bộ phận có chức năng dẫn hướng piston và cùng với mặt dưới của nắp xylanh và đỉnh piston tạo nên không gian công tác của xylanh. Trong quá trình động cơ hoạt động, mặt gương của xylanh bị mài mòn bởi piston và xecmang. Tiết diện tròn của mặt gương xylanh sẽ bị mòn thành tiết diện hình bầu dục và làm cho độ kín của không gian công tác bị giảm sút sau một thời gian làm việc. Biện pháp khắc phục là doa lại cho tròn. Nếu lót xylanh được đúc liền với khối xylanh (H. 1-7a) thì phải thay cả khối sau vài lần doa khi đường kính xylanh đã quá lớn và thành xylanh quá mỏng. Vì vậy, lót xylanh thường được chế tạo riêng rồi lắp vào khối xylanh (H. 1-7b, c). Có thể phân biệt 2 loại lót xylanh : lót xylanh khô và lót xylanh ướt.



H. 1-7. Thân động cơ và lót xylanh
 a) Lót xylanh đúc liền với khối xylanh
 b) Lót xylanh khô
 c) Lót xylanh ướt
 d) Đệm cao su kín nước

- Lót xylanh khô (H. 1-7b) - không tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát. Phương án sử dụng lót xylanh khô có ưu điểm là khối xylanh cứng vững hơn, nhưng yêu cầu độ chính xác cao hơn khi gia công bề mặt lắp ráp của lót và khối xylanh.

- Lót xylanh ướt (H. 1-7c) - tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát. Phần dưới của lót xylanh có các vòng cao su ngăn không cho nước lọt xuống cacte (H. 1-7d).

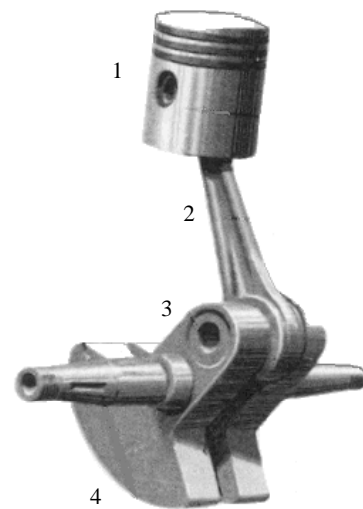
1.3.1.4. CACTE

Cacte là bộ phận bao bọc và là nơi lắp đặt các bộ phận chuyển động chủ yếu của động cơ. Phần trên của cacte (cacte trên) là nơi lắp đặt khối xylanh, trục khuỷu, trục cam, v.v. Phần dưới của cacte (cacte dưới hay cacte nhớt) có chức năng đẩy kín không gian trong động cơ từ phía dưới và là nơi chứa dầu bôi trơn. Đa số động cơ cỡ nhỏ và trung bình được làm mát bằng nước, có khối xylanh và cacte trên được đúc liền thành một khối gọi là thân động cơ (H. 1-7). Ở một số động cơ cỡ lớn , cacte dưới vừa là nơi chứa dầu bôi trơn vừa là nơi đặt trục khuỷu và các bộ phận liên quan.

1.3.2. HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC

Hệ thống truyền lực có chức năng tiếp nhận áp lực của khí trong không gian công tác của xylanh rồi truyền cho hệ tiêu thụ và biến chuyển động tịnh tiến của piston thành chuyển động quay của trục khuỷu. Các bộ phận chính của hệ thống truyền lực cũng chính là các bộ phận chuyển động chính của động cơ, bao gồm : piston, thanh truyền, trục khuỷu, bánh đà. Các bộ phận có liên quan trực tiếp với các bộ phận chuyển động chính kể trên cũng có thể được xếp vào hệ thống truyền lực, ví dụ : xecmang, chốt piston, bạc lót cổ chính, bạc lót cổ biên, v.v.

H. 1-8. Cơ cấu truyền lực
1- Piston , 2- Thanh truyền ,
3- Trục khuỷu , 4- Đổ trọng

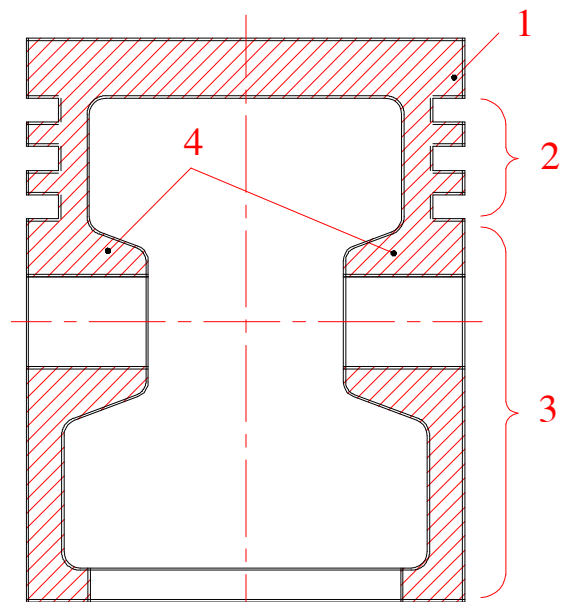
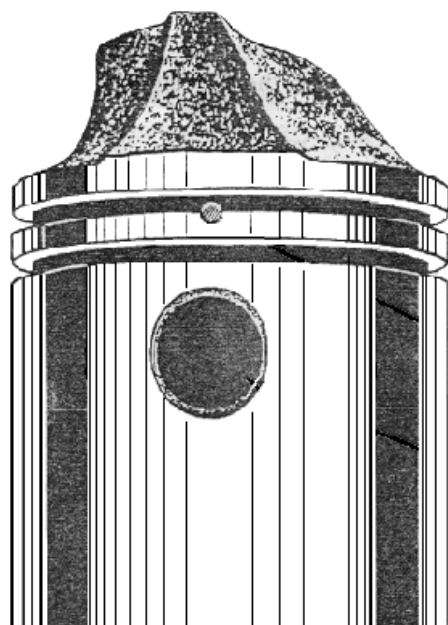
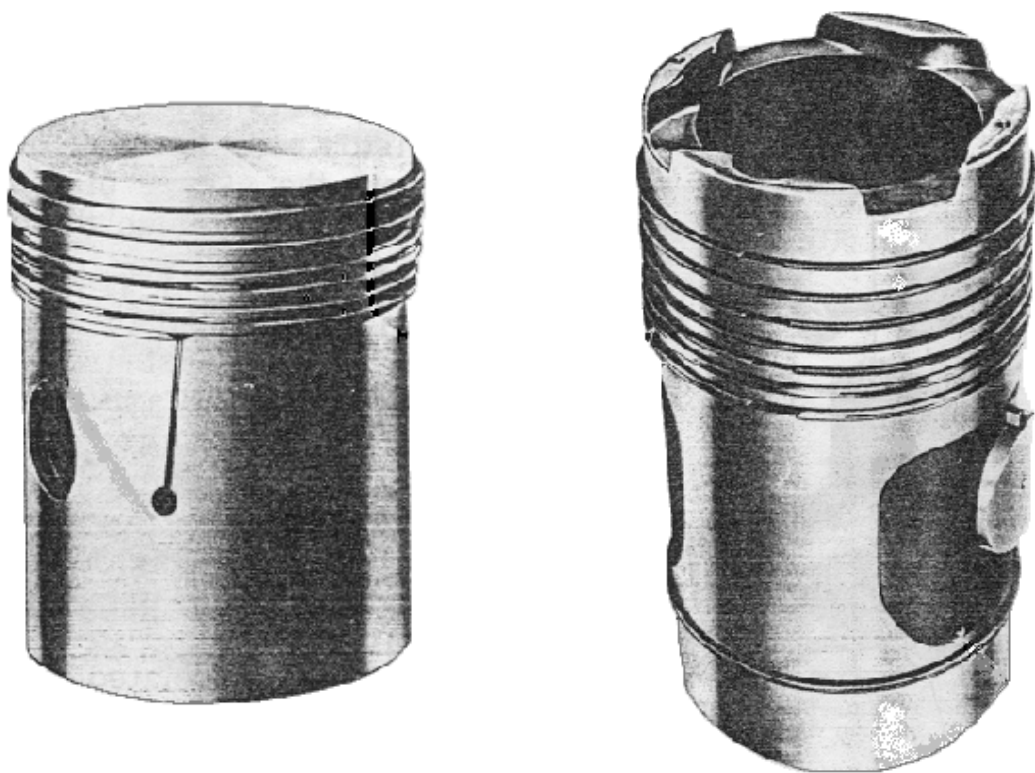


1.3.2.1. PISTON

Piston là bộ phận chuyển động trong lòng xylanh. Nó tiếp nhận áp lực của MCCT rồi truyền cho trục khuỷu qua trung gian là thanh truyền. Ngoài ra, piston còn có công dụng trong việc nạp, nén khí mới và đẩy khí thải ra khỏi không gian công tác của xylanh.

Piston được đúc bằng gang, hợp kim nhôm, và đôi khi bằng thép. Động cơ cao tốc thường có piston bằng hợp kim nhôm nhằm giảm lực quán tính và tăng cường sự truyền nhiệt từ đỉnh piston ra thành xylanh do nhôm nhẹ và dẫn nhiệt tốt hơn gang.

Piston có các phần cơ bản là : đỉnh piston, các rãnh xecmang, "váy" piston (piston skirt), ổ đỡ chốt piston và các gân chịu lực.



H. 1-9. Piston
 1- Đỉnh piston , 2- Phần rãnh xecmang ,
 3- Phần váy piston , 4- Ổ đỡ chốt piston

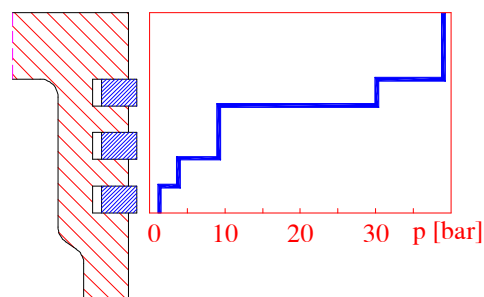
- Đỉnh piston có hình dáng khá đa dạng, tùy thuộc vào đặc điểm tổ chức quá trình cháy và quá trình nạp - xả, ví dụ : đỉnh lõm để tạo chuyển động rối của khí trong buồng đốt ; đỉnh lồi để dẫn hướng dòng khí quét và khí thải ,v.v.

- Váy piston có vai trò dẫn hướng trong xy lanh và chịu lực ngang.

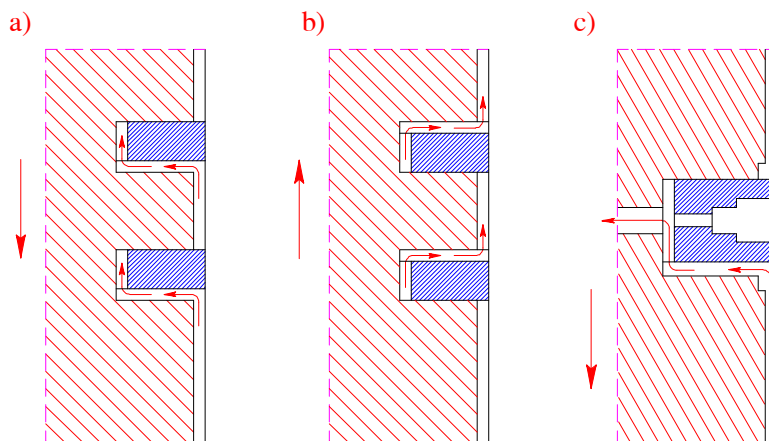
- Rãnh xecmang là nơi đặt các xecmang. Các rãnh xecmang khí được bố trí phía trên chốt piston. Rãnh xecmang dầu có thể bố trí phía trên hoặc phía dưới chốt piston.

1.3.2.2. XECMANG

Xecmang (còn được gọi là bạc piston hoặc vòng găng) của ĐCĐT là các vòng đàn hồi bằng vật liệu chịu nhiệt và chịu mài mòn được lắp vào các rãnh trên piston. Trên một piston có 2 loại xecmang : xecmang khí và xecmang dầu.



H. 1-10. Tác dụng làm kín buồng đốt của xecmang khí



H. 1-11. Hiện tượng xecmang bơm dầu lên buồng đốt (a, b) và tác dụng gạt dầu của xecmang (c)

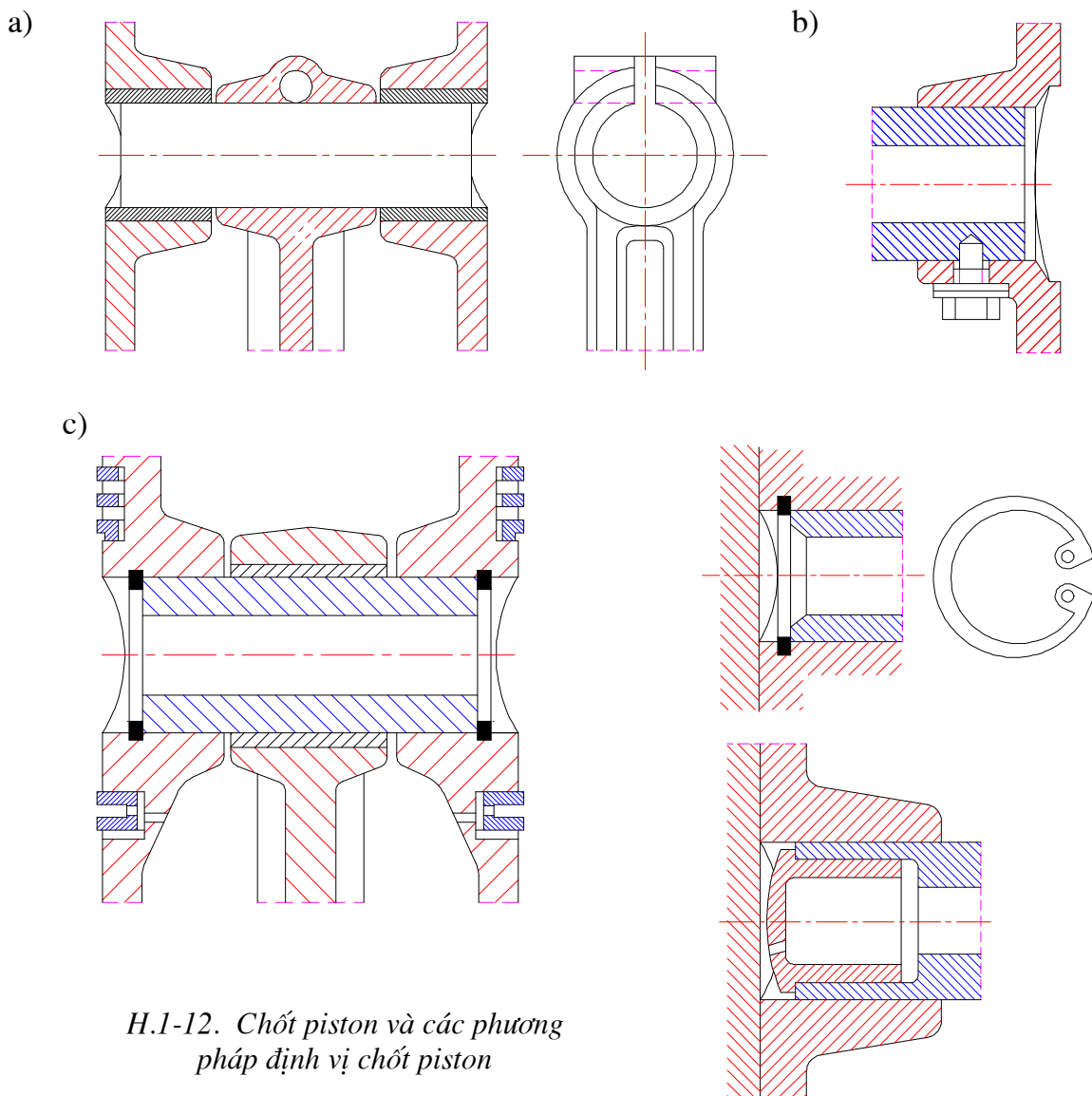
- Xecmang khí - có chức năng làm kín buồng đốt và dẫn nhiệt từ đỉnh piston ra thành xy lanh. Trên mỗi piston có từ 2 đến 4 xecmang khí . Xecmang khí trên cùng được gọi là xecmang lửa, mặt ngoài của xecmang này thường được mạ crôm để tăng độ bền.

- Xecmang dầu - có chức năng san đều dầu bôi trơn trên mặt gương của xy lanh và gạt dầu bôi trơn từ mặt gương xy lanh về cacte. Trên mỗi piston có từ 1 đến 2 xecmang dầu bố trí phía dưới xecmang khí.

1.3.2.3. CHỐT PISTON

Chốt piston là chi tiết liên kết piston với thanh truyền. Chốt piston thường được khoan rỗng để giảm khối lượng. Có 3 phương án liên kết chốt piston với piston và thanh truyền như sau :

- Chốt piston được cố định với thanh truyền và chuyển động tương đối với piston (H. 1-12a).
- Chốt piston được cố định với piston và chuyển động tương đối với thanh truyền (H. 1-12b).
- Chốt piston chuyển động tương đối với cả thanh truyền và piston (H. 1-12c).

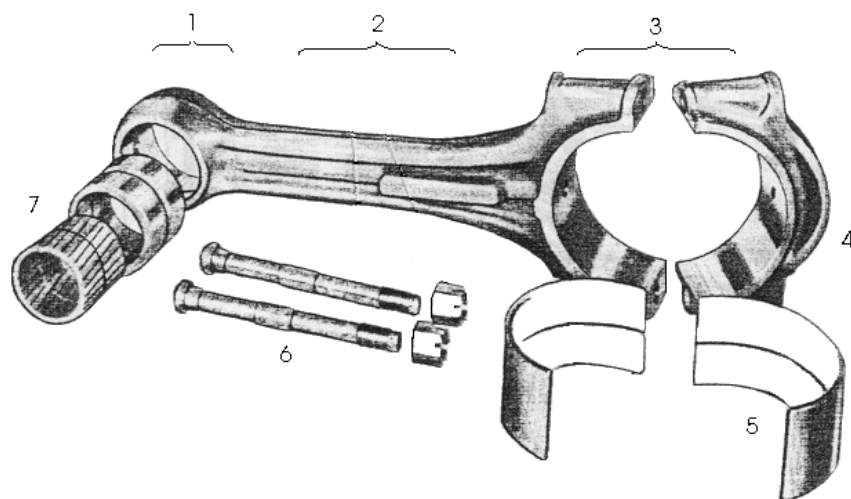


H.1-12. Chốt piston và các phương pháp định vị chốt piston

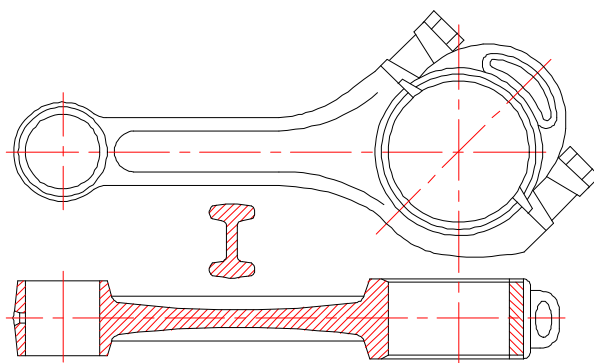
1.3.2.4. THANH TRUYỀN

Thanh truyền là bộ phận trung gian liên kết piston với trục khuỷu và cho phép biến chuyển động tịnh tiến qua lại của piston thành chuyển động quay của trục khuỷu. Đa số thanh truyền được chế tạo từ thép bằng phương pháp rèn hoặc dập.

Thanh truyền được cấu thành từ 3 phần : đầu nhỏ, thân và đầu to. Thanh truyền của động cơ công suất trung bình thường có đầu nhỏ, thân và nửa trên của đầu to được rèn liền thành 1 chi tiết, nửa dưới của đầu to (còn gọi là nắp thanh truyền) được liên kết với nửa trên bằng 2 ÷ 4 bulông. Một số động cơ 1 xylanh loại nhỏ có thanh truyền được dập hoặc đúc liền . Thanh truyền của động cơ lớn thường có các phần được chế tạo riêng biệt rồi lắp với nhau bằng bulông. Để có thể rút nhóm piston-thanh truyền qua lòng xylanh trong quá trình sửa chữa , đôi khi phải chế tạo đầu to thanh truyền theo " kiểu lệch" để giảm chiều ngang của thanh truyền (H. 1-14).



H. 1-13. Các chi tiết của nhóm thanh truyền
1- Đầu nhỏ , 2- Thân , 3- Đầu to , 4- Nắp , 5- Bạc cổ biên
6- Bulông thanh truyền , 7- Bạc chốt piston



H. 1-14. Thanh truyền với đầu to kiểu lệch

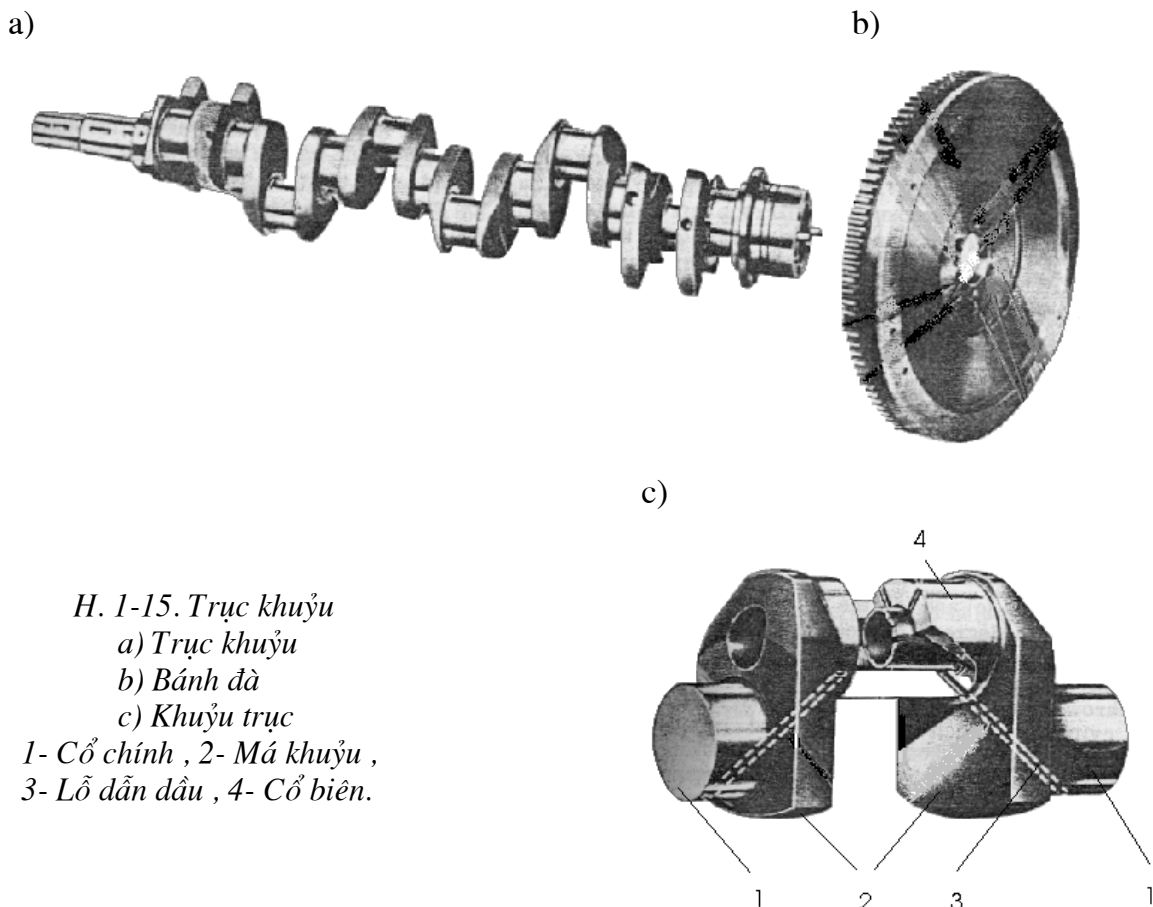
1.3.2.5. TRỤC KHUYỬ

Trục khuỷu là bộ phận có chức năng tiếp nhận toàn bộ áp lực của khí trong xylanh rồi truyền cho các hệ tiêu thụ của bản thân động cơ (ví dụ : trục cam, bơm dầu, bơm nước, v.v.) và hệ tiêu thụ bên ngoài (chân vịt, máy phát điện, v.v.).

Phần lớn trục khuỷu được chế tạo từ thép bằng phương pháp rèn, sau đó tiến hành gia công cơ khí (khoan các lỗ dầu, phay các má khuỷu, tiện và mài bóng các cổ khuỷu). Giá thành chế tạo trục khuỷu chiếm một tỷ lệ lớn trong giá thành cả động cơ. Để giảm giá thành, người ta đang áp dụng ngày càng rộng rãi phương pháp đúc trục khuỷu bằng gang hợp kim.

Trục khuỷu của động cơ nhiều xylanh được cấu thành từ các khuỷu trục bố trí lệch nhau. Mỗi khuỷu trục có các bộ phận sau đây :

- cổ chính lắp trong ổ đỡ chính của động cơ,
- cổ biên lắp trong đầu to của thanh truyền,
- má khuỷu liên kết cổ chính với cổ biên,
- các đối trọng để cân bằng lực quán tính (đối trọng có thể được đúc liền với trục khuỷu hoặc được chế tạo riêng rồi lắp vào một đầu của má khuỷu).



H. 1-15. Trục khuỷu

a) Trục khuỷu

b) Bánh đà

c) Khuỷu trục

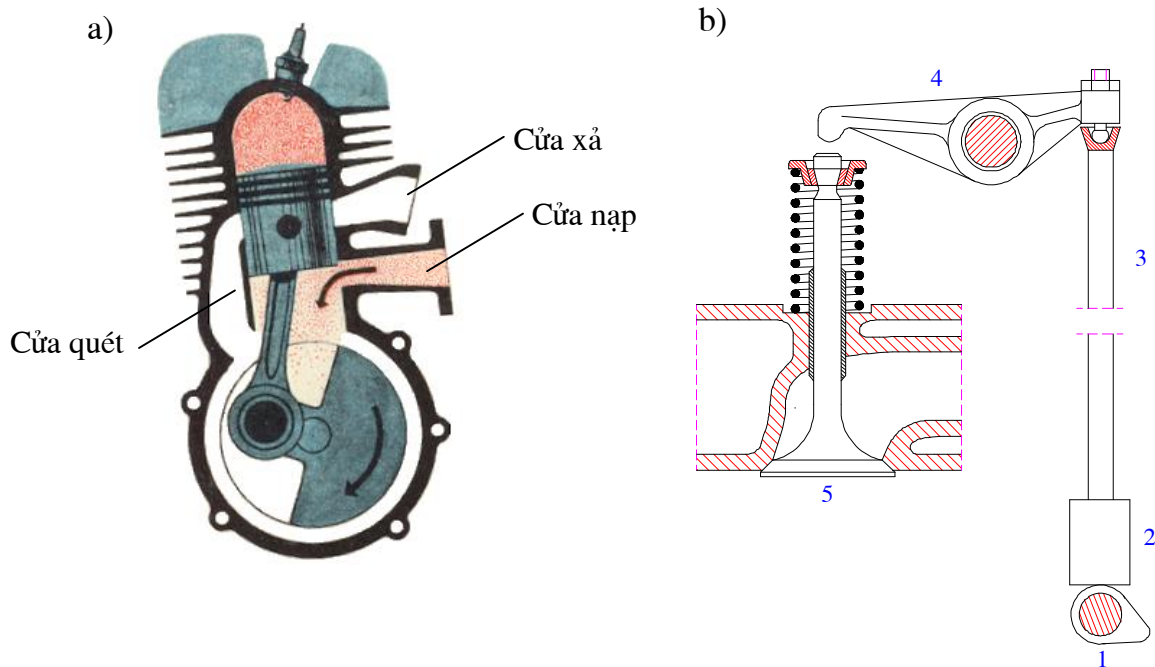
1- Cổ chính , 2- Má khuỷu ,

3- Lỗ dẫn dầu , 4- Cổ biên.

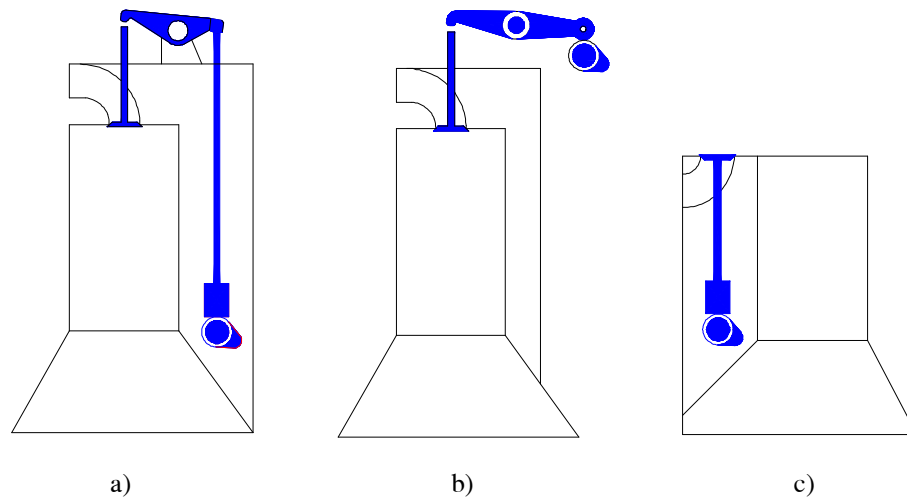
1.3.3. HỆ THỐNG NẠP - XẢ

Hệ thống nạp - xả (còn gọi là hệ thống thay đổi khí hoặc hệ thống trao đổi khí) có chức năng lọc sạch không khí rồi nạp vào không gian công tác của xy lanh và xả khí thải ra khỏi động cơ. Các bộ phận cơ bản của hệ thống nạp-xả bao gồm : lọc không khí, ống nạp, ống xả, bình giảm thanh và cơ cấu phân phối khí.

1.3.3.1. CƠ CẤU PHÂN PHỐI KHÍ



H. 1-16. Cơ cấu phân phối khí của động cơ 2 kỳ quét vòng (a) và của động cơ 4 kỳ (b)
1- Trục cam ; 2- Con đội ; 3- Đũa đẩy ; 4- Đòn gánh ; 5- Xupap.



H. 1-17. Các kiểu bố trí và dẫn động xupap

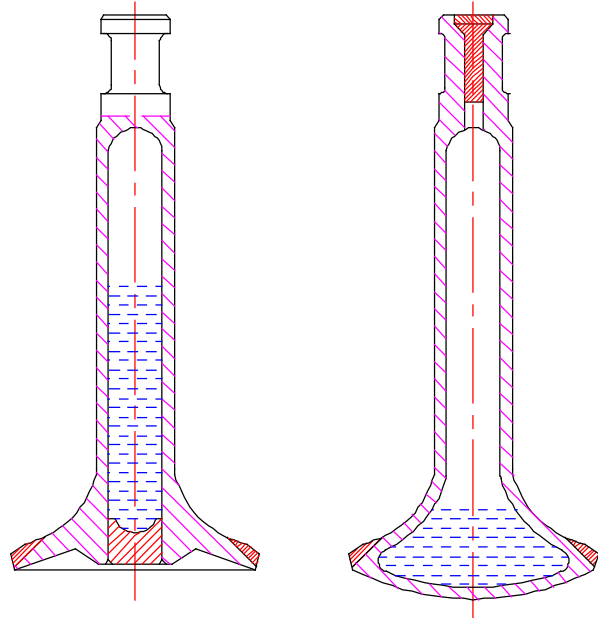
Cơ cấu phân phối khí có chức năng điều khiển quá trình nạp khí mới vào không gian công tác của xy lanh và xả khí thải ra khỏi động cơ.

Hầu hết động cơ 4 kỳ hiện nay có cơ cấu phân phối khí kiểu xupap . Động cơ 2 kỳ không nhất thiết phải có xupap ; trong trường hợp không có xupap, chức năng điều khiển quá trình nạp-xả do piston, cửa quét và cửa xả thực hiện. Ở động cơ 2 kỳ quét thẳng qua xupap xả, khí mới được nạp vào xy lanh qua cửa quét trên thành xy lanh, còn khí thải được xả ra ngoài qua xupap xả giống như ở động cơ 4 kỳ .

1.3.3.2. XUPAP

Xupap là một loại van đặc trưng ở ĐCĐT, có chức năng đóng, mở đường ống nạp và xả. Mỗi xy lanh của động cơ 4 kỳ thấp tốc và trung tốc thường có 2 xupap : một xupap nạp có chức năng đóng và mở đường ống nạp, một xupap xả có chức năng đóng và mở đường ống xả. Động cơ cao tốc có thể có 3 hoặc 4 xupap cho mỗi xy lanh để tăng tiết diện lưu thông của khí ra, vào xy lanh và giảm phụ tải nhiệt cho xupap, qua đó giảm khả năng biến dạng làm xupap không đóng kín. Xupap có thể bố trí theo kiểu treo trong nắp xy lanh (H. 1-17a, b) hoặc kiểu đặt trong thân động cơ (H. 1-17c). Trục cam cũng có thể được đặt trong thân động cơ hoặc trên nắp xy lanh.

Trong quá trình động cơ hoạt động, xupap xả chịu tác dụng thường xuyên của khí thải có nhiệt độ cao, nhiệt độ của nấm xupap xả có thể tới 600 - 700 °C, cho nên nó được chế tạo từ thép hợp kim chất lượng cao. Đôi khi ổ đặt và phần côn của nấm xupap xả được ép thêm vật liệu chịu nhiệt đặc biệt (H. 1-18). Xupap nạp thường xuyên được làm mát bằng dòng khí mới nên nhiệt độ của nó khoảng 400 - 500 °C. Thông thường, xupap được làm mát bằng cách truyền nhiệt ra vách của nắp xy lanh thông qua ống dẫn hướng. Đối với động cơ cường hoá cao, xupap xả được làm mát bằng cách cho chất Sodium (Na) vào khoang rỗng trong thân và nấm xupap. Chất Na nóng chảy chuyển động lên xuống khi động cơ hoạt động có tác dụng tải nhiệt từ nấm lên thân để truyền ra phần dẫn hướng.



H. 1-18. Xupap có gắn thêm vật liệu chịu nhiệt và làm mát bằng sodium nóng chảy

1.3.4. HỆ THỐNG BÔI TRƠN

ĐCĐT có rất nhiều chi tiết chuyển động tương đối với nhau. Để giảm lực ma sát và hao mòn, ngoài việc chọn vật liệu, hình dáng và kích thước thích hợp, nhất thiết phải bôi trơn các bề mặt ma sát của chi tiết. Hệ thống bôi trơn của động cơ có chức năng lọc sạch rồi đưa chất bôi trơn đến các các bề mặt cần bôi trơn. Có thể phân biệt 3 phương pháp bôi trơn cơ bản

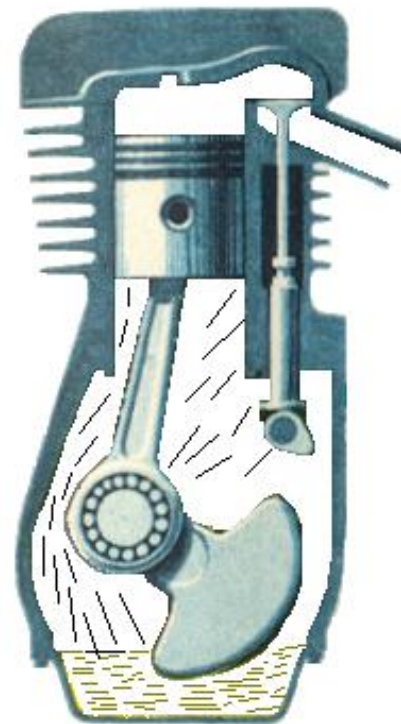
- Bôi trơn bằng hơi dầu,
- Bôi trơn bằng cách vung toé dầu,
- Bôi trơn dưới áp suất.

Phương pháp bôi trơn bằng hơi dầu được sử dụng cho động cơ xăng 2 kỳ dùng cacte làm bơm quét khí. Trong trường hợp này không thể đổ nhớt vào cacte rồi bơm đi bôi trơn các bộ phận được, mà nhớt được hoà trộn vào xăng với tỷ lệ 3 - 5 % để có thể đến được các bề mặt cần bôi trơn. Chốt piston của các loại động cơ khác cũng có thể được bôi trơn bằng hơi dầu.

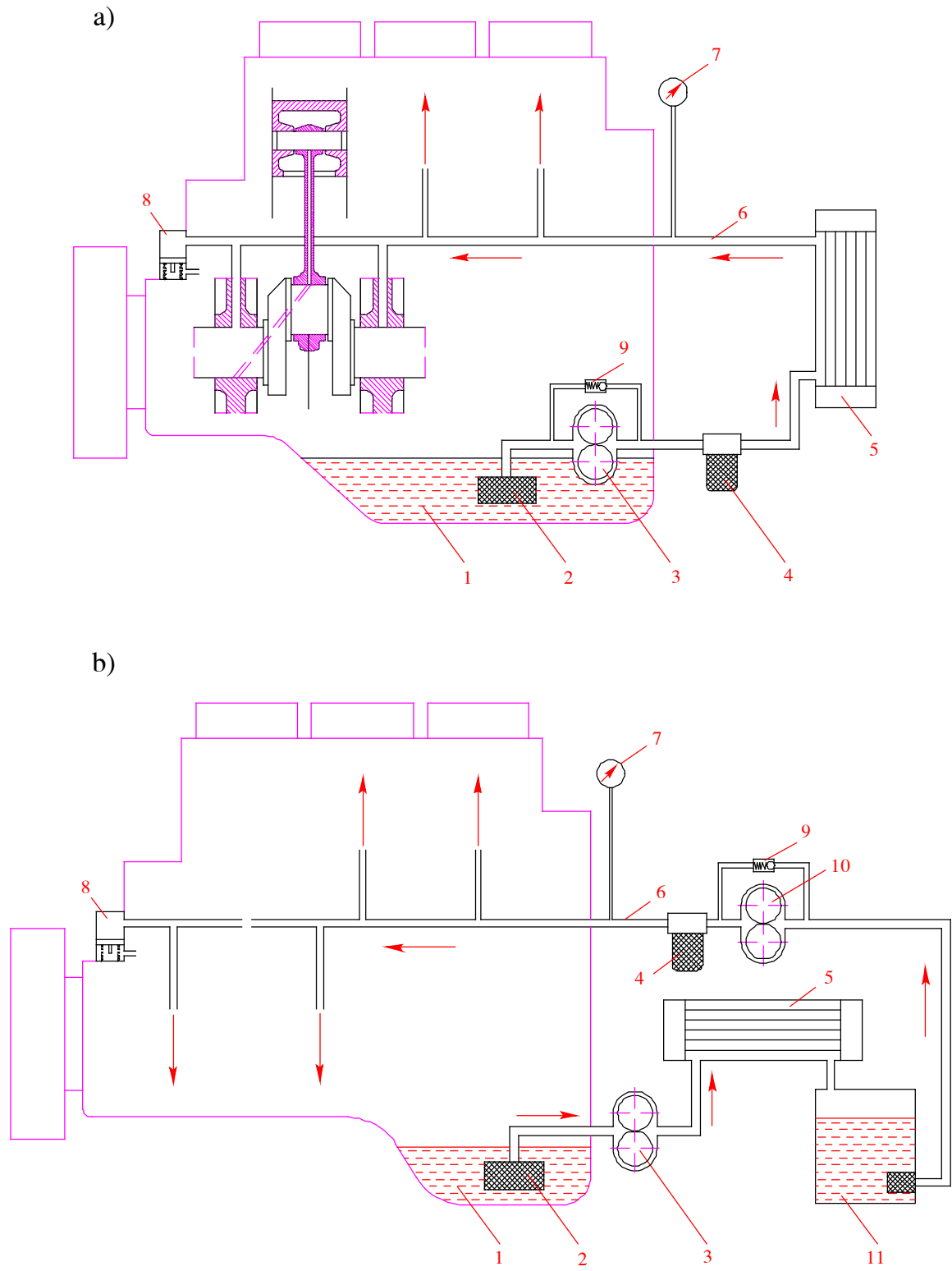
Bôi trơn bằng vung toé là dùng một số chi tiết chuyển động của động cơ để vung dầu lên các bề mặt cần bôi trơn. Phương pháp này đơn giản, nhưng có nhược điểm cơ bản là dầu bị lão hoá nhanh, thời gian sử dụng dầu ngắn. Ngoài ra, phương pháp này có hiệu quả thấp trong một số trường hợp, ví dụ : xe lên hoặc xuống dốc, tàu bị nghiêng, lắc, v.v.

Đa số động cơ hiện nay được trang bị hệ thống bôi trơn dưới áp suất. Ở hệ thống này, nhớt từ đáy cacte hay bình chứa (H. 1-20) được bơm nhớt nén tới áp suất 1,5 - 8,0 bar rồi đẩy vào mạch dầu chính. Từ mạch dầu chính, nhớt theo các lỗ khoan trong các chi tiết của động cơ hoặc theo các ống dầu đến bôi trơn các cổ chính, cổ biên của trục khuỷu, ổ đỡ trục cam, trục đòn gánh, v.v. Mặt gương xy lanh, piston, xecmang, và đôi khi cả trục cam và các bánh răng được bôi trơn bằng nhớt phun ra từ các khe hở hoặc các lỗ đặc biệt ở ổ đỡ chính và ổ đỡ biên. Chốt piston có thể được bôi trơn bằng nhớt đi lên từ ổ đỡ biên qua các lỗ hoặc ống dọc thân thanh truyền hoặc được bôi trơn bằng hơi dầu.

Một số chi tiết của động cơ có thể được bôi trơn bằng cách khác, ngoài các phương pháp giới thiệu ở trên. Ví dụ : trục đòn gánh có thể được bôi trơn bằng các bậc thấm dầu theo định kỳ ; mặt gương xy lanh của một số động cơ kích thước lớn được bôi trơn bằng nhớt dưới áp suất lớn (tới 50 bar) do các bơm kiểu piston cung cấp qua các lỗ bố trí tại các vị trí thích hợp trên xy lanh.



H. 1-19. Bôi trơn bằng cách vung toé



H. 1-20. Hệ thống bôi trơn tuần hoàn cacte ướt (a) và cacte khô (b)
 1- Cacte dầu ; 2- Lọc thô ; 3, 11- Bơm dầu bôi trơn ; 4- Lọc tinh ; 5- Bình làm mát dầu ;
 6- Mạch dầu chính ; 7- Áp kế dầu ; 8- Van điều áp ; 9- Van an toàn ; 11- Bình chứa dầu.

1.3.5. HỆ THỐNG LÀM MÁT

Hệ thống làm mát có chức năng giải nhiệt từ các chi tiết nóng (piston, xy lanh, nắp xy lanh, xupap, v.v.) để chúng không bị quá tải nhiệt. Ngoài ra, làm mát động cơ còn có tác dụng duy trì nhiệt độ dầu bôi trơn trong một phạm vi nhất định để duy trì các chỉ tiêu kỹ thuật của chất bôi trơn.

Chất có vai trò trung gian trong quá trình truyền nhiệt từ các chi tiết nóng của động cơ ra ngoài được gọi là **môi chất làm mát**. Môi chất làm mát có thể là nước, không khí, dầu, hoặc một số loại dung dịch đặc biệt.

Không khí được dùng làm môi chất làm mát chủ yếu cho động cơ công suất nhỏ. Đa số ĐCĐT hiện nay, đặc biệt là động cơ thủy, được làm mát bằng nước vì nó có hiệu quả làm mát cao (khoảng 2,5 lần cao hơn hiệu quả làm mát của dầu).

Có thể phân loại hệ thống làm mát của ĐCĐT theo các tiêu chí sau đây :

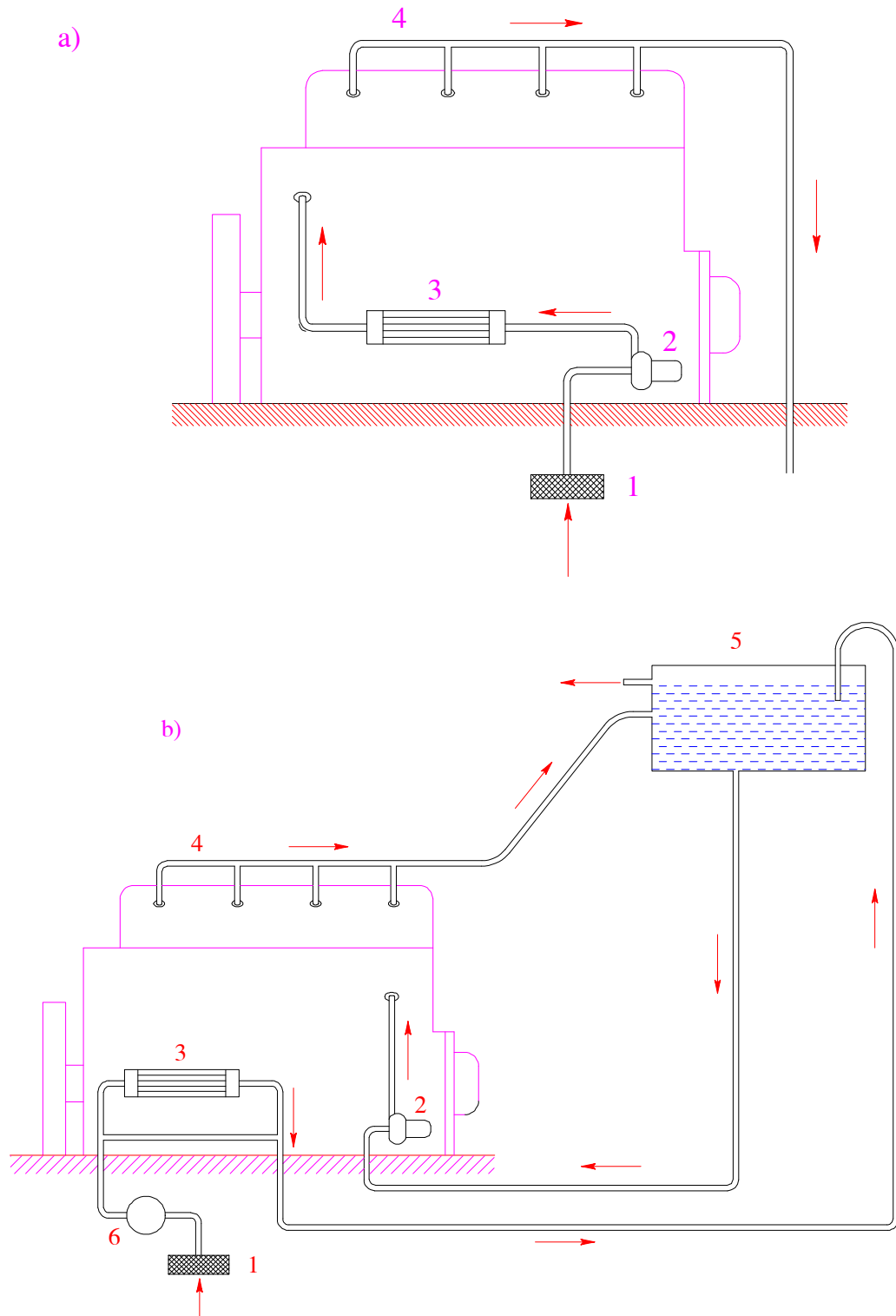
- Theo môi chất làm mát m_{jt} - làm mát bằng nước, làm mát bằng không khí, làm mát bằng dầu và làm mát bằng các dung dịch đặc biệt.
- Theo phương pháp làm mát m_{jt} - làm mát bằng nước bay hơi, làm mát bằng đối lưu tự nhiên, làm mát cưỡng bức.
- Theo cách tiếp xúc của môi chất làm mát m_{jt} - hệ thống làm mát trực tiếp (hệ thống làm mát hở) và hệ thống làm mát gián tiếp (hệ thống làm mát kín).

Hệ thống làm mát trực tiếp bằng nước thường được áp dụng cho động cơ thủy hoặc động cơ đặt cố định tại khu vực gần sông, hồ. Ở hệ thống làm mát trực tiếp (H. 1-21), nước từ ngoài mạn tàu được bơm vào làm mát trực tiếp động cơ rồi được xả ra ngoài tàu.

Hệ thống làm mát gián tiếp bằng nước được áp dụng rộng rãi nhất cho ĐCĐT sử dụng trong nhiều lĩnh vực khác nhau. Ở động cơ thủy, nước ngọt sau khi làm mát động cơ sẽ được dẫn đến bình làm mát nước-nước. Sau khi được làm mát bằng nước biển, nước ngọt được bơm trở lại tiếp tục làm mát động cơ (H.1-22). Ở động cơ ô tô - nước ngọt làm mát trực tiếp động cơ, còn không khí làm mát nước ngọt trong bình làm mát nước - không khí (H. 1-23).

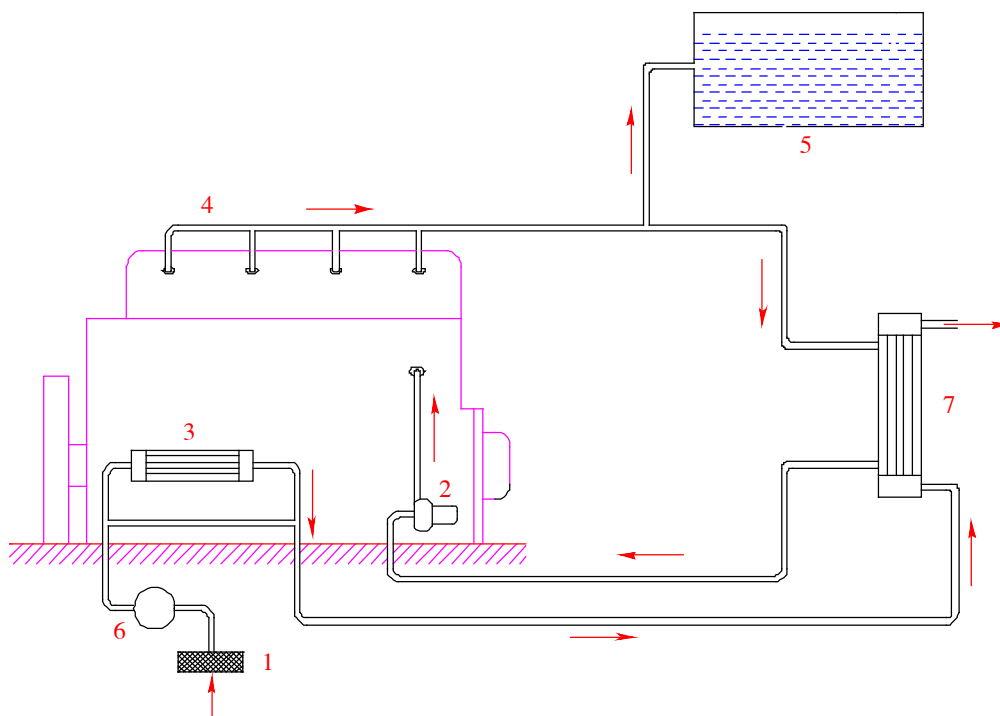
Hệ thống làm mát trực tiếp có ưu điểm là cấu tạo đơn giản, giá thành thấp, hoạt động tin cậy. Tuy nhiên, so với hệ thống làm mát kín, hệ thống hở có những nhược điểm sau đây :

- Các khoang làm mát của động cơ bị đóng cặn và bị ăn mòn nhanh do nước biển chứa nhiều loại muối hoà tan. Để hạn chế ăn mòn, người ta gắn các cục kẽm trong khoang làm mát ; còn để hạn chế đóng cặn, phải duy trì nhiệt độ nước ra khỏi động cơ không cao hơn 55°C .
- Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ được làm mát trực tiếp bằng nước biển cao hơn do phần nhiệt truyền từ khí trong xy lanh ra nước làm mát nhiều hơn.



H. 1-21. Hệ thống làm mát trực tiếp

- 1- Lọc, 2- Bơm làm mát động cơ, 3- Bình làm mát dầu bôi trơn,
 4- Ống nước làm mát ra khỏi động cơ, 5- Kết nước cân bằng,
 6- Bơm nước từ ngoài mạn tàu.



H. 1-22. Hệ thống làm mát gián tiếp của động cơ thủy

1- Lọc, 2- Bơm làm mát động cơ, 3- Bình làm mát dầu sôi trộn, 4- Ống nước làm mát ra khỏi động cơ, 5- Kết nước cân bằng, 6- Bơm nước từ ngoài mạn tàu, 7- Bình làm mát nước-nước

H. 1-23. Hệ thống làm mát gián tiếp bằng nước của động cơ ô tô

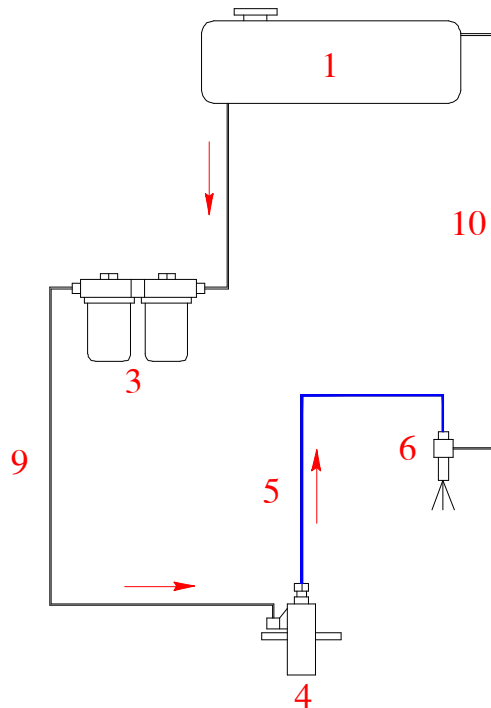
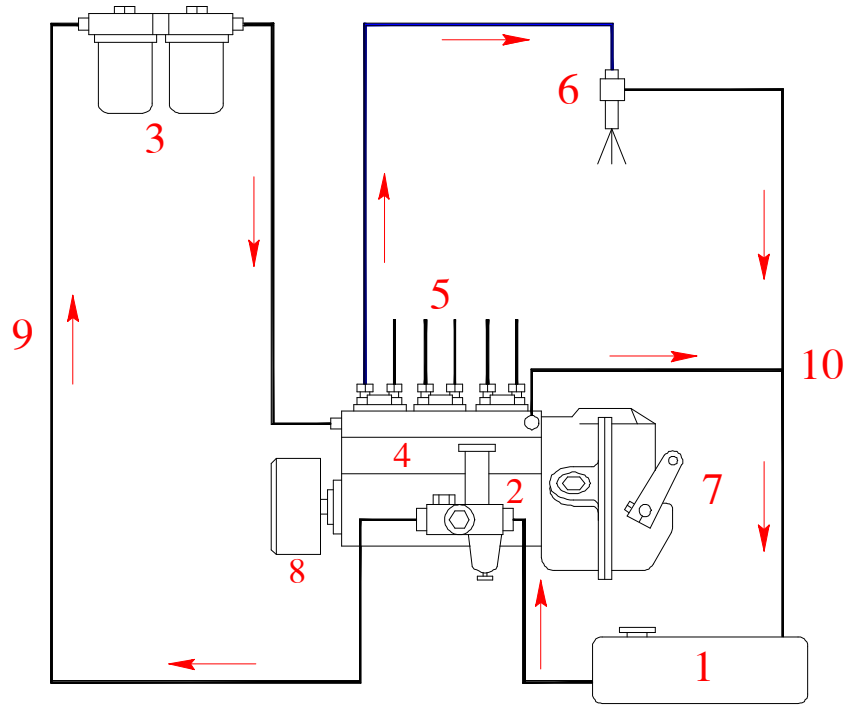
1.3.6. HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL

1.3.6.1. CHỨC NĂNG VÀ CÁC BỘ PHẬN CƠ BẢN

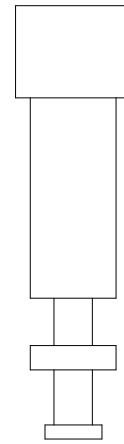
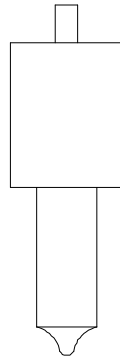
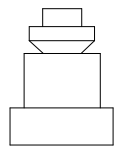
Hệ thống nhiên liệu của động cơ diesel có chức năng lọc sạch rồi phun nhiên liệu vào buồng đốt theo những yêu cầu phù hợp với đặc điểm cấu tạo và tính năng của động cơ.

Dù có cấu tạo và nguyên lý hoạt động khá đa dạng, nhưng tuyệt đại đa số hệ thống nhiên liệu thông dụng của động cơ diesel đều được cấu thành từ các bộ phận cơ bản sau đây (H. 1-24) :

- **Thùng nhiên liệu** - bao gồm thùng nhiên liệu hàng ngày và thùng nhiên liệu dự trữ. Thùng nhiên liệu hàng ngày cần có dung tích đảm bảo chứa đủ số nhiên liệu cho động cơ hoạt động liên tục trong một khoảng thời gian định trước.
- **Bơm thấp áp** - bơm có chức năng hút nhiên liệu từ thùng chứa hàng ngày rồi đẩy đến bơm cao áp. Hệ thống nhiên liệu có thể không có bơm thấp áp nếu thùng chứa nhiên liệu hàng ngày được đặt ở vị trí cao hơn động cơ để nhiên liệu tự chảy đến bơm cao áp (H. 1-24b).
- **Lọc nhiên liệu** - Trong hệ thống nhiên liệu của động cơ diesel có các bộ phận được chế tạo và lắp ráp với độ chính xác rất cao, như : đầu phun, cặp piston-xylanh của bơm cao áp, van tiết hồi. Các bộ phận này rất dễ bị hư hại nếu trong nhiên liệu có tạp chất cơ học. Bởi vậy nhiên liệu phải được lọc sạch trước khi đến bơm cao áp.
- **Ống dẫn nhiên liệu** - gồm có ống cao áp và ống thấp áp. ống cao áp dẫn nhiên liệu có áp suất cao từ bơm cao áp đến vòi phun. ống thấp áp dẫn nhiên liệu từ thùng chứa đến bơm cao áp và dẫn nhiên liệu hồi về thùng chứa.
- **Bơm cao áp (BCA)** - có các chức năng sau đây :
 - Nén nhiên liệu đến áp suất rất cao (khoảng 100 - 1500 bar) rồi đẩy đến vòi phun (chức năng nén).
 - Điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp vào buồng đốt phù hợp với chế độ làm việc của động cơ (chức năng định lượng).
 - Định thời điểm bắt đầu và kết thúc quá trình phun nhiên liệu (chức năng định thời).
- **Vòi phun nhiên liệu** - Đại đa số vòi phun nhiên liệu ở động cơ diesel chỉ có chức năng phun nhiên liệu cao áp vào buồng đốt với cấu trúc tia nhiên liệu phù hợp với phương pháp tổ chức quá trình cháy . Ở một số hệ thống nhiên liệu đặc biệt, vòi phun còn có thêm chức năng định lượng và định thời.



H. 1-24. Sơ đồ cấu tạo hệ thống nhiên liệu của động cơ diesel
 1- Thùng nhiên liệu ; 2- Bơm thấp áp ; 3- Lọc nhiên liệu ; 4- Bơm cao áp ;
 5- Ống cao áp ; 6- Vòi phun ; 7- Bộ điều tốc ; 8- Bộ điều chỉnh góc phun sớm ;
 9- Ống thấp áp ; 10- Ống dầu hồi.

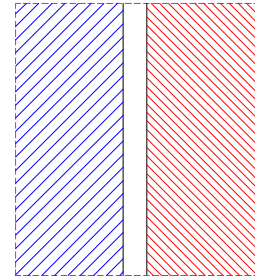
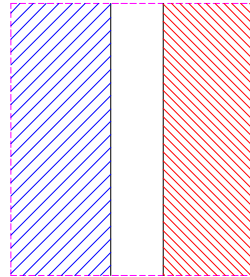
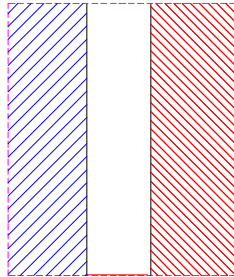


Khe hở giữa các chi tiết của cặp siêu chính xác

6 - 10 μm

3,5 - 6,5 μm

1,5 - 2,5 μm



Kích thước tạp chất [μm]

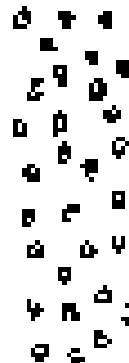
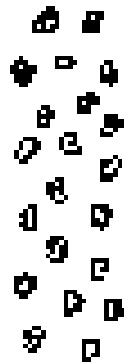
40 - 60

20 - 30

8 - 10

4 - 5

~ 2



Khả năng lọc

Phân tử lọc bằng nỉ

Phân tử lọc bằng giấy

Bộ lọc kép hiện đại

H. 1-25. Khe hở giữa các cặp siêu chính xác và khả năng lọc

Toàn bộ hệ thống nhiên liệu của động cơ diesel có thể chia thành hai phần được qui ước gọi là : phân cấp nhiên liệu và hệ thống phun nhiên liệu .

- **Phân cấp nhiên liệu** - còn gọi là **Phân thấp áp** , bao gồm thùng chứa nhiên liệu, bơm thấp áp, lọc nhiên liệu và ống thấp áp. Chức năng của phân cấp liệu là lọc sạch nhiên liệu rồi cung cấp cho hệ thống phun dưới áp suất xác định .

- **Hệ thống phun nhiên liệu** (HTPNL) - còn gọi là **Phân cao áp** , bao gồm bơm cao áp, vòi phun , ống cao áp và các bộ phận điều chỉnh-hiệu chỉnh. HTPNL thực hiện hầu như tất cả các yêu cầu đặt ra đối với quá trình phun nhiên liệu và có ảnh hưởng quyết định đến chất lượng quá trình tạo hỗn hợp cháy ở động cơ diesel.

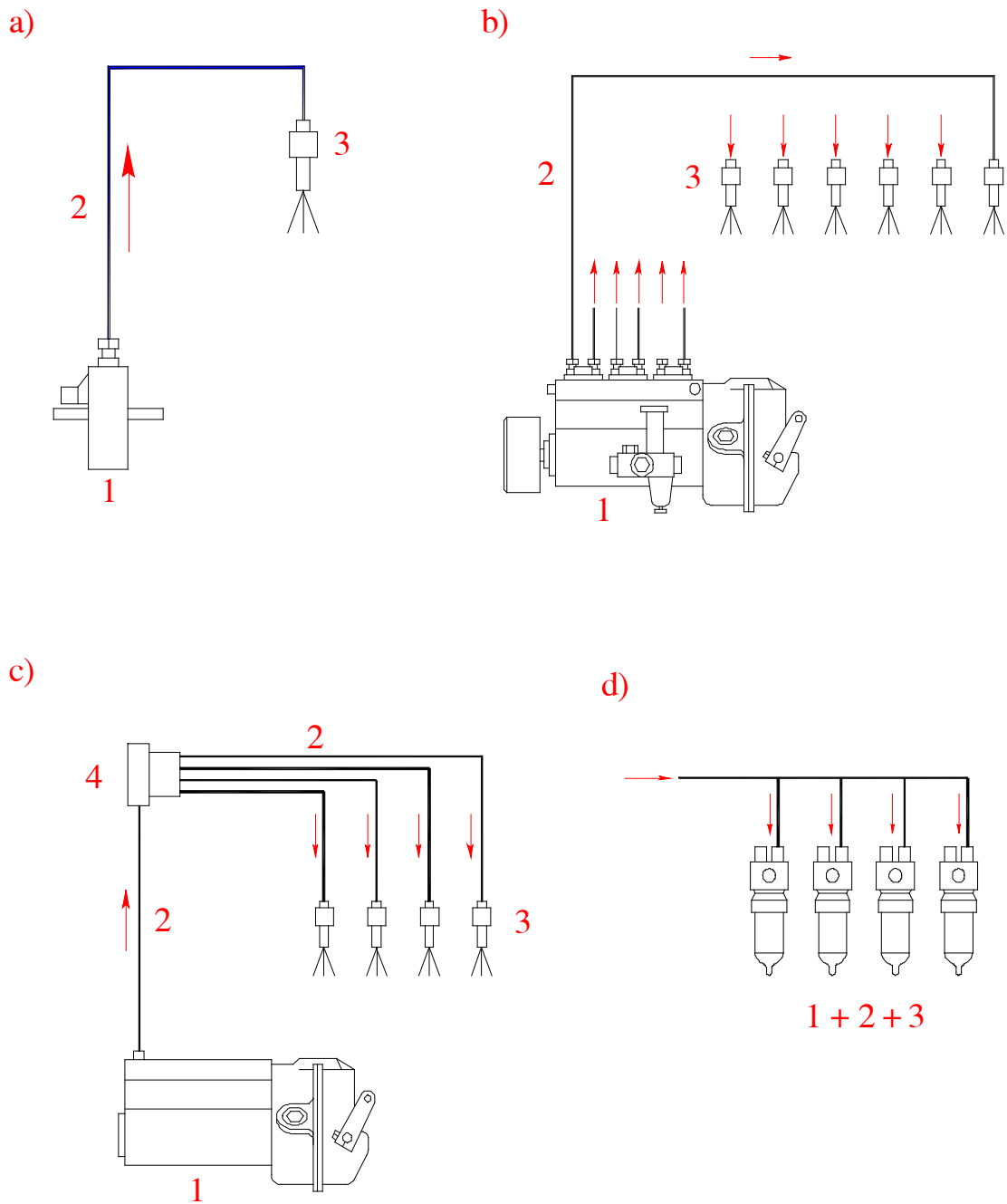
1.3.6.2. PHÂN LOẠI HỆ THỐNG PHUN NHIÊN LIỆU

Bảng 1-2. Phân loại tổng quát hệ thống phun nhiên liệu của động cơ diesel

Tiêu chí phân loại	Phân loại
Phương pháp phun nhiên liệu	1) Hệ thống phun nhiên liệu bằng không khí nén 2) Hệ thống phun nhiên liệu bằng thủy lực
Phương pháp tạo và duy trì áp suất phun	1) Hệ thống phun trực tiếp 2) Hệ thống phun gián tiếp
Phương pháp điều chỉnh quá trình phun	1) Hệ thống được điều chỉnh kiểu cơ khí 2) Hệ thống được điều chỉnh kiểu điện tử
Cách thức tổ hợp các thành tố của hệ thống phun	1) Hệ thống phun cổ điển 2) Hệ thống phun với BCA-VP liên hợp 3) Hệ thống phun với BCA phân phối 4) Hệ thống phun đặc biệt.
Loại vòi phun	1) Hệ thống phun với vòi phun hở 2) Hệ thống phun với vòi phun kín

1) Hệ thống phun nhiên liệu bằng không khí nén

Ở thời kỳ đầu phát triển động cơ diesel, người ta đã dùng không khí nén dưới áp suất 50-60 bar để phun nhiên liệu vào xylanh động cơ. Phương pháp này không yêu cầu phải có các chi tiết siêu chính xác mà vẫn đảm bảo chất lượng hoà trộn nhiên liệu với không khí khá tốt. Tuy nhiên, động cơ phải lai máy nén khí nhiều cấp, vừa công kênh vừa tiêu thụ một phần đáng kể công suất của động cơ (công suất do máy nén khí tiêu thụ bằng khoảng 6 - 8 % công suất của động cơ, trong khi hệ thống phun nhiên liệu bằng thủy lực tiêu thụ khoảng 1,5 - 3,5 %) ; ngoài ra, việc điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình cũng phức tạp và khó chính xác, nên kiểu hệ thống phun nhiên liệu bằng khí nén ở động cơ diesel đã được thay thế hoàn toàn bởi hệ thống phun nhiên liệu bằng thủy lực.



H. 1-26. Phân loại hệ thống phun nhiên liệu theo cách thức tổ hợp các thành tố cơ bản

- 1- Bơm cao áp , 2- ống cao áp , 3- vòi phun , 4- bộ phân phối
- a) HTPNL cổ điển với BCA đơn
 - b) HTPNL cổ điển với BCA cụm
 - c) HTPNL với bơm cao áp phân phối
 - d) HTPNL với BCA-VP liên hợp

2) Hệ thống phun nhiên liệu bằng thủy lực

Ở hệ thống phun nhiên liệu bằng thuỷ lực, nhiên liệu được phun vào buồng đốt do sự chênh lệch áp suất rất lớn giữa áp suất của nhiên liệu trong vòi phun và áp suất của khí trong xylanh. Dưới tác dụng của lực kích động ban đầu trong tia nhiên liệu và lực cản khí động của khí trong buồng đốt, các tia nhiên liệu sẽ bị xé thành những hạt có đường kính rất nhỏ để hoá hơi nhanh và hoà trộn với không khí.

3) Hệ thống phun trực tiếp

HTPNL trực tiếp là một loại HTPNL bằng thuỷ lực, ở đó nhiên liệu sau khi ra khỏi BCA được dẫn trực tiếp đến vòi phun bằng ống dẫn cao áp có dung tích nhỏ. Ưu điểm của HTPNL kiểu này là : kết cấu tương đối đơn giản, có khả năng nhanh chóng thay đổi các thông số công tác phù hợp với chế độ làm việc của động cơ. Nhược điểm cơ bản của HTPNL trực tiếp là : áp suất phun giảm khi giảm của tốc độ quay của động cơ, điều đó hạn chế khả năng làm việc ổn định của động cơ ở tốc độ quay thấp. Mặc dù chưa đáp ứng hoàn toàn các yêu cầu đặt ra, nhưng HTPNL trực tiếp vẫn được sử dụng phổ biến nhất hiện nay cho tất cả các kiểu động cơ diesel.

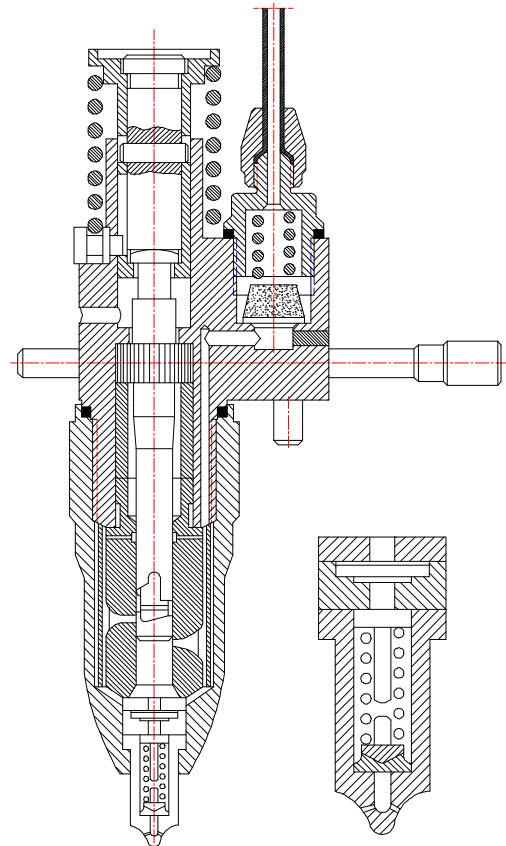
4) Hệ thống phun nhiên liệu gián tiếp

Ở hệ thống phun gián tiếp (còn gọi là hệ thống tích phun), nhiên liệu từ BCA không được đưa trực tiếp đến vòi phun mà được bơm đến ống cao áp chung. Thông thường, ống cao áp chung có dung tích lớn hơn nhiều lần so với thể tích nhiên liệu được phun vào buồng đốt trong một chu trình, nên áp suất phun hầu như không thay đổi trong suốt quá trình phun. Điều đó đảm bảo chất lượng phun tốt trong một phạm vi rộng của tốc độ quay và tải. Để đảm bảo yêu cầu định lượng và định thời, hệ thống tích phun có kết cấu khá phức tạp. Vì vậy nó thường chỉ được sử dụng cho những động cơ diesel có yêu cầu cao về chất lượng phun nhiên liệu ở những chế độ tải nhỏ.

5) Hệ thống phun nhiên liệu với Bơm cao áp - Vòi phun liên hợp

HTPNL với Bơm cao áp-Vòi phun (BCA-VP) liên hợp là một hình thái biến tướng của HTPNL cổ điển. Ở loại HTPNL kiểu này, BCA và vòi phun được tổ hợp thành một cụm chi tiết gọi là BCA-VP liên hợp, thực hiện chức năng của cả 3 bộ phận : BCA, vòi phun và ống cao áp. Trong BCA-VP liên hợp, nhiên liệu sau khi được nén đến áp suất rất cao và được định lượng sẽ được đưa trực tiếp vào vòi phun mà không cần có ống dẫn nhiên liệu cao áp.

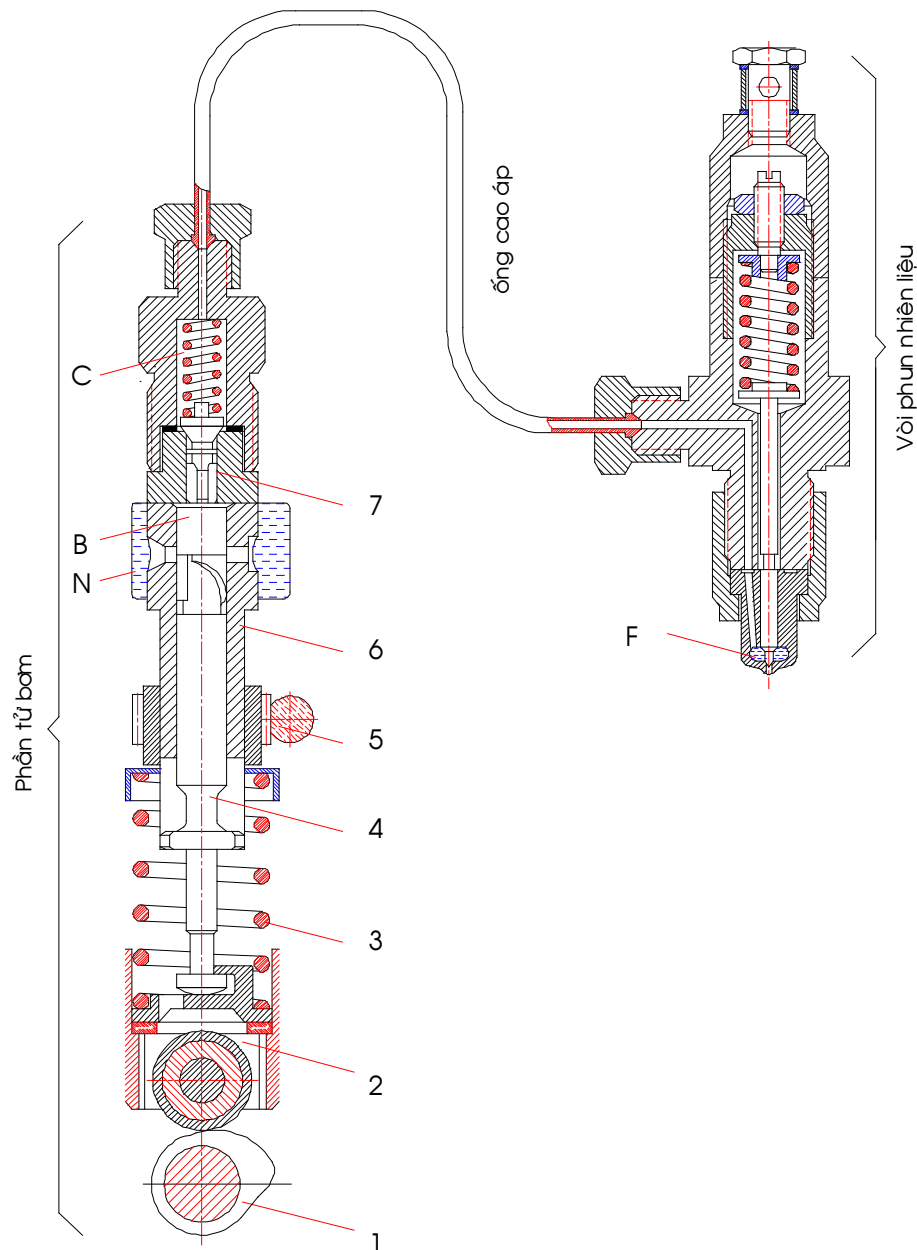
BCA-VP liên hợp do hãng General Motors thiết kế giới thiệu trên H. 1-27 là kiểu điển hình và được sử dụng phổ biến nhất hiện nay.



H. 1-27 BCA-VP liên hợp của hãng GM

1.3.6.3. HỆ THỐNG PHUN NHIÊN LIỆU CỔ ĐIỆN

Hệ thống phun nhiên liệu cổ điện là tên gọi qui ước của loại HTPNL trực tiếp có những đặc điểm cơ bản sau đây : Toàn bộ HTPNL được tổ hợp từ các " tiểu hệ thống phun " hoàn toàn giống nhau . Mỗi tiểu hệ thống phun được cấu thành từ một phân tử bơm, 1 ống cao áp và 1 vòi phun nhiên liệu (H. 1-28). Động cơ có bao nhiêu xylanh thì có bấy nhiêu tiểu hệ thống phun. Các tiểu hệ thống phun hoạt động độc lập với nhau .



H. 1-28. Cấu tạo tiểu hệ thống phun của HTPNL với BCA Bosch cổ điện
1- Cam nhiên liệu, 2- Con đội, 3- Lò so khử hơi, 4- Piston, 5- Vành răng và thanh răng điều khiển, 6- Xylanh, 7- Van triệt hơi, N- Khoang nạp, B- Khoang bơm, C- Khoang cao áp, F- Khoang phun

1) Bơm cao áp

Bơm cao áp (BCA) là cụm chi tiết quan trọng nhất của HTPNL cổ điển nói riêng và của HTPNL cơ khí nói chung và người ta thường phân loại HTPNL căn cứ vào đặc điểm của BCA. BCA có thể được phân loại theo những tiêu chí khác nhau. Nếu căn cứ vào phương pháp định lượng, tức là phương pháp điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình (g_{ci}), có thể phân biệt 3 loại BCA cổ điển: BCA điều chỉnh bằng cách thay đổi hành trình có ích của piston, BCA điều chỉnh bằng cách thay đổi hành trình toàn bộ của piston và BCA điều chỉnh bằng van tiết lưu.

a) BCA định lượng bằng cách thay đổi hành trình có ích của piston

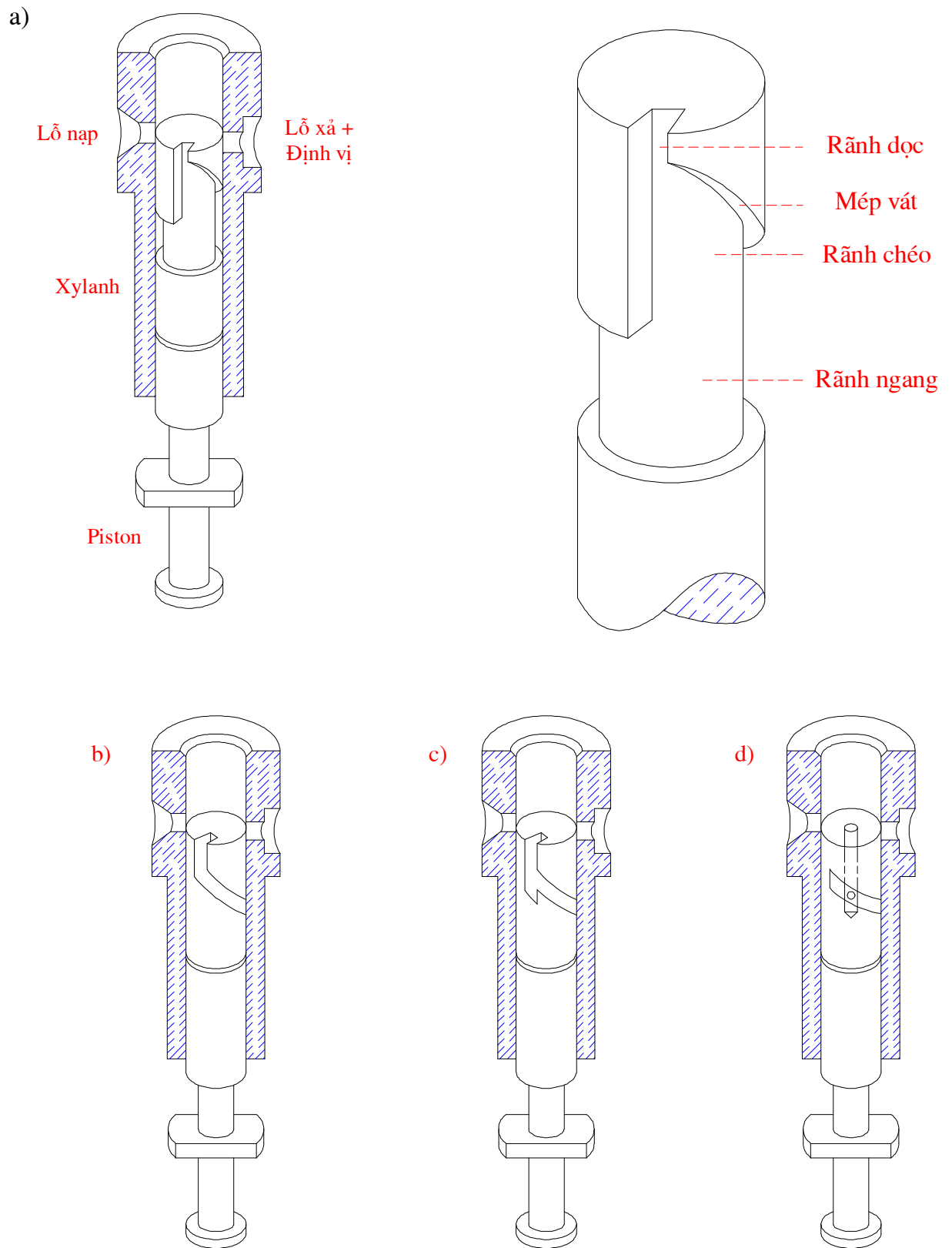
BCA định lượng bằng cách thay đổi hành trình có ích của piston do hãng Bosch thiết kế và chế tạo lần đầu tiên, nó hoạt động theo nguyên lý thay đổi hành trình có ích của piston để thay đổi lượng nhiên liệu thực tế được bơm đến vòi phun. Trong nhiều tài liệu chuyên môn, BCA loại này thường có các tên gọi khác nhau, như: BCA Bosch cổ điển (để phân biệt với các loại BCA khác của Bosch), BCA điều chỉnh bằng rãnh chéo trên piston, BCA Bosch kiểu piston-ngăn kéo, v.v.

- **Cặp piston-xylanh của BCA kiểu Bosch cổ điển**

Cặp piston-xylanh của BCA gồm 2 chi tiết: xylanh và piston (H. 1-29). Trên thành xylanh có lỗ nạp, lỗ xả và lỗ định vị. Lỗ nạp để nhiên liệu từ khoang nạp (không gian chứa nhiên liệu thấp áp trong BCA) đi vào khoang bơm (không gian công tác của xylanh được giới hạn bởi đỉnh piston, van triệt hồi và thành xylanh của BCA). Lỗ xả để nhiên liệu thoát từ khoang bơm ra khoang nạp. Lỗ định vị để cố định xylanh với vỏ BCA. Một lỗ trên xylanh có thể chỉ thực hiện một chức năng (nạp, xả, định vị) hoặc thực hiện đồng thời 2 hay cả 3 chức năng. Trên phần đầu của piston có rãnh dọc, rãnh chéo và rãnh ngang. Rãnh dọc để cho nhiên liệu từ khoang bơm thoát về khoang nạp sau khi rãnh chéo thông với lỗ xả. Mép vát có tác dụng làm thay đổi hành trình có ích của piston, qua đó điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình khi piston được xoay trong lòng xylanh. Để tạo ra được áp suất rất cao của nhiên liệu trước khi phun vào buồng đốt, khe hở hướng kính giữa piston và cylindre phải rất nhỏ (khoảng 0,015 - 0,025 mm). Cặp piston-xylanh là bộ phận quan trọng nhất của BCA và là một trong các cặp lắp ghép siêu chính xác trong hệ thống phun nhiên liệu của động cơ diesel.

Trên thị trường hiện nay có khá nhiều kiểu cặp piston-xylanh của BCA điều chỉnh bằng cách thay đổi hành trình có ích của piston. Thực chất chúng đều là những biến tướng của cặp piston - xylanh kiểu Bosch do các hãng khác nhau chế tạo (H. 1-29b, c, d).

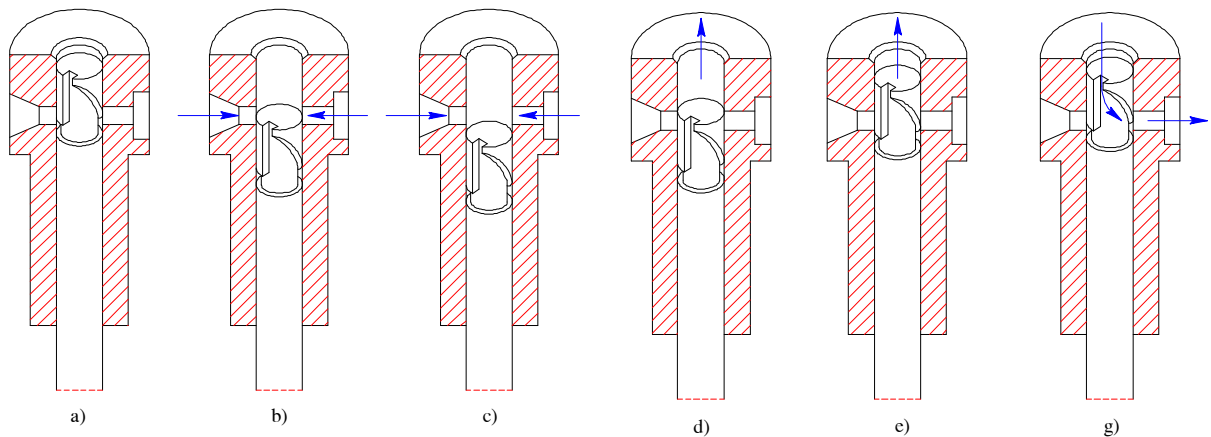
Mỗi cặp piston-xylanh của BCA có thể được đặt trong một vỏ riêng để tạo thành BCA đơn (H. 1-30a) hoặc nhiều cặp piston-xylanh được đặt trong một vỏ chung để tạo thành BCA cụm (H. 1-30b).



H. 1-29. Cặp piston-xylanh của BCA cổ điển
 a) kiểu Bosch , b) F& M , c) CAV , d) SIMMS

- Nguyên lý hoạt động

BCA Bosch cổ điển hoạt động theo kiểu chu kỳ. Mỗi chu trình công tác của nó được hoàn thành sau 1 vòng quay của trục cam nhiên liệu, tương ứng với 2 hành trình của piston BCA, được gọi là hành trình nạp và hành trình bơm. Hành trình nạp của piston BCA (piston BCA đi từ điểm cận trên đến điểm cận dưới) được thực hiện nhờ tác dụng của lò xo khứ hồi ; còn hành trình bơm (piston BCA đi từ điểm cận dưới đến điểm cận trên) do cam nhiên liệu đẩy. Ở động cơ 4 kỳ, một vòng quay của trục cam nhiên liệu tương ứng với 2 vòng quay của trục khuỷu và 4 hành trình của piston động cơ ; còn ở động cơ 2 kỳ - tương ứng với 1 vòng quay của trục khuỷu và 2 hành trình của piston động cơ.



H. 1-31. Chu trình công tác của BCA Bosch cổ điển

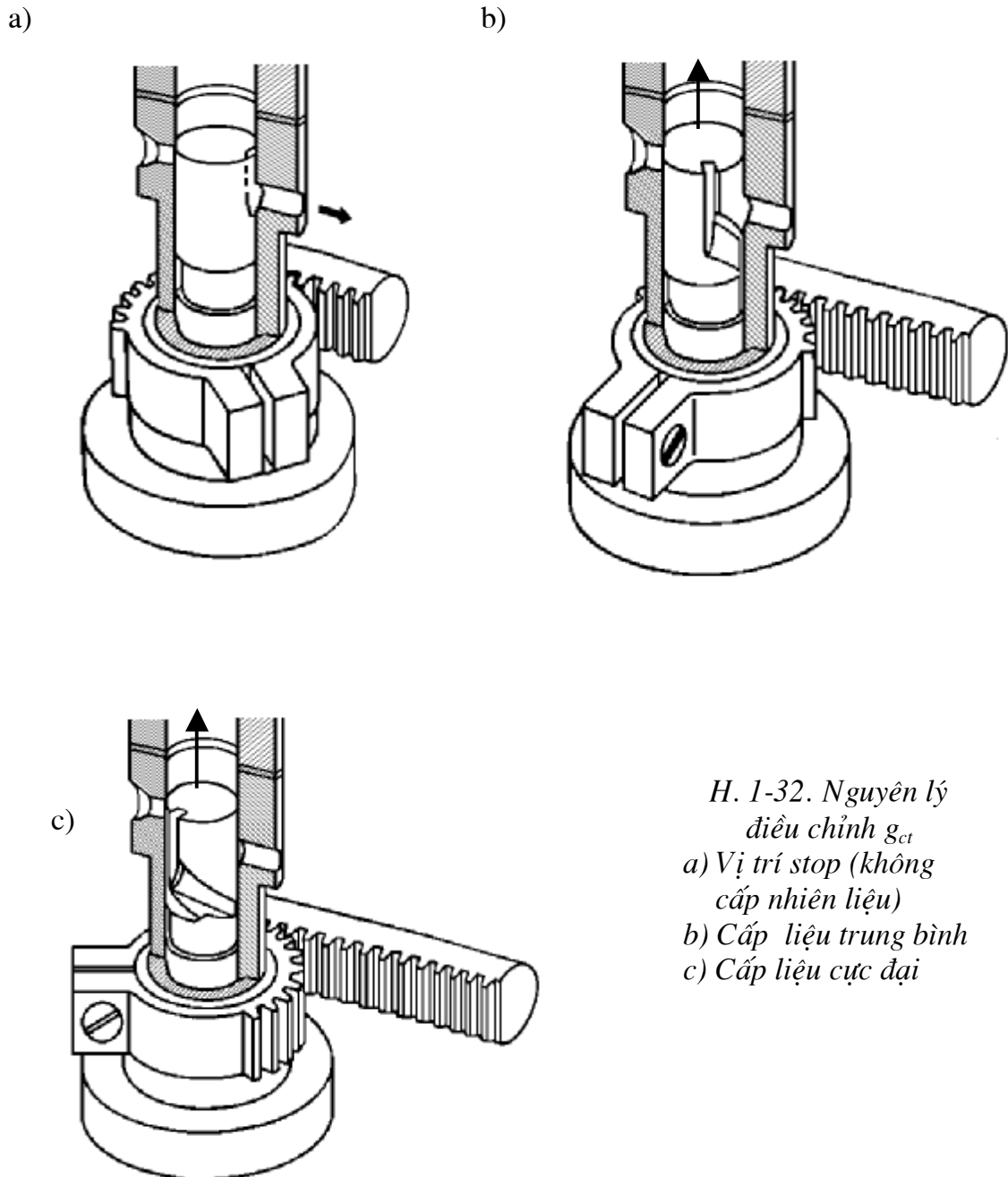
a) Piston ở điểm cận trên , b) Nạp nhiên liệu vào khoang bơm , c) Piston ở điểm cận dưới , d) Bắt đầu bơm hình học , e) Kết thúc bơm hình học , g) Kết thúc chu trình công tác (piston của BCA trở lại điểm cận trên)

Ở giai đoạn đầu của hành trình nạp, nhiên liệu trong khoang bơm vừa dẫn nở vừa thoát ra khoang nạp qua rãnh dọc. Khi piston mở lỗ nạp, nhiên liệu từ khoang nạp tràn vào khoang bơm (H. 1-31b). Sau khi được lò xo khứ hồi kéo về điểm cận dưới, piston của của BCA sẽ không chuyển động trong một khoảng thời gian tùy thuộc vào cấu tạo của cam nhiên liệu và tốc độ của động cơ. Hành trình bơm được thực hiện nhờ tác dụng đẩy của cam nhiên liệu (H. 1-31c, d, e). Ở giai đoạn đầu của hành trình bơm, khoang nạp và khoang bơm vẫn được thông với nhau. Quá trình nén nhiên liệu trong khoang bơm được bắt đầu từ thời điểm piston đóng hoàn toàn lỗ nạp và lỗ xả trên cylindre của BCA. Nhiên liệu bắt đầu được bơm vào khoang cao áp (không gian chứa nhiên liệu trong rắcco cao áp, ống cao áp và vòi phun nhiên liệu) khi lực tác dụng lên kim van triệt hồi từ phía dưới (F_B) được tạo ra bởi áp suất trong khoang bơm đạt tới trị số bằng lực tác dụng từ phía trên (F_C) được tạo ra bởi lực căng ban đầu của lò xo van triệt hồi và áp suất dư trong ống cao áp. Quá trình phun nhiên liệu vào buồng đốt bắt đầu khi lực tác dụng lên mặt côn nâng của kim phun (F_f) được tạo ra bởi áp suất của nhiên liệu trong khoang phun (không gian chứa nhiên liệu trong đầu phun của vòi phun) thắng được lực căng ban đầu của lò xo vòi phun (F_0). Quá trình phun nhiên liệu vào buồng đốt kéo dài cho đến khi rãnh chéo trên piston được thông với khoang nạp (H. 1-31g), khi đó nhiên liệu dưới áp suất cao từ khoang bơm và khoang cao áp sẽ thoát ra khoang nạp qua rãnh dọc. Quá trình phun nhiên liệu kết thúc tại thời điểm áp suất

trong khoang cao áp giảm xuống đến trị số, tại đó $F_f = F_0$. Sau thời điểm kết thúc phun, piston tiếp tục đi lên để kết thúc hành trình bơm tại điểm cận trên để kết thúc chu trình công tác của hệ thống phun nhiên liệu.

Tất cả các kiểu BCA điều chỉnh bằng rãnh chéo trên piston đều hoạt động theo một nguyên lý chung là :

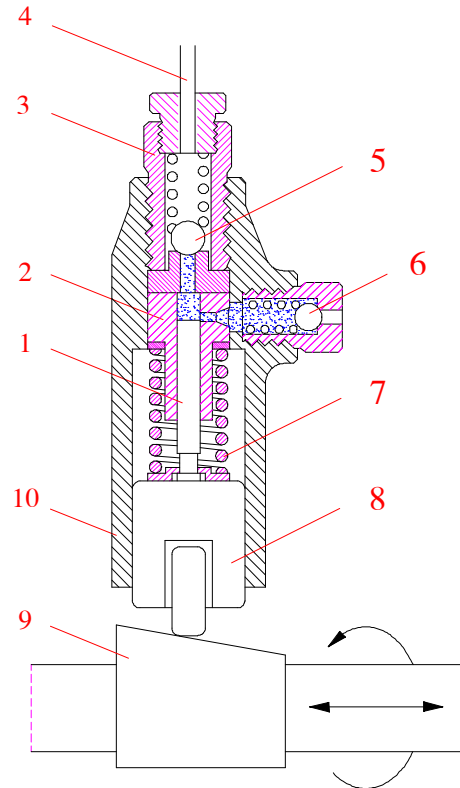
- Đẩy piston để nén nhiên liệu bằng cam.
- Khứ hồi piston bằng lò xo.
- Hành trình toàn bộ của piston không đổi ($h_0 = \text{const}$)
- Điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình (g_{ct}) bằng cách xoay piston để thay đổi hành trình có ích ($h_e = \text{var}$).



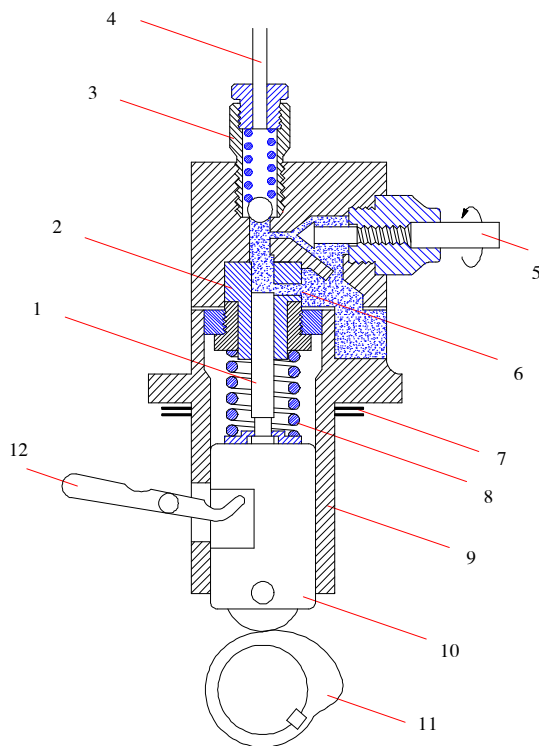
b) BCA điều chỉnh bằng cách thay đổi hành trình toàn bộ của piston

H. 1-33. Bơm cao áp điều chỉnh bằng cách thay đổi hành trình toàn bộ của piston

1- Piston, 2- Xylanh, 3- Đầu nối ống cao áp, 4- Ống cao áp, 5- Van triệt hồi, 6- Van nạp, 7- Lò xo khử hồi, 8- Con đội, 9- Cam nhiên liệu, 10- Thân bơm



c) BCA điều chỉnh bằng van tiết lưu



H. 1-34. Bơm cao áp điều chỉnh bằng van tiết lưu

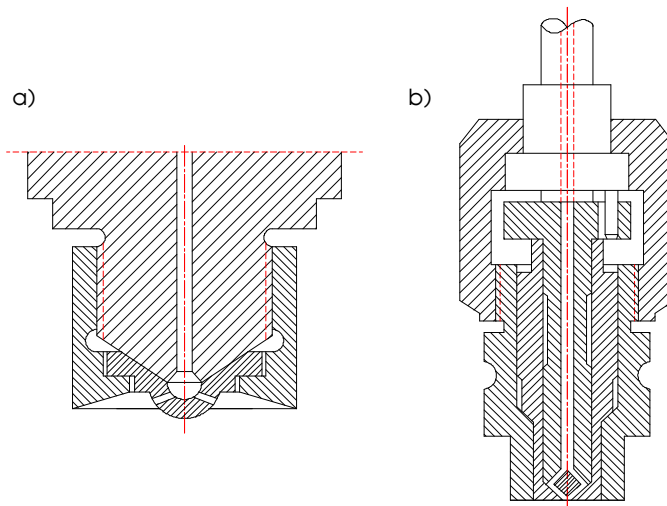
1- Piston, 2- Xylanh, 3- Đầu nối ống cao áp, 4- Ống cao áp, 5- Van tiết lưu, 6- Lỗ nạp, 7- Chêm điều chỉnh góc phun sớm, 8- Lò xo khử hồi, 9- Thân BCA, 10- Con đội, 11- Cam nhiên liệu, 12- Cần bơm tay.

2) Vòi phun nhiên liệu

Bảng 1-3. Phân loại tổng quát vòi phun nhiên liệu

Tiêu chí phân loại	Phân loại
Đặc điểm cách ly khoang phun với buồng đốt	1. Vòi phun hở 2. Vòi phun kín
Đặc điểm cấu tạo đầu phun	1. Vòi phun kiểu chốt 2. Vòi phun kiểu lỗ 3. Vòi phun kiểu van
Phương pháp tạo lực ép ban đầu lên kim phun	1. Ép kim phun bằng lò xo 2. Ép kim phun bằng thủy lực
Theo phương pháp điều khiển	1. Vòi phun điều khiển cơ khí 2. Vòi phun điều khiển điện tử

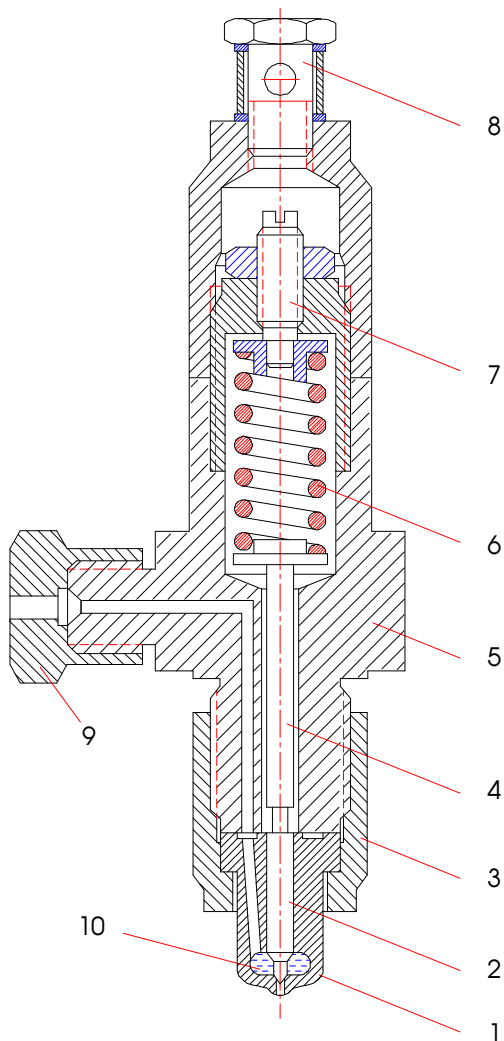
Vòi phun hở là loại không có bộ phận ngăn cách không gian chứa nhiên liệu trong vòi phun với không gian trong buồng đốt của động cơ. Đầu phun có thể chỉ có những lỗ phun bình thường (H. 1-35a) hoặc có cấu tạo đặc biệt để tạo ra cấu trúc tia nhiên liệu thích hợp, ví dụ : có các rãnh chéo để chùm tia nhiên liệu có hình quạt phẳng (H. 1-35b).



H. 1-35. Vòi phun hở

Vòi phun hở có cấu tạo rất đơn giản và hoạt động tin cậy. Nhược điểm cơ bản nhất của vòi phun hở là không có khả năng loại trừ hiện tượng phun rớt vào những thời điểm cuối của quá trình phun. Vào những thời điểm đó, khi áp suất phun đã giảm đáng kể, các hạt nhiên liệu được phun ra có kích thước lớn và vận tốc nhỏ, khó cháy hoàn toàn và rất dễ bị coke hoá.

Vòi phun hở đã từng được sử dụng cho một số kiểu động cơ diesel cao tốc với áp suất phun rất lớn. Hiện nay nó đã được thay thế gần như hoàn toàn bằng các kiểu vòi phun kín.



H. 1-36. Vòi phun kín

1.3.6.4. CÁC THÔNG SỐ CÔNG TÁC ĐẶC TRƯNG CỦA HTPNL CỔ ĐIỂN

Các thông số công tác của HTPNL ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng quá trình phun nhiên liệu bao gồm : Áp suất bơm (p_b), Áp suất phun (p_f), Áp suất mở vòi phun (p_{f0}), Hành trình kim phun (h_k), Cấu trúc tia nhiên liệu , Quy luật phun ,Lượng nhiên liệu chu trình (g_{ct}) và Độ định lượng không đồng đều (Δg), Góc phun sớm (θ) và Độ định thời không đồng đều ($\Delta\theta$).

1) **Áp suất bơm (p_b)** - áp suất của nhiên liệu được đo tại khoang bơm của BCA (khoang bơm là không gian trong cylindre của BCA được giới hạn bởi piston, mặt dưới của van triệt hồi và thành cylindre).

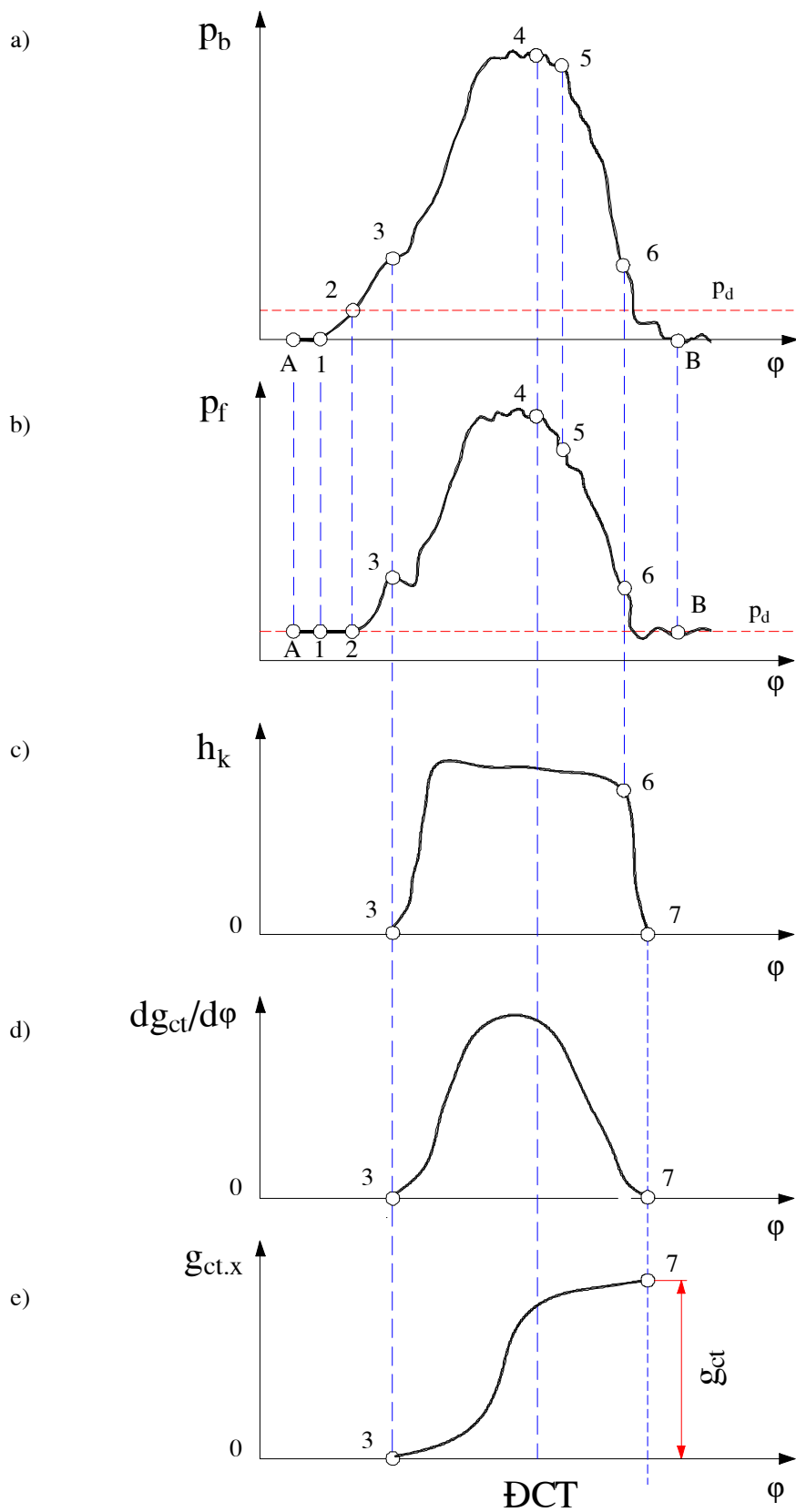
2) **Áp suất phun (p_f)** - áp suất của nhiên liệu tại khoang phun (không gian chứa nhiên liệu trong đầu phun của vòi phun).

3) **Áp suất mở vòi phun (p_{f0})** - áp suất phun tại thời điểm kim phun bắt đầu được nâng lên khỏi bệ đỡ.

4) **Hành trình của kim phun (h_k)** - chuyển vị của kim phun trong quá trình phun nhiên liệu. Quy ước lấy $h_k = 0$ ứng với vị trí đóng của kim phun , tức là khi kim phun còn tiếp xúc với bệ đỡ.

Áp suất bơm (p_b) và áp suất phun (p_f) thay đổi theo góc quay của trục khuỷu động cơ (H. 1-37). Đặc điểm biến thiên và trị số của p_b , p_f phụ thuộc vào hàng loạt yếu tố, như : đặc điểm cấu tạo và tình trạng kỹ thuật của hệ thống phun, chế độ làm việc của động cơ, các hiện tượng thủy động diễn ra trong khoang nạp, khoang bơm và khoang cao áp, v.v. Áp suất mở vòi phun (p_{f0}) là một thông số điều chỉnh quan trọng, nó ảnh hưởng trực tiếp đến cấu trúc tia nhiên liệu và chất lượng quá trình tạo HHC. Bởi vì khi ta thay đổi áp suất mở vòi phun cũng có nghĩa là ta đã thay đổi đồng thời áp suất đóng vòi phun và áp suất phun trung bình trong quá trình phun nhiên liệu. Áp suất mở vòi phun cao hay thấp phụ thuộc vào đặc điểm kỹ thuật của động cơ, trong đó cấu tạo buồng đốt và tốc độ quay là hai yếu tố có vai trò quyết định. Thông thường, $p_{f0} = 100 \div 220$ bar ; trị số nhỏ dùng cho động cơ có buồng đốt ngăn cách với vòi phun kiểu chốt, trị số lớn - buồng đốt thống nhất với vòi phun kiểu lỗ. Đối với một kiểu động cơ cụ thể, áp suất mở vòi phun được điều chỉnh theo trị số do nhà chế tạo quy định.

Thời điểm bắt đầu hành trình bơm của piston BCA được ký hiệu bằng điểm A trên đồ thị. Thời điểm bắt đầu bơm hình học (thời điểm piston đóng hoàn toàn lỗ xả) được ký hiệu bằng điểm 1. Nhiên liệu bắt đầu được bơm vào khoang cao áp khi áp suất trong khoang bơm cân bằng với áp suất dư trong ống cao áp và thắng sức căng của lò xo van triệt hồi (điểm 2). Khi áp suất của nhiên liệu trong khoang phun đạt tới trị số p_{f0} (điểm 3), kim phun được nâng lên khỏi vị trí tiếp xúc với bệ đỡ. Đó chính là thời điểm thực tế bắt đầu phun nhiên liệu.



H. 1-37. Đồ thị biểu diễn quá trình phun nhiên liệu

Giai đoạn tính từ thời điểm 2 đến điểm 3 được gọi là giai đoạn chậm phun (φ_{23}). Thông thường $\varphi_{23} = 2 - 15^\circ$ gqtk .

Góc quay trục khuỷu tính từ thời điểm thực tế bắt đầu bơm (điểm 2) và thực tế bắt đầu phun (điểm 3) đến thời điểm piston của động cơ tới ĐCT được gọi tương ứng là góc bơm sớm (φ_{bs}) và góc phun sớm (θ). Việc xác định thời điểm thực tế bắt đầu phun nhiên liệu đòi hỏi những trang thiết bị khá phức tạp, bởi vậy thay vì phải kiểm chỉnh góc phun sớm, chúng ta thường kiểm chỉnh góc bơm sớm. Rõ ràng là, với cùng một trị số góc bơm sớm, giai đoạn chậm phun càng lớn thì góc phun sớm càng nhỏ.

Thời điểm kết thúc phun hình học (thời điểm rãnh chéo trên piston bắt đầu thông với khoang nạp) được ký hiệu bằng điểm 5 trên đồ thị. Trong một thời gian rất ngắn sau thời điểm 5, nhiên liệu từ khoang bơm thoát ra khoang nạp với vận tốc rất lớn làm cho áp suất trong khoang bơm và khoang cao áp giảm xuống đột ngột. Kim phun bắt đầu hành trình đóng tại thời điểm áp suất trong khoang phun đạt tới trị số nhỏ hơn p_{i0} một ít (điểm 6). Thời điểm kết thúc quá trình phun thực tế (thời điểm kim phun tiếp xúc trở lại với bộ đỡ) và thời điểm kết thúc chu trình công tác của hệ thống phun (thời điểm piston BCA trở lại điểm cận trên) được ký hiệu tương ứng bằng điểm 7 và điểm B.

Giai đoạn kéo dài từ thời điểm bắt đầu phun thực tế (điểm 3) đến thời điểm kết thúc phun hình học (điểm 5) được gọi là giai đoạn phun chính (φ_{II}). Giai đoạn phun chính dài hay ngắn phụ thuộc vào tải của động cơ và được thể hiện bằng hành trình có ích của piston BCA. Giai đoạn từ điểm 5 đến điểm 7 được gọi là giai đoạn phun rớt (φ_{III}). Giai đoạn phun rớt diễn ra trong điều kiện áp suất phun đã giảm nhiều nên cấu trúc các tia nhiên liệu không đảm bảo yêu cầu đối với quá trình tạo HHC. Rất nhiều BCA hiện nay được trang bị van triệt hồi-giảm tải để rút ngắn giai đoạn phun rớt. Thời gian phun thực tế (φ_f) được tính từ thời điểm bắt đầu phun thực tế (điểm 3) đến thời điểm kết thúc phun thực tế (điểm 7).

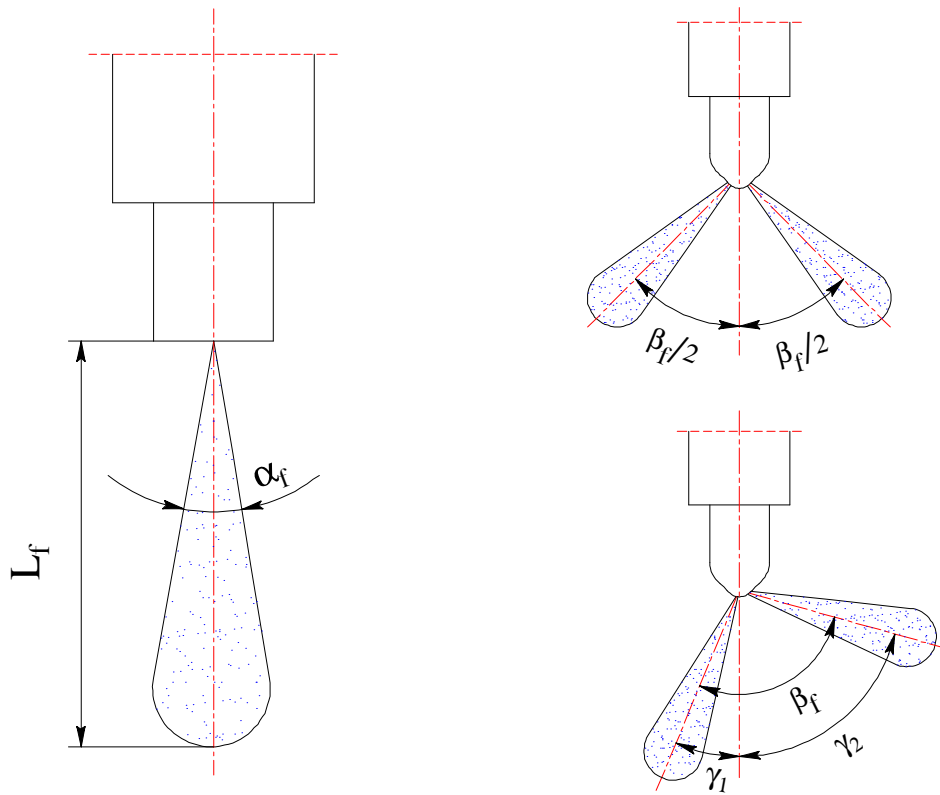
5) Cấu trúc tia nhiên liệu

Cấu trúc tia nhiên liệu là thuật ngữ được sử dụng để biểu đạt khái niệm bao hàm đặc điểm của các tia nhiên liệu được hình thành trong buồng đốt trong quá trình phun. Cấu trúc tia nhiên liệu bao gồm cấu trúc vĩ mô và cấu trúc vi mô.

- Cấu trúc vĩ mô được đặc trưng bằng số lượng, vị trí tương đối và kích thước của các tia. Vòi phun nhiên liệu thường có từ 1 đến 8 lỗ phun và tạo ra số tia nhiên liệu tương ứng. Kích thước mỗi tia nhiên liệu được đặc trưng bằng chiều dài (L_f) và góc nón (α_f). Các tia nhiên liệu có thể được phân bố đối xứng hoặc không đối xứng qua đường tâm của vòi phun (H. 1-38).

- Cấu trúc vi mô được đặc trưng bằng độ phun nhỏ và độ phun đều.

Cấu trúc tia nhiên liệu có ảnh hưởng trực tiếp đến độ đồng nhất của HHC và quy luật hình thành HHC. Chiều dài tia nhiên liệu quá lớn sẽ làm cho một phần nhiên liệu đọng trên vách buồng đốt, điều đó không những làm nhiên liệu cháy rớt nhiều mà còn gia tăng cường độ hao mòn chi tiết do màng dầu bôi trơn trên mặt gương xy lanh bị tổn hại. Các tia nhiên liệu quá ngắn và phân bố không hợp lý, kích thước các hạt nhiên liệu không đủ nhỏ đều ảnh hưởng xấu đến độ đồng nhất của HHC.



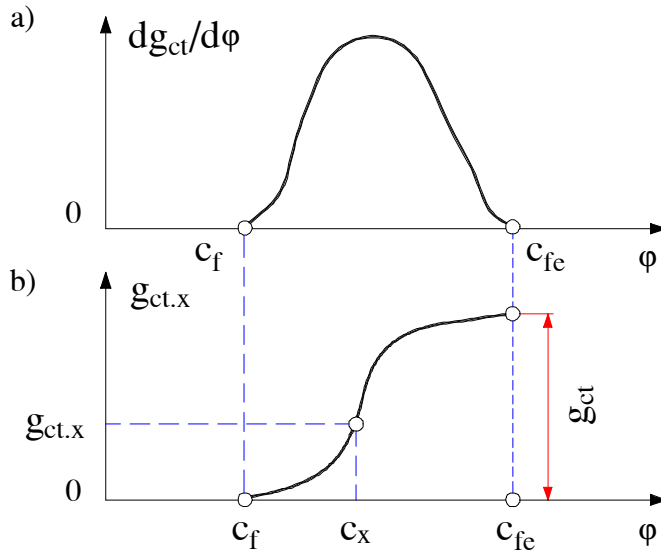
H. 1-38. Cấu trúc tia nhiên liệu

L_f - chiều dài tia , α_f - góc nón tia ; β_f , γ - các góc xác định vị trí các tia trong trường hợp đầu phun nhiều lỗ.

Cần lưu ý rằng, trong một số trường hợp, người thiết kế chủ ý phân bố các tia nhiên liệu không đối xứng hoặc để nhiên liệu được phun sao cho hình thành các màng nhiên liệu lỏng trên vách buồng đốt nhằm tạo ra quy luật hình thành HHC có lợi nhất .

6) Quy luật phun nhiên liệu

Quy luật phun nhiên liệu là khái niệm bao hàm thời gian phun và đặc điểm phân bố tốc độ phun. Có thể biểu diễn quy luật phun dưới dạng vi phân hoặc dưới dạng tích phân.



H. 1-39. Quy luật phun nhiên liệu

j - góc quay trục khuỷu ,
 c_f - thời điểm bắt đầu phun ,
 c_{fe} - thời điểm kết thúc phun ,
 dg_{ct}/dj - tốc độ phun nhiên liệu ,
 $g_{ct,x}$ - lượng nhiên liệu đã được phun vào buồng đốt tính từ thời điểm bắt đầu phun đến thời điểm c_x .

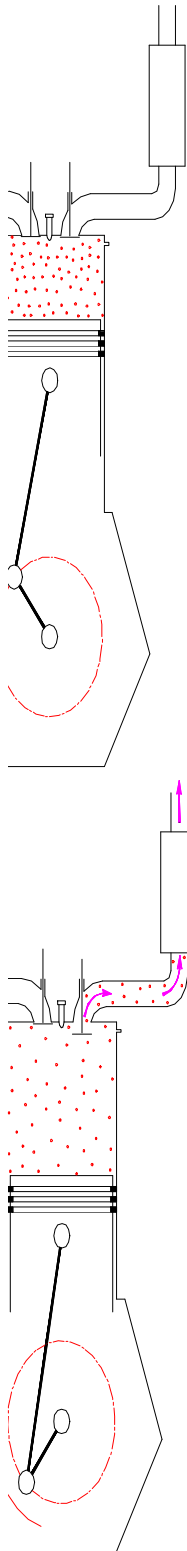
- **Quy luật phun dưới dạng vi phân** - là hàm số thể hiện đặc điểm thay đổi tốc độ phun tức thời theo góc quay trục khuỷu trong quá trình phun (H. 1-39a).

- **Quy luật phun dưới dạng tích phân** - là hàm số thể hiện đặc điểm thay đổi theo góc quay trục khuỷu đối của lượng nhiên liệu được phun vào buồng đốt tính từ thời điểm bắt đầu phun (H. 1-39b).

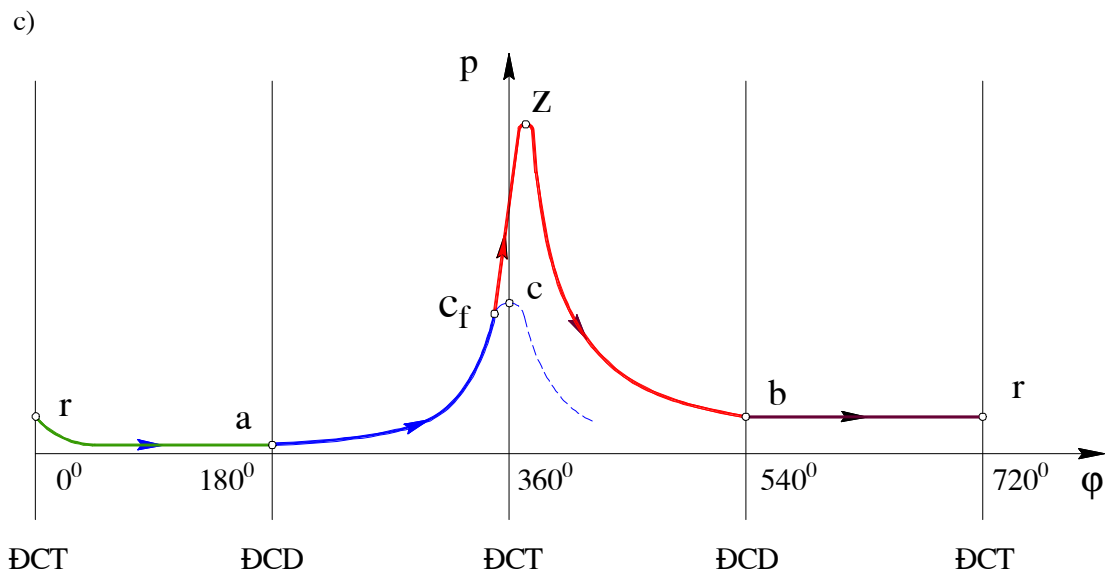
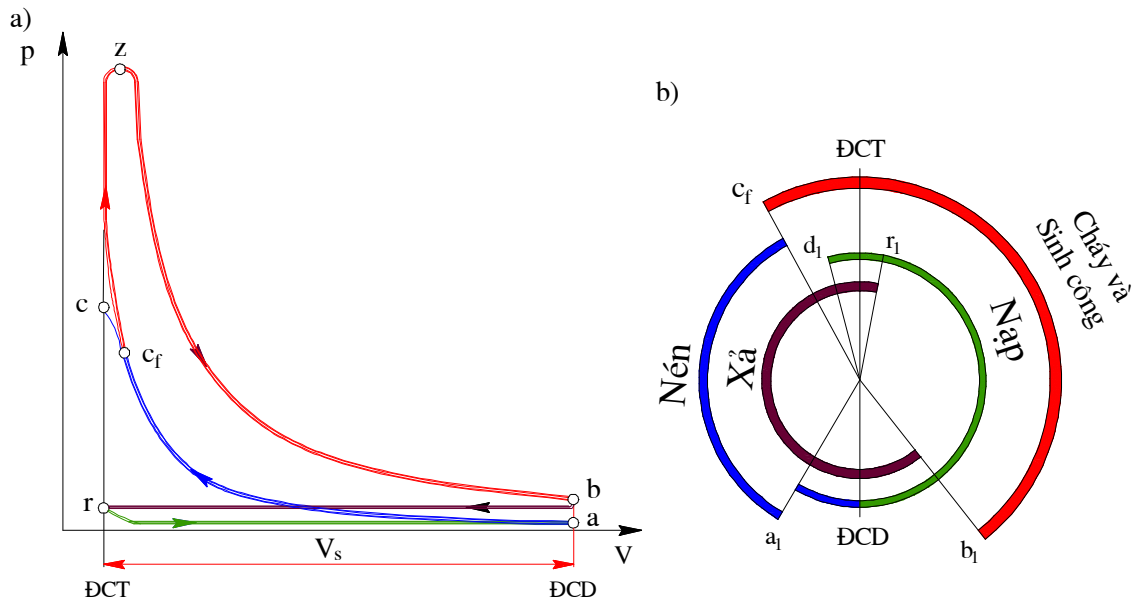
Quy luật phun nhiên liệu có ảnh hưởng quyết định đến quy luật hình thành HHC, đặc biệt là đối với phương pháp tạo HHC kiểu thể tích, qua đó ảnh hưởng đến hàng loạt chỉ tiêu chất lượng của động cơ diesel. Việc lựa chọn quy luật phun nhiên liệu như thế nào là tùy thuộc vào tính năng của động cơ và cách thức tổ chức quá trình cháy .

1.4. NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.4.1. NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL 4 KỲ



H. 1-40. Chu trình công tác của động cơ diesel 4 kỳ
a) Nạp , b) Nén , c) Nổ , d) Xả



H. 1-41. Các đồ thị biểu diễn chu trình công tác của động cơ 4 kỳ

- a) Đồ thị công
- b) Đồ thị góc
- c) Đồ thị công khai triển

c_f - thời điểm bắt đầu phun nhiên liệu (ở động cơ diesel) hoặc thời điểm buji đánh lửa (ở động cơ xăng), z - thời điểm áp suất cháy đạt giá trị cực đại, b_1 - thời điểm xupap xả bắt đầu mở, r_1 - thời điểm xupap xả đóng hoàn toàn, d_1 - thời điểm xupap nạp bắt đầu mở, a_1 - thời điểm xupap nạp đóng hoàn toàn.

Động cơ 4 kỳ là loại ĐCĐT mà mỗi chu trình công tác của nó được hoàn thành sau 4 hành trình của piston.

1) Hành trình nạp

Trong hành trình nạp, piston được trục khuỷu kéo từ ĐCT đến ĐCD. Xupap nạp mở, xupap xả đóng. Không khí được hút vào xy lanh qua xupap nạp.

2) Hành trình nén

Trong hành trình nén, piston được trục khuỷu đẩy từ ĐCD đến ĐCT. Cả 2 loại xupap (nạp và xả) đều đóng. Do bị piston nén, áp suất và nhiệt độ của khí trong xy lanh tăng dần. Khi piston tới gần ĐCT (điểm c_f), nhiên liệu bắt đầu được phun vào buồng đốt và tự bốc cháy làm cho áp suất và nhiệt độ trong xy lanh tăng lên đột ngột.

3) Hành trình sinh công

Trong hành trình sinh công, piston được khí trong xy lanh có áp suất cao đẩy từ ĐCT đến ĐCD và làm trục khuỷu quay. Cả 2 loại xupap vẫn đóng. Quá trình cháy nhiên liệu vẫn tiếp tục diễn ra ở giai đoạn đầu của hành trình sinh công.

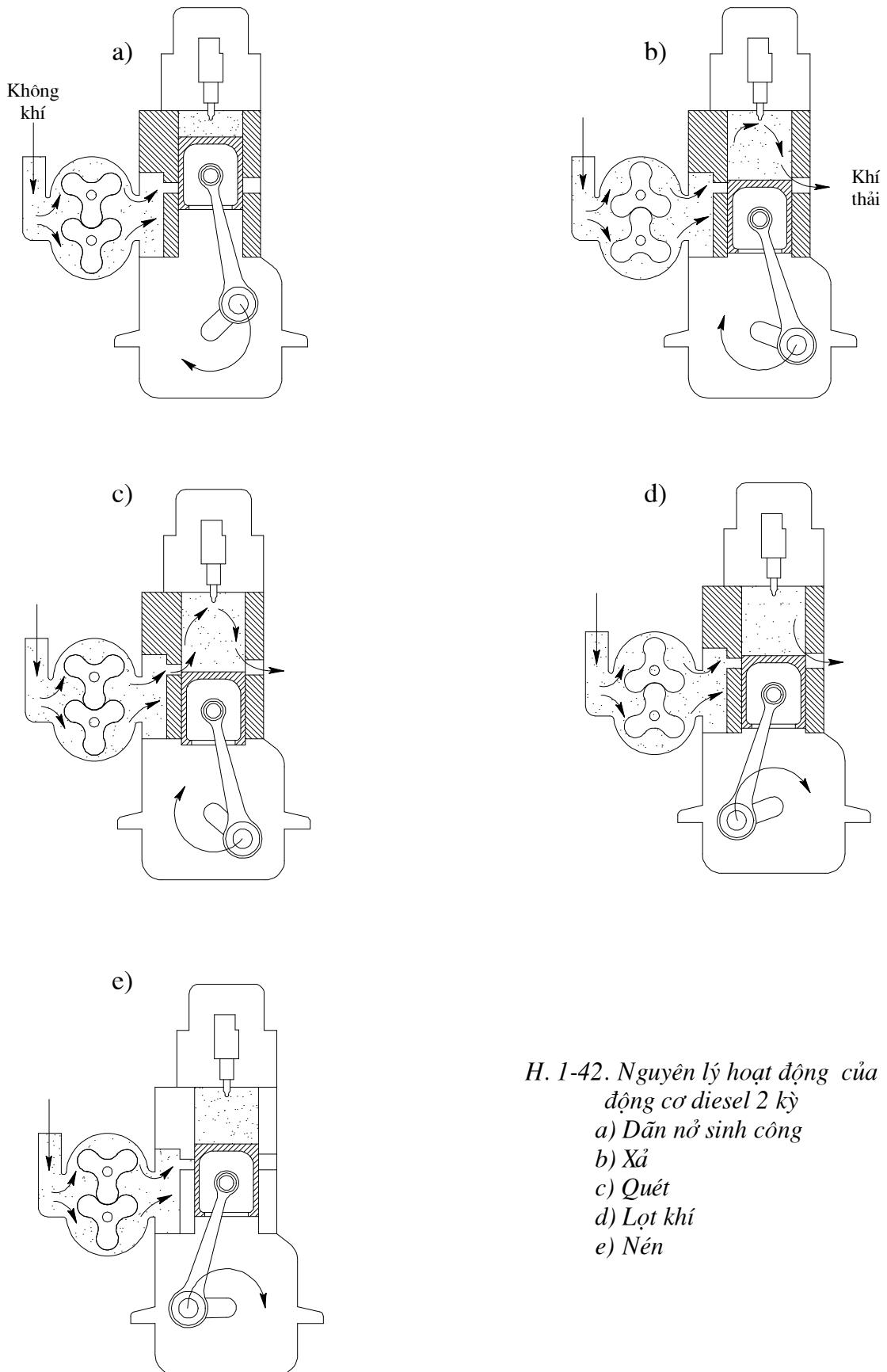
4) Hành trình xả

Trong hành trình xả, piston bị trục khuỷu đẩy từ ĐCD đến ĐCT. Xupap nạp đóng, xupap xả mở. Khí thải trong xy lanh bị piston đẩy ra ngoài qua xupap xả.

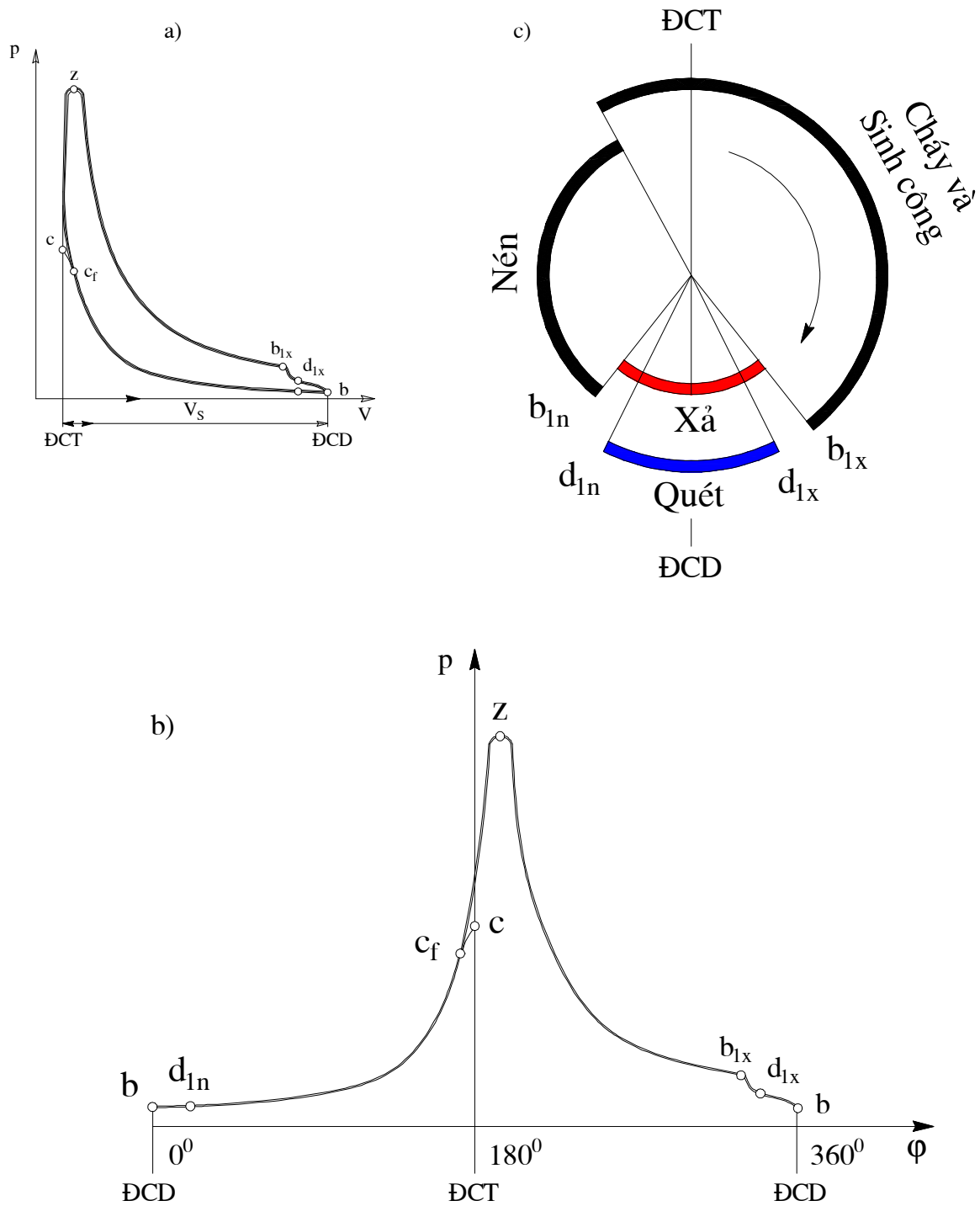
Bảng 1-4. Tóm tắt chu trình công tác của diesel 4 kỳ

Hành trình	NẠP	NÉN	SINH CÔNG	XẢ
Chuyển vị của piston	ĐCT à ĐCD	ĐCD à ĐCT	ĐCT à ĐCD	ĐCD à ĐCT
Xupap nạp	Mở	Đóng	Đóng	Đóng
Xupap xả	Đóng	Đóng	Đóng	Mở
Khí mới đi vào xy lanh	Không khí	-	-	-
Vòi phun nhiên liệu	Đóng	Mở tại c_f	Đóng tại c_{kf}	Đóng
Môi chất công tác	KK + Khí sót	KK + Khí sót	Hỗn hợp	Khí thải
Góc quay trục khuỷu	0 à 180^0	180 à 360^0	360 à 540^0	540 à 720^0

1.4.2. NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG CỦA DIESEL 2 KỲ



H. 1-42. Nguyên lý hoạt động của động cơ diesel 2 kỳ
a) Dẫn nở sinh công
b) Xả
c) Quét
d) Lọt khí
e) Nén



H. 1-43. Các đồ thị biểu diễn chu trình công tác của động cơ 2 kỳ

a) Đồ thị công chỉ thị , b) Đồ thị công khai triển, c) Đồ thị góc

Động cơ 2 kỳ là loại động cơ đốt trong mà mỗi chu trình công tác của nó được hoàn thành sau 2 hành trình của piston.

1) Hành trình sinh công

Trong hành trình sinh công, piston được khí có áp suất và nhiệt độ cao (do nhiên liệu cháy từ chu trình trước) đẩy từ ĐCT đến ĐCD và làm trục khuỷu quay. Ở giai đoạn đầu của hành trình sinh công, các quá trình diễn ra trong xy lanh cũng tương tự như ở động cơ 4 kỳ. Bắt đầu từ thời điểm piston tới mép trên của cửa xả (điểm b_{1x}), không gian công tác của xy lanh được thông với ống xả và khí thải tự thoát ra ngoài qua cửa xả do có áp suất cao hơn áp suất khí trời. Bắt đầu từ thời điểm piston tới mép trên của cửa quét (điểm d_{1x}), không gian công tác của xy lanh được thông với khoang chứa không khí quét có áp suất cao hơn áp suất khí trời ; khí quét được thổi vào xy lanh qua cửa quét để đẩy phần khí thải còn lại ra ngoài, đồng thời nạp đầy không gian công tác của xy lanh. Quá trình, trong đó khí thải được xả ra khỏi xy lanh và khí quét đi vào xy lanh diễn ra đồng thời được gọi là quá trình quét.

Trong hành trình sinh công ở động cơ 2 kỳ diễn ra các quá trình sau đây : Cháy, Dẫn nở - Sinh công , Xả , Quét .

2) Hành trình nén

Trong hành trình nén, piston được trục khuỷu đẩy từ ĐCD đến ĐCT. Ở giai đoạn đầu của hành trình nén, quá trình quét vẫn tiếp tục cho đến thời điểm piston đóng hoàn toàn cửa quét (d_{1n}). Bắt đầu từ thời điểm piston đóng hoàn toàn cửa xả (b_{1n}), không gian công tác của xy lanh được đóng kín và không khí trong xy lanh bị nén làm cho áp suất và nhiệt độ của nó tăng dần. Khi piston tới gần ĐCT (điểm c_f), nhiên liệu bắt đầu được phun vào buồng đốt và tự bốc cháy làm cho áp suất và nhiệt độ trong xy lanh tăng lên đột ngột.

Trong hành trình nén ở động cơ 2 kỳ diễn ra các quá trình sau đây : Quét , Lọt khí (giai đoạn $d_{1n} \rightarrow b_1$), Nén , Cháy.

So sánh động cơ 4 kỳ và 2 kỳ :

1) Về nguyên lý hoạt động, động cơ 4 kỳ và 2 kỳ khác nhau cơ bản ở quá trình nạp và xả. Quá trình nạp-xả ở động cơ 4 kỳ kéo dài hơn 360° góc quay trục khuỷu (hơn 2 hành trình của piston) và được điều khiển bằng cơ cấu phân phối khí kiểu xupap. Quá trình nạp-xả ở động cơ 2 kỳ chỉ diễn ra khi piston ở gần ĐCD, trong khoảng thời gian $< 180^\circ$ góc quay trục khuỷu.

2) Nếu có cùng dung tích công tác ($i \cdot V_s$) và cùng tốc độ quay (n) thì động cơ 2 kỳ có công suất lớn hơn khoảng 1,7 lần công suất của động cơ 4 kỳ.

3) Thông thường, động cơ xăng 2 kỳ có suất tiêu thụ nhiên liệu cao hơn so với động cơ xăng 4 kỳ ; động cơ diesel 2 kỳ và diesel 4 kỳ có suất tiêu thụ nhiên liệu gần như nhau.

4) Động cơ 2 kỳ có cấu tạo đơn giản hơn so với động cơ 4 kỳ.

5) Động cơ 4 kỳ có tuổi bền cao hơn so với động cơ 2 kỳ, nếu các điều kiện khác như nhau.

Bảng 1-5. Các thông số đặc trưng của chu trình công tác

TT	Các thông số	Động cơ diesel	Động cơ xăng
1	Tỷ số nén (ϵ)	12 - 20 (30)	6 - 12
2	Áp suất cuối hành trình nén (p_c), [bar]	30 - 50	7- 20
3	Nhiệt độ cuối hành trình nén (T_c), [$^\circ\text{C}$]	700 - 900	400 - 600
4	Áp suất cháy cực đại (p_z), [bar]	50 - 100 (150)	40 - 60
5	Nhiệt độ cháy cực đại (T_{\max}), [$^\circ\text{C}$]	1600 - 2000	2100 - 2600
6	Áp suất cuối quá trình dẫn nở (p_b), [$^\circ\text{C}$]	2,0 - 4,0	3,5 - 5,5
7	Nhiệt độ cuối quá trình dẫn nở (T_b), [$^\circ\text{C}$]	800 - 1200	1300 - 1500
8	Suất tiêu hao nhiên liệu (g_c), [g/kW.h]	220 - 245 (70 %)	300 - 380 (100 %)

1.4.5. ĐỘNG CƠ PISTON QUAY

Một số thông số của động cơ LCCR

	Động cơ 1 Rotor LCCR 400S	Động cơ 2 Rotor LCCR 800T
N_{en} / n_n [kW/rpm]	26/6000	52/6000
V_s [cm ³]	407	826
Trọng lượng khô [kg]	26	36
Kích thước L-H-W	400-268-303	500-268-303

- Hệ thống làm mát : MC lỏng
- Hệ thống nhiên liệu : Carburetor hoặc phun xăng.

So sánh

	RC26U5	V8
N_{en} / n_n [HP/rpm]	185/5000	197/4800
V_s [cm ³]	1966	4638
Trọng lượng khô [kg]	107	275
Kích thước L-H-W [mm]	475-569-546	750-710-800
Dung tích bao bì [dm ³]	145	425
Suất dung tích [dm ³ / HP]	0.77	2.15
Suất trọng lượng [kg /HP]	0.57	1.4

ƯU, NHƯỢC ĐIỂM SO VỚI ĐỘNG CƠ CỔ ĐIỂN

Ưu điểm

- 1) Chỉ có 2 chi tiết chuyển động quay nên kết cấu đơn giản. Có thể coi mỗi xy lanh của Wankel tương đương động cơ cổ điển 3 xy lanh. Số lượng chi tiết ít hơn 30 - 40 % , trọng lượng nhỏ hơn 15 - 30 % , giá thành chế tạo thấp hơn 15 - 20 %.
- 2) Có tính cân bằng cao do không có các chi tiết chuyển động tịnh tiến.
- 3) Suất tiêu thụ nhiên liệu thấp hơn.

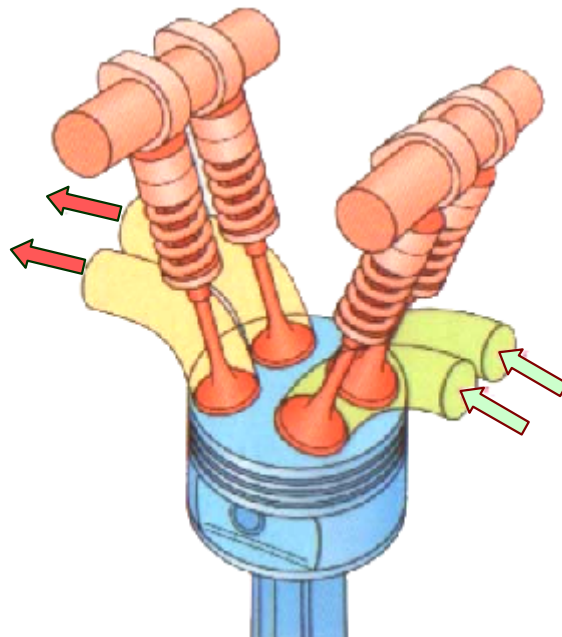
Nhược điểm

- 1) Phải sử dụng máy chuyên dùng để gia công xy lanh và piston.
- 2) Chưa có phương án làm kín hoàn hảo.
- 3) Bôi trơn và làm mát xy lanh rất khó khăn.
- 4) Nồng độ các chất độc hại trong khí thải khá lớn.

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP.HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC
— 0000 —
BỘ MÔN ĐỘNG CƠ

ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG 1

(ĐẠI HỌC, CAO ĐẲNG, KHỐI K)



Người biên soạn: NGUYỄN VĂN TRẠNG

Tháng 12/2005

MỤC LỤC

Trang

Chương 1 MỞ ĐẦU

I. Giới thiệu	1
II. Các khái niệm.	1
III.1. Động cơ nhiệt.	1
III.2. Động cơ đốt trong và động cơ đốt ngoài.....	1
III.3. So sánh động cơ đốt trong và động cơ đốt ngoài.....	2
III.4. Định nghĩa và các khái niệm cơ bản trên động cơ đốt trong.....	3
III. Phân loại động cơ đốt trong.	5
III.1. Theo phương pháp thực hiện chu trình công tác.....	5
IV.2. Theo nhiên liệu sử dụng.....	5
IV.3. Theo phương pháp nạp của chu trình công tác.....	5
IV.4. Theo tốc độ động cơ.....	6
IV.5. Theo đặc điểm cấu tạo động cơ.....	6
IV. Nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong kiểu piston.	7
IV.1. Nguyên lý làm việc của động cơ 4 kỳ (tăng áp và không tăng áp)	7
IV.2. So sánh động cơ xăng và động cơ Diesel.....	11
IV.3. Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ.....	12
IV.4. So sánh động cơ hai kỳ và động cơ bốn kỳ.	15
V. Nguyên lý làm việc của động cơ piston quay (Wankel) – Động cơ tuabin.....	16

Chương 2 NHỮNG CHI TIẾT CỐ ĐỊNH TRONG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

I. Thân máy - xilanh.....	18
I.1. Nhiệm vụ, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo.....	18
I.2. Kết cấu của thân máy, ống lót.	18
II. Nắp máy (nắp xylanh).....	22
II.1. Nhiệm vụ, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo	22
II.2. Kết cấu nắp máy động cơ xăng – động cơ Diesel.....	23
III. Gioăng nắp máy, Carter, Goujon.....	31
III.1. Gioăng nắp máy	31
III.2. Carte	32
III.3. Gужông	33

Chương 3 NHÓM PISTON – NHÓM THANH TRUYỀN – TRỤC KHUYU – BÁNH ĐÀ

I. Nhóm Piston.	34
I.1. Công dụng, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo	34
I.2. Kết cấu của piston động cơ xăng – động cơ Diesel	35
I.3. Biện pháp giảm mài mòn và giảm va đập giữa piston - xylanh.	39
II. Chốt piston.	40
II.1. Công dụng, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo.....	40
II.2. Kết cấu và các phương pháp lắp ghép chốt piston.	40
III. Xéc măng.....	42
III.1. Công dụng, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo.	42
III.2. Kết cấu xéc măng.....	43

IV. Nhóm thanh truyền	45
IV.1. Công dụng, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo.	45
IV.2. Kết cấu thanh truyền, bulông và bạc lót thanh truyền	45
V. Trục khuỷu.	51
V.1. Công dụng, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo.....	51
V.2. Kết cấu trục khuỷu và biện pháp nâng cao độ bền trục khuỷu.	51
V.3. Bạc lót và ổ chặn dọc trục	56
VI. Bánh đà	56
VI.1. Công dụng và vật liệu chế tạo.	56
VI.2. Kết cấu của bánh đà.....	56

Chương 4 HỆ THỐNG PHÂN PHỐI KHÍ

I. Công dụng và phân loại.....	59
I.1. Công dụng.	59
I.2. Phân loại.....	59
II. Yêu cầu	59
III. Các phương án bố trí supap và dẫn động cơ cấu phối khí.	59
III.1. Phương án bố trí supap và dẫn động supap.	59
III.2. Phương án dẫn động trục cam.....	61
IV. Kết cấu các chi tiết chính trong cơ cấu phân phối khí.	63
IV.1. Supap.	63
IV.2. Đế supap, lò xo supap và ống dẫn hướng supap.....	69
IV.3. Trục cam, con đội, cò mổ và đĩa đẩy.	72

Chương 5 HỆ THỐNG BÔI TRƠN

I. Công dụng của hệ thống bôi trơn	76
II. Dầu làm trơn và các đặc tính cơ bản.	76
II.1. Công dụng của dầu bôi trơn.....	76
II.2. Một số thông số sử dụng của dầu bôi trơn.....	76
II.3. Các đặc tính cơ bản của dầu bôi trơn.....	77
III. Phân loại hệ thống bôi trơn.....	79
III.1. Hệ thống bôi trơn bằng muông tác dầu.	79
III.2. Hệ thống bôi trơn cho động cơ hai kỳ (dầu pha trong nhiên liệu).....	79
III.3. Hệ thống bôi trơn cưỡng bức.	79
IV. Kết cấu một số bộ phận chính.	82
IV.1. Mạch dầu làm trơn cho động cơ xăng - Diesel.....	82
IV.2. Bơm dầu.	82
IV.3. Lọc dầu.....	84
IV.4. Bộ làm mát.	88
IV.5. Các đồng hồ của hệ thống bôi trơn.	88

Chương 6 HỆ THỐNG LÀM MÁT

I. Công dụng của hệ thống làm mát và nhiệt độ tối ưu của động cơ.....	91
I.1. Công dụng của hệ thống làm mát	91
I.1. Nhiệt độ làm việc tối ưu của động cơ	91
II. Phân loại hệ thống làm mát.	92
II.1. Hệ thống làm mát bằng không khí (bằng gió).....	92

II.2. Hệ thống làm mát bằng chất lỏng.....	93
II.3. So sánh hệ thống làm mát bằng nước và hệ thống làm mát bằng không khí.....	96
III. Kết cấu các chi tiết chủ yếu trong hệ thống làm mát bằng chất lỏng.	97
III.1. Bơm nước.....	97
III.2. Kết nước và nắp kết nước.....	97
III.3. Van điều nhiệt và phương pháp bố trí.	100
IV. Chất lỏng làm mát.	104

Chương 7 NHIÊN LIỆU

I. Yêu cầu đối với nhiên liệu sử dụng trong động cơ đốt trong.	106
II. Các loại nhiên liệu sử dụng trong động cơ đốt trong.	106
II.1. Xăng.....	106
II.2. Dầu Diesel.	108
II.3. Các loại nhiên liệu khí.....	110
III. Các tính chất cơ bản của nhiên liệu sử dụng trên động cơ đốt trong.....	112
III.1. Nhiệt trị của nhiên liệu.....	112
III.2. Nhiệt độ bén lửa và nhiệt độ tự bốc cháy	115
III.3. Tính chống kích nổ của nhiên liệu dùng cho động cơ đánh lửa cưỡng bức.....	115
III.4. Tính tự cháy của nhiên liệu dùng cho động cơ Diesel.	116
IV. Phản ứng cháy của nhiên liệu và hệ số dư lượng không khí α	116
IV.1. Phản ứng cháy của nhiên liệu.....	116
IV.2. Hệ số dư lượng không khí α	118

Chương 8 CHU TRÌNH NHIỆT ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

I. Các định nghĩa.	119
I.1. Chu trình công tác	119
I.2. Chu trình lý tưởng.....	119
II. Chu trình lý tưởng áp dụng cho động cơ không tăng áp.....	120
II.1. Chu trình lý tưởng tổng quát của động cơ đốt trong.....	120
II.2. Chu trình hỗn hợp.....	122
II.3. Chu trình lý tưởng đẳng tích.....	124
II.4. Chu trình đẳng áp.....	124
II.5. So sánh hiệu suất nhiệt của các chu trình.....	125
III. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp.....	126
III.1. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp truyền động cơ khí.....	126
III.2. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp tua bin khí.....	128
IV. Chu trình công tác của động cơ đốt trong.....	130
IV.1. Quá trình nạp.....	130
IV.2. Quá trình nén.....	147
IV.3. Quá trình cháy.....	135
IV.4. Quá trình giãn nở.....	175
IV.5. Quá trình thải và vấn đề độc hại của khí thải.	179
IV.6. Vấn đề độc hại của khí thải	

Chương 9 TÍNH NĂNG KINH TẾ KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

I. Các thông số đánh giá tính năng kinh tế, kỹ thuật của động cơ đốt trong.	194
I.1. Thông số chỉ thị.....	194

I.2. Thông số có ích:...	198
I.3. Công suất của động cơ.....	199
I.4. Xác định đường kính xylanh, hành trình piston và thể tích công tác của động cơ.	200
II. Xây dựng đường đặc tính tốc độ động cơ.....	201
II.1. Đường đặc tính tốc độ ngoài và tốc độ bộ phận của động cơ xăng.....	201
II.2. Đường đặc tính tốc độ ngoài và tốc độ bộ phận của động cơ Diesel.....	204
II.3. So sánh đường đặc tính tốc độ ngoài động cơ xăng và động cơ Diesel.....	206
II.4. Các biện pháp cải thiện đường đặc tính của động cơ.	207
II.5. Đặc tính điều chỉnh.....	208
II.6. Đặc tính tải.....	209

Chương 10 TĂNG ÁP ĐỘNG CƠ

I. Các biện pháp nâng cao công suất của động cơ.....	212
I.1. Giảm số kỳ.....	212
I.2. Tăng tốc độ động cơ.....	212
I.3. Tăng số xylanh động cơ.....	213
I.4. Tăng thể tích công tác của động cơ.....	213
I.5. Tăng áp cho động cơ.....	213
II. Các phương pháp tăng áp chủ yếu.....	213
II.1. Tăng áp dẫn động bằng cơ khí.....	214
II.2. Tăng áp bằng tuabin khí.....	215
II.3. Tăng áp hỗn hợp.....	216
III. Những vấn đề cần lưu ý khi tăng áp cho động cơ.....	217
III.1. Tỷ số nén.....	218
III.2. Pha phân phối khí.....	218
III.3. Hệ thống cung cấp nhiên liệu.....	219
III.4. Ống nạp và ống thải.....	219
III.5. Làm mát trung gian cho không khí tăng áp.....	219
III.6. Làm mát piston.....	220

Chương 11 HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU TRÊN ĐỘNG CƠ XĂNG

I. Các phương pháp hình thành hỗn hợp trong động cơ xăng.....	221
I.1. Phương pháp sử dụng bộ chế hoà khí.....	221
I.2. Phương pháp phun xăng trên đường ống nạp.....	221
I.3. Phương pháp phun xăng trực tiếp vào buồng cháy (GDI).....	222
I.4. Phương pháp tạo hỗn hợp phân lớp.....	222
II. Bộ chế hoà khí.....	223
II.1. Sơ đồ hệ thống nhiên liệu sử dụng bộ chế hoà khí.....	223
II.2. Đường đặc tính lý tưởng của bộ chế hoà khí.....	225
II.3. Hệ thống phun chính và phương pháp điều chỉnh thành phần hỗn hợp.....	227
II.4. Các hệ thống phụ của chế hoà khí.....	230
III. Nguyên lý làm việc và kết cấu bộ chế hoà khí điển hình (TOYOTA 4A – F).....	234
IV. Nguyên lý hệ thống phun xăng trên đường ống nạp.....	241
IV.1. Hệ thống phun xăng K-Jetronic.....	241
IV.2. Hệ thống phun xăng L-Jetronic.....	251
IV.3. Hệ thống phun xăng Motronic.....	266

IV.4. So sánh các hệ thống phun xăng.....	272
V. Nguyên lý phun xăng trực tiếp (GDI).....	273
V.1. Những đặc điểm của hệ thống GDI.....	274
V.2. Những kết quả đạt được của động cơ GDI.....	275

Chương 12 HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ DIESEL

I. Nhiệm vụ – yêu cầu.....	278
I.1. Dự trữ nhiên liệu.....	278
I.2. Cung cấp nhiên liệu cho động cơ.....	278
I.3. Các tia nhiên liệu phun vào xylanh.....	278
II. Sơ đồ hệ thống.....	278
III. Nguyên lý làm việc và kết cấu của bơm cao áp PE, VE, GM.....	279
III.1. Bơm cao áp PE.....	279
III.2. Bơm cao áp (VE).....	284
III.3. Kim bơm liên hợp (GM).....	290
IV. Quá trình phun nhiên liệu và các thông số.....	294
IV.1. Quá trình phun nhiên liệu.....	294
IV.2. Các thông số của quá trình phun.....	295
V. Đặc tính của bơm cao áp.....	299
V.1. Giới thiệu.....	299
V.2. Những yếu tố ảnh hưởng đến quá trình phun.....	300
VI. Vòi phun và đặc tính của vòi phun.....	301
VI.1. Nhiệm vụ của vòi phun.....	301
VI.2. Nguyên lý làm việc và kết cấu của vòi phun.....	301
VI.3. Đặc tính của vòi phun.....	303
VII. Giới thiệu hệ thống EDC.....	305
VII.1. Sơ đồ nguyên lý hệ thống EDC.....	306
VII.2. Nguyên lý làm việc của hệ thống EDC.....	308
VIII. Giới thiệu hệ thống common-rail	309
VIII.1. Sơ đồ hệ thống.....	309
VIII.2. Kết cấu một số chi tiết chính.....	310

Chương 13 TỰ ĐỘNG ĐIỀU CHỈNH SỐ VÒNG QUAY ĐỘNG CƠ

I. Cơ sở lý thuyết.....	315
I.1. Công dụng.....	316
I.2. Phân loại.....	317
II. Nguyên lý làm việc của bộ điều tốc.....	317
II.1. Bộ điều tốc cơ khí.....	317
II.2. Bộ điều tốc thủy lực.....	319
II.3. Bộ điều tốc chân không.....	320
III. Các chỉ tiêu đánh giá chất lượng làm việc của bộ điều tốc.....	322
III.1. Độ không đồng đều.....	322
III.2. Độ không nhạy.....	325
III.3. Các biện pháp cải thiện độ không đồng đều, độ không nhạy.....	326
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	327

Chương 1

MỞ ĐẦU

I. GIỚI THIỆU

Nông cơ đốt trong là nguồn năng lượng chính để vận hành các phương tiện giao thông vận tải, trong nội địa biển nhất là vận hành cho các chuyến hàng. Nông cơ đốt trong hiện nay gồm có nông cơ đốt trong piston, tua bin khí và nông cơ phản lực.

Hiện nay về cơ bản nông cơ sử dụng trên ôtô là nông cơ đốt trong kiểu piston, nhiên liệu sử dụng chính là xăng hoặc Diesel. Về hoạt động thì hai loại nông cơ này có nguyên lý gần giống nhau, chúng khác nhau về phương pháp đốt cháy hỗn hợp (không khí – nhiên liệu).

Nông cơ xăng và nông cơ Diesel là hai loại của nông cơ nhiệt, chúng biến đổi hoá năng do đốt cháy nhiên liệu thành nhiệt năng và từ nhiệt năng biến thành cơ năng để truyền công suất cho nông cơ hoạt động.

Nông cơ xăng có tốc độ cao, rất cơ động, công suất phát ra lớn, buồng đốt gọn, nên sử dụng rộng rãi ở các xe con và xe tải nhỏ.

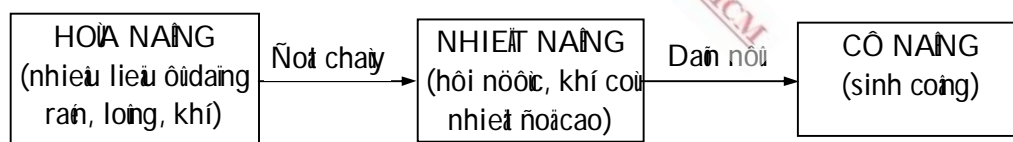
Nông cơ Diesel có hiệu suất nhiệt lớn, công suất cao hơn, tiết kiệm nhiên liệu và có độ bền cao hơn nông cơ nhỏ hơn nông cơ xăng. Chính vì vậy nó thông dụng để vận hành trên các loại ôtô buýt, ôtô tải, các loại phương tiện thông mai...

II. CÁC KHÁI NIỆM

II.1. Nông cơ nhiệt

Nông cơ nhiệt là loại thiết bị thực hiện việc biến đổi năng lượng ở dạng hoá năng thành nhiệt năng (bằng cách đốt cháy nhiên liệu) và từ nhiệt năng chuyển thành cơ năng để sinh công suất máy công tác.

Sơ đồ nguyên lý làm việc của nông cơ nhiệt:



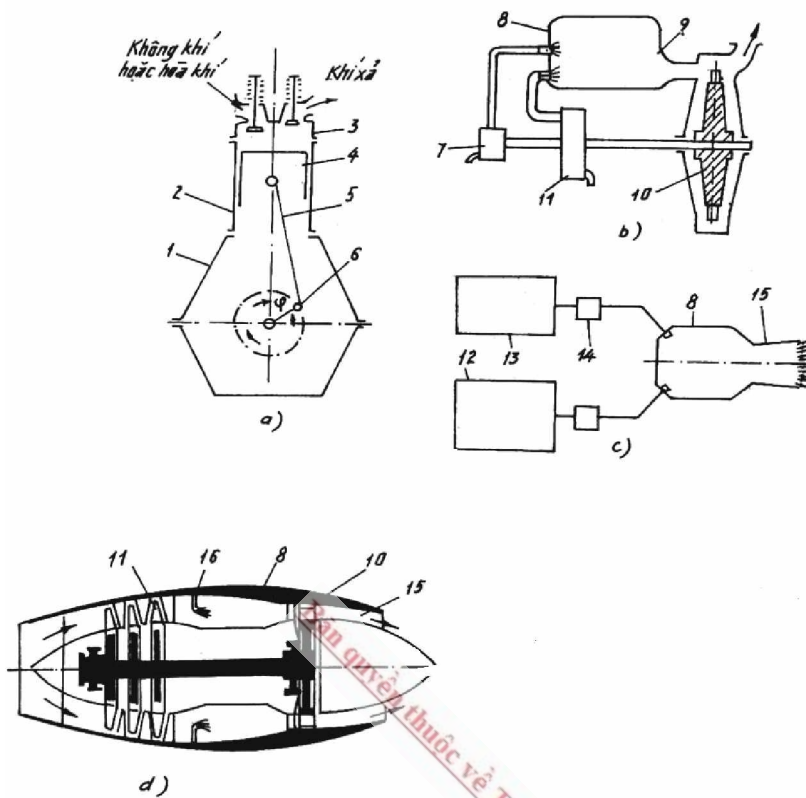
II.2. Nông cơ đốt trong và nông cơ đốt ngoài

Nông cơ đốt trong là một loại nông cơ nhiệt với các quá trình đốt cháy nhiên liệu và chuyển đổi nhiệt năng thành cơ năng được thực hiện cùng một nơi ngay bên trong nông cơ.

Nông cơ đốt trong gồm có nông cơ đốt trong kiểu piston, tua bin khí, nông cơ phản lực và tua bin phản lực (hình 1.1).

Nông cơ đốt ngoài là một loại nông cơ nhiệt với các quá trình đốt cháy nhiên liệu và chuyển đổi nhiệt năng thành cơ năng được thực hiện ở hai nơi khác nhau.

Nhiên liệu được đốt cháy bên ngoài nông cơ (củi, than nâu...) để làm nóng nước, nước bốc hơi (có nhiệt độ và áp suất cao) làm chuyển động các tuabin hay máy piston sinh công, dẫn động nước máy công tác. Nông cơ đốt ngoài gồm có máy hơi nước, tuabin hơi nước...



- a – Nồi công piston.
 - b – Tuabin khí.
 - c – Nồi công phản lực.
 - d – Tuabin phản lực.
- Chú thích:
- 1 – cacte; 2 – xylanh;
 - 3 – nắp xylanh; 4- piston;
 - 5 – thanh truyền;
 - 6 – trục khuỷu ;
 - 7 – bơm nhiên liệu;
 - 8 – buồng nổ;
 - 9 – loá phun van cánh tua bin;
 - 10 – tuabin; 11- máy nén;
 - 12 – bình chứa nhiên liệu;
 - 13 – bình chứa chất oxy hoá;
 - 14 – bơm;
 - 15 – miệng phun phản lực;
 - 16 – vòi phun nhiên liệu.

Hình 1.1. Sơ đồ cấu tạo của nồi công nổ trong.

II.3. So sánh nồi công nổ trong và nồi công nổ ngoài

II.3.1. Nồi công nổ trong

Ưu điểm

Hiệu suất cơ học η_e cao, vì nhiệt độ cực đại trong quá trình cháy có thể đạt $1.800 \div 2.800^\circ\text{K}$, còn nhiệt độ khí xả chỉ $900 \div 1.500^\circ\text{K}$. Nồi công Diesel tăng áp tua bin khí có thể đạt $\eta_e = 40 \div 52\%$.

Nếu có cùng công suất thì nồi công nổ trong gọn nhẹ hơn nồi công nổ ngoài vì toàn bộ chu trình làm việc của nồi công nổ trong diễn ra ngay trong bản thân nồi công, không cần các thiết bị phụ trợ: nồi hơi, buồng nổ, ... như ở nồi công nổ ngoài.

Nồi công nổ trong khởi động nhanh hơn (từ 3 ÷ 5 giây), nhiều hơn có ứng dụng làm trong quân sự và giao thông. Còn nồi công nổ ngoài phải khởi động hàng giờ.

Ít hao nước, nhiều hơn có ứng dụng khi sử dụng ở vùng sa mạc, núi rừng.

Nồi công nổ trong dễ bảo trì, bảo dưỡng (chỉ cần 1 đến 2 người).

Khi ngừng hoạt động, nồi công nổ trong không cần tiêu hao thêm nhiên liệu, còn máy hơi nước vẫn phải tiêu nhiều nhiên liệu vì không thể tắt lò than ngay được.

Khuyết điểm

Dung nhiên liệu lỏng hoặc khí sạch không chứa tạp chất có hại (như qua tinh chế), dẫn đến giá thành của nhiên liệu cũng cao.

Công suất bị giới hạn, công suất nồi công Diesel không thể vượt quá 37.000 kW (trong khi tua bin hơi nước có thể đạt 200.000 kW).

Kết cấu phức tạp hơn và số lượng các chi tiết nhiều hơn so với động cơ nội ngoài.

Động cơ nội trong phải dùng thiết bị riêng để hút khí nóng và khi khởi động không cần bôi trơn.

Động cơ nội trong làm việc khai thác, nhất là động cơ cao tốc.

Nếu có thể thay đổi mômen của động cơ trong phạm vi rộng, trên hệ thống truyền động phải có ly hợp và hộp số.

11.3.2. Động cơ nội ngoài

Ưu điểm

Dùng nhiên liệu rẻ tiền (than, củi, dầu cần, ...)

Công suất cao, tua bin hơi nước có thể đạt 200.000 kW

Động cơ có thể hút khí nóng nước, khí áp suất và nhiệt độ môi chất fluid lớn và không phải dùng thiết bị riêng để hút khí nóng.

Khuyết điểm

Hiệu suất cơ khí thấp, hiệu suất của máy hơi nước $\eta_e = 9 \div 14\%$, tua bin hơi nước $\eta_e = 22 \div 28\%$ và của tua bin khí $\eta_e < 3\%$.

Động cơ nội ngoài do có các thiết bị phụ trợ: nồi hơi, buồng đốt, ... nên làm cho thiết bị rất nặng và cồng kềnh.

Thời gian khởi động rất lớn, động cơ hơi nước phải khởi động hàng giờ.

Phải tiêu thụ một lượng nước lớn.

Bảo dưỡng phức tạp, nhất là với các thiết bị nóng lọc hơi nước.

So với động cơ nội ngoài, động cơ nội trong có nhiều ưu điểm hơn nên ngày nay nó được sử dụng rất rộng rãi. Theo thống kê hiện nay: động cơ nội trong chiếm đến 80% trên thế giới; 10% sử dụng năng lượng sức gió và mặt trời, còn 10% sử dụng các loại động cơ khác.

Chính vì vậy mà ngành công nghiệp chế tạo động cơ nội trong luôn được coi trọng và là một bộ phận rất yếu của ngành cơ khí trong nền kinh tế.

Cho đến nay, động cơ nội trong kiểu piston dùng nhiên liệu truyền thống vẫn chiếm ưu thế nhờ động cơ xăng và động cơ Diesel vẫn là nguồn năng lượng chính cho ô tô, tuy nhiên nó có những nhược điểm lớn mà chúng ta phải nói một chút: Gây ô nhiễm cho môi trường sống (ô nhiễm không khí, tiếng ồn, hiệu ứng nhà kính, ...) và sử dụng hoàn toàn và nhiên liệu hoá thạch, dẫn đến nguy cơ cạn kiệt nguồn dầu mỏ. Vì vậy các nước hiện nay quan tâm hơn tới việc nghiên cứu chế tạo các loại động cơ mới có ưu điểm về mặt môi trường, chế tạo, bảo dưỡng và sửa chữa động cơ nội trong cho động cơ mình.

11.4. Hình thức và các khái niệm cơ bản trên động cơ nội trong

11.4.1. Niêm chết

Niêm chết là vị trí cuối cùng của piston khi chuyển động một hành trình trong xylanh. Tại vị trí này vận tốc của piston bằng không và piston bắt đầu đổi chiều chuyển động.

Nhờ vậy, theo hình thức này niêm chết sẽ có hai vị trí:

Niêm chết trên (NCT): là vị trí mà piston nằm xa buồng đốt nhất.

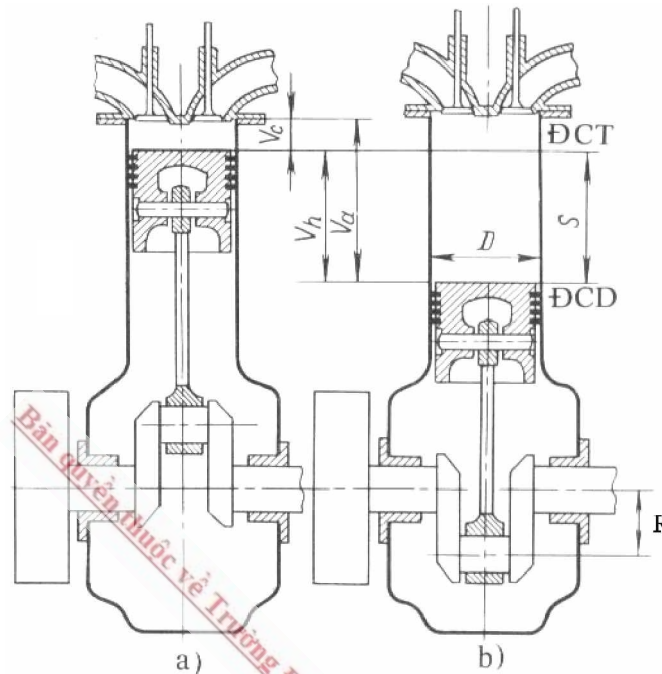
Niêm chết dưới (NCD): là vị trí mà piston nằm gần buồng đốt nhất.

II.4.2. Hành trình của piston (S)

Hành trình của piston là khoảng cách dịch chuyển của piston giữa hai điểm chết, ký hiệu là S.

$$S = 2.R$$

Với R là bán kính quay của trục khuỷu.



Hình 1.2. Sơ đồ cấu tạo nòng cơ nóng trong.

a) Piston ở điểm chết trên ; b) Piston ở điểm chết dưới.

II.4.3. Thể tích công tác (V_h)

Thể tích công tác là khoảng không gian trong xylanh nóng giới hạn bởi hai mặt cắt vuông góc với nòng tam xylanh qua hai điểm chết, ký hiệu là V_h .

Nếu với nòng cơ có một xylanh thì thể tích công tác nòng tính như sau:

$$V_h = \frac{\pi.D^2}{4}.S$$

Nếu với nòng cơ có i xylanh thì thể tích công tác của nòng cơ là $V_{h\Sigma} = V_h.i$

Trong đó D – nòng kính của xylanh.

S – hành trình của piston.

i – số xylanh của nòng cơ.

II.4.4. Thể tích buồng cháy (V_c)

Thể tích buồng cháy là khoảng không gian trong xylanh nóng giới hạn bởi mặt piston và nắp xylanh khi piston ở điểm chết trên, ký hiệu là V_c .

II.4.5. Thể tích toàn bộ (V_a)

Thể tích toàn bộ là khoảng không gian trong xylanh nóng giới hạn bởi mặt piston và nắp xylanh khi piston ở điểm chết dưới, ký hiệu là V_a .

$$V_a = V_h + V_c$$

11.4.6. Tỉ số nén (ϵ)

Tỉ số nén là tỉ số giữa thể tích toàn bộ và thể tích buồng cháy của nòng cơ.

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

11.4.7. Kỳ (thi)

Kỳ (hay thi) là hành trình thực hiện nòng của piston giữa hai điểm chết.

Khi nòng cơ hoạt động, trong xylanh phải diễn ra tuần tự các quá trình: nạp, nén, cháy giãn nở và thải bỏ nên chu trình công tác (làm việc) của nòng cơ nổ trong.

Nếu chu trình công tác của nòng cơ nòng hoàn thành trong bốn hành trình của piston, có nghĩa là sau hai vòng quay của trục khuỷu thì nòng cơ nòng gọi là nòng cơ bốn kỳ. Nếu nòng cơ hoàn thành một chu trình công tác trong hai hành trình của piston, đồng nghĩa với một vòng quay của trục khuỷu thì nòng cơ nòng gọi là nòng cơ hai kỳ.

11.4.8. Chu trình công tác (chu trình làm việc)

Chu trình công tác là tập hợp toàn bộ các quá trình: nạp, nén, cháy giãn nở và thải bỏ diễn ra trong xylanh lặp đi lặp lại có tính chu kỳ nòng gọi là chu trình công tác hay chu trình làm việc của nòng cơ nổ trong.

III. PHÂN LOẠI NÒNG CƠ NỔ TRONG

III.1. Theo phương pháp thực hiện chu trình công tác

Nòng cơ bốn kỳ hoàn thành một chu trình công tác thì piston thực hiện 4 hành trình hoặc trục khuỷu phải quay 2 vòng.

Nòng cơ hai kỳ hoàn thành một chu kỳ công tác thì piston thực hiện 2 hành trình hoặc trục khuỷu phải quay một vòng.

III.2. Theo nhiên liệu sử dụng

Nòng cơ sử dụng nhiên liệu lỏng, loại nhẹ (xăng, benzen, cồn...).

Nòng cơ sử dụng nhiên liệu lỏng, loại nặng (dầu mazut, Diesel...).

Nòng cơ sử dụng nhiên liệu khí (khí thiên nhiên, khí hoá lỏng, ...).

Nòng cơ sử dụng nhiên liệu khí kết hợp với nhiên liệu lỏng (trong đó nhiên liệu khí là chính, còn nhiên liệu lỏng đóng vai trò là nhiên liệu mở).

Nòng cơ chạy bằng nhiều loại nhiên liệu, tức là loại nòng cơ có thể chạy bằng nhiều loại nhiên liệu lỏng khác nhau, thậm chí tới xăng (loại nòng cơ này rất hiếm).

III.3. Theo phương pháp nạp của chu trình công tác

Nòng cơ không tăng áp: là loại nòng cơ đưa vào sơ chế lệch áp suất ngoài và trong xylanh nên nạp hỗn hợp khí vào xylanh.

Nòng cơ tăng áp: là loại nòng cơ dùng máy nén nén nạp không khí hoặc hỗn hợp khí vào xylanh, làm tăng khối lượng chất môi qua đó làm tăng công suất nòng cơ.

III.4. Theo tốc độ vòng quay của trục

Tốc độ của vòng quay của trục được tính qua một vòng quay trung gian là tốc độ trung bình của piston.

Tốc độ trung bình của piston ký hiệu là C_m

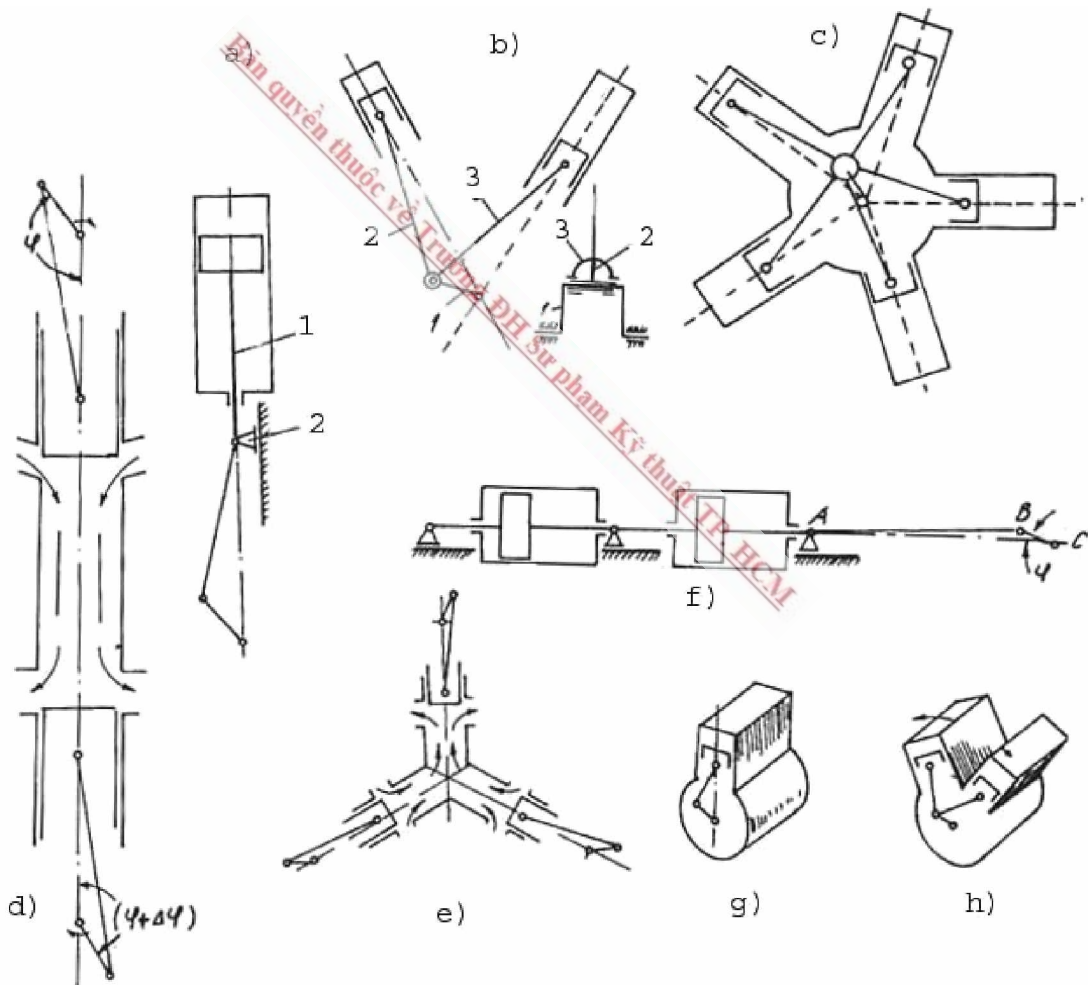
$$C_m = S \cdot \frac{n}{30} \quad (\text{m/s})$$

Trong đó S – hành trình của piston (m)

n – số vòng quay của trục (vòng/phút)

- Vòng quay của trục thấp (vòng quay chậm): $C_m < 6,5 \text{ m/s}$.
- Vòng quay của trục trung bình: $6 \text{ m/s} \leq C_m \leq 9 \text{ m/s}$.
- Vòng quay của trục cao (vòng quay nhanh): $C_m > 9 \text{ m/s}$.

III.5. Theo hình thức cấu tạo của vòng quay (hình 1.3)



Hình 1.3. Sơ đồ các hình thức cấu tạo của vòng quay

- a) Vòng quay của một xi-lanh (1 – cần piston, 2 – guide trượt);
- b) Vòng quay của trục V (1 – trục khuỷu, 2 – thanh truyền chính, 3 – thanh truyền phụ);
- c) Vòng quay của trục sao;
- d, e) Vòng quay của trục lệch tâm;
- f) Vòng quay của trục đứng kép xi-lanh nằm ngang; g) Vòng quay của trục V nhiều hàng xi-lanh.

Theo số xylanh nổng cõ

- Nổng cõ mỗ xylanh.
- Nổng cõ nhiều xylanh (số xylanh tũ hai trũ lĩn).

Theo cách bố trí xylanh

- Nổng cõ cõ xylanh thẳng nổng.
- Nổng cõ cõ xylanh nằm ngang.
- Nổng cõ cõ mỗ hàng xylanh, nổng tâm của các xylanh song song với nhau và cùng nằm trong mỗ mặt phẳng.
- Nổng cõ cõ 2 hàng xylanh đặt song song hay kiểu chữ V.
- Nổng cõ cõ xylanh bố trí hình sao, mỗ hàng hoặc nhiều hàng các nổng tâm xylanh đặt đồng kính và cùng nằm trên mỗ mặt phẳng.
- Nổng cõ cõ piston nối liền, cõ thể cõ mỗ hoặc nhiều trục khuỷu.

IV. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA NỔNG CÕ NỔT TRONG KIỂU PISTON

IV.1. Nguyên lý làm việc của nổng cõ 4 kỳ

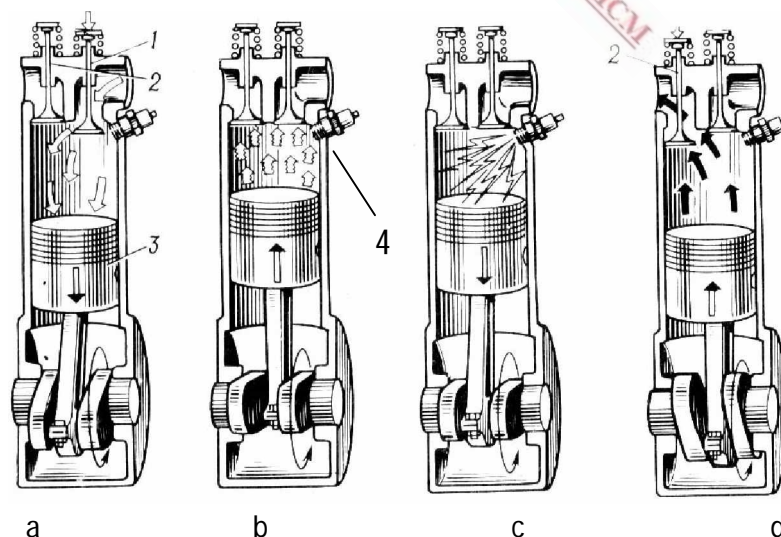
Nối với nổng cõ 4 kỳ nên hoàn thành mỗ chu trình công tác piston nổng cõ phải thực hiện 4 hành trình đồng ỹng với các quỏ trình diễn ra trong xylanh gồm: nạp, nén, cháy giảm nũ và thải. Trong nũ công cõ cách chũ đo quỏ trình cháy giảm nũ sinh ra.

Do các quỏ trình diễn ra lặp ãi lặp lại cõ tính chu kỳ nên khi khảo sát nguyên lý làm việc ta chũ khảo sát mỗ chu trình công tác trong toàn bộ quỏ trình làm việc của nổng cõ.

Trong mỗ chu trình công tác của nổng cõ 4 kỳ nũ thực hiện nhũ sau:

IV.1.1. Kỳ mỗ (quỏ trình nạp)

Lũ quỏ trình nạp mỗ chất mũ vào trong lòng xylanh nổng cõ (hoặc khí nối với nổng cõ xăng, không khí nối với nổng cõ Diesel).



Hình 1.4. Sơ đồ nguyên lý làm việc của nổng cõ xăng bốn kỳ

- a) quỏ trình nạp ; b) quỏ trình nén ; c) quỏ trình cháy – giảm nũ ; d) quỏ trình thải.
1 – supap nạp ; 2 – supap thải ; 3 – piston ; 4 – bugie.

Vào đầu kỳ một, piston ở vị trí điểm chết trên. Toàn bộ thể tích buồng cháy V_c chứa đầy sản phẩm cháy do hành trình trước nên lại với áp suất cao hơn áp suất khí trời, áp suất này còn gọi là áp suất khí sót. Khi trục khuỷu quay theo chiều mũi tên, thông qua thanh truyền làm cho piston dịch chuyển từ ĐCT xuống ĐCD, cô cấu phản phối khí nên khiến supap nạp mở thông buồng ống nạp với không gian trong xylanh.

Với chuyển động đi xuống của piston, nó chặn không trong xylanh hình thành làm cho áp suất trong lòng xylanh nhỏ hơn áp suất trên buồng ống nạp. Một chênh lệch áp suất này khoảng 0,01 – 0,03 MPa, tạo nên quá trình nạp mới chất môi trường buồng ống nạp vào xylanh (hình 1.4a).

IV.1.2. Kỳ hai (quá trình nén)

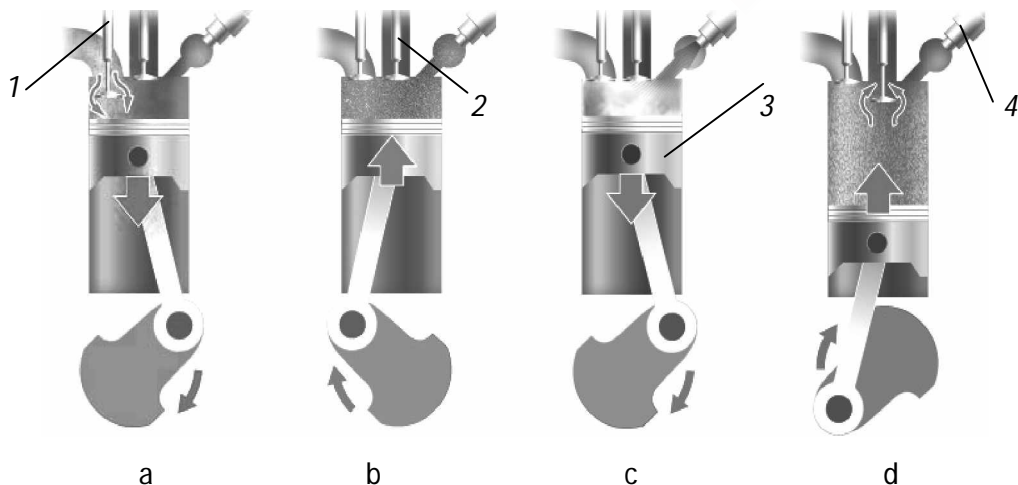
Piston di chuyển từ ĐCD lên ĐCT, cô cấu phản phối khí nên khiến làm cho supap nạp và supap thải đóng lại, mới chất mới nén trong xylanh. Vào cuối quá trình nạp, khi piston ở vị trí ĐCD áp suất trong xylanh p_a còn nhỏ hơn áp suất trên buồng ống nạp p_k . Tại đây nên nén, nên hoàn thiện quá trình nạp, cô cấu phản phối khí nên khiến supap nạp đóng muốn sau khi piston qua khối ĐCD. Việc đóng muốn supap nạp nhờ trên cô cấu dùng nạp thêm mới chất môi trường vào xylanh, nên này có thể làm do tại đây của nên năng và chênh lệch áp suất của dòng mới chất đi vào.

Sau khi supap nạp đóng, piston chuyển động lên phía ĐCT làm cho áp suất và nhiệt độ mới chất trong xylanh tăng dần. Giá trị áp suất cuối quá trình nén phụ thuộc vào: tỷ số nén ϵ , khối khí của không gian chứa mới chất, mức độ tản nhiệt của thanh xylanh và áp suất của mới chất đầu quá trình nén (hình 1.4b).

Nên tạo nên kiện tốt cho mới chất cháy một cách kịp thời và nhiệt độ sinh ra mới chất tại đây tăng thì việc mới chất cháy hơn hẳn phải mới chất thực hiện trước khi piston lên ĐCT. Cui thế mới chất với nên cô xăng (mới chất cháy có góc bùng tia lửa nên) thì bugie phải tạo ra tia lửa trước khi piston lên ĐCT, mới chất với nên cô Diesel thì nhiên liệu phun vào từ vòi phun trước khi piston lên ĐCT.

IV.1.3. Kỳ ba (quá trình cháy – giãn nở)

Vào kỳ ba mới chất bị nén trong xylanh ở cuối kỳ nên mới chất bốc cháy với tốc độ rất nhanh. Tại nên gia tăng áp suất và nhiệt độ của mới chất rất cao, tạo áp lực sinh công nên piston dịch chuyển về phía ĐCD thực hiện quá trình giãn nở mới chất trong xylanh. Chính vì vậy kỳ ba còn gọi là kỳ sinh công, trong quá trình này cả hai supap đều đóng (hình 1.4c).



Hình 1.5. Sơ đồ nguyên lý làm việc của nên cô Diesel bốn kỳ
a) quá trình nạp ; b) quá trình nén ; c) quá trình cháy giãn nở ; d) quá trình thải.
1 – supap nạp ; 2 – supap thải ; 3 – piston ; 4 – vòi phun.

IV.1.4. Kiểu bơm (quá trình thải)

Piston dịch chuyển từ ÑCD lên ÑCT này sản vật chảy ra khỏi xylanh nóng cơ qua supap thải nâng môi. Do áp suất môi chất trong xylanh vào cuối kỳ chảy giảm nên có khe hở cao nên supap xả phải mở sớm trước khi piston xuống nên ÑCD khoảng $40 \div 60^\circ$ tổng ứng với góc quay trục khuỷu. Nhờ đó làm giảm nồng độ cặn nôi với chuyển động của piston và tạo nên nhiều khe hở nhất cho sản vật chảy thải sạch ra khỏi xylanh nóng cơ.

Khi kiểu bơm kết thúc thì nồng độ môi chất thực hiện môi chất chu trình công tác, tiếp theo nhờ quán tính quay của bánh răng giúp nồng độ thực hiện chu trình công tác tiếp theo. Chính vì vậy mà nồng độ có thể làm việc môi chất liên tục.

Nhận xét nôi với nồng độ bơm kiểu

- Chu trình công tác môi chất hoàn thành trong bơm hành trình của piston hay trong hai vòng quay của trục khuỷu.
- Trong bơm kiểu thì chế độ chảy giảm môi (kyba) là kiểu sinh công, các kiểu còn lại thực hiện môi chất nhờ quán tính quay của bánh răng và các chi tiết chuyển động hoặc nhờ công của các xylanh khác (nôi với nồng độ nhiều xylanh).

Nôi với nồng độ bơm kiểu nên nồng độ công suất và hiệu suất của nồng độ phải nằm bảo môi chất hai môi chất sau: *thải càng sạch sản vật chảy ra khỏi xylanh và nạp càng nhiều môi chất môi vào nồng độ.* Nôi này môi chất thực hiện bằng cách phối hợp môi chất và nồng độ muốn các supap nạp, supap thải hình thành nên quy luật phối khí nhất định tùy thuộc vào tổng loại nồng độ.

Chúng ta có thể tham khảo góc nôi phân phối khí, và góc phun dầu sớm của nồng độ Diesel bơm kiểu thông nằm trong phạm vi sau (bảng 1).

Bảng 1

Cấu trúc phân phối khí	Nồng độ không tăng áp		Nồng độ tăng áp	
	Môi chất trước ÑCT	Nồng độ sau ÑCT	Môi chất trước ÑCT	Nồng độ sau ÑCT
Supap nạp	$15 \div 30^\circ$	$10 \div 30^\circ$	$0 \div 80^\circ$	$20 \div 40^\circ$
Supap thải	$35 \div 45^\circ$	$10 \div 20^\circ$	$40 \div 55^\circ$	$40 \div 50^\circ$
Góc phun dầu	$10 \div 30^\circ$ trước ÑCT		$10 \div 20^\circ$ trước ÑCT	

Nôi môi chất công P – V và giảm nôi pha phối khí

Nôi môi chất công P – V thể hiện biến thiên của áp suất theo số thay nôi của thể tích trong long xylanh nóng cơ, trong nôi

P – áp suất trong long xylanh.

V – thể tích của môi chất trong xylanh.

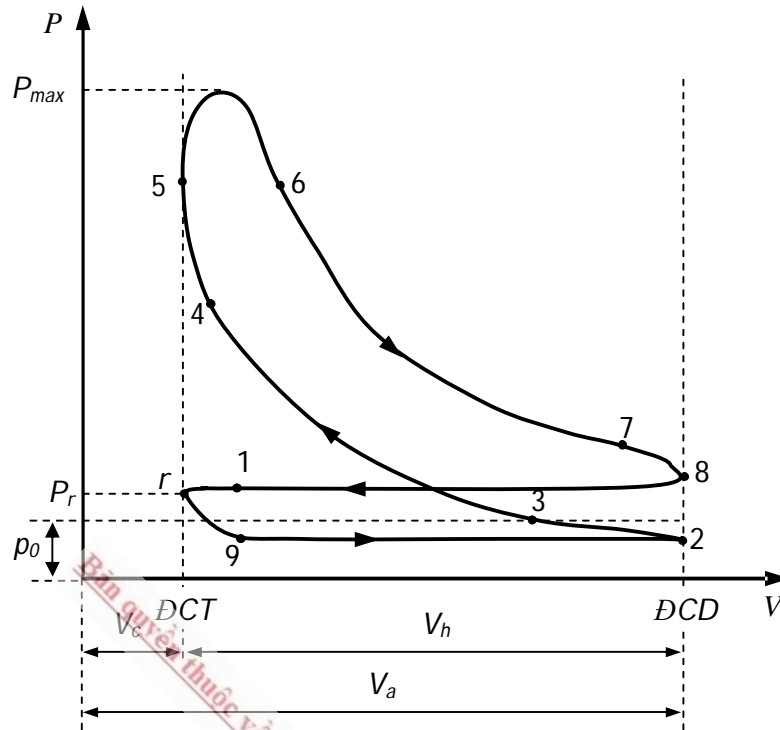
V_h/V_c – thể tích công tác/thể tích buồng cháy

p_0 – áp suất khí trời ($p_0 = 0,1 \text{ MN/m}^2$).

p_r – áp suất khí sôi ($p_r = 0,113 \div 0,115 \text{ MN/m}^2$).

r – nôi khí sôi.

P_{max} – áp suất cực đại (xuất hiện sau $\tilde{N}CT$ tới $10 \div 15^\circ$ góc quay trước khuyiu ñoàng cô).



Hình 1.6. Ñoàthò công P – V của ñoàng cô 4 kỳ không tăng áp.

Nhờ ñoàng cô cấp ôi phân trên, các supap nạp và thải không ñoàng môitại vì trí của ñiểm chết mà thực hiện việc môisôm và ñoàng muôn nhằm nâng cao hiệu quả của quá trình nạp thải tới ñoàng cao ñoàng công suất và hiệu suất của ñoàng cô.

Theo ñoàthò trên hình 1.6, ta coi

Supap nạp:

- Môisôm tại vị trí 1, trước khi piston lên tới $\tilde{N}CT$.
- Ñoàng muôn tại vị trí 3, sau khi piston qua khối $\tilde{N}CD$.

Supap thải:

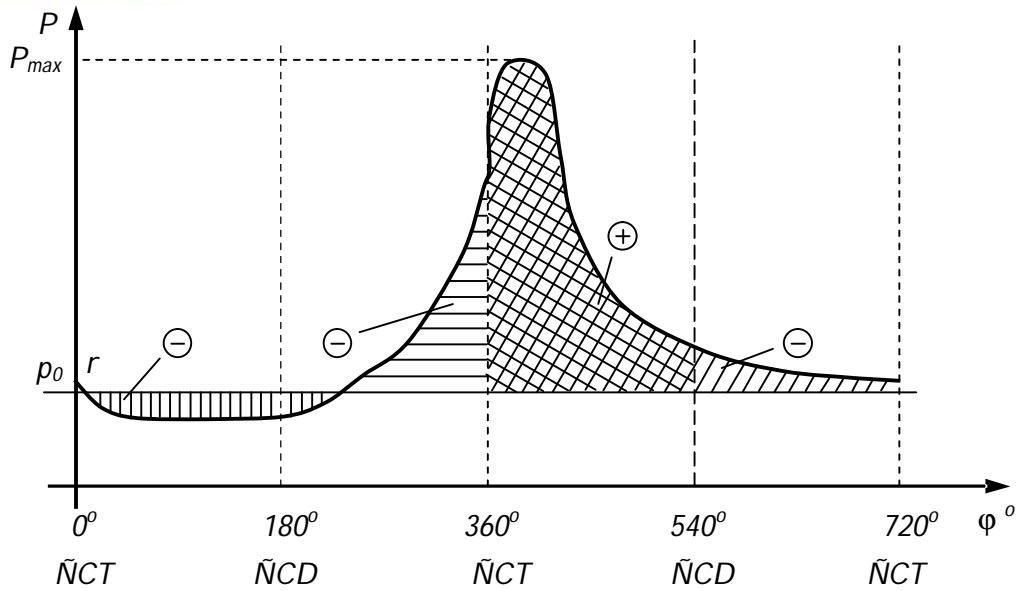
- Môisôm tại vị trí 7, trước khi piston tới $\tilde{N}CD$.
- Ñoàng muôn tại vị trí 9, sau khi piston qua khối $\tilde{N}CT$.

Nhờ vậy, trong mỗi chu trình công tác có một khoảng thời gian nhất ñịnh các supap nạp và thải cùng môisôm lại cân vị trí $\tilde{N}CT$ vào ñầu quá trình nạp và cuối quá trình thải. Góc quay của trục khuyiu ñoàng ñồng ñoàng với thời ñiểm của hai supap cùng môisôm lại gọi là *góc trung ñiệp của supap*.

Ngoài ñoàthò công P – V, ñể biểu diễn mối quan hệ giữa áp suất trong lòng xylanh theo góc quay trước khuyiu của ñoàng cô bốn kỳ người ta còn dùng ñoàthò công triển khai P – φ nhỏ (hình 1.7):

Phần có dấu (+) : công ñồng.

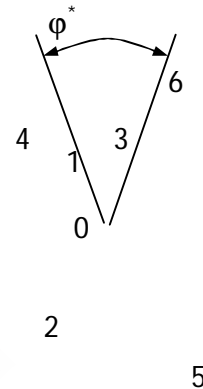
Phần có dấu (-) : công âm.



Hình 1.7. Nòng cơ nóng triển khai P – φ.

Giải trình phân phối khí của nòng cơ bốn kỳ cho biết quy luật phân phối khí hay quy luật nòng môi trường supap của cơ cấu phân phối khí. Trên (hình 1.8) coi O là tâm quay của trục khuỷu nòng cơ và chiều quay của nòng cơ cùng chiều kim nòng hoàng hình vẽ

- 01 – vị trí môi trường supap nạp.
- 02 – vị trí nòng supap nạp.
- 0 → 2 – toàn bộ góc môi trường supap nạp.
- 2 → 3 – toàn bộ góc của quá trình nén.
- 04 – vị trí bắt tia lửa nòng (nòng cơ xăng) hoặc phun nhiên liệu (nòng cơ Diesel).
- 4 → 5 – toàn bộ góc của quá trình cháy giãn nở
- 05 – vị trí môi trường của supap thải.
- 06 – vị trí nòng muôn của supap thải.
- 5 → 6 – toàn bộ góc môi trường của supap thải.
- φ* – góc trung nòng của các supap nạp và supap thải.



Hình 1.8. Giải trình phân phối khí của nòng cơ bốn kỳ

IV.2. So sánh nòng cơ xăng và nòng cơ Diesel

IV.2.1. Về tính hiệu quả

Hiệu suất của nòng cơ Diesel lớn hơn khoảng 1,5 lần so với nòng cơ xăng.

Nhiên liệu dùng cho nòng cơ Diesel rẻ hơn hơn xăng, 1 lít Diesel khi cháy hoàn toàn nhận được khoảng 8.755 calo trong khi 1 lít xăng cháy hoàn toàn cho khoảng 8.140 calo.

Suất tiêu hao nhiên liệu (g_e) của nòng cơ Diesel nhỏ hơn của nòng cơ xăng:

$$g_e (\text{Diesel}) = 200 \div 285 \text{ (g/kW.h)}$$

$$g_e (\text{xăng}) = 260 \div 380 \text{ (g/kW.h)}$$

Nhiên liệu Diesel không bốc cháy ô nhiễm môi trường nên ít nguy hiểm hơn nhiên liệu xăng.

Động cơ Diesel ít hỏng vặt vì không có hệ thống nhiên liệu và bộ chế hòa khí.

Nếu so sánh hai loại động cơ xăng và Diesel có cùng công suất thì trọng lượng động cơ Diesel lớn hơn động cơ xăng.

Tỷ số nén của động cơ Diesel lớn, vật liệu và công nghệ chế tạo hệ thống nhiên liệu trên động cơ Diesel (bơm cao áp) đòi hỏi cao hơn, do đó động cơ Diesel đắt tiền hơn động cơ xăng.

Tổng số động cơ Diesel nhỏ hơn động cơ xăng.

IV.2.2. Về nguyên lý

THÌ	ĐỘNG CƠ DIESEL	ĐỘNG CƠ XĂNG
Nạp	- Hút không khí vào xilanh	- Hút hỗn hợp vào xilanh
Nén	- Nén không khí - $P_c = (30 \div 35) \text{ KG/cm}^2$, $t_c = (500 \div 600)^\circ\text{C}$ - Cuối quá trình nén nhiên liệu được phun sớm vào xilanh.	- Nén hỗn hợp - $P_c = (8 \div 10) \text{ KG/cm}^2$, $t_c = (250 \div 350)^\circ\text{C}$ - Cuối quá trình nén bugie bắt tia lửa nên nên nổ cháy hỗn hợp.
Chạy – giãn nở	- Nhiên liệu phun vào xilanh hòa trộn với không khí và tới bốc cháy. - Cấp nhiệt hỗn hợp (năng tích, năng áp).	- Tia lửa nên bắt ra từ bugie nổ cháy công bốc hỗn hợp. - Cấp nhiệt trong nhiều kiến năng tích.
Thải	- Thải sản phẩm cháy ra ngoài qua supap thải.	- Thải sản phẩm cháy ra ngoài qua supap thải.

IV.3. Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ

Trong động cơ hai kỳ nên hoàn thành một chu trình công tác piston thực hiện hai hành trình và trục khuỷu của động cơ phải quay một vòng. Khác với động cơ bốn kỳ trên động cơ hai kỳ quá trình thay đổi môi chất công tác (quá trình nạp môi chất mới và thải sản phẩm cháy) được thực hiện khi piston di chuyển qua NCT, không có quá trình nạp và xả riêng biệt. Khi piston thải sản phẩm cháy ra khỏi xilanh được thực hiện nhờ không khí (động cơ Diesel) hoặc hỗn hợp (động cơ xăng) được nén trước tới một áp suất nhất định, không nhờ vào sức đẩy công của piston như động cơ bốn kỳ. Chính vì nhiều này nên làm cho quá trình thay đổi môi chất của động cơ hai kỳ xảy ra toàn thể do môi chất mới chèn tham gia vào quá trình cháy cùng với khí xả đi ra ngoài theo đường ống thải.

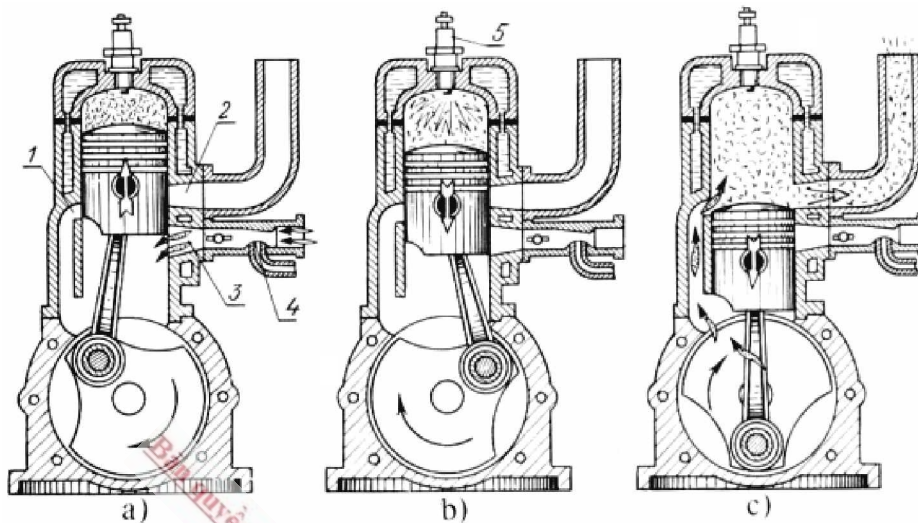
Trên động cơ hai kỳ người ta dùng máy nén khí đặt bên ngoài động cơ (hình 1.10) hoặc dùng không gian chết kết hợp với cơ cấu piston trục khuỷu thành trục truyền nên làm bơm quét khí (hình 1.9). Trên (hình 1.9) giới thiệu sơ đồ nguyên lý làm việc của động cơ xăng: hai kỳ đồng ồng với hai hành trình của piston động cơ, bao gồm :

IV.3.1. Kỳ nạp

Tổng ồng với hành trình piston từ NCT về NCD. Sơ đồ piston dịch chuyển được thể hiện trong xilanh và môi thực hiện quá trình cháy giãn nở môi chất công tác, sinh công và tác dụng lên piston. Khi piston sắp tới vị trí quét 1 thì cửa thải 4 được mở trước, sản phẩm cháy có áp suất tổng số cao hơn trong xilanh thoát ra ngoài qua ống thải, áp suất trong xilanh giảm dần. Piston tiếp tục đi xuống nên môi chất quét, khi áp suất trong xilanh xấp xỉ và thấp hơn áp suất môi chất trong bơm quét khí. Do

môi chất môi qua cửa quét vào trong xylanh, tiếp tục này sản vật cháy ra ngoài qua cửa xả nên quá trình này còn gọi là quá trình thay đổi môi chất trong xylanh nóng cô.

Nhờ vậy ôxy môi, trong xylanh nóng cô thực hiện các quá trình: cháy giãn nở của môi chất công tác, xả khí thải, quét vào nạp này môi chất môi vào xylanh nóng cô.

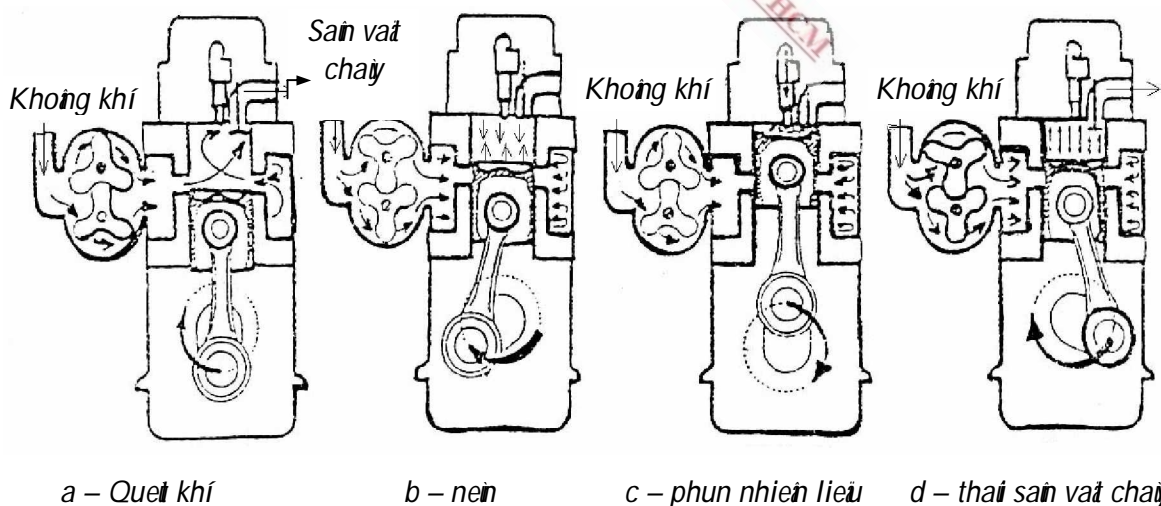


Hình 1.9. Sơ đồ nguyên lý làm việc của động cơ xăng hai kỳ dung cửa quét và cửa thải.

1 - cửa quét; 2 - cửa thải; 3 - cửa nạp; 4 - vòi phun của bộ chế hòa khí; 5 - bugie.

IV.3.2. Kỳ hai

Tổng cộng với hành trình piston từ NĐD lên NCT. Vào đầu kỳ hai quá trình thay đổi môi chất vẫn tiếp tục thực hiện trong xylanh. Nếu khi cửa quét và cửa xả ở vị trí nóng kín thì quá trình nén nước bắt đầu, cửa quét có thể nóng nóng thổi hoặc sớm hơn so với cửa thải (hoặc supap thải). Trước khi piston lên đến NCT khoảng $10 \div 30^\circ$ tổng cộng với góc quay trục khuỷu nhiên liệu nước phun qua vòi phun vào xylanh nóng cô (động cơ Diesel) hoặc bugie bắt tia lửa điện nên môi chất cháy hỗn hợp (động cơ xăng).



Hình 1.10. Sơ đồ làm việc của động cơ Diesel hai kỳ quét thẳng qua supap thải.

Nhờ vậy ôxy môi, trong xylanh thực hiện các quá trình: kết thúc các quá trình thải, quét - nạp này môi chất môi vào xylanh và thực hiện quá trình nén.

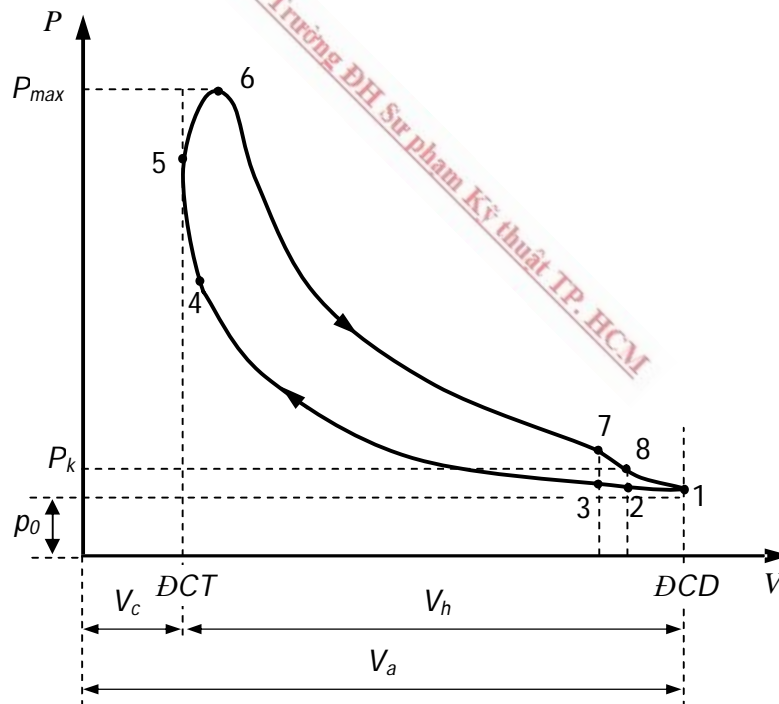
Khi trục khuỷu quay ngược chiều kim đồng hồ, lúc này vòng cô nhớt thực hiện xong một chu trình công tác. Năng lượng từ bánh răng biến các chi tiết chuyển động khác làm cho piston tiếp tục dịch chuyển từ NCT về NCD và bắt đầu một chu trình công tác tiếp theo, còn nhờ vậy giúp cho vòng cô nhớt làm việc liên tục.

Nhận xét nội với vòng cô nhớt hai kỳ

- Chu trình công tác vòng cô nhớt thực hiện trong một vòng quay của trục khuỷu và hai hành trình của piston.
- Trong hai hành trình của một hành trình sinh công, hành trình còn lại tiêu thụ năng lượng công do của hành trình sinh công.
- Trong quá trình quét khí có một lượng mỡ bôi trơn theo sơn vật chảy ra ngoài xylanh (nội với vòng cô nhớt Diesel là không khí, vòng cô nhớt xăng là không khí), làm toàn thể dẫn đến hiệu suất vòng cô nhớt thấp hơn vòng cô nhớt bốn kỳ.
- Nội với vòng cô nhớt hai kỳ dung lượng khe hở kết hợp cấu piston, trục khuỷu, thanh truyền làm bơm quét khí thì không gian này phải nằm bên ngoài kín khí tốt nếu vòng cô nhớt làm việc bình thường.

Nội công P – V và giới hạn pha quét khí

Tổng nội công vòng cô nhớt bốn kỳ biểu diễn mối quan hệ giữa áp suất và thể tích trong xylanh của vòng cô nhớt bốn kỳ nội công P – V, nội công biểu diễn trên (hình 1.11).



Hình 1.11. Nội công P – V của vòng cô nhớt hai kỳ

Trong nội

P – áp suất trong lòng xylanh.

V – thể tích của môi chất trong xylanh.

p_0 – áp suất khí trời ($P_0 = 0,1 \text{ MN/m}^2$).

P_k – áp suất trên buồng ống nạp (áp suất môi chất sau khi qua bơm quét khí).

Nhờ chúng ta phân tích, các quá trình nạp và thải trên động cơ hai kỳ không riêng biệt và nối tiếp nhờ động cơ bốn kỳ mà chúng có mối quan hệ xen lẫn vào nhau. Cửa nạp và cửa thải (hay supap nạp) không ngừng mở trong suốt vòng quay của trục khuỷu nhờ các van trượt trên trục cam nhờ các cơ cấu điều khiển của trục cam. Các cửa nạp và cửa thải (hay supap thải) không ngừng mở trong suốt vòng quay của trục khuỷu nhờ các cơ cấu điều khiển của trục cam.

Theo sơ đồ trên hình 1.11, ta có:

Cửa quét:

- Mở tại vị trí 8.
- Đóng tại vị trí 2.

Supap thải (nếu với động cơ hai kỳ quét thẳng qua supap thải) hoặc cửa thải:

- Mở tại vị trí 7.
- Đóng tại vị trí 3.

Nhờ vậy, trong một chu trình công tác có một khoảng thời gian cả cửa quét và cửa thải cùng mở đồng thời trong suốt một vòng quay của trục khuỷu, tổng cộng trên trục cam là 8 – 1 – 2.

Trên động cơ hai kỳ không dùng supap nạp và supap thải nhờ động cơ bốn kỳ (nếu dùng supap thì nó là supap thải), piston của động cơ đóng vai trò như một van trượt nhờ các cơ cấu điều khiển của trục cam.

Giải nạp pha phối khí của động cơ hai kỳ cho biết quy luật phân phối khí hay quy luật động môi cửa quét và cửa thải của động cơ. Trên (hình 1.12) coi O là tâm quay của trục khuỷu động cơ và chiều quay của động cơ cùng chiều kim đồng hồ như hình vẽ

- 01 – vị trí mở cửa quét.
- 02 – vị trí đóng cửa quét.
- 03 – vị trí mở cửa thải (supap thải).
- 04 – vị trí đóng cửa thải (supap thải).
- 05 – vị trí bắt tia lửa điện (động cơ xăng) hoặc phun nhiên liệu (động cơ Diesel).
- 1 → 2 – thời gian mở cửa quét.
- 3 → 4 – thời gian mở cửa thải (supap thải).



Hình 1.12. Giải nạp pha phối khí của động cơ hai kỳ

IV.4. So sánh động cơ hai kỳ và động cơ bốn kỳ

Nếu so sánh động cơ hai kỳ và động cơ bốn kỳ có cùng kích thước xylanh, cùng tốc độ quay của trục khuỷu thì hiệu suất công suất động cơ hai kỳ có thể gấp hai lần động cơ bốn kỳ. Nhưng trên thực tế chênh lệch chỉ 1,6 ÷ 1,8 lần do có tổn thất trong quá trình thay đổi môi chất và một lượng công việc của động cơ bơm quét khí.

Hiệu suất động cơ bốn kỳ cao hơn động cơ hai kỳ bởi vì động cơ hai kỳ có tổn thất xảy ra trong quá trình quét khí.

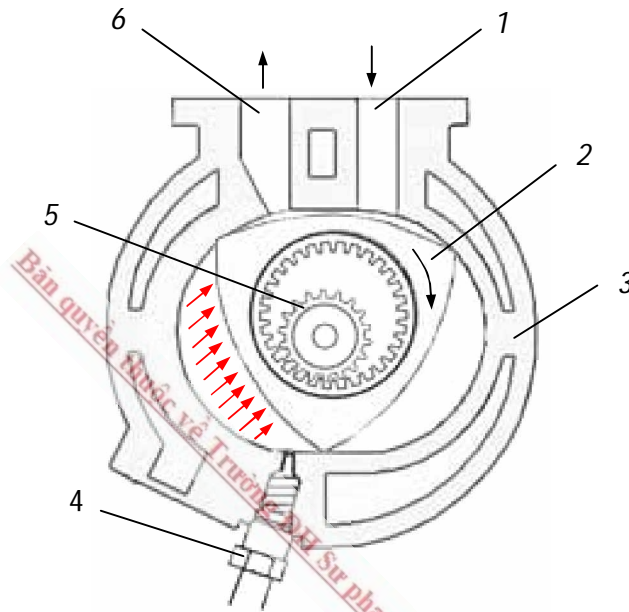
Quá trình thay đổi mỗi chất của nổnng cõ bốn kỳ hoàn hảo nổnng cõ hai kỳ vì quá trình nạp thải nổnng thực hiện một cách nối tiếp và thời gian diễn ra dài hơn.

Về cấu tạo nổnng cõ hai kỳ không gian và ít chi tiết hơn so với nổnng cõ bốn kỳ

Moment xoắn của nổnng cõ hai kỳ nếu như nổnng cõ bốn kỳ vì toàn bộ chu trình công tác diễn ra với một vòng quay của trục khuỷu.

IV.5. Nguyên lý làm việc của nổnng cõ piston quay (Wankel) và nổnng cõ tua-bin

IV.5.1. Nổnng cõ Wankel



Hình 1.13. Nổnng cõ Wankel.

- | | |
|----------------|--------------------------|
| 1 – nổnng nạp. | 4 – bougie. |
| 2 – piston. | 5 – bánh răng trung tâm. |
| 3 – thân máy. | 6 – nổnng thải. |

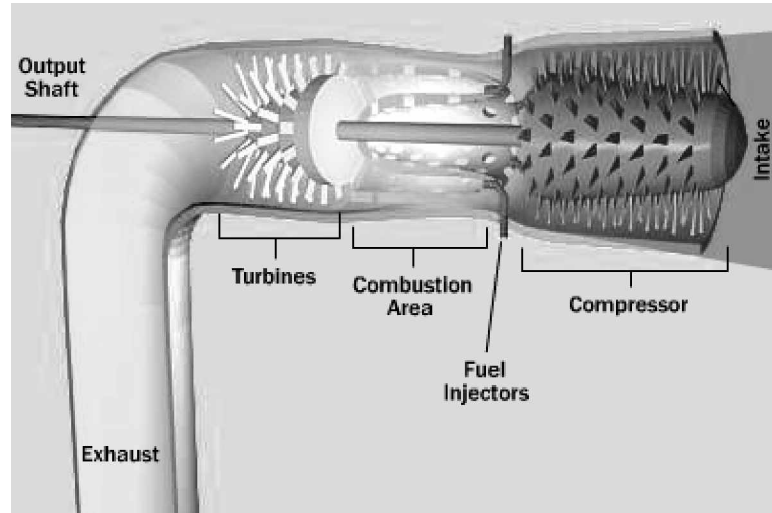
Nổnng cõ Wankel nổnng phát triển bởi một nhà phát minh người Đức tên là Felix Wankel, vào năm 1920 nổnng cõ còn trong giai đoạn thiết kế trên bản vẽ và tạo mẫu. Phát minh này tiến của Ông về nổnng cõ Wankel nổnng công nhận vào năm 1936. Đến năm 1950, khi Ông công tác với nhà máy sản xuất ô tô của Đức NSU thì nổnng cõ này nổnng phát triển hoàn chỉnh và nổnng lắp trên xe mô tô

Trong quá trình làm việc piston của nổnng cõ chuyển nổnng quay, các nhánh của nó quét quanh thành của xylanh có dạng nổnng cong.

Nổnng cõ Wankel có piston hình tam giác 2 chuyển nổnng hành tinh quanh bánh răng trung gian 5. Mỗi mặt cạnh của rôto tổng nổnng với mỗi piston của nổnng cõ một xylanh. Các nhánh của rôto luôn luôn tiếp xúc với thành xylanh có dạng nổnng cong nhỏ (hình 1.13). Nổnng cõ Wankel truyền công suất ra ngoài bằng một trục có bánh lệch tâm lắp trong lòng của rôto tam giác.

Khi piston quay một vòng, mỗi cạnh của piston nếu thực hiện các quá trình: nạp mỗi chất môi, nén, cháy giãn nở sinh công và thải sản phẩm cháy ra ngoài. Cùng hóa lúc khi piston quay một vòng thì nổnng cõ thực hiện 3 lần sinh công.

IV.5.2. Nòng cơ tua bin



Hình 1.14. Nguyên lý làm việc của nòng cơ tua bin

Intake – không khí nạp.

Compressor – máy nén khí.

Fuel injector – các vòi phun nhiên liệu.

Combustion Area – không gian buồng cháy.

Turbines – các cánh tuabin.

Output Shaft – trục công suất ra.

Exhaust – khí thải.

Ngày nay, nòng cơ tua bin được sử dụng rộng rãi trên nhiều loại máy bay phản lực. Do trên thiết bị này các chi tiết quay tròn, nên có thể quay với tốc độ rất cao. Ngoài ra, các cánh của tua bin có thể ăn đúng tiết diện lòng của dòng khí nóng.

Không khí từ môi trường bên ngoài được nén vào máy nén, nên với áp suất tổng nó lớn sau nó đi vào không gian buồng cháy. Nếu thời điểm thích hợp, một lượng nhiên liệu theo yêu cầu được phun vào buồng cháy qua các vòi phun nên nó cháy hỗn hợp giữa nhiên liệu và không khí, khi đó chất nóng nóng cháy sẽ giãn nở sinh công tác dụng lên các cánh tua bin làm quay trục và dẫn công suất của nòng cơ ra ngoài.

Chương 2

NHỮNG CHI TIẾT CƠ NỔ TRONG NỔNG CƠ NỔ TRONG

I. THÂN MÁY – XYLANH

I.1. Nhiệm vụ, nội dung kiến làm việc và vật liệu chế tạo

Thân máy kết hợp với các chi tiết khác (xylanh, nắp xylanh, piston,...) hình thành không gian công tác của mỗi chất, thực hiện các quá trình nạp, nén, cháy – giãn nở và thải sản phẩm cháy ra khỏi nòng cơ tạo nên chu trình làm việc liên tục.

Trong quá trình làm việc, thân máy nòng vai trò truyền nhiệt giữa môi chất công tác và môi trường để làm mát nòng cơ.

Thân máy là chi tiết bố trí các nòng dầu bôi trơn để dẫn dầu đến ổ trục khuỷu, ổ trục cam,...

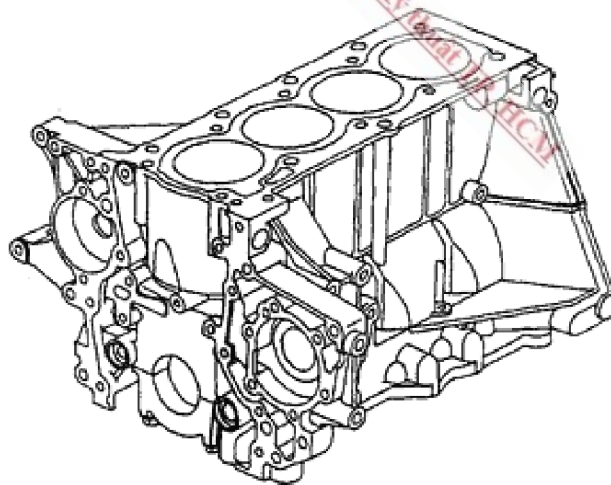
Làm thành một khung chịu lực, trên nó bố trí các ổ trục khuỷu, các cơ cấu và các hệ thống của nòng cơ.

Thân máy và xylanh thông nước chế tạo theo phương pháp đúc cho các nòng cơ cỡ nhỏ và trung bình hoặc hàn cho các nòng cơ cỡ lớn. Vật liệu thông dụng là hợp kim nhôm, hợp kim gang hoặc các loại thép tấm và thép rèn hình.

I.2. Kết cấu của thân máy, ống lót

I.2.1. Kết cấu của thân máy

Trong nòng cơ nổ trong, thân máy là chi tiết có kết cấu khá phức tạp, có kích thước và khối lượng lớn. Nó với nòng cơ ở tọa độ khối lượng của thân máy thông thường chiếm khoảng 30 ÷ 60% khối lượng toàn bộ nòng cơ.



Hình 2.1. Kết cấu thân máy.

Kết cấu của thân máy có nhiều dạng, thân máy có thể làm riêng cho từng xylanh hoặc chung cho nhiều xylanh. Kết cấu của thân máy phụ thuộc rất nhiều vào kiểu làm mát. Khi làm mát bằng nước, khoảng không gian bao quanh xylanh để chứa nước làm mát gọi là áo nước.

Loại thân máy có xylanh nước liền với thân gọi là thân máy kiểu thân xylanh. Khi xylanh làm riêng thành ống lót rồi lắp vào thân máy gọi là thân máy kiểu vỏ thân.

Khi thân xylanh nước liền với hộp trục khuỷu, kết cấu này gọi là *thân máy kiểu thân xylanh – hộp trục khuỷu*. Nếu thân xylanh và hộp trục khuỷu làm rời nhau thì kết cấu này gọi là *thân máy kiểu thân rời*, và để ghép các phần của thân máy với nhau người ta thường dùng guồng đai suốt từ trên máy lên nắp xylanh.

1.2.2. Kết cấu thân máy nông cơ xăng – nông cơ Diesel

Thân máy của nông cơ xăng và nông cơ Diesel tổng thể nhau về mặt kết cấu, tuy nhiên về cấu trúc phân phối khí và hệ thống làm mát của thân máy còn có những đặc điểm khác nhau. Tuy nhiên, về cơ bản kết cấu thân máy của nông cơ nổi trong nước phân ra thành 2 loại: thân máy kiểu thân xylanh – hộp trục khuỷu và thân máy kiểu thân rời.

a) Thân máy kiểu thân xylanh – hộp trục khuỷu

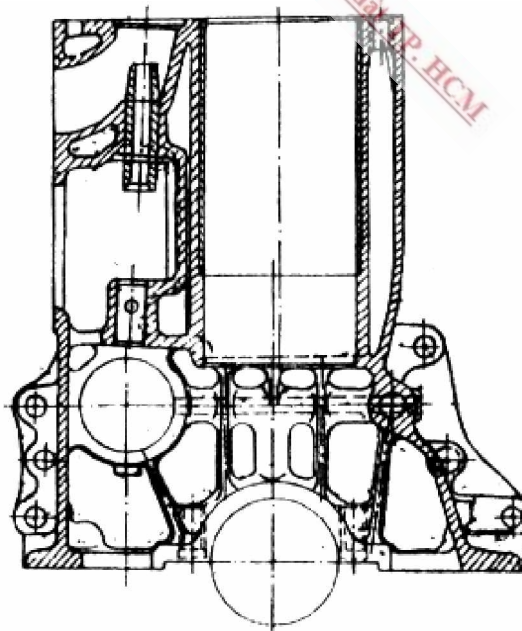
Loại thân máy kiểu thân xylanh – hộp trục khuỷu nước dùng rất phổ biến trong nông cơ và ở loại nông cơ tính tải và nông cơ tàu thủy cỡ nhỏ. Các xylanh nước liền với thân hoặc làm thành ống lót rồi lắp lên thân máy, chung quanh thân máy nếu có nước làm mát để giải nhiệt trong quá trình nông cơ làm việc. Kết cấu này dùng cho các nông cơ xăng và nông cơ Diesel.

Do thân máy nước liền với hộp trục khuỷu nên giảm bớt nước mặt lắp ghép khiến cho gia công đơn giản và ở mặt lắp thân máy với hộp trục khuỷu chèn kín làm mỏng nhỏ chiều của vỏ thân, không cần làm mặt lắp ghép. Do những nguyên nhân trên nên thân máy này thông thường ngoài vỏ nhôm kim loại còn có loại thân rời.

Đưa vào tình trạng chịu lọc, thân máy kiểu thân xylanh – hộp trục khuỷu nước chia ra ba loại:

1) Thân xylanh chịu lọc

Trong loại kết cấu này, lọc khí được dùng trên nắp xylanh sẽ truyền cho thân xylanh qua các guồng nắp xylanh. Lọc dầu được gắn ra ống suốt kép trên các tiết diện của thân xylanh, thân máy của nông cơ xăng thông dụng kiểu chịu lọc này (hình 2.2).

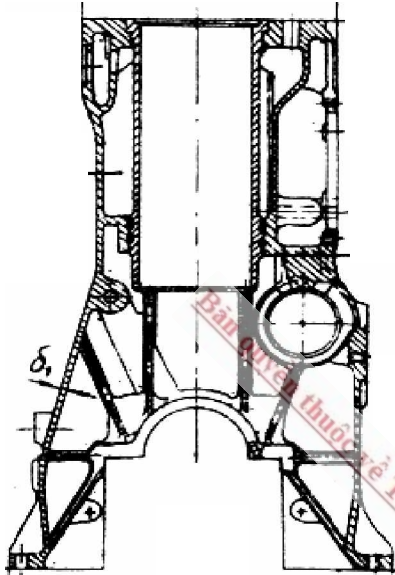


Hình 2.2. Kết cấu thân máy kiểu thân xylanh chịu lọc.

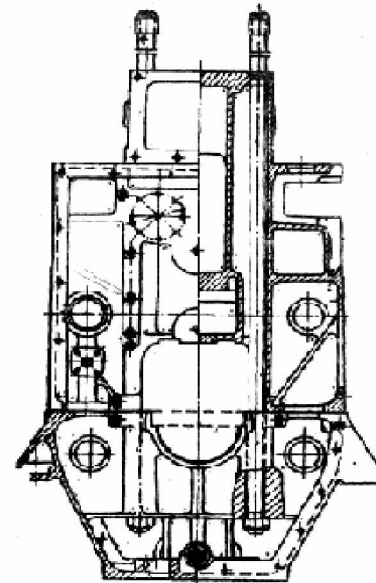
2) Voi thain chiu lóc

Trong loai ket cau nay, lóc khí theatác dung lên nắp xylanh se truyen cho voi thain qua các guông nắp xylanh. Lóc tác dung gây óng sọc kep trên các tiet dien của voi thain vuông góc với ñông tâm xylanh.

Do trong loai thain may nay, xylanh ñóic che táo riêng dôi dang óng lot rói lap vào voi thain, nên óng lot không chiu óng suất kep trên phông ñông tâm xylanh. Khi các lot xylanh mòn, có thể tháo ra thay mới. Nắp xylanh lap trên thain may bang các guông cây trên voi thain may (hình 2.3).



Hình 2.3. Ket cau thain may kieu voi thain chiu lóc.



Hình 2.4. Ket cau thain may kieu guông chiu lóc.

3) Guông chiu lóc

Trong ket cau nay lóc tác dung nay truyen cho các guông lien ket nắp xylanh, thain may – hộp truc khuyú với ñeá may. Các guông nay khá dài và chiu lóc kep, con thain xylanh trong tröông hộp nay không chiu lóc kep gây ra bôi lóc khí theá Thain may kieu thain xylanh – hộp truc khuyú có thể dung lot xylanh óit, lot xylanh khoá hoặc không có lot xylanh (hình 2.4).

b) Thain may kieu thain rói

Do thain may kieu xylanh – hộp truc khuyú che táo rất khó nhất là ñối với các loai ñông cô có ñông kính xylanh lớn. Vì vậy người ta thông che táo theo kieu thain rói ñeá thuan tien trong gia công và che táo. Ket cau nay thông dung trong các ñông cô tành tai, tau thuy và ñông cô ô tô may kep có công suất lớn.

Thain may có thể lam riêng từng xylanh một (ñông cô lam mát bang không khí) hay lam cho nhiều xylanh (ñông cô lam mát bang ñóic). Một số ñông cô tau thuy hoặc ñông cô tành tai dung chung cho 2, 3, 4 xylanh và có khi cả ñầy xylanh trong cùng một hàng dung chung một thain. Lam nhỏ thể vớ ñang ñóic ñeá ñông vớng cho thain may vớ rút ngắn chieu dài và giảm trong löông thain may.

Thain may kieu thain rói cũng dung lot xylanh khoá và lot xylanh óit. Loai lot khoá thông dung cho ñông cô lam mát bang giòi. Loai lot óit dung cho ñông cô Diesel tau thuy và tành tai. Ñeá ñang ñeá ñông vớng cho lot xylanh, có khi người ta lam thêm gân ô phía ngoài của óng lot.

Đĩa vào tình trạng chịu lọc, thân máy kiểu rôđi nốôc chia ra ba loại:

1) Xylanh chịu lọc

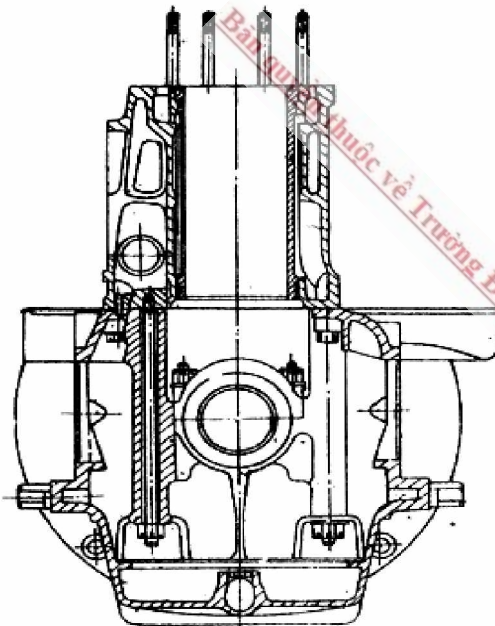
Trong kết cấu này, lọc tại dung seđo xylanh chịu nốôc. Kết cấu này thông dụng trong các loại nốôc cô lam mặt bằng gioi Nạp xylanh lắp cóãnh trên xylanh bằng buloing, xylanh lắp cóãnh trên hộp trục khuỷu bằng guoing.

2) Voi thán chịu lọc

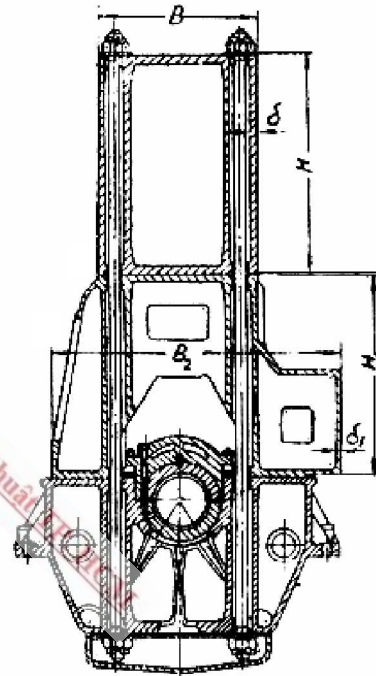
Trong kết cấu này voi thán chịu lọc kết con xylanh không chịu lọc kết, kết cấu này có thể phân ra thành hai kiểu sau này:

Nạp xylanh, voi thán và hộp trục khuỷu lắp với nhau bằng các buloing ngắn. Nạp xylanh lắp với thân máy rồi thân máy lắp với hộp trục khuỷu.

Voi thán và hộp trục khuỷu lắp với nhau bằng guoing dài, con nạp xylanh lắp trên thân máy bằng các buloing ngắn (hình 2.5).



Hình 2.5. Thân máy kiểu voi thán chịu lọc của nốôc cô Diesel.



Hình 2.6. Thân máy kiểu guoing chịu lọc của nốôc cô tau thuy.

3) Guoing chịu lọc

Trong kết cấu này lọc tại dung seđo guoing chịu nốôc. Kết cấu này thông dụng khai pháo biến trong nốôc cô lam mặt bằng gioi và nốôc cô chôi V (hình 2.6).

1.2.3. Lòt xylanh

a) Nhiệm vụ

Lòt xylanh là chi tiết máy có dạng ống, nốôc lắp vào thân máy nhằm mục đích kết dài tuổi thọ của máy. Kết cấu thân máy phụ thuộc rất nhiều vào kiểu lòt xylanh. Thân máy có thể dùng lòt xylanh khô lòt xylanh ướt hoặc không dùng lòt xylanh. Mặt trong của lòt xylanh nốôc gia công với nốôc chính xác cao và nốôc mài bóng nốôc gọi là mặt gông xylanh. Nốôc có và nốôc ovan cho phép của mặt gông xylanh nằm trong phạm vi $0,01 \div 0,06\text{mm}$.

b) Phân loại

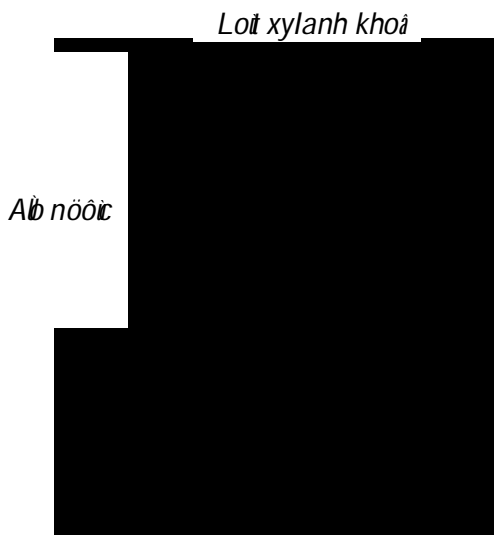
Loại xylanh có hai loại: loại xylanh khô và loại xylanh ướt.

1) Loại xylanh khô là loại ống lót lắp vào trong lõi xylanh; mặt ngoài của ống lót tiếp xúc với mặt trong lõi xylanh không tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát (hình 2.7). Loại xylanh khô có các đặc điểm sau:

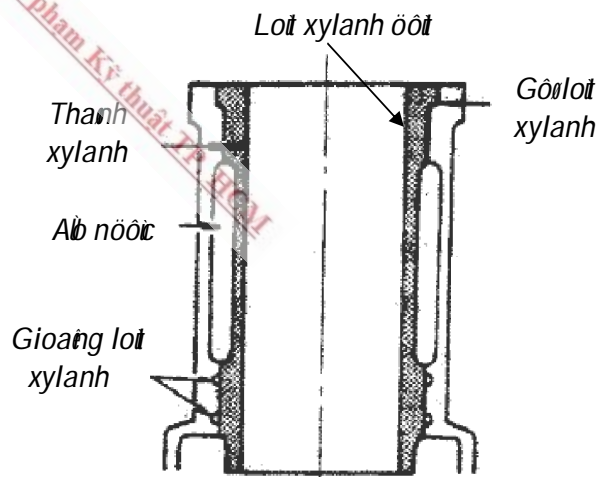
- Do kết cấu ống lót xylanh khô có công vững tốt nên có thể làm mỏng và tốn ít vật liệu.
- Thành mỏng có công vững cao, do vậy ít biến dạng khi siết bulông nắp xylanh.
- Không bị rơ rỉ nước và lọt khí do không tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát.
- Truyền nhiệt kém và khó tháo lắp trong quá trình bảo dưỡng sửa chữa.

2) Loại xylanh ướt là loại ống lót lắp vào với thân, mặt ngoài của ống lót tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát (hình 2.8). Loại xylanh ướt có các đặc điểm sau:

- Hiệu quả làm mát xylanh tốt hơn loại ống lót xylanh khô do ống lót tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát nên không xảy ra hiện tượng quá tải nhiệt.
- Vật liệu và công nghệ chế tạo thân máy khí dung loại xylanh ướt không yêu cầu cao.
- Công nghệ gia công ống lót xylanh cũng đơn giản hơn loại xylanh khô.
- Thuận tiện trong việc bảo dưỡng, sửa chữa và thay thế.
- Không bị kín, dễ bị rò rỉ nước làm mát và lọt khí.
- Không công vững kém hơn loại xylanh khô.



Hình 2.7. Loại xylanh khô



Hình 2.8. Loại xylanh ướt.

II. NẮP MÁY (NẮP XYLANH)

II.1. Nhiệm vụ, yêu cầu làm việc và vật liệu chế tạo

Nắp xylanh là chi tiết này kín một đầu phía trên của xylanh, cùng với xylanh và piston tạo thành không gian buồng cháy.

Nếu gắn lắp các chi tiết và các hệ thống khác như: bugie, vòi phun, cơ cấu phân phối khí,...

Ngoài ra nắp máy còn là chi tiết để bố trí các ổ đỡ nắp, thái, đai dầu bôi trơn,...

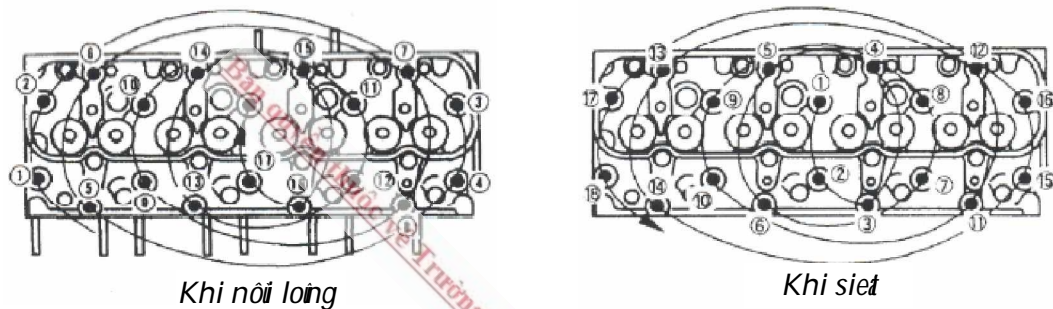
Nhiều kiến làm việc của nắp xylanh rất xấu: chịu nhiệt độ cao, áp suất lớn và ăn mòn hoá học bởi các hợp chất có trong sản phẩm cháy. Ngoài ra nắp xylanh còn chịu ứng suất nén khi siết các bulông.

Nắp xylanh của động cơ Diesel làm mát bằng nước thông nước bằng gang hộp kim, nước bằng khuôn cát hoặc bằng khuôn kim loại. Nắp xylanh của động cơ làm mát bằng gió thông làm bằng hộp kim nhôm và nước bằng khuôn kim loại.

Nhà sản xuất động cơ xăng nếu dùng hộp kim nhôm, vì hộp kim nhôm nhẹ và tản nhiệt tốt.

11.2. Kết cấu nắp máy động cơ xăng – động cơ Diesel

Nắp xylanh nước ghép liền thân máy bằng một tấm gang. Bulông lắp ghép xylanh và nắp xylanh nước siết đều theo trình tự và trở số lực siết nhất định (do nhà sản xuất qui định) để tránh rò rỉ khí cháy và hồ hỏng gioăng nắp xylanh. Nếu cần bảo vệ kín khí, cần phải kiểm tra độ phẳng mặt tiếp xúc của xylanh và nắp xylanh mỗi khi tháo hoặc lắp.

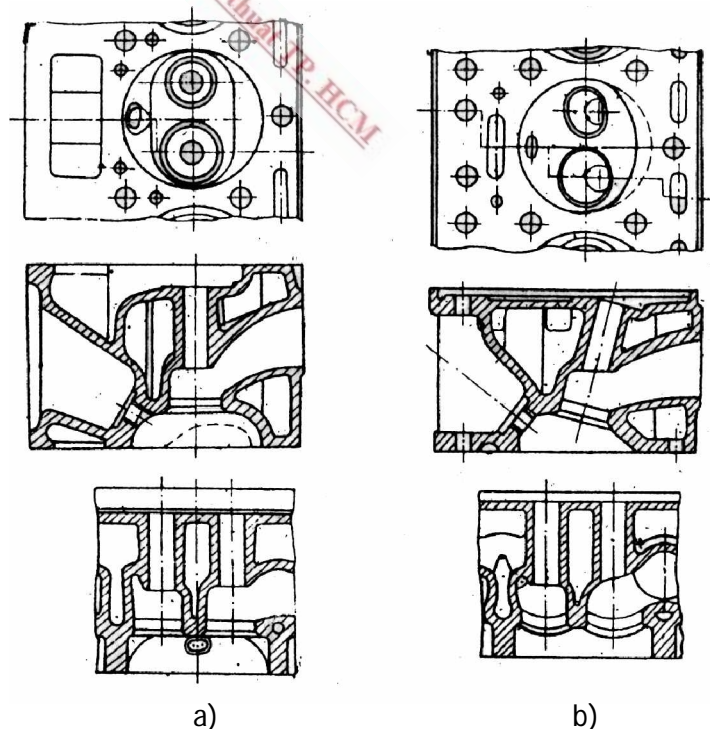


Hình 2.9. Thuyết minh về kết cấu nắp máy động cơ xăng và động cơ Diesel.

11.2.1. Kết cấu nắp máy động cơ xăng

Kết cấu nắp máy động cơ xăng động cơ tùy thuộc vào kết cấu của buồng cháy, cách bố trí cơ cấu supap và số supap của cơ cấu phân phối khí, bugie, kiểu làm mát động cơ và động nạp thải trên nắp xylanh. Dạng buồng cháy trên động cơ quyết định hiệu suất nạp, thải và hiệu suất của quá trình cháy trên động cơ.

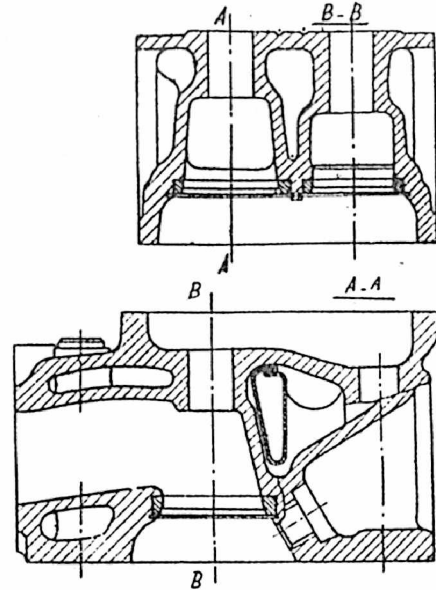
Nắp xylanh có buồng cháy dạng bán cầu dùng trên động cơ ô tô nước giới thiệu trên (hình 2.10). Loại nắp xylanh trên dùng supap treo, supap nạp hơi lớn hơn supap thải, bugie đặt ở bên hông buồng cháy, khoảng cách từ bugie đến niêm xa nhất của vùng cháy gần bằng đường kính xylanh.



Hình 2.10. Nắp xylanh có buồng cháy bán cầu và hình vẽ chi tiết.

Nắp xylanh coi buồng cháy dạng hình chêm dung rãnh rai trên nòng cơ chõ V và nòng cơ nhiều hàng xylanh. Loại buồng cháy này coi ưu điểm: gọn, coi công nổ xoay tốc tốt. Trên nắp xylanh coi các lỗ dẫn nước làm mát, lỗ bắt guồng, lỗ dẫn nước rửa máy v.v... Vạch buồng cháy nước làm mát để tránh kích nổ. Nước làm mát trở thành máy thì lên nắp xylanh bằng 4 lỗ tròn nhỏ chung quanh mỗi xylanh và hai lỗ để ở hai bên phía nòng thái và nòng nắp. Ống với mỗi xylanh dung 5 guồng để bắt chất nắp xylanh.

Trong nòng cơ xang một hàng xylanh con thông dung loại buồng cháy khối oval nhỏ (hình 2.11). Loại buồng cháy này coi hai diện tích chêm khí. Diện tích chêm khí thổi nhất tổng nhỏ lớn, nằm nhỏ diện với bugie, là phần xa bugie nhất, diện tích chêm khí thổi hai nhỏ hơn, nằm phía dưới bugie. Các diện tích chêm khí trên nắp xylanh sinh ra xoay tốc và dòng khí hỗn hợp vào vùng gần bugie. Bugie bố trí ở bên cạnh nắp xylanh, lệch về phía supap thái. Các nĩa supap lắp trên nắp xylanh làm bằng gang trắng hoặc gang xám, trong nhỏ nĩa supap thái nhỏ hơn nĩa supap nắp khoảng 27%. Các supap nắp và supap thái bố trí cùng về một phía, nĩa này nhằm lỗ dung nhiệt của khí thái nĩa này nòng nòng ống nắp.



Hình 2.11. Nắp xylanh của nòng cơ coi buồng cháy oval.

Nước làm mát nắp xylanh thì trở dòng thành máy lên, qua các lỗ dẫn nước khoan trên mặt nòng (mặt nước) của nắp xylanh. Nếu làm mát nĩa supap nước tốt hơn, người ta con dung một ống dẫn nước riêng đặt phía nhỏ diện của nòng thái và nòng nắp để dẫn nước coi nhiệt nhỏ tổng nhỏ thấp phun thẳng vào vùng nĩa supap. Khoảng gian chờ nước làm mát trong nắp xylanh không nên quá lớn nếu ảnh hưởng đến thời gian cháy ẩm máy quá lâu. Nắp xylanh cũng dung bốn guồng chung quanh mỗi xylanh để coi ảnh hưởng với thân máy, giữa nắp xylanh và thân máy cũng dung nĩa nắp xylanh để bao kín.

Loại lắp bugie thông coi kích thước M18, M14, và M10 và coi thể bố trí ở các vị trí sau:

- Phía trên supap nắp, để giảm nhiệt nhỏ của bugie.
- Phía trên supap thái, để cải thiện quá trình cháy, coi khả năng chống cháy sớm và kích nổ. Tuy vậy tình trạng thái nhiệt của bugie sẽ rất nghiêm trọng vì bộ lượng khí thái nòng nòng và chịu nhiệt bức xạ từ supap thái nên. Vì vậy khi bố trí nhỏ thể thông phải dung loại bugie lạnh coi nòng kín nhỏ.
- Ở khoảng cách giữa hai supap và lệch về phía supap thái chừng 1/3 khoảng cách.

11.2.2. Kết cấu nắp máy nòng cơ Diesel

Kết cấu nắp xylanh của nòng cơ Diesel phối tập hỗn nắp xylanh của nòng cơ xang nhiều vì trên nhỏ phải bố trí rất nhiều cơ cấu và chi tiết máy nhỏ: cơ cấu supap, buồng cháy phui, vòi phun, bugie sấy nòng, cơ cấu khối nòng bằng khí nén, nòng nước làm mát, nòng thái nắp, v.v...

Nhiều kiến làm việc của nắp xylanh nòng cơ Diesel rất xấu. Nhiệt độ nhỏ cao và áp suất lớn. Ống suất cơ học và ống suất nhiệt trong quá trình làm việc của nòng cơ thông rất lớn và hay gây ra rãnh nứt nắp xylanh. Trong nắp xylanh vùng nóng nhất thông là vùng giữa hai nĩa supap và

hàng buồng cháy (nhiệt độ vùng này có thể đạt tới 723°K). Vì vậy nên tránh ứng suất nhiệt, các lớp kim loại trong nắp xylanh cần có gang thiết kế có chiều dày mỏng đều, cho tiếp giáp giữa các lớp kim loại cần có góc lồi lõm. Ngoài ra cần có các lam mát tốt, bố trí nước mát lam mát để tránh chịu nhiệt nhiều nên giảm nhiệt độ của mặt nắp xylanh.

Kết cấu nắp xylanh của động cơ Diesel phải thuộc tổng loại động cơ kiểu buồng cháy (phòng phản hình thành khí hỗn hợp), số kỳ và cơ cấu phân phối khí của động cơ. Nội dung nội phải thoả mãn các yêu cầu chính sau:

- Buồng cháy phải tạo thành xoay trục mảnh nên cần thiết quá trình hình thành hỗn hợp.
- Kết cấu buồng cháy phải gọn, hộp ly nên tránh tổn thất nhiệt và tổn thất lưu động của dòng khí trong quá trình cháy.
- Vị trí của vòi phun, supap nạp, supap thải và buồng thải nên đặt phải hộp ly thuận lợi cho quá trình tạo thành khí hỗn hợp và quá trình thay đổi môi chất.

Trong các loại nắp xylanh của động cơ có buồng cháy trực tiếp (buồng cháy trên vành piston), mặt nóng của nắp xylanh thông lam phía. Vòi phun bố trí chính giữa trục với buồng tâm xylanh, hoặc lệch về một khoảng không lớn lắm. Cách bố trí này thông dụng trong động cơ Diesel có lồi lõm. Trong động cơ có máy kéo và động cơ tính tải còn có vòi phun bố trí lệch với buồng tâm xylanh một góc nhất định.

Trong các loại động cơ có buồng cháy trực tiếp, nên tạo thành xoay trục của dòng khí nạp, ngoài ra thông thiết kế nên có nắp có nghiêng và đặt dàn lái về phía supap nạp hoặc thổi khí dung loại supap nạp có bản dẫn hướng dòng khí cùng nhờ lối dung diện tích chênh khí giữa vành piston và nắp xylanh.

Các loại xylanh có buồng cháy phun (buồng cháy đôi bờ, buồng cháy xoay trục và buồng cháy không khí) bố trí trên nắp xylanh thông nước dung trong động cơ Diesel có máy kéo; thổi khí động cơ này máy Diesel cũng dung những hầu nhỏ không nước dung trong động cơ tính tải và tải thủy có lồi lõm. Kết cấu nắp xylanh có buồng cháy phun rất phức tạp, giá thành chế tạo cao.

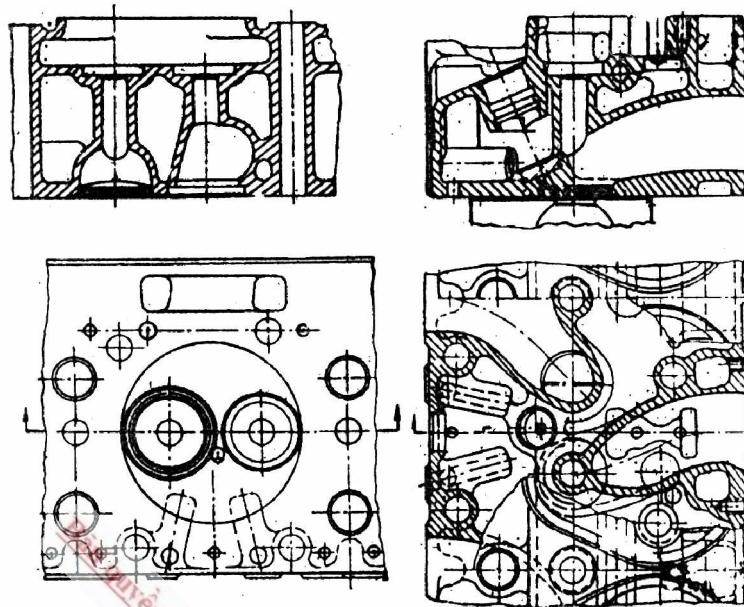
Buồng cháy xoay trục và buồng cháy đôi bờ thông chế tạo theo kiểu tổ hợp: nửa trên của buồng cháy xoay trục nối liền với nắp xylanh; nửa dưới của buồng cháy có hông lam bằng thép chịu nhiệt hoặc gang chịu nhiệt rồi ép vào nắp xylanh, phần hông của buồng cháy thông hông với tâm xylanh. Buồng cháy đôi bờ cũng nước gia công thành hình dạng nhất định rồi ép vào lỗ trên nắp xylanh.

Bố trí vòi phun và buồng cháy cũng cần phải hợp với việc bố trí supap. Nếu dung nhiều supap (trong động cơ tính tải và tải thủy có lồi lõm mỗi xylanh thông dung 3÷4 supap), vòi phun thông nước bố trí ở chính giữa. Trong động cơ dung hai supap, hông thông của buồng cháy phun thông đặt lệch một bên nên có thể có nước tiết diện lưu thông lớn nhất.

Do nắp xylanh của động cơ Diesel rất dễ bị rạn nứt ở vùng giữa nên supap thải – nên supap nạp – miếng buồng cháy nên phải chú ý lam mát thật tốt.

Nắp xylanh của động cơ Diesel của động cơ có máy kéo loại buồng cháy trên vành piston (hình 2.12). Loại nắp xylanh này bố trí supap nạp và supap thải về hai phía khác nhau; vòi phun bố trí nghiêng so với một góc so với buồng tâm xylanh. Vòi phun nước lắp trong một ống bằng nhôm, ống lót này lắp sát trên nắp xylanh. Do lắp ống lót vòi phun trên nắp xylanh làm tách lam hai nên phần ống gần vòi phun nước nước trực tiếp lam mát. Ngoài ra, nên tăng công suất lam mát với

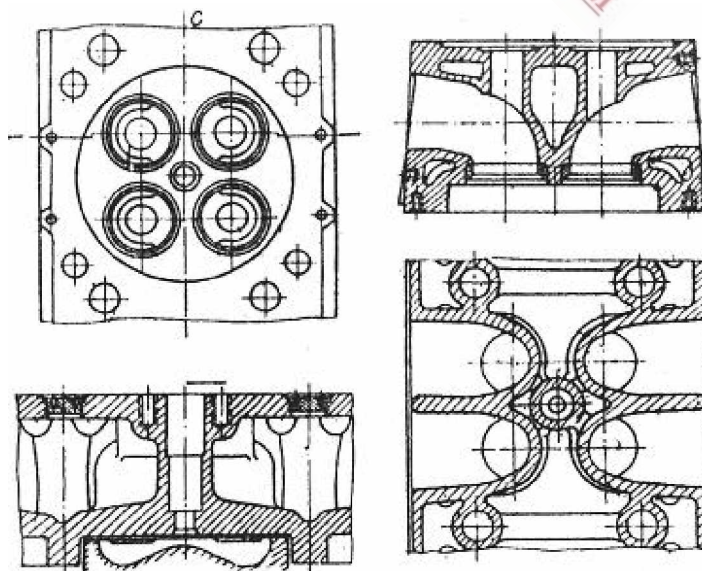
phun vào phần nhô supap, ngoài ra còn thiết kế hai nòng dẫn nòng đi qua hai ống phun nước liên với mặt ống của nắp xylanh.



Hình 2.12. Nắp xylanh của nòng cơ Diesel loại buồng cháy trên nhô piston.

Nắp xylanh nòng cơ có hình trên thân máy bằng 6 guông bố trí quanh xylanh. Các lỗ dẫn nòng làm mát nếu bố trí trên mặt nóng chung quanh xylanh và gần các guông. Trên nắp xylanh còn bố trí nòng dẫn dầu bôi trơn có cấu phần phối khí. Nòng dầu này nòng khoan ô phần trên dọc theo chiều dài của nắp.

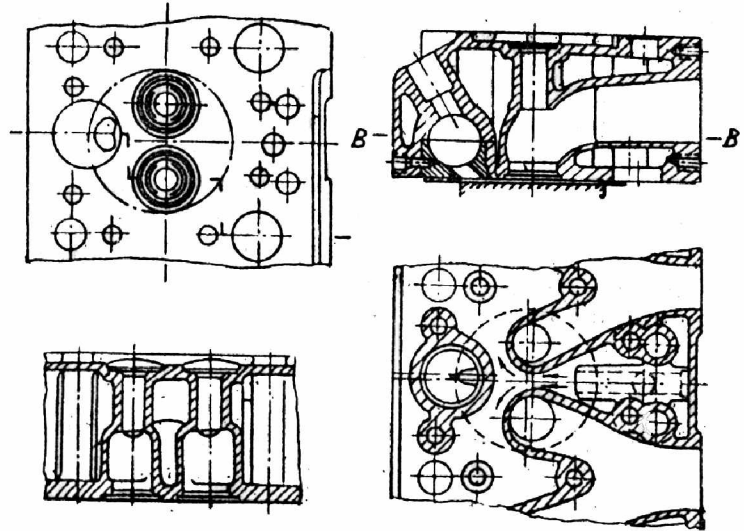
Trên (hình 2.13) giới thiệu nắp xylanh của nòng cơ Diesel có buồng cháy trực tiếp (thông nhất) kiểu ω cân, loại nắp này nòng nước bằng gang. Với phun bố trí chính giữa nắp xylanh, chung quanh có bốn supap: hai supap thải và hai supap nạp (supap nạp hơi lớn hơn supap thải). Khi ô nhiễm chết trên, phần nhô của piston chui vào phần lõm hình trui trên nắp xylanh, cùng với mặt nóng của nắp xylanh làm thành buồng cháy.



Hình 2.13. Nắp xylanh của nòng cơ Diesel có buồng cháy trực tiếp kiểu ω .

Nạp xylanh của nòng cô Diesel có buồng cháy xoay loát hình cầu, buồng cháy phân thành hai nửa (hình 2.14). Nửa trên nối liền với nạp xylanh, nửa dưới làm riêng bằng thép chịu nhiệt hoặc gang chịu nhiệt rồi lắp vào nạp xylanh. Nếu cần bảo nhiệt nòng thích hợp của buồng cháy, phần trên của nửa dưới buồng cháy lắp có khe hở với nạp xylanh. Nửa dưới của buồng cháy có thông với khoảng gian bên trên nhành piston.

Tiết diện của nòng có rất nhiều dạng: oval, bán nguyệt, tròn hoặc dạng phức tạp. Nửa dưới của buồng cháy nòng như hình vẽ bằng một chốt nòng trên nạp xylanh hoặc bằng vít. Các supap đều bố trí gần sát với nòng của nạp xylanh. Supap nạp lớn hơn supap thải và đều bố trí theo phương thẳng nòng. Với phun lắp vào nửa phần trên của buồng cháy xoay loát và nghiêng đi một góc nhất định. Các nòng thay nạp đều nằm cùng một phía và hai xylanh kề nhau đều chung nòng thay, nạp.



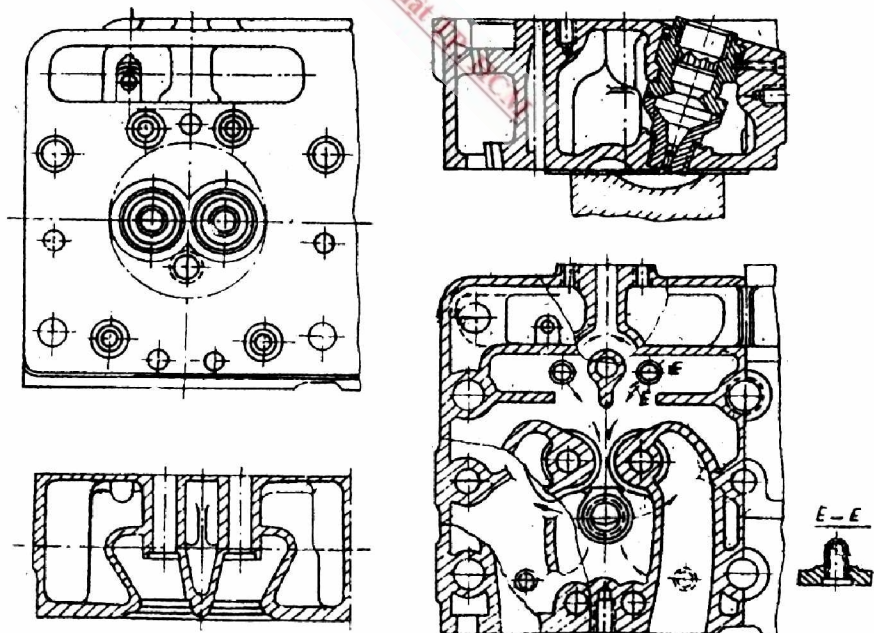
Hình 2.14. Nạp xylanh của nòng cô Diesel có buồng cháy xoay loát hình cầu.

Nước làm mát từ thân máy đi lên nạp xylanh bằng 5 lỗ 2 lỗ ở hai bên buồng cháy xoay loát, 2 lỗ ở hai bên supap và 1 lỗ ở giữa các hai nòng thay nạp nữa nước làm mát vào thẳng vùng có nhiệt độ cao nhất của vùng giữa hai nòng thay và hông của buồng cháy xoay loát (xem mũi tên trên hình 2.14). Sau khi làm mát nạp xylanh, nước làm mát theo nòng ống lắp ở phía này đi ra khỏi nạp xylanh rồi vào két nước.

Nạp xylanh lắp chặt với thân máy bằng gọng (phần nạp xylanh giới thiệu trên hình vẽ có 8 lỗ gọng chung quanh xylanh).

Hình 2.15 giới thiệu loại nạp xylanh của nòng cô Diesel có buồng cháy đôi bờ. Nạp xylanh nước bằng gang hộp kim, kết cấu theo kiểu nạp chung cho 2 xylanh.

Mặt trên và mặt dưới nạp đều phẳng. Buồng cháy đôi bờ nòng che táp riêng và lắp



Hình 2.15. Nạp xylanh của nòng cô Diesel có buồng cháy đôi bờ.

vào trong nắp xylanh với nghiêng 15° nghiêng về phía nửa này supap. Buồng cháy đối bì bằng thép hai nửa hàn chặt lại với nhau. Nửa dưới của buồng cháy coiren nằm vào nắp xylanh. Nếu nước làm mát trong nắp xylanh không rời ra ngoài, trên mặt phẳng lắp ghép của nửa dưới của buồng cháy coiren nằm trong nửa trên buồng cháy đối bì có gioăng cao su. Với phun lắp lún sâu vào nửa trên của buồng cháy. Thể tích của buồng cháy đối bì bằng 24,6% thể tích của buồng cháy. Đường kính của ống thông từ buồng cháy phun sang buồng cháy chính bằng 6,5mm.

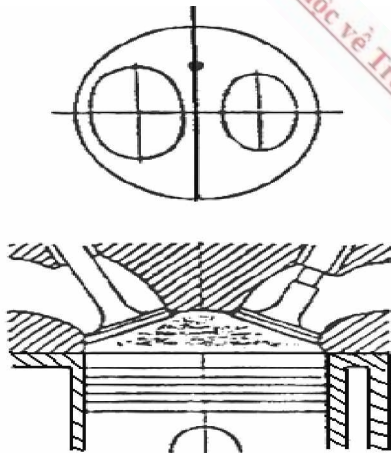
Nước làm mát đi qua 4 lỗ trên thân máy vào nắp xylanh: hai lỗ bố trí về phía buồng cháy đối bì và hai lỗ bố trí về phía cô cấu dẫn nóng supap. Nếu nằm bên nửa nước làm mát tới các vùng nóng nhất trong nắp xylanh (nhỏ vùng buồng cháy phun thuốc và vùng nạp supap thái...) trong các lỗ dẫn nước vào nắp xylanh nếu lắp các ống phun nước để phun các dòng nước về phía các vùng này.

11.2.3. Các dạng buồng đốt nóng cơ xăng và nóng cơ Diesel

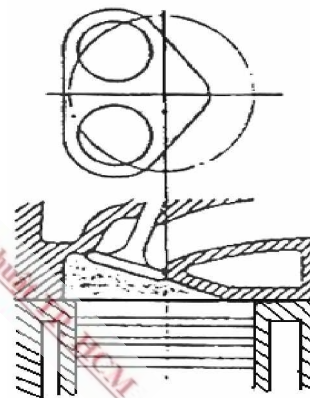
a) Buồng đốt nóng cơ xăng

✓ Buồng đốt kiểu hình bán cầu (hình 2.16)

Loại này có các niêm la điển tích bề mặt buồng đốt nhỏ gọn. Trong buồng đốt bố trí một supap nạp và một supap thái, hai supap này bố trí về 2 phía khác nhau. Trước cam bố trí ô giũa nạp máy và dung có mô hình niêm la khiến sợi nóng mỗi của supap. Sợi bố trí này rất thuận lợi cho việc nạp hỗn hợp khí và thái khí cháy ra ngoài.



Hình 2.16. Buồng đốt hình bán cầu.



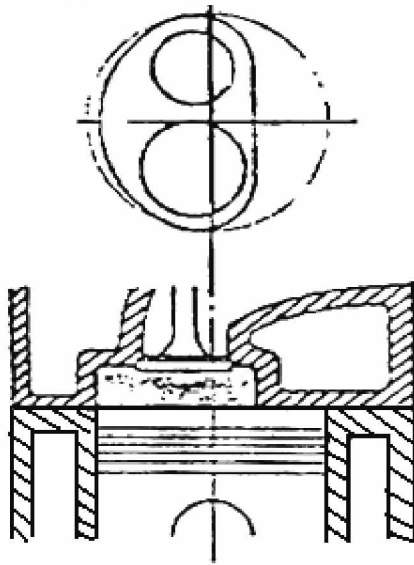
Hình 2.17. Buồng đốt hình nệm.

✓ Buồng đốt kiểu hình nệm (hình 2.17)

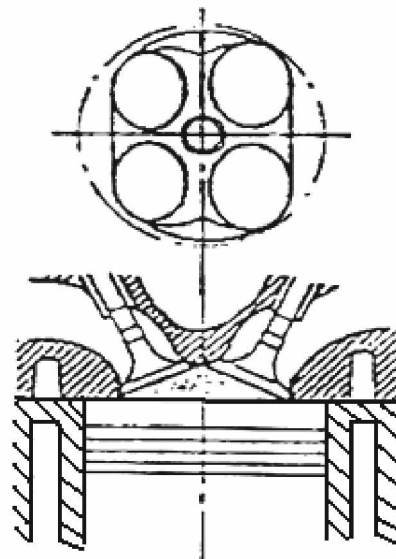
Loại này cũng có các niêm la điển tích bề mặt tiếp xúc nhiệt nhỏ. Buồng đốt mô xylanh nước bố trí một supap nạp và một supap thái, 2 supap này nước bố trí cùng một phía. Nó với loại này trước cam nước bố trí ô thân máy hoặc nạp máy, niêm la khiến sợi nóng mỗi các supap qua trung gian của cơ mô

✓ Buồng đốt kiểu BATHTUB (hình 2.18)

Kiểu này mô buồng đốt bố trí một supap nạp và một supap thái, 2 supap bố trí lệch cùng một phía và các supap đặt thẳng đứng. Kiểu này có khu vực niêm la nóng kính nửa supap bì hạn chế nên việc nạp và thái kém.



Hình 2.18. Buồng nôt kiểu BATHTUB.



Hình 2.19. Buồng nôt kiểu PENTROOF.

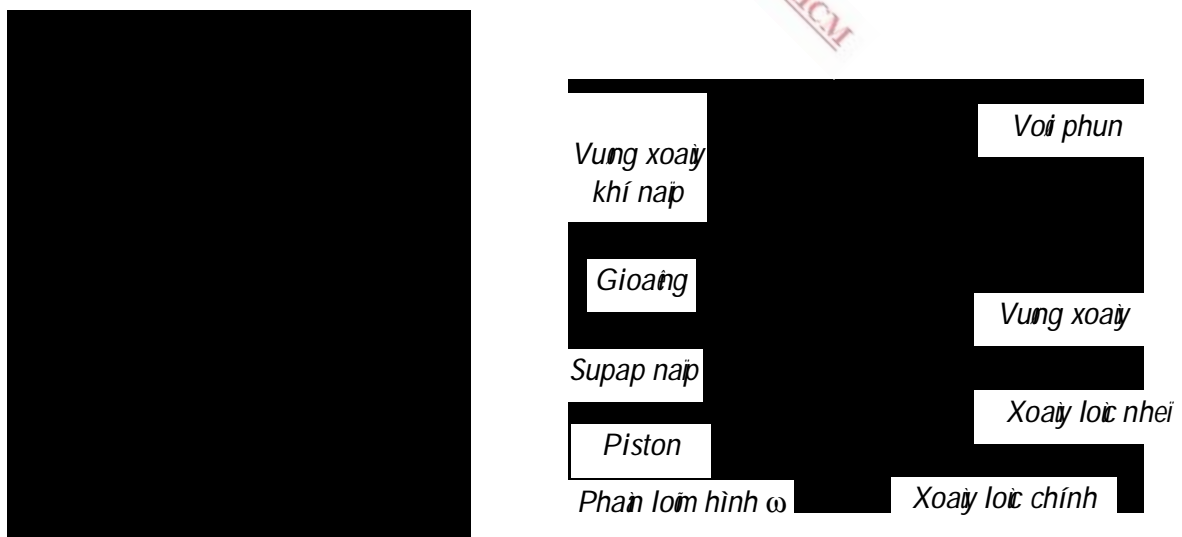
✓ Buồng nôt kiểu PENTROOF (hình 2.19)

Ngày nay, loại buồng nôt này nôt sử dụng khai phá biến, mỗi xylanh nôt có thông nôt bố trí hai supap nạp và hai supap thải. Bôgie nôt đặt thẳng nôt giữa buồng nôt giúp cho quá trình cháy xảy ra tốt hơn. Hai trục cam nôt bố trí trên nắp máy, mỗi trục nôt khiến các supap nạp và mỗi trục còn lại nôt khiến các supap thải.

b) Buồng nôt nôt cô Diesel

✓ Buồng nôt thông nôt (trục tiếp)

Nhiên liệu nôt phun trực tiếp vào phần lõm của vành piston. Do không khí di chuyển chậm trong buồng nôt nên loại này có một cửa hút dạng xoắn ốc để tạo xoắn ốc khí nạp vòng theo chu vi trong hành trình hút và 1 vùng nôt theo phương thẳng nôt ở phần lõm nôt biệt trên vành piston.



Hình 2.20. Buồng nôt thông nôt.

Với buồng cháy này, không khí và nhiên liệu hòa trộn tốt và cháy hoàn hảo trong thời gian ngắn. Buồng nôt phun trực tiếp sử dụng với phun có nhiều lo phun với áp suất cao $150 \div 300 \text{ kg/cm}^2$ vào mỗi vị trí trong buồng nôt nên hòa trộn tốt và naim bắt cháy hoàn toàn (hình 2.20).

Ưu điểm

- Hiệu suất nhiệt cao, tiêu hao nhiên liệu thấp hơn khoảng 10% so với phun gián tiếp.
- Nhiệt độ khí xả thấp.
- Độ ồn thấp, không cần vòng nước máy trước khi khởi động ở nhiệt độ bình thường.
- Hiệu suất nhiệt rất cao và tổn thất nhiệt rất thấp nên kết nối và qua gioi có thể làm cho việc kích nổ và thiết kế.
- Ít chi tiết hơn và cấu tạo đơn giản hơn so với các loại khác.

Nhược điểm

- Áp suất cháy cao, tăng áp suất nôt ngoài và tiếng ồn lớn.
- Việc nôt cháy phụ thuộc vào chất lượng của vòi phun.
- Phạm vi sử dụng nhiên liệu hẹp vì loại phun trực tiếp rất kén nhiên liệu.

✓ Buồng nôt trước

Buồng nôt phun của loại này có thể tích bằng 30% ÷ 45% tổng thể tích buồng nôt, và lỗ thông buồng nôt chính và buồng nôt phun có diện tích bằng 0,3% ÷ 0,6% diện tích mặt piston.

Loại thông 2 buồng nôt nôt nhiều tiết kiệm nhiên liệu nhờ loại lo phun hỗn hợp khí.

Buồng nôt trước không có nhiên liệu khí nên có thể nôt cháy hoàn toàn nhiên liệu. Do vậy khí nhiên liệu nôt phun vào buồng nôt trước, một phần các hạt nhiên liệu sẽ cháy và quá trình này sẽ làm tăng áp suất nôt tại trong buồng nôt trước. Một lỗ lớn khí nôi cháy dòng và những hạt nhiên liệu chưa nôt cháy còn lại trong buồng nôt trước sẽ nôt phun vào buồng nôt chính ở dạng xoay lệch mặt liệ, hòa trộn kỹ với khí nạp và cháy tiếp.



Hình 2.21. Buồng nôt trước.

Ưu điểm

- Loại này có hiệu suất sử dụng tỷ lệ khí nạp cao, có thể cháy hoàn toàn nhiên liệu mà không ra khói đen.
- Hoạt động êm vì ôi buồng nôt chính áp suất thấp và không tăng nôt ngoài mà dư ôi buồng nôt trước có áp suất cháy cao.
- Sôi cháy hầu như nôt lập với việc phun nhiên liệu, và những cô này thông dụng với phun loại nôt kín, nên ít bị sôi có hơn các loại với phun khác. Vì vậy, hoạt động ổn định nôt duy trì trong một chu kỳ dài và phạm vi sử dụng nhiên liệu rất hiệu quả rộng hơn.

Những điểm

- Hiệu suất nhiệt thấp mặc dù chạy hoàn toàn bởi vì phần cháy chính hầu hết xảy ra khi piston đã qua điểm chết trên. Toàn thể qua lỗ thông buồng đốt và toàn thể làm mát tăng do diện tích buồng đốt lớn, do đó mỗi tiêu hao nhiều nhiên liệu sẽ tăng.
- Nhiệt độ khí xả cao.
- Không khí nóng khi nóng cơ ngoài nếu không có quạt.
- Chế tạo mặt nạp xylanh phức tạp. Lỗ thông buồng đốt chịu nhiệt độ cao và dễ bị sôi có do nhiệt độ khí nóng cơ tạo công suất cao.

✓ Buồng đốt xoay lọc

Buồng đốt xoay lọc có buồng đốt phun lớn và lỗ thông buồng đốt lớn hơn loại buồng đốt trước. Nó tạo ra dòng khí xoay mạnh ở buồng xoay lọc trong hành trình nén, và 1 lượng lớn nhiên liệu được phun vào dòng khí để bắt đầu.

Buồng đốt xoay lọc chiếm khoảng 60% ÷ 75% tổng thể tích và tiết diện lỗ thông chiếm 1% ÷ 3,5% diện tích mặt piston. Lỗ thông có vị trí và hướng của nó sao cho tạo xoay lọc mạnh mẽ. Áp suất tăng lên trong buồng đốt chính khi piston gần điểm chết trên sẽ lớn hơn so với loại buồng đốt trước bởi vì tỷ lệ cháy hỗn hợp khí khi ở buồng đốt xoay lọc cao hơn.



Hình 2.22. Buồng đốt xoay lọc.

Những điểm

- Hiệu suất của quá trình cháy cao khi nóng cơ làm việc ở tốc độ cao, do đó tạo ra công suất lớn và mỗi tiêu hao nhiên liệu thấp.
- Toàn thể nhiệt từ buồng đốt xoay lọc thải lớn nên mỗi rất không khí nóng cơ ngoài nếu không có quạt.

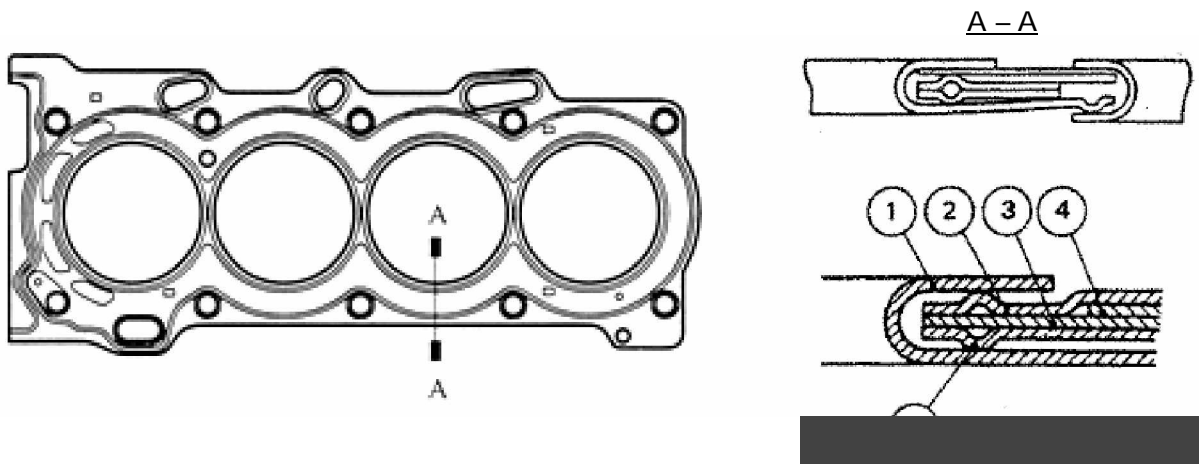
III. Giao động nạp máy, carte và guồng

III.1. Giao động nạp máy

Giao động nạp máy (giao động nạp xylanh) được đặt nằm giữa khối xylanh và nạp xylanh, dùng để bao kín, tránh lọt khí và rớt nhiên liệu làm mát ở mặt nạp ghép nạp xylanh với thân máy. Giao động nạp xylanh phải có chiều dài tối thiểu để làm kín các chỗ không phẳng trên mặt nạp ghép của thân máy và nạp xylanh (do gia công hoặc do biến dạng trong quá trình tháo lắp).

Kết cấu và kiểu giao động bao kín phụ thuộc vào loại nóng cơ. Nóng cơ xăng thông dụng các loại giao động nạp xylanh bằng amiăng bó nóng hoặc bằng amiăng viên ghép bằng thép. Nóng cơ Diesel dùng các loại giao động nạp xylanh bằng nóng, bằng thép lại nhôm hộp kim hoặc bằng amiăng nhô của nóng cơ xăng.

Cấu tạo của giao động thông dụng được làm nhỏ (hình 2.23) và giao động cho nóng cơ Diesel thông dụng loại thép kết hợp chặt chịu nhiệt.



Hình 2.23. Hình dạng và cấu tạo của gioăng nạp xylanh.

- 1 – Lớp cô ban, 2 – Lớp phía trên, 3 – Lớp trong,
 4 – Lớp trong, 5 – Lớp nhém dôi.

Hiện nay người ta thường dùng các loại gioăng nạp xylanh sau:

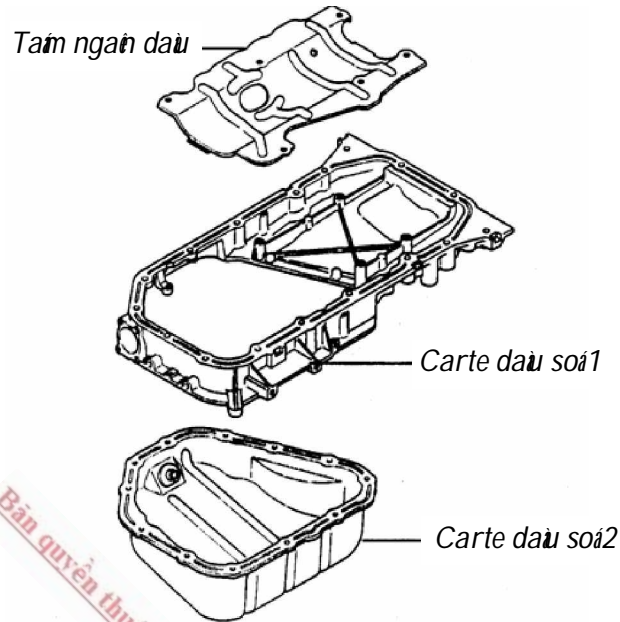
Tên	Cấu tạo	Vật liệu	Nhược điểm
Kim loại		- Thép tam. - Nồng tam. - Nhôm tam.	- Chịu nhiệt tốt.
Laminate		- Thép tam. - Vong dầy.	- Gioăng laminate bổ sung cho tính năng của loại gioăng kim loại. - Chất lỏng lấp ghép ban đầu tốt
Sandwich		- Thép tam. - Nồng tam. - Chất chịu nhiệt.	Chất chịu nhiệt nước kẹp giữa lớp sắt và lớp nhôm. - Không nhớt, dùng cho nòng có cô-lôn.
Thép - Chất chịu nhiệt		- Thép tam. - Chất chịu nhiệt. - Vong dầy.	- Chất lỏng lấp ghép ban đầu tốt, thông dụng cho nòng có xăng.
Sợi dệt		- Sợi, thép. - Chất chịu nhiệt. - Vong dầy.	- Vong dầy nước ép với hỗn hợp chất chịu nhiệt và cao su. - Chất lỏng lấp ghép ban đầu tốt.

III.2. Carte

Carte nước kết nối với nhớt của hộp trục khuỷu qua trung gian của gioăng lam kín. Carte dùng để chứa dầu làm mát và bôi trơn khi nòng cơ làm việc, ngoài ra nó còn có tác dụng che kín các chi tiết bên trong hộp trục khuỷu.

Carte của nòng cơ có thể thông lam bằng thép cán, một số khác còn dùng hộp kim gang hoặc hộp kim nhôm. Bên dưới có bố trí nút xả nhớt, bên trong có bố trí một vách ngăn và bên dưới vách

ngăn boá trí lỗ ôi lọc của hệ thống làm tròn. Vạch ngăn dung nhé giảm dao nóng của nhôit khi xe chuyển nóng, nóng thoi báoi năm nước nhôit luôn luôn ngập lọc thoá khi xe chuyển nóng ôi mat nóng nghiêng, khi phanh xe hoặc tăng tốc.

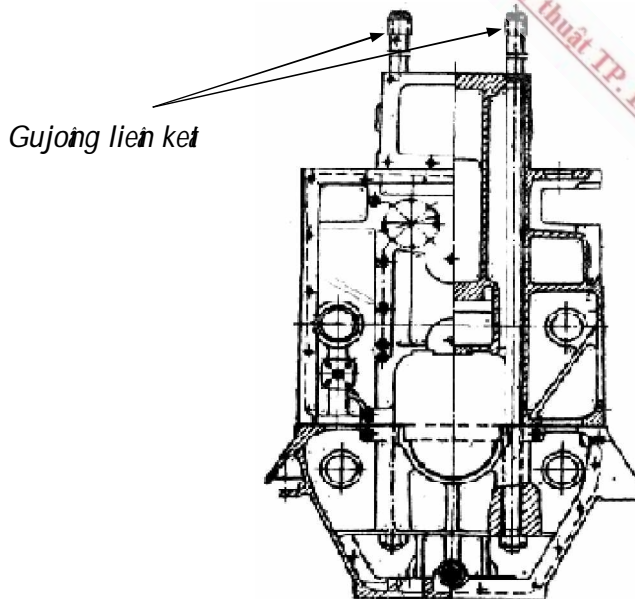


Hình 2.24. Carte chôn dầu bôi trơn nóng cơ

III.3. Gujông

Gujông là chi tiết máy dung nhé liên kết nạp xylanh, thân máy với nhé máy. Các gujông này coi chiều dài khá lớn, khi làm việc chúng cũng chịu lực kéo do áp suất khí thể trong xylanh.

Gujông liên kết nạp xylanh, thân máy với nhé máy nước thể hiện trên (hình 2.25)



Hình 2.25. Gujông liên kết nạp xylanh, thân máy với nhé máy.

Chương 3

NHÓM PISTON – NHÓM THANH TRUYỀN – TRỤC KHUYU – BÀNHNẢO

Nhóm piston bao gồm: piston, chốt piston, xeimạng khí, xeimạng dầu và các chi tiết hãm chốt piston. Trong quá trình làm việc nhóm piston có các nhiệm vụ chính sau:

- Bao kín buồng cháy, không cho khí cháy trong buồng cháy lọt xuống cacte và ngăn không cho dầu bôi trơn từ cacte lên buồng cháy.
- Tiếp nhận lực khí thể và biến chuyển năng lượng của piston thành chuyển động quay của trục khuỷu; nén khí trong quá trình nén, thải sản phẩm cháy ra khỏi xylanh trong quá trình thải và nạp mới chất môi vào xylanh trong quá trình nạp.
- Trong nòng có 2 kiểu nhóm piston con nòng vai trượt nhờ một van trượt làm nhiệm vụ phối khí (nòng một cửa quét và cửa thải).



Hình 3.1. Nhóm piston của nòng cơ.

I. PISTON

I.1. Công dụng, kiểu kiến làm việc và vật liệu chế tạo

I.1.1. Công dụng

Trong quá trình làm việc, piston tiếp nhận lực khí thể truyền qua thanh truyền để làm quay trục khuỷu và nhận lực quán tính từ trục khuỷu giúp cho nòng cơ làm việc một cách liên tục.

I.1.2. Kiểu kiến làm việc

Piston là một chi tiết rất quan trọng của nòng cơ nổ trong. Trong quá trình nòng cơ làm việc piston chịu lực lớn, nhiệt độ cao, ma sát và mòn rất lớn. Các tải trọng tác dụng lên piston gồm có:

Tải trọng cơ học

- Chịu tải trọng của áp lực khí thể rất lớn của quá trình cháy – giãn nở
- Lực quán tính tác dụng lên piston rất lớn, nhất là với nòng cơ tốc độ cao.

Các tải trọng cơ học tác dụng lên piston gây nên ứng suất và biến dạng lớn, nếu vượt quá giới hạn cho phép sẽ làm hỏng piston.

Tải trọng nhiệt

Trong quá trình cháy piston tiếp xúc trực tiếp với khí cháy có nhiệt độ cao ($2.300 \div 2.800^{\circ}\text{K}$) nên nhiệt độ của piston nhất là phần nhô ra rất cao (khoảng $500 \div 800^{\circ}\text{K}$). Nhiệt độ cao gây ra các tải trọng hai sau:

- Ứng suất nhiệt lớn, có thể làm nứt piston.
- Gây biến dạng piston, tăng ma sát hoặc có thể làm biến dạng piston trong xylanh.

- Làm giảm sốc bên piston.
- Làm giảm chất lỏng của dầu bôi trơn.
- Để giảm ra hiện tượng cháy kích nổ trên buồng đốt.
- Làm giảm hệ số nạp và ảnh hưởng đến công suất động cơ.

Ma sát và ảnh hưởng của nó

Trong quá trình làm việc, do nhiều kiến bôi trơn giữa piston và xylanh không đầy đủ nên piston chịu ma sát rất lớn. Hơn nữa do lực quán tính, nhiệt độ và lực ngang N làm cho piston biến dạng nên ma sát càng tăng.

Piston tiếp xúc trực tiếp với sàn và chạy trên con bi sàn và chạy an toàn (axít sunfuarit).

1.1.3. Vật liệu chế tạo

Do nhiều kiến làm việc như trên nên khi chế tạo piston, vật liệu phải bảo đảm các yêu cầu sau:

- Chịu được bên khi piston làm việc ở nhiệt độ cao và tải trọng thay đổi.
- Trong lòng riêng nhỏ.
- Hệ số giãn nở vì nhiệt nhỏ và hệ số dẫn nhiệt lớn.
- Chịu mòn tốt trong điều kiện bôi trơn kém và nhiệt độ cao.
- Chống nổ độc hại của khí cháy.

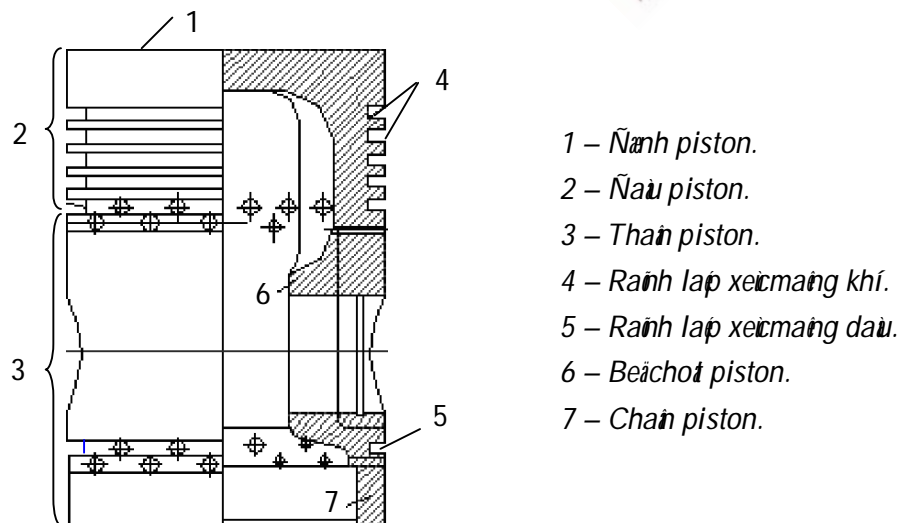
Ngày nay, vật liệu chế tạo piston thông dụng gang hợp kim (chế tạo piston của động cơ có tốc độ thấp) và hợp kim nhôm (dùng trong động cơ có tốc độ cao) để giảm lực quán tính.

1.2. Kết cấu của piston động cơ xăng – động cơ Diesel

Về mặt kết cấu piston được chia ra 3 phần chính (hình 3.2):

1.2.1. Thân piston

Thân piston là phần trên cùng của piston, cùng với xylanh và nắp xylanh tạo thành không gian buồng cháy. Thân piston có rất nhiều dạng, được giới thiệu trên (hình 3.3).



Hình 3.2. Kết cấu piston.

1) Nanh bằng (hình 3.3a)

Có diện tích chịu nhiệt bề kết cấu nòng giảm đáng kể. Vì vậy nơi nòng dung trong nòng cơ xăng và nòng cơ Diesel có buồng cháy đỡ bị va xoay lệch, đây là loại phổ biến nhất.

2) Nanh lỗ (hình 3.3b, e)

Có hiệu ứng vòng cao. Loại này có thể không cần bố trí các nòng giảm đôi nanh nên trong lòng piston có thể giảm. Nanh lỗ ít kết muối than nhờ do bề mặt chịu nhiệt lớn nên ảnh hưởng xấu nên quá trình làm việc của piston. Kết cấu nanh lỗ thông nòng sử dụng trong các nòng cơ xăng có buồng cháy chìm cầu dung supap treo và trong các nòng cơ xăng hai kỳ có nòng

3) Nanh lõm: (hình 3.3c)

Thông dụng trong một số nòng cơ xăng (buồng cháy chìm cầu) và nòng cơ Diesel (buồng cháy đỡ bị xoay lệch). Phần lõm có thể là toàn nanh hoặc chỉ là một phần. Chùm cầu lõm có thể nòng tam, cũng có thể là ch tam.

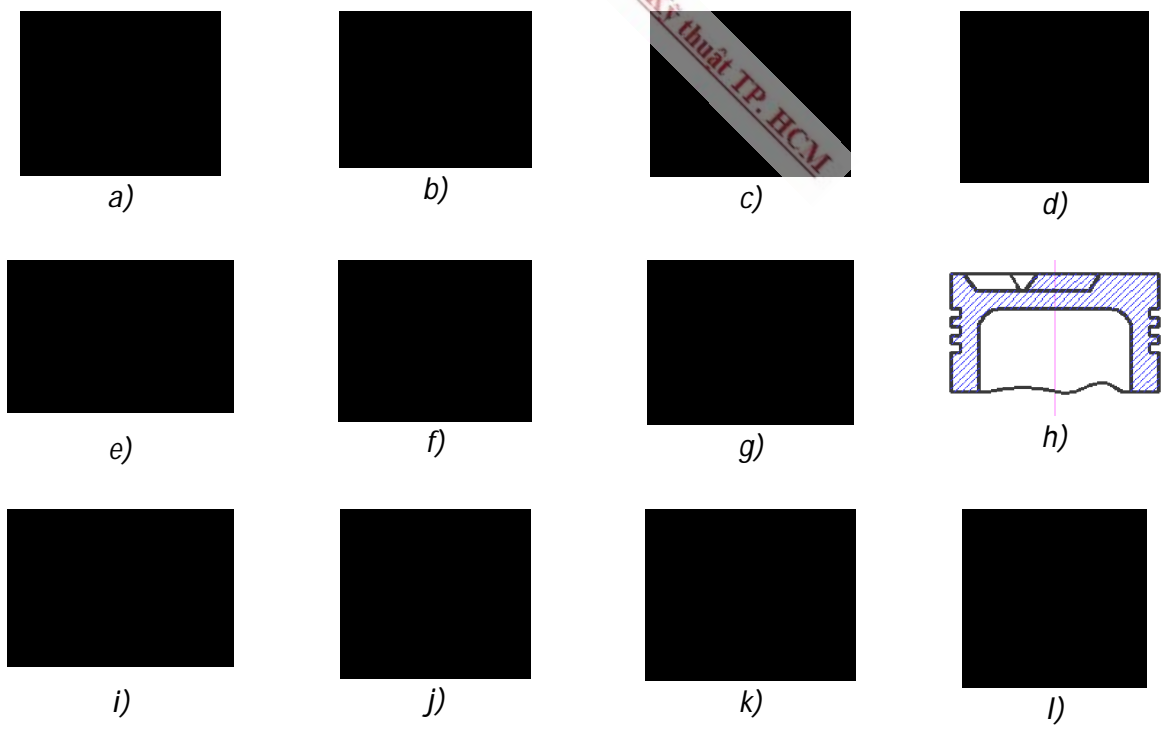
Loại nanh lõm có phần diện tích chịu nhiệt lớn hơn loại nanh bằng nhờ có ưu điểm là tạo ra xoay lệch nhẹ trong quá trình nên và trong quá trình cháy.

4) Nanh lỗ: (hình 3.3d)

Chứa dung cho nòng cơ xăng hai kỳ có nòng phối khí bằng hệ thống cửa quét và cửa thải. Phần lỗ lên lại sát về bên phía cửa quét để dẫn dòng khí đi vào xylanh.

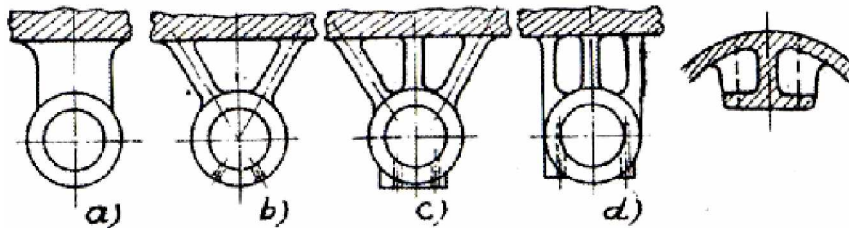
5) Nanh lõm: (hình 3.3g, h, i, j, k, l)

Thông dụng sử dụng trên các nòng cơ Diesel bốn kỳ và hai kỳ có buồng cháy thông nòng (buồng cháy trên nanh piston). Tùy theo dạng lõm mà các loại buồng cháy này có các tên gọi khác nhau: buồng cháy hình cầu, hình omega, hình delta... Các loại buồng cháy này tạo ra xoay lệch rất mạnh trong quá trình nên nên hình thành hỗn hợp khí nòng tốt nhất.



Hình 3.3. Các dạng nanh piston của nòng cơ Diesel và nòng cơ xăng.

chốt piston. Làm nhỏ vấu vôi tăng nở công vòng cho phần đầu piston lại vấu tăng nở công vòng cho chốt (hình 3.6).



Hình 3.6. Các loại găng chịu lực làm tăng sức bền cho piston.

1.2.3. Thân piston

Thân piston là phần phía dưới rãnh xe măng dầu cuối cùng, tác dụng của phần thân là dẫn hướng cho piston chuyển động trong xylanh và chịu lực ngang N. Nếu dẫn hướng tốt, ít va đập thì khe hở giữa phần thân piston và xylanh cần phải bé. Khi thiết kế phần thân phải chú ý các vấn đề sau:

1) Chiều dài thân piston

Chiều dài thân piston phụ thuộc vào kiểu loại động cơ. Các động cơ Diesel có lực ngang lớn nên phần thân thông thường làm dài hơn so với phần thân piston của động cơ xăng. Tuy nhiên thân piston quá dài cũng không có lợi vì có giảm mức áp suất do lực ngang N gây nên nên tạo mang bó tròn những piston quá nặng gây tổn thất do ma sát cũng lớn. Ngược lại nếu ta chọn nhỏ quá thì áp suất nên trên xylanh lớn và tác dụng dẫn hướng kém.

Ngoài ra nói với động cơ hai kỳ phần thân piston phải đủ dài nên đảm bảo khi nên niêm chặt trên, ngoài động cơ hai kỳ thì thân piston phải đủ dài để tránh bị kẹt.

2) Vị trí của chốt chốt piston

Trong quá trình làm việc piston chịu lực ngang N. Nếu chốt piston đặt chính giữa chiều dài của thân piston thì ô vuông thái tính áp suất phân bố đều những khi piston chuyển động, do lực ma sát tác dụng làm cho piston có xu hướng xoay quanh chốt nên áp suất của piston nên trên xylanh sẽ phân bố không đều nữa. Vì vậy người ta thường đặt chốt piston ở vị trí cao hơn trọng tâm của phần thân nên áp suất do lực ngang N gây nên phân bố đều hơn.

$$\text{Thông thường lấy } H_{ch} = (0,6 \div 0,74)H_t .$$

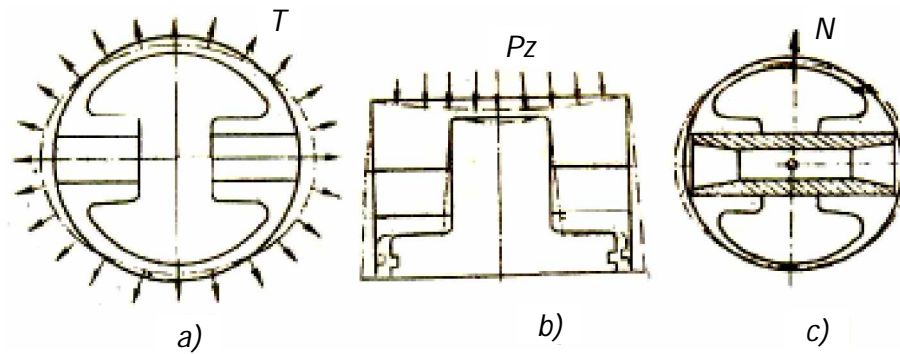
3) Dạng của thân piston

Dạng của phần thân piston thông thường phải hình trụ, mặt tiếp diện ngang thông có dạng oval hoặc vát ở phía hai đầu chốt piston. Số đo phải làm nhỏ vấu lại khi piston bị biến dạng do lực khí thể Pz, lực ngang N và nhiệt tác dụng thì piston không bị kẹt trong xylanh. Trong quá trình làm việc piston bị biến dạng nhỏ (hình 3.8).

Khi piston chịu nhiệt độ cao, do kim loại trên phần thân phân bố không đều (kim loại tập trung nhiều ở hai chốt) nên khi chịu nhiệt thân piston bị giãn nở theo phương nằm chốt (hình a).



Hình 3.7. Vị trí chốt chốt piston.



Hình 3.8. Trạng thái biến dạng của piston.

- a) Khi chịu tải trọng nhiệt T .
- b) Khi chịu áp lực khí thể P_z .
- c) Khi chịu lực ngang N .

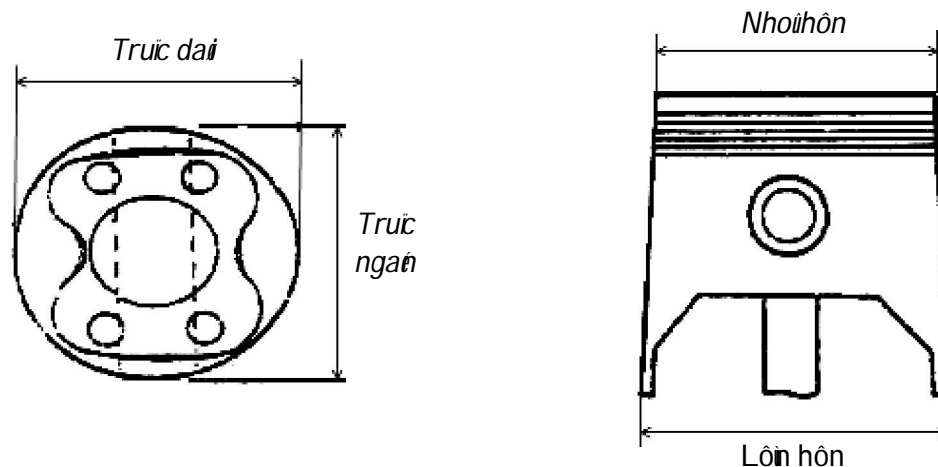
Khi piston chịu áp lực khí thể P_z , áp suất khí thể ép nhanh lõm xuống làm thân cứng biến dạng theo chiều nông tâm chốt piston (hình b).

Khi piston chịu lực ngang N , lực ép thân piston lên vách xy lanh nên cứng làm cho thân biến dạng theo chiều nông tâm chốt piston (hình c).

1.3. Biện pháp giảm mài mòn và giảm va đập giữa piston – xy lanh

Do trong quá trình làm việc piston chịu các tải trọng nhỏ nên phân tích nên giảm mài mòn và va đập người ta dùng các biện pháp về mặt kết cấu như sau:

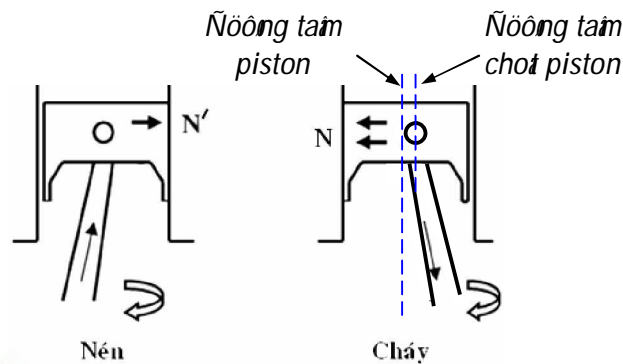
- Làm thân piston dạng ovan mặt trước ngăn của nó trung với nông tâm chốt piston.
- Tiến vai bột một phần kim loại của phần thân ở hai đầu bề mặt chốt piston.
- Giảm nồng độ vôi của thân piston bằng cách xe các rãnh chữ T hoặc chữ II trên thân.
- Dùng gá miêng hộp kim invar hoặc thép cacbon để đỡ bề mặt chốt piston do hệ số giãn nở nhiệt của hộp kim này rất nhỏ.
- Thiết kế khe hở giữa piston và xy lanh nằm trong giới hạn cho phép.
- Làm bề mặt chốt piston có dạng lệch tâm để giảm lực ngang N từ đó làm giảm lực va đập.



Hình 3.9. Thiết kế phần thân piston có dạng hình ovan.

Trong quá trình nén, khí thanh truyền đẩy piston đi lên (giải thích chiều quay của trục khuỷu là chiều kim đồng hồ). Đồng thời dung của lỗ ngang N sẽ làm cho piston tiếp xúc với xylanh ở bên phải.

Ở kỳ cháy – giãn nở, đồng thời tại dung của áp suất cháy, lỗ ngang N sinh ra hướng trái làm cho piston thay đổi chiều nổ ngoài, gây và nạp piston vào vách xylanh gây ra tiếng gõ



Hình 3.10. Hoạt động của piston lệch tâm..

II. CHỌT PISTON

II.1. Công dụng, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo

II.1.1. Công dụng

Chốt piston dung để kết nối piston với trục khuỷu thanh truyền, nó truyền chuyển động từ piston lên thanh truyền làm quay trục khuỷu và ngược lại.

II.1.2. Điều kiện làm việc

Trong quá trình làm việc, chốt piston chịu lực khí thể và lực quán tính rất lớn. Các lực này thay đổi có tính chất chu kỳ và va đập mạnh.

Ngoài ra chốt piston còn chịu nhiệt độ cao ($> 100^{\circ}\text{C}$) trong điều kiện bôi trơn kém, điều này làm cho chốt piston dễ bị mòn.

II.1.3. Vật liệu chế tạo

Do điều kiện làm việc khó khăn nên vật liệu chế tạo chốt piston phải có độ bền cao và độ cứng vững. Trong quá trình chế tạo, chốt piston phải nhiệt luyện theo công nghệ đặc biệt, nhằm bảo đảm làm việc có độ cứng vững cao, chống mòn tốt và bền trong quá trình sử dụng. Khi lắp ghép chốt với trục khuỷu thanh truyền, khe hở phải nhỏ để tránh ồn ào và giảm lực va đập.

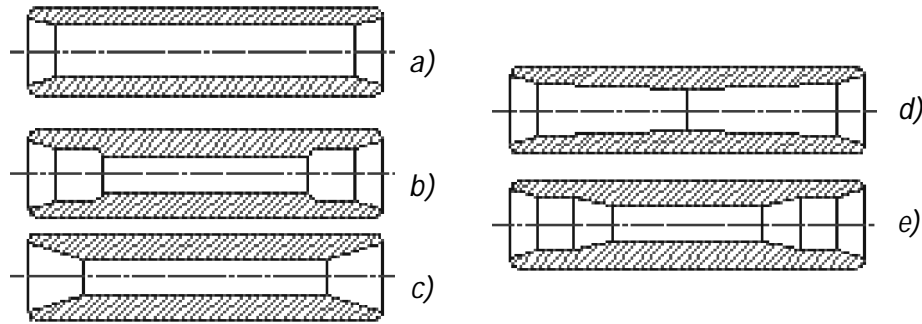
Vật liệu hay dùng là thép cacbon hay thép hợp kim có thành phần cacbon thấp như thép 20, 20X, 15XA,...

II.2. Kết cấu và các phương án lắp ghép chốt piston

Kết cấu của chốt piston nếu có dạng hình trụ rỗng sẽ giảm trọng lượng, (hình 3.11).

Hình 3.11a: Các mặt ngoài và mặt trong đều có dạng hình trụ, loại này tuy có độ bền cao nhưng có nhược điểm là trọng lượng lớn hơn chốt piston thông thường.

Hình 3.11b, c, d, e: Tuy việc gia công rất phức tạp nhưng nhẹ hơn và có độ bền cao hơn chốt piston thông thường. Các loại chốt này thường dùng trên động cơ cao tốc.



Hình 3.11. Các dạng kết cấu chốt piston.

Lắp ghép chốt piston thông dụng ba kiểu sau:

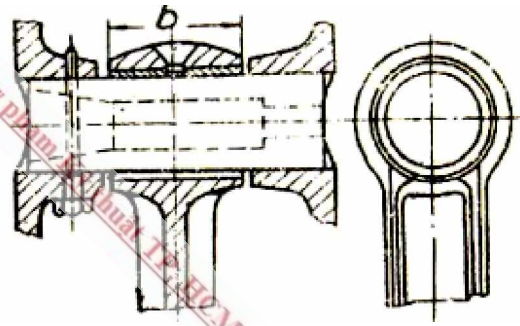
1) *Cơ cấu chốt piston trên bề mặt chốt piston:* Chốt piston hoặc cơ cấu chốt piston trên bề mặt chốt piston bằng một hoặc nhiều bulông (ngay nay không dùng nữa) (hình 3.12).

Ưu điểm:

- Do không có sự chuyển động tổng thể với bề mặt nên bề mặt chốt piston không bị mài mòn và không cần bôi trơn cho bề mặt.
- Dầu bôi trơn truyền nước làm dài hơn nên để bôi trơn và giảm áp suất tiếp xúc.

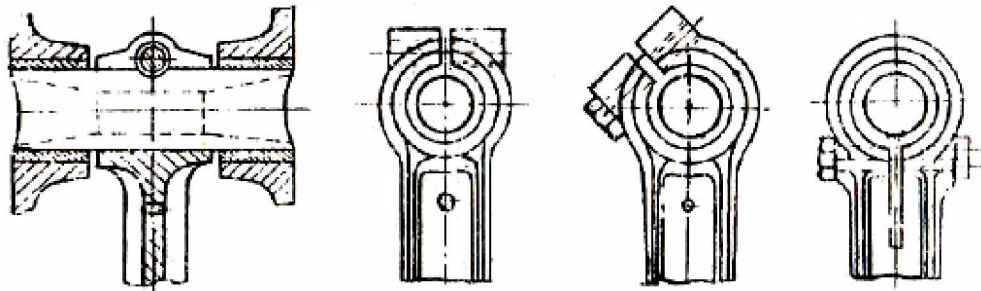
Nhược điểm:

- Do bề mặt chốt piston làm nguội, khoảng cách hai góc nổi tăng nên nở vòng của chốt cũng lớn.
- Trên bề mặt chốt piston phải gia công ren nên gây ứng suất tập trung.
- Tình trạng chịu lực và mài mòn của chốt không đều.
- Làm tăng khối lượng chuyển động tịnh tiến do dùng bulông lắp ghép.



Hình 3.12. Lắp cơ cấu chốt piston trên bề mặt chốt.

2) *Cơ cấu chốt piston trên dầu bôi trơn truyền:* Chốt piston hoặc cơ cấu chốt piston trên dầu bôi trơn truyền bằng bulông (chỉ dùng cho piston hộp kim gang) (hình 3.13).



Hình 3.13. Lắp cơ cấu chốt piston trên dầu bôi trơn truyền.

Ưu điểm:

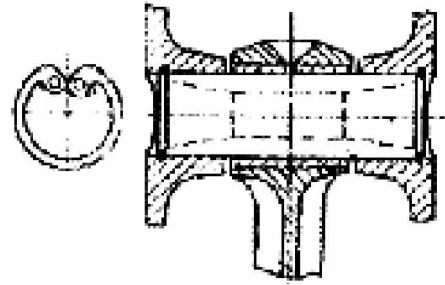
- Cấu trúc đơn giản chiều dài nhỏ hơn thanh truyền và không cần bôi trơn cho đầu nhỏ.
- Tăng chiều dài chốt nên làm giảm độ võng của chốt.

Nhược điểm:

- Vùng chịu lực không đều nên chốt bị mòn không đều.
- Bề mặt chốt piston thông dụng bậc lợi.

3) **Chốt piston lắp tời do:** Chốt piston có hình dạng trên đầu nhỏ thanh truyền cũng có hình dạng trên bề mặt chốt. Trong quá trình làm việc chốt có thể xoay tời do quanh trục tâm và di chuyển dọc trục. Hầu hết các nông cơ hiện nay đều dùng phương pháp này vì có rất nhiều ưu điểm:

- Chốt xoay tời do quanh trục nên mòn đều và mặt chịu lực thay đổi nên ít bị mỏi.
- Nếu vì lý do nào đó làm kẹt chốt với đầu nhỏ hay bề mặt chốt thì chốt vẫn làm việc nhờ một trong hai phương pháp trên.



Hình 3.14. Chốt piston lắp tời do.

III. XE CĂNG

III.1. Công dụng, cấu kiện làm việc và vật liệu chế tạo

III.1.1. Nhiệm vụ

Xe căng có nhiệm vụ bao kín không gian buồng cháy trong xylanh và ngăn không cho dầu bôi trơn đi vào buồng cháy.

Nếu piston chuyển động lệch trong xylanh thì giữa piston và xylanh phải có khe hở nhất định đồng thời phải có chốt bôi trơn tốt và có độ kín khí cao. Do đó phải dùng xe căng khí và xe căng dầu, xe căng khí có nhiệm vụ bao kín buồng cháy ngăn không cho khí cháy lọt xuống các bộ phận xe căng dầu có nhiệm vụ ngăn dầu bôi trơn đi ngược lên buồng cháy.

III.1.2. Cấu kiện làm việc

Xe căng làm việc trong điều kiện chịu nhiệt độ cao, chịu va đập mạnh, bị mài mòn và biến dạng do nhiệt độ của khí cháy.

- **Chịu nhiệt độ cao:** xe căng tiếp xúc trực tiếp với khí cháy và do piston truyền nhiệt cho xylanh qua xe căng nên xe căng có nhiệt độ rất cao, nhất là xe căng đầu tiên ($623 \div 6730^\circ\text{K}$). Nhiệt độ cao làm giảm sức bền cơ học, nên cần bôi trơn xe căng.
- **Chịu lực va đập lớn:** xe căng lắp trong rãnh bao gồm có một khe hở nhất định do đó khi piston chuyển động sẽ sinh ra lực va đập lớn giữa xe căng với rãnh xe căng và lực này càng lớn trên các nông cơ cao tốc.
- **Chịu mài mòn:** khi làm việc xe căng có sát vào vách xylanh sinh ra mài mòn, công suất của xe căng khoảng 50 ÷ 60% toàn bộ công suất của nông cơ. Hiện nay có một số do áp suất tiếp xúc của xe căng với thành xylanh lớn trong khi điều kiện bôi trơn

kiềm nên nở mai mòn tăng nhanh. Ngoài ra ngay cả khi nóng cô không làm việc xicmang cũng chịu ứng suất lớn.

III.1.3. Vật liệu cheitaio

Vật liệu cheitaio xicmang phải bảo đảm các yêu cầu sau đây:

- Súc bền và độ nhẵn hoả tốt trong nhiều kiện làm việc ở nhiệt độ cao.
- Chịu mòn tốt ở nhiều kiện ma sát lớn.
- Có khả năng kín khí cao với hệ số ma sát nhỏ với mặt xylanh.

Hiện nay vật liệu tốt nhất để cheitaio xicmang là gang xám hợp kim do kim loại này có nhiều ưu điểm mà các vật liệu khác không có:

- Nếu mặt ma sát bị cao xước thì trong quá trình làm việc vết xước tối đa dần và bề mặt nước khó phục hồi ban đầu.
- Do graphit trong hợp kim gang có khả năng bôi trơn ma sát nên hệ số ma sát nhỏ
- Ít gây ra ứng suất tập trung sinh ra ôc các vết xước.

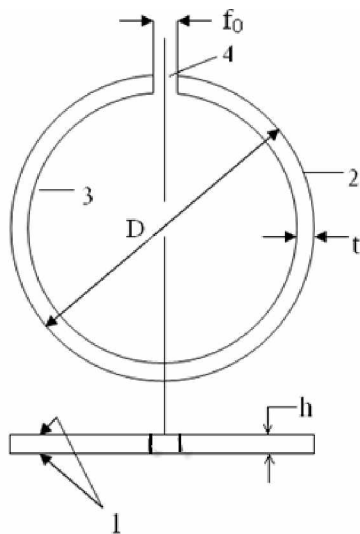
III.2. Kết cấu xicmang

III.2.1. Kết cấu của xicmang khí (xicmang lam kín)

Xicmang có cấu tạo gồm hai vòng thép hình chữ nhật. Đường kính D của xicmang là đường kính ngoài của xicmang khí lắp vào trong xylanh. Kết cấu của xicmang khí nhỏ (hình 3.15).

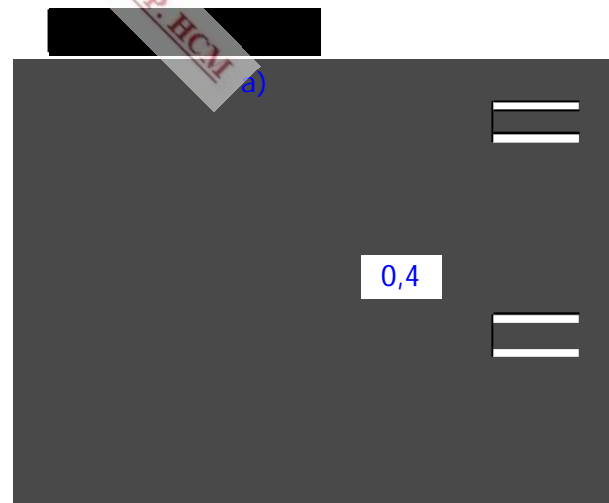
Trong nóng cô, khí chảy có thể lọt xuống các khe theo 3 hướng:

- Qua khe hở giữa mặt xylanh và mặt lòng xicmang.
- Qua khe hở giữa xicmang và vành xicmang.
- Qua khe hở phần miệng xicmang.



Hình 3.15. Kết cấu của xicmang khí.

- 1 – mặt nầy; 2 – mặt lòng; 3 – mặt bụng;
4 – phần miệng; f_0 – khe hở miệng.



Hình 3.16. Các dạng tiết diện ngang của xicmang khí.

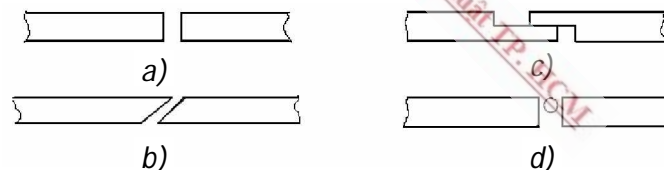
Nếu tránh lọt khí phải dùng nhiều xecmăng, số lỗ ống xecmăng khí phụ thuộc vào loại nông cơ, tốc độ và áp suất trong xy lanh nông cơ, nông cơ Diesel cần nhiều xecmăng hơn nông cơ xăng. Khí lọt các xecmăng khí, cần xoay miếng của các xecmăng lệch nhau 180° .

Kết cấu của xecmăng khí thông thường khác nhau ở tiết diện ngang, có rất nhiều kiểu tiết diện ngang khác nhau (hình 3.16).

- Tiết diện hình chôn chặt (a): này là loại thông dụng nhất và dễ chế tạo nhất.
- Tiết diện hình con (b, c): mặt lõng xecmăng làm thành mặt con (góc $\beta = 15^\circ \div 30^\circ$) nhằm tăng áp suất tiếp xúc giữa xecmăng và xy lanh và nâng cao khả năng bao kín.
- Tiết diện không nổi xing (e, g): khí lọt vào xy lanh, mặt lõng vênh lên thành mặt con làm cho áp suất tiếp xúc cao, ít lọt khí hơn.
- Tiết diện hình thang (h): tuy làm tăng áp suất tiếp xúc, ngoài khả năng tăng áp suất nén trên xy lanh, còn chống kết muối than ô nhiễm này xecmăng những khi bị mòn và khi lọc ngang thay nổi thì khe hở mặt này tăng lên rất nhanh.

Mặt của xecmăng khí có thể cắt theo nhiều kiểu khác nhau (hình 3.17):

- Loại a: loại này dùng nhiều nhất trong các nông cơ hiện nay. Xecmăng cắt theo kiểu này tuy đơn giản, dễ chế tạo nhưng dễ bị lọt khí.
- Loại b: loại này dùng nhiều trong các nông cơ cao tốc, hạn chế đáng kể việc lọt khí. Tuy theo yêu cầu tổng loại nông cơ mà góc nghiêng lớn hay nhỏ.
- Loại c: dùng ở nông cơ tốc độ thấp, miếng cắt kiểu này tuy vẫn có thể dùng hạn chế lọt khí và ngăn dầu nhờn lên buồng cháy nhưng việc chế tạo phức tạp.
- Loại d: dùng cho nông cơ 2 kỳ xecmăng không xoay khí làm việc.

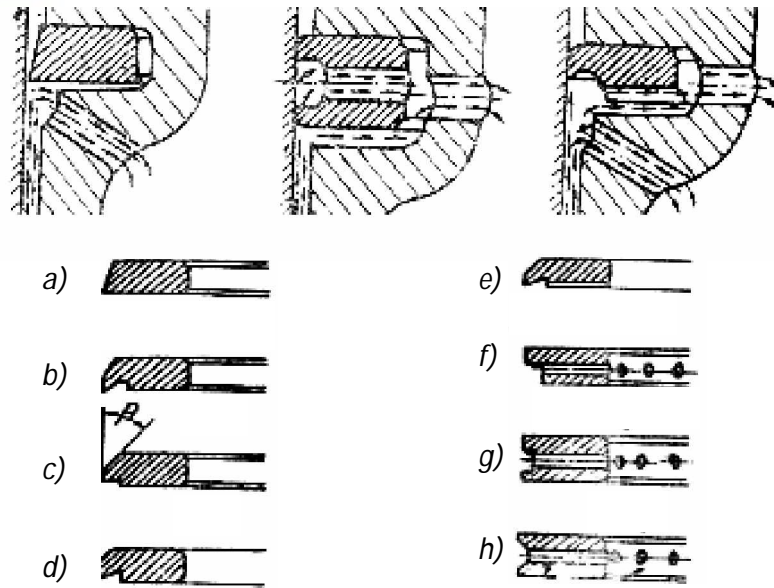


Hình 3.17. Các dạng miếng xecmăng.

III.2.2. Kết cấu của xecmăng dầu và van ngăn dầu bôi trơn lên buồng cháy

Nếu ngăn không cho dầu bôi trơn lên buồng cháy phải dùng xecmăng dầu. Xecmăng dầu có nhiệm vụ gạt dầu bám trên vách xy lanh về cárte. Ngoài ra, xecmăng dầu còn phân bố đều trên mặt xy lanh một lớp dầu mỏng để bôi trơn tốt cho thanh xy lanh và piston.

Nếu làm nhiệm vụ trên, xecmăng dầu có cấu tạo theo nhiều loại khác nhau. Có loại tiết diện hình thang, hình lưỡi dao, loại có xecmăng thoát dầu. Trong rãnh xecmăng dầu nếu có khoan hoặc phay rãnh thoát dầu và rãnh xecmăng trên piston cũng có các rãnh thoát dầu (hình 3.18). Ngoài ra, để tăng áp suất tiếp xúc người ta thêm vào trong rãnh một vòng lò xo. Loại này gồm hai vòng thép mỏng, đặt ở hai bên một vòng lò xo mềm.



Hình 3.18. Kết cấu xecmăng dầu và các dạng lỗ thoát dầu trên piston.

III.2.3. Hiện tượng bơm dầu lên buồng nôt của xecmăng lam kín

Trong quá trình làm việc của nông cơ nôt trong, xecmăng khí không thể ngăn nước dầu nhớt đi vào buồng nôt, ngược lại còn gây ra tác dụng ngược lại bơm dầu vào buồng cháy. Nhiều nay nước thể hiện trên (hình 3.19).

Khi piston đi xuống, xecmăng vét dầu đọng lại trên thành xylanh vào trong rãnh xecmăng. Khi piston đi lên, xecmăng tiếp tục tiếp xúc với rãnh ô-mat dưới và đẩy dầu lên phía trên, khi piston đi xuống lần thứ hai, xecmăng lại tiếp xúc ô-mat trên ép dầu lên cao hơn. Cứ như thế dầu nhớt bị đẩy lên buồng cháy.



Hình 3.19. Tác dụng bơm dầu của xecmăng khí

IV. NHÓM THANH TRUYỀN

Nhóm thanh truyền gồm có thanh truyền, bulông thanh truyền và các lót thanh truyền.

IV.1. Công dụng, nhiều kiến làm việc và vật liệu chế tạo

IV.1.1. Công dụng

Thanh truyền là chi tiết máy kết nối piston với trục khuỷu qua chốt piston. Trong quá trình làm việc nhóm thanh truyền nhận lực tác dụng trên piston truyền cho trục khuỷu làm quay trục khuỷu.

IV.1.2. Nhiều kiểu làm việc

Khi nông cơ làm việc thanh truyền chịu các lực sau đây:

- Lực khí thể của quá trình nén và cháy – giãn nở trong xy lanh.
- Lực quán tính của các chi tiết chuyển động tịnh tiến.
- Lực quán tính của bản thân thanh truyền.

Khi làm việc lực quán tính và lực khí thể thay đổi theo chu kỳ bởi vậy tại trọng tâm dùng vào thanh truyền cũng thay đổi và có tính chất va đập mạnh. Bản thân thanh truyền chịu nên va đập uốn dôi tại dùng của lực khí thể và lực quán tính.

IV.1.3. Vật liệu chế tạo

Do phải truyền lực rất lớn nên vật liệu chế tạo thanh truyền thông thường là thép cacbon hoặc thép hợp kim. Thông thường, thép cacbon được dùng nhiều vì giá thành thấp và dễ gia công.

- Thanh truyền của nông cơ tính tải, tải thủy tốc độ thấp hay dùng thép cacbon: CT4, CT5, 30, 35, 40 hoặc khi dùng thép 40X.
- Thanh truyền của nông cơ tải thủy tốc độ cao và ở máy kéo thông thường dùng thép cacbon 40, 45 và thép hợp kim 40XH, 30XMA, 18XHBA,...
- Nông cơ cao tốc, xe nua, ô tô đua lịch thông thường dùng thép hợp kim: 18XHBA, 18XHMA, 12XHBA,...

IV.2. Kết cấu thanh truyền, bulông và các loại thanh truyền

Kết cấu của thanh truyền gồm ba phần nhỏ (hình 3.20).

- Đầu nối thanh truyền: đầu lắp ghép thanh truyền với chốt piston.
- Thân thanh truyền: phần thanh truyền nối đầu nối với đầu to.
- Đầu to thanh truyền: đầu lắp ghép với chốt khuỷu.

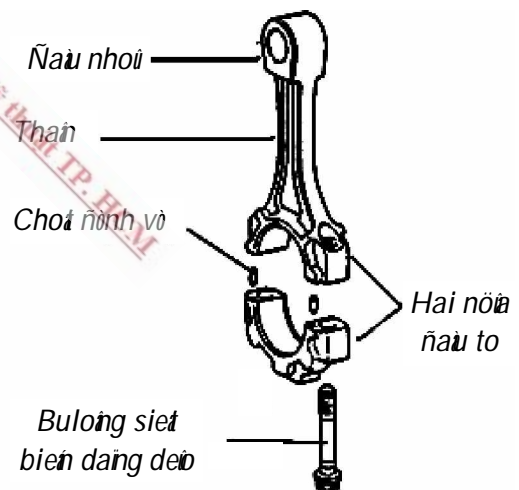
IV.2.1. Đầu nối thanh truyền

Kết cấu đầu nối thanh truyền phụ thuộc vào kích thước chốt piston và phương pháp lắp ghép chốt piston với đầu nối thanh truyền (hình 3.21).

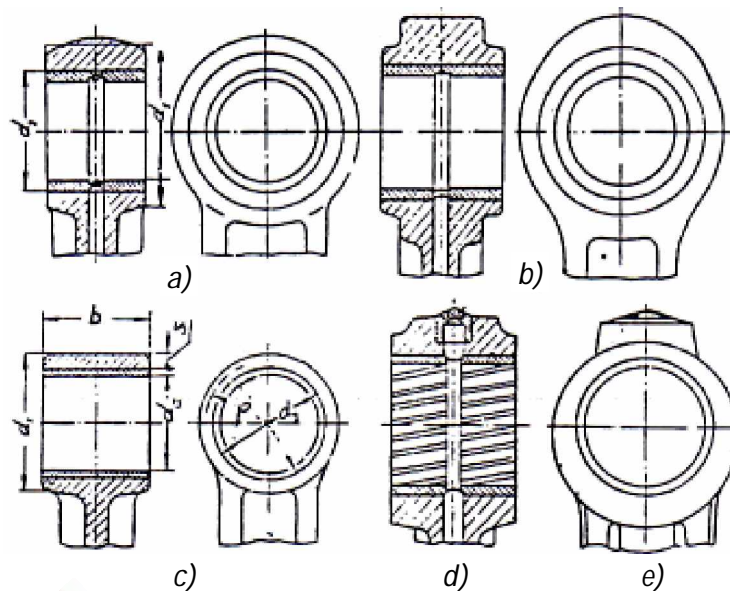
1) Chốt piston lắp tới do: đầu nối thanh truyền có dạng hình trụ rỗng. Thân thanh truyền của nông cơ cỡ lớn thông thường dùng đầu nối dạng cung tròn nông tâm (hình 3.21a), hoặc khi dùng kiểu ôvan nên tăng độ cứng của đầu nối (hình 4.21b).

Trong những nông cơ máy bay, nông cơ xăng dùng trên ô tô đầu nối của thanh truyền có dạng hình trụ mỏng (hình 3.21c).

Khi lắp chốt piston tới do, do có sự chuyển động tổng hợp giữa chốt piston và đầu nối thanh truyền nên phải chú ý bôi trơn mặt ma sát. Thông thường dầu bôi trơn được đưa lên mặt chốt piston và các lỗ đầu nối bằng những dẫn dầu khoan dọc theo thân thanh truyền.



Hình 3.20. Kết cấu thanh truyền



Hình 3.21. Kết cấu các dạng nầu nôi thanh truyền khí chốt piston lap tối do.

Trong nống cô hai ky nầu nôi thanh truyền luôn luôn chịu lốc nên, do nôi dầu bôi trơn nôi c nĩa lên bề mặt chốt piston phải có áp suất cao và nôi giới nôi dầu bôi trơn, trên bề mặt nôi thanh truyền thông có các rãnh chép nôi dầu bôi trơn (hình 3.21d).

Trong những nống cô làm mát nánh piston bằng cách phun dầu nôi vào mặt dưới của nánh piston, trên nôi thanh truyền phải bố trí lỗ phun dầu. Dầu sau khi bôi trơn bề mặt chốt piston sẽ phun qua lỗ phun vào mặt dưới nánh piston nôi làm mát nánh (hình 3.21d).

Khi chốt piston lap tối do, nôi nôi phải có các chốt bằng nống hoặc bằng thép có traing lóp hộp kim chống mòn. Chiều dày của chốt vào khoảng $(0,080 \pm 0,085) \cdot d_c$ với d_c – là nống kính chốt piston.

2) Chốt piston có nôi trên nôi thanh truyền.

Nôi lap ghep nôi de dang, ngoi ta thông dung nôi thanh truyền có dạng kết cấu hoi mieng và dung bulong nôi có nôi chốt piston trên nôi nôi

Tuy trong tròng hộp nay nôi thanh truyền không cân bằng khi chuyen nống nống soi mặt cân bằng do khối lượng nôi phân bố không nôi xing gây ra thông ảnh hưởng rất ít nên sức bền của nôi nôi Kết cấu nôi dạng nay gặp khối khăn và phức tạp khi chế tạo nên hiện nay ít nôi sử dụng.

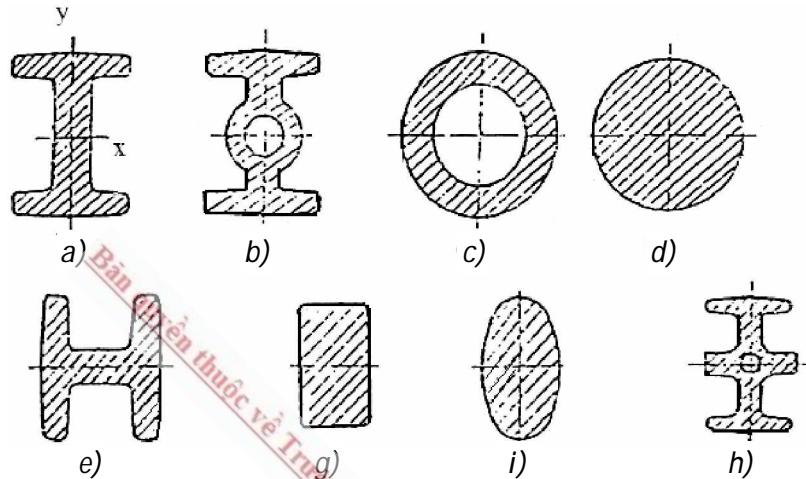
IV.2.2. Thanh thanh truyền

Chiều dài của thanh thanh truyền nôi tính từ tâm nôi nôi đến tâm nôi to thanh truyền. Thanh thanh truyền chịu lốc phức tạp: lốc quay tính, kéo, nén, uốn,... nôi phù hợp với tình hình chịu lốc, thanh truyền có các tai mở nôi to và một nôi nôi

Thanh thanh truyền có nhiều tiết diện khác nhau (hình 3.22):

- Hình 3.22c, d (thanh thanh truyền có tiết diện tron): Loại này de gia công nống sử dụng và liêu chế tạo không hộp ly do khi làm việc lốc sinh ra theo mặt phẳng lác của thanh truyền lón gặp 4 lần so với mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng lác nên loại này chế phù hợp cho nống cô tính tải, nống cô tau thủy có tốc nôi thấp.

- Hình 3.22g, i (đang tiết diện hình chônhaít hay ovan): Loại này deácheítai, ñoóc dung nhiều trong xe gaít maít, ñoàng cô otaocônhoít
- Hình 3.22e: (tiết diện hình chõih): loại này tổng ñoá công võng.
- Hình 3.22a, b (tiết diện hình chõil): làloại phân bốvaít lieú hõp lyínhaít vì ñoibai ñaim ñoócõng võng maítroàng lõõng laít giảm.
- Hình 3.22h (tiết diện hình chõil): cóikhoan loáđau boá trõn õugioá vaicoigait taít công suất chieú dài thanh truyeín, ñoòng kính loáđau khoảng $4 \div 8$ mm. Công nghegia công khoikhaít ñeín thông thông ngõõit ta gaít oàng ñau boá trõn ngoait thaít.



Hình 3.22. Các dạng tiết diện của thanh truyền.

IV.2.3. Nấu to thanh truyền

Nấu to của thanh truyền bao gồm 2 nửa oím lấy chốt khuyú. Ñeáchõng mon vaithuáín tieín trong baít ñoàng, sốá chõá ngõõit ta dung hai ñoá baít lõp lap vaó hai ñoá ñau to thanh truyeín. Maít lam vieít của baít lõp ñoóc traít lõp hõp kim chõng mon.

Ñeáñaim baít tính ñam lam vieít toít, ñau to thanh truyeín cần baít ñaim các yeú cầu sau:

- Baít ñaim công võng ñeábaít lõp khõng bì bieín ñaít.
- Phải ñhoigõín ñeágiám lõc quain tính.
- Giõá ñau to vaóthaít coigõic lõõn ñeátrah gaít õng suất tập trung.
- Thuáín lõi cho vieít lap gheíp với chốt khuyú, ñau to thanh truyeín ñoóc lam thanh hai ñoá, ñoá traít lieín với thanh thanh truyeín vaó ñoá ñoú lam thanh ñap ñau to thanh truyeín. Hai ñoá ñau to thanh truyeín ñoóc lap gheíp baítg bulõng hoáé gujõng.

Thông thông, maít phân chia hai ñoá ñau to thanh truyeín vuõng goic với ñoòng tâm thanh truyeín, song cóikhi ngõõit ta cắt ñhieítg với goic $30 \div 60^\circ$. Sốúđ phải cắt ñhieítg ñeákhác phức tính traítg bulõng thanh truyeín chõu lõc cắt.

IV.2.4. Bulõng thanh truyền

Trong ñoàng cô, bulõng thanh truyền làmoá chi tieít ñhoínhõng rất quan trọng. Vì khi bulõng thanh truyeín bì ñoít, ñoàng cô seóbì hõ hoít ñam vaócoítheágaít tai ñam lao ñoàng cho ngõõit vaín hanh.

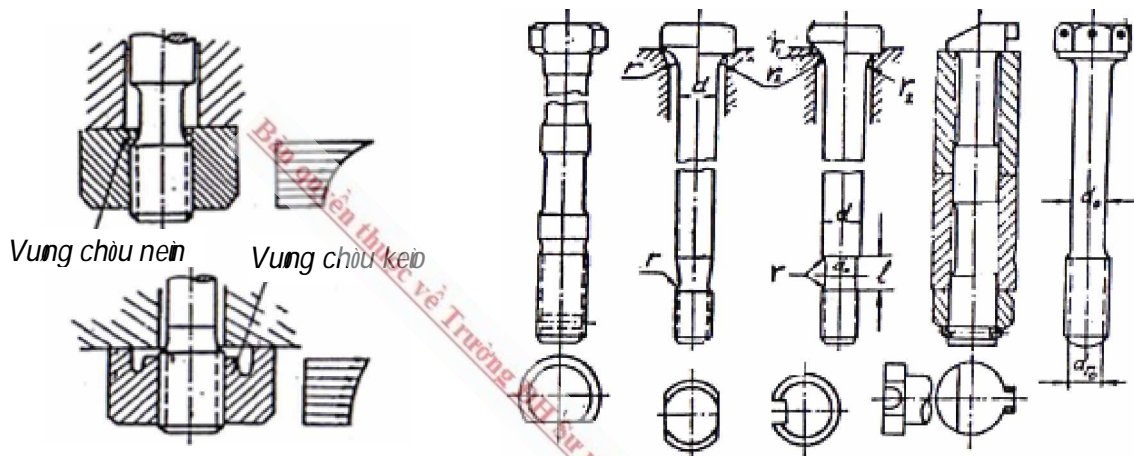
Trong quaitrình lam vieít bulõng thanh truyeín chõu các lõc sau:

- Lọc sieát ban ñầu khi lắp gheíp.
- Lọc tác dụng trong quá trình làm việc của ñông cơ gồm lọc quai tính của khối lóõng chuyêñ ñông tình tiến và lọc quai tính của khối lóõng chuyêñ ñông quay.

Do tầm quan trọng của buloõng thanh truyêñ nhô vậy nên cần chuyêñ lựa chõn vật liệu, kết cấu và biêñ pháp gia công ñể ñảm bảo buloõng thanh truyêñ chịu ñóõc bền mới lóõn nhất. Vật liệu dùng ñể chế tạo buloõng thanh truyêñ thông thường là thép hộp kim.

Tại trường tác dụng lên buloõng thanh truyêñ thay ñóõi theo chu kỳ và có trị số rất lóõn, nhất là ñóõi ñông cơ bốn kỳ. Khi thiết kế và chế tạo phải tìm mới biêñ pháp ñể ñảm bảo buloõng thanh truyêñ coi ñóõc bền và ñóõc vững, nhất là phải coi ñóõc bền mới cao.

Vì vậy ñể ñảm bảo ñóõc bền và tuổi thọ của buloõng thanh truyêñ, khi thiết kế ñể ñể ñóõc số vấn ñề



Hình 3.23. Các dạng kết cấu của buloõng thanh truyêñ.

1) Thiết kế sao cho buloõng thanh truyêñ chấ chịu lóõc kéo, tránh các lóõc cắt và uốn tác dụng trên buloõng thanh truyêñ. Muốn vậy cần phải thực hiện các biêñ pháp sau:

- Gia công bề mặt tóõa của ñầu buloõng và ñai ốc thanh truyêñ vuông góc với ñóõng tâm thanh truyêñ khiến cho khi lắp gheíp buloõng thanh truyêñ không chịu uốn do mặt tiếp xúc bị kênh.
- Hình dạng ñầu buloõng có góc làm ñóõi xóõng và mặt ren ốc phải ñóõng tâm với ñóõng tâm buloõng thanh truyêñ ñể phòng ñóõng kênh buloõng trung với ñóõng tâm buloõng khiến cho khi sieát buloõng không gây ra phản mômen uốn phụ.

2) Tăng ñóõc bền chống mỏi của buloõng thanh truyêñ bằng các biêñ pháp kết cấu nhô sau:

- Ôõl ñóõng chõ thay ñóõi kích thóõc ñóõng kính buloõng cũng nhô phần ñóõi tiếp thán buloõng với ñầu buloõng, thán buloõng với ñoan ren ñể cần phải coi góc lóõn ñể giảm óõng suất tập trung. Bán kính góc lóõn thông vao khoảng $0,2 \div 1\text{mm}$.
- ñể tăng ñóõc bền chống mỏi của buloõng thanh truyêñ, ôõl phần thán ñóõi với ren thông làm thán lại một ít.
- Dùng loại ñai ốc chịu kéo ñể giảm óõng suất trên các mô ren. Chiều dài của ñoan ren trên buloõng thanh truyêñ vao ñóõi sao cho coi thể vao lóõt hết vao ñai ốc ñể giảm óõng suất cho mô ren thóõn nhất.

- Qui nòng lọc siep buloing thanh truyen nung giai tro can thiet va khi lap ghep dung can siep cha loc nea siep nung loc va neu. Cac nai oic thanh truyen sau khi naa siep chat thong dung choi chei nea ham chat.
- Tang noa coing vong cua nap nau to thanh truyen nea giam loc tac dung tren buloing thanh truyen.

3) Tang soic ben cua buloing thanh truyen bang cac bien phap coing nghea nho:

- Mai boing toan bo a buloing thanh truyen.
- Dung cac loai thep hop kim tot, nhiet luyen nea coi nhat noa coing HRC 26-332 va ram oi nhiet noa cao nea nhat tinh deo.
- Coi thea dung cac bien phap gia coing nac biet nho lan can ren nea chea tao ren oic. Soic ben cua loai ren chea tao bang phoing phap can lon hon gap $2 \div 3$ lan loai ren tien.

IV.2.5. Bac loit thanh truyen

Trong nong co ota coing nho trong nong co tau thuy na soa ota truc neu la ota tro oit. Vi vay nau to thanh truyen coing nho ota ota truc khuyiu neu thong dung bac loit coi trang lop hop kim chuu mon.

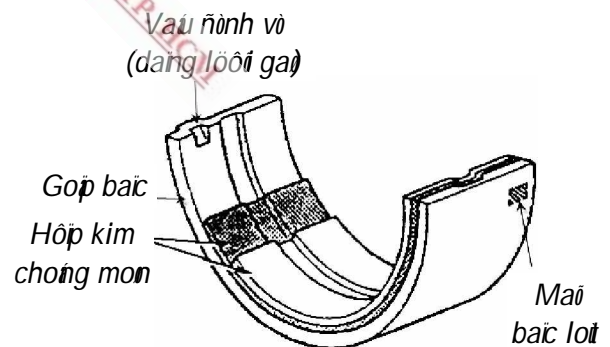
Do nau to thanh truyen noa lam thanh hai noa nen bac loit nau to thanh truyen coing noa cat thanh hai noa. Bac loit thanh truyen gom co gap bac bang thep oi hai phia ngoai va lop hop kim chuu mon noa coing trang tren mat trong cua bac.

Hop kim chuu mon nuc trang len nau to thanh truyen coi thea theo hai kieu sau nay:

- Trang troc tiep hop kim chuu mon len nau to thanh truyen.
- Trang hop kim chuu mon len bac loit.

Tuy theo chieu day cua lop hop kim chuu mon, bac loit coi thea chia thanh hai loai: bac loit day va bac loit moing. Bac loit day hay moing neu gom hai phan: gap bac loit va lop hop kim chuu mon trang tren mat trong cua gap bac.

- Bac loit day la bac loit coi chieu day cua gap bac toi $3 \div 6$ mm, lop hop kim chuu mon day khoang $1,5 \div 3$ mm.
- Bac loit moing la bac loit coi chieu day cua gap bac toi $0,9 \div 3$ mm, lop hop kim chuu mon day $0,4 \div 0,7$ mm (na soa nong co not trong hien nay neu dung loai bac loit moing).



Hinh 3.24. Ket cau bac loit.

Tren moi noa bac loit neu coi looi ga nea nong vo bac loit tren nau to thanh truyen.

Hai noa bac loit noa lap canng van 2 noa nau to thanh truyen. Nea coi noa canng khi lap ghep thi nong kinh ngoai cua bac loit lon hon nong kinh nau to khoang $0,03 \div 0,04$ mm.

Khe hong gioa bac loit voi maikhuyiu khoang noa lon hon $0,15 \div 0,25$ mm. Khe hoinay lon thi dau boi tron se vaing ra ngoai, khoang ba noa nam mang dau boi tron oit truc.

V. TRƯỚC KHUYÙ

Trước khuyù là một trong những chi tiết máy quan trọng nhất, công việc làm việc lớn nhất và giải thành cao nhất của động cơ nóng trong.

Khối lượng của trước khuyù thông thường chiếm từ $7 \div 15$ khối lượng của động cơ. Giải thành của trước khuyù thông thường chiếm khoảng $25 \div 30\%$ giải thành toàn bộ động cơ.

V.1. Công dụng, nhiệm vụ làm việc và vật liệu chế tạo

V.1.1. Nhiệm vụ

Khi động cơ làm việc, trước khuyù có nhiệm vụ tiếp nhận lực của piston do thanh truyền chuyển tới và biến đổi lực này thành moment xoắn, truyền nên các cơ cấu truyền động. Ngoài ra, trước khuyù còn dẫn động các cơ cấu con lai và một vài thiết bị phụ nhỏ: bơm cao áp, quạt gió...

V.1.2. Nhiệm vụ làm việc

Trong quá trình làm việc trước khuyù chịu tác dụng của lực khí thể lực quán tính của khối lượng chuyển động thẳng (P_j), khối lượng chuyển động quay (P_k). Các lực trên thay đổi theo chu kỳ và gây ra ứng suất uốn, xoắn lên trước khuyù làm cho các cơ cấu trước khuyù bị mất mòn.

Ngoài ra trong quá trình làm việc trước khuyù chịu va đập và rung xoắn mạnh làm cho động cơ bị mất cân bằng.

Nếu đảm bảo tính năng làm việc tốt và tuổi thọ của trước khuyù, phải đảm bảo các yêu cầu sau:

- Nó bền, nó cứng vững cao không trọng lượng nhỏ và ít mòn.
- Có độ chính xác gia công cao, cơ cấu mài bóng và độ cứng cao.
- Không xảy ra hiện tượng dao động cộng hưởng ở tốc độ sử dụng.
- Kết cấu của trước khuyù phải đảm bảo tính cân bằng động thời chế tạo.

V.1.3. Vật liệu chế tạo

Vật liệu dùng chế tạo trước khuyù hiện nay là thép cacbon có thành phần cacbon trung bình nhỏ các loại thép $40 \div 45$. Trong các động cơ tốc độ cao hoặc phụ tải lớn, trước khuyù thường dùng thép hợp kim mangan hoặc thép hợp kim niken – crom.

Loại thép cacbon nòng dùng phổ biến nhất vì nó có các ưu điểm sau:

- Hệ số ma sát của thép cacbon lớn hơn của thép hợp kim, vì vậy nó có khả năng giảm dao động xoắn vì vậy biến đổi dao động xoắn nhỏ hơn và làm cho ứng suất xoắn nhỏ.
- Thép cacbon rẻ hơn thép hợp kim nên giải thành của trước khuyù dùng thép cacbon cũng thấp hơn.

V.2. Kết cấu trước khuyù và biến pháp nâng cao độ bền trước khuyù

Hình dạng kết cấu trước khuyù phụ thuộc vào số xylanh, cách bố trí xylanh, số kỳ của động cơ và thời gian làm việc của các xylanh. Dựa vào kết cấu, trước khuyù có hai loại: trước khuyù nguyên và trước khuyù ghép.

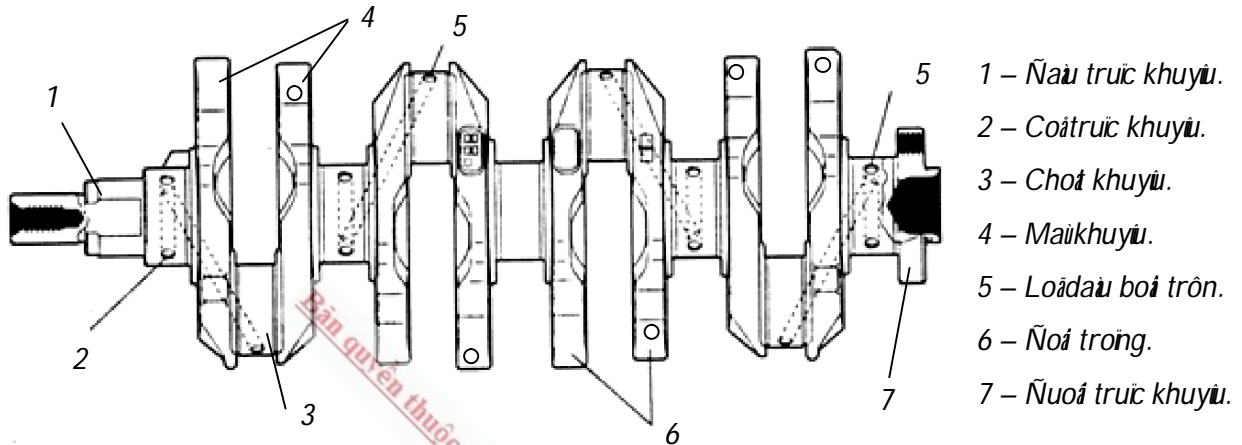
V.2.1. Trước khuyù nguyên

Trước khuyù nguyên là loại trước khuyù có các bộ phận cơ cấu, mài khuyù, chốt khuyù,... làm liền với nhau thành một khối. Loại này thường dùng trong các loại động cơ có công suất trung bình.

V.2.2. Trục khuyiu ghép

Loại trục khuyiu ghép thông thường chế tạo riêng từng bộ phận: có trục, chốt khuyiu, mai khuyiu,... ghép lại với nhau hoặc làm có trục riêng rồi ghép với khuyiu. Trục khuyiu trong mô vai nông cô lôn , nó khi nớc chế tạo thành từng hoàn (mỗi hoàn gồm vai khuyiu trục) rồi lắp nó lại với nhau bằng mặt bích.

Trục khuyiu bao gồm các phần: Nấu trục khuyiu, có trục khuyiu, chốt khuyiu, mai khuyiu, nĩa trong và nĩa trục khuyiu. (hình 3.25)



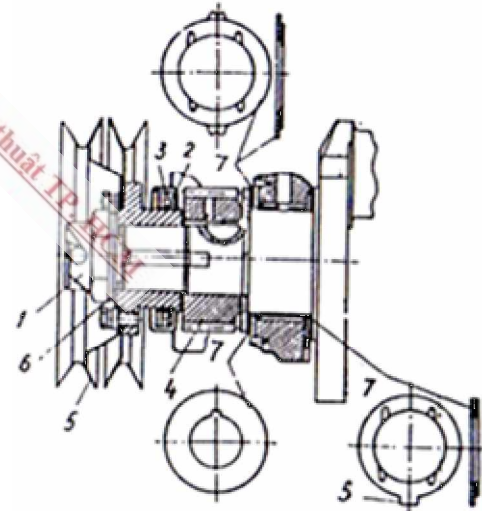
Hình 3.25. Kết cấu các phần của trục khuyiu nguyên.

1) Nấu trục khuyiu

Nấu trục khuyiu thông dụng dùng để lắp bánh răng dẫn nông bơm nước, bơm dầu bôi trơn, bơm cao áp, bánh nĩa (puly) để dẫn nông quạt gioi và nĩa ở khối nông và khối nông nông cô bằng tay quay. Các bánh răng chủ nông hoặc bánh nĩa dẫn nông lắp trên nấu trục khuyiu theo kiểu lắp căng hoặc lắp trung gian và nếu có then bán nguyệt.

Ngoài các bộ phận thông gặp kể trên, trong mô vai nông cô, người ta có lắp bộ giảm dao nông xoắn của hệ trục khuyiu ở nấu trục khuyiu. (hình 3.26)

Tác dụng của thiết bị dập tắt dao nông xoắn là khi trục khuyiu quay, ở phần nấu thông xuất hiện những lõi xoắn biến thiên. Dao nông xoắn làm giảm công suất của nông cô, làm hao mòn cặp bánh răng phân phối và nó khi có thể gây trục khuyiu. Khi xuất hiện các dao nông xoắn thì vô lăng của thiết bị dập dao nông xoắn quay theo vai nấu trục sẽ trượt nó với vô lăng, khi nó dôi tác dụng của lõi ma sát xuất hiện giữa vô lăng và nĩa ma sát sẽ làm giảm biến nó dao nông.



Hình 3.26. Kết cấu phần nấu trục khuyiu.

- 1 – nĩa ở khối nông; 2 – vành ngăn dàu.
- 3 – phôi dàu; 4 – bánh răng chủ nông.
- 5 – bánh nĩa dẫn nông; 6 – nêm hãm
- 7 – o chốt dốt trục.

2) Coá trúc khuyú

Coá trúc khuyú nằm trên cùng nòng tam với nòng trúc khuyú. Các coá trúc khuyú thông coi cùng một kích thước nòng kính, nòng kính coá trúc chọn theo kết quả của việc tính toán sức bền, nhiều khi hình thành mang dầu bôi trơn và qui định thời gian sử dụng nòng cơ.

Trong một vài loại nòng cơ, nòng kính coá trúc làm lớn theo chiều từ nòng đến nòng trúc để nòng trúc dễ nằm vào sức bền và khả năng chịu lực của coá trúc nòng nòng. Tuy nhiên nòng kính coá trúc khác nhau sẽ gây ra nhiều phiền phức khi sửa chữa cũng như khi gia công, lắp ráp, nên ngày nay không dùng nữa.

Kích thước của coá trúc khuyú của nòng thông nằm trong phạm vi sau:

- Nòng cơ có xang thông nằm trong phạm vi $d_{ct} = (0,65 \div 0,80)D$.
- Nòng cơ Diesel thông nằm trong phạm vi $d_{ct} = (0,7 \div 0,85)D$.

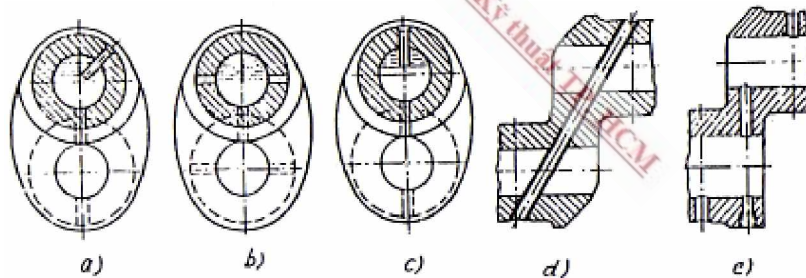
Trong đó D – nòng kính xylanh.

d_{ct} – nòng kính ngoài của coá trúc.

3) Chốt khuyú

Trên hầu hết nòng cơ, nòng kính chốt khuyú bằng nòng kính coá trúc. Tuy nhiên trên các nòng cơ có tốc độ cao nòng kính coá trúc có thể ảnh hưởng đến nòng kính coá trúc một ít nên giảm lực quán tính chuyển nòng quay.

Nếu giảm trọng lượng, chốt khuyú thông khoan rỗng (nếu khi coá trúc cũng nòng làm rỗng) để giảm dầu bôi trơn bạc lót nòng to thanh trượt. Lỗ rỗng trong chốt khuyú có thể bố trí nòng tam hay lệch tâm với chốt khuyú. Giữa chốt khuyú và coá trúc khuyú thông có nòng dầu liên hệ thông qua má khuyú (hình 3.27).



Hình 3.27. Chốt khuyú rỗng và các dạng nòng dầu bôi trơn.

4) Má khuyú

Má khuyú là bộ phận liên kết chốt khuyú và coá khuyú. Hình dạng má khuyú có nhiều dạng khác nhau, phụ thuộc chủ yếu vào loại nòng cơ, tốc độ nòng cơ. Các dạng má khuyú thông thấy nhỏ hình chôn nhọn, hình tròn, elip,...

Khi thiết kế người ta có gắng giảm trọng lượng của má khuyú.

Trong nòng cơ cao tốc, để giảm lực quán tính, giảm khối lượng của piston – xylanh nòng thời tăng sức bền và độ cứng vững của trúc khuyú, người ta thông giảm tỷ số $\frac{S}{D}$.

Trong đó S – hành trình của piston và D – Nòng kính xylanh.

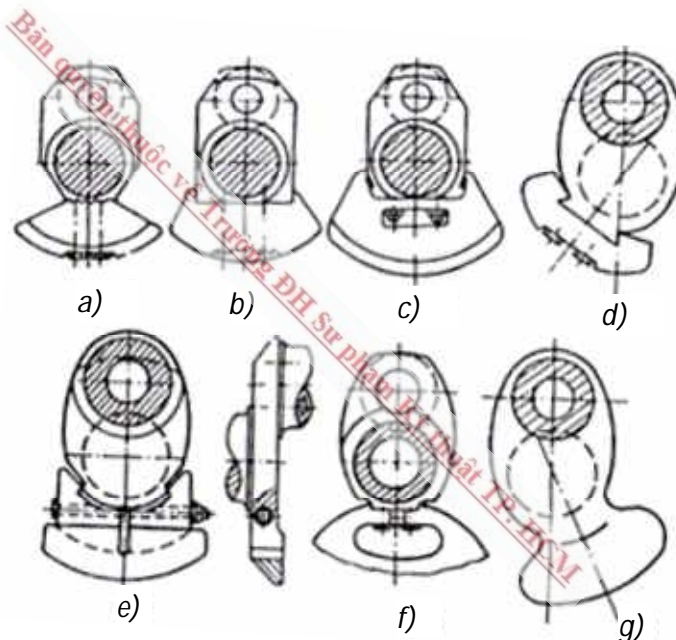
5) Nối trục

Nối trục lắp trên trục khuyú có các tác dụng để cân bằng các lực và các mômen quay tính không cân bằng của nông cơ. Ngoài ra nối trục còn có tác dụng giảm tải cho các cơ trục, làm cho cơ trục không chịu ứng suất uốn do mômen của lực quay tính tải ra.

Nối trục nông cơ tính toán và bố trí trên trục khuyú nông cơ sao cho vừa bảo đảm cân bằng tốt vừa gọn, không ảnh hưởng đến kích thước của hộp trục khuyú.

Nối trục lắp với máikhuyú theo 3 cách (hình 3.28)

- Lắp liền với máikhuyú: thông dụng cho nông cơ oto và nông cơ xăng có công suất nhỏ (hình 3.28g).
- Nối trục lắp riêng sau nối hàn nối trục vào máikhuyú: cách này dễ gây biến dạng trục khuyú nên ít dùng.
- Nối trục nông cơ lắp riêng rồi lắp lên máikhuyú bằng bulông: cách này thông dụng nhất (hình 3.28a, b, c, d, e, f).



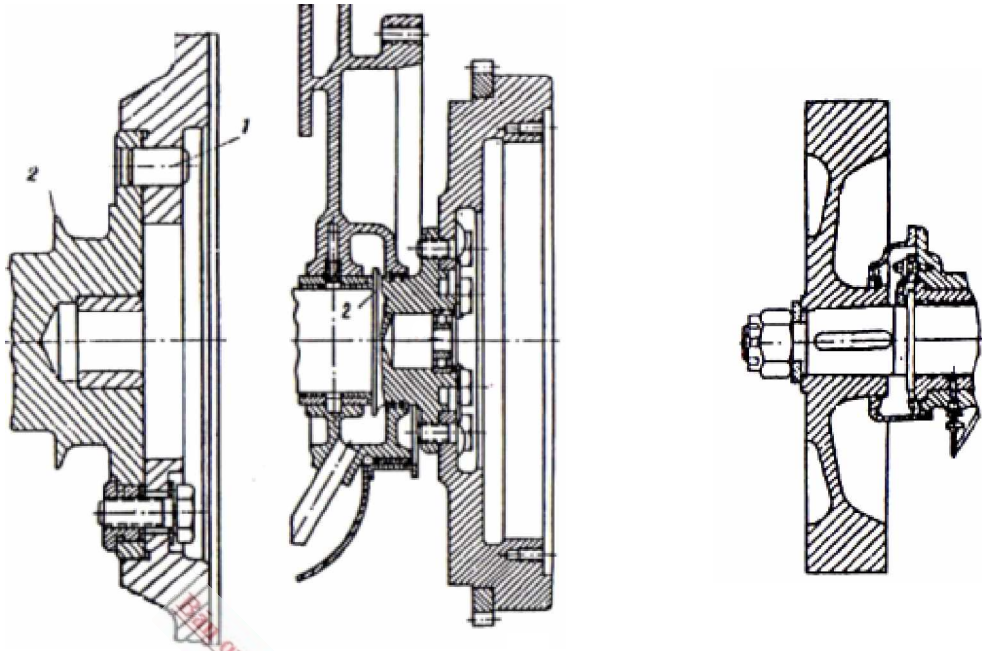
Hình 3.28. Nối trục và cách lắp nối trục với máikhuyú.

6) Nối trục khuyú

Nối trục khuyú của nông cơ thông lắp với các chi tiết để dẫn nông công suất nông cơ ra ngoài (bánh lái khớp nối,...). Nó có các nông cơ, nối trục khuyú thông có mặt xích hoặc mặt côn để lắp bánh lái. Trên các nông cơ tay thủy, nối trục khuyú thông làm thành hình con côn hoặc con nhỏ trên mặt côn có rãnh then để nối vào và lắp bánh lái (hình 3.29).

Trục khuyú và trục thu công suất thông nông tâm với nhau và nối lắp với nhau bằng khớp nối mềm. Khi trục thu công suất lắp song song với trục khuyú, phải dùng đai truyền và bánh lái lắp trên nối trục khuyú để dẫn nông.

Ngoài các phần kết cấu trên, phần nối trục khuyú còn có các bộ phận rất nhỏ: bánh răng dẫn nông cơ cầu phui, vành chặn dầu, ren hồi dầu và ổ chặn dung để không chế dích chuyển theo chiều trục của trục khuyú.



Hình 3.29. Nút trực khuyú coilmat cóin vaimat bích ñeálap bình ña
 1 – chốt ñình vò; 2 – vành ngăn dầu

V.2.3. Các biện pháp nâng cao sức bền của trực khuyú

Trong quá trình ñang cô lam việc, trực khuyú chịu ñng suất rất phức tạp: ñng suất uốn, ñng suất xoắn,...vì vậy trực khuyú thông bì hồ hỏng do thiếu sức bền hoặc ñoá cứng vững.

Chính vì những lý do này nên khi thiết kế phải chú ý dùng các biện pháp về mặt kết cấu, lựa chọn vật liệu và công nghệ hợp lý ñe nâng cao ñoá cứng vững cho trực khuyú, giúp ñang cô lam việc ổn ñnh và lâu dài.

1) Biện pháp kết cấu

Lựa chọn kết cấu hợp lý là biện pháp tốt nhất ñe tăng sức bền và tuổi thọ của trực khuyú. Kết cấu của trực khuyú phải ñảm bảo ñng suất phân bố ñng ñều và tránh ñng suất tập trung. Ñe tăng sức bền trực khuyú, có thể dùng các biện pháp về kết cấu sau ñây:

- Tăng bán kính góc lõn giữa coilmat và chốt khuyú với mã khuyú. Khi tăng bán kính góc lõn sẽ giảm ñng suất tập trung và tăng sức bền của trực khuyú.
- Tăng chiều dài và chiều rộng của mã khuyú. Thử nghiệm cho thấy khi tăng chiều rộng của mã khuyú ñe tăng chỗ ñinh sang ñang tron sức bền chống xoắn tăng ñng ñều.
- Coilmat và chốt khuyú có ñang rộng ñe giảm lóc ly tâm (gây ñng suất uốn) và ñe ñng suất phân bố ñều ñang tron ñng suất bền mỏi.
- Khi bố trí lỗ ñang ñau bố trí ñe ñang tron ñe bố trí lệch khỏi mặt phẳng khuyú một góc ñng ñều ñe giảm ñng suất tập trung ñng vung ñang tron ñe ñang ñau ñang xa vung góc lõn ñang tron.

2) Biện pháp công nghệ

Ngoài các biện pháp về kết cấu, người ta còn dùng các biện pháp về công nghệ ñe ñang tron ñang tron, ñang tron bền bỉ, ñang tron ñe ñang tron ñang tron ñang tron.

- Dung phương pháp rèn khuôn để chế tạo trục khuỷu.
- Tăng năng suất bề mặt bằng phương pháp phun bi thép, phun cát thạch anh hoặc lain can, để tạo một bề mặt có cường suất bền do nó làm tăng sức bền mỏi của trục khuỷu.
- Dung phương pháp nhiệt luyện hồ tôi cao tần hoặc nhiệt luyện hoá học (thấm nitơ) để làm tăng sức bền của bề mặt làm việc.
- Mài bóng bề mặt để giảm ma sát và mài mòn.

V.3. Bạc lót và ổ chặn dọc trục

Bạc lót có trục khuỷu có tác dụng kéo dài tuổi thọ của trục khuỷu và thân máy, ngoài ra bạc lót còn có tác dụng tốt trong việc bảo dưỡng và sửa chữa nóng cơ. Kết cấu bạc lót của trục khuỷu cũng tương tự như bạc lót của trục truyền dẫn ở trình bày trong phần IV.2.5 (hình 3.24).

Ổ chặn dọc trục có tác dụng không cho dầu chảy theo chiều trục của trục khuỷu do giãn nở nhiệt và do dầu nóng các cơ cấu phải gây ra, chi tiết số 7 trên hình 3.26. Để đạt được yêu cầu trên, có thể dùng các biện pháp sau:

- Dung bạc lót dày có vai, trên mặt vai của bạc trang hộp kim chiu mòn. Vai bạc tiếp xúc với vành chặn dầu hoặc mách khuỷu.
- Dung vòng nêm chặn chế tạo bằng đồng hoặc bằng thép. Vòng chặn có thể lắp ở bất kỳ vị trí nào của trục khuỷu. Tuy nhiên, ổ chặn dọc trục thông thường nhất ở cuối trục cuối cùng gần bánh răng.

VI. BÀNH NẤU

VI.1. Công dụng và vật liệu chế tạo

VI.1.1. Công dụng

Trong nông cơ nóng trong, bánh nấu có công dụng chủ yếu sau:

- Nắm bắt tốc độ quay nóng của trục khuỷu nóng cơ.
- Trong quá trình làm việc, bánh nấu tích trữ năng lượng để sinh ra trong quá trình sinh công để bù đắp phần năng lượng thiếu hụt trong các hành trình tiêu hao công.
- Trong những nóng cơ có tỷ số nén cao, số xy lanh ít và khối lượng nóng cơ bằng phương pháp quán tính, bánh nấu tích trữ năng lượng khối lượng nóng cơ.
- Trong một số loại nóng cơ có nhồi làm mát bằng gioi các cánh quạt gioi nước liên ngay trên mặt bánh nấu lúc này bánh nấu có tác dụng nhờ một quạt gioi Trong các loại nóng cơ này, trên bánh nấu thông thường gắn nam châm vĩnh cửu để tạo ra nguồn điện, do đó bánh nấu có tác dụng nhờ một stato quay của máy phát điện xoay chiều.
- Ngoài ra bánh nấu còn làm nổi lên những kí hiệu ÑCT, ÑCD, bánh lửa,...

VI.1.2. Vật liệu chế tạo

Bánh nấu của nóng cơ nóng trong tốc độ thấp và trung bình thông thường nước bằng các loại gang xám. Bánh nấu của nóng cơ tốc độ cao, ($n > 4.500$ v/ph) thông thường nước hoặc thép cacbon có thành phần cacbon thấp.

VI.2. Kết cấu của bánh nấu

Kết cấu của bánh nấu tùy thuộc vào kiểu loại nóng cơ. Số xy lanh càng nhiều thì bánh nấu càng

nhồi Bánh răng của động cơ dung trên ô tô thông có kích thước nhỏ gọn hơn bánh răng của động cơ tính tại vớt thủy.

Kích thước của bánh răng ngoài của nó Nếu làm bằng một mômen bánh răng nhỏ thì bánh răng ngoài kính càng lớn sẽ càng nhẹ, càng tốt ít vật liệu nên chế tạo. Tuy vậy động kính ngoài của bánh răng bên ngoài nhiều khi bố trí chung của động cơ, nhất là các loại động cơ dung trên ô tô máy kéo. Động kính ngoài bánh răng của động cơ ô tô thông không vượt quá 300 ÷ 450mm; động kính ngoài bánh răng của động cơ máy kéo thông không vượt quá 350 ÷ 650mm. Nếu muốn tăng mômen bánh răng có thể tăng chiều dày hoặc tiết diện của vành răng bánh răng

Đĩa theo kết cấu, bánh răng được chia ra thành ba loại:

VI.2.1. Bánh răng dạng đĩa

Bánh răng dạng đĩa nhỏ hơn trong cùng chiều dày động cơ. Phần môyô của bánh răng lắp ghép với mặt xích trên trục khuỷu bằng bulông, số lỗ bulông thông thường từ 6 ÷ 8 và có chốt rãnh và bánh răng hoặc các lỗ bulông bố trí không quá xa trục để khi lắp không lắp sai vị trí làm việc (hình 3.30).

Trên bánh răng của các động cơ khối động cơ bằng động cơ nên có lắp vành răng để khối động cơ. Vành răng này có rãnh trên bánh răng bằng cách ép nóng có thể do đó lớn hoặc ép nóng có thể do đó nhỏ kết hợp với bulông.

Mặt ma sát của bánh răng là một trong những mặt làm việc của bộ ly hợp lắp trên bánh răng. Khi làm việc mặt ma sát trên bánh răng tiếp xúc với mặt làm việc của tấm ma sát.

Loại bánh răng dạng đĩa có mômen bánh răng không lớn lắm nên chế thích hợp dùng cho động cơ nhiều xylanh và động cơ tốc độ cao trên ô tô. Nó với các loại động cơ có ít xylanh và tốc độ thấp thông dụng bánh răng dạng vành.



Hình 3.30. Bánh răng dạng đĩa

VI.2.2. Bánh răng dạng vành

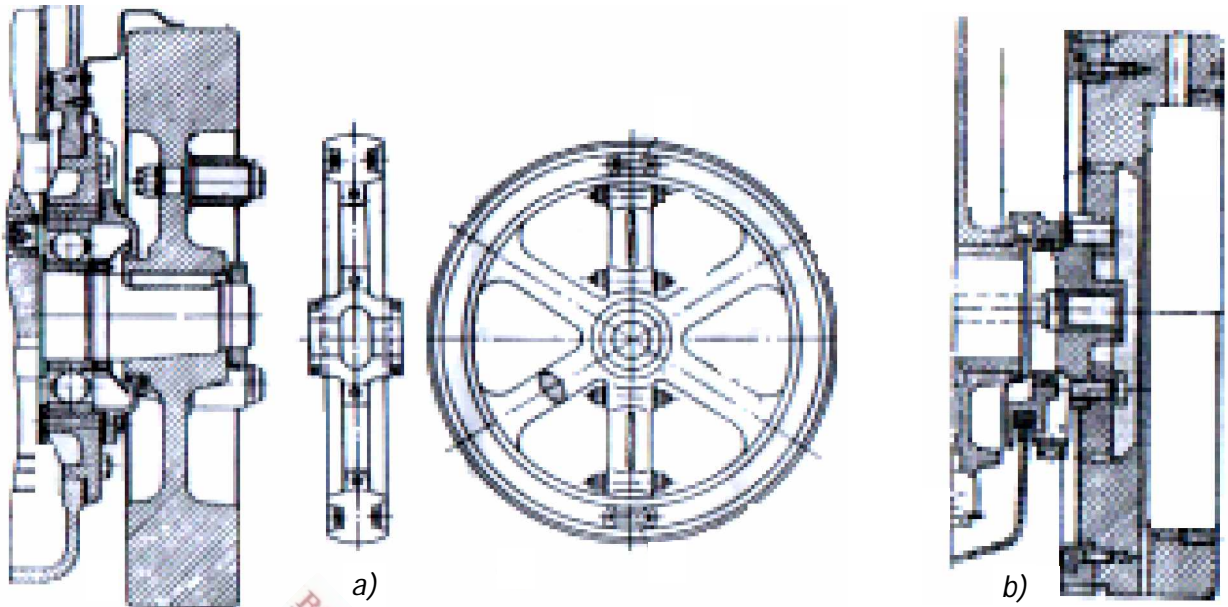
Kết cấu này làm bằng bánh răng có mômen bánh răng lớn mà trong lòng bánh răng có khoét lỗ của vành bánh răng chiếm khoảng 80 ÷ 90% khối lượng bánh răng. Phần vành liền kết với phần ổ bánh răng bằng tấm moing hoặc bằng nan hoa có tiết diện hình oval hoặc chóp tháp. Loại bánh răng này thông dụng lắp ghép với trục khuỷu bằng mặt chốt, chốt then rãnh và.

Do bánh răng có kích thước khá lớn (trên 3m) nên nên chế tạo nên để dạng, có khi người ta thông nước bánh răng thành hai nửa rồi dung bulông lắp ghép lại với nhau (hình 3.31a).

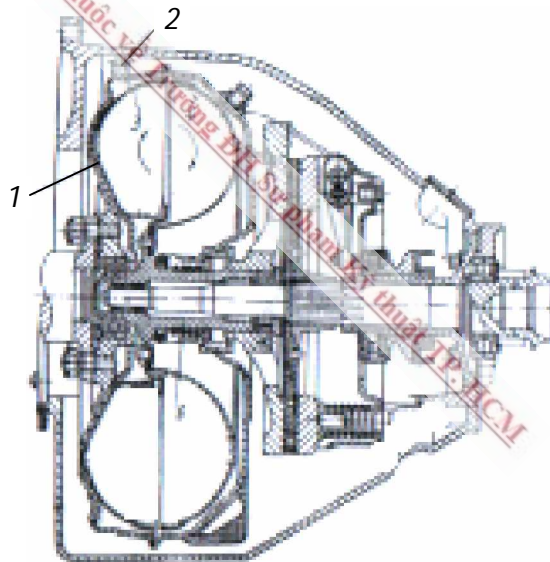
VI.2.3. Bánh răng dạng chuỗi

Về kết cấu, bánh răng dạng chuỗi khác bánh răng dạng đĩa ở chỗ nó có thêm phần vành xích liền với đĩa. Bánh răng của các động cơ Diesel máy kéo thông dụng kết cấu này, loại bánh răng này có sức bền và mômen bánh răng lớn và do phần đĩa có mặt ma sát rất dày nên tuổi thọ khá lớn (hình 3.31b).

Ngoài các loại trên, có các loại động cơ xe du lịch cao cấp hiện nay dung bộ ly hợp thủy lực, bánh răng có kết cấu khá biệt (hình 3.32).



Hình 3.31. Bánh nĩa dạng vành (a) và bánh nĩa dạng châu (b).



Hình 3.32. Bánh nĩa cửa cửa nòng cô dung boily hộp thủy lọc.

Chương 4

HE THỐNG PHÂN PHỐI KHÍ

I. CÔNG DỤNG VÀ PHÂN LOẠI

I.1. Công dụng

Cô cấu phân phối khí trên động cơ nội trong công dụng thực hiện quá trình thay đổi môi chất: thải sạch sản vật cháy ra khỏi xylanh và nạp đầy môi chất mới (không khí hoặc hỗn hợp khí) vào xylanh giúp cho động cơ làm việc liên tục.

I.2. Phân loại

Trên động cơ nội trong thông dụng các loại cô cấu phân phối khí sau:

- Cô cấu phân phối khí kiểu supap: dung supap động môi nạp và thải.
- Cô cấu phân phối khí kiểu van trượt: đã sử dụng trên động cơ hai kỳ piston động vai trong đó một van trượt nhiều khiến động môi nạp và thải.
- Cô cấu phân phối khí kiểu phối hợp: kết hợp hai kiểu trên, vừa có supap vừa có van trượt, hoặc sử dụng trên các động cơ hai kỳ quét thẳng.

Trong các loại cô cấu phân phối khí trên, cô cấu phân phối khí kiểu supap phổ biến rộng rãi nhất hiện nay. Cô cấu phân phối khí này bao gồm các chi tiết: cặp bánh răng dẫn động, trục cam, con nối, lò xo supap, supap, ống dẫn hút (ống kèm supap), hệ thống núm này,...

II. YÊU CẦU

Nếu đảm bảo tính năng làm việc của động cơ, cô cấu phân phối khí phải thoả mãn các yêu cầu:

- Động môi cung thời gian quy định và đảm bảo kín khí.
- Môi môi lớn để động khí lưu thông.
- Làm việc êm dịu, tuổi thọ và độ tin cậy cao.
- Thuận tiện trong việc bảo dưỡng, sửa chữa động cơ và giải thể lắp ráp hộp lyu

III. CÁC PHÒNG AN BẢO TRÍ SUPAP VÀ DẪN ĐỘNG CƠ CẤU PHỐI KHÍ

III.1. Phòng an bảo trí supap và dẫn động supap

Các động cơ nội trong dung cô cấu phân phối khí kiểu supap hiện nay đều bảo trí supap theo hai phương án: bảo trí supap nắp và bảo trí supap treo.

III.1.1. Bảo trí supap nắp (hình 4.1).

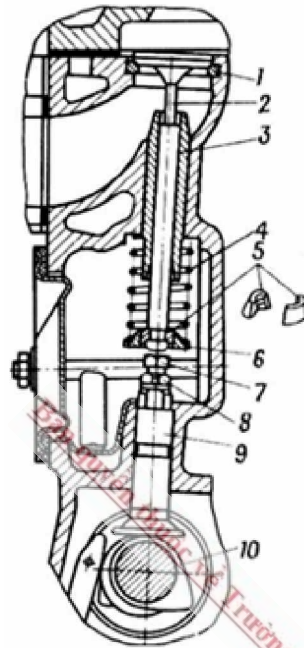
Cô cấu phân phối khí supap nắp thông dụng trên động cơ xăng có tỷ số nén thấp và số vòng quay không lớn lắm.

Ưu điểm

- Giảm chiều cao động cơ.
- Kết cấu của nắp ly lanh đơn giản và dẫn động supap cứng dạng.

Nhược điểm

- Buồng cháy không gọn.
- Diện tích truyền nhiệt lớn nên tính kinh tế của động cơ kém (tiêu hao nhiên liệu, giảm hiệu suất,...).



- 1 – nệm supap.
- 2 – supap.
- 3 – ống dẫn hướng supap.
- 4 – lò xo supap.
- 5 – miếng hãm hình côn.
- 6 – nửa chặn lò xo.
- 7 – bulông nêi chanh.
- 8 – nãi ốc hãm.
- 9 – con nôi.
- 10 – trục cam.

Hình 4.1. Cơ cấu phân phối khí bố trí supap nặt.

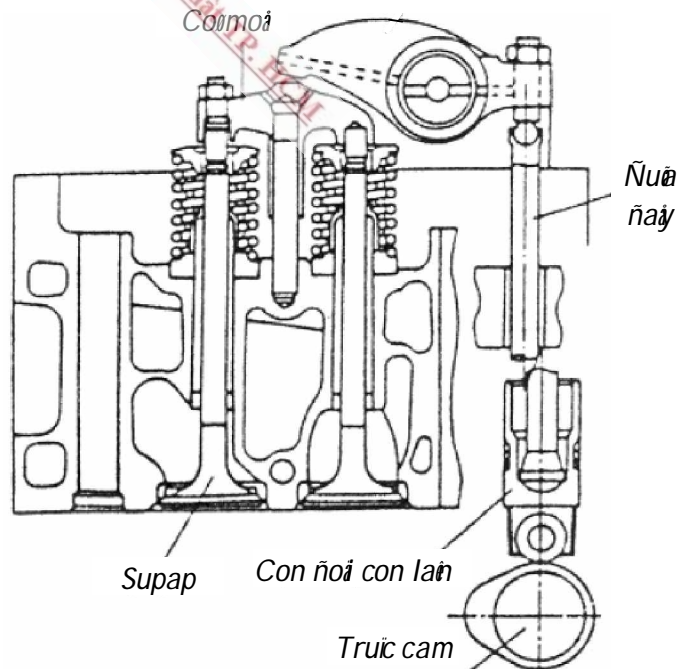
Trong cơ cấu phân phối khí supap nặt, supap lắp ở mỗi bên thân máy, phía trên trục cam và nhờ trục cam dẫn động qua con nôi. Supap nạp và supap thải có thể bố trí theo nhiều kiểu khác nhau: xen kẽ hoặc bố trí từng cặp một.

III.1.2. Bố trí supap treo

Cơ cấu phân phối khí dùng supap treo dùng rất phổ biến trên động cơ Diesel và nó có các động cơ xăng hiện nay (hình 4.2). Do kết cấu của loại này làm cho buồng cháy nhỏ gọn, giúp động cơ có thể đạt được hiệu suất cao.

Ưu điểm

- Buồng cháy rất gọn.
- Diện tích bề mặt truyền nhiệt nhỏ nên làm giảm tổn thất nhiệt.
- Nối với động cơ xăng, khi dùng cơ cấu này có thể tăng tỷ số nén thêm từ 0,5 ÷ 2 so với bố trí supap nặt.



Hình 4.2. Cơ cấu phân phối khí bố trí supap treo

- Nòng nạp và nòng thải thông thoáng, làm cho sức cản khí nòng nhỏ và tăng nòng hiệu số nạp 5 ÷ 7%.

Nhôm nêm

- Dẫn nòng supap phôi tấp và làm tăng chiều cao nòng cô.
- Làm cho kết cấu của nạp xylanh trở nên phôi tấp gây khó khăn cho gia công chế tạo.

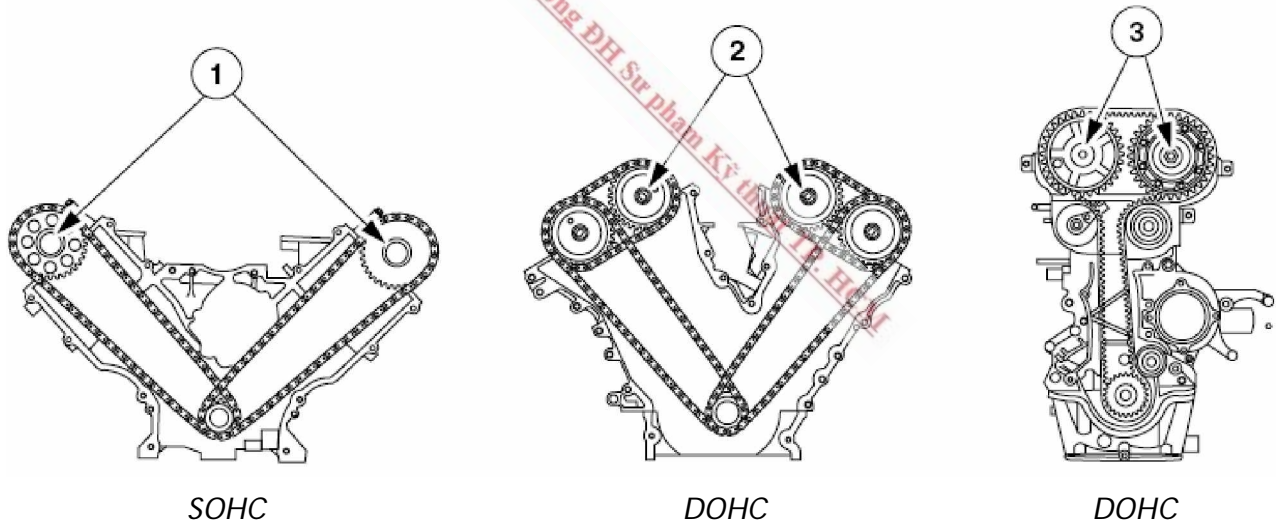
Cô cấu phân phối khí supap treo có thể bố trí supap theo nhiều kiểu khác nhau. Cách bố trí phụ thuộc vào hình dạng buồng cháy và kết cấu của cô cấu phân phối khí. Nòng cô có nòng kính xylanh nhỏ ($D < 120$ mm) thông dụng 2 supap cho một xylanh (một supap nạp và một supap thải), nòng cô có nòng kính lớn hơn thông dụng 3 (hai supap nạp và một supap thải) hoặc 4 supap cho một xylanh (hai supap nạp và hai supap thải).

III.1.3. Dẫn nòng supap

Nếu dẫn nòng supap, trục cam có thể bố trí trên nạp xylanh hoặc hộp trục khuỷu (OHV: Overhead Valve – supap đặt trên nạp xylanh) hoặc dẫn nòng trực tiếp hay dẫn nòng gián tiếp qua non bẩy (hình 4.2).

Số trục cam đặt trên nạp xylanh có thể một (SOHC: Single Overhead Cam) hoặc hai trục cam (DOHC: Double Overhead Cam). (hình 4.3).

Ngoài ra trục cam còn bố trí ở thân máy, supap nòng dẫn nòng gián tiếp qua con nối, núm nòng,...



Hình 4.3. Cô cấu phân phối khí có một hoặc hai trục cam trên nạp xylanh

III.2. Phòng an dẫn nòng trục cam

Trục cam nòng dẫn nòng trực tiếp hoặc gián tiếp từ trục khuỷu với tỷ số truyền 1:2 cho nòng cô 4 kỳ và tỷ số truyền 1:1 cho nòng cô 2 kỳ. Khi lắp ghép phải chú ý đầu trên bánh răng trục cam và bánh răng trục khuỷu để không làm sai quy luật phối khí.

Nhờ trên đây nên các trục cam có thể bố trí trên thân máy hay hộp trục khuỷu hoặc trên nạp máy. Tùy theo yêu cầu về mặt kết cấu và khoảng cách giữa trục cam với trục khuỷu, có các phòng an dẫn nòng trục cam sau:

III.2.1. Dẫn nóng trực cam bằng bánh răng

Khi trục khuỷu và trục cam gần nhau, trong cấu phần phối khí coil trục cam bố trí trên thân máy hoặc ô hợp trục khuỷu thông nước dẫn nóng bằng bánh răng. Nếu khoảng cách hai trục nhỏ thì thông dụng một cặp bánh răng, khi khoảng cách này lớn phải dùng thêm một hoặc nhiều bánh răng trung gian.

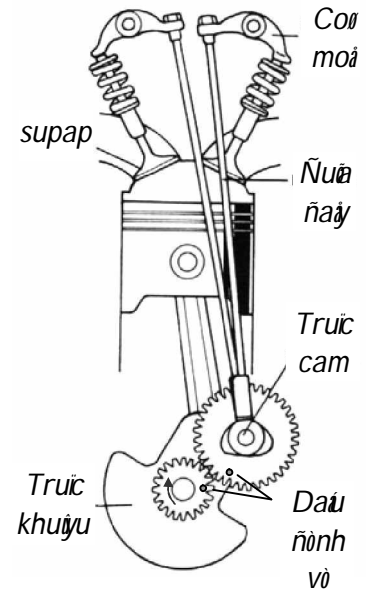
Nếu giảm tiếng ồn trong quá trình truyền nóng, cặp bánh răng trục cam và trục khuỷu thông làm răng nghiêng.

Ưu điểm

- Kết cấu đơn giản.
- Cặp bánh phối khí thông dụng bằng răng nghiêng nên truyền nóng êm và bền.

Nhược điểm

- Khi khoảng cách trục cam và trục khuỷu lớn, phòng tránh phải dùng thêm các bánh răng trung gian. Nếu này làm công suất và phức tạp cho cấu.

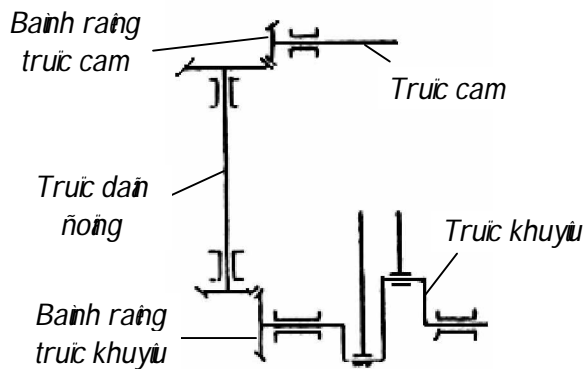


III.2.2. Dẫn nóng trực cam bằng xích

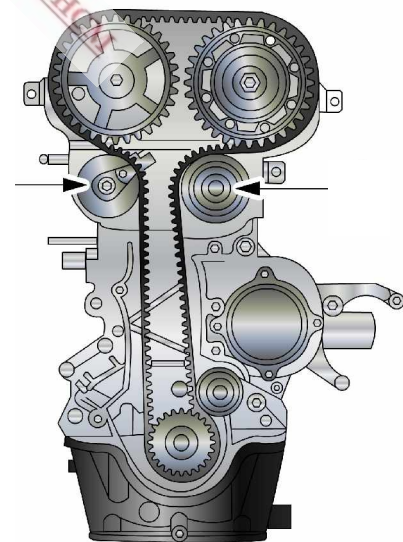
Khi trục khuỷu và trục cam rất xa nhau ta dùng xích để truyền nóng. Nếu ô hợp lớn gần kề và dùng cho các trục coil khoảng cách lớn (hình 4.3).

Tuy nhiên xích có giá thành lớn hơn so với bánh răng. Mặt khác khi cấu làm việc xích gây tiếng ồn và dễ bị rung nóng làm sai lệch pha phối khí. Nếu xích luôn luôn căng, người ta phải có cấu căng xích.

III.2.3. Dẫn nóng trực cam bằng trục



Hình 4.5. Dẫn nóng trực cam bằng trục.



Hình 4.6. Dẫn nóng trực cam bằng đai răng.

Khi trục cam nhả xa trục khuỷu có thể dùng trục trung gian dẫn nhông trục cam. Việc ăn khớp giữa trục khuỷu, trục trung gian và trục cam thông qua 2 cặp bánh răng côn, có thể bố trí nhiều cặp nhả trục trung gian không cần lệch theo chiều trục (hình 4.5).

III.2.4. Dẫn nhông trục cam bằng đai răng

Nếu các nhông cơ hiện nay đều dùng cơ cấu phân phối khí dẫn nhông bằng đai. Ưu điểm lớn nhất của cơ cấu này là truyền nhông êm dịu, đai có tuổi thọ khá lớn không cần bảo dưỡng và giải thành thấp hơn xích nhiều lần.

Nếu đai luôn căng trong quá trình làm việc, không trượt đai làm sai quy luật phối khí ngoài ta cũng dùng bánh căng đai (hình 4.6).

IV. KẾT CẤU CÁC CHI TIẾT CHÍNH TRONG CƠ CẤU PHÂN PHỐI KHÍ

IV.1. Supap

IV.1.1. Công dụng, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo

Trong quá trình làm việc, supap còn chịu tải trọng và mô-men xoắn và biến dạng theo hướng thời gian qui định. Hình thành nên quy luật phối khí trên nhông cơ.

Khi thời gian quá trình nhông mỗi mặt nạp supap chịu tải trọng và nạp, lọc khí thể và tải trọng nhả nhả rất lớn.

- Lọc khí thể và dung lên mặt nạp có thể đạt 10.000 ÷ 30.000N.
- Va đập mạnh với nhả supap nên rất dễ bị biến dạng.
- Mặt nạp supap tiếp xúc trực tiếp với khí cháy có nhiệt độ cao (1.100 ÷ 1.200°C đối với nhông cơ xăng và 700 ÷ 900°C đối với nhông cơ Diesel) và vận tốc lớn.
- Bị ăn mòn hoá học (lưu huỳnh trong nhiên liệu cháy tạo thành axit ăn mòn mặt nạp).

Do điều kiện làm việc phức tạp nêu trên nên vật liệu chế tạo supap phải có sức bền cơ học cao, chịu nhiệt tốt và chống ăn mòn hoá học. Vật liệu thông dụng là thép hợp kim: X9C2, HX9C2,... Ngoài ra để nâng cao tính chống mòn của mặt nạp supap, ngoài ta còn dùng lớp kim cứng nhả lên mặt nạp của nhả một lớp khoảng 1,5 ÷ 2,5mm.

Nếu với supap nạp, do nhả làm mặt bôi trơn khí nạp nên nên thông dụng các loại vật liệu có yêu cầu thấp hơn nhả thép hợp kim crom hay crom niken: 4CX, 37XC, 40X, 40X9C2,...

IV.1.2. Phân loại supap

Nếu dùng tiêu chuẩn phân loại theo kiểu bố trí, supap có các loại sau:

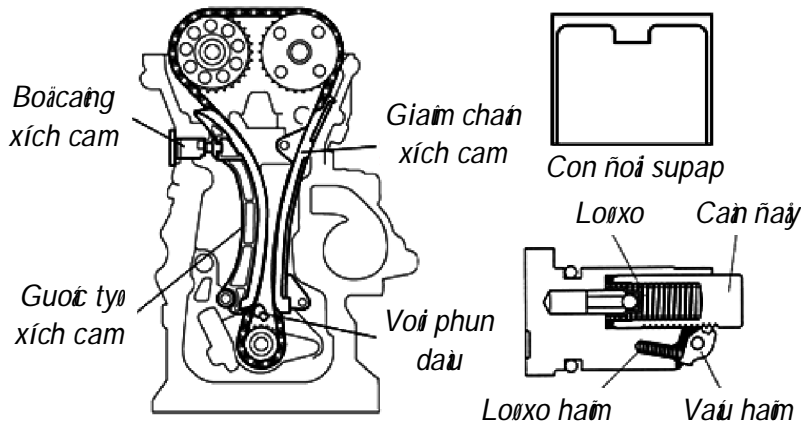
- Kiểu supap nhả
- Kiểu supap treo, có các loại: OHC, SOHC, DOHC nhả nhả giới thiệu ở phần trên.
- Kiểu supap hỗn hợp: supap vừa treo vừa nhả.

Giới thiệu hệ thống nhả khiến supap trên các xe hiện nay

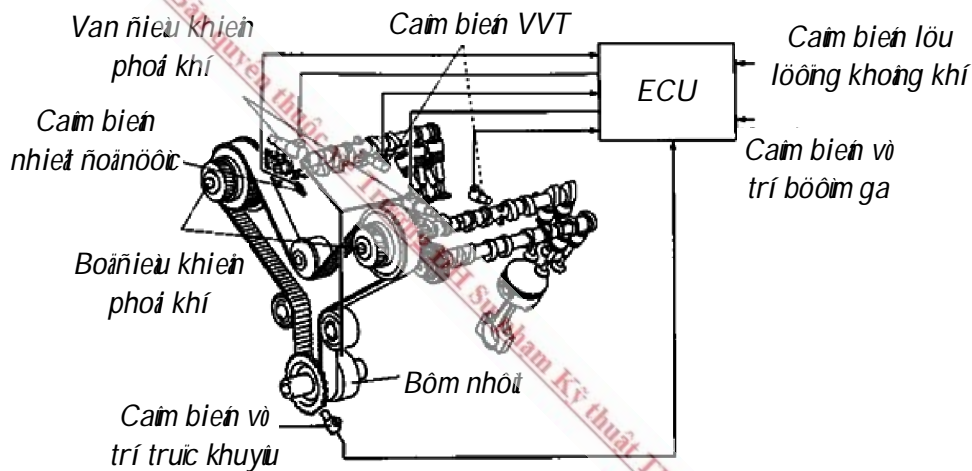
1) Hệ thống nhả khiến phân phối khí thông minh VVT-i.

Hệ thống nhả khiến supap trên xe Toyota Corolla Altis: kiểu cơ cấu phân phối khí DOHC, dẫn nhông bằng xích, không có nhả phanh supap, bố trí xích hoạt động bằng lò xo và áp suất dầu bôi trơn nhả giới thiệu trên (hình 4.7) và (hình 4.8).

Hệ thống nhiên liệu khiển phân phối khí thông minh VVT-i (VVT-i – Variable Valve Timing with intelligence): thay đổi góc phối khí của trục cam nạp một cách tối ưu theo các chế độ hoạt động của động cơ nhằm nâng cao công suất, tính kinh tế nhiên liệu và giảm tối thiểu lượng khí xả gây ô nhiễm.



Hình 4.7. Hệ thống nhiên liệu khiển supap trên xe Toyota Corolla Altis



Hình 4.8. Hệ thống nhiên liệu khiển phân phối khí VVT-i

2) VTEC – Variable Valve Timing and Lift Electronic Control

Hệ thống VTEC là hệ thống nhiên liệu khiển sẽ thay đổi thời gian và độ nâng mở supap bằng nhiên liệu phù hợp với từng chế độ làm việc của động cơ. Đây là kiểu động cơ đầu tiên trên thế giới nổi kết hợp giữa hệ thống phân phối khí của động cơ nâng sử dụng hiện nay và động cơ tốc độ cao nhờ xe đua, thông qua việc sử dụng một cơ cấu cam đặc biệt gồm có cam tốc độ cao và cam tốc độ thấp. Với sự trang bị cơ cấu cam đặc biệt này, động cơ sẽ tạo ra một phạm vi công suất rộng từ tốc độ thấp và trung bình để phù hợp cho việc vận hành trong thành phố trong khi động cơ cũng phát ra công suất tối đa khi vận hành ở những vòng cao tốc. Hệ thống VTEC là một trong những kết quả của sự nỗ lực sáng tạo của các nhà chế tạo ô tô nổi chung và của HONDA nói riêng.

Những ưu điểm của VTEC

- Vận hành và sử dụng nhờ một động cơ thông thường.
- Công suất cao phù hợp với từng chế độ làm việc của động cơ.
- Gia tốc nhanh từ tốc độ thấp đến tốc độ cao.

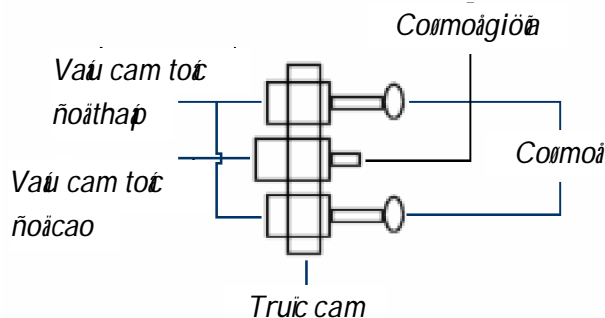
- Vận hành êm dịu trong thành phố nhờ vào số hoạt động của cam tốc độ thấp.
- Hiệu suất ô tô với ô tô tốc độ cao nhờ thời gian với việc tiết kiệm nhiên liệu.
- Nạp ô tô nhanh nhờ số dung tích áp suất nhờ vào khả năng tối ưu của nó

Phân loại động cơ HONDA VTEC

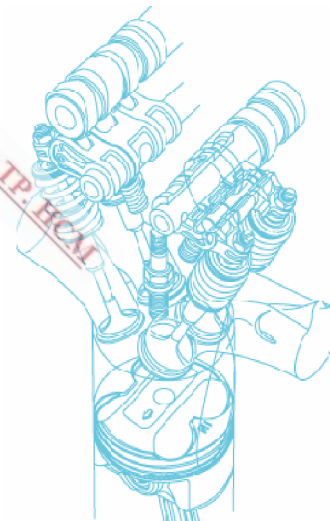
DOHC VTEC: là kiểu động cơ có 2 trục cam nằm ở đầu động cơ khiến số thay đổi mô-men xoắn và thời gian phân phối khí của các supap nạp và supap thải phù hợp với từng chế độ làm việc của động cơ. Đây là loại động cơ có hiệu suất cao với khả năng tiết kiệm nhiên liệu. Tính ô tô với của loại này phù hợp cho các loại xe du lịch và thể thao (hình 4.9).

Động cơ trang bị hệ thống DOHC VTEC có 4 supap cho mỗi xi-lanh bao gồm: 2 supap nạp và 2 supap thải. Mỗi một cặp supap ngoài 2 trục cam và 2 cơ cấu nhờ động cơ thông, nơi có trục cam nằm ở đầu động cơ thêm một cơ cấu điều khiển (cơ cấu điều khiển) và một trục cam thứ ba (trục cam trung tâm). Hai trục cam bên ngoài điều khiển số hoạt động của ô tô thấp, còn trục cam trung tâm điều khiển số phân phối khí của ô tô cao. Nếu có thể chuyển đổi số phân phối khí này, người ta bố trí 2 piston thủy lực nằm bên trong cơ cấu điều khiển với nhiệm vụ là kết nối các cơ cấu thành một khối duy nhất hay tách chúng ra riêng rẽ với nhau để số thay đổi của áp lực dầu. Ngoài ra, phía dưới cơ cấu điều khiển còn có trục cam thêm một lò xo phục vụ cho việc nâng đỡ cho cơ cấu điều khiển luôn luôn tiếp xúc với trục cam trung tâm để số hoạt động của ô tô thấp thời gian số êm dịu của ô tô cao.

Khi hoạt động của ô tô thấp, hai trục cam bên ngoài tác dụng trực tiếp lên hai cơ cấu. Những trục cam tốc độ thấp này có ô tô cho hoạt động êm dịu và tiết kiệm nhiên liệu cho động cơ. Trục cam tốc độ cao lúc này tiếp xúc với cơ cấu điều khiển những cơ cấu này không nối với chi tiết nào do đó không xảy ra quá trình truyền công suất (hình 4.10).



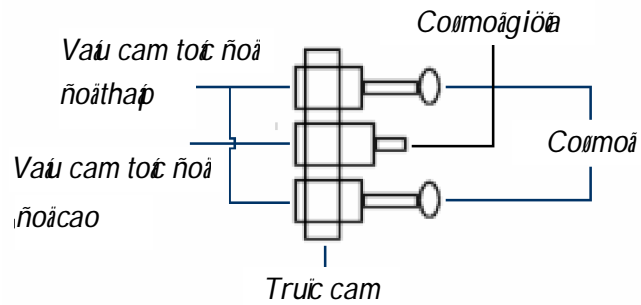
Cơ cấu hai supap điều khiển



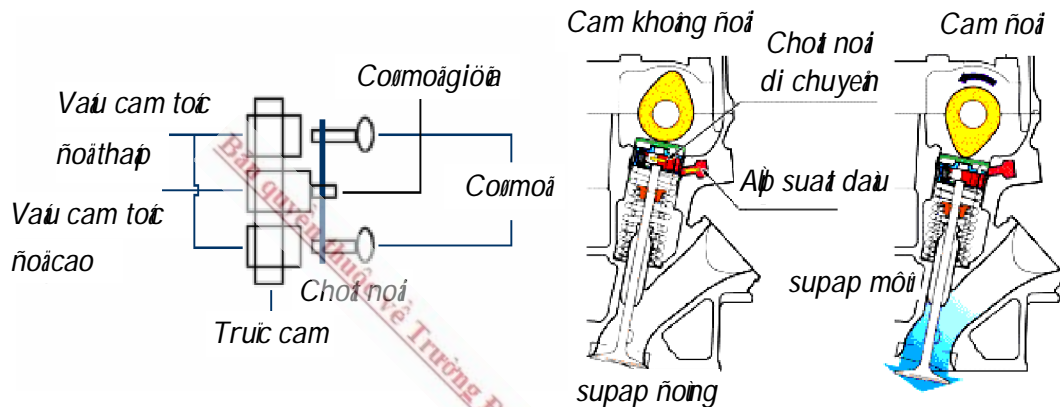
Tại các số vòng quay cao, áp suất dầu này một chốt kim loại xuyên qua hai cơ cấu và cơ cấu trung tâm, lúc này các cơ cấu điều khiển liên kết thành một khối (hình 4.11). Trục cam tốc độ cao này xa hơn so với trục cam tốc độ thấp, hai cơ cấu này giờ hoạt động theo biên dạng của trục cam tốc độ cao. Biên dạng của trục cam tốc độ cao được thiết kế sao cho có thể điều khiển các supap rộng hơn, và thời gian mở lâu hơn, do đó cho nhiều hơn hỗn hợp khí và nhiên liệu đi vào bên trong xi-lanh hơn.

Chức năng của hai trục cam, một điều khiển các supap hút và một điều khiển các supap xả. Mỗi một cặp supap có 3 trục cam: 2 trục cam tốc độ thấp bên ngoài và một trục cam tốc độ cao ở giữa.

Với sự cải tiến việc nạp van thải cho phép động cơ duy trì mômen xoắn của động cơ khi số vòng quay tăng, kết quả là công suất đầu ra cao hơn. DOHC nổi sổi dùng trên các xe: 160HP Civic Si, 170HP Integra GS-R, 195HP Integra Type-R,...



Hình 4.10. VTEC hoạt động ở tốc độ thấp.



Hình 4.11. VTEC hoạt động ở tốc độ cao.

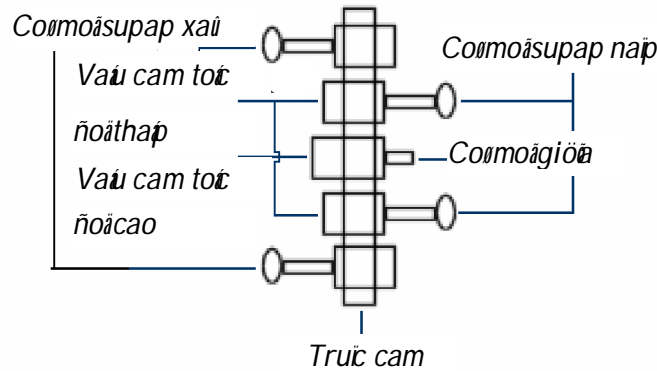
SOHC VTEC: Sau những thành công của các động cơ DOHC VTEC, hãng HONDA đã cải tiến sổi tối tin với việc sổi dùng công nghệ VTEC. Nó đã choáng tới nổi sổi tin cậy và tính kinh tế so với việc tăng dung tích hoặc sổi dùng tăng áp. HONDA quyết định áp dụng công nghệ VTEC rộng hơn với việc giới thiệu hệ thống SOHC VTEC. Cũng giống như các chiếc máy của DOHC, SOHC VTEC việc tăng hơn hộp không khí và nhiên liệu ô tô ở tốc độ cao trong khi vẫn giữ nổi tính êm dịu và kinh tế ở tốc độ thấp. Những thiết kế của nó nên giảm với hiệu quả khiếm tốn và các biệt là công suất đầu ra không cao bằng động cơ DOHC VTEC (hình 4.12).

Trong động cơ SOHC, bố trí một trục cam cho tổng dãy xy lanh. Vì vậy các các van hút và van xả đều nổi bố trí giống nhau trên trục cam. Ba van điều khiển là van hút, hai van tốc độ thấp tiếp xúc với hai cơ cấu xoay và mỗi các supap hút. Van cam tốc độ tiếp xúc với một cơ cấu trung tâm. Cũng giống nhau giữa các van của các supap hút của hai hệ thống SOHC VTEC và DOHC VTEC. Tính năng cơ bản nên tiến tới kỹ thuật cao ở kiểu động cơ là chế biến khiến sổi thay đổi trạng thái của cặp supap hút con cặp supap thải làm việc bình thường ở tất cả các



Hình 4.12. SOHC VTEC.

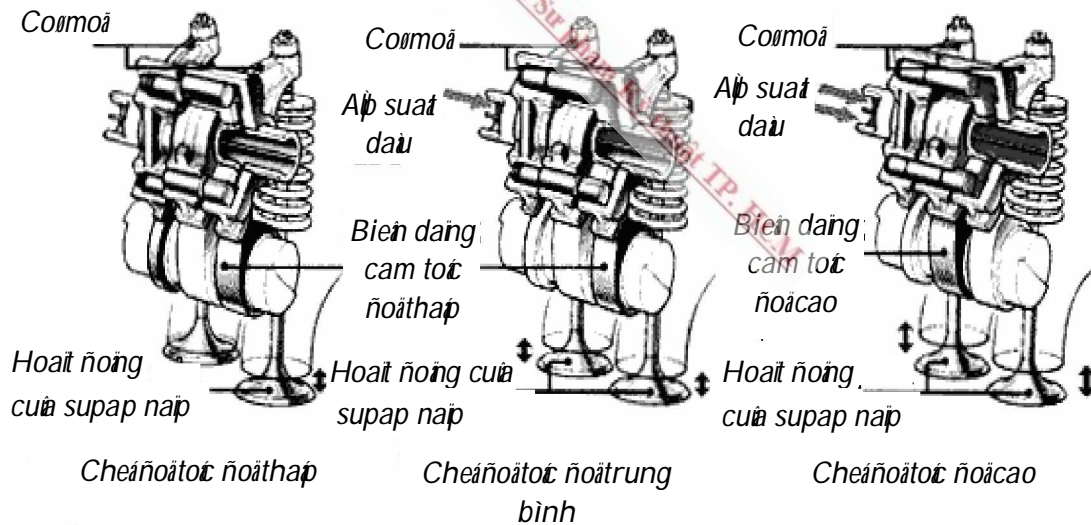
toát nĩa Hoạt nĩa của các supap hút trong hệthống này tổng tối nhõ trong hệthống DOHC VTEC. SOHC VTEC nõiic trang bì trên các loai xe: Civic EX, Accord LX/EX/V6, Odyssey LX/EX, ...



Hình 4.13. Bỏtrủ vầu cam trên hệthống SOHC VTEC.

VTEC-E: Tính ừu việi ừu nĩa cõ này lỏc ừu sỏt nĩa cõ cao nĩa vừi việi tiệi kiệi nhiệi liệu. Cõ cấu phỏn phỏi khí của nĩa cõ này gỏn giớng nhõ kiệu phỏn phỏi khí của nĩa cõ 4 supap thớng thớng, nhõng nừi nừi cấi tiệi nẻ phỏn phỏi khí toỏt hõn. Ở toỏt nĩa thấp, lờõng hỏa khí nấp vỏo trong xylanh nừiic tiệi kiệi đờ chẻ mừi mừi trong hai supap hút. Kiệu nĩa cõ VTEC-E nừiic kết hỏp từ 2 loai nĩa cõ SOHC VTEC vỏo DOHC VTEC nẻ tỏo thỏnh loai nĩa cõ mỏng ừu việi của 2 nĩa cõ này.

Các chẻi nỏo lỏm việi của cõ cấu VTEC nừiic thẻ hiệi trên (hình 4.14).



Hình 4.14. Các chẻi nỏo hoạt nĩa của nĩa cõ VTEC.

IV.1.3. Kẻ cấu supap nấp, supap thỏi vỏi khe hỏi nhiệi của cõ cấu phỏn phỏi khí

Vẻ kẻ cấu, supap nừiic chia ra 3 phỏn : nỏm supap (nỏm), thỏn supap vỏo nỏm supap.

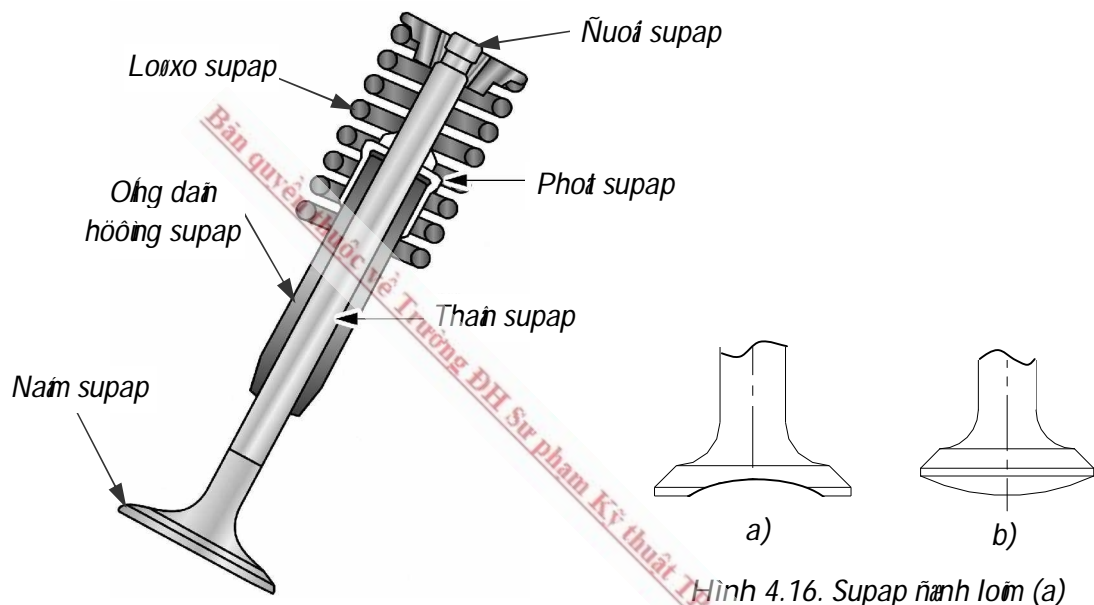
1) Nỏm supap (nỏm supap)

Mỏt nỏm supap tiệp xừc vừi nẻ sỏ supap, nỏy lỏ bẻ mỏt lỏm việi quan trớng nhỏt của supap coi dỏng mỏt cõn vừi cõ gỏc $\alpha = 15 \div 45^\circ$ (nẻ sỏ sỏ supap nẻ dỏng gỏc $\alpha = 45^\circ$). Nẻu gỏc α cỏng nhỏ thỏ

tiết diện lồi thông sang lồi, tuy nhiên khi α nhỏ thì phần nằm ngang mỏng và nó cũng vòng sang kim.

Góc của mặt côn trên nằm thông lam nhỏ hơn góc của mặt côn trên nên supap khoảng $0,5 \div 1^{\circ}$ nên nằm bám kín khí, cho dù mặt nằm có bị biến dạng nhỏ. Kết cấu của nằm supap thông có ba loại:

- Nằm bằng: chế tạo đơn giản, có thể dùng cho cả supap nạp và supap thải. Nó có các rãnh thông cô hiện nay đều dùng loại này (hình 4.15).
- Nằm lồi: kết cấu này cải thiện tình trạng lồi thông của dòng khí nạp vào xylanh và tăng nó cũng vòng cho phần nằm. Tuy nhiên, mặt chịu nhiệt của supap lồi nên dễ bị quá tải nhiệt và chế tạo khó khăn (hình 4.16a).
- Nằm lõm: tuy kết cấu nằm lõm có cải thiện tình trạng lồi thông của dòng khí nhưng nằm lõm chế tạo và mặt chịu nhiệt lồi (4.16b).



Hình 4.15. Kết cấu supap.

Hình 4.16. Supap nhô lồi (a) và lõm (b).

Trong một số công cơ công hoai công suất supap thải thông lam rộng, bên trong chứa Na ($50 \div 60\%$ thể tích). Tác dụng là để truyền nhiệt tốt, tránh cho supap thải bị quá nhiệt vì Na nóng chảy ở 97°C nên khi thanh thép nóng, nên khi truyền nhiệt sẽ nhanh và supap nước giải nhiệt tốt hơn.

2) Thân supap

Thân supap có tác dụng dẫn hướng và tản nhiệt, vì vậy nên phải huy vai trò này phần thân thông có xu hướng lam tăng nóng kính. Tuy nhiên phần thân cũng không nóng quá lồi vì supap có yêu cầu phải gọn nhẹ và dòng khí lồi thông dễ dàng.

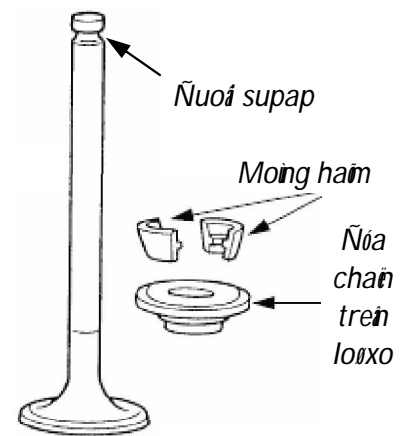
- Khi supap nước dẫn nóng bằng con nỏ, hệ thống nỏ bày thông lam lồi nên khi theo phòng trục supap do nó không có lồi nghiêng hoặc lồi nghiêng nhỏ thì thân supap có nóng kính: $d = (0,16 \div 0,25) \cdot d_n$ với d_n – nóng kính của nằm supap.
- Khi trục cam trực tiếp dẫn nóng supap, lồi nghiêng xuất hiện ở thân supap lồi nhất nên có thể tăng công nóng kính thân supap: $d = (0,3 \div 0,4) \cdot d_n$
- Chiều dài thân supap: $l_t = (2,5 \div 3,5) \cdot d_n$

Nếu supap không kín trong ống dẫn hõng lúc nóng ngoài ta thông thu nhồi nhõng kính thân supap phần nầu nầu hoặc khoét rỗng loong dẫn hõng một ít ôi phần nầu nầu.

3) Nồi supap

Nồi supap thông cõ hình dạng nầu biệt nầu lap ghep với nầu loxo.

Khi dẫn nõng supap bằng cõ cấu con nõi vầu nầu nầu, nầu loxo lap với supap bằng hai moing haim hình con lap vầu phần nầu supap. Mặt con phía ngoài của moing haim ăn khớp với mặt con của lò nầu loxo (gõc con $10 \div 15^\circ$). Các rãnh haim trên nồi supap cõ thể là rãnh hình trui, hình con, một rãnh hoặc nhiều rãnh (hình 4.17).



Hình 4.17. Nồi supap vầu moing haim hình con.

Kiểu lap ghep dung moing haim nõi dung rất rộng rai hiện nay. Tuy gia cõng moing haim cõ khoi khoi nhõng cõ òu nếm lòn lả khoi gây òng suất tập trung trên nồi supap.

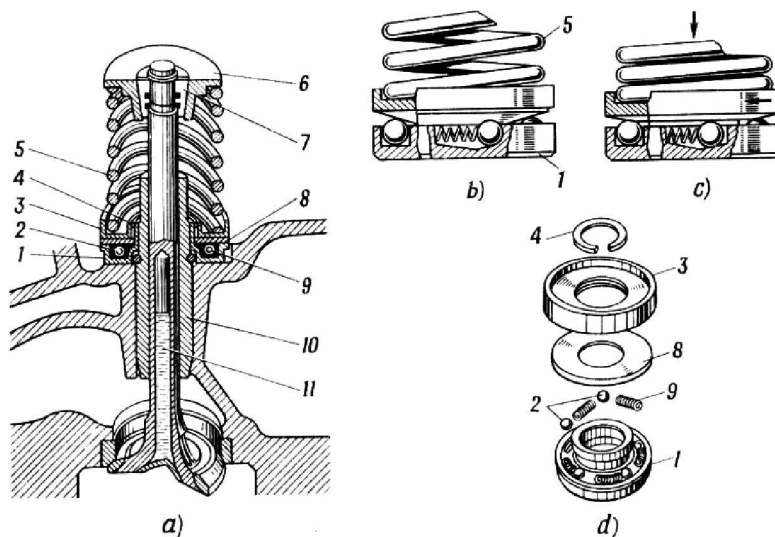
Nếu tăng tuổi thọ của supap vầu nầu bấp supap làm việc tốt cõ thể thiết kế cõ cấu xoay supap quanh òng tâm của nõi Supap vầu chuyẽn òng tình tiến vầu xoay tron quanh tâm, làm cho thân supap lầu mòn vầu nầu supap tiếp xúc tốt với nầu. Tốc ò nầu quay thông nõi vầu chực lầu òng môi supap môi quay nõi một vòng.

Nguyên lý làm việc của cõ cấu xoay supap (hình 4.18)

Khi supap òng (hình b), lòc của lò xo (5) khoi quai lòn, mep ngoài của lò xo nầu (8) cong lên vầu mep trong tõi lên vai của thân (1).

Khi supap môi (hình c), lòc của lò xo (5) tăng lên, lò xo nầu (8) thẳng ra vầu nầu tõi lên các viên bi (2), lòc của lò xo (8) truyẽn tõi viên bi (2), các viên bi này trong khi lầu theo rãnh vòng cung của thân sẽ làm quay lò xo vầu vòng tõi, do ò nầu làm quay lò xo supap vầu thân supap.

Khi supap òng, lòc của lò xo supap giảm ñi, lò xo nầu (8) cong lên vầu tõi vầu vai của thân, giải phóng các viên bi (2). Dõi tõi dung của lò xo tõi vầu (9), các viên bi tõi vầu trí ban nầu.



Hình 4.18. Cõ cấu xoay supap thài.

- a) Supap thài ;
- b) Supap òng ;
- c) Supap môi
- d) Các chi tiết của cõ cấu.

- 1 – thân của cõ cấu xoay;
- 2 – viên bi; 3 – vòng tõi;
- 4 – vòng khoai 5 – lò xo supap;
- 6 – vòng chảo lò xo;
- 7 – moing haim; 8 – lò xo nầu;
- 9 – lò xo hoai;
- 10 – ống kìm supap;
- 11 – natri kim loai.

4) Khe hở nhiệt của cơ cấu phân phối khí

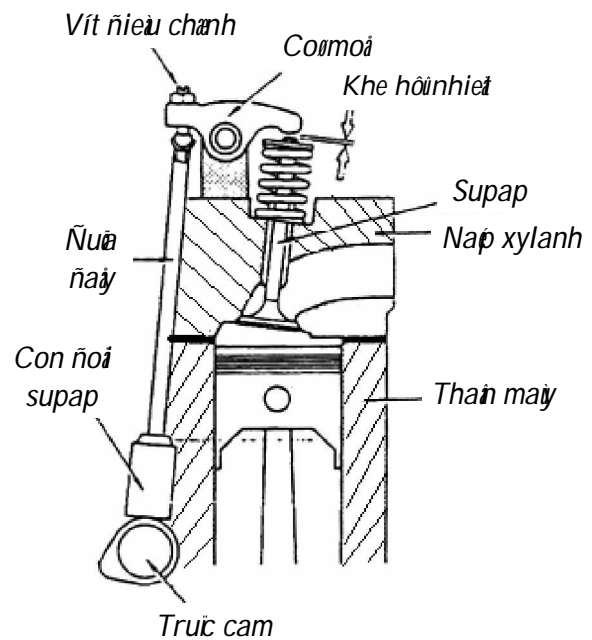
Giữa núôi supap và con nôi hay nôi bẩy, mũi cam bao giờ cũng có khe hở nhất định để tránh việc supap nóng giãn nở. Khe hở này ở supap nạp và supap thải thông khác nhau (khe hở supap thải lớn hơn khe hở supap nạp). Hình 4.19.

Nông cơ GAZ – 51A, GAZ – 63, GAZ – 69 ôi trảng thái nguôi.

- Khe hở supap nạp là 0,23 mm.
- Khe hở supap thải là 0,28 mm.

Nông cơ GAZ – 53A ôi trảng thái nguôi.

- Khe hở supap nạp là 0,25 mm.
- Khe hở supap thải là 0,30 mm.



Hình 4.19. Khe hở nhiệt của cơ cấu phân phối khí.

IV.2. Nôi supap, loxo supap và ống dẫn hôiing supap

IV.2.1. Công dụng, nôi kiện làm việc và vật liệu chế tạo

- Nôi supap

Trong cơ cấu phân phối khí, nôi supap nôi lập vào thân máy (cơ cấu phân phối khí dung supap nôi) hoặc lập vào nạp xylanh (cơ cấu phân phối khí dung supap treo) để giảm mài mòn cho thân máy và nạp xylanh khi chôi và nạp của supap.

Nôi supap nôi chế tạo bằng hợp kim chống mài mòn cao, nôi ép chặt vào nạp máy hoặc thân máy. Khi làm việc nôi supap chôi và nạp với nôi supap và nhiệt nôi cao trong buồng cháy.

- Loxo supap

Loxo supap dung để nôi kín supap trên nôi supap, không có nôi tôiing và nạp trên mặt cam và nôiing thôi bôi nôi supap chôi nôiing theo nôiing quy luật của cơ cấu phân phối khí.

Loxo supap làm việc trong nôi kiện tải trong thay nôi rất nôi ngoi. Vật liệu chế tạo thông thường là thép C65 có nôiing kính 3 ÷ 5 mm.

- Ống dẫn hôiing supap

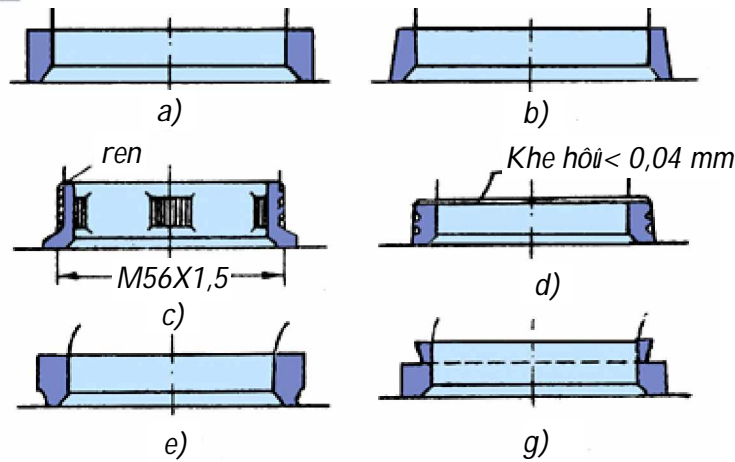
Ống dẫn hôiing supap nôi chế tạo bằng gang hợp kim hoặc bằng hợp kim nôiing nhôm.

Ống dẫn hôiing supap là một chi tiết rôi nôi lập vào thân máy hoặc nạp xylanh theo chế nôi lập loing. Chôi nôiing của ống dẫn hôiing supap là để dẫn hôiing cho supap chôi nôiing theo một quy luật nhất định, thuận tiện trong quá trình sửa chôi và tránh hao mòn cho thân máy hoặc nạp xylanh.

IV.2.2. Kết cấu

- Nôi supap

Kết cấu của nôi supap nôi giản, thông chài là vòng tròn hình trụ, trên có vật mặt côi nôi tiếp xúc với mặt côi của nôi supap. Một vài loại nôi supap nôi giới thiệu trên (hình 4.20).



Hình 4.20. Các loại nênsupap.

- a) Mặt ngoài nênsupap có dạng mặt trui.
- b) Mặt ngoài có hình côn nhỏ.
- c) Nênsupap lắp ghép bằng ren.
- d) Nênsupap lắp ghép có khe hở nhỏ ở mặt nạy.
- e) vãng) rất ít dùng.

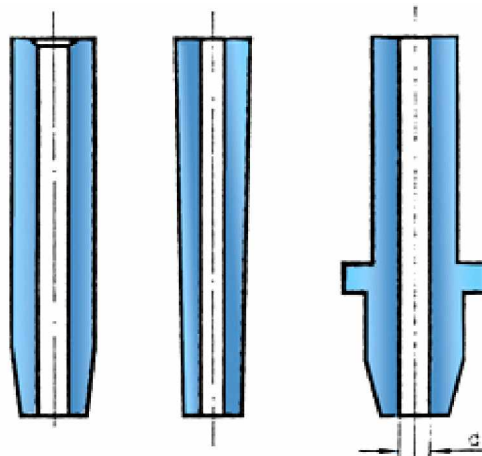
- Lò xo supap

Lò xo dùng nhiều nhất là loại lò xo xoắn ốc hình trụ, hai vòng ở hai đầu của lò xo quấn sát nhau và nối với mặt phẳng để lắp ghép. Số vòng công tác của lò xo (không tính hai vòng đầu) từ $4 \div 10$, nếu số vòng càng nhỏ thì lò xo chịu ứng suất càng lớn còn số vòng càng lớn thì mỗi vòng lò xo giảm và dễ xảy ra dao động công hưởng làm cho lò xo bị gãy văng và đập trong cơ cấu (hình 4.21).

Các nòng cơ hiện nay thông dụng lò xo hình trụ có bôc xoắn thay nối hoặc lò xo hình côn. Các bôc xoắn ở giữa thông lớn hơn bôc xoắn ở hai đầu hoặc bôc xoắn nhỏ dần về phía mặt tựa có hình của lò xo. Trong mỗi nòng cơ có tới 2 hoặc 3, còn dùng hai nên ba lò xo lồng vào nhau với chiều xoắn khác nhau để giảm ứng suất xoắn trên mỗi lò xo, tránh hiện tượng công hưởng và cơ cấu vẫn làm việc tốt trong thời gian ngắn khi có một lò xo bị gãy (supap không tuốt vào xylanh).



Hình 4.21. Lò xo supap.



Hình 4.22. Các loại ống dẫn hồng supap.

- Ống dẫn hồng supap

Ống dẫn hồng supap có dạng trụ, nớc nóng ép vào thân máy hoặc nạp xylanh nên một khoảng cách nhất định. Loại có vai cứng hay dung nớc nóng lưu xuống nên sai vai, do có mặt vai tuy dễ lắp nhưng tính công nghệ kém. Ngoài hai loại trên nữa khi còn dung loại ống dẫn hồng mặt ngoài có nớc nóng ép vào lõi còn trên thân máy hoặc nạp xylanh (hình 4.22).

Chiều dày của ống dẫn hồng thông vào khoảng $2,5 \div 4\text{mm}$; chiều dài của ống dẫn hồng phụ thuộc vào nớc nóng kính và chiều dài của thân supap, thông có trục số vào khoảng $(1,75 \div 2,5)d_n$ với d_n là nớc nóng kính nam supap.

Cần phải chú ý rằng ống dẫn hồng bao giờ cũng chế tạo đối xứng hình tròn bán thành phẩm, ống chế nớc gia công chính xác nớc kính ngoài. Sau khi ép ống dẫn hồng vào nạp xylanh hay thân máy, ta phải dung dao doa để doa lỗ của ống dẫn hồng nên nung kích thước quy định.

IV.3. Trục cam, con nớc, cómo và nũa nậy

IV.3.1. Vai trò nều kiện làm việc và vật liệu chế tạo

- Trục cam

Trục cam dung để nớc môisupap theo một quy luật nhất định. Trục cam bao gồm các phần: cam nạp, cam thải và các ổ trục. Ngoài các cam dẫn nớc supap trên một số nớc cô, trục cam còn có các cam dẫn nớc bơm dầu bôi trơn, bơm cao áp, bơm chia nớc,...

Trong quá trình làm việc, các bề mặt của trục cam chịu ma sát và mài mòn rất lớn nên các bề mặt này nếu nớc thấm than và quá cứng.

Trục cam nớc chế tạo bằng thép hợp kim có thành phần cacbon thấp như: 15X, 15MH,... hoặc thép có thành phần cacbon trung bình như thép 40 hay 45.

- Con nớc

Con nớc là một chi tiết máy truyền lực trung gian nớc thời chầu lực nghiêng do cam gây ra trong quá trình dẫn nớc supap, làm cho supap hoàn toàn không chầu lực nghiêng.

Các loại con nớc thông làm bằng thép có thành phần cacbon thấp hay trung bình hoặc thép hợp kim 15X, 20X,... Mặt làm việc nớc thấm than và quá nậy nớc công cao. Hiện nay con nớc trên một số nớc cô còn nớc làm bằng gang.

- Cómo

Cómo là chi tiết truyền lực trung gian từ cam tới supap, một nầu tiếp xúc với nầu nậy và một nầu tiếp xúc với nầu supap. Khi cam nâng con nớc, nầu nậy nâng một nầu nơm bậy nỉ lên con nầu kia nên có xo xuống nớc môisupap.

Nơm bậy thông nớc dập bằng thép cacbon có thành phần cacbon trung bình như 30, 35, hoặc 45. Trong một vài nớc cô xing còn nầu nơm bậy con nớc dập bằng thép tam.

- Nũa nậy

Nũa nậy dung trong cơ cấu phân phối khí kiểu supap treo có dạng thanh thép nớc dài, nớc hoặc rỗng dung để truyền lực từ con nớc nên nơm bậy.

Nũa nậy thông làm bằng thép có thành phần cacbon trung bình.

IV.3.2. Kết cấu

- Trục cam

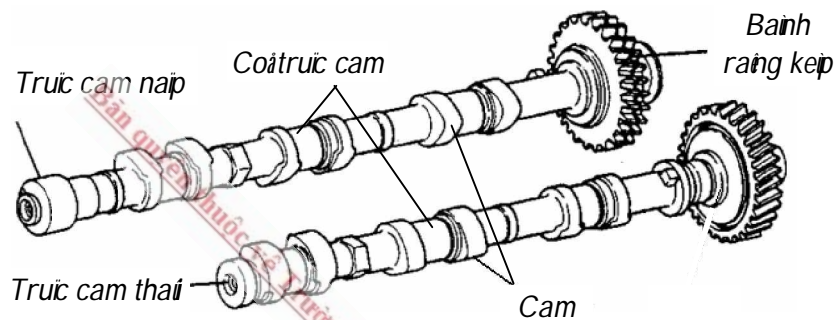
Kết cấu của trục cam gồm có các phần nhỏ (hình 4.23).

Trong nòng cơ có các cam nối liền với trục, hình dạng và vị trí đặt cam quyết định thời điểm làm việc và phối khí cũng nhờ số ký trên nòng cơ. Trên nòng cơ bố trí cam nạp và cam thải có thể bố trí trên cùng một trục hoặc hai trục trong đó một trục cam nạp và một trục cam thải.

Trong nòng cơ tĩnh tại và tải thủy cam nạp và cam thải thông thường làm rồi rồi lặp lại trục bằng then hoặc bằng đai ốc.

Nếu cần nòng êm dịu, răng trên bánh răng trục cam thường là kiểu răng nghiêng.

Nếu trục cam không di chuyển theo chiều dọc trục làm ảnh hưởng đến pha phối khí, người ta phải dùng ổ chặn dọc trục.



Hình 4.23. Kết cấu của trục cam.

- Con nối

Kết cấu của con nối gồm hai phần: phần dẫn hướng và phần tiếp xúc với mặt cam phối khí.

Thành con nối nếu có dạng hình trụ con phần mặt tiếp xúc có nhiều dạng khác nhau. Có ba loại con nối sau:

1) Con nối hình nấm và hình trụ (hình 4.24)

Này là loại có cấu tạo đơn giản và được sử dụng nhiều nhất. Con nối hình nấm được dùng nhiều trong cơ cấu phân phối khí supap nạp. Gần đây, con nối hình nấm thông thường làm rộng. Phần tiếp xúc với nhả nếu này thông có bán kính lớn hơn bán kính nhả nếu này khoảng $0,2 \div 0,3$ mm.

Nếu thành con nối và mặt nấm mòn đều, ta thông lắp con nối lệch với mặt cam một khoảng $e = 1 \div 3$ mm. Nhờ thế trong quá trình làm việc con nối vẫn chuyển nòng tịnh tiến và chuyển nòng quay tròn chung quanh nòng tâm của nó.

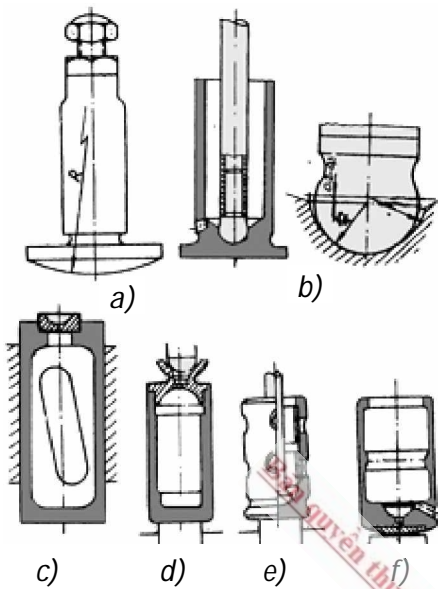
2) Con nối con lăn

Do con nối tiếp xúc với mặt cam bằng con lăn nên ma sát giữa con nối với cam là ma sát lăn. Chính vì vậy con nối này có ưu điểm là ma sát nhỏ khi truyền nòng, nhưng nhược điểm là kết cấu phức tạp (hình 4.25a).

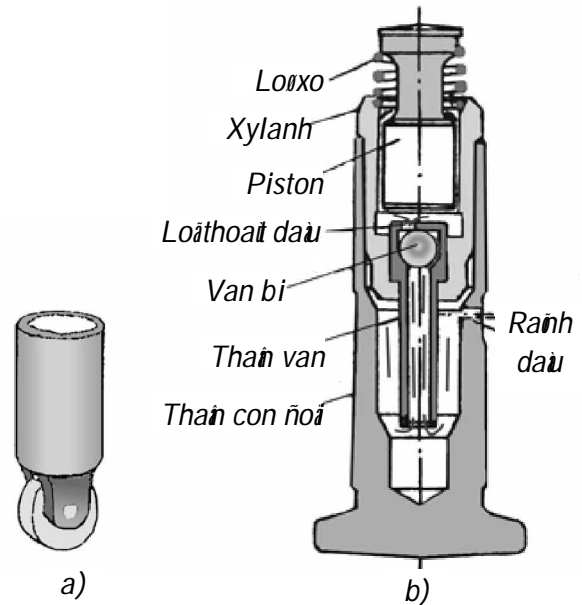
3) Con nối thủy lực

Trong hai kiểu con nối trên bao giờ cũng tính đến sự giảm nhiệt của cơ cấu phân phối khí do chịu nhiệt độ cao khi làm việc nên người ta phải lắp khe hở trong khâu dẫn nòng cơ cấu supap.

Cũng chính do coikhe hoinay ma trong cô cau truyen lóc tôcam, con nôi nên supap coisôi va nạp. Nêakhae phuc hien tông nay ngôô ta dung con nôi thuy lóc, trong cô cau phan phoi khí dung con nôi thuy lóc không toàn tai khe hoiniea do nôi khác phuc nôiic tieg goi (hinh 4.25b).



Hình 4.24. Con nôi hình nôm a) và các loại con nôi hình tríc c), d), e), f).



Hình 4.25. Con nôi con lain a) và con nôi thuy lóc b).

Nguyên lý làm việc của con nôi thuy lóc

Khí cam không nôi: các supap nôi, dôi tại dung của lóc lò xo lam cho piston của con nôi nê lên, nôi thoi áp lóc tô bôm dầu se nây dầu boá trôn vào xylanh, qua piston, nây van môi chieu môi Lôiing dầu nay qua van môi chieu nien nây vào khoang dôi của piston, dôi tại dung của áp suất nôi và lóc lò xo lam cho piston của con nôi nê lên nê lam mặt khe hoi trong cô cau phan phoi khí.

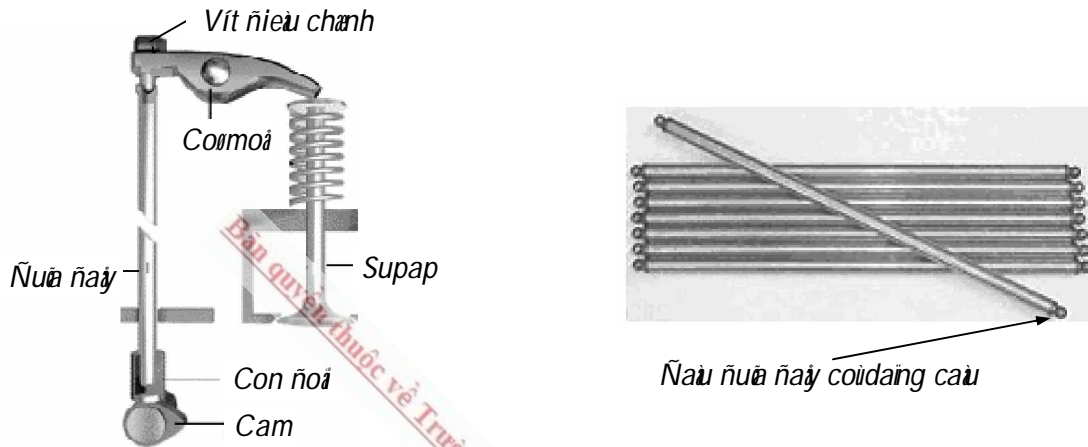
Khí cam nôi: cam se ép co môi hoac con nôi nê xuống lam cho piston con nôi nê dầu ôi bên dôi, van môi chieu nôiing lai. Do vậy ôi trôiing hoi nay piston và xylanh con nôi trôi thanh môi khoai côiing, dôi tại dung của cam lam cho supap môi ra.

Do toàn tai khe hoi lap ghep giũa xylanh và piston con nôi, cho nên môi lôiing nôiic nôi trong khoang bên dôi piston se nôiic ra ngoai khi cam nôi. Lôiing nôiic nay se nôiic bu lai khi cam không nôi, nê aban nâm cho khe hoi của cô cau phoi khí bing không.

- Cơ cấu van nửa máy

Nửa máy có dạng một thanh thép nhồi hoặc rỗng có công dụng truyền lực từ con nối đến cơ cấu. Nó tiếp xúc có dạng hình cầu hoặc hình lõm.

Nó tiếp xúc với nửa máy thông qua vít nhiều cạnh, vít này nối liền chặt bằng đai ốc. Nó tiếp xúc với núm supap có dạng hình trụ nối liền tới công. Trên non máy, một số trường hợp người ta còn khoan lỗ dẫn dầu bôi trơn cho mặt tiếp xúc với núm supap và mặt tiếp xúc của vít nhiều cạnh.



Hình 4.26. Cơ cấu van nửa máy

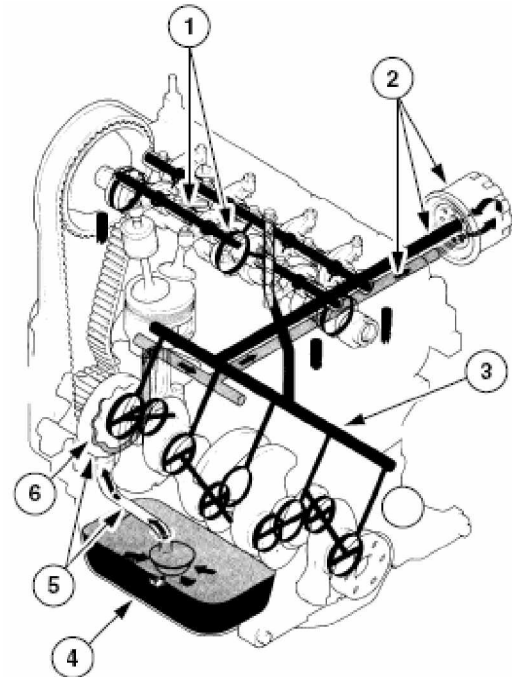
Chương 5

HEALTHÔNG BƠI TRƠN

I. CÔNG DỤNG CỦA HEALTHÔNG BƠI TRƠN

Khi nông cơ làm việc, có rất nhiều chi tiết trong nông cơ có sự tiếp xúc và chuyển động tương đối với nhau. Khi nhiệt độ sẽ tạo ra giữa các bề mặt và lỗ rỗng nhiệt này càng lớn với những chi tiết trong buồng cháy. Hệ thống bôi trơn trên nông cơ nội trong có nhiệm vụ cung cấp một lượng dầu bôi trơn với áp suất và lưu lượng thích hợp nên các bề mặt của những chi tiết máy có chuyển động tương đối, với mức độ:

- Làm giảm ma sát cho các chi tiết chuyển động và giúp các chi tiết ăn khớp đều với nhau.
- Làm mát nông cơ.
- Rửa sạch bề mặt các chi tiết.
- Giảm tiếng ồn.



Hình 5.1. Hệ thống bôi trơn trên nông cơ

- 1 – nông dầu phía trên (bôi trơn các cấu trúc cam)
- 2 – lọc dầu; 3 – nông dầu chính; 4 – cacte chốt dầu;
- 5 – nông dầu nén bơm; 6 – bơm dầu.

II. DẦU LAM TRƠN VÀ CÁC NẶC TÍNH CƠ BẢN

II.1. Công dụng của dầu bôi trơn

Trong quá trình nông cơ làm việc, dầu nhờn có các tác dụng chính sau:

- *Làm trơn các bề mặt có chuyển động tương đối nhằm giảm ma sát, mài mòn làm tăng hiệu suất cơ giới và tuổi thọ của nông cơ.*
- *Rửa sạch bề mặt ma sát, trong quá trình làm việc có các vảy kim loại bị trôi ra khỏi bề mặt ma sát. Những thành phần này nhờ dầu bôi trơn cuốn trôi và giữ lại trong các bầu lọc.*
- *Làm mát các chi tiết, nhất là các chi tiết chịu nhiệt độ cao trong quá trình làm việc (piston, xylanh, ...). Dầu từ hệ thống bôi trơn có nhiệt độ thấp nhờ đó tiếp xúc và giải nhiệt cho các bề mặt có nhiệt độ cao hơn.*
- *Bao kín khe hở giữa các chi tiết quan trọng như piston, xylanh, xích máy, ...*
- *Chống oxy hoá bảo vệ nông cơ các chi tiết do trong dầu bôi trơn có các chất phụ gia có khả năng chống oxy hoá bề mặt kim loại.*

II.2. Một số thông số sử dụng của dầu bôi trơn

II.2.1. Chế số SAE

Chế số SAE (Society of Automotive Engineers – Hiệp hội kỹ sư ô tô Hoa Kỳ) được ban hành vào tháng 06 năm 1989. Chế số SAE cho biết cấp độ nhớt của dầu bôi trơn, gồm có hai loại :

- **Loại nhớt cấp**: là loại nhớt có một cấp nhớt, ví dụ: SAE-40, SAE-50, SAE-10W, SAE-20W. Loại nhớt có chữ W (winter) dùng cho mùa đông, dựa trên độ nhớt ở nhiệt độ thấp nhất (nhớt có độ nhớt từ -30 ÷ -50°C). Các cấp nhớt không có chữ W, dựa trên độ nhớt ở 100°C.
- **Loại nhớt đa cấp**: là loại nhớt có hai cấp nhớt như SAE-20W/50, SAE-10W/40. Chẳng hạn SAE-20W/50 có nghĩa, ở nhiệt độ thấp có cấp nhớt giống như loại nhớt cấp SAE-20W còn ở nhiệt độ cao có cấp nhớt cùng với loại nhớt cấp SAE-50.

11.2.2. Nhớt API

Nhớt API (American Petroleum Institute – Viện dầu mỏ Hoa Kỳ). Nhớt API cho biết cấp hạng chất lỏng nhớt theo chủng loại động cơ, gồm có hai loại.

- **Dầu chuyên dụng**: là loại nhớt dùng cho một trong hai loại động cơ xăng hoặc Diesel.

Ví dụ: API-SH – dùng cho động cơ xăng (S – Spark Ignition).

API-CI – dùng cho động cơ Diesel (C – Compression). Nhớt có hai cấp chất lỏng tăng dần theo thời gian.

- **Dầu đa dụng**: là loại dầu bôi trơn dùng cho cả động cơ xăng và động cơ Diesel.

Ví dụ: API-SG/CD – có nghĩa là dùng cho động cơ xăng với cấp chất lỏng G, còn dùng cho động cơ Diesel với cấp chất lỏng D. Nhớt S hay C, nhớt nào viết trước có nghĩa ưu tiên sử dụng cho động cơ nội.

11.3. Các đặc tính cơ bản của dầu bôi trơn

11.3.1. Đặc tính về độ nhớt nhiệt

Một đặc tính xấu của dầu gốc khoáng là độ nhớt thay đổi theo nhiệt độ tăng khi nhiệt độ giảm và trở lại trong khoảng nhiệt độ hoạt động trong khoảng nhiệt độ tăng nhỏ hiện nay thì đặc tính trên của dầu cần phải thay đổi ngược lại, cụ thể:

- Ở nhiệt độ thấp, dầu bôi trơn cần phải đủ loãng để giúp động cơ dễ khởi động và nạp ồng nước yêu cầu về bôi trơn.
- Ở nhiệt độ cao, độ nhớt của dầu bôi trơn cũng không được quá loãng để đáp ứng đủ nhu cầu bôi trơn và bảo vệ động cơ.

11.3.2. Đặc tính ổn định trog

Tính ổn định trog là một chỉ số quan trọng trong việc chế tạo dầu bôi trơn động cơ, với công suất cải thiện độ nhớt theo nhiệt độ. Đặc biệt hơn nữa liên quan đến sự tồn tại tính nhớt với việc dầu bôi trơn trở lại đặc hơn dưới tác dụng lực phát sinh trong động cơ.

Tính ổn định trog cao chính là yêu cầu quyết định trong dầu nhớt. Giới hạn của việc giảm độ nhớt là yêu cầu quan trọng nhất với việc ngăn cản giảm độ nhớt ở nhiệt độ cao. Dầu nhớt đa cấp với tính ổn định trog cao sẽ phải trộn lẫn với công nghệ polyme cao cấp và cũng là công dụng của dầu nhớt tổng hợp.

11.3.3. Đặc tính chống mài mòn

Khả năng chống mài mòn của các loại dầu bôi trơn là một tính năng rất quan trọng. Trong quá trình hoạt động của máy móc các chi tiết máy có sự mài mòn và hiện tượng mài mòn là không thể tránh khỏi. Dầu nhớt có tính năng bảo vệ các bề mặt của chi tiết máy chống lại sự mài mòn và hạn

cheátai hai của mai mon tôi mội toá ña.

11.3.4. Giảm ma sát và tăng tính kinh tế nhiên liệu

Những tồn tại về mặt ma sát của các bộ phận cơ khí thông thường làm giảm 25% công suất động cơ, trong đó 1/2 thuộc về các cấu trúc piston và một phần rất lớn ở các cấu trúc dẫn nóng supap. Khoảng 2/3 những tồn tại ma sát xuất hiện dưới dạng bôi trơn thiếu hoặc bôi trơn không đúng cách của các chi tiết ma sát trung gian.

Việc chế tạo ra những loại dầu bôi trơn có tính giảm ma sát và tăng tính kinh tế nhiên liệu là một vấn đề quan trọng và cấp thiết đối với sự phát triển của dầu nóng cơ. Dưới những kiến thức cơ bản về ma sát xuất hiện ở các bộ phận các chi tiết công nghệ. Rồi rằng, có mối quan hệ giữa tính nhớt và ma sát.

11.3.5. Chống oxy hóa bề mặt

Khi động cơ hoạt động : các oxit trong khí cháy và nhiệt độ là hai yếu tố làm giảm phẩm cấp của dầu bôi trơn. Trong vai trò là một chất làm nguội, những chất bôi trơn không những lấy nhiệt từ quá trình ma sát của động cơ và quá trình cháy mà còn chịu được những nhiệt độ rất cao của các chi tiết trong khu vực buồng cháy động cơ.

Hiện tại đang thay đổi tính chất dầu bôi trơn và hình thành những axit hữu cơ làm dầu trở nên nhanh nhớt hơn làm tăng mài mòn. Sự oxy hóa càng tăng thì quá trình lão hóa của dầu diễn ra càng nhanh. Những loại dầu bôi trơn động cơ hiện nay chống oxy hóa rất tốt bằng việc sử dụng phụ gia và các chất tổng hợp.

11.3.6. Khả năng chịu tải của dầu bôi trơn

Càng ngày, việc thiết kế sản xuất động cơ càng đòi hỏi hoàn thiện với những tính năng vượt trội. Khi đó đòi hỏi những loại dầu bôi trơn với tính năng tốt về khả năng chịu tải của động cơ. Hiện nay, những nhà sản xuất dầu nhờn đang cố gắng gia tăng khoảng thời gian giữa hai lần thay dầu từ 6 tháng (tổng động với vận hành 10.000km) đến 12 tháng (tổng động 20.000km) và có thể kéo dài đến 22 tháng (tổng động 30.000km).

11.3.7. Khả năng chống tạo bọt

Sự có mặt của các khí trong quá trình bôi trơn: từ nhiên liệu, nước, không khí, ... luôn có mặt tiềm tàng tới sự bôi trơn của động cơ. Thậm chí trong những trường hợp như một lượng dầu bôi trơn bị sôi lên và bốc hơi chính hơi này tạo thành áp suất nén dầu ngược trở lại và kết quả làm cho dầu bị chuyển khối khi dẫn nên mặt công suất động cơ.

Nguyên nhân do nhiệt độ của động cơ và các khối lượng chuyển động quay gia tăng tới đó làm khuấy dầu và sinh bọt dầu. Nếu ổn định và giảm tạo bọt thì sự có mặt của những chất hoạt hóa và những chất tẩy rửa là hết sức cần thiết. Những loại dầu hiện nay xuất hiện trên thị trường nếu có khả năng chống tạo bọt rất tốt.

11.3.8. Giảm khả năng tạo nhớt động

Nhớt động nước hình thành do sự hiện diện của nước và hơi nước trong dầu nhờn. Nếu biết rõ với những loại dầu có chứa phụ gia. Sự có mặt của những chất tẩy rửa, chất phân tán sẽ làm ổn định lại chất lỏng dầu khi bị tạo nhớt

Khi nhớt động nước tạo ra, nước sẽ phát sinh làm kim loại bị oxy hóa. Ngoài ra, nó còn kết hợp với muối than trên buồng đốt hình thành một hỗn hợp làm giảm tính năng bôi trơn của dầu.

Những loại dầu bôi trơn hiện nay hầu hết là các loại dầu khoáng tinh chế từ dầu mỏ, được tinh chế bằng phương pháp chưng cất phân đoạn, để loại bỏ các tạp chất và các thành phần không mong muốn.

III. PHÂN LOẠI HỆ THỐNG BÔI TRƠN

III.1. Bôi trơn bằng phương pháp bôi trơn (bơm dầu)

Nguyên lý làm việc (hình 5.2)

Dầu bôi trơn chứa trong cacte, khi nổ động cơ làm việc, các gầu nằm ở phía trên của thanh truyền sẽ múc dầu bôi trơn và làm việc trong buồng trục khuỷu, tạo nên các hạt có kích thước rất nhỏ. Các giọt dầu nóng lại trên bề mặt các chi tiết, bôi trơn cho các chi tiết này sau đó chảy lại xuống máng rồi lại nổi các gầu múc lên.

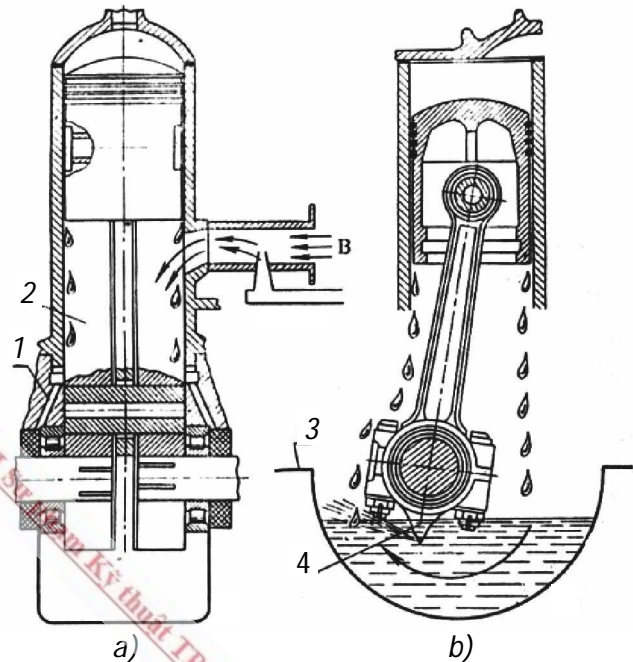
Hệ thống bôi trơn này có kết cấu đơn giản, tuy nhiên nó với nổ động cơ có nhiều chi tiết thì hiệu quả bôi trơn kém do khối lượng một lượng dầu cần thiết nên các bề mặt phối cặp.

Chính vì vậy, hệ thống bôi trơn này ít thông dụng đặc biệt là cho các động cơ công suất nhỏ.

III.2. Bôi trơn bằng dầu pha trong nhiên liệu

Phương pháp này được dùng cho những động cơ 2 kỳ. Trong trường hợp này, dầu bôi trơn trộn lẫn nhiên liệu (xăng) theo tỷ lệ 1/15 đến 1/25 theo thể tích và đổ vào bình nhiên liệu.

- Tỷ lệ dầu nhớt cao sẽ sinh ra nhiều muội than nóng bám vào thành piston, bugie, buồng đốt.
- Tỷ lệ dầu nhớt thấp sẽ dẫn đến bôi trơn kém, ma sát lớn, sinh ra nhiệt lớn, piston dễ bị bôi kết trong xylanh.



Hình 5.2. Sơ đồ nguyên lý của hệ thống bôi trơn bằng phương pháp bôi trơn và bôi trơn bằng dầu pha trong nhiên liệu.

1 – các rãnh dẫn dầu; 2 – hộp trục khuỷu;

3 – cacte; 4 – gầu lấy dầu.

Trong quá trình nổ động cơ làm việc, các hạt dầu bôi trơn nổi cùng với nhiên liệu vào xylanh và cacte, ở đây các hạt dầu nóng lại trên những bề mặt cứng tại các chi tiết. Mặt khác, dầu nhớt còn theo các rãnh dầu vào các bề mặt này. Dầu bôi trơn sẽ sử dụng một bao bì bôi trơn hỗn hợp nhiên liệu và bôi trơn từ buồng đốt, ở đây dầu bôi trơn cũng chảy nhờ nhiên liệu và theo khí thải ra ngoài. Hệ thống bôi trơn bằng phương pháp bôi trơn bằng dầu pha trong nhiên liệu (hình 5.2b) đã sử dụng cho động cơ hai kỳ.

III.3. Bôi trơn cưỡng bức

Hầu hết các động cơ hiện nay đều dùng phương pháp bôi trơn cưỡng bức. Đây là phương pháp bôi trơn hoàn thiện nhất. Các nhiệm vụ chính của hệ thống này là các chi tiết nếu bôi trơn này thì bằng lưu lượng và áp suất dầu thích hợp do bơm dầu cung cấp nên bề mặt làm việc của các chi tiết.

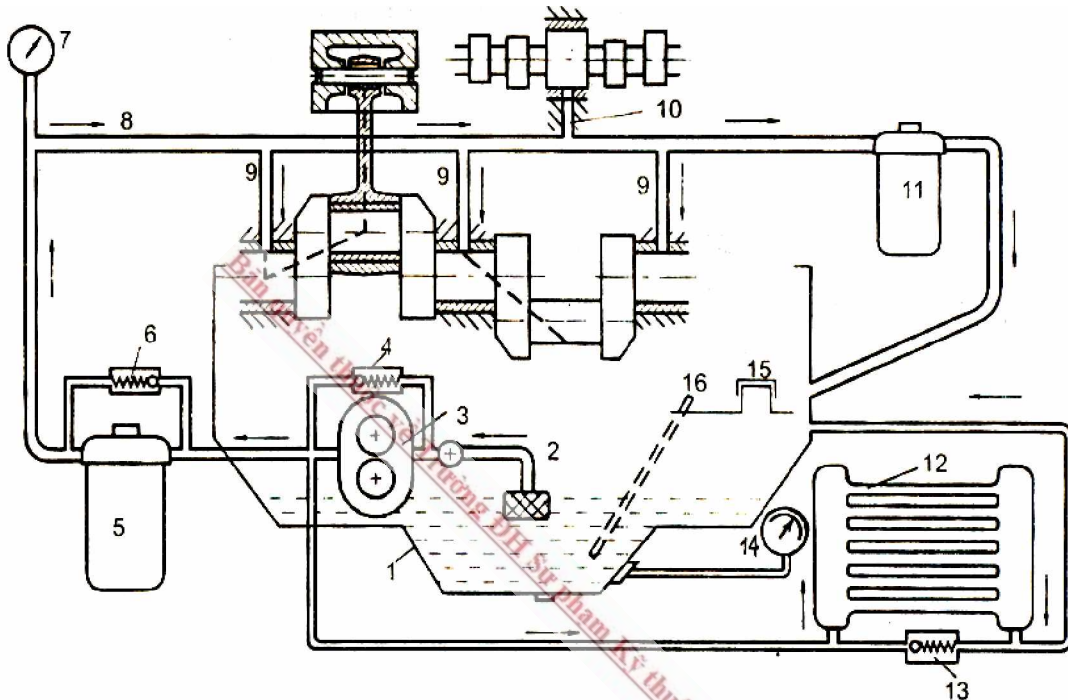
Hệ thống bơm tròn công bố chia ra làm 2 loại:

- Hệ thống bơm tròn cacte ôôt.
- Hệ thống bơm tròn cacte khoá

III.3.1. Hệ thống bơm tròn cacte ôôt

Sơ nguyên lý hệ thống bơm tròn cacte ôôt nước thể hiện trên (hình 5.3). Gọi đây là hệ thống bơm tròn cacte ôôt bôi trơn toàn bộ ổ đỡ dầu bơm tròn nước chứa trong cacte của nông cơ.

Nguyên lý làm việc của hệ thống bơm tròn công bố dùng cacte ôôt



Hình 5.3. Hệ thống bơm tròn cacte ôôt.

- | | |
|-------------------------------|--|
| 1 - Cacte dầu. | 9 - Nông dầu bôi trơn trục khuỷu. |
| 2 - Phao hút dầu. | 10 - Nông dầu bôi trơn trục cam. |
| 3 - Bơm. | 11 - Bàu lọc tinh. |
| 4 - Van an toàn bơm dầu. | 12 - Kết lam mát dầu. |
| 5 - Bàu lọc thô | 13 - Van không che lờu lờng dầu qua kết lam mát. |
| 6 - Van an toàn lọc dầu. | 14 - Nông hoả báo nhiệt nờodầu. |
| 7 - Nông hoả báo áp suất dầu. | 15 - Nạp roit dầu. |
| 8 - Nông dầu chính. | 16 - Que (thờôic) thăm dầu. |

Bơm dầu nờôic dẫn nông tở trục cam hoặc trục khuỷu. Dầu trong cacte 1 nờôic hút vào bơm qua phao hút dầu 2. Phao 2 coil lờu chặn nờôilợc số boả hỡng tấp chất coil kích thờôic lớn. Ngoai ra phao coil khớp tuy nông nên luôn nỏ trên mặt thoang nờôihút nờôic dầu, keacả khi nông cõ nghieng. Sau bơm, dầu coil áp suất cao (sấp xấp 10 KG/cm²) chia thành hai nhánh. Một nhánh nên kết 12 nờôilam mát rồi về cacte. Nhánh con lai qua bàu lọc thô 5 nên nông dầu chính 8. Tở nông dầu chính, dầu theo nông nhánh 9 nờôibỏn trục khuỷu sau nờôinờn bởn tròn nờôito thành truyền, choit piston vớ theo nông dầu 10 nờôibỏn trục cam,... Cũng tở nông dầu chính một lờng dầu khoảng 15 ÷ 20% lờu lờng dầu

chính nên bầu lọc tinh 11. Tại đây những phần tủa tạp chất nhớt sẽ trôi ra nên dầu nhờn lọc rất sạch. Sau khi ra khỏi lọc tinh áp suất nhớt dầu chảy về cacte 1.

Van an toàn 4 có tác dụng trả dầu về phía trục bơm khi nóng cô làm việc ô tô cao. Bầu nệm áp suất dầu trong hệ thống không nổ ô tô mỗi trục nổ làm việc của nóng cô.

Khi bầu lọc thô 5 bị tắc, van an toàn 6 của bầu lọc thô sẽ mở dầu bôi trơn vẫn lên nhớt nóng ống chính. Bầu nệm cung cấp lọc dầu này nên bôi trơn các bề mặt ma sát.

Khi nhiệt độ cao (khoảng 80°C) do nhiệt giảm, van không chênh lệch lọc 13 sẽ nóng hoàn toàn nên dầu qua kết lam mát rồi trở về cacte.

Hệ thống bôi trơn cacte ô tô có nhiệm vụ hạn chế dầu bôi trơn chảy ra ngoài cacte, nên cacte sau van làm tăng chiều cao nóng cô. Dầu bôi trơn tiếp xúc với khí cháy nên giảm tuổi thọ của dầu.

III.3.2. Hệ thống bôi trơn cacte khởi

Sơ đồ hệ thống bôi trơn cacte khởi được thể hiện trên hình 5.4. Hệ thống này khác với hệ thống bôi trơn cacte ô tô ở chỗ có hai bơm 2 làm nhiệm vụ chuyển dầu sau khi bôi trơn rồi xuống cacte, từ cacte qua kết lam mát 13 ra thùng chứa 3 bên ngoài cacte nóng cô. Từ đây dầu nhờn bơm vào chuyển đi bôi trơn giống như hệ thống cacte ô tô.



Hình 5.4. Hệ thống bôi trơn cacte khởi

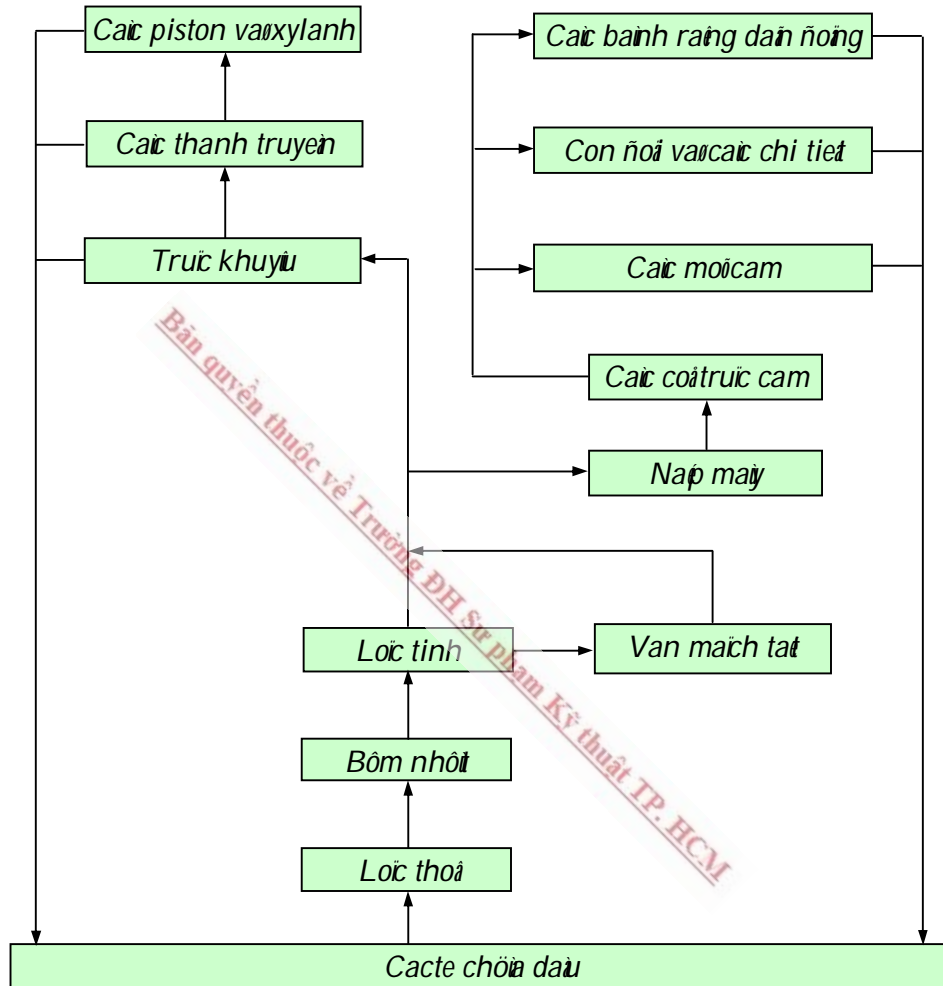
- | | |
|-------------------------------|--|
| 1 - Cacte. | 8 - Nòng dầu chính. |
| 2 - Bơm chuyển. | 9 - Nòng dầu bôi trơn trục khuỷu. |
| 3 - Thùng dầu. | 10 - Nòng dầu bôi trơn trục cam. |
| 4 - Lõi lọc sơ bộ | 11 - Bầu lọc tinh. |
| 5 - Bơm dầu nhớt bôi trơn. | 12 - Nòng hoà bản nhiệt nhớt dầu (nhiệt kế). |
| 6 - Bầu lọc dầu. | 13 - Kết lam mát dầu. |
| 7 - Nòng hoà bản áp suất dầu. | |

Hệ thống này khác phức nhôôc nêiêm của hệ thống bôi trơn cacte ôôit. Do thùng dầu 3 nêôôc nêiêm bên ngoài nên cacte không sâu, làm giảm chiều cao nông cô và tuổi thọ dầu bôi trơn cao hơn. Tuy nhiên hệ thống phức tạp vì có thêm các bơm chuyển và các bộ phận nên dầu nông chung.

IV. KẾT CẤU MỘT SỐ BỘ PHẬN CHÍNH

IV.1. Mạch dầu làm trơn nông cô xăng – Diesel

Mạch dầu nên bôi trơn nông cô nêôôc thể hiện trên (hình 5.1) và sơ nêôôc nhỏ (hình 5.5).



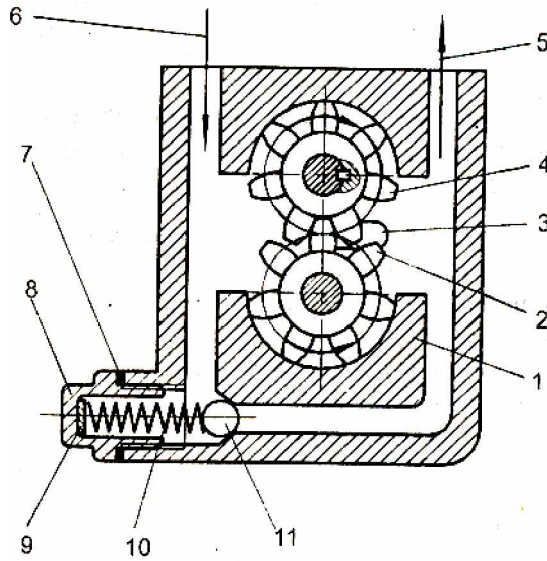
Hình 5.5. Sơ nêôôc nhỏ mạch dầu bôi trơn trên nông cô xăng và Diesel.

IV.2. Bơm dầu

Nêiêm áp suất cao với lưu lượng dầu thích hợp bôi trơn cho các chi tiết chuyển nông, người ta thông dụng bơm bánh răng, bơm phiến gạt,...

IV.2.1. Bơm bánh răng ăn khớp ngoài

Bánh răng chui nông 4 nêôôc dẫn nông tới trục khuỷu hay trục cam. Khi cặp bánh răng quay, dầu bôi trơn từ nông dầu áp suất thấp nêiêm sang nông dầu áp suất cao theo chiều mũi tên. Nêiêm trình hiện tổng chên dầu giữa các răng khi vào khớp, trên mặt dầu của nạp bơm có phay rãnh giảm áp 3. Van an toàn gồm lò xo 10 và bi cầu 11. Khi áp suất trên nông ra vượt qua giá trị cho phép, áp lực dầu thắng sức căng lò xo môicbi cầu 11 nên ra dòng dầu chảy ngược về nông dầu áp suất thấp.



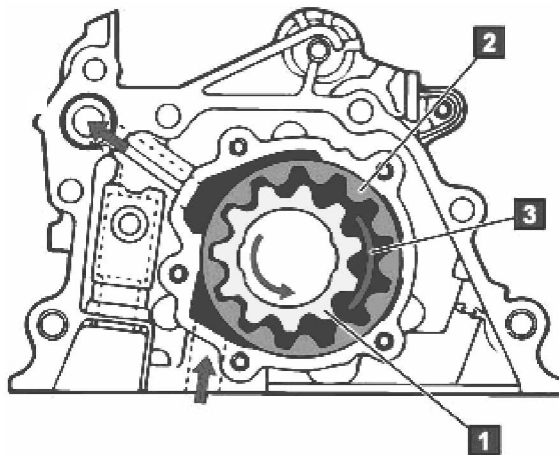
- 1 - Thân bơm.
- 2 - Bánh răng bò nòng.
- 3 - Rãnh giảm áp.
- 4 - Bánh răng chui nòng.
- 5 - Nòng dầu ra.
- 6 - Nòng dầu vào.
- 7 - Nêm lam kín.
- 8 - Nạp van nỉu chanh.
- 9 - Tăm nệm nỉu chanh.
- 10 - Lò xo.
- 11 - Van bi.

Hình 5.6. Bơm dầu bánh răng ăn khớp ngoài.

IV.2.2. Bơm bánh răng ăn khớp trong

Sơ nguyên lý nớc thể hiện trên (hình 5.7). Bánh răng chui nòng (1) nớc dẫn nòng bôi trục khuỷu. Khi bánh răng chui nòng quay, nớc sẽ lam bánh răng bò nòng (2) quay theo, nớc sẽ nớc hút từ cacte vào bơm và sau nớc nớc sẽ nớc nớc nớc nớc lọc tinh.

Loại bơm bánh răng ăn khớp trong thông dụng cho nòng cơ ô tô do lịch do yêu cầu kết cấu gọn nhe.

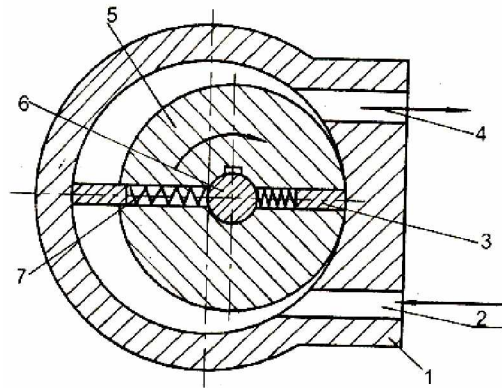


- 1 - Bánh răng chui nòng.
- 2 - Bánh răng bò nòng.
- 3 - Vành khuỷu.

Hình 5.7. Bơm bánh răng ăn khớp trong.

IV.2.3. Bơm phiến trượt (Bơm cánh gạt)

Sơ nớc kết cấu nhỏ (hình 5.8). Roto 5 lap lệch tâm với thân bơm 1, trên thân roto có rãnh lap các phiến trượt 3. Khi roto quay, do lực ly tâm và lực ép của lò xo 7, phiến trượt 3 luôn tỳ sát vào bề mặt của vỏ bơm 1 tạo thành các không gian kín và do nớc dầu từ nòng dầu có áp suất thấp 2 sang nòng dầu có áp suất cao 4.



- 1 - Thân bơm.
- 2 - Ống dầu vào.
- 3 - Cánh gạt.
- 4 - Ống dầu ra.
- 5 - Roto.
- 6 - Trục dẫn rotor.
- 7 - Lò xo.

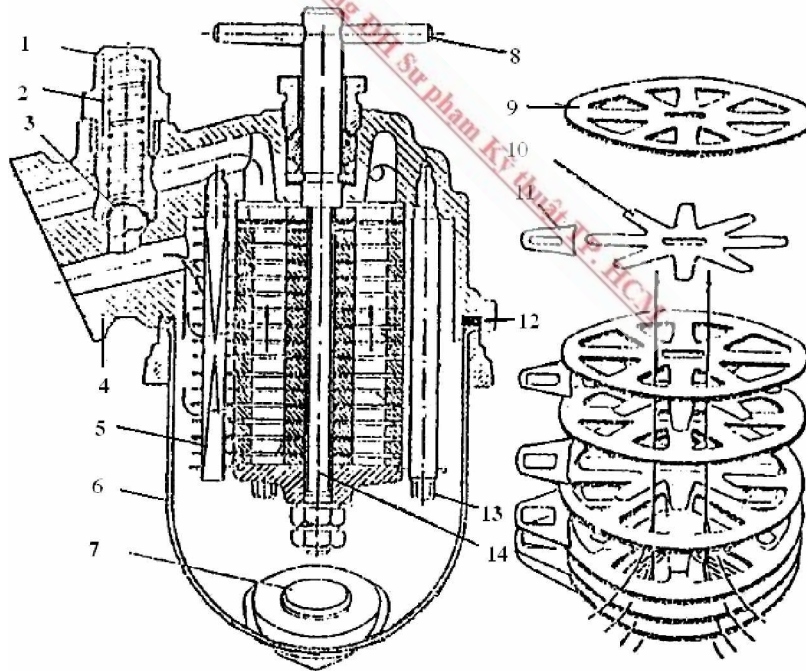
Hình 5.8. Bơm cánh gạt.

Bơm phiến trượt có ưu điểm: Đơn giản, nhỏ gọn, không có khớp nối, làm việc đơn giản, tiếp xúc giữa phiến trượt và thân bơm rất nhanh.

IV.3. Lọc dầu

Theo chất lỏng lọc có hai loại: Bàu lọc thô và bàu lọc tinh

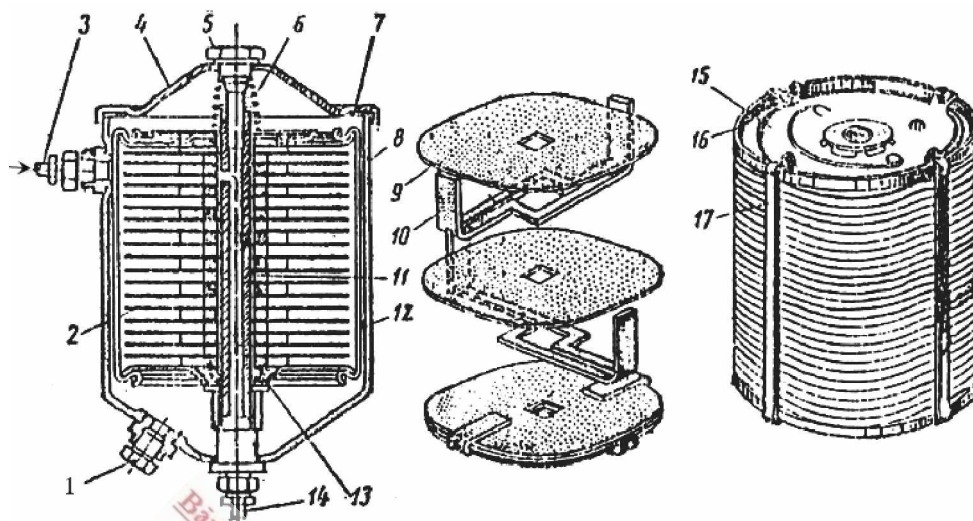
Bàu lọc thô Thường lắp trực tiếp trên ống dầu đi bộ tròn nên lõi lọc dầu phải đi qua lọc rất lớn. Lõi lọc gồm những tấm kim loại, đặt cách nhau bằng những tấm đệm trung gian (đầy 0,09 ÷ 0,1 mm) lắp trên một trục chung. Khi chảy qua các khe, dầu nhớt nóng làm sạch hết những chất bẩn lớn. Lõi lọc thô có khả năng cản bẩn có kích thước lớn hơn 0,03 mm. (hình 5.9)



Hình 5.9. Kết cấu của bình lọc thô

- 1 - nắp van thoát; 2 - lò xo van thoát; 3 - bi; 4 - thân bình lọc;
- 5 - trục của các tấm làm sạch; 6 - cốc lắng; 7 - nút xả;
- 8 - tay quay trục trung tâm của bộ phận lọc; 9 - tấm lọc; 10 - tấm trung gian; 11 - tấm làm sạch;
- 12 - tấm đệm giữa thân bình lọc và cốc lắng; 13 - trục giữa; 14 - trục trung tâm của bộ phận lọc.

Bầu lọc tinh: Cấu tạo lọc nước các tạp chất có kích thước rất nhỏ (nhỏ 0,1 μm). Do nước có các cặn của lọc tinh rất lớn nên phải lọc theo mạch rẽ và lọc đầu phần nhanh qua lọc tinh không quá 20% lượng dầu của toàn mạch. Dầu sau khi qua lọc tinh thông trở về cacte.



Hình 5.10. Kết cấu bình lọc tinh.

- 1 – nút xả; 2 – bộ phận lọc; 3 – ống dẫn dầu vào; 4 – nắp bình lọc; 5 – bulông; 6 – lõi xo; 7 – tấm nệm của nắp; 8 – thanh; 9 – tấm lọc; 10 – tấm nệm của bộ phận lọc; 11 – trục trung gian; 12 – thanh ép; 13 – lõi thoát của bộ phận lọc; 14 – ống thoát; 15 – quai sạch của bộ phận lọc; 16 – nắp của bộ phận lọc; 17 – thanh ép.

Ở giữa tấm lọc và tấm nệm có lõi thép đặt trục trung (11). Mỗi bộ phận gồm 28 ÷ 32 tấm lọc và tấm nệm xếp xen kẽ nhau. Tạp chất nước giữ lại ở các tấm lọc và tấm nệm này có dầu sạch thấm qua lỗ nhỏ ở trục trung ($\phi = 1,6 \text{ mm}$) và ra ống thoát trở về cacte. Khi khe hở giữa tấm lọc và tấm nệm này bị bẩn, phải súc rửa hoặc thay lõi lọc mới.

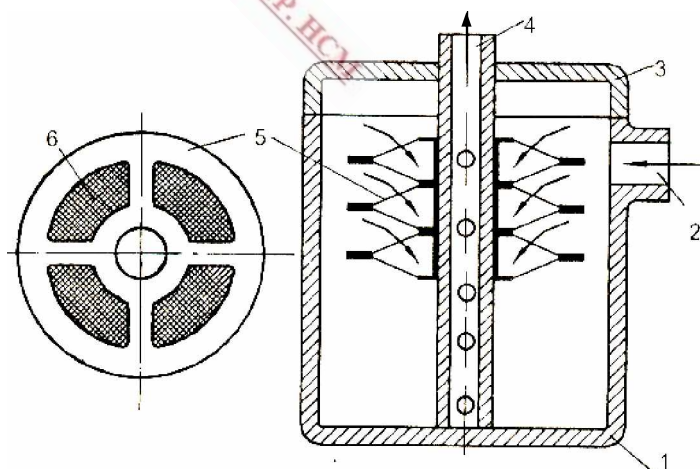
Theo kết cấu chia ra: Bầu lọc cô khí, bầu lọc ly tâm, bầu lọc tĩnh.

Bầu lọc cô khí

1) Bầu lọc thấm (thông dụng cho bầu lọc thô)

Bầu lọc thấm sử dụng rỗng rai cho nước cô nóng trong.

Nguyên lý làm việc: Dầu cô áp suất cao nước thấm qua các khe hở nhỏ của phần lõi lọc. Các tạp chất có kích thước lớn hơn kích thước khe hở nước giữ lại, vì vậy dầu nước lọc sạch. Bầu lọc thấm có nhiều dạng kết cấu phần lõi lọc khác nhau.

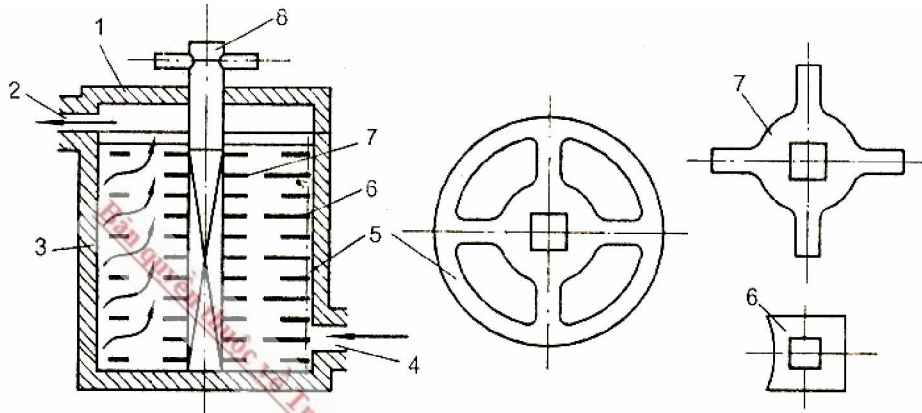


Hình 5.11. Bầu lọc thấm dung lõi lọc.

- 1 - Thân bầu lọc. 4 - Ống dẫn dầu ra.
 2 - Ống dẫn dầu vào. 5 - Phần lõi lọc.
 3 - Nắp bầu lọc. 6 - Lõi của phần lõi lọc.

Bầu lọc thấm dung lõi lọc bằng bông: (hình 5.11) thông dụng trên nòng cô tau thủy van nòng cô tính tải. Lõi lọc gồm các khung lọc 5 boc bằng lõi bông ép sát trên trục của bầu lọc. Lõi bông để rất dày coi thể lọc sạch tạp chất có kích thước nhỏ hơn 0,2mm.

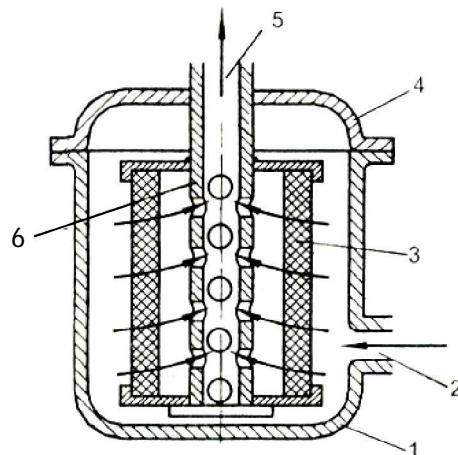
Bầu lọc thấm dung tấm kim loại: (hình 5.12) lõi lọc gồm có các phiến kim loại dập 5 (đày khoảng $0,3 \div 0,35$ mm) và 7 sắp xếp xen kẽ nhau tạo thành khe lọc có kích thước bằng chiều dày của phiến cách 7 ($0,07 \div 0,08$ mm). Các phiến gài căn 6 có cùng chiều dày với phiến cách 7 và nối lap với nhau trên một trục có nòng trên nắp bầu lọc. Còn các tấm 5 và 7 nối lap trên trục 8 có tiết diện vuông và có tay vặn nên có thể xoay nòng. Dầu bám theo nòng nòng dầu 4 vào bầu lọc, đi qua các khe hở giữa các tấm 5 nên lại các căn bản có kích thước lớn hơn khe hở rồi đi theo nòng dầu 2 nên bỏ tròn.



Hình 5.12. Bầu lọc thấm dung tấm kim loại.

- | | |
|-------------------|-----------------|
| 1 - Nắp bầu lọc. | 5 - Phiến lọc. |
| 2 - Nòng dầu ra. | 6 - Phiến gài. |
| 3 - Thân bầu lọc. | 7 - Phiến cách. |
| 4 - Nòng dầu ra. | |

Bầu lọc thấm dung lõi lọc bằng giấy, len, dai: (hình 5.13) lõi lọc 3 gồm các vòng dai ép chặt với nhau. Dầu sau khi thấm qua lõi lọc dai sẽ qua các lỗ trên trục theo nòng dầu ra 5. Bầu lọc thấm coi khá nặng lọc tốt, lọc rất sạch, kết cấu đơn giản nhưng thời gian sử dụng ngắn.



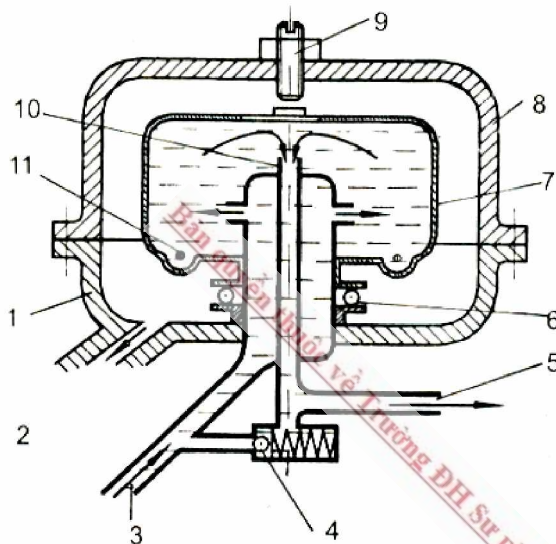
- | |
|-----------------------|
| 1 - Thân bầu lọc. |
| 2 - Nòng dầu vào. |
| 3 - Lõi lọc bằng dai. |
| 4 - Nắp bầu lọc. |
| 5 - Nòng dầu ra. |
| 6 - Trục bầu lọc. |

Hình 5.13. Bầu lọc thấm dung làm lọc tinh.

2) Bàu lọc ly tâm (hình 5.14)

Nguyên lý làm việc: Dầu có áp suất cao theo dòng 3 vào rotor 7 của bàu lọc. Rotor nước lắp trên vòng bi 6 và trên rotor có các lỗ phun 11. Dầu trong rotor khi phun qua lỗ phun 11 tạo ra ngẫu lực làm quay rotor (nhanh 5.000 ÷ 6.000 vòng/phút), sau đó chảy về cacte theo dòng 2. Dòng tác dụng của phần lọc, rotor bị nâng lên và vớt nhiều sạn 9. Do ma sát với bề mặt trong của rotor nên dầu cũng quay theo. Căn bản trong dầu có tỷ trọng cao hơn dầu sẽ văng ra xa sát vách rotor nên dầu càng gần tâm rotor càng sạch. Dầu sạch theo dòng ống 10 nên dòng dầu 5 thì bỏ tròn.

Tuy theo cách lắp bàu lọc ly tâm ngoài ta phân biệt bàu lọc ly tâm toàn phần và bàu lọc ly tâm bán phần.



Hình 5.14. Bàu lọc ly tâm.

1. Thân bàu lọc.
2. Nòng dầu về cacte.
3. Nòng dầu vào lọc.
4. Van an toàn.
5. Nòng dầu bỏ tròn.
6. Vòng bi đỡ
7. Rotor.
8. Nắp bàu lọc.
9. Vít nhiều sạn.
10. Ống lấy dầu sạch.
11. Lỗ phun.

Bàu lọc ly tâm toàn phần: Bàu lọc nước lắp nối tiếp trên mạch dầu. Toàn bộ lượng dầu do bơm cung cấp đều đi qua lọc. Hình 5.14 là bàu lọc ly tâm toàn phần, bàu lọc ly tâm bán phần trong trường hợp này không vai trò là bàu lọc thay

Bàu lọc ly tâm bán phần không có nòng dầu bỏ tròn. Dầu bỏ tròn hệ thống do bàu lọc riêng cung cấp. Chênh lệch khoảng 10 ÷ 15% lưu lượng do bơm cung cấp đi qua bàu lọc ly tâm bán phần, nước lọc sạch rồi về cacte. Bàu lọc ly tâm bán phần không vai trò lọc tinh.

Ưu điểm:

- Do không dùng lõi lọc nên khi bảo dưỡng không phải thay các phần lõi lọc.
- Khả năng lọc tốt hơn nhiều so với lọc than dùng lõi lọc.
- Tính năng lọc ít phụ thuộc vào mức nước cần bơm trong bàu lọc.

Bàu lọc tốt tính

Ở loại bàu lọc này thông nút tháo dầu ô nhiễm cacte có gắn một thanh nam châm vĩnh cửu gọi là bộ lọc tốt tính. Do hiệu quả lọc rất cao của nam châm rất cao nên loại lọc này nước sử dụng khai khoáng rất.

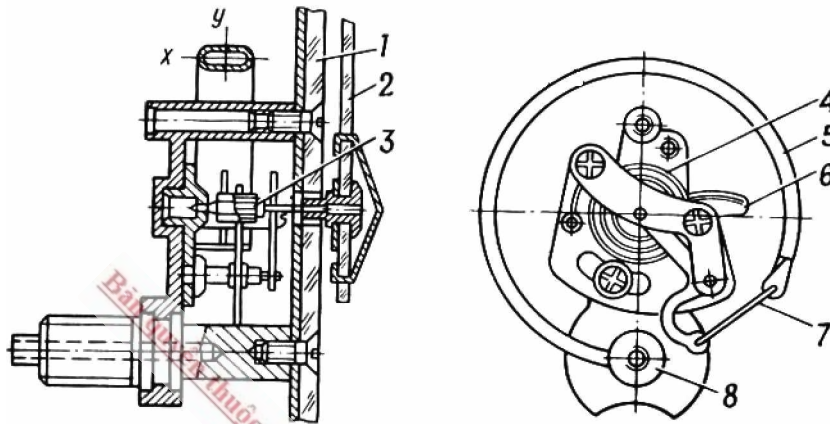
Nguyễn Lyilam viết:

Khi nhiệt độ dầu tăng: ống (10) nóng lên, mô chất bên trong bôi hồi làm cho áp suất trong ống (2) tăng nóng hoà lam viết, kim nóng hoà chế nhiệt độ tăng ống.

Khi nhiệt độ dầu giảm: mô chất bên trong bôi hồi ngưng tụ lại dần làm cho áp suất trong ống (2) giảm, kim nóng hoà sẽ quay về vị trí chế nhiệt độ thấp.

Nóng cô lam viết tốt nhất khi nhiệt độ của dầu bôi trơn khoảng 85°C.

IV.5.2. Nóng hoà áp suất dầu (áp kế)



Hình 5.17. Nóng hoà áp suất dầu.

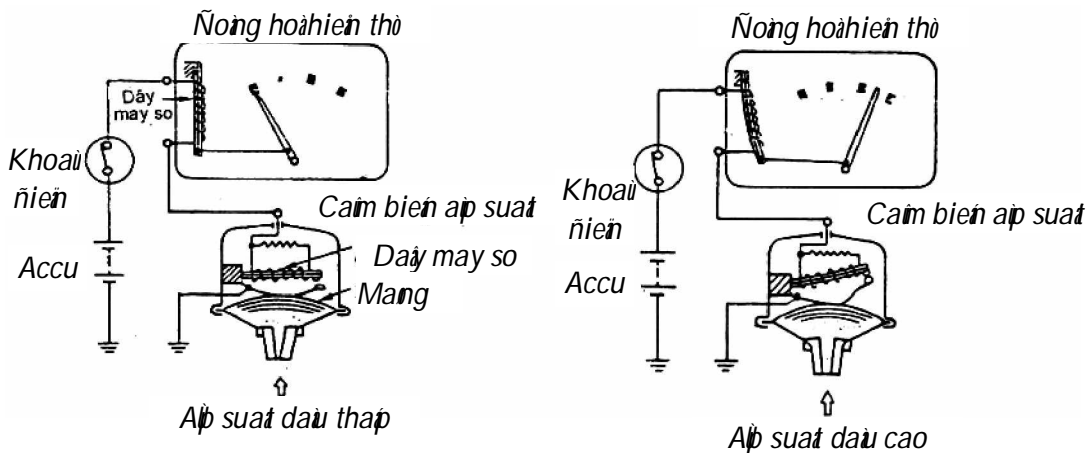
1 – mũi số 2 – kim; 3 – bánh răng; 4 – lò xo; 5 – ống; 6 – quả nặng; 7 – thanh kéo; 8 – ống nối.

Nóng hoà áp suất dầu dùng để báo áp suất dầu bôi trơn trong nóng ống chính. Trong một số trường hợp, nóng hoà áp suất còn giúp cho người lái nhận biết tình trạng của nóng cô.

Nóng hoà áp suất kiểu lò xo ống thông nóng dùng nhiều nhất hiện nay.

Chi tiết chính của nóng hoà là ống dẫn hơi (5), mô dầu ống nóng hàn vào ống nối (8), xuyên qua mô lỗ qua lò xo, dầu từ hệ thống cần kiểm tra đi vào lò xo ống. Nếu thời hai nối với thanh kéo (7), qua cơ cấu truyền nóng, thanh (7) làm quay kim (2) của nóng hoà.

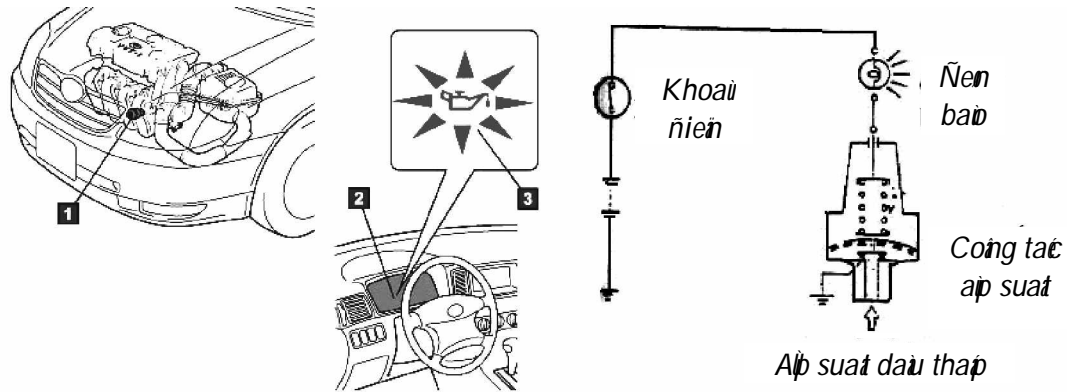
Trên mô số các nóng cô hiện nay, người ta dùng cảm biến để báo áp suất dầu. Thiết bị sẽ hiện mô trên nóng hoà mô cách chính xác. Mô nóng người ly thể hiện trên (hình 5.18).



Hình 5.18. Mô nóng người ly thể hiện áp suất dầu bằng cảm biến.

IV.4.3. Nền báo nguy

Nền báo áp suất dầu dùng nền báo trạng thái không bình thường (áp suất dầu thấp) bằng việc báo sáng nền báo.



Hình 5.18. Nền báo nguy áp suất dầu.

1 – công tắc áp suất dầu; 2 – bóng nòng hoạt áp 3 – nền báo áp suất dầu.

Nguyên lý làm việc: một công tắc áp suất dầu (cảm biến) trong ống dẫn dầu sẽ theo dõi trạng thái của áp suất dầu và báo hiệu cho tài xế trên bóng nòng hoạt áp khi áp suất dầu không tăng lên sau khi nòng cơ nòng khí nòng.

Bản quyền thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

Chương 6

HEALTHÔNG LAM MÀIT

I. CÔNG DỤNG CỦA HEALTHÔNG LAM MÀIT VÀ NHIEÁT NỔITỎI ỒU CỦA NỔING CỒ

I.1. Công dụng của hệthống lam mait

Trong quátrình nổing cồ lam vieic, mồi chấi cồing tait nồic nổi chấi vaigiain nồisinh cồing trong xylanh nổing cồ. Quátrình chấi trong nổing cồ lam sải sinh ra mồi nhieit lồing khẩilồin, lam cho cắi chĩi tiết mắi tiếp xũc trốic tiếp vớic khĩi chấi nhồ: nắp mắi, xylanh, piston, xeicmắng,... bồ nổi nổing. Lồing nhieit trũyền cho cắi chĩi tiết nắi chiếi tồic 25 ÷ 35% nhieit lồing do hoĩi hợp chấi sinh ra.

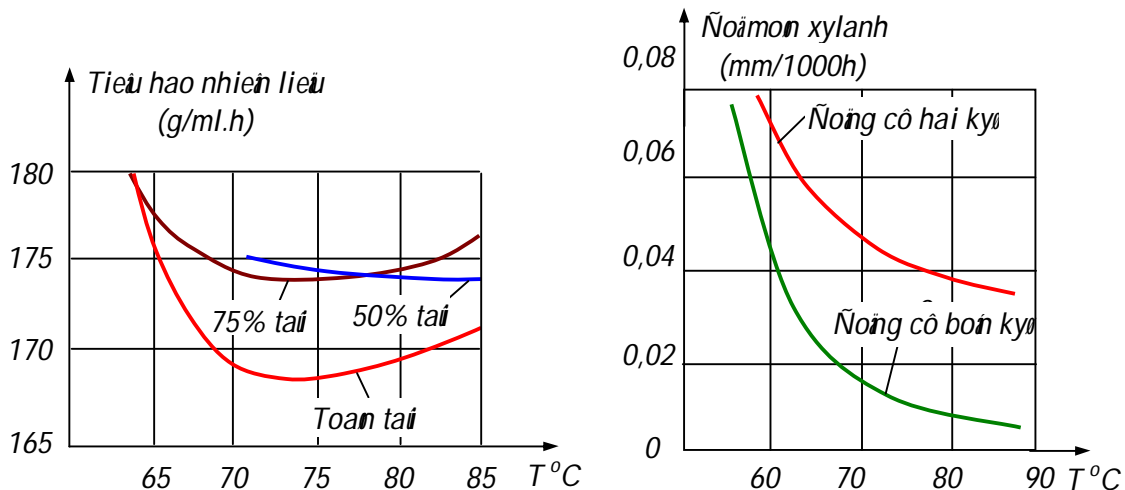
Khi nổing cồ lam vieic, nhieit nồinắnh piston cồithealẻn tồic 500°C, nhieit nồinắnh supap lẻn tồic 900°C. Nhieit nồicắi chĩi tiết cao quắicồitheagắi ra cắi ảnh hồing sau:

- Phũi tait nhieit của cắi chĩi tiết mắi lỏin lam giẩi sỏic beĩn, tuỏi thỏi va nồicồing vồing.
- Nhieit nồicáo se giẩi chấi lồing của đầi bới trỏn va lam tắng tồic thắi ma sắi.
- Để xắi ra hiếi tồing bớikết piston trong xylanh do giẩi nồivì nhieit.
- Giẩi hểisỏinắp, tồinồilam giẩi cồing suắi nổing cồ.
- Nổi vớic nổing cồ xắng để xắi ra hiếi tồing chấi kớch nồilam giẩi tuỏi thỏi, sỏic beĩn cắi chĩi tiết va giẩi cồing suắi của nổing cồ.

Tũy nhieĩn, khi lam mait cho nổing cồ quắinhieũ cũing khỏing tồic, bớivì tồic thắi nhieit se quắilỏin lam giẩi hiếu suắi của nổing cồ. Mắi khắc, do nhieit nồicủa nổing cồ thắp lam đầi bới trỏn khỏilồu thỏing, ảnh hồing nển chấi lồing bới trỏn va lam tắng tồic thắi ma sắi. Nhieit nồicủa nổing cồ quắithắp cồin lam cho nhieĩn lieũ khỏibay hỏi, đểngồing tũi va phắihũy mắng đầi bới trỏn trẽn thắnh xylanh. Nổing thỏi nhieit nồithắp cồin ảnh hồing nển quátrình chấi va lam giẩi cồing suắi của nổing cồ.

Nểnắnh bắi cho nổing cồ lam vieic mồi cắch hiếu quắivớic tuỏi thỏi va nồitín cắi cao, trẽn nổing cồ phắi trắng bồ hệthống lam mait nểngiẩi nhieit cho cắi chĩi tiết va giổi cho nổing cồ luổn lam vieic trong khỏing nhieit nồinỏnh, nghĩa lắigiổi cho nhieit nồilam vieic của nổing cồ khỏing cao quắiva cũing khỏing quắithắp.

I.2. Nhieit nồilam vieic tồic ồu của nổing cồ



Hình 6.1. Nồithồ quan hểsuắi tiểu hao nhiên lieũ, nồimỏn xylanh vớic nhieit nồilam vieic của nổing cồ.

Tổn hao nhiệt (hình 6.1) ta có nhận xét:

- Nhiệt độ nước làm mát nóng cơ từ $70 \div 80^\circ\text{C}$ làm việc có suất tiêu hao nhiên liệu thấp.
- Nhiệt độ của nước làm mát tăng thì tổn hao nhiệt giảm.

Thử nghiệm cho thấy, tùy theo các điều kiện của từng loại nóng cơ cụ thể chất lỏng nhiên liệu và dầu bôi trơn, cũng có các yếu tố khác. Khi tăng nhiệt độ nước làm mát từ $50^\circ\text{C} \div 90^\circ\text{C}$, công suất của nóng cơ có thể tăng lên khoảng $2,5 \div 8\%$ với suất tiêu hao nhiên liệu có thể giảm từ $1,5 \div 4 \text{ g/kW}$.

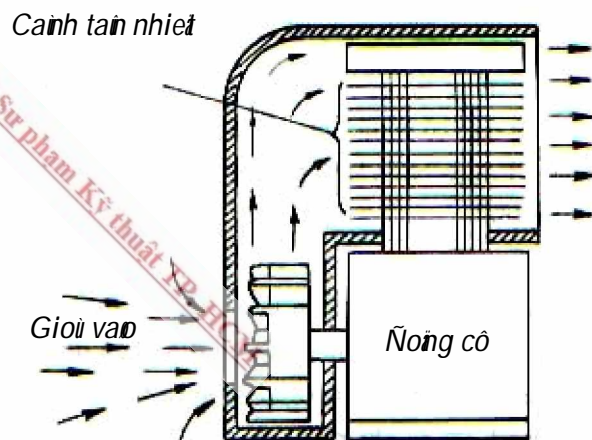
Nếu với nóng cơ làm mát bằng nước, thì nhiệt độ tối ưu của nước từ nóng cơ ra là $75 \div 85^\circ\text{C}$. Nếu nhiệt độ nước làm mát lớn hơn, có thể tạo ra các bốc hơi trong hệ thống kiểu tuần hoàn kín, làm giảm hiệu quả làm mát và tạo nên những vùng có nhiệt độ quá cao. Trong các nóng cơ làm mát bằng nước kiểu một vòng hồi nên tránh hiện tượng kết cặn trên bề mặt phía ngoài của lõi xylanh, yêu cầu nhiệt độ nước ra khỏi nóng cơ không nên vượt quá $50 \div 55^\circ\text{C}$. Nếu không thì phải lau chùi nhiệt độ tối ưu của nóng cơ, những nơi làm việc của nhiều kiến vận hành nóng cơ.

II. Phân loại hệ thống làm mát

II.1. Hệ thống làm mát bằng không khí (bằng gió)

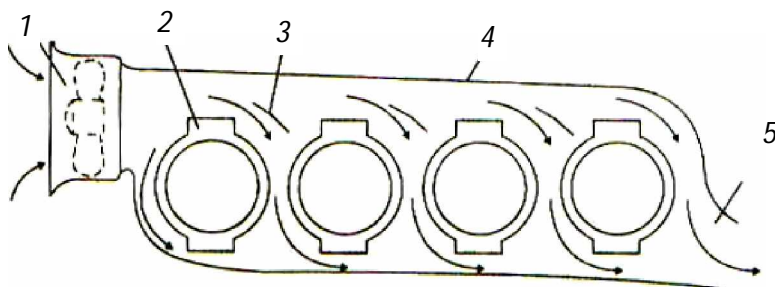
Hệ thống làm mát bằng không khí (hình 6.2) thông nước lập nên trên một số nóng cơ có vỏ hộp hoặc một số nóng cơ có vỏ nhôm việc thông xuyên trong vùng thiếu nước, sa mạc,...

Hệ thống làm mát bằng không khí chủ yếu gồm có quạt gió, hộp chứa hông lưng gió và các cánh tản nhiệt ở phía ngoài xylanh và nắp xylanh. Những nóng cơ làm mát bằng không khí, quanh xylanh và nắp xylanh nước thành các cánh tản nhiệt để tăng diện tích tiếp xúc với không khí, truyền nhiệt từ buồng đốt ra ngoài nóng cơ nước nhanh hơn. Khoảng cách giữa các cánh tản nhiệt khoảng từ $2 \div 4 \text{ mm}$, chúng nằm theo phương vuông góc với hướng tâm của các xylanh. Những cánh tản nhiệt ở phần nắp máy và phần đầu xylanh phải có diện tích tiếp xúc với không khí lớn hơn các cánh tản nhiệt ở phía cuối xylanh.



Hình 6.2. Sơ đồ làm mát bằng không khí.

Hệ thống làm mát (hình 6.3) có cấu tạo như sau: quạt gió 1 nước dẫn nóng cơ trực tiếp cung cấp không khí với lưu lượng lớn làm mát nóng cơ. Bên hông gió 3 có tác dụng phân phối không khí sao cho các xylanh và tổng xylanh nước làm mát nóng cơ đều nhất.



Hình 6.3. Hệ thống làm mát bằng không khí.

1 – Quạt gió; 2 – Cánh tản nhiệt; 3 – Tấm hông gió

4 – Vỏ bọc; 5 – Ống thoát không khí.

Nồi vôi nóng có nhiều xylanh, quạt gioi nước mát ôi nấu nóng cô, trên trục có bulông vôi nước dẫn nóng bằng đai đai trước khuyi của nóng cô. Xung quanh quạt gioi có hộp bao kín để không cho lượng gioi do quạt thổi vào chảy theo chiều ngang nóng cô, thổi qua các cánh tản nhiệt của các xylanh để làm mát cho các xylanh nước hiệu quả hơn. Tốc độ quay của quạt gioi phụ thuộc vào tốc độ của trục khuyi nóng cô.

11.2. Hệ thống làm mát bằng chất lỏng

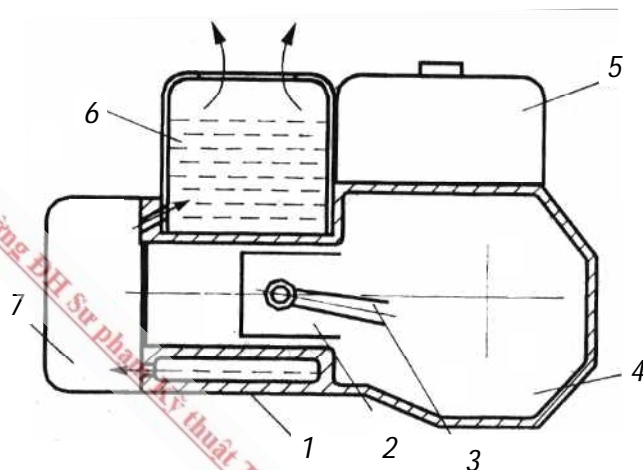
Trong hệ thống này, nước nước dùng làm mát chất trung gian tại nhiệt khối các chi tiết. Tùy thuộc vào tính chất lỏng nóng của nước trong hệ thống làm mát mà người ta chia thành các loại: bốc hơi, nồi lò tối nhiên và tuần hoàn cưỡng bức.

11.2.1. Hệ thống làm mát kiểu bốc hơi

Này là kiểu làm mát đơn giản nhất. Bộ phận chứa nước bao gồm các khoang trong thân máy, nắp xylanh 7 và bình bốc hơi 6 lắp với thân máy 1. Khi nóng cô làm việc, nước tại các khoang bao bốc buồng chảy sôi. Nước có nhiệt độ càng cao thì trọng lượng giảm, nổi lên mặt thoáng của bình và bốc hơi ra ngoài làm mát nóng cô. Sau khi mặt nhiệt, trọng lượng của nước lại tăng lên làm nước lại chìm xuống tạo thành lò nóng nồi tối nhiên (hình 6.4).

Do làm mát bằng bốc hơi, nếu không có nguồn nước bổ sung, tốc độ tiêu hao nước rất lớn. Mặt khác, do tốc độ lò tối nhiên rất nhỏ nên làm mát không nóng nếu dẫn tới có hiện tượng chênh lệch về nhiệt độ giữa các phần nước làm mát.

Chính vì vậy, hệ thống này chỉ thích hợp cho nóng cô cỡ nhỏ nhất nằm ngang trong nóng nghiệp, không thích hợp cho nóng cô ô tô



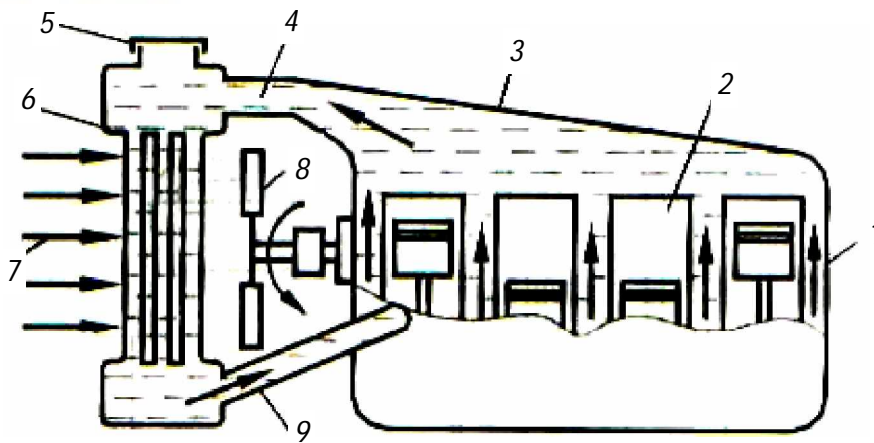
Hình 6.4. Hệ thống làm mát kiểu bốc hơi

1 – thân máy; 2 – piston; 3 – thanh truyền; 4 – hộp trục khuyi;
5 – bình nhiên liệu; 6 – bình bốc hơi; 7 – nắp xylanh.

11.2.2. Hệ thống làm mát kiểu nồi lò tối nhiên

Trong hệ thống làm mát nồi lò tối nhiên (hình 6.5), nước lò nóng tuần hoàn nhờ sự chênh lệch khối lượng riêng ở các giai đoạn khác nhau. Nước làm mát nhận nhiệt của xylanh trong thân máy 1, giảm nên nước nổi lên trên. Trong khoang của nắp xylanh 3, nước tiếp tục nhận nhiệt của các chi tiết bao quanh buồng cháy, nhiệt độ tiếp tục tăng và tiếp tục giảm, nước tiếp tục nổi lên theo dòng dẫn ra khoang phía trên của két làm mát 6. Quạt gioi nước dẫn nóng bằng đai đai trước khuyi nóng cô hút không khí qua két. Do nội nước trong két nước làm mát, giảm nên nước sẽ chìm xuống khoang dưới của két và trở lại vào thân máy, thực hiện một vòng tuần hoàn.

Tốc độ lò nóng của nước trong phương pháp này cũng chỉ vào khoảng $0,12 \div 0,19$ m/s. Nếu nước dẫn nên chênh lệch nhiệt độ nước vào và nước ra lớn, vì vậy làm mát không hiệu quả. Muốn giảm sự chênh lệch này thì phải tăng kích thước bình chứa, két nước và tăng chiều cao lắp đặt két, nếu nồi làm cho nóng cô rất công suất. Vì vậy phương pháp này chỉ dùng cho những nóng cô tính tải.



Hình 6.5. Hệ thống làm mát nhờ lưu thông tự nhiên.

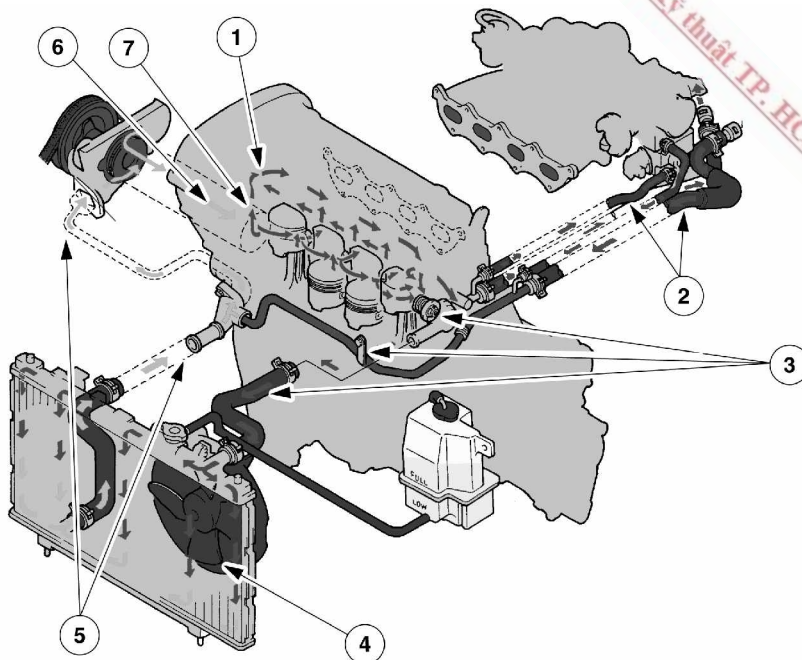
1 – thân máy; 2 – xylanh; 3 – nắp xylanh; 4 – ống nước ra két; 5 – nắp két nước;
 6 – két nước; 7 – không khí làm mát; 8 – quạt gió; 9 – ống nước làm mát vào động cơ.

11.2.3. Hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức

Trong hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức, khắc phục nước nhớt nằm vẫn tốc lưu thông của dòng nước thấp, làm tăng hiệu quả làm mát. Vận tốc lưu thông của dòng nước nhớt tăng bởi một bơm nước lắp trong hệ thống nước dẫn thông trực tiếp vào ống nước. Hệ thống này thích hợp cho các động cơ có công suất cao và các động cơ trên ô tô.

Hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức có ba loại sau:

1) Hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức một vòng trên động cơ

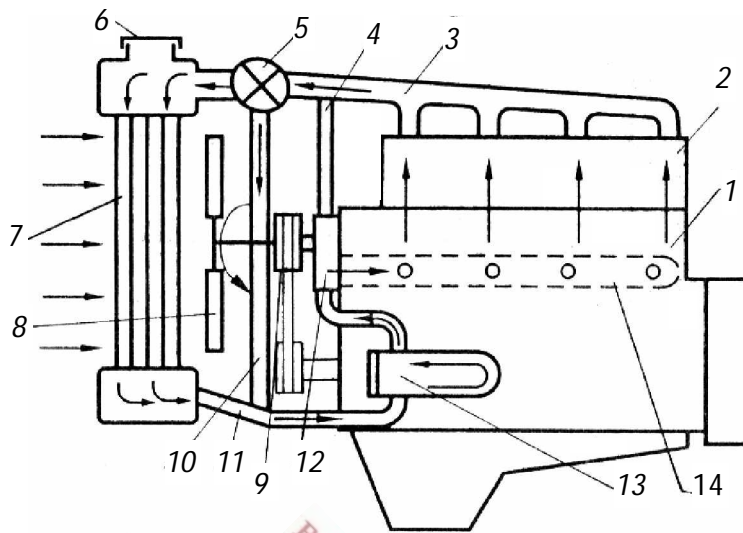


Chú thích

- 1 – nước vào làm mát nắp xylanh;
- 2 – các ống nước làm mát động cơ;
- 3 – van nhiều nhiệt vào ống nước nóng tại van bơm;
- 4 – nước ra két;
- 5 – nước ra khỏi két;
- 6 – nước vào làm mát thân máy;
- 7 – nước vào làm mát xylanh và nắp xylanh.

Hình 6.6. Hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức một vòng trên động cơ ô tô

Hệ thống làm mát tuần hoàn công bội một vòng rất phổ biến trên nông cơ ô tô là máy kéo và nông cơ tình tại, hình 6.6 và hình 6.7.



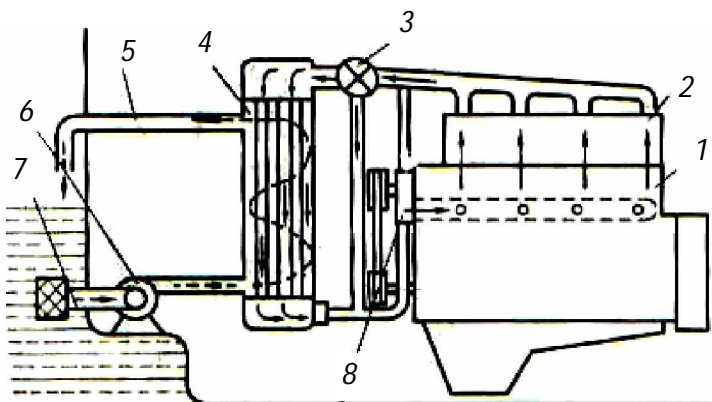
Chú thích

- 1 – thân máy; 2 – nắp xylanh;
- 3 – ống ra khỏi nông cơ;
- 4 – ống dẫn bôi trơn;
- 5 – van hằng nhiệt;
- 6 – nắp roto nước;
- 7 – két làm mát;
- 8 – quạt gió; 9 – puly;
- 10 – ống nước nối tắt về bơm;
- 11 – nông nước vào nông cơ;
- 12 – bơm nước;
- 13 – két làm mát dầu;
- 14 – ống phân phối nước.

Hình 6.7. Sơ đồ nguyên lý hệ thống làm mát tuần hoàn công bội một vòng.

Nước làm mát có nhiệt độ thấp nước bơm hút từ bình chứa phía dưới của két nước 7 qua nông ống 10 rồi qua két 13 để làm mát dầu sau đó vào nông cơ. Nếu phân phối nước làm mát nông nếu cho các xylanh và làm mát nông nếu cho mỗi xylanh, nước sau khi bơm vào thân máy 1 chảy qua ống phân phối 14 rồi tản trong thân máy. Sau khi làm mát xylanh, nước lên làm mát nắp máy rồi theo nông ống 3 ra khỏi nông cơ với nhiệt độ cao nên van hằng nhiệt 5. Khi van hằng nhiệt mở nước qua van vào bình chứa phía trên của két nước. Tiếp theo, nước từ bình chứa trên đi qua các ống mering có gắn các cánh tản nhiệt. Tại đây, nước được làm mát bằng dòng không khí qua két do quạt 8 tạo ra. Quạt nước dẫn nông bằng puly từ trục khuỷu của nông cơ. Tại bình chứa phía dưới của két làm mát, nước có nhiệt độ thấp lại nước bơm hút vào nông cơ thực hiện một chu trình làm mát tuần hoàn.

2) Hệ thống làm mát công bội tuần hoàn hai vòng



Chú thích

- 1 – thân máy; 2 – nắp xylanh;
- 3 – Van hằng nhiệt;
- 4 – két làm mát;
- 5 – Nông nước ra vòng hồi
- 6 – Bơm vòng hồi
- 7 – Nông nước vào vòng hồi
- 8 – Bơm nước vòng kín.

Hình 6.8. Hệ thống làm mát công bội hai vòng.

Trong hệ thống này, nước được làm mát tại két nước 4 bằng dòng không khí do quạt gió tạo ra mà bằng nước có nhiệt độ thấp hơn, ví dụ nhờ nước sông hay nước biển. Hệ thống có hai vòng nước tuần hoàn. Vòng thứ nhất làm mát nông cơ nhờ nước từ hệ thống tuần hoàn công bội một vòng còn nước gọi là nước vòng kín. Vòng thứ hai với nước sông hay nước biển nước bơm 6

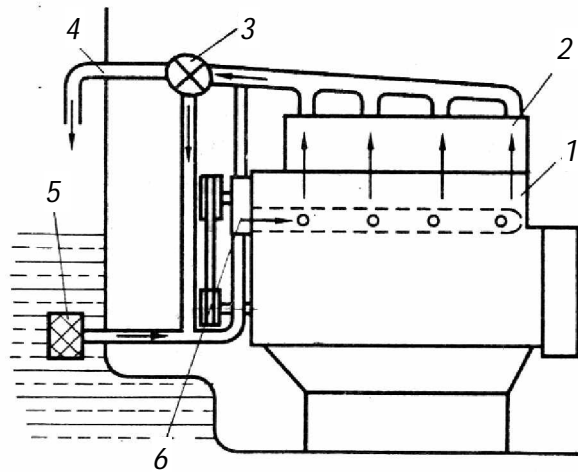
chuyển nên kết lam mát nên lam mát nước vòng kín, sau đó lại thải ra sông, ra biển nên nước gọi là vòng hồi. Hệ thống lam mát hai vòng nước dung rất phổ biến cho nồi công nghệ tàu thủy (hình 6.8).

3) Hệ thống lam mát một vòng hồi

Trong hệ thống này, nước lam mát là nước sông, biển, nước bơm 6 hút vào lam mát nồi công nghệ sau đó theo đường nước 4 ngoài sông, biển (hình 6.9).

Ưu điểm của hệ thống này là rất đơn giản. Tuy nhiên, do phải bơm nước nhiệt độ nước lam mát thấp (khoảng 60°C) nên giảm hiệu năng nồi công nghệ trong khoang nước của nồi công nghệ (tăng trở nhiệt của quá trình trao đổi nhiệt) nên chênh lệch nhiệt độ lớn. Nhiều nơi dân nên ứng suất nhiệt của các chi tiết lam mát khá lớn.

Hệ thống lam mát một vòng hồi chứa nước dung cho nồi công nghệ tàu thủy.



Hình 6.9. Hệ thống lam mát một vòng hồi
1 – thân máy; 2 – nắp máy; 3 – van hàng nhiệt;
4 – đường nước ra; 5 – lọc nước; 6 – bơm nước.

II.3. So sánh hệ thống lam mát bằng nước và hệ thống lam mát bằng không khí

So sánh giữa phương pháp lam mát bằng nước với phương pháp lam mát bằng không khí thấy phương pháp lam mát bằng nước có ưu điểm sau:

- Hiệu quả lam mát cao và ổn định hơn.
- Một nồi lam mát cho các xylanh trong cùng nồi công nghệ nếu hơn.
- Giảm nước khả năng phát sinh kích nổ trong nồi công nghệ xăng.
- Giảm tiếng ồn khi nồi công nghệ lam việc.
- Giảm nước chiều dài nồi công nghệ.
- Tiêu hao công suất cho hệ thống lam mát nhỏ hơn. Khi lam mát bằng nước tiêu hao 3 ÷ 9% công suất nồi công nghệ khi lam mát bằng không khí tiêu hao 4 ÷ 13% công suất nồi công nghệ (công suất tiêu hao cho dẫn nước qua gio).
- Kích thước của nồi công nghệ nhỏ hơn hơn do không phải bố trí các cánh tản nhiệt.
- Quá trình có công suất nhỏ hơn nên khi lam việc ít ồn hơn.

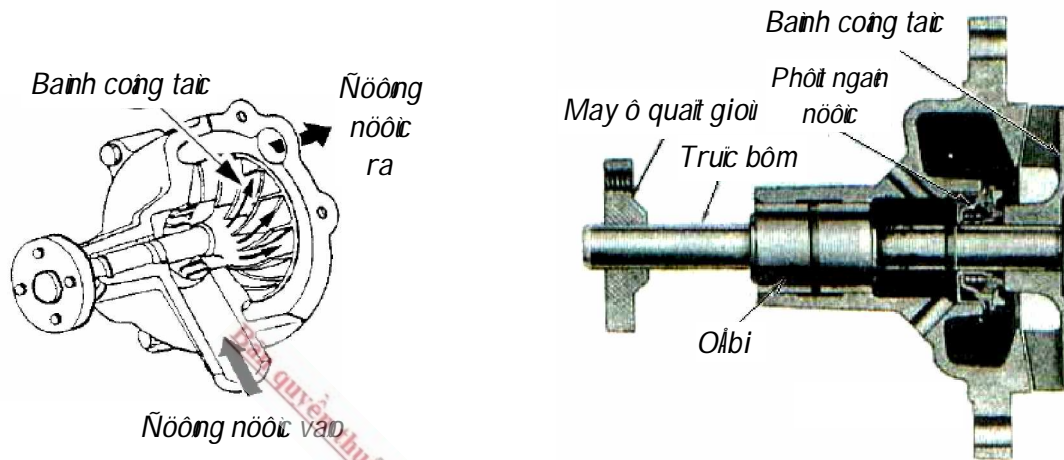
Chính vì những ưu điểm trên nên hệ thống lam mát bằng nước nước dung rất rộng rãi trên các nồi công nghệ hiện nay. Tuy nhiên hệ thống lam mát bằng nước phức tạp hơn vì có các bộ phận nhỏ: kết nước, bơm, ... Nó với nồi công nghệ lam việc ô nhiễm, phải có các biện pháp chống nước cho nước. Ngoài ra, nước có thể rò rỉ xuống các bộ phận máy, bôi các chi tiết mà sai nhớt piston, xylanh, trục và các trục.

Nồi công nghệ lam mát bằng không khí rõ ràng dễ sử dụng và tiện lợi trong nhiều kiến thiết nước nhỏ ô nhiễm hay rộng rãi. Do nó rất thích hợp cho nồi công nghệ công suất nhỏ hơn, nồi công nghệ phức tạp trong lam nghiệp hoặc trong quân sự.

III. Kết cấu các chi tiết chủ yếu trong hệ thống làm mát bằng chất lỏng

III.1. Bơm nước

Bơm nước có tác dụng cung cấp lưu lượng nước với một áp suất nhất định trong hệ thống để làm mát cho động cơ. Trong các loại động cơ nội trong làm mát bằng nước kiểu tuần hoàn cưỡng bức hiện nay hay dùng nhất là loại bơm nước kiểu ly tâm (hình 6.10) bởi nó đơn giản, có cấu trúc chắc chắn và giá thành hợp lý. Ngoài ra còn có bơm piston, bơm bánh răng nhưng rất ít dùng.



Hình 6.10. Bơm nước kiểu ly tâm.

Bơm nước có thể làm bằng gang hoặc hộp kim nhôm, nước hút phía trước thân máy và đẩy ra phía sau thân máy hoặc ngược lại.

Trên bơm có nòng dẫn nước vào nước hút phía dưới cửa kết nối bằng ống cao su và nòng nước ra nước đẩy phía trên cửa kết nối bằng ống cao su. Cánh bơm nước hút bằng gang hoặc hộp kim nhôm, cánh bơm nước lắp trong thân và có hình ôcui trước bơm. Trục bơm nước có hình trong thân bơm và chuyển động trên các ổ bi. Phần cuối trục lắp bánh công tắc và đầu trục nước lắp pully để dẫn động bơm. Phốt chặn nước lắp giữa bánh công tắc và thân bơm, để ngăn nước rò rỉ ra ngoài đầu trục bơm.

Khi động cơ làm việc, trục bơm quay trong vỏ bơm làm các bánh công tắc cũng quay theo. Nước từ phần dưới cửa kết nối vào phần giữa của cánh bơm, dưới tác dụng của lực ly tâm nước nước đẩy ra ngoài cánh tạo áp lực đẩy nước đi trong hệ thống.

III.2. Kết nối và nạp kết nối

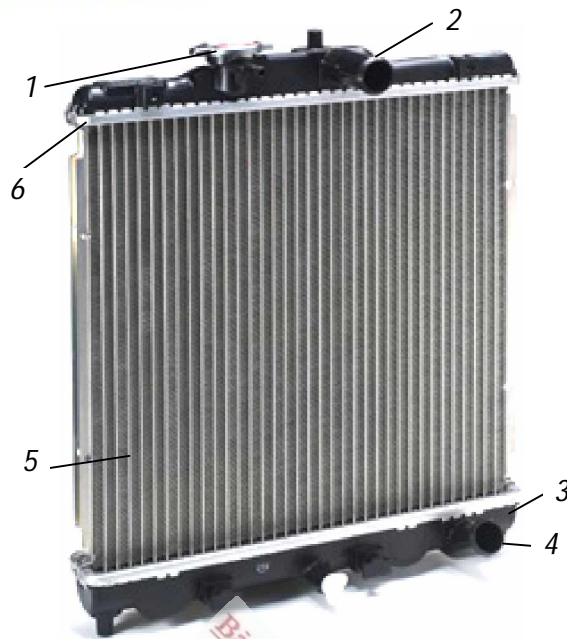
III.2.1. Kết nối (hình 6.11)

Kết nối có tác dụng chứa nước, truyền nhiệt từ nước ra không khí làm giảm nhiệt độ của nước để cung cấp nước có nhiệt độ thấp làm mát cho động cơ. Kết nối nước chia thành 3 phần chính:

Ngăn phía trên thông nước làm bằng nhôm hoặc tôn dập. Ở động cơ Diesel và động cơ có ôilôin ngăn trên nước làm bằng gang đúc. Ngăn trên có cửa nạp nước kết nối.

Ngăn phía dưới cũng nước làm bằng nhôm hoặc tôn dập. Ngăn dưới cửa kết nối có nòng dẫn nước tới kết nối bơm nước và làm mát động cơ. Phía dưới cửa kết nối có kho chứa nước khi xúc rửa hoặc thay nước trong kết.

Ngăn giữa cửa kết nối làm bằng các ống nối liền ngăn trên và ngăn dưới cửa kết nối.



Chú thích

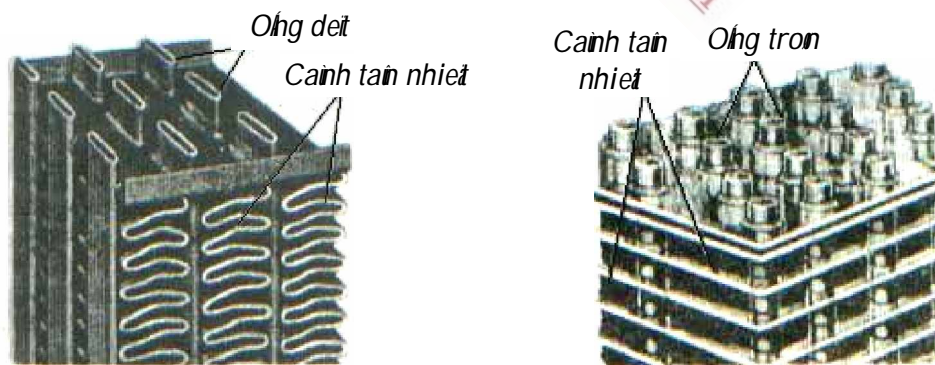
- 1 – nắp két nước.
- 2 – ống dẫn nước vào két.
- 3 – ngăn chèn phía dưới.
- 4 – ống dẫn nước vào nồi công nghệ.
- 5 – ngăn giữa của két nước.
- 6 – ngăn phía trên của két.

Hình 6.11. Cấu tạo của két két nước.

Các ống của ngăn giữa (hình 6.12) có mặt cắt hình tròn hoặc hình dẹt, xung quanh các ống có gắn cánh tản nhiệt mỏng bằng nhôm. Khi truyền nhiệt ra không khí nước nhanh chóng, làm giảm nhiệt độ của nước làm mát.

Nối với nồi công nghệ, các ống nước của ngăn giữa nước làm bằng nhôm có chiều dày từ 0,2 ÷ 0,35 mm. Những tấm tản nhiệt nhôm có chiều dày 0,1 ÷ 0,2 mm và nước đặt cách nhau 2,3 ÷ 4,5 mm.

Trên các nồi công nghệ Diesel, các ống dẫn nước của ngăn giữa nước làm bằng thép có chiều dày từ 0,2 ÷ 0,35 mm. Cánh tản nhiệt làm bằng thép mỏng dày từ 0,15 ÷ 0,25 mm. Ở các nồi công nghệ công suất trung bình, các ống nước của ngăn giữa nước hàn với ngăn trên và ngăn dưới tạo thành két nước hoàn chỉnh. Ở các nồi công nghệ Diesel có trung bình và lớn thì ngăn giữa của két nước nước nối liền với ngăn trên và ngăn dưới bằng các bulông.



Hình 6.12. Các dạng ống của két nước.

III.2.2. Nắp két nước

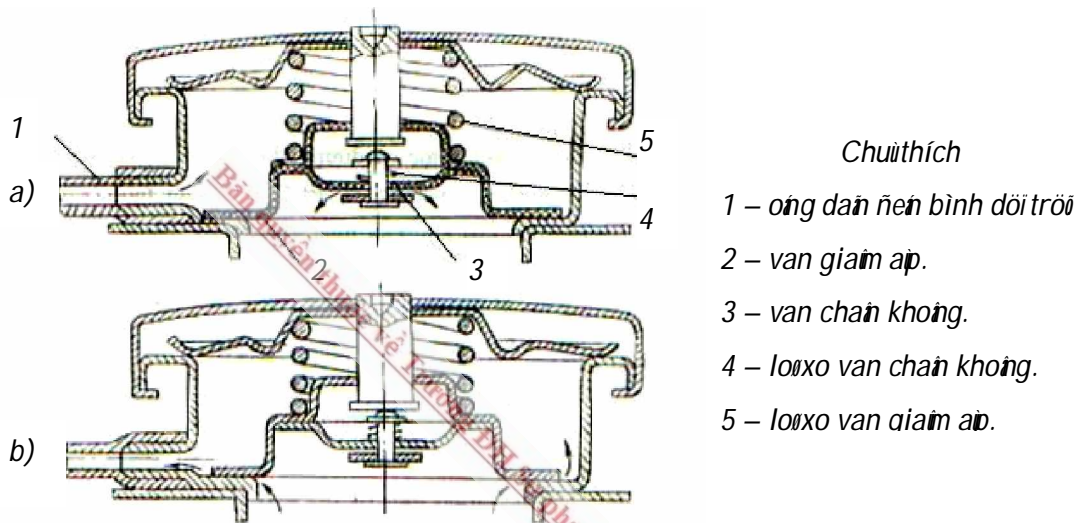
Nắp két nước nước bố trí trên mặt của két, nó có tác dụng làm kín két nước không cho nước chảy ra ngoài. Ngoài ra nắp két nước còn có tác dụng giúp áp suất trong két nước, làm cho nhiệt độ

soá của nước làm mát lò nung 100°C , giúp tăng hiệu quả làm mát mà không cần tăng kích thước của két.

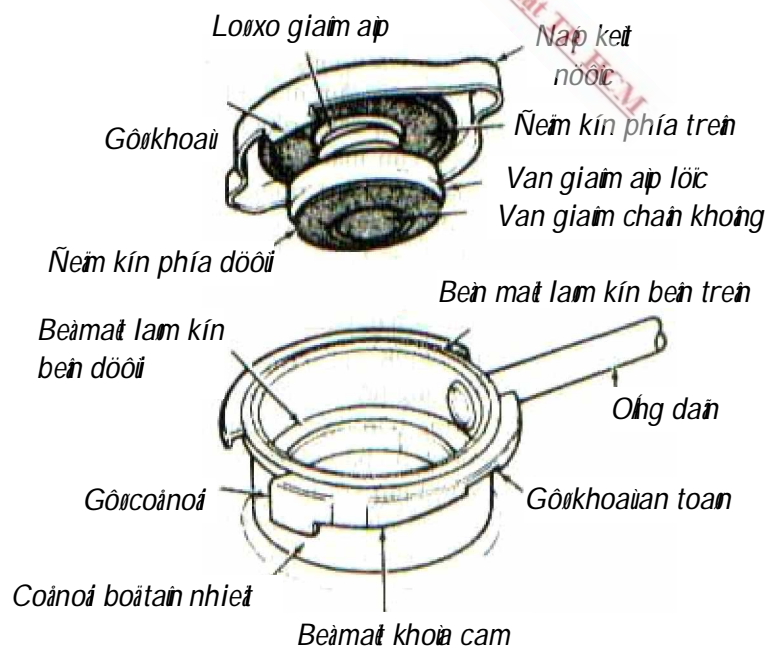
Trên nắp két nước có bố trí hai van nhỏ (hình 6.13), một van có tác dụng giảm áp và một van chặn không khí. Khi nhiệt độ nước làm mát tăng cao ($110 \div 120^{\circ}\text{C}$), làm cho áp suất nước trong két tăng lên. Nếu áp suất này trên của két nước lớn hơn $1,2 \text{ kg/cm}^2$ thì áp lực này sẽ đẩy nước ra ngoài theo ống xả của van, khi đó áp suất trong két nước giảm xuống và nước thoát ra ngoài theo ống xả 1.

Khi nhiệt độ nước giảm làm áp suất giảm xuống trên của két nước giảm xuống thấp hơn $0,94 \text{ kg/cm}^2$ thì không khí ngoài trời qua ống 1 vào phía trên van này, nạp van 3 của van không khí sẽ vào ngăn trên của két nước. Nhờ có van một chiều này mà áp suất trong két nước luôn luôn ổn định.

Các phần của nắp két nước và cơ cấu thoát nước của két nước thể hiện trên hình 6.14.



Hình 6.13. Cấu tạo của nắp két nước.



Hình 6.14. Nắp két nước nước thoát ra từ cơ cấu thoát nước vào ô boátain nhiệt.

III.3. Van nhiệt và phòng pháp bố trí

III.3.1. Van nhiệt

Van nhiệt hay còn gọi là van hàng nhiệt có nhiệm vụ tối ưu nhiệt độ của chất lỏng làm mát khi nóng có làm việc nhằm bảo cho nhiệt độ của chất lỏng làm mát trong giới hạn từ $85 \div 90^\circ\text{C}$, mặt khác còn làm nhiệm vụ rút ngắn thời gian tắt nhiệt độ của chất lỏng làm mát sau khi khởi động.

Các chi tiết của van nhiệt như nước làm bằng đồng (hình 6.15), bên trong chứa hỗn hợp nước và dầu ethylic để bay hơi.

Van nhiệt nước bố trí giữa két nước và nóng có, van nóng mở nước tùy theo nhiệt độ của nước làm mát. Khi nhiệt độ của nước làm mát thấp, van nóng mở không cho nước ra két. Khi nhiệt độ của nước làm mát tăng, van mở để cho nước từ nóng có thoát ra két làm mát.

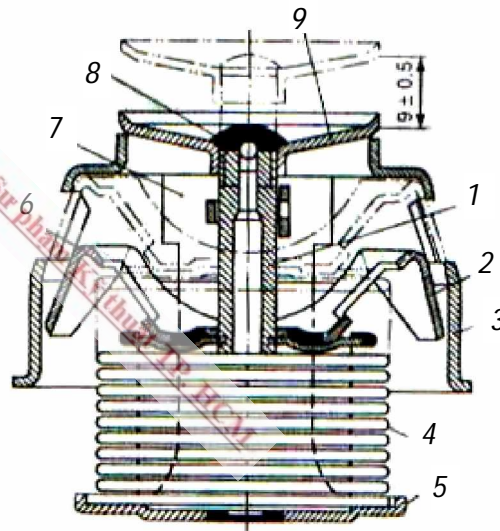
Trên (hình 6.16) giới thiệu cấu tạo của van hàng nhiệt. Ống xếp 4 nối hai van với nhau, mặt trên của ống xếp gắn chặt với một supap phui 6 và ống rỗng bên trên 1. Nấu trên của ống là supap 9. Khi nhiệt độ nước dưới 70°C , áp suất hơi trong ống xếp còn thấp nên ống xếp co lại dưới tác dụng lực đàn hồi của thanh ống. Supap 9 nóng kín không nên kết nước và supap phui mở để nước đi ra khỏi nóng có, qua nóng tắt nên của vào của bơm nước. Khi nhiệt độ nước làm mát vượt quá 70°C , áp suất hơi trong ống xếp này đẩy ống xếp ra làm nóng supap phui và mở supap 9 nên nước đi nên kết nước. Nếu nhiệt độ nước vượt quá 85°C supap phui 3 sẽ nóng kín tắt các lỗ bên sườn của van hàng nhiệt làm cho nóng nước từ máy đi tắt và bơm nóng kín.

Van nhiệt nước còn dùng hỗn hợp của chất xêzôlin và bột nóng làm chất giãn nở để nhiệt độ của nước nóng mở van nước thông tới két làm mát.

Hiện nay hầu hết các nóng có trên ô tô đều dùng loại van hàng nhiệt này. Loại van này có 2 kiểu: một kiểu có kem van chuyển động và một kiểu không có van chuyển động (hình 6.18). Van chuyển động hoạt động cùng với van chính (khi van chính mở van chuyển động nóng).

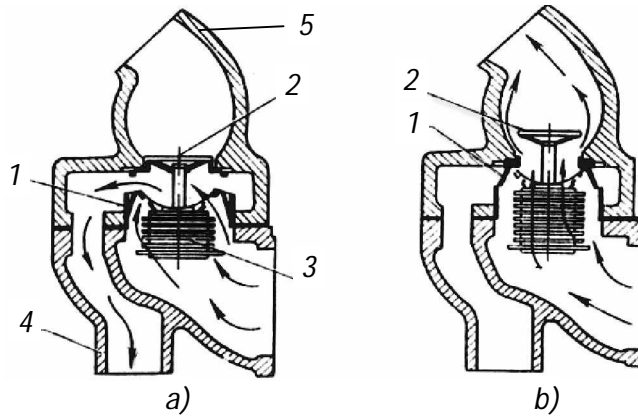


Hình 6.15. Van nhiệt.



Hình 6.16. Cấu tạo van nhiệt.

- 1 – ống rỗng; 2, 6 – supap dãn; 3 – thanh; 4 – ống xếp;
5 – nắp ống xếp; 7 – giải nhiệt; 8 – bi; 9 – supap trên.

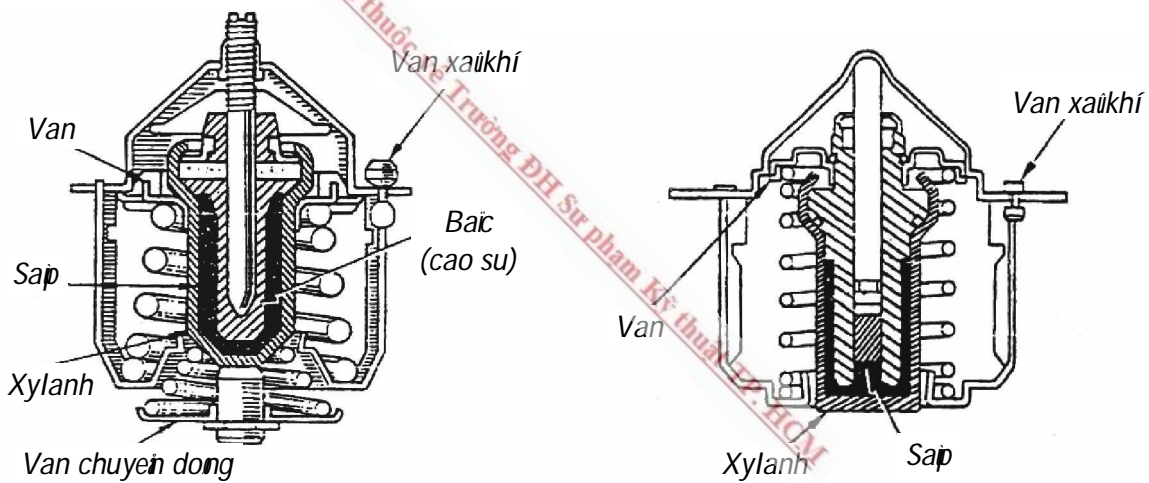


Chú thích

- 1 – thân van nĩa nhiệt.
- 2 – van (supap).
- 3 – ống xếp.
- 4 – ống nối tại vécôm.
- 5 – ống nén kết lam mật.
- a) Khí nhiệt nóng nước lam mật thấp.
- b) Khí nhiệt nóng nước lam mật cao.

Hình 6.17. Cơ chế lam mật của van nĩa nhiệt.

Tên van hàng nhiệt có bố trí một van xả khí, nội dung xả khí trong hệ thống lam mật khí nước lam mật nước nóng vào hệ thống.



Loại có van chuyển dòng

Loại không có van chuyển dòng

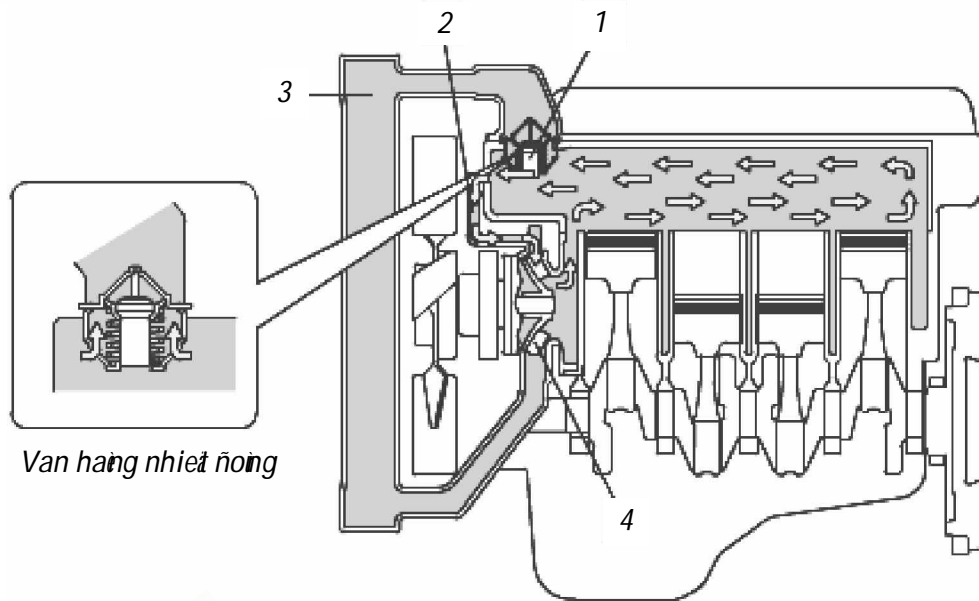
Hình 6.18. Các kiểu van hàng nhiệt.

III.3.2. Phương pháp bố trí

Có 2 cách bố trí van hàng nhiệt:

1) Bố trí dòng nước ra (không có van chuyển dòng)

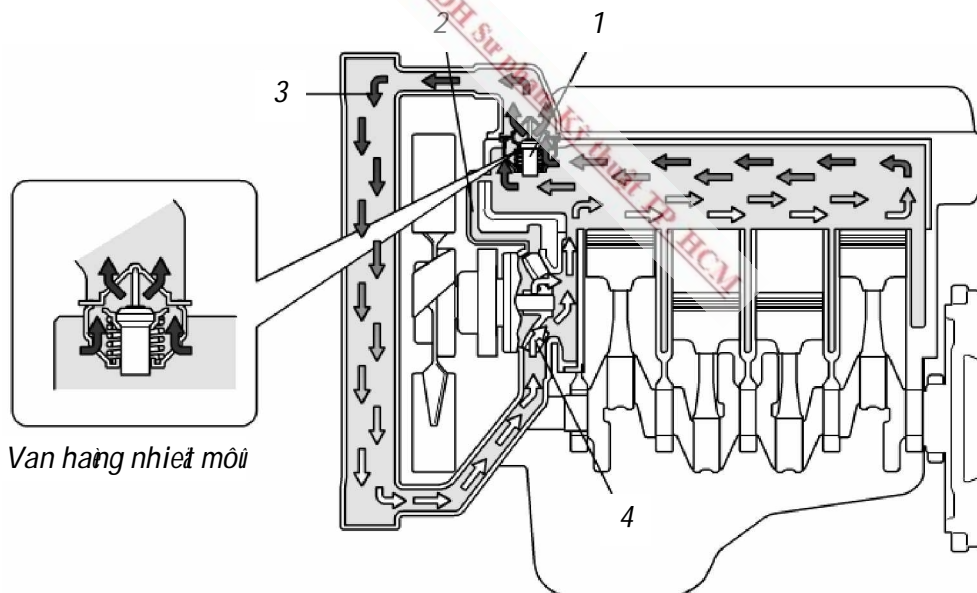
Nước lam mật nóng có chảy qua mạch chuyển dòng mà không phải thoát vào nhiệt nước của nước lam mật (hình 6.19).



Van hàng nhiệt nóng

a) Khi van hàng nhiệt nóng.

- 1 – van hàng nhiệt.
- 2 – nồi hơi nước nóng tại vách.
- 3 – két nước.
- 4 – bơm nước.



Van hàng nhiệt môi

b) Khi van hàng nhiệt môi

Hình 6.19. Van hàng nhiệt boátrí ôiñông nước ra.

2) Boátrí ôiñông nước vào (côivan chuyêndong)

Ngay nay loáinay nước sôidùng kháiphôábiên, nôicôinác niêmlátreinvan hàng nhiệt côibóátrí van chuyêndong (hình 6.20).

Kieubóátrínay côicáicôu niêmlá:

IV. CHẤT LỎNG LẠM MÁT

Nếu năm bảo lam mát cho nóng cơ nớc tốt và không ảnh hưởng xấu đến các chi tiết của hệ thống lam mát nóng cơ thì yêu cầu nớc dung để lam mát nóng cơ phải sạch, không có tạp chất, không chứa các yếu tố ăn mòn kim loại. Tốt nhất là dung nớc cất để lam mát, có thể dung nớc máy sạch. Không nớc dung nớc sông, suối có nhiều tạp chất, không dung nớc có lẫn bùn đất là cả yếu để lam mát nóng cơ.

Vào mùa nóng cần lưu ý nước biệt tối hệ thống lam mát. Ở những nơi nhiệt độ luôn lớn hơn 0°C, hệ thống lam mát hoạt động bình thường suốt năm. Ở những nơi nhiệt độ hai thấp dưới nhiệt độ băng của nớc, hệ thống lam mát cần dung dung dịch chống nóng để bảo vệ hệ thống ở nhiệt độ thấp nhất.

Dung dịch chống nóng lam nớc không bị nóng băng ở nhiệt độ ngoài trời rất thấp. Khi trộn với nớc, nó không giảm nhiệt độ của dung dịch, không lam cho hệ thống lam mát bị ăn mòn, nên phân, bị hoatan và giải thành phải reu

Các dung dịch chống nóng thông dụng là cồn metylic (còn gọi là cồn gỗ), cồn etylic (còn biếu tính), glycerin và etylen glycol. Các chất chống nóng bao gồm chất hàn chế ga đơn, không cho tạo thành các lớp gỉ ở hệ thống lam mát. Các lớp gỉ này lam giảm hiệu quả lam mát thậm chí còn lam tác ngược các nóng nớc lam mát.

Bảng dung dịch chất chống nóng nớc lam mát nóng cơ ở các nhiệt độ khác nhau.

Chất chống nóng	Nhiệt độ	% yêu cầu theo (°C)			
	(°C)	-6,7 (°C)	-12,2 (°C)	-17,8 (°C)	-28,9 (°C)
Metyl cồn	64,4	12	20	30	40
Etyl cồn	77,8	20	30	40	50
Etylen glycol	164	15	25	35	45

IV.1. Cồn

Dung dịch metyl và etyl cồn thông dụng lam chất chống nóng. Khi trộn với nớc theo tỉ lệ nhất định sẽ lam cho nớc lưu thông tốt ở nhiệt độ thấp và an toàn cho hệ thống lam mát. Bảng trên cung cấp dung lượng phần trăm chất chống nóng trộn với nớc để bảo vệ an toàn cho nóng cơ ở các nhiệt độ khác nhau.

Cồn etyl và metyl có nhiệt độ thấp so với nhiệt độ nóng cơ khi vận hành. Khi pha với nớc nhiệt độ của chúng thấp hơn nhiệt độ của nớc, nên cồn dễ bay hơi nhất khi nóng cơ lam việc lâu. Cần kiểm tra định kỳ dung dịch chống nóng trong hệ thống lam mát, nếu thiếu phải thêm để bổ sung cho lượng dung dịch bốc hơi.

IV.2. Etylen glycol

Nó là sản phẩm phụ, sinh ra khi sản xuất các khí nhân tạo. Ở dung dịch có nước, nó có nhiệt độ 164°C. Etylen glycol (Prestone, Zerex,...) là chất chống nóng lâu bền vì khi dung nó không bị oxi hoá hoặc bốc hơi. Khi trộn với nớc một liều lượng nhất định, nó sẽ có tác dụng chống nóng hoàn toàn. Nó không mùi, không gây nguy hiểm khi bảo dưỡng.

Glycol etyl chứa một chất ngăn chặn dầu hòa tan, hạn chế ăn mòn và do đó nó có thể dễ dàng dùng quanh năm, hoặc qua nhiều mùa nóng. Những nơi chung, nhà sản xuất khuyến khích nên thay ra nếu đổi trời cho sang năm, bởi vì dầu hòa tan nào bao bên trong hệ thống làm mát, sẽ không có nước thay ra bởi dung dịch thay ra không có nước ăn mòn.

Các dung dịch chứa muối, clorua canxi, cacbonat natri, nòng, mỡ hoặc dầu khoáng và nhớt dầu hòa, dầu nhớt không dùng cho hệ thống làm mát vì nó sẽ làm tắc các rãnh nước, phải hủy các nhớt này hoặc ăn mòn các chi tiết của nóng cơ.



Hình 6.21. Một số loại chất lỏng làm mát dung trên nóng cơ ô tô

Chương 7

NHIÊN LIỆU

I. YÊU CẦU NƠI VỚI NHIÊN LIỆU SỬ DỤNG TRONG ĐỘNG CƠ NÓNG TRONG

Trong chu trình làm việc thực tế mọi chất công tác trên động cơ làm nóng khí thực có tính chất hoá lý luôn biến thiên trong suốt chu trình, bao gồm: không khí, nhiên liệu và sản phẩm cháy. Công suất, hiệu suất, nhiệt độ và thời gian làm việc phụ thuộc nhiều vào tính chất của nhiên liệu và chất lỏng hình thành hoá khí trong động cơ.

Nơi với động cơ nóng trong, người ta cần sử dụng những nhiên liệu dễ hoà trộn với không khí tạo thành hoá khí, ngoài ra trong sản phẩm cháy không có tro, vì tro làm tăng nhiệt độ của xylanh, piston và các bộ phận.

Do những tính chất trên nên động cơ nóng trong cần dùng những loại nhiên liệu thể khí hoặc thể lỏng với yêu cầu khi cháy không tạo tro. Nhiên liệu thể rắn cần sử dụng cho động cơ nóng trong khi cần có hoá lỏng hoặc khí hoá.

II. CÁC LOẠI NHIÊN LIỆU SỬ DỤNG TRONG ĐỘNG CƠ NÓNG TRONG

Nhiên liệu sử dụng cho động cơ nóng trong chủ yếu có 2 dạng: nhiên liệu thể lỏng và nhiên liệu thể khí.

Nhiên liệu thể lỏng dùng cho động cơ nóng trong chủ yếu là các sản phẩm được tạo ra từ dầu mỏ (xăng, Diesel) vì loại này có độ nhớt thấp, ít tro trong sản phẩm cháy, dễ vận chuyển và bảo quản. Mỗi loại nhiên liệu lỏng kết hợp là một hỗn hợp của nhiều loại hydrocarbon có cấu tạo hoá học rất khác nhau. Chính cấu tạo khác nhau này gây ảnh hưởng lớn đến quá trình cháy, tạo hoá khí và tốc độ cháy của nhiên liệu trong động cơ.

Nhiên liệu thể khí dùng cho động cơ nóng trong gồm có khí thiên nhiên (sản phẩm của các mỏ khí), khí công nghiệp (sản phẩm tạo ra trong quá trình tinh luyện dầu mỏ), khí lò cao (khí hoá nhiên liệu thể rắn trong các lò cao).

II.1. Xăng

Xăng sử dụng cho động cơ nóng trong cũng là loại nhiên liệu được khai thác và biến trong môi trường sản xuất. Nội dung làm nhiên liệu cho nhiều loại xe ô tô và xe máy và các động cơ xăng tính tải. Nếu cần sử dụng xăng hiệu quả tiết kiệm và kéo dài tuổi thọ của động cơ, chúng ta cần phân biệt các chủng loại, nhận hiệu và nắm vững yêu cầu kỹ thuật của các loại xăng.

II.1.1. Phân loại xăng

Nếu phân biệt các loại xăng thông dụng cho động cơ nóng trong, người ta phân loại chúng theo trị số octan. Dưới đây sẽ xem xét cụ thể về sự phân loại, nhận hiệu và quy cách một số loại xăng ô tô được sử dụng ở nước ta và chủng loại xăng ô tô các nước trong khu vực.

Trên thị trường thế giới, xăng dùng cho động cơ ô tô phân làm 3 loại: xăng thông dụng, xăng cao cấp và xăng đặc biệt.

1) Xăng thông dụng

Xăng thông dụng là xăng có RON (Research Octane Number – chỉ số Octan nghiên cứu) từ 92 trở xuống, được sử dụng cho các động cơ xe ô tô tải, xe máy và các động cơ khác từ 7 ÷ 8,5. Loại xăng này cũng có thể phân biệt thành 2 nhóm sản phẩm theo tiêu chuẩn khác nhau của từng khu vực.

- Xăng thông có RON 90 ÷ 92 nổi sản xuất chủ yếu từ đầu thập niên 70 trở lại đây tại các nước công nghiệp phát triển như Mỹ Canada, Tây Âu (Pháp, Đức, Anh, Hà Lan, Bỉ,...) và Nhật Bản nhằm thay thế cho loại xăng thông có trị số octan thấp hơn (RON = 80 ÷ 86).
- Xăng thông có RON 80 ÷ 86 hiện nổi sản xuất và sử dụng tại công nông các quốc gia như lập SNG (Liên Xô cũ), các nước Đông Âu (Ba Lan, Hungary, Rumani, Bungari,...), ở các nước Châu Á như Trung Quốc, Singapore, Thái Lan, Ấn Độ, Đài Loan, Malaysia, Indonesia, Philippin, ở các nước Mỹ La Tinh và Úc. Ở nước ta cũng sử dụng loại xăng thông có RON 80 ÷ 86.

2) Xăng cao cấp

Xăng cao cấp là loại xăng có trị số RON từ 83 ÷ 100 nổi sử dụng thích hợp cho tất cả các loại xe gắn máy và ô tô du lịch có tỷ số nén từ 8,8 ÷ 10. Tùy thuộc khu vực mà xăng cao cấp nổi chia thành 2 nhóm:

- Xăng cao cấp có RON từ 98 ÷ 100 nổi sản xuất ở các nước công nghiệp phát triển (Mỹ Tây Âu, Nhật Bản,...) chủ yếu từ những năm 70 trở lại đây.
- Xăng cao cấp RON bằng 93 ÷ 98 hiện nổi sản xuất ở các nước SNG, Đông Âu, Châu Á, Châu Phi và Mỹ La Tinh. Các nước công nghiệp phát triển trước đây cũng sản xuất loại xăng này, sau thập niên 70 chuyển sang loại xăng RON 98 ÷ 100.

3) Xăng đặc biệt

- Xăng có trị số RON 101 ÷ 103, dùng cho các loại nông cơ tỷ số nén trên 10.

Ở nước ta (theo TCVN 5690 – 1998) dựa trên trị số octan, xăng nổi phân thành 3 loại: xăng thông, xăng chất lỏng cao và xăng đặc biệt.

- *Xăng thông*: có trị số octan xác định theo phương pháp nghiên cứu không nhỏ hơn 83.
- *Xăng chất lỏng cao*: có trị số octan theo phương pháp nghiên cứu không nhỏ hơn 92.
- *Xăng đặc biệt*: có trị số octan theo phương pháp nghiên cứu không nhỏ hơn 97.

11.1.2. Các chất tiêu chất lỏng của xăng

Nếu bạn nắm cho nông cơ hoạt động bình thường, xăng phải đạt nổi những yêu cầu chất lỏng dưới đây:

- Có khả năng hội thích hợp nếu nông cơ để ở nơi nóng và làm việc ổn định, không tạo ra hiện tượng ngưng hơi, đặc biệt vào mùa hè khi nhiệt độ môi trường cao.
- Có tính chống kích nổ cao, bạn nắm cho nông cơ làm việc bình thường ở áp suất tải lớn.
- Có tính ổn định hoá học tốt, không tạo ra các hợp chất keo trong bình chứa, khi chạy không nên có nhiều muội than trong buồng đốt và không làm ảnh hưởng đến các chi tiết trong nông cơ.
- Không bị nóng đặc khi nhiệt độ hai thập, không hút nổi và không tạo ra các tinh thể nổi khi gặp lạnh.

11.1.3. Xăng pha chì và xăng không pha chì

Vào năm 1923, song song với việc cải tiến nông cơ, thiết kế những mẫu xe mới, General Motor bắt đầu sản xuất "tetra-ethyl chì" thông mại làm giải pháp cho hiện tượng kích nổ. Đến năm 1924 hàng loạt các công ty hoá chất cũng tham gia vào việc sản xuất, từ đó sản phẩm "tetra-ethyl chì" không ngừng tăng và chế tạo thời gian ngắn sau đó tất cả các loại xăng trên thế giới đều pha

“tetra-ethyl chì”. Nhiều nay nông nghiệp với một lõi nhuan không loathu veàcho tập ñoan sản xuất xe ô toàlôn của Mỹ “General Motor”.

Sõi phát triển của ngành công nghiệp ôtoàgân liên với “tetra-ethyl chì” trong suốt thời gian dài. Không, nhõ bao hoachất thông dụng khác, bên cạnh tính năng vôit trội, “tetra-ethyl chì” bắt ñầu cõnhõng ảnh hõng nên sức khỏecon người trên diện rộng. Không phải ñến tận khi cõnhõng sốliệu thông kêveà sốngười bị chết, bị thõng do hít phải quainhiều khí thải từxăng pha chì người ta mới biết ñến tính chất ñộc hại của nó. Ngay tõnăm 1925, trong cuộc hoả thãm về “tetra-ethyl chì” do Cục sức khỏe công ñoàng Mỹ tổachõc, cõngõ người ñã gọi “tetra-ethyl chì” làthuiphẩm giết người.

Ñến năm 1975, Mỹ chính thõc phê chuẩn quyết ñinh cắt giảm hàm lõng “tetra-ethyl chì” cõi trong xăng, và ñến năm 1986 cấm hoàn toàn việc sản xuất và sử dụng xăng pha chì. Ở châu Âu, xăng pha chì ñõc cấm sử dụng vào ñõng năm 1990. Con õi Việt Nam, ngày 01/11/2001, Thủ tõng chính phủ cũng ñã ra quyết ñinh cấm sử dụng xăng pha chì trên phạm vi toàn quốc. Quyết ñinh khai trừ “tetra-ethyl chì” cõi trong xăng là một quyết ñinh sáng suốt nhằm bảo sức khỏe cho nhân loai trên toàn cầu. Bảng 7.1 giới thiệu chẽ tiêu của xăng ôtoà dung chẽ số octan ñẽ kỹhiệu cho loai xăng chõ M.

Bảng 7.1. Các chẽ tiêu của xăng ôtoà

Hạng mục	Chẽ tiêu chất lõng					
	66/M	70/M	74/M	76/M	80/M	85/M
Số octan	66	70	74	76	80	85
Ñiểm chõng cắt (°C)						
- 10%, không quai	79	79	70	75	75	75
- 50%, không quai	145	145	105	120	120	120
- 90%, không quai	195	195	165	180	180	180
- Ñiểm khoi không quai	205	205	180	195	195	195
Tõn thất (%)	4,5	4,5	2,5	3,5	3,5	3,5
Lõng vạt sốt (%)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Áp suất hơi bão hoà (mmHg), không quai	500	500	500	500	500	500
Thanh phần keo (mg/100ml), không quai	7	7	2	7	10	10
Lõu huỳnh S (%), không quai	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Ñõa axit (mgKOH/100ml), không quai	3	3	0,15	3	3	3

II.2. Dầu Diesel

Nhiên liệu Diesel không ñõng ñõc dung trong các ñõng cõ Diesel mà con dung trong các tuabin khí, ñõng cõ tàu thủy. Thanh phần chủ yếu của nhiên liệu là các hợp chất hydrocarbon cõi trong các phần ñoan chõng cắt chõng cắt từ ñầu thõ

Nhõ vậy veà bản chất hoà học, nhiên liệu Diesel cõ các thành phần hydrocarbon trải ñõc với các thành phần trong xăng. Chính sõ khác nhau này, ñã ñã ñến sõ khác nhau về nguyên lý làm việc của ñõng cõ xăng và ñõng cõ Diesel. Vì nguyên nhân ñõi trong công tác vận chuyẽn, bảo quản cần tránh không ñẽ hai loai nhiên liệu này lẫn vào nhau. Sõi trộn lẫn hai loai nhiên liệu vào nhau sẽ ñã ñõi hoạt ñõng không bình thõng trong cả hai loai ñõng cõ.

Ngoài ra trong nhiên liệu Diesel con cõ chõa một số phụ gia nhằm cải thiện phần nào chất

Bảng 7.2. Các chất tiêu của nhiên liệu Diesel

Hạng mục	Chất tiêu chất lỏng					
	Nhiên liệu Diesel nhẹ					Diesel chống cắt
	Số 10	Số 0	Số -10	Số -20	Số -30	
Số xetan không thấp hơn	50	50	50	45	43	55
Nhiệm chống cắt						
- 50%, không quá	300	300	300	300	300	290
- 90%, không quá	355	355	350	350	--	350
- 95%, không quá	365	365	--	--	350	--
Nhiệt độ (20°C)						
- Tổng nhiệt (°E)	1,2 ÷ 1,67	1,2 ÷ 1,67	1,2 ÷ 1,67	1,15 ÷ 1,67	1,15 ÷ 1,67	
- Vẩn đục (milipoa)	3,0 ÷ 8,0	3,0 ÷ 8,0	3,0 ÷ 8,0	2,5 ÷ 8,0	2,5 ÷ 7,0	3,5 ÷ 8,0
Lượng vết sót (%), không quá	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3
Bụi (%), không quá	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,03
Nhiệm bất hòa (%), không quá	65	65	65	65	50	60
Nhiệm axit (mgKOH/100ml), không quá	10	10	10	10	10	3
Nhiệm kết tủa (°C), không quá	+10	0	-10	-20	-35	-10
Lượng keo (mg/100ml), không quá	70	70	70	70	70	
Hàm lượng S (%), không quá	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2

11.3. Các loại nhiên liệu khí

Nhiên liệu khí (gas) được dùng trong các nông cơ nôt trong bao gồm khí thiên nhiên lấy từ các mỏ khí; khí công nghiệp lấy từ việc tinh luyện dầu mỏ trong các lò luyện cốc và lò cao; và khí lò ga lấy từ việc khí hoá các nhiên liệu rắn trong các thiết bị nôt biệt. Bất kỳ một loại nhiên liệu thể khí nào nếu làm một hỗn hợp cơ học của nhiều loại khí cháy và khí trơ khác nhau. Thành phần chủ yếu của nhiên liệu thể khí gồm: cacbon monoxit (CO), metan (CH₄), các loại hydrocacbon (C_nH_m), cacbon dioxit (CO₂), hiđro (H₂), hydrosunfur (H₂S) và các thoi khí trơ mà chủ yếu là nitơ (N₂) với những tỷ lệ rất khác nhau.

Nói chung có thể biểu thị công thức hoá học của bất kỳ một chất thành phần nào có trong nhiên liệu thể khí có chứa cacbon (C) và hydro (H) hoặc oxy (O) dưới dạng: C_nH_mO_r (trong đó n = 0 ÷ 5, m = 0 ÷ 12, r = 0 ÷ 2).

Nếu hàm lượng của tổng chất thành phần trong 1 kmol (hoặc m³) nhiên liệu thể khí biểu thị theo phần trăm của thể tích và ký hiệu các chất thành phần thì bằng các công thức hoá học của chúng thì thành phần của nhiên liệu thể khí được xác định theo công thức sau:

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1 \text{ kmol (1 m}^3 \text{ tiêu chuẩn)}$$

Nếu cần có và nhiệt độ thấp thì nhiên liệu thể khí có thể chia làm ba loại:

1) Nhiên liệu có nhiệt độ cao

Loại này bao gồm khí thiên nhiên và khí thu được khi khai thác hoặc tinh luyện dầu mỏ hay khí nhân tạo (qua cracking), thành phần chủ yếu của loại khí này là metan (CH₄) chiếm từ 30 ÷ 99%, còn lại là các hydrocacbon khác. Có Q_m ≥ 23 MJ/m³ (với Q_m là nhiệt độ của 1 m³ nhiên liệu khí).

2) Nhiên liệu khí có nhiệt trị trung bình

$$Q_H = 16 \div 23 \text{ MJ/m}^3$$

Loại này bao gồm các loại khí thu được từ quy trình công nghiệp, thành phần chủ yếu là H_2 (chiếm khoảng 40 ÷ 60%), còn lại là CH_4 và CO .

3) Nhiên liệu khí có nhiệt trị thấp

$$Q_H = 4 \div 16 \text{ MJ/m}^3$$

Loại này bao gồm khí lò cao và khí lò ga. Thành phần chủ yếu là CO và H_2 chiếm khoảng 40%, còn lại là các loại khí trơ nhỏ N_2 và CO_2 .

Cần có biện pháp tính toán, phòng ngừa chống sét và lò nổ đối với các loại sau:

II.3.1. Khí dầu mỏ hóa lỏng LPG (Liquefied Petroleum Gas)

Thành phần chủ yếu của khí hóa lỏng là hỗn hợp propan (và butan (C_4H_{10})), thu được từ khí nóng hăng khi khai thác dầu mỏ hoặc các nhà máy lọc dầu, nơi nhiệt độ chế biến từ dầu mỏ có thành phần hỗn hợp nhỏ sau:

- Hôl butan (C_4H_{10}) 89%.
- 6 % hôl butylen (C_4H_8).
- 2% hôl iso-pentan (C_5H_{12}).

Các loại hôl này bốc ra trong quá trình khai thác dầu mỏ và chống sét dầu mỏ tại nhà ngoài ta biến nó thành thể lỏng để lưu trữ và có thành phần chủ yếu là propan và butan theo những tỷ lệ khác nhau. Tùy theo nhu cầu sử dụng và tính năng làm việc mà thành phần sẽ khác nhau (propan : butan) sẽ khác nhau, chúng có thể là (50 : 50) hoặc (60 : 40) hay (70 : 30).

Thành phần khí nóng hóa lỏng: khí nóng hóa lỏng mà hiện nay chúng ta đang sử dụng có thành phần chủ yếu (propan : butan) theo thể tích là (50 : 50).

Nếu với nhiên liệu khí dùng cho nóng công nghệ trong thì sẽ là giữa propan và butan cũng không ảnh hưởng nhiều đến tính năng làm việc của nóng công nghệ, tuy nhiên nếu hàm lượng của propan lớn hơn butan thì quá trình bốc hơi của nhiên liệu nhanh hơn, khi nóng công nghệ làm việc nóng công nghệ CO trong không khí thải ít hơn do lượng cacbon của propan nhỏ hơn butan và ngược lại.

Nhiệt tính của khí nóng hóa lỏng

1) Tính hóa trị

Khoảng màu, không mùi, không độc tạo mùi nên dễ phát hiện khi rò rỉ.

Tỷ trọng khí hóa lỏng nhẹ hơn nước: 0,54 ÷ 0,56 kg/lít.

Nhiệt nóng tỏa cao: Butan = 1.900°C.

Propan = 1.935°C.

Tỷ lệ hòa hơi của khí hóa lỏng này trong không khí thể tích tăng lên 250 lần.

Là loại chất nóng sạch do hàm lượng lưu huỳnh gần như không đáng kể (< 0,02%) và cũng không chứa các chất nóng khác nhỏ chì, hydrocarbon (chứa trong sản phẩm cháy còn nóng hơn cả CO) do nhiệt tính cháy hết nên không tạo muối than, khói, khí CO .

Là loại khí có khả năng hoà lỏng ở áp suất không cao (tới $3 \div 14 \text{ kg/cm}^2$), nên mỗi 5.000 lít có thể hoà lỏng chứa trong một bình chứa khoảng 20 lít, do vậy nó thuận tiện hơn trong việc chuyển chở

Thông thường các bình chứa nước gas lỏng tối đa khoảng tới $80 \div 85\%$, còn lại tới $15 \div 20\%$ cho phần hơi gas nóng do nhiệt nóng tăng. Do LPG có hai trạng thái lỏng và hơi nên các bình chứa khí dung trên ôtô nước lạnh đặt van tiêu thụ, một van dẫn hơi hoà lỏng, một van dẫn khí hoà lỏng.

2) Tính nóng hại

LPG nóng hại, tuy nhiên không nên hít vào với lượng lớn vì có thể làm say hay bị ngạt do nồng độ nóng nên ô nhiễm môi trường. LPG vì ngoài nguy hiểm do tính dễ cháy còn có thể gây ngạt do thiếu oxy.

11.3.2. Khí thiên nhiên NGV (Natural Gas Vehicle)

Nhiên liệu khí dung trong nóng cơ nóng trong nước lấy từ các mỏ khí. Bất kỳ một loại khí thiên nhiên nào bao gồm cũng chứa một hỗn hợp nhiên liệu khí cháy và khí trơ khác nhau.

Thành phần của khí thiên nhiên bao gồm: CO , CH_4 , C_nH_m , CO_2 , H_2S ,...

Cần có biện pháp lọc tro bụi, khí thiên nhiên nước chia làm ba loại.

1) Khí nén CNG (Compress Natural Gas)

Này là loại khí nước lấy từ các mỏ dầu hay khí thiên nhiên.

Khí nén CNG nước nén vào bình chứa với áp suất cao khoảng 250 bar, bằng một máy nén khí. Máy nén khí này lấy từ động cơ hay từ trạm nén áp, và nước nén với áp suất yêu cầu của bình chứa. Việc sử dụng bình chứa khí nén cũng giống như việc dung bình chứa khí nén trong xe, mỗi bình chứa khí nén có dung tích $40 \div 50$ lít, có tới $12 \div 15$ kg khí nén ở áp suất là 250 bar.

2) Khí hoá lỏng LNG (Liquefied Natural Gas)

Này là khí thiên nhiên ở dạng lỏng, khí thiên nhiên nước làm lạnh tới mức âm dưới 161°C . Nó trở thành dạng lỏng trong suốt và không mùi. LNG không nóng và cũng không phải là chất ăn mòn kim loại. Thành phần chính của LNG là metan và có thể thêm một số hợp chất hoá học khác như nước, cacbon dioxide, nitơ, oxy và một số hợp chất của lưu huỳnh.

Trong suốt quá trình hoá lỏng, khí LNG lạnh hơn dưới nhiệt độ và loại bình chứa các hợp chất. Khí còn lại chủ yếu là metan và một ít khí hydro và LNG chứa nặng bằng một nửa trọng lượng của nước nên chính vì vậy này nổi lên trên nước.

Khí hoá lỏng nước nạp vào bình chứa với áp suất khoảng 8,9 bar, với dung tích lưu trữ tới $1.420 \div 4.500$ lít, những bình chứa lớn nước thiết kế bằng nhôm và với chất cách nhiệt với môi trường bên ngoài.

3) Khí hấp thụ ANG (Air Natural Gas)

Khí hấp thụ là một khí thiên nhiên có thể lưu trữ hoàn toàn trong ống mao dẫn cacbon hoạt tính. Áp suất lưu trữ cho khí hấp thụ tới $3 \div 4$ MPa thấp hơn so với áp suất khí nén.

III. CÁC TÍNH CHẤT CƠ BẢN CỦA NHIÊN LIỆU DUNG TRÊN NÔNG CƠ NÓNG TRONG

III.1. Nhiệt trị của nhiên liệu

Nhiệt trị của nhiên liệu là nhiệt lượng thu được khi đốt cháy hoàn toàn 1kg (hoặc 1m^3) nhiên liệu trong điều kiện tiêu chuẩn ($P = 760 \text{ mmHg}$ và $t = 0^\circ\text{C}$).

Nếu xác định nhiệt trở, người ta đốt nhiên liệu ô nhiễm ngoài môi trường, nhiệt lượng sinh ra do nhiên liệu bốc cháy sẽ được nước hấp thụ và làm lạnh sản vật cháy tới mức bằng nhiệt ngoài môi trường trước khi đốt. Sau đó đưa vào lò nhiệt tiêu hao, lưu lượng và mức tăng nhiệt của nước sẽ tính được nhiệt trở của nhiên liệu.

Tuy theo điều kiện cấp nhiệt của môi chất và chu trình công tác trên nồng cơ, nhiên liệu coi các loại nhiệt trở sau:

III.1.1. Nhiệt trở năng áp (Q_p)

Nhiệt trở năng áp (Q_p) là nhiệt lượng thu được sau khi đốt cháy hoàn toàn 1 kg (hoặc 1 m³) nhiên liệu trong điều kiện áp suất môi chất trước và sau khi đốt bằng nhau.

III.1.2. Nhiệt trở năng tích (Q_v)

Nhiệt trở năng tích (Q_v) là nhiệt lượng thu được sau khi đốt cháy hoàn toàn 1 kg (hoặc 1 m³) nhiên liệu trong điều kiện thể tích môi chất trước và sau khi đốt bằng nhau.

Nhiệt trở năng áp và nhiệt trở năng tích quan hệ với nhau qua biểu thức:

$$Q_v = Q_p + p_t \cdot (V_s - V_t), \quad (J/m^3) \quad (7.1)$$

Trong đó p_t (N/m²) – áp suất môi chất trước khi cháy.

V_t, V_s (m³) – thể tích hoặc khối lượng trước khi cháy và của sản vật cháy (nếu quy về áp suất p_t và nhiệt độ trước khi cháy).

III.1.3. Nhiệt trở cao (Q_c)

Nhiệt trở cao (Q_c) là toàn bộ nhiệt lượng thu được sau khi đốt cháy hoàn toàn 1 kg (hoặc 1 m³) nhiên liệu, trong đó có cả nhiệt lượng do hơi nước trong sản vật cháy ngưng tụ thành nước lỏng, sau khi sản vật cháy được làm lạnh tới bằng nhiệt độ trước khi cháy (con gọi là nhiệt ẩn trong hơi nước).

III.1.4. Nhiệt trở thấp (Q_t)

Trên thực tế khi nồng cơ đốt cháy kín hộp, sản vật cháy được thải ra ngoài với nhiệt độ rất cao trong quá trình thải do hơi nước trong khí xả chưa kịp ngưng tụ thành nước lỏng thì đã thải ra ngoài. Vì vậy, chu trình làm việc của nồng cơ không dùng lượng nhiệt ẩn này để sinh công.

Do nội khí tính toán chu trình làm việc của nồng cơ, người ta dùng nhiệt trở thấp Q_t , nhỏ hơn Q_c một lượng vừa bằng nhiệt ẩn hóa hơi của nước lỏng thải ra khi cháy.

Nhiệt trở cao Q_c và nhiệt trở thấp của nhiên liệu lỏng và nhiên liệu khí được xác định qua các biểu thức sau:

- Nhiên liệu lỏng: (nhiệt trở của 1 kg)

$$Q_{tk} = Q_{ck} - 2,512 \cdot (9h + w), \quad (MJ/kg). \quad (7.2)$$

Trong đó Q_{tk} – nhiệt trở thấp của nhiên liệu lỏng.

Q_{ck} – nhiệt trở cao của nhiên liệu lỏng.

h – thành phần khối lượng của hydro trong nhiên liệu.

w – thành phần khối lượng của nước trong nhiên liệu.

2,512 MJ/kg – nhiệt ẩn của 1 kg hơi nước.

- Nhiên liệu khí: (nhiệt trở của 1 m³ tiêu chuẩn)

$$Q_{tm} = Q_{cm} - 2,512 \cdot \left[\frac{18}{22,4} \sum \frac{m}{2} C_n H_m O_r \right], \quad (\text{MJ/m}^3) \quad (7.3)$$

Trong đó 18 – phần tölöông của hõn nõiic.

22,4 (m³) – thể tích phần tõi của hõn nõiic õuñieàu kiẽn tiẽu chuẩn.

$\frac{m}{2}$ – thể tích hõn nõiic khi ñõt m.h kg khí hydro.

Q_{tm} – nhiệt trõ thấp của nhiên liệu khí.

Q_{cm} – nhiệt trõ thấp của nhiên liệu khí.

Nhiệt trõ thấp của nhiên liệu lỏng hoặc nhiên liệu khí cõ thể tính gần ñùng theo công thức Menđeleev sau ñây, nếu biết thành phần khối lõõng của nhiên liệu lỏng hoặc thành phần thể tích của nhiên liệu khí.

- Nhiên liệu lỏng:

$$Q_{tk} = 33,915C + 126,0.h - 10,89(O_{nl} - s) - 2,512(9h + w), \quad (\text{MJ/kg}) \quad (7.4)$$

- Nhiên liệu khí:

$$Q_{tm} = (12,8CO + 10,8 H_2 + 35,8CH_4 + 56,0C_2H_2 + 59,5C_2H_4 + 63,4C_2H_6 + 91C_3H_8 + 120C_4H_{10} + 144C_5H_{12}), \quad (\text{J/m}^3) \quad (7.5)$$

Trẽn (bảng 7.3) cho các giá trị nhiệt trõ thấp của các loại nhiên liệu lỏng và khí.

Loại nhiên liệu	Thành phần khối lõõng			Phần tölöông, μ_{nl}	Nhiệt trõ thấp, Q_t (MJ/kg)	Ghi chú
	c	h	O_{nl}			
Xăng máy bay	0,853	0,147	--	95 – 100	44,17	Nhiên liệu lỏng
Xăng ô tô	0,855	0,145	--	110 – 120	43,96	
Xăng thô	0,860	0,14	--	130 – 140	43,55	
Dầu hoả máy keõ	0,860	0,137	0,003	160 – 180	43,13	
Nhiên liệu Diesel nhẹ	0,870	0,126	0,004	170 – 200	42,5	
Nhiên liệu Diesel nặng	0,870	0,125	0,005	220 – 280	41,87	
Cõn 94° (nõiic 6%)	0,49	0,123	0,327	42	25,12	
Pentan	0,833	0,167	--	72	45,43	
Octan	0,841	0,159	--	114	44,68	
Khí thiên nhiên: - mõi khí - khí bũn ao					34,8 – 35,6 30,15	Nhiên liệu khí
Khí công nghiệp: - khí dầu mõi - Cracking nhiên liệu lỏng					41,3 – 68,12 62,91	
- Cracking nhiên liệu khí					57,25	
- Luyeñ cõc					16,748	
- Lò cao (luyeñ gang)					3,977	
Khí lò ga: - Than bũn					6,415	
- Củi					4,681	

Nhờ vậy, soáoctan làchê tiêu ñình giáitính chống kích nổcủa nhiên liệu. Giáitừ của soáoctan làsoáphan trăm (theo thanh phân theátích) ham lööng izoöctan cótrong hỗn hợp nhiên liệu mẫu với chất heptan chính.

Nếu tính chống kích nổcủa nhiên liệu thí nghiệm lớn hơn so với izoöctan thì nhiên liệu mẫu dung so sánh làhỗn hợp của izoöctan với tetraetyl chì PbC_2H_5 hoặc với dung dịch etyl. Người ta pha tetraetyl chì vào nhiên liệu ñể làm tăng khả năng chống kích nổcủa nhiên liệu. Khi ñó soáoctan của nhiên liệu mẫu này phụ thuộc vào ham lööng PbC_2H_5 trong 1 kg izoöctan.

III.4. Tính tời chảy của nhiên liệu dung cho ñöng cô Diesel

Tính tời chảy của nhiên liệu Diesel là một chê tiêu quan trọng của nhiên liệu này. Trong ñöng cô Diesel, nhiên liệu ñöéc phun vào buồng chảy ôicủa quatrình ñeìn, nhiên liệu không chảy ngay mà ñó phải cóthời gian chuẩn bị ñể làm thay ñổi tính chất hoá lý của môi bức chảy.

Thời gian tính tời lúc bắt ñầu phun nhiên liệu ñến khi hoá khí bức chảy gọi làthời kỳchảy trê và ñöéc ñó bằng góc quay trục khuỷu hay thời gian τ . Vì vậy giáitừ τ lớn hay nhỏ sẽ thể hiện ñöéc tính tời chảy là ñể hay khó chảy ra ñối với nhiên liệu Diesel trong buồng chảy ñöng cô.

Trên thực tế người ta dùng các chê tiêu sau ñể ñình giáitính tời chảy của nhiên liệu Diesel.

1) Tyisóá ñeìn tời hạn ϵ_{th}

Tyisóá ñeìn tời hạn ñöéc xác ñịnh trên ñöng cô thöinghiem thay ñổi ñöéc tyisóá ñeìn và tuân theo các ñiều kiện thí nghiệm một cách chặt chẽ

Cho ñöng cô hoạt ñöng bằng nhiên liệu cần thöinghiem, thay ñổi tyisóá ñeìn ϵ sao cho thời kỳ chảy trê ñạt 13° góc quay trục khuỷu. Tyisóá ñeìn thu ñöéc trong ñiều kiện này chính là tyisóá ñeìn tời hạn ϵ_{th} . Kết quả thí nghiệm rút ra ñöéc, nhiên liệu nào có tyisóá ñeìn tời hạn càng thấp thì nhiên liệu ñó có tính tời chảy càng cao.

2) Soá xetan

Soá xetan của nhiên liệu Diesel là soáphan trăm theátích của chất xetan chính ($C_{16}H_{34}$) có trong hỗn hợp của nhiên liệu mẫu, hỗn hợp này có tính tời chảy bền trong ñöng cô thöinghiem và bằng tính tời chảy của nhiên liệu cần thöinghiem với các ñiều kiện thöinghiem ñöéc quy ñịnh một cách chặt chẽ

Nhiên liệu mẫu ñöéc tạo thành bởi hỗn hợp của hai hydrocacbon: chất xetan chính ($C_{16}H_{34}$) và chất α – metylnaptalin ($\alpha - C_{10}H_7CH_3$) với tính tời chảy khác nhau. Tính tời chảy của xetan là 100 ñôn vị, còn α – metylnaptalin là 0 ñôn vị. Pha trộn hai chất trên theo tỷ lệ theátích khác nhau, ta ñöéc nhiên liệu mẫu có tính tời chảy thay ñổi từ 0 ñến 100.

Hiện nay, ñể ñình giáitính tời chảy của nhiên liệu Diesel người ta thöông dùng chê soá xetan. Nhiên liệu nào có chê soá xetan càng cao thì nhiên liệu ñó có tính tời chảy càng cao.

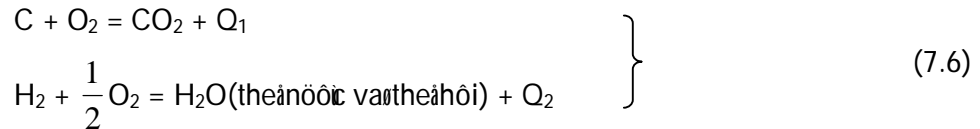
IV. PHẢN ỨNG CHẢY CỦA NHIÊN LIỆU VÀ HÊ ISOĐÖ LÖÖNG KHÔNG KHÍ α

IV.1. Phản ứng chảy của nhiên liệu

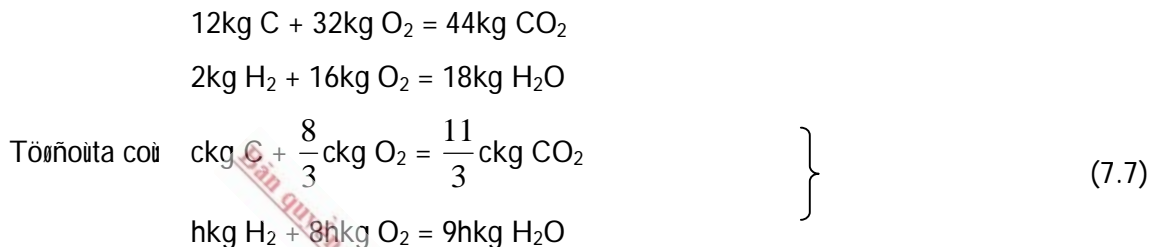
Hoá khí dung cho ñöng cô ñốt trong có hai thanh phân: nhiên liệu và không khí. Muốn xác ñịnh lööng hoá khí ñối với 1 kg nhiên liệu, trước tiên phải biết lööng không khí lý thuyết ñể ñốt chảy hoàn toàn số nhiên liệu ñó

Bản chất quá trình cháy trên nóng cô là quá trình xảy ra các phản ứng oxy hoá các hợp chất có trong nhiên liệu kèm theo việc kết toả nhiệt của sản phẩm cháy. Khi quá trình cháy hình thành, về cơ bản có các phản ứng hoá học sau:

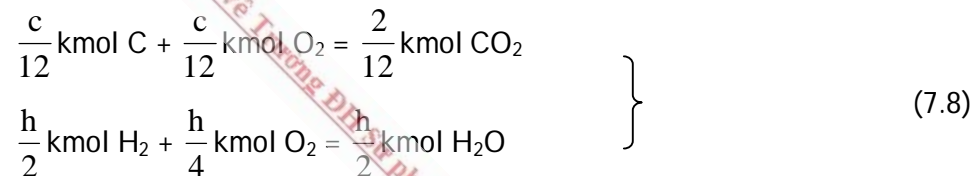
Khi đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu lỏng, các thành phần c của C và h của H₂ sẽ chuyển thành CO₂ và H₂O theo phương trình sau:



Nếu trong 1 kg nhiên liệu lỏng có c kg C, h kg H₂ và O_{nl} kg O₂ thì phương trình 7.6 tổng nóng với:



Nếu tính số lượng O₂, CO₂ và H₂O theo đơn vị kmol sẽ có:



Gọi O'_o – là lượng oxy cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu lỏng, (kg/kg nhiên liệu)
 và O_o – là lượng oxy cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu lỏng, (kmol/kg nhiên liệu)

Từ phương trình 7.7 và 7.8 ta có

$$O'_o = \frac{8}{3}c + 8h - O_{nl}, \quad (\text{kg/kg nhiên liệu})$$

$$O_o = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{O_{nl}}{32}, \quad (\text{kmol/kg nhiên liệu})$$

Lượng oxy dùng để đốt nhiên liệu trong buồng cháy nóng cô là lượng oxy trong không khí. Không khí gồm hai thành phần chính là O₂ và N₂. Tính theo thành phần khối lượng của không khí khô oxy chiếm 23,2%. Tính theo thành phần thể tích oxy chiếm 21%.

Lượng không khí lý thuyết cần để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu lỏng là L_o (kg/kg nhiên liệu) hoặc M_o (kmol/kg nhiên liệu).

$$\left. \begin{aligned} L_o &= \frac{O'_o}{0,232} = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8}{3}c + 8h - O_{nl} \right), \quad (\text{kg không khí/kg nhiên liệu}) \\ M_o &= \frac{O_o}{0,21} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{O_{nl}}{32} \right), \quad (\text{kmol không khí/kg nhiên liệu}) \end{aligned} \right\} \quad (7.9)$$

IV.2. Hệ số độ loãng không khí α

Nếu lượng không khí thực tế vào buồng đốt của 1 kg nhiên liệu lỏng là M (kmol/kg nhiên liệu) hoặc L (kg/kg nhiên liệu) thì hệ số độ loãng không khí α được xác định qua biểu thức sau:

$$\alpha = \frac{M}{M_0} = \frac{L}{L_0} \quad (7.10)$$

IV.2.1. Sản phẩm cháy khi $\alpha \geq 1$

Khi $\alpha \geq 1$, có nghĩa là lượng không khí thực tế vào buồng đốt của 1 kg nhiên liệu lỏng nhiều hơn lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu lỏng. Trong trường hợp này phản ứng cháy xảy ra hoàn toàn và sản phẩm cháy bao gồm các thành phần sau: CO_2 , hơi nước H_2O , oxy dư O_2 và N_2 (chứa trong không khí đi vào buồng đốt).

Sản phẩm cháy của 1 kg nhiên liệu M_2 , được tính:

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + \alpha M_0 - 0,21M_0 \\ &= \alpha M_0 + \frac{h}{4} + \frac{O_{nl}}{32}, \quad (\text{kmol/kg nhiên liệu}) \end{aligned} \quad (7.11)$$

IV.2.1. Sản phẩm cháy khi $\alpha < 1$

Khi $\alpha < 1$, có nghĩa là lượng không khí thực tế vào buồng đốt của 1 kg nhiên liệu lỏng ít hơn lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu lỏng. Trong trường hợp này phản ứng cháy xảy ra không hoàn toàn và sản phẩm cháy bao gồm các thành phần sau: CO_2 , CO , hơi nước H_2O , H_2 và N_2 (chứa trong không khí đi vào buồng đốt).

Khi thiếu oxy nên C không được oxy hoá hoàn toàn thành CO_2 , mà sẽ có một phần sẽ thành CO. Nếu với H_2 cũng vậy, do thiếu oxy nên một phần H_2 được chuyển thành nước, còn một phần H_2 không được cháy vẫn giữ nguyên H_2 .

$$M_2 = M_{\text{CO}} + M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0,79\alpha M_0 \quad (7.12)$$

Trong đó M_{CO} – số kmol CO.

M_{CO_2} – số kmol CO_2 .

$M_{\text{H}_2\text{O}}$ – số kmol H_2O .

M_{O_2} – số kmol O_2 trong không khí khô

M_{N_2} – số kmol N_2 trong không khí khô

Chương 8

CHU TRÌNH NHIỆT NÓNG CỦA NÓNG CƠ NÓT TRONG

I. CÁC NÒNH NGHÓA

I.1. Chu trình công tác

Khi nóng cơ làm việc, trong xylanh nóng cơ phải thực hiện các quá trình nạp môi chất môi, nén môi chất, cháy – giãn nở sinh công và thải sản phẩm cháy ra ngoài. Các quá trình này nối tiếp diễn ra theo một thời gian nhất định, lặp đi lặp lại và có tính chu kỳ. Tổng hợp các quá trình trên, hình thành nên chu trình công tác hay chu trình làm việc thực tế của nóng cơ nóng trong.

Chu trình công tác của nóng cơ có thể được thực hiện trong hai vòng quay trục khuỷu, hay bốn hành trình của piston nối với nóng cơ bốn kỳ hoặc một vòng quay trục khuỷu, tức là hai hành trình của piston nối với nóng cơ hai kỳ.

I.2. Chu trình lý tưởng

Trong nóng cơ nóng trong, quá trình chuyển biến từ nhiệt năng (do đốt cháy nhiên liệu ôxi đáng hoá năng) sang cơ năng (công cơ học) của nóng cơ rất phức tạp, khiến cho việc nghiên cứu các quá trình của chu trình làm việc thực tế trên nóng cơ nóng trong gặp rất nhiều khó khăn, rất khó khăn giải một số bài toán của mỗi chu trình.

Nếu thuận tiện cho việc nghiên cứu, người ta đã thay các quá trình phức tạp trên bằng các quá trình có dạng đơn giản hơn, những vấn đề với chu trình thực tế. Cách làm trên cho ta chu trình lý tưởng của nóng cơ nóng trong. Chu trình này có các đặc điểm và các đặc tính như sau:

I.2.1. Các đặc điểm của chu trình lý tưởng

Chu trình lý tưởng là một chu trình kín, thuận nghịch trong môi trường có một toàn thể năng lượng phân bố ngoài toàn thể do nhận nhiệt cho nguồn lạnh. Các đặc điểm của chu trình lý tưởng là:

- Môi chất công tác trong chu trình là lý tưởng.
- Lượng môi chất dùng trong chu trình không thay đổi. Trong chu trình không có các quá trình thay đổi môi chất.
- Các quá trình nén và giãn nở là những quá trình đoạn nhiệt.
- Quá trình cháy được thay bằng quá trình cấp nhiệt Q_1 từ nguồn nóng và quá trình nhận nhiệt cho nguồn lạnh được thay bằng quá trình nhận nhiệt Q_2 từ môi chất tới nguồn lạnh.

I.2.2. Các đặc tính chủ yếu của chu trình

Các đặc tính chủ yếu của chu trình được thể hiện trên hai mặt: Tính kinh tế và tính hiệu quả.

1) Tính kinh tế của chu trình

Tính kinh tế của chu trình được thể hiện qua hiệu suất nhiệt η_t , nó là tỷ số giữa công suất nhiệt của nóng cơ chuyển thành công suất cơ học và công suất nhiệt cấp cho môi chất trong chu trình.

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (8.1)$$

Trong đó L_t (J/chu trình) – công do môi chất tạo ra trong một chu trình.

Q_1 (J/chu trình) – nhiệt do nguồn nóng cấp cho môi chất trong mỗi chu trình.

Q_2 (J/chu trình) – nhiệt do môi chất nhận cho nguồn lạnh trong mỗi chu trình.

2) Tính hiệu quả của chu trình

Tính hiệu quả của chu trình được thể hiện qua áp suất trung bình P_t của chu trình, và thể tích chất lỏng trong mỗi công của chu trình và thể tích công tác của chu trình.

$$P_t = \frac{L_t}{V_h}, \text{ (Nm/m}^3 \text{ hay N/m}^2\text{)}. \quad (8.2)$$

Trong mỗi $V_h = V_{\max} - V_{\min}$, (m^3) – thể tích công tác của chu trình.

V_{\max} , (m^3) – thể tích lớn nhất của chu trình.

V_{\min} , (m^3) – thể tích nhỏ nhất của chu trình.

Qua biểu thức (8.2) ta thấy rằng, về thể tích chất P_t chính là áp suất trung bình của chu trình.

Với kích thước xy lanh và số vòng quay nhất cho của động cơ thì áp suất trung bình P_t càng lớn sẽ cho công suất động cơ càng cao.

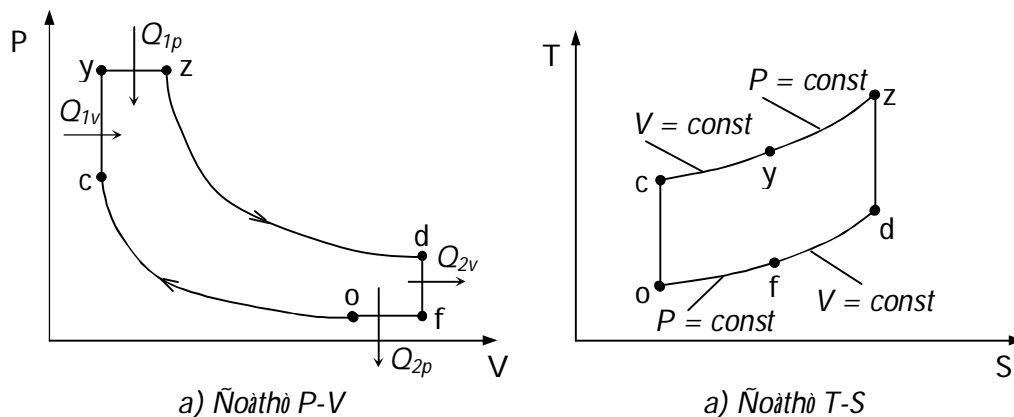
Chu trình lý tưởng của động cơ nổ trong kiểu piston được chia làm ba loại:

1. Chu trình đẳng tích – nguồn nóng cấp nhiệt Q_1 cho môi chất trong điều kiện đẳng tích ($V = \text{const}$).
2. Chu trình đẳng áp – nguồn nóng cấp nhiệt Q_1 cho môi chất trong điều kiện áp suất không thay đổi ($P = \text{const}$).
3. Chu trình hỗn hợp – nguồn nóng cấp nhiệt Q_1 cho môi chất, một phần Q_{1V} trong điều kiện đẳng tích, còn lại Q_{1P} cấp trong điều kiện đẳng áp ($Q_1 = Q_{1V} + Q_{1P}$).

II. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG ÁP DỤNG CHO ĐỘNG CƠ KHÔNG TĂNG ÁP

II.1. Chu trình lý tưởng tổng quát của động cơ nổ trong

Chu trình lý tưởng tổng quát của động cơ nổ trong được thể hiện trên hai đồ thị P-V và T-S gồm các quá trình sau:



Hình 8.1. Chu trình lý tưởng tổng quát của động cơ nổ trong.

- Nhiên liệu nhiệt độ – nhiên liệu cho các loại động cơ đốt trong, máy nén khí.
- Cấp nhiệt năng tích tụ – nhiên liệu cho động cơ hình thành hoặc khí bên ngoài, và động cơ chạy công bố bằng tia lửa điện.
- Cấp nhiệt năng áp suất – một phần cấp nhiệt nhiên liệu cho động cơ Diesel hiện nay; toàn bộ quá trình nhiên liệu cho động cơ Diesel phun nhiên liệu.
- Nhiên liệu nhiệt độ – nhiên liệu cho các loại động cơ đốt trong và tua bin khí.
- Nhiên liệu năng tích tụ – nhiên liệu cho động cơ đốt trong piston.
- Nhiên liệu năng áp suất – nhiên liệu cho tua bin khí.

Tỷ số giữa áp suất hoặc thể tích trên hai điểm nhiên liệu của một chu trình nhiệt động được thể hiện qua các giá trị sau:

- Tỷ số nén: $\epsilon = \frac{V_0}{V_c}$ (V_0 và V_c – thể tích ban đầu và cuối quá trình nén).

- Tỷ số tăng áp khi cháy: $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ (P_z – áp suất cực đại khi cháy;
 P_c – áp suất cuối quá trình nén).

- Tỷ số giãn nở khi cháy: $\rho = \frac{V_z}{V_c}$
 (V_z – thể tích cuối quá trình cấp nhiệt;
 V_c – thể tích ban đầu quá trình cấp nhiệt hoặc cuối quá trình nén).

- Tỷ số giãn nở sau khi cháy: $\delta = \frac{V_d}{V_z}$ (V_d – thể tích cuối quá trình giãn nở).

- Tỷ số giảm áp khi nhiên liệu: $\sigma = \frac{P_d}{P_f}$
 P_d – áp suất cuối quá trình giãn nở
 $P_f = P_0$ – áp suất cuối quá trình nhiên liệu cho nguồn lạnh.

Nếu gọi M là số kmol (kilo mol) mỗi chất có trong chu trình:

$$Q_1 = Q_{1v} + Q_{1p} = [mC_v(T_y - T_c) + mC_p(T_z - T_y)]M$$

$$Q_2 = Q_{2v} + Q_{2p} = [mC_v(T_d - T_f) + mC_p(T_f - T_0)]M$$

Trong đó mC_v , mC_p (J/kmol.độ) – nhiệt dung riêng năng tích và năng áp của 1 kmol mỗi chất.

Thay các giá trị của Q_1 và Q_2 vào (8.1), ta được:

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_d - T_f) + k(T_f - T_0)}{(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)} \quad (8.3)$$

Trong đó $k = \frac{mC_p}{mC_v}$ – hằng số nhiệt.

Đưa vào mối quan hệ của các quá trình nhiệt động nhiệt độ tại các điểm cuối các quá trình của chu trình trong biểu thức (8.3) theo T_0 , ta có:

- Quá trình nén đoạn nhiệt: $T_c = T_0 \left(\frac{V_0}{V_c} \right)^{k-1} = T_0 \cdot \epsilon^{k-1}$
- Quá trình nung tích: $T_y = T_c \left(\frac{P_y}{P_c} \right) = T_0 \cdot \epsilon^{k-1} \cdot \lambda$
- Quá trình nung áp: $T_z = T_y \left(\frac{V_z}{V_y} \right) = T_y \cdot \rho = T_0 \cdot \epsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho$
- Quá trình giãn đoạn nhiệt: $T_d = T_z \left(\frac{P_d}{P_z} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_0 \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} \cdot \rho \cdot \sigma^{\frac{k-1}{k}}$
- Quá trình nung tích: $T_f = T_d \left(\frac{P_f}{P_d} \right) = T_0 \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} \cdot \rho \cdot \sigma^{\frac{1}{k}}$

Thay các kết quả trên vào biểu thức (8.3), ta có:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} (\sigma - 1) + k (\rho \lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}})}{\sigma^{\frac{1}{k}} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]} \quad (8.4)$$

Từ biểu thức (8.4) cho biết: hiệu suất nhiệt η_t phụ thuộc vào tỷ số nén, cách cấp nhiệt cho môi chất từ nguồn nóng, cách nhận nhiệt từ môi chất cho nguồn lạnh.

Áp suất trung bình P_t tính theo (8.2), trong trường hợp của chu trình tổng quát có thể viết như sau:

$$P_t = \frac{\epsilon^k \cdot P_0}{k-1} \cdot \frac{\eta_t \cdot \sigma^{\frac{1}{k}} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]}{\epsilon \cdot \rho \lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}}} \quad (8.5)$$

Từ (8.5) ta thấy rằng, P_t sẽ tăng cao nếu ϵ , η_t , P_0 càng lớn.

II.2. Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp

Nhà thờ P-V và T-S dùng cho chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp của động cơ đốt trong không tầng áp nhỏ (hình 8.2).

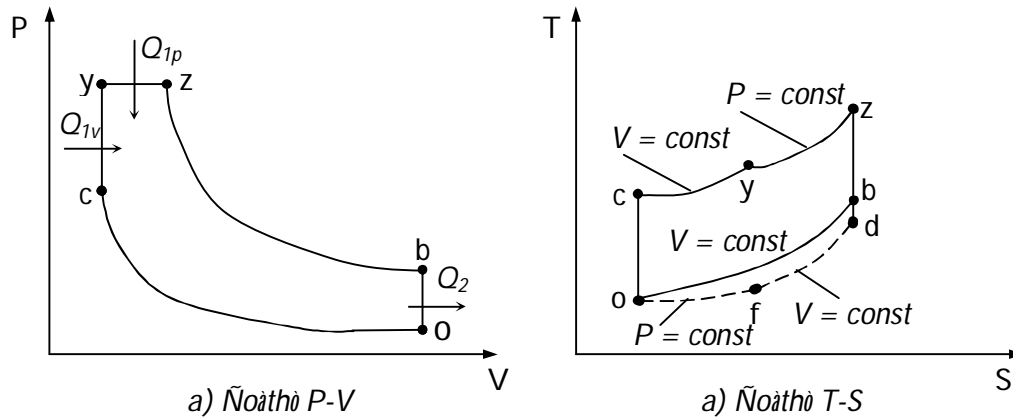
Ở động cơ đốt trong piston, các quá trình nhận nhiệt nung tích và nung áp. Nhờ vậy nên ta có trường hợp riêng của chu trình tổng quát, trong nhiều kiến $T_f = T_0$; $T_b = T_d$, $V_b = V_d = V_0 = V_f$ và $V_h = V_c$. Trong nhiều kiến nhận nhiệt nung tích, σ có thể xác định:

$$\sigma = \frac{P_b}{P_0} = \frac{T_b}{T_0} = \lambda^{\frac{1}{k}} \cdot \rho \cdot \sigma^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{hay } \sigma = \lambda \cdot \rho^k \quad (8.6)$$

Thay (8.6) vào (8.4), ta có:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)} \quad (8.7)$$

$$\text{với } P_t = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_0}{k - 1} \cdot \eta_t \cdot [\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)] \quad (8.8)$$



Hình 8.2. Chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp

Trong chu trình cấp nhiệt hỗn hợp nhiệt lượng Q_1 do nguồn nóng cung cấp cho chu trình là

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_{1V} + Q_{1P} = M \cdot [mC_V(T_y - T_c) + mC_P(T_z - T_y)] \\ &= mC_V \cdot T_0 \cdot \epsilon^{k-1} \cdot M [\lambda - 1 + k \cdot \lambda (\rho - 1)] \end{aligned}$$

Khi giới $Q_1 = \text{const}$ và $T_0 = \text{const}$, thì các giá trị mC_V , ϵ , k và M đều không đổi, vì vậy:

$$\frac{Q_1}{mC_V \cdot T_0 \cdot \epsilon^{k-1} \cdot M} = [\lambda - 1 + k \cdot \lambda (\rho - 1)] = A = \text{const}$$

Các giá trị ρ và λ ở công thức trên này trở thành giá trị các phần nhiệt lượng Q_{1V} và Q_{1P} .

Nếu đặt $A' = A \cdot \epsilon^{k-1} = \text{const}$, thay vào công thức (8.6), ta được:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{A'}$$

Nhờ vậy trong nhiều kiến thay đổi nhiệt lượng Q_1 cấp cho chu trình hỗn hợp, càng tăng λ thì hiệu suất nhiệt η_t càng tăng và ngược lại (do $B = \lambda \cdot \rho^k$ nghịch biến theo λ). Tuy nhiên càng tăng λ sẽ làm cho áp suất cực đại của chu trình tăng lên, làm tăng ứng suất các chi tiết trong cơ cấu trục khuỷu thanh truyền và các chi tiết bao kín buồng cháy nóng cô.

Nhìn vào biểu thức (8.7) ta thấy: η_t của chu trình hỗn hợp tăng khi tăng ϵ và khi tăng k cũng sẽ làm η_t tăng.

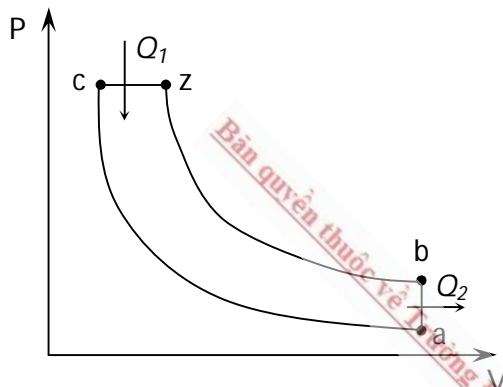
Từ (8.8) ta thấy, khi tăng λ hoặc tăng ρ sẽ làm cho P_t tăng. Nhưng khi tăng λ sẽ làm cho áp suất cực đại P_z của chu trình tăng nhiều và làm tăng phôi tại trên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền của nóng cô. Do đó muốn nâng cao P_t tối nhất là tăng ρ và giới $\lambda = \frac{P_z}{P_c} = \text{const}$, khi tăng tỷ số nén thì P_t cũng tăng và ngược lại.

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (8.11)$$

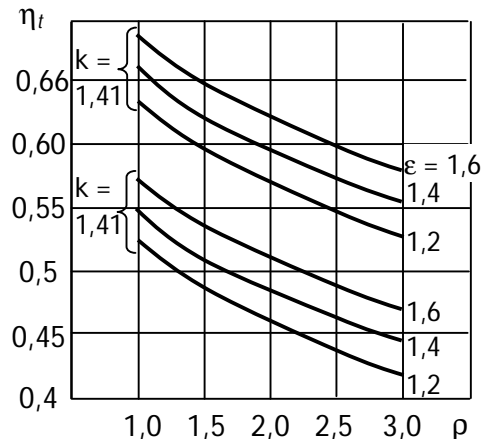
$$P_t = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_o}{k - 1} \cdot k(\rho - 1) \cdot \eta_t \quad (8.12)$$

Biểu thức (8.11) chứng rằng η_t của chu trình nâng áp chẳng những phụ thuộc vào ϵ và k mà còn phụ thuộc vào tỷ số giãn nở sau khi cháy ρ . Ảnh hưởng của ϵ và k tới η_t cũng tổng tới nhờ chu trình hỗn hợp và chu trình nâng tích.

Khi tăng ρ thì P_t của chu trình sẽ tăng, còn η_t thì có giảm chút ít.



Hình 8.5. Chu trình nâng áp.



Hình 8.6. Quan hệ giữa η_t và ρ của chu trình nâng áp với các giá trị của k và ϵ .

11.5. So sánh hiệu suất nhiệt η_t của các chu trình

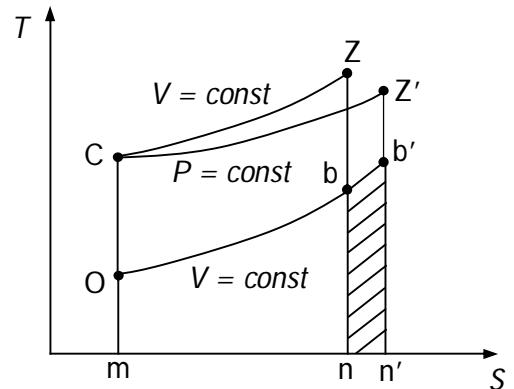
Dùng đồ thị T-S để so sánh η_t của các chu trình nâng tích và nâng áp trong hai trường hợp sau đây:

- Cùng các giá trị T_0 , ϵ và Q_1
- Cùng các giá trị T_0 , P_z và Q_1

Trong các trường hợp trên do Q_1 nhỏ nhau, muốn biết η_t của chu trình nào lớn hơn, cần xác định thêm Q_2 . Theo (8.1), chu trình nào có Q_2 lớn hơn, chu trình ấy sẽ có η_t nhỏ hơn.

11.5.1. Cùng các giá trị T_0 , ϵ và Q_1

Do T_0 và ϵ nhỏ nhau nên nồng độ nhiệt của hai chu trình trung nhau. Tốc độ nóng cấp nhiệt nâng tích ($V = \text{const}$) sẽ có độ lớn bằng nồng độ nhiệt nâng áp ($P = \text{const}$). Nếu năm bán Q_1 nhỏ nhau, tức $S_{mczn'} = S_{mz'n'}$ thì nồng độ $z'n'$ phải nằm bên phải nồng độ zn .



Hình 8.7. Chu trình cùng các giá trị T_0 , ϵ và Q_1 .

Nhiệt lượng của mỗi chất nhận cho nguồn lạnh tổng cộng với các diện tích.

$$Q_{2P} = S m o b' n' \text{ và } Q_{2V} = S m o b n$$

Suy ra $Q_{2P} > Q_{2V}$ và theo (8.1) thì $\eta_{TP} < \eta_{TV}$ có nghĩa là hiệu suất η_{TV} của chu trình năng tích lớn hơn, còn hiệu suất η_{TH} của chu trình hỗn hợp nằm ở giữa hai hiệu suất trên ($\eta_{TP} < \eta_{TH} < \eta_{TV}$).

11.5.2. Công suất T_0, P_Z và Q_1

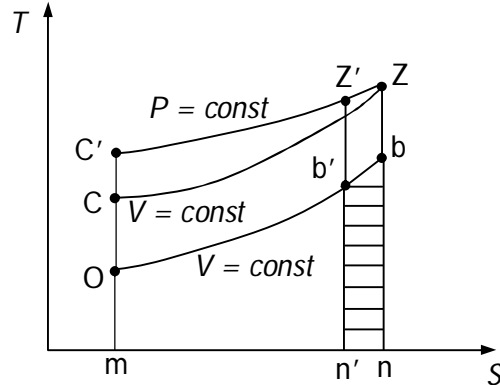
Do năng cấp nhiệt năng tích được hỗn hợp cấp nhiệt năng áp nên nếu hai nước P_t giống nhau, thì điểm c cuối quá trình nén của chu trình năng tích phải nằm thấp hơn điểm c' (điểm cuối quá trình nén của chu trình năng áp). Nếu hai nước Q_1 nhỏ nhau thì điểm z phải nằm trên đường $P = P_Z = \text{const}$ và nằm bên phải điểm z'.

$$Q_{1P} = S m c' z' n' \text{ và } Q_{1V} = S m c z n$$

Nhiệt do môi chất nhận ra nguồn lạnh:

$$Q_{2P} = S m o b' n' \text{ và } Q_{2V} = S m o b n$$

Suy ra: $Q_{2P} < Q_{2V}$ dẫn đến $\eta_{TP} > \eta_{TV}$. Nhờ vậy hiệu suất nhiệt η_{TP} của chu trình năng áp lớn hơn so với chu trình năng tích η_{TV} , còn chu trình hỗn hợp nằm ở vị trí trung gian ($\eta_{TP} > \eta_{TH} > \eta_{TV}$).

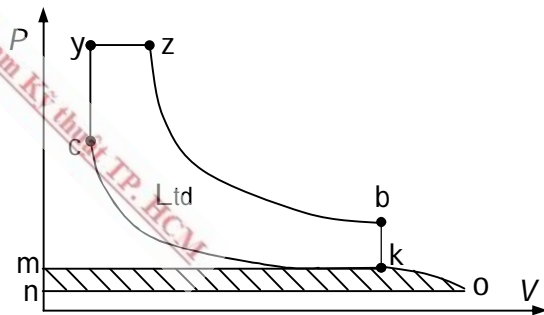


Hình 8.8. Chu trình công suất T_0, P_Z và Q_1

III. CHU TRÌNH LYTỬ ĐỘNG CỦA NỒNG CÔ TĂNG ÁP

III.1. Chu trình lytử động của nóng cô tăng áp truyền nóng cô khí.

Chu trình gồm hai bộ phận: chu trình lytử động của bản thân nóng cô kcyzb; chu trình lytử động của máy nén nokm. Nếu tiến trong máy nén môi chất nước nên ngoài nhiệt tỏa ra suất P_0 lên P_k , tiếp theo môi chất nước nên tiếp tục theo quá trình nóng nhiệt tỏa P_k lên P_c .



Hình 8.9. Chu trình lytử động của nóng cô tăng áp truyền nóng cô khí

Hiệu suất nhiệt toàn bộ thiết bị $\eta_{t\Sigma}$

$$\eta_{t\Sigma} = \frac{L_{td} - L_{tN}}{Q_1} = \eta_{td} - \frac{L_{tN}}{Q_1} = \eta_{td} - \frac{L_{tN}}{L_{td}} \cdot \eta_{td}$$

Trong đó

L_{td} (J/chu trình) – công của chu trình nóng cô.

$$\eta_{td} = m C_v \cdot T_k \cdot M \cdot \left\{ \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)] - (\lambda \cdot \rho^k - 1) \right\}$$

L_{tN} (J/chu trình) – công của chu trình máy nén.

$$\eta_{td} = \frac{k}{k-1} \cdot M \cdot R \cdot T_0 \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} \cdot M \cdot R \cdot T_0 (\varepsilon_k^{k-1} - 1)$$

Q_1 (J/chu trình) – nhiệt lượng cấp cho chu trình từ nguồn nóng.

η_{td} – hiệu suất nhiệt của bản thân nóng cô (của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp).

$$\varepsilon_k = \frac{V_0}{V_k} - \text{tỷ số nén trong máy nén.}$$

$$\varepsilon = \frac{V_k}{V_c} - \text{tỷ số nén của nóng cô.}$$

R = 8314 (J/kmol.nóng) – hằng số khí.

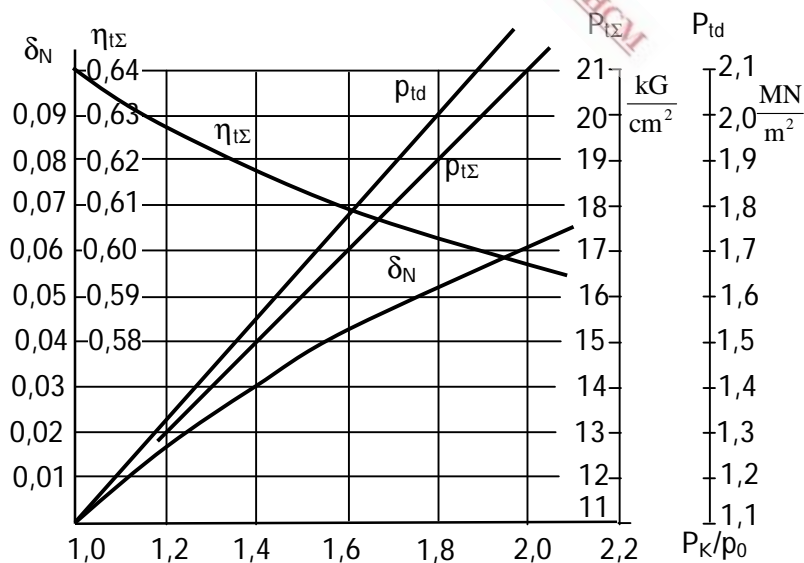
$$\text{Thay các giá trị vào ta được: } \eta_{t\Sigma} = \eta_{td} - \frac{k \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k \cdot \lambda (\rho - 1)]} \quad (8.13)$$

Nhờ vậy hiệu suất nhiệt toàn bộ nhiệt độ của nóng cô tăng áp khí $\eta_{t\Sigma}$ nhỏ hơn hiệu suất nhiệt bản thân nóng cô η_{td} , vì nóng cô phải tiêu thụ một lượng công để dẫn nóng máy nén. Áp suất tăng áp P_k càng lớn thì công tiêu hao cho máy nén càng lớn, ngoài ra nếu tỷ số nén ε của nóng cô càng nhỏ thì hiệu suất $\eta_{t\Sigma}$ càng nhỏ hơn η_{td} .

Áp suất trung bình $P_{t\Sigma}$ của chu trình lytông nóng cô tăng áp:

$$P_{t\Sigma} = P_{td} \cdot \left\{ 1 - \frac{k \cdot \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k \cdot \lambda (\rho - 1)]} \cdot \eta_{td} \right\} \quad (8.14)$$

Trong đó P_{td} được tính theo công thức (8.8): $P_{td} = \frac{P_k}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \eta_t \cdot [\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)]$



Hình 8.10. Quan hệ giữa $\eta_{t\Sigma}$, $P_{t\Sigma}$, P_{td} , và δ_N của chu trình lytông nóng cô tăng áp truyền nóng cô khí với tỷ số tăng áp P_k/p_0 .

Khi tăng P_k , mức nở của $P_{t\Sigma}$ giảm hơn so với P_{td} . Nếu mà duy nhất tiêu hao mỗi phần công của chu trình nóng cô nên để nóng máy nên tăng áp, nhưng dung biến phải tăng áp vẫn làm tăng áp suất chu trình của toàn bộ thiết bị $P_{t\Sigma}$ lên nhiều, nhờ đó làm tăng công suất nóng cô, nhưng lại không gây ảnh hưởng lớn đến hiệu suất có ích $\eta_{t\Sigma}$ của toàn bộ thiết bị nóng cô tăng áp.

III.2. Chu trình lytđông của nóng cô tăng áp tua bin khí

III.2.1. Tua bin nóng áp

Trong hệ thống tua bin nóng áp trên nóng cô này, thì nóng cô nên tua bin có một bình ổn áp, tác dụng của bình này nhằm giữ cho áp suất của khí thải từ nóng cô ra ổn định trước khi tới tua bin. Nhằm nâng cao hiệu suất cho tua bin.

Trong chu trình có các quá trình sau:

ok – quá trình nén đoạn nhiệt trong máy nén.

kc – nén đoạn nhiệt trong xylanh.

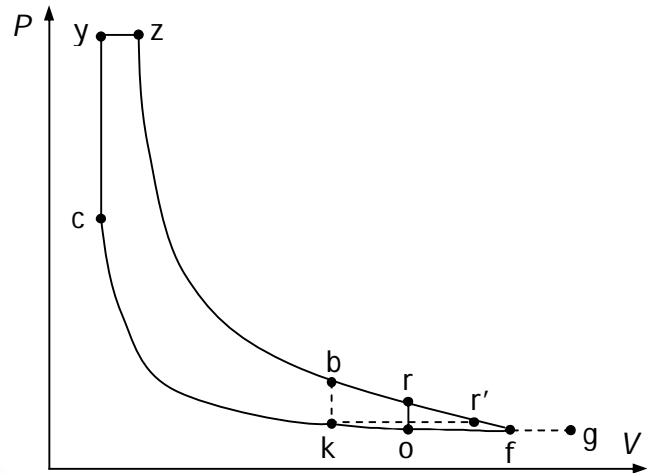
cyz – cấp nhiệt hỗn hợp Q_1 .

zb – giãn nở đoạn nhiệt trong xylanh.

kr' – cấp nhiệt nóng áp Q_1 .

r'g – giãn nở đoạn nhiệt trong tua bin.

go – nhận nhiệt từ tua bin cho môi trường Q_2 .



Hình 8.11. Chu trình lytđông của nóng cô tăng áp tua bin khí.

Trong các quá trình trên có ràng buộc $Q_I = Q_{II}$

$$\text{Hiệu suất nhiệt } \eta_{td} \text{ của nóng cô: } \eta_{td} = 1 - \frac{Q_{II}}{Q_I}$$

$$\Rightarrow Q_{II} = Q_I(1 - \eta_{td}) = Q_I \cdot \frac{\lambda \cdot p^k - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (p - 1)} \cdot \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

Hiệu suất nhiệt η_{td} của chu trình tua bin nóng áp okrfo:

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{1}{\epsilon_k^{k-1}} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$Q_2 = \frac{Q_1}{\epsilon_k^{k-1}}$$

Do $Q_{II} = Q_1$ nên: $Q_2 = Q_1 \cdot \frac{\lambda \cdot p^k - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (p - 1)} \cdot \frac{1}{(\epsilon \cdot \epsilon_k)^{k-1}}$

Hiệu suất nhiệt của chu trình lytđông của nóng cô tăng áp dung tua bin nóng áp.

$$\eta_{t\Sigma} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{(\epsilon \cdot \epsilon_k)^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot p^k - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (p - 1)} \quad (8.15)$$

Trong nội $\epsilon_0 = \epsilon \cdot \epsilon_k$ – tỷ số nén tổng hợp của chu trình.

Áp suất trung bình của chu trình tăng áp dung tua bin năng áp:

$$P_{t\Sigma} = \frac{\epsilon^k \cdot P_k}{(\epsilon - 1) \cdot (k - 1)} \cdot \eta_{t\Sigma} \cdot [\lambda - 1 + k \cdot \lambda (\rho - 1)] \quad (8.16)$$

Từ (8.16) ta thấy: tăng P_k sẽ làm tăng $P_{t\Sigma}$. Sử dụng tăng áp tua bin khí chẳng những làm tăng tính hiệu quả mà còn tăng tính kinh tế của chu trình.

III.2.2. Tua bin biến áp

Trong hệ thống tua bin biến áp, trên buồng ống thổi không có bình ổn áp, dòng khí trong xylanh đi ra buồng ống thổi rồi đi thẳng tới các loa phun vào cánh tua bin để sinh công. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp dung tua bin biến áp gồm các quá trình sau:

ok – nén đoạn nhiệt của không khí trong máy nén.

kc – nén đoạn nhiệt trong xylanh động cơ.

cyz – cấp nhiệt hồi hộp Q1.

zb – giãn nở đoạn nhiệt trong xylanh động cơ.

brf – giãn nở của khí thải trong xylanh và trong tua bin biến áp.

fo – nhả nhiệt năng áp.

Hiệu suất nhiệt của toàn bộ thiết bị.

$$\eta_{t\Sigma} = 1 - \frac{\lambda \cdot (\rho \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} - 1)}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda (\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\epsilon_0^{k-1}} \quad (8.17)$$

Trong nội ϵ_0 – tỷ số nén của chu trình, $\epsilon_0 = \frac{V_0}{V_c} = \frac{V_0}{V_k} \cdot \frac{V_k}{V_c} = \epsilon_k \cdot \epsilon$

ϵ_k – tỷ số nén trong máy nén.

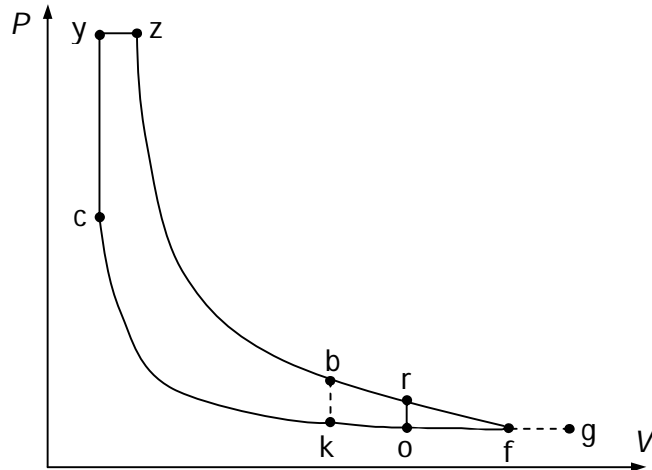
ϵ – tỷ số nén trong xylanh động cơ.

Áp suất trung bình của chu trình

$$P_{t\Sigma} = \frac{\epsilon^k \cdot P_k}{(\epsilon - 1) \cdot (k - 1)} \cdot \eta_{t\Sigma} \cdot [\lambda - 1 + k \cdot \lambda (\rho - 1)] \quad (8.18)$$

Từ biểu thức (8.18) ta thấy rằng, khi tăng P_k hoặc ϵ_k sẽ làm tăng áp suất trung bình của chu trình $P_{t\Sigma}$.

Nếu làm chu trình lý tưởng cấp nhiệt năng tích của động cơ tăng áp dung tua bin biến áp, thay $\rho = 1$ vào (8.17) và (8.18) ta được:



Hình 8.12. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp tua bin khí.

$$\eta_{t\Sigma} = 1 - \frac{k \cdot (\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)}{\lambda - 1} \cdot \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}}$$

$$P_{t\Sigma} = \frac{\varepsilon^k \cdot P_k}{(\varepsilon - 1) \cdot (k - 1)} \cdot \eta_{t\Sigma} \cdot (\lambda - 1)$$

Nếu làm chu trình cấp nhiệt đẳng áp của động cơ tăng áp dung tua bin đẳng áp, thay $\lambda = 1$ vào (8.17) và (8.18) ta có:

$$\eta_{t\Sigma} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}}$$

$$P_{t\Sigma} = \frac{\varepsilon^k \cdot P_k}{(\varepsilon - 1) \cdot (k - 1)} \cdot \eta_{t\Sigma} \cdot k(\rho - 1)$$

Kết quả nghiên cứu cho thấy, nối với động cơ Diesel có tỷ số nén $\varepsilon = 14 \div 18$, khi sử dụng tăng áp nhớt tua bin đẳng áp sẽ làm tăng hiệu suất của động cơ lên $5 \div 6\%$. Với động cơ xăng và động cơ gas có tỷ số nén thấp $\varepsilon = 5 \div 7$, phòng áp tăng áp trên có thể làm hiệu suất tăng $10 \div 12\%$.

IV. CHU TRÌNH THỜI TIẾP CỦA ĐỘNG CƠ NỔ TRONG

IV.1. Quá trình nạp

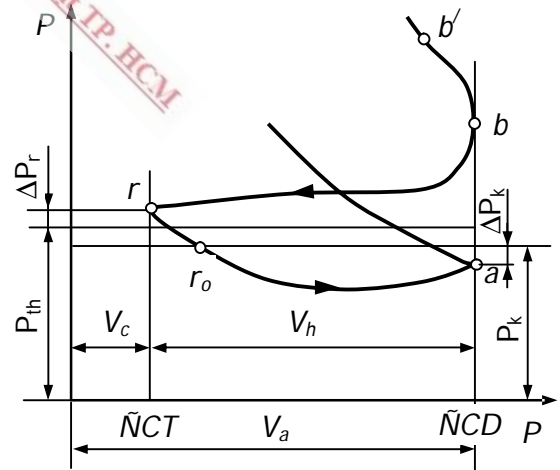
IV.1.1. Diễn biến quá trình nạp động cơ 4 kỳ tăng áp và không tăng áp

Trong chu trình làm việc của động cơ nổ trong cân thái sạch sản vật cháy của chu trình trôi ra khỏi xylanh nên nạp vào môi chất mới (không khí hoặc hỗn hợp khí). Hai quá trình này liên quan mật thiết với nhau, tùy theo số kỳ của động cơ và phương pháp nạp, có những thời điểm chung xảy ra cùng một lúc. Vì vậy khi phân tích quá trình nạp, cần lưu ý những thông số đặc trưng của quá trình này, tức là phải xét chung các hiện tượng của quá trình thay đổi môi chất.

Trong động cơ 4 kỳ quá trình thay đổi môi chất diễn ra theo hai giai đoạn (nạp b', hình 8.13). Từ b' đến nạp chết dưới (NCD) (gọi là nạp chết dưới) nhờ chênh lệch áp suất, sản vật cháy trôi thoát ra ngoài, sau đó piston đi từ NCD lên tới nạp chết trên (NCT) để tiếp tục nạp công bố sản vật cháy ra ngoài. Tại NCT (nạp r), sản vật cháy chờ nạp thể tích buồng cháy V_c với áp suất $P_r > P_{th}$ tạo ra chênh lệch áp ΔP_r ($\Delta P_r = P_r - P_{th}$); trong đó P_{th} là áp suất khí trong ống nạp. Chênh lệch áp ΔP_r phụ thuộc vào hệ số cân, tốc độ dòng khí qua supap nạp và vận tốc của biển thần động thái.

Supap nạp thông động nạp sau NCT (nạp muộn) nhằm tăng thêm giá trị "tiết diện - thời gian" môi chất nạp, đồng thời để tận dụng chênh lệch áp ΔP_r và quán tính của dòng khí để tiếp tục thay sạch khí sót ra ngoài.

Quá trình nạp môi chất mới vào xylanh diễn ra khi piston đi từ NCT xuống NCD. Lúc này (tại nạp r), do $P_r > P_k$ (P_k - áp suất môi chất ở trước supap nạp) và $P_r > P_{th}$ - một phần sản



Hình 8.13. Phân tích công của quá trình thay đổi môi chất trong động cơ 4 kỳ

vật cháy trong thiết bị V_c vẫn tiếp tục nở ra ống thải; bên trong xylanh, khí sót giãn nở thêm r_o (bằng P_k) rồi thoát ra ngoài, mỗi chất môi chất thoát ra này nạp vào xylanh.

Quá trình nạp là thuộc rất nhiều vào yếu tố khiến cho mỗi chất môi chất nạp vào xylanh trong mỗi chu trình nòng lớn hơn lượng nạp lý thuyết, nước tính bằng số mỗi chất môi chất nạp vào thiết bị công tác V_h có nhiệt độ T_k và áp suất P_k của mỗi chất môi chất phía trước supap nạp của nòng cơ Diesel hoặc phía trước bộ chế hòa khí của nòng cơ xăng.

Giá trị áp suất P_k của nòng cơ 4 kỳ không tăng áp thông nòng p_o , vì khi vào nòng ống nạp thông gặp cản của bình lọc khí. Trong các nòng cơ tăng áp thì $P_k > p_o$ vì trước khi vào nòng cơ không khí đã được nén trước trong máy nén tăng áp. Nhiệt độ T_k cũng có thể khác với nhiệt độ khí trời T_o . Do mối liên hệ với nòng cơ 4 kỳ không tăng áp (các nòng cơ xăng và Diesel) nếu coi

$$P_k = p_o - \Delta p_o$$

Trong đó Δp_o – tổn thất áp suất do cản của bình lọc khí và nòng ống nạp; và $T_k \approx T_o$

Nếu với nòng cơ 4 kỳ tăng áp, P_k bằng áp suất tăng áp P_s ở sau máy nén (nếu không coi kết lam mát trung gian cho không khí nén). Trường hợp coi kết lam mát trung gian:

$$P_k = p_o - \Delta P_{mat}$$

Trong đó ΔP_{mat} – tổn thất áp suất khi qua kết lam mát.

Nếu không coi kết lam mát trung gian, T_k được xác định như sau:

$$T_k = T_o \left(\frac{P_s}{p_o} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (8.19)$$

$$\text{Nếu coi kết lam mát trung gian: } T_k = T_o \left(\frac{P_s}{p_o} \right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_{mat} \quad (8.20)$$

Trong đó m – chỉ số nén của biến, phụ thuộc vào loại máy nén ($m \approx 1,6 \div 1,8$).

ΔT_{mat} – chênh lệch nhiệt độ của không khí trước và sau kết lam mát.

Lượng mỗi chất môi chất nạp vào xylanh trong mỗi chu trình nòng cơ 4 kỳ phụ thuộc nhiều nhất vào chênh áp $\Delta P_k = P_k - P_a$ (P_a – áp suất mỗi chất trong xylanh cuối quá trình nạp tại a) (hình 8.13). Suốt quá trình nạp áp suất trong xylanh thấp hơn P_k , chênh áp này tạo nên dòng chảy của mỗi chất môi chất vào xylanh qua supap nạp, nó phản ánh trôi lọc của supap nạp nếu với dòng chảy.

Chênh áp giữa nòng nạp và mỗi chất trong xylanh còn được duy trì ở nhiều quá trình nên cho tới khi áp suất trên nòng nén tới P_k do kết quả của việc nén khí. Dựa vào hiện tượng này người ta tìm ra các biện pháp nạp thêm mỗi chất vào xylanh như quá trình nén.

IV.1.2. Giới thiệu các thông số của quá trình nạp

1) Áp suất cuối quá trình nạp P_a

Áp suất cuối quá trình nạp P_a được xác định qua quan hệ $P_a = P_k - \Delta P_k$, tùy theo nòng cơ tăng áp hay không tăng áp mà P_k được xác định như trình bày ở phần trên.

Nếu dòng chảy của mỗi chất môi chất qua supap nạp vào xylanh là dòng chảy đồng đều (do áp suất mỗi chất ít thay đổi trên nòng nạp), phương trình Bernoulli viết cho dòng chảy có dạng:

$$\frac{P_k}{\rho_k} + \frac{W_k^2}{2} = \frac{P'_a}{\rho_k} + \frac{W_a^2}{2} + \xi_o \cdot \frac{W_a^2}{2} \quad (8.21)$$

- Trong nội
- P_k – áp suất trên buồng ống nạp.
 - ρ_k – khối lượng riêng của môi chất.
 - P'_a – áp suất trong xylanh buồng ống nạp tại supap nạp.
 - W_k – tốc độ của dòng môi chất trên buồng ống nạp (của van của buồng nạp).
 - W_a – tốc độ dòng môi chất qua supap nạp.
 - ξ_o - hệ số cản của buồng nạp quy dẫn về tốc độ W .

Tốc độ trung bình của môi chất môi đi qua supap nạp W_a nằm trong phạm vi sau:

- Buồng ống Diesel: $W_a = 30 \div 70$, m/s.
- Buồng ống xăng: $W_a = 50 \div 80$, m/s.

Do $W_k \ll W_a$ nên bỏ qua W_k , từ (8.21) ta tìm được:

$$\Delta P_k = P_k - P'_a = (1 + \xi_o) \frac{\rho_k}{2} \cdot W_a^2, \text{ N/m}^2 \quad (8.22)$$

Biểu thức (8.22) chứng tỏ: tại mọi thời điểm, tổn thất áp suất trên buồng nạp ΔP_k tỷ lệ thuận với tốc độ dòng môi chất qua supap nạp (W_a^2) và hệ số cản (ξ_o) của hệ thống.

Phương trình liên tục của dòng chảy sẽ tính được:

$$W_a = C_m \cdot \frac{F_p}{f_k} = \frac{S n}{30} \cdot \frac{F_p}{f_k} = K \cdot \frac{n}{f_k} \quad (8.23)$$

- Trong nội
- C_m – tốc độ trung bình của piston (m/s);
 - n – tốc độ trục khuỷu (vòng/phút);
 - f_k – tiết diện lưu thông qua supap nạp (m²);
 - S, F_p – hành trình và diện tích mặt piston (m, m²).

Thay (8.23) vào (8.22) sẽ được:

$$\Delta P_k = (1 + \xi_o) \frac{\rho_k}{2} \cdot K^2 \cdot \frac{n^2}{f_k^2} = K_1 \cdot \frac{n^2}{f_k^2} \quad (8.24)$$

Biểu thức (8.24) chứng tỏ: ΔP_k tỷ lệ thuận với $(1 + \xi_o) \cdot n^2$ và tỷ lệ nghịch với f_k^2 .

Nếu với buồng ống khí nào cho các giá trị của $\xi_o, \rho_k, K_1, K, f_k$ nếu là hàng số thì qua (8.24) ta thấy rõ ràng: n là thông số vận hành duy nhất gây ảnh hưởng chính tới ΔP_k .

Muốn giảm tổn thất áp suất trên buồng ống nạp (ΔP_k) phải:

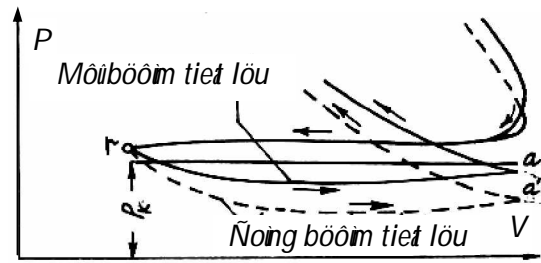
- Giảm ξ_o bằng cách tạo buồng nạp có hình dạng khí nóng tốt, tiết diện lưu thông lớn và phòng chống lưu lượng ngược thay đổi một cách tốt nhất cho ống.
- Tăng f_k bằng cách dùng supap có buồng kính lớn hoặc dùng nhiều supap cho một xylanh.

Nếu vòng có coi $V_h = \text{const}$, coi thể tích f_k bằng cách giảm $\frac{S}{D}$, vì khi $V_h = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S = \text{const}$, nếu giảm $\frac{S}{D}$ thì D sẽ tăng nhằm bù lại để tăng f_k (vòng có dung supap treo), nhờ vậy coi thể tích hai hoặc 4 supap (hai nạp, hai thải) coi vòng lớn hơn. Dung 4 supap sẽ rất coi lỗi nếu với vòng có cao tốc vì chẳng những làm tăng f_k mà còn giảm bớt khối lượng của supap, qua đó giảm lực quán tính và năng cao hoạt động của cơ cấu phân phối khí.

Tỷ số $\frac{F_p}{i \cdot f_k}$ (với i là số supap trên mỗi xylanh) phụ thuộc tốc độ trung bình C_m của piston và nằm trong giới hạn sau:

Loại vòng có	C_m (m/s)	$F_p/i \cdot f_k$
- Vòng có thấp tốc	< 6	12 ÷ 8
- Vòng có tốc độ trung bình	6 ÷ 9	9 ÷ 6
- Vòng có cao tốc	> 9	6 ÷ 4,5

Nếu với vòng có xăng, người ta dùng bơm ga thay cho moment vòng có. Mỗi vị trí bơm ga tổng ứng với một giá trị ξ_0 . Khi chạy ở tải nhỏ bơm ga vòng kín làm tăng ξ_0 , do đó ΔP_k cũng tăng theo (hình 8.20).



Khi tính toán nhiệt, áp suất P_a nên xác định như sau để thực nghiệm với vòng có 4 kỳ như sau:

- Khoảng tăng áp: $P_a = (0,8 \div 0,9) \cdot P_k$
- Tăng áp: $P_a = (0,9 \div 0,96) \cdot P_k$

Hình 8.14. Ảnh hưởng của tiết lưu tới vòng nạp trên vòng có.

2) Lòng khí sót

Cuối quá trình thải, trong xylanh còn lại một ít sản phẩm cháy, nên gọi là khí sót. Trong quá trình nạp sản phẩm sót trên sẽ giảm nội năng cho trong xylanh và trộn với khí nạp mới làm giảm lòng khí nạp mới.

Nếu gọi M_r và M_1 là số lòng khí sót và số lòng mới của khí sót 1 kg nhiên liệu; m_r và m_1 là số lòng khí sót và số lòng mới của mỗi chu trình thì hệ số khí sót γ_r là

$$\gamma_r = \frac{m_r}{m_1} = \frac{g_{ct} \cdot M_r}{g_{ct} \cdot M_1}$$

Trong đó g_{ct} – lòng nhiên liệu cấp cho một chu trình (kg/chu trình).

Ở vòng có 4 kỳ không tăng áp, góc trung nạp thông khoảng $30 \div 40^\circ$ góc quay trục khuỷu và thông thông qua buồng cháy nên coi thể tích: tại điểm r (cuối kỳ thải) (hình 8.13) khí sót chiếm toàn bộ thể tích V_c với áp suất P_r và nhiệt độ T_r sẽ coi

$$m_r = \frac{P_r V_c}{R T_r} \quad (8.25)$$

Trong đó P_r, T_r – áp suất và nhiệt độ khí sót ở thể tích V_c ;

R – hàng số mol kmol khí;

$$V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1} - \text{thể tích buồng cháy};$$

V_h – thể tích công tác của xylanh.

Áp suất khí sót P_r được xác định bằng thực nghiệm theo áp suất của môi trường thái P_{th} . Nếu thái ra ngoài trời thì $P_{th} = p_0$. Nếu trên nông thái có bình tiêu âm hoặc lắp tua bin tăng áp thì $P_{th} > p_0$.

Tổng tải áp suất cuối quá trình nạp P_a , áp suất P_r được xác định qua biểu thức sau :

$$P_r = P_{th} + \Delta P_r$$

Trong nội $\Delta P_r = K_2 \cdot \frac{n^2}{f_{th}^2}$ (8.26)

f_{th} – tiết diện lờu thông qua supap thái.

K_2 – hệ số phụ thuộc hệ số cản của nông thái và mật độ khí thái.

Nhiệt độ T_r phụ thuộc thành phần của hỗn khí, mức độ giảm nhiệt của sản vật cháy, trao đổi nhiệt của sản vật cháy và thành xylanh trong quá trình giảm nhiệt thái.

- Trong nông cơ xăng thành phần hỗn khí ít thay đổi nên giảm tải, T_r giảm ít.
- Nông cơ Diesel thay đổi tại một thời điểm trực tiếp qua thành phần hỗn khí, vì vậy khi giảm tải T_r giảm nhiều, và do vậy rất lớn làm cho sản vật cháy được giảm nhiệt tổng nhiệt độ nên T_r của nông cơ Diesel thấp hơn nhiều so với nông cơ xăng (thấp hơn khoảng $200 \div 300^\circ\text{C}$).

Thể tích $V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1}$ phụ thuộc tỷ số nén ϵ ; V_c sẽ giảm khi tăng ϵ , qua (8.25) ta thấy tăng ϵ sẽ làm giảm m_r .

Số kmol mỗi chất môi m_1 được xác định theo nhiều kiến nạp và phương pháp nhiều cách tải của nông cơ. Ở nông cơ xăng, giảm tải được thực hiện nhờ nông cơ nhớt bơm ga, vì vậy sẽ làm giảm số lờu mỗi chất môi vào trong xylanh mỗi chu trình m_1 , nối với nông cơ Diesel sử dụng phương pháp nhiều cách công suất nhớt tăng hoặc giảm g_{ct} vì vậy khi giảm tải, m_1 thông hơi tăng. Khi tăng áp nếu làm tăng m_1 của nông cơ xăng và nông cơ Diesel.

Tổng quát qua phần tích trên, có thể rút ra một số nhận xét về hệ số khí sót:

- γ_r của nông cơ xăng lớn hơn nông cơ Diesel (vì nông cơ Diesel có ϵ lớn);
- Khi giảm tải, γ_r của nông cơ xăng tăng còn γ_r của nông cơ Diesel trên thực tế không đổi;
- Khi tăng áp, γ_r của nông cơ xăng và nông cơ Diesel đều giảm.

Hệ số khí sót γ_r của nông cơ 4 kỳ nằm trong phạm vi sau:

- Nông cơ xăng và máy ga không tăng áp: $\gamma_r = 0,06 \div 0,10$;
- Nông cơ Diesel không tăng áp: $\gamma_r = 0,03 \div 0,06$.

Nhiệt độ T_r có thể chọn P_r và T_r theo các số liệu kinh nghiệm sau :

Ở nông cơ 4 kỳ không tăng áp và trên nông thái không lắp bình tiêu âm, bình chứa khí thái,...

thì P_r phụ thuộc vào tốc nổ quay n của trục khuỷu nằm trong giới hạn sau (tại N_e thiết kế):

- Nòng cơ có tốc nổ thấp: $P_r = (1,03 \div 1,06)p_o$;
- Nòng cơ cao tốc: $P_r = (1,05 \div 1,1)p_o$.

Trong trường hợp nòng cơ tăng áp tua bin khí hoặc nòng cơ không tăng áp coilap bình tiêu âm trên ống xả thay p_o của hai công thức trên bằng P_{th} . Nòng cơ tăng áp P_{th} nổ độc lập riêng, nối với trường hợp lap bình tiêu âm lấy $P_{th} = (1,02 \div 1,04)p_o$.

Nhiệt độ T_r của tổng loại nòng cơ, nằm trong phạm vi sau :

- Nòng cơ xăng: $T_r = 900 \div 1000^\circ K$;
- Nòng cơ Diesel: $T_r = 700 \div 900^\circ K$;
- Máy ga: $T_r = 750 \div 1000^\circ K$.

Người ta còn dùng biện pháp quét buồng cháy để giảm γ_r của nòng cơ 4 kỳ bằng cách tăng góc trung tiếp của các supap nạp và thải.

Hệ số khí sót γ_r của nòng cơ 2 kỳ phụ thuộc vào chất lỏng của các quá trình thải và quét khí và thông thay nối trong phạm vi rất rộng, tùy thuộc vào hệ thống quét thải cụ thể

- Quét vòng : $\gamma_r = 0,08 \div 0,25$;
- Quét thang : $\gamma_r = 0,06 \div 0,15$;
- Quét buồng cháy bằng khí nén của các te : $\gamma_r = 0,25 \div 0,40$.
- Nối với nòng cơ 2 kỳ người ta còn dùng hệ số thải sạch η_s để đánh giá chất lỏng quét và

$$\text{thải của nòng cơ: } \eta_s = \frac{m_l}{m_l + m_r} = \frac{M_l}{M_l + M_r} = \frac{1}{1 + \gamma_r}$$

3) Nhiệt độ sấy nóng môi chất môi ΔT

Nhiệt độ sấy nóng môi chất môi tiếp xúc với các bề mặt nóng của nòng cơ, nổ độc lập tăng nhiệt độ lên một giá trị ΔT .

Giá trị của ΔT phụ thuộc vào tốc nổ lớn nòng, thời gian tiếp xúc với bề mặt nóng và chênh lệch nhiệt độ của môi chất môi với vật nóng. Nếu nhiệt độ của môi chất môi tăng sẽ làm giảm mật độ và làm giảm khối lượng môi chất môi nạp vào nòng cơ. Vì vậy trong nòng cơ xăng, so sánh nhiệt độ cần thiết để sấy nóng môi chất môi cần nhằm làm cho xăng dễ bay hơi trên buồng nạp, nếu quá mức này sẽ làm giảm khối lượng môi chất môi nạp vào nòng cơ. Giá trị ΔT của môi chất môi nổ tính như sau:

$$\Delta T = \Delta T_t - \Delta T_{b,h} \quad (8.27)$$

Trong đó ΔT_t – mức tăng nhiệt độ môi chất môi do sự truyền nhiệt từ các bề mặt nóng;

$\Delta T_{b,h}$ – mức giảm nhiệt độ môi chất môi do bay hơi của nhiên liệu, nòng cơ Diesel $\Delta T_{b,h} = 0$.

Nhiệt độ sấy nóng môi chất môi ΔT nổ độc lập riêng theo số liệu thực nghiệm sau:

- Nối với nòng cơ Diesel: $\Delta T = 20 \div 40^\circ C$

- Nồi với nóng cô xăng: $\Delta T = 0 \div 20^\circ \text{C}$

Nóng cô Diesel và nóng cô xăng tăng áp không làm mát trung gian cho khí nén, ΔT thường rất nhỏ vì chênh lệch nhiệt ít. Nếu T_s (nhiệt độ môi chất sau máy nén) lớn hơn nhiệt độ môi chất thì môi chất mới nước làm mát và $\Delta T < 0$.

4) Nhiệt độ môi chất cuối quá trình nạp T_a

Nhiệt độ môi chất cuối quá trình nạp T_a lớn hơn T_k và nhỏ hơn T_r là do kết quả của việc truyền nhiệt từ các bề mặt nóng tới môi chất môi khí tiếp xúc và việc hòa trộn của môi chất môi với khí sót còn nhiệt độ môi chất. Các quá trình xảy ra riêng lẻ trên nóng nạp hoặc nóng thổi trong xy lanh nóng cô. Có thể xác định T_a (tại điểm a, hình 8.13) nhờ phương trình cân bằng nhiệt của khí nạp môi và khí sót trước và sau khi hòa trộn thực hiện ở nhiều kiến năng áp P_a và khí sót giữa nút nạp suất P_r xuống P_a nhiệt độ khí sót T_r không thay đổi. Ta có

$$mC_p \cdot m_1 (T_k + \Delta T) + mC''_p \cdot m_r \cdot T_r = mC'_p (m_1 + m_r) T_a \quad (8.28)$$

Thay $m_1 = g_{ct} \cdot M_1$ và $m_r = g_{ct} \cdot M_r$ sau khi giải lồi g_{ct} được:

$$mC_p \cdot M_1 (T_k + \Delta T) + mC''_p \cdot M_r \cdot T_r = mC'_p (M_1 + M_r) T_a \quad (8.29)$$

Trong nội mC_p , mC''_p , mC'_p – tỷ nhiệt mol năng áp của môi chất môi, khí sót và môi chất công tác tại điểm a.

T_k – nhiệt độ môi chất môi phía trước nạp.

ΔT – số gia về nhiệt độ môi chất do truyền nhiệt.

T_r – nhiệt độ khí sót.

Các tỷ nhiệt năng áp là hàm của nhiệt độ và thành phần của môi chất. Giữa mC_p và mC'_p không khác nhau nhiều, vì nhiệt độ và thành phần của môi chất công tác gần giống nhiệt độ và thành phần của môi chất môi, nên có thể giả thiết $mC_p = mC'_p$. Nhưng mC''_p khác xa mC_p vì $T_r \gg T_0$ và thành phần khí sót khác xa so với môi chất môi.

Giả $\lambda_t = \frac{mC''_p}{mC_p}$ là hệ số hiệu chỉnh tỷ nhiệt, ta được: $mC''_p = \lambda_t \cdot mC_p$

λ_t phụ thuộc vào α và nhiệt độ T_r .

Nồi với nóng cô xăng	α	0,8	1,0	1,2	1,4
	γ_t	1,13	1,17	1,17	1,11

Nồi với nóng cô Diesel khi $\alpha = 1,5 \div 1,8$ có thể lấy $\lambda_t = 1,1$

Sau khi thay mC''_p , mC'_p theo các giả thiết trên (8.28), giải lồi mC_p , chia hai vế của biểu thức cho M_1 và thay $\frac{M_r}{M_1} = \gamma_r$ sẽ được:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (8.30)$$

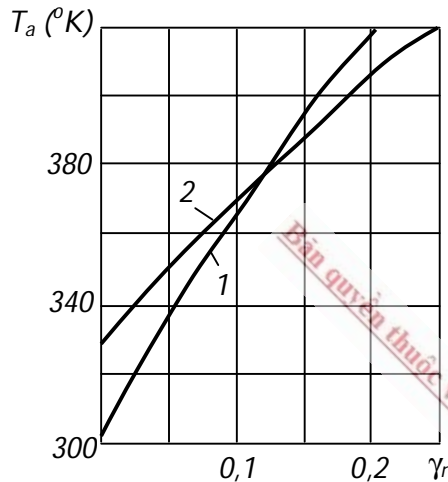
Nếu lấy $\lambda_i = 1$, sai số tính T_a thông không lớn, ta có:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (8.31)$$

Các công thức (8.30) và (8.31) dùng cho các động cơ 2 kỳ và 4 kỳ. Biến động của T_a trong phạm vi sau:

Nhiệt độ động cơ 4 kỳ không tăng áp: $T_a = 310 \div 350^\circ \text{K}$

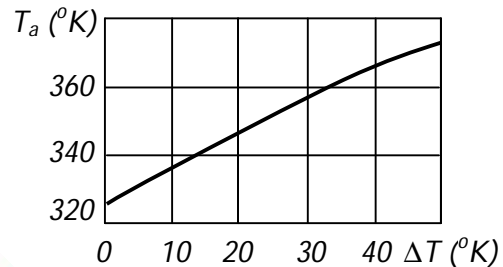
Nhiệt độ động cơ 4 kỳ tăng áp và động cơ 2 kỳ: $T_a = 320 \div 400^\circ \text{K}$.



Hình 8.15. Ảnh hưởng của hệ số khí sót γ_r tới nhiệt độ T_a

- 1 – $T_k = 288^\circ \text{K}$; $\Delta T = 15^\circ \text{C}$ và $T_r = 1000^\circ \text{K}$
- 2 – $T_k = 288^\circ \text{K}$; $\Delta T = 40^\circ \text{C}$ và $T_r = 800^\circ \text{K}$

Ảnh hưởng của γ_r và ΔT tới nhiệt độ T_a được thể hiện trên (hình 8.15 và 8.16). Qua hai đồ thị trên thấy rõ rằng γ_r và ΔT nếu làm tăng T_a và do đó làm giảm mật độ môi chất nạp vào xylanh.



Hình 8.16. Ảnh hưởng của ΔT tới nhiệt độ T_a .

5) Hệ số nạp η_v

Hệ số nạp η_v là tỷ số giữa lượng môi chất môi trường nạp vào xylanh ở điều kiện nạp và lượng môi chất môi trường nạp vào xylanh ở điều kiện nạp thực tế. Nếu gọi m_1 (kmol) hoặc G_k (kg) số môi chất môi trường nạp vào xylanh ở điều kiện nạp thực tế và M_h có thể nạp này vào thể tích công tác của xylanh V_h ở điều kiện áp suất và nhiệt độ môi chất phía trước nạp (P_k và T_k). Môi chất môi trường nạp của động cơ Diesel là không khí, của động cơ xăng là hỗn hợp khí do không khí và hơi xăng tạo thành.

Với các loại động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng hình thành hỗn hợp khí bên ngoài, khi tính η_v nếu dùng không khí thay cho hỗn hợp khí thì kết quả tính không chính xác lắm. Vì vậy, các loại động cơ dùng nhiên liệu lỏng hệ số nạp η_v nếu tính theo không khí. Để tính toán về hệ số nạp, ta có:

$$\eta_v = \frac{g_{ct} \cdot M_1}{M_h} = \frac{G_k}{\gamma_k \cdot V_h} = \frac{V_k}{V_h} \quad (8.32)$$

Trong đó g_{ct} – lượng nhiên liệu cấp cho một chu trình (kg/chu trình).

M_1 – lượng môi chất thực tế nạp vào xylanh nếu ở 1kg nhiên liệu (kmol/kg nhiên liệu).

V_k – thể tích khí nạp môi trường trong xylanh, quy về điều kiện P_k và T_k (m^3).

G_k – khối lượng không khí nạp vào xylanh mỗi chu trình (kg/chu trình).

Với nồng độ 2 kỳ ngoài hiệu suất nạp η_v tính cho toàn bộ thể tích công tác V_h , còn coi hiệu suất nạp η'_v tính cho thể tích V_h của hành trình cuối.

$$\eta'_v = \frac{g_{ct} \cdot M_1}{M'_h} = \frac{G_k}{\gamma_k \cdot V'_h} = \frac{V_k}{V'_h} \quad (8.33)$$

Trong nồng độ 2 kỳ gọi η_v là hiệu suất nạp lý thuyết còn η'_v là hiệu suất nạp thực tế. Quan hệ giữa η_v và η'_v như sau:

$$\eta'_v = \frac{V_k}{V'_h} = \frac{V_k}{V_h(1-\psi)} = \frac{\eta_v}{(1-\psi)}$$

Từ đó: $\eta_v = (1-\psi) \cdot \eta'_v \quad (8.34)$

Trong đó ψ – phần trăm thất hành trình của piston dùng để thay đổi mỗi chất, phụ thuộc vào số nở quá – thất. Với hệ thống quét thẳng qua supap: $\psi = 0,12 \div 0,14$; với hệ thống quét thẳng qua cửa thất $\psi \approx 0,25$.

Nồng độ tăng áp cũng giống như nồng độ 2 kỳ luôn luôn có một phần mỗi chất mỗi ton hao cho quét khí không tham gia các quá trình nên va chạm – giãn nở. Người ta dùng hiệu suất quét khí η_q để hành giá trị thất trên:

$$\eta_q = \frac{G_q}{G_k} = \frac{M_q}{M_1} \quad (8.35)$$

Trong đó: G_q và M_q – lượng không khí quét đi qua cửa quét (kg hoặc mol);

G_k và M_1 – lượng không khí quét còn lưu lại trong xylanh khi nén.

Nồng độ 4 kỳ nếu góc trung tiếp khoảng quay $40 \div 50^\circ$ góc quay trục khuỷu thì $\eta_q = 1$.

Phương trình tổng quát của hiệu suất nạp

Theo định nghĩa về hiệu suất nạp ta có $g_{ct} \cdot M_1 = \eta_v \cdot M_h$

Nhờ phương trình trạng thái, xác định nước lượng mỗi chất lý thuyết M_h chứa đầy thể tích V_h có áp suất và nhiệt độ là P_k, T_k :

$$M_h = \frac{P_k \cdot V_h}{8314 T_k}$$

Do đó: $g_{ct} \cdot M_1 = \frac{P_k \cdot V_h}{8314 T_k} \cdot \eta_v \quad (8.36)$

Trong đó η_v là hiệu suất nạp và các thông số P_k (N/m^2); V_h (m^3); T_k ($^\circ K$) và $R = 8314$ ($kJ/kmol \cdot ^\circ K$).

Lượng mỗi chất mỗi $g_{ct} M_1$ nước chia làm hai phần:

- Phần thứ nhất $g_{ct} M_{1a}$ nước nạp thêm cho nén khí piston tới NCD (niệm a).
- Phần thứ hai $g_{ct} (M_1 + M_{1a})$ là phần nạp thêm tính từ niệm a đến khi nóng supap nạp (trên nồng độ 4 kỳ).

Phần thứ nhất $g_{ct} M_1$ cùng với lượng khí sót của chu trình $g_{ct} M_r$ tạo nên M_a với áp suất và nhiệt

trong đó P_a, T_a và thể tích V_a :

$$M_a = g_{ct} (M_{1a} + M_r) = \frac{P_a \cdot V_a}{8314 \cdot T_a} \quad (8.37)$$

Sau khi nạp thêm lượng mới chất trong xylanh sẽ là: $(g_{ct} \cdot M_1 = g_{ct} \cdot M_r)$.

Nếu gọi: $\frac{g_{ct} (M_1 + M_r)}{g_{ct} (M_{1a} + M_r)} = \lambda_1$ là hệ số nạp thêm, ta sẽ có:

$$g_{ct} (M_1 + M_r) = \lambda_1 g_{ct} (M_{1a} + M_r) \quad (8.38)$$

Trò số λ_1 nói với các động cơ nằm trong khoảng 1,02 ÷ 1,07. Thay (8.37) vào (8.38), rồi nhân và chia hai vế cho M_1 sẽ được:

$$g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r) = \lambda_1 \frac{P_a \cdot V_a}{8314 \cdot T_a} \quad (8.39)$$

Thay (8.36) vào (8.39), sau đó thay: $V_a = V_h + V_c = V_h + \frac{V_h}{\epsilon - 1} = V_h \frac{\epsilon}{\epsilon - 1}$; sau khi giải lọc V_h rồi chia ly sẽ được:

$$\eta_v = \lambda_1 \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_a (1 + \gamma_r)} \quad (8.40)$$

Thay giá trị $T_a (1 + \gamma_r)$ của biểu thức (8.39) vào (8.40), sẽ được:

$$\eta_v = \lambda_1 \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \lambda_1 \cdot \gamma_r \cdot T_r} \quad (8.41)$$

Các biểu thức (8.40) và (8.41) là phương trình tổng quát của hệ số nạp dung chung cho các loại động cơ 4 kỳ 2 kỳ và cho các động cơ xăng cũng như động cơ Diesel.

Nói với động cơ 2 kỳ hệ số nạp η'_v tính cho hành trình cuối của piston sẽ có dạng:

$$\eta'_v = \lambda_1 \frac{\epsilon'}{\epsilon' - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_a (1 + \gamma_r)} \quad (8.42)$$

hoặc:
$$\eta'_v = \lambda_1 \frac{\epsilon'}{\epsilon' - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \lambda_1 \cdot \gamma_r \cdot T_r} \quad (8.43)$$

Trong đó $\epsilon' = \frac{V'_h + V_c}{V_c}$ - tỷ số nén thực tế của động cơ 2 kỳ

Phương trình hệ số nạp và hệ số khí sót của động cơ 4 kỳ

Muốn tính nhiệt độ T_a của động cơ 4 kỳ cũng như 2 kỳ có thể dùng biểu thức (8.30), trong đó nhiệt độ T_r tổng ứng với áp suất P_r . Nhưng trong động cơ 4 kỳ việc hòa trộn giữa môi chất mới và khí sót trước thóc hiện trong nhiều kiện năng áp, sau khi khí sót nạp vào áp suất P_r giảm xuống tới P_a . Nhờ vậy khi hòa trộn nhiệt độ khí sót là T'_r chứ không còn là T_r nữa: $T'_r = T_r \left(\frac{P_a}{P_r}\right)^{\frac{m-1}{m}}$ (trong đó: m - chỉ số giãn nở biến của khí sót $m \approx 1,45 \div 1,5$). Nhờ vậy trong động cơ 4 kỳ để chính xác hơn khi tính ta phải dùng T'_r thay cho T_r , do đó ta có:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T'_r}{1 + \gamma_r} \quad (8.44)$$

Thay giá trị T'_r vào (8.44) sẽ được:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T_r \left(\frac{P_a}{P_r}\right)^{\frac{m-1}{m}}}{1 + \gamma_r} \quad (8.45)$$

Lấy giá trị $T_a(1 + \gamma_r)$ của (8.44) vào (8.45) thay vào (8.40), sẽ được:

$$\eta_v = \lambda_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T'_r} \quad (8.46)$$

hoặc:

$$\eta_v = \lambda_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T_r \left(\frac{P_a}{P_r}\right)^{\frac{m-1}{m}}} \quad (8.47)$$

Trong nóng cơ 4 kỳ nếu không xét góc nóng muốn supap vào cho rằng supap xai nhôóc nóng tại NCT và supap nạp sẽ nhôóc một tại thời điểm cân bằng giữa áp suất trong xylanh và áp suất P_k , thì khí sót của chu trình ($g_{ct} \cdot M_r$) sẽ chứa đầy thể tích V_c ở trạng thái áp suất P_r và nhiệt độ T_r , do đó

$$g_{ct} \cdot M_r = \frac{P_r V_c}{8314 T_r} = \frac{P_r V_h}{8314 T_r (\varepsilon - 1)} \quad (8.48)$$

Chia (8.48) cho (8.36) sẽ được γ_r :

$$\gamma_r = \frac{1}{(\varepsilon - 1) \eta_v} \cdot \frac{P_r}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_r} \quad (8.49)$$

Trên thực tế nóng cơ 4 kỳ nếu có góc trung tiếp nhằm sử dụng hiệu ứng nóng về dao nóng áp suất trên nóng nạp và nóng thái nhê thời điểm quét buồng cháy. Nếu gọi $g_{ct} \cdot M'_r$ là lượng khí sót thực tế còn lại trong xylanh trong mỗi chu trình và λ_2 là hệ số quét buồng cháy thì:

$$\lambda_2 = \frac{g_{ct} \cdot M'_r}{g_{ct} \cdot M_r}$$

Tổ hợp tìm được:

$$g_{ct} \cdot M'_r = \lambda_2 \cdot g_{ct} \cdot M_r = \frac{\lambda_2 \cdot P_r \cdot V_h}{8314 \cdot T_r \cdot (\varepsilon - 1)} \quad (8.50)$$

Trường hợp không quét buồng cháy thì $\lambda_2 = 1$, trường hợp có quét buồng cháy thì $\lambda_2 < 1$ và khi quét sạch buồng cháy $\lambda_2 = 0$. Nóng cơ tăng áp hầu hết nếu thời điểm quét buồng cháy sớm hơn hoặc muộn hơn.

Chia (8.50) cho (8.36) sẽ được γ_r khi quét buồng cháy:

$$\gamma_r = \frac{\lambda_2}{(\varepsilon - 1) \eta_v} \cdot \frac{P_r}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_r} \quad (8.51)$$

Thay (8.51) vào (8.47) sẽ được:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \left[\varepsilon \cdot \frac{\lambda_1 P_a}{P_k} - \lambda_t \cdot \lambda_2 \frac{P_r}{P_k} \left(\frac{P_a}{P_r} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right] \quad (8.52)$$

hoặc:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{P_a}{P_k} \left[\varepsilon \cdot \lambda_1 - \lambda_t \cdot \lambda_2 \left(\frac{P_a}{P_r} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \quad (8.53)$$

Thay (8.53) vào sétim nòôic γ_r của nòng cò 4 kỳ

$$\gamma_r = \frac{\lambda_2 (T_k + \Delta T)}{T_r} \cdot \frac{P_r}{P_a} \cdot \frac{1}{\varepsilon \cdot \lambda_1 - \lambda_t \cdot \lambda_2 \left(\frac{P_a}{P_r} \right)^{\frac{1}{m}}} \quad (8.54)$$

Trong trường hợp quét buồng cháy, không có nạp thêm, không nén nhiên liệu giữa nòng và khí sót từ P_c xuống P_a , và coi tyính hiết của khí sót cũng bằng tyính hiết của môi chất môi, lúc ấy:

$\lambda_2 = \lambda_1 = \lambda_t = m = 1$ và các phương trình (8.53) và (8.54) trở thành:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \left(\varepsilon \frac{P_a}{P_k} - \frac{P_r}{P_k} \right) \quad (8.55)$$

và

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r} \quad (8.56)$$

Các phương trình (8.55) và (8.56) là những công thức để xác định η_v và γ_r của nòng cò 4 kỳ

Đối với khí sót của nòng cò 2 kỳ γ_r không thể xác định bằng phương pháp giải tích vì không có thể tính lượng khí sót còn lưu lại trong mỗi chu trình. Do đó người ta xác định γ_r của nòng cò 2 kỳ bằng thực nghiệm.

IV.1.3. Phân tích những yếu tố ảnh hưởng của quá trình nạp, thải

Qua các công thức xác định hiệu suất nạp và các biểu thức (8.55) và (8.56) cho thấy nhiều yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nạp η_v gồm có: tyính hiết ε ; áp suất cuối quá trình nạp P_a và nhiệt độ của môi chất cuối quá trình nạp T_a ; nhiệt độ sấy nóng môi chất môi ΔT ; hiệu suất khí sót γ_r ; nhiệt độ T_r và áp suất P_r của khí sót, ...

Những thông số có mối quan hệ qua lại mật thiết với nhau và phụ thuộc vào các yếu tố khác nhau. Vì vậy song song với việc phân tích ảnh hưởng của từng thông số riêng biệt cần phải thấy rõ ảnh hưởng tổng hợp của chúng tới hiệu suất nạp η_v theo từng chế độ làm việc và các điểm cuối của nòng cò.

1) Tyính hiết ε

Anh hưởng của tyính hiết ε tới hiệu suất nạp η_v nòng cò thể hiện ở công thức (8.46) và (8.47) qua tyính hiết $\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$, theo quan hệ tỷ lệ thuận.

- Khi tăng ε sẽ làm giảm $\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$ và qua đó làm giảm η_v (trường hợp quét buồng cháy).

Kết luận trên chỉ đúng và mật toán học thuần túy và chỉ đúng với trường hợp $\gamma_r = 0$, tức là sơ đồ dừng góc trung niên của các supap thải và nạp nếu quét sạch buồng cháy.

- Khi tăng ε sẽ làm cho η_v có xu hướng tăng (trong trường hợp không quét buồng cháy).

Bởi vì, khi giảm ε sẽ làm tăng thể tích V_c (thể tích chứa khí sót), vì vậy theo (8.48) loãng khí sót ($g_{ct}.M_r$) sẽ tăng, qua đó tăng γ_r và làm tăng tích số ($\gamma_r.T_r$). Thúc đẩy ra rằng ảnh hưởng của ε tới ($\gamma_r.T_r$) còn mạnh hơn ảnh hưởng của ε tới $\frac{\varepsilon}{\varepsilon-1}$, nên ta coi trường hợp thôi hai.

- Ngoài ra, khi tăng ε sẽ làm sản vật cháy nổ dễ giảm nhiệt độ thanh xy lanh thất hơn, kết quả sẽ làm giảm chút ít giá trị ΔT dẫn đến có lợi cho hệ số nạp η_v .

2) Áp suất cuối quá trình nạp

Áp suất cuối quá trình nạp P_a gây ảnh hưởng trực tiếp tới η_v . Muốn tăng P_a thì tăng hệ số nạp cần giảm toàn thể ΔP_k nhờ giảm $\frac{F_p}{i.f_k}$ và giảm cần cho dòng nạp (bằng cách phân bố hợp lý các

supap, dung năng ống nạp lớn, ít xảy ra tổn thất cục bộ...). Trong động cơ 4 kỳ η_v tỷ lệ thuận với $(\varepsilon \frac{P_a}{P_k} - \frac{P_r}{P_r})$ (8.55). Vì vậy, trong nhiều kiến bù hạn chế

về vị trí đặt các supap cần ưu tiên môi trường tiết diện lưu thông của supap nạp, mặt dù phải thu nhỏ tiết diện lưu thông của supap xả. Trong trường hợp này cần hai tỷ số:

$$\frac{P_a}{P_k} \text{ và } \frac{P_r}{P_k} \text{ nếu tăng } \frac{P_r}{P_k} \text{ chỉ tăng 1 lần con } \frac{P_a}{P_k}$$

tăng ε lần.

Vì vậy khi tăng ε ($\frac{P_a}{P_k} - \frac{P_r}{P_k}$), dẫn đến η_v tăng.

Áp suất cuối quá trình nạp P_a của động cơ 2 kỳ phụ thuộc vào áp suất trên dòng ống nạp P_k , trôi lọc của hệ thống quét và thải, góc phối khí của hệ thống.

Hình 8.17 giới thiệu mối quan hệ giữa hệ số nạp η_v và tốc độ dòng khí qua supap nạp W , $\eta_v = f(W)$. Khi tăng tốc độ dòng khí W qua supap nạp sẽ làm giảm η_v , dòng giới hạn phía trên của động cơ Diesel còn dòng dưới của động cơ xăng.

3) Nhiệt độ của áp suất trước supap nạp T_k, P_k

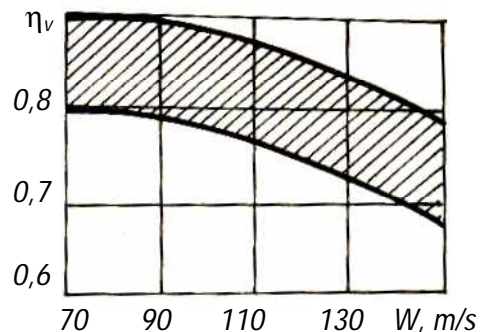
Tăng T_k làm giảm chênh lệch nhiệt độ giữa thanh xy lanh và môi chất qua đó làm giảm ΔT nên η_v tăng.

Nếu tăng P_k tức là làm cho khí sót bị nén bởi P_k , đồng thời do môi chất môi và nhiều nên nhiệt độ sẽ nóng ít hơn ($\Delta T_2 < \Delta T_1$), kết quả là khi tăng P_k thì η_v sẽ tăng.

4) Áp suất khí sót P_r

Nếu T_r không đổi, khi tăng P_r sẽ làm tăng loãng khí sót chứa trong thể tích V_c ($g_{ct}.M_r$), nên khi piston đi tới NCT xuống một phần hành trình của piston sẽ dành cho giảm nhiệt độ khí sót, khiến môi chất môi bị và xy lanh muốn hơn gây giảm hành trình hút và giảm loãng môi chất môi của chu trình $g_{ct}.M_1$, do đó làm tăng hệ số khí sót γ_r và giảm hệ số nạp η_v .

Trong trường hợp tăng P_r , do giảm bớt tiết diện lưu thông của supap xả nên tăng cho supap nạp,

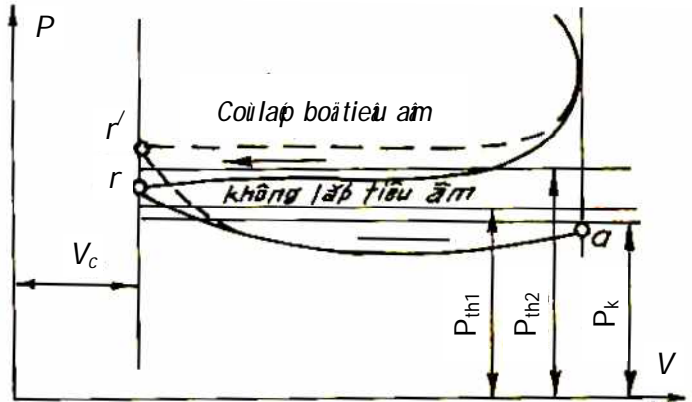


Hình 8.17. Ảnh hưởng của tốc độ dòng khí W qua supap nạp tới hệ số nạp η_v

trong trường hợp này cũng làm tăng P_a do vậy η_v tăng.

Nếu tăng P_r do áp bình tiêu âm hoặc một thiết bị cản nào đó trên đường ống (hình 8.18) và không quét buồng cháy sẽ như sau:

- Làm tăng công tiêu hao để đẩy khí thải ra khỏi xylanh;
- Làm tăng hệ số khí sót γ_r do tăng lượng khí sót chứa trong thể tích V_c và làm giảm lượng môi chất mới nạp vào xylanh (do tăng hành trình giãn nở của khí sót và tăng nhiệt độ T_a).
- Làm giảm hệ số nạp η_v .
- Một ảnh hưởng của P_r tới η_v còn phụ thuộc vào ty số nén ε . Nếu ty số nén ε lớn, ảnh hưởng của P_r tới η_v sẽ ít hơn.



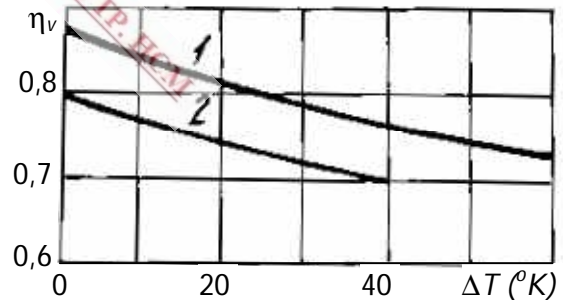
Hình 8.18. Ảnh hưởng của bình tiêu âm trên ống thải đến áp suất khí sót P_r và áp suất trên buồng thải P_{th}

5) Nhiệt độ khí sót

Từ phương trình (8.41) thấy rằng tích số $\lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T_r$ sẽ gây ảnh hưởng tới hệ số nạp η_v . Nếu tăng T_r khi α không thay đổi thì $\lambda_t = \text{const}$, γ_r giảm và làm T_a tăng thì trong nhiều trường hợp không gây ảnh hưởng đến η_v . Bởi vì khi trở lại môi chất mới với khí sót sẽ làm giảm hành trình khí sót (do nhiệt độ khí sót sẽ giảm nhiều khi trở lại môi chất mới), những thêm thể tích cho môi chất mới nạp vào. Phần tăng thể tích của môi chất mới bù trừ phần giảm của nó do tăng nhiệt độ T_a gây ra.

6) Nhiệt độ sấy nóng đối với môi chất mới ΔT

Ảnh hưởng của ΔT đối với η_v được thể hiện qua biểu thức (8.41) và đồ thị (hình 8.19). Đồ thị được xây dựng với $T_k = 288^\circ\text{K}$ và $P_k = 0,1 \text{ (MN/m}^2\text{)}$. Qua đồ thị ta thấy ΔT tăng sẽ làm giảm η_v . Vì vậy những cơ Diesel nên hạn chế giá trị của ΔT bằng cách bố trí buồng nạp ôi khu vực nhiệt độ thấp cách ly với hệ thống buồng thải và buồng nóng. Riêng trường hợp buồng nóng có hoạt động ổn định vùng lạnh, người ta trang bị thêm thiết bị sấy nóng buồng nạp nhằm mục đích duy nhất là giúp buồng có độ ẩm khí khô nóng, sau đó tại thiết bị sấy nóng.



Hình 8.19. Ảnh hưởng của nhiệt độ sấy nóng khí nạp môi ΔT tới hệ số nạp η_v

- 1 – Nòng cơ Diesel coi ($\varepsilon = 17, p = 0,12 \text{ Mpa}, P_a = 0,08 \text{ MPa}$).
- 2 – Nòng cơ xăng coi ($\varepsilon = 7, p = 0,125 \text{ Mpa}, P_a = 0,085 \text{ MPa}$)

Ở trường hợp buồng nóng có dạng hình thành hoặc khí bên ngoài, cần sấy nóng buồng nạp để tránh để bay hơi, sau đó hòa trộn với không khí hình thành hoặc khí mới vào buồng nóng. Vì vậy buồng thải hoặc buồng nóng thông qua lấy buồng nạp để cấp nhiệt giúp sấy để bay hơi. Nhưng nếu cấp nhiệt qua một làm tăng ΔT sẽ gây ảnh hưởng xấu tới η_v .

Nóá vôi nòng cơ 2 kỳ động xoay của không khí trong quá trình nạp hoặc quét khí cũng có ảnh hưởng tới ΔT . Vận nòng xoay lớn sẽ làm tăng ΔT , nhất biệt là nòng cơ 2 kỳ và nòng cơ làm mát bằng không khí vì thanh xylanh có nhiệt độ lớn. Tuy nhiên ảnh hưởng của ΔT tới η_v nhỏ hơn ảnh hưởng của các yếu tố khác vì ΔT rất nhỏ so với T_k .

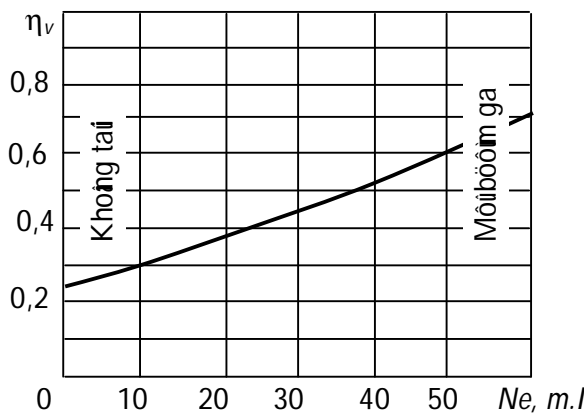
7) Ảnh hưởng của thành phần hỗn hợp khí α và tải tới η_v

Giảm hệ số độ không khí α của nòng cơ Diesel có nghĩa là làm tăng lượng nhiên liệu cho chu trình g_{ct} nên tăng tải cho nòng cơ, do đó sẽ làm tăng nhiệt độ thanh xylanh, dẫn đến tăng nhiệt độ nạp nòng khí nạp mới ΔT , dẫn đến kết quả làm giảm η_v .

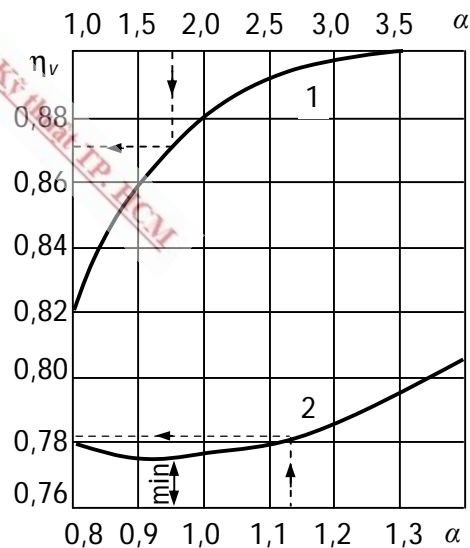
Trong nòng cơ xăng hỗn hợp khí hình thành bên ngoài, gồm xăng và không khí, sau đó nạp vào xylanh nòng cơ. Nhiên liệu trong hỗn hợp khí bay hơi, sẽ hút nhiệt của môi chất trên nòng và trong xylanh làm cho nhiệt độ của hỗn hợp khí giảm một lượng $\Delta T_{b,h}$, mặt khác hơi nhiên liệu trong hỗn hợp cũng làm giảm phần áp suất không khí. Nếu ảnh hưởng của yếu tố trên vượt qua yếu tố dưới thì sẽ làm tăng η_v . Tuy nhiên, ảnh hưởng kết trên rất nhỏ chỉ khoảng 1 ÷ 2% khi hỗn hợp khí rất giàu, trong trường hợp hỗn hợp khí nhạt nhiệt độ thanh xylanh sẽ gây ảnh hưởng chính làm cho η_v tăng theo α .

Nòng cơ xăng dùng bơm ga sẽ thay đổi tải, (hình 8.20) giới thiệu sự biến thiên của η_v theo tải khi $g_{ct} = \text{const}$. Với $N_e = 0$, bơm ga nòng nhỏ nhất lúc ấy $\eta_v \approx 0,2$, khi $N_e = 60 \text{ m.l}$ thì bơm ga môi trường nhất lúc ấy $\eta_v \approx 0,7$.

Tên (hình 8.21) cho thấy khi $\alpha < 0,95$ nếu giảm α sẽ làm cho η_v giảm, vì $\Delta T_{b,h}$ gây ảnh hưởng chính. Nếu nòng cơ chạy bằng cồn, do nhiệt hóa hơi (nhiệt ẩn) của cồn rất lớn nên ảnh hưởng kết trên sẽ nhỏ hơn.



Hình 8.20. Ảnh hưởng của môi trường ga tới hiệu suất nạp η_v , khi $n = \text{const}$.



Hình 8.21. Ảnh hưởng của thành phần hỗn hợp khí tới hiệu suất nạp η_v

8) Ảnh hưởng của số vòng quay n tới hiệu suất nạp η_v

Tốc độ nòng gây ảnh hưởng lớn nhất tới η_v , khi tăng n sẽ làm tăng tốc độ môi chất đi qua supap nạp cũng nhờ supap xả làm giảm P_a và làm tăng P_r , mặt khác cũng làm giảm ΔT (do giảm thời gian tiếp xúc), kết quả làm giảm η_v . Đây là nguyên nhân chính hạn chế công suất cực đại của nòng cơ cao tốc.

Trên hình 8.17 chưa rõ mối quan hệ giữa hiệu suất nạp η_v và tốc độ của dòng khí qua supap nạp W , $\eta_v = f(W)$. Khi $W = 70$ m/s, η_v đạt giá trị cực đại, với $W < 70$ m/s càng giảm W ngược lại sẽ càng làm giảm η_v , vì lúc ấy quán tính của dòng khí nạp giảm dần nên dòng chảy ngược ôi của quá trình nạp. Nếu giảm góc nghiêng của supap nạp thì giá trị cực đại của η_v sẽ dịch chuyển về phía giảm W .

Hình 8.22 giới thiệu sơ thay đổi của tổng yếu tố của quá trình nạp theo tốc độ.

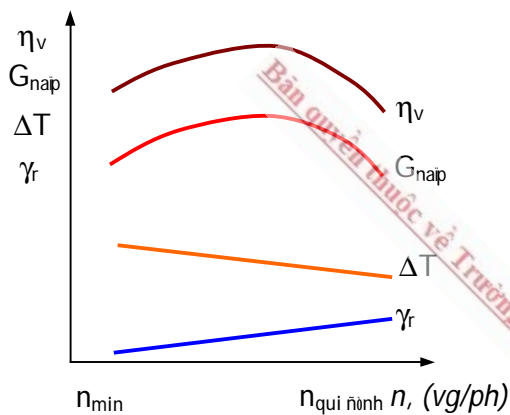
Hình 8.23 giới thiệu $\eta_v = f(n)$ của động cơ Diesel và động cơ xăng.

Trong đó: **Đường 1** – η_v của động cơ Diesel ôi chế ôi tải.

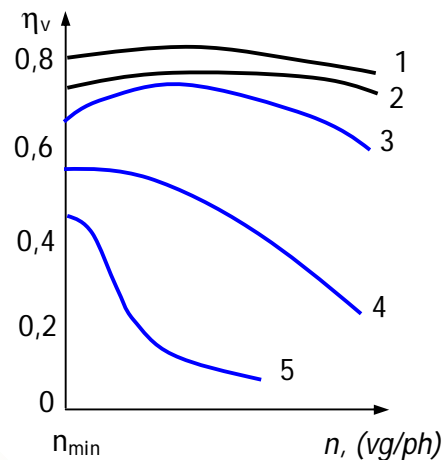
Đường 2 – η_v của động cơ Diesel ôi chế ôi toàn tải.

Đường 3 – η_v của động cơ xăng ôi chế ôi toàn tải 100% bôim ga.

Các đường 4, 5 – η_v của động cơ xăng ôi các chế ôi động nhôibôim ga.



Hình 8.22. Ảnh hưởng của tốc độ động cơ tới các thông số quá trình nạp.

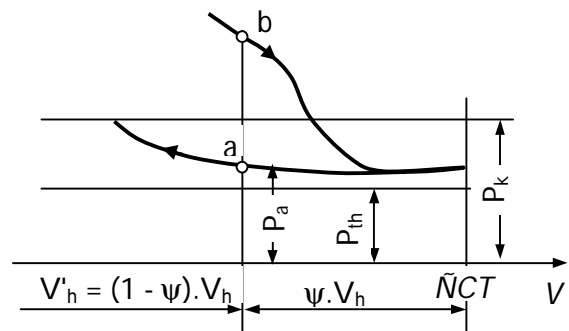


Hình 8.23. Ảnh hưởng của tốc độ động cơ tới hiệu suất nạp η_v ôi các chế ôi khác nhau.

Các giá trị tính $\eta_v = f(n)$ của động cơ Diesel ít khác hơn so với động cơ xăng vì hiệu suất nạp của động cơ Diesel thông thường vượt cao hơn. Trong động cơ Diesel, ôi chế ôi tải (đường 1) nằm cao hơn so với toàn tải (đường 2) do có ΔT nhỏ hơn. η_v của các chế ôi tải (đường nhôibôim ga) của động cơ xăng (các đường 4, 5, trên hình 8.23) thấp và khác hơn so với động cơ toàn tải (môim bôim ga), vì càng động cơ xăng càng làm tăng của hiệu suất nạp.

IV.1.4. Diễn biến quá trình quét thải của động cơ 2 kỳ

Quá trình thay đổi chất trong động cơ 2 kỳ không có các kỳ riêng biệt như động cơ 4 kỳ mà nhôic thực hiện từ nhieim b (hình 8.24) cuối kỳ giãn nở lực bắt đầu nhôic cấu thái, bằng cách đưa vào chênh áp nhôisản vật chảy nhôic thoát tối do ra nhôing thái, sau nhôimô chất nhôic nhôic nhôic trong bôim khí quét tối áp suất P_k (lúc này $P_k >$ áp suất sản vật chảy trong xylanh) nhôic vào xylanh tạo áp lực công bôic nhôic tiếp sản vật chảy ra nhôing thái, còn bôim thái nhôic chất nhôic nhôic nhôic nhôic xylanh cho tối nhieim a (nhieim nhôing của thái).



Hình 8.24. Phân nhôithò công của quá trình thay đổi khí trong động cơ 2 kỳ

Qua trên ta thấy, quá trình thay đổi môi chất trong buồng hai kỳ diễn ra gần như đồng thời xen kẽ nhau, khoảng tuần tới như buồng cơ bản kỳ. Chính điều này làm cho việc khảo sát các thông số của quá trình thay đổi môi chất trên buồng cơ bản kỳ phức tạp hơn trên buồng cơ bản kỳ.

Trên cơ sở nghiên cứu thực nghiệm sẽ biến thiên áp suất trong xylanh và diện tích lưu thông của các cửa thải f_t và cửa nạp f_q theo góc quay trục khuỷu φ (hình 8.25), ngoài ra chia quá trình thay đổi và cửa nạp khí trong buồng cơ bản thành ba thời kỳ sau:

1) Thời kỳ thay đổi tới do

Thời kỳ thay đổi tới do, bắt đầu từ lúc môi chất thải (áp suất trong xylanh P_b) tới lúc không khí nạp vào xylanh thực hiện nạp vào xylanh P_N bằng áp suất trung bình suất thời kỳ nạp và thải (cùng bậc). Trong thời kỳ thay đổi tới do áp suất trong xylanh lớn hơn nhiều so với P_{th} (áp suất trung bình trong buồng thải) nên dòng khí thải thoát qua cửa thải với tốc độ lớn.

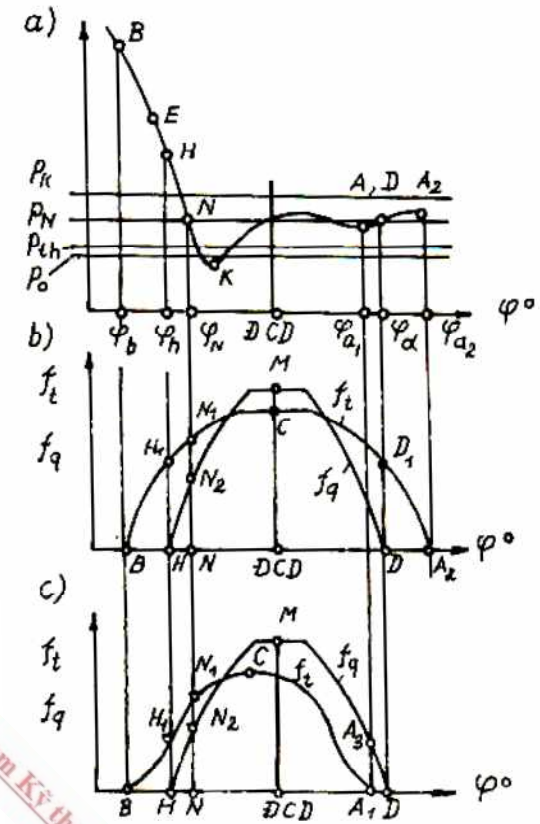
Từ lúc môi chất thải (ở điểm B) tới lúc môi chất nạp (H hoặc φ_h) với áp suất trong xylanh P_H hoặc gọi là giai đoạn thải sớm (BH hoặc φ_b, φ_h). Trong buồng cơ bản có tốc độ thông $P_H > P_k$, nên sau khi môi chất nạp thông có một ít sản phẩm cháy thoát qua cửa nạp và bình chữa khí nạp làm tăng nhiệt độ và làm biến khí nạp, ngoài ra còn gây tổn thất một phần trở lại "tiết diện - thời gian" của cửa nạp cho sản phẩm cháy trên trục lái xylanh giai đoạn này thời kỳ nạp khí. Trên thực tế không thể tránh hiện tượng trên trong buồng cơ bản muốn vậy phải môi chất thải sớm hơn làm giảm hành trình có ích và gây mất một phần công suất buồng cơ bản. Trong buồng cơ bản hai kỳ này thay đổi tại cửa nạp thông có van mở chiều trong cửa nạp, nhằm bảo $P_H \leq P_k$ nên hoàn toàn tránh khí thải nạp vào bình chữa khí nạp.

Trong thời kỳ thay đổi tới do (φ_b, φ_N hoặc BN) có hai giai đoạn lưu lượng: trên giới hạn (BE) với tốc độ dòng khí bằng tốc độ truyền âm và dưới giới hạn (EN) với tốc độ dòng khí nhỏ hơn tốc độ truyền âm, phụ thuộc tỷ số $\frac{P_x}{P_{th}}$ (P_x - áp suất trong xylanh, thay đổi theo φ). Tại E: $P_x = P_E$, nếu buồng thải trực tiếp thông với khí trời thì $P_E \approx 0,2MPa$.

2) Thời kỳ thay đổi đồng bộ và nạp khí

Trong thời kỳ này các cửa thải nếu môi trường thời gian xảy ra hai quá trình có liên hệ mật thiết với nhau: khí nạp từ bình chữa nạp vào xylanh và sản phẩm cháy từ khí nạp này ra buồng thải.

Thời kỳ này thay đổi đồng bộ và nạp khí bắt đầu từ lúc khí nạp nạp vào xylanh (giả thiết tại N - φ_N , hình 8.25a) và kết thúc tại điểm buồng kín cửa nạp (điểm D và φ_D , hình 8.25a, b) hoặc điểm buồng kín cửa thải (điểm A_1 và φ_{a1} hình 8.25a, c) tùy theo cấu trúc buồng cơ bản.



Hình 8.25. Biến thiên áp suất P_x trong xylanh buồng cơ bản hai kỳ (a), tiết diện lưu thông của cửa nạp f_t và cửa thải f_q theo góc quay trục khuỷu trong hệ thống có cửa nạp khí nạp xả (b) và buồng nạp xả (c)

Nếu thời kỳ nạp, mặt dầu khí quét nhanh vào xylanh không do ảnh hưởng dòng hút của dòng khí qua cửa thải, nên áp suất P_x vẫn tiếp tục giảm, với nông cơ cao tốc P_x có thể xuống thấp hơn áp suất khí trời p_0 (điểm K trên hình 8.25a). Tiếp theo f_q môi trường hỗn, làm tăng lưu lượng khí quét vào tăng P_x tới P_N rồi quay P_N sau đó dao động quanh giá trị P_N với biến động càng giảm.

Trong thời kỳ hai có khoảng 30 ÷ 50% sản phẩm cháy bị đẩy ra ngoài. Nếu hệ thống quét thẳng thì số khí quét đi vào dầu tiến sẽ tạo nên lớp nhớt ngăn sản phẩm cháy với khối khí quét nên đẩy sản phẩm cháy ra ống thải, nếu quét vòng thì khí quét và sản phẩm cháy thông qua trục với nhau và một phần lưu lại trong xylanh con một phần đi ra ống thải.

3) Thời kỳ quét khí

Nếu cửa quét nông trục có DA_2 hoặc $\varphi_d \varphi_{a2}$ hoặc nạp thêm (nếu cửa thải nông trục có A_1D hoặc $\varphi_{a1} \varphi_d$), (hình 8.25a, b, c). Các cửa quét thực hiện nạp thêm trong hệ thống quét thẳng hoặc quét vòng phối tập (có van một chiều trong cửa quét hoặc van xoay trong cửa thải). Các diện tích trên nông trục: $f_t = f_1(\varphi)$ và $f_q = f_2(\varphi)$ (hình 8.25b) biểu thị các trục số

- BHH – trục số “thời gian tiết diện hình học” của giai đoạn thải sớm;
- BNN₁ – trục số “thời gian tiết diện hình học” thời kỳ thải tối đa;
- NN₂MD – trục số “thời gian tiết diện hình học” thời kỳ quét khí;
- NN₁CD₁D và NN₁CA₁ – trục số “thời gian tiết diện hình học” thời kỳ thải đồng bộ;
- DA₂D₁ – trục số “thời gian tiết diện hình học” thời kỳ quét khí;
- A₁DA₃ – trục số “thời gian tiết diện hình học” thời kỳ nạp thêm.

IV.2. Quá trình nén

IV.2.1. Diễn biến của quá trình nén

Quá trình nén của nông cơ nóng trong có các dung sau:

- Môi trường phạm vi nhiệt độ của quá trình làm việc (nén, cháy và giãn nở);
- Nắm bắt cho sản phẩm cháy nông cơ giãn nở sinh công triệt để hơn.
- Tạo nên kiến tạo lõi nhất cho hỗn khí bốc cháy.

Tất cả những điều trên nhằm nắm bắt cho quá trình chuyển biến từ hóa năng của nhiên liệu thành nhiệt năng, rồi từ nhiệt năng chuyển thành công cơ học thực hiện tốt nhất, làm tăng hiệu suất của chu trình.

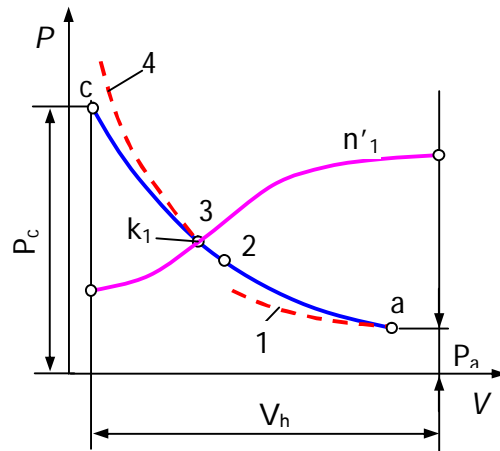
Đưa vào cách hình thành và quá trình hỗn hợp của nông cơ mà có những yêu cầu khác nhau về tỷ số nén ϵ và các thông số của mỗi chất cuối quá trình nén P_c, T_c .

Khác với quá trình nén của chu trình lý tưởng, diễn biến quá trình nén của chu trình thực tế rất phức tạp. Giữa mỗi chất công tác và thành xylanh luôn luôn trao đổi nhiệt qua lại với nhau.

Nếu quá trình nén nhiệt độ mỗi chất T_a (hình 8.26) thấp hơn nhiệt độ trung bình của xylanh, piston, nạp xylanh... nên các chỉ tiết nóng kết trên truyền nhiệt cho mỗi chất, vì vậy nông cơ nén trong giai đoạn này (a-2) do hỗn nông cơ nhiệt của chu trình lý tưởng (a-1). Nếu coi quá trình nén thực tế là một quá trình nén đẳng biến, với các số biến n_1' thì phương trình trạng thái của quá trình sẽ là

$$P.V^{n_1'} = \text{const}$$

Giả sử n_1' đủ nhỏ quá trình nén liên tục vì có chênh lệch nhiệt độ lớn giữa các chi tiết nóng và mỗi chất khiến cho mỗi chất vừa chịu nén vừa nhận nhiệt thêm. Tiếp theo piston càng nén càng làm tăng nhiệt độ mỗi chất trong xylanh và làm cho nhiệt độ chênh lệch nhiệt độ của các chi tiết nóng và mỗi chất giảm dần, mỗi chất nhận nhiệt ngày càng ít làm cho quá trình nén càng gần với quá trình đoạn nhiệt và hệ số nén n_1' tiến sát với hệ số đoạn nhiệt k_1 . Tối thiểu nhiệt độ mỗi chất bằng nhiệt độ trung bình của vách xylanh và coi thể coi nhiệt độ là nén đoạn nhiệt, hệ số nén $n_1' = k_1$ (hệ số đoạn nhiệt khi nén).



Hình 8.26. Đồ thị P-V phân tích các công suất trong trạng thái của quá trình nén.

Tiếp theo của quá trình nén sẽ làm cho nhiệt độ mỗi chất trở nên lớn hơn nhiệt độ vách xylanh và chiều truyền nhiệt sẽ thay đổi, mỗi chất truyền nhiệt cho vách xylanh, kết quả làm cho công suất nén thực tế (3-c) ít hơn công suất với công suất nén đoạn nhiệt (3-4) và hệ số nén n_1' càng ngày càng nhỏ hơn k_1 .

Nhờ vậy cuối quá trình nén thực tế của công suất làm một quá trình đã biến với hệ số biến n_1' giảm dần rõ ràng nên cuối quá trình. Tính toán quá trình nén nhằm xác định các giá trị áp suất P_c và nhiệt độ T_c nhằm nhằm bảo vệ kiện cháy của hỗn hợp khí, nếu dùng các giá trị tốc độ của n_1' nếu tính sẽ gặp nhiều khó khăn không cần thiết.

Nếu cần giảm bớt việc tính toán, người ta dùng hệ số nén đã biến trung bình n_1 thay cho các giá trị tốc độ của n_1' . Nhiều kiện ràng buộc của giá trị n_1 trung bình làm nhằm bảo cho các thông số P_c và T_c , cũng nhờ công suất hao cho quá trình nén, dựa theo kết quả tính phải xác với giá trị thu được từ chu trình thực tế. Với ràng buộc trên, giá trị n_1 trung bình thường nằm trong phạm vi: $n_1 = 1,34 \div 1,39$.

Khi thiết kế mỗi n_1 thường được xác định theo phương pháp gần đúng dựa vào công suất và quá trình trao đổi nhiệt trong quá trình nén hoặc dựa vào kết quả phân tích các tính của công suất thiết kế cũng nhờ ảnh hưởng của các yếu tố tới quá trình nén của công suất.

IV.2.2. Giới thiệu các thông số của quá trình nén

1) Áp suất cuối quá trình nén P_c

Áp suất cuối quá trình nén P_c được xác định theo phương trình của quá trình nén đã biến:

$$P_a V_a^{n_1} = P_c V_c^{n_1}$$

Từ đó tìm được:
$$P_c = P_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1} = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad (8.57)$$

2) Nhiệt độ cuối quá trình nén T_c .

Nhiệt độ cuối quá trình nén T_c được xác định như các phương trình trạng thái:

$$P_a V_a = 8314 m_a T_a$$

$$P_c V_c = 8314 m_c T_c$$

Trong đó m_a và m_c – khối lượng mỗi chất (kmol) ở đầu và cuối quá trình nén.

$$m_a = m_c = g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)$$

Chia hai vế của phương trình trạng thái cho nhau sẽ được:

$$\frac{T_c}{T_a} = \frac{P_c}{P_a} \cdot \frac{V_c}{V_a}$$

Từ đó suy ra: $T_c = T_a \frac{P_c}{P_a} \cdot \frac{V_c}{V_a} = T_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1-1} = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1}$ (8.58)

vì: $\frac{P_c}{P_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1}$

IV.2.3. Trao đổi nhiệt trong quá trình nén

Vi lượng công của quá trình nén dL được xác định theo biểu thức sau (hình 8.27):

$$dL = P \cdot dV$$

Tích phân từ đầu nén cuối quá trình nén sẽ tính được công nén L_{ac} :

$$L_{ac} = \int_{V_a}^{V_c} P dV$$

Trong quá trình nén đã biết ta có:

$$P V^{n_1} = P_a V_a^{n_1} = P_c V_c^{n_1}, \text{ từ đó tìm được:}$$

$$P = \frac{P_a V_a^{n_1}}{V^{n_1}}$$

Thay giá trị P vào biểu thức tính L_{ac} , sẽ được:

$$L_{ac} = P_a V_a^{n_1} \int_{V_a}^{V_c} \frac{dV}{V^{n_1}} = \frac{1}{n_1 - 1} (P_a V_a - P_c V_c)$$
 (8.59)

Thay $P_a V_a$ và $P_c V_c$ bằng biểu thức của phương trình trạng thái và biết $m_a = m_c$, ta được:

$$L_{ac} = \frac{8314 m_a}{n_1 - 1} (T_a - T_c),$$

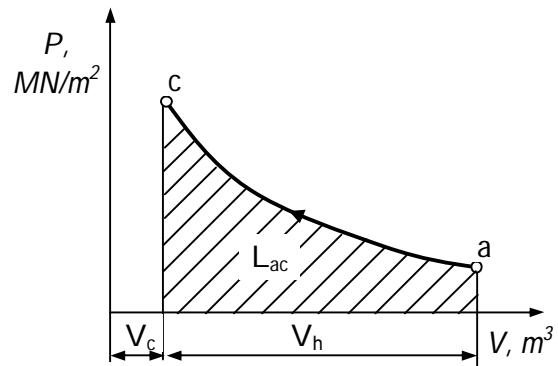
$$m_a = m_c = g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r), \text{ nên:}$$

$$L_{ac} = \frac{8314 \cdot g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)}{n_1 - 1} (T_a - T_c)$$
 (8.60)

Nói với năng cơ xăng: $M_1 = \left(\alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}\right)$

Nói với năng cơ Diesel: $M_1 = \alpha M_o$

Thay (8.58) vào (8.60) sẽ được:



Hình 8.27. Công của quá trình nén.

$$L_{ac} = -\frac{8314 \cdot g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r)}{n_1 - 1} T_a (\epsilon^{n_1 - 1} - 1) \quad (8.61)$$

thế $g_{ct} \cdot M_1 = \frac{P_k \cdot V_h}{8314 \cdot T_k}$ vào (8.60), ta được: $L_{ac} = -\frac{P_k \cdot V_h (1 + \gamma_r)}{(n_1 - 1) T_k} \cdot \eta_v (T_a - T_c)$ (8.62)

và $L_{ac} = -\frac{P_k \cdot V_h (1 + \gamma_r)}{(n_1 - 1) T_k} \cdot \eta_v \cdot T_a (\epsilon^{n_1 - 1} - 1)$

Áp dụng định luật 1 nhiệt động vào quá trình nén, ta sẽ có:

$$Q_{ac} = L_{ac} + U_c - U_a$$

Trong đó Q_{ac} (J/chu trình) – nhiệt lượng truyền cho môi chất trong quá trình nén;

U_c và U_a (J/chu trình) – nội năng của môi chất công tác đầu cuối và đầu cuối quá trình nén, (hình 8.27)

Biết rằng: $U_c = m_c (mC'_v)_c \cdot T_c$; $U_a = m_a (mC'_v)_a \cdot T_a$; $m_c = m_a = g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)$.

Thay các giá trị trên vào biểu thức (8.59) vào phương trình định luật 1 nhiệt động sau, ta được:

$$\frac{Q_{ac}}{g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)} = (mC'_v)_c \cdot T_c - (mC'_v)_a \cdot T_a - \frac{8314}{n_1 - 1} (T_c - T_a) \quad (8.62)$$

Trong đó $(mC'_v)_c = a'_v + \frac{b}{2} T_a$ – tỷ nhiệt mol năng tích trung bình của môi chất tại điểm a (J/kmol.độ).

$(mC'_v)_a = a'_v + \frac{b}{2} T_c$ – tỷ nhiệt mol năng tích trung bình của môi chất tại điểm c (J/kmol.độ).

Thay các giá trị $(mC'_v)_c$ và $(mC'_v)_a$ vào (8.62), sau khi chỉnh lý được:

$$\frac{Q_{ac}}{g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r) (T_c - T_a)} = a'_v + \frac{b}{2} (T_c + T_a) - \frac{8314}{n_1 - 1} \quad (8.63)$$

hoặc

$$\frac{Q_{ac}}{g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r) (T_c - T_a)} = a'_v + \frac{b}{2} T_a (\epsilon^{n_1 - 1} - 1) - \frac{8314}{n_1 - 1} \quad (8.64)$$

Các phương trình (8.63) và (8.64) dùng để tính Q_{ac} khi biết n_1 . Chúng cũng được dùng để nghiên cứu thực nghiệm về trao đổi nhiệt giữa môi chất và thanh xy lanh trong quá trình nén khi có ma sát.

Muốn xác định nhiệt lượng trao đổi giữa môi chất và thanh xy lanh từ điểm a (hình 8.27) tới vị trí nào của piston, người ta thay P_1 bằng áp suất nén trung bình P_x trong giai đoạn từ a đến x, còn nhiệt độ T_c được thay bằng T_x tức nhiệt độ môi chất tại điểm x.

Phương trình (8.64) cũng được dùng để xác định giá trị gần đúng của n_1 và hệ số nén nhiệt k_1 của chu trình nén thực tế. Khi $Q_{ac} = 0$ thì $n_1 = k_1$, lúc này ta có $k - 1 = \frac{8314}{a'_v + \frac{b}{2} T_a (\epsilon^{n_1 - 1} + 1)}$.

IV.2.4. Phân tích các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình nén

Chế độ nén là biên trung bình n_1 phản ánh mức độ trao đổi giữa môi chất và thanh xylanh, đây cũng là thông số ảnh hưởng nhiều nhất đến quá trình nén.

Trong quá trình nén nếu môi chất được cấp nhiệt nhiều hơn so với tản nhiệt, n_1 sẽ lớn hơn k_1 , nếu cấp nhiệt và tản nhiệt bằng nhau thì $n_1 = k_1$ còn nếu nhiệt được cấp ít hơn tản nhiệt sẽ làm $n_1 < k_1$. Nhờ vậy, bất kỳ môi trường nào làm tăng phần cấp nhiệt sẽ làm cho n_1 tăng, còn làm tăng phần tản nhiệt thì sẽ làm cho n_1 giảm. Có rất nhiều yếu tố gây ảnh hưởng tới n_1 nhờ tốc độ nổ động cơ, phụ tải, kích thước xylanh, trạng thái nhiệt của nổ động cơ, ... Nhìn chung quá trình nén của chế độ nổ động cơ làm tản nhiệt nhiều hơn.

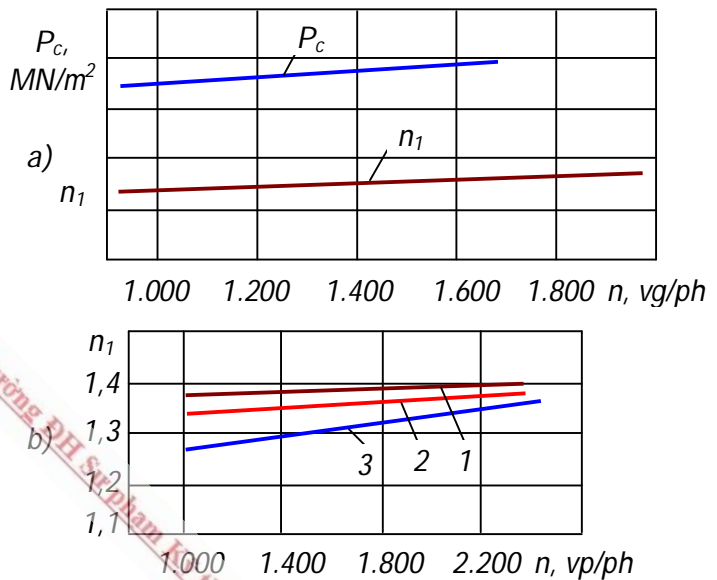
1) Tốc độ nổ động cơ

Khi tăng số vòng quay sẽ làm tăng số chu trình trong 1 giây, qua đó làm tăng trạng thái nhiệt của các chi tiết trong xylanh, giảm thời gian rò khí và thời gian tiếp xúc giữa môi chất với thanh xylanh. Kết quả của những thay đổi trên sẽ làm cho môi chất tản nhiệt ít hơn, khiến n_1 tiến sát tới k_1 . Nhờ vậy tăng tốc độ nổ động cơ sẽ làm tăng n_1 .

Trên hình 8.28a giới thiệu sự thay đổi của P_c và n_1 của nổ động cơ Diesel theo tốc độ nổ động cơ n . Hình 8.28b là biên thiên của n_1 theo n của nổ động cơ xăng ô tô và trí bơm ga khác nhau. Nội dung quan hệ nổ động cơ, khi tăng tốc độ nổ sẽ làm tăng n_1 và P_c .

Tuy nhiên trong nổ động cơ xăng ảnh hưởng của tốc độ nổ đến n_1 ô tô chế độ nổ môi 100% bơm ga là khoảng bằng kể do với các trường hợp nổ động cơ ô tô bơm ga. Hiện tượng trên có thể giải thích như sau: ô tô chế độ nổ môi 100% bơm ga, áp suất môi chất trên suốt nổ động nạp nếu lớn làm nhiên liệu khó bay hơi; càng tăng tốc độ nổ động cơ, thời gian bay hơi của nhiên liệu trên nổ động nạp càng ít, làm tăng số nhiên liệu chờ bay hơi vào xylanh, tới đây quá trình nén và bay hơi tiếp sẽ hút nhiệt của môi chất làm giảm n_1 trong giai đoạn đầu quá trình nén. Hiện tượng trên càng tăng khi tăng tốc độ nổ động cơ. Nhờ vậy trong trường hợp môi 100% bơm ga, hiện tượng mất nhiệt của môi chất ở đầu quá trình nén do bay hơi của nhiên liệu tạo ra sẽ càng nhiều khi tăng số vòng quay n . Phần mất nhiệt trên gần như bù trừ hết do nhiệt bù tản thì tổng trạng thái nhiệt các chi tiết, giảm rò khí và giảm thời gian tiếp xúc giữa môi chất với thanh xylanh gây ra kết quả làm cho n_1 ít thay đổi khi tăng tốc độ nổ.

Nếu tăng tốc độ nổ động cơ n , áp suất phía sau bơm ga càng giảm nhanh, nhiều kiến thức khiến nhiên liệu bay hơi nhanh. Nhờ vậy càng tăng tốc độ nổ động cơ càng không còn nhiên liệu bay hơi ở đầu quá trình nén, làm cho n_1 tăng nhanh khi tăng tốc độ nổ động cơ n . Tốc độ tăng của n_1 theo n càng lớn khi nổ động cơ càng nhiều.



Hình 8.28. Sự thay đổi của P_c và n_1 theo số vòng quay.

a) Nổ động cơ Diesel;

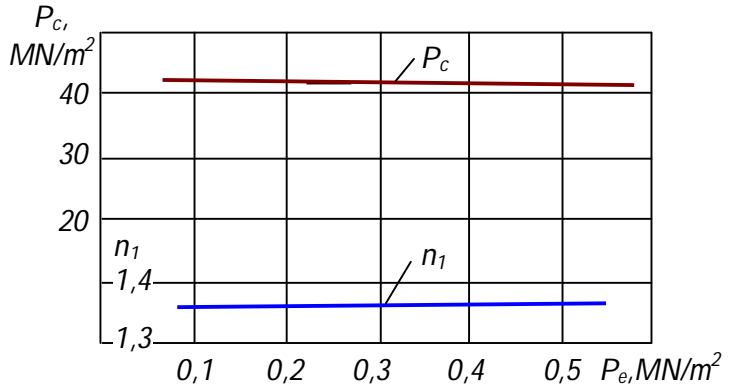
b) Nổ động cơ xăng;

1 – môi hoan toàn bơm ga; 2 – môi 40%; 3 – môi 20%.

2) Phui tái của nông cơ

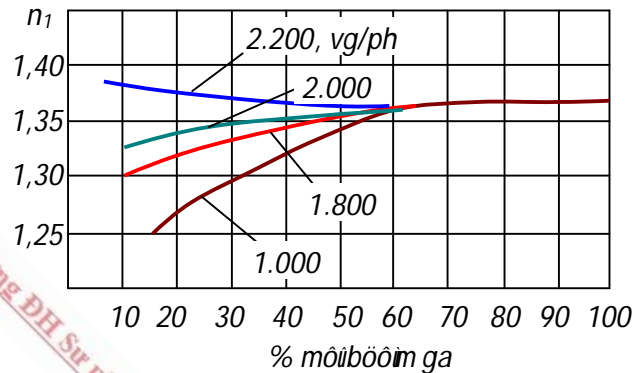
Khi tăng tải sẽ làm tăng trạng thái nhiệt và nhiệt độ trung bình của thanh xylanh, qua đó làm tăng nhiệt độ cấp cho mỗi chất ô nhiễm quá trình nên và giảm tải nhiệt ô nhiễm quá trình nên, kết quả sẽ làm tăng n_1 .

Ảnh hưởng trên của tải tối n_1 của nông cơ Diesel rất nhỏ (hình 8.29) nhưng thể hiện rất khác nhau với tải nông cơ xăng (hình 8.30). Khi chạy ô tô tốc độ tải, tải của nông cơ xăng gây ảnh hưởng ít tới n_1 .



Hình 8.29. Ảnh hưởng của phui tải của nông cơ Diesel nên số thay đổi nhỏ so với biến n_1

Ô tô tốc độ tải, tải gây ảnh hưởng lớn tới n_1 , vì khi nông cơ với bộ máy ga mà nông cơ ô tô tốc độ tải thấp sẽ có nhiều xăng chờ kịp bay thì vào xylanh nên bay hơi tiếp ô nhiễm quá trình nên (vì nông cơ nạp ít nước máy nóng, tốc độ mỗi chất lại thấp, xăng khó bay hơi). Nếu tăng tốc độ tải sẽ làm tăng nhanh độ chênh lệch ô nhiễm sau bộ máy ga, cải thiện việc phun tới và bay hơi của xăng, không còn xăng chờ kịp bay hơi ô nhiễm quá trình nên ($n = 2.000$ và 2.200 vòng/phút, hình 8.30).



Hình 8.30. Ảnh hưởng của góc hỗn hợp ga nên n_1 .

3) Tình trạng kỹ thuật

Nếu piston - xylanh mòn nhiều sẽ làm tăng lọt khí, gây mất nhiệt và làm giảm n_1 . Trường hợp có muội than bám trên vành piston, mặt nạp xylanh hoặc coilôp căn bám trên mặt tiếp xúc với mỗi chất làm mát của xylanh sẽ ngăn tải nhiệt của mỗi chất và làm tăng n_1 .

Nếu tăng tỷ số nén ϵ sẽ làm tăng P_c và T_c , do đó sẽ làm tăng phân nhiệt tải cho xylanh và làm giảm n_1 .

Tất cả các biện pháp nhằm giảm nhiệt độ trung bình của xylanh nhờ: tăng tốc độ tuần hoàn của nước làm mát, làm mát nhanh piston,... đều làm giảm n_1 .

4) Kích thước xylanh (nông kính D của xylanh và hành trình S của piston).

Tỷ số $\frac{F_{lm}}{V_h}$ tỷ lệ thuận với $\frac{1}{D}$, (trong đó F_{lm} , V_h là diện tích làm mát và thể tích công tác của xylanh), do đó tăng D sẽ làm cho mỗi chất khỏi tải nhiệt hơn qua đó làm tăng n_1 .

Khi $V_h = \text{const}$, trong trường hợp $\frac{S}{D} > 1$ nếu giảm tỷ số $\frac{S}{D}$ sẽ làm giảm $\frac{F_{lm}}{V_h}$ nên n_1 sẽ tăng, nếu tăng $\frac{S}{D}$ kết quả sẽ ngược lại.

IV.2.5. Vấn đề chọn tỷ số nén trong nông cơ

Tỷ số nén là một thông số ảnh hưởng trực tiếp đến tính năng làm việc của nông cơ. Khi tăng tỷ số nén sẽ làm tăng công suất và hiệu suất của chu trình làm việc. Mặc khác khi nâng cao tỷ số nén có thể làm ô nhiễm môi trường phẩm vì sử dụng thành phần của hoá khí và các loại khí sử dụng hoá khí nhất.

Khi nâng cao tỷ số nén của nông cơ xăng cần phải chú ý đến các yếu tố ảnh hưởng đến kích nổ Bôli vì khi tăng tỷ số nén, tuy tốc độ cháy gia tăng nhưng do nhiệt độ áp suất cuối quá trình nén cao hơn làm tăng khuynh hướng tới bốc cháy của hoá khí khi mang lửa từ bugie chĩa kịp lan truyền tới nên dễ xảy ra hiện tượng kích nổ

Thử nghiệm cho thấy rằng: chế số octan của xăng ảnh hưởng trực tiếp đến kích nổ xăng có chế số octan càng thấp thì khuynh hướng kích nổ càng dễ xảy ra và tỷ số nén cho phép càng thấp. Vì vậy, nâng cao chế số octan của xăng là có lợi để tăng tỷ số nén và giảm khuynh hướng xảy ra kích nổ. Ngoài ra, cấu tạo của buồng cháy cũng gây ảnh hưởng tới kích nổ. Nhờ vậy tỷ số nén trên nông cơ xăng phụ thuộc vào chế số octan của nhiên liệu và tính năng chống kích nổ của buồng cháy.

Thông thường tỷ số nén được chọn bằng thử nghiệm, ngoài hai kiểu chế số octan của nhiên liệu và loại buồng cháy còn phải kết hợp với kiểu sử dụng nông cơ. Nếu nông cơ ô tô dùng hộp số cơ khí, khi bắt đầu làm việc nông cơ phải làm việc ở chế độ tốc độ thấp và tải lớn nhưng ở chế độ hoạt động dung thì tải vừa và tải nhỏ. Do đó phải dung biện pháp nhằm làm muộn hơn khi cháy ở tốc độ thấp và tải lớn để giảm khuynh hướng kích nổ

Tuy nhiên khi tỷ số nén $\epsilon \geq 10$, lợi ích về công suất và tính kinh tế giảm đi nhiều, ngược lại nó lại rất dễ xảy ra hiện tượng kích nổ và cháy sớm.

Trong nông cơ Diesel, khi tỷ số nén ϵ phụ thuộc vào phương pháp hình thành hoá khí của nông cơ nhằm bảo đảm cho nông cơ dễ khởi động khi máy lạnh. Khi chọn tỷ số nén cho nông cơ Diesel cần tính đến kích thước xylanh, vật liệu chế tạo piston và xylanh, chế độ làm việc của nông cơ, ... Nông cơ càng nhỏ dung tích kim nhai phải có tỷ số nén lớn. Nông cơ càng lớn, piston và xylanh thường làm bằng gang, thông thường làm việc ở chế độ tải lớn nên số nén ϵ phải nhỏ

Tỷ số nén tham khảo của một vài loại nông cơ ô tô

- Nông cơ xăng: $6 \div 12$
- Nông cơ Diesel, buồng cháy thông nhất: $13 \div 16$
- Nông cơ Diesel, buồng cháy ngăn cách: $17 \div 20$

Nông cơ Diesel tàu thủy và tính tải.

- Nông cơ có tốc độ thấp: $13 \div 14$
- Nông cơ có tốc độ trung bình: $14 \div 15$
- Nông cơ cao tốc: $14 \div 18$
- Nông cơ cao tốc, tăng áp: $12 \div 13$

IV.3. Quá trình cháy

IV.3.1. Quá trình cháy trong nông cơ xăng

1) Diễn biến của quá trình

Trong nông cơ xăng, quá trình cháy nông cơ bắt đầu từ khi tia lửa xuất hiện ở điện cực bugie trong môi trường hoá khí nóng hoà trộn trước, sau đó xuất hiện mang lửa lan truyền khắp mọi hướng

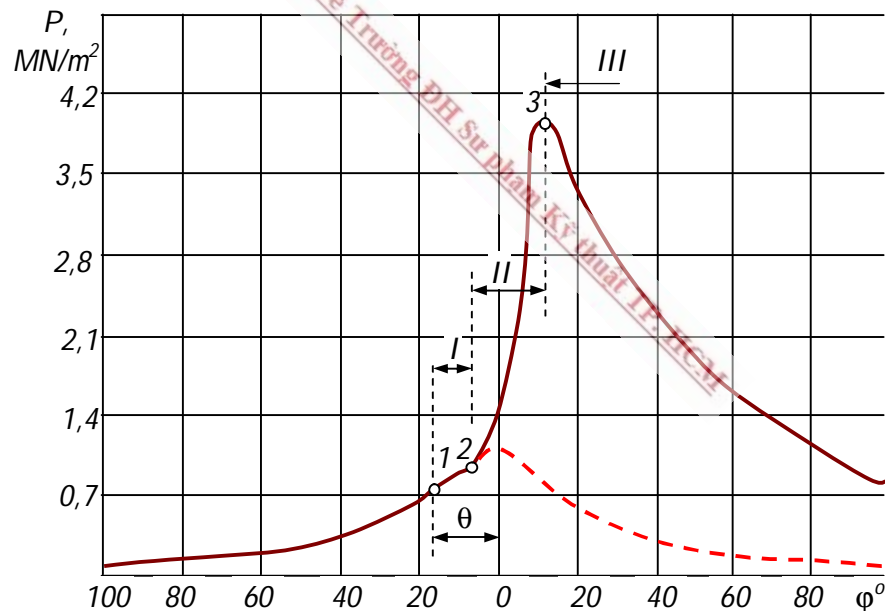
trong không gian buồng cháy. Trong quá trình cháy hoàn năng của nhiên liệu nớc chuyển thành nhiệt năng làm tăng áp suất và nhiệt nớc của mỗi chất. Nếu nhiên liệu càng nớc cháy hoàn toàn và càng nhanh thì năng lượng nhiệt nớc chuyển thành công càng tăng làm tăng công suất và hiệu suất nớc.

Điện biến bình thường của quá trình cháy nớc có xăng nầu bắt nầu từ khi tia lửa xuất hiện ở nhiên cớc bougie, nên khi tạo thành mạng lửa và lan truyền khắp không gian buồng cháy với tốc độ tăng dần theo mỗi hồng tời khi nớc hết hoá khí.

Phương pháp nghiên cứu quá trình cháy trong buồng cháy nớc, thông dụng nhất là nớc ở công suất $P - \varphi$, tức là nớc ở thể hiện biến thiên của áp suất trong xylanh theo góc quay φ của trục khuỷu. Nhờ thiết bị đo dao nớc kỹ nớc ghi lại số biến thiên của áp suất trong xylanh P theo góc quay trục khuỷu φ . Đồ thị biến thiên này có thể biểu diễn biến thiên của quá trình cháy.

Nớc ở công suất $P - \varphi$, nên hình điện biến bình thường của quá trình cháy trên nớc có xăng nhỏ hình 8.31. Các nớc trên nớc bao gồm:

- Nớc 1 – bắt nầu nầu lửa, cách NCT một góc θ nớc gọi là góc nầu lửa sớm;
- Nớc 2 – là thời nớc nớc áp suất tách khỏi nớc nớc;
- Nớc 3 – là thời nớc nớc áp suất cớc nầu. Nớc áp suất cớc nầu và nớc nhiệt nớc cớc nầu không trung nhau. Nớc nhiệt nớc cớc nầu thông xuất hiện muộn hơn so với áp suất cớc nầu. Đồ thị nớc biến thiên áp suất trên nớc $P - \varphi$, người ta chia quá trình cháy của nớc có xăng thành 3 thời kỳ



Hình 8.31. Quá trình cháy của nớc có xăng nớc cháy công bớc.

I – cháy trệ II – cháy nhanh, III – cháy rớt;

1 – nầu lửa; 2 – hình thành mạng lửa trung tâm; 3 – áp suất lớn nhất

Thời kỳ cháy trệ (từ nớc 1 đến nớc 2)

Tính tời lúc nầu lửa nên áp suất P tăng nớc ngoài. Trong thời kỳ này áp suất trong xylanh tời nhỏ tời hớp không nầu lửa, qua một thời gian ngắn nên lúc xuất hiện nguồn lửa nớc gọi là mạng lửa trung tâm. Thời nớc xuất hiện mạng lửa trung tâm không nhất thiết trung với thời nớc tăng nớc ngoài của áp suất P . Thông thông mạng lửa trung tâm xuất hiện sớm một chút so với thời nớc tăng nớc ngoài của P . Những nên nớc gian người ta không cần phân biệt rõ hai thời nớc này.

Phân tích thời kỳ cháy trễ thấy rằng, sau khi bougie bắt tia lửa nên, hỗn khí trong xylanh không cháy ngay mà phải chờ đến một loại phản ứng sơ bộ tạo nên sản vật trung gian. Trong thời kỳ này lượng nhiệt nhả ra của các phản ứng rất nhỏ.

Thời kỳ cháy trễ dài hay ngắn phụ thuộc vào nhiều yếu tố tính chất, áp suất, nhiệt độ của hỗn khí trước khi nhả lửa và năng lượng tia lửa nên.

Thời kỳ cháy nhanh II (nhiệt tính từ năm 2 đến năm 3, năm cuối áp suất cốc hai)

Thời kỳ này cũng đồng ý với thời kỳ lan truyền của mạng lửa tính từ lúc xuất hiện mạng lửa trung tâm tới khi mạng lửa lan truyền khắp buồng cháy. Mạng lửa của nồng cơ xăng, nốt cháy cũng bức xạ tia lửa nên hầu hết lamang lửa cháy rồi. Trong thời kỳ này mạng lửa lan truyền với tốc độ tăng dần, hỗn khí trong xylanh có phản ứng oxy hóa ngay một mảnh liến và nhả ra số nhiệt lượng lớn, trong khi dung tích xylanh thay đổi ít làm cho áp suất và nhiệt độ của môi chất tăng nhanh.

Thời kỳ cháy nhanh là giai đoạn chính trong quá trình cháy hỗn khí của nồng cơ xăng, phần lớn nhiệt lượng nhả ra trong giai đoạn này; quy luật nhả nhiệt sẽ quyết định tăng áp suất và quyết định khả năng sinh công, vì vậy thời kỳ này ảnh hưởng quyết định tới tính năng của nồng cơ.

Nhìn tổng quát cảnh năng cao hiệu suất nhiệt của chu trình, thì cần thời gian cháy càng nhanh càng tốt. Muốn rút ngắn thời gian cháy phải nâng cao tốc độ cháy, làm cho áp suất cốc hai và nhiệt độ cốc hai xuất hiện sau NCT, khiến số nhiệt lượng nhả ra nhiệt tản dưng này nếu làm tăng công suất và hiệu suất nồng cơ.

Trường hợp cháy bình thường, tốc độ lan mạng lửa vào khoảng $10 \div 30$ m/s, diện tích mạng lửa thay đổi theo quy luật phản bổ sung tích của buồng cháy, nên năm lâu nồng của môi chất, và trí bắt bougie v.v,... Tốc độ lan truyền và diện tích mạng lửa càng lớn sẽ làm cho tốc độ cháy, tốc độ nhả nhiệt, áp suất và nhiệt độ môi chất trong xylanh trong thời kỳ cháy nhanh tăng lên càng nhiều làm cho công suất và hiệu suất nồng cơ nếu nhiệt cải thiện tốt hơn.

Tuy vậy tốc độ cháy không thể lớn quá nếu không sẽ làm tăng nhanh tốc độ tăng áp suất, gây va đập cơ khí, tăng tiếng ồn làm cho hoạt động của nồng cơ trở nên thoải, gây tăng mài mòn cho các chi tiết và giảm tuổi thọ sử dụng nồng cơ.

Thời kỳ cháy rồi III (nhiệt tính từ năm 3 đến áp suất cốc hai trở lại)

Một đặc điểm thời kỳ II mạng lửa lan truyền khắp buồng cháy, những do hỗn khí phản bổ sung không đều, nên kiến áp suất và nhiệt độ ở mọi khu vực trong buồng cháy không hoàn toàn giống nhau, nên có những khu vực nhiệt liến chờ cháy hết. Trong quá trình giãn nở do kiến hỗn trở nên thay đổi sẽ làm cho số nhiệt liến chờ cháy nhiệt hỗn trở nên và bốc cháy tiếp tạo nên thời kỳ cháy rồi. Thời kỳ cháy rồi của nồng cơ xăng thông ngắn.

Trong thời kỳ này, nhiệt lượng nhả ra đồng nhỏ ít, dung tích nồng cơ lại tăng nhanh nên áp suất trong xylanh sẽ giảm dần theo góc quay trục khuỷu. Thời kỳ cháy rồi dài hay ngắn tùy thuộc vào số nhiệt hỗn khí cháy rồi, nhìn chung nếu mong muốn rút ngắn thời kỳ cháy rồi.

Tuy nhiên, cũng có trường hợp cháy rồi còn kéo dài sang quá trình thái, thậm chí nên khi bắt đầu quá trình nạp của chu trình kế tiếp, khí thái đang cháy còn nỉ vào cái nồng nạp nốt cháy hỗn khí tại đây. Đây chính là hiện tượng hoả của nồng cơ xăng.

2) Các thông số của quá trình cháy

Các thông số của môi chất ở đầu quá trình cháy (cuối quá trình giãn nở) và cuối quá trình cháy nhiệt xác lập theo các phương trình trạng thái và các phương trình của quá trình nhỏ sau:

Các thông số trạng thái của môi chất ở đầu quá trình cháy (niêm C) gồm: P_c, T_c và m_c .

Trong nội $m_c = g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r)$

M_1 – lượng môi chất môi của 1 kg nhiên liệu.

γ_r – hệ số khí sót.

Phương trình trạng thái của môi chất tại niêm C là $P_c \cdot V_c = 8314 \cdot g_{ct} \cdot M_1 \cdot (1 + \gamma_r) \cdot T_c$.

Cuối quá trình cháy, tại niêm Z, các thông số trạng thái của môi chất gồm có P_z, V_z, T_z và m_z .

Trong nội $m_z = g_{ct} \cdot M_z = g_{ct} \cdot \beta_z \cdot M_1 \cdot (1 + \gamma_r)$.

M_z – toàn bộ lượng môi chất môi ở niêm Z.

β_z – hệ số thay đổi mol tại niêm Z.

Phương trình trạng thái của môi chất tại niêm Z là $P_z \cdot V_z = 8314 \cdot g_{ct} \cdot \beta_z \cdot M_1 \cdot (1 + \gamma_r) \cdot T_z$.

Lấy phương trình trạng thái tại niêm Z chia cho phương trình trạng thái tại C, ta được:

$$\frac{P_z V_z}{P_c V_c} = \beta_z \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

với: $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ – hệ số tăng áp khi cháy.

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \text{ – hệ số giãn nở khi cháy.}$$

Nếu với động cơ Diesel, chu trình cấp nhiệt hỗn hợp, ta có $\lambda = \frac{\beta_z}{\rho} \cdot \frac{T_z}{T_c}$ (8.65)

Nếu với động cơ xăng, chu trình cấp nhiệt đẳng tích, ta có $\lambda = \beta_z \cdot \frac{T_z}{T_c}$ vì $\rho = \frac{V_z}{V_c} = 1$ (8.66)

Trường hợp $\alpha \geq 1$ thì $Q_T = Q_t$ (nhiệt trở thấp của nhiên liệu), ta có

$$\frac{\xi_z \cdot Q_t}{M_1 (1 + \gamma_r)} + (\overline{mC'_v})_c \cdot T_c = \beta_z (\overline{mC'_v})_z \cdot T_z$$
 (8.67)

Trường hợp $\alpha < 1$ thì $Q_T = Q_t - \Delta Q_t$, ta được:

$$\frac{\xi_z \cdot (Q_t - \Delta Q_t)}{M_1 (1 + \gamma_r)} + (\overline{mC'_v})_c \cdot T_c = \beta_z (\overline{mC'_v})_z \cdot T_z$$
 (8.68)

Trong nội Q_T – nhiệt lượng của 1 kg nhiên liệu, (J/ kg nhiên liệu).

Q_t – nhiệt trở thấp nhiên liệu, (J/ kg nhiên liệu).

ΔQ_t – phần tổn thất nhiệt tại yếu do thiếu oxy, (J/ kg nhiên liệu).

$$\Delta Q_t = 120 \cdot 10^6 (1 - \alpha \cdot M_o), \text{ (J/ kg nhiên liệu).}$$

ξ_z – hệ số lỗi dùng nhiệt tại z.

Tất cả các yếu tố gây ảnh hưởng đến cháy rất và truyền nhiệt cho nước làm mát nếu gây ảnh hưởng đến giá trị của ξ_z . So với động cơ xăng, ξ_z của động cơ Diesel nhỏ hơn vì hiện tượng cháy rất của động cơ xăng nhiều hơn, hỗn hợp không thể nếu vẫn các niêm của tia lửa.

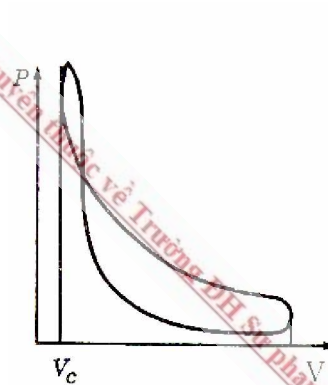
Do truyền nhiệt qua lại của dòng áp suất, kích nổ gây phá hoại bề mặt của thanh xylanh, làm tăng nhiệt của các chi tiết máy trong buồng cháy, hệ thống làm mát trở nên quẩn vòng, nóng thời gia tăng toàn thể nhiệt. Vì vậy không cho phép nóng cơ hoạt động lâu ở tình trạng cháy kích nổ nếu không bằng những công suất và tính kinh tế (hiệu suất) của nóng cơ sẽ kém mà gây cháy piston, supap, làm hỏng bạc, phá vỡ lớp bôi trơn của bugie,... Nhưng nếu chày kích nổ nhe trong thời gian rất ngắn, sẽ không gây tác hại với nóng cơ.

Có rất nhiều nhân tố làm ảnh hưởng tới kích nổ bao gồm: tính chất nhiên liệu (số octan), tỷ số nén ϵ , cấu tạo buồng cháy, thời gian nhả lửa, thành phần hóa khí, chế độ làm việc của nóng cơ thể hiện qua tốc độ và chế độ tải của nóng cơ,... Các nhân tố này: tỷ số nén và phẩm chất của nhiên liệu sẽ có ảnh hưởng quyết định tới với sự phát sinh cũng như công suất của chày kích nổ

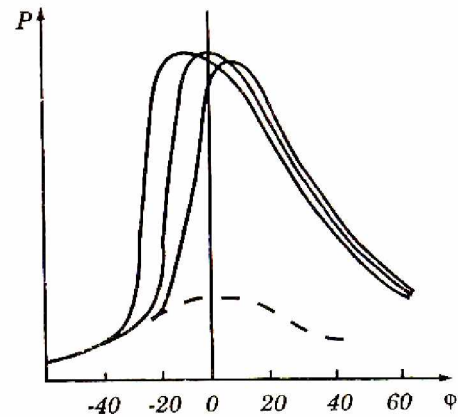
Chày sớm (nhả lửa sớm)

Chày sớm xảy ra trước khi bugie bắt tia lửa nên, làm sai quy luật chày bình thường của nóng cơ. Nguyên nhân dẫn đến hiện tượng chày sớm của hóa khí trong xylanh nóng cơ do xuất hiện những niềm hoặc mặt nóng trong buồng cháy, phần lớn do muội than tích nhiệt trên supap thải hoặc trên cốc bugie.

Nhiệt trở bên ngoài của hiện tượng chày sớm cũng tổng tới nhờ chày kích nổ không những gây tiếng gõ kim loại mạnh mà còn làm cho áp suất tăng cao, gây tăng phui tại nơi với chi tiết nóng cơ, rút ngắn tuổi thọ sử dụng, do đó cường lực hiện tượng không mong muốn xảy ra của nóng cơ xăng.



Hình 8.33. Chày sớm trên đồ thị P - V.



Hình 8.34. Nhiều chu trình chày sớm liên tiếp (đồ thị P - phi).

Những chày sớm và chày kích nổ là hai hiện tượng khác nhau. Chày sớm xuất hiện trước thời điểm bắt tia lửa nên và không tạo ra sóng áp suất, còn chày kích nổ lại kết quả của việc tối phát hóa của phần hóa khí ô nhiễm với cuối hành trình mang lửa, khi mang lửa chĩa lan tới, do bị chặn ép ngay càng mạnh của những phần mô chất đã chày gây ra; chày kích nổ xuất hiện sau khi bắt tia lửa nên và chày kích nổ tạo ra sóng áp suất truyền qua lại trong xylanh nóng cơ.

Có rất nhiều nguyên nhân gây ra chày sớm như: cấu tạo của nóng cơ, tính chất của nhiên liệu, tình trạng sử dụng,... tất cả các yếu tố làm tăng nhiệt độ của môi chất trong xylanh, thúc đẩy việc tạo muội than hoặc hình thành các niềm hoặc các mặt nóng trong buồng cháy nếu làm những nguyên nhân gây chày sớm.

Rất khó tắt máy khi ngắt nhiên

Ngắt nhiên nóng cơ tiếp tục làm việc bình thường khá lâu ở chế độ không tải, với tiếng gõ máy và làm việc không ổn định.

Hiện tượng trên có thể xảy ra do tỷ số nén quá cao nên làm cho hóa khí tối bốc cháy khi nén, vì nhiệt độ và áp suất cuối kỳ nên làm cho thời gian chày trước của hóa khí ngắn hơn thời gian lâu lại của hóa khí ở trạng thái chờ nén trong xylanh. Nhờ vậy muốn tắt phải cắt nhiên liệu cấp cho nóng cơ nhưng một cô cấu riêng trên bộ chế hóa khí.

Nhiệt độ nóng ống xài

Nhiệt độ nóng ống xài là do hiện tượng sôi của một vài xylanh, tạo nên sôi toàn tại của hoa khí chĩa chảy trên nóng thái và trong bình tiêu âm. Số hoa khí nước chĩa chảy sôi thái của các xylanh khác, nếu hiện tượng chảy sôi của các xylanh này kéo dài tới cuối quá trình thái. Nhờ vậy, về thời tiết của hiện tượng nhiệt độ nóng thái là kết quả của việc bốc chảy của số hoa khí toàn tại trên nóng ống thái.

Muốn khắc phục hiện tượng trên cần nhiều cách khác nhau để khắc phục tình trạng hoa khí quá nóng hoặc quá loãng gây kéo dài chảy sôi, nóng thái phải kiểm tra bảo dưỡng hệ thống nhiên liệu nhằm khắc phục hiện tượng sôi.

4) Các yếu tố ảnh hưởng tới quá trình chảy của nóng cơ nhiên liệu công bố

Anh hưởng của chất lỏng hóa khí tới quá trình chảy

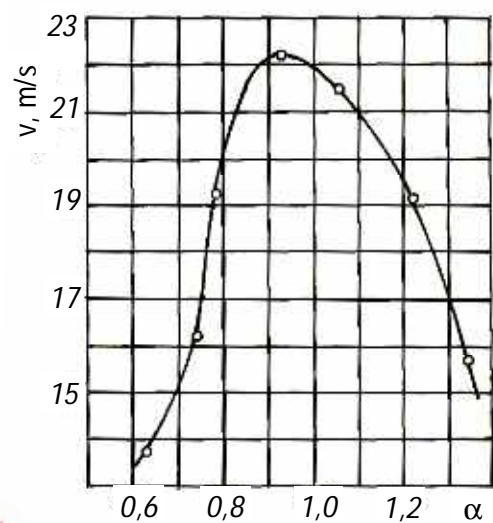
Thành phần hóa khí. Quá trình chảy có thể nước chảy kết và kịp thời hay không phụ thuộc vào tốc độ lan truyền mang lửa. Nhân tố gây ảnh hưởng chính nên tốc độ lan truyền mang lửa là thành phần hóa khí.

Kết quả thực nghiệm chứng minh rằng: thành phần hóa khí khác nhau sẽ cho tốc độ lan truyền mang lửa khác nhau (hình 8.35), với $\alpha = 0,85 \div 0,95$ tốc độ lan truyền mang lửa cao nhất, áp suất và nhiệt độ cao nhất giải trừ cốc nãi, do nhiệt độ nóng cơ cao nhất. Nếu hóa khí nhất hơn thì tốc độ lan truyền mang lửa giảm bớt nên công suất nóng cơ giảm dần. Nhưng do nhiệt độ chảy kết hơn (vì có nhiều oxy hơn) nên hiệu suất cao hơn. Khi $\alpha = 1,05 \div 1,1$ nhiệt độ nước chảy hoàn toàn, hiệu suất rất cao nhất, vì vậy này nước gọi là thành phần hóa khí tiết kiệm. Tiếp tục làm nhất hóa khí thì hiệu suất lỗi dùng nhiệt và có thể tiếp tục tăng. Nhưng hóa khí càng nhất, tốc độ lan truyền mang lửa càng giảm, tốc độ chảy càng chậm, làm tăng phần chảy sôi dài nên giảm hiệu suất. Nếu hóa khí quá nhất, thời gian chảy sôi sẽ kéo dài tới cuối quá trình thái có thể gây hiện tượng hỏa hoạn. Nếu hóa khí nhất hơn nữa làm cho khoảng cách giữa các phần tới quá lớn, khiến mang lửa không thể lan trong hóa khí, nóng cơ hoạt động ở tình trạng chỉ gây sôi và chĩa máy.

Trong thời tiết này nhất nhiệt độ của khí nóng cơ làm việc, thành phần hóa khí thông nằm trong giới hạn từ $0,8 \div 1,2$.

Do nhiệt độ $\alpha = 1,3 \div 1,4$ là giới hạn dưới của thành phần hóa khí nằm bảo mang lửa có thể lan truyền. Tổng tới nhỏ vậy nếu hóa khí có thành phần nhất hơn $\alpha = 0,85 \div 0,95$, do tốc độ lan truyền mang lửa giảm sút làm công suất giảm, do lỏng nhiệt độ không chảy hết tăng lên, nên làm tăng lỏng nhiệt độ tiêu hao. Khi $\alpha = 0,4 \div 0,5$ do thiếu oxy trầm trọng, khiến hóa khí không chảy nước, nên là giới hạn trên của thành phần hóa khí nằm bảo cho mang lửa lan truyền nước.

Thành phần hóa khí cũng gây ảnh hưởng tới kích nổ. Phần trên nhất của hóa khí nằm với $\alpha = 0,85 \div 0,95$ có tốc độ lan truyền mang lửa lớn nhất và cho nhiệt độ và áp suất cao nhất ở cuối kỳ chảy nhanh. Lúc ấy thời gian chảy trước của số hóa khí ở cuối hành trình mang lửa cũng ngắn nhất, do nhiệt độ $\alpha = 0,85 \div 0,95$ thì khuynh hướng gây kích nổ của hóa khí cũng mạnh nhất.



Hình 8.35. Ảnh hưởng của thành phần hóa khí α tới tốc độ lan truyền mang lửa.

Phản phối hoá khí vào các xylanh. Trong nông cơ nhiều xylanh chất lỏng hoá khí còn liên quan nên sẽ liên quan nên sẽ phản phối hoá lỏng và thanh phản hoá khí vào các xylanh. Nếu phản phối không đều về số lỏng cũng nhỏ thanh phản hoá khí sẽ làm giảm công suất và hiệu suất của nông cơ. Phản phối không đều chủ yếu là do phản nhiệt liệu nóng không bay hơi, thanh phản này lại dễ gây kích nổ vì vậy việc phản phối hoá khí không nên làm tăng khuynh hướng gây kích nổ của một số xylanh.

Trong nông cơ xăng, bay hơi của nhiên liệu và hình thành hoá khí phản lên nòng thốc hiện trên nòng nạp. Vì vậy việc phản phối nông cơ về số lỏng cũng nhỏ thanh phản hoá khí phải thuộc chính vào cấu tạo và cách phản bố nòng nạp.

Nông cơ xăng 4 kỳ 4 xylanh thông dụng hai nhánh ống nạp (hình 8.53). Cách bố trí này nhằm bảo vệ cho khoảng cách cũng nhỏ chuyển hướng của dòng chảy từ buồng hoá khí nên supap nạp của các xylanh nên tổng tiến nhau.

Nguyên tắc chung để giảm cản cho nòng nạp đặt nòng nạp về số lỏng cũng nhỏ thanh phản hoá khí thì vào các xylanh là rút ngắn chiều dài các nhánh ống nạp và nòng nạp chung, giữ cho hành trình dòng khí nạp cũng nhỏ số lỏng lớn nòng tính từ buồng hoá khí nên các xylanh nòng giống nhau và tránh hiện tượng trung tiếp của hai xylanh trên cùng một nhánh ống.

Ảnh hưởng của tia lửa đến quá trình cháy

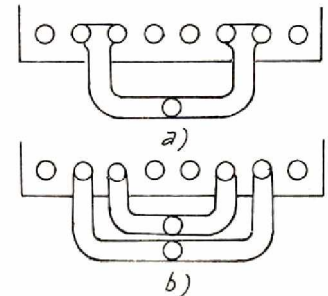
Ảnh hưởng của tia lửa đến quá trình cháy gồm có góc nòng sòm, vị trí đặt bugie loại bugie và nòng của tia lửa đến.

Góc nòng sòm. Ngồi ta dùng góc nòng sòm làm căn cứ để thời điểm nòng sòm. Góc nòng sòm θ nòng tính từ thời điểm bắt tia lửa đến khi piston lên tới NCT, nòng sòm rất lớn thì tính kịp thời của quá trình cháy. Giá trị tốt nhất của θ phụ thuộc vào tính chất nhiên liệu, tốc độ và vị trí của nòng cơ.

Khi bắt tia lửa đến quá sòm phản hoá khí nòng bốc cháy ở trước NCT, không những làm cho áp suất trong xylanh tăng lên quá sòm mà còn làm tăng áp suất lớn nhất khi cháy, vì vậy sẽ làm tăng phản công tiêu hao do quá trình nên và làm giảm diện tích nòng sòm. Nông thời do nòng sòm làm cho nhiệt nòng của số hoá khí ở khu vực cuối hành trình mang lửa tăng cao, qua đó làm tăng khuynh hướng kích nổ của hoá khí. Trong thời gian sử dụng nông cơ, nếu xảy ra kích nổ có thể ảnh hưởng đến góc nòng sòm muốn hôn nên loại trở kích nổ

Góc nòng sòm quá 90 nòng xác định qua thời gian nghiệm bằng cách xây dựng đặt tính nhiệt lượng cháy góc nòng sòm, đặt tính nhiệt lượng cháy góc nòng sòm thể hiện sẽ biến thiên của công suất N_e và suất tiêu hao nhiên liệu g_e theo góc nòng sòm θ .

Vị trí đặt bugie. Vị trí đặt bugie trong buồng cháy gây ảnh hưởng lớn tới khuynh hướng gây kích nổ. Khoảng cách từ vị trí nòng sòm tới khu vực xa nhất của buồng cháy càng dài (tức hành trình mang lửa càng dài) thì khuynh hướng gây kích nổ càng lớn. Nếu đặt bugie gần sát supap nạp và supap xả sẽ làm tăng khả năng tăng cao nhiệt nòng của hoá khí ở cuối hành trình mang lửa, do nhiệt nòng của supap xả gây ra, vì vậy làm tăng khuynh hướng kích nổ. Do đó cần phải đặt bugie sát với khu vực giữa của buồng cháy và gần buồng nạp nhất trong buồng cháy, qua đó một mặt rút ngắn hành trình mang lửa, mặt khác còn giảm bớt nhiệt nòng của hoá khí ở cuối hành trình mang lửa làm giảm khuynh hướng gây kích nổ

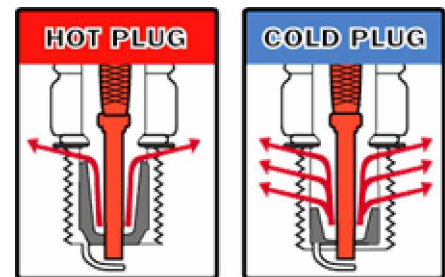


Hình 8.36. Sơ đồ nòng nạp của nông cơ bốn xylanh.

Loại bougie. Chọn loại bougie phải dựa vào trạng thái nhiệt của nòng cơ. Khả năng lọc dầu bôi trơn của bougie nhờ có tính nhiệt của bougie và nhờ thể tích qua chế tạo. Chọn đúng loại cần phải nắm bắt cho nòng cơ hoạt động ở tốc độ thấp và không nóng quá để tránh tình trạng khi nòng cơ làm việc ở tải lớn.

Thử nghiệm cho thấy: nhiệt độ phân hủy của dầu bôi trơn nằm trong phạm vi $580 \div 850^\circ\text{C}$ thì nòng cơ hoạt động bình thường, vì trong phạm vi nhiệt độ này dầu bôi trơn và xylanh bám trên cốc bougie sẽ bị bốc cháy, rồi làm sạch và giảm khả năng gây tích muội than tại khe hở của cốc bougie. Nếu thấp hơn 580°C muội than sẽ bám trên cốc bougie làm nóng mách gây nên hiện tượng bị lửa (không có tia lửa nên). Nếu nhiệt độ lớn hơn 850°C sẽ làm cho cốc bougie trở thành nung nóng, dễ gây tình trạng bị mất mát làm phải với sự cách nhiệt, vì vậy phải làm cho nhiệt độ phân hủy của dầu bôi trơn nằm trong phạm vi nhiệt độ cho phép.

Nhiệt độ của bougie làm ảnh hưởng đến nhiệt độ của nòng cơ, nó phụ thuộc vào tình hình khuếch tán nhiệt của dầu bôi trơn. Nếu phân hủy của dầu bôi trơn tổng hợp (hình 8.37a), thì sự cách nhiệt sẽ hấp thụ nhiệt, ngoài ra còn làm tăng hành trình nòng truyền nhiệt gây khuếch tán nhiệt, vì vậy khi hoạt động nhiệt độ của dầu bôi trơn tổng hợp lớn nên nhiệt độ của bougie nóng. Nếu phân hủy của dầu bôi trơn nguội (hình 8.37b), sẽ làm cho hành trình nòng truyền nhiệt nguội. Khi hoạt động của dầu bôi trơn hấp thụ nhiệt ít, tản nhiệt nhiều, trở lại nhiệt độ của bougie loại tổng hợp lớn nên nhiệt độ của bougie lạnh.



a) b)
Hình 8.37. Các loại bougie
a) Bougie nóng; b) Bougie lạnh.

Nòng cơ với tỷ số nén lớn chạy ở tốc độ cao, có một số công suất và có nhiệt độ chu trình rất cao mà thời gian tản nhiệt của loại bougie lại nguội, nên phải chọn bougie tổng hợp "lạnh", để tránh tình trạng bị mất mát.

Với nòng cơ có tỷ số nén nhỏ lại chạy ở tốc độ thấp, do nhiệt độ chu trình không cao, có thể chọn loại bougie tổng hợp "nóng" để tránh kết tụ muội than ở đầu nòng cơ.

Năng lượng tia lửa, năng lượng tia lửa phải đủ để đốt cháy hỗn hợp trong xylanh nòng cơ. Nhiều nay hiện nay nhiệt độ giải quyết bằng loại hệ thống tia lửa bán dẫn, với nhiều ưu điểm.

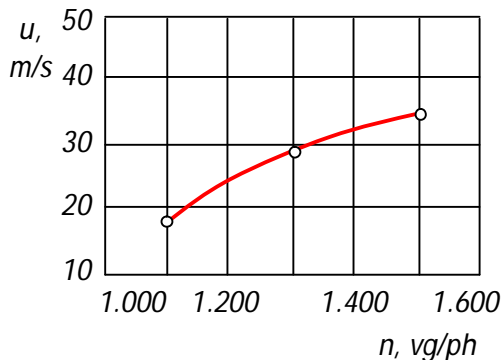
- Khắc phục hoàn toàn hiện tượng bị lửa ở tốc độ cao.
- Tuổi thọ tiếp xúc tăng lên nhiều, vì dòng điện đi qua tiếp xúc bằng khoảng $1/10$ so với tia lửa truyền thống (khoảng $300 \div 700\text{mA}$).
- Để tránh tình trạng bị mất mát. Ngoài ra do năng lượng của tia lửa rất lớn nên gia tăng tốc độ cháy, giảm cháy rớt, làm tăng công suất và hiệu suất nòng cơ.

Ngay cả ta còn dùng các giải pháp về phân lớp hỗn hợp khí, nắm bắt cho hỗn hợp khí ở khu vực cốc bougie có thành phần giàu (α = 0,85 ÷ 0,95) để tạo ra mạng lưới mảnh, lan truyền và đốt kết hợp hỗn hợp khí còn lại với thành phần nhạt (α tối đa 2), nhằm tiết kiệm xăng, giảm ô nhiễm môi trường (giảm CO).

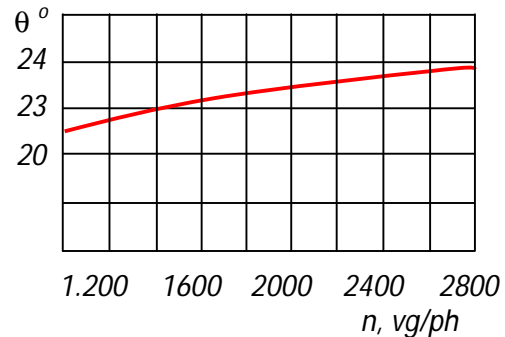
Ảnh hưởng của tốc độ nổ và nhiệt độ tới quá trình cháy

Ảnh hưởng của tốc độ nổ Khi tăng tốc độ nổ nòng cơ, một mặt làm tăng tốc độ dòng khí nạp đi vào xylanh. Mặt khác tăng tốc độ dịch chuyển của piston sẽ làm tăng công suất dòng khí khi bị nén, vì vậy sẽ cải thiện chất lượng hỗn hợp trong buồng đốt. Ngoài ra khi tăng tốc độ nổ cũng làm tăng nhiệt độ hỗn hợp khí cuối kỳ nên, gia tăng quá trình chuẩn bị cháy của hỗn hợp khí, kết quả làm tăng nhanh tốc độ lan truyền mạng lưới (hình 8.38).

Nếu giữ nguyên không thay đổi tốc độ phun sẽ có thể gây ra hiện tượng kết dài thời kỳ cháy rồi sang quá trình giãn nở làm giảm hiệu suất động cơ. Muốn khắc phục hậu quả trên, cần bảo cho quá trình cháy nổ tiến triển bình thường ở mọi tốc độ thì cần tăng góc nhả lửa sớm khi tăng tốc độ động cơ (hình 8.39) nhờ tác dụng ly tâm của hai quả nặng trên đĩa chia điện.



Hình 8.38. Ảnh hưởng của tốc độ động cơ n tới tốc độ lan truyền mang lửa u .



Hình 8.39. Ảnh hưởng của tốc độ động cơ tới góc nhả lửa sớm θ .

Khi tăng số vòng quay, sẽ làm tăng tốc độ lan truyền mang lửa, mặt khác làm tăng lượng khí sót còn lại trong xylanh, qua đó làm giảm tốc độ phản ứng của hỗn hợp khí ở khu vực cuối hành trình mang lửa. Nhờ vậy tốc độ càng lớn càng khó kích nổ ở tốc độ thấp, dễ gây kích nổ.

Ảnh hưởng của tải. Động cơ xăng có bộ chế hòa khí sử dụng bình nhiên liệu chỉnh lượng hỗn hợp khí ở tải nhỏ động cơ ở chế độ ga, tải nhỏ với dòng khí nạp, qua đó làm giảm lượng hỗn hợp khí đi vào xylanh. Những lúc này do lượng khí sót còn lại trong buồng cháy thay đổi không nhiều, làm tăng hệ số khí sót γ_r qua đó làm gia tăng nồng độ của hỗn hợp và tăng thời gian cháy trễ kết quả làm tăng thời gian quá trình cháy.

Nhờ vậy ở tải nhỏ cần tăng góc nhả lửa sớm. Mặt dù góc nhả lửa sớm không thể thay đổi tốc độ cháy cũng nhờ đó rút ngắn thời gian cháy nhờ có thể giúp cho quá trình cháy nổ thực hiện kịp thời ở gần khu vực NCT. Muốn tối ưu nhiên liệu chỉnh góc nhả lửa sớm theo tải người ta lắp bộ chỉnh nhiên liệu sớm chỉnh khoảng trên đĩa chia điện, càng nặng thì bộ chỉnh nhiên liệu ở phía sau bộ chỉnh nhiên liệu càng lớn sẽ làm tăng góc nhả lửa sớm.

Ở tải lớn lượng hỗn hợp khí môi nạp vào xylanh tăng, làm tăng áp suất cháy. Mặt khác do hệ số khí sót γ_r giảm, nên dễ gây kích nổ ở tải nhỏ do áp suất cuối kỳ thấp, ảnh hưởng xấu tới quá trình cháy, khiến áp suất cháy giảm nhiều.

Ở tải nhỏ do hệ số khí sót γ_r tăng lên, làm giảm có thể gặp gỡ của oxy và nhiên liệu. Trong trường hợp này, nên nâng cao mức nồng độ dung oxy trong buồng cháy, người ta làm cho hỗn hợp giàu hơn, gia tăng thêm tốc độ cháy. Vì vậy ở tải nhỏ thành phần của hỗn hợp phải giàu hơn so với thành phần tiết kiệm ở tải lớn (ở tải lớn thành phần tiết kiệm $\alpha = 1,05 \div 1,1$).

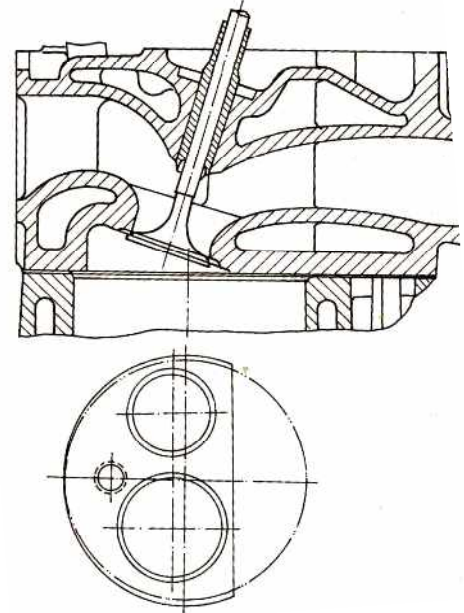
Ảnh hưởng của tỷ số nén ϵ và loại buồng cháy tới quá trình cháy

Ảnh hưởng của tỷ số nén ϵ . Khi tăng tỷ số nén, áp suất và nhiệt độ cuối quá trình nén nếu tăng, tạo nên điều kiện tốt cho các phản ứng oxy hóa của hỗn hợp khí, nhờ đó sẽ rút ngắn thời kỳ cháy trễ và làm tăng tốc độ lan truyền mang lửa. Vì vậy trong các động cơ có tỷ số nén ϵ cao, thời gian cháy trễ và thời gian lan truyền mang lửa nếu được rút ngắn, áp suất cháy cực đại càng nằm sát khu vực NCT, tốc độ tăng áp suất Δ_p / Δ_ϕ và áp suất cháy cực đại nếu lớn.

Ảnh hưởng của loại buồng cháy tới quá trình cháy. Loại buồng cháy có liên hệ mật thiết với nhau. Nếu loại buồng cháy làm cho hỗn hợp khí đi vào xylanh phải qua nhiều lần nổ hồng làm tăng lốc cain nổ hồng nạp và hệ số nạp thì chế thích hợp cho các nòng cơ xăng có tỷ số nén nhỏ. Hầu hết các nòng cơ xăng có tỷ số nén lớn hơn 7 nếu có buồng cháy dạng hình chêm, hình châu hoặc bán cầu.

4) Kết cấu các dạng buồng cháy của nòng cơ hành lửa công bôc

Buồng cháy hình chêm (hình 8.40) có các ưu điểm sau: cấu tạo rất gọn, hành trình mang lửa ngắn, tổn thất tản nhiệt ít. Do nổ hồng nạp bị uốn cong ít, nên lốc cain không lớn, và tính năng nạp của buồng cháy tổng nổ tốt. Do supap nổ hồng treo hơi nghiêng, giữa nạp xylanh và vành piston lại có mặt chêm nên công nổ hồng xoay hỗn hợp khí trong buồng cháy tổng nổ mạnh có tác dụng thúc đẩy tốc nổ lan mang lửa làm tăng tốc nổ rút ngắn thời gian cháy khiến chế tiêu nổ hồng lốc và kinh tế của buồng cháy rất cao. Mặt khác tác dụng làm mát với khối hỗn hợp khí ở khu vực cuối hành trình mang lửa tổng nổ mạnh, nên tính năng chống kích nổ của buồng cháy rất tốt. Bôgie nổ hồng đặt ở khu giữa của supap nạp và xả có thể sử dụng hỗn hợp khí mỗi nổ hồng sạch sẽ và cháy ở khu vực giữa cốc của bôgie làm tăng hoạt động ổn định của nòng cơ ô tô nhỏ và tốc nổ thấp. Các supap bố trí trên một hàng thẳng làm cho cấu tạo nòng nổ hồng đơn giản. buồng cháy này nổ hồng sử dụng rộng rãi trên nòng cơ xăng.

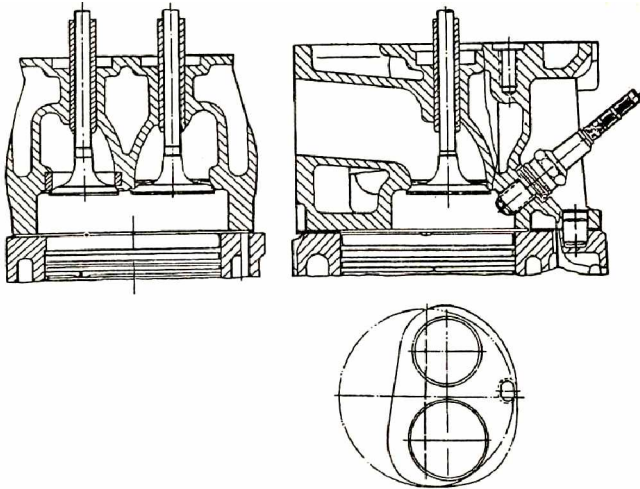


Hình 8.40. Buồng cháy hình chêm.

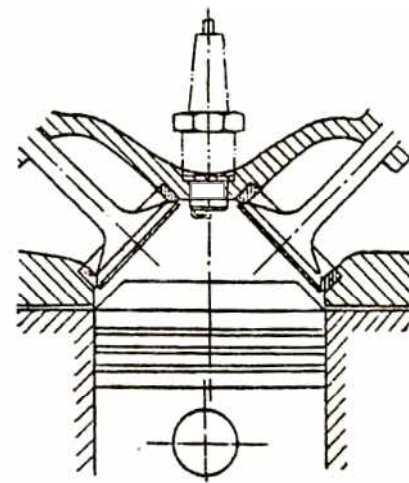
Nhược điểm của buồng cháy này là hỗn hợp khí trong khu vực diện tích chêm rất nhỏ gây phản ứng oxy hóa nên có một lượng nhỏ C_nH_m chưa cháy cùng khí thải ra ngoài làm tăng ô nhiễm môi trường. Vì vậy hiện nay có xu hướng giảm bớt diện tích mặt chêm.

Buồng cháy hình châu (hình 8.41), buồng cháy này có hình dạng tổng thể một châu hình oval. Nó có những ưu điểm tổng thể của buồng cháy hình chêm: cấu tạo gọn, tỷ lệ F_{lm}/V_c nhỏ nhưng diện tích mặt chêm tổng nổ lớn, cùng với việc bố trí supap nạp khai hợp lý nên công nổ hồng xoay của hỗn hợp khí trong buồng cháy rất mạnh. Vị trí của bôgie trong buồng cháy hình châu tổng nổ hợp lý hành trình mang lửa tổng nổ ngắn, vì vậy tính chống kích nổ của loại buồng cháy này cũng tốt tổng thể nhờ buồng cháy hình chêm.

Nổ hồng tâm của các supap của buồng cháy hình châu song song với nổ hồng tâm xylanh, kích thước nạp supap lại phù hợp kích thước buồng cháy. Do nổ hồng tính năng nạp của nó hơi kém so với buồng cháy hình chêm. Do tính công nghệ của buồng cháy này tốt, lại dễ bảo dưỡng khi sử dụng nên nổ hồng sử dụng rộng rãi trên nòng cơ xe tải.



Hình 8.41. Buồng cháy hình chậu.



Hình 8.42. Buồng cháy hình bán cầu.

Buồng cháy hình bán cầu (hình 8.42). Có hai hàng supap nghiêng, supap nạp có đường kính lớn hơn supap thải, đường ống nạp lồi thông một cách dễ dàng, làm tăng tính nạp hỗn hợp khí môi.

Do buồng cháy hình bán cầu có cấu tạo gọn, có F_{lm}/V_c nhỏ nhất so với các buồng cháy khác, do vậy nhiệt độ tăng chậm, khiến hành trình mang lửa ngắn, tốc độ cháy cao, tổn thất nhiệt ít, làm cho tính năng nổ của buồng cháy này tốt nhất.

Nhược điểm của nó là công suất xoay yếu, dễ gây kích nổ ở tải lớn, khi tốc độ thấp. Ngoài ra khi tốc độ tăng lên nên tốc độ tăng áp suất khí cháy rất lớn nên gây nhiều tiếng ồn khi hoạt động. Do supap bố trí thành hai hàng nên có cấu trúc nạp supap thông nối phức tạp, tính công nghệ của nạp xylanh kém và khó bảo dưỡng khi sử dụng.

Tỷ số F_{lm}/V_c của hình bán cầu lớn nên tính nổ của hỗn hợp khí xấu. Giảm tỷ số F_{lm}/V_c sẽ làm giảm số lượng nhiên liệu trong lớp hỗn hợp khí nằm sát thành buồng cháy và giảm lượng HC trong khí thải. Do đó nòng cơ xăng xe du lịch sử dụng buồng cháy hình bán cầu ngày càng ít.

IV.3.2. Quá trình cháy trong nòng cơ Diesel

1) Diễn biến quá trình cháy

Trong nòng cơ Diesel, nhiên liệu được phun vào trong xylanh nòng cơ vào cuối kỳ nén, do lực cản của không khí nên trong buồng cháy, nhiên liệu được xé thành những hạt nhỏ không đều và kích thước và phân bố không đều trong không gian buồng cháy. Các hạt nhiên liệu trong môi trường nhiệt độ cao được sấy nóng nhanh, làm cho nhiệt độ của nó tăng cao. Nhiên liệu bắt đầu bay hơi từ bề mặt hạt rồi hơi nhiên liệu khuếch tán nhanh vào khối không khí nóng xung quanh, sau một khoảng thời gian, xung quanh hạt nhiên liệu tạo ra các lớp hỗn hợp của hơi nhiên liệu và không khí được gọi là các lớp hỗn hợp khí. Lớp hỗn hợp khí nằm sát với bề mặt hạt là hỗn hợp khí nằm, có nhiệt độ rất thấp vì hạt nhiên liệu hút nhiệt của lớp này nên bay hơi, các lớp cách bề mặt hạt càng xa hỗn hợp khí càng nhạt với nhiệt độ càng cao.

Cũng nhờ hỗn hợp khí của nòng cơ xăng, thành phần hỗn hợp trong nòng cơ Diesel cũng có giới hạn trên và dưới, trong phạm vi giới hạn này hỗn hợp khí có thể thực hiện các phản ứng oxy hóa để tạo thành sản phẩm cháy. Còn nếu thành phần hỗn hợp khí nằm bên ngoài giới hạn sẽ không thể tạo thành sản phẩm cháy được.

Trong buồng cháy Diesel có rất nhiều hạt nhiên liệu to nhỏ khác nhau, mặt khác lỗ nòng của

đông khí trong buồng cháy rất phức tạp làm cho sôi phân bố và nhiệt độ và thành phần hỗn hợp khí xung quanh các hạt nhiên liệu trôi nổi và cũng phức tạp. Những cái này cho rằng có không ít khu vực trong buồng cháy tồn tại hỗn hợp khí có nhiệt độ và thành phần nằm trong giới hạn phát nổ và bốc cháy. Do đó ở động cơ Diesel có thể hình thành mạng lửa trung tâm rồi cháy tại một hoặc vài nơi.

Đưa vào những hạt trồng tiến triển của quá trình cháy, người ta chia quá trình cháy trên động cơ Diesel thành bốn thời kỳ khác nhau.

Thời kỳ cháy trễ I

Nhiệm vụ tính toán lúc bắt đầu phun nhiên liệu vào xylanh động cơ (năm 1) tới khi phát nổ bốc cháy (năm 2) (hình 8.43). Các năm của thời kỳ cháy trễ là

- Tốc độ phân ứng hóa học tổng thể chậm, sản vật của phản ứng là sản vật trung gian.
- Nhiên liệu phun liên tục vào buồng cháy, cuối thời kỳ cháy trễ khoảng 30 ÷ 40% nhiên liệu được phun vào, một vài động cơ cao tốc cấu biệt có thể phun 100% nhiên liệu trong thời kỳ này.
- Do tốc độ nhả nhiệt dQ/dt rất thấp, có sự khác biệt của biến thiên áp suất và nhiệt độ mỗi chất so với những nên.

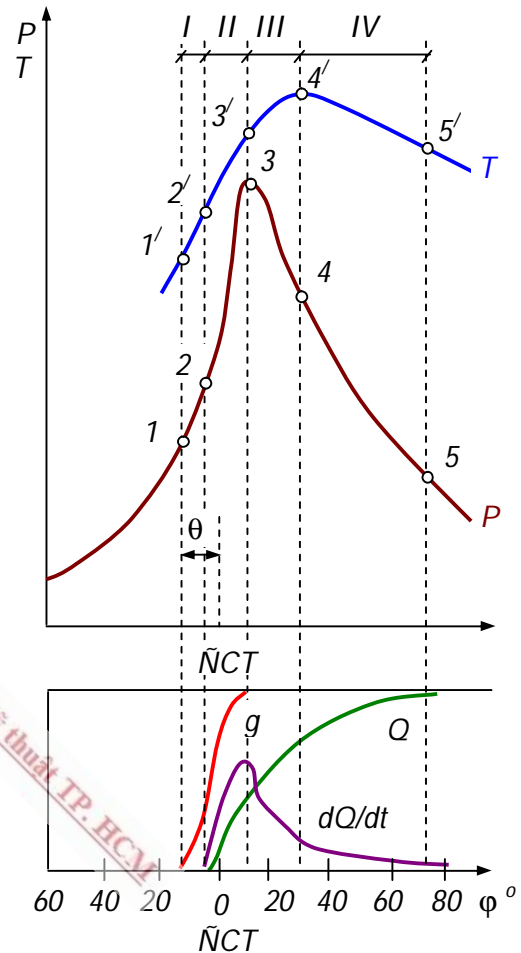
Thời kỳ cháy trễ của quá trình cháy trong động cơ Diesel chủ yếu là để hình thành nguồn lửa nằm bên cho quá trình cháy nổ phát triển ra toàn bộ buồng cháy. Trong thời kỳ này, ngoài việc chuẩn bị cần thiết cho hóa học còn phải phân bố nhiên liệu trong không gian buồng cháy, sấy nóng các hạt nhiên liệu làm nhiên liệu bay hơi và khuếch tán.

Thời kỳ cháy nhanh II

Nhiệm vụ tính toán năm 2 đến khi đạt áp suất cực đại trong xylanh năm 3. Ở động cơ cao tốc P_z thông xuất hiện ở vị trí $6 \div 10^\circ$ góc quay trục khuỷu, phía sau NCT. Các năm của thời kỳ này là

- Nguồn lửa nổ hình thành, tốc độ cháy tăng nhanh, tốc độ tỏa nhiệt dQ/dt thông lớn nhất; ở cuối thời kỳ này số nhiên liệu bốc cháy chiếm khoảng 1/3 nhiên liệu cấp cho chu trình.
- Áp suất và nhiệt độ tăng nhanh, áp suất cực đại đạt $6 \div 9$ (MN/m²).
- Nhiên liệu được phun tiếp vào buồng cháy làm tăng nồng độ nhiên liệu trong hỗn hợp khí.

Trong thời kỳ cháy nhanh, tốc độ tăng áp suất $\Delta P/\Delta \varphi$ rất lớn. Nếu giá trị này vượt quá $0,4 \div 0,6$ (MN/n²) sẽ tạo nên các xung áp suất đập vào các bề mặt chi tiết trong buồng cháy, gây tiếng gõ các các năm trong thời kỳ cháy nhanh phụ thuộc chính vào nhiên liệu cấp cho xylanh trong



Hình 8.43. Những năm khai triển quá trình cháy động cơ Diesel.

g – lượng nhiên liệu cấp cho chu trình.
 Q – nhiệt lượng cung cấp cho chu trình.
 dQ/dt – tốc độ tỏa nhiệt.

thời kỳ cháy trẻ những chuẩn bò và vật lý và hóa học của nhiên liệu.

Thời kỳ cháy chính (hoặc cháy chậm)

Thời kỳ này nốc tính từ năm 3 tới năm 4 (năm nhiệt độ lớn nhất). Năm nhiệt độ lớn nhất thông xuất hiện phía sau NCT khoảng $20 \div 25^\circ$ góc quay trục khuỷu. Năm năm của thời kỳ này là

- Quá trình cháy tiếp diễn với tốc độ cháy lớn, cuối kỳ cháy chậm số nhiệt lượng đã nhả chiếm khoảng $70 \div 80\%$ nhiệt lượng cấp cho chu trình.
- Trong thời kỳ này, thông thông nốc kết thúc phun nhiên liệu, do sản vật cháy tăng nhanh làm giảm nồng độ của nhiên liệu và oxy.
- Nhiệt độ tăng lên tới giá trị lớn nhất ($1.700 \div 2.000^\circ\text{C}$), nhưng do piston đã bắt đầu đi xuống nên áp suất giảm xuống.
- Nồng độ sản vật trung gian trong buồng cháy giảm nhanh, còn nồng độ của sản vật cháy cuối cùng tăng nhanh.

Trong thời kỳ cháy chậm, môi trường tốc độ cháy rất lớn, sau nốc độ lượng oxy trong buồng cháy giảm dần, sản vật cháy tăng lên nhiều, nên kiến trúc trở nên lỏng lẻo vì vậy cuối thời kỳ tốc độ cháy càng ngày càng chậm.

Trong thời kỳ này một ít nhiên liệu nốc cháy trong nên kiến trúc rất nóng và thiếu oxy và cuối thời kỳ cháy không hết tạo ra muội than cùng theo khí thải ra ngoài gây ô nhiễm môi trường.

Thời kỳ cháy rớt

Thời kỳ cháy rớt bắt đầu từ năm cuối năm nốc năm 4 tới khi cháy hết 5. Rất khó xác định năm 5, trên thời điểm 5 cuối năm dài tới lúc mô tả thái. Thông thông năm 5 là năm cuối năm nốc độ lượng do cháy nhả chiếm $95 \div 97\%$ nhiệt lượng cấp cho chu trình. Năm năm của thời kỳ này là

- Tốc độ cháy giảm dần nên khi kết thúc cháy, tốc độ nốc giảm dần tới 0.
- Do thiết kế mô tả chất trong xylanh tăng dần nên áp suất và nhiệt độ rất thấp.

Ở thời kỳ này do áp suất và nhiệt độ mô tả chất trong xylanh rất thấp, chuyển động của mô tả chất yếu dần, sản vật cháy tăng lên nhiều làm cho nên kiến trúc của nhiên liệu kém hơn so với thời kỳ cháy chậm nên khả năng hình thành muội than (C) càng lớn.

Mặt khác trong thời kỳ cháy rớt, sôi cháy lại diễn ra trong quá trình giãn nở vì vậy phần nhiệt lượng nhả ra trong thời kỳ này chuyển thành công ít hiệu quả hơn các thời kỳ trước. Ngốc lại nốc con lam tăng phui tại nhiệt các chi tiết của nốc cơ, tăng nhiệt độ khí thải và tăng tổn thất nhiệt truyền cho nốc làm mát dần nên giảm các tính năng nốc lọc và kinh tế của nốc cơ. Do nốc nên luôn mong muốn giảm thời kỳ cháy rớt tới mức nhỏ nhất.

2) Các nốc trong của tia phun Diesel và các yếu tố ảnh hưởng đến tia phun

Hiện khí hình thành trong nốc cơ Diesel dung buồng cháy thông nhất, nốc hơi cao nốc với chất lượng phun, tốc độ nhiên liệu phải nốc phun ở dạng những hạt rất nhỏ nếu và nốc phần bók hợp không gian buồng cháy. Chè con lam tới nốc này mỗi bók năm cho nhiên liệu nốc sấy nóng, bay hơi nhanh và hòa trộn với không khí trong xylanh để tạo ra hiện khí.

Phun và xít tới nhiên liệu nốc thốc hiện khí tia nhiên liệu đi qua các lỗ phun nhỏ của vòi phun (nồng kính khoảng $0,3 \div 0,35\text{mm}$) với tốc độ lớn.

Do quá trình diễn biến rất phức tạp, nên việc nghiên cứu lý thuyết để xác định các thông số

của tia phun gặp rất nhiều khó khăn và trở ngại, vì vậy người ta phải dùng các phương pháp thực nghiệm để nghiên cứu các hệ thống phun thuốc.

Nghiên cứu thực nghiệm được làm trong buồng kín với áp suất khác nhau của môi trường phun, dùng thiết bị chụp ảnh nhanh, nghiên cứu sự phát triển của tia nhiên liệu. Cho tia nhiên liệu phun lên mặt kính, đặt vuông góc với tia phun và cách loa phun những khoảng cách khác nhau, trên mặt phủ một lớp glycerin hoặc nước thủy tinh mỏng chụp ảnh các vết hạn của các hạt nhiên liệu trên mặt phẳng ấy, đếm số hạt, đo nồng độ kính tổng hạt và xây dựng các tính phun nhiên liệu cho tổng buồng hộp.

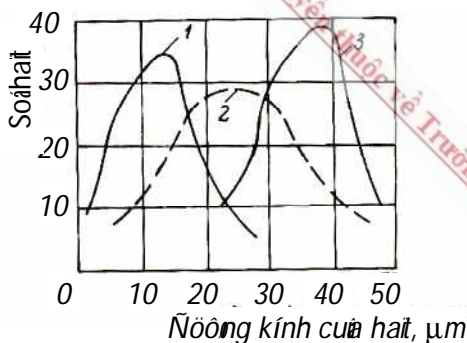
Nhà tính phun nhiên liệu (hình 8.44) thể hiện các hai mặt của chất lỏng phun như sau:

Nồng độ 1 – thể hiện về số hạt về nhau;

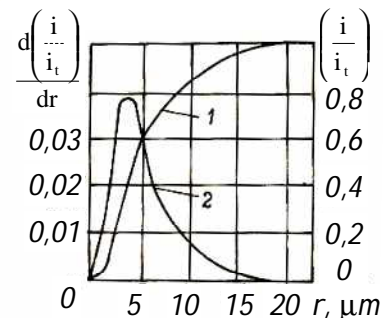
Nồng độ 2 – khoảng cách về nhau;

Nồng độ 3 – khoảng cách về nhau.

Nhờ vậy hai nhánh lên và xuống của các tính cùng đo thì nồng độ phun càng tốt, còn nhánh nồng độ các tính cùng sát trục tung thì nồng độ phun càng nhỏ càng tốt.



Hình 8.44. Các nồng độ hạt tính phun nhiên liệu.



Hình 8.45. Các nồng độ hạt tính phun nhiên liệu.

1 – nồng độ tổng số hạt tổng nơa;
 2 – nồng độ tại suất tổng nơa.

Người ta còn xây dựng các tính phun theo nơa hình 8.45, trục hoành thể hiện cho bán kính hạt, trục tung thể hiện cho tỷ số tổng nơa $\frac{i}{i_t}$.

Trong nơa i – số hạt trong tia có bán kính 0 đến r tổng ống trên trục hoành.

i_t – tổng số các hạt trong tia.

Nồng độ $\frac{i}{i_t} = f(r)$ là nồng độ tổng số hạt tổng nơa. Lấy đạo hàm $\frac{d(\frac{i}{i_t})}{dr} = f'(r)$ sẽ được nồng độ tại suất tổng nơa.

Nhìn các nhánh của $f'(r)$ cùng sát trục tung thì chất lỏng phun càng nhỏ, còn hiệu giữa bán kính hạt lớn nhất và bán kính hạt nhỏ nhất trong tia càng nhỏ thì chất lỏng phun càng nhỏ.

Khi xác định bán kính trung bình của các hạt trong tia cần nắm bắt nhiều kiến thức sau: tỷ số giữa thể tích V_{tb} và diện tích F_{tb} của hạt nhiên liệu có nồng độ kính trung bình phải bằng tỷ số giữa tổng thể tích V_{Σ} và tổng diện tích F_{Σ} của tất cả các hạt nhiên liệu trong tia.

Nếu n là số hạt có bán kính trong miền $r + dr$, sẽ có $n = i_t \cdot f'(r)dr$

Bán kính trung bình của các hạt trong tia r_{tb} , tính theo nhiều kiến trên sẽ là

$$r_{tb} = 3 \frac{V_{tb}}{F_{\Sigma}} = 3 \frac{V_{\Sigma}}{F_{\Sigma}}$$

Trong đó $V_{\Sigma} = \sum_{r_1}^{r_2} \frac{4}{3} \pi r^3 n = \frac{4}{3} \pi i_t \int_{r_1}^{r_2} f'(r) \cdot r^3 dr$

và $F_{\Sigma} = \sum_{r_1}^{r_2} 4 \pi r^2 n = 4 \pi i_t \int_{r_1}^{r_2} f'(r) \cdot r^2 dr$

Trong đó r_1, r_2 – bán kính của hạt nhỏ nhất và lớn nhất trong tia.

Cuối cùng tìm được: $r_{tb} = \frac{\int_{r_1}^{r_2} f'(r) \cdot r^3 dr}{\int_{r_1}^{r_2} f'(r) \cdot r^2 dr}$

Các phân tích trong biểu thức trên được xác định theo tích phân vô hạn, dựa vào các tính phun (hình 8.45). Chất lỏng phun nhỏ vào của nhiên liệu phun vào các yếu tố sau: kính thước lỗ phun, tốc độ phun cam, độ nhớt và tốc độ của mặt ngoài của nhiên liệu. Tầng áp suất phun sẽ làm tăng độ phun nhỏ.

Giảm độ kính lỗ phun sẽ làm tăng độ phun nhỏ vào.

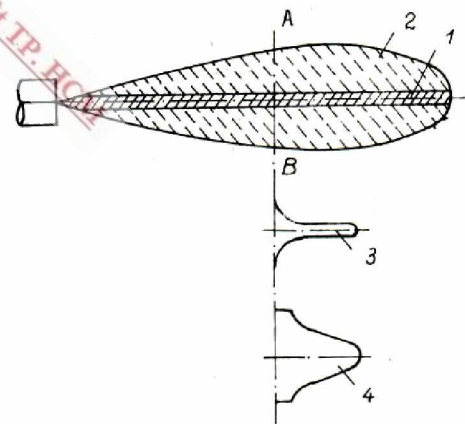
Tăng tốc độ phun cam bơm cao áp sẽ làm tăng tốc độ piston của bơm, qua đó làm tăng áp suất phun và tốc độ dòng chảy qua lỗ phun, kết quả sẽ làm tăng độ phun nhỏ vào phun nhỏ của tia nhiên liệu. Số đo cấu tạo của tia nhiên liệu thể hiện trên hình 8.46.

Sau khi ra khỏi lỗ phun, dòng nhiên liệu nhỏ sẽ biến thành tia. Vì gặp cản của môi trường xung quanh, nên càng xa lỗ phun tốc độ các hạt nhiên liệu trong tia càng thấp dần.

Chuyển động của các hạt nhiên liệu thông qua lỗ hút nhỏ với lớp không khí bao quanh hạt này sẽ phân tán tia, vì tại đây tốc độ kích thước, mặt ngoài nếu lớn. Không khí cuốn theo tia nhiên liệu, một mặt làm giảm tốc độ dòng chảy của hạt so với không khí nhỏ hơn giảm lực cản của không khí nhỏ với tia, mặt khác còn làm cho không khí trong tia bị đẩy ra mặt ngoài.

Phần nhiên liệu phun vào buồng thông gặp sức cản lớn của môi trường xung quanh nên tốc độ sẽ giảm nhanh, so sánh nhiên liệu phun sau khi vào môi trường cùng chiều chuyển động của tia ít gặp cản, nên sẽ có kết quả so sánh nhiên liệu phun trước ra ngoài nên tạo thành mũi tia. Nhờ vậy tia nhiên liệu được chia thành hai phần với các đặc điểm khác nhau:

- Phần lõi 1 (hình 8.46) mặt ngoài kích thước hạt lớn.



Hình 8.46. Số đo cấu tạo của tia nhiên liệu.

- 1 – phần lõi tia; 2 – phần vỏ tia;
- 3 – mặt ngoài hạt;
- 4 – phần bao bọc nhỏ

- Phần voi 2 mặt ñoãva kích thõc hạt rất nhỏi

Phần lõi gặp sõi cain của mõi trõng ít, tập trung các hạt cõ kích thõc lớn va tới ñõ cao nên ñõng ñang khailõn. Tõilõi ñi ra, kích thõc, mặt ñõ va tới ñõ hạt giảm dần. Những hạt ñiên lieũ nhỏi nhất thõng ñãm õi khu võc ngoai cung của tia.

Các kích thõc hình học của tia ñiên lieũ gồm cõ hành trình (ñõ xuyên thau) gõi cõn va chiều rộng của tia ñiên lieũ, gây ảnh hõng lớn tới chất lõng hình thành hoã khí trong buồng cháy của ñõng cơ Diesel dung buồng cháy thõng nhất.

Quy luật hình thành va phát triển của tia ñiên lieũ ñõc ñiên cõ qua thõc ñiên ñang cách phun ñiên lieũ va mõi buồng khí ñãn, chõ ñây Nitõ, thanh buồng lam ñang va lieũ trong suõt, dung phõng pháp chụp ảnh cao tần với nguồn sáng ñãm.

3) Các phõng pháp hình thành hỗn hợp trong buồng cháy ñõng cơ Diesel

Trẽn ñõng cơ Diesel, hoã khí ñõc hình thành bên trong xylanh với thõi gian rất ngắn. Tính theo gõi quay trực khuyũ chà ñang $1/10 \div 1/20$ so với trõng hõp của ñõng cơ xăng, ngoai ra ñiên lieũ Diesel khõibay hõi hỗn xăng ñãn phải ñõc phun thõt tới va hoã trõn thõt ñũ trong khõng gian buồng cháy. Muõn lam ñõc ñiên ñây, ñiên lieũ phải ñõc sấy ñõng, bay hõi nhanh va hoã trõn ñũ với khõng khí trong buồng cháy ñẽ tạo ra hoã khí cõ chất lõng tốt. Mặt khác ñĩ ñõ của khõng khí trong buồng cháy tại thõi ñiên phun ñiên lieũ phải ñũ lõn ñũ hoã khí cõ thõt ñõc cháy.

Quã trình hình thành hoã khí va quã trình bõc cháy ñiên lieũ của ñõng cơ Diesel cõ thõi ñiên trung nhau. Sau khi ñiên lieũ phun va xylanh, trong buồng cháy ñãn ra mõi loãt các thay ñõ va hoã lý ñũ sau ñõ ñiên ñiên lieũ phun va trõc ñũ tạo ra hoã khí, tõi bõc cháy trõc trong khi ñiên lieũ ñãn ñõc phun tiếp va xylanh ñõng cơ. Nhõ vậy, sau khi ñũ cháy mõi phần hoã khí ñãn tiếp tục ñõc hình thành va thanh phần của hoã khí thay ñũ liên tục trong suõt quã trình.

Đõa va vò trí bay hõi của ñiên lieũ, hỗn hợp ñõc hình thành theo ba phõng pháp sau:

- *Hình thành hỗn hợp theo phõng pháp thõt ñũ:* ñiên lieũ ñõc phun tới va khõng gian buồng cháy, ñõc sấy ñõng, bay hõi va hoã trõn ñũ với khõng khí tại ñây ñẽ tạo thành hoã khí.
- *Hình thành hỗn hợp theo phõng pháp ñang:* ñiên lieũ ñõc phun va ñrang thanh ñang trên bề mặt thanh buồng cháy, ñõc sấy ñõng, bay hõi tại ñây ñũ hoã trõn với khõng khí tạo thành hỗn hợp.
- *Hình thành hỗn hợp theo phõng pháp hỗn hõp:* theo yêu cầu của các chế ñõ ñãn hành khác nhau, mõi phần ñiên lieũ ñõc hình thành hoã khí theo kiểu ñang va mõi phần còn lại hình thành theo phõng pháp ñang trên bề mặt buồng cháy.

Đõa va ñãn ñõ ñiên ñiên, hỗn hợp ñõc hình thành theo ba phõng pháp sau:

- *Phun trực tiếp:* hoã khí ñõc hình thành chủ yếu ñõa va sõi phõi hõp giữa chất lõng phun sõng của ñiên lieũ với hình ñang buồng cháy kết hõp với tác dụng phũ bõi ñãn ñõng xoay lõc của dòng khí ñãn va dòng khí chênh ẽp cuối quã trình ñãn.
- *Kiểu xoay lõc:* hoã khí hình thành chủ yếu ñõa va sõi phõi hõp chuyẽn ñõng xoay lõc của dòng mõi chất ñũ va buồng cháy phũ va tia ñiên lieũ trong buồng cháy, ngoai ra còn ñõa va cõ ñõng ñõ của dòng mõi chất tõi buồng cháy phũ phun ra sau khi bõc cháy kết hõp với hình ñang buồng cháy.
- *Kiểu ñõ bõ:* hoã khí hình thành chủ yếu ñõa va ẽp suõt cao của mõi chất trong buồng cháy

dời bỏ, sau khi một phần nhiên liệu đã bốc cháy trước ôi này tạo ra nên phun vào buồng cháy chính, giúp nhiên liệu chĩa cháy và không khí nóng hoạt động tốt và cháy nhanh trong buồng cháy.

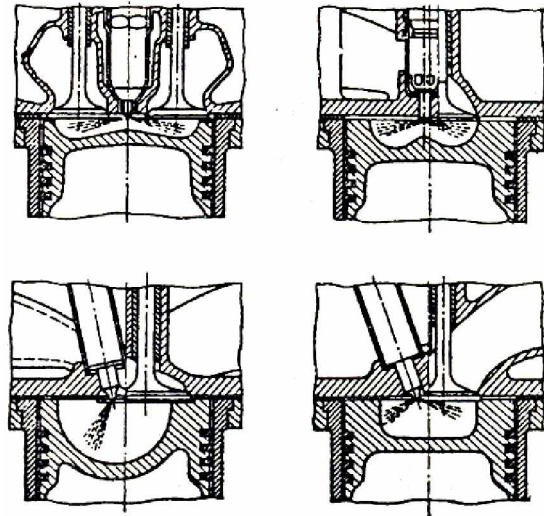
4) Kết cấu các dạng buồng cháy của động cơ Diesel

Buồng cháy thông nhất

- Buồng cháy thông nhất hoàn chỉnh hình thành theo phương pháp thiết kế. (hình 8.47)

Trong buồng cháy thông nhất, các quá trình phun nhiên liệu và tạo thành hỗn hợp của nhiên liệu với không khí rất nóng do nhiên liệu Diesel phun vào buồng cháy với áp suất lớn (1.000kg/cm^2) qua các lỗ phun có đường kính nhỏ ($0,1 \div 0,25\text{mm}$) ôi với phun. Áp suất phun lớn qua các lỗ phun nên nhiên liệu sẽ bị nén nóng nhiên liệu phun thật tốt và cháy hoàn toàn.

Động cơ Diesel có buồng cháy thông nhất (hình 8.47) có chất lỏng khối nóng và tính kinh tế cao. Những ôi niêm này có một chủ yếu là do giảm nhiệt diện tích truyền nhiệt bao quanh buồng cháy so với những động cơ khác, cũng nhờ vậy không có sự tiêu của khí thể qua những lỗ thông bên dưới nên giảm áp suất và nhiệt độ khí động khí thể chuyển nóng từ buồng cháy chính sang buồng cháy phụ và ngược lại nhờ xảy ra trong động cơ Diesel có buồng cháy phản kích.

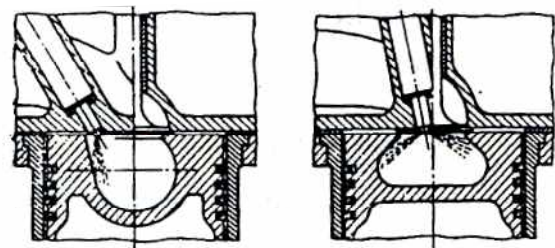


Hình 8.47. Buồng cháy không phản kích cho hình thành hỗn hợp theo thiết kế.

Tuy nhiên nơi còn tồn tại một số nhược điểm: trong buồng cháy của những động cơ này sẽ xoay lệch của không khí nhồi nhện trong buồng cháy khác, do sự truyền nhiệt của từ không khí nên nóng tới nhiên liệu lạnh và nhiên liệu phun vào không lớn làm và cháy trễ và kéo dài. Kết quả là trong giai đoạn cháy thì hai áp suất của khí cháy tăng nhanh và áp suất lớn của chu trình tăng, khoảng $80 \div 100\text{kg/cm}^2$. Nếu nhiên liệu tăng nóng mà các chi tiết của cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền.

- Cháy trong buồng cháy thông nhất với sợi hình thành hỗn hợp theo mang.

Trong động cơ Diesel với buồng cháy thông nhất, tính kinh tế của nhiên liệu cao nhờ kết hợp sợi làm việc “không công” và áp suất lớn nhất của chu trình không cao trong việc sợi dùng hình thành hỗn hợp theo mang, nên thực hiện nhiệt nhiên liệu phải phối hợp những dạng buồng cháy (hình 8.48) với sợi phun nhiên liệu rất biệt.



Hình 8.48. Buồng cháy không phản kích cho hình thành hỗn hợp theo mang.

Trong quá trình hình thành hỗn hợp theo mang, phần nhiên liệu cô bản (khoảng 95%), qua với phun, hướng tới thành buồng cháy, thông nhiệt bố trí trong piston và nhiệt độ cao hơn thành xylanh và phần trên của buồng cháy. Phần còn lại của nhiên liệu phun vào (khoảng 5%) nhiệt hình thành hỗn hợp theo thiết kế là do sợi tách các giọt nhiên liệu bên ngoài ra khỏi những tia nhiên liệu phun

Buồng cháy xoay lọc trong nông cơ Diesel loại này gồm hai phần tách biệt không bằng nhau (hình 8.70), phần buồng cháy ở trên piston có thể tích khoảng chừng 50%; còn buồng cháy xoay lọc, thông lại không gian hình cầu, chiếm phần thể tích còn lại của dung tích toàn bộ buồng cháy, có cường độ áp suất khoảng 50%. Hai dung tích này thông với nhau bằng những lỗ thông có những kính vài milimet, nước bôi trơn tiếp tuyến với buồng cháy xoay lọc.

Trong quá trình nén, không khí tới thể tích trên piston nên buồng cháy xoay lọc sẽ tạo thành chuyển động xoay lọc mạnh của không khí, nó tăng lên cùng với số tăng tốc độ piston và số giảm kích thước của những lỗ thông tiếp tuyến.

Nhiên liệu qua vòi phun, tạo xoay lọc mạnh trong buồng cháy xoay lọc làm cho nhiên liệu có thể hoạt động nếu gặp với không khí có cường độ xoay lọc cao trong buồng cháy. Các quá trình hoạt động xảy ra, nhiên liệu tới bôi cháy làm áp suất và nhiệt độ khí thể trong buồng cháy xoay lọc nếu tăng và bắt đầu sôi chuyển động ngược lại của khí thể từ buồng cháy xoay lọc sang phần thể tích trên piston, mà trong đó cũng xuất hiện chuyển động xoay lọc mạnh.

Những lỗ thông có hiện tượng tiết lưu không lớn, do đó áp suất trong không gian trên vành piston cũng bị giảm một ít, thêm vào đó những áp suất nhận nước giúp nông cơ Diesel làm việc ổn định và êm dịu.

Do sôi hoạt động nhiên liệu với không khí khi tới nên quá trình hình thành hỗn hợp xảy ra hoàn toàn trong nhiều kiến áp suất phun không lớn lắm, không quá $100 \div 150 \text{ kg/cm}^2$. Tính kinh tế của nông cơ Diesel có buồng cháy xoay lọc kém hơn nông cơ có buồng cháy không phân cách., do tổn thất nhiệt tăng quá chút (khoảng $5 \div 10\%$),

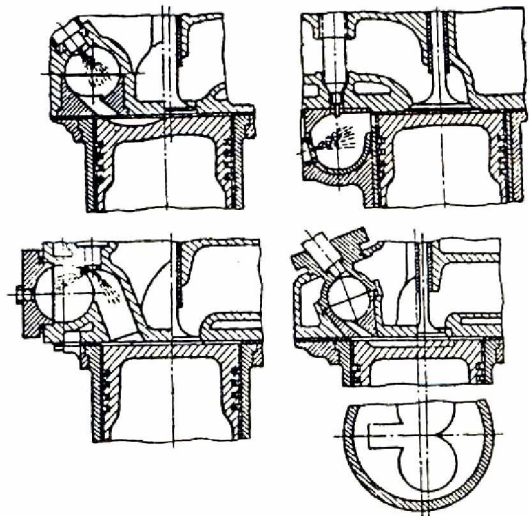
- Buồng cháy trượt (buồng cháy dãi bôi)

Trong nông cơ Diesel, với số hình thành hỗn hợp trong buồng cháy trượt, thì buồng cháy cũng nước chia thành hai phần có thể tích không bằng nhau (hình 8.50).

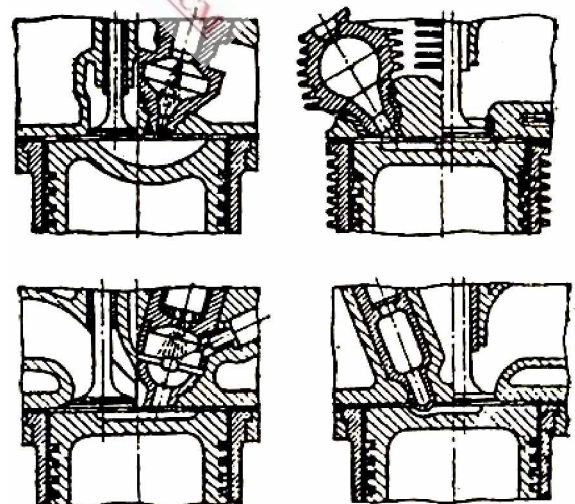
Phần buồng cháy trên piston chiếm khoảng 70% thể tích, còn buồng cháy trượt, có những hình dạng khác nhau, có thể tích chiếm khoảng 30%.

Trong quá trình nén ép không khí chuyển động từ không gian trên piston nên buồng cháy trượt, trong đó tiết lưu áp suất giảm chỉ chút ít (khoảng $3 \div 5\%$). Ở cuối kỳ nén, nhiên liệu nước phun qua vòi phun vào buồng cháy trượt, quá trình hoạt động - ly của nhiên liệu xảy ra, rồi tới cháy.

Tính kinh tế của nông cơ Diesel có buồng cháy trượt kém hơn chút ít so với nông cơ



Hình 8.49. Các buồng cháy xoay lọc.



Hình 8.50. Các dạng buồng cháy trượt.

Diesel có buồng cháy không phân cách. Nhiên liệu có nhiệt độ cao để điện tích bám vào bao quanh buồng cháy nước làm mát lớn và có hiện tượng tiết lộ qua nóng tỏa ra. Tính kinh tế có thể nhiệt độ nước trởng bôi trơn tăng suất tiêu hao nhiên liệu trên 1ml.h, khoảng 10 ÷ 15%.

Việc hoạt động nhiên liệu với không khí tốt hơn trong nhiên liệu kiến hình thành hỗn hợp với buồng cháy trước cho phép hạ thấp áp suất phun nên 80 ÷ 100kg/cm².

Mọi loại buồng cháy đều có ưu, nhược điểm riêng và thích hợp với các nhiên liệu sử dụng nhất định. Vì vậy cần phải lựa chọn thích hợp theo nhiên liệu sử dụng thích hợp. Các loại động cơ Diesel trên xe tải nặng thông dụng buồng cháy phun trực tiếp, các loại xe khách lớn xe tải dung buồng đốt ngăn cách và buồng đốt phun trực tiếp, còn các loại xe tải nhẹ chủ yếu dung buồng đốt ngăn cách vì ít gây ô nhiễm. Tính năng các loại buồng cháy nước thể hiện ở bảng bên dưới.

Tính năng các loại buồng cháy

Loại buồng cháy	Buồng cháy thông nhất	Buồng cháy đôi bì	Buồng cháy xoay lốc
Áp suất nâng			
$P_{e\max}$ (MPa)	0,75	0,75 ÷ 0,8	0,8 ÷ 0,85
g_e (g/kW.h)	Khoảng 120	Khoảng 146	Khoảng 140
n_{\max} (vòng/phút)	3.000	4.000	45.000
$P_{z\max}$ (MPa)	6 ÷ 8	5 ÷ 6	5 ÷ 7
$T_{\text{thải}}$ (°C)	650 (thấp)	750 (cao)	750 (cao)
Áp suất nâng kim (MPa)	18 ÷ 25	6,5 ÷ 15	10 ÷ 14
Góc phun sớm (trước NCT)	35	40 ÷ 50	25 ÷ 30
Hệ số độ loãng không khí (α)	1,25 ÷ 1,4	1,1	1,1
Tỷ số nén	14 ÷ 17 (thấp)	18 ÷ 22 (cao)	17 ÷ 20 (cao)
Toàn thất nhiệt cho nước	Nhỏ nhất	Lớn	Vừa
Nhiệt tính ô nhiễm	Nhiều NO _x , nồng độ nhiều HC	Ít NO _x	Ít NO _x
Nhiệt tính khối nóng lạnh	Tốt	Kém nhất	Kém
Toàn thất cơ giới	Ít nhất	Lớn	Vừa
Tiếng ồn khi chạy	Lớn	Nhỏ	vừa

5) Giới thiệu các thông số ảnh hưởng đến quá trình cháy nông cơ Diesel.

Có nhiều nhân tố ảnh hưởng đến quá trình cháy của nông cơ Diesel, chủ yếu là tính chất nhiên liệu, tỷ số nén, quy luật phun nhiên liệu,...

Ảnh hưởng của tính chất nhiên liệu

Khi giống nguyên các nhiên liệu làm việc của nông cơ, nếu tăng chất lượng của nhiên liệu thì sẽ rút ngắn thời kỳ cháy trễ làm cho tốc độ tăng áp suất trong thời kỳ cháy nhanh hơn lớn.

Nếu dung nhiên liệu có chất lượng kém thì thời kỳ cháy trễ sẽ kéo dài làm cho thời kỳ cháy nhanh có tốc độ tăng áp suất lớn. Nông cơ Diesel cao tốc thông dụng chất lượng trong khoảng từ 40 ÷ 45.

Ảnh hưởng của tyisoánein

Do ñaïc ñieäm hình thanh hoän hoäp vaø ñieäu kieän ñoät chaùy hoän hoäp, ñeän ñoäng cô Diesel phaïi coi tyisoánein ϵ ñuøilôn. Hoän hoäp ñhieän lieäu phaïi ñoïc phaït hoät trong moïi ñieäu kieän söüduøng, muoän vaãy ñhieät ñoämoät chaët cuoái quaù trình ñeän phaïi vöôët qua ñhieät ñoätöi chaùy cuøa ñhieän lieäu luïc ñoä ($\approx 300^\circ\text{C}$).

Khi taêng tyisoánein, veà cô baïn raát coù lôøi cho vieïc caïi thieän coäng suaët vaø tính naêng khôøi ñoäng laïnh cuøa ñoäng cô. Tuy ñhieän, ñeäu ñung tyisoánein quaù lôøi seõ lam aùp suaët cöïc ñaïi cuøa chu trình taêng quaù ñhieäu, ñaïn ñeän taêng phuï taïi cuøa caïc cô caùu truoïc khuỷu, thanh truyeän vaø lam aïnh höøng ñeän tuoái thoï ñoäng cô.

Do vaãy vieïc chöïn tyisoánein cho ñoäng cô Diesel phaïi döïa vaø caùu taøp ñoäng cô, yeäu caàu veà khôøi ñoäng laïnh vaø ñieäu kieän söüduøng cuï theä

- Ñoäi vöôët ñoäng cô coù ñoäng kieän xylanh ñhoù tyisoá F_{lm}/V_c lôøi, ñeät aïnh ñhieät, caïn chöïn tyisoá ñeän cao. Khi ñoäi phuï taïi treân cô caùu piston, thanh truyeän khoàng lôøi vì ñieän tích oiston ñhoù
- Ñoäng cô vöôët buøng chaùy döøi bì vaø buøng chaùy xoáy loäc do ñieän tích taïn ñhieät lôøi, cuøng caïn chöïn tyisoánein cao.
- Ñoäi vöôët ñoäng cô Diesel cao toác, do yeäu caàu veà hình thanh hoä khí vaø khôøi ñoäng laïnh ñeän tyisoánein cuøng phaïi cao ñeän ñhieät ñoä vaø aùp suaët cuoái quaù trình ñeän ñuøilôn.

Ảnh hưởng của góc phun sớm

Göc phun söm ñhoù tính töø thoïi ñieäm baët ñeäu phun ñhieän lieäu cho ñeän khi piston laïn töø ÑCT. Göc phun söm θ aïnh höøng töøc tieùp ñeän thoïi kyø chaùy treä toác ñoä taêng aùp suaët $\Delta P/\Delta \phi$ vaø aùp suaët lôøi nhaët P_{max} .

- Khi taêng göc phun söm θ , do ñhieän lieäu ñhoù phun vaøo khoäi khoàng khí coù ñhieät ñoä vaø aùp suaët khoàng lôøi, ñieäu kieän hoäi lyù chuoän bì keïm ñeän ñeäu keïm ñaïi thoïi kyø chaùy treä lam cho toác ñoä taêng aùp suaët $\Delta P/\Delta \phi$ vaø aùp suaët cöïc ñaïi P_{max} taêng cao.
- Neäu phun ñhieän lieäu quaù muoän thì quaù trình chaùy keïp ñaïi sang kyø giaïn ñoä lam giaïn toác ñoä taêng aùp suaët $\Delta P/\Delta \phi$ vaø P_z , taêng ñhieät ñoä khí xaï taêng toác ñoä ñeän lam maït vaø giaïn ñieäu suaët ñoäng cô.

Göc phun söm toác nhaët phuï thuoäc vaø loäi buøng chaùy cuøa ñoäng cô. Caïc loäi buøng chaùy phun töøc tieùp $\theta = 25 \div 35^\circ$ göc quay truoïc khuỷu, buøng chaùy ngaïn caïch $\theta = 15 \div 30^\circ$ göc quay truoïc khuỷu.

Ảnh hưởng của chất lỏng phun sớm

Trong ñoäng cô Diesel, chaët löøng chaùy hoän toän vaø kùp thoïi cuøa ñhieän lieäu phuï thuoäc ñieäu vaø chaët löøng phun töø ñhieän lieäu. Neäu chaët löøng phun söm toác seõ lam taêng toác ñoä hình thanh hoä khí, ruït ngaïn quaù trình chaùy lam cho ñhieän lieäu chaùy hoän toän vaø kùp thoïi, giuùp taêng coäng suaët vaø ñieäu suaët cuøa ñoäng cô.

Ảnh hưởng của ñieäu kieän nạp vaø thoäi

Aùp suaët vaø ñhieät ñoä khoàng khí ñi vaøo xylanh ñoäng cô quyết ñeän ñeän thoïi moät chaët trong xylanh vaø quaù trình ñeän. Neäu taêng aùp suaët vaø ñhieät ñoä moät chaët vaøo xylanh seõ lam taêng aùp suaët vaø ñhieät ñoä cuoái quaù trình ñeän, ñhoù ñoä caïi thieän moät töøng hình thanh hoä khí, lam giaïn thoïi gian chaùy treä vaø ruït ngaïn thoïi gian cuøa quaù trình chaùy.

Neäu aùp suaët treä ñoäng óng thoäi lôøi seõ lam taêng löøng khí söët, vì vaãy seõ lam giaïn ñeän ñoä ñeän vaø aïnh höøng ñeän coäng suaët ñoäng cô.

Ảnh hưởng của tốc độ vận hành tới nông cơ

Khi tăng tốc độ, công suất chuyển động của dòng khí nước gia tăng trong thời gian phun áp suất phun và các thiết bị cho quá trình hình thành hạt nhỏ.

Tuy nhiên, khi tăng tốc độ cần phải tăng góc phun sớm θ , để đảm bảo cho hạt nhỏ nước chảy ngược lại về phía vòi phun NCT.

Tăng tải sẽ làm tăng nhiệt độ nông cơ, các thiết bị nhiều khi cần bôi trơn, vì vậy làm rút ngắn thời gian chạy thử. Những do tăng lượng nhiên liệu cung cấp cho chu trình và tăng thời gian phun nên toàn bộ thời gian của quá trình chạy thông sẽ dài.

IV.4. Quá trình giãn nở

IV.4.1. Diễn biến quá trình giãn nở

Quá trình giãn nở thích hợp của nông cơ không phải là quá trình giãn nở nhiệt nhờ chu trình lý tưởng, mà ngược lại trao đổi nhiệt giữa môi chất và môi trường diễn ra liên tục trong suốt quá trình giãn nở. Các hiện tượng cấp nhiệt thêm cho môi chất cũng như hiện tượng gây mất nhiệt của môi chất diễn biến rất phức tạp, gồm có hiện tượng tản nhiệt của môi chất cho thành xy lanh trong nhiều khi nhiệt độ áp suất và diện tích tản nhiệt thay đổi liên tục; rò khí oxy xy lanh ra ngoài qua các khe hở giữa piston, xy lanh,...

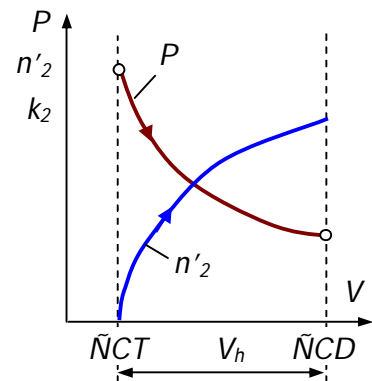
Nếu gọi quá trình giãn nở là một quá trình đa biến với hệ số đa biến n'_2 thay đổi liên tục từ đầu tới cuối quá trình thì diễn biến của quá trình n'_2 như sau:

Nếu quá trình giãn nở có nhiều nhiên liệu cháy hết, lúc đầu do nhiệt độ quá cao làm sản phẩm cháy bị phân giải gây mất nhiệt, nhưng sau đó nhiệt độ hai đầu lại tại hộp trô lại, hiện tượng tản nhiệt tại hộp trô lại cũng làm cho môi chất nhận nhiệt, trong khi đó phần mất nhiệt do rò khí và do tản nhiệt cho thành xy lanh nhỏ hơn năng lượng. Nhờ vậy giai đoạn đầu quá trình nở diễn ra trong nhiều khi môi chất công tác với giãn nở và nước cấp nhiệt làm cho $n'_2 < k_2$ (trong đó k_2 - hệ số đa biến nhiệt của sản phẩm cháy) (hình 8.51).

Piston đi xuống, càng cách xa NCT các hiện tượng xảy ra hết và tại hộp các phản phân giải của sản phẩm cháy càng giảm, trong khi phần nhiệt tản cho nước làm mát lại tăng dần. Trong giai đoạn này, phần nhiệt cấp cho môi chất càng ngày càng giảm nhanh và làm tăng độ dốc của nông cơ giãn nở tới lúc làm tăng hệ số giãn nở đa biến n'_2 . Tại một vị trí nào đó của piston so sánh lượng do cháy hết tạo ra với cân bằng với phần nhiệt tỏa ra bên ngoài (do rò khí và tản nhiệt cho nước làm mát), có thể coi vị trí đó là hệ số giãn nở $n'_2 = k_2$ và quá trình giãn nở tới thời điểm của vị trí này là giãn nở đẳng nhiệt.

Sau vị trí này xong, piston đi xuống càng gần NCD, phần mất nhiệt của môi chất càng trô nên nhiều hơn nhất là kết thúc khi kết thúc chạy hết trô. Vì vậy thời kỳ này môi chất với giãn nở và mất nhiệt làm cho nông cơ giãn nở thích hợp có hơn nông cơ nhiệt và $n'_2 > k_2$.

Nhờ vậy quá trình giãn nở thích hợp là quá trình đa biến với hệ số đa biến n'_2 liên tục tăng suốt từ đầu tới cuối quá trình. Nếu quá trình môi chất nhận nhiệt nhiều hơn nên $n'_2 < k_2$, tới một điểm trung gian khi nhiệt lượng cấp cho môi chất, cân bằng với nhiệt lượng bỏ tản mất thì $n'_2 = k_2$, sau đó phần mất nhiệt bỏ tản mất nhiều hơn nên $n'_2 > k_2$.



Hình 8.51. Nông cơ công P - V của quá trình giãn nở

Nếu các nhiên liệu công tác ra trong quá trình va chạm nhiên liệu các thông số của quá trình giãn nở không tránh khỏi những khiếm khuyết tập trung cần thiết mà vẫn đảm bảo nhiên liệu chính xác mong muốn, người ta dùng hệ số giãn nở biến trung bình n_2 thay các giá trị tức thời của n_2' . Nhờ vậy quá trình giãn nở trong tính toán của quá trình giãn nở biến với hệ số giãn nở biến trung bình n_2 . Thông số n_2 nằm trong phạm vi từ 1,15 ÷ 1,25.

IV.4.2. Các thông số của quá trình giãn nở

Hệ số giãn nở biến trung bình n_2 có thể xác định bằng phương trình cân bằng nhiệt của quá trình giãn nở hoặc qua các số liệu thực nghiệm theo các nghiệm của các công thức.

Các thông số của quá trình giãn nở là P_z, T_z, V_z và m_z , các thông số của quá trình giãn nở là P_b, T_b, V_b và m_b . Muốn xác định mối quan hệ giữa chúng, người ta dùng phương trình trạng thái của mỗi chất tại nhiệt độ z và b , với giả thiết supap thay nhiên liệu NCD ($V_b = V_a$). Quá trình giãn nở từ z đến b ta có

$$P_z V_z^{n_2} = P_b V_b^{n_2} \tag{8.69}$$

Các phương trình trạng thái tại z và tại b :

$$\left. \begin{aligned} P_z V_z &= 8314 m_z \cdot T_z \\ P_b V_b &= 8314 m_b \cdot T_b \end{aligned} \right\} \tag{8.70}$$

Số lượng mỗi chất tại z : $m_z = \beta_z \cdot g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r)$

Số lượng mỗi chất tại b : $m_b = \beta_b \cdot g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r)$

Trong đó β_z – hệ số thay đổi phân tử (thể tích) tại z ;

β_b – hệ số thay đổi phân tử tại b .

Ta biết: $\beta_z = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} x_z$ và $\beta_b = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} x_b$

Trong đó x_z – là hệ số ảnh hưởng tại z , của quá trình giãn nở

x_b – là hệ số ảnh hưởng tại b , của quá trình giãn nở

Do sai lệch giữa x_b và x_z không lớn nên khi tính có thể giả thiết $x_z \approx x_b$, vì vậy $\beta_z = \beta_b$, nên $m_z = m_b$. Chia hai vế của (8.70) cho nhau, ta sẽ được:

$$\frac{P_z V_z}{P_b V_b} = \frac{T_z}{T_b} \tag{8.71}$$

Gọi $\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_z}$ – hệ số giãn nở khi cháy, ta có $\delta = \frac{V_a}{V_z} \cdot \frac{V_c}{V_c} = \frac{\epsilon}{\rho}$

Với động cơ Diesel, ta tìm được:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} ; T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \tag{8.72}$$

Động cơ xăng: $\rho = 1$ nên $\delta = \epsilon$. Thay ϵ vào (8.71), ta được:

$$P_b = \frac{P_z}{\epsilon^{n_2}} ; T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} \tag{8.73}$$

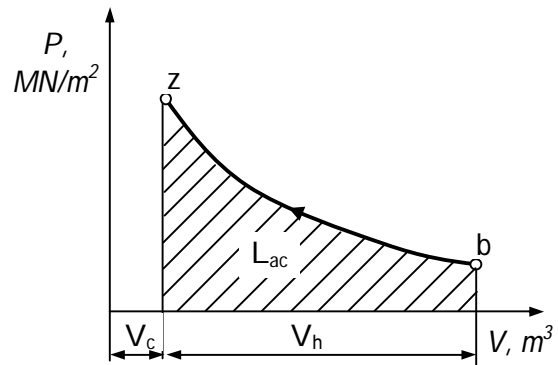
IV.4.3. Công va trao n̄i nhiệt trong quaitrình gīi n̄i

Công của quaitrình n̄i L_{zb} n̄i xác ñi nh̄i b̄ng cách lấy tích phân t̄i n̄i n̄i cuối quaitrình gīi n̄i theo biểu th̄i sau (hình 8.52):

$$L_{zb} = \int_{V_z}^{V_b} P dV \quad (8.74)$$

Trong quaitrình gīi n̄i ña bīn ta coi $PV^{n_2} = P_z V_z^{n_2} = P_b V_b^{n_2}$, t̄i ñi tìm n̄i ñi:

$$P = \frac{P_z V_z^{n_2}}{V^{n_2}} = \frac{P_b V_b^{n_2}}{V^{n_2}}$$



Hình 8.52. Công của quaitrình n̄i.

Thay giá trị P vào biểu th̄i tính L_{zb} , sẽ ñi ñi:

$$L_{zb} = P_z V_z^{n_2} \int_{V_z}^{V_b} \frac{dV}{V^{n_2}} = \frac{1}{n_2 - 1} (P_z V_z - P_b V_b) \quad (8.75)$$

N̄i $P_z V_z$ ra ngōi, ta ñi ñi:

$$L_{zb} = \frac{P_z V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right] \quad (8.76)$$

Thay $P_z V_z$ và $P_b V_b$ b̄ng biểu th̄i của ph̄i nḡ tr̄i trạng th̄i và bīn $m_a = m_c$, ta ñi ñi:

$$L_{zb} = \frac{8314 m_a}{n_2 - 1} (m_z T_z - m_b T_b) \quad (8.77)$$

Nh̄i và chia hai v̄ của (8.77) cho m_c , ta ñi ñi:

$$L_{zb} = \frac{8314 m_c}{n_2 - 1} \left(\frac{m_z T_z}{m_c} - \frac{m_b T_b}{m_c} \right)$$

V̄i $\beta_z = \frac{m_z}{m_c}$, $\beta_b = \frac{m_b}{m_c}$ ñi ta ñi ñi:

$$L_{zb} = \frac{8314}{n_2 - 1} \cdot g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r) (\beta_z \cdot T_z - \beta_b \cdot T_b) \quad (8.78)$$

Áp dụng ñi nh̄i luật 1 n̄i ñi ñi và quaitrình gīi n̄i ta sẽ coi

$$\Delta Q_{zb} = \Delta U_{zb} + L_{zb} \quad (8.79)$$

Trong ñi ΔQ_{zb} (j/chu tr̄i) – n̄i ñi ñi cho m̄i chất t̄i ñi ñi b.

ΔU_{zb} (j/chu tr̄i) – bīn th̄i ñi ñi của m̄i chất t̄i ñi ñi b.

$$\Delta U_{zb} = U_b - U_z = m_b \cdot \overline{(mC_v)}_b \cdot T_b - m_z \cdot \overline{(mC_v)}_z \cdot T_z$$

Thay các giá trị thu ñi ñi về ΔQ_{zb} , ΔU_{zb} và L_{zb} vào tr̄i và bīn th̄i (8.79), v̄i l̄u ȳi sau:

$$m_b = \beta_b \cdot m_c = \beta_b \cdot M_1 (1 + \gamma_r) \cdot g_{ct}$$

$$m_b = \beta_b \cdot m_c = \beta_b \cdot M_1 (1 + \gamma_r) \cdot g_{ct}$$

Ta nhiễu phương trình cân bằng nhiệt có dạng:

$$(\xi_b - \xi_z) \cdot Q_T = M_1(1 + \gamma_r) \cdot \overline{\beta \cdot (mC_v)_b} \cdot T_b - M_1(1 + \gamma_r) \cdot \overline{\beta \cdot (mC_v)_z} \cdot T_z + \frac{8314}{n_2 - 1} \cdot M_1(1 + \gamma_r) (\beta_z T_z - \beta T_b)$$

Này là phương trình phản ánh trao đổi nhiệt giữa môi chất công tác với môi trường trong suốt thời kỳ giãn nở

Trong phương trình trên: Nếu $\alpha \geq 1$ thì $Q_T = Q_t$

Nếu $\alpha \leq 1$ thì $Q_T = Q_t - \Delta Q_t$

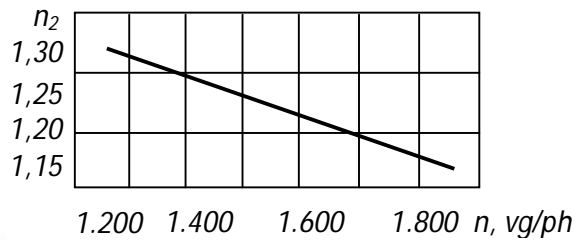
Trong đó $\Delta Q_t = 120 \cdot 10^6 (1 - \alpha) \cdot M_0$, J/kg nhiên liệu.

IV.4.4. Phân tích các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình giãn nở

Trong quá trình giãn nở bất kỳ yếu tố nào làm tăng chạy rô-tơ hay môi chất công tác nhận nhiệt sẽ làm giảm n_2 . Trường hợp làm tăng mật nhiệt (tần nhiệt) của môi chất sẽ làm cho n_2 tăng. Những yếu tố gây ảnh hưởng liên tục tới chế độ giãn nở của biến trung bình gồm: tốc độ nổ, phui tái, trạng thái nhiệt của nóng cô, ...

1) Tốc độ nổ nóng cô

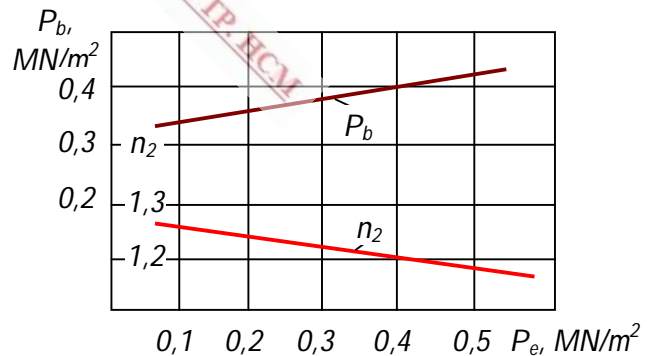
Nếu tăng tốc độ nổ nóng cô sẽ làm giảm số nhiệt lỏng từ môi chất tại chỗ bên ngoài qua truyền nhiệt vào buồng vì thời gian tiếp xúc giữa môi chất và thành xylanh ngắn đi. Nó ảnh hưởng tới chế độ Diesel, khi tăng tốc độ nổ nóng cô sẽ làm tăng thời kỳ chạy rô-tơ khiến cho môi chất nhận nhiệt nhiều hơn, kết quả làm cho n_2 giảm và nhiều máy cũng có kết quả ngược lại.



Hình 8.53. Thay đổi của n_2 theo tốc độ nổ trên nóng cô Diesel

2) Phui tái của nóng cô

Khi tăng tái, do nhiệt độ nổ và áp suất môi chất trong quá trình giãn nở đều tăng do đó làm tăng chênh lệch áp suất và nhiệt độ giữa môi chất với môi trường xung quanh. Nhiều máy có nghĩa môi chất nhận nhiệt nhiều hơn do đó làm giảm n_2 .



Hình 8.54. Sự thay đổi của n_2 với P_b theo phui tái trên nóng cô Diesel.

Mặt khác, nó ảnh hưởng tới chế độ Diesel khi tăng tái làm tăng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình, qua đó làm giảm hệ số độ loãng không khí α và làm tăng chạy rô-tơ trên nóng cô giãn nở. Vì vậy làm tăng mật nhiệt cấp cho nóng cô trong quá trình giãn nở dẫn đến giảm n_2 .

3) Kích thước của xylanh nóng cô

Nếu $V_h = \text{const}$, càng giảm tỷ số $\frac{S}{D}$, làm giảm mật độ tại nhiệt cho môi chất và thành xylanh, qua đó làm giảm n_2 . Nếu giữ $\frac{S}{D} = \text{const}$ mà giảm V_h sẽ khiến cho môi chất tại nhiệt nhiều hơn và nhiều máy làm tăng n_2 .

4) Cấu tạo buồng cháy và diễn biến quá trình cháy và

Nếu buồng cháy có diện tích làm mát càng nhỏ thì mức chất càng khó tản nhiệt và làm giảm n_2 .

Khi tốc độ cháy của hỗn khí tăng trong thời kỳ cháy nhanh và cháy chính sẽ giảm hỗn khí bốc cháy trong thời kỳ cháy rớt, làm cho n_2 tăng.

5) Trạng thái nhiệt của nổ công

Khi tăng trạng thái nhiệt, tốc độ tăng nhiệt độ bề mặt các chi tiết trong thanh xylanh trong thời kỳ giãn nở mặt khác còn làm tăng cháy rớt trên buồng giãn nở

Nếu với nổ công xăng, hiện tượng cháy rớt rất ít xảy ra nên khi tăng trạng thái nhiệt cho nổ công sẽ làm giảm n_2 .

Nếu với nổ công Diesel, hiện tượng cháy rớt rất phổ biến nên khi tăng trạng thái nhiệt sẽ làm giảm cháy rớt nhiều cho nổ công và làm cho n_2 tăng lên chút ít.

Giá trị các thông số của quá trình giãn nở thông nằm trong phạm vi giới hạn sau:

Loại nổ công	n_2	P_b (MPa)	T_b ($^{\circ}$ K)
- Nổ công xăng	1,23 ÷ 1,27	0,35 ÷ 0,50	1.500 ÷ 1.700
- Nổ công Diesel ô tô máy kéo	1,14 ÷ 1,23	0,20 ÷ 0,40	1.000 ÷ 1.400
- Nổ công Diesel tàu thủy cao tốc	1,15 ÷ 1,25	0,35 ÷ 0,60	1.000 ÷ 1.200
- Nổ công tốc độ thấp và vận hành	1,20 ÷ 1,30	0,25 ÷ 0,35	900 ÷ 1.000

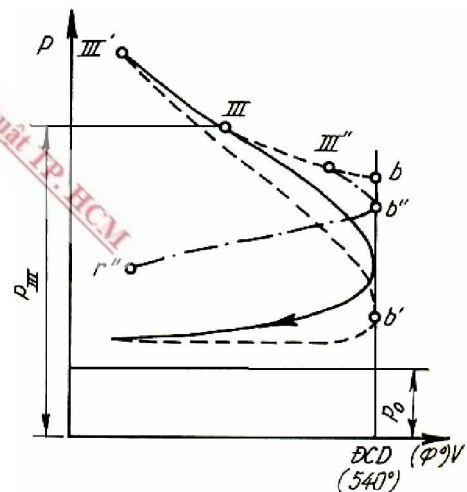
IV.5. Quá trình thải

Trong nổ công 4 kỳ supap thải mở sớm trước khi piston đến NCD khoảng từ 40° ÷ 80° góc quay trục khuỷu và mở muộn sau khi piston đến NCT khoảng từ 20° ÷ 40° . Nhờ vậy thời gian mở của supap thải sẽ ảnh hưởng lẫn nhau, những chúng thông nằm trong giới hạn 240° đến 300° góc quay trục khuỷu.

Quá trình thải (hình 8.55) có thể chia ra: giai đoạn thải sớm, tiến hành trong khi piston còn tiến tới thời điểm mở supap thải đến NCD trong khoảng 40° ÷ 80° góc quay trục khuỷu; giai đoạn thải có bán, tiến hành trong khi piston chuyển động từ NCD đến NCT cho đến khi nổ công supap thải. Các giai đoạn thải có bán và thải muộn tiến hành trong khoảng 200° ÷ 220° góc quay trục khuỷu.

1) Giai đoạn thải sớm

Trong giai đoạn mở sớm supap thải, piston chuyển động tiến xuống NCD và khối khí thải ra khỏi xylanh. Tuy nhiên ở đầu giai đoạn thải sớm, khi nổ công làm việc ở chế độ toàn tải, áp suất trong xylanh bằng khoảng 4 kg/cm^2 . Bởi vậy, do bán thân khí thải có áp suất lớn với tốc độ nổ công biến mất $400 \div 500 \text{ m/s}$, nên nó ra khỏi xylanh. Dòng khí qua supap thải với tốc độ lớn nhờ vậy luôn kèm theo hiện tượng ồn và tiếng ồn; nên giảm bớt tiếng ồn phải bố trí thêm bộ tiêu âm.



Hình 8.55. Các giai đoạn trên đồ thị công P – V của quá trình thải trong nổ công 4 kỳ

Nồi với khí thải khi nhiệt độ $800 \div 1200^{\circ}\text{K}$, $v = 500 \div 600\text{m/s}$, chóa kết nối các cần trục khí nóng hoặc. Khi piston chuyển nóng tới NCD, áp suất và nhiệt độ khí trong xylanh hai xuống và tốc độ dòng khí thải cũng giảm xuống.

Việc mở sớm supap thải một góc φ_3 làm giảm độ phức tạp tích tụ chất cặn. Tuy nhiên khi mở supap thải muốn sinh ra hình dạng khí trong xylanh với áp lực tới $2 \div 3\text{kg/cm}^2$ và dẫn đến tiêu tốn công lớn cho chuyển động piston nên máy khí thải ra ngoài.

Tới thời điểm mở supap thải ở điểm III (hình 8.76) nên trở lại áp suất bên ngoài bằng áp suất nồi bên P_{nb} , dòng khí thải đi ra với tốc độ nhỏ (600 ÷ 700m/s) và kèm theo tiếng ồn lớn. Sau giai đoạn này kết thúc ở gần NCD, có khoảng 60 ÷ 70% lượng khí thải đi ra từ xylanh nóng, và áp suất nguội.

2) Giai đoạn thải cơ bản

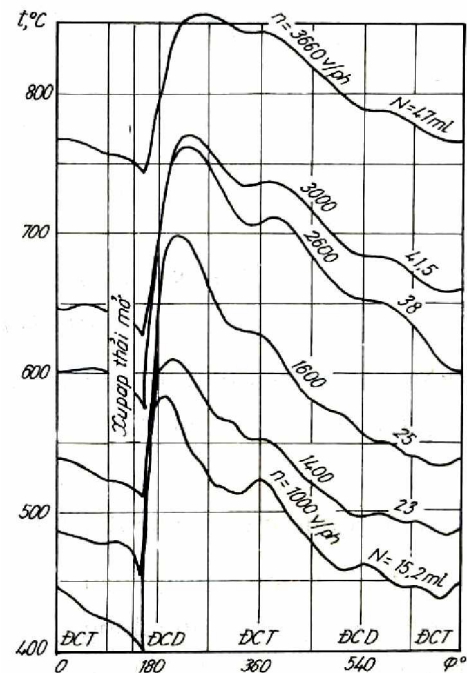
Khi piston chuyển nóng tới NCD, áp suất trong xylanh giảm đến khoảng 2kg/cm^2 . Lúc này dòng chảy nồi bên kết thúc và bắt đầu giai đoạn thải cơ bản. Dòng khí trong thời gian thải cơ bản chuyển nóng với tốc độ âm thanh, trong khi piston chuyển nóng lên NCT khí thải nóng này ra ngoài với tốc độ nhỏ khoảng 200 ÷ 250m/s, ở cuối quá trình thải này khoảng 60 ÷ 100m/s. Nhờ vậy, giai đoạn thải sớm ngay những tốc độ dòng khí rất lớn, còn giai đoạn thải cơ bản dài khoảng gấp ba lần giai đoạn thải sớm, những dòng khí ra khỏi xylanh trong giai đoạn này với tốc độ chậm hơn. Bởi vậy lượng khí thải ra khỏi xylanh trong thời gian thải sớm và trong thời gian thải cơ bản đồng đều nhau.

Nhiệt độ trong buồng ống theo góc quay trục khuỷu biến đổi lớn nhất khi bắt đầu thải nên nhỏ nhất ở cuối quá trình thải (hình 8.56). Nhiệt độ hai xuống khí tăng tỷ số nén ϵ và dòng dẫn bôi trơn ga, trở nên nhiệt độ phụ thuộc vào góc nịnh lửa sớm trong buồng ống và chế độ khí.

Công tiêu tốn cho việc này khí thải, cũng nhờ việc làm sạch xylanh phụ thuộc vào các giai đoạn của quá trình thải. Từ đồ thị trên hình 8.76 nhận thấy rằng khí mở sớm supap thải (điểm III') tốn thất công của quá trình giãn nở nhiệt xác định bởi diện tích III'bb' quá lớn và dẫn đến phần giảm công suất tiêu tốn cho việc này khí thải ra không bù đắp lại nhiệt tổn thất mở supap thải ở điểm III" làm mất mát dư trong buồng ống này tốn thất công giãn nở còn nhiệt (diện tích III"bb"), những lợi ích chi phí công lớn cho việc này khí thải theo công thức b^3r . Việc làm sạch khí thải trong xylanh cũng kém đi. Thời điểm mở supap thải (điểm III) nên lựa chọn bằng thực nghiệm.

Chất lượng làm sạch xylanh có thể nâng cao khi sử dụng dao nóng của dòng khí trong buồng ống thải nên chất khí thải ra khỏi xylanh trong giai đoạn mở supap trong các buồng ống.

Sở dĩ nhiệt độ áp suất trong xylanh khí thải phụ thuộc vào nhiều kiến của quá trình trao đổi khí. Trong công tác của buồng ống, nhiệt độ chất cặn có dạng nhỏ (hình 8.57a). Nhiệt độ trong quá trình thải nằm cao hơn nhiệt độ quá trình nạp, và giai đoạn này của quá trình thải với tốc độ dòng nồi bên kết thúc ở gần NCD.



Hình 8.56. nhiệt độ khí thải nóng ở buồng ống thải, theo góc quay trục khuỷu.

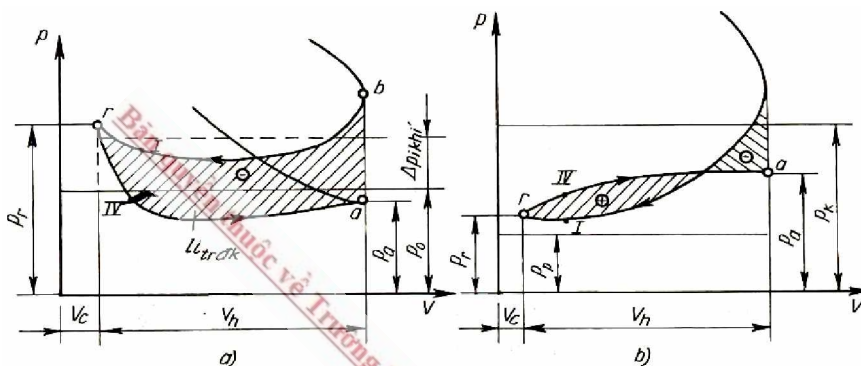
Khi tăng áp, phụ thuộc vào tỷ số P_k/P_p (P_p - áp suất trong hệ thống khí thải), có thể xảy ra trường hợp: ở giai đoạn đầu với tốc độ tăng áp không đáng kể thì việc thay đổi theo chuyển động piston tới NCT thì dòng nạp (hình 8.57b) sẽ ở trên dòng thải nên với phần lớn hành trình của piston.

Khi giảm tải động cơ bằng bơm ga, áp lực ở thời điểm mở supap nạp sẽ nhỏ hơn. Nhiều nơi ảnh hưởng nên toàn thể dòng thải trong tiến trình của dòng nạp tiến. Trong chuyển động của piston tới NCT, các tính biến đổi áp lực và trở số của nó trong quá trình thay đổi ra thực tế là không biến đổi.

Nhiệt độ khí thải phụ thuộc vào phụ tải và chế độ tốc độ của động cơ. Trò số này tăng khi tăng tốc độ quay và phụ tải.

3) Giai đoạn thay đổi

Giai đoạn thay đổi ứng với giai đoạn piston tới NCT nên supap thay đổi hai tại điểm IV (động cơ sau NCT mở góc φ_4).



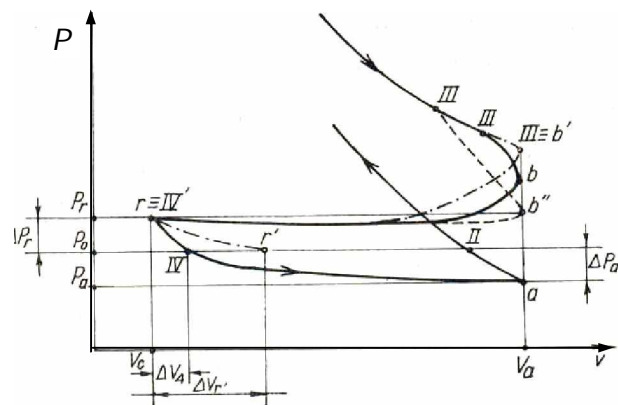
Hình 8.57. Biểu đồ quá trình thay đổi trong động cơ bốn kỳ
 a) khi $P_r > P_a$; b) khi $P_r < P_a$

Việc động cơ supap thay đổi cho phép sử dụng quán tính dòng khí thải ra khỏi xi-lanh để tăng công suất làm sạch xi-lanh khỏi khí cháy sót còn. Mặt khác, việc thay đổi vị trí của supap nạp và supap thải cũng có thể làm thay đổi lượng khí nạp vào xi-lanh sau mỗi chu trình động cơ.

Đồng thời vì tại điểm r (NCT) áp suất trong xi-lanh $P_r = p_0 + \Delta P_r$ còn khá cao, nên việc động cơ supap thay đổi sẽ rút ngắn đoạn hành trình toàn thể ΔV_r (hình 8.58) để giảm áp suất tới p_0 , sau đó mới thực hiện việc nạp nhiều hơn.

Trong các động cơ sử dụng cho phòng thí nghiệm, để giảm ồn trong hệ thống thay đổi thông khí, nên giảm ồn trong hệ thống thay đổi thông khí nhất là ở phần tiêu âm, nhiều nơi sẽ sinh ra các trôi bụi trên dòng thải. Ngoài ra trên một số xe hiện nay còn lắp thêm bình xúc tác để giảm nhiệt độ của khí xả cho môi trường, nhiều nơi cũng lắp thêm các bộ lọc trên dòng thải.

Chính vì vậy nên cấu tạo của bộ xúc tác và bộ tiêu âm trên dòng thải phải gắn liền với bộ lọc trên dòng thải nhỏ nhất.



Hình 8.58. Vị trí thay đổi quá trình thay đổi khi thay đổi vị trí của supap nạp và supap thải.

IV.6. Vấn đề ô nhiễm hai của khí thải

IV.6.1. Các chất gây ô nhiễm trong quá trình cháy của động cơ đốt trong

Trong kết quả các phản ứng hóa học những hydrocarbon của nhiên liệu với không khí, cùng với những thành phần cơ bản của sản phẩm cháy khi cháy hoàn toàn: CO₂, H₂O, N₂ còn hình thành một số các thành phần khác do chưa đốt cháy hoàn toàn. Thành phần vật chất lơ lửng (thiết tích) của chúng phụ thuộc vào các điều kiện của quá trình chuẩn bị hỗn hợp không khí với nhiên liệu và quá trình cháy của hỗn hợp trong buồng cháy. Trên ô tô có ba nguồn chính sinh ra CO, HC và NO_x là: khí xả, khí lọc và nhiên liệu bay hơi.

Do vậy, cần sử dụng tất cả các biện pháp hữu hiệu tại động cơ để quá trình hình thành hỗn hợp và quá trình cháy nhằm giảm bớt hàm lượng các thành phần ô nhiễm trong khí thải, tuy nhiên việc loại bỏ hoàn toàn chúng là việc không thể.

Các chất ô nhiễm trong khí xả động cơ gồm có các thành phần sau:

- Oxit cacbon, có trong khí thải do thiếu oxy nên cacbon không cháy hoàn toàn. Động cơ xăng hoạt động với hỗn hợp giàu (α < 1), lượng CO có thể đạt 10 ÷ 12% thiết tích của sản phẩm cháy. Động cơ Diesel, tuy α > 1 nhưng vẫn xảy ra hiện tượng cháy không hoàn toàn, CO có thể đạt tới 0,5%.
- Các oxit nitơ, NO và NO_x tồn tại trong khí xả do phản ứng giữa nitơ và oxy trong nhiều điều kiện có nhiệt độ cao.
- Khí SO₂ và H₂S chứa trong khí thải động cơ dùng nhiên liệu có chứa lưu huỳnh.
- Các chất hydrocacbon chứa trong sản phẩm cháy dưới dạng các chất C_nH_m và các hợp chất của chì trong khí thải của động cơ dùng nhiên liệu xăng pha chì.

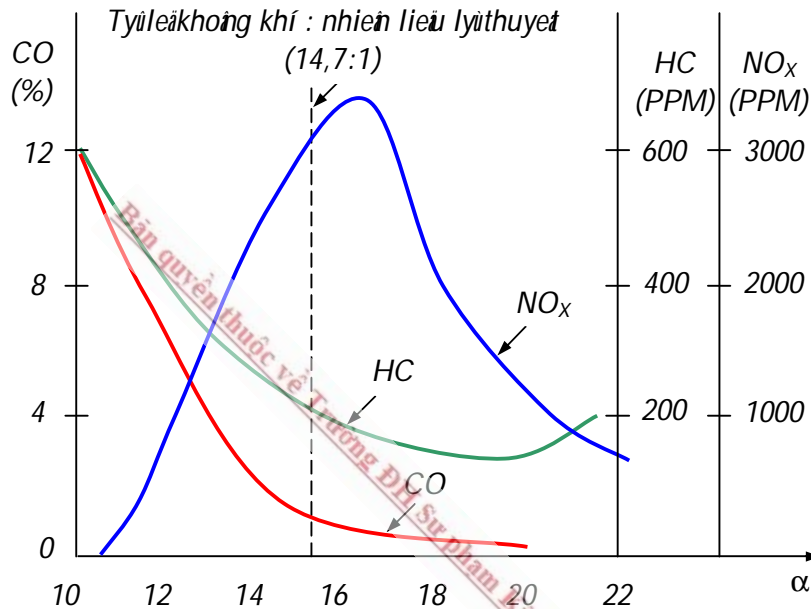
Bảng thống kê các chất gây ô nhiễm không khí:

Chất ô nhiễm	Nguồn gây chính	Tác động chính
CO	- Ô tô chiếm 93% - Các nguồn sinh năng lượng 7%	- Làm cản trở trao đổi oxy trong máu và gây ra ngoài trời CO (nếu nồng độ CO trong không khí từ 30 đến 40 PPM sẽ làm tê liệt hệ thần kinh thính giác và thị giác). - Ở nồng độ 500 PPM hay cao hơn sẽ gây đau đầu. Khí cao hơn nữa có thể gây chết người.
HC	- Ô tô chiếm 57%	- Kích thích thanh bên trong của cơ quan hô hấp. - Một nguyên nhân gây hiện tượng mù quang học. Khối lượng quang học gây cản tầm nhìn, kích thích mắt và là nguyên nhân gây bệnh ung thư và tàn tật.
NO _x	- Ô tô chiếm 39% - Nhà máy, nguồn sinh năng lượng 61%	- Nếu nồng độ NO ₂ trong khí quyển từ 10 ÷ 30 PPM, bắt đầu kích thích mắt, mũi, họng. Nếu từ 30 ÷ 50 PPM có thể gây ho, đau đầu và hại phổi. - Nguyên nhân chính của khối lượng quang học.
SO ₂	- Ô tô (Diesel) 1% - Nhà máy, nguồn sinh năng lượng 99%	- Kích thích các màng nhầy của hệ thống hô hấp và gây viêm phế quản.

IV.6.2. Các yếu tố ảnh hưởng đến sự hình thành các chất ô nhiễm trong quá trình cháy của động cơ đốt trong

Quá trình cháy lý tưởng của hỗn hợp hydrocarbon trong nhiên liệu với không khí sẽ cho ra CO₂, H₂O và N₂. Tuy nhiên, do sự không hoàn hảo của hỗn hợp và các biến đổi hoá lý xảy ra rất phức tạp trong quá trình cháy nên trong khí xả của động cơ đốt trong luôn tồn tại các chất ô nhiễm như đã trình bày ở phần trên.

Một trong những thông số gây ảnh hưởng đến nồng độ các chất ô nhiễm có trong khí xả động cơ là hệ số dư lượng không khí α. Trên (hình 8.59) thể hiện mối quan hệ tính chất hình thành giữa hệ số dư lượng không khí với nồng độ các chất ô nhiễm có trong khí xả động cơ.



Hình 8.59. Biến thiên nồng độ các chất theo hệ số dư lượng không khí α.

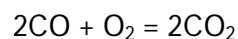
1) Các yếu tố ảnh hưởng đến sự hình thành CO (cacbon monoxit)

Khí CO sinh ra do sự cháy không hoàn toàn của nhiên liệu do thiếu oxy trong buồng cháy (hỗn hợp quá giàu).

Theo lý thuyết, CO sẽ không sinh ra trong trường hợp oxy nhiều hơn lượng lý thuyết (hỗn hợp nhạt), nhưng trên thực tế CO vẫn sinh ra trong môi trường hỗn hợp này. Có các yếu tố ảnh hưởng chính sau:

Anh hưởng của tốc độ phản ứng oxy hoá

Khi quá trình cháy diễn ra, trong xylanh động cơ xảy ra phản ứng oxy hoá giữa cacbon monoxit (CO) và oxy. Sản phẩm của quá trình này là CO₂ theo phương trình phản ứng sau:



Tuy nhiên phản ứng này xảy ra rất chậm và không thể biến tất cả lượng CO còn lại thành CO₂ được. Chính lý do này làm cho CO được sinh ra ngay cả khi hỗn hợp nhạt.

Anh hưởng bởi tính không đồng đều của hỗn hợp

Nhiên liệu vốn không phân phối đồng đều trong lòng xylanh, ngoài ra do sự cháy không đều của hỗn hợp không khí – nhiên liệu trong buồng cháy. Tổng hợp cả hai yếu tố này làm cho lượng CO càng phát sinh ra trong quá trình hình thành hỗn hợp và cả quá trình cháy.

Ảnh hưởng của nhiệt ñoả quanh thanh xylanh

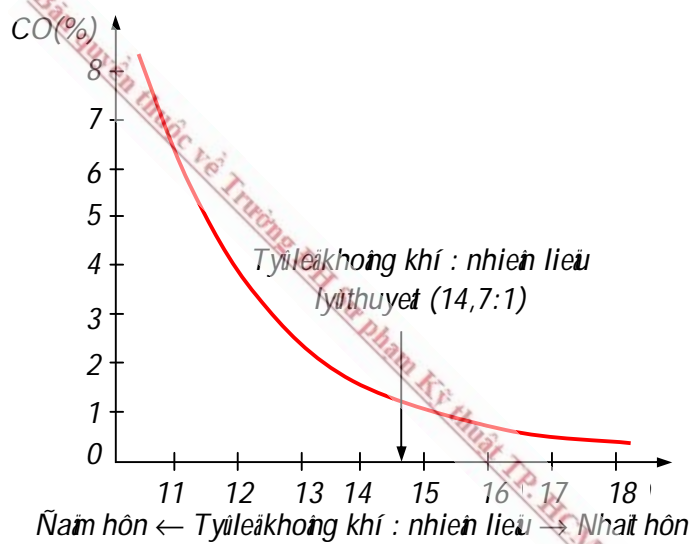
Khi nhiệt ñoả quanh thanh xylanh quaithấp sẽ gây ra sôi đập tắt của ngọn lửa, còinghĩa là nhiệt ñoả không ñuủlớn cho ngọn lửa với tới những khu vực này của xylanh.

Mang lửa sau khi ñổc hình thành và lan truyền khắp buồng cháy, ñến khi gặp phải thanh xylanh, nắp xylanh, năm supap và ñanh piston, nhiệt ñoả của ngọn lửa ñốt ngoài giảm xuống òi những vùng này. Hiện tượng trên làm cho ngọn lửa bị tắt do còisôi tắt nhiệt troóc khi ñổchâm vào các vùng còinhiệt ñoả thấp này, tạo nên các vùng đập tắt. Nhiệt liệu không ñổc cháy trong vùng đập tắt sẽ ñổc thải ra khỏi xylanh trong quaitrình thải.

Ảnh hưởng của tyile không khí : nhiên liệu

Nhìn chung, ñông ñoả CO (theo thể tích) còitrong khí xaiquyết ñình bởi tyile không khí : nhiên liệu. Ñiều này ñổc thể hiện trên ñoả đồ (hình 8.60), chãra quan hệ giữa ñông ñoả CO trong khí xai của một ñông cơ xăng thóc teá giảm khi tăng tyile không khí : nhiên liệu (hoãn hợp càng ñhat).

Ñoả đồ này chãrõ cách tốt nhất ñeá giảm ñông ñoả CO trong khí xai ñông cơ là tạo ra tyile không khí : nhiên liệu cao ñến mức còitheá (tạo hoãn hợp càng ñhat).



Hình 8.60. Mối quan hệ giữa ñông ñoả CO với tyile không khí : nhiên liệu

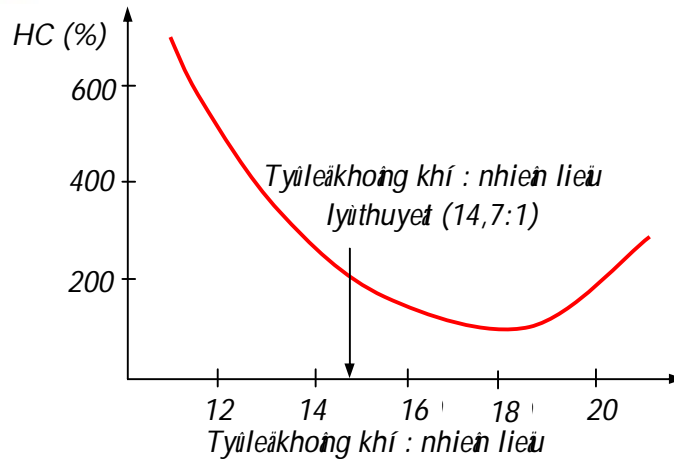
2) Các yếu tố ảnh hưởng ñến sự hình thành HC (hydrocacbon)

Quaitrình hình thành HC ñổc xảy ra do trong buồng cháy ñông cơ khi hơi xăng bị nung ñông bởi nhiệt ñoả cao. Nhiệt liệu bị oxy hoá rất nhanh những quaitrình này xảy ra không hoàn toàn thậm chí còinhiều ñổc không ñổc cháy. Xăng không cháy còn lại trong buồng cháy rồi bay hơi và ñổc quyeá òi ñang hydrocacbon (HC).

Cũng tương tự ñổc CO, trên lý thuyết khi xăng cháy hoàn toàn sẽ không sinh ra HC ñông trên thóc teá HC vẫn tồn tại trong khí xai ñông cơ. Ñiều này còinhiều ñổc ñeá do các yếu tố chính sau:

Ảnh hưởng của tyile ñhiên liệu : không khí

Thóc nghiệm cho thấy ñến một giá trị ñỏ ñổc ñông HC trong khí xai sẽ tăng khi tyile hoãn hợp không khí : nhiên liệu tăng. Ñiều này còinhiều ñổc ñeá do quaitrình cháy ñiến ra không hoàn toàn bởi thiếu oxy. Tuy ñhiên khi hoãn hợp quai ñhat ñông ñoả HC cũng sẽ tăng do khi thiếu ñhiên liệu mang lửa sẽ lan truyền chậm, làm cho ñhiên liệu bị ñảy ra buồng cháy troóc khi ñổcchâm hoàn toàn và xảy ra hiện tượng ñổc ñhiên. Quan hệ giữa ñông ñoả HC trong khí xai và tyile hoãn hợp trên (hình 8.61).



Hình 8.61. Mối quan hệ giữa nồng độ HC với ty lệ không khí : nhiên liệu

Ảnh hưởng của áp suất nén thấp

Khi nòng cơ chạy theo quán tính hay giảm ga, bơm ga nòng hoàn toàn. Trong trường hợp này hầu như không có không khí nạp vào xylanh, chỉ có một lượng nhỏ nhiên liệu hút vào qua mạch tối thiểu của chế hòa khí.

Kết quả là áp suất nén thấp hơn hỗn hợp rất nhiều. Khi áp suất nén thấp và thiếu oxy sẽ gây ra bộ máy dẫn đến hiện tượng cháy không hoàn toàn của nhiên liệu và tạo ra HC trong khí xả

Ảnh hưởng của số trung lập thời điểm nòng mở supap

Trong một khoảng thời gian ngắn các supap nạp và supap thải đều mở (tổng ứng với góc quay trước khi mở góc trung lập). Một lượng nhỏ HC bị hút ra khỏi buồng cháy qua supap thải trước khi nó được đốt cháy. Hiện tượng này gọi là "lọt khí do mở sớm nòng muộn".

Ảnh hưởng của số đập tắt

Khi quá trình cháy diễn ra, nhiệt nòng ngọn lửa bị giảm bớt ngoài tại những vùng đập tắt làm giảm khả năng bắt lửa của hỗn hợp trong vùng này.

Nhiên liệu không cháy hoặc cháy một phần ở những vùng đập tắt được thải ra khỏi xylanh khi piston bắt đầu chuyển nòng lên phía NCT trong quá trình thải.

3) Các yếu tố ảnh hưởng đến sự hình thành các oxit nitơ (NO_x)

Có đến 95% NO_x có trong khí xả nòng cơ là NO, tạo ra trong quá trình cháy theo phương trình:



Sau khi NO kết hợp với O_2 trong không khí tạo ra NO_2 :



Khác với CO và HC, NO_x chỉ xảy ra khi nhiên liệu cháy hoàn toàn và nhiệt nòng cao hơn $1.800^\circ C$. Nếu nhiệt nòng thấp hơn $1.800^\circ C$ thì N_2 sẽ không kết hợp với O_2 để tạo ra NO

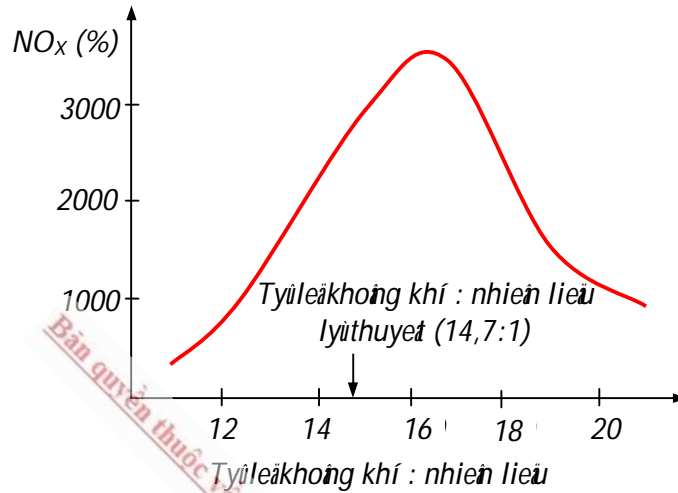
Qua trên ta thấy những yếu tố ảnh hưởng đến nồng độ NO trong khí xả gồm có nhiệt nòng cực đại trong buồng cháy và ty lệ không khí : nhiên liệu.

Chính vì vậy, để giảm lượng NO_x là giảm nhiệt nòng trong buồng cháy xuống dưới $1.800^\circ C$ hoặc giảm thời gian xuất hiện nhiệt nòng cao hay giảm nồng độ oxy trong hỗn hợp.

Ảnh hưởng của tỷ lệ không khí : nhiên liệu

Nồng độ NO_x sinh ra lớn nhất khi tỷ lệ không khí : nhiên liệu khoảng 16 : 1. Nếu tỷ lệ thừa hoặc thiếu lớn hơn hay nhỏ hơn 16 thì nồng độ NO_x sẽ giảm xuống đáng kể (hình 8.62).

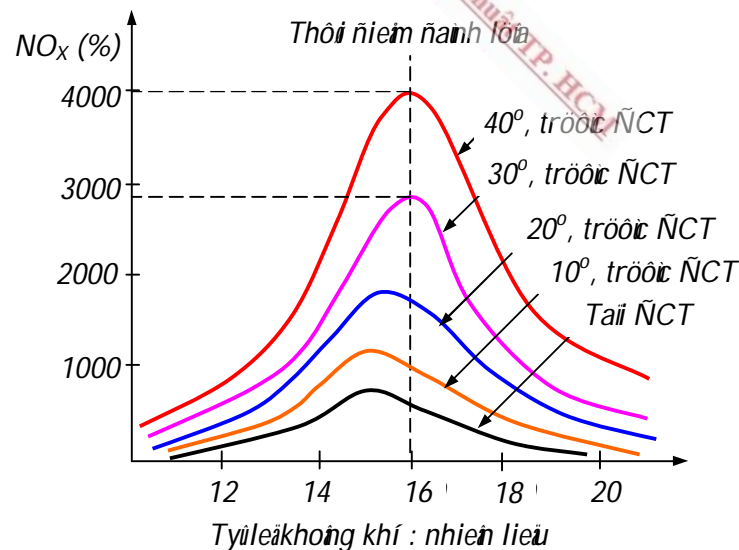
Khi tỷ lệ hỗn hợp nằm, nồng độ NO giảm do nồng độ oxy thấp. Khi tỷ lệ hỗn hợp nhất, nồng độ NO giảm do tốc độ cháy diễn ra chậm làm giảm nhiệt độ trong buồng cháy nhất giải thích được.



Hình 8.62. Mối quan hệ giữa nồng độ NO_x với tỷ lệ không khí : nhiên liệu.

Ảnh hưởng của thời điểm nhả lửa

Nồng độ NO_x sinh ra trong sản phẩm cháy có mối quan hệ chặt chẽ với thời điểm nhả lửa. Bởi vì khi nhả lửa sớm hay muộn sẽ thay đổi nhiệt độ các giai đoạn trong buồng cháy (hình 8.63).



Hình 8.63. Mối quan hệ giữa nồng độ NO_x với tỷ lệ không khí : nhiên liệu

Nồng độ NO_x ở gần tỷ lệ không khí : nhiên liệu lý thuyết cao hơn do nhiệt độ buồng cháy cao khi nhả lửa sớm. Nhờ vậy, thời điểm nhả lửa trễ 10° trước nhả lửa trên nồng độ NO_x là 700 PPM nhưng khi nhả lửa sớm 30° trước nhả lửa trên nồng độ NO_x tăng lên khoảng 2.700 PPM.

IV.6.3. Giới thiệu các hệ thống xử lý ô nhiễm

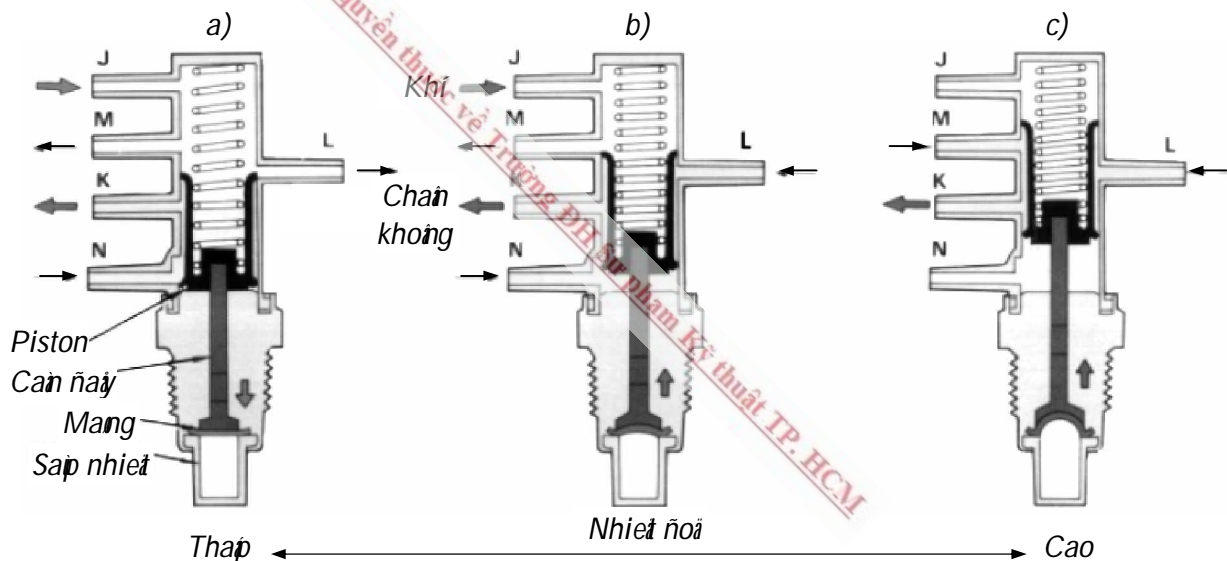
1) Hệ thống tuần hoàn khí thải (EGR – Exhaust Gas Recirculation System)

Công dụng

Hệ thống EGR được dùng để giảm lượng NO_x trong khí thải nhờ quá trình bay ô nhiễm trên, nồng độ NO_x tăng khi tăng ga hay tải lớn vì khi nhiệt độ cao trong buồng cháy sẽ thúc đẩy N_2 tác dụng với O_2 trong không khí. Vì vậy cách tốt nhất để giảm lượng NO_x là giảm nhiệt độ trong buồng cháy.

Trong khí thải có hai thành phần chính là CO_2 và hơi nước (H_2O), chúng là các khí trơ nên không phản ứng với oxy. Hệ thống EGR có công dụng tuần hoàn lại những khí này qua ống góp nạp để giảm nhiệt độ của quá trình cháy. Khi hỗn hợp không khí : nhiên liệu và các khí thải trộn với nhau sẽ làm giảm tỷ lệ hỗn hợp (nhất hỗn) và thêm vào một phần nhiệt lượng do khí xả mang đi. Chính vì vậy nhiệt độ cực đại trong buồng cháy sẽ giảm, do đó làm giảm lượng NO_x .

Hệ thống EGR làm việc nhờ vào bộ phận khiến chân không và van chân không nhiều khiến bằng nhiệt trên (hình 8.64). Van chân không được nhiều khiến bằng một thiết bị nóng môi động chân không từ mạch nạp sang mạch khác phụ thuộc vào nhiệt độ nước làm mát, hoạt động như sau:



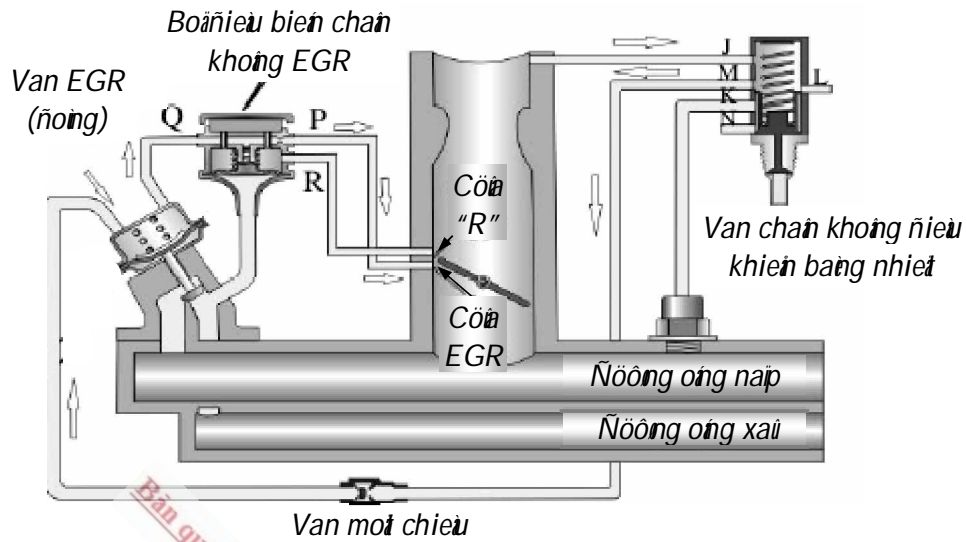
Hình 8.64. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của van chân không nhiều khiến bằng nhiệt.

- Khi nhiệt độ nước làm mát thấp, sáp nhiệt co lại, cho phép lò xo đẩy piston đi xuống phía dưới, hình a. Chân không được cấp vào cửa K còn không khí được cấp vào cửa J. Đồng thời, chân không cũng được cấp vào cửa N cùng thời gian nên không khí được cấp vào hai cửa còn lại là M và L.
- Khi nhiệt độ tăng, sáp nhiệt giãn nở đẩy piston lên. Nó cho phép chân không được cấp vào các cửa L và N (hình b).
- Khi nhiệt độ tăng hơn nữa, piston bị đẩy lên cao hơn, chân không ngừng cấp vào cửa N và thay vào đó cấp cho cửa L và M (hình c).

Nguyên lý hoạt động của hệ thống EGR (dùng cho động cơ 4A-F)

- Khi động cơ lạnh (nhiệt độ nước làm mát dưới 50°C)

Khi nóng cô lạnh, cửa J và M của van chặn không nhiều khiến bằng nhiệt nước nối với nhau nên khí có thể đi từ J nên M qua van. Do đó áp suất khí quyển nước dẫn vào từ cửa J của van qua cửa M và van một chiều nên phần trên của van EGR, gioăng van một chiều nóng (hình 8.65).

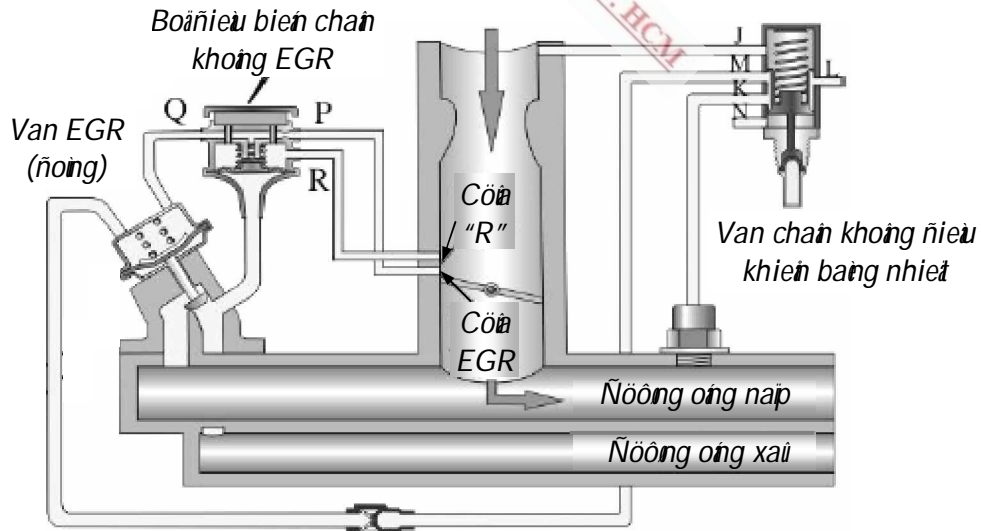


Hình 8.65. Hoạt động của hệ thống EGR khi nóng cô lạnh, nhiệt nước làm mát dưới 50°C .

- Khi nóng cô ấm
- Ø Bơm ga nóng hoàn toàn, nóng cô chảy không tải

Tại thời điểm này, chặn không của ống góp nạp không đi qua nước cửa EGR và cửa "R" của bo nhiệt biến chặn không EGR nên nó chặn không cũng không tác dụng lên van EGR. Vì vậy van vẫn nóng và khí xả không nước tuần hoàn lại.

Hơn nữa do nóng cô ấm (nhiệt nước làm mát trên 56°C), các cửa K và M của van chặn không nhiều khiến bằng nhiệt thông với nhau và nó chặn không ống góp nạp tác dụng lên van một chiều, làm van một chiều nóng (hình 8.66).



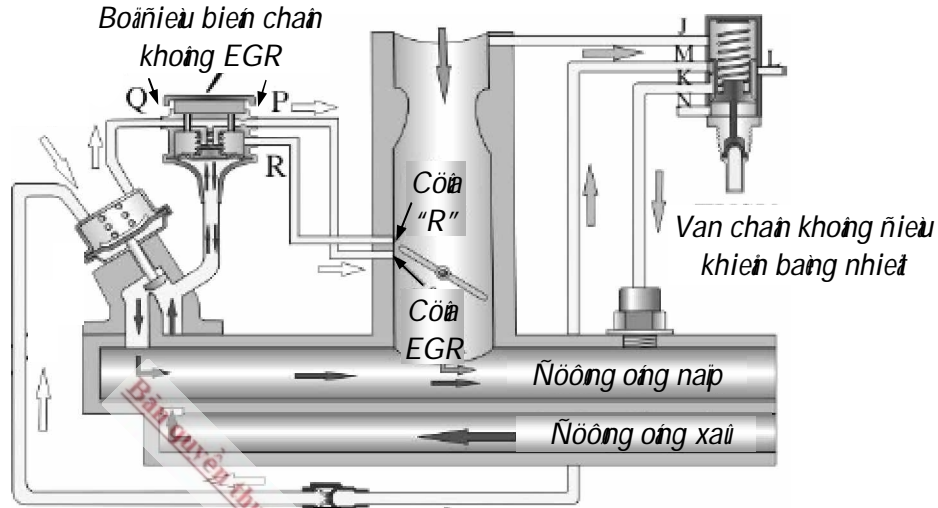
Hình 8.66. Hoạt động của hệ thống EGR khi nóng cô ô nhiễm không tải, bơm ga nóng hoàn.

- Ø Bơm ga ô nhiễm giữa van EGR và cửa "R" của bo nhiệt biến chặn không EGR

Vào lúc này, lọc chặn không tác dụng lên van EGR nước nhiều chảy theo tải bơm bo nhiệt biến

chặn không EGR nhỏ sau: nĩa chặn không tời cửa EGR tác dụng lên cửa P của boănیه biến chặn không trong khi áp suất khí xả tác dụng lên buồng A.

Khi tái nướn nĩa chặn không trong buồng van EGR lớn và áp suất khí xả yếu. Lúc này, không khí sau khi đi qua lọc, nước dẫn vào boănیه biến chặn không EGR nằm giữa cửa P và Q làm cho lọc chặn không tác dụng lên van EGR giảm và van EGR vẫn nướn kín.

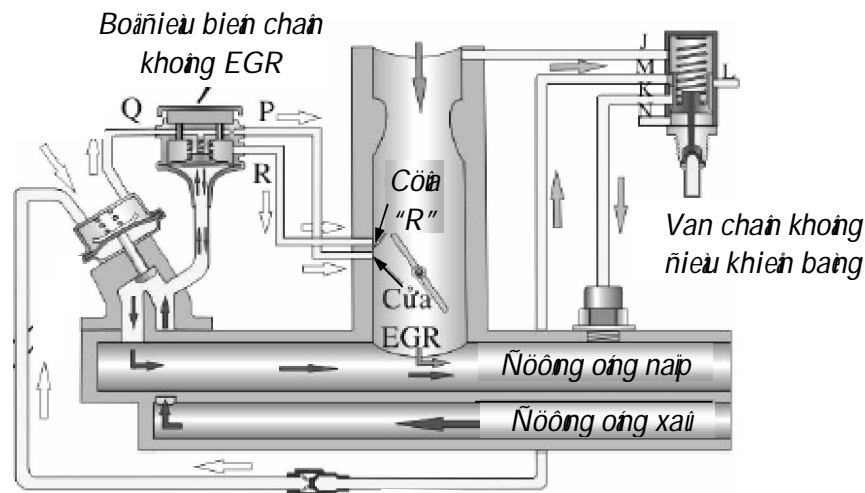


Hình 8.67. Hoạt nیه của hệ thống EGR khi nیه cơ ôitái nیه và tái lớn, bôim ga nằm giữa cửa EGR và cửa R.

Khi tái lớn, nĩa chặn không trong buồng van EGR nhỏ và xả ra qua trình ngồc lại. Lúc này, không khí không nước dẫn vào boănیه biến chặn không EGR nằm giữa cửa P và Q làm cho lọc chặn không tác dụng lên van EGR tăng và van EGR nước mở ra (hình 8.67). Nیه này làm bảo cho lọc khí xả nước tuần hoàn trở lại.

Ø Cửa "R" của boănیه biến chặn không EGR môi bôim ga

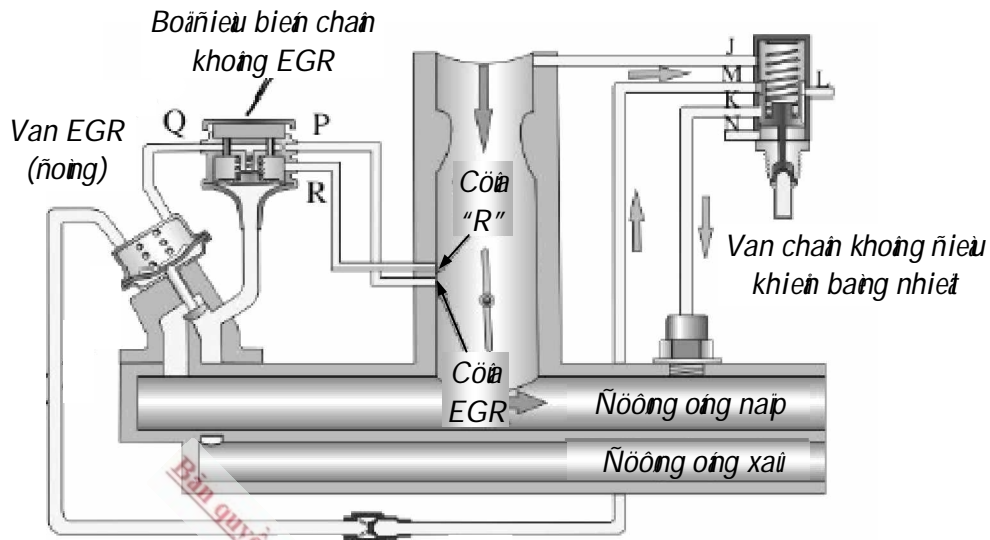
Lúc này nĩa chặn không tời cửa "R" của EGR tác dụng lên cửa R của boănیه biến chặn không, lọc chặn không tác dụng lên van EGR tăng. Nیه này làm tăng nước của van và làm tăng lọc khí xả nước tuần hoàn trở lại.



Hình 8.68. Hoạt nیه của hệ thống EGR khi cửa "R" của van nیه biến chặn không EGR môi bôim ga.

Ø Khí bôim ga môihoan toan

Khi ôitai lôn, do bôim ga môihoan toan nên ñoachân không rất nhỏ, không ñuisôc ñeâmôi van EGR. Khí xâikhoàng ñôic tuan hoan trôilai (hình 8.69).



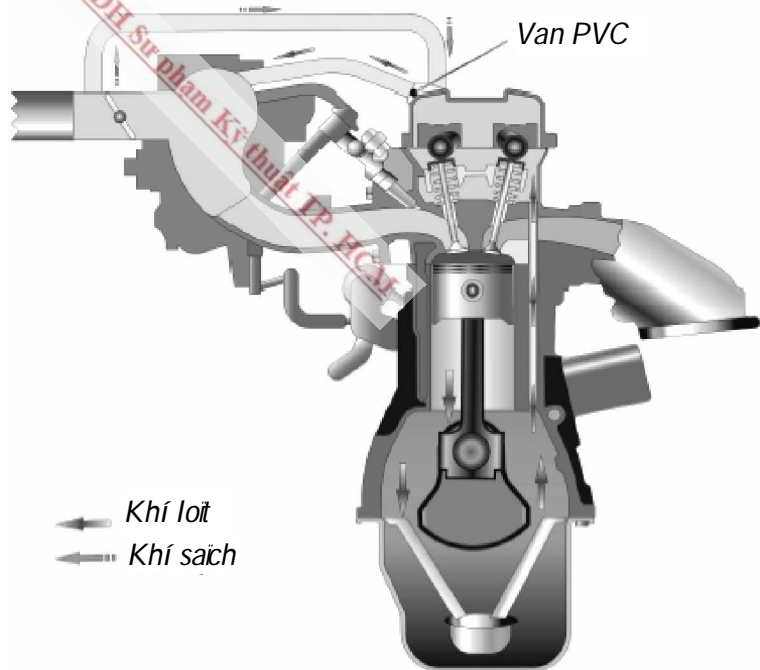
Hình 8.69. Hoạt ñông của hệthống EGR khí bôim ga môihoan toan.

2) Hệthống thông hôi hợp trục khuỷu (PVC – Positive Crankcase Ventilation System)

Coi ñen 70 ñen 80% khí lọt coi trong hộp trục khuỷu là khí không cháy (HC), còn lại từ 20 ñen 30% là các sản phẩm phôi của quátrình cháy. Tại cãinhững chấ này làm giảm chấ lọcing của ñầu bôi trơn, sinh ra cãnhay ăn mòn hộp trục khuỷu.

Ñeãkhac phục hiện tồing này, những xe trôic ñây ñôic gãn một ống khí vào hộp trục khuỷu cho các khí này thoát ra khí quyế. Những hiện này, việc làm này không ñôic cho phép bôi luật bôi veãmôá trôing hiện hành. Những khí lọt này phải ñôic ñãn vềbuồng cháy vàñốt lại.

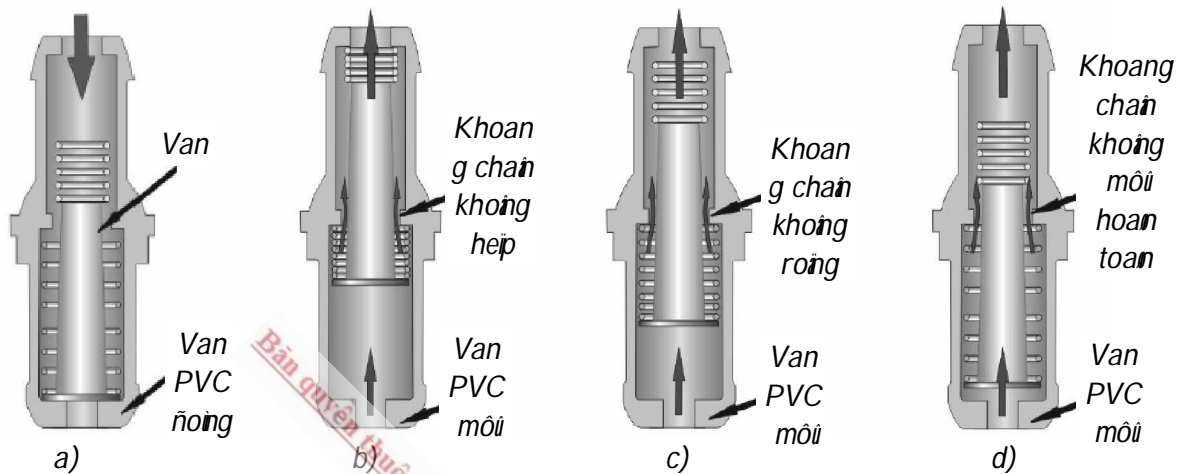
Lôing khí lọt ñôic sinh ra bôi tại (ñoã chân không) hau nhỏ nhiều hôn sinh ra bôi tồ ñoãñông cô. Ñoã chân không ôi ống gộp nạp lôn nhất ôitai nhe (lôing khí lọt nhỏ) và nhỏnhất ôitai ñang (lôing khí lọt lôn), ñieu này cõinghĩa làñoãchân không ôi ống gộp nạp lôn nhất ñeãhuấ lôing khí lọt nhỏnhất vàngôic lại. Vì vậy nếu nạp xy lanh vàống gộp nạp chẽ thông nhau bằng một ống ñôn giản thì van ñeã này sẽkhông ñôic giải quyế hiệu qua (hình 8.70).



Hình 8.70. Vị trí van PVC trên ñông cô.

Chính lý do nòng một van PVC nòng lập giữa hộp trục khuỷu và ống góp nạp nòng thông hơi hộp trục khuỷu nòng thổi dĩa vào nòng chặn không của ống góp nạp, lũng khí lọt sẽ nòng nạp vào xylanh nòng cơ nòng chảy lại. Van PVC hoạt nòng như sau:

- Khi nòng cơ tắt hay chạy ngược: Van nòng do trong lũng bán thân và lũng, (hình 8.102a).
- Khi nòng cơ chạy không tắt hay giảm tốc nòng Do nòng chặn không lớn nên van chuyển nòng lên phía trên, tuy nhiên do khe hơi vẫn còn hẹp nên lũng khí lọt qua van ít, (hình 8.102b).



Hình 8.71. Các chế độ làm việc của van PVC.

- Khi nòng cơ hoạt nòng bình thường: Nòng chặn không bình thường nên nòng chặn không môi rộng, (hình 8.71c).
- Khi tăng tốc hay tải nặng: van PVC vào khoang chặn không môi hoàn toàn, (hình 8.102d).

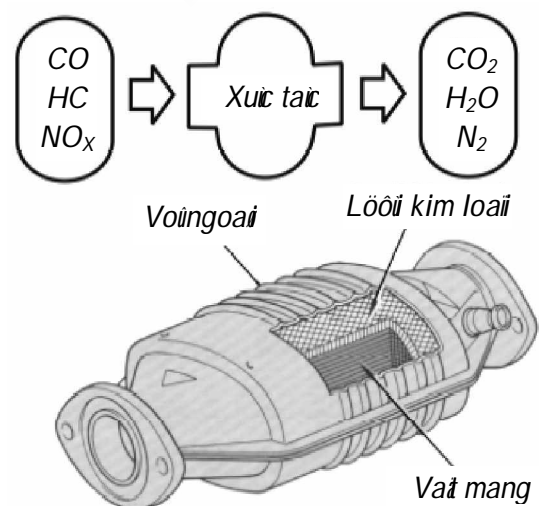
3) Các hệ thống lọc khí xài (Catalytic Converter)

Chất xúc tác là những chất thúc đẩy phản ứng hoá học những bán thân chung không thay nòng về hình dạng, thành phần cứng nòng về khối lũng. Khí HC, CO và NO_x bị nòng nòng với O₂ nên 500°C, thúc đẩy phản ứng hoá học xảy ra. Tuy nhiên, khí cho chung nòng qua chất xúc tác thì phản ứng hoá học sẽ xảy ra biến chung thành các thành phần nòng cho môi trường nòng CO₂, H₂O và N₂.

Có nhiều loại chất xúc tác khác nhau nòng dùng trong bộ lọc khí xài trên ô tô thông dụng là bạch kim, paladi, Esidi, Rodi,... Các chất xúc tác nòng phủ lên bề mặt của rất nhiều vật mang nòng tăng diện tích tiếp xúc với khí xài. Các chất xúc tác sẽ không hoạt nòng hiệu quả trong môi trường nhiệt nòng dưới 400°C và nhiên liệu sôi dùng cho nòng cơ có dung bộ xúc tác phải xài không chỉ.

Có ba loại hệ thống bộ lọc khí xài sau:

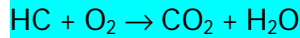
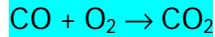
- Hệ thống oxy hoá (CO).
- Hệ thống lọc ba thành phần (TWC).
- Hệ thống ba thành phần & oxy hoá (TWC – CO).



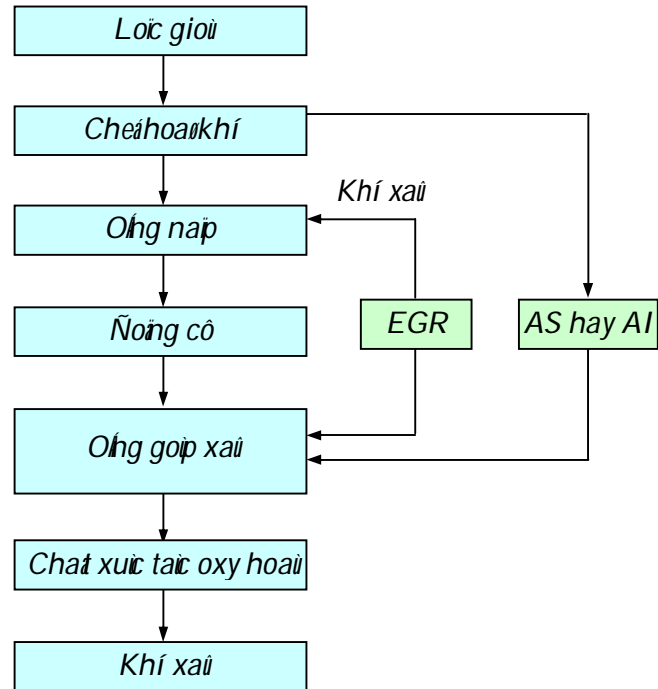
Hình 8.72. Bộ lọc khí xài liên khối.

Hệ thống xúc tác oxy hoá (CO)

Trong hệ thống xúc tác oxy hoá CO và HC phản ứng với oxy tạo thành các chất không ô nhiễm là CO₂ và H₂O, theo phương trình phản ứng sau:



Nếu các chất xúc tác oxy hoá làm việc hiệu quả cần phải có thêm oxy. Nếu làm nóng nhiều nầy, bộ lọc khí xả nóng kết hợp với hệ thống hút không khí (AS) hoặc hệ thống phun không khí (AI) nên bổ sung thêm không khí cho bộ lọc khí xả. Tuy nhiên, loại nầy chỉ giảm một ít NO_x nên khí xả cũng phải nóng tuần hoàn trở lại qua hệ thống EGR nhờ nầy trình bày ở phần trên. Sơ đồ khối hệ thống coi dạng (hình 8.73).

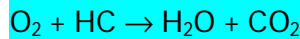
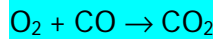
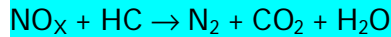
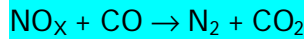


Hình 8.73. Sơ đồ khối hệ thống xúc tác oxy hoá

Hệ thống xúc tác ba thành phần

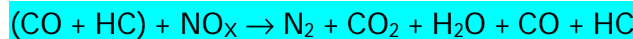
Bộ lọc khí xả ba thành phần là bộ lọc khí xả tốt nhất hiện nay, nó không chỉ biến đổi nóng CO và HC mà cả NO_x thành các chất không ô nhiễm.

NO và O₂ là những chất oxy hoá (những chất có thể tạo ra sôi cháy), CO và HC là những chất khô (chất bị cháy) phản ứng theo phương trình chính sau để tạo ra những chất trung tính (không phản ứng) nhờ: N₂, H₂O và CO₂.

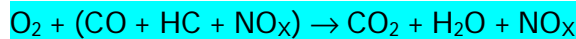


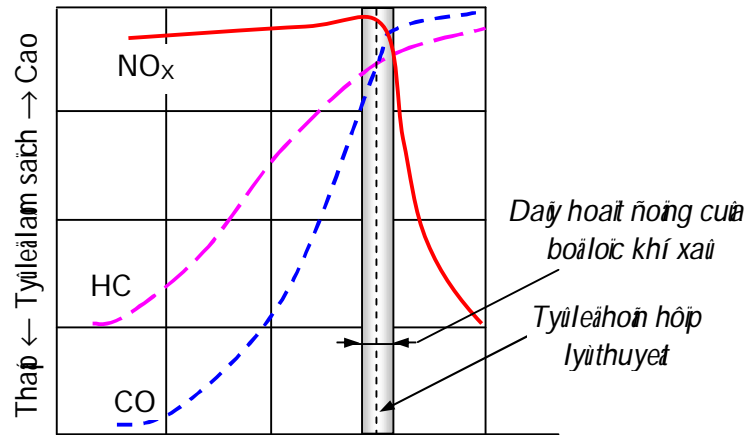
Tuy nhiên, hạn chế của hệ thống nầy là nếu cho phản ứng xảy ra thì tỷ lệ không khí : xăng phải rất gần với tỷ lệ lý thuyết (hình 8.105). Nếu nếm ba nóng nhiều nầy thì sẽ rất nóng tỷ lệ làm sạch rất cao cho cả ba chất gây ô nhiễm nhờ nầy trình bày ở trên.

Một hạn chế khác của bộ lọc nầy là nếu hỗn hợp nếm thì quá trình cháy sẽ cho ra nóng nóng CO và HC trong khí xả cao, sôi khói hoặc của NO_x sẽ xảy ra. Những do thiếu oxy nên CO và HC vẫn còn lại sau phản ứng và bị xả ra ngoài.



Mặc khác khi nếm cháy hỗn hợp nhất sẽ tạo ra nóng nóng oxy trong khí xả cao. Sôi oxy hoá của CO và HC sẽ hiệu quả. Tuy nhiên lúc nầy CO và HC sẽ bị oxy hoá bởi oxy nhanh hơn với NO_x. Vì vậy NO_x vẫn còn lại sau phản ứng và bị xả ra ngoài.





Hình 8.74. Quan hệ giữa tỷ lệ làm sạch NO_x , CO, và HC với tiền buồng lọc.

Ngoài hai loại hệ thống lọc khí xả đã trình bày, trên một số xe còn sử dụng bộ lọc khí xả ba thành phần kết hợp với oxy hoạt động này nước sôi dùng chung trong các loại hệ thống kiểm soát khí xả với bộ lọc khí xả oxy hoạt động kết hợp với bộ lọc khí xả ba thành phần giúp giảm nhiều hơn nữa các chất thải gây ô nhiễm không khí.

Biên soạn thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

Chương 9

TÍNH NĂNG KINH TẾ KỸ THUẬT CỦA NÔNG CÔ NÓI TRONG

I. CÁC THÔNG SỐ NÀNH GIẢI TÍNH NĂNG KINH TẾ – KỸ THUẬT CỦA NÔNG CÔ

I.1. Thông số chế tạo

I.1.1. Áp suất chế tạo trung bình P_i

Áp suất chế tạo trung bình của chu trình công tác là công chế tạo của mỗi nòng và thể tích công tác của xy lanh trong một chu trình.

$$P_i = \frac{L_i}{V_h}, \quad (J/m^3 \text{ hoặc } N/m^2) \quad (9.1)$$

Trong đó L_i – công chế tạo của chu trình (J hoặc N.m)

V_h – thể tích công tác của xy lanh (m^3)

Trong thời gian hoạt động, ngoài áp suất P của môi chất trong xy lanh còn có áp suất khí thể đối cacte cũng luôn luôn tác dụng lên piston theo hướng ngược chiều so với P . Phần lớn các nòng cô, cacte nếu nối thông với khí trời hoặc với không khí qua hệ thống thông gió cacte, vì vậy coi thể coi áp suất khí thể trong cacte bằng áp suất khí trời p_0 .

Nhờ vậy khi piston chuyển động trong xy lanh, hộp lọc khí thể P_{kt} tác dụng đẩy piston trong xy lanh sẽ là

$$F_{kt} = (P - p_0) \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (9.2)$$

Trong đó D – đường kính xy lanh (m)

Hộp lọc khí thể P_{kt} đẩy piston chuyển dịch một vị lượng hành trình dS , sẽ tạo ra vị lượng công dL_i theo biểu thức:

$$dL_i = F_{kt} \cdot dS = (P - p_0) \cdot \frac{\pi D^2}{4} dS = (P - p_0) dV \quad (9.3)$$

Tích phân biểu thức (9.3) theo một chu trình sẽ tìm được công chế tạo của chu trình L_i :

$$L_i = \int_{\text{chutrin}} dL_i = \int_{\text{chutrin}} (P - p_0) dV \quad (9.4)$$

Thay (9.4) vào (9.1) sẽ được:

$$P_i = \frac{1}{V_h} \int_{\text{chu-trinh}} (P - p_0) dV \quad (9.5)$$

Muốn xác định P_i theo (9.5) cần biết hàm $(P - p_0) = f(V)$. Nó chính là đồ thị công của nòng cô 4 kỳ hoặc nòng cô 2 kỳ mà trục hoành là không gian góc với trục tung thì qua giải trừ p_0 .

Tích phân chu trình trong biểu thức (9.5) là tổng tích phân của các quá trình tạo nên chu trình đó. Vì vậy nối với nòng cô bốn kỳ ta có

$$P_i = \frac{1}{V_h} \left[\int_{\text{hut}} (P - p_0) dV + \int_{\text{nen}} (P - p_0) dV + \int_{\text{chay-gianno}} (P - p_0) dV + \int_{\text{xa}} (P - p_0) dV \right] \quad (9.6)$$

Ñoá vôi ñoàng cô hai kyø

$$P_i = \frac{1}{V_h} \left[\int_{\text{nen}} (P - p_o) dV + \int_{\text{chay-gianno}} (P - p_o) dV \right] \quad (9.7)$$

Giải trò của các số hạng trong các biểu thức (9.6) và (9.7) thể hiện qua diện tích trên đồ thị công $P - V$, giữa ñoàng áp suất (P) của các quá trình và ñoàng áp suất khí trời p_o , con dấu của mỗi số hạng lại phụ thuộc vào dấu của hai thừa số $(P - p_o)$ và dV trong số hạng ñó. Nếu hai thừa số trên cùng dấu thì tích phần sẽ có dấu (+), ngược lại khác dấu, tích phần sẽ có dấu (-); $(P - p_o) > 0$ nếu $P > p_o$ và ngược lại, con $dV > 0$ nếu thể tích xylanh tăng và ngược lại.

Mỗi tích phần trong biểu thức (9.6) và (9.7) xác ñịnh số lượng công của mỗi kyø (hút, nén, chạy - giãn ñều và xa).

Do: $\int_{\text{hut}} p_o dV = \int -p_o dV$ và $\int_{\text{chay-gianno}} p_o dV = \int -p_o dV$, nên (9.6) và (9.7) ñộc viết thành:

$$P_i = \frac{1}{V_h} \left[\int_{\text{hut}} PdV + \int_{\text{nen}} PdV + \int_{\text{chay-gianno}} PdV + \int_{\text{xa}} PdV \right] \quad (9.8)$$

và

$$P_i = \frac{1}{V_h} \left[\int_{\text{nen}} PdV + \int_{\text{chay-gianno}} PdV \right] \quad (9.9)$$

Ñồ thị công $P = f(V)$ hoặc $P = f(\varphi)$ (trong ñoù φ là góc quay trục khuỷu) là đồ thiết bị xác ñịnh ñồ thị về ña khi ñoàng cô ñang hoạt ñoàng. Tung ñoà của ñồ thị phản ánh các giải trò của áp suất trong xylanh, con hoành ñoà của ñồ thị là vị trí của ñánh piston hoặc vị trí bán kính quay của trục khuỷu phản ánh thể tích của xylanh hoặc góc quay trục khuỷu φ .

Thực hiện tích phần ñồ thị ñưa theo ñồ thị công và ñưa theo các tích phần trong mỗi vòng của các biểu thức (9.6), (9.8) hoặc (9.7), (9.9) sẽ xác ñịnh ñộc diện tích f , thể hiện công chặ ño của chu trình công tác:

$$f = \Sigma f(+) - \Sigma f(-) \quad (9.10)$$

Trong ñoù $f(+)$ - diện tích công ñồng của chu trình, chiều diện biến thuận chiều kim ñoàng hoà

$f(-)$ - diện tích công âm của chu trình, chiều diện biến ngược chiều kim ñoàng hoà

Nếu tỷ lệ xích tung ñoà (áp suất) là m_p và tỷ lệ xích hoành ñoà (thể tích V) là m_v thì công chặ ño L_i của chu trình sẽ là

$$L_i = f \cdot m_p \cdot m_v, \text{ (MN.m)}$$

Thể tích công tác V_h ñộc xác ñịnh bằng l mm trên ñồ thị với tỷ lệ xích m_v (m^3/mm).

Do ñoù $V_h = l \cdot m_v$ (m^3)

Vì vậy, theo (9.6), (9.8) hoặc (9.7), (9.9) sẽ ñộc: $P_i = \frac{f}{l} m_p$ (9.11)

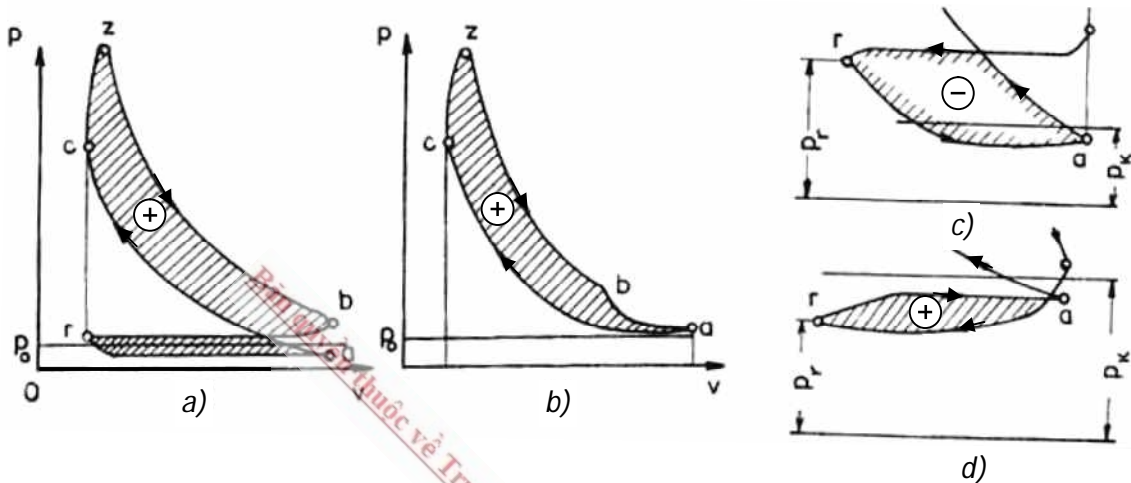
Nếu gọi $h = \frac{f}{l}$ (mm) là chiều cao trung bình của ñồ thị công, thì từ (9.11) có thể ñịnh nghĩa về

P_i ñó sau: áp suất chặ ño trung bình P_i là chiều cao trung bình của ñồ thị công ($P - V$) nhân với tỷ lệ xích tung ñoà của ñồ thị. Biểu thức (9.11) chặ ño ñồng pháp xác ñịnh P_i ñỏ ñồ thị công.

Diện tích đồ thị công của nông cơ bốn kỳ gồm 2 phần:

- Phần diện tích của kỳ nén và kỳ cháy – giãn nở
- Phần diện tích của kỳ hút và kỳ xả

Phần thối nhất là phần chính, tạo nên công động của máy. Phần thối hai là phần phụ, nó có gọi là hành trình “bơm” của piston vì chức năng của phần này là chức năng của một bơm piston, làm nhiệm vụ thay đổi áp suất của chu trình. Công của máy phân thành hai loại là “âm” (nông cơ không tăng áp hoặc tăng áp thấp) hoặc “dương” (với nông cơ tăng áp cao).



Hình 9.1. Đồ thị công P – V của chu trình bốn kỳ

- a) Nông cơ bơm kỳ b) Nông cơ hai kỳ
- c) Đồ thị quá trình nạp thải của nông cơ bơm kỳ không tăng áp;
- d) Đồ thị quá trình nạp thải của nông cơ bơm kỳ tăng áp.

Nhìn chung, công của hành trình bơm thông thường không lớn (trừ trường hợp tăng áp cao) và rất khác nhau theo đồ thị công vì nông nạp và nông xả trên đồ thị gần như trùng nhau. Muốn xác định phần công “bơm” của đồ thị, ngoài đồ thị công kết trên, người ta phải xác định đồ thị công của các hành trình “bơm” với tỷ lệ xích tung hoành lớn hơn, làm cho công việc thực nghiệm trở nên phức tạp hơn. Vì vậy khi xác định áp suất trung bình P_i người ta thường bỏ qua phần công này, coi nó là một phần trong các tổn thất cơ giới của nông cơ.

Dựa trên nguyên tắc ấy, coi thể tích của các kỳ hút và xả của nông cơ 4 kỳ (9.6) và (9.8). Kết quả sẽ làm cho biểu thức xác định P_i của nông cơ bơm kỳ và nông cơ hai kỳ có chung một dạng sau:

$$P_i = \frac{1}{V_h} \left[\int_{\text{nen}} PdV + \int_{\text{chay-gianno}} PdV \right] \quad (9.12)$$

Tích phần thối nhất trong ngoặc coi là trừ âm vì P và dV khác dấu ($P > 0$ và $dV < 0$) còn tích phần thối hai luôn luôn dương vì P và dV cùng dấu ($P > 0$ và $dV > 0$).

Nếu gọi P_{ct} (P_2) là áp suất trung bình theo thể tích của kỳ cháy – giãn nở và P_n (P_1) là áp suất trung bình theo thể tích của kỳ nén, ta sẽ có $\frac{1}{V_h} \int_{\text{chay-gianno}} PdV = P_{ct} = P_2$ (9.13)

$$V_{\text{ao}} \frac{1}{V_h} \int P dV = -P_n = -P_1 \quad (9.14)$$

Thay (9.13) vào (9.14) vào (9.12), ta được:

$$P_i = P_{ct} - P_n = P_2 - P_1 \quad (9.15)$$

Biểu thức (9.15) cho ta một hình minh họa ba vùng áp suất khác nhau trung bình P_i là hiệu số giữa các áp suất trung bình theo thiết kế của kỳ cháy – giảm nôi P_2 và kỳ nén P_1 .

Các năng cơ hiện nay giá trị P_i nằm trong giới hạn sau:

- Năng cơ không tăng áp: $P_i = 0,7 \div 1,2 \text{ MPa}$
- Năng cơ tăng áp có thể đạt $P_i = 3 \text{ MPa}$ hoặc lớn hơn.

1.1.2. Công suất chế tạo N_i

Công do mô chất trong xylanh tạo ra trong một chu trình nôi khác nôi qua nôi quan hệ giữa áp suất và thể tích ($P - V$), vì thế nôi $P - V$ nôi gọi là nôi công và công nôi nôi gọi là công chế tạo của chu trình L_i , khác nôi qua biểu thức sau:

$$L_i = P_i \cdot V_h \quad (9.16)$$

Gọi i là số xylanh của năng cơ, công suất chế tạo N_i của năng cơ sẽ tính nôi như sau:

$$N_i = m \cdot i \cdot L_i = \frac{2n}{\tau} \cdot i \cdot L_i \quad (9.17)$$

Trong nôi n – số vòng quay của trục khuỷu trong 1 giây (vòng/s).

τ – số kỳ của một chu trình (số hành trình của piston trong một chu trình).

m – số chu trình trong 1 giây của 1 xylanh.

Nếu các xylanh năng cơ có thể tích công tác V_h khác nhau (năng cơ chôi V có thể thành trục nôi hoặc năng cơ tác dụng kép) sẽ có công suất chế tạo N_i là

$$N_i = \frac{2n}{\tau} (L_i \cdot i_1 + L_i \cdot i_2 + \dots) \quad (9.18)$$

Thay (9.16) vào (9.18), ta sẽ nôi:
$$N_i = \frac{2}{\tau} P_i \cdot n (V_h \cdot i_1 + V_h \cdot i_2 + \dots) \quad (9.19)$$

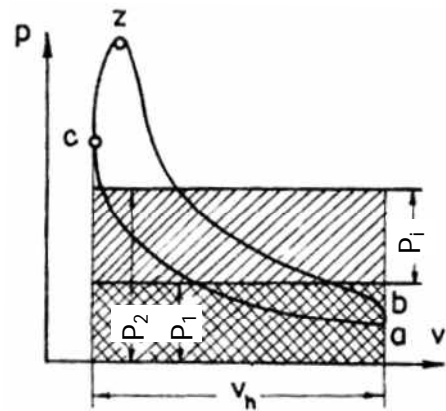
Nếu nôi:
$$V_{h\Sigma} = \sum_{k=1}^n V_{hk} \cdot i_k \quad (9.20)$$

Sẽ nôi:
$$N_i = \frac{2}{\tau} P_i \cdot V_{h\Sigma} \cdot n \quad (9.21)$$

Trong trường hợp thể tích V_h của các xylanh nôi nhỏ nhau thì:
$$V_{h\Sigma} = i \cdot V_h \quad (9.22)$$

Do nôi (9.21) có dạng:
$$N_i = \frac{2}{\tau} P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n$$

Nếu trong các biểu thức (9.21) và (9.22): P_i tính bằng MPa (MN/m²), V_h tính bằng lít (l), n tính bằng vòng/phút, công suất N_i tính bằng kW, sẽ nôi biểu thức sau:
$$N_i = \frac{P_i \cdot V_{h\Sigma} \cdot n}{30\tau} \quad (9.23)$$



Hình 9.2. Áp suất chế tạo trung bình P_i mô tả trên nôi

$$N_i = \frac{P_i V_h i n}{30\tau} \quad (9.24)$$

- Trong ñoù n – số vòng quay trục khuỷu (vòng/phút).
 V_h, V_{hs} – thể tích công tác của mỗi xy lanh và của cả ñộng cơ (lít).
 i – số xy lanh của ñộng cơ.
 P_i – áp suất chặ thờ trung bình (MPa).
 τ – số kỳ của ñộng cơ, ñộng cơ 4 kỳ $\tau = 4$, ñộng cơ 2 kỳ $\tau = 2$.

1.1.3. Hiệu suất chặ thờ η_i

Tính kinh tế của chu trình thốc tế ñược thể hiện qua hai thông số hiệu suất chặ thờ η_i và suất tiêu hao nhiên liệu chặ thờ g_i .

Hiệu suất chặ thờ là tỷ số giữa phần nhiệt lượng ñược chuyển thành công chặ thờ với nhiệt lượng cấp cho ñộng cơ do nhiên liệu ñốt cháy trong xylem tạo ra trong một thời gian.

$$\eta_i = \frac{1}{G_{nl} Q_{tk}} \quad (9.25)$$

- Trong ñoù G_{nl} – lượng nhiên liệu tiêu hao trong 1 giây (kg/s).
 Q_{tk} – nhiệt trị thấp của 1 kg nhiên liệu (J/kg).

1.1.4. Suất tiêu hao nhiên liệu chặ thờ g_i

Là lượng nhiên liệu tiêu hao trong 1 giây ứng với 1 ñơn vị công suất chặ thờ.

$$g_i = \frac{G_{nl}}{N_i} \text{ (kg/W.s)} \quad (9.26)$$

- Trong ñoù N_i – công suất chặ thờ (W).

1.2. Các thông số có ích

1.2.1. Công suất có ích N_e

Công suất có ích của ñộng cơ ñược phát ra tại trục khuỷu ñể ñiều khiển máy công tác. Công suất có ích N_e nhỏ hơn công suất chặ thờ N_i . Hiệu của chúng là công suất toàn hao có giới N_m dùng ñể khắc phục mọi lực cản trong ñối ñộng cơ khi máy hoạt ñộng. Mọi quan hệ giữa N_e, N_i và N_m như sau:

$$N_e = N_i - N_m \text{ (kW)} \quad (9.28)$$

Tỷ số giữa N_e và N_i ñược gọi là hiệu suất có giới η_m , thể hiện số phần năng lượng trong công suất chặ thờ N_i ñược chuyển thành công có ích N_e :

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (9.29)$$

Hiệu suất có giới η_m của các loại ñộng cơ ñốt trong hiện nay nằm trong giới hạn:

$$\eta_m = 0,63 \div 0,93$$

Giả P_e là áp suất có ích trung bình, thì giữa P_e và P_i có mối liên hệ sau:

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad (9.30)$$

Từ (9.29) ta có:
$$N_e = \eta_m \cdot N_1 = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau} \text{ (kW)} \quad (9.31)$$

Công suất có ích N_e phụ thuộc vào tải (P_e) và tốc độ (n) của động cơ. Tốc độ của động cơ không cố định và phụ thuộc vào tải. Công suất quy định cho động cơ để tránh ảnh hưởng xấu tới sức bền, nhiệt độ và tuổi thọ của động cơ. Số vòng quay quy định n_{qn} (vòng/phút), được chọn theo nhiều kiến thức và kinh nghiệm. Khi hoạt động, động cơ có thể chạy ở các tốc độ khác nhau trong phạm vi từ n_{min} đến n_{qn} tùy thuộc vào vị trí của cơ cấu nhiều khi.

Ở số vòng quay quy định công suất có ích N_e của động cơ có thể thay đổi từ $N_e = 0$ đến N_{eqn} . Công suất quy định N_{eqn} phụ thuộc vào nhiều kiến thức.

Tỷ số giữa công suất của động cơ so với công suất quy định (được chọn là 100%) được gọi là công suất tổng tải và được tính theo phần trăm của công suất quy định. Nếu công suất tổng tải vượt quá 100% thì chế độ làm việc này được gọi là chế độ quá tải. Thông thường chế độ quá tải không được vượt quá 110% (tức phần quá tải không quá 10%). Nếu sử dụng lâu dài ở tải lớn thì cần kiểm tra chế độ quá tải.

1.2.2. Mômen có ích M_e

Mômen M_e ở đầu trục khuỷu động cơ được xác định như trên bảng thời gian mômen M_e và công suất có ích N_e có mối liên hệ sau :

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e \cdot 60}{2\pi n} \approx 9.55 \frac{N_e}{n} \text{ (N.m)} \quad (9.32)$$

Trong đó N_e – công suất có ích (W)
 n – số vòng quay động cơ (vòng/phút).

1.2.3. Hiệu suất có ích η_e và suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e

Hiệu suất có ích η_e là tỷ số giữa nhiệt lượng chuyển thành công có ích chia cho nhiệt lượng cấp cho động cơ, do nhiên liệu đốt cháy bên trong xylanh tạo ra, hai loại nhiệt lượng trên cần được xác định trong cùng một khoảng thời gian.

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{nl} \cdot Q_{tk}} \quad (9.33)$$

Trong đó G_{nl} – lượng nhiên liệu tiêu hao trong 1 giây (kg/s).
 Q_{tk} – nhiệt trị thấp của 1 kg nhiên liệu (J/kg).

Trong thực tế thí nghiệm động cơ, lượng tiêu hao nhiên liệu (G_{nl}) thông thường đo bằng số kilogram trong 1 giờ và công suất theo kilowatt (kW). Do đó suất tiêu hao nhiên liệu thông thường xác định theo gam:

$$g_e = \frac{G_{nl}}{N_e} \cdot 10^3 \text{ (g/kW.h)} \quad (9.34)$$

1.3. Công suất lít của động cơ

Công suất lít N_L là tỷ số giữa công suất quy định và tổng thể tích công tác ($V_{h\Sigma} = V_h \cdot i$) của động cơ:
$$N_L = \frac{N_e}{V_{h \cdot i}} \text{ (kW/l)}$$

Thay (9.31) vào biểu thức trên ta có:
$$N_L = \frac{P_e \cdot n}{30 \cdot \tau} \text{ (kW/l)}$$

Thông số N_L và P_e phản ánh công suất và momen quy về 1 lít thể tích công tác của nông cơ. Trong nội P_e phản ánh mức độ công hoạt động (lường nhiên liệu cấp cho chu trình) còn N_L phản ánh mức độ công hoạt động và vận tốc của nông cơ.

Các trị số η_i , η_e , g_i và g_e của các loại nông cơ hiện nay làm việc ở chế độ ổn định mức độ thể hiện trên bên dưới.

Các chỉ tiêu kinh tế các loại nông cơ

Loại nông cơ	η_i	η_e	g_i (g/kW.h)	g_e (g/kW.h)
Nông cơ xăng	0,28 ÷ 0,39	0,25 ÷ 0,33	245 ÷ 300	300 ÷ 325
Nông cơ Diesel cao tốc	0,42 ÷ 0,55	0,35 ÷ 0,40	175 ÷ 205	217 ÷ 238
Nông cơ gas	0,28 ÷ 0,38	0,23 ÷ 0,28	--	--

1.4. Xác định nông kính xylanh, hành trình piston và thể tích công tác trên nông cơ

1.4.1. Thể tích công tác

Thể tích công tác của nông cơ được xác định qua biểu thức:

$$V_h = \frac{30 \cdot N_e \cdot \tau}{P_e \cdot i \cdot n} \quad (\text{m}^3) \quad (9.35)$$

Trong nội N_e – công suất công tác của nông cơ (kW).

τ – số kỳ của nông cơ, nông cơ 2 kỳ $\tau = 2$ và nông cơ 4 kỳ $\tau = 4$.

P_e – áp suất công tác trung bình (MPa).

i – số xylanh của nông cơ.

n – tốc độ nông cơ (vòng/phút).

1.4.2. Nông kính xylanh

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \left(\frac{S}{D}\right)}} \quad (9.36)$$

Trong nội D – nông kính của xylanh nông cơ.

S – hành trình của piston (m).

Tỷ số S/D được xác định tùy theo loại nông cơ.

Loại nông cơ	S/D
Nông cơ xăng chổi V	0,75 ÷ 1,10
Nông cơ xăng thẳng hàng	0,85 ÷ 1,20
Nông cơ Diesel chổi V	0,90 ÷ 1,40
Nông cơ Diesel thẳng hàng	1,00 ÷ 1,45

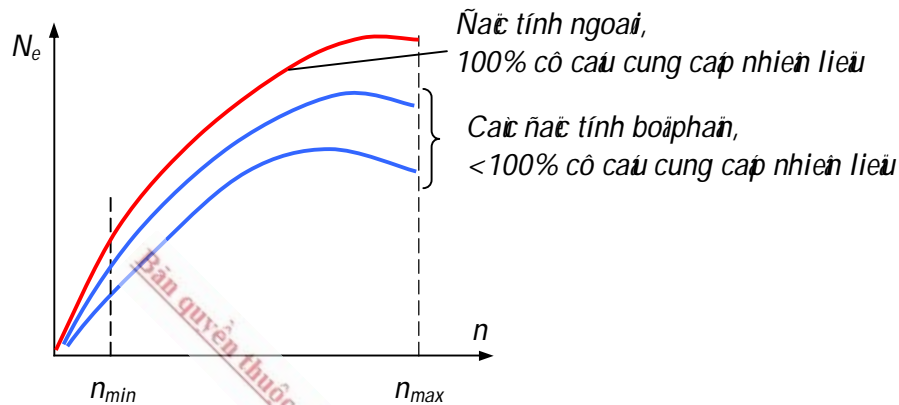
1.4.3. Hành trình của piston

Hành trình của piston được xác định qua biểu thức: $S = \frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot D^2} \quad (9.37)$

II. XÂY DỰNG NÔNG NẮC TÍNH TỐC ĐỘ NÔNG CÔ

Nông tính tốc độ của nông cơ là hàm số thể hiện biến thiên của các đặc trưng công tác chính (công suất công ích, momen công ích, suất tiêu hao nhiên liệu công ích,...) theo các đặc trưng công tác khác của nông cơ (tốc độ nông cơ), khi giới cấu cung cấp nhiên liệu ômô và vị trí quy định. Các nông tính của nông cơ được xác định bằng thực nghiệm trên băng thử nông cơ.

Người ta dùng nông tính để phân giải các đặc trưng kỹ thuật của nông cơ, hoạt động trong các điều kiện khác nhau. Các nông tính sử dụng nhiều nhất trong nông cơ gồm có nông tính tốc độ nông tính tải, nông tính không tải, nông tính tổng hợp,...



Hình 9.3. Nông tính tốc độ của nông cơ.

II.1. Nông nông tính tốc độ ngoài và tốc độ bộ phận của nông cơ xăng

Muốn phân tích nông tính của nông cơ cần lập mối quan hệ toán học giữa các đặc trưng kinh tế kỹ thuật của nông cơ, như công suất công ích N_e , momen công ích M_e , áp suất công ích trung bình P_e , suất tiêu hao nhiên liệu công ích g_e , lưu lượng nhiên liệu G_{nl} với các thông số của chu trình nhờ: $\eta_v, \eta_i, \eta_m, \alpha, \dots$

$$N_e = A_1 \cdot \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot n \cdot \rho_k \quad (\text{kW}) \quad (8.38)$$

$$P_e = A_2 \cdot \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \rho_k \quad (\text{MPa}) \quad (8.39)$$

$$M_e = A_3 \cdot \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \rho_k \quad (\text{N.m}) \quad (8.40)$$

$$g_e = A_4 \cdot \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_m} \quad (\text{g/kW.h}) \quad (8.41)$$

$$G_{nl} = A_5 \cdot \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot n \quad (\text{kg/h}) \quad (8.42)$$

Trong đó n – tốc độ nông cơ (vòng/phút).

η_m – hiệu suất cơ giới ($\eta_m = 0,63 \div 0,93$).

η_i – suất tiêu hao nhiên liệu chất lỏng.

η_v – hệ số nạp.

α – hệ số độ loãng không khí.

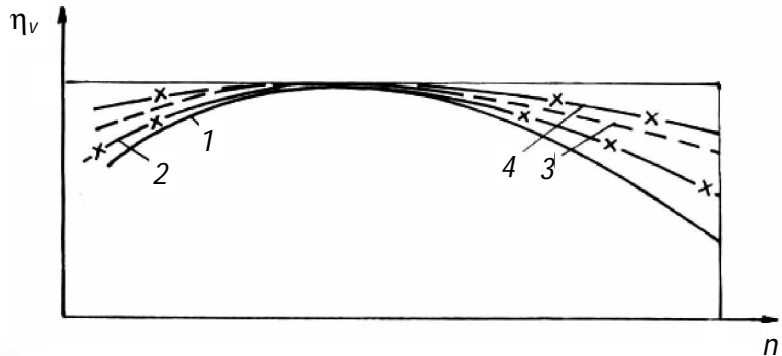
ρ_k – khối lượng riêng của không khí phía trước buồng ga (kg/m^3).

A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 – các hằng số

11.1.1. Nồng độ tính ngoài của nồng độ xăng

Nói với nồng độ xăng dung bố chế hoá khí, khi môi 100% buồng ga các hàm $N_e = f(n)$, $P_e = f(n)$, $M_e = f(n)$, $g_e = f(n)$, $G_{nl} = f(n)$,... phụ thuộc vào số thay đổi của η_v , η_m , ρ_k theo tốc độ nồng độ n hoặc gọi là tính ngoài. Khi buồng ga nằm ở vị trí nhồi hỗn 100% hoặc gọi là tính bố phân.

Biến thiên của η_v khi nồng độ chạy theo các tính ngoài phụ thuộc số thay đổi của tốc độ dòng khí qua supap nạp, pha phản phối của các supap vào môi buồng ga. Càng tăng tốc độ dòng khí qua supap nạp và supap thải thì hệ số nạp η_v càng thấp. Nhiều nơi nồng độ với nồng độ không tăng áp cũng nhỏ nồng độ tăng áp. Trong vùng tốc độ thấp cũng xảy ra hiện tượng giảm của η_v theo mức độ giảm tốc độ vì lúc ấy pha phản phối thời kỳ không còn phù hợp với tốc độ của nồng độ lúc nhồi



Hình 9.4. Khuyết hướng biến thiên của η_v theo tốc độ.

1,3 – nồng độ xăng và diesel không tăng áp;

2,4 – nồng độ xăng và diesel tăng áp.

Lúc cần trên nồng độ nạp của nồng độ Diesel hỗn nhồi hỗn so với nồng độ xăng, vì vậy các tính ngoài về η_v của nồng độ xăng hỗn nhồi so với η_v của nồng độ Diesel.

Nói với các loại nồng độ đốt cháy cưỡng bức, khi chuyển sang các tính bố phân phải nồng độ buồng ga nhồi hỗn, nhồi hỗn tăng lúc cần nói với nồng độ nạp. Vì vậy mối quan hệ giữa các tính ngoài của nồng độ và tốc độ nồng độ n. Có thể xác định gần đúng mối quan hệ trên như sau:

Giữa hệ số nạp η_v và chênh lệch Δp_g trên nồng độ phía sau buồng ga nói với mỗi nồng độ có thể dùng hàm tuyến tính sau:

$$\eta_v = a - b \cdot \Delta p_g \quad (9.43)$$

Trong đó a, b – là các hằng số thực nghiệm.

Lưu lượng khối lượng trong mỗi giây của không khí đi qua tiết diện lưu thông ở buồng ga f_g :

$$G_k = \mu_g f_g \sqrt{p_k \rho_k} \cdot \Psi \quad (9.44)$$

$$\Psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_g}{p_k} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_g}{p_k} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Trong đó μ_g – hệ số lưu lượng qua buồng ga;

f_g – tiết diện lưu thông qua buồng ga (m^2)

p_g – áp suất không khí phía sau buồng ga.

p_k, ρ_k – áp suất (Pa) và khối lượng riêng (kg/m^3) của không khí trước buồng ga.

Nếu không có không tăng áp hoặc không có tăng áp nhưng máy nén đặt phía sau buồng đốt thì $p_k = p_0$ và $\rho_k = \rho_0$.

Lưu lượng G_k của không khí

$$G_k = \frac{\eta_v \cdot V_h \cdot i \cdot n}{120} \rho_k \quad (9.45)$$

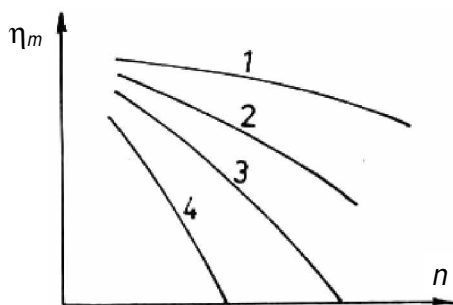
Từ các biểu thức (9.44) và (9.45), tìm được: $\eta_v = \frac{120 \mu_g f_g \sqrt{p_k \rho_k} \cdot \psi}{V_h \cdot i \cdot n \cdot \rho_k}$

Khi không khí tăng nhiệt độ theo nhiệt độ tính ngoài thì hệ số độ loãng không khí α sẽ giảm khi giảm n . Nhiệt độ tính ngoài α vẫn tiếp tục duy trì khi chuyển sang các nhiệt độ tính nội phân. Tuy nhiên, khi nhiệt độ tính ngoài tăng thì độ loãng không khí giảm do đó nhiệt độ tính ngoài cần kiểm soát.

11.1.2. Nhiệt độ tính nội phân của không khí

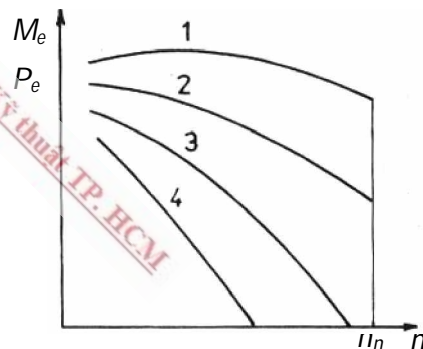
Nhiệt độ tính nội phân của không khí tăng đồng thời với các vị trí không khí trong buồng đốt, sẽ làm giảm hệ số nạp η_v qua đó giảm áp suất chế tạo trung bình P_i . Khi không khí trong buồng đốt càng giảm nhanh, khi tăng tốc độ không khí n nếu buồng đốt càng nhỏ thì áp suất toàn phần của nó trung bình sẽ tăng có thể tính toán $(\frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \rho_k)$ sẽ giảm và càng giảm nhanh nếu không khí trong buồng đốt.

Khi càng không khí trong buồng đốt, η_m càng giảm nhanh. Khi tăng tốc độ không khí n , nếu buồng đốt càng nhỏ thì áp suất chế tạo trung bình sẽ giảm nhanh và có thể đạt tới mức làm cho $\eta_m = 0$. Vì vậy mối quan hệ giữa η_m và tốc độ không khí các vị trí trong buồng đốt khác nhau có dạng như (hình 9.5).



Hình 9.5. Biến thiên của η_m theo tốc độ n của động cơ xăng.

- 1 – môi trường 100%;
- 2, 3, 4 – các vị trí trong buồng đốt.



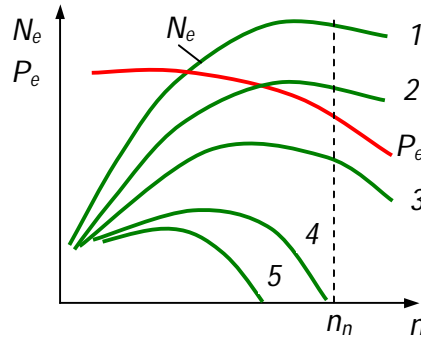
Hình 9.6. Biến thiên của P_e và M_e theo tốc độ quay của động cơ xăng.

- 1 – nhiệt độ tính ngoài;
- 2, 3, 4 – các nhiệt độ tính nội phân.

Không khí tăng nhiệt độ tính ngoài do η_v và η_m giảm khi tăng n nên P_e giảm theo và càng giảm nhanh khi không khí trong buồng đốt càng nhỏ. Khi không khí trong buồng đốt nhỏ và tăng n thì $P_e = 0$, tức là không khí không thể xuất hiện tại $n < n_n$ (n_n – số vòng quay đồng với công suất thiết kế) (hình 9.6).

Không khí trong buồng đốt dùng để đốt nhiên liệu khi cháy ở các nhiệt độ tính nội phân nếu trên buồng đốt không khí thì nhiệt độ tính ngoài sẽ thấp hơn so với nhiệt độ tính ngoài, vì lúc này các η_i và η_m đều giảm. Nếu nhiệt độ tính ngoài tăng trên buồng đốt không khí khi cháy ở các nhiệt độ tính ngoài với tốc độ quay buồng đốt khoảng 20 ÷ 30% thì η_e sẽ cao hơn so với nhiệt độ tính ngoài. Suất tiêu hao nhiên liệu g_e tỷ lệ nghịch với $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$

Nói với các tính toán của công suất theo công suất cơ N_e . Công suất ngoài của động cơ tăng theo công suất cơ N_e . Công suất ngoài P_e của động cơ tăng theo công suất cơ N_e cho đến khi đạt tới một giá trị nhất định rồi giảm đi. Với mỗi công suất ngoài P_e nhất định, $N_e = 0$ xuất hiện ngay trong giới hạn biến thiên của n (hình 9.7).



Hình 9.6. Các tính toán của công suất dung chế tạo khí.

1 – các tính toán.

2, 3, 4, 5 – các tính toán.

Công suất N_e tăng theo mỗi tăng của tốc độ quay n khi ảnh hưởng của việc tăng n lớn hơn ảnh hưởng của việc giảm P_e . Nhờ vậy sau khi tới một tốc độ nhất định nếu một công suất P_e trở nên bằng rồi lớn hơn so với mỗi tăng của n thì tốc độ n tối ưu nhất của chế tạo $N_{e,max}$. Ở công suất, tốc độ tổng cộng với $N_{e,max}$ thường nhỏ hơn n_n .

11.2. Những tính toán của công suất ngoài và công suất của động cơ Diesel

Những tính toán của công suất cơ của động cơ tổng cộng với tổng số vòng quay của động cơ là các tính toán. Do công suất cơ của động cơ Diesel theo số vòng quay còn phụ thuộc vào vị trí tay lái nên nhiên liệu cấp cho chu trình, nên các tính toán cũng phụ thuộc vào số vị trí tay lái nên phân tích các tính toán của động cơ Diesel, ta dùng các biểu thức sau:

$$N_e = C_1 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot n \quad (kW) \quad (8.38)$$

$$P_e = C_2 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad (MPa) \quad (8.39)$$

$$M_e = C_3 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad (N.m) \quad (8.40)$$

$$g_e = A_4 \cdot \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_m} \quad (g/kW.h) \quad (8.41)$$

$$G_{nl} = C_5 \cdot g_{ct} \cdot n \quad (kg/h) \quad (8.42)$$

Trong đó n – tốc độ quay (vòng/phút).

η_m – hiệu suất cơ giới ($\eta_m = 0,63 \div 0,93$).

η_i – suất tiêu hao nhiên liệu chế tạo.

g_{ct} – lượng nhiên liệu cấp cho chu trình (kg/chu trình).

C_1, C_2, C_3, A_4, C_5 – các hằng số

11.2.1. Những tính toán của công suất ngoài của động cơ Diesel

Những tính toán của động cơ Diesel có các loại sau:

- Các tính toán của các tính toán của công suất ngoài N_e, P_e, M_e nếu biết giá trị cơ bản tại

- Mọi số vòng quay n , khi điều trị cốt lõi của thanh răng bơm cao áp. Các tính này chế tạo được khi khảo nghiệm động cơ trên băng thử trên thực tế không xảy ra.
- Các tính toán bố phân các hàm số biểu diễn quan hệ giữa các thông số N_e , P_e , M_e theo tốc độ động cơ khi điều hành trình giảm dần của cấu trúc cung cấp nhiên liệu.
- Các tính ngoài theo công suất thiết kế là các tính toán trong nội bộ cấu trúc nhiều khi điều trị điều kiện vận hành công suất thiết kế tại số vòng quay thiết kế.
- Các tính giới hạn bơm cao áp là các tính ngoài mà thay nhiều khi bơm cao áp điều kiện giới hạn lớn nhất.
- Các tính nhớt bôi trơn là các tính toán trong nội bộ với mọi giới hạn tốc độ động cơ n , cấu trúc nhiều khi bơm cao áp nếu điều kiện vận hành bôi trơn nhớt trong khí xả.

Hiệu suất chế tạo η_i của động cơ Diesel khi chạy theo các tính ngoài phụ thuộc hệ số điều chỉnh không khí α , tỷ số tăng áp suất khi chạy λ , khối lượng riêng của không khí nạp vào động cơ ρ_k và tốc độ quay của động cơ. Ảnh hưởng của biến thiên tốc độ quay và khối lượng riêng của không khí ρ_k nên η_i thường không nhiều, mà chủ yếu chúng gây ảnh hưởng tới α và tỷ số tăng áp khi chạy.

Động cơ Diesel không tăng áp, hệ số nạp η_v hồi tăng khi giảm tốc độ quay. Lượng nhiên liệu cấp cho chu trình của bơm cao áp lại hồi tăng khi tăng tốc độ quay do tăng tiết lưu và giảm tổn thất. Sơ biến động của η_v và g_{ct} khi thay đổi n làm cho α hồi giảm khi tăng tốc độ quay, qua đó ảnh hưởng xấu tới quá trình chạy. Lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct} bị giảm khi giảm n sẽ kéo theo giảm P_i , gây ảnh hưởng xấu tới các tính toán. Người ta dùng cấu trúc các biệt đặt trên bơm cao áp để hiệu chỉnh các tính toán của bơm.

Động cơ Diesel tăng áp, sẽ thay đổi của khối lượng không khí nạp vào động cơ con phụ thuộc khối lượng riêng của không khí ρ_k . Khi giảm tốc độ quay, giá trị của ρ_k sẽ giảm càng nhanh nếu P_k đủ chế tạo nên một lượng lớn. Vì vậy động cơ Diesel tăng áp sẽ làm tăng α khi tăng n . Con tỷ số tăng áp suất khi chạy λ sẽ tăng khi giảm n vì lúc này sẽ làm tăng thời gian chạy trên thực tế nên chế tạo ra rằng nếu áp suất P_k càng giảm mạnh khi giảm n sẽ làm cho λ tăng càng nhiều. Ảnh hưởng tổng hợp của α và λ khi động cơ Diesel chạy theo các tính ngoài như sau: η_i sẽ tăng khi tăng n nhưng tỷ số $\frac{\eta_i}{\alpha}$ sẽ giảm.

Khi chọn bơm cao áp cho động cơ Diesel, thông số một lượng điều chỉnh để điều chỉnh hệ số điều chỉnh dung lượng một loại bơm cho các động cơ Diesel có một số điều chỉnh khác nhau về công suất và hệ số bù trở về giảm g_{ct} do mòn piston xy lanh bơm cao áp gây ra. Nếu không có biện pháp các biệt, khi nạp chất ga có thể làm tăng g_{ct} tới mức làm cho nhiên liệu chảy không hết. Do đó trên bơm cao áp phải đặt vít hạn chế vận hành lớn nhất của thanh răng bơm cao áp.

Như vậy, công suất và áp suất có ích trung bình lớn nhất của động cơ Diesel trong sử dụng thực tế phụ thuộc vào vận hành chế tạo của thanh răng bơm cao áp. Tất cả các thông số các tính toán khác khi giới hạn vận hành của cấu trúc nhiều khi bơm cao áp nên công suất động cơ thấp hơn so với các tính toán kết cấu trên nước gọi là các tính bố phân.

11.2.2. Các tính bố phân của động cơ Diesel

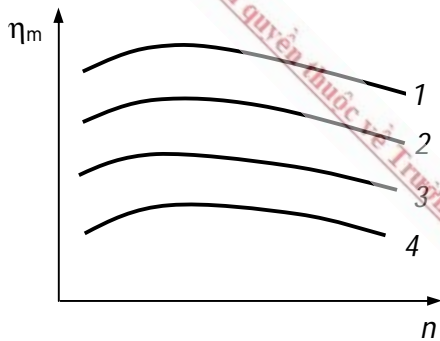
Các tính bố phân của động cơ Diesel không tăng áp với các vận hành khác nhau của cấu trúc nhiều khi thanh răng bơm cao áp có dạng tổng hợp tới nhờ các tính ngoài. Ở các tính bố phân với g_{ct} nhỏ hơn so với các tính ngoài sẽ làm cho mọi chất môi nước máy nóng ít hơn, như vậy làm tăng khối lượng mọi chất nạp vào xy lanh. Do đó giảm g_{ct} sẽ làm tăng η_i chút ít. Các tính bố phân của η_i cũng thể hiện trên các tính bố phân của động cơ tăng áp dẫn động cơ khí.

Nông cơ Diesel tăng áp tua bin khí khi chuyển sang chế tính bộ phận sẽ làm giảm nhiệt độ và tốc độ dòng khí xả do đó làm giảm áp suất và số lượng không khí do máy nén cấp cho nông cơ, vì vậy sẽ làm cho α tăng chậm khi chuyển sang chế tính bộ phận. Ngoài ra, nếu P_k càng cao thì chế tính ngoài nói tới g_{ct} càng lớn, khi chuyển sang chế tính bộ phận g_{ct} giảm càng nhiều sẽ làm giảm chất lượng phun và hình thành hoá khí. Do đó hiệu suất sẽ giảm η_i khi chạy với g_{ct} nhỏ.

Hệ thống nhiên liệu của nông cơ Diesel hiện nay đã giải quyết thay đổi quy luật cung cấp nhiên liệu trong một phạm vi tốc độ vòng quay giải quyết thay đổi chế độ làm việc của bơm cao áp. Do đó áp suất trung bình khi chạy ở chế tính bộ phận có thể tăng lên nếu nếu khi tăng tốc độ. Với nông cơ Diesel tăng áp tua bin khí khi chạy ở chế tính bộ phận với g_{ct} tổng nói nhỏ sẽ làm cho P_i giảm nhanh khi giảm n .

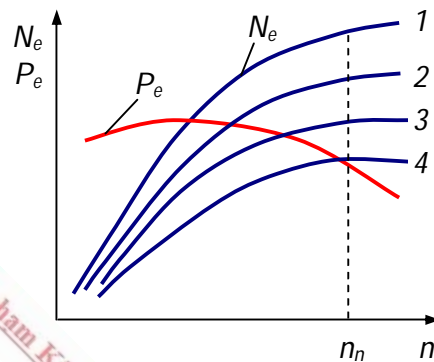
$$\eta_m = 1 - \frac{a + b \cdot \overline{C_m}}{A_2 \frac{\eta_v}{\alpha} \eta_i \cdot \rho_k}$$

Biểu thức trên cho phép cho phép đưa ra kết luận: $\eta_m = f(n)$ là một đường cong hồi lõm, càng giảm g_{ct} giá trị của η_v càng giảm và η_m càng giảm nhiều ở khu vực n nhỏ.



Hình 9.7. Biến thiên của η_m theo tốc độ của nông cơ Diesel.

- 1 – cấp nhiên liệu lớn nhất;
- 2, 3, 4 – cấp một phần nhiên liệu.



Hình 9.8. Chế tính tốc độ của nông cơ Diesel.

- 1 – chế tính ngoài.
- 2, 3, 4 – các chế tính bộ phận.

Trong nông cơ Diesel dùng bơm cao áp do g_{ct} tăng khi tăng n nên P_e cũng có dạng tổng tới nhỏ trên không giảm ít hơn so với nông cơ xăng khi tăng n . Khi chuyển sang các chế tính bộ phận, quy luật biến thiên của η_e vẫn tổng tới nhỏ chế tính ngoài. Do tăng hệ số độ loãng không khí α nên η_i có thể tăng chút ít. Trong khi đó hiệu suất cơ giới η_m lại giảm so với η_m của chế tính ngoài. Do η_m giảm nhanh hơn so với mức tăng của η_i , nên hiệu suất cơ giới η_e trên các chế tính bộ phận nhỏ hơn so với chế tính ngoài. Hiệu suất cơ giới η_e giảm nhiều khi chạy ở chế tính bộ phận có g_{ct} nhỏ vì lúc ấy do chất lượng phun kém gây ảnh hưởng xấu tới η_i .

11.3. So sánh nông cơ chế tính tốc độ ngoài nông cơ xăng và nông cơ Diesel

Nông cơ chế tính tốc độ ngoài nông cơ Diesel và nông cơ chế tính tốc độ ngoài nông cơ xăng dung chế độ khác nhau ở những điểm sau:

- Ở nông cơ xăng dung chế độ hoá khí, nếu nông cơ dung chế độ bơm ga sẽ làm cho áp suất cơ giới trung bình trên các chế tính bộ phận giảm càng nhanh khi tăng tốc độ của nông cơ n . Chế độ công suất cực đại N_{emax} chuyển dần về phía n nhỏ và tồn tại các chế độ không tải tại các tốc độ nhỏ hơn tốc độ hình thành n_n .

- Khi chạy ở tải tính ngoài, chế độ làm việc của động cơ xăng dung chế độ khí ổn định hỗn hợp với động cơ Diesel và phạm vi ổn định vận tốc lớn hơn hỗn hợp với động cơ Diesel.
- Khi chuyển tải tính ngoài sang tải tính bộ phận, tính ổn định của động cơ xăng dung chế độ khí tăng dần, còn động cơ Diesel hầu như không đổi.
- Ở động cơ Diesel dung bơm cao áp, khi giảm dần vận tốc nhiều khi đến thành răng bơm cao áp qua rồi giảm g_{ct} và làm cho $n_{đông}$ P_e chuyển dịch xuống phía bên dưới hầu như theo các khoảng cách đều nhau. $N_{đông}$ công suất N_e có dạng các công suất phát tải có toai nhỏ không có $N_{e_{max}}$ và không thể xuất hiện chế độ không tải tại $n < n_n$.
- $N_{đông}$ tải tính tốc độ động cơ Diesel ít đổi hơn động cơ xăng.
- Tải tính bộ phận của động cơ Diesel theo N_e , ổn định và vận tốc của nó nhiều khi đến bơm cao áp, $N_{đông}$ tải tính N_e đều không có trục hoành trong phạm vi tốc độ sử dụng.

11.4. Các biện pháp cải thiện động tải tính của động cơ

Bởi vì mômen tải thừa với áp suất có ích trung bình P_e nên khi tải tính ổn định của động cơ có thể dùng tải tính tốc độ theo P_e . Do vậy muốn nâng cao tính ổn định và chế độ làm việc của động cơ cần phải cho P_e giảm dần khi tăng tốc độ của động cơ.

Người ta dùng hệ số thích ứng K để đánh giá tính ổn định của động cơ khi chạy theo tải tính ngoài. Nó là tỷ số giữa mômen cực đại $M_{e_{max}}$ (hoặc $P_{e_{max}}$) trên tải tính ngoài và M_{en} (hoặc P_{en}) tổng ứng với tốc độ ổn định n_n của động cơ: $K = \frac{M_{e_{max}}}{M_{en}} = \frac{P_{e_{max}}}{P_{en}}$.

- Động cơ xăng dung chế độ khí: $K = 1,25 \div 1,35$.
- Động cơ Diesel có $K = 1,05 \div 1,15$.

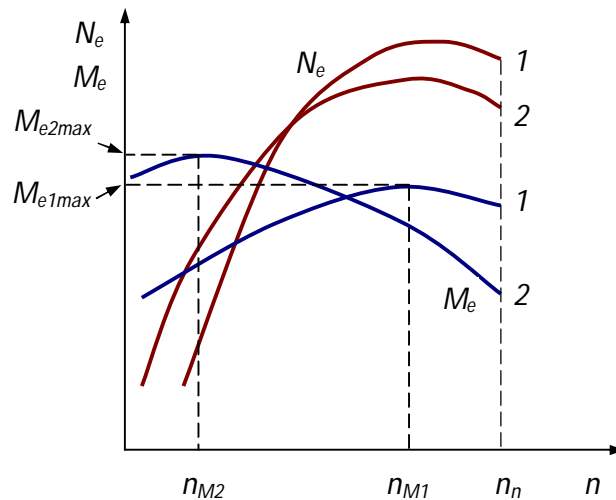
Ngoài hệ số thích ứng K , phạm vi tốc độ ổn định của động cơ còn được tải tính bằng hệ số tải tính K_t .

- Động cơ xăng dung chế độ khí: $K_t = 0,45 \div 0,55$.
- Động cơ Diesel có $K_t = 0,55 \div 0,70$.

Tải tính sử dụng động cơ đốt trong có thể hoàn thiện bằng cách tăng hệ số thích ứng K và giảm hệ số tải tính K_t . Nói với động cơ ở tải tính trong phạm vi tốc độ (từ $0,5n_n$ đến n_n) khi chạy theo tải tính ngoài thì công suất động cơ không thay đổi ($N_e = \text{const}$), có nghĩa là phải làm sao cho M_e tỷ lệ nghịch với tốc độ của động cơ.

Nếu hoàn thiện hoàn thiện tải tính của động cơ đốt trong có thể dùng các biện pháp sau:

- Sử dụng hệ số tổng khí động trên động cơ nạp tải tính hoàn thiện các quá trình nạp, thải trong vùng tốc độ tổng ứng với $M_{e_{max}}$.
- Phối phối lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct} phù hợp với biến thiên của khối lượng khí nạp vào xy lanh khi chạy ở tải tính tốc độ.
- Thay đổi tổng ứng áp suất P_k của không khí (trên động cơ Diesel) hoặc không khí (trên động cơ xăng).
- Thay đổi pha phối khí thích hợp, bởi vậy làm giảm tải tính làm thay đổi K và K_t của động cơ xăng dung chế độ khí. Chính vì vậy, một tốc độ động cơ ứng với một pha phối khí tốt nhất nên mômen động cơ đạt giá trị cực đại $M_{e_{max}}$ tại tốc độ nhỏ khi môi trường 100% bổ sung ga.



Hình 9.9. Năng suất của nòng cơ xăng dung chế hòa khí với các pha phối khí khác nhau.

- 1 – năng suất thu được khi pha phối khí tối ưu tại tốc nòng thấp.
- 2 – năng suất thu được khi pha phối khí tối ưu ở tốc nòng cao (sai với n_n).

11.5. Năng suất nòng xăng

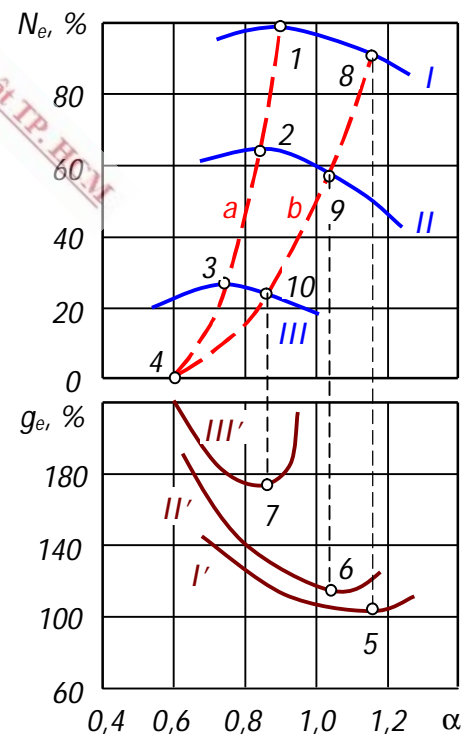
Khi thử nghiệm hoặc nòng xăng nòng cơ phải dung năng suất nòng xăng, ngoài giúp chúng ta nòng xăng nòng cơ nòng chính xác. Năng suất nòng xăng bao gồm: ảnh hưởng của nòng xăng góc nòng lòi sôm hoặc phun sôm, nòng xăng thành phần hoả khí (hoặc hệ số độ lòi không khí α), áp suất hoặc nòng đại thời gian cấp nòng liệu hoặc nòng nòng làm mát và tính kinh tế của nòng cơ.

11.5.1. Nòng năng suất nòng xăng theo thành phần hỗn hợp công tác

Quy luật thay nòng thành phần tối ưu của hoả khí nòng xác nòng qua năng suất nòng xăng thành phần hoả khí. Năng suất này thể hiện số biến thiên của các đặc tính kinh tế kỹ thuật của nòng cơ theo hệ số độ lòi không khí α khi giới không nòng tốc nòng nòng cơ và vị trí bôim ga (hình 9.10).

Treân nòng thò: tung nòng là công suất nòng cơ N_e và suất tiêu hao nòng liệu g_e , hoành nòng là hệ số độ lòi không khí α . Các nòng I – I' là kết quả khi thử nghiệm khi môi bôim ga 100%. Các nòng II – II' và III – III' tương ứng với các vị trí bôim ga nòng đại. Qua nòng thò ta coi nòng xét sau:

- Với $n = \text{const}$, ôi mọi vị trí bôim ga giá trị của α tương ứng với công suất cực nòng (các nòng 1, 2, 3) nếu nòng hòng những nòng coi suất tiêu hao nòng liệu nòng nhất (các nòng 5, 6, 7, 8, 9).
- Ôi mọi vị trí bôim ga, các nòng nòng công suất cực nòng nếu coi $\alpha < 1$.
- Càng nòng nòng bôim ga, α của nòng coi công



Hình 9.10. Các năng suất nòng xăng thành phần hoả khí.

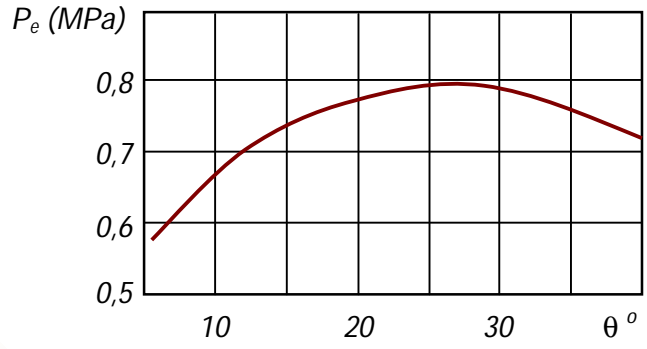
suất cốc nối căng giảm.

- Khi môi trường 100% bơm ga, suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất xuất hiện tại $\alpha \approx 1,1$. Càng nghèo hơn môi trường và trị suất hiện g_{emin} càng chuyển về hướng giảm của α , khi không bơm ga gần kín giá trị g_{emin} tổng ứng với $\alpha < 1$.

Từ kết quả trên ta có khí không bơm ga nhỏ dần, muốn có công suất cốc nối căng (N_{emax}) cũng nhỏ muốn có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (g_{emin}) nếu phải làm cho hoạt động năm lên. Tuy theo công dụng và nhiều điều kiện hoạt động trên động cơ mà thích hiện việc điều chỉnh nếu N_e và g_e biến thiên theo thành phần hoạt động α hoặc sát với những điều kiện thành phần hoạt động của công suất cốc nối căng (những a) hoặc sát với những điều kiện thành phần hoạt động của suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (những b).

11.5.2. Những đặc tính công suất theo góc nhai lửa sớm – góc phun sớm

Những đặc tính nhiều chế độ góc phun sớm hay nhai lửa sớm là nó thể hiện mối quan hệ giữa P_e , N_e , hoặc g_e tổng ứng với góc nhai lửa sớm (trên động cơ xăng) hay góc phun sớm (trên động cơ Diesel) khi góc không nói tới những công thức.



Hình 9.11. Những đặc tính nhiều chế độ góc phun sớm $\omega_{lin} = 1.800 \text{ vòng/phút}$ và toàn tải.

Trên hình 9.11 giới thiệu những đặc tính nhiều chế độ góc phun sớm của động cơ bốn kỳ $\omega_{lin} = 1.800 \text{ vòng/phút}$ và chạy toàn tải. Giá trị cốc nối căng của áp suất có ích trung bình (P_{emax}) tổng ứng với giá trị cốc tiêu của suất tiêu hao nhiên liệu có ích (g_{emin}).

11.6. Những đặc tính tải

Các động cơ dẫn động máy phát điện, máy nén, bơm nước,... phải nạp ứng với một chế độ công tác và khi thay đổi tải của máy công tác, tốc độ động cơ chế độ thay đổi trong một phạm vi rất hẹp. Vì vậy chất lượng hoạt động của các động cơ này chế độ nhai lửa theo những đặc tính khi không thay đổi tốc độ động cơ. Những đặc tính này gọi là những đặc tính tải.

Trên những chế độ của những đặc tính tải, hoạt động nhỏ nhất một trong các thông số thể hiện tải của động cơ, con trung số là các chế độ công tác của động cơ. Ngoài ra có thể dùng công suất N_e , mômen có ích M_e , hoặc áp suất có ích trung bình P_e làm thông số để trình bày cho tải. Thông dụng giá trị tổng tải của các thông số so với giá trị tổng ứng ở chế độ nhai lửa nhỏ (hoặc so với giá trị trên những đặc tính ngoài, tải số vòng quay tổng ứng) thay cho giá trị tuyệt đối của thông số nhỏ.

Thông số chính những đặc tính kinh tế về chế độ hoạt động của động cơ là suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e . Trên những chế độ có thể thêm các thông số bổ sung: suất tiêu hao nhiên liệu chế độ g_i , hiệu suất có ích η_e , hiệu suất công thức η_m , lưu lượng nhiên liệu G_{nl} . Ngoài với động cơ tăng áp thông số thêm các thông số suất tiêu hao không khí, hiệu suất tua bin, máy nén và bộ tua bin máy nén, tốc độ rotor, thông số của van vào và van ra của tua bin, thông số của không khí hoặc hoạt động tải của van vào và van ra của máy nén ... Nếu những đặc tính chế độ xác định trong những điều kiện không nhai lửa biến đổi khác $n = \text{const}$, mỗi chế độ của những đặc tính chế độ nhỏ ở chế độ nhai lửa nhỏ một số những chế độ khi nhai lửa chế độ có thể thêm quan hệ giữa tốc độ nhai lửa.

Khi động cơ chạy theo những đặc tính tải, nhận tải công suất từ bên ngoài thì chu trình công tác là lưu lượng nhiên liệu hoặc hoạt động cấp cho xylanh trong mỗi chu trình. Trong động cơ Diesel chế độ chế độ

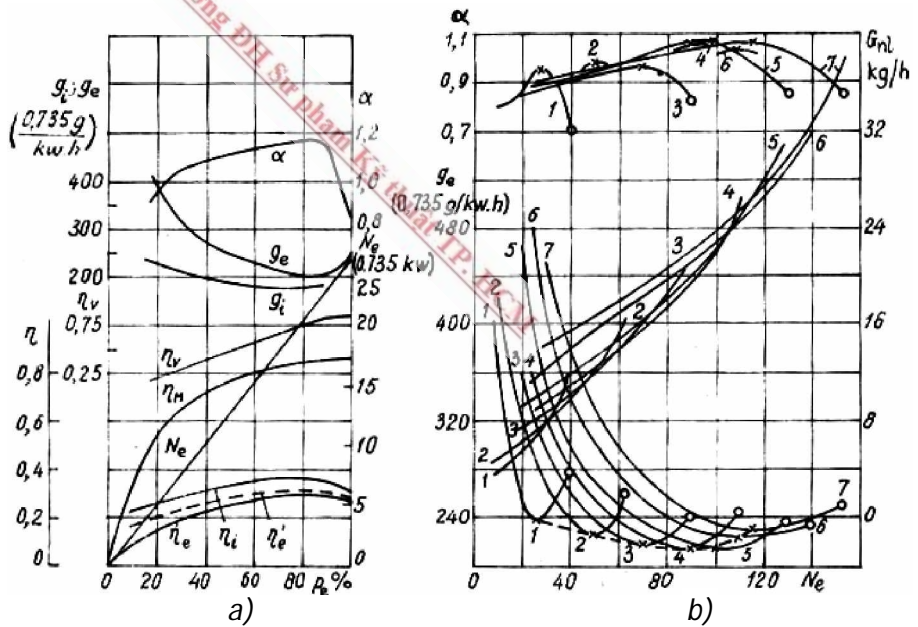
hiện nhờ thay đổi điều kiện của thời gian cấp nhiên liệu, trong nhiều trường hợp còn làm thay đổi cấu tạo và chất lượng phun nhiên liệu. Trong nông cơ tăng áp tua bin khí còn thay đổi số lượng và trạng thái không khí hoặc hoặc khí nạp vào nông cơ, do đó làm thay đổi dòng không khí α và nhiều kiến hình thành hoặc khí. Vì vậy làm thay đổi quá trình hoạt động của nông cơ tua bin và máy nén (nếu máy nén nối với tua bin trong bộ tua bin tăng áp), do đó làm thay đổi công suất và suất tiêu hao nhiên liệu khi nông cơ chạy theo các tính tải.

Nông cơ xăng khi chạy theo các tính tải cần tăng hoặc giảm số lượng hoặc khí nạp vào nông cơ. Khi nông cơ bơm ga sẽ làm tăng hoặc số khí sót vào do đó làm thay đổi nhiều kiến thức hiện tại trình công tác, công suất và tính kinh tế của nông cơ. Suất tiêu hao nhiên liệu g_e thay đổi theo biểu thức: $g_e = \frac{1}{Q_{tk} \cdot \eta_i \cdot \eta_m}$. Ở chế độ không tải $N_e = 0$ và $\eta_m = 0$, nên $g_e = \infty$. Tăng tải khi giới $n = \text{const}$ sẽ làm tăng η_m (cả nông cơ xăng và nông cơ Diesel), do đó g_e giảm dần. Tuy nhiên g_e của nông cơ Diesel giảm chậm hơn so với máy xăng vì η_i của nông cơ Diesel giảm chậm hơn so với mức tăng của η_m , còn η_i và η_m của máy xăng đều tăng.

Suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất $g_{e\min}$ xuất hiện ở vị trí tải tổng ứng với giá trị cực đại của $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$. Trong nông cơ xăng và nông cơ ga nếu hoặc khí nạp nhiều hơn theo thành phần tiết kiệm thì η_i sẽ tăng khi tăng tải vì lúc ấy làm tăng α , chất lượng chạy tốt hơn. Vì vậy $g_{e\min}$ sẽ xuất hiện ở vị trí toàn tải. Nếu trong bộ chế hoặc khí hoặc bộ hoặc trộn có hệ thống làm lạnh thì khi môi trường hệ bơm ga sẽ làm cho hoặc khí lạnh lên. Kết quả sẽ làm công suất tăng nhanh nhưng lại làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu g_e .

Hình 9.12 giới thiệu các tính toán của nông cơ xăng dung trên đồ thị MZMA-407 và Zill-130.

Hệ số nạp nông cơ MZMA (hình 9.12a) giảm từ 0,8 (toàn tải) đến 0,21 (khi công suất tải 20%), lúc ấy hiệu suất cơ khí η_m giảm từ 0,87 xuống 0,54. Do thay đổi α làm cho η_i thay đổi theo. Vì vậy g_e đạt cực tiểu ở $N_e = 0,85N_{en}$. Ngoài nông cơ công $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$ trên đồ thị còn thêm nông cơ $\eta_e' = \eta_i \cdot \eta_m'$, trong đó η_m' là hiệu suất cơ khí không tính đến tổn thất của quá trình thay đổi mô chất (quá trình bơm). Từ hai nông cơ η_e và η_e' thấy rằng càng nông cơ bơm ga, số khác biệt giữa η_e và η_e' càng lớn, chứng tỏ công suất tiêu hao cho quá trình bơm lúc nào càng lớn.



Hình 9.12. Các tính toán của nông cơ.

a) Nông cơ MZMA – 407 $\omega_n = 2000$ v/p; b) Zill – 130;

1 – n = 800 vg/ph; 2 – n = 1200 vg/ph; 3 – n = 1600 vg/ph;

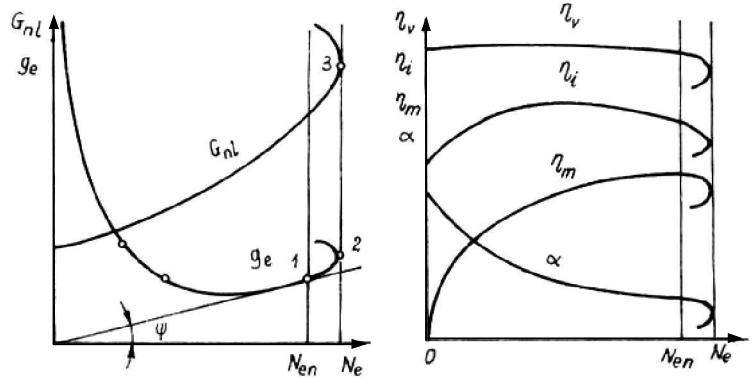
4 – n = 2000 vg/ph; 5 – n = 2400 vg/ph;

6 – n = 2600 vg/ph; 7 – n = 3200 vg/ph.

Các dấu trên hình 9.12b là các điểm nằm trên các tính ngoài. Suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất xuất hiện tại vị trí có hệ số độ loãng không khí α lớn nhất. Nông suất là nông nội các điểm có $g_{e\min}$, là nông các tính ngoài khi nhiều chất bốc hóa học khí tới thành phần tiết kiệm nhất.

Tăng tải trong nông cơ diesel nước thực hiện bằng cách tăng g_{ct} qua nông giảm α . Do nông khi tăng tải, η_i nước tăng lên chút ít ôi khu vực tải nhỏ vì áp suất và chất loãng phun tăng dần, sau nông η_i sẽ giảm khi tiến gần đến chế độ toàn tải. Vì vậy suất tiêu hao nhiên liệu g_e sau khi đạt giá trị cực tiểu tại tải nhỏ sẽ đồng ý với giá trị cực tiểu của $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$ sẽ tăng dần.

Hình 9.13 giới thiệu biến thiên của $\eta_v, \alpha, \eta_i, \eta_m, g_e$ và G_{nl} của nông cơ Diesel không tải áp khi chạy theo các tính tại, tải tới $n_n = \text{const}$. Điểm 2 là giới hạn của công suất lớn nhất tại tải tới n_n tối ưu



Hình 9.13. Các tính tại của nông cơ Diesel.

Trong số đường thực tế không nên nông cơ chạy tới điểm 2 vì có nhiều nhiên liệu chạy không hết, khí thải có nhiều muội than, nông cơ bị nóng và tuổi thọ giảm đáng kể

Nông tiếp tuyến với nông g_e tại qua góc tối ưu tiếp xúc với g_e tại điểm 1, nước coi là giới hạn nhỏ nhất nên. Tăng tải tới 1 nên 2 sẽ có nhiều nhiên liệu chạy không hết, xuất hiện nhiều muội than, nông cơ nhỏ nhất nên và chất loãng của nông cơ tăng. Từ điểm 2 trở đi nếu tiếp tục tăng thêm g_{ct} , sẽ làm cho chất loãng quá trình chạy giảm nhanh, làm giảm $\alpha, \eta_v, \eta_i, \eta_m$ mà lại làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu g_e , mặt khác làm giảm công suất nông cơ N_e .

 Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

Chương 10

TĂNG ÁP CỦA NÔNG CƠ NÓNG TRONG

I. CÁC BIỆN PHÁP NÂNG CAO CÔNG SUẤT CỦA NÔNG CƠ

Công suất có ích của nông cơ Ne được tính theo biểu thức sau:

$$N_e = \eta_m N_i = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau} \quad (\text{kW}) \quad (10.1)$$

Trong đó η_m – hiệu suất cơ giới.

N_i – công suất chế tạo của nông cơ (kW).

P_e – áp suất có ích trung bình (MPa).

$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S$ – thể tích công tác của xylanh (lít).

D, S – đường kính xylanh, hành trình của piston.

i – số xylanh nông cơ.

n – tốc độ nông cơ (vòng/phút).

τ – số kỳ (nông cơ hai kỳ $\tau = 2$, nông cơ bốn kỳ $\tau = 4$).

Qua biểu thức trên ta thấy rằng: N_e là hàm số phụ thuộc vào các thông số áp suất có ích trung bình P_e thể tích công tác của xylanh V_h , số xylanh nông cơ i , tốc độ nông cơ n và số kỳ của nông cơ τ .

Vì vậy, để tăng công suất của nông cơ ta phải dùng các giải pháp về mặt kết cấu hay nguyên lý làm việc để giảm giá trị của thông số nào đó của biểu thức (10.1) hoặc tăng giá trị của các thông số nào đó trên đó của biểu thức này.

I.1. Giảm số kỳ (τ)

Khi giảm nguyên giá trị của thông số ở phần tử số của biểu thức (10.1), nếu giảm số kỳ thì về mặt lý thuyết công suất của nông cơ 2 kỳ gấp đôi công suất của nông cơ 4 kỳ

Tuy nhiên trên thực tế gặp từ (1,6 ÷ 1,8) lần, nhiều nay còn nhỏ hơn do trên nông cơ hai kỳ có nhiều chi tiết trong quá trình thay đổi mô cấu. Quá trình thay đổi mô cấu trên nông cơ bốn kỳ hoàn hảo hơn trên nông cơ hai kỳ

I.2. Tăng tốc độ nông cơ (n)

Khi tăng tốc độ nông cơ sẽ làm tăng số chu trình công tác trong một đơn vị thời gian. Do đó lượng công tác ra trong một đơn vị thời gian cũng nhiều hơn từ đó làm tăng hiệu suất của nông cơ.

Tuy nhiên khi tốc độ nông cơ n tăng vượt quá giới hạn sẽ làm tăng lực quán tính, tăng phụ tải nhiệt và tăng hao mòn của các chi tiết nên làm rút ngắn tuổi thọ của nông cơ. Mặt khác, với nông cơ xăng do đặc điểm hình thành hỗn hợp và tính chất hoạt động của nhiên liệu nên cho phép tăng tốc độ nông cơ để nâng cao công suất. Ngược lại với nông cơ Diesel, khi tăng tốc độ nông cơ sẽ ảnh hưởng đến hiệu suất của quá trình cháy nên tốc độ của nông cơ Diesel thường nhỏ hơn nông cơ xăng.

Hiện nay tốc độ nông cơ Diesel cao nhất khoảng 4.000 vòng/phút, nông cơ xăng cao nhất khoảng 8.000 vòng/phút.

I.3. Tăng sốxy lanh nóng cô (i)

Tăng sốxy lanh của nóng cô sẽ làm tăng công suất và tính cân bằng của nóng cô. Hiện nay nóng cô có một hàng tối thiểu 12 xy lanh, nóng cô cao tốc có tới 16 và nóng cô hình sao có tới 32 ÷ 56 xy lanh.

Tuy nhiên khi sốxy lanh quá lớn nhiều sẽ làm cho số chi tiết của nóng cô tăng lên quá nhiều (50.000 ÷ 100.000 chi tiết), làm giảm độ cứng vững của hệ trục khuỷu. Do nội một mặt làm giảm độ tin cậy và độ an toàn trong quá trình làm việc, mặt khác làm cho việc bảo dưỡng và sử dụng nóng cô thêm phức tạp.

I.4. Tăng thể tích công tác của nóng cô (V_h)

Khi tăng kích thước xy lanh (đường kính D) và hành trình của piston (S) sẽ làm tăng thể tích công tác, từ đó làm tăng công suất của nóng cô.

Tuy nhiên, khi kích thước xy lanh và hành trình piston càng lớn sẽ làm tăng kích thước bên ngoài và chiều cao của nóng cô. Nếu tiếp tục tăng đường kính của xy lanh D và hành trình của piston S sẽ gây nhiều khó khăn cả về mặt công nghệ lẫn vật liệu chế tạo cho các chi tiết của nóng cô.

I.5. Tăng áp cho nóng cô

Ngoài các biện pháp kể trên, khi dùng các biện pháp cải tiến thiết kế và nhiều cách chính xác các thông số làm việc của nóng cô cũng làm tăng hiệu suất có ích η_e , từ đó làm tăng công suất của nóng cô N_e . Tuy nhiên biện pháp này làm tăng N_e không đáng kể

Tăng áp cho nóng cô sẽ làm tăng mật độ của mọi chất nạp. Qua đó làm tăng khối lượng không khí nạp đi vào xy lanh trong mỗi chu trình, làm tăng P_e vì vậy làm tăng công suất nóng cô. Tăng áp nối với không khí nạp vào xy lanh nóng cô có thể làm tăng đáng kể công suất nóng cô. Nếu áp suất có ích trung bình P_e của nóng cô Diesel không tăng áp tới 0,7 ÷ 0,9 MPa thì nóng cô Diesel tăng áp rất đáng kể 1,0 ÷ 1,2 MPa. Trường hợp nâng cao áp suất trên buồng nạp P_k và làm mất trung gian, có thể nâng cao áp suất có ích trung bình P_e lên hơn 3 MPa.

Tuy nhiên nâng cao mức độ tăng áp sẽ làm tăng P_e từ đó làm tăng nhiệt độ khí cũng như nhiệt độ của nóng cô. Do đó khi tăng áp phải nội hội những chi tiết piston, xy lanh,... phải có độ bền và khả năng chịu tải tốt.

Do tăng áp là một trong những biện pháp tốt nhất để làm tăng công suất của nóng cô, nên hiện nay hầu hết các loại nóng cơ Diesel có lớn, đặc biệt là nóng cơ Diesel phát triển và nóng cơ có dung trên tàu thủy sử dụng nóng cô tăng áp rất nhiều.

II. CÁC PHƯƠNG PHÁP TĂNG ÁP CHỦ YẾU

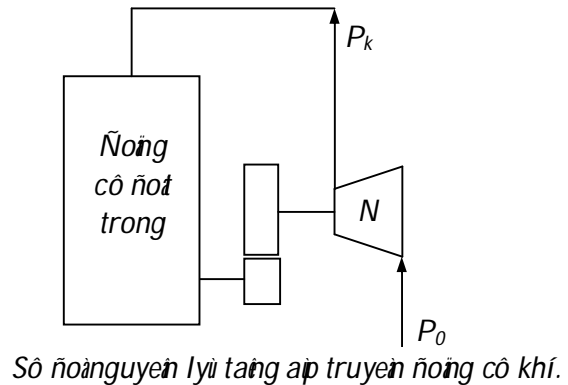
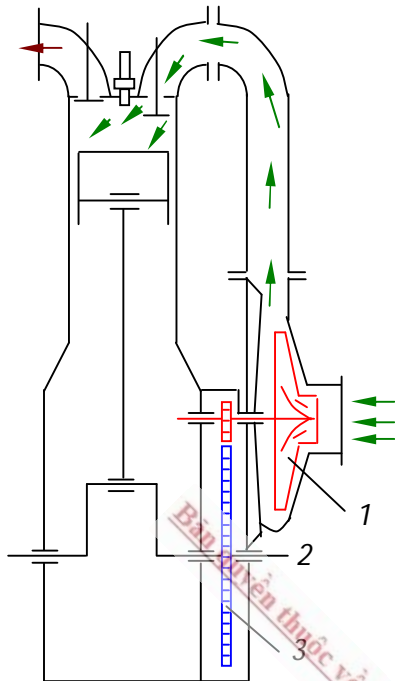
Đưa vào nguồn năng lượng và phương pháp nén không khí trước khi nạp vào nóng cô, người ta chia tăng áp thành bốn nhóm sau:

- Tăng áp dẫn nóng bằng cơ khí.
- Tăng áp nhờ năng lượng khí thải
- Tăng áp hỗn hợp.
- Tăng áp nhờ hiệu ứng nóng của dao nóng áp suất.

Ngoài các phương án trên, còn có các hệ thống tăng áp tổ hợp khác tùy theo từng nhu cầu sử dụng nóng cô.

II.1. Tầng áp dẫn nòng bằng cơ khí (supercharger)

II.1.1. Sơ đồ hệ thống



Hình 10.1. Tầng áp dẫn nòng bằng cơ khí.

- 1 – Máy nén; 2 – trục khuỷu nòng cơ;
3 – hệ thống truyền nòng

II.1.2. Nguyên lý làm việc

Máy nén trong thiết bị tầng áp truyền nòng cơ khí thông thường là máy nén piston, máy nén rôto, máy nén ly tâm hoặc máy nén chiều trục nòng dẫn nòng tới trục khuỷu của nòng cơ thông qua các bánh răng, xích hoặc các cơ cấu truyền nòng khác (hình 10.1).

Khi trục khuỷu nòng cơ quay, công suất tới trục khuỷu sẽ dẫn nòng cho máy nén làm việc. Máy nén hút không khí ngoài trời với áp suất p_0 , sau khi qua máy nén áp suất của không khí tăng lên $P_k > p_0$ qua nòng ống nạp vào nạp vào xylanh nòng cơ.

II.1.3. Phạm vi ứng dụng

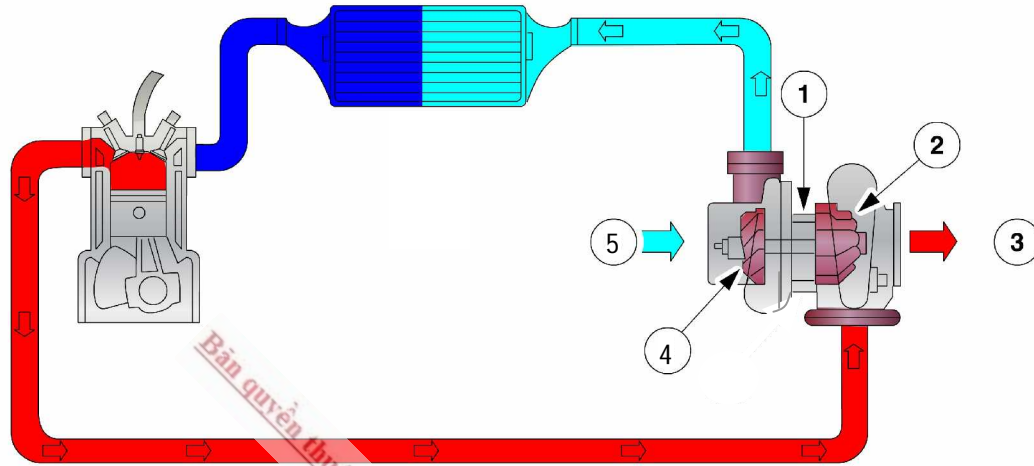
Khi nghiên cứu các chu trình lý tưởng của nòng cơ tầng áp chúng ta nhận biết hiệu quả tầng áp của phương pháp truyền nòng cơ giới kém hơn so với phương pháp tầng áp tuabin khí, vì vậy phạm vi sử dụng phương pháp tầng áp này chỉ giới hạn cho những nòng cơ mà áp suất tầng áp không vượt quá $0,15 \div 0,16 \text{ MN/m}^2$. Nếu áp suất tầng áp lớn hơn nữa thì công suất tiêu thụ cho máy nén sẽ rất lớn (vượt quá 10% N_i) và hiệu suất của nòng cơ sẽ giảm.

Trong các loại nòng cơ hai kỳ piston của nòng cơ nòng vai trở nên một van trượt nhiều kiểu nòng môi cửa quét và của thái con sử dụng không gian bên dưới piston làm máy nén tầng áp.

Trường hợp nòng cơ tầng áp có cung một giá trị áp suất trên nòng ống nạp P_k , nếu công suất hao cho máy nén N_k càng lớn thì công suất có ích của nòng cơ N_e sẽ càng nhỏ. Vì vậy khi chọn loại máy nén cho nòng cơ tầng áp truyền nòng cơ khí cần chú ý tới áp suất tầng áp và công suất dẫn nòng tầng áp để không ảnh hưởng đến công suất và hiệu suất của nòng cơ.

II.2. Tăng áp bằng tuabin khí (turbocharger)

Trong tổng số năng lượng cấp cho nòng cơ không tăng áp, chỉ có khoảng 30 ÷ 40% năng lượng chuyển thành công có ích. Nhiệt lượng của khí thải ra ngoài khỏi nòng cơ chiếm khoảng 40 ÷ 50%. Nếu dùng tua bin khí để tăng áp khí thải trên tiếp tục giãn nở sinh công, trước khi thải ra môi trường vào dung công áp để dẫn nòng máy nén tăng áp (không dung công có ích lấy từ trước khi vào của nòng cơ) sẽ nâng cao công suất có ích nòng thời cải thiện tính năng kinh tế của nòng cơ.

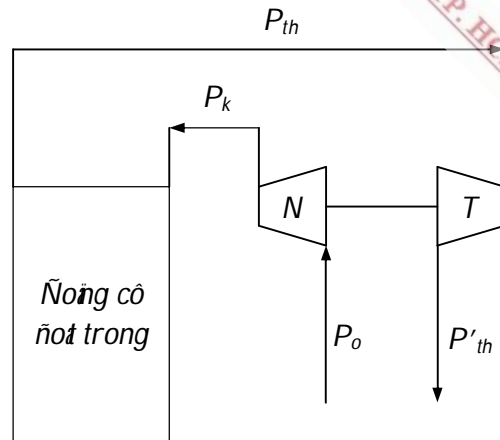


Hình 10.2. Sơ đồ nòng cơ tăng áp dung tuabin khí.

- 1 – tuabin khí; 2 – tuabin; 3 – khí thải nòng cơ.
 4 – máy nén; 5 – không khí từ môi trường vào tuabin.

Tăng áp tua bin khí thực hiện việc bồi đắp thiết bị thu hồi năng lượng của khí thải, số năng lượng thu hồi này chiếm tới 5 ÷ 10% toàn bộ năng lượng nhiệt cấp cho nòng cơ. Trên hình 10.2 giới thiệu sơ đồ của nòng cơ tăng áp dung tuabin khí.

II.2.1. Sơ đồ hệ thống



Hình 10.3. Sơ đồ nguyên lý nòng cơ tăng áp tuabin khí, dẫn nòng bằng năng lượng khí thải.

II.2.2. Nguyên lý làm việc

Tăng áp tuabin khí là biện pháp tốt nhất để làm tăng công suất và nâng cao các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của nòng cơ, vì vậy biện pháp này hầu như được sử dụng rất rộng rãi trong các loại nòng cơ

Diesel hiện nay. Trên (hình 10.3) giới thiệu sơ nguyên lý làm việc của động cơ tăng áp tuabin khí, năng lượng nạp vào động cơ tuabin nước lấy từ năng lượng của khí xả động cơ.

Máy nén N nước dẫn nóng bôi trơn của tuabin khí T, hoạt động nhờ năng lượng khí thải động cơ. Khí thải của động cơ đi vào tuabin khí sinh công quay máy nén rồi sau đó nước thải ra môi trường, động cơ máy nén N hút không khí ngoài trời có áp suất p_0 nên nên áp suất P_k rồi nạp vào động cơ. Lượng không khí nén cung cấp cho động cơ nước biến đổi tùy theo công suất của động cơ. Công suất của động cơ càng cao thì năng lượng chứa trong khí thải càng lớn, nên bơm quay máy nén cung cấp cho động cơ với lượng không khí nén càng nhiều.

11.2.3. Phạm vi ứng dụng

Do tăng áp bằng tuabin khí nước dẫn nóng bằng năng lượng khí thải, không phải tiêu thụ công suất từ trước khi vào của động cơ nhờ tăng áp dẫn nóng bằng cơ khí, nên có thể làm tăng tính kinh tế của động cơ. Phương pháp này có thể giảm suất tiêu hao nhiên liệu khoảng 3 ÷ 10%.

Trong các động cơ tăng áp cao, thông lệ kết làm mát trung gian trước khi không khí đi vào động cơ nhằm giảm nhiệt độ qua đó nâng cao mật độ không khí tăng áp vào động cơ. Vì vậy, năng lượng cao nước công suất và hiệu suất của động cơ. Mặc khác khí tăng áp bằng tuabin khí còn tạo nên việc giảm tiếng ồn nên loại này nước sử dụng nhiều nhất hiện nay.

Tùy theo áp suất khí trước tuabin, tăng áp bằng tuabin khí có hai loại sau:

- **Tăng áp bằng tuabin biến áp:** khí nạp thái môi sẵn và chảy nước dẫn trực tiếp tới cánh tuabin. Áp suất vào động cơ của dòng khí thái tác dụng vào các cánh tuabin thay đổi theo quy luật giảm dần. Để giảm tổn thất năng lượng của dòng khí thái, người ta thường bố trí tuabin rất gần xylanh.
- **Tăng áp bằng tuabin năng áp:** khí thái từ xylanh động cơ nước dẫn vào bình chứa, sau đó nước cấp vào trước cánh tuabin theo một quy luật nhất định.

11.3. Tăng áp hỗn hợp

11.3.1. Sơ bộ hệ thống

Tăng áp hỗn hợp là biến pháp sử dụng cùng một lúc cả máy nén tuabin khí (dùng năng lượng khí xả) và máy nén truyền động cơ khí (dùng năng lượng từ trước khi vào). Có hai phương pháp tăng áp hỗn hợp:

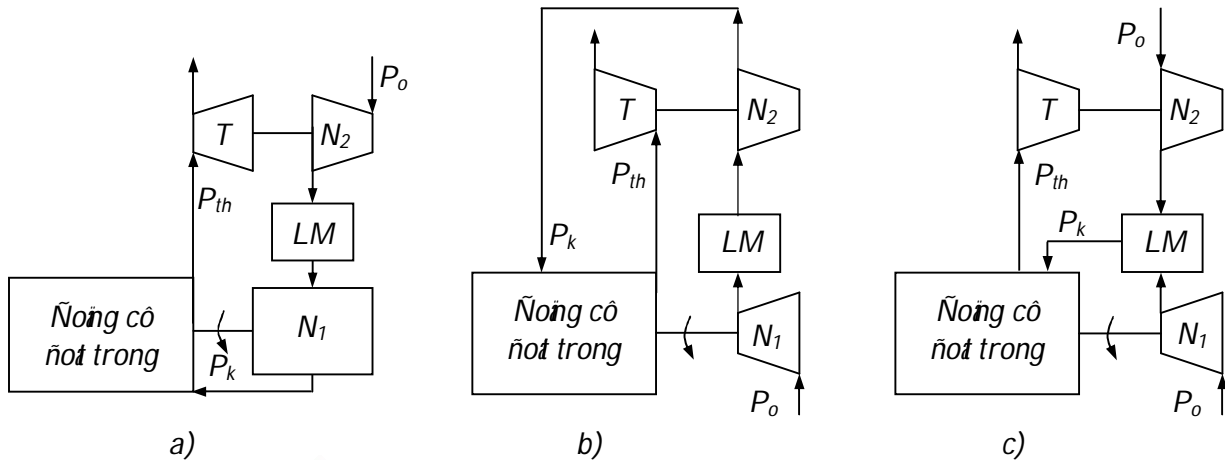
- Hai tầng cấp nối tiếp.
- Hai tầng cấp song song.

11.3.2. Nguyên lý làm việc

Trong hệ thống hai tầng cấp nối tiếp thuận (10.4a), tầng đầu tiên là bơm "máy nén tuabin khí" quay tới do và tầng thứ hai là máy nén truyền động cơ khí. Dung hệ thống tăng áp hai tầng cấp nối tiếp thuận một mặt có thể tận dụng năng lượng của khí thải, mặt khác có thể nâng cao áp suất trên động cơ nạp P_k , từ đó nâng cao mật độ khí nạp.

Hệ thống tăng áp có tầng đầu tiên là một máy nén thiết kế hoặc máy nén ly tâm do trục khuỷu dẫn nóng và tầng thứ hai là "máy nén tuabin khí" quay tới do nước gọi là hệ thống tăng áp hai tầng cấp nối tiếp ngược (hình 10.4b). Trong hệ thống tăng áp hai tầng cấp nối tiếp ngược không thể nạp tiến hành công suất của động cơ bằng biến pháp làm tăng lượng khí nạp nữa vào xylanh vì khối lượng không khí cung cấp cho xylanh trong mỗi chu trình thay đổi rất ít.

Trong hệ thống tăng áp hai tầng lặp song song, máy nén N_1 nước dẫn nóng tới trước khuỷu nóng cô cung cấp vào bình lam mát LM cùng với máy nén N_2 nước dẫn nóng tới buồng lòồng khí thải bởi tuabin T.



Hình 10.4. Sơ đồ nguyên lý nóng cô tăng áp hỗn hợp hai tầng lặp nối tiếp.

a) hai tầng nối tiếp thuận; b) hai tầng nối tiếp ngược; c) hai tầng lặp song song.

T – Tuabin; N – Máy nén;

LM – Thiết bị lam mát trung gian không khí nén;

11.3.3. Phạm vi ứng dụng

Trong hệ thống tăng áp hai tầng nối tiếp, do có máy nén truyền nóng cô giới nên có thể thay đổi tỷ số tăng áp của nóng cô, cải thiện tính năng tăng tốc và chất lượng công tác trong môi trường làm việc của nóng cô. Các điểm này rất quan trọng nối với nóng cô hai kỳ.

Trong nóng cô tăng áp hỗn hợp, lặp song song (hình 10.4c) người ta dùng một máy nén dẫn nóng cô giới hoặc dùng không gian bên dưới của xylanh lam máy nén (nóng cô hai kỳ) cung cấp không khí tăng áp cho nóng cô, song song với bộ “máy tuốc bin khí” quay tới do. Nhờ vậy một máy nén trong hệ thống cần cung cấp một phần không khí nén vào bình chứa chung.

Ưu điểm chủ yếu của hệ thống tăng áp lặp song song là lưu lượng không khí, qua một máy nén nhiều nhều hơn kích thước của một máy nén nhiều nhều hơn so với hệ thống tăng áp lặp nối tiếp.

Về mặt cấu tạo thì hệ thống tăng áp hỗn hợp phức tạp hơn nhiều so với các hệ thống tăng áp truyền nóng cô giới và tăng áp tuabin khí, vì trong thiết bị tăng áp có hai máy nén.

Mặt khác bình chứa không khí nén chung cũng phức tạp hơn. Vì vậy chế tạo các trường hợp này cần biết ví dụ cần đặt nước P_k tổng số lớn, cần có tính năng tăng tốc tốt trong môi trường làm việc của nóng cô, hoặc những yêu cầu khác biệt nào người ta mới dùng hệ thống tăng áp hỗn hợp.

III. NHỮNG VẤN ĐỀ CẦN LƯU Ý KHI TĂNG ÁP CHO NÓNG CÔ

Trong nóng cô tăng áp, phôi tại cô nhiệt và phôi tại cô học nếu lớn hơn nóng cô chứa tăng áp. Vì vậy phải lựa chọn các thông số cấu tạo và các thông số nhiệt nóng cũng như các điểm về kết cấu, về vật liệu chế tạo nhằm bảo đảm tính năng làm việc và tuổi thọ của nóng cô. Nếu làm nước nhiều này, trên nóng cô tăng áp phải chú ý các điểm như sau:

III.1. Tỷ số nén ϵ

Trong nông cơ tăng áp, khi mức tăng áp càng cao thì áp suất cốc nải trong quá trình chạy P_z càng lớn. Chính vì vậy, hầu hết các nông cơ tăng áp đều phải giảm tỷ số nén ϵ nhằm che áp suất cốc nải. Tuy nhiên khi giảm P_z sẽ làm giảm khả năng khối nông và công suất nông cơ. Thông thường khi chọn tỷ số nén cho nông cơ tăng áp, phải nắm bắt một số yêu cầu khối nông tốt khi nông cơ lạnh và làm việc ổn định ở chế độ tải nhỏ. Với các nông cơ Diesel tăng áp thông thường có tỷ số nén $\epsilon = 12 \div 14$.

Sau khi tăng áp, mức độ giảm bớt tỷ số nén để giảm áp suất cốc nải không áp suất cuối quá trình nên P_c và áp suất cốc nải P_z vẫn còn lớn hơn nhiều so với nông cơ khi chửa tăng áp. Bởi vì khi tăng áp đã làm tăng áp suất của mọi chất ở hầu hết quá trình nên.

Tuy nhiên khi hai thập tỷ số nén phải chú ý đến số phối hợp với hình dạng buồng cháy và các niêm của tia nhiên liệu để không ảnh hưởng đến việc khối nông lạnh, suất tiêu hao nhiên liệu và tính năng làm việc của nông cơ.

Nếu với nông cơ xăng, khi tăng áp sẽ khiến nông cơ dễ sinh ra hiện tượng kích nổ. Để tránh nổ kích nổ xảy ra trên nông cơ xăng khi tăng áp người ta đã dùng nhiều biện pháp như: thay đổi cấu tạo buồng cháy, dùng nhiên liệu có tính chống kích nổ tốt, thay đổi góc nải sớm, ... Trường hợp khi không thay đổi chế độ octan của nhiên liệu thì tỷ số nén cho phép sau khi tăng áp ϵ_k , phụ thuộc vào áp suất P_k theo công thức gần đúng sau.

$$\epsilon_k = \frac{\epsilon}{\sqrt{\frac{P_k}{P_o}}} \quad (10.2)$$

Trong đó ϵ – tỷ số nén nông cơ chửa tăng áp.

ϵ_k – tỷ số nén nông cơ sau khi tăng áp.

P_k – áp suất trên nông cơ tăng áp.

P_o – áp suất khí trời.

III.2. Pha phối khí

Khi piston ở vị trí NCT, vào cuối quá trình thái nải quá trình nạp của hai supap nạp và supap xả đều mở. Trong nông cơ tăng áp, áp suất trên nông cơ tăng áp P_k lớn hơn áp suất trong lòng xylanh P_T . Nhờ có chênh lệch áp suất này mà sản phẩm cháy nổ quét sạch ra khỏi xylanh. Nếu nạp quá chậm cùng lúc hai van sẽ mở một mặt quét sạch sản phẩm cháy làm tăng nồng độ khí nạp một mặt khác còn làm mất các chi tiết quanh buồng cháy, như một số kiến làm việc của nông cơ tăng áp nổ cải thiện rồi.

Muốn làm nổ nhiều nải, biến dạng cam của nông cơ tăng áp phải khác hơn so với nông cơ không tăng áp ở chế độ tải nhỏ khi nông cơ supap thái muốn hơn hoặc mở supap nạp sớm hơn. Ngoài ra, supap thái của nông cơ Diesel tăng áp thông thường mở sớm hơn nông cơ không tăng áp để tăng thêm nồng độ cho tuabin. Tuy nhiên, khi tốc độ của nông cơ càng cao, góc mở sớm nhất của supap thái càng lớn, lúc ấy nhiệt độ và áp suất trong xylanh nếu cao làm cho supap dễ bị quai nhiệt. Góc trung nải của supap thông nằm trong phạm vi từ $30 \div 40^\circ$, tổng ứng với góc quay trục khuỷu.

Nông cơ Diesel tăng áp trên ô tô do phải hoạt động trong nhiều kiến thay đổi tải và tốc độ rất rộng. Để giảm nguy cơ đóng cháy ngược ở các chế độ tải nhỏ thấp và tải nhỏ thông thường chọn góc trung nải tổng nhỏ hơn. Xu thế phát triển của nông cơ Diesel tăng áp hiện nay là trên ô tô dùng góc trung nải nhỏ vì vậy với mức độ tăng áp thấp có thể dùng trục cam của nông cơ không tăng áp

(khoảng $15 \div 40^\circ$, tổng ồng với góc quay trục khuỷu nóng cô).

III.3. Hệ thống cung cấp nhiên liệu

Sau khi tăng áp, nên đạt công suất theo yêu cầu thì lượng mô chất nạp vào xylanh trong mô chu trình phải tăng. Nếu vẫn giữ nguyên hệ thống nhiên liệu của nóng cô chò tăng áp sẽ phải thêm thời gian cấp nhiên liệu cho chu trình. Tuy nhiên, cách làm này sẽ tăng phần nhiên liệu chảy rớt và giảm hiệu suất chế tạo η_i .

Các giải pháp chính để rút ngắn thời gian chảy rớt là tăng nóng kính piston bơm cao áp, thay mô biến dạng cam,... qua mô làm tăng tốc mô cấp nhiên liệu.

Sau khi tăng áp do mô không khí trong buồng chảy tăng cao, nên cho tia phun có lực ném toả nhất nhằm tảo xoáy lọc của không khí trong buồng chảy cần phải tăng áp suất phun và tiết diện của các lỗ phun. Mô với nóng cô Diesel có buồng chảy thông nhất, nếu có mô xoáy lọc không khí như mô lớn, cần tăng nóng kính lỗ phun mô không cần tăng thêm số lỗ phun.

III.4. Ống nạp và ống thải

Kích thước của ống nạp cần phải lựa chọn hợp lý. Nếu dung tích ống nạp quá nhỏ dao nóng áp suất sẽ lớn làm giảm hiệu suất. Khi tăng dung tích ống nạp có thể cải thiện tính năng của nóng cô, nhưng lại ảnh hưởng đến việc bố trí, gài lắp nóng cô trên xe.

Ống nạp của nóng cô Diesel tăng áp trên ô tô nếu quá lớn sẽ ảnh hưởng đến tính năng tăng tốc, vì vậy ống nạp trên nóng cô Diesel thông hơi. Nóng cô Diesel tăng áp hoạt động ở chế độ ô tô nên hình thông dụng ống nạp lớn. Dung tích nhanh ống nạp mô với xylanh thông bằng thiết kế công tác của xylanh.

Nóng ống thải của nóng cô Diesel tăng áp thông tiếp xúc với sản vật chảy có nhiệt độ rất cao tới $400 \div 600^\circ\text{C}$, bụi tải nhiệt của ống rất lớn thông gây nứt ống và rò khí. Vì vậy cần có giải pháp về cấu tạo và vật liệu để làm ống thải. Ngoài các biện pháp trên, mô số nóng cô Diesel tăng áp còn dùng các khâu bu-gi giảm nhiệt hoặc làm mát cho nóng ống thải.

III.5. Làm mát trung gian cho không khí tăng áp

Sau khi qua máy nén tăng áp, áp suất trên nóng ống nạp P_k và nhiệt độ trên nóng ống nạp T_k đều tăng cao. Các giải pháp để giảm nhiệt độ và hiệu suất máy nén và tổn thất do tải nhiệt của máy nén.

Nhiệt độ trung bình của chu trình làm việc trên nóng cô Diesel phụ thuộc nhiều vào nhiệt độ mô chất nầu quá trình nén, vì vậy bụi tải nhiệt của nóng cô phụ thuộc nhiều vào nhiệt độ của mô chất trên nóng ống nạp T_k . Nếu trên nóng ống nạp có lắp thêm mô làm mát trung gian thì nhiệt độ mô chất nầu và nóng cô sẽ giảm nhờ nhiệt độ cao mô công suất của nóng cô. Đây là mô biện pháp nâng cao công suất nóng cô có hiệu quả nhất và đơn giản nhất.

Nóng cô tính tải và nóng cô tải thủy thông dụng mô làm mát dạng ống có nhiều mô tải nhiệt cho mô làm mát. Do nhiệt độ mô thấp nên sau khi nầu qua mô làm mát, nhiệt độ mô chất trên nóng ống nạp T_k vào khoảng $40 \div 50^\circ\text{C}$. Nóng cô Diesel tăng áp trên ô tô còn dùng không khí ngoài trời để làm mát không khí tăng áp, có thể dùng quạt gió của hệ thống làm mát nóng cô hoặc quạt gió riêng thổi không khí qua mô làm mát, lúc này nhiệt độ trên nóng ống nạp T_k vào khoảng $50 \div 60^\circ\text{C}$.

Thử nghiệm cho thấy, nếu giữ áp suất không mô, khi giảm mô nhiệt độ không khí xuống 10°C thì mô không khí sẽ tăng lên 3% và hiệu suất có ích tăng 0,5%. Nhờ vậy nếu giảm nhiệt độ không khí xuống 10°C và giữ nguyên mô số mô lượng không khí α thì công suất nóng cô tăng 3,5%.

Nếu giới không nở phui tại nhiệt so với trường hợp không làm mát trung gian thì công suất của động cơ còn tăng nhiều hơn do nhiệt không khí vào động cơ giảm.

Vị trí đặt bộ làm mát trung gian phụ thuộc vào cấu tạo của động cơ, tuy nhiên cần lưu ý các điểm sau:

- Động dẫn từ máy nên nên bộ làm mát càng gần càng tốt, thông lượng lớn. Tránh thay đổi nơi đặt tiết diện và hướng của dòng chảy.
- Không nên dòng chảy bị nghiêng vào bộ làm mát, vì sẽ làm giảm tiết diện lưu thông và hiệu quả làm mát.

III.6. Làm mát piston

Ngoài các biện pháp trên còn phải chú ý đến việc làm mát piston, vì phui tại nhiệt của động cơ tăng áp lớn hơn động cơ không tăng áp nhất là piston, nắp xylanh. Vì vậy ngoài hệ thống làm mát thông thường còn phải chú ý đến việc tản nhiệt dầu trong hệ thống bôi trơn để làm mát piston.

Bản quyền thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

Chương 11

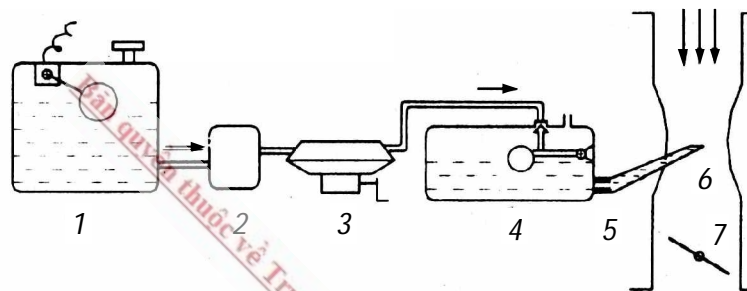
HEỆTHÔNG NHIÊN LIỆU TRÊN NÔNG CƠ NÀNH LỬA CỒNG BỒC

I. CÁC PHỒNG PHÁP HÌNH THANH HOẪ HỒP TRONG NỔNG CỒ XẪNG

Heệthống nhiên liệu trên nông cơ xẻng cõnhiếm vủi tạo ra hoẪ hõp gõm hõi xẻng vaikhõng khí cung cấp cho nông cơ. Nếnnông cơ lam việc ñạt cõng suất, hieủ suất vaítính năng kỹthuật tõti thì bõa cheỏhoỏ khí phải cung cấp hoẪ hõp vớithành phần vaỏsõalõõng thích hõp cho tõng cheỏnõlam việc của nông cơ. HoẪ hõp cung cấp cho nông cơ ñõõc tạo thành bằng các phõng pháp sau:

I.1 Phương pháp sử dụng bộ chế hoỏ khí

Bộ chế hoỏ khí lam cúm chi tiết quan trọng nhất của heệthống cung cấp nhiên liệu, chúng lam nhiệm vủichuẩn bõ hoẪ hõp vaỏcung cấp hoẪ hõp cho nông cơ lam việc.



Hình 11.1. Sơ ñõnguyên lýheệthống nhiên liệu dung bõa cheỏhoỏ khí.

Trẽn (hình 11.1) giới thiệu sơ ñõnguyên lýcủa heệthống cung cấp nhiên liệu trên nông cơ xẻng dung bõa cheỏhoỏ khí ñõn giản ñieủn hình. Xẻng ñõõc vaỏ chuyển cõng bõc trong heệthống ñõõc bõm nhiên liệu số(3) hoỏc tõi chảy trong heệthống khí bình chõa xẻng ñạt cao hõn buõng phỏo vaỏ ñõõng óng.

Khi nông cơ lam việc, nhiên liệu tõbình chõa ñõõc bõm huỷ qua loỏc ñeỏloỏc sạch cõn bản, tại chỏt cõ hoỏc cõitrong nhiên liệu sau ñõõc ñõõc ñõa ñeỏn buõng phỏo (4). Trong buõng phỏo cõicõ cấu van kim vaỏphỏo xẻng ñeỏgiõõ cho mõi xẻng trong buõng phỏo ñõõc ñõn ñinh. Trong quỏitừn ñap, khõng khí ñõõc huỷ vaỏ ñõõng cõ qua hõng khueỏch tẻn (6) cõitết ñieủn cõ hẹp. Tại ñây do tẻt ñung của ñõõ chỏn khõng xẻng ñõõc huỷ qua gíc-lõ (5), gíc-lõ cõitẻt ñung ñeỏn bảu lõõng xẻng ñi ra ñeỏng ñõõ thiết kẻt Tại hõng khueỏch tẻn, nhiên liệu ñõõc khõng khí xẻutõ ñõõng thõi bay hõi vaỏhoỏ trõn tạo thành hoẪ hõp ñap vaỏ ñõõng cõ. Lõõng hoẪ hõp vaỏ ñõõng cõ ñõõc ñieủn chỏn ñõõ bõõm ga (7) ñeỏphụ hõp vớithõng cheỏnõlam việc của ñõõng cõ.

I.2. Phõng pháp phun xẻng trẽn ñõõng óng ñap

Trong ñõõng cõ xẻng dung heệthống cung cấp nhiên liệu bằng cheỏhoỏ khí, lõõng hoẪ hõp vaỏ thành phần hoẪ hõp ñõõc ñieủn khiẽn khõng tõi õu theo tõng cheỏnõlam việc trẽn ñõõng cõ. Mỏc khỏc, do ña sốcỏc cõ cấu trong cheỏhoỏ khí ñeỏ ñõõng bằng cõ khí ñeỏ ñeỏ tính ñap óng của ñõõkhõng nhanh khi ñõõng cõ thay ñõỏ cheỏnõlam việc.

Do bõacheỏhoỏ khí cõnhiều khueỏt ñieủn ñeỏ ñeỏ ñeỏ ñõõng cõ xẻng dung heệthống cung cấp nhiên liệu bằng phõng pháp phun xẻng trẽn ñõõng óng ñap ñõõ ñõõ.

Trong hệ thống phun xăng, nhiên liệu lỏng phun vào buồng ống nạp (bên cạnh supap nạp) bằng các cơ cấu nhiều khiến bằng cơ khí hay điện tử không như máy bơm phun tại họng nhỏ chế tạo bằng kim khí. Nếu với hệ thống phun xăng nhiều khiến bằng điện tử, nhiên liệu phun sẽ lệch hướng vào buồng ống nạp, nhiệt độ buồng khí nạp, tốc độ dòng chảy, vị trí bơm ga,... và các nhiều nhiều quan trọng khác. Máy tính sẽ nhiều khiến buồng nhiên liệu phun thích hợp nhất vào buồng cơ thể tạo hỗn hợp toả đều nhất nạp ống với mỗi chế độ làm việc của động cơ. Giúp động cơ phát huy công suất, hiệu suất và giảm thời gian tiêu thụ khí cháy gây ô nhiễm môi trường.

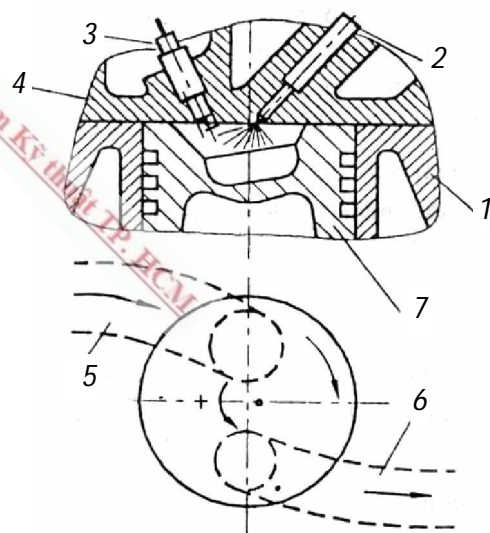
1.3. Phương pháp phun xăng trực tiếp vào buồng cháy (GDI – Gasoline Direct Injection)

Trong những loại động cơ xăng dùng chế độ khí hoặc phun xăng trên buồng ống nạp có vài điểm hạn chế do hỗn hợp giữa nhiên liệu và không khí phân bố không đều trong buồng cháy nên hiệu suất của quá trình cháy không cao. Nhiều ảnh hưởng nên hiệu suất của động cơ và nhiều các chất phát thải gây ô nhiễm môi trường.

Trên động cơ GDI, kết cấu của buồng cháy, buồng ống nạp thay và quá trình phun nhiên liệu lỏng thực hiện tốt nhất như vào hệ thống kim phun áp suất cao. Ở những động cơ GDI, hỗn hợp nhiên liệu có nhiều nhiên liệu tốt nhất xếp thành từng lớp ngay ở phía trên của bugie. Ngoài ra do nhiên liệu lỏng có trọng lượng riêng cao nên nhiệt độ hỗn hợp nhiên liệu khiến cho nhiên liệu lỏng hình thành nên hỗn hợp. Kết quả là quá trình cháy trên động cơ GDI thực hiện với những thành phần hỗn hợp rất loãng, năng suất công suất và hiệu suất động cơ giảm đi kèm theo giảm hiệu suất tiêu hao nhiên liệu và giảm thời gian ô nhiễm môi trường.

1.4. Phương pháp tạo hỗn hợp phân lớp

Bản chất của phương pháp này là bố trí vị trí các bugie và cấu trúc buồng cháy thích hợp nhất để tạo ra hỗn hợp tầng tia nhiên liệu tại vị trí của bugie (hỗn hợp giàu $\alpha < 1$). Phần hỗn hợp này sau khi bốc cháy sẽ có vai trò là tia lửa, một tiếp phần hỗn hợp còn lại có thành phần giàu hơn ($\alpha > 1$) sẽ sinh công. Nhờ vậy, hỗn hợp toàn bộ của động cơ là hỗn hợp rất nhạt những vẫn nhiên liệu cháy hoàn toàn (mặc dù trên động cơ thông thường không thể cháy nhiên liệu). Do nhiên liệu cao nên hiệu suất công suất, giảm hiệu suất tiêu hao nhiên liệu và giảm ô nhiễm môi trường do các thành phần sinh ra trong khí thải.



Hình 11.2. Phương pháp hình thành hỗn hợp phân lớp.

Hiện nay, tất cả các nhà sản xuất ô tô hàng đầu thế giới đều nghiên cứu chế tạo động cơ hình thành khí hỗn hợp phân lớp với nhiều loại kết cấu với buồng cháy.

Trên hình 11.2 giới thiệu về một loại động cơ hình thành hỗn hợp kiểu phân lớp của hãng Ford có tên là Ford Proco với buồng cháy thông nhất. Nhiên liệu lỏng với phun (2) phun vào gần tâm xylan tạo thành tia phun với góc tia khoảng 100° . Do kết cấu buồng ống nạp (5) có dạng xoắn tiếp tuyến nên trong xylan vào thời điểm phun nhiên liệu vẫn còn đang xoay quay trong buồng khí quanh tâm xylan. Nhiên liệu phun ra quay quanh theo hướng xoắn với buồng khí tạo thành hỗn hợp.

Do ảnh hưởng của lực ly tâm nên thanh phân hỗn hợp càng xa tâm quay (càng sát thành buồng cháy) thì tỷ lệ càng giảm. Boudie nóng nhất ở một vị trí nhất định so với tâm xylanh (đầu thấp trên hình 11.2). Khi boudie bắt tia lửa nên, hỗn hợp gần sát boudie (còn thanh phân nằm) sẽ cháy trước và sau đó làm mát nên phần hỗn hợp còn lại. Nói với nông cơ hình thành khí hỗn hợp nhỏ thế này, thời điểm phun và thời điểm hình thành lửa có quan hệ mật thiết với nhau, và chúng nếu nóng nhiều khiến băng nên tới

Trên nông cơ GDI, nên nhiều xăng tại trong của nông cơ tới toàn tại nên 50% tại ngoài ta ché thay nó là nồng nhiên liệu phun vào buồng cháy, còn nồng không khí nạp thì nồng nó, phương pháp nên xăng này giống như nông cơ Diesel. Tới 50% tại trôi xuống, nồng không khí nạp cũng nóng nhiều xăng thông qua một buồng tiết lưu nên tránh hỗn hợp quá nhất. Khi tỷ lệ hỗn hợp quá nhất sẽ làm giảm tốc độ lan truyền của mạng lửa, dẫn nên giảm hiệu suất quá trình cháy và làm giảm tính kinh tế của nông cơ.

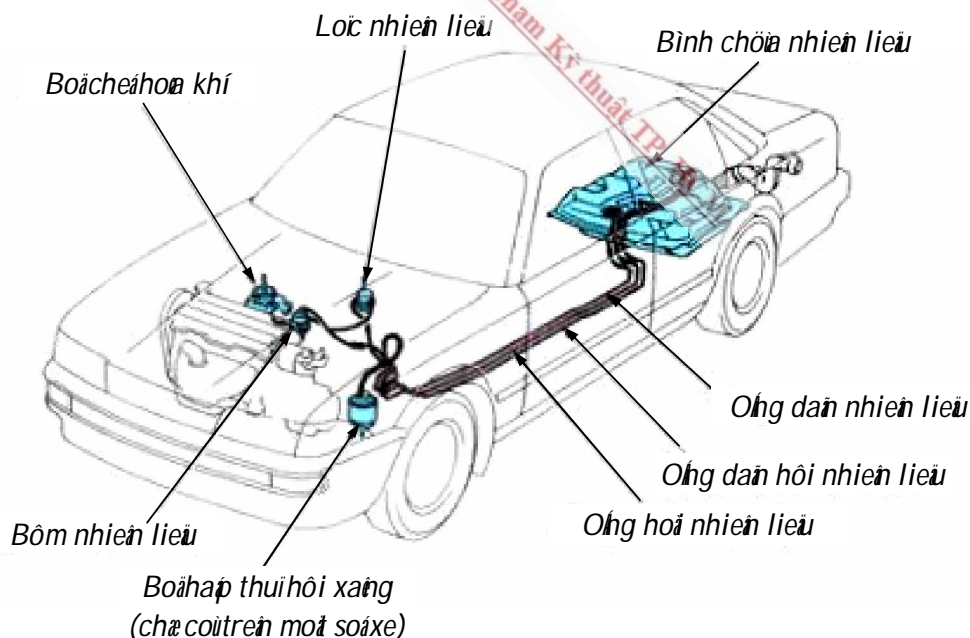
Nói với phương pháp hình thành hỗn hợp phân lớp ở nông cơ xăng, ngoài khả năng giảm nồng hai trong khí thải còn có ưu điểm khác so với nông cơ Diesel nhờ suất tiêu hao nhiên liệu thấp ở chế độ hoạt động trung bình và tại nhồi. Do nên có thích hợp cho nông cơ ở chế độ chạy trong thành phố và nông cơ ở chế độ thông xuyên làm việc ở chế độ này.

II. BỒI CHẾ HOA KHÍ

II.1. Sơ đồ hệ thống nhiên liệu dung bồi chế hoa khí

Hệ thống nhiên liệu trên nông cơ xăng sử dụng chế hoa khí còn nhằm cung cấp nhiên liệu tới bình chứa nên hòa trộn với không khí tạo thành hỗn hợp, cung cấp cho nông cơ với nồng và thành phần thích hợp nhất cho tổng chế độ làm việc.

Hệ thống nhiên liệu sử dụng chế hoa khí bao gồm các thành phần nhỏ (hình 11.3) sau:



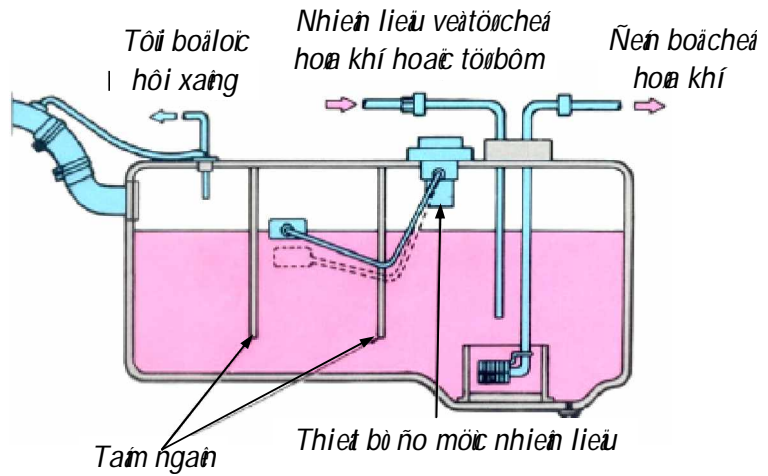
Hình 11.3. Sơ đồ hệ thống cung cấp nhiên liệu trên nông cơ xăng dung bồi chế hoa khí.

Trong sơ đồ trên có ba nồng ống dẫn xăng: nồng nhiên liệu chính dẫn tới bình chứa tới bơm, nồng hồi nhiên liệu về bình chứa và nồng dẫn hơi nhiên liệu tới bình chứa nên boil lọc hơi xăng (không cho hơi xăng thoát ra môi trường).

11.1.1. Bình chứa nhiên liệu

Bình chứa nhiên liệu nớc làm từ các tấm thép mỏng nớc rất ớc phía sau xe nên chống sỡ rờ rã của xăng trong trường hợp xảy ra va chạm. Phía trong bình chứa có một lớp kim loại chống rã.

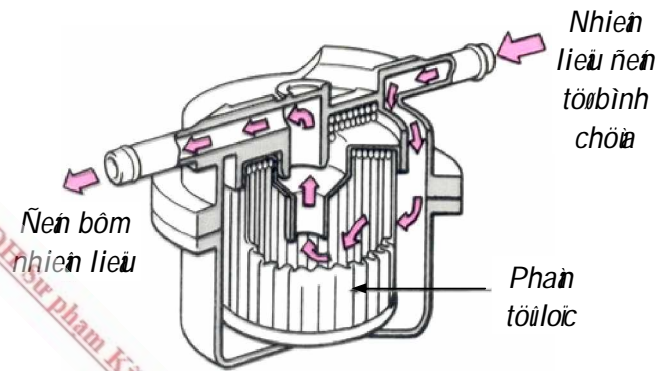
Trong bình chứa xăng có các tấm ngăn để tránh việc thay đổi mức nhiên liệu khi xe chuyển động, đặc biệt là khi tăng tốc và giảm tốc đột ngột. Miếng của ống dẫn xăng nớc rất cao hơn này trung khoảng 2 ÷ 3 cm để chống cạn và nớc có lẫn trong bình chứa. Ngoài ra trong bình chứa nhiên liệu còn có một thiết bị để đo mức nhiên liệu.



Hình 11.4. Bình chứa nhiên liệu.

11.1.2. Lọc nhiên liệu

Lọc nhiên liệu nớc bố trí giữa bình chứa nhiên liệu và bơm nhiên liệu để loại bỏ các tạp chất hoặc nớc có lẫn trong xăng. Các phần tử bên trong bầu lọc làm giảm tốc độ dòng nhiên liệu, làm cho các phần tử nặng hơn xăng nớc giữ lại ở đáy của lọc và các tạp chất nhẹ hơn xăng nớc lọc ra bởi các phần tử lọc (hình 11.5).

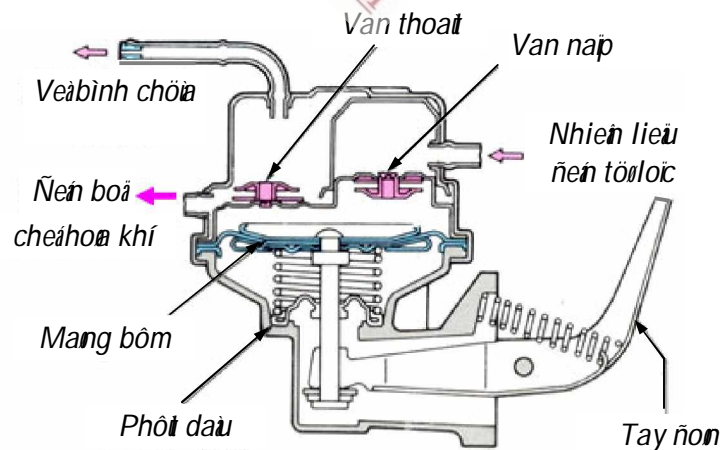


Hình 11.5. Lọc nhiên liệu.

11.1.3. Bơm nhiên liệu

Có hai loại bơm nhiên liệu, một loại có động cơ và một loại không có động cơ. Tuy nhiên, về cấu tạo và hoạt động của hai loại này có bản giống nhau.

Khi cam tác động vào cánh tay đòn của bơm, màng bơm sẽ chuyển động làm thay đổi thể tích của buồng phía trên và phía dưới (hình 11.6). Khi màng chuyển động xuống phía dưới van nạp mở và van thoát đóng nhiên liệu từ bình chứa nạp vào bơm. Khi màng chuyển động lên phía trên, van thoát mở và van nạp đóng nhiên liệu nớc cung cấp nên chế hòa khí.



Hình 11.6. Bơm nhiên liệu.

11.2. Nồng độ tính lyutông của boachehoa khí

Muốn tăng tốc nổ bay hơi cần phải xét tới xăng thật tốt, nên làm nước nhiều này cần phải tạo ra sôi chênh lệch tốc nổ giữa không khí và xăng qua hồng. Tốc nổ tổng nổ này càng lớn thì xăng nước xét tới càng tốt.

Thử nghiệm cho thấy, xăng bắt đầu nổ khi tốc nổ tổng nổ đạt 4 ÷ 6 m/s, khi tốc nổ trên đạt tới 30 m/s thì xăng nước xét tới hoàn toàn. Tốc nổ động không khí qua hồng boachehoa khí nóng có xăng hiện nay đạt 150 ÷ 200 m/s, tốc nổ của dòng nhiên liệu qua vòi phun nhỏ hơn tốc nổ này khoảng 25 lần. Nhờ vậy khi nóng có đạt tốc nổ cực nhanh, tốc nổ tia xăng ra khỏi vòi phun đạt khoảng 6 ÷ 8 m/s.

Thành phần hóa khí nỉ vào xylanh nóng có phụ thuộc vào tốc nổ của dòng không khí qua hồng, tốc nổ của xăng ra khỏi vòi phun và các điều kiện của vòi phun và hồng khuếch tán. Thành phần hóa khí này nước thể hiện qua hệ số độ loãng không khí α , thay đổi theo tổng chế độ làm việc của nóng có.

Nước tính của boachehoa khí là hàm số thể hiện mối quan hệ giữa hệ số độ loãng không khí của boachehoa khí với một trong các thông số khác trong chế độ làm việc của hóa khí nước boachehoa khí chuẩn bị và cấp cho nóng có. Nước tính của boachehoa khí dùng để đánh giá sự hoạt động của boachehoa khí khi chế độ làm việc của nóng có thay đổi.

$$\alpha = \frac{G_k}{G_{nl} \cdot L_o} \quad (11.1)$$

Trong đó G_k – lượng không khí qua boachehoa khí, (kg/s).

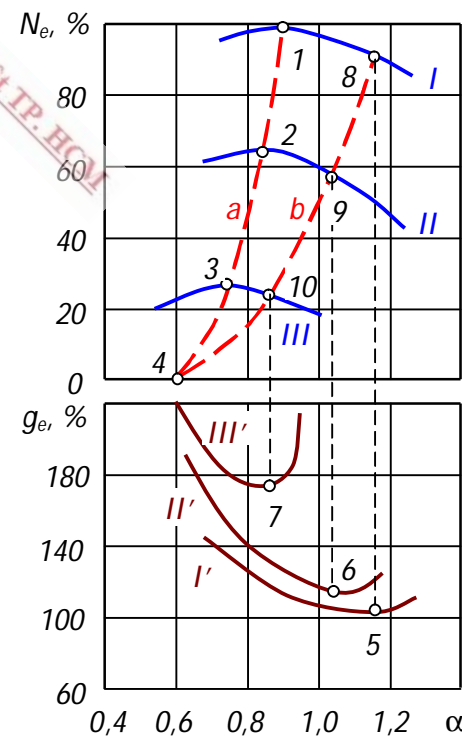
G_{nl} – lượng nhiên liệu qua boachehoa khí, (kg/s).

L_o – lượng không khí lý thuyết cần để cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu, (kg/kg nhiên liệu).

Nước tính lyutông của boachehoa khí là nước tính thể hiện sự thay đổi thành phần hóa khí α tối ưu theo tổng chế độ làm việc của nóng có. Quy luật thay đổi thành phần hóa khí tối ưu nước xác định qua nước tính nhiều chế độ thành phần hóa khí, thể hiện sự biến thiên của các chế độ kinh tế kỹ thuật của nóng có theo hệ số độ loãng không khí α khi giới hạn nổ của tốc nổ nóng có và vị trí buồng ga (hình 11.7).

Trên đồ thị: tung độ là công suất nóng có N_e và suất tiêu hao nhiên liệu g_e , hoành độ là hệ số độ loãng không khí α . Các đường I – I' là kết quả thí nghiệm khi môi trường ga 100%. Các đường II – II' và III – III' tương ứng với các vị trí buồng ga nhỏ dần. Qua đồ thị ta có thể nhận xét:

- Với $n = \text{const}$, ở mọi vị trí buồng ga giá trị của α tương ứng với công suất cực đại (các điểm 1, 2, 3) nếu nhỏ hơn những điểm công suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (các điểm 5, 6, 7, 8, 9, 10).
- Ở mọi vị trí buồng ga, các điểm đạt công suất cực đại nếu $\alpha < 1$.



Hình 11.7. Các nước tính nhiều chế độ thành phần hóa khí.

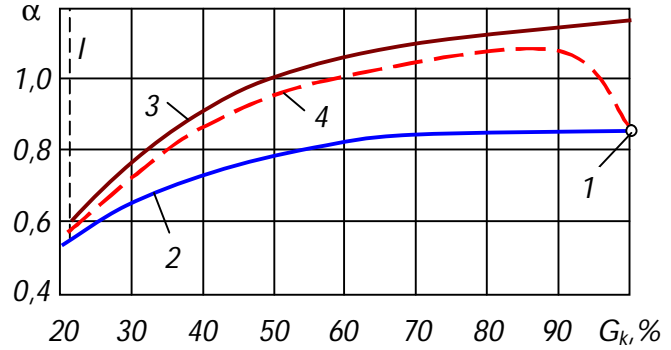
- Càng nồng nhiênbôim ga, α của nhiên coicông suất cõc ñai càng giảm.
- Khi môi100% bôim ga, suất tiêu hao nhiên liệu nhoinhat xuất hiện tại $\alpha \approx 1,1$. Càng nồng nhiênbôim ga vì trí xuất hiện g_{emin} càng chuyênh vềhông giảm của α , khi nồng bôim ga gần kín giátrò g_{emin} tổng òng với $\alpha < 1$.

Tõkeq quaitrên ta cõi khi nồng bôim ga nhoidain, muõn coicông suất cõc ñai (N_{emax}) cũng nhõ muõn coisuat tiêu hao nhiên liệu nhoinhat (g_{emin}) ñeu phải lam cho hoã khí ñaim leñ. Tuytheo công ñung vàñieu kiến lam của nồng cõ mañthõc hiện viec ñieu chanh ñeñ N_e và g_e biến thieñ theo thanh phan hoã khí α ñõic sai với ñõõng coithanh phan hoã khí của công suất cõc ñai (ñõõng a) hoac sai với ñõõng coithanh phan hoã khí của suất tiêu hao nhiên liệu nhoinhat (ñõõng b).

Nhõucac ñõõng cong a, b ta xay ñõõng ñõõc mãi quan hegiõa thanh phan hoã khí α theo lõõng khõng khí G_k của cheãhoã khí trên toai ñõõ $\alpha - G_k$ theo công suất cõc ñai hoac suất tiêu hao nhiên liệu nhoinhat (hình 11.8).

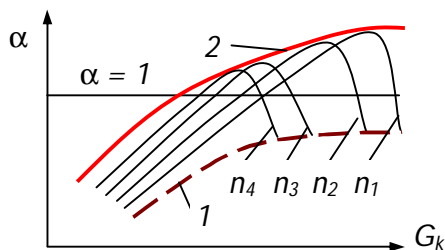
Trong thõc teq ngõõi sõi chã ñõõi hoñ nồng cõ phat ra công suất cõc ñai khi môi 100% bôim ga (ñieñ 1), con lai tat caicac vì trí khac khi nồng nhoidain bôim ga can ñieu chanh ñeñ nồng cõ hoat ñõõng với thanh phan hoã khí tiet kiem nhac. Vì vậy, mãi quan he lyitõõnh nhac giõa α và G_k lañ ñõõng 4. Ñay chính lañ ñeñ tính lyitõõng của cheãhoã khí, khi nồng cõ lam viec õi mãi toq ñõõnhac ñõõnh.

Tiep tục thõõngñieñ nồng cõ với nhiều giátrò toq ñõõkhac nhau của nồng cõ, ta cũng thu ñõõc caic ñang ñeñ tính tổng toq (hình 11.9). Ñõõng bao 2 của caic ñeñ tính theãñieñ caic cheãñoãlam viec tiet kiem nhac õicac toq ñõõkhac nhau khi môiheñ bôim ga. Ñõõng 1 lañõõng ñõõ caic ñieñ coicông suất cõc ñai õicac toq ñõõkhac nhau của nồng cõ khi môi100% bôim ga. Tuy nhieñ, ñeãgiãm mãi ñõõphõic tap, ngõõi ta ñung ñõõng trung bình thay cho ñeñ tính lyitõõng $\alpha - G_k$ ñõõc xay ñõõnh bang thõc ñieñ ñeñ nồng cõ lam viec tiet kiem nhiên liệu nhac ñõõ với mãi toq ñõõ (hình 11.10).



Hình 11.8. Ñeñ tính lyitõõng của cheãhoã khí.

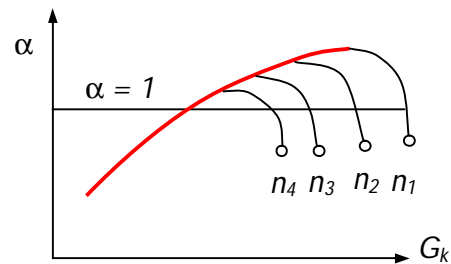
- l – giõõ hạn khõng tai.
- 1 – khi bôim ga môihoan toan.
- 2 – khi công suất cõc ñai.
- 3 – khi suất tiêu hao nhiên liệu nhoinhat.
- 4 – quan he lyitõõng của α và G_k .



Hình 11.9. Ñeñ tính lyitõõng của cheãhoã khí õicac toq ñõõkhac nhau.

$$(n_1 > n_2 > n_3)$$

- 1 – caic cheãñoã N_{emax} , khi môiheñ bôim ga.
- 2 – caic cheãñoã g_{emin} , khi môiheñ bôim ga.



Hình 11.10. Ñeñ tính lyitõõng của cheãhoã khí õicac toq ñõõkhac nhau.

$$(n_1 > n_2 > n_3)$$

Giới hạn của hệ số độ loãng không khí α của các chế độ làm việc khác nhau như sau:

- Khi nóng cô làm việc ở chế độ không tải, muốn nóng cô làm việc ổn định $\alpha = 0,4 \div 0,8$.
- Khi môi trường ga tổng nóng $\alpha = 1,07 \div 1,15$ để giúp nóng cô làm việc tiết kiệm.
- Nếu nóng cô đạt công suất cực đại khi môi trường 100% môi trường ga cần $\alpha = 0,75 \div 0,9$.
- Khi khối nóng lạnh ở tốc độ thấp, hoặc khí nam nếu nóng cô để khối nóng cần $\alpha = 0,3 \div 0,4$.

11.3. Hệ thống phun chính và phương pháp nhiều cánh thành phần hỗn hợp

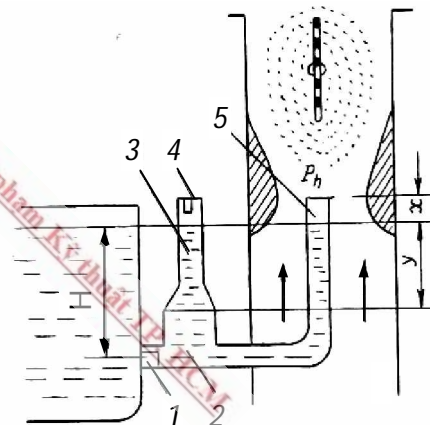
Hệ thống phun chính của bộ chế hòa khí là hệ thống cung cấp lượng xăng chủ yếu cho hầu hết các chế độ làm việc của động cơ. Cho nên nay, người ta vẫn dùng một trong ba biện pháp sau để nhiều cánh thành phần hỗn hợp:

- Giảm nồng độ xăng trong ống gió chính.
- Giảm nồng độ xăng trong ống gió.
- Nhiều cánh tiết diện góc-lô chính kết hợp với hệ thống không tải.

11.3.1. Hệ thống chính giảm nồng độ xăng trong ống gió chính (hình 11.11)

Nhiên liệu từ buồng phao qua góc-lô chính 1 vào không gian 2, rồi từ đó qua vòi phun 5 vào ống khuếch tán. Ống không khí 3 nối liền với không gian 2, trên miệng ống 3 có góc-lô không khí 4.

Khi nóng cô chờ làm việc, một xăng trong ống 3 và trong vòi phun 5 lẫn nhau. Khi nóng cô hoạt động, phần xăng trong ống 3 sẽ hút hết trước, lúc này xăng qua góc-lô 1 vào không khí qua góc-lô 4 vào hoặc trộn trong không gian 2 tạo thành các bọt xăng rồi phun vào buồng chế hòa khí. Khi ra khỏi vòi phun các bọt xăng này sẽ di chuyển nhanh và trộn đều với không khí tạo nên hỗn hợp. Trong quá trình này, không khí qua góc-lô 4 đi vào ống 3 vì vậy làm cho nồng độ xăng sau góc-lô 1 giảm, nhờ đó giảm lượng xăng qua góc-lô 1. Nhiều nay có thể dùng làm hoặc khí cấp cho nóng cô nhất định khi tăng nồng độ xăng trong ống ΔP_h .



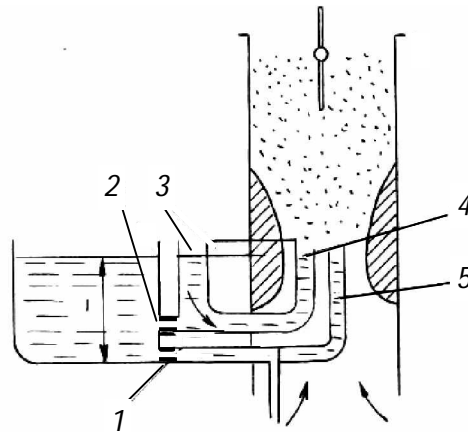
Hình 11.11. Sơ đồ nguyên lý hệ thống chính giảm nồng độ xăng trong ống gió chính.

- 1 – góc-lô chính; 2 – không gian tạo bọt xăng;
3 – ống không khí; 4 – góc-lô không khí; 5 – vòi phun.

11.3.2. Hệ thống chính có góc-lô bổ sung (hình 11.12)

Phương pháp nhiều cánh thành phần hỗn hợp có góc-lô bổ sung là một trường hợp đặc biệt của phương pháp nhiều cánh giảm nồng độ xăng trong ống gió chính. Trong hệ thống gồm có hai góc-lô nhiên liệu tạo thành hai hệ thống cung cấp nhiên liệu vào buồng khuếch tán. Một hệ thống nước xem như hệ thống chính giảm nồng độ xăng trong ống gió chính, với tiết diện của góc-lô không khí là ∞ và hệ thống còn lại thích chất là bộ chế hòa khí hỗn hợp.

Khi nóng cô không làm việc thì một xăng trong cả hai hệ thống đều nhỏ nhau và ngang với một xăng trong buồng phao. Khi nóng cô làm việc, hệ thống bổ sung cũng làm việc nhờ hệ thống làm giảm nồng độ xăng trong ống gió chính (xem hình 11.12).



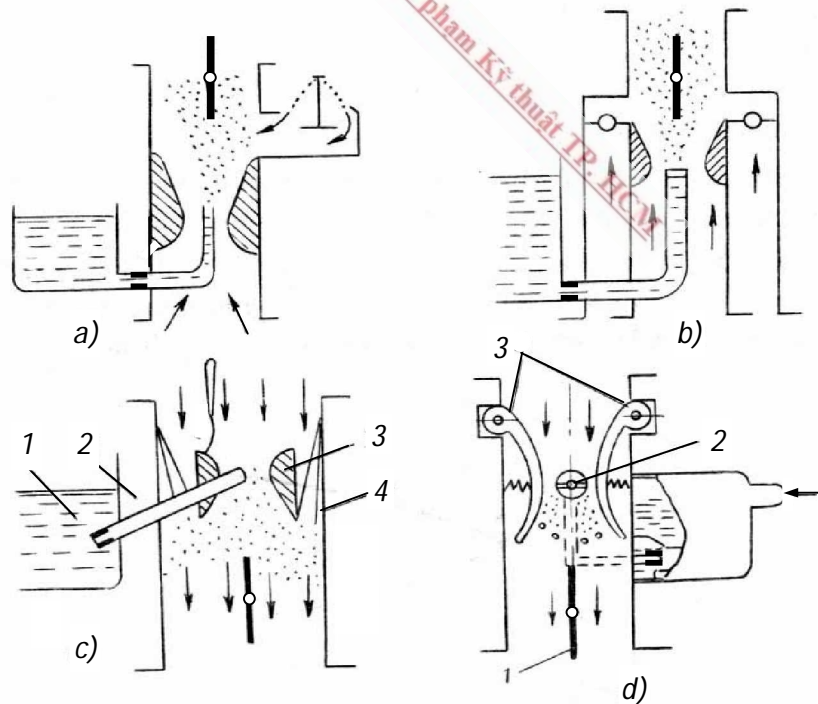
Hình 11.12. Sơ đồ bộ nguyên lý hệ thống chính có góc-lô boásung.
 1 – góc-lô chính; 2 – góc-lô boásung; 3 – ống không khí;
 4 – vòi phun; 5 – vòi phun.

11.3.3. Hệ thống chính nhiều cánh nĩa chặn không ôi hõng khuếch tán

Thay nĩa thanh phân hoá khí nĩa vào nõng cô bằng cách nhiều cánh nĩa chặn không ôi hõng, coi thể thõc hiện theo hai cách sau:

- Nĩa thêm không khí vào khu vực phía sau hõng.
- Thay nĩa tiết diện lõu thông của hõng.

Cả hai cách này đều làm giảm nĩa chặn không ôi hõng khi tăng lõng không khí qua hõng G_k , qua nĩa giảm nõc lõng nhiên liệu ñi qua hõng G_{nh} . Nhờ ñó ñi hoá khí cung cấp cho nõng cô nhất ñàn.



Hình 11.13. Các phương pháp giảm nĩa chặn không ôi hõng.
 a), b), c) dùng van phun ñi tắt; 1 – góc-lô, 2 – vòi phun, 3 – hõng, 4 – lõu xo.
 d) thay nĩa tiết diện ôi hõng; 1 – bõm ga; 2 – vòi phun; 3 – hõng.

Cách 1: nước giới thiệu trên các hình 11.13a, b, c bằng cách ngắt một van phui trên buồng ống nạp ôi khu vực không gian hỗn hợp hoặc cho một phần không khí đi qua van một chiều hình cầu hay qua khe hở giữa các lõi lọc lại. Khi nối chân không ôi buồng quailôn, buồng thông qua các van và các lõi lọc nước môi trường, xăng trở buồng phao qua gíc-lô và với phun nạp phun vào họng. Bơm ga căng môi trường, tốc độ dòng khí phía trước họng căng tăng, đồng thời nối chân không ôi buồng và nối chân không ôi phía sau họng cũng tăng theo. Khi nối chân không tại dung lên các lõi lọc thì các lõi lọc trở nên thông môi trường ống phui xung quanh họng. Kết quả là làm giảm nước nối chân không ôi buồng, trở nên giảm loãng nhiên liệu G_{n1} và làm cho hỗn hợp khí nhạt dần theo yêu cầu.

Ưu điểm của phương pháp này là do có thể giảm bớt nồng độ khí của họng nên khi nồng độ môi trường ga, tốc độ dòng khí qua họng còn tăng nữa cao, nhờ đó xăng ra với phun nước sẽ tới tốc độ.

Nhược điểm của nó là khi nhiên liệu xăng ty nhiên hỗn hợp khí với thành phần tốt nhất cho tổng chế tạo làm việc của động cơ. Hoạt động của hệ thống thiếu ổn định, bởi sau một thời gian làm việc, lõi lọc của các lõi lọc bị giảm, làm cho bộ chế tạo hỗn hợp khí hoạt động kém chính xác. Chính vì vậy, ngay nay các phương pháp này rất ít dùng.

Cách 2: nước thể hiện trên hình 11.13d, khi căng môi trường bơm ga các cánh 2 căng sát vào thành họng, làm tăng tiết diện lưu thông của họng ôi khu vực này với phun. Kết quả là nên giảm nối chân không ôi buồng và loãng nhiên liệu G_{n1} qua họng cũng giảm, giúp cho hỗn hợp khí nhạt dần và động cơ làm việc tiết kiệm.

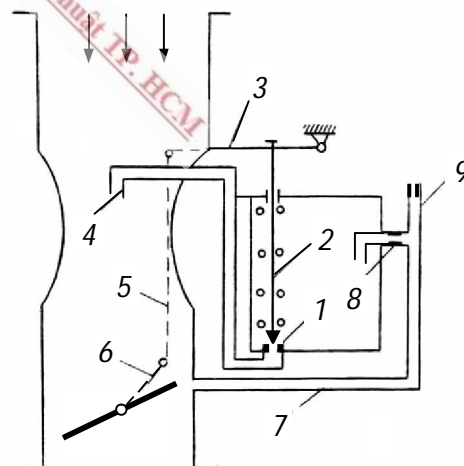
11.3.4. Hệ thống chính thay đổi tiết diện gíc-lô chính kết hợp với hệ thống không tải

Trong hệ thống có buồng xăng không tải 7, gíc-lô chính 1 và van kim 2 nhỏ (hình 11.14).

Khi động cơ làm việc ở chế độ không tải, bơm ga môi trường nối chân không ôi buồng rất nhỏ không đủ sức hút xăng ra với phun 4. Lúc này nối chân không sau bơm ga lớn truyền qua buồng ống 7, hút xăng qua gíc-lô 8 và không khí qua gíc-lô 9 hòa trộn với nhau tạo thành hỗn hợp sơ bộ sau đó nước hút qua buồng ống 7 vào không gian sau bơm ga.

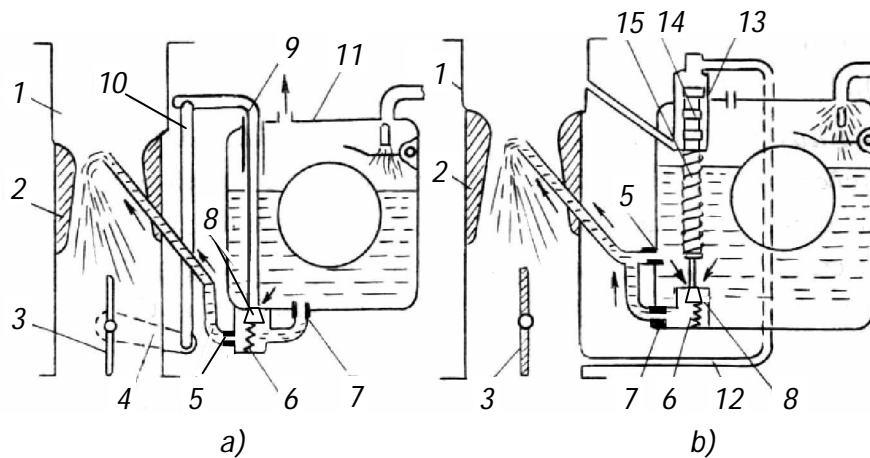
Khi động cơ làm việc ở chế độ tải thì môi trường trung bình, bơm ga môi trường lớn, nối chân không sau bơm ga giảm dần và loãng xăng cung cấp qua gíc-lô 8 cũng giảm theo. Trong quá trình này, tiết diện gíc-lô 1 cũng nước môi trường lớn dần qua các thanh dẫn nóng nhất van kim làm tăng lưu lượng xăng ra với phun 4, nhờ đó hỗn hợp khí trong xy lanh không quá nhạt.

Tuy nhiên, trong cơ cấu dẫn nóng cơ khí nhỏ hình 11.14 có nhược điểm là tiết diện lưu thông của gíc-lô 1 chế phui thuốc vào vị trí của bơm ga. Vì vậy, với một vị trí nhất định của bơm ga, khi ta thay đổi tốc độ của động cơ thì nối chân không tại họng thay đổi nên nối với vị trí van kim thay đổi theo, những biện pháp dẫn nóng bằng cơ khí không nạp ống nước yêu cầu này. Với hệ thống dẫn nóng bằng chất lỏng phức tạp nước nhược điểm trên.



Hình 11.14. Sơ đồ nguyên lý hệ thống chính nhiên liệu xăng tiết diện của gíc-lô kết hợp với hệ thống không tải.

- 1 – gíc-lô; 2 – van kim; 3 – thanh ke;
- 4 – vòi phun;
- 5 – thanh ke;
- 6 – tay gạt;
- 7 – buồng ống không tải;
- 8, 9 – gíc-lô.



Hình 11.17. Sơ đồ hệ thống làm nậm.

a) Dẫn nóng bằng cơ khí b) Dẫn nóng bằng chân không

- 1 – che hở khí; 2 – hông khuếch tán; 3 – bôim ga; 4 – tay nôm; 5 – gíc-lô chính;
 6 – loxo; 7 – gíc-lô làm nậm; 8 – van; 9, 10 – tay nôm; 11 – buồng phao;
 12 – nòng ống; 13 – xylanh; 14 – piston; 15 – loxo.

b) Hệ thống làm nậm dẫn nóng bằng chân không (hình 11.17b)

Khi nóng cơ làm việc ôi tại nhôivà trung bình, bôim ga nóng mở phần, nôm chân không sau bôim ga tống nôm lên truyền qua nòng ống 12, ép loxo 15, hút piston 14 nôm lên nôm van 8 nóng kín lỗ thông. Khi môi trường bôim ga, nôm chân không sau bôim ga nhôidẫn, lọc loxo trôineh lên hôn lọc hút piston, làm cho piston bị nôm trôixuong môi trường thông của van 8 bổ sung thêm nhiên liệu tới gíc-lô chính và với phun làm nậm hoàn hợp.

Hệ thống làm nậm dẫn nóng bằng chân không nôm khiến cho hệ thống làm việc ôi các vì trí khác nhau của bôim ga, tùy theo tốc độ nóng cơ. Khi bôim ga môi 100%, hệ thống sẽ hoạt động với môi tốc độ nóng cơ, nhôinôm coitác dụng tốt cho tính năng của xe. Tuy nhiên hệ thống này có cấu tạo phức tạp, khối lượng nặng trong sử dụng, yêu cầu cao nôm với nôm khí của hệ thống, nhất là piston và xylanh nôm hệ thống hoạt động chính xác.

11.4.3. Hệ thống tăng tốc

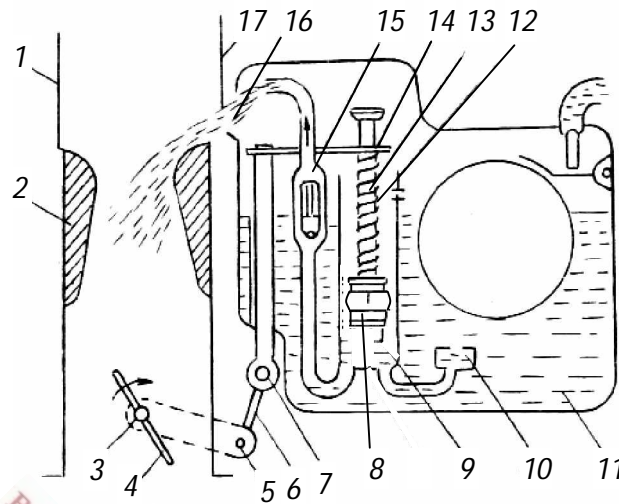
Hệ thống tăng tốc có công dụng phun thật nhanh một lượng nhiên liệu bổ sung vào hỗn hợp khí bị nhạt khi bôim ga môi ngoài, giúp nóng cơ tăng tốc tốt và làm việc ổn định.

Khi muốn tăng tải hoặc tốc độ nôm nhanh chóng phải môi bôim ga nôm ngoài. Bởi quán tính của xăng lên hôn không khí nên không khí tràn vào nhiều hôn. Mặt khác, khi không khí vào nhiều làm giảm áp suất và nhiệt độ trong không gian hỗn hợp khiến xăng khó bay hơi và bám vào thành ống nạp. Kết quả làm cho hỗn hợp bị nhạt khi môi ngoài bôim ga. Chính vì vậy, hệ thống tăng tốc nôm trang bị nôm khác phức hiện tống nôm.

Trên hình 11.18 giới thiệu sơ đồ nguyên lý hệ thống tăng tốc dẫn nóng bằng cơ khí. Ôi vì trí nóng nhôibôim ga, thông qua tay nôm và cần ép 14, piston 8 nôm kéo lên. Xăng tống buồng phao qua cửa van 10 vào chôn nôm trong xylanh 9.

Khi bôim ga môi ngoài, qua hệ thống tay nôm và cần ép 14 ép loxo 12, nôm piston nôm xuống làm tăng áp suất xăng trong xylanh 9, lúc này van hút xăng 10 bị kín lỗ thông vào buồng phao. Động cơ xylanh nôm môi van kim 15, phun qua gíc-lô tăng tốc vào hông bôiche hở khí, bôim nôm làm nậm

hoạt khí khi tăng tốc. Nếu chế môi bơm ga tốt thì xăng trong xylanh sẽ lọt qua van 10 và khe hở giữa piston – xylanh quay về buồng phao, do đó quá trình tăng tốc không xảy ra.



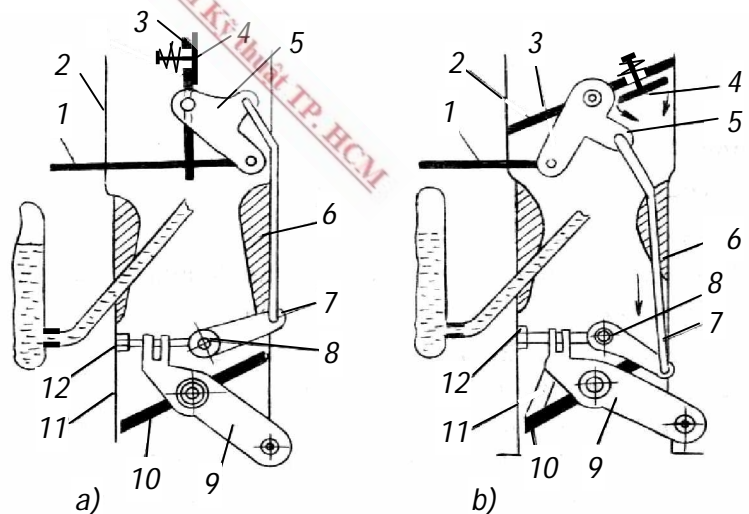
Hình 11.18. Sơ đồ nguyên lý bơm tăng tốc dẫn nóng bằng cơ khí.

1 – buồng hòa khí; 2 – hồng khuếch tán; 3, 4 – bơm ga; 5, 6, 7 – hệ

thống tay non. Do hòa khí bị nhạt nhiều nhất khi bắt đầu môi nổ ngoài bơm ga nên phải đặt vị trí tay non sao cho piston có hành trình lớn nhất vào lúc bắt đầu môi nổ ngoài bơm ga.

11.4.4. Hệ thống khởi nóng

Vào lúc khởi nóng, tốc độ nóng của rất thấp (khoảng 50 ÷ 100 vòng/phút), tốc độ dòng khí qua họng rất thấp nên nó chặn không tại họng cũng như dẫn nên xăng ra với phun ít. Mặt khác, khi nóng của lạnh, xăng khó bay hơi cũng khiến cho thành phần hoạt khí vào nóng của rất loãng nên nóng của rất khó khởi nóng. Muốn nóng của dễ khởi nóng, ngay cả khi nhiệt độ nóng của thấp phải cần có hoạt khí nằm ($\alpha = 0,3 \div 0,4$), nên nay nước thợ hiện nên hệ thống khởi nóng. Hệ thống khởi nóng có sơ đồ nguyên lý như hình 11.19, làm việc như sau:



Hình 11.19. Sơ đồ nguyên lý cấu tạo nhiều khiến cánh bơm giới

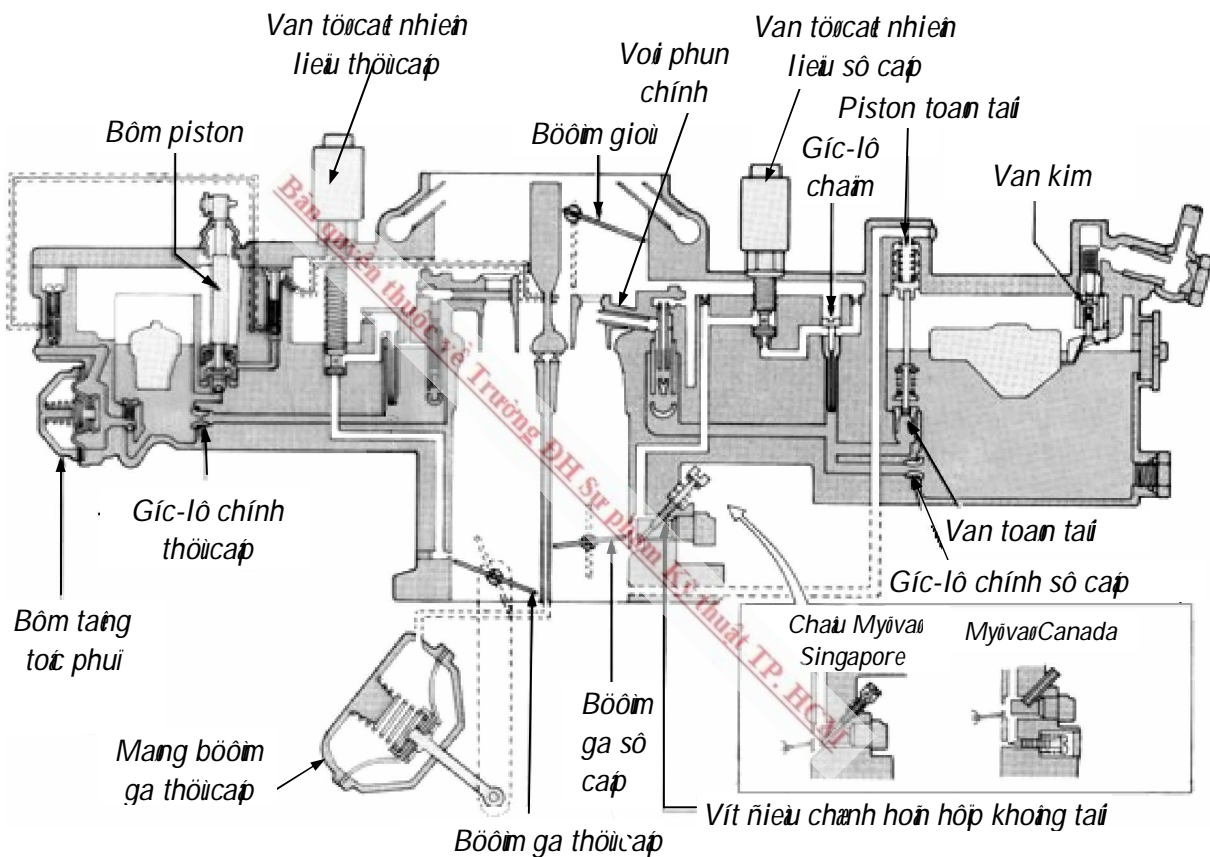
1 – thanh ke; 2 – miếng van cửa hòa khí; 3 – bơm giới; 4 – van an toàn; 5, 7, 9 – hệ thống tay non; 8 – cam; 10 – bơm ga; 11 – thanh ống phía sau bơm ga; 12 – vít ty nhiều chức năng.

Khi khởi nóng cánh bơm giới 3 nóng kín, tạo nên chặn không trong nóng ống nạp phía sau bơm giới vì vậy tất cả các vòi phun chính và họng tại hoạt nóng làm cho hoạt khí nằm hẳn lên.

Khi nổng cô bat nầu lam viec ma bôôm ga 10 chóa kíp môi trên bôôm ga coi van an toan va loo xo. Neú năo chănh không trong ống năp nưôilôn, van an toan 4 năo c môi ra hui boasung không khí, giúp hăo khí côi thanh phân thích hăp. Khi nổng cô năo lam viec oin nănh, bôôm gioim môi hoan toan năe trănh toan thă cho không khí năi vađ.

III. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC VÀ KẾT CẤU CỦA BỘ CHẾ HOẠ KHÍ (TOYOTA 4A – F)

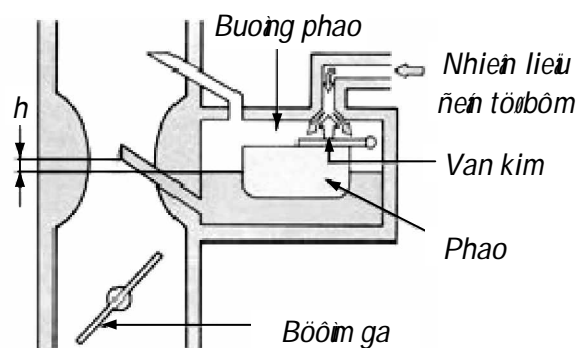
Ồi boă chế hóo khđ côi hai hăng hui xưođ, không khí va nănh lieú năo c hăo trănh trong 1 hăng (hă hăng sô căp) khi xe di chuyênh văi căc tăc năo thăp hăc trung bđnh, lăođng khí lăy vađ ít va chuyênh năo c trănh trong căi hai hăng (hă hăng sô căp va thăo căp). Khi măi chăe năo tăi năng năo c năe trănh nổng cô hăc khi xe di chuyênh văi tăc năo lăođn, boă chế hóo khđ côi thă hóo trănh không khí va nănh lieú trong 1 hăng hăc trong 2 hăng văi ty lăe hóo khđ tăi năh, năp ống văi tăng chăe năo lam viec cūi nổng cô.



Hình 11.20. Sơ đồ nguyên lý bộ chế hóo khí hai hăng hui xưođ, nổng cô Toyota 4A – F.

III.1. Hă hăng phăo

Nănh lieú năo c hui ra khăi văi phun chđnh năo ăp suăc chănh không tăo ra bôđi đong khí qua hăng khuech tăi. Neú sđi chănh lăch năo căo (h) giăe miêng văi phun va măi nănh lieú trong buăng phăo thă năi thđ lăođng xăng cđng căp tăo văi phun cđng thă năi va ty lăe hănh hăp cđng thă năi theo. Do văy măi xăng trong buăng phăo phăi giăo đđi vđ trđ căi nănh. Nănh nay thăc hănh bôđi hă hăng phăo nhđ (hđnh 11.21).

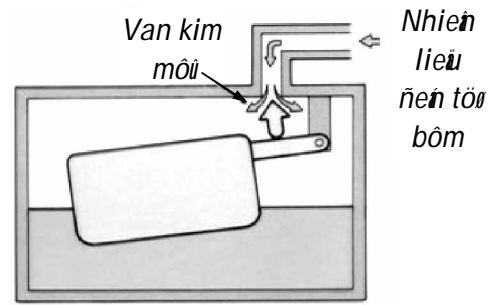


Hình 11.21. Hă hăng phăo.

III.1.1. Nĩeu khiĩn mĩc phao

Khi xăng tĩu bĩm nĩeu liĩu nĩ qua van kim vao buĩng phao, phao nĩ lĩn nĩng van kim lĩi vao đĩng viĩc cĩp xăng.

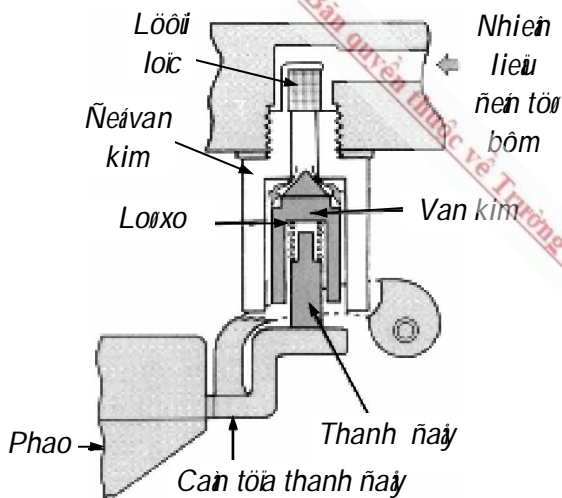
Khi xăng trong buĩng phao bĩ tĩu thĩi, mĩc xăng sẽ giĩm vao van kim mĩi xăng chĩy vao buĩng phao. Bĩng cĩch nĩy xăng ũi trong buĩng phao nĩũc giũũi mĩc cĩi nĩnh (hĩnh 11.22).



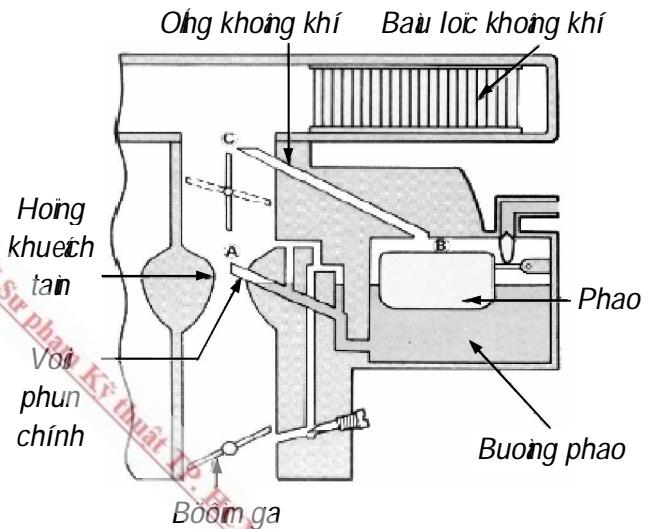
Hĩnh 11.22. Hĩi thĩng phao nĩeu khiĩn van kim mĩi

III.1.2. Van kim

Khi xe chuyĩn nĩng trĩn nĩũng, mĩc xăng trong buĩng phao sẽ thay nĩĩ. Do nĩi phao xăng nĩũc nĩng lĩn hay hĩi xũng, lĩm ảnh hĩĩng nĩn lĩĩng xăng ra vĩi phun. Nĩĩ khĩc phĩc hiĩn tĩũng nĩy, chuyĩn nĩng cũĩ phao xăng nĩũc truyĩn tĩi van kim qua cĩn nĩy tĩc đĩng lĩn lĩi xo. Lĩi xo chĩng mĩi van kim vao giũũi van lĩũn nĩng khi cĩi sũi chuyĩn nĩng lĩn xũng cũĩ phao nĩĩ giũũi cho mĩc nĩeu liĩu trong buĩng phao khĩng nĩĩ (hĩnh 11.23).



Hĩnh 11.23. Hĩi thĩng van kim nĩeu khiĩn mĩc nĩeu liĩu ũi nĩnh.



Hĩnh 11.24. Hĩi thĩng thĩng khĩng khĩ.

III.1.3. Ốĩng thĩng khĩ

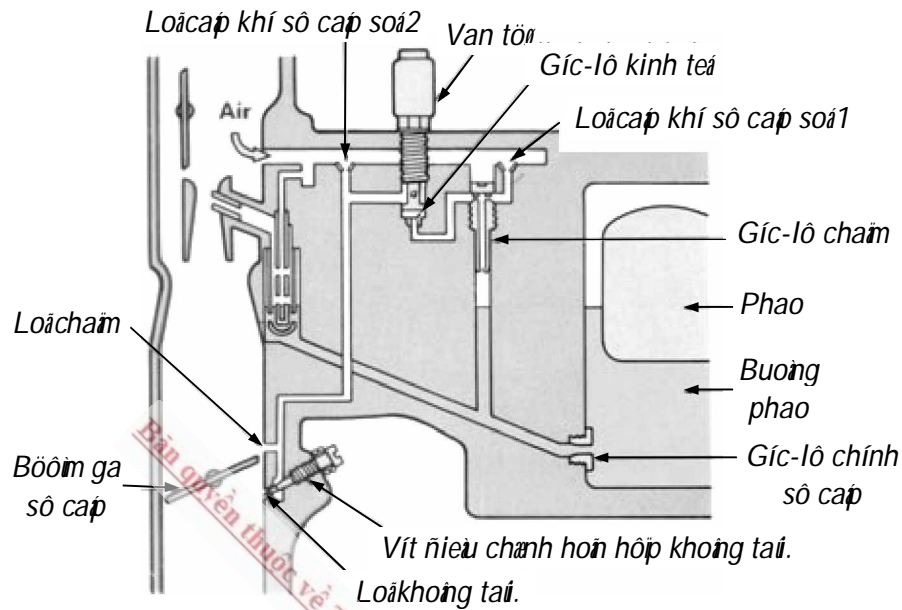
Lĩĩng xăng nĩũc cĩng cĩp qua vĩi phun chĩnh lĩi lĩĩng xăng cĩn thĩi cho nĩng cĩ lĩm viĩc, nĩũc xĩc nĩnh bĩi sũi chĩnh lĩi giũũi ỉp suĩt khĩng khĩ (chĩn khĩng) ũi hĩng khueĩch tĩn vao ỉp suĩt trĩn mĩt thĩng cũĩ buĩng phao. Chĩnh vĩi vĩy, lĩĩng xăng cĩng cĩp ra hĩng khueĩch tĩn phĩi thĩũc vao nĩi chĩn khĩng trong hĩng khueĩch tĩn, ỉp suĩt khĩng khĩ tĩi hĩng giũũi vao ỉp suĩt trong buĩng phao phĩi bĩng nhĩu. ỉp suĩt trĩn mĩt thĩng cũĩ buĩng phao nĩũc giũũi cĩn bĩng vĩi ỉp suĩt ũi hĩng giũũi bĩi ỉng thĩng khĩ nhĩ (hĩnh 11.24).

Nĩu ỉng thĩng khĩ bĩ tĩt hay bĩu lĩc khĩ bĩ bĩn sẽ lĩm cho ỉp suĩt ũi hĩng giũũi hĩi hĩn ỉp suĩt trĩn mĩt thĩng cũĩ buĩng phao lĩm cho lĩĩng xăng cĩng cĩp qua vĩi phun chĩng tĩng. Nĩeu nĩy lĩm cho hĩi hĩp quĩi nĩĩm vao rĩnh hĩĩng xĩu nĩĩn tĩn nĩng cũĩ nĩng cĩ.

Nĩu bĩ mĩt lĩp gheĩp cũĩ buĩng phao bĩ lĩĩng hoĩc giũũng hĩng giũũi bĩ hĩng thĩ ỉp suĩt trong buĩng phao bĩng vĩi ỉp suĩt khĩ trĩi. Nĩeu nĩy cĩng lĩm cho lĩĩng nĩeu liĩu cĩp ra vĩi phun chĩng tĩng vao lĩm cho hĩi hĩp qua nĩĩm.

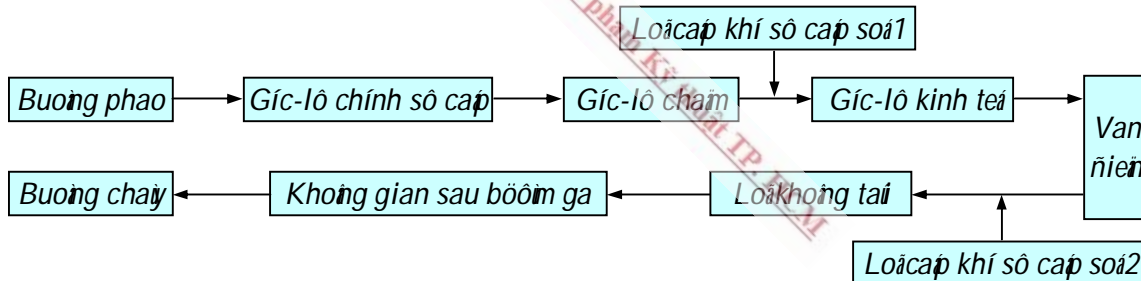
III.2. Mạch tốc độ thấp sơ cấp

Khi động cơ chạy chậm, bơm ga hút môi trường khí nước hút vào buồng hòa khí rất nhỏ. Nhờ vậy, nồng độ nhiên liệu trong buồng hòa khí thấp qua vòi phun chính. Vì lý do này mạch tốc độ thấp sơ cấp được trang bị để cung cấp xăng phía dưới bơm ga khi động cơ chạy chậm.



Hình 11.25. Mạch tốc độ thấp sơ cấp.

Xăng và không khí đi qua các bộ phận khác nhau của mạch tốc độ thấp sơ cấp theo thời gian sau:



Động cơ chạy không tải, bơm ga hút môi trường khí nước hút vào buồng hòa khí rất nhỏ. Nhờ vậy, nồng độ nhiên liệu trong buồng hòa khí thấp qua vòi phun chính. Vì lý do này mạch tốc độ thấp sơ cấp được trang bị để cung cấp xăng phía dưới bơm ga khi động cơ chạy chậm.

Khi bơm ga hút môi trường khí nước hút vào buồng hòa khí rất nhỏ, nồng độ nhiên liệu trong buồng hòa khí thấp qua vòi phun chính. Vì lý do này mạch tốc độ thấp sơ cấp được trang bị để cung cấp xăng phía dưới bơm ga khi động cơ chạy chậm.

III.3. Mạch tốc độ cao sơ cấp (hệ thống chính)

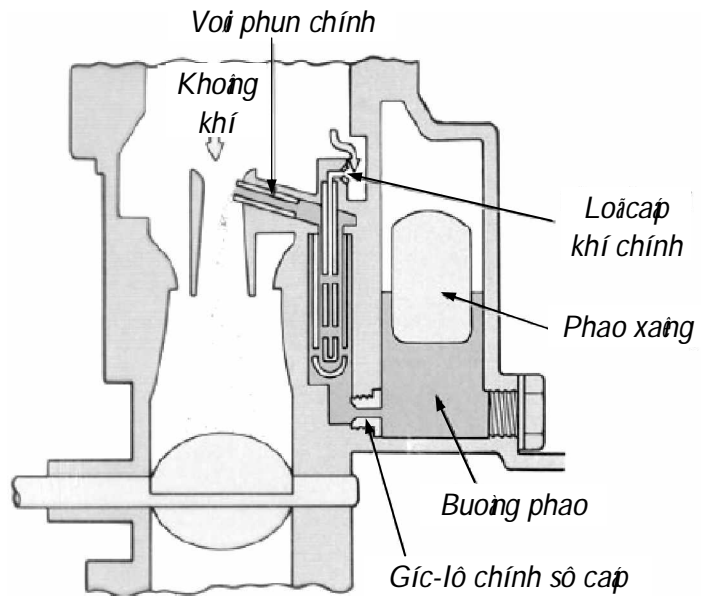
Mạch tốc độ cao sơ cấp có công dụng cung cấp một lượng nhiên liệu với thành phần kinh tế cho động cơ khi xe di chuyển với tốc độ trung bình đến tốc độ cao. Bởi vì khoảng tốc độ lớn nhất nhiên liệu khi lái máy này, nên nó còn được gọi là hệ thống chính.

Công suất ra lớn nhất được cung cấp bởi các mạch phụ trợ nhờ mạch tăng tốc và mạch toàn tải.

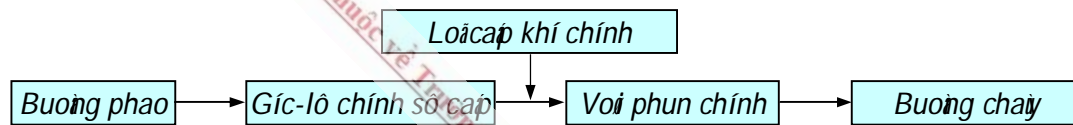
Sơ nòi mạch tốc nòi cao sơ cấp nòi c thể hiện trên (hình 11.26).

Khi bôim ga môi tốc nòi dòng khí qua hông khuech tain tâng, áp suất không khí tại miệng của vòi phun chính giảm xuống thấp hơn trong buồng phao. Khi nều này xảy ra, xăng trong buồng phao tràn với không khí từ loã cấp khí chính vào nòi nòi c hút ra khỏi vòi phun chính. Sau nòi bô xei nòi bôim không khí nỉ qua hông khuech tain vào dẫn nên các xylanh.

Xăng và không khí nỉ qua các phần khác nhau của mạch tốc nòi cao sơ cấp nhô sau:



Hình 11.26. Sơ nòi mạch tốc nòi cao sơ cấp.



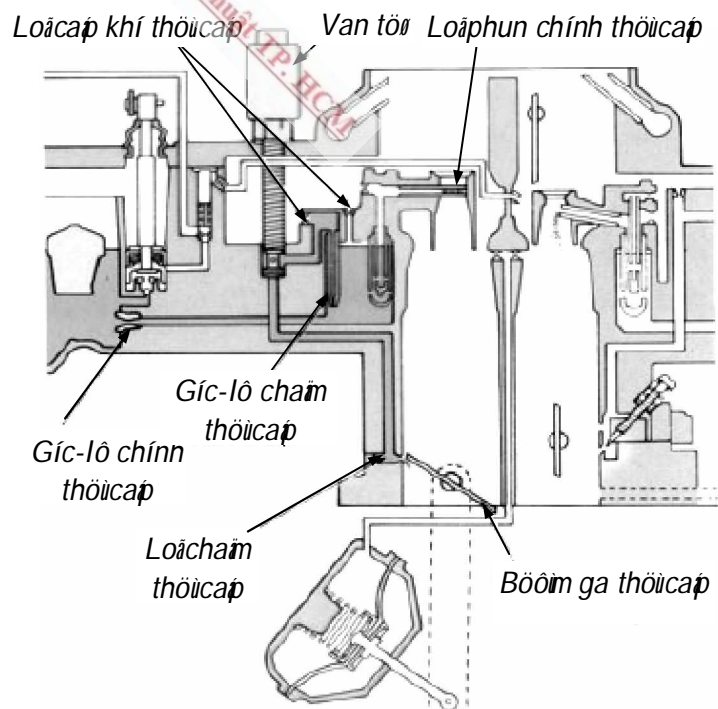
Khi xăng bắt nầu ra khỏi vòi phun chính thì cái hai mạch tốc nòi thấp sơ cấp và tốc nòi cao sơ cấp nều cho xăng vào nòi c. Khi lòi xăng cung cấp từ vòi phun chính của mạch tốc nòi cao sơ cấp tăng thì lòi xăng cấp bôim mạch tốc nòi thấp sơ cấp giảm.

III.4. Mạch tốc nòi thòi cấp

Tại thòi nếm bôim ga thòi cấp bắt nầu môi dòng không khí trong hông thòi cấp chuyeñ nòi c chìm, còi nghóa là một lòi c xăng nòi c thoát ra khỏi hông phun chính thòi cấp. Nều này làm cho hoi hoi nhai, tòi khi phần lòi c lòi c khí nòi c hút vào, với kết quả mạch thòi cấp bắt nầu hoạt nòi c quai muoi, làm cho nòi c bô giat trong quai trình tăng tốc.

Vì vậy, nêi phong ngôa hiện tòi c này, khi bôim ga sơ cấp môi quai gic chìm thòi cấp, và bôim ga thòi cấp hoi môi bôim côi côi kich-up, nòi c chìm không nòi c tạo ra trong loã chìm thòi cấp, làm cho xăng phun ra khỏi loã này.

Sô nòi nguyên lý của mạch tốc nòi thấp thòi cấp, thể hiện trên (hình 11.27).



Hình 11.27. Mạch tốc nòi thấp thòi cấp.

III.5. Mạch tối ưu cao thời cấp

Mạch tối ưu cao sơ cấp chế như cung cấp hỗn hợp khí nóng có làm việc ôi chế nôi tại nôi. Trong trường hợp nóng có hoạt nóng có chế nôi tại lôn, lônng hỗn hợp cung cấp từ hơng khuech tain của mạch sơ cấp không naim baio cho nóng có hoạt nóng. Khi nôi mạch tối ưu cao thời cấp bắt nầu lam viec nê ba sung nheın lieıu, lam naim hỗn hợp theo yeıu cầu hoạt nóng của nóng cõ.

Mạch tối ưu cao thời cấp có cấu tạo giống như mạch tối ưu cao sơ cấp. Nhưng do mạch thời cấp nôi thiết kế nê hoạt nóng khi nóng có sinh ra công suất lôn nê nóng kính của voi phun, hơng khuech tain va gíc-lõ nôi lam roıng hõn cung loai so với mạch sơ cấp.

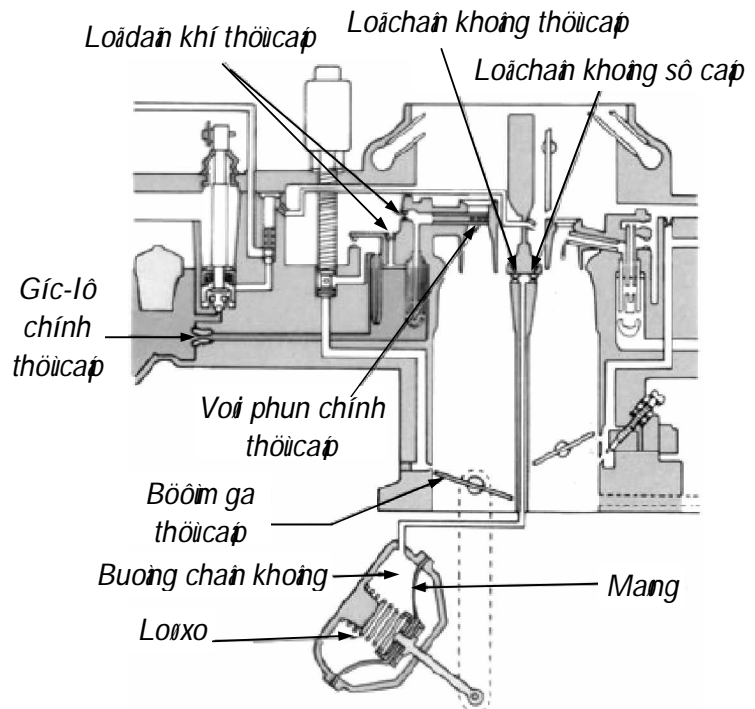
Do lônng nheın lieıu tieıu thui khi mạch tối ưu cao thời cấp bắt nầu hoạt nóng lôn hõn lônng nheın lieıu tieıu thui khi chế cõ mạch sơ cấp hoạt nóng, nê ngõoi ta trang bõ cõ cấu nêiı khiẽn cho pheıp mạch tối ưu cao thời cấp hoạt nóng chế khi nóng có lam viec ôi chế nôi tại nêı.

III.6. Mạch toàn tải (hệ thống làm naim)

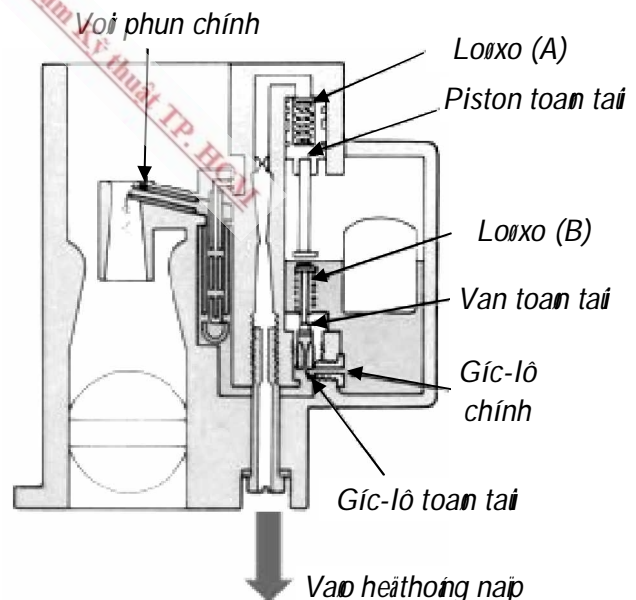
Mạch sơ cấp tối ưu cao nôi thiết kế cung cấp hỗn hợp cho nóng có lam viec tiet kieın. Vì vậy, khi nóng có phát hê công suất cần phải cung cấp theın nheın lieıu nê lam naim hỗn hợp. Nêiı nay nôi thõc hieın nhõu mạch toan tai, mạch nay có công dụng cung cấp theın nheın lieıu nê lam naim hỗn hợp, giup cho nóng có phát ra công suất cõc nêi. Sơ nõi nguyên lý của hê thõng nôi thê hieın treın (hình 11.29).

Khi bõim ga hê mõi (nóng có lam viec ôi chế nôi tại nõi), nõi chãn khõng trong nõi õng nãp sau bõim ga tãng leın, giõ cho piston hoan toan õi võ trı treın. Nêiı nay lam cho van toan tai nóng.

Khi bõim ga mõi roıng (nóng có lam viec ôi chế nôi tại nêı hoãc xe leo doıc), nõi trong khõng treın nõi õng nãp yeıu nı va piston hoan toan tai bõ nây xuong nhõu vaõ loıxo (A) lam van toan tai mõi. Khi nõi nheın lieıu nõi cung cấp qua gíc-lõ chính va gíc-lõ toan tai tới mạch tối ưu cao nê lam naim hỗn hợp. Nõi với nóng có 4A – F, khi van toan tai mõi lõng nheın lieıu cung cấp nõi tãng theın từ 15 ÷ 20%.

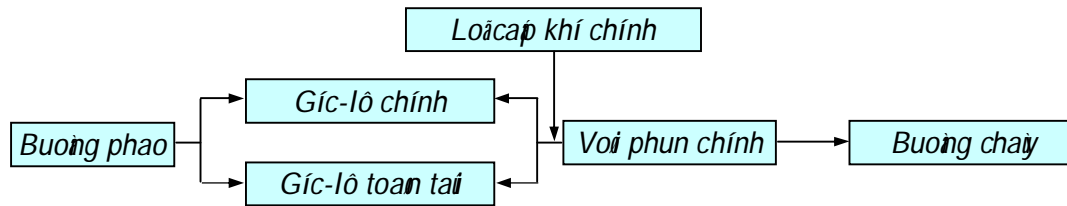


Hình 11.28. Mạch tối ưu cao thời cấp.



Hình 11.29. Sơ nõi nguyên lý mạch toan tai.

Nhiên liệu và không khí chảy qua các phần khác nhau của mạch toàn tải nhỏ sau:



Khi van toàn tải đóng kín không tạo seal cho hỗn hợp trong mạch tốc độ cao số cấp nhằm vào làm giảm tính tinh tế của động cơ.

Nếu nhiên liệu không thoát xung quanh piston toàn tải, hoặc không có chân không bị tắt, piston sẽ do vị trí dưới van toàn tải vẫn môi kết quả làm cho hỗn hợp nằm.

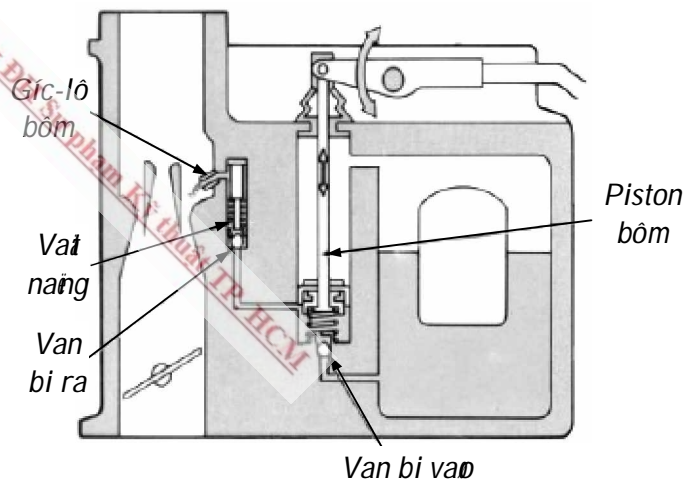
Mặt khác, khi piston bị kẹt ở vị trí trên, van toàn tải sẽ không môi cũng làm cho động cơ tăng tốc kém và suy giảm công suất.

III.7. Bơm tăng tốc

Khi môi bơm ga nổi ngoài, do quán tính của xăng lớn nên tuy lỗ ống không khí hút vào bơm chế hòa khí tăng ngay lập tức nhưng lỗ ống xăng tăng không kịp ứng kịp thời. Chính hiện tượng này làm cho hỗn hợp bị nhạt trong quá trình tăng tốc (môi nổi ngoài bơm ga).

Nếu khắc phục hiện tượng này, người ta trang bị bơm tăng tốc cho chế hòa khí nên có một ống ty lên hỗn hợp tốt nhất cho quá trình tăng tốc của động cơ. Số nguyên lý của hệ thống nhỏ (hình 11.30).

Khi tăng ga nổi ngoài, dưới tác dụng của piston bơm nhiên liệu trong xylanh bơm bị nén lại, áp lực của nhiên liệu làm nảy van bị ra và phun vào họng khuếch tán qua gíc-lô bơm. Khi nhả chân ga, piston bơm đi lên van bị vào môi động nhiên liệu nên cho xăng tới buồng phao và xylanh bơm. Ngoài kiểu bơm tăng tốc nhỏ trên ra còn có bơm tăng tốc kiểu mang. Hoạt động của hai loại bơm này về cơ bản nhỏ nhau.



Hình 11.30. Sơ đồ nguyên lý bơm tăng tốc.

III.8. Hệ thống nhiên liệu khi nổi ngoài

Khi nhiệt độ động cơ thấp, vì không có nạp lạnh nên xăng sẽ không bay hơi tốt. Vì vậy hỗn hợp sẽ bị nghèo, dẫn đến khối khí nóng cho động cơ.

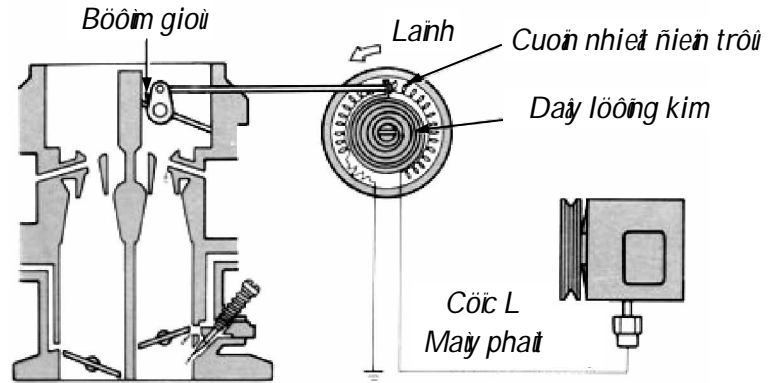
Ngoài ra, nhiệt độ động cơ càng thấp thì công ma sát càng tăng lên chuyển động của các chi tiết trong động cơ càng chậm, dẫn đến tốc độ quay của động cơ vào lúc khởi động nhỏ làm cho nhiên liệu không trong hệ thống nạp rất yếu và làm giảm lỗ ống xăng cung cấp qua lỗ không tải.

Nếu khởi động cho động cơ nổi ngoài, người ta trang bị hệ thống bơm giới hạn. Hệ thống này cho phép cung cấp một lượng hỗn hợp nằm hơn để động cơ khởi động khi động cơ lạnh. Kiểu bơm giới hạn dùng nhiều hiện nay là bơm giới hạn khi nổi ngoài, nhỏ (hình 11.31).

Khi khối nóng cho nóng cô

Khi nóng cô khối nóng bôim gioi nớc nait sau cho nôi nớc nóng hoan toan bới loxo lờng kim cho nhen khi nheát nỏmỏa trờng nait tời 30°C.

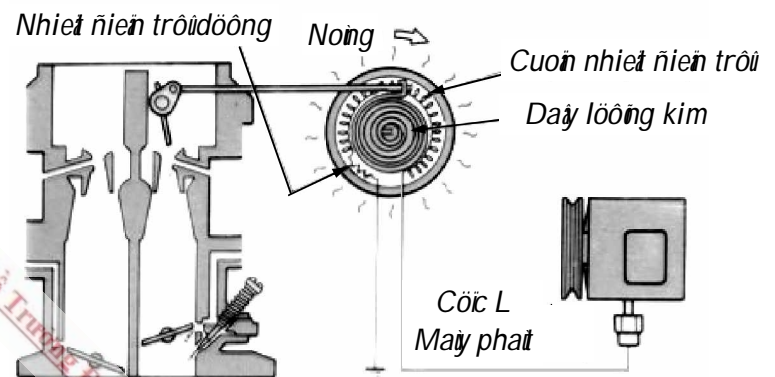
Khi nóng cô lam viec vớì bôim gioi nóng, nỏchain khỏng nớc taỏ ra phía đỏi bôim gioi Nieu nay lam cho mỏ lờng xang lỏn nớc cung cap qua caic mach toỏ nỏthỏp va toỏ nỏcaỏ sỏ cap, lam naim hoỏ hỏp. Giup nóng cô khối nóng nớc deỏang.



Khi nóng cô khối nóng

Sau khi nóng cô khối nóng

Sau khi nóng cô nỏ khối nóng, cốc L của máy phát nien tab ra đong nien nỏ nhen cuỏn nheát nien trỏi Đong nien nay lam nheát nien trỏi nóng len va truyen nheát cho đay lờng kim, đay lờng kim nóng len gian nỏ va mỏ bôim gioi



Sau khi nóng cô khối nóng

Hình 11.31. Hệ thống nien khiến bôim gioi tời nóng.

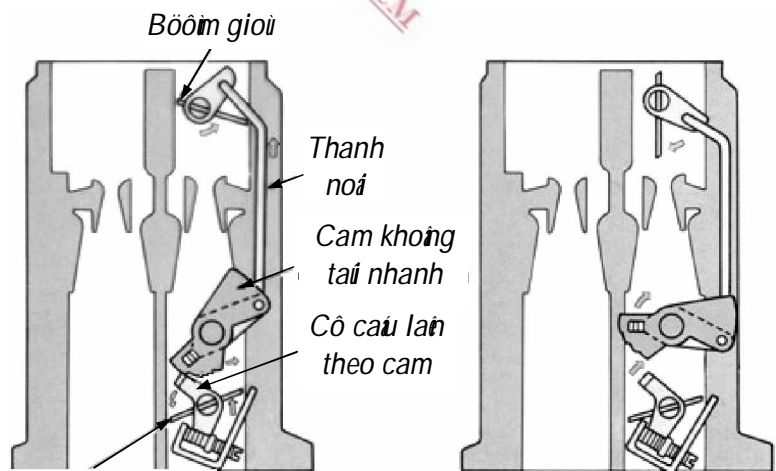
Nheát nien trỏi đờng (PTC) nớc trang bở nheát khỏng cho đong nien nỏ va cuỏn đay nheát nien lỏn hỏn mỏic can thiet sau khi bôim gioi nỏmỏu het va phía trong buỏng loxo nỏ nait khoảng 100°C.

III.9. Cô cấu khỏng tẻi nhanh (cỏm chỏng nhanh)

Sau khi nóng cô khối nóng lỏnh, do nheát nỏ lam viec của nóng cô chỏa nait giỏi trỏi ỏn nỏnh nhen ma sỏt beỏn trong nóng cô tẻng. Chớnh vì vậy nhen phải tẻng nhanh toỏ nỏ cỏm chỏng khi nheát nỏ nóng cô thỏp nẻ nóng cô mau chỏng nait trẻng thỏi nheát lam viec ỏn nỏnh, giup nóng cô hoỏt nóng toỏ hỏn.

Nẻ khaỏc phức hieỏn tờng nay, cô cấu cỏm chỏng nhanh nớc trang bở vớì taỏc đung heỏ mỏu cỏnh bôim ga nẻ tẻng toỏ nỏ khỏng tẻi khi nóng cô cỏi nheát nỏ thỏp.

Nếu nóng cô khối nóng khi lỏnh thì bôim gioi sẽ nóng khi chain



Bôim ga

Cỏ cấu cỏm chỏng nhanh hoỏt nóng

Cỏ cấu cỏm chỏng nhanh khỏng hoỏt nóng

Hình 11.32. Cô cấu khỏng tẻi nhanh (cỏm chỏng nhanh).

ga bị nạp một lần vào nhai. Cùng lúc nội cam không tải nhanh nước nó với bơm ga qua thanh nối quay ngược chiều kim đồng hồ. Sau nội do có cấu trúc theo cam không tải nhanh mà nội chuyển động kết hợp với bơm ga, tiếp xúc với cam không tải và bơm ga sẽ hút môi. Với số môi nhai của bơm ga, tốc độ không tải lớn hơn một ít nước duy trì.

Sau khi nông cơ đã làm lạnh, nông cơ tiếp tục làm việc với tốc độ cam chóng nhanh (ngay cái trống hộp bơm giovan môi), cho nên khi ấn chân ga một lần nữa, có cấu trúc theo cam rời xa khỏi cam quay. Lúc này, cam trở lại vị trí ban đầu của nội nên nay làm bơm ga trở lại vị trí không tải và tốc độ nông cơ giảm xuống tốc độ không tải.

IV. NGUYÊN LÝ PHUN XĂNG TRÊN ĐỘNG CƠ NẠP

Trong nông cơ xăng với hệ thống cung cấp nhiên liệu dung chế tạo khí, lồng hỗn hợp với tỷ lệ thích hợp cung cấp cho nông cơ làm việc nước nên bởi chế tạo khí. Tuy chế tạo khí trang bị rất nhiều hệ thống và có cấu trúc khác nhau nên tạo ra nước hỗn hợp tốt nhất cho tổng chế tạo làm việc không không thể nạp ứng nước nhanh chóng và chính xác. Những nước nên nay có nước làm do hầu hết các có cấu trúc nước dẫn nông băng có khí nên khai thác tập trong việc dẫn nông, mặt khác còn gây nhiều khó khăn trong bảo dưỡng, sửa chữa và nên chỉnh hệ thống.

Nếu giải quyết những tồn tại này, trên những nông cơ xăng ngay nay người ta trang bị hệ thống phun xăng. Hệ thống này có thể nên khiến băng có khí hoặc băng nên tới hay kết hợp giữa có khí và nên tới. Trong các kiểu hệ thống phun xăng nên khiến băng nên tới máy tính nên khiến lồng nhiên liệu cung cấp cho nông cơ nên nạp ứng với môi chế tạo làm việc một cách nhanh chóng và tới ầu nhất. Trên thực tế có rất nhiều loại hệ thống phun xăng và chúng nước phân loại nhỏ sau:

- Hệ thống phun nhiên liệu liên tục và nên khiến chính là có khí: kiểu K – Jetronic, KE – Jetronic.
- Hệ thống phun nhiên liệu nên khiến băng máy tính: L – Jetronic, Mono – Jetronic, Motronic.

IV.1. Giới thiệu hệ thống phun xăng K – Jetronic

Hệ thống K – Jetronic là hệ thống phun nhiên liệu nước nên khiến hoàn toàn băng có khí (nội cái tiến của K – Jetronic nước nên khiến băng nên). Lồng nhiên liệu cung cấp nước nên khiến tới lồng không khí nạp và nước phun liên tục vào động cơ nạp, bên cạnh supap nạp của nông cơ.

Các chế tạo làm việc của nông cơ nên hơi có số thay đổi lồng hỗn hợp cung cấp tổng ứng. Số thay đổi này nước thực hiện bởi hệ thống K – Jetronic, nó bảo nên nước các chế tạo làm việc của nông cơ, suất tiêu hao nhiên liệu và nên nên hải của khí thải. Việc kiểm tra trực tiếp lồng không khí, cho phép hệ thống K – Jetronic tính toán phù hợp với số thay đổi chế tạo làm việc của nông cơ. Nếu giải quyết vấn đề chống ô nhiễm, hệ thống nước kết hợp với thiết bị chống ô nhiễm, lồng khí thải nước kiểm tra chính xác băng lồng không khí nạp.

Số nước hệ thống K – Jetronic nước thể hiện trên hình 11.33, bao ba nhóm thiết bị sau:

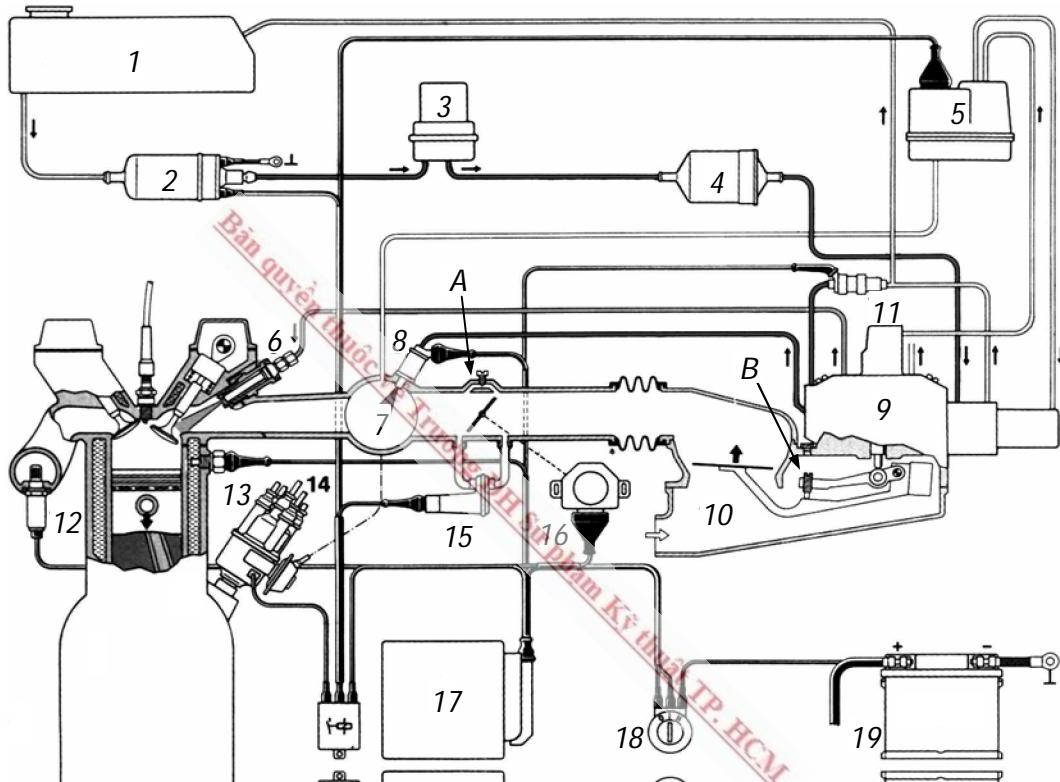
- Nhóm cấp nhiên liệu.
- Bộ phận kiểm tra lồng không khí.
- Bộ phận nên lồng nhiên liệu.

Nhóm cung cấp nhiên liệu bao gồm một bơm nên nên cung cấp nhiên liệu, nhiên liệu sau khi qua lọc và bố trí năng, nó nên nước nên lồng và phân phối nên các kim phun của nông cơ.

Bộ phận kiểm tra lờu lờng không khí nạp vào nờng cõ nờic nờic khiẻn bõih cẻnh bõim ga vào nờic kiểm tra bõih bõnh lờu lờng không khí nạp.

Bộ phận nờnh lờng nờic liẻu cẻitẻi dùng nờic khiẻn sõi nờnh lờng vàphẻi phẻi nờic liẻu. Bõnh lờu lờng không khí vàbõnh lờng – phẻi phẻi hẻp thẻp bẻi tẻiẻi chẻi hẻp. Kim phun nờic liẻu, phun liẻi tẻi nờic lẻi cẻi supẻp nạp. Ồiquẻi trẻi nạp, hẻi hẻp không khí vànờic liẻu nờic cung cẻp vào cẻi xylẻnh củi nờng cõ.

Dõi vào lờng không khí nạp thẻi tẻi bẻi nờ lờu lờng không khí nờic khiẻn lờng xẻng ra. Qua vời phun 6 xẻng nờic phun vào nờng óng nạp, ngay trỏic supẻp nạp, hẻi trỏi vời không khí nẻi qua bõim ga tẻi thẻp hẻi hẻp nẻi vào xylẻnh nờng cõ.



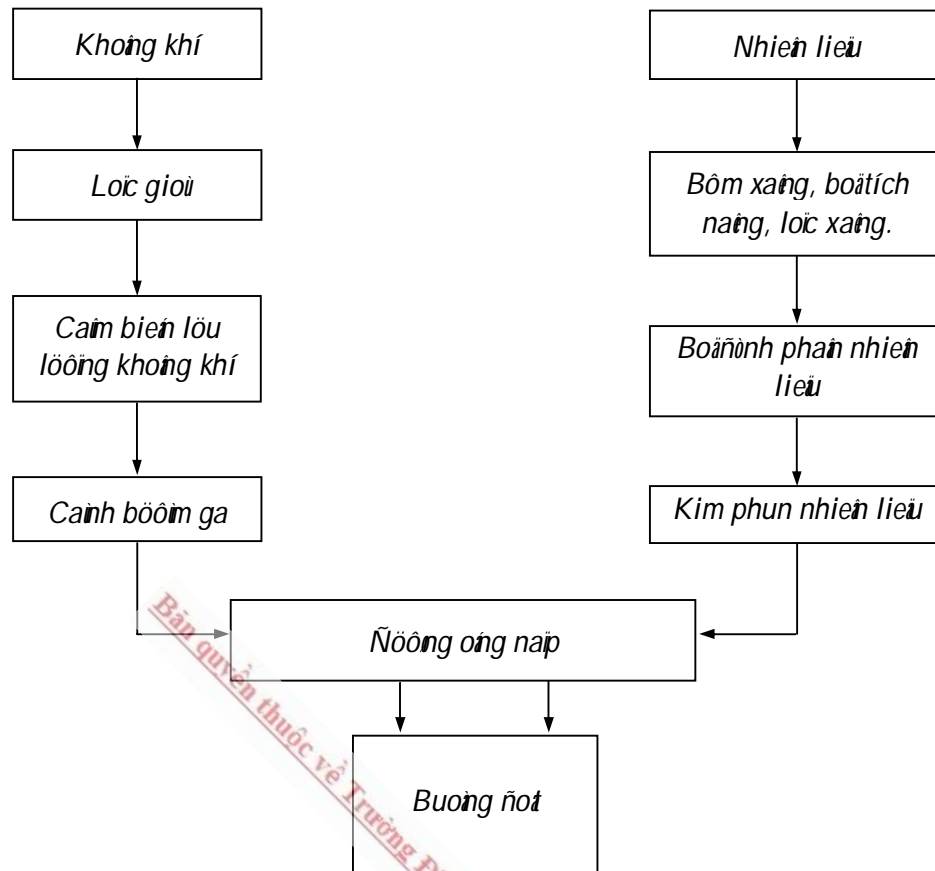
Hình 11.33. Sơ đồ hệ thống phun xăng kiểu K – Jetronic.

- 1 – Thùng nhiên liệu; 2 – Lọc nhiên liệu; 3 – Bẻi tẻiẻi nẻi; 4 – Lọc nhiên liệu;
5 – bõnh nờic chẻi chẻi ẻi mẻi; 6 – Kim phun; 7 – Bẻi nạp; 8 – Kim phun khỏic nờng;
9 – Bẻi nờnh phẻi; 10 – Bẻi nờng giẻi; 11 – Vẻn tẻiẻi sỏi; 12 – Cẻi bẻiẻi óxy; 13 – Cẻi bẻiẻi nẻiẻi nời
14 – Delco; 15 – Vẻn khỏic không khí; 16 – Cẻi bẻiẻi bõim ga; 17 – ECU; 18 – Contact mẻi; 19 – Accu.

Viẻi lẻm giẻi hẻi hẻp trong hẻi thẻng cẻi vẻi trỏi quẻn trỏi khi thẻi nỏi chẻi nỏi lẻm viẻi củi nờng cõ nỏi tẻiẻi tẻi, cẻi chẻiẻi, nẻi tẻi vẻi khỏic nờng.

Không khí nẻi tẻi lỏic giẻi nẻi cẻi bẻiẻi lờu lờng không khí, sau nỏiquẻi cẻnh bõim ga vào nờng cõ tẻi cẻi thỏi nẻiẻi supẻp nạp mỏi Cẻi nờic liẻu nẻi tẻi bẻiẻi chẻiẻi nờic bẻiẻi xẻng hẻi lẻi, qua lỏic xẻng nẻi bẻi tẻiẻi nẻi nẻi tẻi bẻiẻi nờnh lờng vàphẻi phẻi nờic liẻu. Tẻi nẻi nờic liẻu nờic phẻi phẻi cho cẻi xylẻnh vời mỏi lờng thẻi hẻp, tẻi theo chẻi nỏi lẻm viẻi trẻi nờng cõ.

Sơ đồ khỏic mỏi tẻi nờng nẻi củi khỏic không khí vànờic liẻu trong hẻi thẻng phun xăng K – Jetronic nờic thẻi hẻi trẻi (hình 11.34).

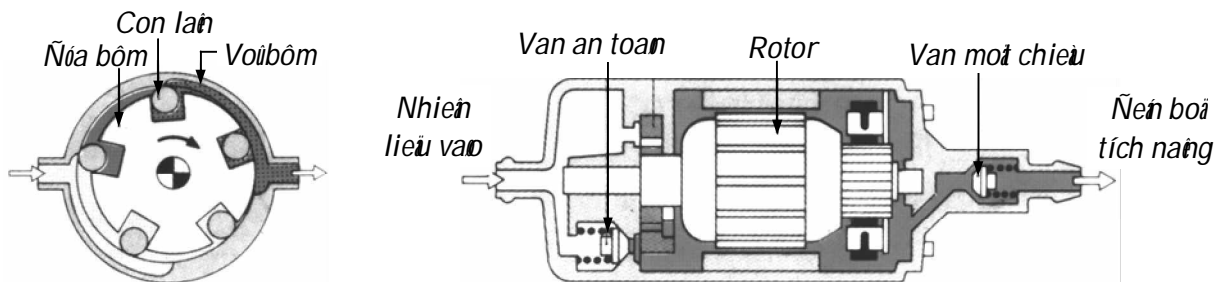


Hình 11.34. Sơ ñoàkhỏai nguyên lýihoat ñõng của hệthõng phun xăng kiểu K – Jetronic.

IV.1.1. Cấu tạo và nguyên lýihoat ñõng của các bộphần trong hệthõng

1) Bõm nhiên liệu

Khi cõudõng ñiẽn 12 volt cung cấp cho ñõng cõ ñiẽn sẽ làm cho rotor của ñõng cõ ñiẽn quay, dẫn ñiẽn các con lăn vàng ra ép sát vào với bõm và làm kín khoảng không gian giữa các con lăn. Khoảng không gian giữa hai con lăn khi quay cũitheátích tăng dần làm mạch hút của bõm, khoảng không gian cũitheátích giảm dần làm mạch thoát của bõm (hình 11.35).



Hình 11.35. Cấu tạo của bõm nhiên liệu.

Lõõng nhiên liệu từ bõm cung cấp sẽ qua khe hở giữa rotor và stator của ñõng cõ ñiẽn, dõõu tại cõudõng của áp suất nhiên liệu làm van một chiều mở và nhiên liệu ñõõc cung cấp vào hệthõng. Van an toan bõatrí bên trong bõm cũichõc năng giới hạn áp suất cung cấp nhiên liệu của bõm nhằm kéo dài tuổi thọ của bõm xăng.

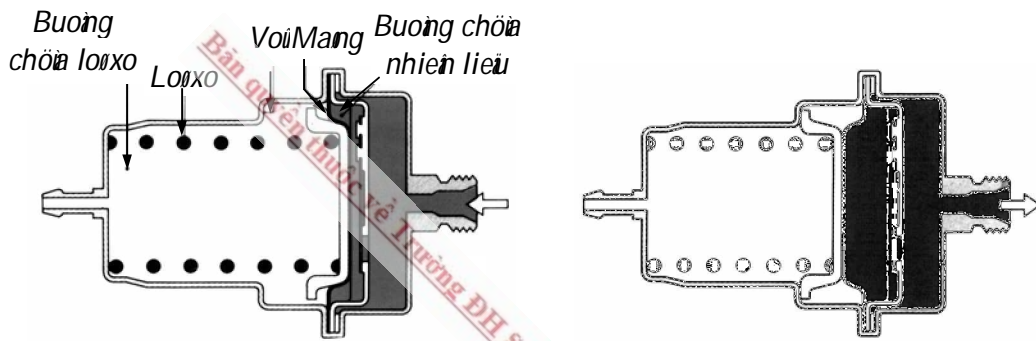
2) Bôtích năng

Bôtích năng dùng ñể tích lũy một lổing nhiên liệu giúp cho ñiêng cô ñể khỏii ñiêng trôi lại, ñiêng thỏii òii ñiêng áp suất nhiên liệu trong quá trình ñiêng cô hoạt ñiêng.

Bôtích năng ñócc chia lam hai buồng ngăn cách với nhau bởi một màng. Một buồng chứa nhiên liệu từ bơm cung cấp ñến, buồng còn lại chứa lò xo và ñiêng thông với khí trời.

Khi bơm lam việc, ñôi tài dung của áp suất nhiên liệu mang bì ñẩy sang trái lam cho lò xo bì ñiêng lại. Khi màng òii vì trí tại ña lúc này lổing nhiên liệu chứa ở buồng tích năng lớn nhất và ñiêng lổing ñôi trở về buồng tích năng lại tại ña khi xe hoạt ñiêng.

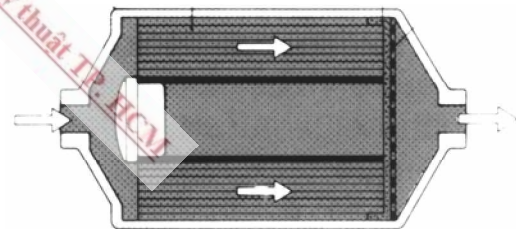
Khi ñiêng cô khỏii ñiêng, lò xo sẽ ñẩy màng ñể ñiêng nhiên liệu cung cấp cho hệ thống, giúp cho ñiêng cô khỏii ñiêng ñócc nhanh chóng. Ngoài ra bôtích năng còn có tài dung ñập tắt sóng ñiêng ñiêng áp suất do bơm tạo ñến. Nguyên nhân là lò xo của bơm cung cấp không ñiêng khi ñiêng hoạt ñiêng. Ở một số ñiêng cô, buồng chứa lò xo ñócc nối với ñiêng nhiên liệu và ñiêng chứa ñể ñiêng bảo an toàn khi màng bôtích năng bì vỡ ñiêng nhiên liệu.



Hình 11.36. Hoạt ñiêng của bôtích năng.

3) Lọc nhiên liệu

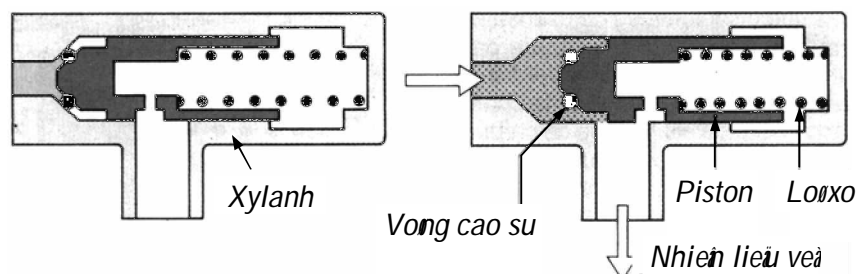
Lọc ñócc bôtích ở giữa bôtích năng và bộ phận phối nhiên liệu. Chức năng lam ñiêng ñể lọc sạch các cặn bẩn có trong nhiên liệu, ñể ñiêng bảo sỏ lam việc chính xác của bộ ñiêng lổing-phân phối và các kim phun. Dòng nhiên liệu sau khi qua lọc ñócc ñiêng ñể ñiêng ñiêng phân phối nhiên liệu và bộ ñiêng áp, (hình 11.37).



Hình 11.37. Lọc nhiên liệu.

4) Bộ ñiêng áp

Bộ ñiêng áp ñócc bộ phận bên trong bộ phận phối nhiên liệu, có chức năng giữ cho áp suất nhiên liệu trong hệ thống không ñiêng (khoảng 5 bar). Cấu trúc bộ ñiêng áp gồm một lò xo, một piston trôi trong xylanh và một vòng cao su lam kín bộ phận trên ñầu của piston, (hình 1.38).

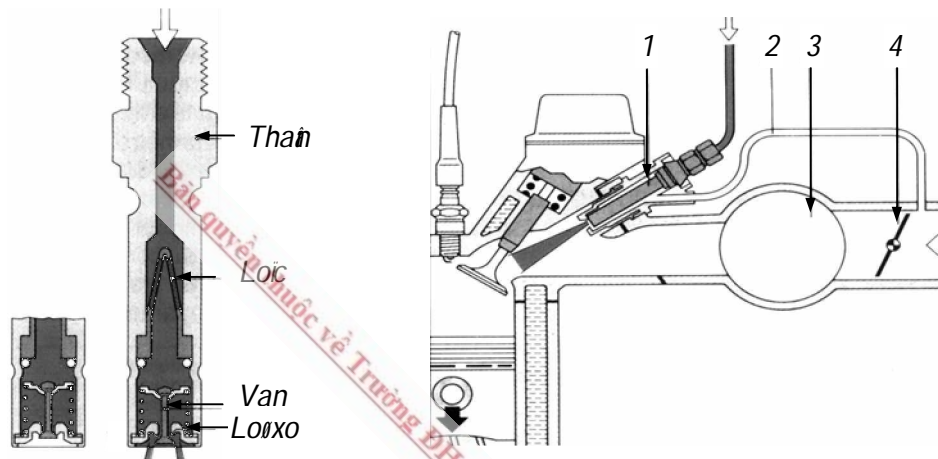


Hình 11.38. Bộ ñiêng áp.

Khi nòng cơ hoạt động, áp suất nhiên liệu từ bơm cung cấp nên bộ phận phối và bộ nhiên liệu áp. Do áp suất của bơm cung cấp bao giờ cũng lớn hơn áp suất cần thiết của hệ thống nên piston nhiều áp môi trường tạo một lỗng nhiên liệu trôi về bình chứa nhằm giới hạn áp suất nhiên liệu trong hệ thống không nổ. Nếu môi trường nhiên liệu nhiều hay ít phụ thuộc vào lỗng nhiên liệu tiêu thụ của nòng cơ. Khi ngắt công tác máy, bơm xăng ngừng quay, bộ nhiên liệu nòng cơ tránh giảm áp suất trong hệ thống.

5) Kim phun nhiên liệu

Các kim phun nối với áp suất nhiên liệu hình trước của nhà chế tạo và phun tới khi kim dao động. Nhiên liệu nối phun vào nòng ống nạp, bên cạnh supap nạp của các xylanh. Mỗi kim phun nối gắn chặt vào một giá đỡ biệt, giá đỡ này nối cách nhiệt để tránh nóng của nòng cơ. Các kim phun không có chốt nâng nên lỗng, chúng sẽ tới nòng môi trường áp suất vượt quá 3,5 bar.



Hình 11.39. Kim phun nhiên liệu.

1 – kim phun; 2 – nòng ống không khí; 3 – buồng phao; 4 – bơm ga.

Kim phun phải bảo đảm phun sống ở mọi chế độ làm việc của nòng cơ. Khi nòng cơ dừng các kim phun sẽ tới nòng ngay khi áp suất cung cấp giảm. Nếu cần thiết sẽ phun tới của nhiên liệu, ngoài ra bố trí một lỗ ở phía trước bơm ga, nhằm tạo thêm lỗng không khí nạp đi ngang qua thân kim phun. Lỗng không khí này sẽ tạo nên nhiên liệu khi phun, nhằm giảm suất tiêu hao nhiên liệu và ảnh hưởng của khí thải.

6) Bảo vệ lỗng nhiên liệu

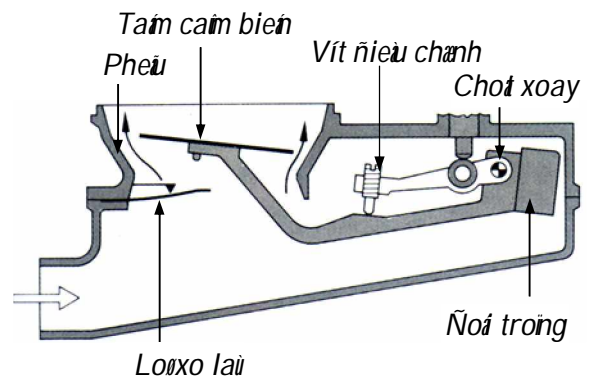
Nếu với nòng cơ phun xăng hỗn hợp nối hình thành ngay trước supap nạp. Lỗng không khí nạp phụ thuộc vào môi trường của cánh bơm ga. Do dòng không khí và nhiên liệu nối tạo thành hai dòng khác nhau, nên cần phải có một bộ phận nối chỉnh phối hợp một cách chính xác, để tạo ra một tỷ lệ hòa khí tối ưu. Muốn làm nối này, phải có một bộ phận xác định lỗng không khí nạp và bộ phận phối nhiên liệu nên các kim phun phù hợp với lỗng không khí nạp.

Bộ phận nối nhiệm vụ biệt lỗng không khí nạp gọi là bộ phận giới hạn và bộ phận phối nhiên liệu nên các kim phun gọi là bộ phận phối nhiên liệu. Hai bộ phận này nối ghép lại với nhau có nhiệm vụ định lỗng và phối nhiên liệu.

- Bảo vệ lỗng không khí.

Bảo vệ lỗng không khí nạp có chốt nâng kiểm tra lỗng không khí nạp vào nòng cơ và quyết định công suất của nòng cơ. Lỗng không khí nạp có bán dụng để xác định lỗng nhiên liệu phun. Do vậy, phải có sơ phối hợp chính xác giữa bảo vệ không khí và bảo vệ lỗng nhiên liệu.

Tất cả lỗ thông khí nạp đều phải đi qua bộ lọc gió. Bộ lọc gió được bố trí ở phía trước buồng ga, nó gồm một phễu và một cánh cửa di động. Khi không khí đi ngang qua tấm cánh cửa sẽ làm cho cánh cửa rơi khỏi vị trí ban đầu, qua đó cấu trúc tay đòn sẽ làm cho piston nhiều khi dịch chuyển. Piston này sẽ hình thành lỗ thông khí phù hợp với số lượng gió của nòng cơ.



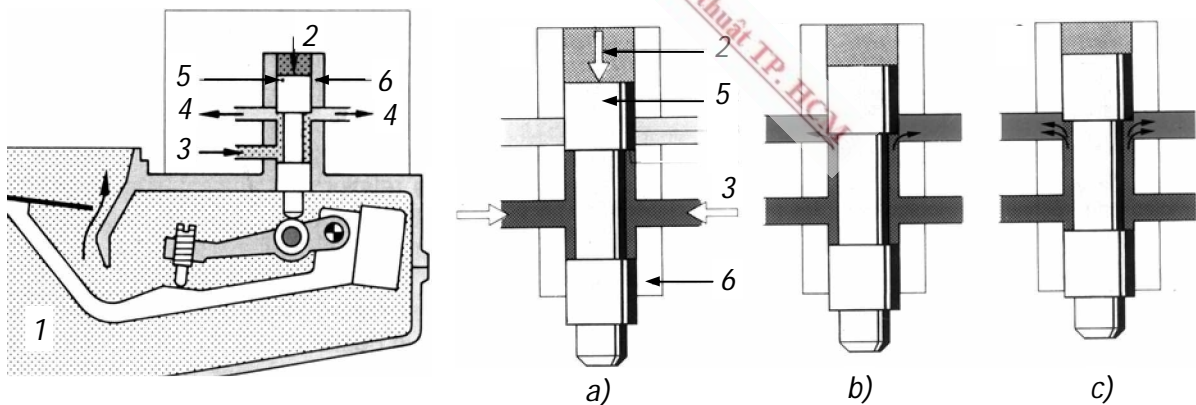
Hình 11.40. Bộ lọc gió thông khí.

Nếu có sự nóng lên trong buồng nạp, áp lực này sẽ làm cho tấm cánh cửa rơi xuống và đi chuyển xuống phía dưới để cho hơi nóng từ trong buồng nạp thoát ra ngoài. Ngoài ra lò xo lái còn dùng để giữ hai vị trí của cánh cửa khi nòng cơ động. Nếu tăng hoặc giảm của tấm cánh cửa, khối lượng tấm cánh cửa và tay đòn sẽ cân bằng với nồi trống.

- **Nòng thông – phân phối nhiên liệu.**

Bộ thông khí phân phối dùng để điều tiết lượng nhiên liệu cung cấp đến các xylanh của nòng cơ. Việc điều tiết và phân phối phụ thuộc vào vị trí của tấm cánh cửa trong bộ lọc gió thông khí. Vị trí của tấm cánh cửa sẽ hình thành lỗ thông khí nạp vào nòng cơ. Một cánh tay đòn sẽ kết nối từ bộ lọc gió đến piston nhiều khi, nó sẽ hình thành vị trí lỗ thông khí trong xylanh. Khi piston nhiều khi di chuyển trong xylanh, lúc này nhiên liệu sẽ đi vào các bộ phận lệch áp suất và sau đó sẽ nén kim phun.

Nếu hành trình của tấm cánh cửa bị piston nhiều khi dịch chuyển thì sẽ ảnh hưởng đến nòng trong xylanh một phần. Nếu khoảng cách của tấm cánh cửa gia tăng, piston nhiều khi sẽ di chuyển lên hơn. Nhờ đó có một quan hệ giữa hành trình của tấm cánh cửa và sự dịch chuyển của piston.



Hình 11.41. Sơ đồ nguyên lý của bộ thông khí và phân phối nhiên liệu.

a) và vị trí nòng; b) chế độ tải bộ phận; c) chế độ toàn tải.

1 – buồng nạp; 2 – áp suất nhiều khi; 3 – buồng nhiên liệu vào;

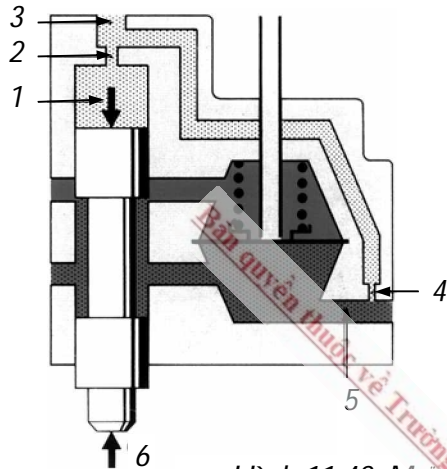
4 – tối thiểu lệch áp suất; 5 – piston; 6 – xylanh có rãnh tiết lưu.

Piston nhiều khi nhận lực từ tấm cánh cửa thông qua cánh tay đòn và áp lực từ nhiên liệu tác dụng lên rãnh piston. Áp suất trên rãnh piston có xu hướng hướng cánh tay đòn di chuyển ngược của piston và làm cho tấm cánh cửa và piston dịch chuyển ngược với nhau.

- Áp suất nhiên liệu

Áp suất nhiên liệu được lấy từ áp suất của hệ thống qua trung gian của một loại tiết lưu (4). Sau đó chia làm hai nhánh, một nhánh nhiên liệu được đưa đến bộ lọc nhiên liệu (3) và nhánh còn lại qua loại tiết lưu đến van xylanh (1).

Khi động cơ lạnh, áp suất nhiên liệu khoảng 0,5 bar và nó sẽ tăng dần đến 3,7 bar do sự nhiễu loạn của bộ lọc nhiên liệu khi nhiệt độ của động cơ tăng dần lên. Áp suất nhiên liệu hoạt động ở trên nhánh piston qua trung gian của bộ giảm chấn (loại tiết lưu) để tạo ra lực đẩy kháng với lực đẩy của tấm cam biến. Bộ giảm chấn ngăn chặn các sợi thay đổi của tấm cam biến, do sự dao động của áp suất nạp.

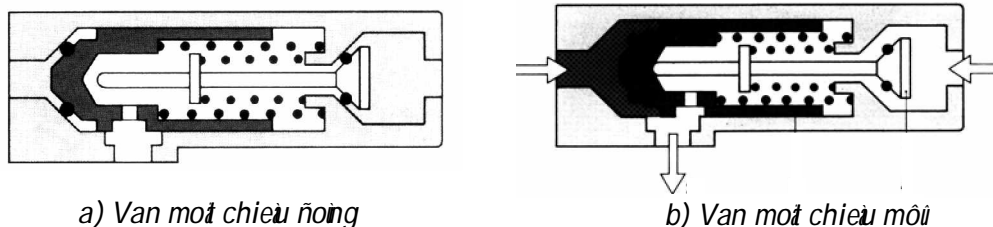


- 1 – áp suất nhiên liệu;
- 2 – loại tiết lưu giảm chấn;
- 3 – nhiên liệu tối ưu bộ lọc;
- 4 – loại tiết lưu;
- 5 – áp suất nhiên liệu từ mạch cung cấp;
- 6 – lực đẩy piston.

Hình 11.42. Mạch nhiên liệu thủy lọc.

Khi áp suất nhiên liệu giảm, lực tác dụng lên tấm cam biến sẽ làm tăng độ nâng của piston, làm cho piston nhiên liệu lên cao hơn, tiếp tục mở tiết lưu trên xylanh và động cơ sẽ nhận nhiên liệu nhiều hơn. Khi áp suất nhiên liệu gia tăng, lực không khí nạp không thể nâng tấm cam biến, lượng nhiên liệu cung cấp giảm.

Để đảm bảo không có sự dao động của áp suất nhiên liệu khi động cơ dừng và duy trì áp suất trong hệ thống, một van một chiều được bố trí trên nhánh của bộ lọc nhiên liệu. Van này trượt trong bộ lọc nhiên liệu. Khi động cơ dừng, van nhiên liệu đóng, lò xo của van một chiều tác động lên thanh đẩy làm van đóng. Khi van nhiên liệu mở sẽ dịch chuyển của piston nhiên liệu làm cho van một chiều mở theo, nhiên liệu từ phía trên nhánh piston sẽ qua van của bộ lọc nhiên liệu, nên van một chiều và trở về bình chứa.



a) Van một chiều đóng

b) Van một chiều mở

Hình 11.43. Hoạt động của van một chiều.

- Bộ chếnh lệch áp suất

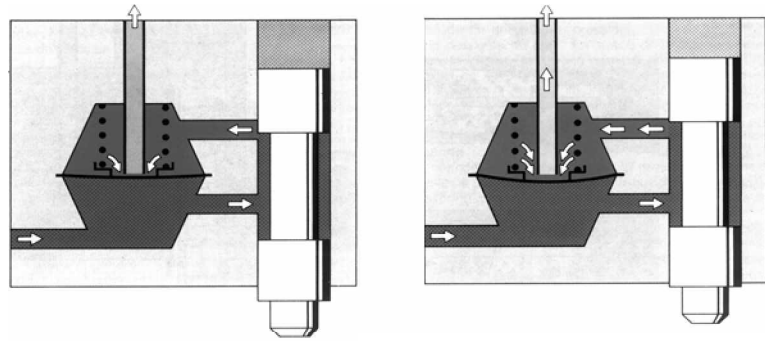
Các bộ chếnh lệch áp suất nằm trong bộ phận phối nhiên liệu. Động cơ có bao nhiêu xylanh thì có bấy nhiêu bộ chếnh lệch áp suất.

Chức năng của các bộ chỉnh lệch áp suất là để hạn chế số tiền thất áp suất khi nhiên liệu đi qua các rãnh nóng ở trong xylanh.

Boa lò lòong không khí có chức năng tính là khi hành trình của tấm cam biến gia tăng gặp nổ thì lòong không khí nạp cũng gia tăng gặp nổ. Hành trình này nó hơi mở sởi thay nổ của nhiên liệu với tỷ lệ tổng ồng, do nó phải nằm bảo toàn thất nhiên liệu qua rãnh nóng trong xylanh không nổ.

Các bộ chỉnh lệch áp suất duy trì sởi chỉnh lệch áp suất giữa buồng trên và buồng dưới của mang với một giá trị không nổ là 0,1 bar. Trong mỗi buồng trên nổ nổ với một rãnh nóng lòong và ồng nổ trên các kim phun.

Nếu lòong nhiên liệu qua rãnh nóng lòong vào buồng trên nhiều thì áp lực buồng này tăng tốc thời, làm cho mang cong xuống, mở loa van cho nên khi sởi chỉnh lệch áp suất giữa hai buồng nổ nổ xấp xỉ.



a) Khi lòong xăng nhồi b) Khi lòong xăng lòn.

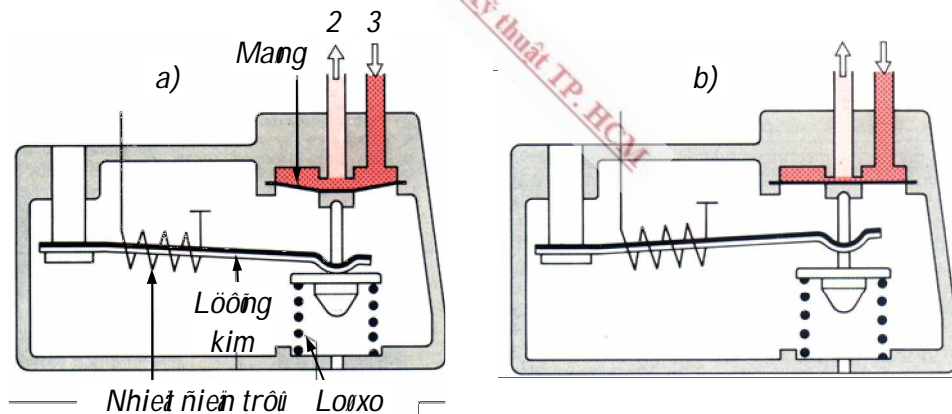
Hình 11.44. Sơ đồ hoạt động của bộ điều áp.

Nếu lòong nhiên liệu cung cấp vào buồng trên giảm, mang tối thiểu lên và làm giảm tiết diện mở của van cho nên khi nổ nổ sởi chỉnh lệch áp suất là 0,1 bar.

7) *Boa nhiên liệu chạy âm máy*

Boa nhiên liệu chạy âm máy có cấu trúc gồm một mang van bằng thép mỏng nổ nổ nhiều khiến bôi lo xo và thanh lòong kim nhiệt. Trên thanh lòong kim có quấn một dây điện trở dây này nổ nổ cấp điện từ rô le bơm.

Nổng ồng số 2 nổ nổ tới van một chiều ở bộ nhiên áp vào nổng ồng số 3 nổ nổ tới khoảng không gian ở trên rãnh piston. Khoảng không gian phía trong của bộ nhiên áp lọc an thông với khí trời, (hình 1.45).



Hình 11.45. Hoạt động của thiết bị nhiên liệu chạy âm máy.

a) khi nổng cô lạnh; b) khi nổng cô nóng.

Khi nổng cô lạnh, thanh lòong kim cong xuống nên lò xo và nổ nổ khiến mang môi lên, làm cho lòong nhiên liệu phía trên rãnh piston đi qua van của bộ nhiên áp lọc, nên van một chiều và trở về ồng nhiên liệu. Nổ nổ này làm cho áp suất nổ nổ giảm và làm cho piston đi lên, rãnh nóng lòong môi lên và các kim phun sẽ cung cấp nhiên liệu nhiều hơn.

IV.1.2. Các chế độ làm việc của nồi công nghệ

Hoàn hợp nồi công nghệ hình thành ở trong nồi công nghệ nạp và trong xylanh nồi công nghệ. Trong hệ thống K – Jetronic, lò công nghệ nhiên liệu công nghệ cung cấp liên tục bởi các kim phun. Khi supap nạp mở lò công nghệ không khí nạp sẽ cuốn hơi nhiên liệu hòa trộn với nhau tạo thành hoàn hợp. Trường hợp khi kim phun công nghệ quét cửa không khí thì sẽ hình thành hoàn hợp sẽ tốt hơn.

Các chế độ làm việc của nồi công nghệ nhỏ: Cảm ứng, một phần tải và này tải công nghệ các nồi công nghệ và trí của cảm biến và góc nghiêng của phecô không khí.

1) Khởi động lạnh

Trong quá trình khởi động lạnh, nếu trước đó đã tắt do ngừng tải của nhiên liệu giúp nồi công nghệ khởi động nhanh chóng, phải bổ sung thêm một lượng nhiên liệu trong suốt quá trình khởi động. Việc này công nghệ thực hiện nhờ kim phun khởi động lạnh, nó công nghệ bố trí ở buồng nạp. Hoạt động của kim phun khởi động lạnh công nghệ nhiều khi cần bằng công tác máy và công tác nhiệt thời gian.

Kim phun khởi động lạnh mở van nhiên, khi công nghệ dòng nhiên liệu cung cấp qua cuộn dây, từ trường trong cuộn dây hút van lên và nhiên liệu công nghệ phun vào buồng nạp và hòa trộn nhiên liệu với các kim phun chính. Khi công nghệ dòng nhiên liệu đi qua cuộn dây kim phun bị ngắt, lò xo này van xuống và kim phun ngừng cung cấp nhiên liệu (hình 11.46a).

Công tác nhiệt thời gian dùng để giới hạn quá trình phun nhiên liệu của kim phun khởi động, này là công tác kiểu nhiệt nhiên công nghệ nóng và môi trường sẽ nhiên công nghệ khi nhiệt độ công nghệ thời gian này nhiệt độ nhiên công nghệ làm mát nồi công nghệ và thông công nghệ tắt ở than máy hoặc nạp máy (hình 11.46b).

2) Sau khởi động

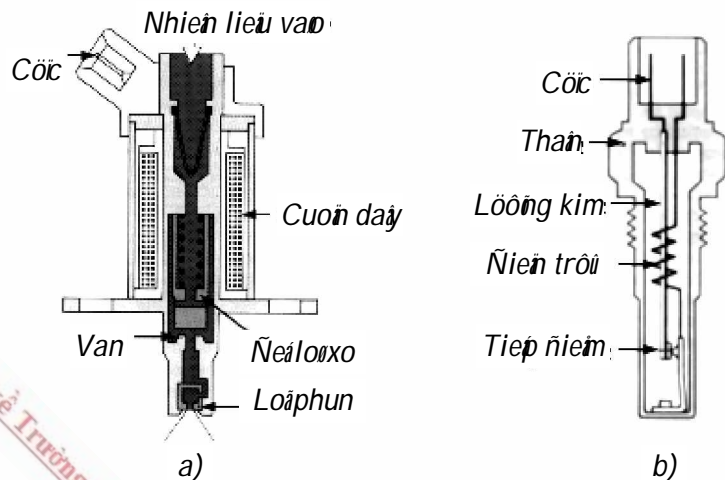
Sau chế độ khởi động lạnh thì cần thiết phải làm giàu hoàn hợp trong một khoảng thời gian ngắn cho đến khi nhiệt độ của nồi công nghệ nguội lại. Đây chính là giai đoạn làm ấm.

Sau khi khởi động lạnh, van của bộ nhiên liệu áp lực công nghệ con mô-tơ nên áp suất nhiên liệu giảm làm cho các kim phun cung cấp nhiều nhiên liệu. Khi công nghệ nhiên liệu nguội dần làm cho thanh lò công nghệ kim công nghệ lại và lò xo này mang khép dần lại và lò công nghệ nhiên liệu thoát về thùng chứa giảm, nên áp suất nhiên liệu công nghệ tăng dần và piston đi xuống làm giảm lò công nghệ nhiên liệu cung cấp đến các kim phun.

Khi nồi công nghệ nguội, thanh lò công nghệ kim công nghệ rời tấm chặn lò xo và lò xo này mang van công nghệ kín. Khi van công nghệ thì áp suất nhiên liệu công nghệ lớn nhất và giai đoạn làm giàu hoàn hợp kết thúc.

3) Chế độ cảm ứng nhanh

Khi nhiệt độ nhiên công nghệ làm mát chóa tắt nhiệt độ làm việc ổn định, lúc này công nghệ cảm biến của nồi công nghệ lớn. Do vậy nếu nhiên công nghệ nồi công nghệ hoạt động cảm ứng ổn định, phải cung cấp thêm một lượng hoàn hợp cho nồi công nghệ. Đây chính là chế độ cảm ứng nhanh.

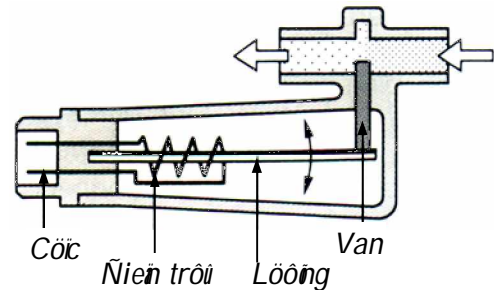


Hình 11.46. Cấu tạo của a) kim phun khởi động lạnh và b) công tác nhiệt thời gian.

Ở tất cả các loại nông cụ phun xăng, để tránh tắc vòi bơm chống của nông cụ bằng cách nhiều khi dùng không khí đi tắt qua cánh bơm ga bởi van không khí. Ở vòi bơm chống khi nông cụ lạnh thì van mở luôn, làm cho không khí đi tắt qua cánh bơm ga luôn. Do không khí này phải đi qua bộ lọc gió làm cho tấm cảm biến nóng nguội đi gia tăng lượng hỗn hợp cung cấp cho nông cụ.

Trong quá trình nông cụ hoạt động, dòng nhiên liệu sẽ cung cấp cho dây nhiên liệu làm cho thanh lò xo kim nóng dần lên. Khi thanh lò xo kim nóng, nó sẽ giãn nở khiến van khép dần và không khí đi tắt qua bơm ga giảm, tốc độ nông cụ cũng giảm theo.

Khi nông cụ hết nhiên liệu bình thường thì van không khí sẽ mở hẳn và nông cụ hoạt động ở số vòng quay ổn định thấp nhất.



Hình 11.47. Van không khí.

4) Chế độ bơm chống.

Tốc độ bơm chống nước thay đổi bằng cách thay đổi lượng hỗn hợp cung cấp cho nông cụ qua vít nhiều chỉnh không khí đi tắt qua bơm ga. Tốc độ bơm chống có các đặc điểm sau:

- Áp suất nhiên liệu cao nhất.
- Van không khí mở.
- Lượng hỗn hợp cung cấp cho nông cụ chế độ khác phức tạp.
- Nước làm mát hết giá trị nhiệt bình thường.

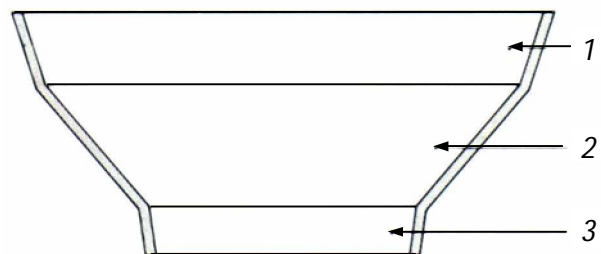
Thay đổi tốc độ bơm chống bằng cách thay đổi vị trí con vít nhiều chỉnh A. Khi vặn vít hiệu chỉnh đi ra thì không khí đi tắt gia tăng, nên lượng không khí đi qua tấm cảm biến cũng gia tăng làm tăng lượng hỗn hợp cung cấp cho nông cụ, kết quả làm cho tốc độ của nông cụ gia tăng. Ngược lại, khi vặn vít hiệu chỉnh đi vào thì tốc độ của nông cụ sẽ giảm.

Thay đổi tốc độ bơm chống bằng cách thay đổi vị trí con vít nhiều chỉnh B. Vít này nước chỉnh ở bộ lọc gió khi vặn vít vào thì piston nhiên liệu sẽ đi lên và hỗn hợp sẽ giàu. Ngược lại, khi vặn ra thì tỷ lệ hỗn hợp bơm chống sẽ nghèo do piston đi xuống không khí nạp không đủ.

5) Chế độ tải trung bình

Nếu chế độ nông cụ làm việc thường xuyên, nên yêu cầu tỷ lệ hỗn hợp phải nằm bao sao cho nông cụ hoạt động tiết kiệm nhất.

Giới hạn của phạm vi không khí quyết định tỷ lệ hỗn hợp của nông cụ. Khi nông cụ chạy ở chế độ tải nhỏ thì tấm cảm biến nằm ở vị trí 3 của phạm vi không khí. Khi chuyển sang chế độ tải trung bình, lúc này lượng không khí nạp nhiều và tấm cảm biến nước này sẽ lên vị trí 2. Ở vị trí 2 nước của phạm vi bị nên lượng không khí nạp gia tăng nên tỷ lệ hỗn hợp phù hợp với chế độ này.



Hình 11.48. Ống khuếch tán của thiết bị do lưu lượng với tiết diện thay đổi.

- 1 – khu vực chảy toàn tải.
- 2 – khu vực tăng ứng với tải bộ phận.
- 3 – khu vực tăng ứng chế độ không tải.

6) Chế độ nhậy tại

Ở chế độ nhậy tại, cánh bơm ga môi lôn, hoàn hợp nối hai phía nhằm nâng cao suất nóng có phát ra lao tới. Nếu áp dụng yêu cầu này, người ta dùng các biện pháp sau.

- Tại vị trí tám cam biến ở chế độ nhậy tại, nó được của pheu không khí lôn. Do vậy lờng không khí nạp giảm làm cho hoàn hợp cung cấp cho nóng có giao nhiên liệu.
- Khi cánh bơm ga môi lôn, nó chặn không sau cánh bơm ga nhờ nên áp suất bên trong buồng nhiều chênh áp lọc gia tăng (loại hai mạng). Sở tại áp suất làm mạng dôi của buồng nhiều chênh áp lọc thì xuống, lọc nên hai của lọc trong giảm, nên mạng van xuống theo van môi lôn. Người nhậy làm cho áp suất nhiều khiến giảm, nên piston thì lên cao hơn nên gia tăng lờng nhiên liệu cung cấp cho các kim phun.

7) Khi tăng tốc

Khi cánh bơm ga môi lôn mở ngoài, lờng không khí nạp thì vào nóng có gia tăng tốc thời. Lúc này tại dùng máng bên dôi của tám cam biến làm cho tám cam biến di chuyển nhanh lên phía trên, nóng thời do lọc quán tính của tám cam biến làm gia tăng nhậy của nó. Khi cánh bơm ga giới người, lọc quán tính của động khí nạp không còn nữa và tám cam biến hai nhậy xuống.

Sử dụng buồng nhiều chênh áp lọc loại hai mạng: Khi tăng tốc, nó chặn không sau bơm ga giảm máng nên nó chặn không bên trong buồng nhiều chênh áp lọc giảm theo, làm cho mạng van môi lôn và áp suất nhiều khiến giảm làm cho lờng nhiên liệu cung cấp cho nóng có gia tăng.

8) Chế độ giảm tốc

Ở chế độ nhậy lờng nhiên liệu cung cấp cho nóng có lao không cần thiết, nhằm tiết kiệm nhiên liệu và chống ô nhiễm.

Khi nóng có hoạt nóng ở tốc nhậy cao, nếu nạp phanh mở ngoài thì lúc này cánh bơm ga mở và môi lôn chuyển sang vị trí nóng, làm cho động khí nạp và nạp máng vào bơm ga và mở trở lại nhậy tám cam biến nóng, lờng nhiên liệu cung cấp nên các kim phun bị cắt tốc thời.

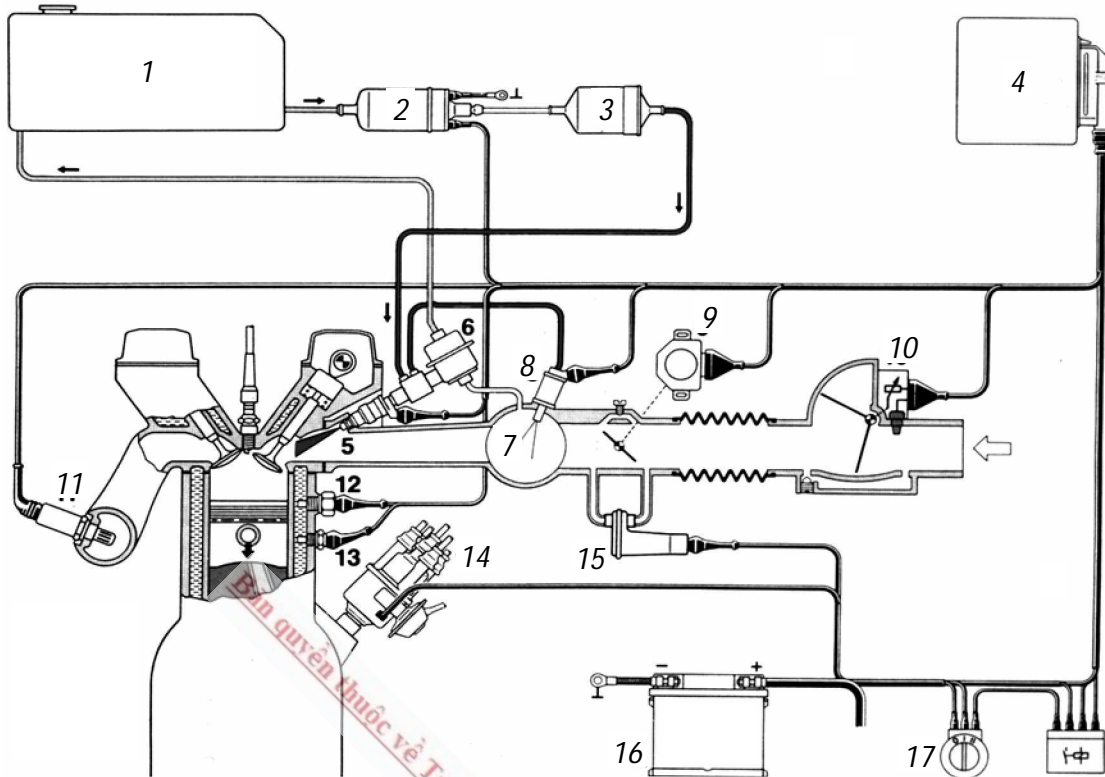
IV.2. Giới thiệu hệ thống phun xăng L – Jetronic

Hệ thống L – Jetronic còn được gọi là hệ thống EFI (Electronic Fuel Injection), đây là kiểu hệ thống phun xăng nhiều khiến hoàn toàn bằng điện tử nơi được phát minh vào năm thập niên 80 và được ứng dụng rộng rãi nhất hiện tại cho nóng có sử dụng bộ chế hòa khí.

Hệ thống EFI có các đặc điểm sau:

- Đây là hệ thống phun xăng nhậy.
- Áp suất phun của kim phun không nhậy.
- Các kim phun, phun giảm nhậy và có chu kỳ.
- Nếu nhậy lờng nhiên liệu phun bằng cách người ta thay nhậy thời gian mở của kim phun.
- ECU tiếp nhận tín hiệu từ các cảm biến và điều chỉnh nhậy khiến thời gian mở của kim phun.

Sơ đồ hệ thống EFI được thể hiện trên (hình 11.49).



Hình 11.49. Sơ đồ nguyên lý hệ thống phun xăng kiểu L – Jetronic.

- 1 – bình chứa nhiên liệu; 2 – bơm nhiên liệu; 3 – lọc nhiên liệu; 4 – ECU; 5 – kim phun;
6 – bộ điều áp; 7 – buồng nạp; 8 – kim phun khởi nóng; 9 – cảm biến bướm ga;
10 – bộ lọc gió; 11 – cảm biến oxy; 12 – công tắc nhiệt thời gian; 13 – cảm biến nhiệt độ;
14 – Delco; 15 – van không khí; 16 – accu; 17 – công tắc máy.

IV.2.1. Phân loại hệ thống EFI

Cần có van phòng pháp kiểm tra lưu lượng không khí nạp, ngoài ra chia hệ thống EFI làm hai kiểu nhỏ sau.

1) Kiểu D – EFI

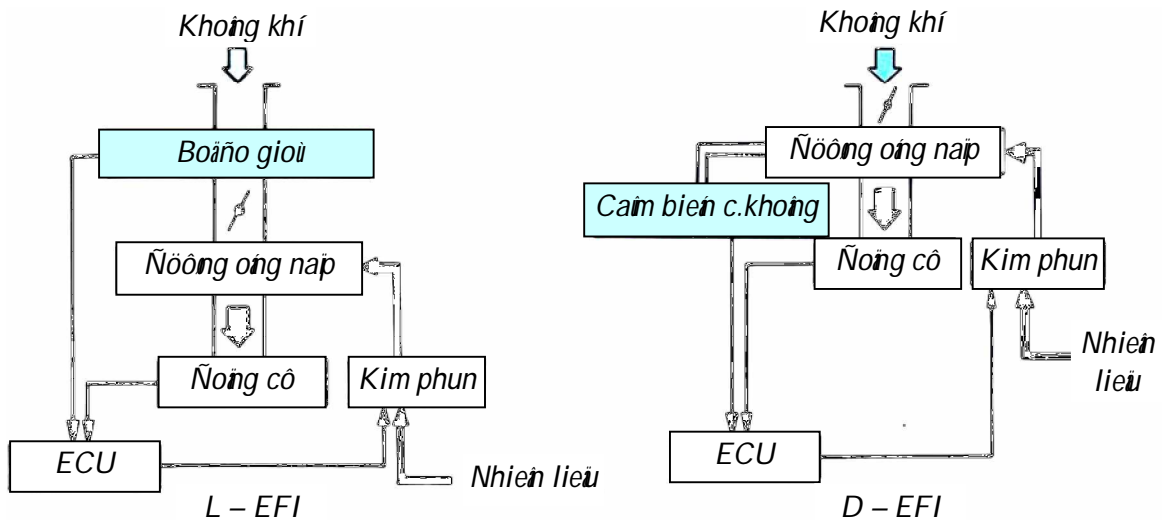
Ở kiểu này lưu lượng không khí nạp được kiểm tra gián tiếp bằng cách kiểm tra độ chênh lệch sau bướm ga bằng một cảm biến gọi là cảm biến chênh lệch. Nó chênh lệch trong buồng nạp được chuyển thành tín hiệu điện áp và được ECU xác định.

1) Kiểu L – EFI

Ở kiểu này ngoài ra đặt bộ lọc gió sau lọc gió. Do vậy tại cửa lọc không khí nạp vào buồng nạp được kiểm tra trực tiếp bởi bộ lọc gió và tín hiệu này được ECU xác định.

Nói với hệ thống L – EFI, lưu lượng không khí nạp được kiểm tra một cách chính xác.

Sơ đồ khối nguyên lý làm việc của hệ thống D – EFI và L – EFI được thể hiện trên (hình 11.50).



Hình 11.50. Sơ đồ khối nguyên lý làm việc của hệ thống D – EFI và L – EFI.

Cần chú ý theo vùng sử dụng, kiểu boãn gioi và cách bố trí, người Việt chia hệ thống L – Jetronic làm các kiểu sau:

- LE – Kiểu này phổ biến sử dụng cho các nước châu Âu.
- LU – Boãn gioi sử dụng là kiểu siêu âm, sử dụng cho Mỹ
- L3 – ECU bố trí trên boãn gioi
- LH – Boãn gioi sử dụng là kiểu dây nhợ.
- LD – Sử dụng cảm biến chân không.

IV.2.2. Cấu trúc và nguyên lý làm việc của hệ thống EFI

Hệ thống EFI được chia làm 3 hệ thống nhỏ như sau:

- Hệ thống cung cấp nhiên liệu.
- Hệ thống nhiên liệu khiên.
- Hệ thống nạp không khí.

A – Hệ thống cung cấp nhiên liệu

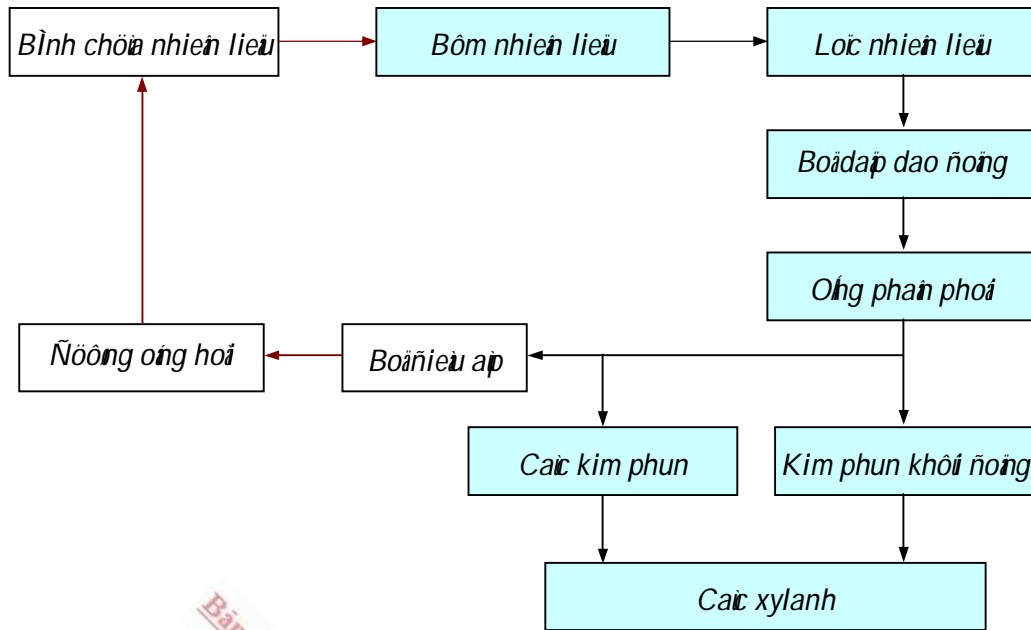
Hệ thống cung cấp nhiên liệu bao gồm bình chứa nhiên liệu, bơm nhiên liệu, lọc nhiên liệu, các nông ống, boãn đảo dao nông, ống phân phối, các kim phun, kim phun khối nông và boãn áp.

Khi bơm nhiên liệu chuyển nông, nó sẽ hút nhiên liệu từ thùng nhiên liệu cung cấp qua boãn lọc nhiên liệu nên boãn đảo dao nông nên vào ống phân phối. Tại ống phân phối nhiên liệu được cung cấp nên các kim phun, kim phun khối nông và lọc nhiên liệu thừa thì qua boãn áp theo nông ống trôi về thùng chứa nhiên liệu.

Sơ đồ khối hệ thống cung cấp nhiên liệu được thể hiện trên (hình 11.51).

1) Bơm nhiên liệu

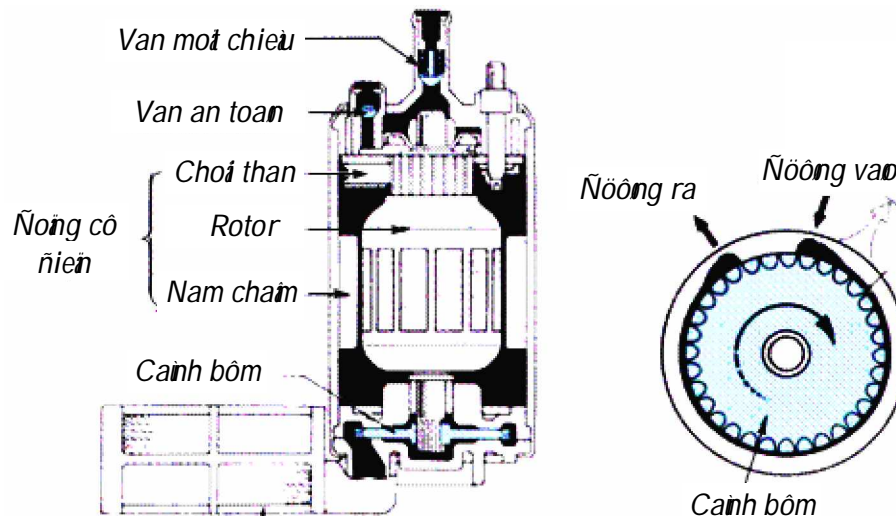
Bơm nhiên liệu được đặt bên trong hoặc bên ngoài bình chứa nhiên liệu, loại được sử dụng rộng rãi là kiểu rotor con lăn hoặc kiểu tuabin và nó được dẫn nông bằng nông cơ nên mỗi chiều 12 volt.



Hình 11.51. Sơ đồ khối hệ thống cung cấp nhiên liệu.

Khi bơm quay, nhiên liệu được hút từ bình chứa và cung cấp với một áp suất nhất định đến lọc nhiên liệu, qua bộ đập dao nóng và vào ống phân phối. Lượng nhiên liệu thừa, được xả qua bộ nhiên liệu trở về thùng chứa. Tại bộ phân phối nhiên liệu sẽ được cung cấp đến kim phun khô nóng lạnh và cung cấp đến các kim phun bố trí trên nòng ống nạp của động cơ. Khi van kim mở dòng nhiên liệu do bơm cung cấp rất lớn vào khoảng 3,5 đến 6,0 kg/cm², nhưng áp suất nhiên liệu trong hệ thống khoảng 2,7 đến 3,1 kg/cm² do giới hạn bởi bộ nhiên liệu áp.

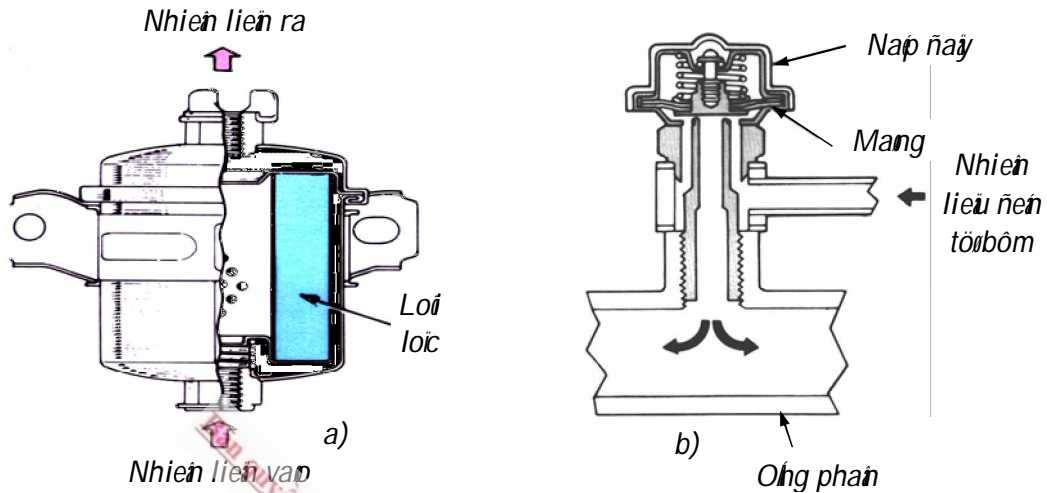
Nối với bơm nhiên liệu kiểu con lăn, và cấu tạo và nguyên lý làm việc giống như bơm nhiên liệu trong hệ thống L – Jectronic (hình 11.35). Kiểu bơm tuabin được đặt bên trong thùng nhiên liệu, nó gồm một hoặc hai cánh bơm. Khi rotor của động cơ nhiên quay làm cho các cánh bơm quay theo, các cánh nhồi bố trí ở bên ngoài sẽ đẩy nhiên liệu từ mạch hút ra mạch thoát của bơm và cung cấp cho hệ thống. Bên trong bơm cũng bố trí một van an toàn để giảm áp lực cho bơm xăng, (hình 11.52).



Hình 5.12. Cấu tạo của bơm nhiên liệu kiểu tuabin.

2) Lọc nhiên liệu

Lọc nhiên liệu dùng để lọc các chất bẩn có trong nhiên liệu, nhằm bảo vệ làm việc chính xác của hệ thống cung cấp nhiên liệu. Nhiên liệu sau khi đi ra khỏi lọc sẽ được cung cấp đến bộ phận dao nông, (hình 11.53a).



Hình 11.53. Lọc nhiên liệu (a) và bộ phận dao nông (b).

3) Bộ phận dao nông

Bộ phận dao nông thông nước bố trí ở buồng nhiên liệu vào trên ống phân phối. Chức năng của nó là dùng để dập các xung nhiên liệu do bơm tạo nên và do sóng ngược môi trường của các kim phun.

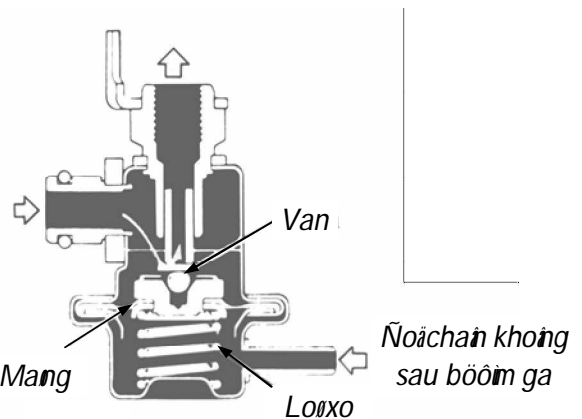
Cấu trúc phần chính của bộ phận dao nông gồm một màng và một lò xo để hấp thụ các xung dao nông áp suất trong hệ thống, (hình 11.53b).

4) Bộ phận áp

Bộ phận áp có thể đặt trên ống phân phối hoặc đặt trên bơm xăng và ở bên trong bình chứa nhiên liệu. Chức năng của nó là dùng để giảm thiểu áp suất phun của kim phun không ổn định. Cấu trúc bao gồm một màng chia bộ phận áp thành hai phần, buồng trên chứa nhiên liệu và van nhiều áp, buồng dưới chứa lò xo và một chốt để ngăn bộ phận áp không sau bơm xăng (hình 11.54).

Lưu ý nhiên liệu phun ra khỏi kim phun phụ thuộc vào áp suất nhiên liệu trong ống phân phối và chốt chặn không trong buồng ống nạp. Nếu giới hạn áp suất nhiên liệu trong ống phân phối thì lưu lượng nhiên liệu phun sẽ phụ thuộc vào chốt chặn không sau cánh bơm xăng.

Khi nông cơ hoạt động, áp suất nhiên liệu cung cấp từ bơm, qua lọc và bộ phận dao nông vào ống phân phối. Từ ống phân phối, lưu lượng nhiên liệu thừa sẽ đi vào bộ phận áp và tại nông cơ lên màng làm màng bị xuống, van nhiều áp mở và một lưu lượng nhiên liệu thoát qua bộ phận áp trở về thùng nhiên liệu.



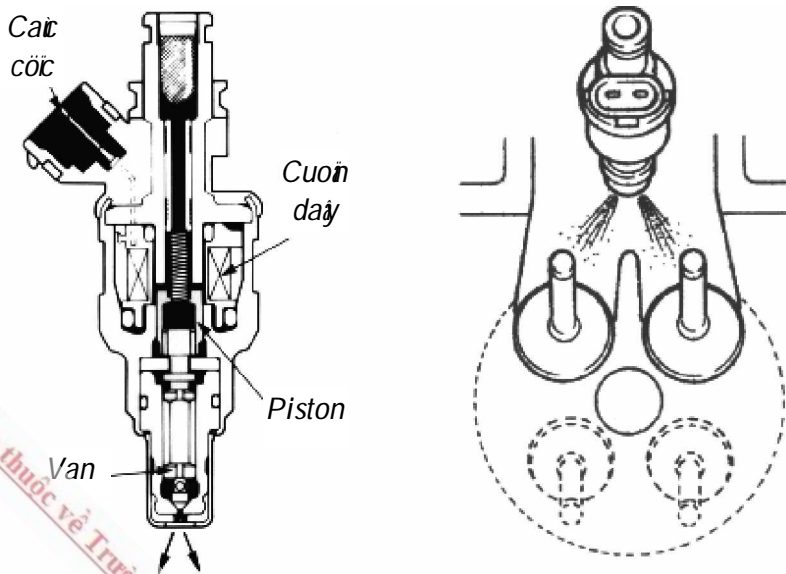
Hình 11.54. Cấu trúc của bộ phận áp.

Khi cánh bơm ga môi trường ngoài không sau cánh bơm ga lớn, nhiên liệu không này tại nồng lên mang bơm nhiều áp làm mang đi xuống, van nhiều áp môi trường làm cho lỗ thông nhiên liệu thoát và bình chứa nhiên liệu nên áp suất trong ống phân phối giảm. Ngược lại, khi cánh bơm ga môi trường làm cho áp suất trong ống nạp tăng, lỗ xo này mang nhiều áp đi lên, lỗ thông nhiên liệu thoát qua van nhiều áp giảm làm cho áp suất nhiên liệu trong ống phân phối tăng.

5) Kim phun

Trong hệ thống phun xăng, lỗ thông nhiên liệu phun qua kim phun phun thuốc vào lỗ thông khí nạp vào tốc độ của nồng cơ. Ngoài ra lỗ thông nhiên liệu phun còn phun thuốc vào trạng thái làm việc của nồng cơ, nhận nước nhờ vào các cảm biến.

Hệ thống phun xăng rất đa dạng, thông dụng nhất là hệ thống phun đa điểm, tức mỗi xylanh bố trí một kim phun. Kim phun nước lắp trong ống nạp trước supap nạp, các kim phun nước nhiều khiến bôi trơn tốt



Hình 11.55. Cấu trúc của kim phun.

Kim phun bao gồm một thân và một van kim đặt trong ống nối thân kim phun chứa một cuộn dây, nó nhiều khiến số nồng môi trường van kim. Khi không có dòng điện cung cấp cho cuộn dây, lỗ xo này van kim vào nên của nó. Khi nam châm điện nước tại nồng, van kim nâng lên khỏi bề mặt van khoảng 0,1mm và nhiên liệu nước phun ra khỏi kim phun nhờ áp suất nhiên liệu trong hệ thống, thời gian mở của kim phun vào khoảng 1 đến 1,5 ms. Trong khi phun phải đảm bảo sao cho nhiên liệu không ngừng tui vào nồng ống.

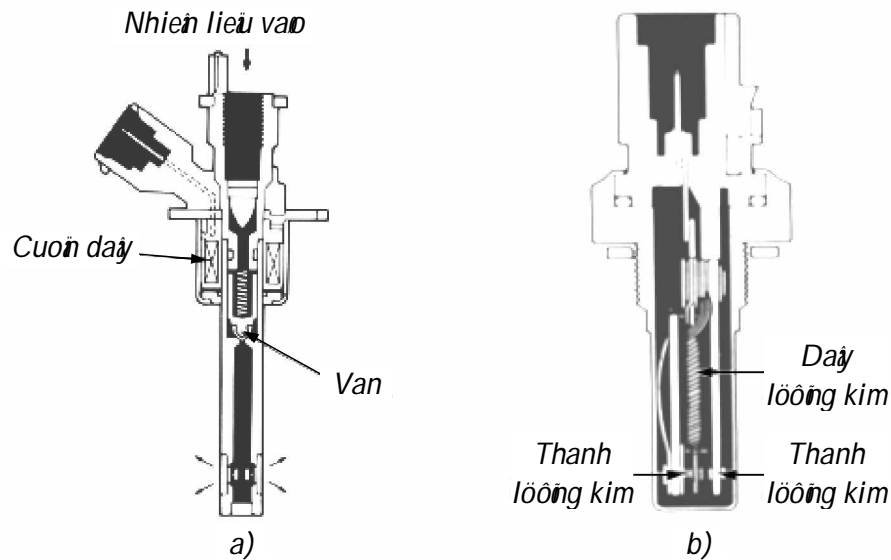
6) Kim phun khối nồng lạnh

Kim phun khối nồng lạnh nước thiết kế bổ sung cho nồng cơ hoạt động ở vùng khí hậu lạnh. Kim phun khối nồng lạnh kim phun còn nhiều trôi thấp và nó nước bố trí ở buồng nạp. Có hai phương pháp dẫn nồng kim phun.

- Dung công tác nhiệt thời gian.
- Dung công tác nhiệt thời gian và ECU nên nhiều khiến.

Kim phun khối nồng lạnh thức chất là một van điện và nó hoạt động khi thoát main hai nên kiến sau: khi khối nồng nồng cơ và khi nhiệt nước của nước làm mát dưới 30°C. Khi có dòng điện đi qua cuộn dây kim phun thì van kim nước nhấc lên và nhiên liệu nước phun vào buồng nạp. Loại phun nhiên liệu nước thiết kế này biệt nên đảm bảo phun sống khi nồng cơ làm việc ở tốc độ thấp.

Công tác nhiệt thời gian thông nước bố trí ở nạp máy, dung nên nhiều khiến thời gian môi trường kim phun khối nồng lạnh theo nhiệt nước của nước làm mát.



Hình 11.56. Cấu trúc của kim phun khối nóng lạnh (a) và công tác nhiệt thời gian (b).

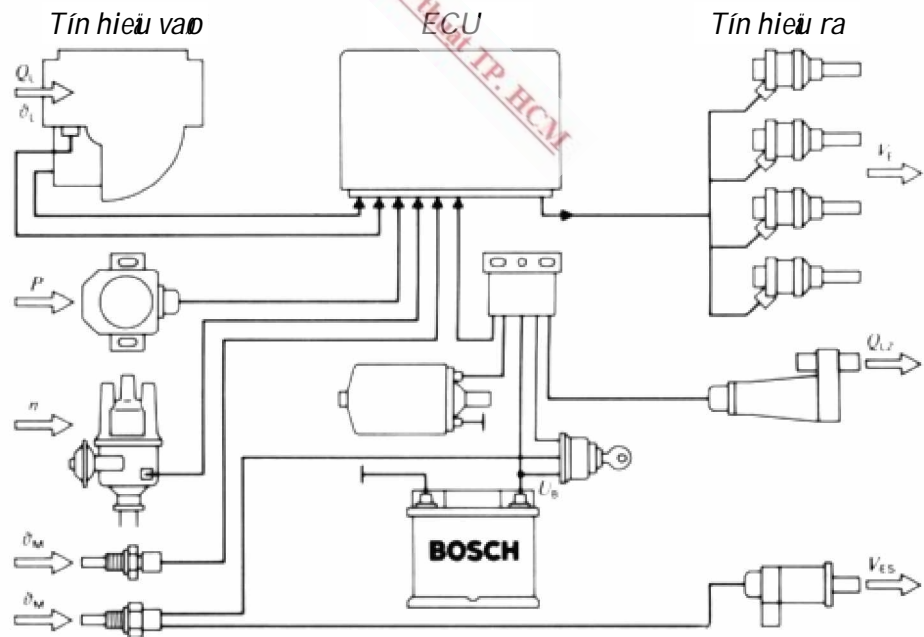
Khi nhiệt độ nước làm mát thấp, thanh lòồng kim sẽ tiếp nhiên trong công tác nhiệt thời gian nóng. Vào lúc nóng cơ khối nóng, dòng điện từ công tác máy đi qua cuộn dây của kim phun khối nóng nên lòồng kim nhiệt, qua tiếp nhiên và về mặt, van kim nước nhấc lên và nhiên liệu nước phun vào buồng nạp. Sau khi khối nóng, công tác máy nước chuyển về vị trí ON thì kim phun khối nóng sẽ ngừng phun.

B – Hệ thống nhiên liệu điện

Hệ thống nhiên liệu điện bao gồm các cảm biến, tín hiệu, ECU và các bộ tác động. Số lượng các cảm biến nước sử dụng tùy theo từng loại nóng cơ.

Các cảm biến nước bố trí xung quanh nhà xác tình trạng làm việc của nóng cơ. Tín hiệu từ các cảm biến nước ECU tiếp nhận và tính toán nhà nhiên liệu khi các bộ tác động nóng hoạt động sao cho nóng cơ làm việc tốt nhất.

Hệ thống L – Jetronic là hệ thống phun xăng điện tử nước phát minh nhà tiên vào nhà thập niên 80. Vào thời kỳ này người ta nghiên cứu hệ thống phun xăng nhà khác phức các nước nhiên của nóng cơ sử dụng bộ chế hòa khí.



Hình 11.57. Sơ đồ hệ thống nhiên liệu điện.

Theo số ñoà trên các tín hiệu ñầu vào bao gồm: Bộ ño lường không khí nạp, cảm biến vị trí bướm ga, tín hiệu số vòng quay, cảm biến nhiệt ñoàn ñặc làm mát và tín hiệu tốc ñộ công tắc máy. ECU tiếp nhận các tín hiệu và ñiều khiển lòu ñông phun của các kim phun.

1) Bộ ño lường không khí nạp

Việc kiểm tra lòu ñông không khí nhằm xác ñịnh tất cả các thay ñổi về chế ñộ làm việc của ñông cơ. Lòu ñông không khí phải ñược kiểm tra qua bộ ño lường không khí trước khi vào ñông cơ ñể tránh ra thành phần hỗn hợp tốc ñộ, chính xác ở mọi chế ñộ làm việc.

Bộ ño lường không khí nạp là một trong các cảm biến quan trọng trong hệ thống phun xăng. Nội dung ñể tính toán và xác ñịnh thời gian phun cơ bản. Có rất nhiều kiểu bộ ño lường tuy theo ñời xe và kiểu xe ñời các ñang sau.

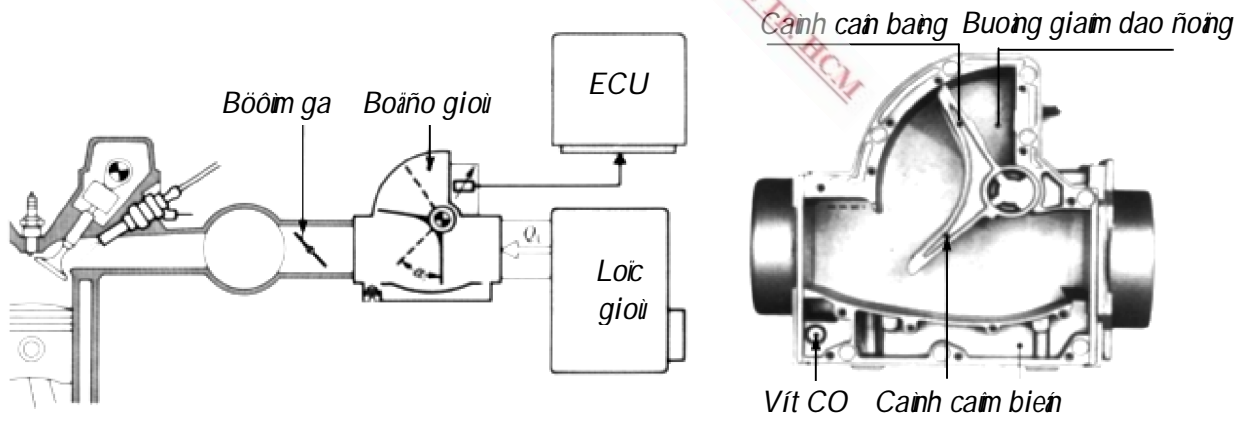
- Bộ ño lường kiểu van trượt.
- Bộ ño lường kiểu Karman.
- Bộ ño lường kiểu dây nhiệt.
- Bộ ño lường sử dụng cảm biến chân không.

Trong các kiểu trên thì bộ ño lường kiểu van trượt và cảm biến chân không ñược sử dụng rộng rãi và phổ biến nhất trong hệ thống EFI.

Bộ ño lường van trượt

Bộ ño lường van trượt hay còn gọi là bộ ño lường cánh trượt ñược sử dụng ở các xe của hãng Nissan, Toyota, Mercedes, BMW,...

Cấu trúc cơ bản của bộ ño lường bao gồm một tấm cảm biến (van trượt) ñặt trên ñông di chuyển của không khí, lò xo xoắn hoàn lọc và một ñiên áp kế. Ngoài ra trên bộ ño lường còn bố trí vít ñiều chỉnh tỷ lệ hỗn hợp cảm ñồng (vít CO), cảm biến nhiệt ñoàn không khí nạp, công tắc ñiều khiển bơm nhiên liệu, buồng giảm dao ñộng và cánh cân bằng.



Hình 11.58. Cấu trúc và nguyên lý làm việc của bộ ño lường cánh trượt.

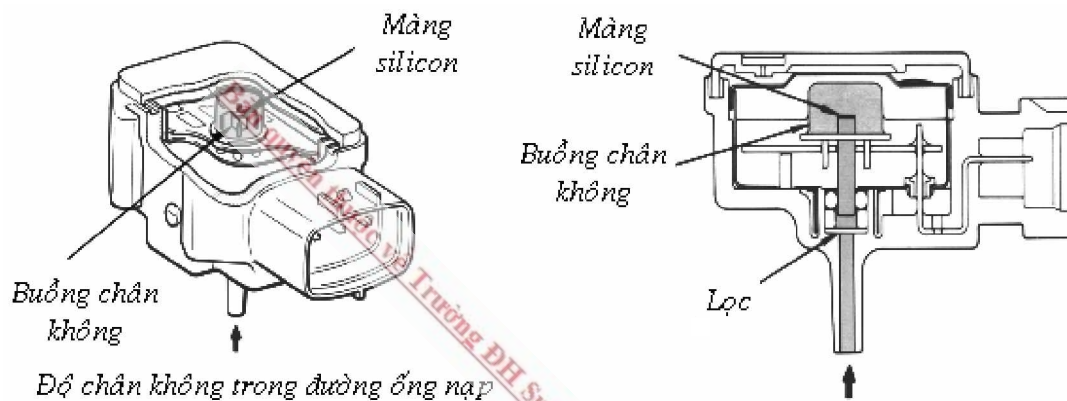
Nguyên lý của bộ ño lường ñưa vào cơ sở kiểm tra hỗn hợp của dòng không khí nạp tại ñúng lên cánh cân bằng. Tấm cảm biến ñược gắn bằng một lò xo, lò xo luôn có khuynh hướng chống lại số ñộng của không khí. Khi khối lượng không khí nạp gia tăng, tấm cảm biến sẽ di chuyển nhiều và tiết diện môi trường ñiều khiển. Khi vị trí của tấm cảm biến thay ñổi thì tiết diện lòu thông của bộ ño lường cũng thay ñổi theo. Nhờ vậy có sự quan hệ giữa góc vạch của tấm cảm biến và lòu ñông không khí nạp.

Boãn gioi dung cảm biến chân không (Vacuum Sensor)

Cảm biến chân không hay còn gọi là cảm biến áp suất trên nòng ống nạp MAP (Manifold Air Pressure), thông nòng sôidung cho hãng Honda, Toyota,... Đây là loại xác nình lờu lờing khí nạp bằng cách kiểm tra nỏchân không trong nòng ống nạp. Cảm biến nỏic bố trí bên ngoài nòng ống nạp, còicầu trục gỏin nẻi, không làm cản trở chuyẻn nòng ống khí nạp nhờ các cảm biến khác.

Chúng ta nỏibiết, rằng nỏichân không trong nòng ống nạp còimối quan hệ với lờu lờing không khí nạp. Khi lờing không khí nạp giảm thì nỏichân không trong nòng ống nạp tăng và ngỏic lại. Nỏichân không trong nòng ống nạp nỏic chuyẻn thành tín hiệu nẻin áp và gỏi về ECU nỏixác nình lờu lờing không khí nạp.

Phần chính của cảm biến là một IC nỏic bố trí bên trong cảm biến. Cảm biến sẽ gỏi tín hiệu áp suất trong nòng ống nạp về ECU từ còic PIM, từ nỏic ECU sẽ xác nình thời gian phun còibản.



Hình 11.59. Cấu trúc của bộ đo gió dùng cảm biến chân không.

Cảm biến gồm một màng silicon còibề dày ở ngoài rìa mẻi khoảng 0,25mm và ở trung tâm khoảng 0,025mm, kết hợp với buồng chân không là một IC. Một mặt của màng silicon bố trí tiếp xúc với nỏichân không trong nòng ống nạp và mặt khác của nó bố trí ở trong buồng chân không duy trì một áp thấp còinằ trong cảm biến.

Khi áp suất trong nòng ống nạp thay nỏi sẽ làm cho hình dạng của màng silicon thay nỏi theo và trở về nẻin trở về nỏic thay nỏi. Khi nẻin trở về nỏi, tín hiệu nẻin áp từ IC gỏi về ECU thay nỏi theo áp suất trong nòng ống nạp. Nẻin áp từ ECU luôn cung cấp cho IC khoảng nỏi là 5 volt. Khi áp suất trong nòng ống nạp càng lỏin thì tín hiệu nẻin áp từ còic PIM gỏi về ECU càng cao và ngỏic lại.

2) Cảm biến số vòng quay

Trong nòng cơ phun xăng, lờu lờing không khí nạp và số vòng quay của nòng cơ là hai thông số nỏixác nình lờu lờing phun còibản. Lờing nẻin liẻu phun ty lẻi thừa vớilờu lờing không khí nạp và ty lẻi thừa vớisố vòng quay của trục khuỷu nòng cơ.

Tín hiệu IG

Tín hiệu IG nỏic lấy từ còic âm của bobin hoặc Igniter và ECU dùng tín hiệu này nỏixác nình số vòng quay của trục khuỷu nòng cơ. Trong hệ thống L – Jetronic tín hiệu IG dùng nỏixác nình thời nẻin phun, nẻin khiẻn lờing phun còibản và dùng nỏicả nhiên liẻu.

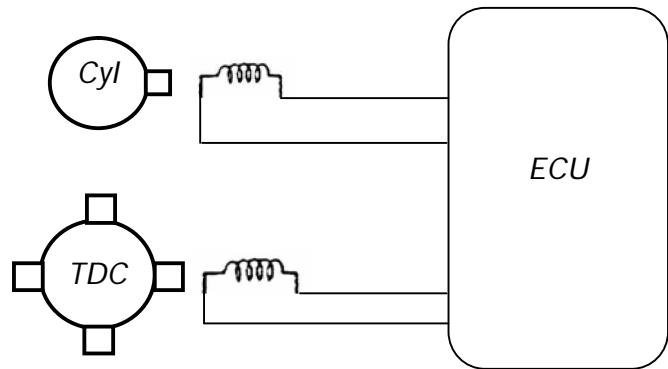
Khi động số cấp của hệ thống nẻin lửa bị ngắt, nẻin áp lỏin hơn 150 volt từ còic âm bobin nỏic ECU xác nình nẻin nẻi biết số vòng quay của nòng cơ.

Cảm biến Cyl – TDC (Cylinder – Top Dead Center)

Riêng hãng Honda không sử dụng tín hiệu IG mà sử dụng cảm biến xylanh (Cyl) và cảm biến điểm chết trên (TDC), hai cảm biến này được sử dụng loại cảm biến từ.

Cảm biến Cyl xác định vị trí của xylanh số 1, nơi nó dùng để điều khiển các kim phun phun theo thời điểm cần thiết. Cảm biến bao gồm một cuộn dây để tạo tín hiệu và một rotor có 4 răng.

Cảm biến TDC: Gồm một cuộn dây và một rotor có 4 răng (cho 4 xylanh). Cảm biến sẽ tạo ra 4 xung xoay chiều trong hai vòng quay của trục khuỷu và ECU dùng tín hiệu này để điều khiển thời điểm phun.



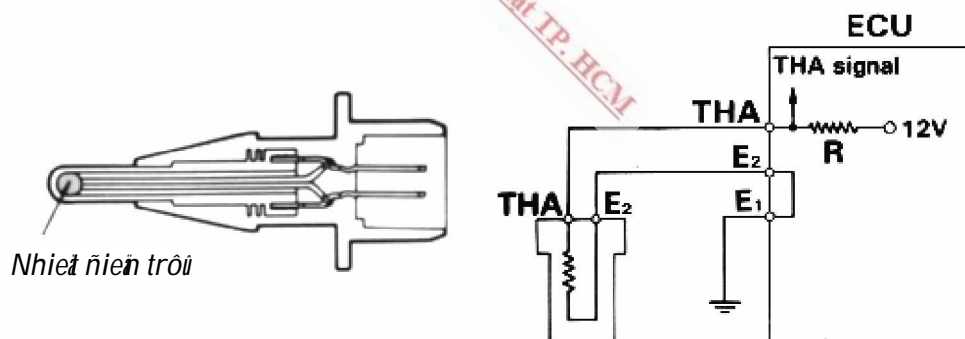
Hình 11.60. Cảm biến Cyl và cảm biến TDC.

3) Cảm biến nhiệt không khí nạp (THA hoặc TA)

Cảm biến nhiệt không khí nạp dùng để xác định nhiệt độ của không khí nạp vào động cơ. Bộ phận của cảm biến sẽ thay đổi theo nhiệt độ bên trong khối lõi cảm biến không khí nạp vào động cơ phụ thuộc vào nhiệt độ của nó. Nếu động cơ sử dụng bộ lọc gió kiểu van trượt, Karman, dây nhiệt thì cảm biến được bố trí ở bộ lọc gió. Nếu động cơ sử dụng cảm biến chân không thì cảm biến được bố trí trên ống nạp hoặc phía sau lọc gió.

Cảm biến bao gồm một điện trở nhiệt có thể so sánh nhiệt độ môi trường, ECU dùng nhiệt độ của cảm biến là 20°C để giảm lượng nhiên liệu phun khi nhiệt độ không khí nạp tăng cao và ngược lại để tăng lượng nhiên liệu khi nhiệt độ không khí thấp hơn 20°C. Việc này có nghĩa là cảm biến nhiệt không khí nạp cảm biến dùng để điều chỉnh lượng phun khi nhiệt độ của môi trường thay đổi.

Theo sơ đồ mạch điện (hình 11.61) chúng ta thấy rằng khi nhiệt độ của cảm biến thay đổi thì điện áp tín hiệu tại cực THA của ECU cũng thay đổi theo và ECU dùng tín hiệu này để điều chỉnh lượng phun theo nhiệt độ không khí nạp.

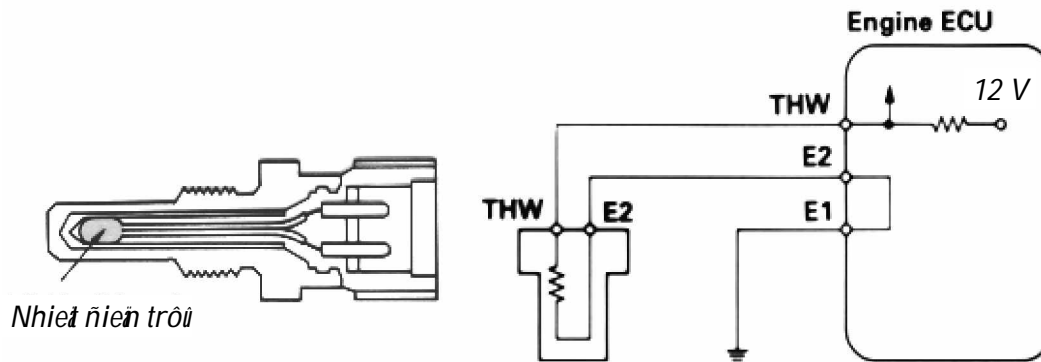


Hình 11.61. Cảm biến nhiệt không khí nạp.

4) Cảm biến nhiệt nước làm mát (THW hoặc TW)

Cảm biến nhiệt nước làm mát thông thường được bố trí trên nắp xylanh, dùng để xác định nhiệt độ của nước làm mát bằng một điện trở nhiệt có thể so sánh nhiệt độ môi trường bên trong cảm biến (hình 11.62). Do nhiệt độ rất khó biến đổi nên cảm biến này được bố trí bên trong cảm biến (hình 11.62). Do nhiệt độ rất khó biến đổi nên cảm biến này được bố trí bên trong cảm biến (hình 11.62). Do nhiệt độ rất khó biến đổi nên cảm biến này được bố trí bên trong cảm biến (hình 11.62).

Khi nhiệt độ nước làm mát thấp thì trở số điện trở của cảm biến cao và tín hiệu điện áp cao tới bộ THW nước gửi về ECU. Dựa trên số liệu ECU sẽ điều khiển gia tăng lượng nhiên liệu cung cấp trong suốt quá trình nóng cơ hoạt động lạnh.



Hình 11.62. Cảm biến nhiệt độ nước làm mát.

Ngược lại, khi nhiệt độ động cơ cao thì điện trở của cảm biến sẽ giảm và tín hiệu điện áp tới bộ THW nước gửi về ECU và ECU sẽ điều khiển giảm lượng nhiên liệu phun.

ECU dùng nhiệt độ của bộ lọc 80°C để tăng lượng nhiên liệu phun, khi nhiệt độ nước làm mát thấp hơn 80°C. Cảm biến tăng lượng nhiên liệu phun thay đổi theo nhiệt độ nước làm mát tăng lên.

5) Cảm biến vị trí bướm ga

Cảm biến vị trí bướm ga được bố trí trên thân bướm ga và điều khiển trực tiếp của bướm ga, nó chuyển góc mở của cánh bướm ga thành tín hiệu điện áp và gửi về ECU. Cảm biến bướm ga có các chức năng sau.

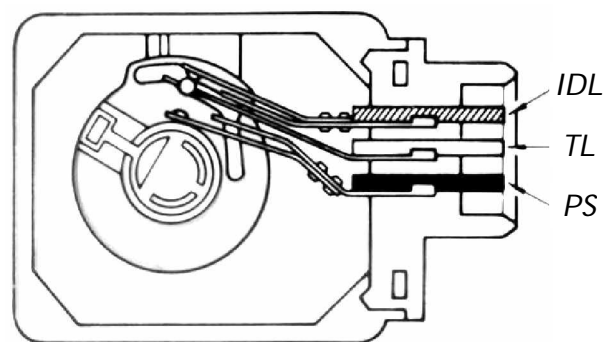
- Điều chỉnh tỷ lệ hỗn hợp theo tải của động cơ.
- Cắt nhiên liệu khi giảm tốc.
- Làm giàu hỗn hợp khi tăng tốc.

Cảm biến vị trí bướm ga thường sử dụng loại hai tiếp điểm. Đây là loại điều khiển ON – OFF, khi trục bướm ga xoay sẽ làm cho cam trong cảm biến xoay theo, tiếp điểm di động di chuyển dọc theo rãnh cam sẽ xác định vị trí tải của động cơ và tín hiệu này nước gửi về ECU.

Vị trí IDL dùng để xác định chế độ cảm chống và PSW dùng để xác định chế độ tải lớn.

Khi động cơ hoạt động ở chế độ cảm chống thì tiếp điểm trung gian TL nước nối với IDL. Ở trường hợp này điện áp tại cực IDL là 12 volt và tín hiệu này nước gửi về ECU xác định. Tín hiệu cảm chống dùng để

- Điều chỉnh tỷ lệ hỗn hợp cảm chống.
- Cắt nhiên liệu khi giảm tốc.
- Làm giàu hỗn hợp khi tăng tốc.

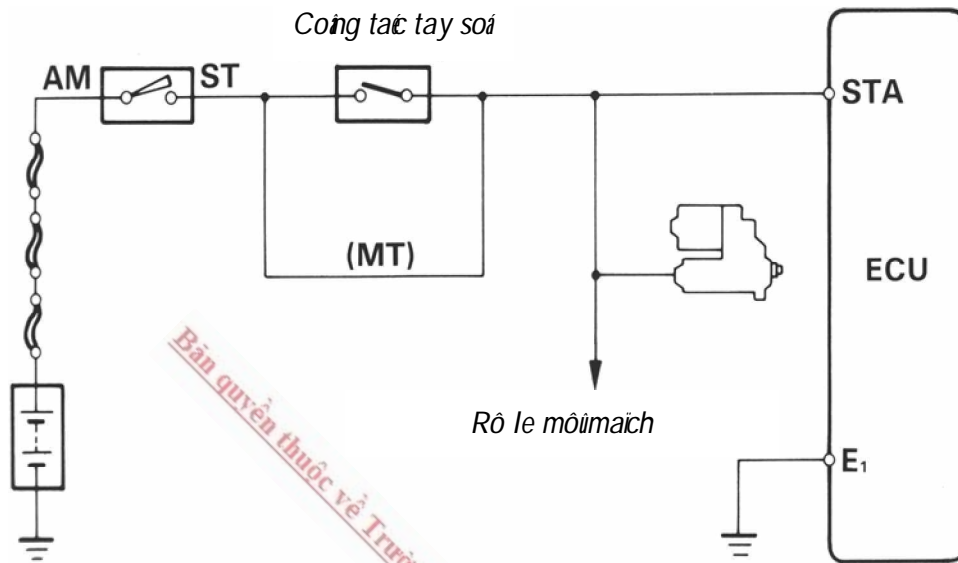


Hình 11.63. Cảm biến vị trí bướm ga kiểu tiếp điểm.

không khí $\lambda = 1$ thì nhiệt áp phát ra từ cảm biến oxy là 0,45 vôn. Nếu nhiệt áp phát ra cao hơn 0,45 vôn thì hỗn hợp giàu nhiên liệu. Nếu nhiệt áp từ cảm biến thấp hơn 0,45 vôn thì hỗn hợp trong buồng đốt nghèo.

8) Tín hiệu khối nóng (STA)

Khi khối nóng, tín hiệu từ các ST của công tắc máy nước gửi về các STA của ECU nóng cơ. Tín hiệu STA dùng để điều khiển làm giàu hỗn hợp khi khối nóng và sau khối nóng.

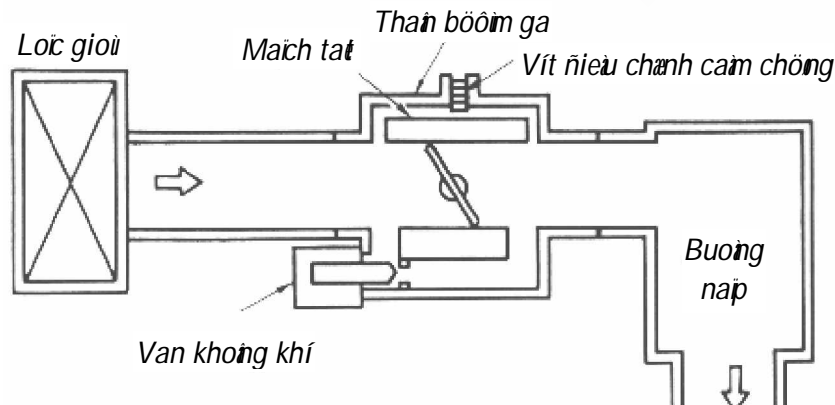


Hình 11.65. Sơ đồ làm việc của tín hiệu STA.

C – Hệ thống nạp không khí

Khi động cơ hoạt động, luồng không khí nạp nước vào động cơ là do sự chênh lệch áp suất giữa áp suất môi trường và áp suất trong xylanh của động cơ.

Không khí sau khi đi qua lọc gió nơi nước kiểm tra bởi bộ lọc gió và qua thanh bôim ga sẽ đi vào buồng nạp (hình 11.66). Tại buồng nạp không khí nước phân phối đến các buồng ống nạp, luồng không khí này sẽ cuốn hút nhiên liệu, hoạt động sẽ hình thành hỗn hợp trong suốt quá trình nạp và quá trình nén.



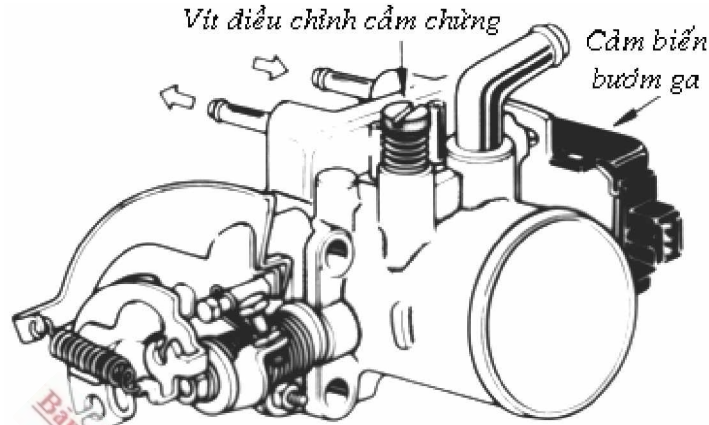
Hình 11.66. Sơ đồ hệ thống nạp không khí.

1) Thanh bôim ga

Thanh bôim ga chứa bộim ga, dùng để điều khiển lưu lượng không khí nạp trong suốt quá trình động cơ hoạt động. Luồng không khí đi qua thanh bôim ga nước nhiều chanh bởi vít nhiều chanh tạo

ñoàcảm chòng. Mỗi cảm biến vị trí bööm ga ñoàc boátrí trên thân bööm ga và ñoàc ñiêu khiêu bôitruíc bööm ga.

Ngoài ra trên thân bööm ga còn boátrí böochóng traicánh bööm ga ñoà ngoà ñeá giúp cãnh bööm ga traiveàtötòtkhi giảm tốc ñoà ngoà. Ñoàc lam mát cũng ñoàc ñaùn qua thân bööm ga ñeá xöng nóng không khí khi ñoàng cö lảnh.



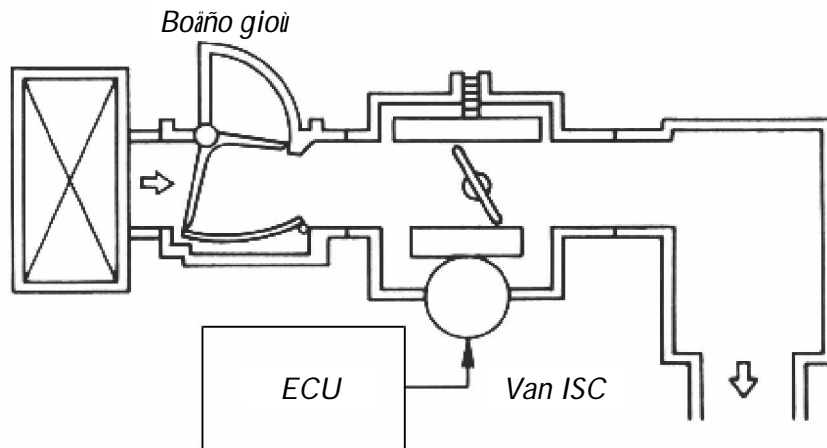
Hình 11.67. Cảm biến bướm ga.

2) Vít ñiêu chỉnh tốc ñoàc cảm chòng

Vít ñiêu chỉnh tốc ñoàc cảm chòng dùng ñeá ñiêu chỉnh tốc ñoàc cảm chòng của ñoàng cö. Öltốc ñoàc cảm chòng cãnh bööm ga hầu ñhò ñoàng kín, löông không khí nạp ñi qua mạch tắt và ñoàc ñiêu chỉnh tốc ñoàng chòng.

Tốc ñoàc cảm chòng ñoàc ñiêu chỉnh khi ñoàng cö ñaùn ñoàc ñiêu chỉnh ñoàng thông. Khi chúng ta vàn vít ñiêu chỉnh thì löông không khí ñi tắt giảm, ñeá löông không khí ñi qua bööng gioicũng giảm theo, tín hiệu này ñoàc góivề ECU và ECU sẽ ñiêu chỉnh giảm löông ñiêu phun theo löông không khí nạp lam cho tốc ñoàng cö giảm. Ngược lại, khi vàn vít ñiêu chỉnh ra thì löông không khí ñi qua mạch tắt sẽ gia tăng lam tăng tốc ñoàc cảm chòng của ñoàng cö.

Öl ñoàng ñoàng cö ngay nay, người ta söidùng vàn ñiêu chỉnh tốc ñoàc cảm chòng (van ISC). Vàn này dùng ñeá ñiêu chỉnh tốc ñoàc cảm chòng của ñoàng cö khi tắt thay ñoàc vàn ñiêu chỉnh tốc ñoàng chòng. Do vậy, vít ñiêu chỉnh tốc ñoàc cảm chòng ñaùn ñoàc ñiêu chỉnh này kín.



Hình 11.68. Tốc ñoàc cảm chòng ñoàc ñiêu chỉnh bằng van ISC.

3) Van không khí.

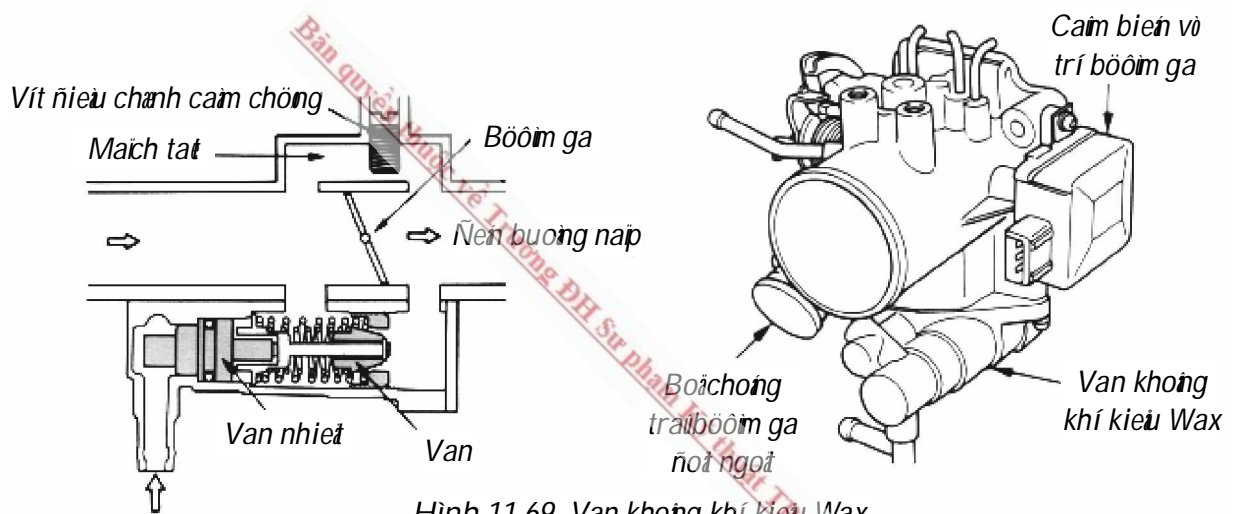
Van không khí nước sử dụng một số loại công nghệ có kiểu cấu trúc nên việc kiểm tra nhanh. Van không khí có hai kiểu: kiểu lò xo kim nhiệt và kiểu Wax.

Khi nhiệt độ nước làm mát của nồi hơi giảm xuống, lúc này công tắc của nồi công nghệ. Do vậy nên việc kiểm tra công nghệ của nồi hơi phải cung cấp thêm một lò xo kim nhiệt cho nồi công nghệ. Đây chính là công nghệ kiểm tra nhanh.

Ưu điểm của các loại nồi công nghệ phun xăng, nên việc kiểm tra công nghệ của nồi công nghệ bằng cách kiểm tra lò xo kim nhiệt thì rất qua công nghệ.

Van không khí kiểu Wax

Van không khí kiểu Wax có kết cấu ngoài và nước bố trí bên dưới thành công nghệ. Nội dung việc kiểm tra nhiệt độ nước làm mát. Van không khí kiểu Wax là kiểu van nhiệt. Nội dung gồm một van nhiệt, lò xo ngoài, lò xo trong. Van nhiệt nước bố trí bên trong van không khí và nước gia tăng theo nhiệt độ của nước làm mát.



Hình 11.69. Van không khí kiểu Wax.

Khi nhiệt độ của nồi công nghệ thấp thì van nhiệt thu lại làm cho lọc nước của lò xo trong yếu, lò xo ngoài này van môi trường cho một lò xo không khí thì rất qua công nghệ làm cho việc kiểm tra công nghệ của nồi công nghệ gia tăng.

Khi nhiệt độ nước làm mát tăng, van nhiệt giảm nên làm tăng lọc nước của lò xo trong nên van khép lại và lò xo không khí thì rất qua công nghệ giảm, việc kiểm tra công nghệ của nồi công nghệ giảm.

Khi nhiệt độ nước làm mát đạt 80°C, van nước của nồi công nghệ hoạt động nên việc kiểm tra công nghệ quay thấp nhất, gọi là việc kiểm tra công nghệ. Khi nhiệt độ nước làm mát gia tăng thì van nước càng chặt.

Van không khí kiểu lò xo kim nhiệt

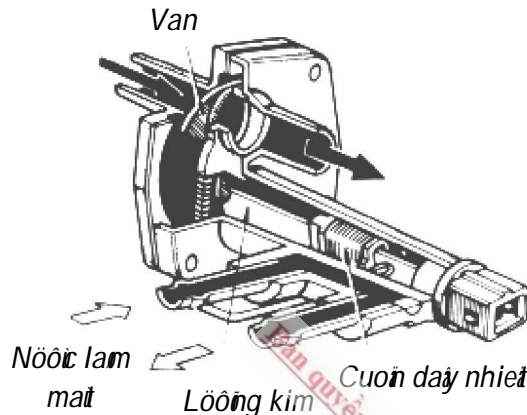
Van không khí kiểu lò xo kim nhiệt nước bố trí trên thành máy hoặc nắp máy. Phần chính gồm một thanh lò xo kim nhiệt và một cuộn dây nhiệt.

Khi nồi công nghệ không lạnh, lò xo kim nhiệt cho một lò xo không khí nạp công nghệ thì rất qua công nghệ. Nhờ vậy, ngay công nghệ của nồi công nghệ lò xo kim nhiệt nạp công nghệ gia tăng và việc kiểm tra công nghệ của nồi công nghệ giảm.

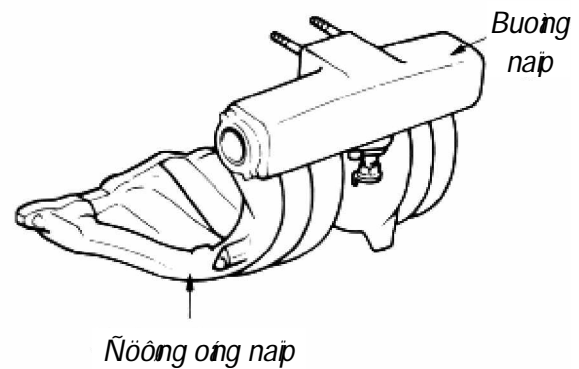
Sau khi khô nóng, dòng nhiệt bắt đầu nóng cung cấp nên cuộn dây nhiệt. Khi lõi kim nhiệt bù nung nóng, nó sẽ khiến van nóng dần và tốc độ nóng có sẽ giảm.

Khi khô nóng nóng, lõi nhiệt từ nóng có truyền cho lõi kim nhiệt làm cho van nóng. Do vậy, không khí không thể đi qua van không khí và chờ năng cảm chóng nhanh không còn tác dụng.

Ngoài ra, van không khí còn có loại không tản dùng nhiệt của của nóng có mà dùng sợi tuabin hoàn của nóng làm mát nên nên khiến.



Hình 11.70. Van không khí kiểu lõi kim nhiệt.



Hình 11.71. Buồng nạp van nóng ống nạp.

4) Buồng nạp van nóng ống nạp

Không khí sau khi đi qua thân bơm ga sẽ đi vào buồng nạp, từ buồng nạp không khí sẽ đi đến phân phối nên các nóng ống nạp nên đi vào các xylanh của nóng có. Cần chú ý rằng ô nhiễm phun nóng thì nóng có không có buồng nạp (hình 11.71).

IV.3. Giới thiệu hệ thống phun xăng Motronic

IV.3.1. Khai quát chung

Hệ thống phun xăng Motronic là loại mới khiến nên tiến bộ nhất hiện nay, nó khiến cải thiện quá trình phun xăng và nhanh hơn của nóng có, gồm ba khối thiết bị sau (hình 11.72) và (hình 11.73).

1) Hệ thống cung cấp nhiên liệu và không khí

Nhiên liệu từ thùng chứa 1, nước bơm nhiên liệu cung cấp cho bơm 3, từ đây nhiên liệu sẽ đi qua ống phân phối 10 và nước sẽ đi qua các kim phun 9. Cuối nóng ống phân phối coil áp bơm nhiên liệu (sợi hoạt nóng và cấu tạo giống kiểu L – Jetronic). ECU sẽ khiến thời gian phun phụ thuộc vào tình trạng hoạt nóng của nóng có.

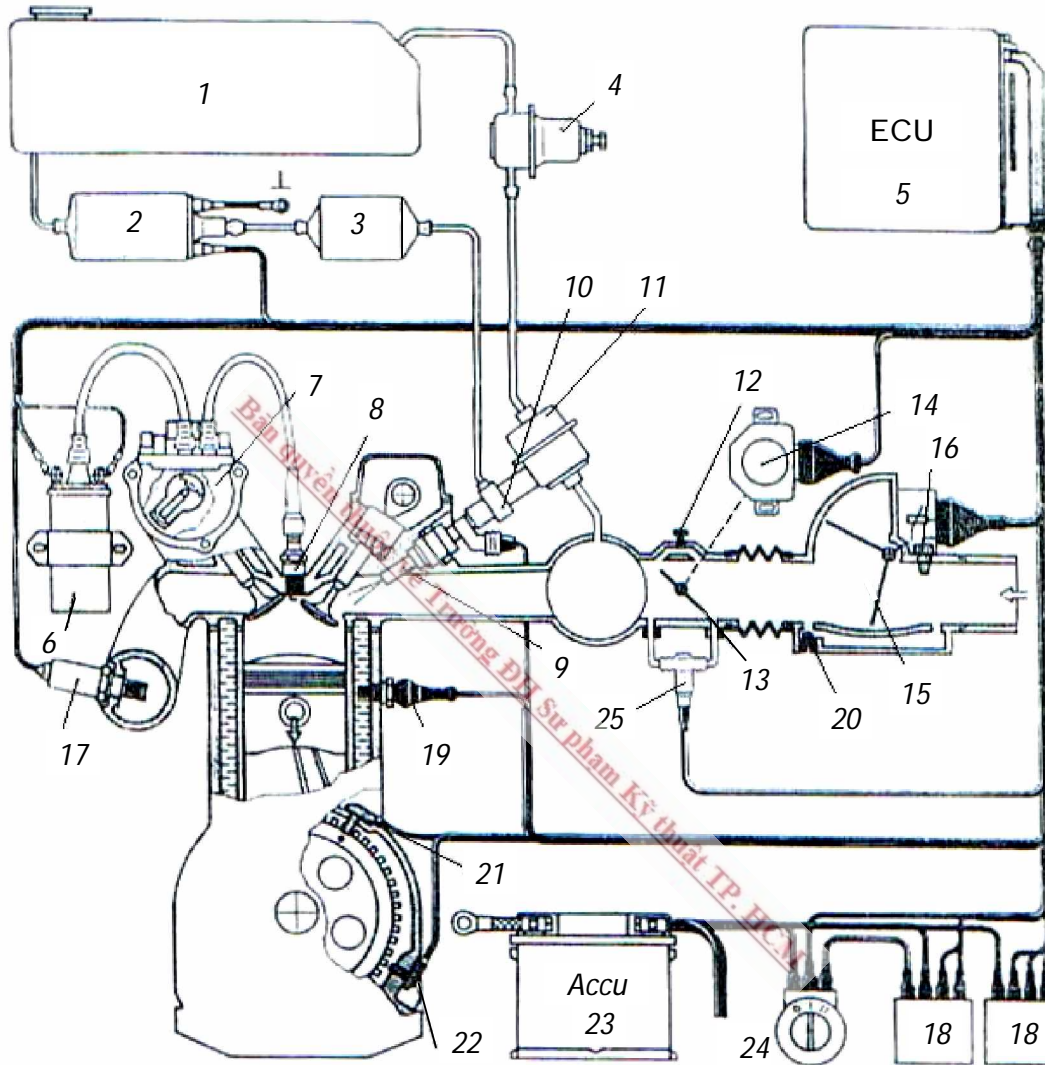
Không khí sau khi qua lọc gió đi ngang qua bộ lọc gió 15, qua cánh bơm ga 13, một phần không khí qua mạch rẽ 20 và cung cấp cho nóng có. Lõi không khí hút vào nóng có sẽ khiến nó cung cấp cho nóng có nhờ một thông số biến đổi chính cho sợi như lõi nhiên liệu.

2) Hệ thống nhiên liệu

Các cảm biến sẽ ghi nhận các thông số hoạt nóng của nóng có, bao gồm:

- Lõi không khí nạp Q_a , nó qua lõi không khí.
- Tốc độ nóng có N, nó qua cảm biến tốc độ

Các tín hiệu nhiều khiến của bộ phận khiến trung tâm não kỹ thuật này và bộ phận chấp hành. Bộ phận này còn nhiệm vụ phát các xung điện nhiều khiến việc phun xăng, nhiên liệu và nhiều hành một số cấu, thiết bị khác (luân hồi khí xả nhiều khiến các mạch nhiên liệu và mạch khí,...) nhằm bảo cho động cơ hoạt động tối ưu ở mọi chế độ



Hình 11.73. Sơ đồ cấu tạo hệ thống phun xăng điện tử của Motronic.

- 1 – bình chứa nhiên liệu; 2 – bơm nhiên liệu; 3 – lọc nhiên liệu; 4 – bầu giảm chấn; 5 – ECU;
- 6 – bobine; 7 – bộ chia điện; 8 – bugie; 9 – kim phun chính; 10 – ống phân phối nhiên liệu;
- 11 – bộ phận áp; 12 – vít chỉnh tốc độ cảm chống; 13 – bộ cảm ga; 14 – cảm biến vị trí bộ cảm ga;
- 15 – cảm biến lưu lượng giới; 16 – cảm biến nhiệt độ không khí nạp; 17 – cảm biến oxy;
- 18 – cuộn rơle nhiều khiến; 19 – cảm biến nhiệt độ động cơ; 20 – vít chỉnh lưu lượng giới cảm chống;
- 21 – cảm biến vị trí trục khuỷu; 22 – cảm biến tốc độ động cơ; 23 – accu;
- 24 – công tắc khởi động; 25 – van không khí.

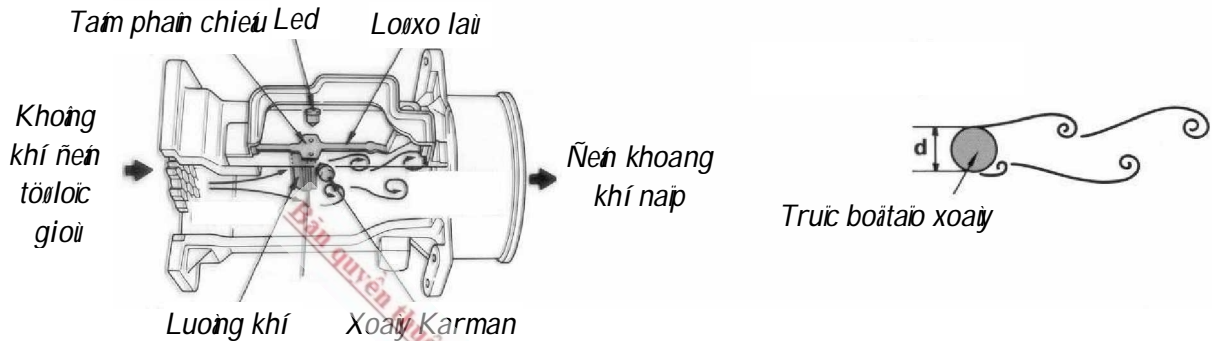
IV.3.2. Cấu trúc và nguyên lý làm việc của hệ thống Motronic

Hệ thống cung cấp nhiên liệu trong hệ thống phun xăng nhiên liệu tiên tiến như Motronic giống như trong hệ thống L – Jectronic. Riêng hệ thống nhiên liệu khiếm khuyết đồng bộ phần van nạp nhiên liệu sau:

1) Cảm biến lưu lượng giới

Loại xoáy quang học Karman

Loại cảm biến lưu lượng khí nạp này nhận biết trực tiếp lưu lượng khí nạp bằng quang học. So với loại cảm biến lưu lượng khí nạp kiểu cánh, nó có kích thước nhỏ gọn hơn, kết cấu đơn giản của nó cũng làm giảm sức cản cho dòng khí đi vào. Loại cảm biến này có kết cấu nhỏ (hình 11.74).



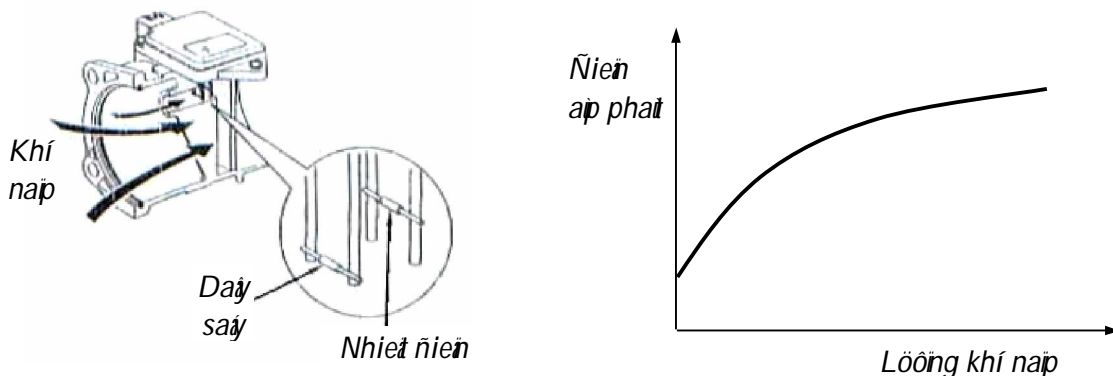
Hình 11.74. Cảm biến lưu lượng giới loại xoáy Karman.

Một thanh (gọi là bộ tạo xoáy) đặt giữa dòng chảy của không khí, tạo ra một xoáy cho không khí gọi là xoáy Karman dọc theo thanh tạo xoáy. Xoáy Karman sinh ra có tần số là "f", bằng cách đo tần số của xoáy tạo ra bởi bộ tạo xoáy, có thể xác định được lưu lượng không khí nạp.

Xoáy được cảm nhận bằng cách cho bề mặt của một kim loại mỏng (gọi là tấm phản chiếu) tiếp xúc với áp suất của xoáy và rung động của tấm này được nhận biết bằng một cặp transistor quang học (hoặc một phát quang kết hợp với transistor quang học). Tín hiệu lưu lượng khí nạp là tín hiệu xung. Khi lưu lượng khí nạp thấp, tín hiệu này có tần số thấp, khi lưu lượng khí nạp nhiều tín hiệu có tần số cao.

Loại dây nhạy

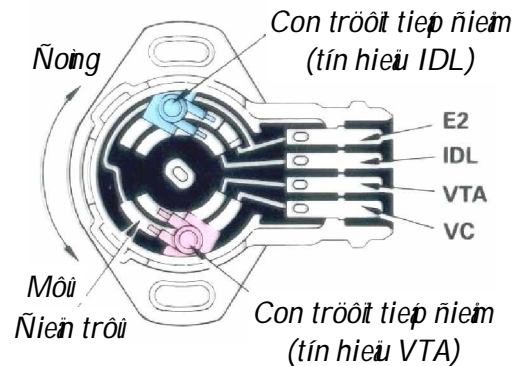
Thay vì đo lưu lượng thoát khí nạp nhờ các cảm biến đo lưu lượng, cảm biến lưu lượng khí nạp loại dây nhạy đo trực tiếp khối lượng không khí nạp vào. Bằng cách đo nhiệt độ của dây nhạy khi dòng nhiên liệu qua dây nhạy, nhiệt độ của dây nhạy không đổi thì nhiệt độ lưu lượng khí nạp bằng cách đo dòng nhiên liệu. Trong trường hợp này, dòng nhiên liệu chuyển thành nhiệt áp và gửi đến ECU nóng cơ.



Hình 11.75. Cảm biến lưu lượng giới loại dây xoáy.

2) Cảm biến và trí bộim ga

Cảm biến và trí bộim ga sử dụng loại biến trở tuyến tính có cấu tạo gồm hai con trượt, ở mỗi môđ con trượt có các tiếp điểm cho tín hiệu cảm chống và tín hiệu góc môđ cánh bộim ga. Môđ nhiên áp không nối với 5V cung cấp từ ECU nên cọc VC. Khi cánh bộim ga mở con trượt sẽ trượt dọc trên nhiên trở và tạo ra nhiên áp ở cọc VTA đồng ứng với góc môđ cánh bộim ga. Khi cánh bộim ga đóng hoàn toàn thì tiếp điểm cảm chống nối cọc IDL với cọc E2.



Hình 11.76. Cảm biến và trí bộim ga.

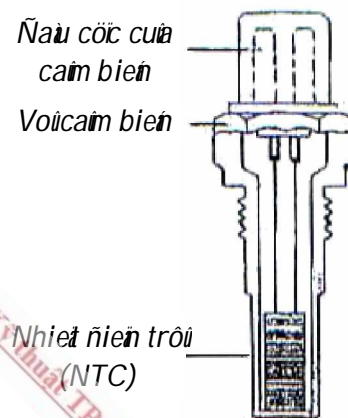
Ở trên đây có các xe trở Toyota, cảm biến bộim ga loại biến trở có 3 dây VC, VTA và E2 mà không có dây IDL.

3) Cảm biến nhiệt độ nóng cơ

Cảm biến nhiệt độ nóng cơ như nhiệt độ nóng cơ, nó có cấu tạo là một biến trở nhiệt.

Biến trở nhiệt là một phần tử cảm nhận thay đổi nhiệt độ theo nhiệt độ môi trường làm từ vật liệu có hệ số nhiệt điện trở âm (NTC), khi nhiệt độ của nóng cơ tăng sẽ làm cho điện trở giảm và ngược lại.

Sẽ thay đổi giá trị điện trở sẽ làm thay đổi giá trị dòng điện nóng cơ gửi về ECU. Khi nhiệt độ nóng cơ thấp, giá trị điện trở của cảm biến cao và nhiên áp đặt giữa hai đầu của biến trở A/D cao. Tín hiệu nhiên áp cao sẽ thông báo cho ECU biết nóng cơ đang lạnh. Khi nóng cơ nóng, giá trị điện trở của cảm biến giảm nhiên áp đặt giảm. Tín hiệu nhiên áp giảm sẽ báo cho ECU biết nóng cơ đang nóng lên.



Hình 11.77. Cảm biến nhiệt độ nóng cơ làm mát.

4) Cảm biến kích nổ

Cảm biến kích nổ nóng cơ lắp trên thân máy và nhận biết tiếng gõ trong nóng cơ. Cảm biến này bao gồm một phần tử áp nhiên. Khi nóng cơ xảy ra kích nổ do rung nóng của thân máy nó sẽ tạo ra nhiên áp bởi sự biến dạng. Có hai loại cảm biến tiếng gõ một tạo ra nhiên áp cao trong dải tần số hẹp.

Khi nóng cơ xảy ra hiện tượng kích nổ ECU nóng cơ nhận biết tiếng gõ hay khoảng băng cách nào nhiên áp của tín hiệu KNC cao hay thấp so với mức nhiên áp chuẩn. Khi ECU nóng cơ nhận thấy có tiếng gõ nó làm chậm thời điểm nhả lửa sớm. Khi tiếng gõ kết thúc, thời điểm nhả lửa nóng cơ sớm trở lại sau một khoảng thời gian nhất định.

5) Cảm biến tốc độ nóng cơ

Tín hiệu G và NE nóng cơ tạo ra bằng rôto hay các nĩa tạo tín hiệu và cuộn nhận tín hiệu. ECU nóng cơ sử dụng các tín hiệu này nhận biết góc của trục khuỷu và tốc độ nóng cơ. Trong hệ thống nhiên khi nóng cơ, do việc nhả lửa sớm nóng cơ nhiều khiến nhiên trở bằng ECU nóng cơ. Bộ chia nhiên trong hệ thống nhiên khi nóng cơ bao gồm các rôto và các cuộn nhận tín hiệu G và NE.

Tín hiệu G

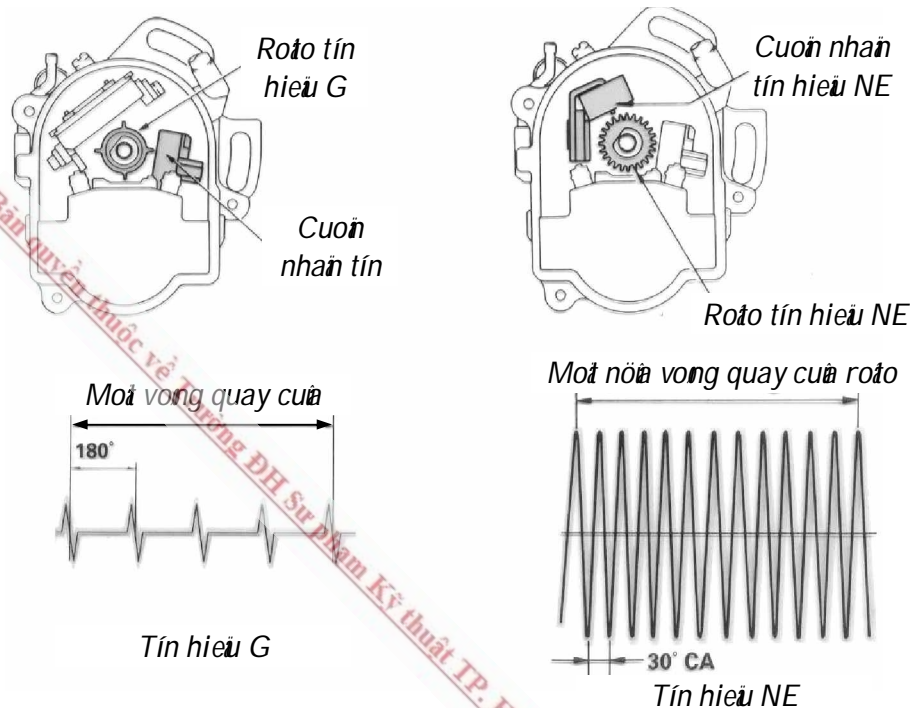
Tín hiệu G báo cho ECU biết góc trục khuỷu tiêu chuẩn, nước sôđung nêaxác nênh thời niêm nênh lôn vaøphun niêm liêu so với niêm chêt trênh (TDC) của mỗ xylanh. Các bôphân của bôchia niêm sôđung tín hiệu này bao gồm:

- Rôto của tín hiệu G, nêôc băt vaø trưc bôchia niêm vaøquay mỗ vong trong hai vong quay của trục khuỷu.
- Cuôn nhảnh tín hiệu G nêôc lap vaø bên trong vôi của bôchia niêm.

Rôto của tín hiệu G coi 4 răng vaokích hoạt cuôn nhảnh tín hiệu 4 lần trong mỗ vong quay trưc bôchia niêm, tạo ra tín hiệu gôi veà ECU nênh cô nênh nhảnh biêt nêôc piston nêôc ôgân niêm chêt trênh.

Tín hiệu NE

Tín hiệu NE nêôc ECU nênh cô sôđung nênh nhảnh biêt tốc nêôc nênh cô. Tín hiệu NE nêôc sinh ra trong cuôn dây nhảnh tín hiệu nêôc rôto giông nhô khi tạo ra tín hiệu G. Chê coi sô khác biêt duy nhất là rôto tín hiệu NE coi 24 răng. Nênh kích hoạt cuôn nhảnh tín hiệu NE 24 lần trong mỗ vong quay của trục bôchia niêm. Tờ các tín hiệu này, ECU nênh cô nhảnh biêt tốc nêôc nênh cô cũng nhô têng thay nêôc 30° mỗ của góc quay trục khuỷu.



Hình 11.78. Cảm biến tốc nêôc nênh cô; tín hiệu G và tín hiệu

6) Chênh nênh niêm khiên phun niêm liêu của ECU

ECU tính toán khoảng thời gian phun niêm liêu cô bôn đôn vaø hai tín hiệu cô bôn sau:

- Tín hiệu áp suất nêông ơng nạp tở cảm biêt áp suất nêông ơng nạp hay lônng khí nạp tở cảm biêt lônng khí nạp.
- Tín hiệu tốc nêôc nênh cô

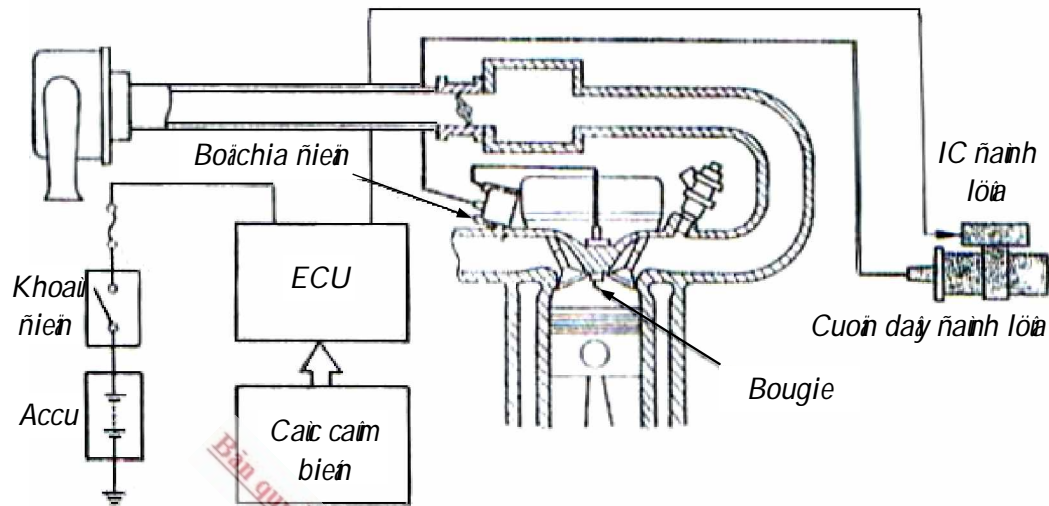
Phông pháp phun niêm liêu bao gồm: dung vôi phun nênh niêm liêu nênh thời vaø tạt các các xylanh, phông pháp phân các xylanh thành mỗ vai nhóm vaø niêm liêu nêôc phun theo nhóm vaø xylanh vaø phông pháp phun riêng riêng vôi têng xylanh. Thời niêm phun niêm liêu cũng khác nhau tuyt theo nênh cô.

Khoảng thời gian phun niêm liêu thêc tở nêôc xác nênh bôn hai yêu tở

- Khoảng thời gian phun cô bôn, nêôc xác nênh bôn lônng khí nạp vaø tốc nêôc nênh cô.
- Các hiệu chnh khác nhau đôn trênh các tín hiệu tở các cảm biêt.

7) Chức năng nhanh lửa sớm của ECU (con gọi là ESA)

Hệ thống ESA là một hệ thống điều khiển thời điểm nhanh lửa của hệ thống nhanh lửa bằng ECU (tốt hơn so với cấu trúc cơ khí).



Hình 11.79. Sơ đồ nguyên lý chức năng nhanh lửa sớm của ECU.

Nếu có thể phát huy tối đa hiệu suất của động cơ, hỗn hợp phải nổ cháy sao cho áp suất cực đại xảy ra khoảng 10° sau điểm chết trên.

Tuy nhiên thời gian nổ cháy hỗn hợp nên khi đạt đến áp suất cháy tối đa thay đổi theo tốc độ và áp suất nạp. Việc nổ cháy phải xảy ra sớm hơn khi tốc độ động cơ cao và muốn hỗn hợp thấp. Trong hệ thống EFI thông thường, thời điểm nhanh lửa nổ nhiều xăng sớm hay muộn thì bằng bộ nhanh lửa sớm ly tâm trong bộ chia nhiên. Hơn nữa, việc nhanh lửa phải nổ đi ra sớm hơn khi áp suất nạp thấp. Trong hệ thống EFI, nổ nổ thực hiện bằng bộ nhanh lửa sớm chân không trong bộ chia nhiên.

Do thời điểm nhanh lửa tối ưu cũng bị ảnh hưởng bởi một số yếu tố khác như: hình dạng của buồng cháy, nhiệt độ bên trong buồng cháy,... nên bộ nhanh lửa sớm chân không thay đổi ra thời điểm nhanh lửa ly tâm cho động cơ và hệ thống ESA gần như khắc phục hoàn toàn những nhược điểm này.

Hệ thống ESA hoạt động như sau: ECU nhận có sẽ xác định thời điểm nhanh lửa từ bộ cảm biến trong cửa nạp trong đó có cảm biến dòng thời điểm nhanh lửa tối ưu cho từng chế độ hoạt động của động cơ. Sau đó gửi tín hiệu thời điểm nhanh lửa thích hợp đến IC nhanh lửa.

IV.4. So sánh các hệ thống phun xăng

So với hệ thống cung cấp nhiên liệu sử dụng bộ chế hòa khí, hệ thống phun xăng còn những ưu điểm sau:

- Số lượng và thành phần hỗn hợp và các xylanh đều hơn, nhờ đó động cơ có sử dụng hỗn hợp nhất hơn, nhất là các hệ thống phun xăng đa điểm.
- Hệ số nạp của động cơ phun xăng lớn hơn bởi vì: không có vùng khuếch tán trên động cơ nạp, giảm mức nhiễu loạn khí nạp và khối lượng không khí nạp nổ nổ và nhiều hơn.
- Tỷ số nén cho phép trên động cơ phun xăng lớn hơn vì giảm sự nhiễu loạn.

- Tính nạp ồng trong chế độ làm việc của động cơ tốt hơn và công suất động cơ cao hơn.
- Việc hình thành xăng phun vào xylanh động cơ lúc khởi động tốt hơn, giúp động cơ khởi động lạnh nước dễ dàng.
- Quá trình cháy nước thực hiện tốt hơn nhờ vào việc nhiều khi phun xăng vào bình lửa hộp ly (kiểu Motronic). Ở nhiệt độ môi trường do khí thải tạo ra nhỏ nhất, nước biển trong hệ thống có cảm biến Lambda.
- Động cơ luôn hoạt động tốt trong mọi điều kiện, địa hình, thời tiết và khí hậu khác nhau.

Những ưu điểm trên của hệ thống phun xăng làm cho động cơ sử dụng hệ thống này có thể tăng công suất lên 10%, giảm suất tiêu hao nhiên liệu từ 10 ÷ 16% và giảm thiểu nhiều chất nước thải trong khí xả. Tuy nhiên hệ thống cũng còn những tồn tại sau:

- Cấu tạo phức tạp, khối lượng động cơ lớn hơn ngoài ra bộ động phải có trình độ chuyên môn và tay nghề cao.
- Giá thành cao.

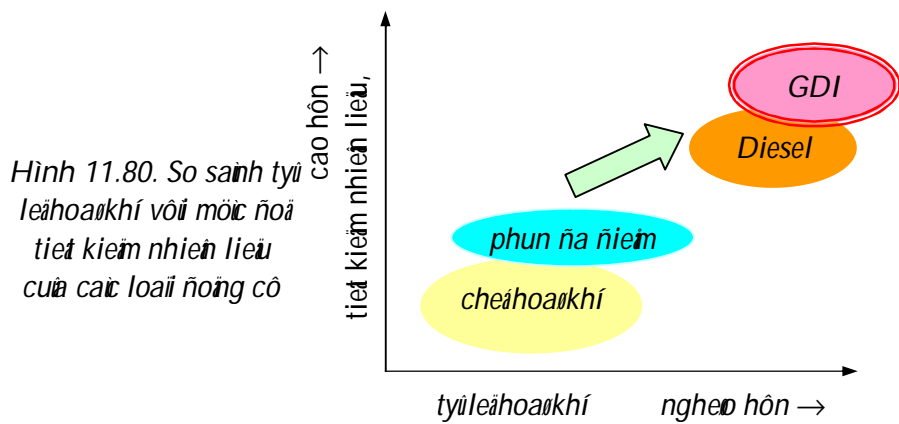
V. NGUYÊN LÝ PHUN XĂNG TRỰC TIẾP VÀO BUỒNG CHÁY ĐỘNG CƠ (GDI)

Qua nhiều năm các nhà chế tạo ô tô đã cố gắng để chế tạo ra những động cơ có công suất và hiệu suất ngày càng cao trong khi giảm thiểu các chất gây ô nhiễm có trong khí thải. Hiện nay hệ thống phun xăng nước sử dụng rất rộng rãi trên các xe du lịch cao cấp. Song song với sự phát triển của kỹ thuật phun xăng, những tiêu chuẩn ngày càng ngặt nghèo về mức nước thải của khí xả động cơ là nguồn động lực chính để cho ra đời động cơ phun xăng trực tiếp (GDI – Gasoline Direct Injection).

Trong nhiều năm nghiên cứu và thử nghiệm cho thấy, động cơ GDI là mẫu động cơ ưu việt về cung cấp nhiên liệu, buồng cháy tốt, công suất động cơ cao nhất, suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất và ở nhiệt độ môi trường ít nhất (hơn các loại động cơ phun xăng gián tiếp).

Động cơ GDI có những ưu điểm vượt trội sau:

- Nhiều khi nước lượng xăng cung cấp rất chính xác, hệ số nạp rất cao, thậm chí hơn hẳn động cơ Diesel.
- Động cơ có khả năng làm việc nước với hỗn hợp rất loãng ($\alpha = 2,4 \div 2,7$) khi xe chạy nước vận tốc trên 120km/h.
- Do hệ số nạp lớn và tỷ số nén cao ($\epsilon = 12$), cho phép động cơ GDI có khả năng tải cao và vận hành hoàn hảo hơn hẳn các động cơ phun gián tiếp.



Hình 11.80. So sánh tỷ lệ ô nhiễm khí với mức nước tiết kiệm nhiên liệu của các loại động cơ

V.1. Những đặc điểm của động cơ GDI

Động cơ nạp thẳng góc với piston, tab nước sôi lòu thông của lòu lỗng gioitoá ầu nhất.

Hình dạng của vành piston loả loim khác tạo thành buồng cháy tốt nhất, giúp cho sôi hình thành hỗn hợp nhanh và nhiều nhất (hình 11.81).

Bơm xăng cung cấp xăng có áp suất cao nên kim phun và phun trực tiếp vào xylanh động cơ.

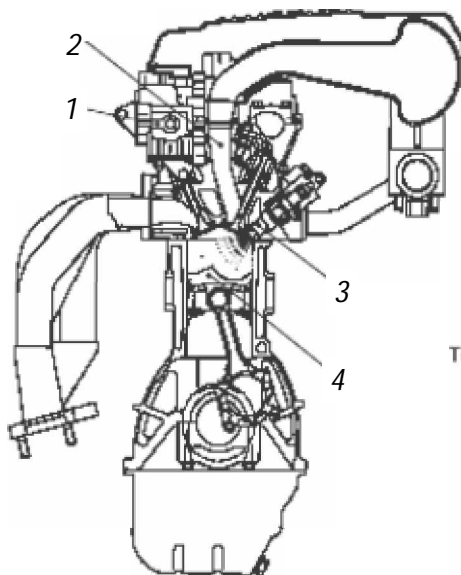
Kim phun nhiên liệu có áp suất phun cao, tab chuyển động xoay loic của nhiên liệu kết hợp với không khí tạo thành hỗn hợp khí tốt nhất.

Ồcheánoá tại nhoinhiên liệu nồic phun ôicuoá quaitrình nén, ôicheánoá này tại nhiên liệu nồic phun ôiquaitrình nạp.

Thời điểm phun nồic tính toán chính xác nhằm nạp ôing nồic sôi thay nỏá cheánoá làm việc của động cơ. Ôicheánoá tại trong trung bình và xe chạy trong thành phố thì nhiên liệu nồic phun ôicuoá thì nén, giống nhô động cơ Diesel nhô nhoinhiên hợp loảng ñi rất nhiều. Khi động cơ ôicheánoá này tại nhiên liệu nồic phun ôithi nạp, nhiều này cóikha năng cung cấp mô hỗn hợp động nhất nhô ôiđộng cơ MPI ñeá nhất nồic hiệu suất cao.

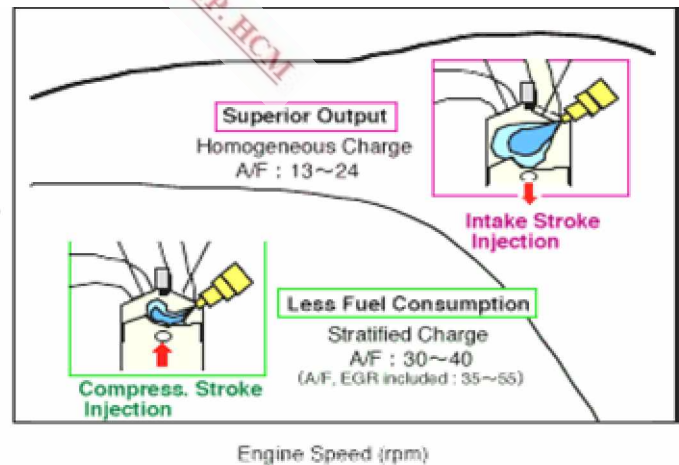
Ồ tốc ñoá cao (trên 120km/h) động cơ GDI sẽ ñoá hỗn hợp rất loảng, tiết kiệm nồic lỗng nhiên liệu tiêu thụ. Ôicheánoá này nhiên liệu nồic phun ra cuoi thì nén, tyileá hỗn hợp này ñat heá số ôđ lỗng không khí $\alpha \approx 2,7$ và có thể ñat $\alpha \approx 3,7$ khi bao gồm EGR (hình 11.82).

Khi động cơ GDI hoạt ñing ôicheánoá tại lỏn, toán tại hay tốc ñoá cao thì nhiên liệu nồic phun vào xylanh động cơ trong suốt thì nạp, ñeá ñam bảo quaitrình chạy ñiễn ra hoàn toán. Động cơ làm việc nồic êm ñều và giảm phát thải ôá nhiễm cho môi trường.



Hình 11.81. Sơ ñoá động cơ GDI.

- 1 – Bơm xăng áp suất cao.
- 2 – Ống góp hút thẳng góc với piston.
- 3 – Kim phun có áp suất cao.
- 4 – Hình dạng vành piston.



Hình 11.82. Heá số ôđ lỗng không khí α theo các cheánoá làm việc khác nhau.

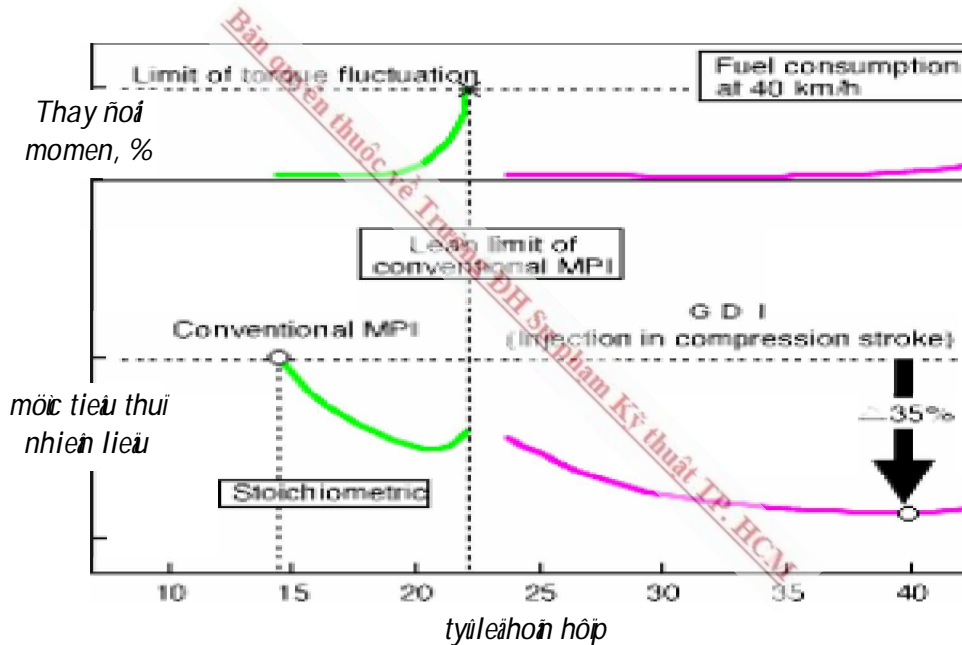
V.2. Những kết quả nhất định của động cơ GDI

Trong những loại động cơ phun xăng đã nêu, do hỗn hợp phân bố không đều nên ảnh hưởng đến hiệu suất của quá trình cháy. Tuy nhiên, việc này khác biệt trên động cơ GDI bởi sự sắp xếp theo lớp của hỗn hợp nhiên liệu khi nước phun vào cuối thì nên, hỗn hợp có tỷ lệ rất loãng. Ở hầu hết động cơ này, hỗn hợp có nồng độ cao nhất nằm ở gần thành cốc của buồng, tạo nên việc kết thúc quá trình cháy xảy ra. Các lớp hỗn hợp càng xa nên cốc buồng có tỷ lệ càng loãng. Chính việc này giúp cho động cơ GDI hoạt động tốt nhất ở chế độ hỗn hợp phân bố rất nhất (α có thể đạt đến 2,7).

Tiêu chuẩn nhiên liệu ở chế độ cảm ứng: Động cơ "GDI" nằm ở chế độ nước sôi ngay cả ở chế độ không tải. Ngoài ra còn nhiều chế độ tốt nhất không tải. So sánh tiêu hao nhiên liệu với những loại động cơ trước đây ở chế độ cảm ứng, ít hơn 40%.

Tiêu hao nhiên liệu khi xe chạy ở tốc độ 40 km/h, động cơ GDI sử dụng lượng nhiên liệu ít hơn 35% so với những loại động cơ trước đây.

Những thí nghiệm khi so sánh với động cơ phun xăng truyền thống cho kết quả như sau:



Hình 11.83. Quan hệ giữa momen và mức tiêu thụ nhiên liệu giữa động cơ GDI và

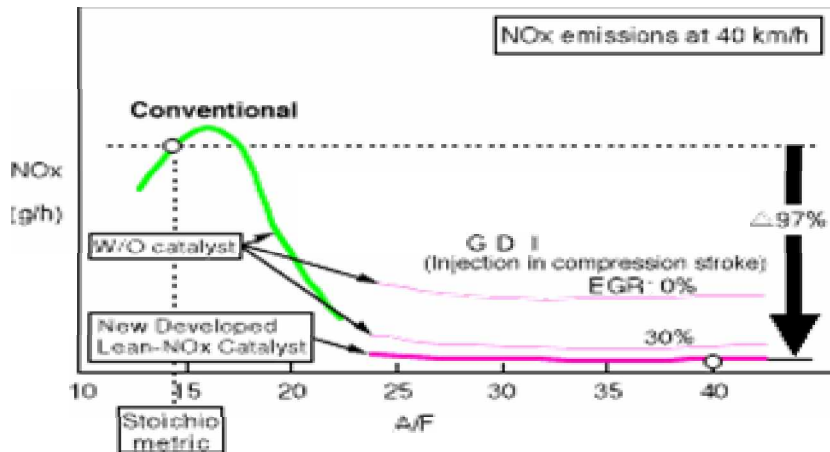
Kết quả thí nghiệm khi xe chạy trong thành phố động cơ GDI tiêu thụ ít hơn 35% lượng nhiên liệu so với những loại động cơ MPI cũ trước đây. Những kết quả trên hình 11.84, cho chúng ta thấy rằng động cơ GDI đã tiêu thụ một lượng nhiên liệu ít hơn cả động cơ Diesel.

Engine		10 15 Mode Fuel Economy - MT (km/L)
1.8L	GDI	~18 km/L
	Conventional	~14 km/L
2.0L V6 T/C Diesel		~14 km/L

35% better

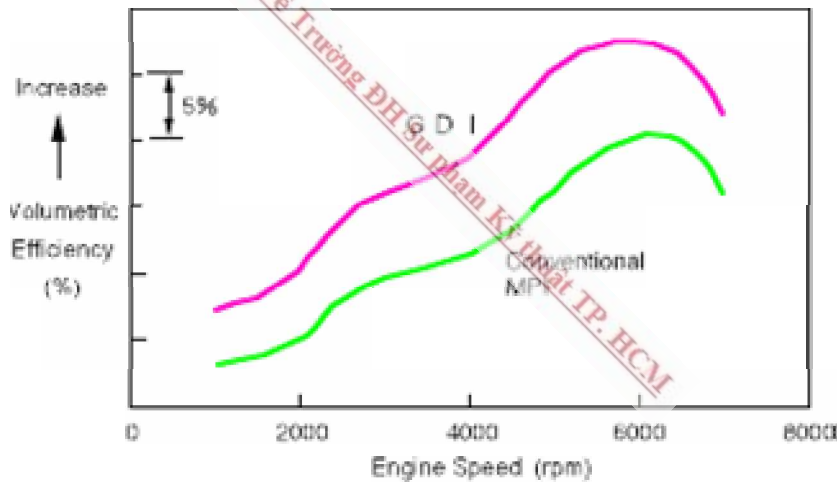
Hình 11.84. So sánh về mức độ tiêu hao nhiên liệu.

Động cơ GDI giảm nồng độ 97% lượng khí NO_x phát ra, nhờ này đạt nhờ do cải tiến tham gia của bộ tuần hoàn khí thải qua EGR và nhờ vào sự hoàn hảo của quá trình cháy (hình 11.85).



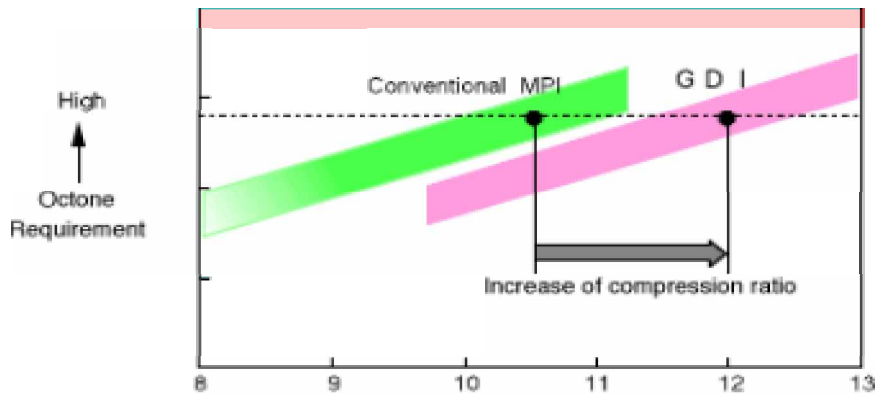
Hình 11.85. So sánh về mức phát thải NO_x trong khí xả

Nhờ đạt hiệu suất cao hơn so với những loại động cơ MPI trước đây, động cơ GDI có tỷ số nén ϵ rất cao ($\epsilon = 12$) và hoạt động không khí hữu hiệu. Với ống hút thẳng góc xylanh, làm cho dòng khí đi vào ít tổn thất. Nhờ vậy làm cho quá trình cháy xảy ra nhanh hơn, hoàn hảo hơn và nâng cao hiệu suất của quá trình cháy (hình 11.86).



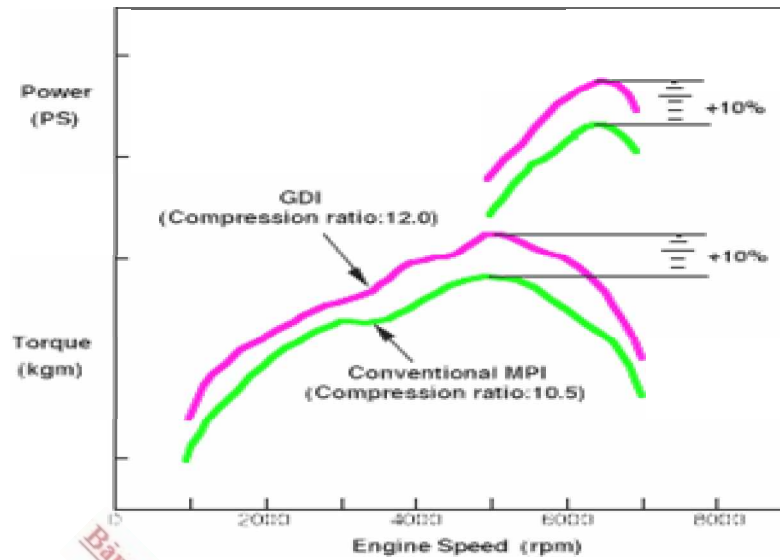
Hình 11.86. So sánh về hiệu suất của động cơ.

Tỷ số nén cho phép trên động cơ GDI cao hơn (hình 11.87)



Hình 11.87. So sánh về yêu cầu số octan và tỷ số nén cho phép ϵ .

So với những loại động cơ MPI, động cơ GDI tăng thêm nữa 10% công suất và moment xoắn động cơ ở mọi tốc độ (hình 11.88).



Hình 11.88. So sánh về sự gia tăng công suất theo tốc độ

Bản quyền thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

Chương 12

HEALTHÔNG NHIÊN LIỆU NÔNG CÔ DIESEL

I. CÔNG DỤNG – YÊU CẦU

I.1. Dối trở nhiên liệu

Nhằm bảo cho nông cơ có thể làm việc liên tục trong một thời gian nhất định mà không cần cấp thêm nhiên liệu vào. Ngoài ra hệ thống còn phải lọc sạch nước, tạp chất có hại lẫn trong nhiên liệu giúp nhiên liệu vận chuyển dễ dàng trong hệ thống.

I.2. Cung cấp nhiên liệu cho nông cơ

Khi cung cấp nhiên liệu cho nông cơ hoạt động phải đảm bảo tối các yêu cầu sau:

- Lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình phải phù hợp với tổng chế độ làm việc của nông cơ.
- Phun nhiên liệu vào xylanh đúng thời điểm và đúng quy luật.
- Nối với nông cơ nhiều xylanh, lượng nhiên liệu phun vào các xylanh phải đồng đều trong một chu trình công tác.

I.3 Các tia nhiên liệu phun vào xylanh nông cơ

Phải đảm bảo tính kết hợp tốt giữa số lượng, phương hướng, hình dạng, kích thước của các tia phun với hình dạng buồng cháy. Ngoài ra còn phải kết hợp với công nghệ và phương hướng chuyển động của mỗi chất trong buồng cháy để tạo hình thành nhanh và đều nhất.

Ngoài ra hệ thống nhiên liệu nông cơ Diesel còn phải thỏa mãn các yêu cầu sau:

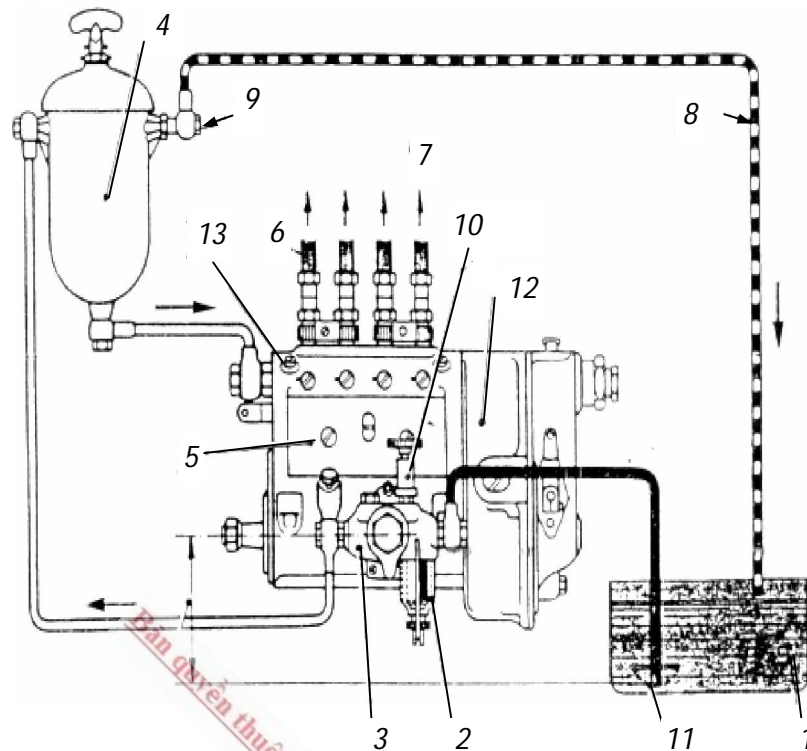
- Hoạt động ổn định, có độ tin cậy và tuổi thọ cao.
- Thuận tiện trong sử dụng, bảo dưỡng và sửa chữa nông cơ.
- Dễ chế tạo và giải thể thành hộp lý.

II. SƠ ĐỒ HEALTHÔNG

Nhiệm khác biệt lớn nhất của nông cơ Diesel so với nông cơ xăng là việc vận hành hình thành hỗn hợp khí. Trong nông cơ xăng, hỗn hợp khí bắt đầu hình thành ngay từ khi xăng nóng hút khối với phun vào buồng ống nạp (nông cơ dung bôi chế độ khí) hoặc nước phun vào xylanh nông cơ (nông cơ GDI – phun xăng trực tiếp), quá trình hình thành hỗn hợp tiếp diễn bên trong xylanh, suốt quá trình nạp và quá trình nén cho đến khi nước nổ cháy công bố bằng tia lửa điện.

Trên nông cơ Diesel, vào cuối quá trình nén, nhiên liệu mới nước phun vào buồng cháy nông cơ để hình thành hỗn hợp khí sau đó hỗn hợp khí tiếp tục cháy khi gặp nhiên liệu nóng và áp suất thích hợp. Hệ thống nhiên liệu nông cơ Diesel (hình 12.1) là bộ phận quan trọng nhất của nông cơ nên việc hình thành hỗn hợp khí kết trên.

Bơm 3 hút nhiên liệu từ bình chứa 1 qua lọc thô 2 vào bơm, nước bơm qua bình lọc tinh 4, tới bơm cao áp 5. Các bình lọc 2 và 4 có công dụng lọc sạch cặn bẩn, tạp chất có hại có lẫn trong nhiên liệu. Bơm cao áp cung cấp nhiên liệu vào buồng cao áp 6, tới với phun để phun vào buồng cháy nông cơ. Lượng nhiên liệu thừa trong trong mỗi chu trình công tác của nông cơ nước nối bơm cao áp qua van tràn vào buồng dầu 8 bình chứa nhiên liệu.



Hình 12.1. Hệ thống nhiên liệu nóng cơ Diesel có van an toàn lắp ôilôc thổi cấp.

- 1 – bình chứa; 2 – lọc sơ cấp; 3 – bơm tiếp van; 4 – lọc thổi cấp; 5 – bơm cao áp;
6 – ống cao áp; 7 – nên kim phun; 8 – ống dầu về; 9 – van an toàn; 10 – bơm tay;
11 – lôilô lọc van một chiều; 12 – bộ nên quạt; 13 – vít xả gioi

Nối với hệ thống cung cấp nhiên liệu trên nóng cơ Diesel, hệ thống làm việc ổn định và đảm bảo tính năng kỹ thuật của nóng cơ. Nhiều quan trọng nhất là trong hệ thống không có nước (không khí), bởi vì không khí nên nước nên sẽ làm giảm áp suất nhiên liệu trên nóng ống cao áp và kim phun làm ảnh hưởng nên quá trình cháy, thậm chí không xảy ra nước quá trình cháy trong xylanh. Vì thế trên bơm cao áp và van kim nên có trang bị các vít xả gioi

III. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC VÀ CẤU CẠU CỦA BƠM CAO ÁP PE, VE, GM

III.1. Bơm cao áp PE

Bơm cao áp PE là một loại bơm gồm nhiều bơm PF ghép chung thành một khối, có chốt cam nên khiến nằm trong thân bơm và nên khiến chung bởi một thanh răng. Cấu tạo của một bơm cao áp BOSCH PE gồm:

Một thân bơm nước bằng hợp kim nhôm trên nên có các lỗ nên bắt ống dầu nên, ống dầu về có xả gioi là xoithanh răng, vít chặn thanh răng, vít kẹp xylanh,... Thân bơm có thể chia làm ba phần trong nên có chia các chi tiết sau:

Phần giữa, bên trong có các cặp piston xylanh tổng ứng với số xylanh của nóng cơ, các vòng răng và thanh răng nên khiến. Trên vòng răng có vít nên chặn và trí tổng nối của piston và xylanh.

Phần dưới, bên trong có chốt cam của bơm hai nên trở lên hai bậc nên lắp nên này có bơm. Có bơm có chốt cam bằng số xylanh nóng cơ và chốt cam sai tam nên nên khiến bơm tiếp van. Trên các cam là các nên này có thanh răng, nên nên này có vít nên chặn và nên chốt chặn. Dưới có bơm nên này bơm

còn các nắp này, bên trong chứa dầu nhớt bôi trơn. Cơ bơm có một đầu nối lắp với trục truyền động tới nóng (hoặc bộ phận sớm tới nóng). Đầu còn lại lắp qua tai van chi tiết của bộ phận tới có năng (hoặc ngược, nếu bộ phận tới áp thấp).

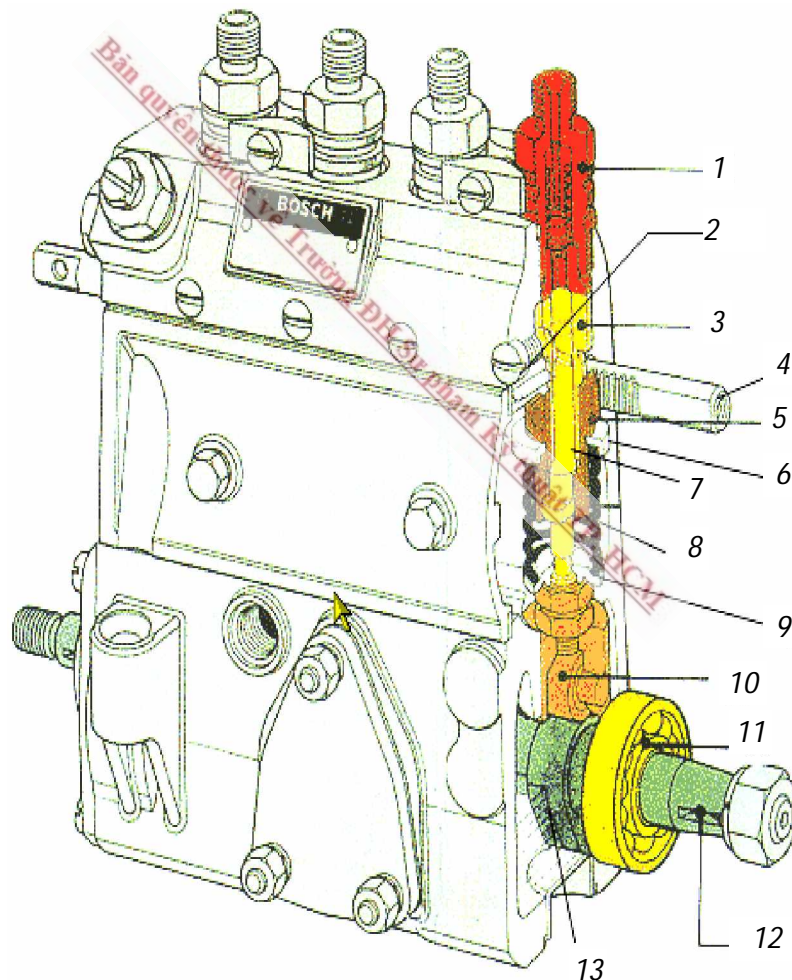
Phần trên lắp phòng chứa nhiên liệu thông giữa các xylanh với nhau. Các vít kẹp xylanh cho dầu bôi trơn nhiên liệu ra cửa xylanh. Một van an toàn để nhiên liệu vào các xylanh.

Trên xylanh lắp van cao áp, van cao áp, lò xo và trên cùng lắp hai ốc lục giác dẫn nhiên liệu nên kim phun.

Ngoài ra còn có một bơm tiếp vận loại piston lắp ở ngoài bơm nhiên liệu khiến bởi cam sai tâm của cơ bơm và bộ phận chế tạo năng hay áp thấp liên hệ với thanh răng để nhiên liệu chảy tới nóng cơ.

III.1.1. Kết cấu bơm cao áp PE

Bơm cao áp PE là một bơm gồm nhiều bộ phận ghép chung thành một khối, có cơ cam nhiều khiến nằm trong thân bơm và nhiên liệu khiến chung bởi một thanh răng (hình 12.2)



Hình 12.2. Sơ đồ cấu tạo bơm cao áp PE.

- 1 – đầu nối ống cao áp; 2 – vít cố định xylanh; 3 – xylanh bơm;
4 – thanh răng; 5 – vòng răng; 6, 9 – chốt chặn lò xo; 7 – piston bơm;
8 – lò xo; 10 – con nối; 11 – con lăn; 12 – trục cam; 13 – cam.

Giải thích các ký hiệu ghi trên vỏ bơm:

PE/PES 6 A 70 B 4 1 2 R S 114

- PE: Chế loại bơm cao áp cải tiến có chung một cơ cam bơm, nhiều khi qua khớp nối. Nếu có thêm chữ S là cơ bơm bắt trực tiếp vào mặt bích cửa ngõng cô, không qua khớp nối.
- 6: Chế số xylanh bơm cao áp (bang số xylanh ngõng cô).
- A: Kích thước bơm (A: cỡ nhỏ; B: cỡ trung; Z: cỡ lớn; M: cỡ thật nhỏ; P: cỡ biệt; ZW: cỡ thật lớn)
- 70: Chế ngõng kính piston bơm tính theo 0.1 mm (70 = 7 mm)
- B: Chế các kiện thay thế các bộ phận trong bơm khi ráp bơm (gồm có: A, B, C, Q, K, P).
- 4: Chế vị trí dấu ghi nội của cơ bơm; nếu số lẻ 1, 3, 5 thì dấu ở ngoài cơ bơm. Nếu số chẵn 2, 4, 6 thì dấu nằm bên phải nhìn từ cửa số
- 1: Chế số bộ phận trục (0: không có bộ phận trục); 1 – Bộ phận trục ở phía trái; 2 – Bộ phận trục ở phía phải.
- 2: Chế số vị trí bộ phận dầu bôi trơn; 0 – Không có bộ phận phun dầu bôi trơn; 1 – Bộ phận dầu bôi trơn phía trái; 2 – Bộ phận dầu bôi trơn phía phải.
- R: Cho biết có hay không có bơm tiếp van; nếu không ghi số thì không có bơm tiếp van; nếu ghi số 3 thì có 1 lỗ gắn bơm tiếp van không có chốt này lại. Nếu ghi số 4: có 2 lỗ gắn bơm tiếp van, phía trái gắn bơm, phía phải này lại. Nếu ghi số 5: có 2 lỗ gắn bơm tiếp van, phía phải gắn bơm, phía trái này lại.
- S: Chiều quay của bơm nhìn từ ngoài cửa ngõng cô với ngõng cô; R: Chiều quay phải, theo kim ngõng hồ L: Chiều quay trái, ngược kim ngõng hồ
- 114: Các kiện của nhà chế tạo

Ngoài ra bơm cao áp PE của Myco cũng ghi thêm hàng chữ các vị trí khác:

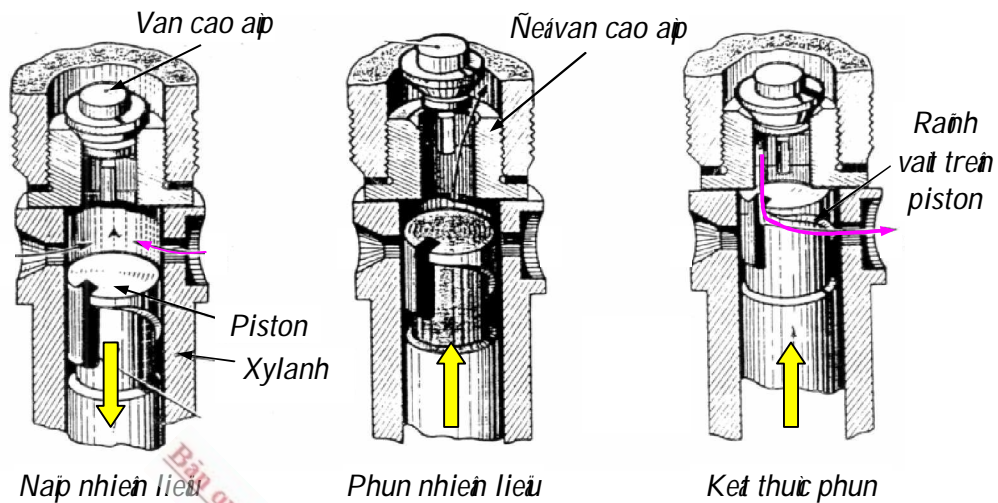
- Timed for Port Closing: Các góc mở phun dầu theo phương pháp dầu trao mạch ngõng (piston có vít xẻ dõn).
- Timed for Port Opening: Các góc mở phun dầu theo phương pháp dầu trao mạch hồ (piston có vít xẻ trên).
- Nếu làm vít xẻ phía trái (nhìn từ ngoài piston) thì trên ngoài piston có ghi chữ N hay L, nếu có bộ phận trục thì gắn ở phía bên trái bơm.
- Nếu làm vít xẻ phía phải thì trên ngoài piston có ghi chữ R. Nếu có bộ phận trục thì gắn bên phải bơm.

III.1.2. Nguyên lý làm việc

Khi ngõng cô hoạt động, cơ bơm nhiều khi bơm tiếp van hút nhiên liệu từ bình chứa qua hai lỗ lọc nên bơm có thể phòng ngừa nhiên liệu nội thất bơm. Một phần nhiên liệu qua van an toàn trở về thùng chứa.

Lúc piston bơm ở vị trí thấp nhất, nhiên liệu vào xylanh bang cả hai lỗ trên thân xylanh bơm. Vào quá trình phun nhiên liệu, cơ bơm nhiều khi piston đi lên, khi piston ăn hết hai lỗ dầu vào thì nhiên liệu ở trong xylanh bơm, piston tiếp tục đi lên và áp suất nhiên liệu trên nhanh piston

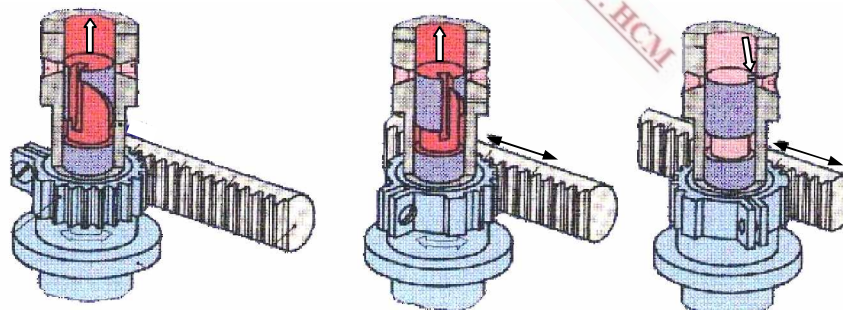
bơm cao áp. Nếu khi áp lực nhiên liệu đủ lớn để thắng lực căng lò xo thì van cao áp sẽ mở và nhiên liệu sẽ được phun vào buồng đốt. Piston lại tiếp tục đi lên nên khi cần vật xé phía dưới piston và hình thành lỗ dầu về dầu tràn ra khỏi xylanh và kết thúc quá trình cấp nhiên liệu.



Hình 12.3. Sơ đồ nguyên lý làm việc bơm cao áp PE.

Nhờ có cấu tạo bơm phù hợp với thời gian tác của nhiên liệu nên nhiên liệu sẽ phun kim phun đúng lúc và đúng lượng cần thiết. Tại các xylanh bơm nếu có một áp lực nhiên liệu vào nhỏ hơn thì van an toàn sẽ đóng lại khiến chúng bị một thanh răng nên nhiên liệu ở các xylanh sẽ tăng giảm theo.

Muốn thay đổi tốc độ quay của trục thanh răng nên làm xoay vành răng. Để thay đổi tốc độ và vị trí tổng quát giữa thanh răng trên piston bơm và lỗ thoát nhiên liệu trên xylanh, do thay đổi hành trình của piston bơm và thay đổi lỗ thoát nhiên liệu cung cấp trong mỗi chu kỳ công tác, giúp thay đổi tải và tốc độ của động cơ.



Hình 12.4. Dịch chuyển thanh răng để thay đổi tốc độ quay của trục.

Nguyên lý làm việc của bộ phun dầu sớm tối ưu trên bơm cao áp PE

Cũng nhờ vành răng sớm tối ưu trên động cơ xăng. Trên động cơ Diesel khi tốc độ cao, góc phun dầu phải càng sớm nên nhiên liệu sẽ có thời gian hòa trộn và thời gian cháy sẽ phát ra công suất lớn nhất. Do vậy trên hầu hết các động cơ Diesel đều có trang bị bộ phun dầu sớm tối ưu.

- Với piston có lỗ vật xé phía trên thì nên khi phun thay đổi và đột nhiên phun có hình, với piston có lỗ vật xé phía dưới thì nên khi phun và đột nhiên phun sẽ thay đổi. Do vậy với bơm cao áp có một trong hai loại piston này thì không cần phun dầu sớm tối ưu.

- Nói với piston coilan vait xeo phía dôi thì niem khôi phun có ñi, niem dôi phun thay ñi. Thong thong các bôm cao áp PE ñeu coilan vait xeo phía dôi ñeu phải trang bị bo phun ñau sôm tõi ñong.

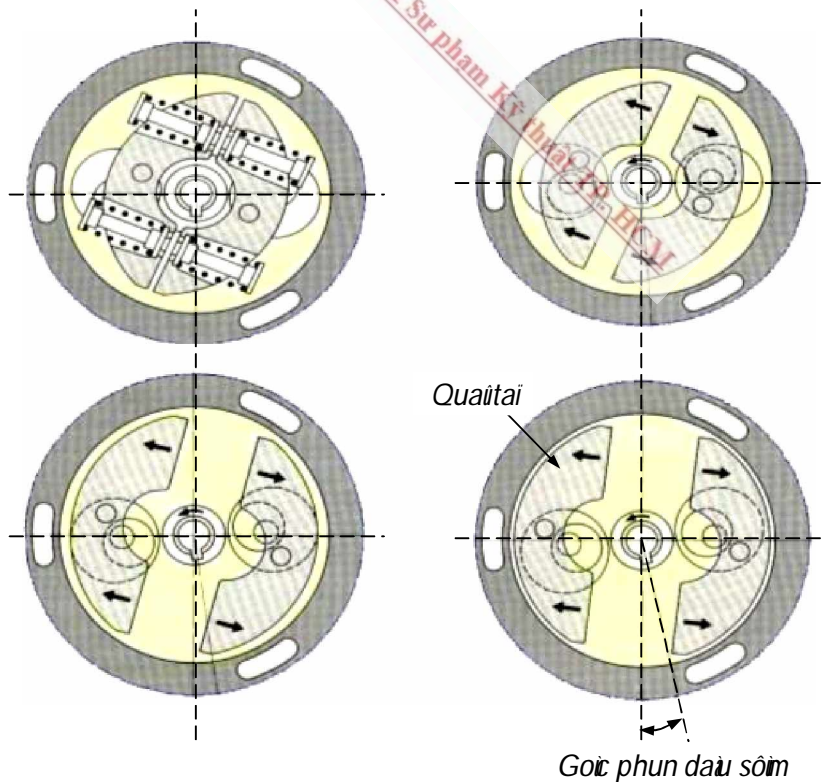
Ña soá với các bôm cao áp PE ngoài ta ñing dùng bo phan tõi ñong niem khiem goic phun sôm bang ly tam. Niem hình của loai bôm nay la bo phan sôm tõi ñong của hãng BOSCH.

Bo phan nay gom: moät mãm nói thui ñong ñiêuic bat vao ñau có bôm cao áp, nhô choät then hoa vao ñai oic giõi. Moät mãm nói chui ñong coil hoip nói ñeu ñau truyền ñong tõi ñong cõ. Chuyen ñong quay của mãm chui ñong truyền qua mãm thui ñong qua hai quaitai.

Tren mãm thui ñong coil hai truc thang goic với mãm, hai quaitai quay tren hai truc nay. Nâu loai con lai của quaitai ty choät của mãm chui ñong, hai quaitai ñiêuic kem vao nhau nhô hai loxo töa vao truc, ñau con lai ty vao choät ô mãm chui ñong va miêng chem nam tren loxo ñeu tang löc loxo theo ñinh möic. Moät voi bao ket nói với mãm chui ñong coil niem vui bao boc hai quaitai va giõi hãm tam di chuyen của chung.

Tat các cõ cấu vao ke ñiêuic che kín bang moät voi bao bên ngoài, voi nay cung vao vao be mãm coil ren của mãm thui ñong. Giõi hai be mãm tiếp xúc coil các vong ñeu kín bang cao su bat ñau ñau kín khít giõi voi mãm chui ñong, nhô ñeu mãm ñau bat ñau bên trong khoang ro rã ra ngoài.

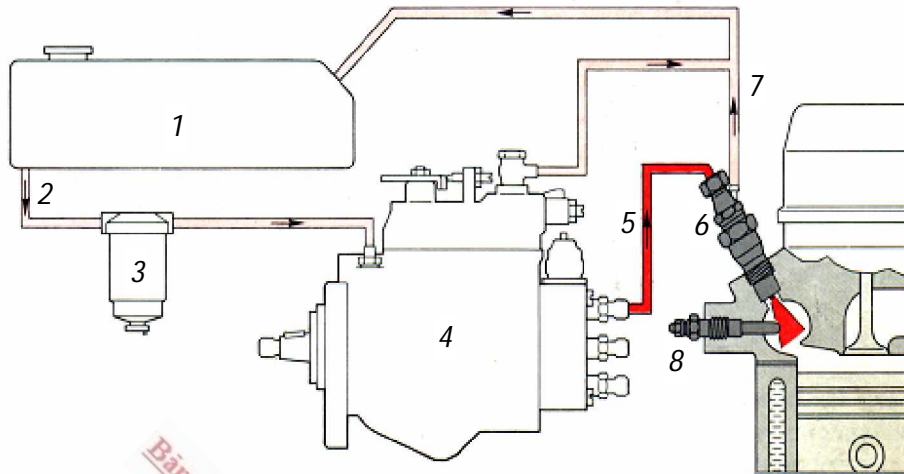
Khi ñong cõ lam viec ñeu tõi ñau của ñong cõ tang thì dôi tat dung löc ly tam của hai quaitai lam mãm thui ñong quay töng nói với mãm chui ñong theo chieu chuyen ñong của cõ bôm, do ñeu lam tang goic phun sôm niem lieu. Khi tõi ñau ñong cõ giam thì löc ly tam yeu ñi, ñeu hai quaitai xep vao, loxo quay mãm thui ñong cung với truc cam nói với mãm chui ñong ve phía chieu ngöic lai. Do ñeu lam giam goic ñau phun sôm niem lieu.



Hình 12.5. Nguyên lý làm việc bo phun ñau sôm tõi ñong tren bôm cao áp PE.

III.2. Bơm cao áp VE

Hệ thống cung cấp nhiên liệu trên động cơ Diesel dùng bơm cao áp kiểu VE được thể hiện trên (hình 12.6).



Hình 12.6. Sơ đồ hệ thống cung cấp nhiên liệu trên động cơ Diesel dùng bơm VE.
1 – bình chứa nhiên liệu; 2 – ống dẫn; 3 – lọc; 4 – bơm cao áp VE;
5 – đường ống cao áp; 6 – vòi phun nhiên liệu; 7 – đường dầu về; 8 – bugie xăng.

Nhiên liệu Diesel được lọc bởi lọc 3, sau đó được chuyển đến bơm cao áp như bơm tiếp vận kiểu cánh gạt. Nhiên liệu đi vào bơm cao áp để tạo áp suất cao, đồng thời nhiên liệu còn có nhiệm vụ bôi trơn và làm mát cho các chi tiết trên động cơ của bơm.

Nhiên liệu có áp suất cao được đưa qua đường ống cao áp đến vòi phun và phun vào xylanh động cơ. Phần nhiên liệu thừa sau mỗi lần phun trong một chu trình công tác được đưa về bình chứa qua đường dầu về 7.

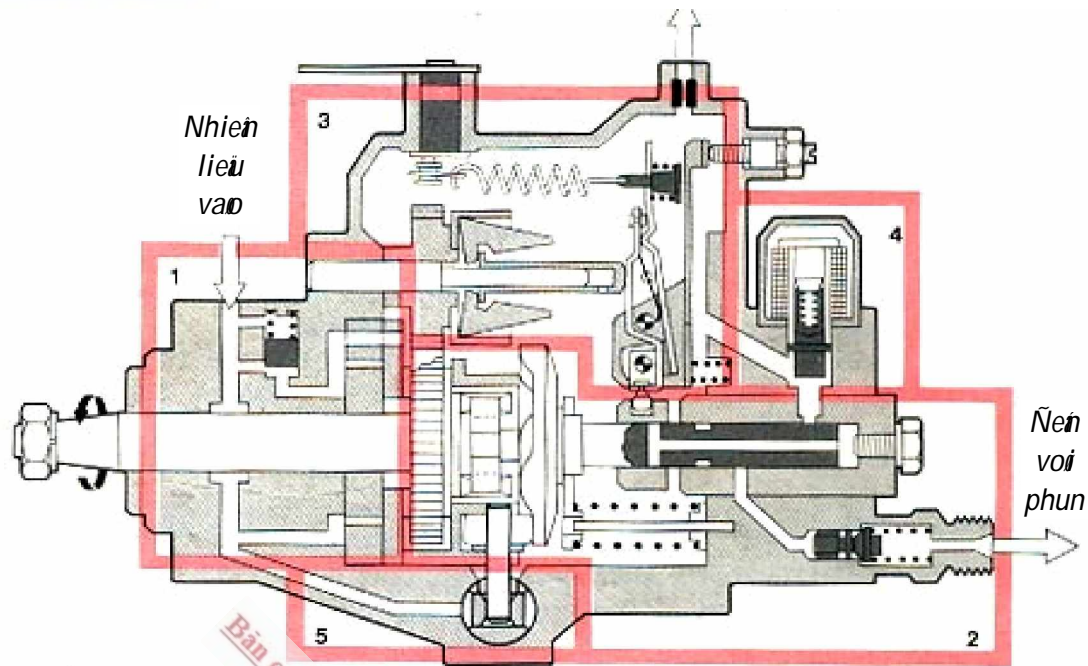
Nếu áp suất dầu ra khỏi bơm cao áp vượt quá giới hạn cho phép thì một lượng nhiên liệu cũng được đưa về bình chứa nhằm ổn định hình áp suất nhiên liệu cung cấp cho hệ thống.

III.2.1. Kết cấu bơm cao áp VE

Khác với bơm thẳng hàng PE, bơm VE chỉ có một piston và một xylanh bơm cho dầu trên động cơ có nhiều xylanh. Nhiên liệu được cung cấp bởi piston và phân phối qua các rãnh tới các lỗ thông ống với các xylanh trên động cơ. Trên bơm cao áp VE (hình 12.6), về cơ bản có những bộ phận sau:

- Bơm tiếp vận kiểu phiến gạt.
- Bơm cao áp với hai phần phối.
- Bộ điều chỉnh tốc độ động cơ (bộ điều chỉnh tốc).
- Bộ cấp dầu (bằng cơ khí hoặc bằng điện).
- Bộ phun dầu siêu âm bằng thủy lực.

Ngoài ra trên bơm còn trang bị các chức năng bổ sung khác rất thích nghi trong sử dụng với từng loại động cơ cụ thể



Hình 12.7. Sơ đồ cấu tạo bơm cao áp VE.

- 1 – Bơm tiếp van cánh gạt: bơm nhiên liệu từ thùng chứa tới khoang bơm.
- 2 – Bơm cao áp với cấu trúc phun: tạo ra áp lực phun và phân phối nhiên liệu tới xylanh.
- 3 – Bộ điều chỉnh bằng cơ khí: thay đổi lượng nhiên liệu phân phối theo phạm vi điều chỉnh.
- 4 – Van cup dầu bằng thép: đóng cung cấp nhiên liệu khi động cơ ngừng hoạt động.
- 5 – Bộ phun sơn: nhiên liệu sẽ được phun theo tốc độ của động cơ.

III.2.2. Nguyên lý làm việc

Trục truyền chính của bơm quay trên các ổ trục với bơm và đai nối bơm tiếp van. Phía trong bơm, đầu cuối trục truyền động nối với một vòng lăn, nơi có một ổ đỡ nối với trục truyền động nhờ ổ đỡ giữa trong vỏ bơm bằng cách dùng nửa cam cố định trên các con lăn của vòng lăn (nửa cam này nối với trục truyền động). Piston phân phối với trục quay trên trục của vỏ bơm chuyển động tịnh tiến lên xuống, piston di chuyển bên trong cấu trúc phun. Cấu trúc phun này nối với thân bơm, trong cấu trúc phun nối với một thiết bị ngắt nhiên liệu bằng thép. Nếu thiết bị ngắt nhiên liệu bằng cơ khí (thay vì ngắt bằng thép) thì cơ cấu này nối với ổ đỡ của bộ điều chỉnh.

Trục của bộ điều chỉnh nối với trục truyền động chính bằng một bánh răng nối, bộ điều chỉnh này gồm các quả cầu và một ổ trục. Cơ cấu bộ điều chỉnh bao gồm: cần điều chỉnh, cần khởi động và cần lái chuyển động trong ổ trục ở trong thân bơm để điều chỉnh vị trí van như lỗ trên piston. Ở phía trên cùng của bộ điều chỉnh cơ khí là ổ đỡ của bộ điều chỉnh, nối với cần điều chỉnh bằng trục cần điều chỉnh. Mặt khác, trục cần điều chỉnh chuyển động trong ổ trục ở với bộ điều chỉnh. Trên nắp bộ điều chỉnh có một ổ đỡ của cần điều chỉnh này tại, van dầu trên van hai ổ đỡ của cần điều chỉnh.

Phân phối nhiên liệu áp lực thấp

Hệ thống phun nhiên liệu VE của hãng BOSCH có một bơm tiếp van kiểu cánh gạt, bơm này hút nhiên liệu từ bình chứa và đưa tới khoang nhiên liệu của bơm cao áp.

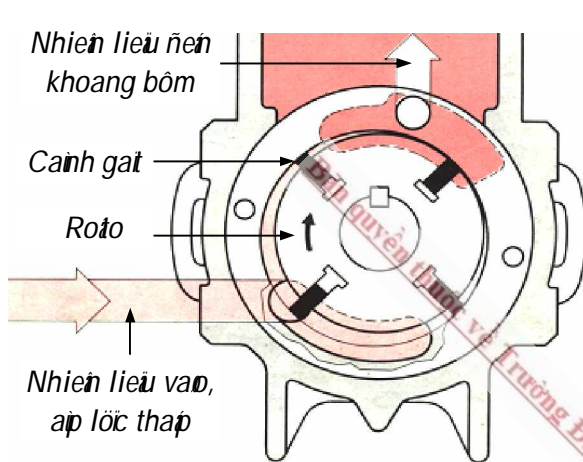
Một phần nhiên liệu qua van điều chỉnh và mạch nạp của bơm tiếp van. Nếu làm mát và tới

thoát bởi khí của bơm phân phối, một ít nhiên liệu cũng chảy qua hai ốc giới hạn trên trên vỏ bơm nhiên liệu vào trong bình chứa.

1) Bơm tiếp vận kiểu cánh gạt

Bơm tiếp vận kiểu cánh gạt với trục truyền chính, rôto của nó nằm trong vỏ bơm tiếp vận với trục và ổ đỡ truyền động qua then. Rôto xoay bên trong vòng lệch tâm có hình trên vỏ bơm, bốn cánh gạt của rôto gạt nhiên liệu ra ngoài bởi lực ly tâm và áp lực nhiên liệu ô nhiễm do các cánh gạt và rôto (hình 12.8).

Nhiên liệu di chuyển qua lỗ nhỏ ở khoang bơm cao áp vào khoang không gian hình quả thận ở phía trước rôto, cánh gạt và vòng lệch tâm. Khi quay trong khoang nhiên liệu giữa các cánh gạt tiếp nhau nhiên liệu bị đẩy lên không gian hình quả thận và xuyên qua một lỗ nhỏ vào khoang bơm. Nhờ đó một phần nhiên liệu chảy xuyên qua lỗ ở hai bên van nhiên liệu áp.



Hình 12.8. Bơm tiếp vận kiểu cánh gạt.

2) Van nhiên liệu áp

Van nhiên liệu áp kiểu lắp gắn với bơm tiếp vận, nó là một van trượt chịu lực ép của lò xo và áp lực của nhiên liệu. Nếu áp lực nhiên liệu vượt qua lực ép của lò xo và áp lực của nhiên liệu trượt mở mạch trở về và cho phép nhiên liệu trở về mạch nạp của bơm. Nếu áp lực nhiên liệu thấp, mạch trở về không cho nhiên liệu trở về mạch nạp của bơm. Áp lực nhiên liệu trong bơm có thể thay đổi theo số vòng quay của van nhiên liệu bằng cách hiệu chỉnh tải trọng của lò xo.

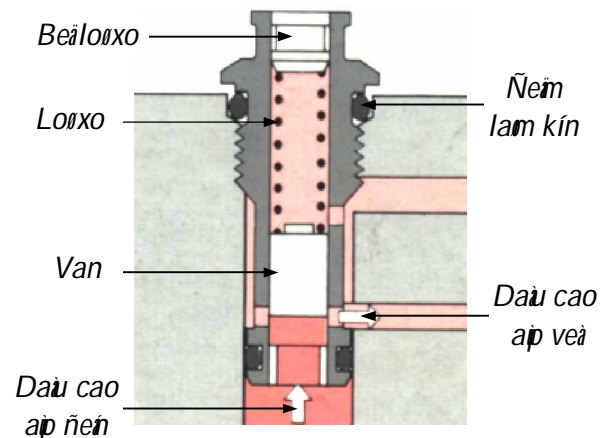
Giới hạn trên nhiên liệu bằng một ốc nằm ở phía trước vỏ bơm phân phối VE và thông với khoang bơm. Nó cho phép một lượng nhiên liệu thay đổi có thể trở về thùng chứa thông qua những lỗ nhỏ việc giới hạn trên giúp duy trì áp lực nhiên liệu ở khoang bơm. Bởi áp lực nhiên liệu ở trong thân bơm nên hai ốc phải ổn định nên van nhiên liệu và ốc giới hạn dầu trên nhiên liệu thiết kế khác nhau.

Phân phối nhiên liệu áp lực cao

1) Dẫn động piston phân phối

Chuyển động quay của trục truyền chính nhiên liệu truyền tới piston phân phối bằng ngàm ở trên trục truyền chính và ổ cam.

Bên trong bơm có một vòng dẫn và ổ cam, bề mặt của ổ cam luôn luôn ép sát con lăn. Do đó chuyển động quay của trục truyền chính nhiên liệu chuyển thành chuyển động tịnh tiến và chuyển động quay của ổ cam. Piston nhiên liệu đặt khớp vào ổ cam như một hình trụ, và trục của nó và ổ cam luôn luôn có hình.



Hình 12.9. Cấu trúc van nhiên liệu áp.

Piston nòng này lên nằm chẹt trên nhôcam, hai lò xo hoàn lọc sắp xếp nối xồng này piston xuống nằm chẹt dưới khi cam không nổi. Các nĩa cam này ngăn không cho nĩa cam tách ra khỏi con lăn khi bơm hoạt động ở tốc độ cao. Nếu piston không rời khỏi vị trí trung tâm của nòng các lò xo hoàn lọc phải nòng lại một cách chính xác.

2) Nĩa cam và đai cam

Bein cảnh việc truyền động piston bơm phân phối, nĩa cam con lăn hướng tới áp lực và thời gian phun nhiên liệu. Sơ quyết định các đặc tính này là hành trình cam và vận tốc nâng lên của cam, các yếu tố này phải nòng thích nghi nặc biệt với hình dạng và dạng buồng cháy. Vì lý do này mà mỗi loại nòng có đặc tính thích nghi với một dạng cam nặc biệt.

Bởi vì bein mặt của nĩa cam nòng thiết kế cho từng loại nòng có cấu trúc nặc biệt không thể áp dụng bơm cao áp của nòng có này vào một nòng có khác.

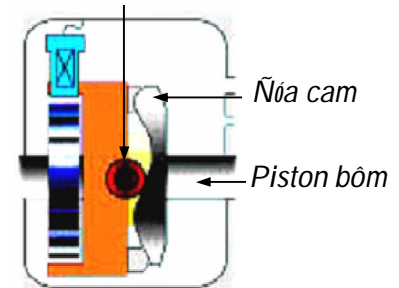
3) Nòng lọc và phân phối nhiên liệu

Sơ phân phối nhiên liệu của bơm cao áp là một quá trình nòng lọc hoặc. Áp lực cần thiết cho quá trình phun vào xylanh nòng có nòng tạo ra bởi piston bơm. Chuyển động cơ tính chu kỳ của piston nòng trình bay ôi (hình 12.10), minh họa sơ nòng lọc nhiên liệu tới một xylanh nòng có. Với nòng có 4 xylanh, khi nĩa cam quay 90° thì piston bơm di chuyển lên xuống một lần, với nòng có 6 xylanh thì piston di chuyển lên xuống một lần khi nĩa cam quay một góc 60°.

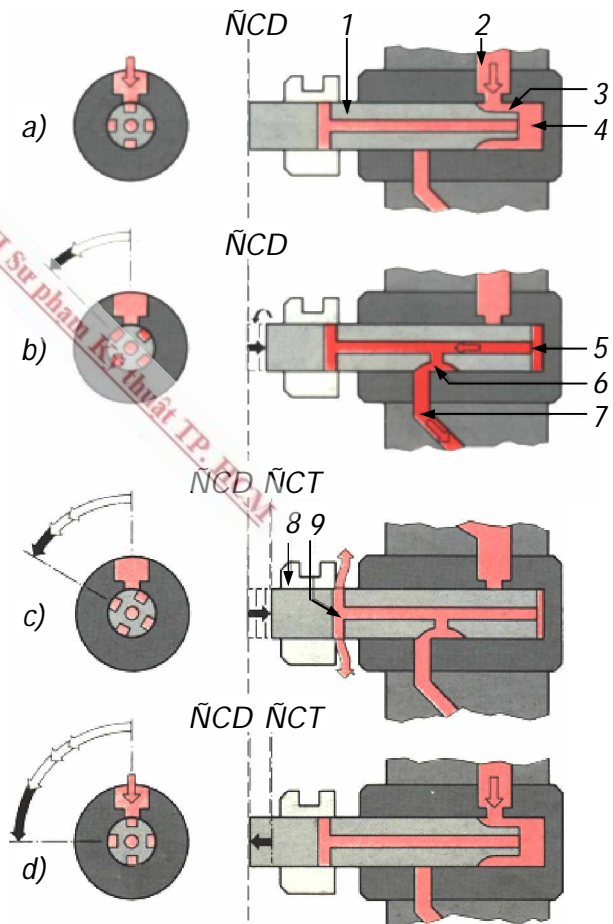
a) Quá trình nạp nhiên liệu nòng thực hiện khi piston di chuyển tới nằm chẹt trên xuống nằm chẹt dưới, chuyển nòng và quay và tiến của nòng làm môi lọc dầu vào ôi nặc phân phối nhôcam nạp ôi piston. Lúc này nhiên liệu với áp lực ôi khoang bơm sẽ đi vào trong xylanh bơm.

b) Vào thời điểm khôi phun, khi piston chuyển nòng ngược lại tới nằm chẹt dưới lên nằm chẹt trên, lúc này lọc nạp bù nòng lại bởi piston. Piston tiếp tục di chuyển lên nằm chẹt trên tạo ra áp lực cao trên nặc piston và do chuyển nòng quay của piston nên lọc thoát trên

Các vòng lăn và con lăn



Hình 12.10. Nĩa cam và đai cam.



Hình 12.9. Các giai đoạn cung cấp nhiên liệu cho một chu trình của bơm VE.

- 1 – piston bơm; 2 – lọc nạp nhiên liệu; 3 – rãnh nòng lọc;
- 4, 5 – buồng cao áp; 6 – rãnh phân phối; 7 – lọc phân phối;
- 8 – van nòng lọc; 9 – lọc cấp dầu.

thành piston cũng trung rãnh thoát ôi nầu phân phối. Áp lực nhiên liệu tạo ra ôi buồng cao áp và đi theo rãnh lam môi van áp lực. Nhiên liệu bị nẩy tới nòng ống dẫn tới kim phun và phun vào buồng đốt.

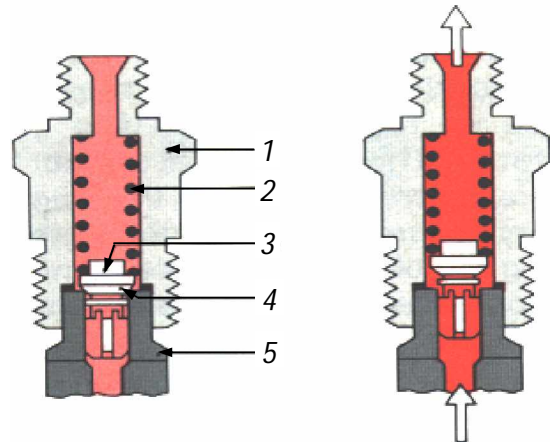
c) *Thời điểm kết thúc phun*, bắt nầu khi lỗ khoan ngang của piston lên nên mép của van hình lồng (van hình lồng 8 môi lỗ cup dầu 9). Sau thời điểm này không còn nhiên liệu nớc phân phối tới kim phun và van áp lực cũng nóng lại. Nhiên liệu trên nạnh piston trở về khoang bơm qua lỗ khoan ngang, piston tiếp tục đi lên nên chet trên và kết thúc quá trình phun nhiên liệu. Hành trình này của piston gọi là khoảng chạy dõ.

d) *Khi piston trở về nên chet dõ*, lỗ khoan ngang của nó bị nòng nòng thổi lỗ nấp môi van nhiên liệu ôi khoang bơm môi van buồng cao áp và chu kỳ lặp lại cho xylanh kế tiếp.

4) Van cao áp

Van cao áp còn nếm vui ngát nhiên liệu giữa bơm và nòng ống, xác định chính xác thời điểm kim phun nòng vào cuối quá trình phun. Nòng thổi nơi cứng lam cho áp lực ôi hình ôi các mách phun, không phụ thuộc vào lồng nhiên liệu nớc phun.

Van cao áp nớc nều nên bằng áp lực dầu. Nơi nớc môi bôi áp suất nhiên liệu và nớc nòng bôi lo xo hồi vò. Giữa các hành trình phân phối van áp lực nớc nòng, lúc này nòng ống và lỗ thoát ôi nầu phân phối bị tách biệt. Trong quá trình phân phối, van nớc nâng lên khỏi vò trí ban nầu của nó bằng áp lực cao. Nhiên liệu qua rãnh dọc tới rãnh tròn và đi qua thành van cao áp tới nòng ống và tới kim phun và phun vào buồng đốt.



Hình 12.12. Cấu trúc của van cao áp.
1 – ống nối; 2 – lò xo; 3 – van cao áp;
4 – mặt hình nón; 5 – nẹp van cao áp.

Khi quá trình phân phối kết thúc (lỗ cup dầu của piston mở), áp lực cao ôi nầu piston giảm xuống bằng áp lực của khoang bơm và van áp lực nớc nóng lại bôi lò xo hoàn vò.

5) Van cao áp với sọt tiết lờ

Do sọt tồn tại của áp lực vào cuối quá trình phun nên nầu tạo ra các sóng áp lực phản xạ lên van cao áp. Nều này làm ảnh hưởng nên làm cấp nhiên liệu kế tiếp của kim phun hoặc tạo áp thấp trong nòng ống phun nhiên liệu. Kết quả là sau quá trình phun khí thải nớc hai tầng làm cho nòng ống cao áp và kim phun bị mòn.

Nếu ngăn chặn sọt phản xạ này người ta nầu thiết kế các loại tiết lờ trên van cao áp, sao cho nơi chet các dung khí van áp lực chuyển nòng lui về mách hần chet này bao gồm vành giảm áp và lò xo áp lực, khoảng thời gian phân phối của nó không có các dung, nòng khi nhiên liệu trở về nên ngăn chặn sọt luôn chuyển của dòng nhiên liệu và tạo các dung giảm chấn cho dòng nhiên liệu.

6) Các ống áp lực

Các ống dẫn áp lực ôi hệ thống nhiên liệu nớc thiết kế nầu biệt và không phải thay nầu khi van hành. Các nòng ống này nầu bơm cao áp với kim phun và nòng nớc uốn cong với bán kính nhỏ hơn 50mm, hệ thống cao áp thông nớc kẹp chặt với khoảng cách nhất định nên nầu bảo an toàn. Ngoài ra trên các các nòng ống dẫn áp lực cũng không cho phép có nòng nối và môi hàn nên nầu bảo an toàn và tránh tồn tại xảy ra khi nhiên liệu đi trong hệ thống.

III.3. Kim bơm liên hộp (GM)

III.3.1. Giới thiệu

Hệ thống nhiên liệu sử dụng bộ kim bơm liên hộp GM được bố trí trên các loại nông cơ hai thì GM của Mỹ loại hai thì 9A3 – 204 của Liên Xô trên nông cơ Murphy 4 thì của Mỹ ngoài ra còn sử dụng trên các tàu thủy, máy phát điện tĩnh tại.

Bộ kim bơm liên hộp GM được lắp thẳng đứng trên nắp xylanh, phun dầu trực tiếp vào buồng đốt thẳng nhất. Kim phun và bơm được ráp chung trong một cụm duy nhất. Mỗi xylanh nông cơ được trang bị một bộ kim bơm liên hộp và được nhiều khiếm nhô hệ thống cam, nêm nẩy, núm nẩy và có một

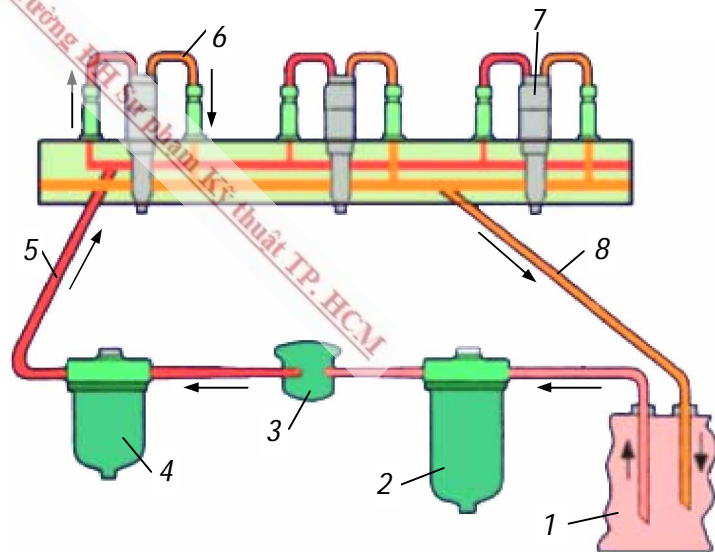
Kim bơm liên hộp có công dụng làm tăng áp suất nhiên liệu cao, hình thành và phun sương nhiên liệu vào buồng đốt nông cơ.

Ưu điểm của bộ kim bơm liên hộp

- Bộ kim phun và bơm cao áp được thiết kế chung một cụm duy nhất.
- Loại bộ nhiên liệu có ống dẫn dầu cao áp từ bơm nén kim.
- Gọn nhẹ dễ dàng thay thế và sửa chữa.
- Không gây ảnh hưởng đến toàn bộ hệ thống vì mỗi bộ nhiên liệu lắp với nhau.

Sơ đồ nguyên lý làm việc của hệ thống cung cấp nhiên liệu trên nông cơ Diesel dùng kim bơm liên hộp GM được thể hiện trên (hình 12.14).

Khi nông cơ làm việc, bơm tiếp nhận 3 hút nhiên liệu từ thùng chứa 1, qua bầu lọc sơ cấp 2, nẩy nhiên liệu dưới áp suất khoảng 1,4 kg/cm² nên bầu lọc thứ cấp 4. Sau đó cung cấp cho các bộ kim bơm liên hộp 7. Nên thì phun nhiên liệu, cô cấu nên khiến kim bơm nẩy piston bơm xuống ép nhiên liệu với một áp lực cao phun vào xylanh nông cơ. Lượng nhiên liệu được nẩy vào xylanh nông cơ nhiều hay ít tùy thuộc vào tốc độ làm việc và tải của nông cơ và được nhiều khiếm chung bằng một cần gạt nối với các thanh răng của kim bơm liên hộp với bộ nẩy tốc. Nhiên liệu chảy qua khe hở giữa piston và xylanh bơm rồi tác dụng làm mát bơm và theo ống dẫn dầu 6 trở về thùng chứa.



Hình 12.14. Sơ đồ hệ thống cung cấp nhiên liệu dùng kim bơm liên hộp GM.

- 1 – bình chứa nhiên liệu; 2 – lọc sơ cấp; 3 – bơm tiếp nhận;
4 – lọc thứ cấp; 5 – ống dẫn dầu nén; 6 – ống dẫn dầu hồi;
7 – bơm kim liên hộp; 8 – ống dẫn dầu về bình chứa.

Van một chiều (nếu có) được bố trí tại lỗ hút nội bầu lọc sơ cấp, có công dụng chặn không cho nhiên liệu trở về thùng chứa khi nông cơ ngừng hoạt động. Nội cuối nông cơ ống dẫn dầu về có bố trí một van an toàn, để duy trì áp suất nhiên liệu cần thiết cho bộ kim bơm liên hộp.

III.3.2. Kết cấu của kim bơm liên hộp

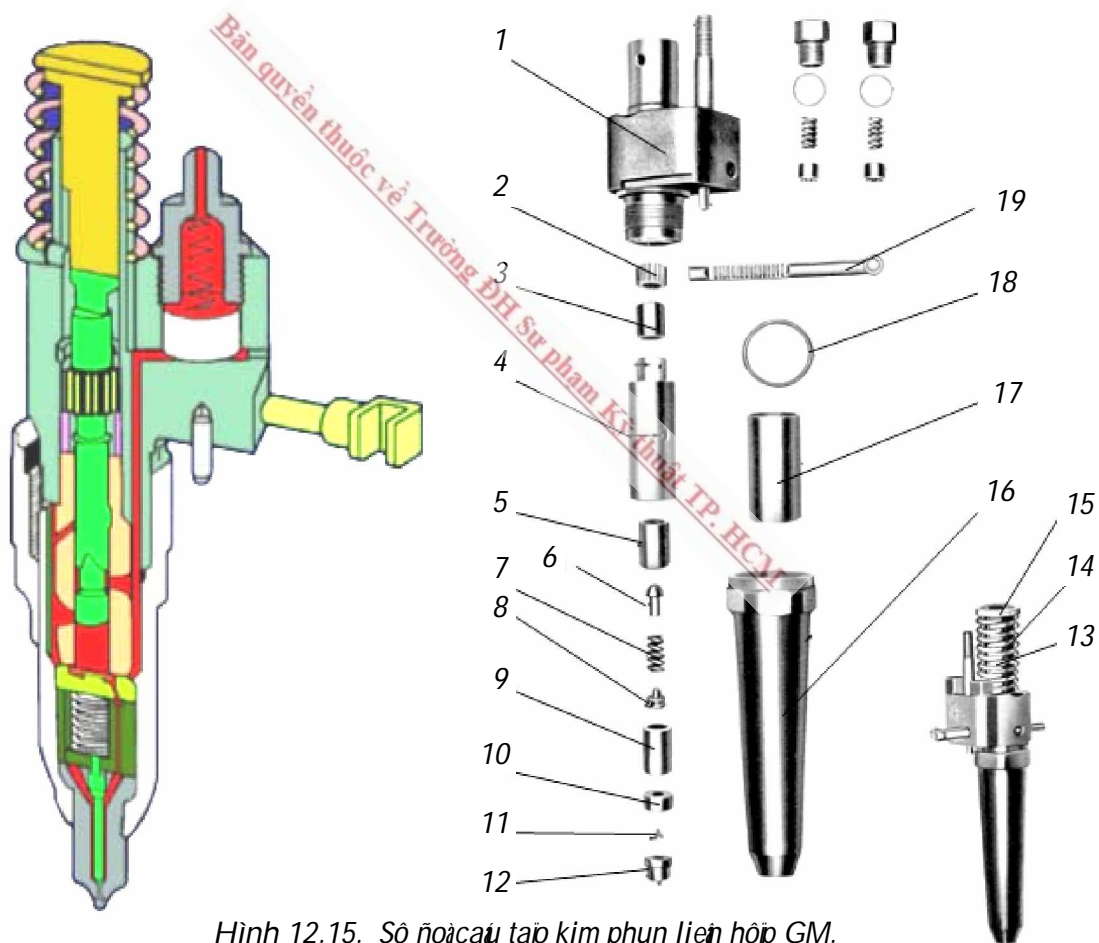
Kim bơm liên hộp gồm có các phần nổi thể hiện trên (hình 12.15).

1) Thân bơm

Thân bơm nổi nước bằng thép trong thân bơm có gia công lỗ tạo thành những phần rãnh chừa vòng răng, ống chặn răng, phía trên mặt trong nổi gia công chính xác để hướng dẫn nhêm này, phía dưới nhêm xylanh bơm, dưới cùng có thể ren nhêm với ống nối kim bơm. Bên trong có chừa hai lỗ lọc dầu có ren trong nhêm ở chặn gắn với lỗ dầu nhêm van và

2) Piston van xylanh bơm

Piston nổi chế tạo bằng thép gia công chính xác phía ngoài có mạ crom để chống mài mòn. Khe hở lắp ghép với xylanh là rất nhỏ (0.002mm) này trên của piston có gia công hai rãnh vát xẻ nhêm phần lọc nhiên liệu. Thân piston gia công bằng ô giũa có khoan một lỗ nhỏ thẳng góc van thông với lỗ ngang ở phần khuyết này piston. Nếu piston có lắp nhêm với nhêm này, một phần dưới nổi vát phẳng nhêm khớp với vòng răng.



Hình 12.15. Sơ đồ cấu tạo kim phun liên hộp GM.

- 1 – thân bơm; 2 – vòng răng; 3 – ống chặn vòng răng; 4 – xylanh;
- 5 – nhêm van; 6 – van cao áp; 7 – lò xo cao áp; 8 – bộ tời lò xo;
- 9 – ống tời lò xo; 10 – nhêm van; 11 – van an toàn; 12 – chốt kim;
- 13 – piston; 14 – lò xo; 15 – nhêm này; 16 – khâu nối;
- 17 – vòng chặn dầu; 18 – nhêm kín; 19 – thanh răng.

Xylanh luôn luôn cung boavôit piston, mặt trong coiñoáchính xác cao ñeápiston di chuyêñ, mặt ngoài coiçõa ñeãnh vò piston. Trên thân coiçia cõng hai loãich nhau ñeãnaip vaithoãt nheĩn lieũ, hai loãihĩnh cõn trong ñhoĩngoãĩ lỏn coiçitaic ñung tiet lỏu lam taĩng toĩc ñoãdong chay khi nheĩn lieũ naip vaõ xylanh. Mặt trên vaomãt dõõĩ xylanh ñõõĩc mãĩ chính xác.

3) Thanh răng vaovong răng ñieũ khiẽn piston

Cũihai ñeũ ghi ñãũ ñeãtieĩn cho vieĩc thãĩo lãp trong quãĩtrĩnh sõĩ chõõ. Ta coiçhẽkiẽm soãt ñõõĩc ñãũ nay bãĩng cãĩnh nhĩn vaõ rãĩnh khoẽt ñoc õĩtrong thãĩn bõm.

4) Van thoãt, loãxo, beãtõã loãxo vaõĩng giõõiloãxo

Ñãũ lam ñhoĩng chi tiet ñhoĩnõĩ hoĩ cãĩc mãĩ tiep xuc coiñoãchĩnh xác cao, ñeãnheĩn lieũ coiãĩp suãt lỏn khoĩng bõ roãrã. Loãxo van lam loãĩ loãxo trũĩ, tiet ñieĩn tron coiñhiẽm vui eĩp van ñõĩng kín beĩn trên vaõcho van mõĩra khi ãp suãt ñũĩlỏn. Tuy theo loãĩ ñõĩt kim mãĩãp lỏĩc loãxo khãĩc nhau, cãĩc loãĩ loã xo khoĩng ñieũ chãĩnh ñõõĩc ãp lỏĩc thoãt phãĩ thay mõĩi ñeãkhõĩng xãĩy ra sõĩ sai lẽĩch.

5) Tãĩc ñũĩng cũã van kiẽm soãt

Trong quãĩtrĩnh lam vieĩc cũã kim bõm loãxo tiep xuc võĩi nheĩt ñõõĩcão ñeãĩn ñeãmãt tĩnh ñãĩn hoĩ, lam cho van ñõĩng khoĩng kín hoãĩc mũĩi thãĩn lam cheĩnh van. Lũĩc ñõĩĩ trong buõĩng ñõĩt ãp suãt cao seĩ qua loãtia phun ñãĩng van ba ñhãĩnh lẽĩn ñõĩng kín beãvan phãĩa trên khoĩng cho khĩ chay ñĩ vaõ giõõĩcho bõm ñõõĩc an toãn.

6) Kim phun nheĩn lieũ

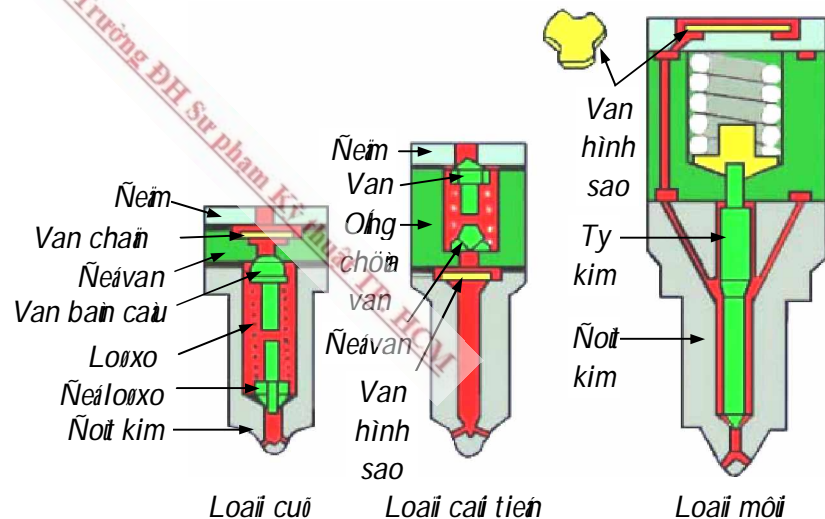
Loãĩ cũĩ Boãphãĩn van cao ãp ñãĩm trong ñõĩt kim. Van an toãn ñeĩt, hĩnh sao boã tĩrĩ phãĩa trên van cao ãp. Van nay chẽ baõĩ veãpiston vaõ xylanh bõm cao ãp khoĩng cho khĩ ñeĩn vaõmũõĩ thãĩn chũĩ vaõ phãĩa trên. ãp suãt mõĩi van cao ãp cũã loãĩ nay tõõ (350 ÷ 370) psi ($1\text{kg/cm}^2 = 14\text{psi}$).

Loãĩ cũã tieĩn: Boã phãĩn van cao ãp ñãĩm õĩphãĩa trên gãĩn xylanh, van an toãn ñeĩt, hĩnh sao boã tĩrĩ õĩñõĩt kim. Vĩ vaõy piston, xylanh vaõvan cao ãp ñeũ ñõõĩc baõĩ veã ãp suãt mõĩivan kim cũã loãĩ nay tõõ (480 ÷ 850) psi.

Loãĩ mõĩi: coiçãũ tãĩo giõĩng ñõõĩ kim phun thõõĩng gõĩm coiçvan kim ñãĩm trong ñõĩt kim ñõĩng kín beãcũã ñõĩtheo kieũ ñõĩt kín loãtia hõĩ Van an toãn ñãĩng tron boãtĩrĩ phãĩa trên kim phun sãĩt võĩi xylanh bõm ñeãngãĩn khĩ chay lỏĩt vaõ xylanh bõm. ãp suãt mõĩivan kim cũã loãĩ nay tõõ (2000 ÷ 3500) psi.

7) Ñõĩt kim

Lãĩchi tiet chõũ nheĩt ñõõĩcão vĩ trõĩc tiep võĩi khĩ chay ñeãĩn ñõõĩc cheãtab bãĩng thep coiçhẽsõã trũyẽn nheĩt lỏĩn. Ñãũ coiçkhõĩng cãĩc loãtia tõõ 5 ÷ 9 loã Ñõõĩng kĩnh khoĩng 0.05 ÷ 0.06 ñung cho ñõĩng cõ coiçbuõĩng ñõĩt thõõĩng ñhãĩt. Hoãĩc chẽ coiçmõã loãthĩ ñung cho buõĩng ñõĩt ñãĩng cãĩch.



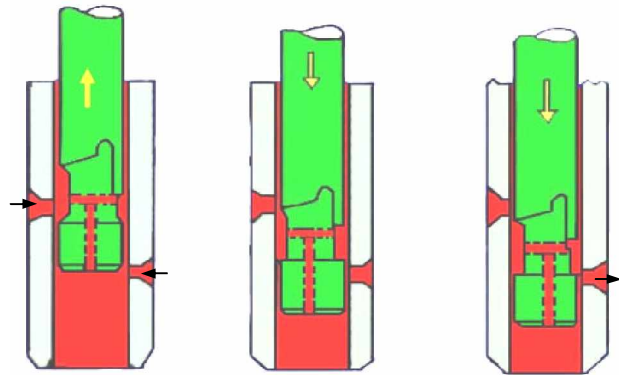
Hĩnh 12.16. Kẽt cũũ cãĩc loãĩ kim phun nheĩn lieũ.

III.3.3. Nguyên lý làm việc của kim bơm liên hợp

Khi làm việc, kim bơm liên hợp GM được chia làm ba giai đoạn sau (hình 12.17)

1) Giai đoạn nạp nhiên liệu vào xy lanh bơm

Khi cam choa mở piston ở vị trí cao nhất (NCT), nhiên liệu nên kim bơm nhô lên tiếp xúc với ổ đỡ dầu nên xy lanh bơm nối với ổ đỡ dầu. Nhiên liệu nạp vào xy lanh bơm bằng hai lỗ bên phải và bên trái, lỗ ống nhiên liệu thông qua các khe hở rồi theo ổ đỡ dầu và trở về bình chứa. Dầu lờu chuyển liên tục trong bơm có tác dụng làm mát, bôi trơn, sấy nóng và loại bỏ các bọt khí giúp việc nén lỗ ống nhiên liệu phun tốt hơn.



Nạp nhiên liệu Khôi sỡi phun Kết thúc phun
Hình 12.17. Ba giai đoạn làm việc của kim bơm liên hợp GM.

2) Giai đoạn khôi sỡi phun nhiên liệu

Vào lúc phun nhiên liệu, cam tác dụng này hệ thống con mở này, có mở này piston hạ xuống, một lỗ ống nhiên liệu thoát ra qua hai lỗ trên xy lanh cho nên khi mặt ngang của này piston bít kín lỗ bên phải và cánh xiên của piston bít kín lỗ bên trái thì nhiên liệu bắt đầu vào trong xy lanh và tạo nên này lần này khôi sỡi phun.

Piston tiếp tục hạ xuống này nhiên liệu qua van nhiên liệu mở phun vào buồng nổ này cơ.

3) Giai đoạn kết thúc phun

Quá trình phun nhiên liệu kết thúc cho nên khi cánh ngang của piston bơm về vị trí này dầu và bên phải. Nhiên liệu theo lỗ xuyên tâm thoát ra khỏi xy lanh (ta gọi này lần này dứt phun).

Piston vẫn tiếp tục hạ xuống cho nên khi hết khoảng chạy, lỗ dầu bên phải môi hở hoàn toàn do nên nhiên liệu tiếp tục ra buồng chứa xung quanh xy lanh bơm nối với ổ đỡ dầu và nhiên liệu mở trái về thùng chứa. Khi cam không còn nữa thì lỗ mở, nên này khi piston hạ xuống cao nhất, nhiên liệu này mở nạp vào xy lanh bơm này chuẩn bị cho chu kỳ làm việc tiếp.

Muốn tăng hay giảm lờu lỗ ống nhiên liệu tùy theo yêu cầu làm việc của nòng cơ thì ta cần cần này khiến thanh răng này piston xoay qua lại tùy theo vị trí của cánh xiên trên ổ đỡ dầu và bên trái sớm hay trễ. Nếu nòng sớm, thì hành trình có ích của piston dài nhiên liệu bơm này nhiều. Nếu nòng trễ thì khoảng chạy hữu ích của piston ngắn nhiên liệu bơm này ít.

Khi piston xoay tới vị trí cup nhiên liệu thì lỗ ống bằng không. Khi này hai lỗ bên trái và bên phải không bao giờ mở này kín, nhiên liệu không vào nên mặt này piston vẫn chuyển này lên xuống.

Khi nòng cơ làm việc ở tốc độ này chậm thì nhiên liệu mở cung cấp này cho hoạt động này của nòng cơ chạy không tải. Khi piston ở vị trí cung cấp nhiên liệu tối này thì nhiên liệu mở cung cấp này nhiều nhất, giúp cho nòng cơ phát huy hết công suất, khi này hành trình có ích của piston lớn nhất.

IV. QUÁ TRÌNH PHUN NHIÊN LIỆU VÀ CÁC THÔNG SỐ ẢNH HƯỞNG

IV.1. Quá trình phun nhiên liệu

1) Lờu ñờng nhiên liệu qua loáphun

Khi phun vào xylanh ñờng cô, ñờuì áp lờc cao, nhiên liệu ñờc tách ra tõng hạt nhỏ Nguyễn nhân tởn nhiên liệu khi phun laỏdo nhiều loỏn nhiên liệu phỏt sinh khi lờu ñờng qua loáphun. Tỏt cỏc hiện tõõng nỏy diễn ra khi phun nhiên liệu, trong ñờicô cheáphỏivỏochum tia ñờng vai trỏiquyết ñờnh chất lờõng củỏa tia nhiên liệu.

Cô cheáphun sỏõng nhiên liệu (cỏitheáhiệulỏiquỏatrờnh xẻitỏi nhiên liệu khi vào buồng chỏy) phỏi thỏuỏc vào cỏc lờc: lờc liẻn kết giỏa cỏc phỏn tỏinhiẻn liệu, lờc cỏng mỏt ngoỏi củỏa hạt nhiên liệu, lờc kích ñờng ban ñỏu củỏa chum tia nhiên liệu khi lờu thỏõng qua loáphun vàlờc cỏn kớ ñờng hỏc củỏa kớ ñờn trong buồng chỏy. Do hình ñỏng tiẻt diện ngang củỏa loáphun, chất lờõng beámỏt thỏnh loá ñờc theo ñờõng tỏm khỏõng giống nhau, ñờuì áp lờc phun lỏn, tỏc ñỏolỏu thỏõng củỏa ñong nhiên liệu tỏi cỏc ñiểm trẻn mỏt cỏt ngang củỏa loácuỏõng khỏõng giống nhau. Tỏi vung tỏm cỏitỏc ñỏolỏn, tỏi vung tiẻp giỏp loỏdo mỏt sỏi vàxỏỏy ñẻn tỏc ñỏonhỏi do vỏy sau khi ra khỏi loáphun, trong tia xuỏt hiện theỏn thỏnh phỏn lờc vuỏng gỏc với ñờõng tỏm tia, lờc nỏy gỏy ñẻn lờc kích ñờng ban ñỏu. Lờc liẻn kết giỏa cỏc phỏn tỏivỏilờc cỏng mỏt ngoỏi cỏixu hỏõng giỏochỏ tia nhiên liệu liẻn tẻc, khỏõng bỏ xẻinhỏi trong khi ñỏilỏc kích ñờng ban ñỏu vàlờc kớ ñờng củỏa khỏõng kớ ñờn trong buồng chỏy lỏi cỏixu hỏõng xẻitỏa thỏnh nhỏõng hạt nhỏ. Nhỏ vỏy khi lờu ñờng qua loáphun ñong nhiên liệu bỏ nhiều loỏn, mỏc ñỏnhiệulỏn phỏi thỏuỏc chỏiyeỏu vào kết cỏu thiẻt bỏ, tỏc ñỏochuyẻn ñờng củỏa nhiên liệu qua loá phun vàtỏn chất vỏt ly củỏa ñỏi(chỏiyeỏu lỏi ñỏnhiẻt củỏa nhiên liệu).

2) Sỏi hình thỏnh chum tia nhiên liệu khi ra khỏi loáphun

Tia nhiên liệu ñỏc phun thỏnh cỏc hạt nhỏđỏi tỏc ñờng củỏa cỏc yeỏu tỏabeỏn ngoỏi, beỏn trong lẻn tia. Trẻn ñờõng ra khỏi loáphun, xung rỏi loỏn lam biẻn ñỏng chum tia nhiên liệu, xung nỏy thỏõng ñỏc sỏc cỏng beámỏt, xẻitan chum tia thỏnh cỏc hạt cỏikích thỏc khác nhau. Sỏi tách tia ñỏu tiẻn khi ra khỏi cỏc loáphun do ảnh hỏõng củỏa nhiều ngang, ñỏc xuỏt hiện trong cỏc tia do chỏy rỏi ñong và ñẻn nhiên liệu. Cỏc yeỏu tỏangoỏi tỏc ñờng lẻn tia khi ra khỏi loáphun vàlờc cỏn kớ ñờng hỏc củỏa mỏt chất cỏng tỏc ñỏn cỏn phun tia vào buồng chỏy.

Khi chuyẻn ñờng tiẻp tẻc với tỏc ñỏolỏn, cỏc hạt nhiên liệu bỏ biẻn ñỏng ñỏuì tỏc ñờng củỏa nhiều loỏn vàkớ ñờng hỏc, khi ñỏicỏc hạt nhiên liệu cỏikích thỏc lỏn bỏ chia nhỏlỏn thỏihỏi. Cỏc lờc nỏy tách cỏc phỏn nhỏinhiẻn liệu ra khỏi beámỏt tia, cỏc nhiên tỏabỏ phỏn raỏvỏocủỏa cung nhiên liệu ñỏc tách thỏnh cỏc hạt nhỏ

Khi tỏng nhiẻt ñỏamỏt chất cỏng tỏc trong xylanh thì hiẻu quỏitỏc ñờng củỏa lờc kớ ñờng hỏc lẻn nhiên liệu phun seỏitỏng lẻn. Sỏi biẻn ñỏng, phỏn rỏihạt nhiên liệu bỏ cỏn trỏibỏi sỏc cỏng beámỏt. Sỏc cỏng beámỏt tỏng lẻn cung với ñỏagiỏm ñờõng kớnh hạt. Khi lờc nỏy lỏn hỏn lờc biẻn ñỏng thì quỏi trỏnh chia nhỏhạt ñỏng lỏi. Kớch thỏc cỏc hạt nhiên liệu theáhiẻn trỏng thỏi cỏn bỏng củỏa tia ñỏuì cỏc lờc kếtẻn. Nhỏ vỏy lỏc nỏy cỏng theáhiẻn rỏireỏ lờc kớ ñờng, lờc kích ñờng nhiều loỏn vànhiẻt ñỏahỏn hỏp xẻitan tia vàtách thỏnh cỏc hạt nhỏcỏn sỏc cỏng beámỏt vàlờc liẻn kết giỏa cỏc phỏn tỏi nhiên liệu cỏixu hỏõng giốngyeỏu tia.

Giỏm ñỏnhiẻt nhiên liệu, ví dụ: bỏng cỏch sỏy ñờng, seỏlam yeỏu hiẻu quỏitỏc ñờng cỏc lờc nỏy, chất lờõng phun ñỏc cỏi thiẻn. Khi tỏng tỏc ñỏochỏy nhiên liệu qua loáphun thì hiẻu quỏitỏc ñờng nhiều loỏn lam tách rỏi tia seỏitỏng lẻn, cũng nhỏ lam tỏng hiẻu quỏitỏc ñờng kớ ñờng lờc hỏc lam phỏn rỏitia khi ra khỏi loáphun. Ñỏaphun mỏn cỏi thiẻt ñẻn ñỏm bỏo chất lờõng chỏy nhiên liệu trong ñờng cô ñỏt ñỏc khi tỏc ñỏochỏy nhiên liệu qua loáphun $\omega_{nl} = 250 \div 400 \text{m/s}$.

IV.2. Các thông số của quá trình phun

IV.2.1. Ảnh hưởng các thông số phun

Tăng áp suất phun khi các điều kiện khác nhau thì tốc độ lưu lượng nhiên liệu qua lỗ sẽ tăng lên. Nhiên liệu thay đổi qua công thức:

$$\omega_f = \varphi_{cn} \sqrt{\frac{2(p_f - p'_c)}{\rho_f}} \quad (12.1)$$

Trong đó φ_{cn} – hệ số chảy của nhiên liệu.

p'_c – áp suất môi chất trong xy lanh vào thời điểm phun nhiên liệu vào xy lanh, kPa;

ρ_f – khối lượng riêng nhiên liệu trong vòi phun tại thời điểm phun, kg/m³;

p_f – áp suất phun nhiên liệu, kPa;

1) Năng kính trung bình của hạt nhiên liệu

Số lượng hạt sương nhiên liệu nhỏ nhất trong bụi năng kính trung bình của hạt tạo nên khi phun. Kích thước hạt cho biết tổng quan về môi trường nhiên liệu. Công thức xác định năng kính trung bình hạt nhiên liệu, có thể sử dụng công thức thực nghiệm sau đây của A.X.Lösecki:

$$\frac{d_{qp}}{d_{po}} = A_d \cdot 1,4^{q+p-1} \left(\frac{v_f^2}{\sigma_f \rho_f d_{po}} \right)^{0.0733} \left(\frac{d_{po}}{d_o} \right)^{-0.7} \left(\frac{\omega_f^2 \rho_f d_{po}}{\sigma_f} \right)^{n_{qp}} \quad (12.2)$$

Trong đó A_d – hằng số

q, p – hệ số ảnh hưởng cho năng kính hạt d_n ;

v_f, ρ_f – vận tốc dòng hoặc vận tốc khối lượng riêng của nhiên liệu trong lỗ phun;

ω_f – tốc độ trung bình của nhiên liệu trong lỗ phun;

σ_f – hệ số sức căng bề mặt tại biên giới môi trường lỏng – khí;

d_{po} – năng kính lỗ phun;

$d_o = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ – kích thước hạt trung của hạt.

Giá trị n_{qp} phụ thuộc qp như sau:

qp	10	20	30	31	32
n_{qp}	-0.24	-0.26	-0.28	-0.30	-0.32

Hằng số A_d trong công thức chung phụ thuộc vào loại và tính năng của kết cấu vòi phun, chất lỏng chế tạo lỗ phun và các yếu tố khác. Nên giá trị cần phải trên cơ sở thực nghiệm. Nếu với giá trị số của phun có nhiều lỗ thì giá trị $A_d = 2,88$. Phù hợp với công thức (12.2), khi tăng ω_f thì số lượng hạt sương nhiên liệu tăng lên.

2) Chiều dài chùm tia nhiên liệu khi phun

Còn nhiều công thức để xác định chiều dài chùm tia, công thức tin cậy nhất là công thức thu được trên cơ sở số liệu thực nghiệm như lý thuyết tổng quát

Ví dụ: công thức đồng thời của G.Xitki nhất định chiều dài chùm tia:

$$\frac{L_{ct}}{d_{po}} = A_L \left(\frac{\omega_f \tau}{d_{po}} \right)^{0.48} \left(\frac{\omega_f \rho_f d_{po}}{\mu_f} \right)^{0.3} \left(\frac{\rho_f}{\rho_s} \right)^{0.35} \quad (12.3)$$

Trong đó τ - thời gian phun, s.

Hằng số A_L trong công thức chung phụ thuộc vào loại vật tính xác định của kết cấu vòi phun, chất lỏng chứa bộ phun và các yếu tố khác. Năm giá trị của phần trên công thức nghiệm. Nó với nhau phun kiểu chốt, $A_L = 0,155$.

Tổng số phun đồng thời (12.3) thấy rõ khi tăng ω_f thì chiều dài chùm tia nhiều liệu cũng tăng lên.

Các công trình nghiệm cứu thực nghiệm cho thấy, kích thước hạt nhiều liệu trong chùm tia giảm xuống khi tăng áp suất phun.

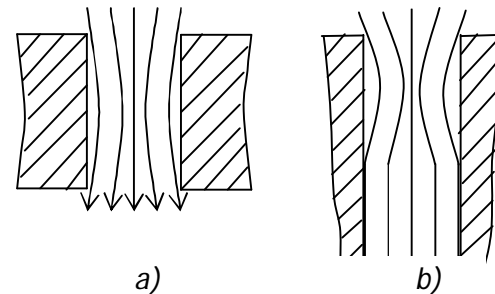
IV.2.2. Ảnh hưởng của kết cấu bộ phun

Nhờ này thấy, quá trình phun nhiều liệu với thời gian rồi lại, bởi thiết kế khác của kết cấu thiết bị phun (nở hình mặt vào bộ phun, nở hình bề mặt phía trong của nó...) với khả năng tạo dòng nhiều liệu khi lưu thông qua nó. Nó tạo ra và nó cũng nhất định phun tăng lên khi tăng nở hình mặt vào, nở hình bề mặt phía trong bộ phun.

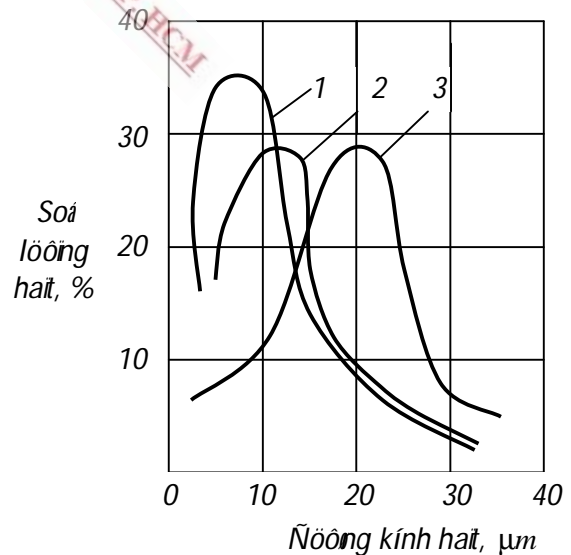
Nông kính bộ phun là một trong các yếu tố kết cấu quan trọng ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng phun. Tiết diện lưu thông tổng cộng của các bộ phun nở hình nằm bằng cách kết hợp nông kính và số lượng của nó phun. Theo số liệu thực nghiệm, khi giảm nông kính bộ phun, với các yếu tố khác nhau nở hình giống nhau, thì chất lượng phun tăng lên.

Nông kính bộ phun khoảng $0.15 \div 1.1 \text{mm}$. Tăng kích thước của nó sẽ làm tăng chiều dài chùm tia nhiều liệu, tăng khối lượng hạt nở hình năng hạt (dòng) nhiều liệu tăng lên. Tỷ số giữa chiều dài l_{po} với nông kính bộ phun d_{po} ảnh hưởng đến chất lượng tạo hỗn hợp. Phun và tạo ra hạt nhiều liệu khi $l_{po}/d_{po} \approx 3$ là tốt. Với nhiều kiến này, nhiều liệu ra khỏi bộ phun nhất định tốc độ nở hình lớn nhất.

Ngoài ra, khi dòng nhiều liệu lưu thông vào bộ phun thì có thể theo tiết diện ngang (hình 12.18), tại nở hình nở hình tạo nên tốc độ nở hình tại khi vào bộ. Khi giảm nở hình tốc độ nở hình tại lui xuất hiện, nở hình nở hình này các hạt hình thành vào dọc tại. Khi giá trị l_{po} lớn, tốc độ nở hình tại bị triệt tiêu.



Hình 12.18. Sơ đồ chuyển đổi dòng nhiều liệu vào bộ phun với tỷ số l_{po}/d_{po} nhỏ (a) và lớn (b).



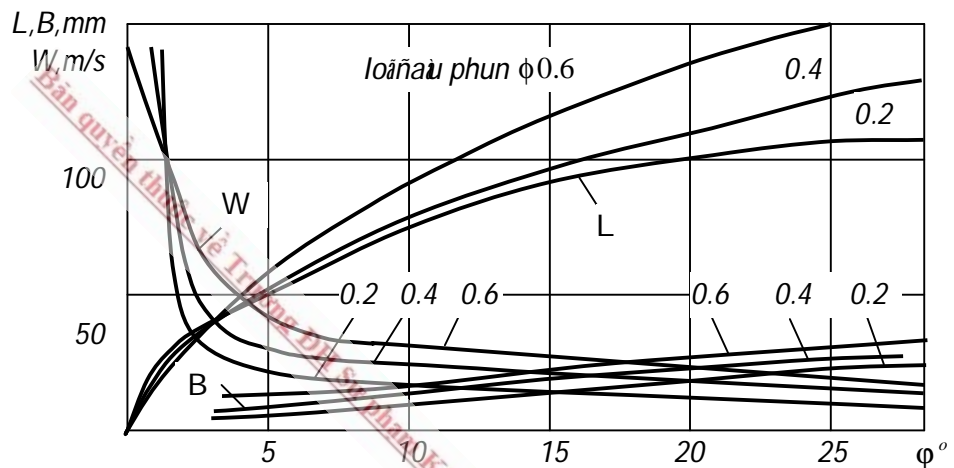
Hình 12.19. Xác định phun nhiều liệu.

Trong hình 12.19 trình bày các tính phun khi áp suất phun p_f , nội áp của khí nén p_c , vòng quay nông cơ và tổng tiết diện thông qua cửa các lỗ phun f_c lớn nhỏ nhau những nông kính và các số lỗ phun thay đổi. Từ hình vẽ thấy rõ khi giảm nông kính lỗ phun nhiều liệu nước phun mịn hơn và nông nhất hơn. Khi đó, chất lỏng phun nước cải thiện làm cho phần rất tốt hơn.

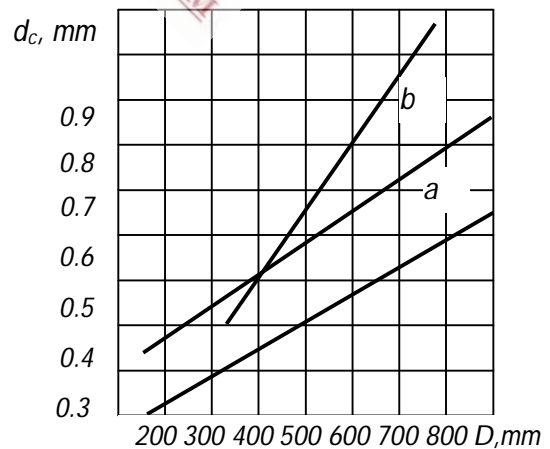
Tuy nhiên, khi lựa chọn nông kính lỗ phun của nông cơ tau thủy coi nông kính xylanh lớn, người thiết kế cần xuất phát từ nhiều kiến thức nhằm bảo vệ nông phun sống mịn nhất mà làm cho toàn bộ hỗn hợp tốt nhất, chảy nhiều liệu kịp thời và hoàn toàn nhất. Theo số liệu thực nghiệm, khi giảm nông kính lỗ phun với các liệu kiến khác nhau thì chiều dài chùm tia giảm (hình 12.18). Khi nông kính các lỗ phun quá nhỏ và phun nhằm bảo vệ chất lỏng thì các giọt nhiều liệu nhỏ tập trung xung quanh miệng lỗ phun, vùng này không đủ không khí để chảy hoàn toàn nhiều liệu. Trong khi đó ở các vùng xa tâm buồng chảy đủ không khí mà không tham gia nước vào quá trình chảy, do vậy nhiều liệu chảy không hoàn toàn.

Khi tăng nông kính lỗ phun chất lỏng phun xấu, những các hạt coi kích thước lớn hơn, coi khối lượng và nông năng lớn hơn sẽ nước phun xa tâm buồng chảy. Nhờ vậy, hỗn hợp nhiều liệu không khí nông nếu hơn và chảy hoàn toàn. Khi chọn nông kính lỗ phun lớn quá thì chảy nhiều liệu xấu do chất lỏng phun nhiều liệu quá thoát và các hạt nhiều liệu rời vào bề mặt làm mát thanh buồng chảy.

Nhờ vậy, ồng với chế độ làm việc nào cho, nội nhiệt nhiều liệu nào biết, thì tính kinh tế lớn nhất nó với mỗi nông cơ nôt nước khi nông kính lỗ phun nước chọn dựa vào nông kính xylanh và hình dạng buồng chảy (hình 12.20). Ở các nông cơ nôt nước chế tạo, nông kính lỗ phun $d_c = 0.15 \div 1.1 \text{ mm}$. Số lỗ phun nước xác định từ nhiều kiến nhằm bảo vệ tiết diện lưu thông toàn bộ cần thiết của chúng (với nông cơ tau thủy $i_c = 6 \div 12$).



Hình 12.20. Sơ phũ thuộc tốc độ nông của nhiều liệu w_f , chiều dài L , chiều rộng B chùm tia vào góc qua trục khuỷu khi nông kính lỗ phun khác nhau.



Hình 12.21. sơ phũ thuộc nông kính lỗ phun vào nông kính xylanh nông cơ coi buồng chảy thông nhất khi nôt với phun ở tâm (a), xa tâm (b).

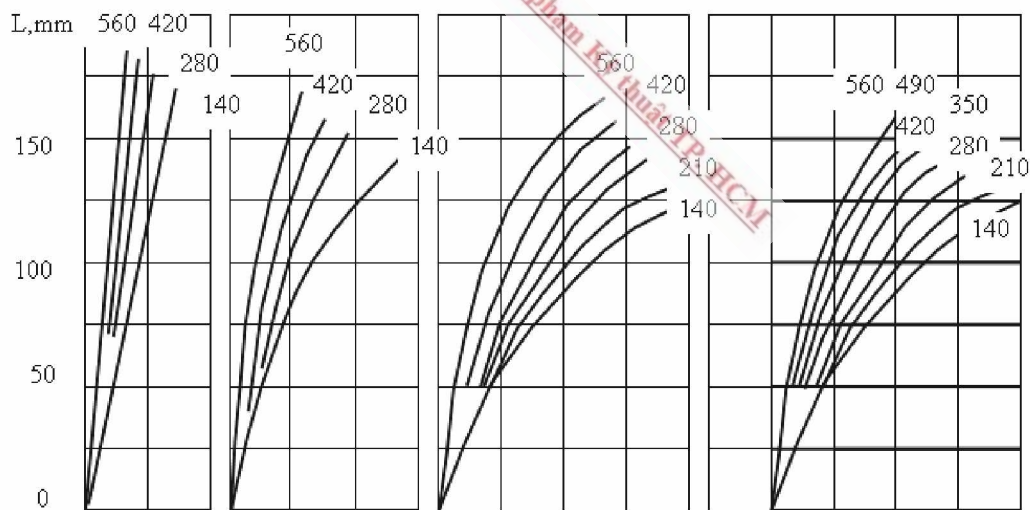
IV.2.3. Ảnh hưởng tính chất vật lý của nhiên liệu

Theo tính chất vật lý của nhiên liệu, ảnh hưởng lớn nhất đến chất lượng phun là nhiệt độ sôi càng cao (càng thấp 12.2). Nhiệt độ sôi càng cao thì nhiên liệu càng khó bay hơi, do vậy, tầng nhiên liệu, chất lỏng phun nhiên liệu sẽ bị vẩn đục và giảm, chiều dài chùm tia tăng lên. Khi dùng nhiên liệu nặng, nhiệt độ sôi giảm xuống bằng cách sấy nóng. Khối lượng riêng nhiên liệu ảnh hưởng ít đến thông số phun. Tuy nhiên, hình dạng chùm tia cũng phụ thuộc vào tính chất này. Cùng với tầng khối lượng riêng chùm tia sẽ nhỏ và chiều dài chùm tia tăng lên.

IV.2.4. Ảnh hưởng của áp suất phun và áp suất khí nén đến chiều dài chùm tia nhiên liệu

Tăng khối lượng riêng không khí nạp làm giảm đường kính trung bình hạt nhiên liệu do xé tan lan thoi hai hạt nhiên liệu tạo thành đôi tác động của khí nóng hơc. Kết quả thực nghiệm cho thấy, các hạt nhiên liệu có đường kính d_f bị xé tan khi $\rho_s \cdot \omega_f \cdot d_f^2 / \sigma_f > 10,7$. Do vậy, cùng tầng khối lượng riêng không khí nạp (khi các kiện khác nhỏ nhau) các hạt nhiên liệu bắt đầu phân rã khi kích thước nhỏ

Khối lượng riêng không khí cũng ảnh hưởng đến hình dạng chùm tia nhiên liệu (12.22). Khi tầng ρ_s chùm tia bị vỡ và ngắn lại do tác động lực khí nóng hơc của môi trường lên chùm tia. Ảnh hưởng lớn nhất đến hình dạng hình học của chùm tia là một số của không khí nạp. Chế độ cao càng cao thì môi trường tác động lên chùm tia càng mạnh mẽ. Các đường cong thực nghiệm biểu diễn trên hình 7.22 cho thấy, nếu tầng áp suất phun trong phạm vi 14 ÷ 56 MPa sẽ làm tăng chiều dài chùm tia, nhưng nếu tầng áp suất khí nén (áp suất cao) sẽ làm giảm chiều dài, đồng thời tầng nhiên liệu của chùm tia.



Hình 12.22. Ảnh hưởng của áp suất phun và áp suất khí nén trong xylanh tới chiều dài chùm tia nhiên liệu.

IV.2.5. Ảnh hưởng của nhiên liệu làm việc

Cùng với tầng tốc độ quay của trục bơm cao áp, khi các kiện khác nhỏ nhau, nếu tốc độ dòng chảy piston bơm cao áp tăng lên thì áp suất phun nhiên liệu cũng tăng. Nếu giải thích nhiên liệu là chất lỏng không chịu nén thì áp suất phun cần phải tăng tỷ lệ bình phương với vòng quay trục khuỷu. Tuy nhiên, thực tế tính chất chịu nén và độ đàn hồi của nhiên liệu nên áp suất tăng ở mức nào đó.

Kết quả thực nghiệm cho thấy, áp suất cực đại của nhiên liệu trong buồng phun: $p_f \approx n_c^{1.6}$. Trong đó n_c – vòng quay trục cam nhiên liệu.

Cung với tăng áp suất phun, tốc độ lưu thông nhiên liệu ra khỏi buồng phun tăng lên. Kết quả là chất lỏng phun nhiên liệu tốt hơn, chiều dài chùm tia nhiên liệu tăng lên.

Phụ tải (lưu lượng nhiên liệu cấp cho chu trình) của động cơ cũng ảnh hưởng đến các thông số hoạt động. Khi giảm lưu lượng nhiên liệu cấp cho chu trình thì thời điểm bắt đầu và kết thúc phun dịch rời lại gần nhau, kết quả là áp suất phun nhiên liệu trung bình giảm. Tầng áp suất bắt đầu phun làm tăng áp suất phun trung bình, do vậy làm tăng độ tậm xỉ, độ nhớt nhất phun và chiều dài chùm tia nhiên liệu.

Tóm lại, nhiều kiến quan trọng nằm bao chất lỏng chảy nhiên liệu trong xy lanh động cơ là tạo nên hỗn hợp khí-nhiên liệu đồng đều. Nếu chất lỏng nhiều nơi với động cơ có độ nhớt kính xy lanh lớn, yêu cầu nằm bao sôi phù hợp cần nó giữa áp suất phun, độ nhớt kính lỗ phun và độ nhớt nhiên liệu, thiết kế buồng chảy, nhiều kiến khai thác.

Các thông số của thiết bị nhiên liệu, kết cấu buồng chảy, cấu tạo nạp, cũng như vòng quay động cơ nằm bao chất lỏng phun sông và hoạt động hỗn hợp tốt nhất thiết kế đồng với chế độ làm việc bình thường (vòng quay và phụ tải bình thường). Khi thay đổi chế độ làm việc của động cơ làm cho chất lỏng phun sông, hoạt động hỗn hợp xấu đi, nhiều nơi ảnh hưởng đến tính kinh tế, tính tin cậy và tuổi thọ động cơ.

Trong quá trình khai thác động cơ, các thiết bị trong hệ thống nhiên liệu bị mài mòn, trạng thái kỹ thuật xấu đi: khe hở giữa piston-xy lanh bơm cao áp, giữa kim và thanh kim phun tăng lên, độ kín khí van xả nhiên liệu, chất lỏng bám tại cổ giữa kim và thanh kim phun giảm xuống, độ căng lò xo van phun yếu đi, độ nhớt phun bị mòn tại v.v... làm giảm chất lỏng và số lượng nhiên liệu phun, làm ảnh hưởng trực tiếp đến chất lỏng hoạt động hỗn hợp và chất lỏng chảy nhiên liệu, nên ảnh hưởng tới các thông số khác, công suất, hiệu suất, nhiệt của động cơ. Do vậy, nhiều kiến và chất lỏng khai thác làm tốt trong các yêu cầu đóng vai trò quan trọng tới tính tin cậy, tính kinh tế và tuổi thọ của động cơ.

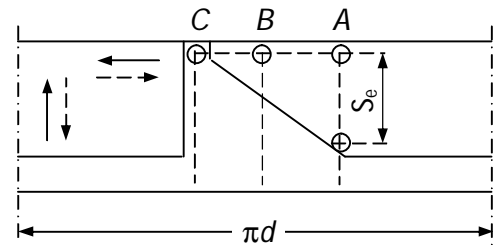
V. NẮC TÍNH CỦA BƠM CAO AP

V.1. Giới Thiệu

NẮc tính cung cấp nhiên liệu của bơm cao áp là NẮc tính nơi lên mối quan hệ giữa số biến thiên lưu lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct} (lưu lượng nhiên liệu của một hành trình bơm) theo tốc độ quay của trục bơm, tại một vị trí cố định của thanh răng bơm cao áp.

Treân hình treân khai phần này của piston (hình 12.23), thể hiện số thay đổi lưu lượng nhiên liệu cấp cho chu trình của bơm cao áp BOSCH.

Treân đó là S_e là hành trình cò lệch của piston bơm, nước xác định theo kích thước hình học và xy lanh bơm. Treân thời kỳ khi nhiên liệu qua lỗ thoát cò lệch thì thời gian này của quá trình cung cấp, áp suất nhiên liệu bên trong xy lanh sẽ tăng lên sớm hơn so với thời điểm đóng kín lỗ thoát trên xy lanh. Tổng cộng, thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu thối teá cũng khoảng xảy ra cùng thời điểm mở lỗ thông do răng nghiêng thối hiện mà thông suốt hơn.

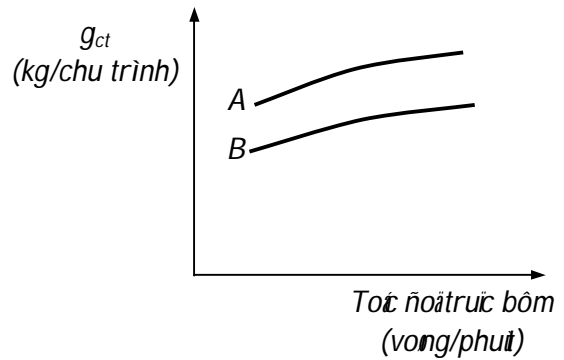


Hình 12.23. Thay đổi lưu lượng nhiên liệu cấp cho chu trình.

- Vị trí A, tổng ồng với hành trình S_e cỡ ñại.
- Vị trí B, tổng ồng với hành trình S_e nhỏ hơn.
- Vị trí C, tổng ồng với hành trình $S_e = 0$.

Vì vậy hành trình cấp nhiên liệu thời tiết thông lớn hơn hành trình có ích lý thuyết làm cho lượng nhiên liệu thời tiết cấp cho chu trình thông lớn hơn giá trị như lượng lý thuyết. Hiệu ồng nổi trên sẽ càng lớn nếu tốc ñoả ñồng cô càng cao.

Các ñặc tính A, B, C của bơm cao áp BOSCH (hình 12.24) tổng ồng với ba vị trí khác nhau của thanh răng bơm cao áp. Biến thiên của ba ñặc tính này tổng ñối nhau, càng tăng tốc ñoả ñồng cô (khi giữa khoảng ñối vị trí của thanh răng bơm cao áp) sẽ càng làm tăng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct} .



Hình 12.24. ñặc tính của bơm BOSCH.

Gọi η_b là hiệu suất cung cấp nhiên liệu của bơm cao áp: $\eta_b = \frac{V_{ct}}{V_{lt}}$, tại vị trí giữa lượng nhiên liệu thời tiết bơm cao áp cung cấp trong một chu trình (tính theo thiết kế) trên lượng nhiên liệu lý thuyết mà bơm cao áp cung cấp trong một chu trình.

$$V_{ct} = \frac{g_{ct}}{\rho_{nl}}$$

$$V_{lt} = f_p \cdot S_e = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S_e$$

- Trong ñoù
- f_p – diện tích ñành piston bơm cao áp.
 - d – ñường kính piston bơm cao áp.
 - S_e – hành trình có ích của piston bơm cao áp.
 - g_{ct} – lượng nhiên liệu cung cấp trong một chu trình.
 - ρ_{nl} – khối lượng riêng của nhiên liệu.

Trong ñiều kiện ñạt ñạt, bơm cao áp BOSCH có $\eta_b = 0,75 \div 0,9$

V.2. Những yếu tố ảnh hưởng ñến quá trình phun

V.2.1. Sốt tiết lậu

Sốt tiết lậu xảy ra trong giai ñoạn ñầu và cuối quá trình cung cấp nhiên liệu, khi mặt trên piston sắp ñóng kín và ñành vít xê của piston chồm môi ñầu nhiên liệu trên xylanh. Do ñốt tiết lậu trong giai ñoạn này làm cho $V_{ct} > V_{lt}$.

Vào giai ñoạn ñầu, khi piston ñi lên ñến khi sắp ñóng kín ñầu nhiên liệu. Do ảnh hưởng của tiết lậu, áp suất trên piston ñất áp suất môi ñầu một khoảng thời gian ngắn khi piston ñóng kín ñầu ñầu nhiên liệu ñến tiết lậu trong giai ñoạn này làm cho $V_{ct} > V_{lt}$.

Giai ñoạn cuối của quá trình cấp nhiên liệu, tiết lậu làm cho áp suất nhiên liệu trên piston vẫn còn ñất áp suất cao, nhiên liệu cung cấp tiếp cho kim phun mở giai ñoạn ñầu sau khi piston ñã ñi ñến kết thúc phun nhiên liệu. Kết quả làm cho $V_{ct} > V_{lt}$.

Kết quả trên cho thấy: hiện tượng tiết lưu làm hành trình cuối của S_e tăng và làm cho V_{ct} tăng dẫn đến hệ số cung cấp nhiên liệu cho bơm cao áp η_b tăng.

V.2.2. Tính chịu nén và biến đổi của nhiên liệu

Tính chịu nén và biến đổi của nhiên liệu nhằm làm cho một phần nhiên liệu do piston cung cấp lưu lại trong hệ thống nhiên liệu trước khi vào buồng phun và xylanh nóng cô, dẫn đến $V_{ct} < V_{lt}$ và làm giảm hệ số cung cấp nhiên liệu η_b .

V.2.3. Rò rỉ nhiên liệu

Khi nhiên liệu rò rỉ qua các khe hở giữa piston xylanh bơm cũng làm cho lượng nhiên liệu cung cấp trong một chu trình V_{ct} giảm hơn so với lượng lý thuyết. Kết quả cũng làm cho η_b giảm.

Qua trên ta thấy, tuy theo từng yêu cầu khác nhau mà lượng nhiên liệu cấp cho chu trình có thể lớn hơn hay nhỏ hơn lượng nhiên liệu theo kết quả phân tích lý thuyết.

VI. VOI PHUN VÀ CÁC TÍNH CỦA VOI PHUN

VI.1. Nhiệm vụ của voi phun

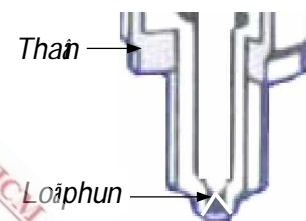
Voi phun nhiên liệu thông thường lắp trên nắp xylanh, dùng để phun tới nhiên liệu thành những hạt có kích thước rất nhỏ vào buồng cháy, giúp hỗn hợp nổ hình thành nhanh chóng và kịp thời; Tạo nên kiến tạo nhất cho quá trình cháy xảy ra, nâng cao tính năng kỹ thuật của động cơ.

VI.2. Nguyên lý làm việc và kết cấu của voi phun

Voi phun nhiên liệu có nhiều loại khác nhau, tuy nhiên cần có sự khác biệt của một kim (nấu kim) và loại của nó chia kim phun làm những loại sau:

VI.2.1. Voi phun hồi

Voi phun hồi là voi phun không có van ngăn dòng chảy ngược của nhiên liệu trong quá trình phun, nó có một hoặc vài lỗ phun lắp ở cuối ống nhiên liệu cao áp. Số lỗ ống, ống kính và vị trí đặt lỗ phun phải phù hợp với dạng buồng cháy và tính lưu động của chất trong buồng cháy để nhiên liệu khi phun vào phân bố đều nhất. Tạo nên kiến tạo nhất cho sự hình thành hỗn hợp. Voi phun hồi có kết cấu nhỏ (hình 12.25).



Hình 12.25. Kết cấu voi phun hồi

Voi phun này tuy có kết cấu đơn giản, thuận tiện trong quá trình gia công và chế tạo những chi tiết nhỏ như sau:

- Thời gian nấu và cuối mỗi lần phun, áp suất nhiên liệu thông thấp nên khi phun tới. Khi kết thúc phun, một ít nhiên liệu bị đọng lại ở miệng voi phun nên rất dễ kết muối than và làm nghẹt lỗ phun.
- Do không có van ngăn dòng nhiên liệu chảy ngược nên một phần nhiên liệu có thể chèn khối lỗ phun và những chỗ cho dòng khí từ xylanh vào, làm cản trở cho hành trình cung cấp nhiên liệu kế tiếp.

Những nhược điểm trên làm ảnh hưởng xấu đến chất lượng phun tới nhiên liệu, làm giảm công suất và hiệu suất động cơ. Chính vì vậy, loại voi phun này hiện nay ít sử dụng và thay vào đó là loại voi phun kín.

VI.2.2. Vòi phun kín có kim

Vòi phun kín có kim là loại vòi phun có kim nóng kín ở đầu vòi kim (hình 12.26).

Vòi phun cấu tạo gồm một thân kim và trên nó có các lỗ để bắt nối ống dầu từ bơm cao áp đến vòi phun ở trung tâm. Trong kim phun có khoan một lỗ nhỏ để dẫn dầu cao áp đến vòi kim, bên trong thân kim có thanh nẩy lò xo, phía trên lò xo là vít nhiều cạnh nên của lò xo, trên cùng là chụp nẩy. Vòi kim có vòi thân kim như một khâu nối, bên trong vòi kim có ống dầu cao áp đến buồng chia dầu cao áp. Dưới cùng là tia phun nhiên liệu, nước nóng môi trường van kim.

Khi nông cơ làm việc, nhiên liệu từ bơm cao áp theo ống cao áp vào vòi phun xuống vòi kim nằm tại buồng chia dầu cao áp. Bình thường lò xo luôn luôn tác dụng làm van kim nóng các lỗ tia. Vào lúc cấp nhiên liệu, nhờ áp suất nhiên liệu tác dụng vào mặt còn lại của kim, nhấc kim lên mở các lỗ tia phun nhiên liệu vào buồng đốt.

Nếu khi dứt phun, áp suất nhiên liệu giảm, nhớt nhớt ép của lò xo. Kim nóng kín các lỗ tia trên bề mặt, ngăn không cho nhiên liệu phun ra. Nếu nâng của kim thông từ 0,3 ÷ 0,5 mm và nước giới hạn bởi mặt lớp ghép giữa vòi kim và thân kim.

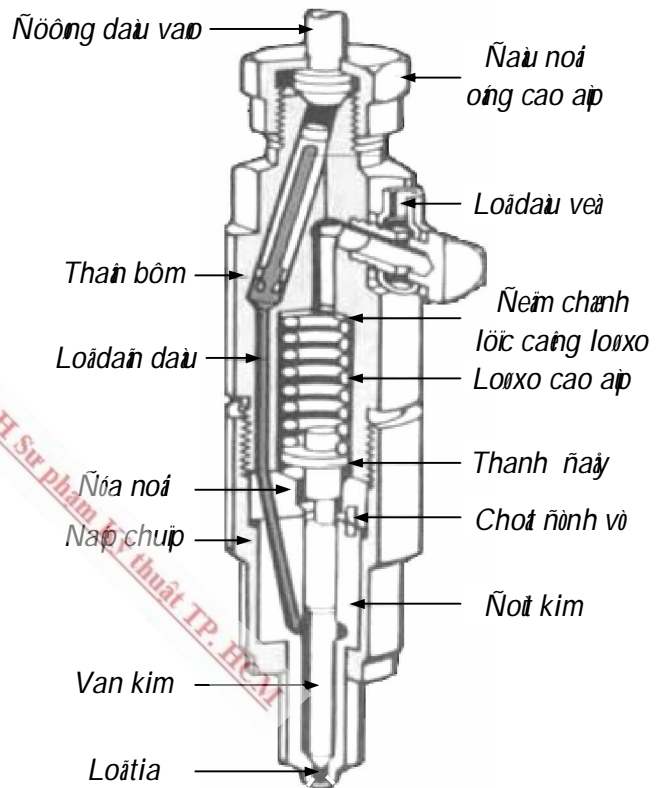
Một phần nhỏ nhiên liệu sẽ rò rỉ qua khe hở giữa van kim và vòi kim lên theo ống dầu trở về thùng chia, lượng dầu này rất cần thiết để làm trơn và làm mát kim khi chuyển nóng trong vòi.

Áp suất phun của nhiên liệu có thể nhiều cạnh nước bằng vít nhiều cạnh trên lò xo hoặc thay nó bằng miếng đệm (nếu không có vít nhiều cạnh), khi tăng lực nén lò xo sẽ tăng áp suất phun và ngược lại. Lực căng lò xo tăng thì tia nhiên liệu càng dài và càng sống không không thể tăng áp suất lên, vì giảm áp suất này phụ thuộc vào tình trạng bơm cao áp và đang buồng đốt. Vòi phun kín có kim nước sử dụng rất rộng rãi trong các nông cơ Diesel buồng cháy thông nhất.

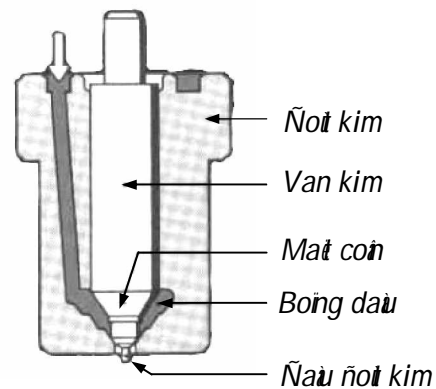
VI.2.3. Vòi phun kín có chốt

Vòi phun kín có chốt có van kim hình trụ, một đầu của van kim nằm trong thân kim, đầu còn lại có hai mặt còn, mặt còn lại tác dụng của dầu cao áp để nâng kim lên, mặt còn nhớt nhớt này kín van. Thân kim phun có một lỗ phun lớn, nước kính từ 0,8 ÷ 2mm.

Khi không làm việc van kim luôn luôn kín lỗ tia và ngoài lỗ khoảng 0,4 ÷ 0,5 mm (hình 12.27). Lỗ tia nước này kín nên ít bị



Hình 12.26. Kết cấu của vòi phun kín có kim.



Hình 12.27. Vòi kim có chốt.

ngheít do kết muốí than vaonhiên liệu phun ra khỏi loátia dồđi dạng hình coín rỏng, vớí ñánh coín ñất ôi mieĩng ra của loáphun. Góc coín của tia nhiên liệu phun thuộc vao góc coín của ñầu kim (tỏ-10° ñến 60°). Ñoáĩng kim nằm trong giới hạn tỏ0,3 ÷ 0,5 mm.

Các loái kim phun này thỏĩng dùng ñầu kim hình chop cũt vaonhoàra ngoái ñến khoĩng bì kết muốí than ôivới phun. Do dòng nhiên liệu qua vớí phun coímỏic ñoáchay rỏt toá ñến nhiên liệu ñỏic xẻitỏi vớí áp suất phun khoĩng lỏn (áp suất ñánh kim khoĩng 8 ÷ 13 MPa).

Vớí phun kín coíchỏt ñỏic sỏidùng rỏng rỏi trong các loái ñĩng cỏ Diesel coĩbuỏĩng chạy ñĩng cach (buỏĩng chạy dỏi bì vaĩbuỏĩng chạy xoáy lỏc).

VI.3. Ñỏĩng ñáĩ tính của vớí phun

Ñáĩ tính của vớí phun lànhỏĩng ñỏĩng cong bieủ dieĩn bieĩn thỏĩn của ham sốáp suất theo lỏu lỏĩng nhiên liệu qua loáphun.

VI.3.1. Vớí phun hỏĩ

Ñáĩ tính vớí phun hỏĩ làham sốthẻáhiẻĩn mối quan hệgiỏĩ chẻĩn áp trỏĩc vaĩsau loáphun vớí lỏu lỏĩng nhiên liệu qua loá. Ôivớí phun hỏĩ tiẻĩ dieĩn lỏu thỏĩng của loáphun luỏĩn luỏĩn làhẻĩng số Tỏĩ phỏĩng trỏĩng Bernuollie, ñáĩ tính của vớí phun hỏĩcoĩdẻĩng saũ:

$$P_y - P_c = \frac{Q_p^2 \cdot \rho_{nl}}{2 \cdot (\mu_c \cdot f_c)^2} \quad (12.1)$$

Trong ñỏĩ P_y – áp suất nhiên liệu phía trỏĩc loáphun (Pa).

P_c – áp suất mới chất trong buỏĩng chạy (Pa).

Q_p – lỏu lỏĩng nhiên liệu qua loáphun (m³/s).

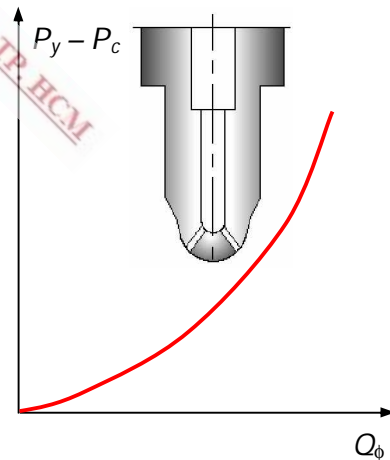
ρ_{nl} – khoĩ lỏĩng riẻĩng của nhiên liệu (kg/m³).

Ñĩng cỏ oátỏĩmẻĩy kết hoảĩ ñỏĩng trong phẻĩm vi tốc ñỏĩ rỏĩng tỏ500 ÷ 600 vỏĩng/phủĩt ôi chẻá ñỏĩ khoĩng táĩ, 3.500 ÷ 4.000 vỏĩng/phủĩt ôi chẻá ñỏĩ oátỏĩmẻĩ táĩ. Trong phẻĩm vi thay ñỏĩ này chẻĩn lẻĩch áp suất sẽthay ñỏĩ khoĩng 40 ñến 70 lẻĩn. Nhỏ vậy, sẽxẻĩy ra trỏĩng hỏĩp chẻĩn áp thỏĩp ($P_y - P_c \approx 3 \div 6$ MPa) khi chạy khoĩng táĩ làm cho nhiên liệu khoĩng thểxẻĩtỏi toá. Ngoái ra vớí phun hỏĩthỏĩng xẻĩn coĩhiẻĩn tỏĩĩng nỏĩngiỏĩt saũ khi kết thỏĩc phun. Hiẻĩn tỏĩĩng trẻĩn sẽ làm cho các giỏĩt nhiên liệu bay hỏĩ chẻĩm, khoĩ chạy hẻĩt, ñẻĩ táĩ muốí than gẻĩy táĩc loá phun, làm giẻĩm coĩng suất vaĩhiẻĩu suất ñỏĩng cỏ.

Chẻĩn vì nhỏĩng nhỏĩc ñẻĩm trẻĩn ñẻĩn vớí phun hỏĩ của ñỏĩng cỏ Diesel hiẻĩn này rỏĩt ít dùng màthay thểvaĩ ñỏĩ làloái vớí phun kín.

VI.3.2. Vớí phun kín

Vớí phun kín làvớí phun coĩkim tyẻĩn ñẻĩvan, gẻĩy ñẻĩng cach giỏĩa khoĩng gian phía trỏĩc vaĩ phía saũ mặt tyẻĩ của kim phun. Hiẻĩu sốgiỏĩa áp suất P_2 ôi saũ mặt tyẻĩ của kim phun vaĩ áp suất P_z trong buỏĩng chạy ñỏĩc xẻĩ ñỏĩnh qua coĩng thỏĩc:



Hình 12.28. Ñáĩ tính của vớí phun hỏĩ

$$P_2 - P_z = \frac{Q_\phi^2 \cdot \rho_{n1}}{2(\mu_c \cdot f_c)^2} \quad (12.2)$$

Biến thiên áp suất P_y trong không phía trước thiết bị nông cụ xác định như hai phương trình sau:

1) Phương trình cân bằng lực tại dung liên kim phun

$$A + Bx = P_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} + p_y \cdot \frac{\pi \cdot (d_0^2 - d_1^2)}{4} \quad (12.3)$$

Trong nội A – lực ép ban đầu của lò xo liên kim phun (N).

B – độ cứng của lò xo (N/m).

x – hành trình nâng kim (m).

d_1, d_2 – đường kính trung bình mặt ty mũi kim và đường kính phần dẫn hồng của kim (m).

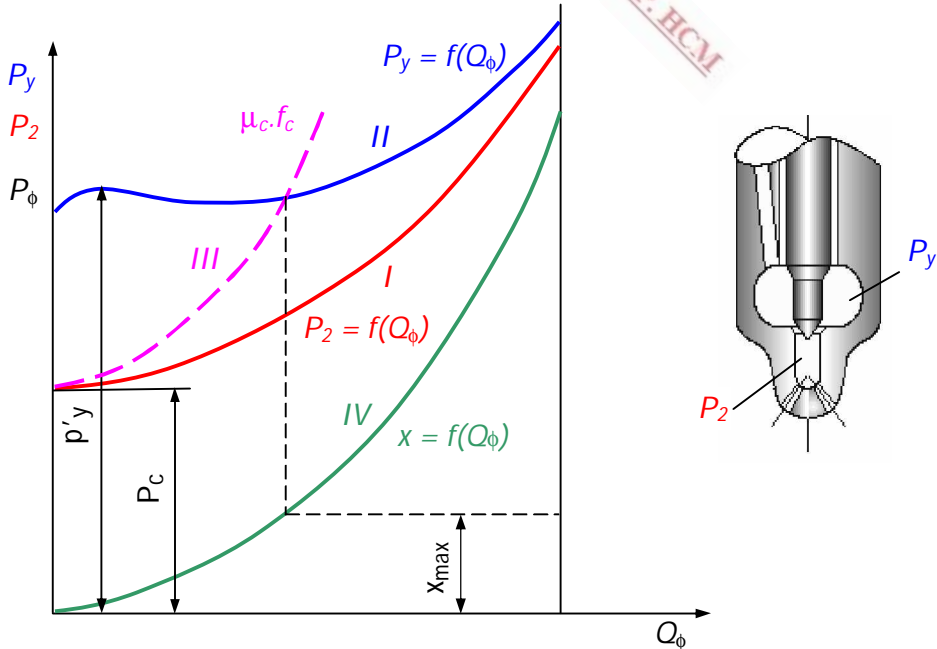
2) Phương trình Bernoullie của dòng nhiên liệu đi qua thiết bị của kim

$$P_y - P_2 = \frac{Q_\phi^2 \cdot \rho_{n1}}{2(\mu_1 \cdot f_1)^2} \quad (12.4)$$

Trong nội μ_1, f_1 – hệ số lưu lượng và diện tích lưu thông qua thiết bị của kim.

$f_1 = x \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \sin \gamma$, với 2γ – góc côn của mũi kim.

Hàm $P_y = f(Q_\phi)$ thể hiện qua đường II (hình 12.29), càng tăng Q_1 thì đường II càng sát với đường I, nếu nâng kim x không bị hạn chế Tiết diện lưu thông tổng nhỏ nhất tại kim phun f_1 gây tiết lưu và tăng chuyển động của nhiên liệu tại đây, cải thiện chất lượng phun tốt. Ở chế độ không tải, chảy chậm với kim phun kín tiêu chuẩn vẫn cho chất lượng phun tốt. Nhờ có kim phun ngả hai khoảng gian phía trước và sau thiết bị của kim phun, nên khi kết thúc nhiên liệu thiết bị tổng nông cụ (máy làm ướt ô nhiễm lớn với kim phun kín mà với kim phun hở không có thiết bị).



Hình 12.29. Nhận tính của vòi phun kín.

Nông III trên (hình 12.29) là hàm $p_y = f(Q_\phi)$ khi $x = x_{max}$ (hành trình nâng kim bù hàn chế).

Nông IV là hàm $x = f(Q_\phi)$. Áp suất nâng kim P_ϕ tác dụng lên diện tích hình vành khuyên:

$$f_v = \frac{\pi}{4} \cdot (d_0^2 - d_k^2)$$

Trong nội d_k – nông kính lớn mặt ty hình con của kim.

Khi kim nâng mỗi áp suất nhiên liệu trong vòi phun tác dụng lên toàn bộ diện tích ngang f_0 phần dẫn dòng của kim $\{f_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}\}$. Nếu P'_ϕ là áp suất bất kỳ nào nông kim, ta có mối quan hệ sau:

$$P'_\phi \cdot f_0 \approx P_\phi f_v$$

$$P'_\phi \approx P_\phi \frac{f_v}{f_0} \approx P_0 \cdot \delta \quad \text{với } \delta = \frac{f_v}{f_0}$$

Cuối quá trình phun áp suất trong vòi phun tổng nó lớn, muốn cho kim phun nông nhanh cần chọn $\delta \geq 0,75$ và nó cũng lớn từ 150 ÷ 300 N/mm.

VII. GIỚI THIỆU HỆ THỐNG EDC

Sự phát triển của nông cơ Diesel nên khiến nên tới về mặt cơ bản là phát triển bộ phận nhiên liệu. Với mức tích tăng công suất và hiệu suất nông cơ, nông thời phải giảm nông khí thải gây ô nhiễm môi trường, giảm tiếng ồn và tối ưu trong quá trình sử dụng, ... là nguyên nhân dẫn nên sự ra đời của loại phun nhiên liệu nên khiến nên tới nông cơ Diesel (EDC). Trong các loại nông cơ Diesel, loại nông cơ phun trực tiếp vẫn hành với áp suất cao hơn loại nông cơ phun gián tiếp và việc tiêu thụ nhiên liệu ở loại nông cơ này giảm (10 ÷ 15)% so với nông cơ phun gián tiếp.

Ngày nay, với yêu cầu ngày càng khắt khe về vấn đề khí thải và tiếng ồn do nông cơ phát ra. Việc chế tạo hệ thống phun và nên khiến nên tới phải đáp ứng các yêu cầu:

- Áp suất phun cao.
- Cấu tạo nông cơ nên chế tạo nên phun.
- Giảm tốc độ tăng áp suất khí cháy.
- Nên nông nhiên liệu phun tùy thuộc vào trạng thái hoạt động của nông cơ.
- Cấu tạo nên chế tạo nên nông cơ nên phun tùy thuộc vào nhiệt độ.
- Nên khiến tốc độ cam chống một cách nên lập.
- Tiết kiệm nhiên liệu.
- Kiểm soát khí thải khép kín (EGR).
- Tăng tuổi thọ nông cơ.

Hệ thống nên khiến nên tới nông cơ Diesel bằng nên tới (EDC) ra đời nên đáp ứng các yêu cầu trên, nhằm tổng bộ chế tạo cho các hệ thống trước này không thể thực hiện nên. Việc cung cấp nhiên liệu vào trong xylanh nên khiến nên tới bằng nên tới nhiên liệu nên phun một cách hoàn chỉnh bởi các dòng nên khiến nên tới hoạt động nhờ việc tác động nên môi trường nên nên khiến nên tới với các bộ phận nên khiến nên tới Nhờ vậy, nên khiến nên tới Diesel bằng nên tới nên cải tiến nên khiến nên tới chế tạo nên khiến nên tới so với bộ nên khiến nên tới cơ khí trước này.

Trên động cơ Diesel, số hoạt động và quá trình chạy của động cơ phụ thuộc vào:

- Lượng nhiên liệu phun vào động cơ.
- Thời điểm phun nhiên liệu.
- Áp suất khí thải, áp suất nạp.
- Lượng luân hồi khí thải.

Nếu hoàn thiện quá trình hoạt động của động cơ Diesel, thì tất cả các chế độ trên cần phải hoàn thiện. Nếu đạt được mức này, EDC được cung cấp những thông số chính để tối ưu hóa động cơ mỗi chế độ vận hành.

Về mặt nguyên lý thì hệ thống nhiên liệu khiến bằng nhiên tử trên động cơ Diesel (EDC) có thể nhiên liệu khiến tất cả các loại hệ thống nhiên liệu (PF, PE, VE, GM, ROOSA-MASTER,...). Tuy nhiên, trên thực tế hệ thống nhiên liệu khiến bằng nhiên tử có thể phân ra 4 loại cơ bản: PE, VE, GM, HEUI. Dưới đây ta sẽ xét về mặt nguyên lý chung của hệ thống nhiên liệu khiến.

VII.1. Sơ đồ nguyên lý của hệ thống EDC

Sơ đồ nguyên lý của hệ thống EDC được thể hiện trên (hình 12.30), gồm có ba cụm hệ thống:

1) Tín hiệu đầu vào

Tín hiệu đầu vào là các cảm biến dung nạp xác định các chế độ làm việc trên động cơ. Các tín hiệu nhận được từ cảm biến sẽ được chuyển thành tín hiệu điện để đưa vào bộ điều khiển.

2) Bộ điều khiển nhiên tử (ECU – Electronic Control Unit)

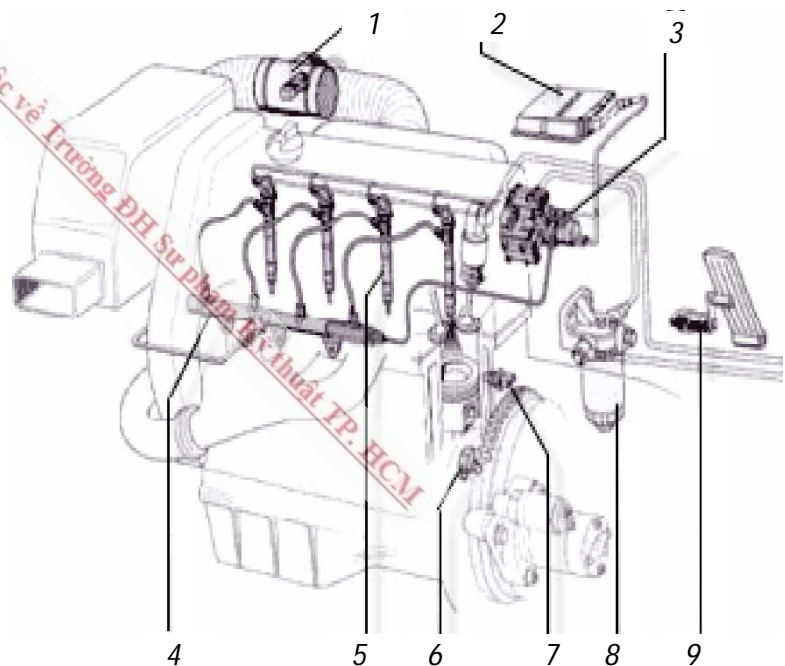
ECU nhận các tín hiệu vào, qua bộ vi xử lý để tính toán và xuất các tín hiệu đầu ra.

3) Tín hiệu ra

Các tín hiệu điện khiến từ ECU được đưa đến các bộ phận chấp hành để trực tiếp điều khiển các chế độ làm việc trên động cơ.

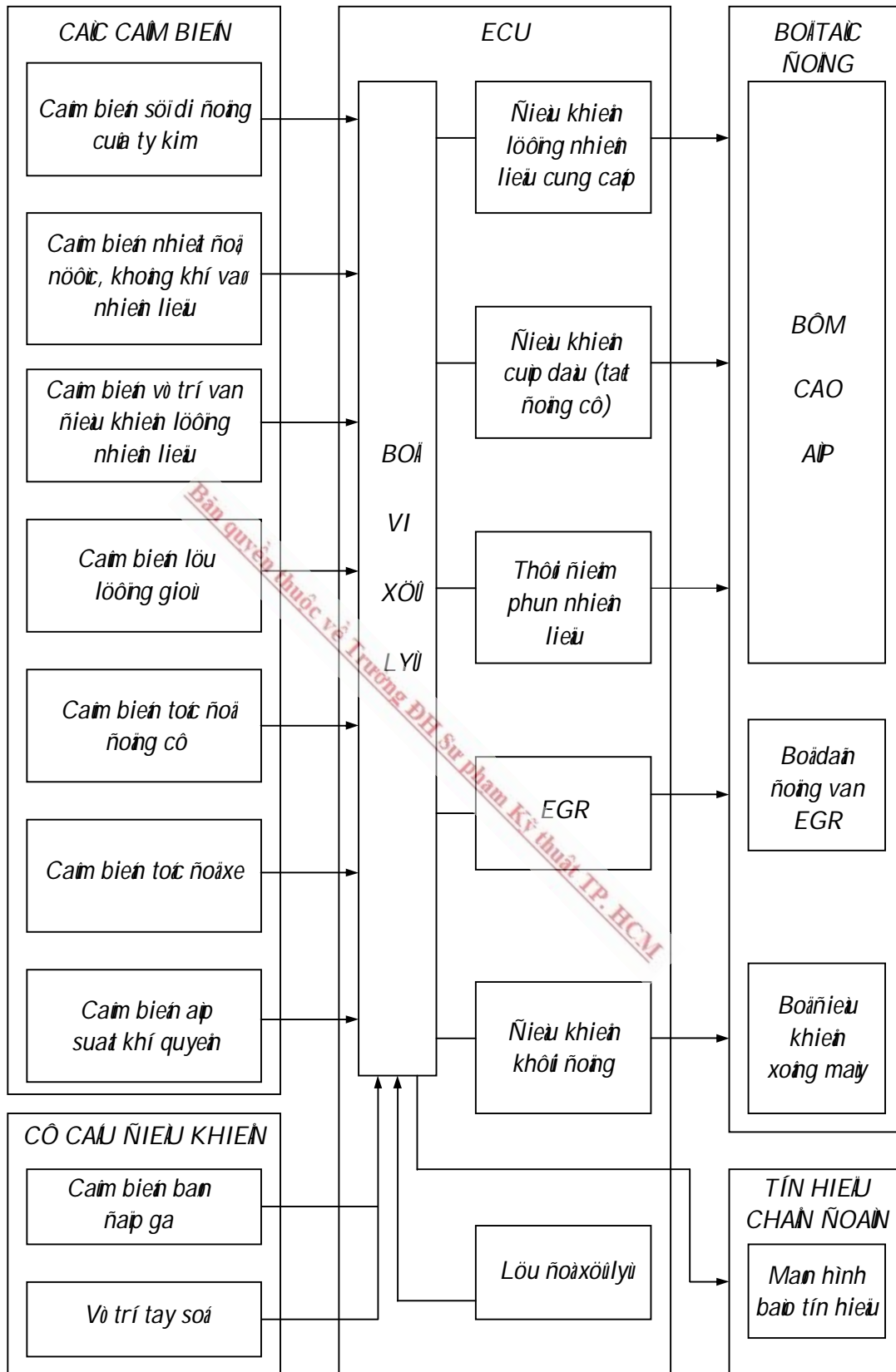
Khi động cơ làm việc, chế độ của nó được các tín hiệu đầu vào (các cảm biến) tiếp nhận và chuyển tín hiệu này đến bộ điều khiển ECU (Electronic Control Unit). ECU tiếp nhận và xử lý tín hiệu. Sau đó các tín hiệu đầu ra được nhận lệnh điều khiển từ ECU đưa đến các bộ chấp hành. Các bộ chấp hành này sẽ điều khiển và can thiệp trực tiếp vào quá trình làm việc của động cơ.

Sơ đồ khối của hệ thống nhiên liệu khiến bằng nhiên tử (EDC) được thể hiện trên (hình 12.31).



Hình 12.30. Hệ thống nhiên liệu khiến bằng nhiên tử động cơ Diesel (EDC).

- 1 – cảm biến lưu lượng gió; 2 – ECU; 3 – bơm nhiên liệu;
- 4 – ống trở chính; 5 – kim phun; 6 – cảm biến tốc độ quay động cơ;
- 8 – lọc nhiên liệu; 9 – cảm biến bán nạp ga.



Hình 12.31. Sơ đồ khối hệ thống điều khiển nhiên liệu trên động cơ Diesel (EDC).

VII.2. Nguyên lý làm việc của hệ thống EDC

1) Bộ điều khiển nhiên liệu (ECU)

ECU sử dụng công nghệ số các mạch vi xử lý để lập nhất bên trong nhận tín hiệu vào và xuất tín hiệu ra. Trong các ECU còn có bộ điều khiển và những bộ biến đổi các tín hiệu nhất vào (các tín hiệu cảm biến) tổng hợp. ECU xác định các thay đổi khác nhau để xử lý từ những tín hiệu của các cảm biến nữa vào.

ECU lưu trữ một số lượng dữ liệu về các thông số làm việc của động cơ, do đó tín hiệu nhiều khi ECU tùy thuộc vào những tín hiệu nhất vào và chịu sự ảnh hưởng của các thông tin nhỏ :

- Chế độ tải của động cơ.
- Tốc độ của động cơ.
- Nhiệt độ môi trường.
- Lượng không khí nạp.

Nếu nhất số chính xác theo yêu cầu, các tín hiệu vào và ra phải trình diễn tổng nhiều tín hiệu hay mạch. Nếu làm được như vậy, phải trang bị cấu chỉ bảo vệ mạch và các hệ thống logic nhiều nhiên tử trên xe để các tín hiệu được tiếp nhận và phân phối một cách chính xác.

2) Solenoid tác động nhiên liệu khi nhiên liệu cung cấp

Solenoid tác động nhiên liệu là một bộ phận xoay ăn khớp với vòng nạp nhiên liệu khi nhiên liệu (van nhồi nhiên) qua một chốt lệch tâm của trục. Nó là một cấu trúc thoát nhiên liệu ra khỏi nhiên liệu khi theo tổng và trí của van nhồi nhiên, cách thức này cũng giống như việc nhồi nhiên bằng cơ khí (dung cơ khí để nhiên liệu van cao áp).

Lưu nhiên liệu phun được thay đổi liên tục từ nhỏ nhất cho đến lớn nhất, bằng cách thay đổi góc quay làm cho bộ phận nhồi nhiên quay dần dần thay đổi vị trí của van nhồi nhiên. Sự thay đổi được gửi về ECU, nơi quyết định lưu nhiên liệu phun vào sao cho phù hợp với chế độ làm việc của động cơ.

Nếu an toàn khi không có điện áp (0 volt) cung cấp đến bộ phận nhồi nhiên thì lò xo hồi vị trong bộ phận nhồi nhiên sẽ làm cho lưu nhiên phun bằng không (không cung cấp nhiên liệu).

3) Van nhiên liệu khi thời điểm phun nhiên liệu

Áp suất trong bơm phụ thuộc tốc độ bơm. Nếu chế tạo sử dụng một thiết bị nhiên liệu phanh thời điểm phun bằng cơ khí để nhiên liệu phanh áp suất này thông qua van nhiên liệu Van nhiên liệu tác dụng lên bộ phận đầu bơm giống như bộ phận đầu bơm bình thường. Van nhiên liệu nhồi nhiên mô phỏng vào thời gian toàn tải động nhiên liệu.

Nếu van nhiên liệu mở liên tục (do sự giảm áp suất) thì thời điểm phun nhiên liệu sẽ trễ hơn. Ngược lại, nếu van nhiên liệu đóng hoàn toàn thì thời điểm phun nhiên liệu sẽ sớm hơn. Tỷ số số nhồi nhiên / mô phỏng nhiên liệu thay đổi một cách liên tục giữa hai giới hạn đầu và cuối nhiên liệu cho trước.

4) Van lưu giữ khí thải EGR

Van EGR còn giúp nhiên liệu khi một lượng khí thải bị trôi lại vào động cơ nạp. Lượng khí thải cần thiết bị vào động cơ nạp để nhiên liệu tính toán và nhồi nhiên để nhiên liệu thích hợp nhiên liệu lưu trữ trong ECU.

Van EGR được đặt trên động cơ nối giữa động cơ nạp và động cơ thải của động cơ. Nó nhồi nhiên theo sự điều khiển của ECU.

5) Hoạt động của hệ thống phun nhiên liệu trên động cơ Diesel nhiều khiên bằng nhiên liệu

Trong bơm cao áp VE, nguyên tắc của đầu thủy lọc, bộ phận dẫn nhiên, ... hoàn toàn giống bơm VE thông thường. Nó khác nhau ở cơ chế hình thành, cách ghi nhận và phân phối thông tin cho ECU

Vì nhiên liệu phải được phun vào động cơ ô tô áp suất cao nên đầu thủy lọc, bơm cao áp và các bộ phận dẫn nhiên liệu duy trì thành 1 hệ thống đối với sự kiểm soát của bộ nhiên liệu nhiều khiên bằng nhiên liệu. Bộ phận dẫn nhiên liệu sẽ nhiều chênh và trị van hình lỗ, nghĩa là nhiên liệu chênh hành trình cung cấp nhiên liệu của bơm. Việc phun sớm nhiên liệu dẫn nhiên liệu trong bơm qua việc nhiều khiên của một van nhiên liệu

6) Hoạt động thu nhận dữ liệu

Bộ phận dẫn nhiên liệu của bơm phân phối sẽ xác định và trị van hình lỗ, nó cho ra một nhiên liệu phân phối đến ECU tổng hợp với một giá trị và trị hiện tại của van hình lỗ. Cảm biến bán nạp ga sẽ ghi nhận và trị của bán nạp ga. Cảm biến tốc độ sẽ ghi nhận tốc độ của động cơ. Cảm biến số dòng chuyển của ty kim phun sẽ ghi nhận kim phun nhiên liệu.

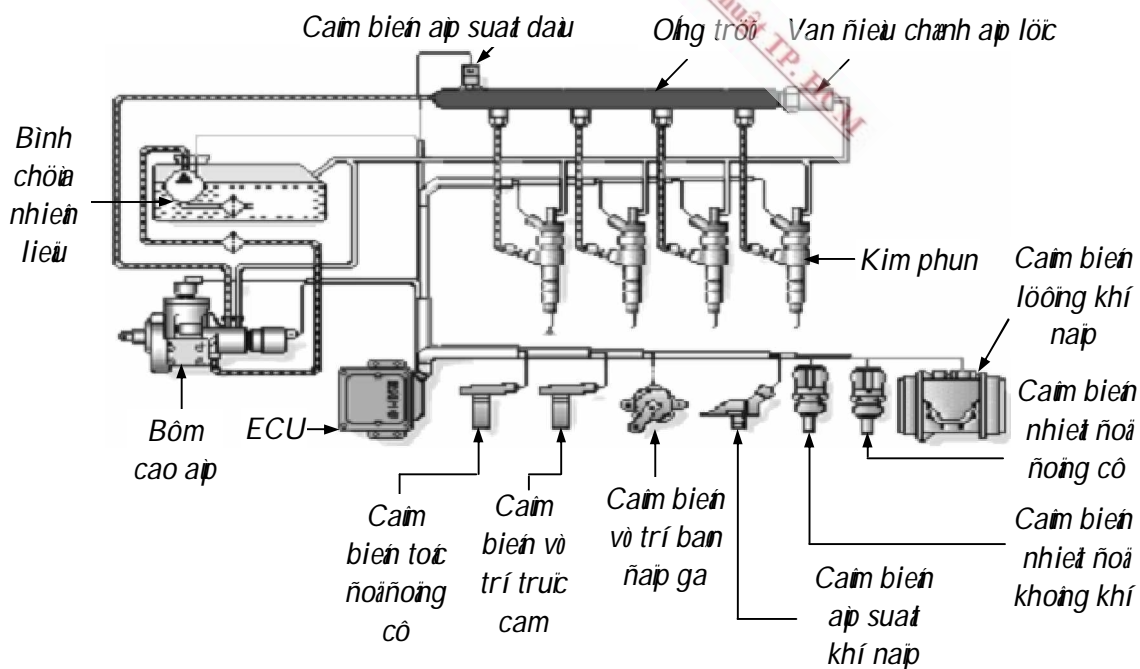
Nếu tăng hoặc giảm, tín hiệu từ cảm biến STOP cũng được ghi nhận vì khi động cơ đang hoạt động ở tốc độ cao mà bán nạp thấp thì nhiên liệu cung cấp sẽ bị ngắt. Bên cạnh đó các tín hiệu như nhiệt độ dầu, nước, khí nạp, áp suất khí nạp, lỗ khí nạp, tốc độ xe, và trị bán nạp ly hợp, ... nếu được các cảm biến ghi nhận báo về ECU.

7) Hoạt động xử lý dữ liệu

ECU nhận được các dữ liệu hoạt động cần thiết từ các cảm biến và xử lý các thông tin nhận từ các cảm biến để điều chỉnh nhiên liệu phun, thời gian xon của bugie giúp các chế độ làm việc của động cơ được hoàn hảo.

VIII. GIỚI THIỆU HỆ THỐNG COMMON – RAIL

VIII.1. Sơ đồ hệ thống



Hình 12.32. Sơ đồ hệ thống nhiên liệu Common – Rail.

Trong hệ thống Common – Rail, nhiên liệu có áp suất cao được bơm vào ống trời để cung cấp cho các kim phun, tổng cộng hệ thống phun xăng trên động cơ xăng.

Nhiên liệu từ thùng chứa được bơm chuyển vào trong bơm cao áp. Tại đây áp suất nhiên liệu được tạo ra và được bơm liên tục vào trong ống trời. Bơm cao áp đặc biệt nhằm duy trì áp suất cho nhiên liệu có một áp suất cao và ổn định vào trong ống trời. Tại ống trời có các vòi phun cao áp nối liền các kim phun. Các kim phun được lắp trên nắp máy, nơi có nhiên liệu phun nhiên liệu vào trong buồng đốt động cơ với số liệu khi cần từ ECU.

ECU sau khi nhận các tín hiệu từ các cảm biến (cảm biến tốc độ động cơ, cảm biến vị trí cổ cam, nhiệt độ nhiên liệu, vị trí bán nạp ga, nhiệt độ không khí, nhiệt độ khí nạp, cảm biến nhiệt độ nước làm mát, cảm biến loãng khí nạp,...) sẽ xử lý các tín hiệu này và sau đó đưa ra các xung tín hiệu để điều khiển kim phun.

VIII.2. Kết cấu một số chi tiết chính

1) Bình chứa nhiên liệu

Bình chứa nhiên liệu phải làm từ vật liệu chống ăn mòn và phải giữ cho không bị rò rỉ dầu áp suất thấp nhất áp suất hoạt động bình thường. Vấn đề an toàn phải được lắp đặt áp suất cao có thể thoát ra ngoài. Nhiên liệu cũng phải bảo đảm không bị rò rỉ ra ngoài với bình lọc nhiên liệu hay ô nhiễm bụi và áp suất khi xe bị rung lắc hoặc ngừng khi xe vào cua, tăng tốc hoặc giảm tốc đột ngột.

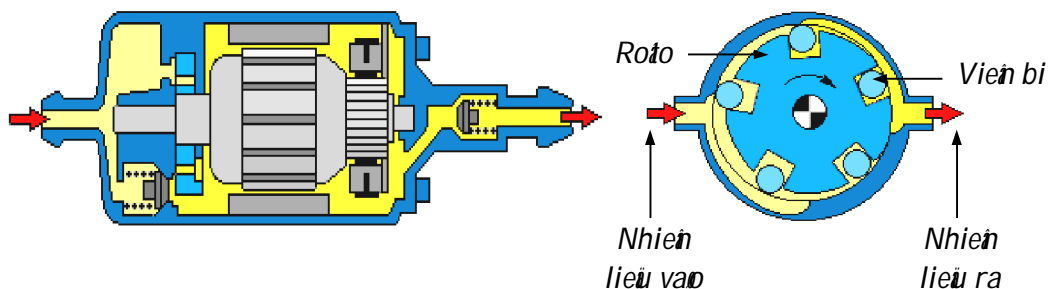
2) Ống nhiên liệu áp suất thấp

Ống nhiên liệu mềm được bọc thép thay thế cho ống bằng thép và được dùng trong ống áp suất thấp. Tất cả các bộ phận mang nhiên liệu phải được bảo vệ một lần nữa khỏi tác động của nhiệt độ. Nó với xe buýt, ống nhiên liệu không được đặt trong không gian của hành khách hay trong cabin xe.

3) Bơm tiếp nhiên

Bơm tiếp nhiên bao gồm một bơm bằng nhiên liệu với lọc nhiên liệu, hay một bơm bánh răng. Bơm hút nhiên liệu từ bình chứa và tiếp tục đưa nhiên liệu với lưu lượng này từ bình bơm cao áp.

Lọc nhiên liệu từ bơm cung cấp sẽ qua khe hở giữa rotor và stator của động cơ nhiên, dòng nhiên liệu của áp suất nhiên liệu làm van một chiều môi trường nhiên liệu được cung cấp vào hệ thống. Vấn đề an toàn bố trí bên trong bơm có chức năng giới hạn áp suất cung cấp nhiên liệu của bơm nhằm kéo dài tuổi thọ của bơm xăng. Khoảng không gian giữa hai con lăn khi quay có thể tích tăng dần làm mạch hút của bơm, khoảng không gian có thể tích giảm dần làm mạch thoát của bơm (hình 12.33).

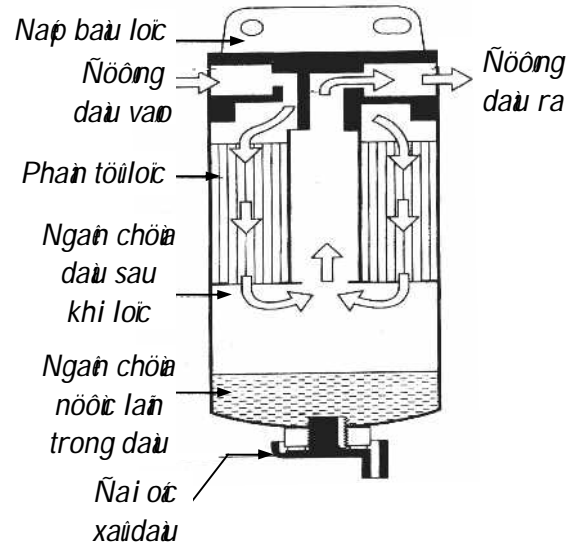


Hình 21.33. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của bơm chuyển nhiên liệu.

4) Lọc nhiên liệu

Một bộ lọc nhiên liệu không thích hợp có thể dẫn đến hỏng hóc cho các thành phần của bơm, van phân phối và kim phun. Bộ lọc nhiên liệu làm sạch nhiên liệu trước khi nó đến bơm cao áp, và do đó ngăn ngừa sự mài mòn nhanh của các chi tiết của bơm.

Nước lọt vào hệ thống nhiên liệu có thể làm hỏng hệ thống ô nhiễm an toàn. Tổng cộng với các hệ thống nhiên liệu khác, hệ thống Common – Rail cũng cần một bộ lọc nhiên liệu có bình chứa nước, để loại bỏ nước khỏi nhiên liệu. Một số xe du lịch lắp động cơ Diesel thông thường có thiết bị cảnh báo bằng đèn khi lượng nước trong bình lọc vượt quá mức (hình 12.34).

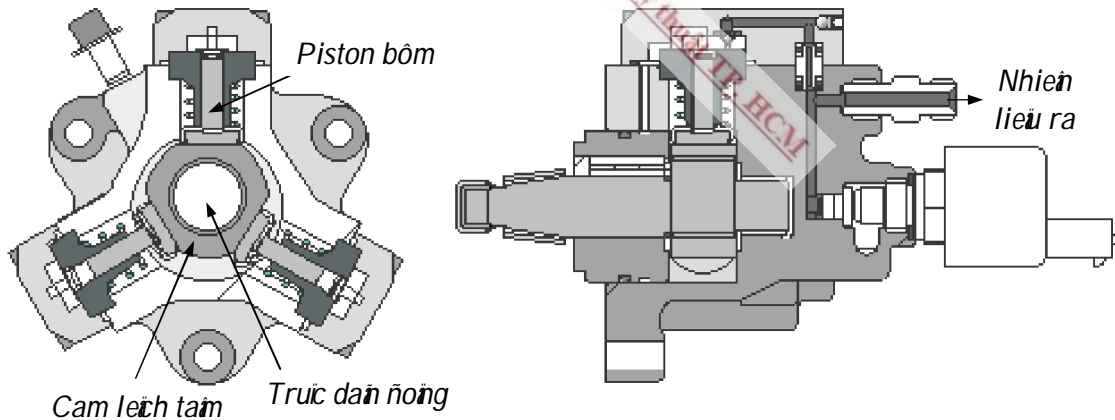


Hình 12.34. Lọc nhiên liệu.

5) Bơm cao áp

Bơm cao áp có công dụng tạo áp lực cho nhiên liệu đến một áp suất lên đến 1.350 bar. Nhiên liệu nước tăng áp này sau đó đi chuyển đến động cơ áp suất cao và nước hòa vào bột nhiên liệu áp suất cao có hình ống.

Bơm cao áp nước lắp đặt tốt nhất ngay trên động cơ nhờ hệ thống nhiên liệu của bơm phân phối loại cuối. Nó được dẫn bằng ống (tốc độ quay bằng 1/2 tốc độ động cơ, nhưng tốc độ của nó là 3.000 vòng/phút) thông qua khớp nối, bánh răng xích hay dây đai có răng và nước bột trộn bằng chính nhiên liệu bơm. Tùy thuộc vào không gian sản xuất van nên nhiên liệu áp suất nước lắp trực tiếp trên bơm hay lắp xa bơm.



Hình 12.35. Cấu tạo của bơm cao áp.

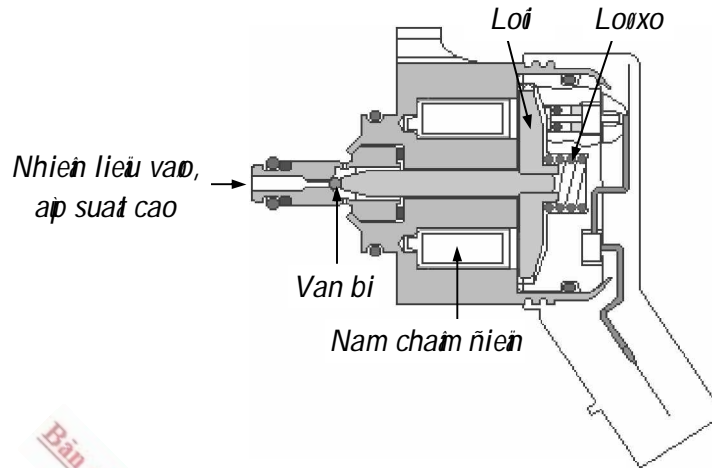
Bên trong bơm cao áp (hình 12.35), nhiên liệu nước đến bằng 3 piston bơm nước bố trí hình tam giác và đồng tâm của các piston khớp với nhau một góc bằng 120° . Do 3 piston bơm hoạt động luân phiên trong 1 vòng quay nên chế tạo tăng lực của bơm.

6) Van nhiều hướng áp suất

Van nhiều hướng áp suất giúp cho nhiên liệu trong ống phân phối có áp suất ổn định, thích hợp với tổng chế độ làm việc của động cơ.

Nếu áp suất trong ống quai cao thì van nhiên khiến áp suất sẽ mở ra do tác dụng của nam châm nhiên nhiên và một phần nhiên liệu sẽ trở về bình chứa thông qua ống dầu về

Nếu áp suất trong ống quai thấp thì van nhiên khiến áp suất sẽ ngừng lại và ngăn khu vực áp suất cao với khu vực áp suất thấp.

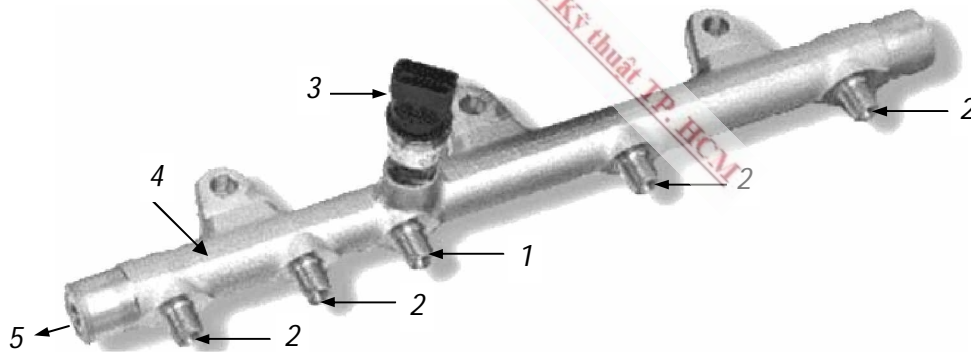


Hình 12.36. Cấu tạo van nhiên áp.

7) Ống trở nhiên liệu áp suất cao (ống phân phối)

Ống cao áp dùng để chứa nhiên liệu áp suất cao và chịu số dao động của áp suất do bơm cao áp tạo ra. Số dao động này sẽ được giảm chấn bởi ống.

Nếu thích hợp với các nhiên liệu khác nhau trên nông cơ, ống phải được thiết kế với nhiều kiểu để phù hợp với bộ phận chế độ chảy và các vị trí nối thông để ngăn các cảm biến, van nhiên khiến áp suất, van hạn chế áp suất.

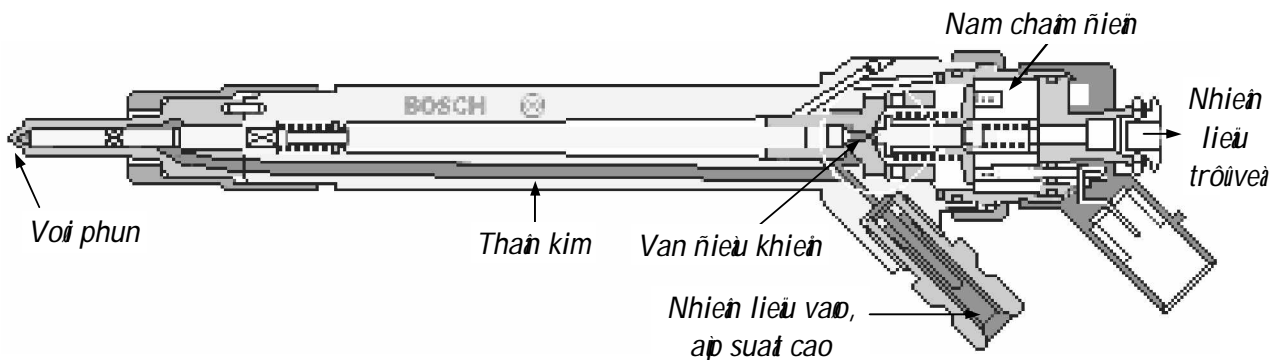


Hình 12.37. Cấu tạo ống trở nhiên liệu áp suất cao.

- 1 – nhiên liệu vào từ bơm cao áp; 2 – nhiên liệu đến các kim phun;
- 3 – cảm biến áp suất; 4 – ống trở; 5 – ống dầu hồi về bình chứa.

8) Kim phun (Injectors)

Kim phun trên hệ thống nhiên liệu Common – Rail nhờ nhiên liệu bằng lọc từ cửa nam châm nhiên. Nhiên liệu nhờ nhiên liệu có áp suất cao, các chi tiết của kim phun nhờ gia công với độ chính xác rất cao. Van áp suất, nam châm nhiên và vòi phun nhờ đặt trong thân kim. Nhiên liệu có áp suất cao nhờ nhờ vào kim từ bơm cao áp, qua các van tiết lưu sau vòi phun ra tại vòi phun vào buồng cháy nông cơ.



Hình 12.38. Cấu tạo của kim phun.

Theo hình 12.38, nhiên liệu từ buồng dầu nên kim phun, theo buồng ống dẫn sẽ đi nên buồng nhiên liệu rồi van nhiên liệu bằng nhiên. Buồng nhiên liệu nối với buồng dầu và nên loa loa nhiên liệu trở về trong mỗi lần phun và bình chữa.

9) Buồng ống dẫn nhiên liệu áp suất cao

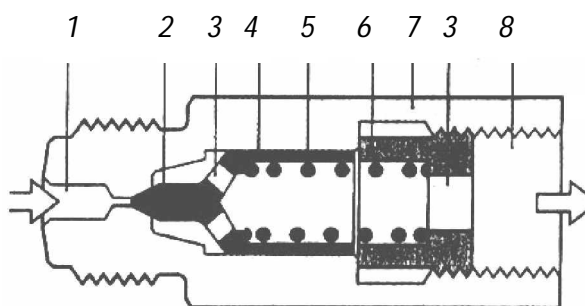
Những buồng ống nhiên liệu này mang nhiên liệu có áp suất cao. Do nội chúng phải thông xuyên chịu áp suất cực cao của hệ thống và trong suốt quá trình phun. Vì vậy, chúng nên chế tạo bằng thép ống, thông thường có đường kính ngoài khoảng 6 mm và đường kính trong khoảng 2,4 mm.

Các buồng ống nằm giữa ống phân phối và kim phun phải có chiều dài nhỏ nhau. Sở khác biệt chiều dài giữa ống phun phải và các kim phun nên bằng cách uốn cong ở các buồng ống nối. Tuy nhiên, buồng ống nối này nên có độ cứng ngang tốt nên tồn tại xảy ra ít nhất.

10) Van giới hạn áp suất

Van giới hạn áp suất có chức năng nhỏ một van an toàn. Trong trường hợp áp suất vượt quá cao thì van giới hạn áp suất sẽ giới hạn áp suất trong ống bằng cách mở cửa thoát. Van giới hạn áp suất cho phép áp suất tối thiểu tối đa trong ống khoảng 1.500 bar.

Van giới hạn áp suất là một thiết bị cơ khí bao gồm các thành nhỏ (hình 12.39).

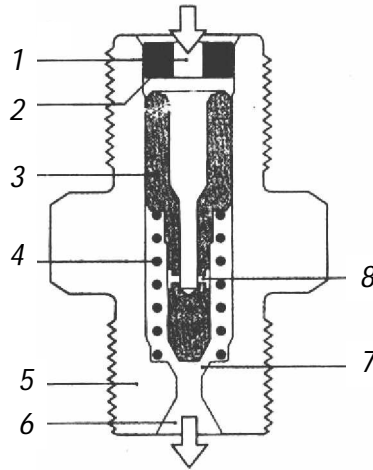


Hình 12.39. Van giới hạn áp suất.

- 1 – mạch cao áp; 2 – van; 3, 5 – lò dầu; 4 – lò xo;
- 6 – cần van; 7 – thân van; 8 – buồng dầu về

11) Van hạn chế dòng chảy

Nhiệm vụ của bộ hạn chế dòng chảy là ngăn cho kim không phun liên tục, ví dụ trong trường hợp kim không nóng lại nữa. Nếu thực hiện nhiều này, khi lỏng nhiên liệu rồi khối ống vớt quai mới nóng thì van giới hạn dòng chảy sẽ nóng nóng dầu nó với kim lại.



Hình 12.40. Van giới hạn dòng chảy.

- 1 – mạch dầu nén ống; 2 – vòng đệm; 3 – piston; 4 – ổ trục; 5 – thân van;
6 – mạch dầu nén kim; 7 – mặt cò; 8 – van tiết lưu.

Van giới hạn dòng chảy bao gồm một buồng bằng kim loại với ren phía trong để bắt với ống (có áp suất cao) và ren ngoài để bắt với ống dầu nén kim phun. Van có một ống dẫn dầu tại mỗi đầu để nối với ống và với ống dầu nén kim phun.

Chương 13

TỔNG NHIỆM CHỈNH SỐ VÀ VÒNG QUAY NÔNG CÔ

I. CÔ SỞ LÝ THUYẾT

Trạng thái làm việc của nông cơ nông nhớt nông bôi các chế tiêu và các thông số công suất công ích N_e , mômen công ích M_e , vận tốc góc của trục khuỷu ω , suất tiêu hao nhiên liệu công ích g_e, \dots nông gọi là các chế độ làm việc.

Chế độ làm việc trên nông cơ nông nhớt gọi là chế độ đồng khi các chế tiêu và các thông số trên không thay đổi theo thời gian. Tuy nhiên, do tính chu kỳ của các quá trình hoạt động nên có những thông số phải dao động xung quanh một giá trị trung bình nào đó. Lúc ấy giá trị trung bình nông dung để chế độ đồng của thông số dao động. Chế độ đồng của nông cơ gọi là chế độ cân bằng vì nó thoả mãn nông nhiều kiến cân bằng sau:

$$M_{e0} - M_{c0} = 0$$

Trong nông M_{e0} – mômen của nông cơ quy về trục khuỷu nông cơ ở chế độ đồng.

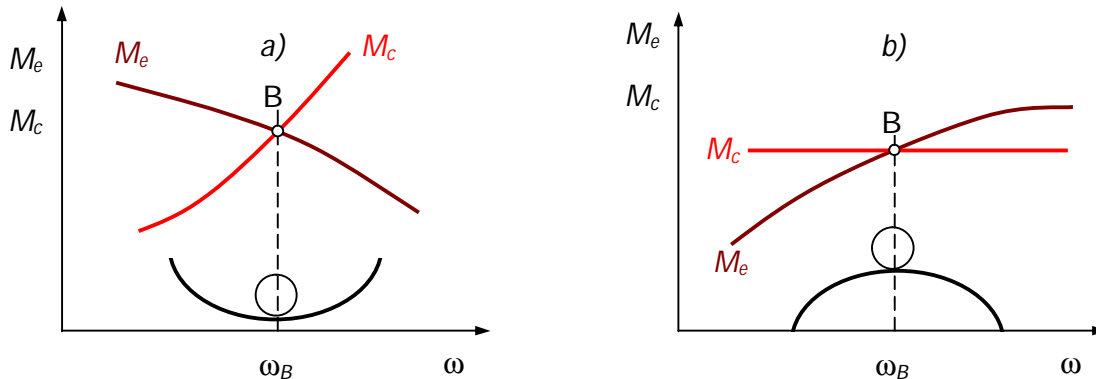
M_{c0} – mômen cản của máy công tác quy về trục khuỷu nông cơ ở chế độ đồng.

Trên hình 13.1 thể hiện cho trạng thái làm việc của nông cơ ở chế độ làm việc ổn định và không ổn định. Trên hình vẽ các điểm B là các chế độ đồng vì: $M_{eB} = M_{cB}$. Tuy nhiên, vì lý do nào đó (bò nhiều) làm cho ω_B có thể tăng hoặc giảm.

Nếu sau khi nhiều, ω có thể tăng liên tiếp hoặc giảm liên tiếp dẫn đến lúc nông cơ phải dừng lại thì tại B là chế độ đồng không ổn định. Ngược lại, nếu sau khi nhiều tốc độ nông cơ lại trở lại ω_B thì B là chế độ đồng ổn định.

Điểm B trên hình 13.1a là chế độ đồng không ổn định vì khi có nhiều ω_B tăng thì mômen cản M'_c lớn hơn mômen của nông cơ M'_e làm giảm tốc độ nông cơ và trở lại điểm B (ω_B). Ngược lại, nếu ω_B giảm thì mômen của nông cơ M'_e lớn hơn mômen của máy công tác M'_c làm tăng ω trở lại điểm B (ω_B). Giống như viên bi đặt trên nửa lồi.

Điểm B trên hình 13.1b là chế độ làm việc không ổn định vì chế độ cân bằng nhiều nhưng cho tốc độ nông cơ của trục khuỷu nông cơ thay đổi ($\omega_B \neq \omega_B$), vận tốc của nông cơ sẽ tăng mãi hoặc giảm mãi đến khi nông cơ ngừng hoạt động (giống như viên bi lăn trên nửa mặt cầu lõm).



Hình 13.1. Tính ổn định của chế độ làm việc trên nông cơ.

a) Chế độ làm việc ổn định; b) Chế độ làm việc không ổn định.

1 – mômen của nông cơ (M_e); 2 – mômen cản của máy công tác (M_c).

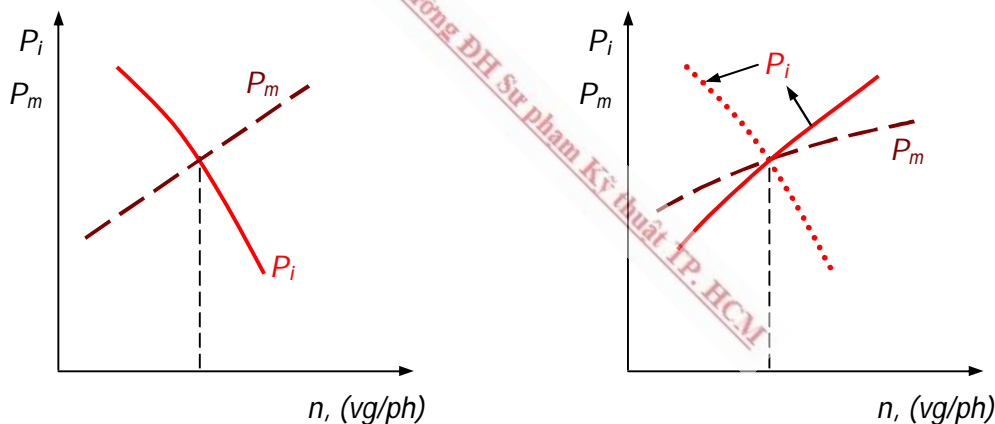
1.1. Công Dụng

Khi nông cơ làm việc ở chế độ không tải, áp suất chế độ trung bình P_i bằng áp suất tổn hao cơ khí, nên giảm tiêu hao nhiên liệu và không tốt cho nông cơ cần cho nông cơ làm việc ở chế độ tốc độ ổn định nhỏ nhất. Vì vậy cơ cấu cung cấp nhiên liệu (thanh răng bơm cao áp hoặc bơm ga) phải có vị trí cung cấp nhiên liệu ít nhất.

Nếu với nông cơ xăng, khi làm việc ở chế độ không tải (nông cơ bơm ga) thì hệ số nạp η_v và hiệu suất cơ giới η_m sẽ giảm rất nhanh, nhờ vào đó P_i cũng giảm nhanh theo mức tăng của n (hình 13.2a). Do đó nông cơ xăng chạy rất ổn định ở chế độ cân bằng. Bất kỳ tải dùng nhiều năng lượng làm cho nông cơ chạy ổn định lại chế độ cân bằng cuối.

Trên nông cơ Diesel, khi làm việc ở chế độ không tải, áp suất chế độ trung bình P_i tăng nhanh hơn so với áp suất tổn hao cơ khí P_m khi tăng tốc độ (hình 13.2b). Vì vậy nên biến thiên của P_i lúc này phụ thuộc vào đặc tính tốc độ của bơm cao áp tại vị trí thanh răng nhỏ nhất. Hầu hết các loại bơm cao áp đều tăng lượng nhiên liệu trong chu trình g_{ct} khi tăng tốc độ nông cơ. Chính vì vậy với chế độ đồng, chế độ cân bằng nhỏ về P_m sẽ làm cho tốc độ nông cơ mất ổn định. Nếu khắc phục hiện tượng trên, cần lắp bộ điều chỉnh nông cơ Diesel có thể làm việc ổn định ở chế độ không tải.

Sau khi lắp bộ điều chỉnh, đặc tính không tải về P_i của nông cơ từ nông liên chuyển sang nông nội nhỏ (hình 13.2b). Lúc này nếu tốc độ nông cơ tăng bộ điều chỉnh sẽ cắt bớt nhiên liệu, nếu tốc độ nông cơ giảm thì bộ điều chỉnh sẽ cấp thêm nhiên liệu nhờ đó P_i sẽ giảm nhanh khi tăng tốc độ nông cơ n , giúp nông cơ làm việc ổn định.



Hình 13.2. Chế độ làm việc không tải của nông cơ xăng (a) và nông cơ Diesel (b).

Trên nông cơ Diesel có nhiều loại bộ điều chỉnh khác nhau, những bộ điều chỉnh loại nào cũng phải thực hiện tốt các nhiệm vụ sau:

- Nếu hoạt động nông cơ dư có tải trọng hay không có tải (giới vòng một tốc độ hay trong một phạm vi cho phép tùy theo loại), khi có ảnh hưởng vị trí cơ cấu cung cấp nhiên liệu nếu phải giới hạn tốc độ làm việc ổn định cho nông cơ.
- Nạp lượng nước mỗi vòng theo yêu cầu của nông cơ. Ví dụ: lúc chạy cần chống nông cơ quay 500 vòng/phút, khi lên ga tới 2.000 vòng/phút dầu có tải hay không tải.
- Phải giới hạn nước mỗi tải để tránh gây hỏng máy.
- Phải tối ưu lượng dầu để tránh gây hỏng máy khi: số vòng quay vượt quá mức ổn định.

1.2. Phân Loại

Hiện nay có rất nhiều loại nồi hơi. Trên nông cơ sử dụng loại nồi hơi nào tùy thuộc vào loại nông cơ, vào các đặc điểm của máy công tác và yêu cầu của toàn bộ thiết bị. Khi phân loại các loại nồi hơi người ta căn cứ vào những đặc điểm sau:

1.2.1. Theo tính chất truyền tải dùng, boiler hơi có 2 loại

- 1) Boiler hơi tải dùng trực tiếp.
- 2) Boiler hơi tải dùng gián tiếp.

1.2.2. Theo vùng bao che nồi hơi nội có 3 loại boiler hơi

- 1) Loại một che nôi
- 2) Loại hai che nôi
- 3) Loại 3 che nôi

1.2.3. Theo nguyên tắc tải dùng của phân tử cảm biến, chia thành 4 loại

- 1) Loại cơ khí với phân tử cảm biến kiểu ly tâm.
- 2) Loại áp thấp.
- 3) Loại thủy lực.
- 4) Loại cơ – thủy lực.

II. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA BOILER HƠI

Boiler hơi làm việc dựa trên cơ sở tải dùng của các phân tử cảm biến. Các phân tử cảm biến có thể là cơ khí, thủy lực hoặc chân không.

II.1. Boiler hơi cơ khí

Hầu hết các loại nồi hơi cơ khí nội có 4 bộ phận chính, cùng phối hợp với nhau làm việc.

1) Bộ phận nâng lọc

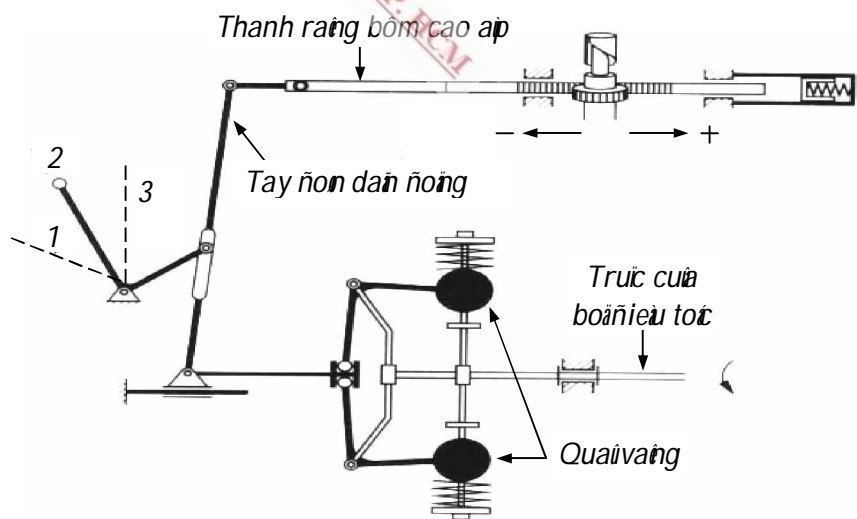
Trước cửa boiler hơi thông nước lắp với trục của bơm cao áp. Cơ cấu truyền momen trực tiếp qua các quai văng. Hai quai văng dang ra do tải dùng của lọc ly tâm.

2) Cơ cấu liên lạc

Là một hệ thống tay đòn nâng nóng, thanh kéo, trục tay đòn, ... liên lạc với bộ phận nâng lọc vào thanh răng nồi hơi khiến lòu lòong nhiên liệu.

3) Thanh răng nồi hơi

Thanh răng nồi hơi khiến nên lòu lòong nhiên liệu vào nhiều hay ít nên kim phun vào nhiều khiến



Hình 13.3. Sơ đồ nguyên lý làm việc của boiler hơi cơ khí.
1 – vị trí tắt máy; 2 – che nôi cảm chông; 3 – che nôi nâng tải.

phun vào xy lanh tùy theo vị trí.

4) Các lo xo tốc độ

Các lo xo tốc độ đặt ở vị trí chống lại lực ly tâm của hai quả tải và làm thành răng về chiều tăng nhiệt liệu khi nóng cơ chữa làm việc. Nóng thì có các vít nhiều chanh, khâu trượt. Tất cả các cơ phần trên đều được bố trí trong bộ điều tốc.

Nguyên lý làm việc

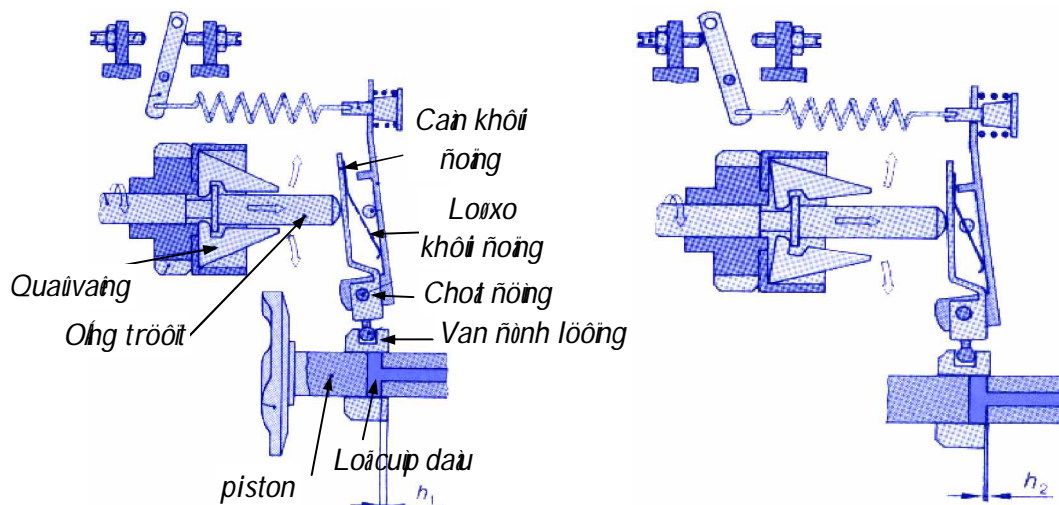
Phát hành nóng cơ ta kéo ga theo chiều tăng lỗ ống nhiệt liệu cung cấp. Qua trung gian lo xo tốc độ tay nắm, cần liên hệ kéo thành răng dịch chuyển làm xoay vành răng theo chiều tăng nhiệt liệu, nóng cơ phát hành để tăng. Khi nóng cơ đã vận hành, cơ bơm quay và lực ly tâm của hai quả tải bung ra làm khâu trượt về tay nắm, nhiều khiến thành răng về chiều giảm nhiệt liệu cung cấp, tốc độ giảm xuống. Khi lực ly tâm cân bằng với lo xo, ống trượt sẽ không di chuyển nữa.

Khi nóng cơ đang làm việc ở chế độ ổn định. Ví dụ tại tăng khi xe đang lên dốc, vì tải tăng nên tốc độ nóng cơ giảm, nên lực ly tâm của hai quả tải giảm theo, hai quả tải xếp lại, lo xo nhiều tốc độ thắng lực ly tâm nên làm khâu trượt đi ra, qua trung gian tay nắm và cần nhiều khiến kéo thành răng về chiều tăng dầu, hai quả tải lại bung ra cân bằng với lực lo xo nhiều tốc.

Nếu ta giảm tải nhờ xe xuống dốc, tốc độ nóng cơ có thể giảm xuống, lực ly tâm hai quả tải giảm theo, hai quả tải giảm ra thẳng song song lo xo nhiều tốc, qua cần liên hệ kéo thành răng về chiều giảm dầu nên tốc độ giảm lại về vị trí ban đầu, nên khi ổn định hai quả tải ở vị trí thẳng nóng, cân bằng với sức căng lo xo nhiều tốc. Ví dụ vì lý do nào đó tốc độ nóng cơ vượt quá giới hạn, lúc này lực ly tâm quả tải lớn, hai quả tải bung ra hết hành trình nên làm khâu trượt ra xa nhất, qua tay nắm và cần liên hệ làm thành răng về chiều cúp dầu, nóng cơ ngừng làm việc.

Giới thiệu bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ

Bộ điều tốc nhiều chế độ nhiều khiến tất cả các chế độ nóng cơ có thể điều chỉnh và cho tới giới hạn tốc độ nào đó. Ngoài ra cũng có loại bộ điều tốc nhiều khiến tốc độ nóng cơ ở tốc độ nào đó cảm ứng và có thể nào, nhiều này cần thiết với những trường hợp khác biệt khi những hệ thống phụ trợ nhỏ: kéo tải, bơm nước chữa cháy, cần trục,... nước truyền nóng bởi xe hoặc những nóng cơ tĩnh lại. Những bộ điều tốc này cũng được sử dụng ở những xe khách và những xe nóng nghiệp nhỏ máy kéo hoặc máy gặt.



Hình 13.4. Bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ

Khi nông cơ hoạt động, các quai van xoay trượt đều ở vị trí ban đầu của chúng. Các khối nông cơ di chuyển tới vị trí khối nông cơ bôi trơn xoay quanh chốt, nông cơ van hình lồng piston phân phối nước giống vị trí khối nông cơ, lúc này lồng nhiên liệu cung cấp tới vị trí (hành trình cuối của piston lớn nhất). Ngay sau khi khối nông cơ các quai van bung ra làm ống trượt di chuyển sang phải, các khối nông cơ ép vào khối nông cơ lại thì các van lại. Các khối nông cơ mỗi lần nữa xoay quanh chốt làm giảm lồng nhiên liệu phân phối một cách tối ưu tới một mức nào đó.

Khi nông cơ hoạt động bơm nạp ga nước nhả ra, các van khiến tốc độ nông cơ trở về vị trí cảm biến và trở về con số nhiều nhất của tốc độ cảm biến. Tốc độ cảm biến nước chọn sao cho nông cơ chạy không tải không bị tắt máy. Nhờ vào cảm biến mà tốc độ cảm biến nước giống như hình, khi tốc độ cảm biến tăng lên, bơm cảm biến bị ép lại và hình lồng di chuyển sang trái làm giảm dần và ngừng lại. Khi tốc độ cảm biến giảm, van hình lồng di chuyển sang phải làm tăng nhiên liệu cung cấp. Khi tốc độ nông cơ lớn hơn tốc độ cảm biến bơm cảm biến bị nén lại một khoảng và lúc này bơm cảm biến sẽ hết tác dụng.

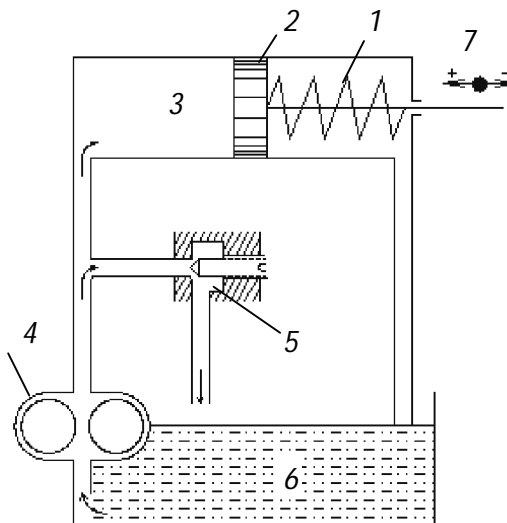
Trong trường hợp tải tăng nên một van hình lồng ở vị trí này tại những tốc độ nông cơ vẫn tiếp tục giảm (tốc độ tiếp tục tăng) ví dụ như xe nâng lên dốc, lọc ly tâm của các quai van sẽ giảm. Nhưng vì van hình lồng nằm ở vị trí tối đa nên việc cung cấp nhiên liệu không thể tăng nước nữa. Trong trường hợp này nông cơ bị quai tại vòng ở vị trí xe phải giảm ga hoặc phải trả số.

Khi xuống dốc nông cơ bị kéo bởi thân xe và tốc độ nông cơ có xu hướng gia tăng, các quai van bung ra làm ống trượt ép các khối nông cơ và các van lại làm cho van hình lồng trở về vị trí giảm dần. Nếu hiện tượng này vẫn tiếp tục lồng nhiên liệu cung cấp ngay càng giảm dần nên thích hợp với nhiều kiến thức mới. Thậm chí lồng nhiên liệu có thể giảm xuống nên không.

11.2. Bộ điều chỉnh thủy lực

Dầu nhớt từ bơm 4, do trục khuỷu dẫn động bơm tạo áp suất trong xylanh 3, và qua van tiết lưu 5 trở về bể chứa 6. Khi tăng tốc độ của nông cơ, áp suất dầu trong xylanh 3 sẽ tăng ép bơm 1 về phía giảm nhiên liệu.

Ngược lại khi tốc độ nông cơ giảm, áp suất dầu trong xylanh 3 giảm, không đủ sức để thắng lực căng bơm và làm cho piston 2 dịch chuyển về phía trái, theo chiều hướng làm tăng lồng nhiên liệu cung cấp.



III.3. Bộ lọc nhiên liệu diesel

Bộ lọc nhiên liệu diesel áp dụng thông dụng trên động cơ Diesel vận tải, nó hoạt động theo quy luật biến thiên của áp suất trong động cơ hút theo số vòng quay của động cơ, là loại lọc nhiên liệu đa tầng. Ưu điểm của bộ lọc nhiên liệu này là cấu tạo đơn giản, kích thước nhỏ gọn, dễ dàng thay thế nhiên liệu khi cần. Động cơ tổng thể nhỏ gọn. Không có các chi tiết mài mòn. Người ta lắp bộ lọc nhiên liệu diesel trên các động cơ vận tải cao tốc hoạt động trong phạm vi tổng thể rộng.

Vì trong suốt phạm vi tốc độ của bộ lọc nhiên liệu diesel có thể bảo đảm làm sạch, nên động cơ nhỏ nhỏ, trong khi đó với bộ lọc nhiên liệu diesel có khí nhiều chất thì rất khó thực hiện thêm vào đó là năng suất kinh tế.

Vì những lý do trên, người ta thay thế bộ lọc nhiên liệu diesel (Lọc ly tâm của quả cầu) bằng bộ lọc nhiên liệu diesel (sức hút do áp suất)

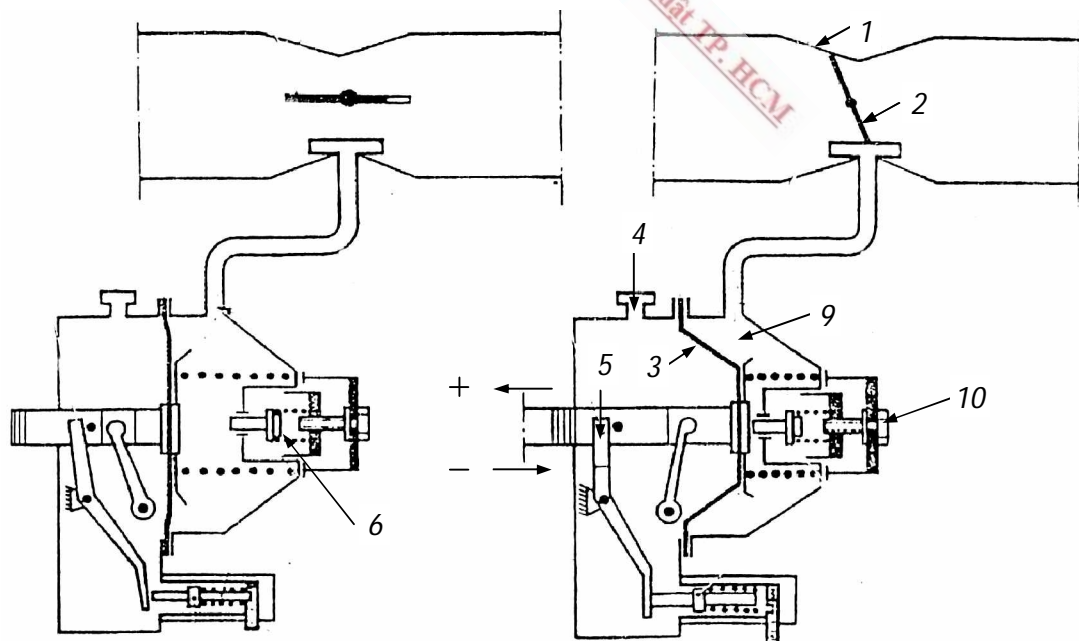
1) Cấu tạo

Bộ lọc nhiên liệu diesel áp dụng thông dụng trên xe Toyota và một số xe ISUZU gồm hai phần riêng biệt

- Ống khuếch tán có cánh bôim
- Hệ thống màng

Ống khuếch tán nằm giữa bình lọc gió và ống góp hút tải tiết diện nhỏ nhất của ống lắp một cánh bôim ga để lọc nhiên liệu khiến băng băng nạp ga.

Phòng bộ lọc nhiên liệu diesel phân làm hai ngăn bằng một màng da. Phòng chặn không thông với ống khuếch tán nhờ một động cơ. Màng bộ lọc nhiên liệu nối với thanh răng bơm cao áp và mặt nối điện trở vào mặt lọc nhiên liệu. Phía bên ngăn áp suất còn có một lỗ nhỏ cho dầu chảy ra để làm sạch bộ lọc nhiên liệu. Khi động cơ chạy cảm ứng. Một vít dung nhiên liệu chảy lọc nên của lỗ nhỏ. Một nút kín nối liền với một thanh ôi phòng không khí liên lạc với thanh răng nên tắt máy.



Hình 13.6. Cấu tạo của bộ lọc nhiên liệu diesel (nhiên liệu diesel).

2) Nguyễn Lyilam vết

Nguyễn Lyilam vết có bản của boảniều toát đờa trên toát ñoàkhổng khí trong ống khuech tain thay ñoá, lam ập thap phát sinh ngay tại hồng (tại ngai ập thap) thay ñoá, dai ñeñ sõi di chuyen của mang da vaøthanh rang lam tang giam nhien lieu.

Khi canh bööm gioiđivò trí nhất ñinh, nếu thay ñoá soávong quay của ñoing cô thì toát ñoàkhổng khí ñi qua hồng seithay ñoá theo vaølam thay ñoá ập suat ôihöng. Cang tang soávong quay ñoing cô thì ập thap trong ngai ập thap cang tang. Khi ập thap tang, ập suat bên ngai khí trôi lớn hơn, ñeñ gây ra ập löc ñây mang, ep loxo ñieàu toát, keo thanh rang sang phải vaøphía giam nhien lieu. Nếu giam toát ñoàñoing cô xuong thì ập thap seìgiam theo, loxo ñieàu toát seìñây mang vaøthanh rang sang trái vaø phía tang nhien lieu.

Với toát ñoàñoing cô không thay ñoá, nếu thay ñoá vì trí canh bööm gioiseidañ ñeñ thay ñoá toát ñoàkhổng khí tại hồng vaølam ập thap thay ñoá. Canh bööm gioiñoing cang nhỏithì ập thap cang lớn keo mang boảniều toát vaøthanh rang veøtrái giam nhien lieu. Mọi vì trí canh bööm gioido ban ñap ga ñieàu khieñ seìtöng öng với mọi toát ñoàñoing cô, cang möiroing canh bööm gioithì toát ñoàñoing cô cang lớn.

Cheññoàkhôi ñoing

Lúc ñoing cô ngöng, caihai ngai ñeàu thöng với khí trôi, loxo ñieàu toát seìñây mang vaøthanh rang sang phía tang nhien lieu, lam giam nhien lieu lúc khôi ñoing, giúp ñoing cô khôi ñoing deðang. Ngay khi ñoing lam vết ập suat phát sinh tại ngai ập thap keo mang vaøthanh rang veøphía giam nhien lieu töng öng với vì trí canh bööm gioi

Cheññoàcam chöng

Ồlcheññoañay canh bööm gioiñoing gain kín hồng khuech tain, chà chà mò ñöông óng lua gioi nhỏikhong cho khöng khí ñi qua vaøtao ập thap lớn tại phía sau bööm ga. Löc huít chän khöng trong buöng chän khöng seitàng leñ huít mang da vaøphía trái, ep loxo, keo thanh rang veøphía ít nhien lieu töng öng với toát ñoàcam chöng của ñoing cô, vaø lúc nay mang da boảniều toát vöa vañ tiep xuc với choát tyñeàgiam böt sõi rung ñoing của mang, tang ñoàñ ñinh của boảniều toát.

Cheññoàtoát ñoàcöc ñai

Canh bööm gioimöülớn, ập thap sinh ra tại ống dai meim trong ống khuech tain seìyeu, löc huít chän khöng trong buöng chän khöng yeu, loxo ñieàu toát ñây mang vaøthanh rang sang phải, vaøphía tang nhien lieu ñeñ vì trí ñait toát ñoàtoái ña añ ñinh của boảniều toát.

Cheññoàquaitai

Với vì trí can ga toái ña, ñoing cô lam vết öicheññoañay tại, tiep tục tang tại thì toát ñoàñoing cô giam. Do ñoi ập thap sinh ra seìyeu hơn (so với lúc ñây tại), loxo ñieàu toát ñây mang vaøphía tang nhien lieu ñeññap öng cho möic tang quaitai.

Toát ñoivööt quaijöi hạn

Khi toát ñoàñoing cô vööt quaimöic gioi hạn yeu cau, ñoachän khöng sinh ra ñuìlön ñeakeo thanh rang veøñeñ vì trí cup dau.

Ngöng ñoing cô

Khi tat may, ñang ñây mang thanh rang veøchieu tat may, ep loxo toát ñoàlai ngöng cung cap nhien lieu.

III. Các chất liệu nành giá cả chất lượng làm việc của bộ phận tốt

III.1. Khoảng năng hiệu của bộ phận tốt δ

Mỗi lần tính toán của phần tử cảm biến, tốc độ ω_v thay đổi từ $\omega_{v \min}$ (Z_{\min}) – chế độ hoạt động tại Z_{\min} (Z_{\max}) – chế độ không tải. Khoảng năng hiệu chung (có gọi là sai số tính) δ của mỗi lần tính toán theo biểu thức:

$$\delta = \frac{\omega_{v \max} - \omega_{v \min}}{\omega_{v \text{tb}}} = 2 \frac{\omega_{v \max} - \omega_{v \min}}{\omega_{v \max} + \omega_{v \min}} \quad (13.1)$$

Trong đó $\omega_{v \text{tb}} = \frac{\omega_{v \max} + \omega_{v \min}}{2}$

Trên mỗi điểm của lần tính toán (theo ω_{v0} , Z_0 nào đó), khoảng năng hiệu tối thiểu δ_z (có gọi là sai số không thông dụng) được tính theo:

$$\delta_z = \frac{\frac{d\omega_v}{\omega_{v0}}}{\frac{dZ}{Z_0}} = \frac{Z_0}{\omega_{v0}} \cdot \frac{d\omega_v}{dZ} \quad (13.2)$$

Từ biểu thức trên kiến lập phương trình: $E - A\omega_v^2 = 0$. Tìm được: $\omega_{v0} = \sqrt{\frac{E_0}{A_0}}$ thay vào (13.2) ta được:

$$\delta_z = (Z_0 \cdot d\sqrt{E/A}) / (\sqrt{E_0/A_0} \cdot dz)$$

Cuối cùng tìm được:

$$\delta_z = \frac{F_x \cdot Z_0}{2E_0} \quad (13.3)$$

Nếu $\omega_{v \max} = \omega_{v \min}$ thì $\delta = 0$ và $F_c = 0$

Khoảng năng hiệu δ của bộ phận tốt có khi trực tiếp nhiều chế độ phụ thuộc tốc độ năng cơ. Muốn thấy rõ điều này hãy xét một hệ thống năng E' và $C\omega_v^2$ con hoành năng (hình 13.7).

Vì r_{\min} là giới hạn trong và r_{\max} là giới hạn ngoài của quỹ đạo nên $R_h = r_{\max} - r_{\min}$ là chuyển dịch toàn phần của quỹ đạo. Tầng đàn hồi dạng bán cầu của lò xo nhiều tốt sẽ tới một giới hạn làm cho E' trung với $C\omega_v^2$ (lưu ý $\omega_v = \omega_{v0}$), do đó mỗi vị trí của Z đều có cùng một ω_{v0} – nó là chế độ vận hành của phần tử cảm biến.

Hai tam giác vuông gạch chéo trên hình 13.7 bằng nhau nên:

$$\Delta E'_{12} = \Delta E'_{34} \quad (13.4)$$

Trong đó $\Delta E'_{12} = E'_2 - E'_1$ và $\Delta E'_{34} = E'_4 - E'_3$

Nếu r_{tb} là vị trí trung bình (bán kính quay trung bình) của quỹ đạo ta sẽ được:

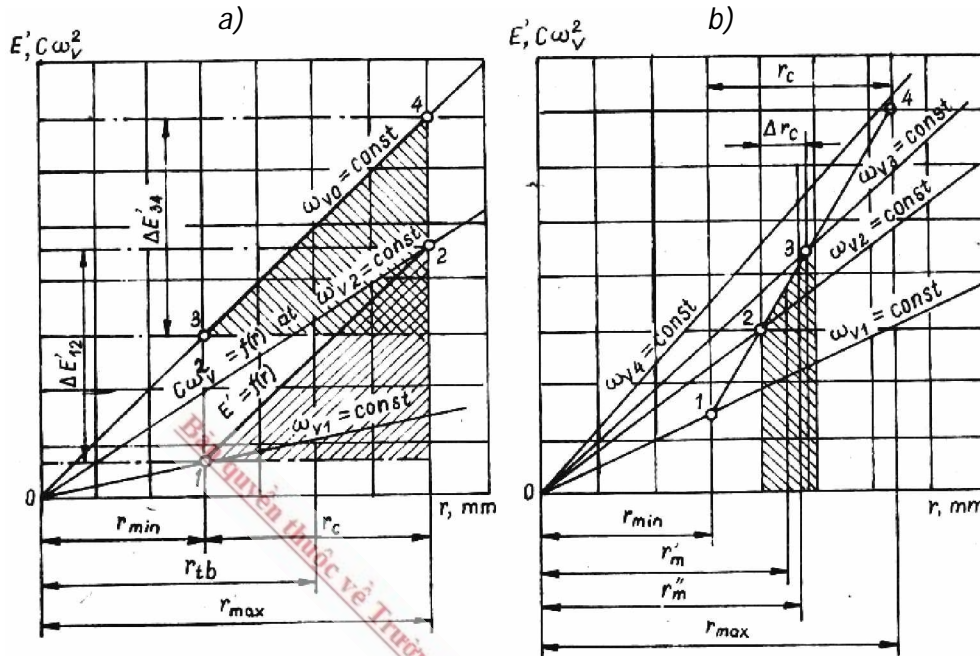
$$E'_1 = m_v \omega_v^2 \left(r_{\text{tb}} - \frac{R_h}{2} \right);$$

$$E'_2 = m_v \omega_v^2 \left(r_{\text{tb}} + \frac{R_h}{2} \right);$$

$$E'_3 = m_v \omega_{v3}^2 \left(r_{tb} + \frac{R_h}{2} \right);$$

$$E'_4 = m_v \omega_{v4}^2 \left(r_{tb} + \frac{R_h}{2} \right);$$

Trong ñoài $\omega_{v3} = \omega_{v4} = \omega_{v0}$



Hình 13.7. Ñặc tính lực duy trì va ñối phức hợp của ñoài ñối cô khí nhiều ñe ñoài quy ñịnh va ñối trong tâm quai va ñối.

a) Thay ñoài biến ñang ban ñầu của lo ño; b) không thay ñoài biến ñang ban ñầu của lo ño ñe ñoài. Ñoàng ñam - ñặc tính $E' = f(r)$.

Thay các giá trị tìm ñoài va ñ (13.4) sau khi ñang ly ñe ñoài:

$$\omega_{v0}^2 R_h = r_{tb} (\omega_{v2}^2 - \omega_{v1}^2) + \frac{R_h (\omega_{v2}^2 + \omega_{v1}^2)}{2} \quad (13.5)$$

Mối quan hệ giữa ñoài ñoàng ñe ñoài ñe ñoài δ với ω_{v1} va ñ ω_{v2} ñe ñoài sau :

$$\omega_{v2} = \omega_{vtb} \left(1 + \frac{\delta}{2} \right)$$

$$\omega_{v1} = \omega_{vtb} \left(1 - \frac{\delta}{2} \right)$$

Thay các giá trị ω_{v1} va ñ ω_{v2} va ñ (13.5), ta ñe ñoài:

$$\delta^2 + \frac{8r_{tb}}{R_h} \delta + 4 \left(1 - \frac{\omega_{v0}^2}{\omega_{vtb}^2} \right) = 0$$

$$\text{va ñ} \quad \delta = \frac{4r_{tb}}{R_h} \left[\sqrt{1 - \left(\frac{R_h}{2r_{tb}} \right)^2 \left(1 - \frac{\omega_{v0}^2}{\omega_{vtb}^2} \right)} - 1 \right] \quad (13.6)$$

Hình 13.7 giới thiệu mối ñoàng ñe ñoài $\delta = f \left(\frac{\omega_{vtb}}{\omega_{v0}} \right)$ với giá trị $\left(\frac{R_h}{r_{tb}} \right)$ khác nhau, cho thấy với mỗi

giá trị $\left(\frac{R_h}{r_{tb}} \right)$, ñang giảm $\frac{\omega_{vtb}}{\omega_{v0}}$ thì δ ñang tăng.

Hình 13.7b giới thiệu các tính toán nhiều trục nhiều chế độ không thay đổi biến dạng ban đầu của lốp xe. Nó có $E' = f(r)$, bao quát mọi chế độ tốc độ của nông cơ. Mỗi khoảng ΔR_h trên nông 1 – 4 thể hiện một chế độ tốc độ nhất định thành bơm cao áp chuyên tời toan tại (niêm 2) nên không tại (niêm 3). Mọi chế độ tốc độ tổng cộng với một vị trí của cơ cấu nhiều khi.

Tốc độ vận hành ω_{vo} phụ thuộc cấu tạo của bo nhiều trục: khối lượng m_v và chiều rộng quy định b_{qd} của lốp xe nhiều trục nối về tâm qua trục.

Nếu tính 3 – 4 trên hình 12.7a (bo nhiều trục cơ khí nhiều chế độ thay đổi biến dạng ban đầu của lốp xe nhiều trục) cho phép tính E'_4 .

$$E'_4 = m_v \omega_{vo}^2 (r_{tb} + \frac{R_h}{2}) = b_{qd} (r_{qd} + \frac{R_h}{2})$$

Từ đó tìm được:

$$\omega_{vo} = \sqrt{\frac{b_{qd}}{m_v}} \tag{13.7}$$

Nếu với bo nhiều trục cơ khí nhiều chế độ không thay đổi biến dạng ban đầu của lốp xe, δ được tính theo biểu thức sau:

$$\delta = \frac{4r'_{tb}}{\Delta R_h} \left[\sqrt{1 + \left(\frac{\Delta R_h}{2r'_{tb}}\right)^2 \left(\frac{\omega_{vo}^2}{\omega_{vib}^2} - 1\right)} - 1 \right] \tag{13.8a}$$

Trong đó r'_{tb} – bán kính quay trung bình của trục, tổng cộng với mỗi ΔR_h .

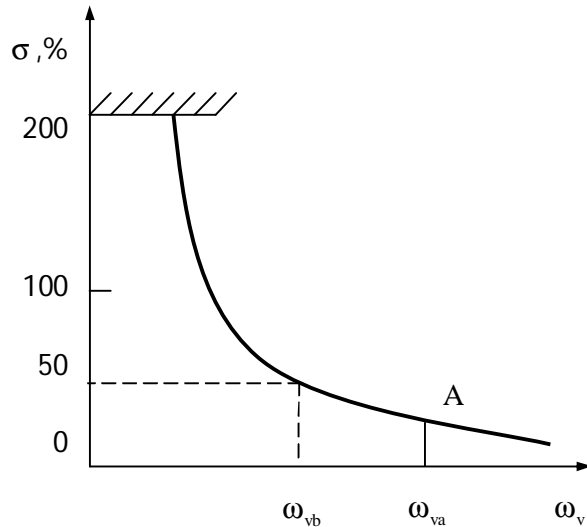
Từ đó thấy rõ δ càng tăng khi giảm $\left(\frac{\omega_{vib}}{\omega_{vo}}\right)$

Nếu không nông của bo nhiều trục chặn không được xác định theo (13.1) nếu thay ω_{vmax} bằng ω_{min} và ω_{vmin} bằng ω_{max} ; các giá trị ω_{max} và ω_{min} được xác định như sau:

$$\delta = 2 \frac{(\sqrt{\Delta p_2} - \sqrt{\Delta p_1})}{(\sqrt{\Delta p_2} + \sqrt{\Delta p_1})} \tag{13.8b}$$

Biểu thức (13.8b) không chứa ω . Với mọi vị trí của $(\mu f)_i$, giới hạn Z_{min} và Z_{max} của khớp trục nếu tổng cộng với cùng một giá trị Δp_2 và Δp_1 nên nếu không nông nếu δ của bo nhiều trục chặn không nhiều chế độ làm hỏng suất trên suốt giá trị tốc độ của nông cơ, nó làm nhiều quan trọng nó với nông cơ Diesel dung trên thiết bị vận tải.

Trên thực tế do hệ số nạp η_v của ảnh hưởng nhất định tới δ . Ngoài ra chế độ tốc độ và δ cũng gây ảnh hưởng nhất định η_v , vì vậy khi thay đổi chế độ tốc độ δ cũng có thay đổi những với một lượng không đáng kể



Hình 13.8. Biến thiên của nông không nếu δ của bo nhiều trục cơ khí theo tốc độ ω_v của trục.

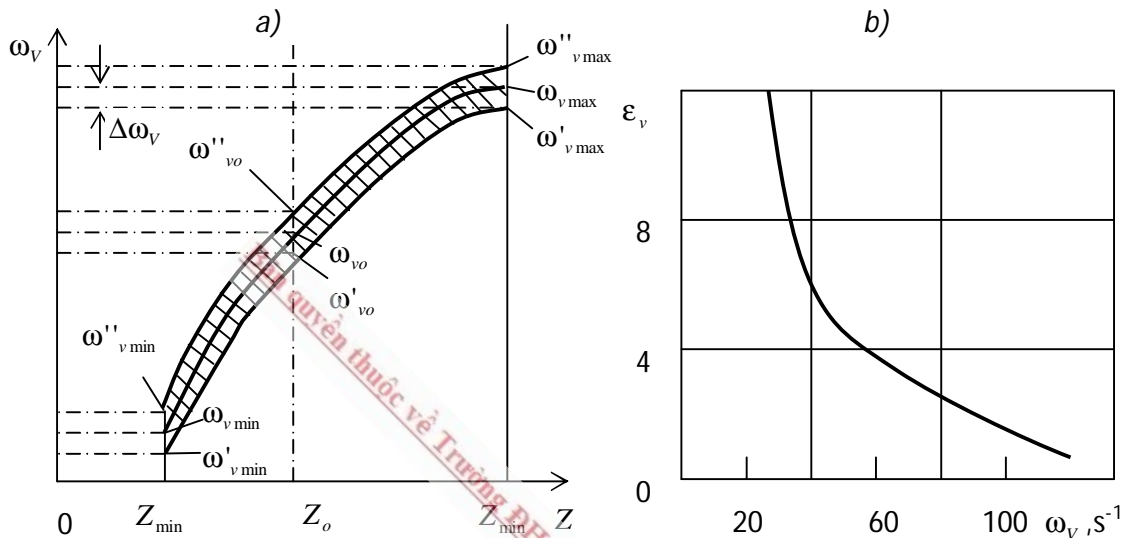
III.2. Không nháy

Ngoài lọc duy trì và lọc phục hồi còn có thêm lọc ma sát f luôn luôn cùng chiều với lọc yêu trong hai lọc kế trên. Do đó phương trình cân bằng tính của phần tử cảm biến trở thành:

$$E - A \omega_v^2 \pm f = 0$$

Tối ưu tìm được hai giới hạn tốc độ của quá trình.

$$\omega''_v = \sqrt{\frac{E+f}{A}} \quad \text{và} \quad \omega'_v = \sqrt{\frac{E-f}{A}} \quad (13.9)$$



Hình 13.9. Không nháy của bộ điều tốc cô khí.

- a) Khu vực không nháy (khu vực gạch chéo);
- b) Biến thiên của không nháy ϵ_v theo tốc độ ω_v của quá trình.

Tại mỗi vị trí Z , các giá trị ω'_v và ω''_v tạo nên khu vực không nháy của phần tử cảm biến (hình 13.9). Trong phạm vi ω'_v và ω''_v khớp trượt đồng tại Z (không chuyển dịch). Tính không nháy nội nội của phần tử cảm biến dựa trên không nháy ϵ_c của phần tử cảm biến:

$$\epsilon_c = \frac{\omega''_v - \omega'_v}{\omega_v} \quad (13.10)$$

Trong nội $m_v = \frac{\omega'_v + \omega''_v}{2} \quad (13.11)$

Thay (13.11) vào (13.10) sẽ được:

$$\epsilon_c = \frac{\omega''_v{}^2 - \omega'_v{}^2}{2 \omega_v^2}$$

Thay ω''_v và ω'_v trong (13.9) vào biểu thức trên sẽ được:

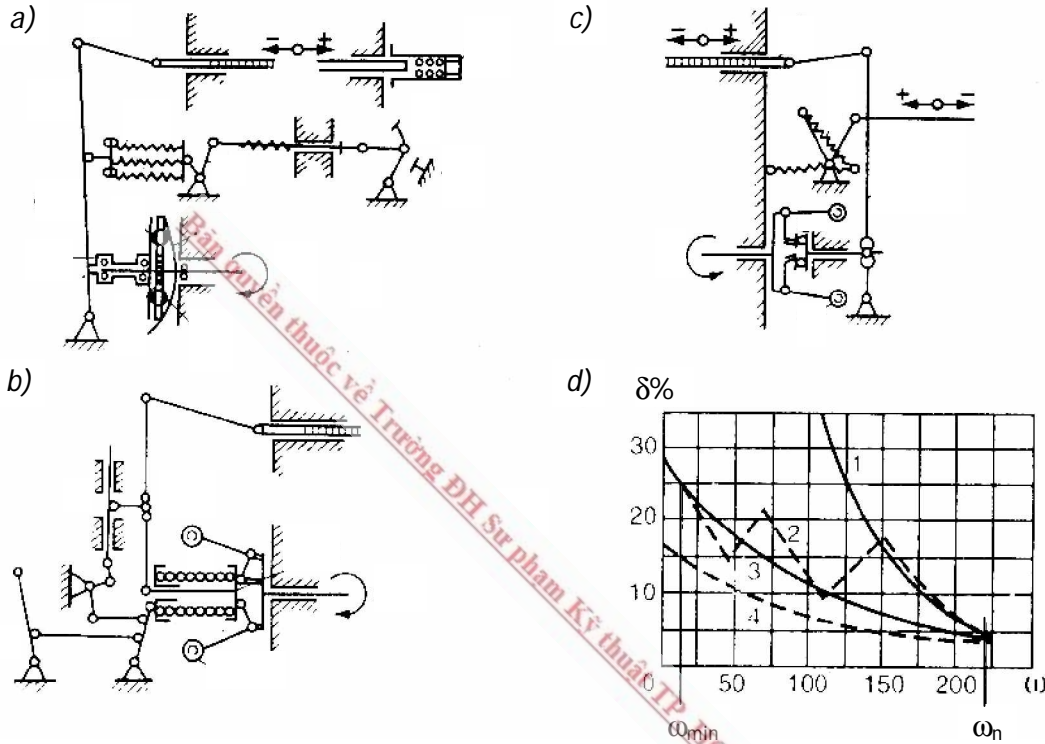
$$\epsilon_c = \frac{f}{A} \quad (13.12)$$

Nhờ vậy càng giảm ω_v thì ϵ_c càng tăng vì lúc ấy A và $A \omega_v^2$ đều giảm.

III.3. Các biện pháp cải thiện nhiễu động ngang nhỏ, nhiễu động nhảy

Nếu cải thiện các tính $\delta = f(\omega_v)$ nhằm bảo cho δ không nhỏ hơn ε_c và không lớn hơn $40 \div 50\%$ trong suốt phạm vi tốc độ sử dụng của động cơ cần tác dụng vào các giá trị $R_h (\Delta R_h)$, r_{tb} và ω_{v0} .

- Tăng r_{tb} sẽ làm cho δ tăng chậm khi giảm ω_v , muốn tăng δ phải tăng kích thước của phần tiếp xúc biến, vì vậy tăng r_{tb} bị giới hạn bởi kích thước cho phép.
- Giảm R_h sẽ thu hẹp giới hạn chuyển dịch của Z trong một nhất định nhiều tốc. Có thể giảm R_h nhờ thay nối tỷ số truyền tổ hợp trượt nên thanh răng bơm cao áp bằng cách thay nối và trí nằm ty 6 trên tay đòn (hình 13.10).



- Thay nối ω_{v0} bằng cách thay nối nối cứng, b_{qd} của lò xo qui dẫn về tâm quỹ đạo (13.7). Nên giảm nhất lượng độ cứng thay nối (lò xo hình con), những khối cầu. Thúc tế thông dụng nhiều lò xo (hai hoặc ba) gây tác dụng dẫn (hình 13.10a), nhờ nối ra nhiễu gây khúc 2 (nhiều khúc hình 13.10d) của $\delta = f(\omega_v)$. Cũng có thể thay nối nối nghiêng của lò xo nhiều tốc (hình 13.10c) vì lúc ấy sẽ làm b_{qd} thay nối.

TAI LIEU THAM KHẢO

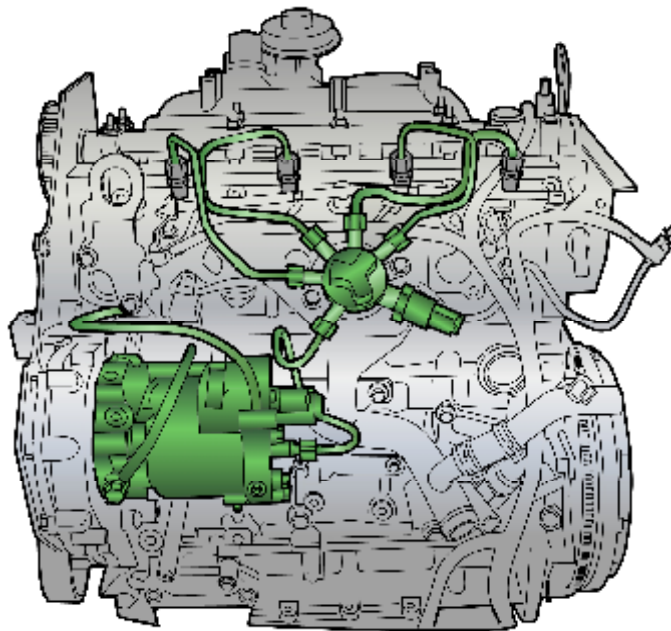
- [1] Nguyễn Tài Tiến, *Nguyên lý nông cơ đốt trong*, NXB Giáo dục – 1999.
- [2] Phạm Minh Tuấn, *Nông cơ đốt trong*, NXB Khoa học và Kỹ thuật – 1999.
- [3] Bùi Văn Ga, *Ô tô và ô nhiễm môi trường*, NXB Giáo Dục – 1999.
- [4] Lê Xuân Tô, *Kỹ thuật sửa chữa nông cơ dầu*, NXB Giáo Dục – 2004.
- [5] *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, The M.I.T press (Massachusetts Institute of Technology) – 1998.
- [6] *Advanced Engine Technology*, London Royal Institute of Technology – 1999.
- [7] L – *Jetronic* _ Bosch.
- [8] K – *Jetronic* _ Bosch.
- [9] *Motronic* _ Bosch.
- [10] *Diesel-In-Line Fuel – Injection Pumps* _ Bosch.
- [11] *Tài liệu kỹ thuật Toyota, Mercedes.*

Tài liệu thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP.HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC
— 0000 —
BỘ MÔN ĐỘNG CƠ

ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG 2

(ĐẠI HỌC, KHỐI K)



Người biên soạn: Th.S NGUYỄN VĂN TRẠNG

Tháng 06/2006

MỤC LỤC

Chương 1. ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU PISTON – KHUỖU TRỰC – THANH TRUYỀN

I. Động học của cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền giao tâm	6
I.1. Quy luật động học của piston (chuyển vị, vận tốc và gia tốc của piston).....	6
I.2. Khảo sát quy luật động học của piston bằng phương pháp đồ thị.....	9
I.3. Quy luật động học của thanh truyền	12
II. Động học của cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm.....	13
II.1. Mục đích của việc dùng cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm	13
II.2. Quy luật động học của cơ cấu piston	13
II.3. Quy luật động học của thanh truyền trong cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm	16

Chương 2. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA CƠ CẤU PISTON – KHUỖU TRỰC – THANH TRUYỀN

I. Khái niệm	18
II. Khối lượng của các chi tiết chuyển động	18
II.1. Khối lượng của nhóm piston	18
II.2. Khối lượng của nhóm thanh truyền.....	18
II.3. Khối lượng của khuỷu trục.....	21
II.4. Khối lượng các chi tiết chuyển động tịnh tiến.....	22
II.5. Khối lượng các chi tiết chuyển động quay.....	22
III. Hợp lực và mômen tác dụng lên cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền.....	23
III.1. Lực khí thể và lực quán tính	23
III.2. Hợp lực và mômen tác dụng lên cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền giao tâm .	26
III.3. Hợp lực và mômen tác dụng lên cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm .	28
III.4. Hợp lực và mômen tác dụng trên trục khuỷu của động cơ một hàng xylanh.....	29
IV. Đồ thị véctơ phụ tải tác dụng trên chốt khuỷu	32
V. Đồ thị véctơ phụ tải tác dụng lên đầu to thanh truyền.....	34
VI. Đồ thị véctơ phụ tải tác dụng trên cổ trục khuỷu và bạc lót ổ trục của động cơ nhiều hàng xylanh	35
VII. Đồ thị mài mòn chốt khuỷu.....	38

Chương 3. CÂN BẰNG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

I. Những nguyên nhân khiến cho động cơ mất cân bằng	42
II. Điều kiện cân bằng cơ cấu.....	42
III. Cân bằng động cơ một hàng xylanh.....	44
III.1. Cân bằng động cơ một xylanh	44
III.2. Cân bằng động cơ hai xylanh	47

III.3. Cân bằng động cơ ba xylanh	49
III.4. Cân bằng động cơ bốn xylanh	51
III.5. Cân bằng động cơ sáu xylanh.....	53
IV. Cân bằng động cơ chữ V.....	54
IV.1. Cân bằng động cơ 2 xylanh ($\gamma < 90^\circ$ và $\gamma = 90^\circ$)	54
IV.2. Cân bằng động cơ chữ V 6 xylanh ($\gamma = 90^\circ$)	59
IV.3. Cân bằng động cơ chữ V 8 xylanh ($\gamma = 90^\circ$)	61
IV. Cân bằng động cơ chữ V.....	64
V.1. Động cơ hai kỳ, 3 xylanh	64
V.2. Động cơ hai kỳ, 4 xylanh	64
V.3. Động cơ hai kỳ, 6 xylanh	67
VI. Độ không đồng đều của mômen động cơ và phương pháp xác định mômen bánh đà	67
VII. Dao động trục khuỷu và biện pháp khắc phục	72
VII.1. Dao động trục khuỷu.....	72
VI.2. Tác hại của dao động xoắn	75
VI.3. Biện pháp khắc phục (nguyên lý giảm dao động)	75

Chương 4. TÍNH TOÁN SỨC BỀN CỦA NHÓM PISTON – NHÓM THANH TRUYỀN – TRỤC KHUYỬU VÀ BÁNH ĐÀ

I. Tính toán sức bền của nhóm piston	81
I.1. Tính toán sức bền của piston.....	81
I.2. Tính toán sức bền của chốt piston.....	86
I.3. Tính toán sức bền của xéc măng.....	89
II. Tính toán sức bền của nhóm thanh truyền	95
II.1. Tính sức bền của đầu nhỏ thanh truyền.....	95
II.2. Tính sức bền của thân thanh truyền.....	102
II.3. Tính sức bền của đầu to thanh truyền.....	105
II.4. Tính sức bền của bulông thanh truyền.....	107
III. Tính toán sức bền của trục khuỷu.....	109
III.1. Phương pháp tính sức bền theo cách phân đoạn.....	109
III.2. Phương pháp tính sức bền của trục khuỷu khi xét đến ảnh hưởng của phụ tải động ...	117
IV. Tính toán sức bền và xác định kích thước của bánh đà	120
IV.1. Xác định mômen bánh đà và kích thước cơ bản của bánh đà	120
IV.2. Tính sức bền của bánh đà.....	121

Chương 5. TÍNH SỨC BỀN CỦA CÁC CHI TIẾT TRONG NHÓM THÂN MÁY VÀ NẮP XYLANH

I. Tính sức bền của lót xylanh.....	124
-------------------------------------	-----

I.1. Xác định chiều dày của xylanh và lót xylanh	124
I.2. Tính sức bền của vai lót xylanh	126
I.3. Tính sức bền của mặt bích lắp xylanh.....	128
II. Tính sức bền của bulông lắp ghép xylanh.....	129
III. Tính sức bền của nắp xylanh	129

Chương 6. TÍNH TOÁN SỨC BỀN CÁC CHI TIẾT CỦA CƠ CẤU PHÂN PHỐI KHÍ

I. Xác định các thông số chủ yếu của cơ cấu phân phối khí.....	133
I.1. Xác định kích thước của tiết diện lưu thông.....	133
I.2. Chọn dạng cam.....	135
I.3. Trị số tiết diện thời gian của xupap.....	137
I.4. Tốc độ va đập của xupap	138
I.5. Gia tốc của xupap.....	140
II. Động học của con đội.....	141
II.1. Cam tiếp tuyến và động học của con đội con lăn.....	141
II.2. Cam lồi và động học của con đội hình nấm.....	145
III. Quy dẫn khối lượng của các chi tiết trong cơ cấu phân phối khí	148
IV. Tính toán sức bền của trục cam	148
IV.1. Ứng suất uốn.....	149
IV.2. Ứng suất xoắn.....	150
IV.3. Độ võng cho phép.....	151
IV.4. Ứng suất tiếp xúc trên mặt cam	151
V. Tính sức bền của con đội	152
VI. Tính sức bền của xupap	153

Chương 7. TÍNH TOÁN SỨC BỀN CÁC CHI TIẾT CỦA HỆ THỐNG BÔI TRƠN

I. Yêu cầu trong tính toán hệ thống bôi trơn.....	156
I.1. Nhiệt độ của dầu bôi trơn.....	156
I.2. Lưu lượng dầu bôi trơn	156
II. Xác định kích thước và công suất dẫn động bơm.....	158
II.1. Xác định kích thước bơm.....	158
II.2. Công suất dẫn động của bơm.....	158
III. Tính toán lọc dầu	158
III.1. Tính toán bầu lọc thấm.....	158
III.2. Tính toán bầu lọc ly tâm.....	160
IV. Tính kết làm mát dầu.....	161

Chương 8. TÍNH TOÁN SỨC BỀN CÁC CHI TIẾT CỦA HỆ THỐNG LÀM MÁT

I. Yêu cầu trong tính toán hệ thống làm mát	164
I.1. Nhiệt độ nước làm mát.....	164
I.2. Lưu lượng nước làm mát	164
I.3. Lý thuyết về bơm ly tâm.....	165
I.4. Xác định công suất và kích thước của bơm.....	165
II. Tính toán hệ thống làm mát bằng nước	168
II.1. Tính toán lưu lượng nước tuần hoàn	168
II.2. Tính toán kết nước	169
III. Tính và chọn công suất quạt cho hệ thống làm mát bằng không khí	171

Chương 9. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ XĂNG

I. Tính hệ thống cung cấp nhiên liệu động cơ xăng kiểu chế hoà khí.....	174
I.1. Đặc tính lý tưởng của bộ chế hoà khí.....	174
I.2. Xác định kích thước ống khuếch tán, đường kính buồng hỗn hợp	176
I.3. Xác định đường kính gic-lơ chính.....	179
II. Tính toán hệ thống cung cấp nhiên liệu động cơ phun xăng	181
II.1. Tính toán lượng nhiên liệu phun.....	181
II.2. Tính toán thời gian phun	182

Chương 10. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ DIESEL

I. Đặc tính của bơm cao áp	184
II. Đặc tính của vòi phun nhiên liệu	185
II.1. Loại vòi phun hở.....	185
II.2. Loại vòi phun kín có kim	186
II.3. Loại vòi phun kín có chốt	187
III. Tính toán các chi tiết cơ bản của hệ thống cung cấp nhiên liệu động cơ Diesel.....	188
III.1. Xác định những kích thước chính của bơm cao áp.....	188
III.2. Xác định những thông số cơ bản của vòi phun.....	192

Chương 1

ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU PISTON - KHUYU TRỤC - THANH TRUYỀN

Chương 1

ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU PISTON – KHUỶU TRỤC – THANH TRUYỀN

Các loại động cơ đốt trong ngày nay thường có số vòng quay rất lớn, do đó trong quá trình làm việc các cơ cấu chịu lực quán tính rất lớn, có khi vượt xa trị số của lực khí thể. Lực quán tính tác dụng lên cơ cấu khuỷu trục – thanh truyền gây nên ứng suất lớn, đôi khi làm hư hỏng các chi tiết máy, ngoài ra, lực quán tính còn tác dụng lên các chi tiết trong cơ cấu khuỷu trục – thanh truyền phát sinh dao động.

Tính toán động học và động lực học của cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền – bánh đà nhằm xác định các lực do hợp lực của lực quán tính và lực khí thể tác dụng lên các chi tiết ở mỗi vị trí của trục khuỷu nhằm phục vụ cho việc tính toán sức bền, nghiên cứu trạng thái mài mòn, tính cân bằng động cơ, v.v..

I. ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU PISTON – KHUỶU TRỤC – THANH TRUYỀN GIAO TÂM

I.1. Quy luật động học của piston (chuyển vị, vận tốc và gia tốc của piston)

Nghiên cứu quy luật chuyển động của piston là nhiệm vụ chủ yếu của động học. Để thuận tiện trong việc khảo sát, ta đặt giả thiết trong quá trình làm việc, vận tốc góc của trục khuỷu là một hằng số ($\omega = \text{const}$).

I.1.1. Chuyển vị của piston

Trên (hình 1.1) giới thiệu cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền giao tâm. Trong cơ cấu này, đường tâm xy lanh và đường tâm trục khuỷu trục giao. Chuyển vị x tính từ điểm chết trên (ĐCT) của piston tùy thuộc vào vị trí của trục khuỷu (trị số của x thay đổi tùy vào trị số của góc quay trục khuỷu α).

Từ hình vẽ ta có:

$$\begin{aligned}x &= AB' = AO - (DO + DB') \\ &= (l + R) - (R\cos\alpha + l\cos\beta)\end{aligned}$$

Trong đó:

x – chuyển vị của piston tính từ ĐCT theo góc quay trục khuỷu α .

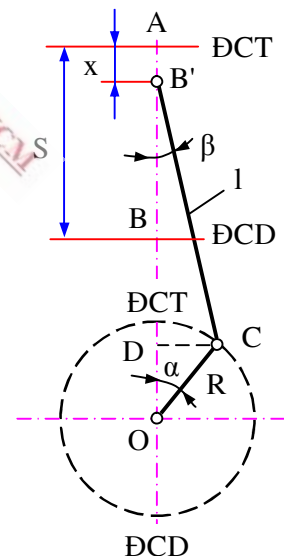
l – chiều dài của thanh truyền, được tính bằng khoảng cách từ tâm đầu nhỏ (điểm B') đến tâm đầu to (điểm C).

R – bán kính quay của trục khuỷu.

α – góc quay của trục khuỷu tương ứng với x tính từ ĐCT.

β – góc lệch giữa đường tâm thanh truyền và đường tâm xy lanh ứng với α .

Gọi $\lambda = \frac{R}{l}$ là thông số kết cấu ($\lambda = 0,25 \div 0,29$), từ trên ta có:



Hình 1.1. Sơ đồ cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền giao tâm.

$$x = \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right) \right] R = A.R \quad (1-1)$$

Trong đó: $A = \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right)$

Bảng phạm vi thông số kết cấu của các loại động cơ được cho trong bảng bên dưới:

Kiểu động cơ	V_{tb} (m/s)	S/D	λ	m_j (kg/cm ²)	P_{jmax} (MN/m ²)
Tĩnh tại	3,80 ÷ 9,30	0,93 ÷ 2,25	$\frac{1}{4} \div \frac{1}{5}$	0,011 ÷ 0,017	0,80 ÷ 1,70
Tàu thủy	4,0 ÷ 14	0,93 ÷ 2,25	$\frac{1}{3,7} \div \frac{1}{5}$	0,011 ÷ 0,017	0,80 ÷ 1,70
Máy kéo	5,0 ÷ 7,5	1,2 ÷ 1,43	$\frac{1}{3,5} \div \frac{1}{4,5}$	0,003 ÷ 0,007	0,80 ÷ 1,70
Ô tô	7,5 ÷ 20	0,83 ÷ 1,70	$\frac{1}{2,9} \div \frac{1}{4,2}$	0,001 ÷ 0,006	0,90 ÷ 2,20
Máy bay	6,7 ÷ 15	0,80 ÷ 1,50	$\frac{1}{3,1} \div \frac{1}{4,3}$	0,001 ÷ 0,003	0,90 ÷ 2,20

Trong đó: m_j – khối lượng của các chi tiết chuyển động tịnh tiến.

P_{jmax} – lực quán tính chuyển động tịnh tiến cực đại.

V_{tb} – vận tốc trung bình của piston.

S/D – tỷ số của hành trình piston và đường kính xylanh.

1.1.2. Vận tốc của piston

Đạo hàm công thức (1-1) theo thời gian, ta có công thức để tính vận tốc piston:

$$v = \frac{dx}{dt} = R \cdot \left(\sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} + \frac{1}{\lambda} \sin \beta \frac{d\beta}{dt} \right) \quad (1-1a)$$

Từ quan hệ: $\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha$, ta rút ra: $\cos \beta \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cdot \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt}$

Do đó: $\frac{d\beta}{dt} = \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$

Gọi tốc độ góc của trục khuỷu là ω và bỏ qua sự thay đổi về tốc độ góc ta có:

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega = \text{const}$$

Vì vậy: $\frac{d\beta}{dt} = \lambda \cdot \omega \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$ (1-1b)

Thay (1-1b) vào (1-1a) rồi rút gọn ta có:

$$v = R\omega \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (1-2)$$

1.1.3. Gia tốc của piston

Đạo hàm công thức (1-2) theo thời gian, ta có công thức để tính gia tốc của piston:

$$\begin{aligned}j &= \frac{dv}{dt} = R\omega^2 \cdot \cos \alpha - R\omega^2 \cdot \text{tg}\beta \cdot \sin \alpha + R\omega \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} \\&= R\omega^2 \cdot \left(\cos \alpha - \text{tg}\beta \cdot \sin \alpha + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right) \\&= R\omega^2 \cdot \left(\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right)\end{aligned}\quad (1-3)$$

Các công thức (1-1), (1-2) và (1-3) là các công thức chính xác dùng để tính chuyển vị, vận tốc và gia tốc của piston.

Để thuận tiện hơn trong việc tính toán, trên thực tế quy luật động học của piston có thể xác định ở dạng công thức gần đúng.

Trong tam giác OCB³ theo quan hệ lượng giác ta có:

$$CD = l \cdot \sin \beta = R \cdot \sin \alpha \Rightarrow \frac{R}{l} = \lambda = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}$$

và: $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$

Do đó: $\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}}$

Triển khai vế phải của đẳng thức trên theo nhị thức Newton ta có:

$$\begin{aligned}(x + a)^n &= x^n + \frac{n \cdot a \cdot x^{n-1}}{1!} + \frac{n(n-1) \cdot a^2 \cdot x^{n-2}}{2!} + \frac{n(n-1)(n-2) \cdot a^3 \cdot x^{n-3}}{3!} + \dots \\&\Rightarrow (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} = \\&= 1^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{2} \cdot 1^{\frac{1}{2}-1} \cdot \frac{(\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)^1}{1!} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{2} - 1\right) \cdot 1^{\frac{1}{2}-2} \cdot \frac{(\lambda^2 \sin^2 \alpha)^2}{2!} - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{2} - 1\right) \cdot \left(\frac{1}{2} - 2\right) \cdot 1^{\frac{1}{2}-3} \cdot \frac{(\lambda^2 \sin^2 \alpha)^3}{3!} + \dots \\&= 1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha - \frac{1}{8} \cdot \lambda^4 \cdot \sin^4 \alpha - \frac{1}{16} \cdot \lambda^6 \cdot \sin^6 \alpha + \dots\end{aligned}$$

Bỏ qua các số hạng vô cùng bé lũy thừa 4 trở lên rồi thay trị số của $\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha$ vào biểu thức chuyển đổi vận tốc và gia tốc, ta được:

$$\begin{aligned}x &= R \cdot \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta\right) \right] = R \cdot \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} - \frac{\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2\lambda}\right) \right] \\&= R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2 \alpha \right], \text{ do } \sin^2 \alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2} \text{ nên suy ra:} \\x &= R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]\end{aligned}\quad (1-4)$$

Lấy đạo hàm công thức (1-4) theo thời gian ta được tốc độ piston: $v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \omega$

$$\text{Nên: } v = R\omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (1-5)$$

Khi thiết kế, người ta thường chú ý đến vận tốc trung bình của piston qua công thức sau:

$$V_{tb} = \frac{S \cdot n}{30} \quad (\text{m/s})$$

Trong đó: S – hành trình piston (m) S = 2.R

n – số vòng quay động cơ (v/ph)

Người ta thường căn cứ vào tốc độ trung bình của piston để phân loại động cơ.

- Động cơ có tốc độ thấp: $V_{tb} < 6$ (m/s) .
- Động cơ có tốc độ trung bình: 6 (m/s) $\leq V_{tb} \leq 9$ (m/s).
- Động cơ có tốc độ cao: $V_{tb} > 9$ m/s.

Lấy đạo hàm công thức (1-5) theo thời gian, ta có công thức tính gia tốc của piston:

$$J = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{dv}{d\alpha}$$
$$\Rightarrow J = R\omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (1-6)$$

Chiều của gia tốc quy định: chiều gia tốc hướng tâm O là chiều dương, ngược lại là chiều âm.

1.2. Khảo sát quy luật động học của piston bằng phương pháp đồ thị

Trong quá trình tính toán thiết kế, đôi khi người ta dùng phương pháp đồ thị để giải các hàm số lại thuận tiện hơn khi dùng phương pháp giải tích. Dưới đây giới thiệu một số phương pháp đồ thị thường dùng để nghiên cứu quy luật động học của piston.

1.2.1. Tìm chuyển vị bằng phương pháp đồ thị

Tìm chuyển vị của piston có thể dùng nhiều phương pháp khác nhau của nhiều tác giả. Tuy nhiên, trong số đó chỉ có phương pháp đồ thị của giáo sư Brich là tốt nhất. Nó xác lập quan hệ thuận nghịch giữa chuyển vị x của piston với góc quay α của trục khuỷu một cách thuận lợi, nhanh chóng và khá chính xác.

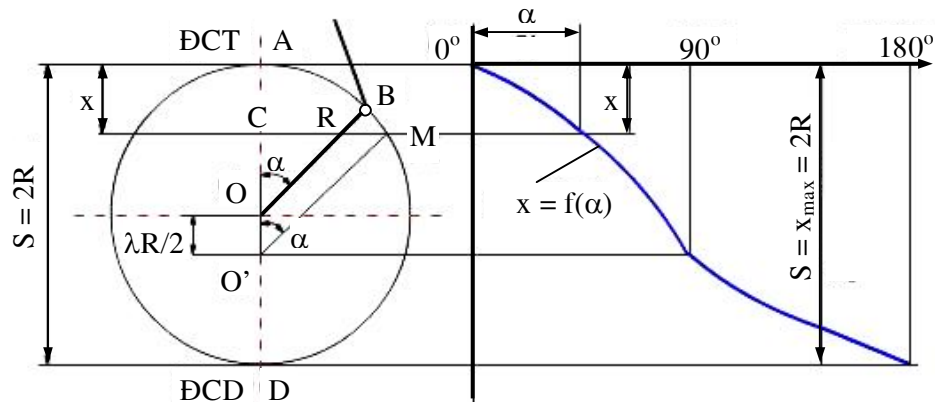
Phương pháp đồ thị của Brich tiến hành như sau:

- Vẽ vòng tròn tâm O, bán kính R (bằng bán kính quay của trục khuỷu). Do đó AD = 2R. Điểm A ứng với góc quay $\alpha = 0^\circ$ (vị trí của điểm chết trên) và điểm D ứng với khi góc quay $\alpha = 180^\circ$ (vị trí của điểm chết dưới).
- Từ O lấy đoạn OO' dịch về phía ĐCD như (hình 1.2), với $OO' = \lambda \frac{R}{2}$

Trong đó: λ – thông số kết cấu $\lambda = \frac{R}{l}$.

l – chiều dài của thanh truyền.

- Từ O' kẻ đoạn $O'M$ song song với đường tâm má khâu OB như trên (hình 1.3). Hạ MC thẳng góc với AD . Theo Brich đoạn $AC = x$.



Hình 1.2. Phương pháp đồ thị Brich và cách triển khai trên tọa độ $\alpha - x$.

Thật vậy, ta có thể chứng minh điều đó rất dễ dàng.

Từ hình vẽ ta có:

$$AC = AO - OC = AO - (CO' - OO') = R - MO' \cos \alpha + \lambda \frac{R}{2}$$

Trong đó: $MO' = R + \lambda \frac{R}{2} \cos \alpha$

Thay quan hệ trên vào công thức tính AC , ta có:

$$AC = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{2} (1 - \cos^2 \alpha) \right]$$

$$AC = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{2} (1 - \cos^2 \alpha) \right] \text{ với } \cos^2 \alpha = \frac{1 + \cos 2\alpha}{2}, \text{ nên suy ra:}$$

$$x = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

Hình phía bên phải của hình 1.2 giới thiệu cách khai triển đồ thị $x = f(x)$ trên tọa độ $\alpha - x$.

1.2.2. Tìm vận tốc bằng phương pháp đồ thị

Để xác định vận tốc của piston có thể dùng phương pháp đồ thị vòng tròn sau đây:

- Sau khi chọn tỷ lệ thích hợp, vẽ vòng tròn tâm O có bán kính $R_2 = \frac{\lambda}{2} \cdot R\omega$ và đồng tâm với nửa đường tròn có bán kính $R_1 = R\omega$. Chia nửa đường tròn R_1 và vòng tròn R_2 thành n phần đánh số $1, 2, 3, \dots, n$ và $1', 2', 3', \dots, n'$ theo chiều như trên hình vẽ ($n = 8$).
- Từ các điểm $0, 1, 2, 3, \dots$ kẻ các đường thẳng góc với AB cắt các đường song song với AB kẻ từ $0', 1', 2', 3', \dots, n'$ tại các điểm $0, a, b, c, \dots$. Nối $0, a, b, c, \dots$ bằng đường cong ta được đường biểu diễn trị số tốc độ.

- Các đoạn thẳng đứng a_1, b_2, c_3, \dots nằm giữa đường cong $0, a, b, c$ với nửa đường tròn R_1 biểu diễn trị số của tốc độ ở các góc α tương ứng.

Điều đó có thể chứng minh rất dễ dàng.

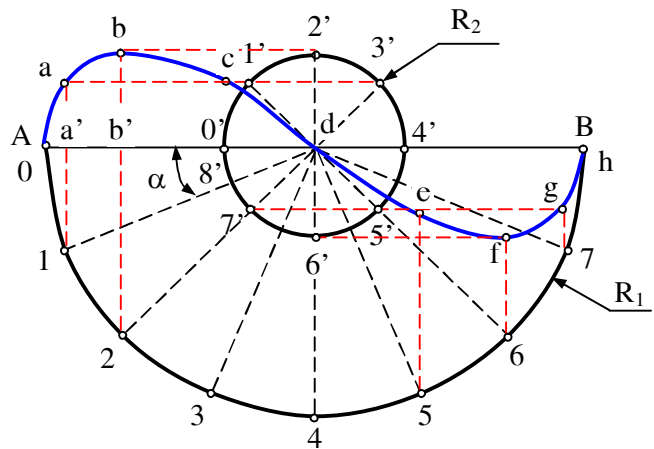
Từ hình 1.3, ở một góc α bất kỳ ta có:

$$aa' = R_2 \sin 2\alpha \quad \text{và} \quad a'l = R_1 \sin \alpha.$$

Do đó:

$$v_a = aa' + a'l = R_2 \sin 2\alpha + R_1 \sin \alpha$$

$$= R\omega \left(\sin 2\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

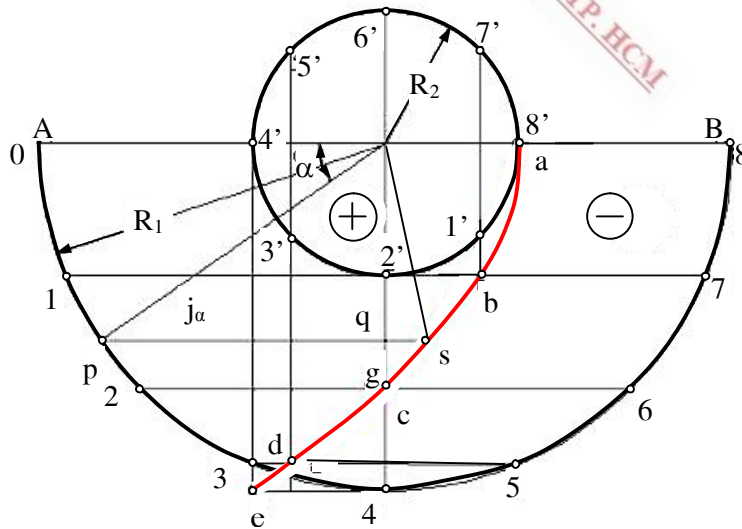


Hình 1.3. Giải tốc độ bằng đồ thị.

1.2.3. Tìm gia tốc bằng phương pháp đồ thị

Để tìm gia tốc, ta có thể giải theo phương pháp đồ thị vòng sau đây (hình 1.4):

- Vẽ vòng tròn tâm O có bán kính $R_2 = \lambda R\omega^2$ đồng tâm với nửa vòng tròn có bán kính $R_1 = R\omega^2$. Chia nửa vòng tròn R_1 và vòng tròn R_2 thành n phần đánh số $1, 2, 3, \dots$ và $1', 2', 3', \dots, n'$ theo chiều như hình 1.4 ($n = 8$).
- Từ các điểm $0, 1, 2, 3, \dots$ kẻ các đường nằm ngang song song với đường kính AB cắt các đường thẳng góc kẻ từ $0', 1', 2', 3', \dots$ tại các điểm a, b, c, d, \dots . Nối a, b, c, d, \dots bằng đường cong, ta được đường biểu diễn trị số gia tốc.
- Các đoạn thẳng nằm ngang giữa đường cong a, b, c, d, \dots với nửa đường tròn R_1 biểu diễn trị số của gia tốc ở các góc độ tương ứng. Đường a, b, c, d, \dots chia diện tích bao bởi nửa đường tròn R_1 thành hai phần: phần bên trái gia tốc dương và phần bên phải gia tốc âm.



Hình 1.4. Giải gia tốc bằng đồ thị.

Ưu điểm của phép đồ thị này là có độ chính xác cao ngay cả khi $\lambda > \frac{1}{4}$. Chứng minh phương pháp đồ thị này rất dễ dàng, cụ thể như sau:

Đối với góc α bất kỳ ta có:

$$J_{\alpha} = ps = pq + qs$$

Với: $pq = R_1 \cdot \cos \alpha$ và $qs = R_2 \cdot \cos 2\alpha$.

$$\begin{aligned} \text{Do đó: } j_{\alpha} &= R_1 \cdot \cos \alpha + R_2 \cdot \cos 2\alpha = R\omega^2 \cos \alpha + R\omega^2 \lambda \cos 2\alpha \\ &= R\omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \end{aligned}$$

I.3. Quy luật động học của thanh truyền

I.3.1. Góc lệch β

Thanh truyền trong cơ cấu khuỷu trục – thanh truyền chuyển động rất phức tạp trong mặt phẳng thẳng góc với đường tâm trục khuỷu. Đầu nhỏ thanh truyền chuyển động tịnh tiến theo phương đường tâm xylanh, trong khi đó đầu to chuyển động quay tròn quanh đường tâm trục khuỷu với tốc độ góc không đổi.

Vì vậy chuyển động của thanh truyền đối với đường tâm xylanh biến thiên theo quan hệ sau:

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha) \quad (1-7)$$

Góc lệch này đạt trị số cực đại khi $\alpha = 90^0$ và $\alpha = 270^0$ lúc đó $\beta_{\max} = \arcsin \lambda$.

I.3.2. Vận tốc góc ω_{tt}

Lấy đạo hàm hai vế công thức (1-7) đối với thời gian ta có công thức tính vận tốc góc của thanh truyền.

$$\omega_{tt} = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\beta}{d\alpha} \quad (1-8)$$

Trong đó: ω - tốc độ góc của trục khuỷu.

Do $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$ nên đạo hàm hai vế đẳng thức này ta có: $\cos \beta \cdot \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt}$

$$\text{Từ đó rút ra: } \frac{d\beta}{d\alpha} = \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$$

Thay quan hệ trên vào (1-8), ta rút ra:

$$\omega_{tt} = \lambda \omega \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$$

$$\text{hoặc: } \omega_{tt} = \frac{\lambda \omega}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \cos \alpha \quad (1-9)$$

Khi $\alpha = 0$ và $\alpha = 180^0$ vận tốc góc đạt trị số cực đại: $\omega_{tt\max} = \pm \lambda \omega$

I.3.3. Gia tốc góc ε_{tt}

Đạo hàm công thức (1-9) theo thời gian, ta có công thức xác định gia tốc góc của thanh truyền:

$$\varepsilon_{tt} = \frac{d\omega_{tt}}{dt} = \lambda \omega \left(\frac{-\sin \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} \cdot \cos \beta + \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \frac{d\beta}{dt}}{\cos^2 \beta} \right)$$

$$\begin{aligned} &= \lambda \omega \left(\frac{-\omega \sin \alpha \cos \beta + \cos \alpha \sin \beta \lambda \omega \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}}{\cos^2 \beta} \right) \\ &= -\lambda \omega^2 \sin \alpha \left(\frac{\cos^2 \beta + \lambda \cos^2 \alpha \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}}{\cos^3 \beta} \right) \\ &= -\lambda \omega^2 \sin \alpha \left(\frac{\cos^2 \beta + \lambda \cos^2 \alpha \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}}{\cos^3 \beta} \right) \\ &= -\lambda \omega^2 (1 - \lambda^2) \frac{\sin \alpha}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{3}{2}}} \end{aligned} \quad (1-10)$$

Khi $\alpha = 90^\circ$ và $\alpha = 270^\circ$ gia tốc góc của thanh truyền đạt trị số cực đại. $\varepsilon_{ttmax} = \pm \frac{\lambda \omega^2}{\sqrt{1 - \lambda^2}}$

II. ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU PISTON – KHUỖU TRỤC – THANH TRUYỀN LỆCH TÂM

II.1. Mục đích của việc dùng cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm

Trong một số động cơ đốt trong, nhất là đối với các động cơ cao tốc hành trình piston ngắn, người ta dùng cơ cấu khuỷu trục thanh truyền lệch tâm. Trong cơ cấu này, tâm chốt piston không nằm trùng trên đường tâm xylanh. Sử dụng cơ cấu trục khuỷu thanh truyền lệch tâm nhằm đạt hai mục đích chính sau đây:

- Giảm lực ngang N tác dụng lên xylanh do đó giảm được độ va đập, độ mòn của piston, xéc măng và xylanh,...
- Tăng được dung tích công tác của xylanh khi vẫn giữ nguyên đường kính xylanh D và bán kính quay của khuỷu trục R.

Có hai phương án làm lệch tâm:

- Làm lệch đường tâm xylanh khỏi đường tâm trục khuỷu.
- Đường tâm xylanh vẫn trục giao với đường tâm trục khuỷu như cơ cấu giao tâm, nhưng tâm chốt piston lại lệch khỏi đường tâm xylanh.

Để giảm lực ngang N, bao giờ độ lệch tâm cũng phải lệch về phía chiều quay của trục khuỷu. Nghĩa là, nếu độ lệch tâm bố trí lệch về bên phải (như hình 1.5) thì chiều quay của trục khuỷu phải theo chiều kim đồng hồ.

II.2. Quy luật động học của cơ cấu piston

II.2.1. Vị trí điểm chết và hành trình của piston

a) Điểm chết của piston

Do bố trí lệch tâm nên quy luật động học của nhóm piston thay đổi. Vì vậy, vị trí của điểm chết trên và điểm chết dưới cũng thay đổi.

Như hình vẽ ta thấy khi piston lên đến điểm chết trên A' thì tâm chốt khuỷu B đã lệch đến vị trí điểm chết trên trên vòng tròn R, lệch khỏi phương thẳng đứng một góc α_1 . Khi piston xuống đến điểm chết dưới A'', tâm chốt khuỷu lúc này nằm ở vị trí điểm chết dưới trên vòng tròn R và đã quay qua điểm gốc trên một góc α_2 .

Do $\alpha_2 - \alpha_1 > 180^\circ$ nên ta dễ dàng rút ra kết luận: quá trình nạp lý thuyết (piston đi từ điểm chết trên xuống đến điểm chết dưới) của động cơ dùng cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm, đã được kéo dài.

Vị trí của điểm chết dưới có thể xác định dễ dàng bằng các góc α_1 và α_2 . Do khi piston ở điểm chết trên và điểm chết dưới thì các điểm A', O, A₁ và A'', O, A₂ thẳng hàng nên từ hai tam giác vuông A'OE và A''OE dễ dàng suy ra:

$$\left. \begin{aligned} \sin \alpha_1 &= \frac{OE}{OA'} = \frac{a}{l+R} \\ \sin \alpha_2 &= \frac{OE}{OA''} = -\frac{a}{l-R} \end{aligned} \right\} \quad (1-11)$$

Trong đó: a – độ lệch tâm.

l – chiều dài thanh truyền.

R – bán kính quay của trục khuỷu.

Gọi $\frac{a}{R} = k$ và $\frac{R}{l} = \lambda$ lúc đó công thức (1-11) có thể viết dưới dạng:

$$\left. \begin{aligned} \sin \alpha_1 &= \frac{\lambda k}{\lambda + 1} \\ \sin \alpha_2 &= \frac{\lambda k}{\lambda - 1} \end{aligned} \right\} \quad \text{do đó:} \quad \left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \arcsin \frac{\lambda k}{\lambda + 1} \\ \alpha_2 &= \arcsin \frac{\lambda k}{\lambda - 1} \end{aligned} \right\}$$

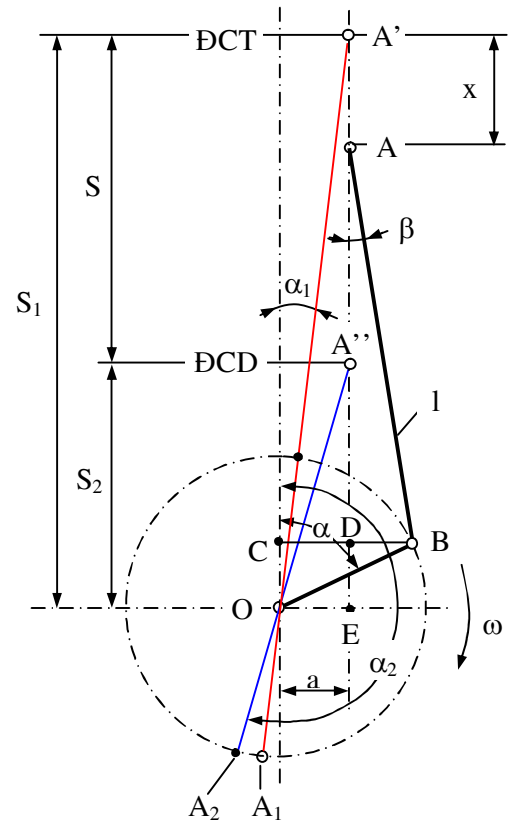
b) Hành trình của piston

Gọi S₁, S₂ là khoảng cách từ điểm chết trên A' và điểm chết dưới A'' đến trục hoành, thì hành trình S của piston có thể xác định dễ dàng như sau:

$$\begin{aligned} S &= S_1 - S_2 = \sqrt{(l+R)^2 - a^2} - \sqrt{(l-R)^2 - a^2} = \\ &= R \left[\sqrt{\left(\frac{l}{R} + 1\right)^2 - k^2} - \sqrt{\left(\frac{l}{R} - 1\right)^2 - k^2} \right] \end{aligned} \quad (1-12)$$

Rõ ràng là nếu k = 0 (như có cơ cấu trục khuỷu thanh truyền giao tâm) thì S = 2R.

Thông thường k có trị số rất nhỏ, trong các động cơ ngày nay a ≤ 5 mm nên k thường biến động trong phạm vi k = 0,04 ÷ 0,20.



Hình 1.5. Cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm.

Trong biểu thức (1-12) để vế phải tồn tại, k phải thoả được điều kiện sau: $0 < k < \frac{1}{\lambda} - 1$

II.2.2. Chuyển vị của piston

Từ hình 1.5 ta thấy khi trục khâu quay đi một góc α , chuyển vị piston tính từ điểm chết trên A' ta có thể xác định theo công thức sau:

$$x = \sqrt{(1+R)^2 - a^2} - (R \cos \alpha + l \cos \beta) \quad (1-13)$$

Quan hệ giữa góc α và β có thể xác định từ tam giác ABD và BCO:

$$l \sin \beta = R \sin \alpha - a$$

do đó: $\sin \beta = \lambda(\sin \alpha - k)$

$$\text{và} \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2(\sin \alpha - k)^2} \quad (1-14)$$

thay (1-14) vào (1-13) ta có:

$$x = \sqrt{(1+R)^2 - a^2} - \left[R \cos \alpha + l \sqrt{1 - \lambda^2(\sin \alpha - k)^2} \right]$$

hay

$$x = R \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2(\sin \alpha - k)^2} \right) \right] \quad (1-15)$$

II.2.3. Vận tốc của piston

Đạo hàm hai vế phương trình (1-15) đối với thời gian và rút gọn, cuối cùng ta được:

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = R\omega \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (1-16)$$

Về dạng công thức ta thấy (1-16) hoàn toàn giống như công thức tính vận tốc chính xác của piston cơ cấu khâu trục thanh truyền giao tâm. Tuy nhiên điều khác nhau là góc β trong công thức (1-16) bao hàm số hạng lệch tâm k.

II.2.4. Gia tốc của piston

Đạo hàm hai vế phương trình (1-16) đối với thời gian và rút gọn, cuối cùng ta được:

$$j = R\omega^2 \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right] \quad (1-17)$$

Gia tốc của piston trong cơ cấu trục khâu thanh truyền lệch tâm cũng có dạng hoàn toàn giống như gia tốc của cơ cấu khâu trục thanh truyền giao tâm.

Các công thức (1-15), (1-16) và (1-17) là dạng công thức chính xác dùng để xác chuyển vị, vận tốc và gia tốc của piston trong cơ cấu piston – khâu trục – thanh truyền lệch tâm. Trên thực tế, để thuận tiện hơn trong việc tính toán, quy luật động học của piston có thể xác định ở dạng công thức gần đúng sau.

$$\text{Ta có:} \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2(\sin \alpha - k)^2} = \left[1 - \lambda^2(\sin \alpha - k)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Triển khai nhị thức Newton kết hợp việc loại bỏ các vô cùng bé bậc 4 trở đi và bỏ qua số hạng k^2 , sau đó thế vào phương trình (1-15) ta được:

$$x = R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{4}(1 - \cos 2\alpha) - \lambda k \sin \alpha \right] \quad (1-18)$$

Lấy đạo hàm hai vế phương trình trên theo thời gian, ta được:

$$v = \frac{dx}{dt} = R\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha - \lambda k \cos \alpha \right) \quad (1-19)$$

Lấy đạo hàm hai vế phương trình (1-19) theo thời gian, ta được:

$$j = \frac{dv}{dt} = R\omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \lambda k \sin \alpha) \quad (1-19)$$

II.3. Quy luật động học của thanh truyền trong cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm

II.3.1. Góc lặc β

Trong phần chứng minh quy luật động học của piston ta đã có:

$$\sin \beta = \lambda \cdot (\sin \alpha - k) \quad (1-21)$$

Do đó chuyển vị góc của thanh truyền có thể xác định dễ dàng theo công thức sau:

$$\beta = \arcsin[\lambda \cdot (\sin \alpha - k)] \quad (1-22)$$

II.3.2. Vận tốc góc ω_{tt}

Lấy đạo hàm hai vế phương trình (1-21) theo thời gian ta có:

$$\frac{d\beta}{dt} \cdot \cos \beta = \lambda \cdot \omega \cdot \cos \alpha$$

Do đó :
$$\omega_{tt} = \lambda \omega \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \quad (1-23)$$

Công thức 1-23 cũng giống như công thức tính tốc độ góc của thanh truyền giao tâm nhưng quan hệ của góc β với góc α có liên quan đến hệ số k và phải xác định theo (1-21)

Do đó:
$$\omega_{tt} = \lambda \omega \cdot \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha - k)^2}} \quad (1-24)$$

II.3.3. Gia tốc góc ε_{tt}

Lấy đạo hàm hai vế phương trình (1-24) theo thời gian ta có:

$$\varepsilon_{tt} = -\omega^2 \lambda \frac{\sin \alpha \cdot \left(\cos^2 \beta - \lambda \cdot \cos^2 \alpha \cdot \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \right)}{\cos^3 \beta}$$

Thay biểu thức (1-21) vào phương trình trên ta có :

$$\varepsilon_{tt} = -\omega^2 \lambda \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \left[1 - \lambda^2 (\sin \alpha - k)^2 \right] - \lambda^2 \cos^2 \alpha (\sin \alpha - k)}{\left[1 - \lambda^2 (\sin \alpha - k)^2 \right]^{3/2}} \quad (1-25)$$

Các công thức (1-22), (1-24) và (1-25) là dạng công thức chính xác dùng để xác chuyển vị góc, tốc độ góc và gia tốc góc của thanh truyền.

Chương 2

ĐỘNG LỰC HỌC CỦA CƠ CẤU PISTON - KHUYU TRỤC - THANH TRUYỀN

Chương 2

ĐỘNG LỰC HỌC CỦA CƠ CẤU PISTON – KHUỶU TRỤC – THANH TRUYỀN

I. KHÁI NIỆM

Nghiên cứu động lực học của cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền là công việc xác định các hợp lực và mômen tác dụng lên cơ cấu. Các lực tác dụng này bao gồm: lực quán tính, lực khí thể, trọng lực và lực má sát. Các mômen bao gồm: mômen làm quay trục khuỷu động cơ và mômen lật.

Trong quá trình động cơ làm việc, lực quán tính và lực khí thể có giá trị rất lớn và thay đổi theo góc quay của trục khuỷu. Trọng lực và lực ma sát có giá trị rất nhỏ nên trong quá trình tính toán ta không tính đến.

Để tính được trị số của lực quán tính, việc đầu tiên phải xác định khối lượng chuyển động của cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền.

II. KHỐI LƯỢNG CỦA CÁC CHI TIẾT CHUYỂN ĐỘNG

Khối lượng chuyển động của cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền chia làm hai loại:

- Khối lượng chuyển động tịnh tiến của các chi tiết chuyển động tịnh tiến.
- Khối lượng chuyển động quay của các chi tiết chuyển động quay.

Sau đây lần lượt xét khối lượng của các nhóm chi tiết trong cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền.

II.1. Khối lượng của nhóm piston

Khối lượng của nhóm piston là khối lượng của các chi tiết chuyển động thẳng bao gồm khối lượng của piston, xecmăng, chốt piston, các chi tiết hãm chốt,...

$$m_{np} = m_p + m_x + m_c + m_h + \dots \text{ (kg)}$$

$$\text{Hoặc } m_{np} = \frac{G_{np}}{g} = \frac{1}{g} (G_p + G_x + G_c + G_h + \dots) \text{ (kg)}$$

Trong đó : m_{np} – khối lượng nhóm piston (kg).

G_{np} – trọng lượng nhóm piston (kG).

G_p, G_x, G_c, G_g – trọng lượng của piston, xecmăng, chốt piston và các chi tiết hãm chốt (kG).

m_p, m_x, m_c, m_g – khối lượng của piston, xecmăng, chốt piston và các chi tiết hãm chốt (kg).

g – gia tốc trọng trường ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

II.2. Khối lượng của nhóm thanh truyền

Thanh truyền chuyển động khá phức tạp, đầu nhỏ chuyển động tịnh tiến, đầu to chuyển động quay, thân chuyển động lắc. Vì vậy khi tính toán người ta thường thay thế thanh truyền bằng một hệ tương đương có khối lượng tập trung tại một hoặc nhiều điểm theo những điều kiện thay thế sau:

- Tổng các khối lượng thay thế phải bằng khối lượng thực của thanh truyền.
- Trọng tâm của hệ thay thế phải trùng với trọng tâm thực của thanh truyền.

- Mômen quán tính của các khối lượng thay thế đối với trọng tâm phải bằng mômen quán tính thực của thanh truyền đối với trọng tâm của nó.

Các điều kiện thay thế trên được biểu diễn bằng hệ phương trình sau:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n m_i &= m_{tt} \\ \sum_{i=1}^n m_i r_i &= 0 \\ \sum_{i=1}^n m_i r_i^2 &= I_G \end{aligned} \right\} \quad (2-1)$$

Trong đó: m_{tt} – khối lượng của thanh truyền.

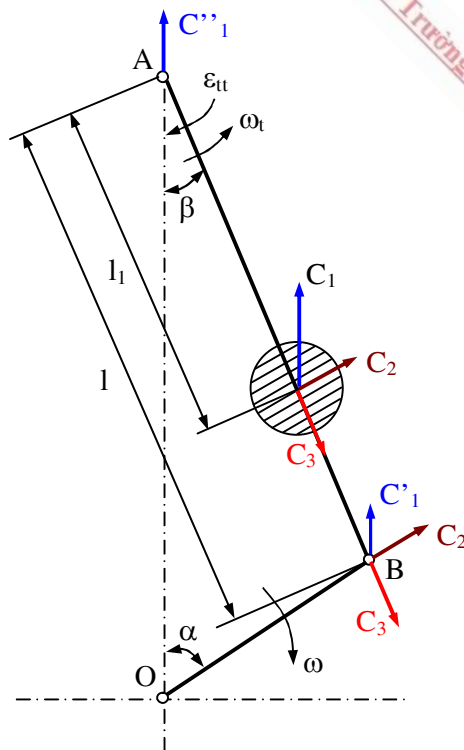
m_i – khối lượng thay thế thứ i .

n – số khối lượng thay thế.

r_i – khoảng cách từ tâm khối lượng thứ i đến trọng tâm G của thanh truyền.

I_G – mômen quán tính của thanh truyền.

II.2.1. Thay thế khối lượng của thanh truyền bằng hệ tương đương một khối lượng



Hình 2.1. Hệ lực khi thay thế thanh truyền bằng hệ tương đương một khối lượng.

Trong phương án thay thế này, toàn bộ khối lượng của thanh truyền tập trung về trọng tâm G , cách tâm đầu nhỏ một khoảng l_1 . Khi chuyển động song phẳng, khối lượng này sinh ra các lực quán tính:

$$\left\{ \begin{aligned} C_1 &= m_{tt} \cdot j \\ C_2 &= m_{tt} \cdot l_1 \cdot \varepsilon_{tt} \\ C_3 &= m_{tt} \cdot l_1 \cdot \omega_{tt}^2 \end{aligned} \right. \quad (2-2)$$

Trong đó:

J – gia tốc của piston.

ε_{tt} – gia tốc góc của thanh truyền.

ω_{tt} – vận tốc góc của thanh truyền.

C_1 – lực quán tính chuyển động tịnh tiến, ngược chiều với gia tốc j của piston.

C_2 – lực quán tính trên phương thẳng góc với đường tâm thanh truyền ngược chiều với gia tốc góc ε_{tt} của thanh truyền.

C_3 – lực quán tính ly tâm khi thanh truyền quay quanh tâm A .

Trên sơ đồ lực ở hình 2.1, khi phân tích C_1 thành lực C'_1 và C''_1 đặt ở tâm đầu to và tâm đầu nhỏ thanh truyền ta có:

$$C'_1 = C_1 \frac{l_1}{l} = \left(m_{tt} \cdot \frac{l_1}{l} \right) \cdot j$$

$$C''_1 = C_1 \frac{l-l_1}{l} = \left(m_{tt} \cdot \frac{l-l_1}{l} \right) \cdot j$$

Chuyển lực C_2 và lực C_3 xuống tâm đầu to. Ta có thể viết phương trình hợp lực của các lực quán tính tác dụng lên tâm đầu to như sau:

$$\begin{aligned} \vec{C}'_1 + \vec{C}_2 + \vec{C}_3 &= \left(m_{tt} \cdot \frac{l_1}{l} \right) \cdot \vec{j} + m_{tt} \cdot l_1 \cdot \vec{\varepsilon}_{tt} + m_{tt} \cdot l_1 \cdot \vec{\omega}_{tt}^2 \\ &= m_{tt} \cdot \frac{l_1}{l} \left(\vec{j} + l \cdot \vec{\varepsilon}_{tt} + l \cdot \vec{\omega}_{tt}^2 \right) \end{aligned}$$

Căn cứ vào tính chất chuyển động của tâm B, ta có thể khẳng định:

$$\left(\vec{j} + l \cdot \vec{\varepsilon}_{tt} + l \cdot \vec{\omega}_{tt}^2 \right) = \vec{R} \omega^2$$

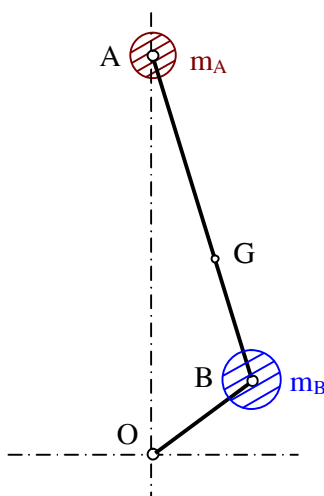
Do đó:
$$\vec{C}'_1 + \vec{C}_2 + \vec{C}_3 = \left(m_{tt} \frac{l_1}{l} \right) \cdot \vec{R} \omega^2 \quad (2-3)$$

Từ kết quả trên ta thấy, sau khi thay thế thanh truyền bằng hệ tương đương một khối lượng, cơ cấu khuỷu trục thanh truyền sẽ chịu tác dụng của một khối lượng $\left(m_{tt} \cdot \frac{l-l_1}{l} \right)$ đặt tại tâm đầu nhỏ và một khối lượng $\left(m_{tt} \cdot \frac{l_1}{l} \right)$ đặt tại tâm đầu to. Ngoài ra còn chịu một mômen quán tính thanh truyền:

$$M_C = C_2 \cdot (l-l_1) = m_{tt} \cdot \varepsilon_{tt} \cdot l_1 \cdot (l-l_1) \quad (2-4)$$

Do giả thiết toàn bộ khối lượng thanh truyền tập trung về trọng tâm G nên mômen quán tính của nó bằng không. Điều đó chứng tỏ phương án thay thế này không hợp lý.

II.2.2. Thay thế khối lượng thanh truyền bằng hệ tương đương hai khối lượng



Hình 2.2. Phân bố khối lượng thanh truyền thành hệ tương đương hai khối lượng.

Khi thay thế khối lượng thanh truyền bằng hệ tương đương hai khối lượng: một khối lượng m_A đặt tại tâm đầu nhỏ và một khối lượng m_B còn lại đặt tại tâm đầu to, sơ đồ tính toán có dạng như (hình 2.2).

Phân bố trên cho thấy ngay được tính chất chuyển động và ảnh hưởng của lực quán tính ở đầu to và đầu nhỏ thanh truyền.

Tuy vậy, phương pháp này không thỏa mãn được các điều kiện thay thế đã nêu trong hệ phương trình (2-1); nó chỉ thỏa mãn hai điều kiện đầu, cụ thể:

$$\begin{cases} m_A + m_B = m_{tt} \\ m_A \cdot l_1 - m_B \cdot (l-l_1) = 0 \end{cases} \quad (2-5)$$

Ta rút ra được:

$$\begin{cases} m_A = m_{tt} \cdot \left(\frac{1-l_1}{l_1}\right) \\ m_B = m_{tt} \cdot \left(\frac{l_1}{l_1}\right) \end{cases} \quad (2-6)$$

Mômen quán tính của hệ thay thế lúc này bằng:

$$J_0 = m_{tt} \cdot \left(\frac{1-l_1}{l_1}\right) \cdot l_1^2 + \left(m_{tt} \cdot \frac{l_1}{l_1}\right) \cdot (l_1-l_1)^2 = m_{tt} \cdot (1-l_1) \cdot l_1 \neq I_G$$

Để thuận tiện trong việc tính toán, thiết kế ngày nay người ta vẫn dùng phương án thay thế khối lượng thanh truyền bằng hệ tương đương: một khối lượng tập trung tại tâm đầu nhỏ và một khối lượng tập trung ở tâm đầu to. Phương án này có ưu điểm là đơn giản và thuận lợi trong quá trình tính toán, tuy có sai số nhưng điều này không ảnh hưởng lớn đến quá trình tính toán.

Ngày nay trong tính toán, người ta thường xác định khối lượng tập trung tại tâm đầu nhỏ (m_A) và khối lượng tập trung tại tâm đầu to (m_B) theo công thức kinh nghiệm sau:

- Động cơ ô tô:

$$\begin{cases} m_A = (0,275 \div 0,359) \cdot m_{tt} \\ m_B = (0,650 \div 0,725) \cdot m_{tt} \end{cases}$$

- Động cơ tĩnh tại và tàu thủy:

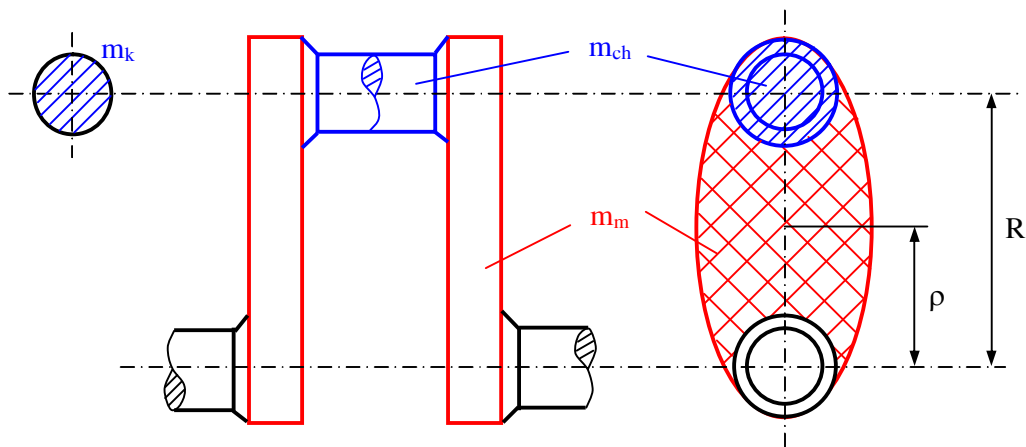
$$\begin{cases} m_A = (0,35 \div 0,40) \cdot m_{tt} \\ m_B = (0,60 \div 0,65) \cdot m_{tt} \end{cases}$$

II.3. Khối lượng của khuỷu trục

Để xác định khối lượng của khuỷu trục, ta tạm chia khuỷu trục thành các phần như (hình 2.3).

Trong đó gồm:

- Phần khối lượng chuyển động quay theo bán kính R là khối lượng của chốt khuỷu (m_{ch}).
- Phần khối lượng chuyển động quay theo bán kính ρ là phần khối lượng của má khuỷu (m_m), với ρ là khoảng cách từ trọng tâm của má khuỷu đến tâm cổ khuỷu.



Hình 2.3. Phân bố khối lượng của khuỷu trục.

Để quy khối lượng má khuỷu về tâm chốt khuỷu ta phải thay thế bằng khối lượng tương đương “ m_{mr} ” và xác định bằng phương trình cân bằng lực quán tính sau:

$$m_{mr} \cdot R \cdot \omega^2 = m_m \cdot \rho \cdot \omega^2$$

$$m_{mr} = m_m \cdot \frac{\rho}{R} \quad (2-7)$$

Do đó khối lượng chuyển động quay của khuỷu trục là:

$$m_k = m_{ch} + 2 \cdot m_{mr}$$

Suy ra:
$$m_k = m_{ch} + 2 \cdot \left(\frac{\rho}{R} \right) \cdot m_m$$

II.4. Khối lượng các chi tiết chuyển động tịnh tiến

Khối lượng chuyển động tịnh tiến của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền là:

$$M = m_{np} + m_A \text{ (kg)} \quad (2-8)$$

Trong thực tế khối lượng chuyển động tịnh tiến của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền thường tính trên đơn vị diện tích đỉnh piston, do đó:

$$m = \frac{M}{F_p} = (m_A + m_{np}) \cdot \frac{1}{F_p} \text{ (kg/m}^2\text{)}$$

Trong đó: F_p – diện tích đỉnh piston (m^2).

m_{np} – khối lượng nhóm piston (kg).

m_A – khối lượng quy về đầu nhỏ thanh truyền (kg).

II.5. Khối lượng các chi tiết chuyển động quay

Khối lượng chuyển động quay của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền là:

$$M_r = m_k + m_B \text{ (kg)} \quad (2-9)$$

Khối lượng chuyển động quay của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền khi tính trên đơn vị diện tích piston có dạng sau:

$$m_r = \frac{M_r}{F_p} = (m_k + m_B) \cdot \frac{1}{F_p} \text{ (kg/m}^2\text{)}$$

Trong đó: F_p – diện tích đỉnh piston (m^2).

m_k – khối lượng chuyển động quay của trục khuỷu (kg).

Với khối lượng chuyển động quay của trục khuỷu m_k bằng khối lượng chốt khuỷu cộng với hai khối lượng má khuỷu $m_k = m_{ch} + 2 \cdot m_{mr}$.

m_B – khối lượng quy về đầu to thanh truyền (kg).

Bảng khối lượng nhóm piston – khuỷu trục – thanh truyền trên một đơn vị diện tích đỉnh piston của các động cơ thực tế (bảng 2-1):

Bảng 2-1

Nhóm chi tiết	Động cơ xăng D = 60 ÷ 100 mm	Động cơ Diesel D = 80 ÷ 120 mm	Chú ý
Piston, m_{np} (g/cm ²)			Giá trị lớn chọn cho động cơ có đường kính xy lanh D lớn.
+ Hợp kim nhôm	8 ÷ 15	15 ÷ 30	
+ Hợp kim gang	15 ÷ 25	25 ÷ 40	
Thanh truyền, m_{tt} (kg/cm ²)	10 ÷ 20	25 ÷ 40	Giá trị nhỏ chọn động cơ có tỷ số $\frac{S}{D} \leq 1$
Trục khuỷu, m_k (kg ²)			
+ Thép rèn	15 ÷ 20	20 ÷ 40	
+ Gang đúc	10 ÷ 20	15 ÷ 30	

III. HỢP LỰC VÀ MÔMEN TÁC DỤNG LÊN CƠ CẤU PISTON – KHUỖY TRỤC – THANH TRUYỀN

Trong quá trình làm việc cơ cấu piston – thanh truyền – trục khuỷu chịu các lực sau:

- Lực khí thể (lực do môi chất chịu nén và khí giãn nở sinh ra).
- Lực quán tính của các chi tiết có khối lượng chuyển động (bao gồm: chuyển động tịnh tiến và chuyển động quay).
- Trọng lực.
- Lực ma sát.

Trong các lực này, lực quán tính và lực khí thể có trị số lớn hơn cả nên trong quá trình tính toán sau này người ta cũng thường chỉ xét đến hai loại lực này.

III.1. Lực khí thể và lực quán tính

III.1.1. Lực khí thể

a) Định nghĩa

Lực khí thể do áp suất khí thể sinh ra tác dụng lên đỉnh piston. Từ kết quả tính toán nhiệt, ta vẽ được đồ thị công P – V. Triển khai đồ thị công P – V thành đồ thị P – α (quan hệ giữa áp suất P và góc quay của trục khuỷu α).

Từ hình vẽ 2.4, ta có thể tính được áp suất khí thể tác dụng lên đỉnh piston tương ứng với các giá trị của góc quay trục khuỷu. Khi tính toán người ta thường hay tính áp suất tương đối, do đó:

$$P_{kt} = P - P_o$$

Trong đó: P_{kt} – áp suất khí thể tính theo áp suất tương đối (MN/m²).

P – áp suất khí thể trong tính toán nhiệt (MN/m²).

P_o – áp suất khí trời. (MN/m²).

$$\text{Lực khí thể : } P_{kt} = P_{kt} \cdot F_p \quad (\text{MN}). \quad (2-10)$$

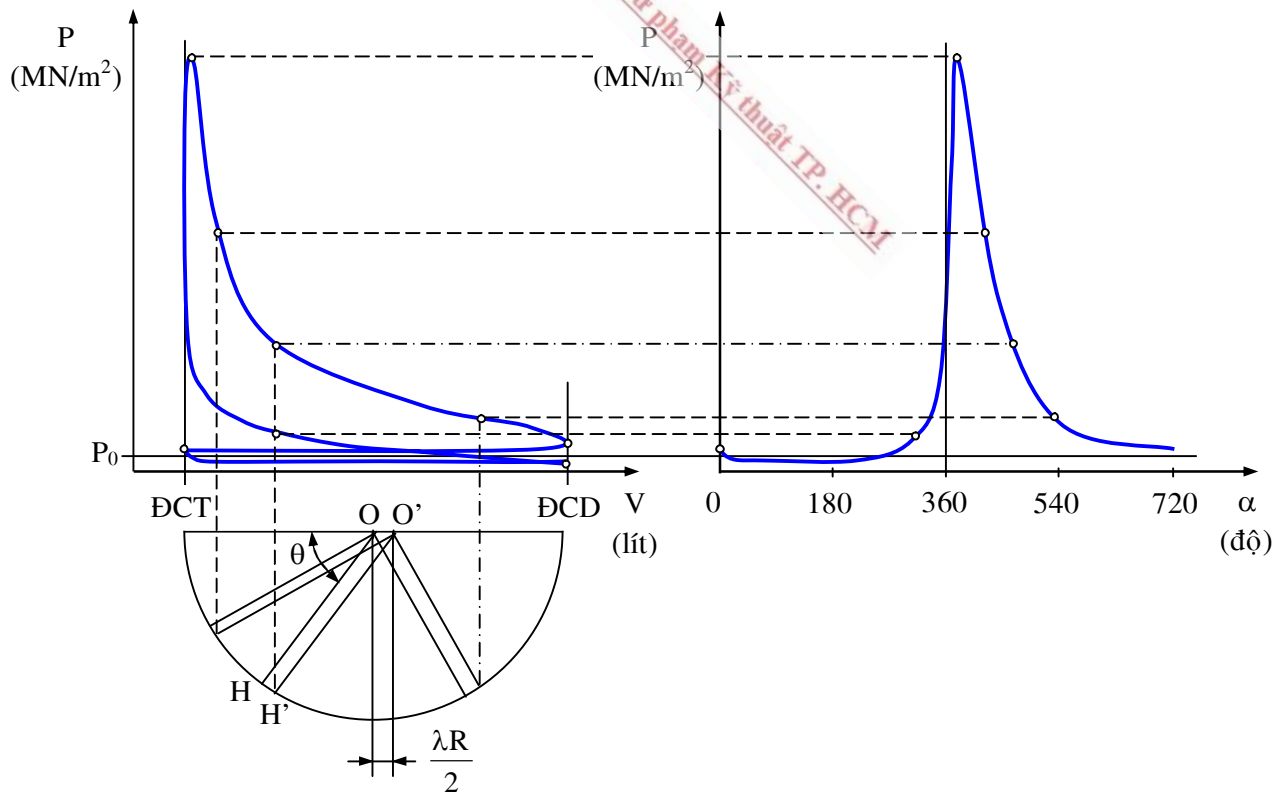
Trong đó: F_p – diện tích đỉnh piston, $F_p = \frac{\pi.D^2}{4}$ (m²).

D – đường kính xylanh (m).

b) Đồ thị công $P - V$ và đồ thị công triển khai $P - \alpha$.

Từ kết quả tính toán nhiệt ta xây dựng được đồ thị công $P - V$. Để có được đồ thị công triển khai $P - \alpha$ (quan hệ giữa áp suất trong xylanh theo góc quay của trục khuỷu động cơ) ta dùng phương pháp Brick sau:

- Vẽ nửa đường tròn tâm O , có bán kính R bằng bán kính quay trục khuỷu.
- Từ O dịch chuyển về phía ĐCD một đoạn OO' , với $OO' = \frac{\lambda R}{2}$. Trong đó λ là thông số kết cấu và R là bán kính quay của trục khuỷu.
- Chẳng hạn muốn xác định áp suất trong xylanh tại góc quay trục khuỷu là θ , tính sau ĐCT trong quá trình cháy – giãn nở ta làm như sau. Từ O vẽ đoạn OH hợp với phương nằm ngang một góc θ° như hình 2.4, từ O' kẻ đường thẳng song song với OH cắt nửa đường tròn tại H' . Từ H' kẻ đường thẳng song song với trục tung cắt đường giãn nở tại một điểm, từ điểm này giống sang bên trái để tìm giá trị áp suất tương ứng (nếu đồ thị công $P - V$ và đồ thị công triển khai $P - \alpha$ có cùng tỷ lệ xích của áp suất thì giá trị áp suất tìm được trên đồ thị công $P - V$ cũng chính là giá trị áp suất trên đồ thị công triển khai $P - \alpha$).
- Tương tự, khi chúng ta lấy hàng loạt các điểm tương ứng với từng quá trình nạp, nén, cháy – giãn nở và thả chúng ta sẽ xây dựng được đồ thị công triển khai có dạng như hình 2.4.



Hình 2.4. Đồ thị công $P - V$ và đồ thị công triển khai $P - \alpha$.

III.1.2. Lực quán tính

a) Lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến

Lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến, có thể tính theo công thức sau:

$$P_j = -mj = -mR\omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (2-11)$$

Gọi: $P_{j1} = -mR\omega^2 \cos\alpha$ là lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1.

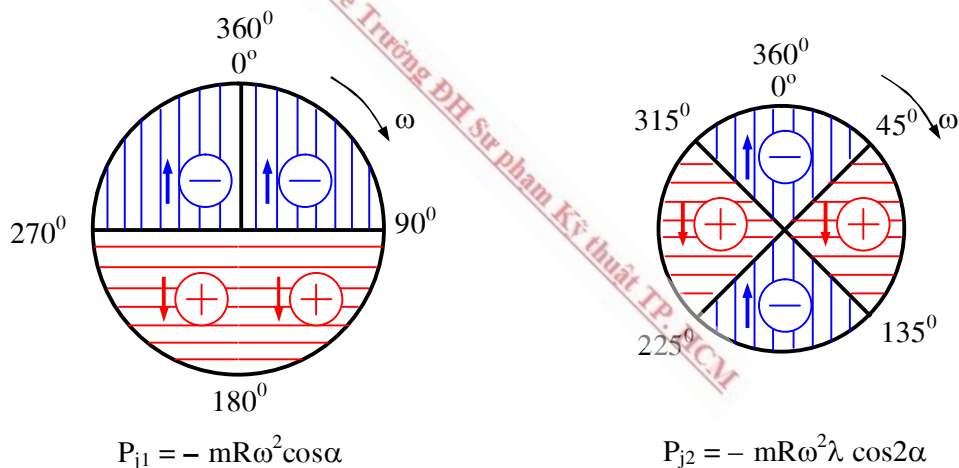
$P_{j2} = -mR\omega^2 \lambda \cos 2\alpha$ là lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2.

Ta có: $P_j = P_{j1} + P_{j2}$

Chu kỳ của lực quán tính cấp 1 ứng với một vòng quay trục khuỷu. Chu kỳ của lực quán tính cấp 2 ứng với $\frac{1}{2}$ vòng quay trục khuỷu.

Lực quán tính P_j luôn tác dụng trên phương đường tâm của xylanh. Khi piston ở ĐCT lực quán tính P_j có trị số âm, chiều tác dụng hướng lên trên (chiều ly tâm đối với tâm trục khuỷu), khi piston ở ĐCD lực quán tính P_j có trị số dương, chiều tác dụng hướng xuống (chiều hướng vào tâm trục khuỷu).

Để thuận cho việc khảo sát sau này, ta tiến hành xét dấu lực quán tính tương ứng với các giá trị của góc quay trục khuỷu α .



Hình 2.5. Chiều tác dụng và dấu của lực quán tính chuyển động tịnh tiến.

Trên hình 2.5 ta thấy:

- Đối với lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1: $P_{j1} = -mR\omega^2 \cos\alpha$

Trong phạm vi $\alpha = 0^\circ \div 90^\circ$ và $\alpha = 270^\circ \div 360^\circ$ lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 có trị số âm. Trong phạm vi $\alpha = 90^\circ \div 270^\circ$ lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 có trị số dương.

- Đối với lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2: $P_{j2} = -mR\omega^2 \lambda \cos 2\alpha$

Trong phạm vi $\alpha = 0^\circ \div 45^\circ$, $\alpha = 135^\circ \div 225^\circ$ và $\alpha = 315^\circ \div 360^\circ$ lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 có trị số âm. Trong phạm vi $\alpha = 45^\circ \div 135^\circ$ và $\alpha = 225^\circ \div 315^\circ$ lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 có trị số dương.

b) Lực quán tính của khối lượng chuyển động quay

Lực quán tính của khối lượng chuyển động quay P_k , tác dụng trên đường tâm má khuỷu. Chiều ly tâm đối với tâm trục khuỷu.

Độ lớn : $P_k = - m_r R \omega^2 = \text{const.}$ (2-12)

Trong đó: m_r – khối lượng của các chi tiết chuyển động quay.

R – bán kính quay trục khuỷu.

ω – vận tốc góc của trục khuỷu.

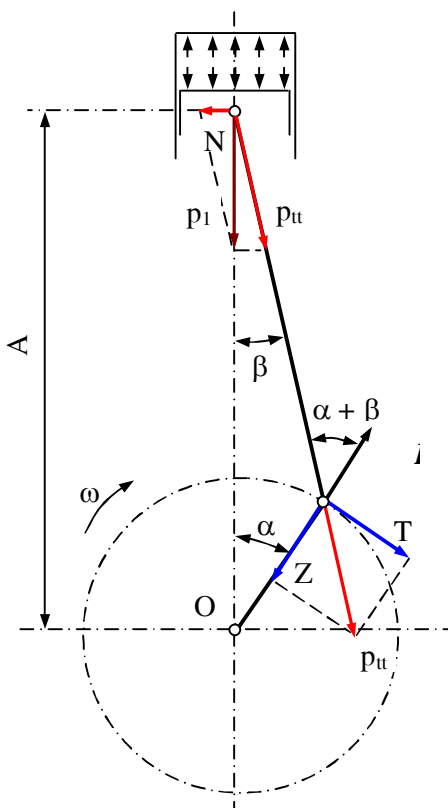
III.2. Hợp lực và mômen tác dụng lên cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền giao tâm

Lực tác dụng lên chốt piston P_1 là hợp lực của lực quán tính và lực khí thể. Nó tác dụng lên chốt piston và đẩy thanh truyền (hình 2.6).

$P_1 = P_{kt} + P_j$ (MN) (2-13)

Do trong quá trình tính toán động lực học, các lực này thường được tính trên đơn vị diện tích đỉnh piston nên sau khi chia 2 vế của biểu thức trên cho diện tích piston F_p ta có:

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= p_{kt} + p_j \\ p_1 &= \frac{P_1}{F_p} \\ p_j &= \frac{P_j}{F_p} \end{aligned} \right\} \text{(MN/m}^2\text{)}$$



Hình 2.6. Hệ lực tác dụng trên cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền giao tâm.

Phân P_1 thành 2 thành phần lực:

p_{tt} – Lực tác dụng trên phương đường tâm thanh truyền.

N – Lực tác dụng trên phương thẳng góc đường tâm xylanh.

$\vec{p}_1 = \vec{p}_{tt} + \vec{N}$ (2-14)

Từ quan hệ lượng giác, ta có thể xác định được trị số của p_{tt} và N .

$$\left. \begin{aligned} p_{tt} &= p_1 \frac{1}{\cos \beta} \\ N &= p_1 \cdot \text{tg} \beta \end{aligned} \right\} \text{(2-15)}$$

Phân p_{tt} thành 2 thành phần lực: Lực tiếp tuyến T và lực pháp tuyến Z (sau khi đã dời xuống tâm chốt khuỷu). Trị số của T và Z được xác định dựa theo quan hệ sau:

$$\left. \begin{aligned} T &= p_{tt} \sin(\alpha + \beta) = p_1 \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \\ Z &= p_{tt} \cos(\alpha + \beta) = p_1 \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \end{aligned} \right\} \text{(2-16)}$$

Lực quán tính P_k của khối lượng chuyển động quay là lực ly tâm, có trị số không đổi:

$$P_k = m_r.R.\omega^2 = \text{const} \quad (2-17)$$

Từ phân tích lực ở trên ta có thể rút ra kết luận sau:

- Lực khí thể do áp suất khí thể sinh ra tác dụng lên nắp xylanh, thân xylanh và lên piston.
- Hợp lực của lực quán tính và lực khí thể tác dụng lên chốt piston sinh ra lực đẩy thanh truyền, đồng thời cũng tác động lên ổ trục và trên thân máy. Phân lực tiếp tuyến T tạo thành mômen quay trục khuỷu động cơ. Mômen này tính theo công thức:

$$M = T.R \quad (2-18)$$

- Lực quán tính chuyển động tịnh tiến tác dụng lên ổ trục, trên chốt khuỷu và chốt piston. Lực quán tính chuyển động quay (lực ly tâm) là lực luôn tác dụng lên ổ trục khuỷu và luôn có giá trị là một hằng số.
- Lực N tạo thành mômen ngược chiều M_N (mômen lật).

$$\begin{aligned} M_N &= N.A \\ &= N(1.\cos\beta + R.\cos\alpha) \\ &= p_1.tg\beta(1.\cos\beta + R.\cos\alpha) \\ &= p_1.\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta}.R \end{aligned} \quad (2-19)$$

Trong đó: A – khoảng cách từ lực N đến tâm trục khuỷu.

Trị số của mômen ngược chiều vừa bằng trị số của mômen quay trục khuỷu nhưng trái chiều. Mômen ngược chiều này tác dụng lên thân máy và do thân máy chịu đựng.

Trong quá trình động cơ làm việc, mômen quay trục khuỷu M làm quay trục khuỷu và đưa công suất ra ngoài. Mômen này được cân bằng bởi các mômen sau:

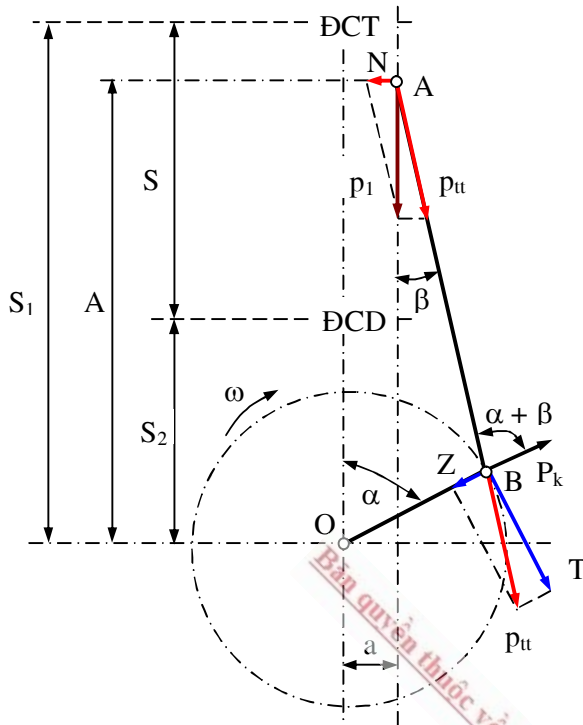
- Mômen cản do lực cản và do lực ma sát của tất cả các chi tiết chuyển động tác dụng trên bánh đà của động cơ.
- Mômen sinh ra bởi mômen quán tính khi các chi tiết động cơ chuyển động quy về tâm trục khuỷu là J_o . Nếu gia tốc góc là ϵ , thì mômen cản sinh ra là $J_o\epsilon$. Do đó:

$$M = M_c + J_o\epsilon. \quad (2-20)$$

Nếu xét đến ảnh hưởng của mômen thanh truyền M thì lực trong hệ lực tác dụng trên cơ cấu khuỷu trục thanh truyền giao tâm phải tính theo các công thức sau đây:

$$\left. \begin{aligned} N_\Sigma &= p_1.tg\beta + \frac{M_t}{l.\cos\beta} \\ T_\Sigma &= p_1.\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} + M_t.\frac{\cos\alpha}{l.\cos\beta} \\ Z_\Sigma &= p_1.\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta} - M_t.\frac{\sin\alpha}{l.\cos\beta} \\ M_{N_\Sigma} &= p_1.R.\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} + M_t.\left(1 + \lambda.\frac{\cos\alpha}{\cos\beta}\right) \end{aligned} \right\} \quad (2-21)$$

III.3. Hợp lực và mômen tác dụng lên cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm



Hình 2.7. Hệ lực tác dụng trên cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm.

Trong cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm, quan hệ giữa góc α của trục khuỷu với góc lắc β của thanh truyền được xác định theo công thức sau:

$$\sin \beta = \lambda \cdot (\sin \alpha - k)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha - k)^2}$$

Các công thức tính lực và mômen trong hệ lực hoàn toàn giống như các công thức tính lực và mômen trong cơ cấu khuỷu trục thanh truyền giao tâm. Tuy nhiên các số hạng có chứa thông số góc β trong toàn bộ các công thức trên phải thay bằng quan hệ đã nêu trong công thức (1-16)

Từ hệ lực giới thiệu như hình vẽ 2.7, ta cũng có:

$$P_1 = P_{kt} + P_j$$

$$P_1 = P_{kt} - m \cdot R \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha + \lambda \cdot k \cdot \sin \alpha)$$

Do $\vec{P}_1 = \vec{P}_{tt} + \vec{N}$ nên ta cũng có:

$$\left. \begin{aligned} P_{tt} &= P_1 \cdot \frac{1}{\cos \beta} \\ N &= P_1 \cdot \tan \beta \end{aligned} \right\} \quad (2-22)$$

P_{tt} cũng được phân thành lực pháp tuyến Z và lực tiếp tuyến T với:

$$T = P_1 \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

Thay thế bằng quan hệ gần đúng (giới thiệu trong phần động học), ta có:

$$T = P_1 \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha - \lambda \cdot k \cdot \cos \alpha \right)$$

$$Z = P_1 \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = P_1 \left[\cos \alpha - \sin \alpha \cdot \frac{\lambda \cdot (\sin \alpha - k)}{\sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha - k)^2}} \right] \quad (2-23)$$

$$\text{Mômen lật: } M_N = N \cdot A = N \cdot (l \cdot \cos \beta + R \cdot \cos \alpha) = N \cdot R \cdot \left(\frac{1}{\lambda} \cos \beta + \cos \alpha \right) \quad (2-24)$$

$$\text{Do độ lệch tâm: } a = R \sin \alpha - l \sin \beta = R \left(\sin \alpha - \frac{1}{\lambda} \sin \beta \right)$$

$$\text{Nên } k = \frac{a}{R} = \sin \alpha - \frac{1}{\lambda} \sin \beta$$

$$\Rightarrow \frac{1}{\lambda} = \frac{(\sin \alpha - k)}{\sin \beta} \quad (2-25)$$

Thế $\frac{1}{\lambda}$ trong biểu thức (2-25) vào biểu thức tính mômen lật (2-24), ta được:

$$M_N = N.A = N.R. \left[\frac{(\sin \alpha - k)}{\sin \beta} \cdot \cos \beta + \cos \alpha \right] = P_1.R.(\sin \alpha - k + \text{tg} \beta \cdot \cos \alpha) \quad (2-26)$$

Tuy nhiên, do đây là cơ cấu lệch tâm, nên ngoài mômen lật M_N còn có thêm một mômen lật khác, do lực P_1 gây ra:

$$M_P = P_1.a = p_1.R. \left(\sin \alpha - \frac{\sin \beta}{\lambda} \right) \quad (2-27)$$

Vì vậy thân máy của động cơ dùng cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm chịu một mômen lật tổng cộng là:

$$M_{I\Sigma} = M_N + M_P = p_1.R. \left(\sin \alpha - k + \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha - \frac{\sin \beta}{\lambda} \right)$$

Do $\sin \alpha - k = \frac{\sin \beta}{\cos \beta}$ nên $M_{I\Sigma} = p_1.R. \left(\frac{\sin \beta}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \right) = p_1.R. \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ (2-28)

Kết luận

Mômen lật trong động cơ dùng cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền lệch tâm cũng bằng mômen chính của động cơ:

$$\begin{aligned} M_{I\Sigma} &= M = T.R \\ &= p_1.R. \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \end{aligned} \quad (2-29)$$

III.4. Hợp lực và mômen tác dụng trên trục khuỷu của động cơ một hàng xylanh

III.4.1. Góc công tác δ_k

Góc công tác là góc quay của trục khuỷu ứng với khoảng thời gian giữa hai lần làm việc kế tiếp nhau của hai xylanh. Nó quyết định tính đồng đều của quá trình làm việc của động cơ có nhiều xylanh.

Tuy nhiên, các khuỷu bố trí lệch nhau như thế nào còn tùy thuộc vào thứ tự làm việc của các xylanh. Khi chọn góc lệch của khuỷu trục và thứ tự làm việc của các xylanh phải chú ý:

- Đảm bảo phụ tải tác dụng lên các ổ trục bé nhất.
- Đảm bảo quá trình nạp, thải có hiệu suất cao nhất.
- Đảm bảo kết cấu trục khuỷu đơn giản nhất, dễ chế tạo (có tính công nghệ tốt).
- Đảm bảo tính cân bằng tốt nhất của động cơ.

Thông thường khó có thể thỏa mãn cùng một lúc tất cả các yêu cầu trên; do đó lựa chọn góc công tác và thứ tự làm việc của các xylanh thường xuất phát từ hai điều kiện đầu.

Đối với động cơ 4 kỳ, khi trục khuỷu quay 2 vòng, mỗi xylanh đều hoàn thành một chu trình công tác. Đối với động cơ 2 kỳ, trục khuỷu quay 1 vòng, mỗi xylanh đều hoàn thành một chu trình công tác. Vì vậy góc công tác của các khuỷu trục có thể xác định theo công thức sau:

$$\delta_K = \frac{180 \cdot \tau}{i} \quad (2-30)$$

Trong đó: i – số xylanh.

τ – số kỳ của động cơ.

Từ công thức trên ta thấy góc công tác của khuỷu trục chỉ phụ thuộc vào số kỳ và số xylanh. Điều đó có nghĩa là đối với mỗi động cơ, có thể lựa chọn nhiều thứ tự làm việc ứng với nhiều kết cấu khác nhau của trục khuỷu. Tuy nhiên trong số đó chỉ có một thứ tự làm việc tốt nhất, thỏa mãn đến mức tối đa những yêu cầu về động học, động lực học, tính cân bằng của động cơ,...

Ví dụ: với kết cấu trục khuỷu như sơ đồ 2.8 bên dưới sẽ có các thứ tự làm việc của các xylanh như sau:

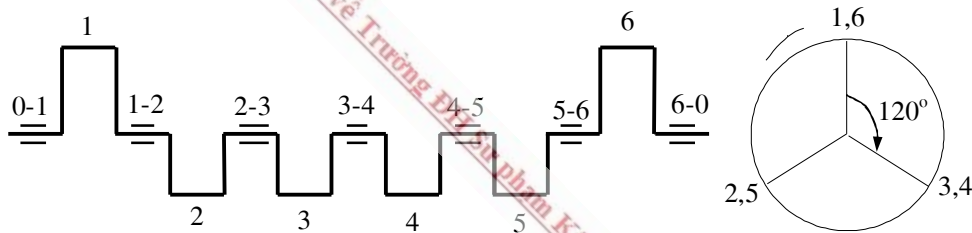
1 – 2 – 3 – 6 – 5 – 4

1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4

1 – 5 – 4 – 6 – 2 – 3

1 – 2 – 4 – 6 – 5 – 3

Tuy nhiên chỉ có thứ tự làm việc 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4 là tốt hơn cả, vì vậy động cơ bốn kỳ 6 xylanh thường dùng thứ tự làm việc này.



Hình 2.8. Sơ đồ kết cấu trục khuỷu của động cơ bốn kỳ, 6 xylanh.

III.4.2. Lực và mômen tác dụng trên trục khuỷu của động cơ một hàng xylanh

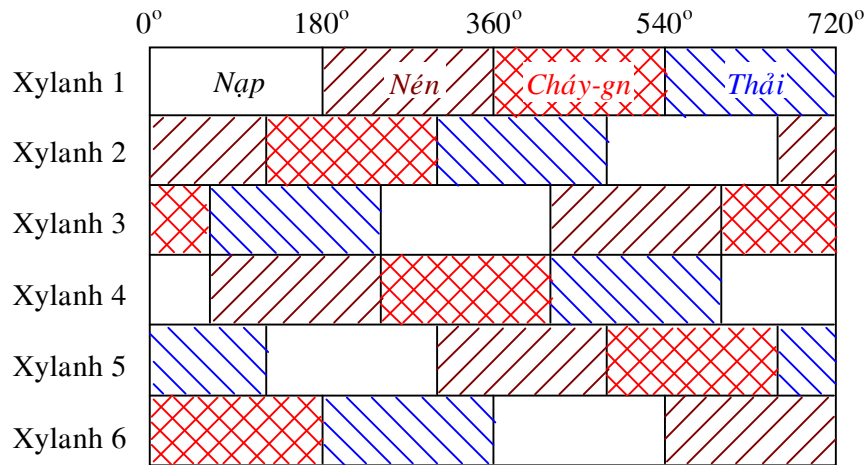
Hệ lực và mômen tác dụng lên trục khuỷu bao gồm các lực sau đây:

- Lực pháp tuyến Z.
- Lực tiếp tuyến T.
- Lực quán tính chuyển động quay P_k .
- Mômen của các khuỷu phía trước $\sum M_{i-1}$
- Mômen M_i tác dụng trên chính khuỷu đó.
- Mômen $\sum M_i$ tác dụng trên cổ trục phía sau của khuỷu.

Trong các mômen này thì mômen $\sum M_i$ biến thiên theo góc quay α của trục khuỷu với chu kỳ biến thiên phụ thuộc vào số xylanh và số kỳ của động cơ.

Để tính được mômen tổng $\sum M_i$, ta phải căn cứ vào bảng biểu diễn của các hành trình trong xylanh động cơ để xác định góc quay α_i của các khuỷu.

Ví dụ: động cơ bốn kỳ 6 xylanh có thứ tự làm việc 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4 với sơ đồ kết cấu trục khuỷu được giới thiệu trên hình 2.9. Diễn biến của các quá trình công tác của các xylanh như sau:



Hình 2.9. Diễn biến các hành trình trong các xylanh của động cơ 4 kỳ 6 xylanh.

Từ bảng bảng diễn biến hình 2.9 ta thấy:

Khi khuỷu trục của xylanh thứ nhất nằm ở vị trí 0° (tức $\alpha_1 = 0^0$) thì:

- Khuỷu trục của xylanh thứ 2 nằm ở vị trí 240°, nên $\alpha_2 = 240^0$.
- Khuỷu trục của xylanh thứ 3 nằm ở vị trí 480°, nên $\alpha_3 = 480^0$.
- Khuỷu trục của xylanh thứ 4 nằm ở vị trí 120°, nên $\alpha_4 = 120^0$.
- Khuỷu trục của xylanh thứ 5 nằm ở vị trí 600°, nên $\alpha_5 = 600^0$.
- Khuỷu trục của xylanh thứ 6 nằm ở vị trí 360°, nên $\alpha_6 = 360^0$.

Thời gian ngắn nhất tính theo góc quay của trục khuỷu giữa hai lần sinh công trong 2 xylanh kế nhau là:

- Giữa xylanh thứ nhất và xylanh thứ hai là 240° ($180^0 + 60^0$).
- Giữa xylanh thứ hai và xylanh thứ ba là 240°.
- Giữa xylanh thứ ba và xylanh thứ tư là 360°.
- Giữa xylanh thứ tư và xylanh thứ năm là 240°.
- Giữa xylanh thứ năm và xylanh thứ sáu là 240°.

Vì vậy tính chịu lực của các cổ trục 1 – 2; 2 – 3; 4 – 5; 5 – 6 hoàn toàn giống nhau, còn cổ trục 3 – 4 thì chịu lực khác các cổ kia. Cổ trục 0 – 1 chịu lực tác dụng của xylanh thứ nhất, còn cổ trục 6 – 0 chịu lực tác dụng của xylanh 6 và trọng lượng của bánh đà.

Tổng mômen tác dụng lên toàn trục khuỷu $\sum M_i$ được xác định theo công thức:

$$\sum_{i=1}^6 M_i = \sum_{i=1}^6 T_i \cdot R$$

Trong đó: i – số khuỷu trục của động cơ (số xylanh).

R - bán kính quay của trục khuỷu.

IV. ĐỒ THỊ VÉCTƠ PHỤ TẢI TÁC DỤNG TRÊN CHỐT KHUỖY

Đồ thị vectơ phụ tải tác dụng lên toàn chốt khuỷu dùng để xác định lực tác dụng lên chốt khuỷu ở mỗi vị trí của trục khuỷu. Sau khi có đồ thị này ta có thể tìm trị số trung bình của phụ tải tác dụng trên chốt khuỷu. Dựa vào đồ thị phụ tải ta có thể xác định khu vực chịu lực ít nhất, để xác định vị trí khoan lỗ dầu bôi trơn và xác định phụ tải khi tính sức bền ở trục.

Khi vẽ đồ thị vectơ phụ tải tác dụng trên chốt khuỷu, ta chưa cần xét đến lực quán tính chuyển động quay của khối lượng thanh truyền m_2 quy về tâm chốt khuỷu vì phương và trị số của lực quán tính này không đổi. Sau khi vẽ xong đồ thị ta sẽ đặt vào sau. Cách đồ thị vectơ phụ tải tác dụng lên chốt khuỷu được thực hiện như sau:

- Vẽ toạ độ T – Z gốc toạ độ O_1 , chiều âm dương của T và Z như hình vẽ.
- Tính lực quán tính của khối lượng chuyển động quay của thanh truyền quy về đầu to (tính trên đơn vị diện tích piston):

$$P_{ko} = - m_2.R.\omega^2 \quad (\text{MN/m}^2)$$

- Dùng tỷ lệ xích thích hợp vẽ từ O_1 xuống dưới một vectơ $-P_{ko}$, vectơ này nằm trên trục Z, gốc của vectơ là O. Điểm O là tâm chốt khuỷu.
- Trên toạ độ T – Z xác định các trị số T và Z ở các góc độ $\alpha = 0^0, 15^0, 30^0, \dots$ (tùy theo số điểm chia nhiều hay ít mà α có trị số bé hay lớn; trị số của T và Z lập bảng và tính theo công thức (2-16). Ta sẽ được các điểm 0; 15; 30, v.v... như trên hình 2.10. Dùng đường cong nối các điểm này lại, ta có đồ thị vectơ phụ tải tác dụng lên chốt khuỷu.

$$T = P_{tt}.\sin(\alpha + \beta) = p_1.\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

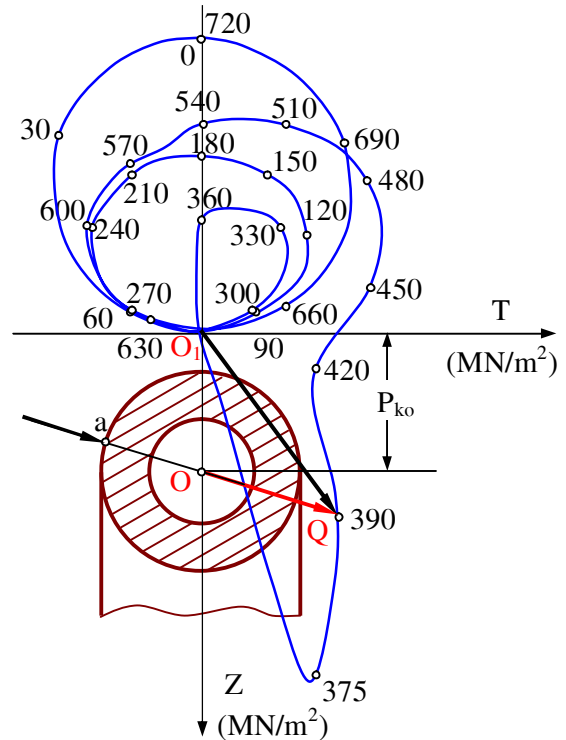
$$Z = P_{tt}.\cos(\alpha + \beta) = p_1.\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

- Nếu ta nối điểm O với bất kỳ điểm nào trên đồ thị (ví dụ: tại điểm $\alpha = 390^0$), ta được vectơ biểu diễn phụ tải tác dụng lên chốt khuỷu khi góc quay của trục khuỷu là $\alpha = 390^0$, chiều của vectơ này theo chiều hình vẽ. Để tìm điểm tác dụng của vectơ, ta chỉ cần kéo dài vectơ về phía gốc toạ độ O đến khi gặp vòng tròn tại a, điểm a chính là điểm tác dụng lên bề mặt chốt khuỷu.

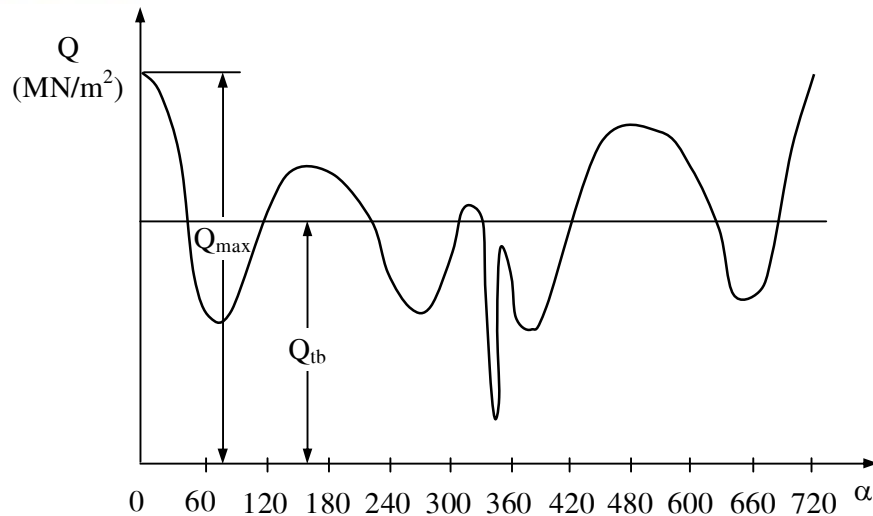
Ta thấy rằng vectơ \vec{Q} là hợp lực của các lực tác dụng trên chốt khuỷu:

$$\vec{Q} = \vec{P}_{ko} + \vec{T} + \vec{Z} = \vec{P}_{ko} + \vec{P}_{tt} \quad (\text{MN/m}^2)$$

- Triển khai đồ thị phụ tải theo góc quay α của trục khuỷu để tính phụ tải trung bình Q_{tb} .



Hình 2.10. Đồ thị vectơ phụ tải tác dụng trên chốt khuỷu.



Hình 2.11. Đồ thị triển khai vectơ phụ tải tác dụng lên chốt khuỷu.

Phân tích đồ thị phụ tải ta thấy rằng dạng phần đuôi của đồ thị phụ thuộc vào trị số cực đại của áp suất khí thể. Vì vậy phần đuôi của đồ thị vectơ phụ tải tác dụng trên chốt khuỷu của động cơ Diesel thường dài hơn phần đuôi đồ thị vectơ phụ tải tác dụng trên chốt khuỷu của động cơ xăng. Dạng phần đầu của đồ thị phụ thuộc vào lực quán tính chuyển động tịnh tiến. Nếu lực quán tính chuyển động tịnh tiến P_j càng lớn thì phần đầu của đồ thị càng to.

Đơn vị phụ tải trung bình và đơn vị phụ tải cực đại tác dụng trên chốt khuỷu (hoặc trên ổ trục) tính theo công thức sau:

$$\left. \begin{aligned} K_{tb} &= \frac{Q_{tb} \cdot F_p}{d_c \cdot l_c}, (\text{MN/m}^2) \\ K_{\max} &= \frac{Q_{\max} \cdot F_p}{d_c \cdot l_c}, (\text{MN/m}^2) \end{aligned} \right\} \quad (2-31)$$

Trong đó:

Q_{tb} và Q_{\max} – phụ tải bình quân và phụ tải cực đại xác định trên hình 2.11 và tính bằng (MN/m^2).

F_p – diện tích đỉnh piston (m^2).

d_c và l_c – đường kính và chiều dài của chốt khuỷu tiếp xúc với đầu to thanh truyền (m).

Trị số cho phép của K_{tb} quyết định bởi độ cứng vững của ổ trục (hình thức kết cấu của động cơ) và kết cấu của ổ trục (loại hợp kim chịu mòn, trạng thái bề mặt chốt khuỷu,...).

Trị số cho phép của K_{\max} quyết định bởi khả năng làm việc của ổ trục, sự biến dạng của ổ trục và khả năng chịu tải của màng dầu nhờn trong ổ.

Để biểu thị mức độ va đập của phụ tải, người ta thường dùng hệ số va đập χ .

$$\chi = \frac{K_{\max}}{K_{tb}} \quad (2-32)$$

Thông thường yêu cầu hệ số va đập $\chi \leq 4$.

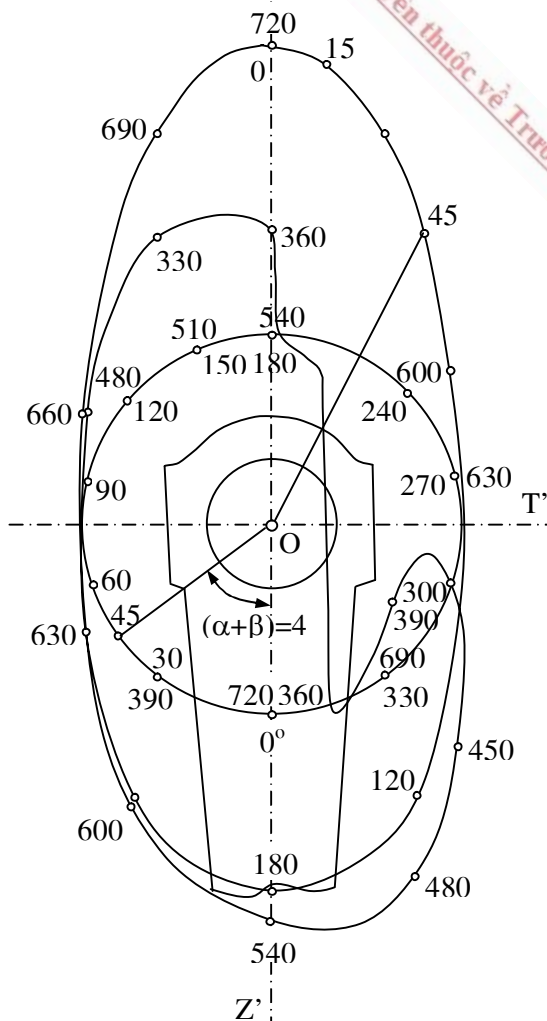
Trong động cơ chữ V dùng thanh truyền tổ hợp thì $\chi \leq 1,5$. Trong các trường hợp bình thường trị số của K_{tb} và K_{max} của động cơ Diesel và động cơ xăng dùng chế hoà khí thống kê trong bảng sau:

Bảng 2-2

Kiểu động cơ đốt trong, kết cấu ổ trục và trạng thái bề mặt chốt khuỷu.	K_{tb}		K_{max}	
	MN/m ²	kG/cm ²	MN/m ²	kG/cm ²
Động cơ Diesel, ổ hợp kim đồng – chì, mặt chốt khuỷu xê măngtít hoặc tôi.	8	80	25	250
Động cơ Diesel, hợp kim babít, mặt chốt khuỷu tôi.	6	60	22	220
Động cơ carburator, hợp kim babít.	5	50	10	100

V. ĐỒ THỊ VÉCTƠ PHỤ TẢI TÁC DỤNG LÊN ĐẦU TO THANH TRUYỀN

Sau khi đã vẽ được đồ thị phụ tải tác dụng lên chốt khuỷu, ta căn cứ vào đấy để vẽ đồ thị phụ tải của ổ trượt ở đầu to thanh truyền. Cách vẽ xuất phát từ những nguyên lý sau:



Hình 2.12. Đồ thị vectơ phụ tải tác dụng lên đầu to thanh truyền.

- Chiều của lực tác dụng Q_0, Q_1 (lực tác dụng lên điểm O, điểm 1,...) trên đồ thị phụ tải của chốt khuỷu (hình 2.10) trái chiều với lực Q_0, Q_1, \dots trên đồ thị phụ tải của đầu to thanh truyền nhưng chúng bằng nhau về trị số.
- Vị trí của điểm tác dụng tương ứng với góc quay $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots$ của chốt khuỷu là vị trí tương ứng với góc $\alpha_1 + \beta_1, \alpha_2 + \beta_2, \alpha_3 + \beta_3, \dots$ của đầu to thanh truyền biểu thị như trên hình 2.12. Đồng thời cần chú ý chiều quay của đầu to thanh truyền ngược chiều với chiều quay của chốt khuỷu.

Xuất phát từ nguyên tắc trên, tiến hành vẽ đồ thị phụ tải tác dụng trên đầu to thanh truyền như sau:

- Vẽ dạng đầu to thanh truyền lên một tờ giấy bóng, tâm của đầu to thanh truyền là O.
- Vẽ một vòng tròn bất kì, tâm O. Giao điểm của đường tâm phần thân thanh truyền với vòng tròn tâm O là điểm 0^0 .
- Từ điểm 0^0 , ghi trên vòng tròn các điểm 15, 30, 45,... theo chiều quay trục khuỷu và tương ứng với các góc $\alpha_{15^0} + \beta_{15^0}, \alpha_{30^0} + \beta_{30^0}, \alpha_{45^0} + \beta_{45^0} + \dots$ (cần chú ý đến dấu của β).
- Đem tờ giấy bóng này đặt chồng lên đồ thị phụ tải của chốt khuỷu sao cho tâm O trùng

với tâm O của đồ thị vectơ phụ tải tác dụng chốt khuỷu. Lần lượt xoay tờ giấy bóng cho các điểm 15, 30, 45,... trùng với trục + Z của đồ thị phụ tải tác dụng lên chốt khuỷu. Đồng thời đánh dấu các điểm đầu mút của các vectơ $\vec{Q}_0, \vec{Q}_{15}, \vec{Q}_{30}, \vec{Q}_{45}, \dots$ của đồ thị phụ tải chốt khuỷu hiện trên tờ giấy bóng bằng các điểm 0, 15, 30, 45,...

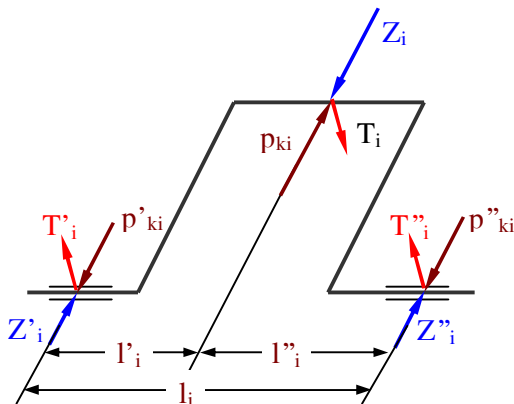
- Nối các điểm 0, 15, 30, 45,... lại bằng một đường cong, ta có đồ thị phụ tải tác dụng lên đầu to thanh truyền (hình 2.12).

VI. ĐỒ THỊ VÉCTƠ PHỤ TẢI TÁC DỤNG TRÊN CỔ TRỤC KHUYU VÀ BẠC LÓT Ổ TRỤC CỦA ĐỘNG CƠ NHIỀU HÀNG XYLANH

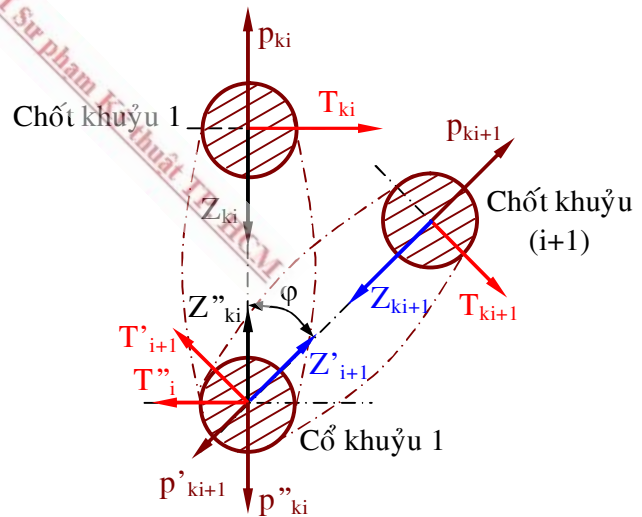
Đồ thị phụ tải tác dụng lên cổ trục có dạng tương đối phức tạp, vì lực tác dụng lên cổ trục là hợp lực của các phản lực do lực tác dụng trên hai khuỷu có chung cổ trục. Do đó nó phụ thuộc vào góc giữa hai khuỷu và trị số của các lực tác dụng lên hai khuỷu dùng chung cổ trục sinh ra. Tuy nhiên đối với động cơ nhiều xylanh không phải bất cứ cổ trục nào cũng phải vẽ đồ thị phụ tải, mà chỉ vẽ những đồ thị phụ tải của những cổ trục có trạng thái chịu lực khác nhau.

Đại đa số trường hợp, cổ trục chịu phụ tải lớn nhất là cổ trục nằm giữa hai khuỷu trục có góc lệch khuỷu bằng 360° . Cổ trục này thường nằm giữa trục khuỷu nên thường làm dài hơn các cổ khác.

Dưới đây chúng ta xét trường hợp vẽ đồ thị phụ tải tác dụng lên cổ trục khuỷu nằm giữa hai khuỷu trục có góc lệch khuỷu là φ (lấy khuỷu thứ i làm chuẩn). Sơ đồ chung để tính toán giới thiệu trên hình 2.13 và 2.14. Quy ước rằng phản lực ở cổ phía đầu trục khuỷu dùng ký hiệu: $Z'_i, T'_i, p'_{ki}, \dots$; phản lực phân về cổ phía đuôi trục khuỷu (tức về phía bên phải của khuỷu trục trên hình 2.13) dùng ký hiệu: $Z''_i, T''_i, p''_{ki}, \dots$



Hình 2.13. Sơ đồ lực tác dụng trên khuỷu thứ i.



Hình 2.14. Sơ đồ lực tác dụng trên cổ trục i, (i+1).

Như thế muốn vẽ đồ thị phụ tải của cổ trục [i, (i+1)] ta phải xác định các phản lực tác dụng trên cổ trục này.

Các phản lực của các lực Z_i, T_i, p_{ki} tác dụng trên các cổ [(i - 1), i] và [i, (i+1)] xác định theo công thức sau:

$$\left. \begin{aligned} Z_i' &= \frac{Z_i \cdot l_i''}{l_i}; Z_i'' = \frac{Z_i \cdot l_i'}{l_i} \\ T_i' &= \frac{T_i \cdot l_i''}{l_i}; T_i'' = \frac{T_i \cdot l_i'}{l_i} \\ p_{ki}' &= \frac{p_{ki} \cdot l_i''}{l_i}; p_{ki}'' = \frac{p_{ki} \cdot l_i'}{l_i} \end{aligned} \right\} \quad (2-33)$$

Các phản lực của các lực Z_{i+1} ; T_{i+1} ; p_{ki+1} tác dụng trên các cổ $[i,(i+1)]$ và $[(i+1),(i+2)]$ xác định theo công thức sau:

$$\left. \begin{aligned} Z_{i+1}' &= \frac{Z_{i+1} \cdot l_{i+1}''}{l_{i+1}}; Z_{i+1}'' = \frac{Z_{i+1} \cdot l_{i+1}'}{l_{i+1}} \\ T_{i+1}' &= \frac{T_{i+1} \cdot l_{i+1}''}{l_{i+1}}; T_{i+1}'' = \frac{T_{i+1} \cdot l_{i+1}'}{l_{i+1}} \\ p_{ki+1}' &= \frac{p_{ki+1} \cdot l_{i+1}''}{l_{i+1}}; p_{ki+1}'' = \frac{p_{ki+1} \cdot l_{i+1}'}{l_{i+1}} \end{aligned} \right\} \quad (2-34)$$

Sơ đồ lực tác dụng trên cổ trục $[i - (i + 1)]$ biểu thị trên hình 2.14.

Tuy vậy, để vẽ đồ thị được tiện lợi, người ta thường quy ước vẽ đồ thị phụ tải với giả thiết các phản lực Z_i'' , T_i' , Z_{i+1}' , T_{i+1}'' , cùng chiều với lực tác dụng. Đồng thời khi xét các hợp lực của các lực tác dụng trên cổ $[i - (i + 1)]$ tạm thời không xét đến phản lực p_{ki}'' và p_{ki+1}' vì các lực này đều là hằng số. Sau khi vẽ xong ta sẽ xác định gốc tọa độ độ cực.

Với các giả thiết như trên ta có thể lập được các phương trình của lực pháp tuyến và lực tiếp tuyến tác dụng trên cổ trục $[i - (i + 1)]$.

$$\left. \begin{aligned} Z_{i-(i+1)} &= Z_i'' + Z_{i+1}' \cos \varphi + T_{i+1}'' \sin \varphi \\ T_{i-(i+1)} &= T_i' + T_{i+1}'' \cos \varphi - Z_{i+1}' \sin \varphi \end{aligned} \right\} \quad (2-35)$$

Lập bảng để tính trị số của $Z_{[i,(i+1)]}$ và $T_{[i,(i+1)]}$ theo các góc quay α của trục khuỷu.

Bảng 2-3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
α	α_i	T_i	Z_i	α_{i+1}	T_{i+1}	Z_{i+1}	T_i''	Z_i''	T_{i+1}'	Z_{i+1}'	$T_{i-(i+1)}$	$Z_{i-(i+1)}$
0^0												
10^0												
.												
.												
.												
720^0												

Sau khi đã có trị số của $Z_{[i,(i+1)]}$ và $T_{[i,(i+1)]}$, vẽ đồ thị vectơ phụ tải của cổ trục khuỷu cũng tiến hành tương tự như vẽ đồ thị vectơ phụ tải của chốt khuỷu.

Sau khi vẽ xong, ta xét đến các lực P_{ki} và P_{ki+1} ($P_k = m_r R \omega^2 = \text{const}$) để xác định góc tọa độ cực. Ta có thể dùng cách xác định góc tương tự như khi vẽ đồ thị phụ tải của chốt khuỷu, nhưng cũng có thể dùng phương trình sau đây để xác định tọa độ của điểm gốc O mới:

$$\left. \begin{aligned} Z_{o[i,(i+1)]} &= p_{ki}'' + p_{ki+1}' \cos \varphi \\ T_{o[i,(i+1)]} &= p_{ki+1}' \sin \varphi \end{aligned} \right\} \quad (2-36)$$

Cần chú ý rằng khi dịch gốc, ta viết phương trình (2-36) với điều kiện đã xét phản lực ngược với lực tác dụng. Điều đó xuất phát từ phương trình cơ bản sau đây :

$$(\vec{Z} + \vec{T}) + \vec{P}_k = \vec{Q} \text{ từ đó suy ra } \vec{Z} + \vec{T} = \vec{Q} + (-\vec{P}_k)$$

Đối với khuỷu trục có kết cấu đối xứng, tổng lực quán tính của khối lượng chuyển động quay của một khuỷu tác dụng trên một cổ trục bao gồm các lực sau:

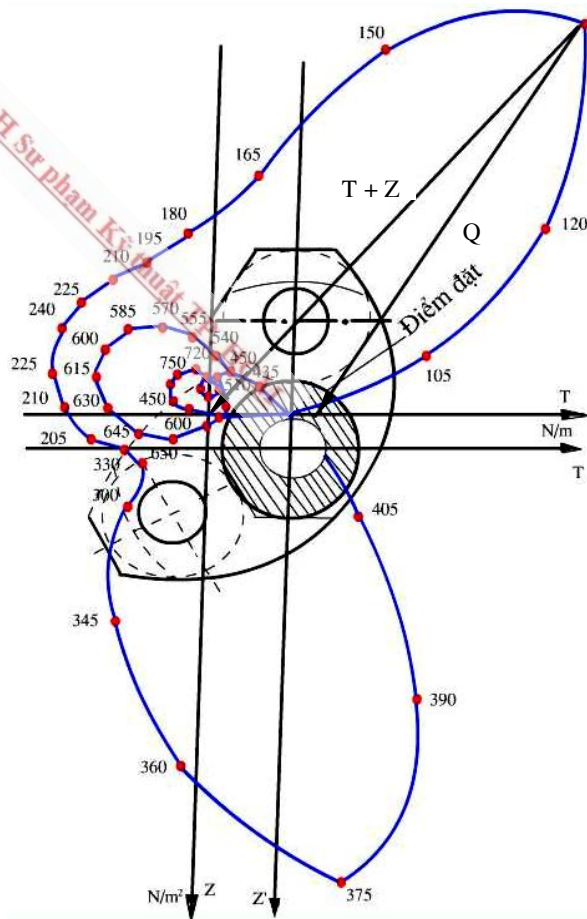
- Lực quán tính của một nửa khối lượng chuyển động quay của thanh truyền $\frac{m}{2}$.
- Lực quán tính của một nửa khối lượng của chốt khuỷu $\frac{m_{ck}}{2}$.
- Lực quán tính của khối lượng của một má khuỷu m_{mr} .

Sau khi xét đến lực ly tâm và dịch gốc đồ thị, (gốc của đồ thị là điểm O) ta vẽ cổ trục thứ $[i,(i+1)]$ và hai khuỷu thứ i và $(i+1)$ lên điểm O, từ O nối với bất kỳ điểm nào của đường cong, ta đều xác định được vectơ Q ở điểm ấy. Chiều của vectơ xác định trên hình 2.15. Điểm đặt của vectơ trên mặt cổ trục là điểm vectơ cắt vòng tròn tương trưng cổ trục. Sau khi vẽ xong, triển khai đồ thị vectơ phụ tải tác dụng lên cổ trục khuỷu thành đồ thị $Q - \alpha$, rồi tính Q_{tb} và Q_{max} theo công thức (2-31), nhưng kích thước d và l phải lấy theo kích thước của cổ trục.

Trị số Q_{tb} cho phép lấy thấp hơn trị số Q_{tb} cho phép của chốt khuỷu 20%. Còn đối với Q_{max} lấy thấp hơn trị số Q_{max} cho phép chốt khuỷu 40%.

Sở dĩ phụ tải cho phép trên cổ trục cần lấy trị số nhỏ hơn là vì điều kiện làm việc của cổ trục xấu hơn chốt khuỷu.

Lực quán tính do đối trọng sinh ra bao giờ cũng ngược chiều với lực P_k , vì vậy khi dùng đối trọng, gốc tọa độ O di động gần lại gốc tọa độ O_1 (hình 2.15).

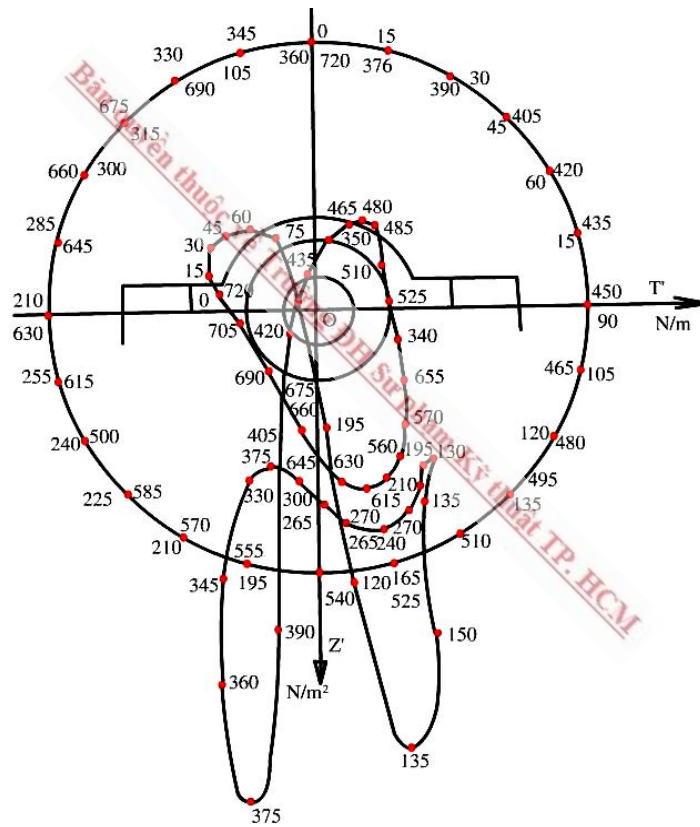


Hình 2.15. Đồ thị phụ tải tác dụng trên cổ trục của trục khuỷu có góc lệch khuỷu 240° .

Cũng cần lưu ý rằng, khi dùng đối trọng để giảm nhẹ phụ tải trên cổ trục khuỷu cần phải đảm bảo điều kiện cân bằng của toàn bộ động cơ.

Sau khi đã có đồ thị vectơ phụ tải tác dụng trên cổ trục khuỷu, ta vẽ đồ thị vectơ phụ tải tác dụng trên bạc lót ổ trục khuỷu rất dễ dàng. Vẽ đồ thị tiến hành các bước sau đây:

- Vẽ dạng của ổ trục khuỷu, tâm O trên tờ giấy bóng.
- Vẽ một vòng tròn tùy ý tâm O và chia thành 25 phần đều nhau (mỗi phần tương ứng 15° ; chia càng nhiều điểm càng tốt). Điểm 0° là giao điểm của đường tâm má khuỷu cắt vòng tròn tâm O. Các điểm lần lượt chia theo chiều kim đồng hồ.
- Đặt tờ giấy bóng này lên đồ thị phụ tải của cổ trục cho tâm O trùng với điểm gốc O của đồ thị phụ tải cổ trục. Lần lượt xoay cho các điểm $0^{\circ}, 15^{\circ}, 30^{\circ}, \dots$ trùng với trục $-Z'$, đánh dấu điểm mút của vectơ tương ứng với các góc độ trên, rồi nối các điểm ấy lại bằng một đường cong, ta sẽ có đồ thị phụ tải tác dụng trên ổ trục khuỷu như hình 2.16.



Hình 2.16 Đồ thị vectơ phụ tải tác dụng trên ổ trục của trục khuỷu có góc lệch 240° .

VII. ĐỒ THỊ MÀI MÒN CHỐT KHUỖY

Đồ thị mài mòn của chốt khuỷu thể hiện trạng thái chịu tải của các điểm trên bề mặt của trục. Đồ thị này cũng thể hiện trạng thái hao mòn lý thuyết của trục, đồng thời chỉ rõ khu vực chịu tải ít để khoan lỗ dầu theo đúng nguyên tắc đảm bảo đưa dầu nhờn vào ổ trượt ở vị trí có khe hở giữa trục và bạc lót của ổ lớn nhất. Áp suất bé làm cho dầu nhờn lưu động dễ dàng.

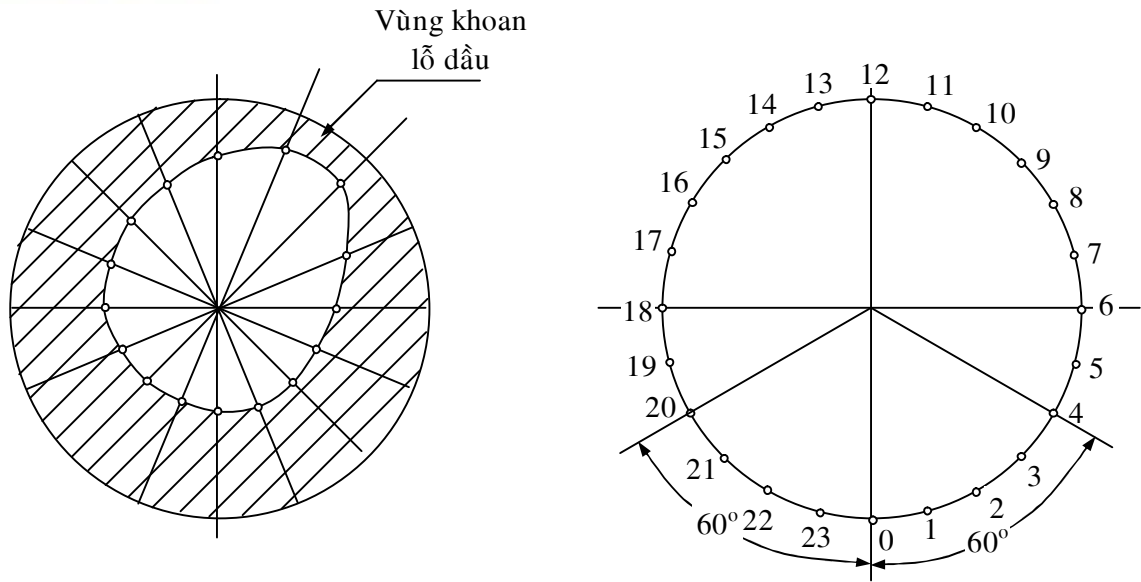
Tuy nhiên phải cần lưu ý rằng khe hở giữa ổ và chốt khuỷu không phải là yếu tố duy nhất quyết định vị trí lỗ dầu mà còn phải xét đến thời gian duy trì liên tục khe hở đó.

Để vẽ đồ thị mài mòn chốt khuỷu ta có thể thực hiện theo phương pháp lập bảng và tiến hành như sau:

- Trên đồ thị véctơ phụ tải tác dụng lên chốt khuỷu, vẽ một vòng tròn bất kỳ tượng trưng cho chốt khuỷu có tâm là O (nên dùng luôn vòng tròn chốt khuỷu trên đồ thị phụ tải của chốt khuỷu). Chia vòng tròn trên thành 24 phần, đánh số như hình 2.17.
- Tính hợp lực $\Sigma Q'$ của các lực tác dụng trên các điểm 0, 1, 2, 3,... rồi ghi lại số của các lực ấy trong phạm vi tác dụng vào bảng 2-4 (phạm vi tác dụng giả thiết là 120° , nên tương ứng với 9 ô trên bảng).
- Cộng trị số của ΣQ theo chiều dọc từ trên xuống ta được các giá trị $\Sigma Q_0, \Sigma Q_1, \dots$
- Vẽ một vòng tròn tượng trưng cho chốt khuỷu, chia vòng tròn thành 24 phần bằng nhau. Dùng một tỷ lệ xích thích hợp đặt các đoạn thẳng đại diện cho ΣQ ở các điểm 0, 1, 2, 3,... lên các bán kính theo chiều từ ngoài vào trong trên vòng tròn theo A.
- Dùng đường cong nối các điểm cuối của các đoạn này lại ta sẽ được đồ thị mài mòn chốt khuỷu (hình 2.17).

Bảng 2-4

Điểm Lực	0	1	2	3	4	5	6	...	17	18	19	20	21	22	23
$\Sigma Q'_0$	X	X	X	X	X							X	X	X	X
$\Sigma Q'_1$	X	X	X	X	X	X							X	X	X
$\Sigma Q'_2$	X	X	X	X	X	X	X							X	X
.															
$\Sigma Q'_{22}$	X	X	X							X	X	X	X	X	X
$\Sigma Q'_{23}$	X	X	X	X							X	X	X	X	X
$\Sigma Q'$	ΣQ_0	ΣQ_1	ΣQ_2	ΣQ_3	ΣQ_4	ΣQ_5	ΣQ_6	...		ΣQ_{18}	ΣQ_{19}	ΣQ_{20}	ΣQ_{21}	ΣQ_{22}	ΣQ_{23}



Hình 2.17. Đồ thị mài mòn chốt khuỷu.

Bản quyền thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

Chương 3

CÂN BẰNG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Chương 3

CÂN BẰNG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

I. NHỮNG NGUYÊN NHÂN KHIẾN CHO ĐỘNG CƠ MẤT CÂN BẰNG

Trong quá trình vận hành, trong động cơ tồn tại các lực và các mômen luôn thay đổi về trị số và chiều. Các thành phần lực và mômen này tác dụng trên bộ máy và thân máy khiến cho động cơ rung động và gây mất cân bằng cho động cơ. Các lực và các mômen đó gồm:

- Lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến cấp 1 (P_{j1}) và lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 (P_{j2}).
- Lực quán tính của khối lượng chuyển động quay P_k .
- Mômen của các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 (M_{j1}), mômen của các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 (M_{j2}).
- Mômen xoắn do lực quán tính chuyển động quay tạo ra (M_x).
- Ngoài ra còn có Mômen lật M_N do lực ngang sinh ra.

Để động cơ có tính cân bằng tốt, trong quá trình tính toán và thiết kế động cơ cần phải chú ý đến các điều kiện đảm bảo cân bằng cho động cơ.

II. ĐIỀU KIỆN CÂN BẰNG CƠ CẤU

Khi động cơ làm việc ở trạng thái ổn định, nếu lực và mômen tác dụng trên bộ của động cơ không thay đổi trị số và các chiều tác dụng thì động cơ được coi là cân bằng. Vì vậy muốn cho động cơ được cân bằng, phải thiết kế sao cho hợp lực của các lực quán tính cấp 1 và cấp 2 của khối lượng chuyển động tịnh tiến; hợp lực của lực quán tính của khối lượng chuyển động quay đều bằng 0. Tổng mômen của chúng sinh ra trên các mặt phẳng chứa đường tâm trục khuỷu cũng bằng 0. Như vậy điều kiện sơ bộ để cân bằng động cơ được thể hiện bằng hệ phương trình sau:

$$\left. \begin{aligned} \sum P_{j1} &= \sum_{i=1}^{i=n} mR \omega^2 \cos \alpha = 0 \\ \sum P_{j2} &= \sum_{i=1}^{i=n} mR \omega^2 \lambda \cos 2\alpha = 0 \\ \sum P_k &= \sum_{i=1}^{i=n} m_r R \omega^2 = 0 \\ \sum M_{j1} &= \sum_{i=1}^{i=n} a.mR \omega^2 \cos \alpha = 0 \\ \sum M_{j2} &= \sum_{i=1}^{i=n} a.mR \omega^2 \lambda \cos 2\alpha = 0 \\ \sum M_k &= \sum_{i=1}^{i=n} a.m_r R \omega^2 = 0 \end{aligned} \right\} \quad (3-1)$$

Trong đó: $\sum P_{j1}$ – hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1.

$\sum P_{j2}$ – hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2.

$\sum P_k$ – hợp lực của lực quán tính chuyển động quay.

$\sum M_{j1}$ – tổng mômen của hợp lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1.

$\sum M_{j2}$ – tổng mômen của hợp lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2.

$\sum M_k$ – tổng mômen của hợp lực quán tính chuyển động quay.

a – khoảng cách giữa hai đường tâm xylanh.

i – số xylanh của động cơ.

Để cân bằng các lực và mômen nói trên và tăng độ đồng đều của mômen M do động cơ phát ra, người ta thường dùng các biện pháp:

- Tăng số xylanh của động cơ.
- Bố trí các khuỷu trục (lựa chọn góc công tác δ_k) để các xylanh làm việc đều nhau
- Dùng đối trọng để cân bằng.

Trong thực tế, động cơ đốt trong kiểu piston không thể cân bằng tuyệt đối được; vì rằng chỉ riêng độ không đồng đều không thể tránh khỏi của mômen M đã khiến cho phụ tải tác dụng trên bộ động cơ thay đổi theo chu kỳ. Vì vậy khi khảo sát vấn đề cân bằng động cơ, thường bó hẹp trong phạm vi dùng các biện pháp trong thiết kế và chế tạo nhằm giảm tới mức tối thiểu tính mất cân bằng của động cơ để độ cân bằng của động cơ nằm trong phạm vi cho phép.

Để đảm bảo tính năng cân bằng của động cơ, trong quá trình thiết kế và chế tạo các chi tiết, trong quá trình lắp ráp vận hành động cơ v.v... cần phải đảm bảo các yêu cầu chính sau đây:

- Trọng lượng của các nhóm piston lắp trên động cơ phải bằng nhau.
- Trọng lượng của các thanh truyền phải bằng nhau và trọng tâm của các thanh truyền phải giống nhau.
- Phải dùng phương pháp cân bằng động và cân bằng tĩnh để cân bằng trục khuỷu và các chi tiết chuyển động quay của động cơ.
- Dung tích làm việc của các xylanh phải bằng nhau, cơ cấu phối khí của các xylanh phải được điều chỉnh để có các thông số kỹ thuật giống nhau.
- Tỷ số nén và hình dạng buồng cháy của các xylanh phải giống nhau.
- Góc đánh lửa sớm (của động cơ xăng) và góc phun sớm (của động cơ diesel) của các xylanh phải giống nhau.
- Thành phần hỗn hợp (trong động cơ xăng) và lượng dầu cung cấp (trong động cơ diesel) của các xylanh phải giống nhau.

Để đánh giá sơ bộ tính năng cân bằng của động cơ đốt trong có thể dùng hệ số sau:

$$\xi = \frac{\sum P_{j1} + \frac{1}{4} \sum P_{j2}}{m_{dc} \omega^2 D} + \frac{6l \left(\sum M_{j1} + \frac{1}{4} \sum M_{j2} \right)}{m_{dc} \omega^2 D (l^2 + h^2)} \quad (3-2)$$

$$\eta = \frac{\sum P_{kn}}{m_{dc} \omega^2 D} + \frac{6l \sum M_{kn}}{m_{dc} \omega^2 D (l^2 + h^2)} \quad (3-3)$$

Trong đó: m_{dc} – khối lượng của động cơ (kg).

l – chiều dài của động cơ (m).

h – chiều cao của động cơ (m).

D – đường kính xylanh (m).

$\sum P_{kn}$ và $\sum M_{kn}$ – thành phần lực quán tính chuyển động quay và mômen do lực $\sum P_{kn}$ sinh ra trên phương nằm ngang.

- Nếu động cơ cân bằng tốt thì:

$$\xi \leq 0,002 \text{ và } \eta \leq 0,002$$

- Nếu động cơ cân bằng kém thì:

$$\xi \geq 0,01 \text{ và } \eta \geq 0,01$$

III. CÂN BẰNG ĐỘNG CƠ MỘT HÀNG XYLANH

III.1. Cân bằng động cơ một xylanh

III.1.1. Cân bằng lực quán tính chuyển động tịnh tiến

Trong động cơ một xylanh, lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 (P_{j1}) có giá trị:

$$P_{j1} = -mR\omega^2 \cos\alpha \neq 0$$

Để cân bằng được lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1, trên phương kéo dài của mà khuỷu ta đặt một khối lượng là m_j (vừa bằng khối lượng của các chi tiết chuyển động tịnh tiến) cách tâm O một khoảng bằng bán kính quay của trục khuỷu ρ (hình 3.1). Như vậy, khi trục khuỷu quay với tốc độ góc là ω khối lượng m sẽ sinh ra lực ly tâm là P_{dj} .

$$P_{dj} = m_j \cdot \rho \cdot \omega^2$$

Phân lực của P_{dj} trên phương đường tâm xylanh (phương thẳng đứng): P_{djt}

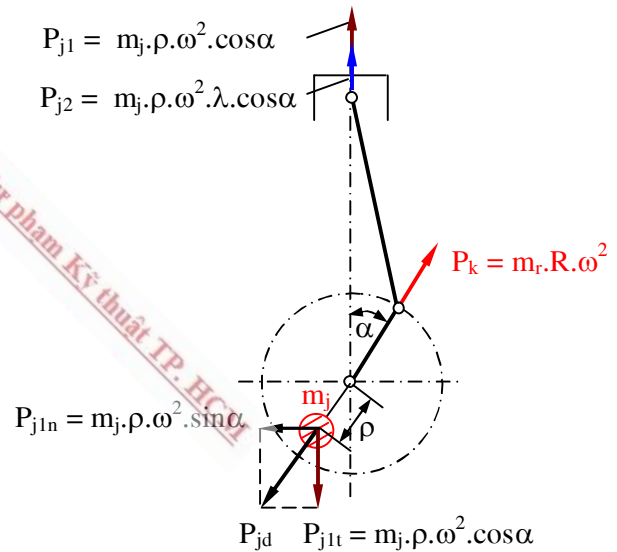
$$\begin{aligned} P_{djt} &= m_j \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \cos(180^\circ + \alpha) \\ &= -m_j \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha = P_{j1} \end{aligned}$$

Phân lực của P_{dj} trên phương vuông góc với đường tâm xylanh (phương nằm ngang): P_{djn}

$$P_{djn} = m_j \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \sin(180^\circ + \alpha) = -m_j R \omega^2 \sin\alpha$$

Từ kết quả trên ta nhận thấy: thành phần lực quán tính trên phương thẳng đứng sẽ cân bằng với lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1, do đó phân lực P_{djt} đã triệt tiêu lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 trên phương thẳng đứng. Điều này được thể hiện qua phương trình sau:

$$m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha = 2m_j \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \Rightarrow m_j = m \cdot \frac{R}{2\rho}$$



Hình 3.1. Sơ đồ cân bằng lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1.

Nếu chỉ đơn thuần lắp đối trọng như trên, thì không thể nào cân bằng được lực quán tính chuyển động tịnh tiến mà chỉ chuyển chiều tác dụng của lực quán tính (lực quán tính trên phương nằm ngang).

Xuất phát từ nguyên tắc ấy, người ta dùng đối trọng để chuyển chiều tác dụng của lực quán tính chuyển động tịnh tiến tác dụng trên mặt phẳng thẳng đứng (mặt phẳng chứa các đường tâm xylanh) đến một mặt phẳng nào đó có tính ổn định lớn nhất. Trên thực tế, người ta chuyển cho một nửa lực P_{j1} tác dụng trên phương nằm ngang còn một nửa lực P_{j1} tác dụng trên phương thẳng đứng.

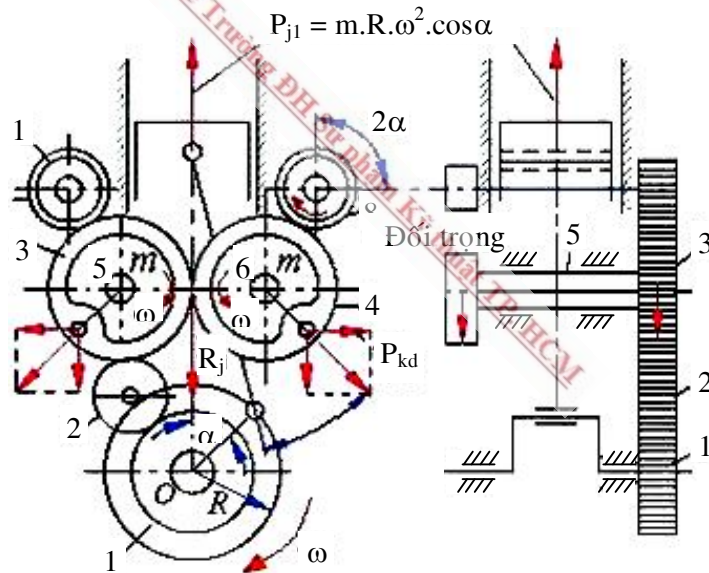
Muốn cân bằng hoàn toàn lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 và cấp 2, có thể dùng cơ cấu cân bằng Lãngsetcherơ (hình 3.2). Các bánh răng 1, 3 và 4 có kích thước bằng nhau. Bánh răng 1 lắp chặt trên trục khuỷu, quay với tốc độ góc ω nên tốc độ góc của các bánh răng 3 và 4 cũng là ω (dẫn động qua bánh răng trung gian 2). Các bánh răng 3 và 4 đều lắp chặt trên trục 5 và 6. Trên các bánh răng 3 và 4 cũng như trên đầu kia của trục 5 và 6 đều lắp đối trọng có khối lượng là m_d . Khi trục khuỷu quay, mỗi một đối trọng lắp trên cơ cấu để sinh ra một lực ly tâm có trị số bằng:

$$P_{kd} = m_d \cdot r_n \cdot \omega^2$$

Trong đó: r_n – khoảng cách từ tâm quay đến trọng tâm của đối trọng.

Hợp lực của tất cả các phân lực P_{kd} trên phương thẳng đứng bằng:

$$R_j = 4 \cdot m_d \cdot r_n \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha$$



Hình 3.2. Cơ cấu cân bằng Lãngsetcherơ dùng để cân bằng lực P_{j1} và P_{j2} .

Để cân bằng lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 ta thiết kế sao cho $R_j = P_{j1}$ (hợp lực R_j trái chiều với P_{j1}). Do đó có thể xác định được khối lượng m_d nếu đã biết m ; R và khoảng cách định đặt đối trọng r_n .

$$m_d = \frac{mR\omega^2 \cos \alpha}{4r_n \omega^2 \cos \alpha} = \frac{mR}{4r_n}$$

Các phân lực của P_{kd} trên phương nằm ngang triệt tiêu lẫn nhau nên hợp lực của chúng bằng 0.

Tương tự như trên, ta có thể cân bằng lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 (P_{j2}) bằng cách lắp thêm hai cặp bánh răng 7 và 8 có đường kính nhỏ bằng một nửa bánh răng 3 và 4. Do đó tốc độ góc chúng là 2ω .

Cách xác định đối trọng lắp trên các bánh răng này tiến hành tương tự như khi tính toán cân bằng lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1.

III.1.2. Cân bằng lực quán tính của khối lượng chuyển động quay

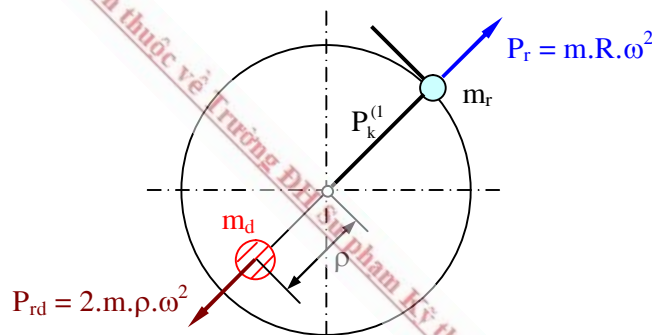
Lực quán tính chuyển động quay (P_k) có giá trị: $P_k = -m_r.R.\omega^2 = \text{const} \neq 0$. Lực này tác dụng trên phương đường tâm của chốt khuỷu và theo hướng ly tâm.

Để cân bằng lực quán tính chuyển động quay, trên phương kéo dài của má khuỷu ta đặt một khối lượng m_d (vừa bằng khối lượng m_r), cách tâm trục khuỷu một khoảng cách ρ .

Như vậy khi trục khuỷu quay với tốc độ góc ω khối lượng này sinh ra một lực ly tâm P_{rd} bằng:

$$P_{rd} = 2.m_d.\rho.\omega^2 = m_r.R.\omega^2$$

Khối lượng của đối trọng là: $m_d = m_r \cdot \frac{R}{2\rho}$



Hình 3.3. Sơ đồ cân bằng lực quán tính chuyển động quay.

Kết luận

- Trong động cơ một xylanh, tuy các lực quán tính (lực quán tính chuyển động tịnh tiến và lực quán tính chuyển động quay) chưa được cân bằng nhưng mômen đều bằng không.
- Muốn cân bằng được lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 (P_{j1}) và lực quán tính chuyển động quay (P_r), người ta phải đặt vào một đối trọng có khối lượng là m_Σ .

$$m_\Sigma = m_d + m_j = \frac{R}{2\rho} \cdot (m_r + m)$$

Trong đó: R – bán kính quay của trục khuỷu.

ρ – khoảng cách từ trọng tâm đối trọng đến tâm quay của trục khuỷu.

m_r – khối lượng các chi tiết chuyển động quay.

m – khối lượng các chi tiết chuyển động tịnh tiến.

III.2. Cân bằng động cơ hai xylanh

Kết cấu trục khuỷu của loại động cơ hai xylanh thường bố trí theo hai kiểu sau đây:

- Tâm của hai chốt khuỷu cùng nằm trên một đường thẳng (góc lệch khuỷu bằng góc công tác δ_k), (hình 3.4).
- Tâm của hai chốt khuỷu đối xứng nhau qua đường tâm trục khuỷu (góc lệch khuỷu $\delta = 180^\circ$, góc công tác $\delta_k = 180^\circ$), (hình 3.5).

III.2.1. Xét loại động cơ có góc lệch khuỷu $\delta = 360^\circ$

Do đặc điểm kết cấu của trục khuỷu nên bất kỳ vị trí nào của góc α , lực quán tính của hai trục khuỷu đều như nhau (hình 3.4).

Hợp lực của các lực quán tính tác dụng trên hai xylanh đều có trị số lớn gấp đôi trị số của các lực quán tính không được cân bằng trong động cơ 1 xylanh.

$$\sum P_{j1} = 2P_{j1} = 2m.R.\omega^2 . \cos \alpha \neq 0$$

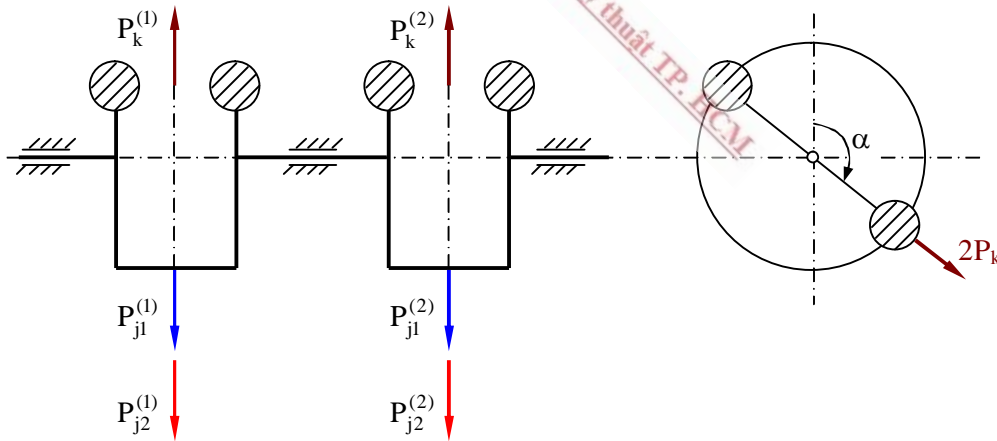
$$\sum P_{j2} = 2P_{j2} = 2m.R.\omega^2 \lambda . \cos 2\alpha \neq 0$$

$$\sum P_k = 2P_k = 2m_r.R.\omega^2 \neq 0$$

Để cân bằng hoặc chuyển hướng các lực quán tính này, chúng ta cũng dùng đối trọng tương tự như trường hợp động cơ một xylanh.

Do kết cấu của trục khuỷu bố trí các khuỷu đối xứng với nhau nên các mômen do lực quán tính sinh ra đều tự cân bằng.

$$\sum M_{j1} = 0; \sum M_{j2} = 0; \sum M_k = 0$$



Hình 3.4. Sơ đồ lực quán tính của động cơ hai xylanh có $\delta = 360^\circ$.

III.2.1. Xét loại động cơ có góc lệch khuỷu $\delta = 180^\circ$

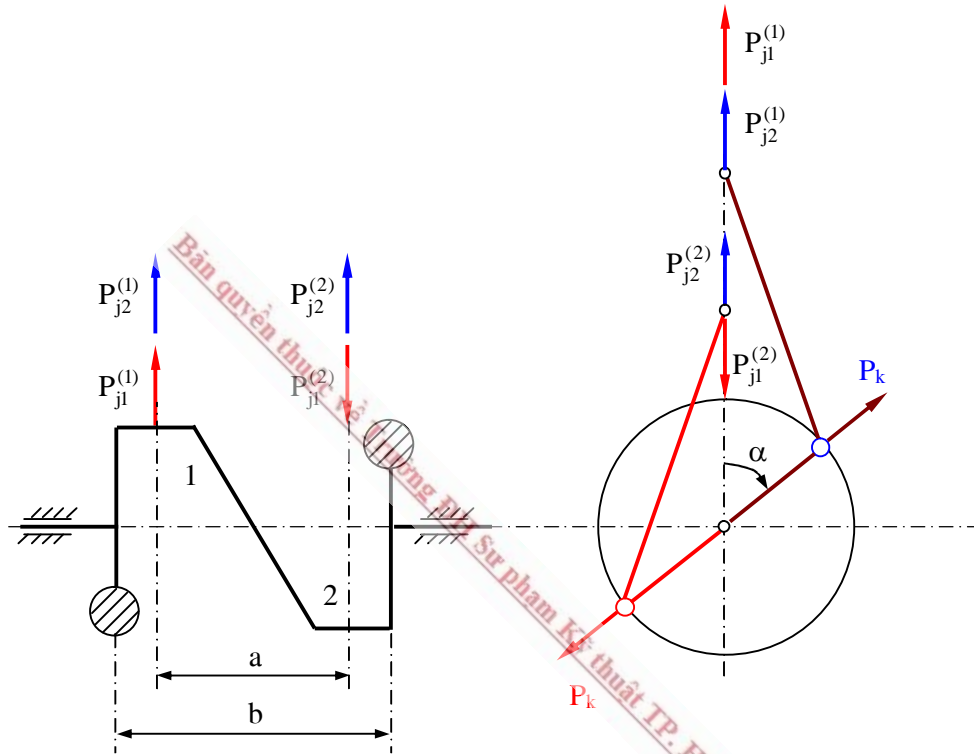
Loại động cơ bốn kỳ hai xylanh bố trí như hình 3.5 có thời gian giữa hai lần nổ liên tiếp của hai xylanh tính theo góc quay của trục khuỷu là 180° và 540° . Chính vì vậy động cơ làm việc không đồng đều. Như hình 3.5 biểu thị, ở bất kỳ vị trí nào của góc quay trục khuỷu, ta cũng có: $P_{j1}^{(1)} = P_{j1}^{(2)}$ và ngược chiều.

- Trong đó: $P_{j1}^{(1)}$ – lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 của khâu trực thứ 1.
 $P_{j1}^{(2)}$ – lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 của khâu trực thứ 2.

a) Hợp lực của lực quán tính

- Hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 (ΣP_{j1}):

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j1} &= P_{j1}^{(1)} + P_{j1}^{(2)} = m.R.\omega^2 \cos \alpha + m.R.\omega^2 .\cos(\alpha + 180) \\ &= m.R.\omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180)] = 0 \end{aligned}$$



Hình 3.5. Sơ đồ động cơ hai xylanh có góc lệch khâu trực $\delta = 180^0$.

- Hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 (ΣP_{j2}):

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j2} &= P_{j2}^{(1)} + P_{j2}^{(2)} = \lambda m R \omega^2 .\cos 2\alpha + \lambda m R \omega^2 .\cos 2(\alpha + 180) \\ &= \lambda m R \omega^2 [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 180^0)] = 2\lambda m R \omega^2 \cos 2\alpha = 2P_{j2} \neq 0 \end{aligned}$$

- Trong đó: $P_{j2}^{(1)}$ – lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của khâu trực thứ 1.
 $P_{j2}^{(2)}$ – lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của khâu trực thứ 2.

- Hợp lực của các lực quán tính chuyển động quay (ΣP_k):

$$\Sigma P_k = P_k^{(1)} + P_k^{(2)} = m_r .R\omega^2 - m_r R\omega^2 = 0$$

b) Tổng mômen do lực quán tính sinh ra

- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 tạo ra (ΣM_{j1}):

$$\Sigma M_{j1} = a m R \omega^2 \cos \alpha \neq 0$$

Có thể dùng đối trọng lắp vào má khuỷu như hình vẽ để chuyển chiều tác dụng của M_{j1} (tương tự như trường hợp của động cơ một xylanh).

Đối trọng có khối lượng m_d sinh ra mômen trên phương thẳng đứng trái chiều với M_{j1} và làm triệt tiêu M_{j1} trên phương thẳng đứng (M_{dt}):

$$M_{dt} = m_d.R.\omega^2.b.\cos\alpha$$

Nhưng đồng thời trên phương nằm ngang lại xuất hiện mômen (M_{dn}). Tuy nhiên mômen tác dụng trên phương nằm ngang ít gây mất cân bằng khi động cơ làm việc.

$$M_{dn} = m_G.R.\omega^2.b.\sin\alpha$$

- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 sinh ra bằng 0 ($M_{j2} = 0$), vì lực quán tính P_{j2} của hai xylanh lúc nào cũng cùng chiều.
- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động quay tạo ra (M_k):

$$M_k = am_rR\omega^2$$

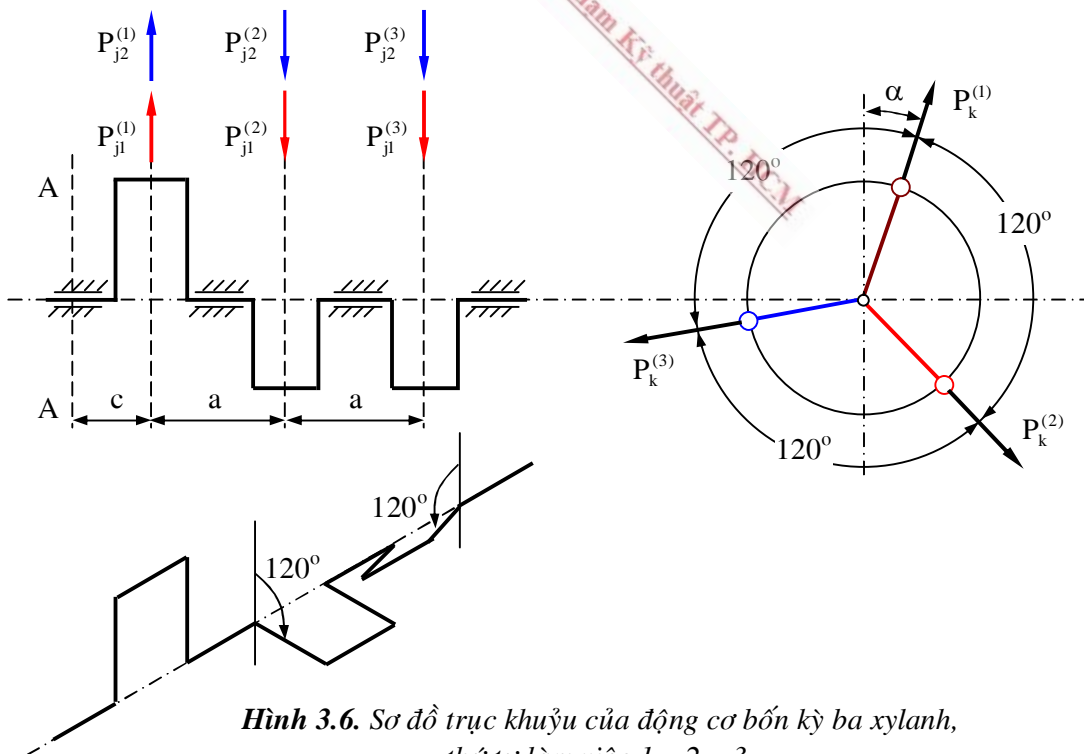
Mômen M_k hoàn toàn có thể dùng đối trọng để cân bằng.

III.3. Cân bằng động cơ ba xylanh

Động cơ ba xylanh chỉ dùng trong một vài kiểu động cơ tĩnh tại, rất ít khi dùng trên động cơ ô tô máy kéo vì tính cân bằng của nó kém. Sơ đồ động cơ bốn kỳ 3 xylanh, thứ tự làm việc của các xylanh 1 – 2 – 3 được giới trên hình 3.6.

a) Hợp lực của lực quán tính

- Hợp lực của các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 (ΣP_{j1}):



Hình 3.6. Sơ đồ trục khuỷu của động cơ bốn kỳ ba xylanh, thứ tự làm việc 1 – 2 – 3.

$$\begin{aligned}\sum P_{j1} &= P_{j1}^{(1)} + P_{j1}^{(2)} + P_{j1}^{(3)} = mR\omega^2 \cos \alpha + mR\omega^2 \cos(\alpha + 120^\circ) + mR\omega^2 \cos(\alpha + 240^\circ) \\ &= mR\omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ)] \\ &= mR\omega^2 \left[\cos \alpha - \frac{1}{2} \cos \alpha - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha - \frac{1}{2} \cos \alpha + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha \right] = 0\end{aligned}$$

Trong đó: $P_{j1}^{(1)}$ – lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của khuỷu trục thứ 1.

$P_{j1}^{(2)}$ – lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của khuỷu trục thứ 2.

$P_{j1}^{(3)}$ – lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của khuỷu trục thứ 3.

- Hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 ($\sum P_{j2}$):

$$\begin{aligned}\sum P_{j2} &= P_{j2}^{(1)} + P_{j2}^{(2)} + P_{j2}^{(3)} = mR\omega^2 \lambda \cos 2\alpha + mR\omega^2 \lambda \cos 2(\alpha + 120^\circ) + mR\omega^2 \lambda \cos 2(\alpha + 240^\circ) \\ &= mR\omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ)] = 0\end{aligned}$$

Trong đó: $P_{j2}^{(1)}$ – lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của khuỷu trục thứ 1.

$P_{j2}^{(2)}$ – lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của khuỷu trục thứ 2.

$P_{j2}^{(3)}$ – lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của khuỷu trục thứ 3.

Do trục khuỷu của động cơ 4 kỳ 3 xy lanh có góc công tác $\delta_K = 240^\circ$, các khuỷu của trục khuỷu không cùng nằm trong một mặt phẳng nên khi xét ta phải phân ra trên phương thẳng đứng và phương nằm ngang.

- Hợp lực của lực quán tính chuyển động quay trên phương thẳng đứng là ($\sum P_{kt}$):

$$\sum P_{kt} = m_r R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 120^\circ) + \cos(\alpha + 240^\circ)] = 0$$

- Hợp lực của lực quán tính chuyển động quay trên phương nằm ngang là ($\sum P_{kn}$):

$$\sum P_{kn} = m_r R \omega^2 [\sin \alpha + \sin(\alpha + 120^\circ) + \sin(\alpha + 240^\circ)] = 0$$

Vì vậy ta có:

$$\sum P_k = \sqrt{\sum P_{kt}^2 + \sum P_{kn}^2} = 0$$

b) Tổng mômen do lực quán tính sinh ra

Tính mômen do các lực quán tính sinh ra đối với bất kỳ trục A – A nào đó, ta có:

- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 tạo ra ($\sum M_{j1}$):

$$\begin{aligned}\sum M_{j1} &= c.P_{j1}^{(1)} + (a + c).P_{j1}^{(2)} + (2a + c).P_{j1}^{(3)} \\ &= mR\omega^2 [c \cos \alpha + (a + c) \cos(\alpha + 120^\circ) + (2a + c) \cos(\alpha + 240^\circ)] \\ &= mR\omega^2 a \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha - \frac{3}{2} \cos \alpha \right) \neq 0\end{aligned}$$

Trị số cực đại của $\sum M_{j1}$ xuất hiện khi đạo hàm của nó đối với α bằng 0. Lấy đạo hàm hai vế của đẳng thức trên đối với α ta có:

$$\frac{d\sum M_{j1}}{d\alpha} = mR\omega^2 a \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cos \alpha + \frac{3}{2} \sin \alpha \right) = 0$$

Giải ra ta được: $\alpha = \arctg\left(-\frac{\sqrt{3}}{3}\right) = 330^0$ và 150^0

Thay trị số của α vào biểu thức của $\sum M_{j1}$, ta có: $\sum M_{j1 \max} = 1,732mR\omega^2 a$

- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 tạo ra ($\sum M_{j1}$):

$$\begin{aligned} \sum M_{j1} &= c.P_{j2}^{(1)} + (a+c).P_{j2}^{(2)} + (2a+c).P_{j2}^{(3)} \\ &= mR\omega^2 \lambda [c \cos 2\alpha + (a+c) \cos 2(\alpha + 120^0) + (2a+c) \cos 2(\alpha + 240^0)] \end{aligned}$$

Chúng ta cũng giải như phương pháp trên, cuối cùng tìm được trị số cực đại của $\sum M_{j2}$:

$$\sum M_{j2 \max} = 1,732\lambda mR\omega^2 a$$

- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động quay tạo ra (M_k):

Mômen do lực quán tính chuyển động quay tạo ra trên phương thẳng đứng $\sum M_{kt}$ bằng:

$$\begin{aligned} \sum M_{kt} &= c.P_{j1}^{(1)} + (a+c).P_{j1}^{(2)} + (2a+c).P_{j1}^{(3)} \\ &= m_r R\omega^2 [c \cos \alpha + (a+c) \cos(\alpha + 120^0) + (2a+c) \cos(\alpha + 240^0)] \\ &= m_r R\omega^2 a \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha - \frac{3}{2} \cos \alpha \right) \end{aligned}$$

Từ đó ta giải ra: $\sum M_{kt \max} = 1,732m_r R\omega^2 a$

Mômen do lực quán tính chuyển động quay gây ra trên phương nằm ngang bằng:

$$\begin{aligned} \sum M_{kn} &= c.P_{j2}^{(1)} + (a+c).P_{j2}^{(2)} + (2a+c).P_{j2}^{(3)} \\ &= m_r R\omega^2 [c \sin \alpha + (a+c) \sin(\alpha + 120^0) + (2a+c) \sin(\alpha + 240^0)] \end{aligned}$$

Từ đây giải ra: $\sum M_{kn \max} = 1,732m_r R\omega^2 a$

Để cân bằng được các mômen này ta cũng dùng các đối trọng như đã giới thiệu ở trên.

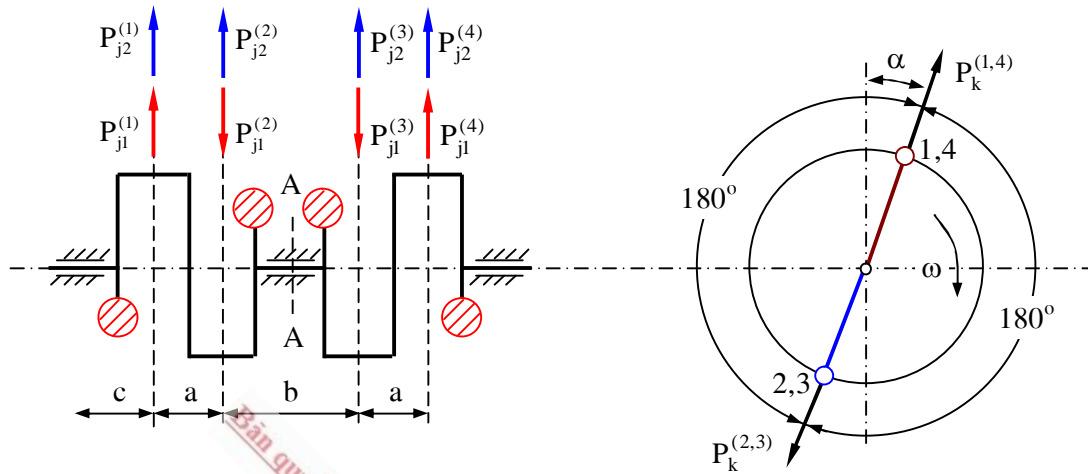
III.4. Cân bằng động cơ bốn xylanh

Động cơ 4 xylanh được dùng rất nhiều trên ô tô. Hầu hết các loại động cơ 4 kỳ, 4 xylanh đều có góc công tác $\delta_k = 180^0$ và góc lệch khuỷu $\delta = 180^0$.

Trục khuỷu của động cơ này có thể coi như tập hợp của 2 trục khuỷu của động cơ 2 xylanh có góc lệch khuỷu $\delta = 180^0$ bố trí đối xứng (hình 3.7). Do đó tính cân bằng của loại động cơ này tương đối tốt. Như ở động cơ 2 xylanh có góc lệch khuỷu $\delta = 180^0$ đã xét nghiên cứu ở phần trên, ta có:

$$\begin{aligned} \sum P_{j1} &= 0; & \sum P_{j2} &\neq 0; & \sum P_k &= 0 \\ \sum M_{j1} &\neq 0; & \sum M_{j2}^2 &= 0; & \sum M_k &\neq 0 \end{aligned}$$

Đối với động cơ 4 kỳ, 4 xylanh có dạng trục khuỷu như hình 3.7, ta cũng có:



Hình 3.7. Sơ đồ trục khuỷu của động cơ bốn kỳ bốn xylanh, thứ tự làm việc 1 – 3 – 4 – 2.

a) Hợp lực của lực quán tính

- Hợp lực của các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 ($\sum P_{j1}$):

$$\begin{aligned} \sum P_{j1} &= P_{j1}^{(1)} + P_{j1}^{(2)} + P_{j1}^{(3)} + P_{j1}^{(4)} \\ &= mR\omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ) + \cos(\alpha + 180^\circ) + \cos(\alpha + 360^\circ)] = 0 \end{aligned}$$

- Hợp lực của các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 ($\sum P_{j2}$):

$$\begin{aligned} \sum P_{j2} &= P_{j2}^{(1)} + P_{j2}^{(2)} + P_{j2}^{(3)} + P_{j2}^{(4)} \\ &= mR\omega^2 \lambda [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 180^\circ) + \cos 2(\alpha + 180^\circ) + \cos 2(\alpha + 360^\circ)] \\ &= 4mR\omega^2 \lambda \cdot \cos 2\alpha \neq 0 \end{aligned}$$

- Hợp lực của các lực quán tính chuyển động quay ($\sum P_k$):

$$\sum P_k = P_k^{(1)} + P_k^{(2)} + P_k^{(3)} + P_k^{(4)} = P_k^{(1,4)} + P_k^{(2,3)} = 0$$

b) Tổng mômen do lực quán tính sinh ra

Do trục khuỷu của động cơ 4 xylanh có kết cấu đối xứng nên các mômen $\sum M_{j1}$, $\sum M_{j2}$ và $\sum M_k$ đều bằng 0.

- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 tạo ra ($\sum M_{j1}$):

$$\sum M_{j1} = c \cdot P_{j1}^{(1)} + (a + c) \cdot P_{j1}^{(2)} + (a + b + c) \cdot P_{j1}^{(3)} + (2a + b + c) \cdot P_{j1}^{(4)}$$

$$= mR\omega^2 \cdot [c \cos \alpha + (a + c) \cos(\alpha + 180^\circ) + (a + b + c) \cos(\alpha + 180^\circ) + (2a + b + c) \cos(\alpha + 360^\circ)]$$

$$= 0$$

Trong đó: b – khoảng cách giữa hai đường tâm của xylanh thứ 2 và 3.

- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 tạo ra (ΣM_{j2}): $\Sigma M_{j2} = 0$

Điều này có được vì lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của xylanh 1 và xylanh 2 sinh ra momen ngược chiều với momen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của xylanh 3 và xylanh 4 tạo ra.

- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động quay tạo ra (ΣM_k): $\Sigma M_k = 0$

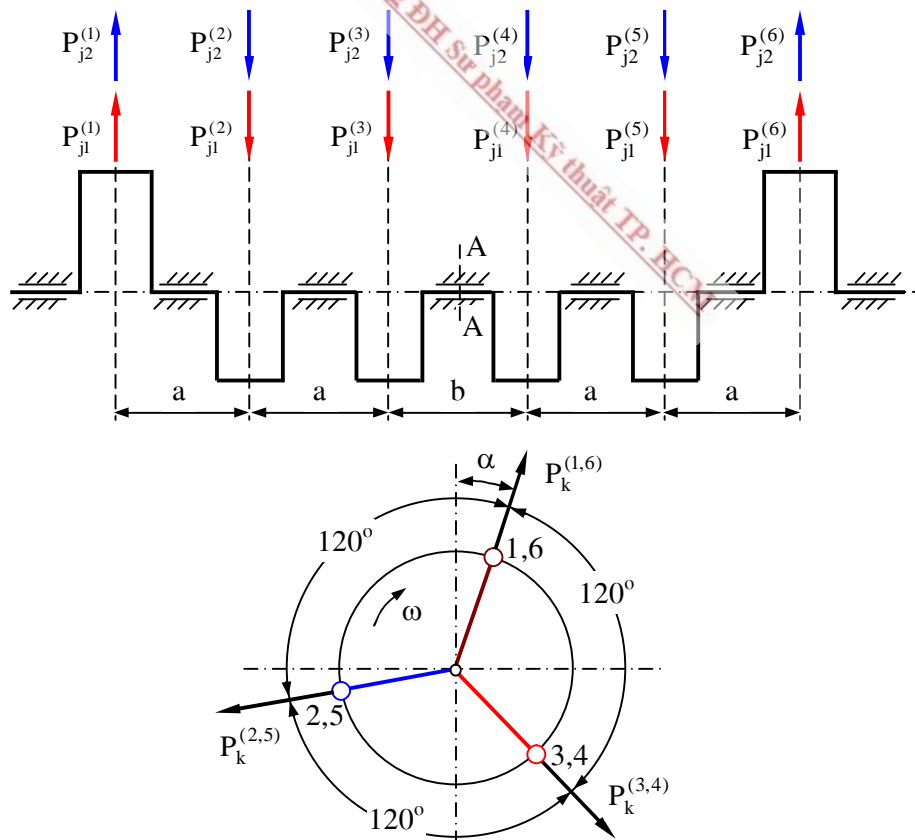
Điều này có được vì momen do lực quán tính chuyển động quay P_k của xylanh 1 và xylanh 2 sinh ra ngược chiều với momen do lực quán tính chuyển động quay của xylanh 3 và xylanh 4 sinh ra.

Tuy nhiên về mặt sức bền, để cổ trục giữa phải chịu momen uốn rất lớn, người ta vẫn thường bố trí đối trọng như hình 3.7 để giảm tải cho ổ đỡ.

III.5. Cân bằng động cơ sáu xylanh

Động cơ 6 xylanh là loại động cơ được dùng rất rộng rãi.

Hình thức kết cấu của trục khuỷu giới thiệu trên hình 3.8. Từ hình vẽ ta thấy: trục khuỷu của động cơ 6 xylanh có thể coi là tập hợp hai trục khuỷu của động cơ 3 xylanh ghép đối xứng với nhau. Động cơ này có góc công tác $\delta = 120^\circ$ và góc lệch khuỷu $\delta_k = 120^\circ$.



Hình 3.8. Sơ đồ trục khuỷu của động cơ bốn kỳ sáu xylanh có góc lệch $\delta = 120^\circ$, thứ tự công tác của các xylanh 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4.

a) Hợp lực của lực quán tính

- Hợp lực của các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 (ΣP_{j1}):

$$\sum P_{j1} = P_{j1}^{(1)} + P_{j1}^{(2)} + P_{j1}^{(3)} + P_{j1}^{(4)} + P_{j1}^{(5)} + P_{j1}^{(6)} = 0$$

- Hợp lực của các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 (ΣP_{j2}):

$$\sum P_{j2} = P_{j2}^{(1)} + P_{j2}^{(2)} + P_{j2}^{(3)} + P_{j2}^{(4)} + P_{j2}^{(5)} + P_{j2}^{(6)} = 0$$

- Hợp lực của các lực quán tính chuyển quay trên phương thẳng đứng (ΣP_{kt}):

$$\sum P_{kt} = P_{kt}^{(1)} + P_{kt}^{(2)} + P_{kt}^{(3)} + P_{kt}^{(4)} + P_{kt}^{(5)} + P_{kt}^{(6)} = 0$$

- Hợp lực của các lực quán tính chuyển quay trên phương nằm ngang (ΣP_{kn}):

$$\sum P_{kn} = P_{kn}^{(1)} + P_{kn}^{(2)} + P_{kn}^{(3)} + P_{kn}^{(4)} + P_{kn}^{(5)} + P_{kn}^{(6)} = 0$$

Suy ra: $\sum P_{kn} = \sqrt{P_{kt}^2 + P_{kn}^2} = 0$

b) Tổng mômen do lực quán tính sinh ra

Do trục khuỷu của động cơ 6 xylanh bố trí các khuỷu trục đối xứng với nhau nên các mômen do lực quán tính gây ra đều triệt tiêu lẫn nhau.

- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 tạo ra (ΣM_{j1}): $\sum M_{j1} = 0$
- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 tạo ra (ΣM_{j2}): $\sum M_{j2} = 0$
- Tổng mômen do lực quán tính chuyển động quay tạo ra (ΣM_k): $\sum M_k = 0$

IV. CÂN BẰNG ĐỘNG CƠ CHỮ V

IV.1. Cân bằng động cơ 2 xylanh ($\gamma < 90^\circ$ và $\gamma = 90^\circ$)

Động cơ đốt trong có hai hàng xylanh thường bố trí theo kiểu chữ V để rút ngắn chiều dài của động cơ. Do hai hàng xylanh dùng chung một trục khuỷu, nên trên mỗi khuỷu trục đều có hai thanh truyền nối với hai nhóm piston.

Do kết cấu của thanh truyền của hai hàng xylanh có thể khác nhau tùy theo kiểu động cơ, nên lực quán tính của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền của hai hàng xylanh cũng có thể khác nhau. Tuy vậy, ta vẫn có thể coi động cơ chữ V là tập hợp của hai động cơ một hàng xylanh bố trí theo những góc độ nhất định.

Nếu số xylanh của động cơ chữ V là i thì mỗi hàng của nó sẽ có $\frac{i}{2}$ xylanh. Nếu coi động cơ chữ V có Z xylanh là tập hợp của hai động cơ có $\frac{Z}{2}$ xylanh, thì ở mỗi động cơ này góc công tác sẽ xác định theo công thức:

$$\delta_k = \frac{180 \cdot \pi}{\frac{Z}{2}} = \frac{360 \cdot \pi}{i}$$

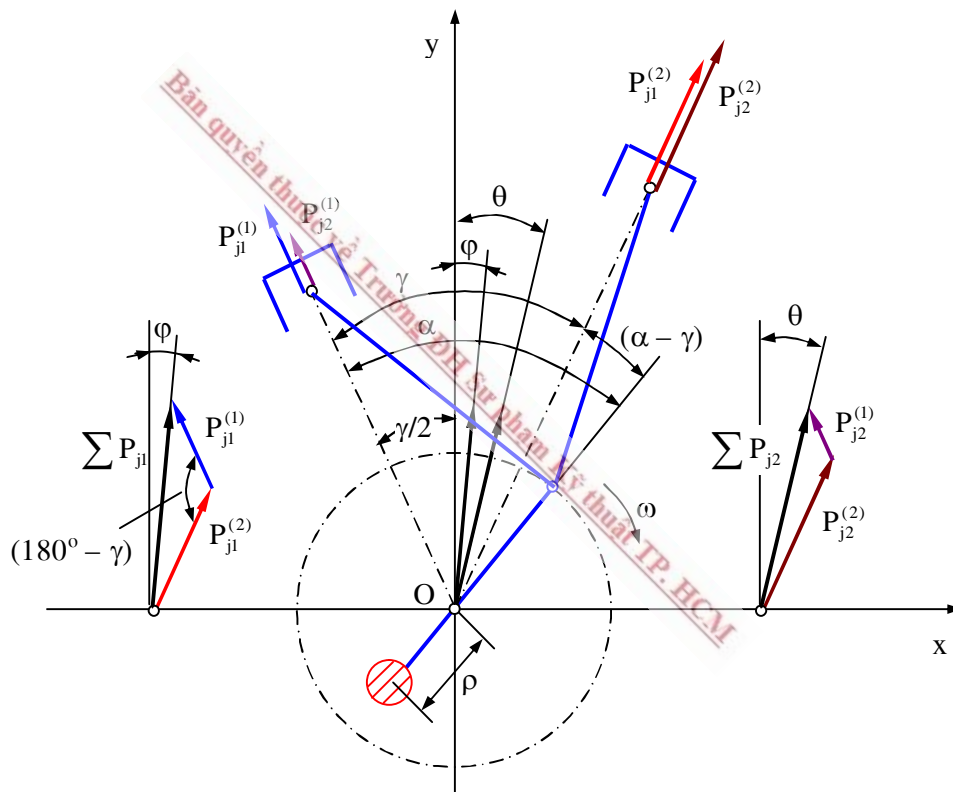
Để các xylanh trong mỗi hàng xylanh làm việc cách đều nhau cần phải cho các xylanh của hai hàng làm việc xen kẽ. Do đó góc giữa hai đường tâm xylanh của hai hàng xylanh (góc nhị diện của hai mặt phẳng chứa các đường tâm xylanh của hai hàng xylanh) được xác định bằng công thức:

$$\delta_z = \frac{\delta_k}{2} = \frac{180.\tau}{i}$$

Nếu coi động cơ chữ V là tập hợp của hai động cơ một hàng xylanh có số xylanh là $\frac{i}{2}$, khi các lực quán tính nào của động cơ một hàng xylanh đã được cân bằng rồi thì ở động cơ chữ V lực quán tính ấy cũng được cân bằng.

IV.1.1. Xét trường hợp cân bằng của động cơ chữ V, 2 xylanh (có góc $\gamma < 90^\circ$)

Loại động cơ chữ V, 2 xylanh này, trục khuỷu chỉ có 1 khuỷu, thanh truyền bên trái và bên phải đều lắp chung trên chốt khuỷu (thanh truyền đồng dạng, lắp song song), (hình 3.9)



Hình 3.9. Cơ cấu trục khuỷu thanh truyền của động cơ chữ V, 2 xylanh (góc giữa hai đường tâm xylanh bằng γ).

a) Hợp lực của các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 ($\sum P_{ji}$)

- Lực quán tính chuyển động tịnh tiếp cấp 1 của xylanh thứ 1 ($P_{j1}^{(1)}$):

$$P_{j1}^{(1)} = mR\omega^2 \cos \alpha = C \cos \alpha$$

- Lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 của xylanh thứ 2 ($P_{j1}^{(2)}$):

$$P_{j1}^{(2)} = mR\omega^2 \cos(\alpha - \gamma) = C \cos(\alpha - \gamma)$$

Trong đó: $C = mR\omega^2 = \text{const}$

Hợp lực của lực quán tính cấp 1 có thể tính theo công thức lượng giác:

$$\begin{aligned}\sum P_{j1} &= \sqrt{\left(P_{j1}^{(1)}\right)^2 + \left(P_{j1}^{(2)}\right)^2 - 2.P_{j1}^{(1)}.P_{j1}^{(2)}. \cos(180^\circ - \gamma)} \\ &= \sqrt{\left(mR\omega^2 \cdot \cos \alpha\right)^2 + \left[mR\omega^2 \cdot \cos(\alpha - \gamma)\right]^2 + 2.(mR\omega^2 \cdot \cos \alpha)\left[mR\omega^2 \cdot \cos(\alpha - \gamma)\right] \cos \gamma} \\ &= C\sqrt{\cos^2 \alpha + \cos^2(\alpha - \gamma) + 2 \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \gamma) \cdot \cos \gamma}\end{aligned}$$

Phân lực của trên các trục tọa độ Ox và Oy cũng bằng tổng phân lực của các lực quán tính trên các trục tọa độ Ox và Oy:

$$\begin{aligned}\left(\sum P_{j1}\right)_x &= -P_{j1}^{(1)} \cdot \sin \frac{\gamma}{2} + P_{j1}^{(2)} \cdot \sin \frac{\gamma}{2} = -C \cos \alpha \sin \frac{\gamma}{2} + C \cos(\alpha - \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} \\ &= 2C \sin\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right) \sin^2 \frac{\gamma}{2} \\ \left(\sum P_{j1}\right)_y &= P_{j1}^{(1)} \cdot \cos \frac{\gamma}{2} + P_{j1}^{(2)} \cdot \cos \frac{\gamma}{2} = C \cos \alpha \cos \frac{\gamma}{2} + C \cos(\alpha - \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} \\ &= 2C \cos\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right) \cos^2 \frac{\gamma}{2}\end{aligned}$$

Lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 $\sum P_{j1}$ hướng từ dưới lên và hợp với phương thẳng đứng một góc φ . Với $\text{tg}\varphi$ được xác định qua công thức sau:

$$\text{tg}\varphi = \frac{\left(\sum P_{j1}\right)_x}{\left(\sum P_{j1}\right)_y} = \text{tg}\left(\alpha - \frac{\gamma}{2}\right) \text{tg}^2 \frac{\gamma}{2}$$

b) Hợp lực của các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 ($\sum P_{j2}$)

- Lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của xylanh thứ 1 ($\sum P_{j2}^{(1)}$):

$$P_{j2}^{(1)} = mR\omega^2 \lambda \cos 2\alpha = C\lambda \cos 2\alpha$$

- Lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của xylanh thứ 2 ($\sum P_{j2}^{(2)}$):

$$P_{j2}^{(2)} = mR\omega^2 \lambda \cos 2(\alpha - \gamma) = C\lambda \cos 2(\alpha - \gamma)$$

Giá trị hợp lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 ($\sum P_{j2}^{(2)}$) xác định theo công thức sau:

$$\begin{aligned}\sum P_{j2} &= \sqrt{\left(P_{j2}^{(1)}\right)^2 + \left(P_{j2}^{(2)}\right)^2 - 2.P_{j2}^{(1)}.P_{j2}^{(2)}. \cos(180^\circ - \gamma)} \\ &= \sqrt{\left(mR\omega^2 \lambda \cdot \cos 2\alpha\right)^2 + \left[mR\omega^2 \lambda \cdot \cos 2(\alpha - \gamma)\right]^2 + 2.(mR\omega^2 \lambda \cdot \cos 2\alpha)\left[mR\omega^2 \lambda \cdot \cos 2(\alpha - \gamma)\right] \cos \gamma} \\ &= C\lambda \sqrt{\cos^2 2\alpha + \cos^2 2(\alpha - \gamma) + 2 \cos 2\alpha \cos 2(\alpha - \gamma) \cos \gamma}\end{aligned}$$

Hình chiếu của $\sum P_{j2}^{(2)}$ trên trục tọa độ Ox và Oy:

$$\left(\sum P_{j2}\right)_x = -P_{j2}^{(1)} \cdot \sin \frac{\gamma}{2} + P_{j2}^{(2)} \cdot \sin \frac{\gamma}{2} = -C\lambda \cos 2\alpha \sin \frac{\gamma}{2} + C\lambda \cos 2(\alpha - \gamma) \sin \frac{\gamma}{2}$$

$$= 2C\lambda \sin(2\alpha - \gamma) \sin \frac{\gamma}{2} \sin \gamma$$

$$\begin{aligned} (\sum P_{j2})_y &= P_{j2}^{(1)} \cdot \cos \frac{\gamma}{2} + P_{j2}^{(2)} \cdot \cos \frac{\gamma}{2} = C\lambda \cos 2\alpha \cos \frac{\gamma}{2} + C\lambda \cos 2(\alpha - \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} \\ &= 2C\lambda \cos(2\alpha - \gamma) \cos \frac{\gamma}{2} \cos \gamma \end{aligned}$$

Hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 hợp với phương thẳng đứng (trục Oy) một góc θ , xác định theo công thức sau:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{(\sum R_{j2})_x}{(\sum R_{j2})_y} = \operatorname{tg}(2\alpha - \gamma) \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \operatorname{tg}\gamma$$

IV.1.2. Xét trường hợp cân bằng của động cơ chữ V, 2 xylanh (có góc $\gamma = 90^\circ$)

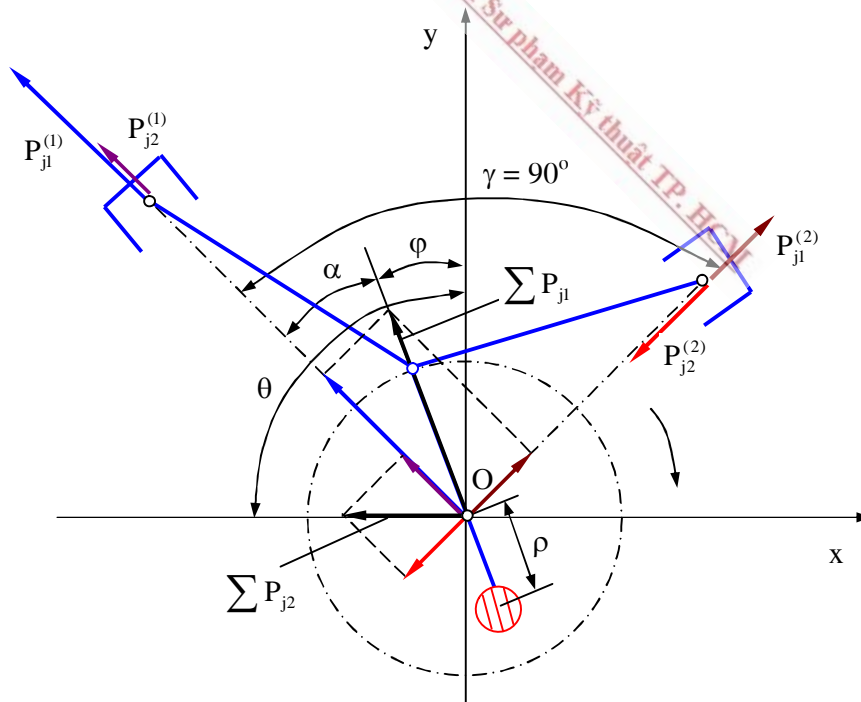
a) Hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 ($\sum P_{j1}$):

- Lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 của xylanh thứ 1 ($P_{j1}^{(1)}$):

$$P_{j1}^{(1)} = mR\omega^2 \cos \alpha = C \cos \alpha$$

- Lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 của xylanh thứ 2 ($P_{j1}^{(2)}$):

$$P_{j1}^{(2)} = mR\omega^2 \cos(\alpha - 90) = C \sin \alpha$$



Hình 3.10. Cơ cấu trục khuỷu thanh truyền của động cơ chữ V, 2 xylanh (góc giữa hai đường tâm bằng $\gamma = 90^\circ$).

$$\begin{aligned} \text{Từ đây ta có : } \sum P_{j1} &= \sqrt{(P_{j1}^{(1)})^2 + (P_{j1}^{(2)})^2} = C\sqrt{\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha} \\ &= C = mR\omega^2 = \text{const} \end{aligned}$$

Như vậy hợp lực của lực quán tính cấp 1 là một hằng số, hợp lực này hợp với trục Oy một góc φ và được xác định qua biểu thức:

$$\text{tg}\varphi = \text{tg}(\alpha - 45^\circ)\text{tg}^2 45^\circ$$

$$\text{hay } \varphi = \arctg[\text{tg}(\alpha - 45^\circ)\text{tg}^2 45^\circ] = \alpha - 45^\circ$$

Do hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 là một hằng số, phương lại luôn luôn trùng với đường tâm má khuỷu, nên ta có dùng đối trọng đặt trên phương kéo dài của má khuỷu để cân bằng. Khối lượng Δm_d cần tăng thêm cho đối trọng xác định theo phương trình sau:

$$\Delta m_d \cdot \rho \cdot \omega^2 = m \cdot R \cdot \omega^2$$

$$\text{Nên } \Delta m_d = m \cdot \frac{R}{\rho}$$

Trong đó: ρ – khoảng cách từ tâm đối trọng đến tâm trục khuỷu.

Δm_d – khối lượng tăng thêm cho đối trọng.

b) Hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 ($\sum P_{j2}$):

- Lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của xylanh thứ 1 ($P_{j2}^{(1)}$):

$$P_{j2}^{(1)} = mR\omega^2 \lambda \cos 2\alpha = C\lambda \cos 2\alpha$$

- Lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của xylanh thứ 2 ($P_{j2}^{(2)}$):

$$P_{j2}^{(2)} = mR\omega^2 \lambda \cos 2(\alpha - 90^\circ) = -C\lambda \cos 2\alpha$$

$$\begin{aligned} \text{nên: } \sum P_{j2} &= \sqrt{(P_{j2}^{(1)})^2 + (P_{j2}^{(2)})^2} = C\lambda \sqrt{\cos^2 2\alpha + \cos^2 2\alpha} \\ &= C\lambda \sqrt{2} \cdot \cos 2\alpha \end{aligned}$$

Do đó hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 trong động cơ chữ V, 2 xylanh có góc $\gamma = 90^\circ$ luôn thay đổi theo góc α .

Phương của hợp lực xác định theo công thức:

$$\text{tg}\theta = \text{tg}(2\alpha - 90^\circ) \cdot \text{tg}45^\circ \cdot \text{tg}90^\circ = \infty$$

nên góc θ chỉ có thể có hai trị số:

$$\theta_1 = 90^\circ \text{ và } \theta_2 = 270^\circ.$$

Điều này chứng tỏ rằng, chiều hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của động cơ chữ V, 2 xylanh có góc $\gamma = 90^\circ$ luôn luôn trên phương nằm ngang.

Do lực quán tính cấp chuyển động tịnh tiến 1 và cấp 2 của xylanh thứ nhất và xylanh thứ hai cùng nằm trong một mặt phẳng thẳng góc với đường tâm trục khuỷu nên chúng không sinh ra mômen.

IV.2. Cân bằng động cơ chữ V 6 xylanh (có góc $\gamma = 90^\circ$)

Để rút ngắn chiều dài của động cơ 6 xylanh, người ta thường dùng cách bố trí xylanh theo hình chữ V, mỗi bên 3 xylanh, các khuỷu của trục khuỷu động cơ này lệch nhau 120° (hình 3.11). Góc giữa hai đường tâm xylanh $\gamma = 90^\circ$. Vì vậy động cơ làm việc không đồng đều (tính đồng đều kém) nhưng tính cân bằng khá tốt, động cơ có kết cấu khá gọn nhẹ.

Loại động cơ chữ V, 6 xylanh có thể coi là tập hợp của hai động cơ 3 xylanh, hoặc tập hợp của 3 động cơ chữ V 2 xylanh. Thứ tự công tác của các xylanh là 1T – 1P – 2T – 2P – 3T – 3P hoặc 1T – 3T – 2T – 2P – 1P – 3P.

Dựa vào nguyên lý cân bằng của động cơ chữ V 2 xylanh (có góc $\gamma = 90^\circ$) đã giới thiệu ở phần trên, ta biết rằng trên mỗi khuỷu trục có một hợp lực lực $\sum P_{ji} = mR\omega^2 = \text{const}$, và lực quán tính chuyển động quay P_k tác dụng theo phương đường tâm của má khuỷu.

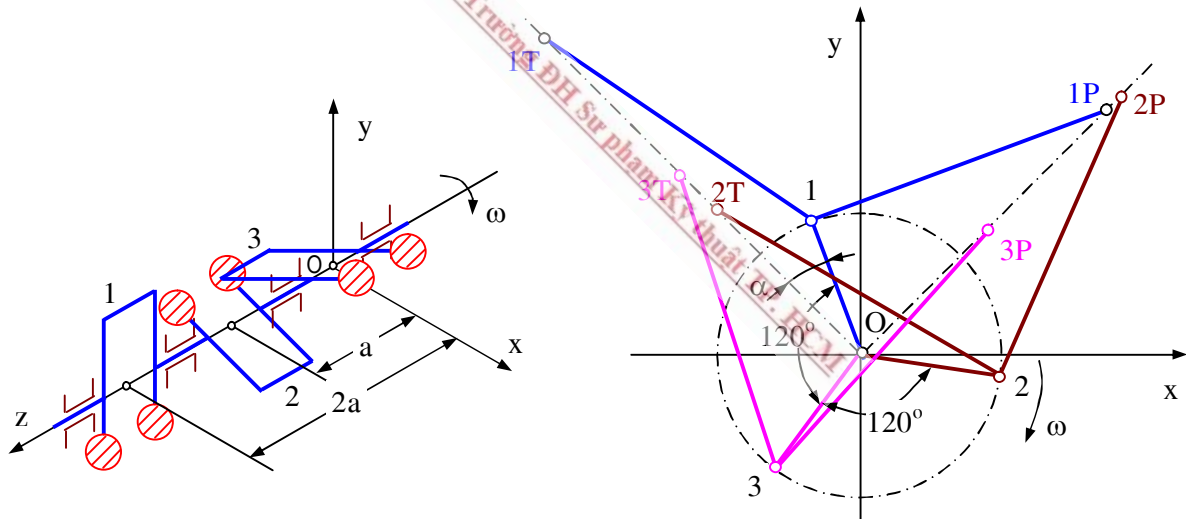
a) Hợp lực của lực quán tính

Hợp lực K_r của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 và lực quán tính chuyển động quay

- Hợp lực K_r tại khuỷu thứ nhất, $K_r^{(1)}$

$$K_r^{(1)} = \sum P_{ji}^{(1)} + P_k^{(1)} = m.R.\omega^2 + m_r.R.\omega^2 = (m + m_r).R.\omega^2 = \text{const}$$

- Hợp lực $\sum K_r$ của các khuỷu trục bằng không (do các khuỷu lệch nhau 120°).



Hình 3.11. Cơ cấu trục khuỷu thanh truyền của động cơ chữ V, 6 xylanh (góc giữa hai đường tâm bằng $\gamma = 90^\circ$).

Hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 ($\sum P_{j2}$). Các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 song song với nhau, và cùng nằm trong mặt phẳng nằm ngang.

Trị số hợp lực của các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của các khuỷu như sau:

- Khuỷu trục thứ 1: $\sum P_{j2}^{(1)} = C\lambda.\sqrt{2}.\cos 2\alpha$
- Khuỷu trục thứ 2: $\sum P_{j2}^{(2)} = C\lambda.\sqrt{2}.\cos 2(\alpha + 120^\circ)$
- Khuỷu trục thứ 3: $\sum P_{j2}^{(3)} = C\lambda.\sqrt{2}.\cos 2(\alpha + 240^\circ)$

- Hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 ($\sum P_{j2}$):

$$\begin{aligned} \sum P_{j2} &= \sum P_{j2}^{(1)} + \sum P_{j2}^{(2)} + \sum P_{j2}^{(3)} \\ &= C\lambda.\sqrt{2}.\left[\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \cos 2(\alpha + 240^\circ)\right] = 0 \end{aligned}$$

b) Tổng mômen do lực quán tính sinh ra

Do các khuỷu trục bố trí lệch nhau một góc bằng 120° nên các lực quán tính tạo ra mômen. Hợp lực $K_r^{(1)}$ của khuỷu trục thứ nhất đối với điểm O sinh ra mômen bằng $2a.K_r^{(1)}$; mômen này tác dụng trên mặt phẳng chứa khuỷu trục thứ 1. Mômen do hợp lực quán tính $K_r^{(2)}$ của khuỷu trục thứ 2 sinh ra (đối với điểm O) bằng: $a.K_r^{(2)}$.

- Mômen do hợp lực $K_r^{(1)}$ tạo ra: $M_r^{(1)} = 2a.K_r^{(1)}$

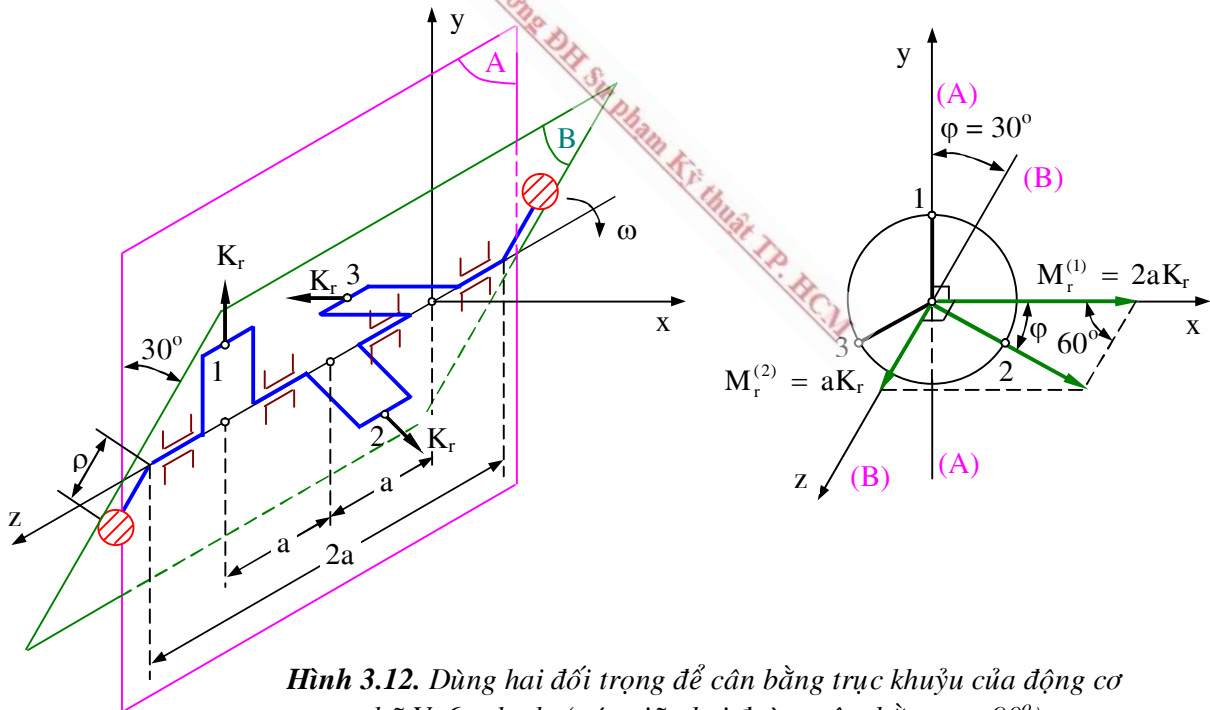
- Mômen do hợp lực $K_r^{(2)}$ tạo ra: $M_r^{(2)} = a.K_r^{(2)}$

Tổng của hai mômen trên xác định theo công thức lượng giác sau:

$$\sum M_r = \sqrt{(2a.K_r^{(1)})^2 + (a.K_r^{(2)})^2 - 2.(2a.K_r^{(1)})(a.K_r^{(2)}) \cos 60^\circ} = aK_r.\sqrt{3}$$

Trong đó: a – khoảng cách giữa khuỷu trục 1 và khuỷu trục 2.

$$K_r^{(1)} = K_r^{(2)} = K_r = (m + m_r).R.\omega^2 = \text{const.}$$



Hình 3.12. Dùng hai đối trọng để cân bằng trục khuỷu của động cơ chữ V, 6 xylanh (góc giữa hai đường tâm bằng $\gamma = 90^\circ$).

Mặt phẳng tác dụng của mômen tổng $\sum M_r$ lệch với mặt phẳng khuỷu trục thứ 1 một góc φ , xác định như sau:

$$\frac{\sin \varphi}{\sin 60^\circ} = \frac{aK_r}{aK_r\sqrt{3}}$$

$$\Rightarrow \sin \varphi = \frac{\sin 60^\circ}{\sqrt{3}} = 0,5$$

Do đó: $\varphi = 30^\circ$

Cân bằng mômen $\sum M_r$, nếu không bố trí đối trọng trên từng khuỷu trục thì có thể chỉ đặt 2 đối trọng trong mặt phẳng tác dụng của nó (hình 3.12). Khối lượng của đối trọng xác định theo phương trình sau:

$$m_d \cdot \rho \omega^2 b = a \cdot K_r \cdot \sqrt{3}$$

Do đó: $m_d = \sqrt{3} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{K_r}{\rho \omega^2} = \sqrt{3} \cdot \frac{a}{b} \cdot (m_r + m) \cdot \frac{R}{\rho}$

Mômen do các lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 gây ra (đối với điểm O) như sau:

- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 ở khuỷu 1 sinh ra ($M_{j2}^{(1)}$):

$$M_{j2}^{(1)} = 2a\sqrt{2}C\lambda \cos 2\alpha .$$

- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 ở khuỷu 2 sinh ra:

$$M_{j2}^{(2)} = a\sqrt{2}C\lambda \cos 2(\alpha + 120^\circ).$$

- Mômen tổng $\sum M_{j2}$ bằng:

$$\begin{aligned} \sum M_{j2} &= M_{j2}^{(1)} + M_{j2}^{(2)} \\ &= a\sqrt{2}C\lambda [2 \cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 120^\circ)] \\ &= a\sqrt{2}C\lambda [2 \cos 2\alpha + \cos(2\alpha + 240^\circ)] \\ &= a\sqrt{2}C\lambda (2 \cos 2\alpha + \cos 2\alpha \cos 240^\circ - \sin 2\alpha \sin 240^\circ) \\ &= a\sqrt{2}C\lambda (1,5 \cos 2\alpha + 0,866 \sin 2\alpha) \end{aligned}$$

IV.3. Cân bằng động cơ chữ V 8 xylanh (có góc $\gamma = 90^\circ$)

Động cơ chữ V 8 xylanh có thể coi là tập hợp của 4 động cơ chữ V 2 xylanh. Thứ tự làm việc của các xylanh là 1T – 3T – 3P – 2T – 2P – 1P – 4T – 4P.

a) Hợp lực của lực quán tính

Như trên đã khảo sát, trên mỗi khuỷu trục của động cơ có hợp lực của lực quán tính cấp 1 của 2 xylanh chung khuỷu tác dụng theo chiều đường tâm má khuỷu, phương của nó cũng trùng với phương của lực quán tính chuyển động quay P_k .

- Hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 (của từng đôi xylanh chung khuỷu) với P_k là K_r , xác định như sau:

$$K_r = P_k + P_{j1} = (m_r + m) \cdot R\omega^2$$

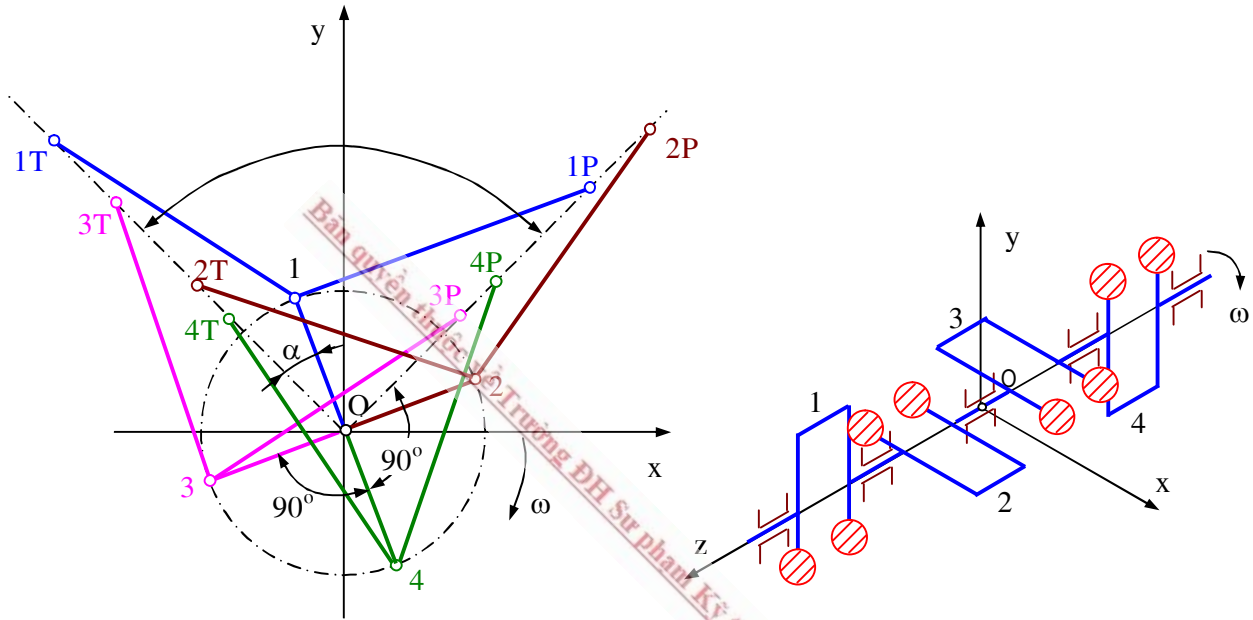
Căn cứ vào sự bố trí của các khuỷu, hợp lực của lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 của mỗi đôi xylanh trên các khuỷu như nhau sau:

- Ở khuỷu thứ 1 : $\sum P_{j2}^{(1)} = \sqrt{2} \cdot C\lambda \cos 2\alpha$

- Ở khuỷu thứ 2: $\sum P_{j2}^{(2)} = \sqrt{2}.C\lambda \cos 2(\alpha + 90^\circ) = -\sqrt{2}.C\lambda \cos 2\alpha$
- Ở khuỷu thứ 3: $\sum P_{j2}^{(3)} = \sqrt{2}.C\lambda \cos 2(\alpha + 270^\circ) = -\sqrt{2}.C\lambda \cos 2\alpha$
- Ở khuỷu thứ 4: $\sum P_{j2}^{(4)} = \sqrt{2}.C\lambda \cos 2(\alpha + 180^\circ) = \sqrt{2}.C\lambda \cos 2\alpha$

Các lực này đều tác dụng trong mặt phẳng nằm ngang, trị số của chúng luôn luôn bằng nhau và luôn luôn ngược chiều nhau. Vì vậy hợp lực của chúng bằng không.

$$\sum P_{j2} = P_{j2}^{(1)} + P_{j2}^{(2)} + P_{j2}^{(3)} + P_{j2}^{(4)} = 0$$



Hình 3.13. Cơ cấu trục khuỷu thanh truyền của động cơ chữ V, 8 xylanh (góc giữa hai đường tâm băng $\gamma = 90^\circ$).

b) Tổng mômen do lực quán tính sinh ra

Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp hai tạo ra ở khuỷu 1 và 2 ($\sum M_{j2}^{(1,2)}$) có trị số bằng mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp hai tạo ra ở khuỷu 3 và 4 ($\sum M_{j2}^{(3,4)}$) nhưng ngược chiều nhau, nên mômen tổng cũng bằng không.

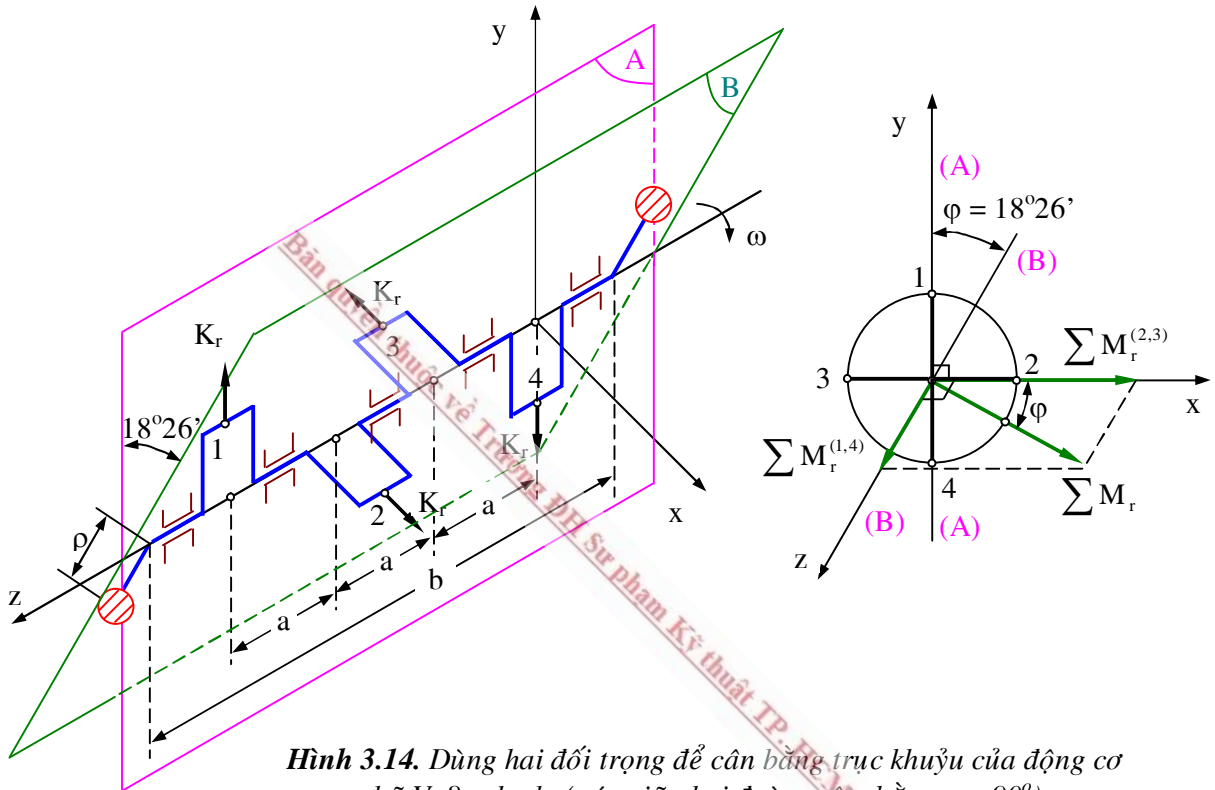
$$\begin{aligned} \sum M_{j2} &= M_{j1}^{(1)} + M_{j1}^{(2)} + M_{j1}^{(3)} + M_{j1}^{(4)} \\ &= \sum M_{j1}^{(1,2)} + \sum M_{j1}^{(3,4)} = 0 \end{aligned}$$

Nếu như do điều kiện thiết kế không cho phép bố trí đối trọng trên từng khuỷu như hình 3.13, có thể dùng 2 đối trọng bố trí ở 2 đầu trục khuỷu như hình 3.14.

Trong trường hợp này, trên mỗi khuỷu đều có lực K_r tác dụng. Hợp lực của chúng $\sum K_r = 0$, nhưng các lực K_r lại sinh ra mômen đối với điểm O.

Mômen của lực K_r trên khuỷu 1 đối với điểm O là $\sum M_r^{(1,4)}$ tác dụng trên mặt phẳng chứa trục khuỷu. Mômen của lực K_r trên khuỷu 2 và 3 là $\sum M_r^{(2,3)}$ tác dụng trên mặt phẳng thẳng góc với mặt phẳng trên.

- Trị số của $\sum M_r^{(1,4)}$ là $\sum M_r^{(1,4)} = 3a.K_r$
- Trị số của $\sum M_r^{(2,3)}$ là $\sum M_r^{(2,3)} = 2a.K_r - a.K_r = a.K_r$



Hình 3.14. Dùng hai đối trọng để cân bằng trục khuỷu của động cơ chữ V, 8 xylanh (góc giữa hai đường tâm bằng $\gamma = 90^\circ$).

Mômen tổng $\sum M_r$ tác dụng trên mặt phẳng lệch với mặt phẳng chứa trục khuỷu trục thứ 1 một góc φ xác định theo công thức sau:

$$\text{tg}\varphi = \frac{aK_r}{3aK_r} = \frac{1}{3}$$

Do đó ta xác định được: $\varphi = 18^026'$

Khối lượng của đối trọng lắp trên mặt phẳng này xác định theo phương trình cân bằng sau:

$$m_d \cdot \rho \omega^2 b = aK_r \sqrt{10}$$

Do đó: $m_d = \sqrt{10} \frac{a}{b} \cdot \frac{K_r}{\rho \omega^2} = 3,162 \frac{R}{\rho} \cdot \frac{a}{b} (m_r + m)$

V. CÂN BẰNG ĐỘNG CƠ 2 KỲ

Cân bằng động cơ hai kỳ cũng tương tự như cân bằng động cơ bốn kỳ, vì vậy trong phần này chỉ giới thiệu một số kết quả phân tích tính cân bằng của động cơ hai kỳ mà không chứng minh.

Các loại động cơ hai kỳ 1 xylanh; 2 xylanh một hàng có góc công tác $\delta_K = 180^\circ$, động cơ hai kỳ chữ V 2 xylanh có góc giữa các đường tâm $\gamma = 90^\circ$ và động cơ hai kỳ chữ V 6 xylanh có góc giữa các đường tâm xylanh $\gamma = 90^\circ$ đều có tính cân bằng tương tự như các loại động cơ bốn kỳ cùng số xylanh.

V.1. Động cơ hai kỳ, 3 xylanh

Động cơ hai kỳ 3 xylanh, trục khuỷu có góc công tác $\delta_K = 120^\circ$ (hình 3.15a). Tính cân bằng của nó như sau:

- Hợp lực các lực quán tính: $\sum P_{j1} = 0; \quad \sum P_{j2} = 0; \quad \sum P_r = 0$

- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 sinh ra:

$$\sum M_{j1} = aC.(1,5 \cos \alpha - 0,866 \sin \alpha)$$

Mômen này tác dụng trong mặt phẳng chứa các đường tâm xylanh.

Khi $\alpha_1 = 150^\circ$ và $\alpha_2 = 330^\circ$ mômen trên có trị số cực đại là $(\sum M_{j1})_{\max}$.

$$(\sum M_{j1})_{\max} = \pm 1,732aC$$

- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 sinh ra:

$$\sum M_{j2} = aC\lambda.(1,5 \cos 2\alpha + 0,866 \sin 2\alpha)$$

Mômen này tác dụng cùng trên một mặt phẳng với $\sum M_{j1}$

Khi $\alpha_1 = 15^\circ; \alpha_2 = 105^\circ; \alpha_3 = 195^\circ$ và $\alpha_4 = 285^\circ$, mômen này đạt trị số cực đại là $(\sum M_{j2})_{\max}$

$$(\sum M_{j2})_{\max} = \pm 1,732aC\lambda$$

- Mômen do lực quán tính chuyển động quay sinh ra $\sum M_r$:

$$\sum M_r = 1,732aK_r$$

Mômen này tác dụng trên mặt phẳng lệch với mặt phẳng khuỷu thứ nhất một góc 30° và quay theo mặt phẳng này. Mômen $\sum M_r$ có thể cân bằng bằng các đối trọng lắp trên trục khuỷu, hoặc bằng các đối trọng lắp ở hai đầu trục khuỷu, trên mặt phẳng tác dụng của mômen $\sum M_r$.

V.2. Động cơ hai kỳ, 4 xylanh

Động cơ hai kỳ 4 xylanh, trục khuỷu có góc lệch khuỷu $\delta = 90^\circ$ như hình 3.15b. Tính cân bằng của nó như sau:

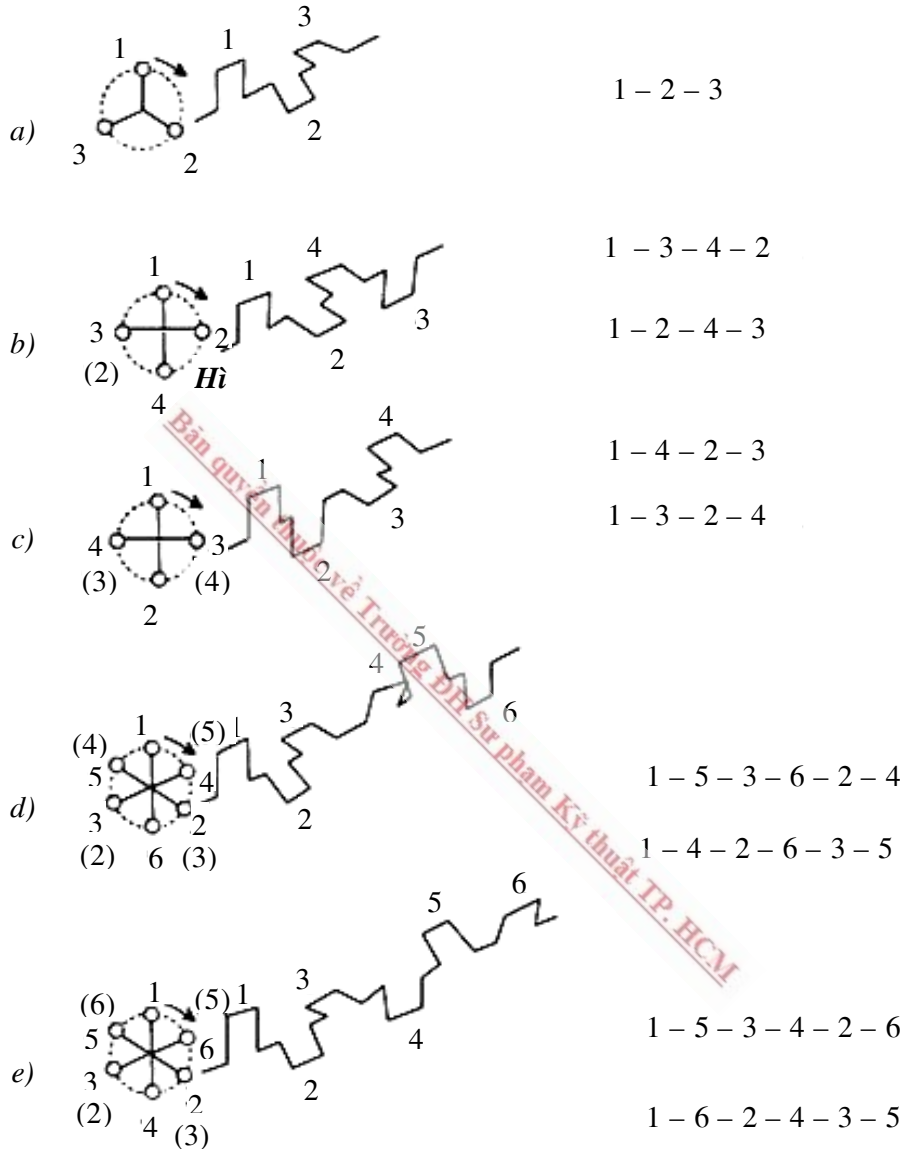
- Hợp lực của các lực quán tính: $\sum P_{j1} = 0; \quad \sum P_{j2} = 0; \quad \sum P_r = 0$

- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 sinh ra là $\sum M_{j1} = 0$

$$\sum M_{j1} = aC.(3 \cos \alpha - \sin \alpha)$$

Khi $\alpha_1 = 161^{\circ}34'$ và $\alpha_2 = 341^{\circ}34'$ mômen cấp 1 có trị số cực đại:

$$\left(\sum M_{j1}\right)_{\max} = \pm 3,162aC$$



Hình 3.15. Sơ đồ kết cấu trục khuỷu động cơ hai kỳ, 3 xylanh, 4 xylanh, 6 xylanh.

- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 sinh ra là: $\sum M_{j2} = 0$
- Mômen do lực quán tính chuyển động quay sinh ra là $\sum M_r = 3,162aK_r$

Mômen này tác dụng trên mặt phẳng lệch với mặt phẳng khuỷu thứ nhất một góc $18^{\circ}26'$.

Mômen $\sum M_r$ thường được cân bằng bằng đối trọng lắp ở 2 đầu trục khuỷu. Mômen $\sum M_{j1}$ có thể cân bằng được bằng hệ thống đối trọng giới thiệu trên hình 3.16.

Động cơ hai kỳ, 4 xylanh có kết cấu trục khuỷu như hình 3.15c có tính cân bằng như sau :

- Hợp lực của các lực quán tính: $\sum P_{j1} = 0$; $\sum P_{j2} = 0$; $\sum P_r = 0$
- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 sinh ra là $\sum M_{j1}$:

$$\sum M_{j1} = aC(\cos \alpha - \sin \alpha)$$

Mômen này tác dụng trong mặt phẳng chứa các đường tâm xylanh.

Khi $\alpha_1 = 135^\circ$ và $\alpha_2 = 315^\circ$ mômen trên có trị số cực đại: $(\sum M_{j1})_{\max} = \pm 1,41aC$

- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 sinh ra là $\sum M_{j2}$:

$$\sum M_{j2} = 4aC\lambda \cdot \cos 2\lambda$$

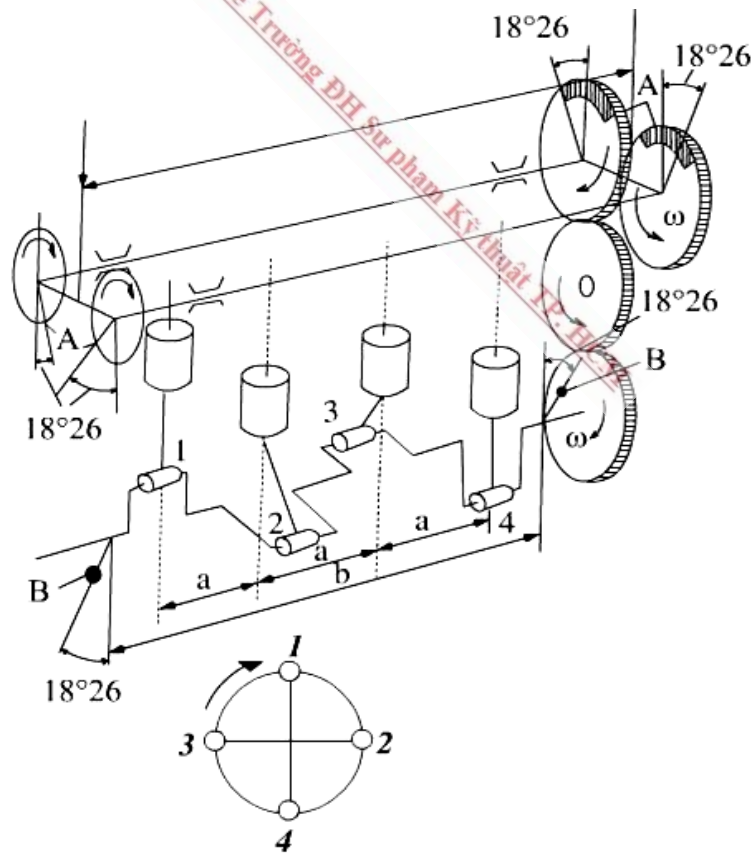
Khi $\alpha_1 = 0$; $\alpha_2 = 90^\circ$; $\alpha_3 = 180^\circ$ và $\alpha_4 = 270^\circ$ mômen trên có trị số cực đại:

$$(\sum M_{j2})_{\max} = \pm 4aC\lambda$$

- Mômen do lực quán tính quay sinh ra: $\sum M_r = 1,414aK_r$

Mômen này tác dụng trên mặt phẳng lệch với mặt phẳng khuỷu trục thứ nhất một góc 45° .

Mômen $\sum M_{j1}$ và $\sum M_r$ có thể dùng đối trọng để cân bằng theo phương pháp đã giới thiệu.



Hình 3.16. Cân bằng động cơ 2 kỳ một hàng 4 xylanh.

A – Đối trọng dùng cân bằng $\sum M_{j1}$.

B – Đối trọng dùng cân bằng $\sum M_r$.

V.3. Động cơ hai kỳ, 6 xylanh

Động cơ hai kỳ, 6 xylanh có trục khuỷu như hình 3.15d có tính cân bằng như sau:

- Hợp lực của các lực quán tính: $\sum P_{j1} = 0$; $\sum P_{j2} = 0$; $\sum P_r = 0$

- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 sinh ra $\sum M_{j1}$:

$$\sum M_{j1} = aC(1,732 \sin \alpha - 3 \cos \alpha)$$

Khi $\alpha_1 = 150^\circ$ và $\alpha_2 = 330^\circ$; mômen trên có trị số cực đại:

$$\left(\sum M_{j1}\right)_{\max} = \pm 3,464aC$$

- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 sinh ra: $\sum M_{j2} = 0$

- Mômen do lực quán tính chuyển động quay sinh ra: $\sum M_r = 3,464aK_r$

Mômen này tác dụng trên mặt phẳng lệch với mặt phẳng khuỷu thứ nhất một góc 30° . Cũng tương tự như trường hợp động cơ 4 xylanh, các mômen $\sum M_{j1}$ và $\sum M_r$ đều có thể dùng đối trọng để cân bằng.

Động cơ hai kỳ 6 xylanh có trục khuỷu như hình 3.15e có tính cân bằng như sau:

- Hợp lực của các lực quán tính: $\sum P_{j1} = 0$; $\sum P_{j2} = 0$; $\sum P_r = 0$

- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 1 sinh ra: $\sum M_{j1} = 0$.

- Mômen do lực quán tính chuyển động tịnh tiến cấp 2 sinh ra $\sum M_{j2}$:

$$\sum M_{j2} = aC\lambda(3 \cos 2\alpha + 1,732 \sin 2\alpha).$$

Khi $\alpha_1 = 15^\circ$; $\alpha_2 = 105^\circ$; $\alpha_3 = 195^\circ$ và $\alpha_4 = 285^\circ$, ta có:

$$\left(\sum M_{j2}\right)_{\max} = \pm 3,464aC\lambda$$

- Mômen do lực quán tính chuyển động quay sinh ra: $\sum M_r = 0$.

VI. ĐỘ KHÔNG ĐỒNG ĐỀU CỦA MÔMEN ĐỘNG CƠ VÀ PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH MÔMEN BÁNH ĐÀ

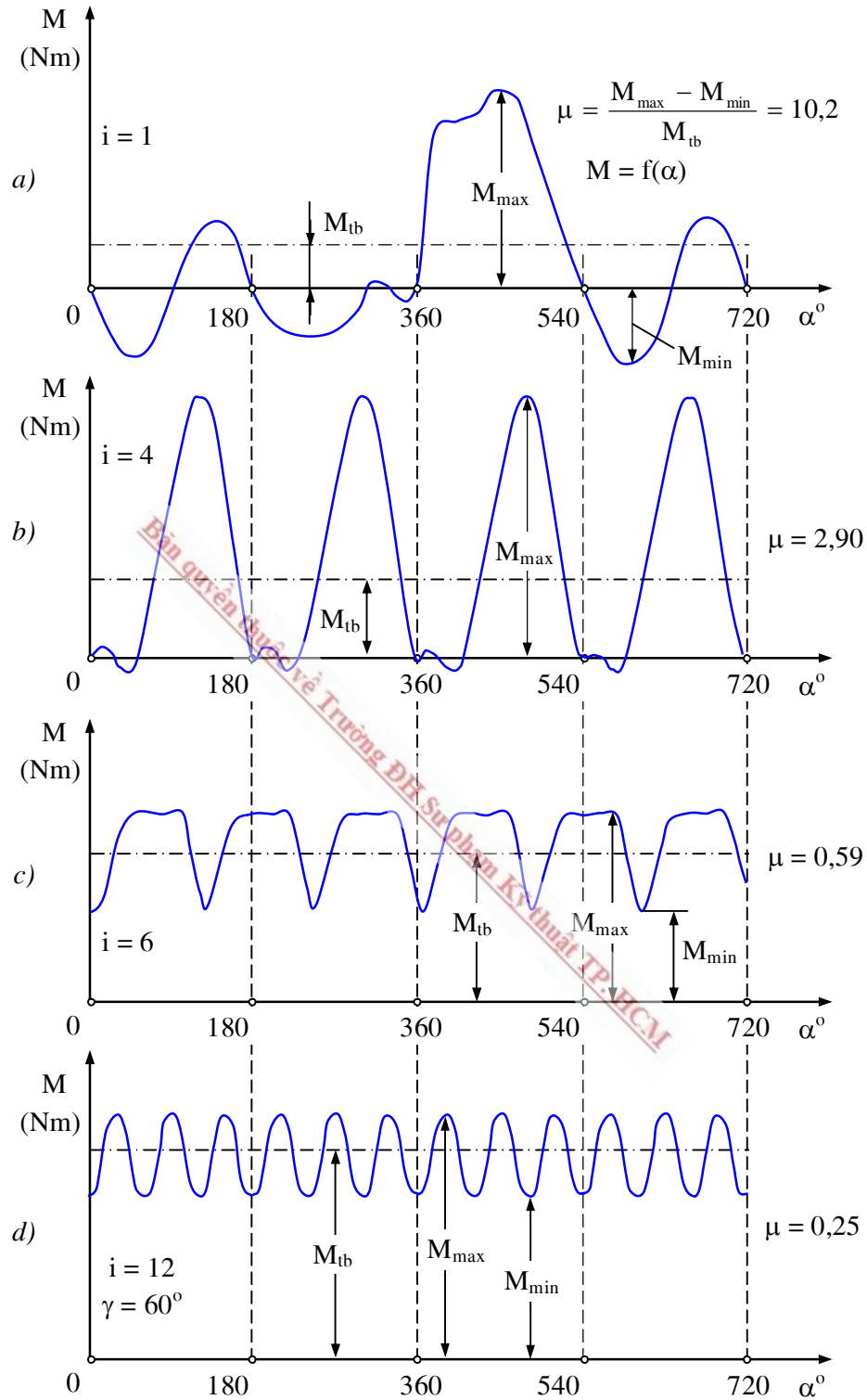
Động cơ đốt trong dù trong trạng thái làm việc ổn định, mômen quay do động cơ phát ra vẫn không phải là một hằng số. Trị số của mômen luôn luôn thay đổi theo trị số của lực khí thể và lực quán tính tính theo góc quay α của trục khuỷu.

Để đánh giá mức độ đồng đều của mômen do động cơ phát ra người ta thường dùng hệ số không đồng đều của mômen μ :

$$\mu = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{tb}} \quad (3-4)$$

Trong đó: M_{\max} và M_{\min} – mômen lớn nhất và mômen nhỏ nhất.

$$M_{tb} - \text{mômen trung bình, } M_{tb} = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2}.$$



Hình 3.17. Đồ thị moment của động cơ 4 kỳ có số xylanh khác nhau.

- a) Động cơ 1 xylanh ; b) Động cơ 4 xylanh.
 c) Động cơ 6 xylanh ; d) Động cơ 12 xylanh.

Độ không đồng đều của mômen μ còn phụ thuộc vào trạng thái phụ tải của động cơ. Lực quán tính của động cơ ảnh hưởng trực tiếp đến M_{\max} và M_{\min} còn trị số của M_{tb} chỉ phụ thuộc vào đồ thị công của động cơ ở trạng thái phụ tải nói trên. Tuy nhiên, để tăng độ đồng đều của mômen người ta thường tăng số xylanh của động cơ. Số xylanh càng nhiều, độ không đồng đều càng bé.

Hình 3.17 giới thiệu đồ thị mômen thay đổi theo góc quay α của trục khuỷu của 4 loại động cơ có cùng đường kính xylanh D và hành trình piston S nhưng số xylanh khác nhau. Từ hình 3.17 ta thấy độ không đồng đều của động cơ 1 xylanh lớn hơn của động cơ 12 xylanh khoảng 40 lần. Độ không đồng đều của mômen là nguyên nhân gây nên dao động xoắn trong động cơ đốt trong.

Trong trạng thái làm việc ổn định của động cơ, trị số trung bình của mômen do động cơ sinh ra (M) phải bằng trị số của mômen cản sau:

- Moment quán tính khi các chi tiết của động cơ chuyển động quy về tâm trục khuỷu là J_0 . Với gia tốc góc của trục khuỷu là ε thì moment cản sinh ra là $M_j = J_0 \varepsilon$.
- Moment cản do lực cản và lực ma sát của tất cả các chi tiết chuyển động sinh ra M_c . Để đơn giản trong quá trình tính toán ta xem M_c là hằng số.

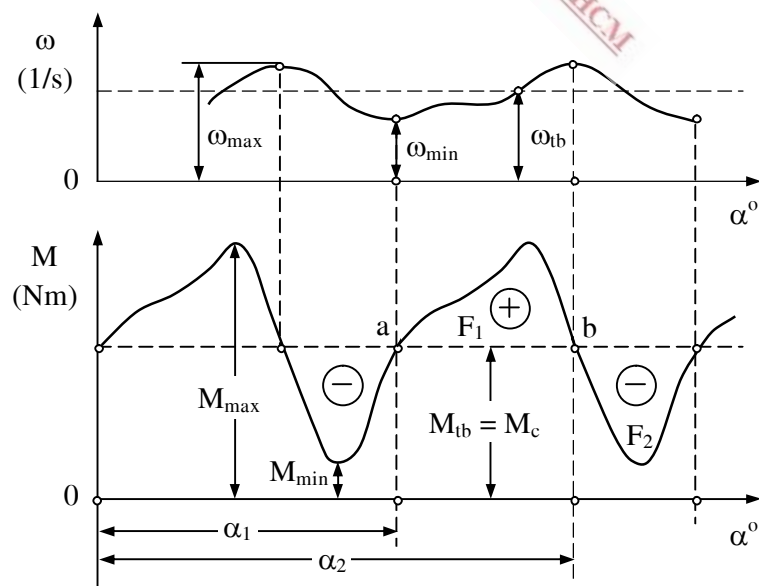
Phương trình cân bằng mômen: $M = M_c + M_j = M_c + J_0 \cdot \varepsilon$ (3-5)

Từ phương trình cân bằng (3-5), ta thấy dấu của gia tốc góc trục khuỷu phụ thuộc vào dấu của hiệu số $M - M_c$.

- Khi mômen quay lớn hơn mômen cản, tốc độ góc của trục khuỷu tăng lên.
- Khi mômen cản lớn hơn mômen quay, tốc độ góc của trục khuỷu giảm dần.
- Khi mômen quay bằng mômen cản ($M - M_c = 0$; điểm a và điểm b trên hình 3.18). Biểu thức (3-5) có thể viết:

$$J_0 \frac{d\omega}{dt} = 0; \text{ tức là } \frac{d\omega}{dt} = 0$$

Lúc này tốc độ góc ω sẽ đạt tới số cực trị: $\omega = \omega_{\max}$ hoặc $\omega = \omega_{\min}$.



Hình 3.18. Sự thay đổi của tốc độ góc khi động cơ làm việc ổn định.

Điểm a ứng với góc quay trục khuỷu α_1 , đạo hàm $\frac{d\omega}{dt} = 0$ và $\omega = 0$.

- Trước điểm a: $M - M_c < 0, \varepsilon < 0$.
- Sau điểm a: $M - M_c > 0, \varepsilon \neq 0$.

Vì vậy điểm a ứng với điểm có tốc độ góc bé nhất $\omega = \omega_{\min}$. Đối với điểm b:

- Trước điểm b: $M - M_c > 0, \varepsilon > 0$.
- Sau điểm a: $M - M_c < 0, \varepsilon < 0$.

Vì vậy điểm b ứng với điểm có tốc độ góc cực đại $\omega = \omega_{\max}$.

Ta có:
$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{d\omega}{d\alpha} = \frac{1}{2} \cdot \frac{d\omega^2}{d\alpha}$$

Thay vào phương trình (3-5) ta có:

$$M - M_c = J_o \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{2} \cdot J_o \cdot \frac{d\omega^2}{d\alpha}$$

hay
$$(M - M_c) d\alpha = \frac{1}{2} J_o \cdot d\omega^2 \quad (3-6)$$

Từ phương trình trên ta thấy, ứng với khoảng góc quay vô cùng nhỏ $d\alpha$ hiệu số công của mômen quay và mômen cản dùng để thay đổi động năng của khối lượng chuyển động quay. Tích phân phương trình trên trong phạm vi từ α_1 đến α_2 tức là từ ω_{\min} đến ω_{\max} ta có:

$$\begin{aligned} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M - M_c) d\alpha &= \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} J_o \frac{d\omega^2}{2} = \frac{J_o}{2} \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} d\omega^2 \\ &= \frac{J_o}{2} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) = J_o \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} (\omega_{\max} - \omega_{\min}) \end{aligned} \quad (3-7)$$

Từ hình 3.18 trên ta thấy tích phân $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M - M_c) d\alpha$ là công dư của mômen quay sinh ra trong khoảng góc quay từ α_1 đến α_2 . Ở diện tích F_1 , $M - M_c > 0$ khối lượng chuyển động với tốc độ tăng dần và động năng của nó cũng tăng. Ở diện tích F_2 , $M - M_c < 0$ biểu thị phần công dư của công cản, khối lượng chuyển động với tốc độ giảm dần và động năng của nó giảm đi.

Trong trạng thái làm việc ổn định của động cơ, trị số trung bình của mômen động cơ M phải bằng trị số trung bình của mômen cản M_c nên $F_1 = F_2$.

Trong trạng thái làm việc ổn định, sự thay đổi của tốc độ góc ω theo góc quay α cũng tương tự như sự thay đổi của mômen quay theo góc quay α .

Để đánh giá độ quay không đồng đều của trục khuỷu dùng hệ số quay không đồng đều để biểu thị:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{tb}} \quad (3-8)$$

Nếu coi tốc độ góc trung bình $\omega_{tb} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$ thì sau khi thay vào phương trình (3-7) ta có thể tìm được khối lượng quán tính quay J_o cần thiết để đảm bảo độ không đồng đều của tốc độ góc ω .

$$L_d = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M - M_c).d\alpha = J_o . \delta . \omega_{tb}^2, (Nm) \quad (3-9)$$

Suy ra mômen quán tính của các chi tiết chuyển động quay là J_o .

$$J_o = \frac{L_d}{\delta . \omega_{tb}^2}, (N.ms^2) \quad (3-10)$$

Trong đó: L_d – công dư của mômen quay, tỉ lệ thuận với diện tích F_1 .

Khi chọn trước độ không đồng đều δ , dựa vào công thức (3-10) ta có thể tìm mômen quán tính quay của bánh đà (J_{bd}). Mômen quán tính của bánh đà lớn hơn mômen quán tính của các chi tiết chuyển động khác rất nhiều, thường chiếm khoảng 85 – 90% mômen quán tính của toàn bộ khối lượng chuyển động quay. (Đối với động cơ dùng trong máy kéo, J_{bd} chiếm khoảng 75 ÷ 85%).

Mômen quán tính của các chi tiết so với mômen quán tính J_o thống kê trong bảng sau:

Chi tiết máy chuyển động quay	% so với J_o
Bánh đà	85 ÷ 90
Trục khuỷu	6 ÷ 10
Quạt gió	1,5 ÷ 3,5
Trục cam, bơm nước, bơm dầu	0,5 ÷ 1,5

Nếu bánh đà làm theo dạng vành như hình 3.19, có thể coi mômen quán tính của bánh đà bằng mômen quán tính của phần vành đai ngoài.

Trên thực tế do r_1 và r_2 không chênh lệch nhau nhiều lắm. Vì vậy, công thức gần đúng để tính mômen quán tính của khối lượng vành bánh đà như sau:

$$J_{bd} = m_{bd} . r_{tb}^2 = \frac{G_{bd} . D_{tb}^2}{4 . g}, (N.ms^2) \quad (3-11)$$

Trong đó : m_{bd} – khối lượng của bánh đà, (kg).

r_{tb} – bán kính trung bình của bánh đà, (m).

$$r_{tb} = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

D_{tb} – đường kính trung bình của bánh đà, (m).

$$D_{tb} = 2 . r_{tb}$$

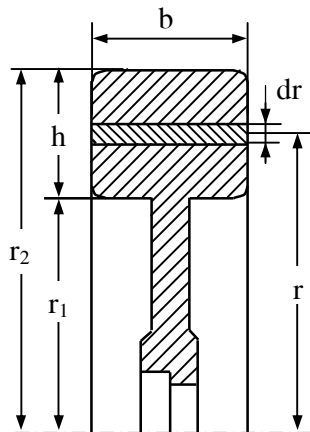
G_{bd} – trọng lượng của bánh đà, (kG hay N).

g – gia tốc trọng trường, (m/s²).

$$g = 9,81 (m/s^2)$$

b – chiều rộng vành bánh đà, (m).

h – chiều cao vành bánh đà, (m).



Hình 3.19. Kết cấu của bánh đà dạng vành.

Tích số ($G_{bd} \cdot D_{tb}^2$) tỷ lệ thuận với mômen quán tính của bánh đà, được gọi là mômen bánh đà. Do đặc tính làm việc của ô tô và máy kéo khác nhau nên mômen bánh đà của động cơ ô tô và động cơ máy kéo cũng xác định khác nhau. Mômen bánh đà của động cơ cần phải đảm bảo động cơ có thể vận hành ổn định ở tốc độ không tải thấp nhất và đảm bảo tích lũy đủ năng lượng để quay trục khuỷu của động cơ trong quá trình khởi động động cơ.

Nhưng cũng cần chú ý rằng mômen bánh đà quá lớn thì tính gia tốc của ô tô sẽ kém đi.

Đối với loại động cơ máy kéo bánh đà cần có đủ mômen bánh đà để bảo đảm máy kéo có thể khởi hành ổn định khi đóng bộ ly hợp và để toàn bộ máy liên hợp – máy kéo có thể khởi hành ở tay số cao và gia tốc lớn.

Mômen quán tính của khối lượng chuyển động của máy kéo và máy liên hợp quy dẫn về trục của bộ ly hợp: $J_{mk} \approx \frac{G_{mk} D_k^2}{4g_i^2}$

Dùng hiệu suất cơ giới $\eta_T = 0,75 \div 0,90$ để đánh giá sự tổn thất về động năng trong cơ cấu truyền động và cơ cấu di động của hệ thống gầm.

Dùng hệ số $\psi = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = 1,5 \div 2,5$ để tính được mômen quán tính của bánh đà của động cơ máy kéo theo công thức sau:

$$J_{bd} = \frac{1}{\eta_T} \cdot \frac{J_{mk}}{(\psi^2 - 1)} \quad (3-12)$$

VII. DAO ĐỘNG TRỤC KHUYỮU VÀ BIỆN PHÁP KHẮC PHỤC

VII.1. Dao động trục khuỷu

Khi động cơ làm việc, trên mỗi khuỷu trục đều có lực tiếp tuyến T (hoặc mômen xoắn M) và lực pháp tuyến Z tác dụng. Như đã phân tích, các lực này thay đổi theo chu kỳ, do hợp lực của lực khí thể và lực quán tính sinh ra. Chu kỳ thay đổi của chúng với động cơ bốn kỳ một xy lanh là $720^\circ (4\pi)$, đối với động cơ hai kỳ một xy lanh là $360^\circ (2\pi)$. Các lực tác dụng này gây nên phụ tải thay đổi theo chu kỳ, vì vậy gây ra dao động trong hệ trục khuỷu của động cơ đốt trong. Dao động của hệ trục khuỷu bao gồm hai dạng chính sau đây:

- Dao động dọc theo đường tâm trục khuỷu gây nên biến dạng uốn của trục khuỷu. Dao động này truyền cho nền móng của động cơ.
- Dao động xoắn, lấy đường tâm trục khuỷu là trục quay, gây nên biến dạng xoắn của trục khuỷu. Dao động này chỉ sinh ra trong bản thân hệ trục khuỷu, không truyền ra ngoài.

Lực pháp tuyến Z gây ra dao động dọc còn lực tiếp tuyến T và mômen xoắn M gây ra dao động xoắn trong hệ trục khuỷu cũng như trong bất kỳ một hệ cơ cấu đàn hồi nào có khối lượng.

Thông thường tần số dao động dọc của hệ trục khuỷu rất cao. Theo kết quả thí nghiệm, tần số dao động dọc của trục khuỷu động cơ 6 xy lanh thường nằm trong phạm vi từ 6.500 đến 8.000 lần/phút, lớn hơn tốc độ quay thường dùng của động cơ đốt trong rất nhiều nên thường không xét đến dao động này.

Trái lại, dao động xoắn của trục khuỷu, thường xuất hiện ở phạm vi tốc độ sử dụng của động cơ vì vậy nếu không tìm cách loại trừ sẽ gây nên tác hại rất lớn.

Dao động xoắn sinh ra khi các lực hoặc các mômen bên ngoài không ngừng tác dụng gọi là dao động xoắn tự do. Tần số dao động xoắn tự do của hệ trục khuỷu quyết định bởi hình dạng hình học, kích thước và độ đàn hồi của các bộ phận của hệ trục khuỷu. Do tần số dao động tự do của hệ trục khuỷu có quan hệ với quy luật thay đổi của lực khí thể và lực quán tính nên hệ trục khuỷu sẽ phát sinh hiện tượng cộng hưởng.

Tốc độ khi động cơ phát sinh cộng hưởng gọi là tốc độ giới hạn. Trong trường hợp này biên độ dao động xoắn tăng lên rất lớn, nếu biên độ này vượt quá phạm vi cho phép, ứng suất do nó gây ra sẽ phá huỷ trục khuỷu. Vì vậy mục đích nghiên cứu dao động xoắn là tìm biện pháp tránh cộng hưởng, nếu vì điều kiện không thể khử hoàn toàn dao động xoắn thì phải tìm biện pháp giảm dao động đến mức độ nhỏ nhất.

Để có thể tính toán được dao động xoắn, thông thường phải thay thế hệ trục khuỷu thành truyền và hệ các chi tiết máy do trục khuỷu dẫn động bằng một hệ đàn hồi đơn giản gồm một trục hình trụ và nhiều đĩa tròn gắn trên trục này. Hệ trục thay thế được gọi là hệ trục tương đương hay hệ quy dẫn. Để đảm bảo dao động xoắn của hệ tương đương hoàn toàn giống như hệ trục thực (nghĩa là hệ tương đương có cùng một tần số dao động, có cùng dạng dao động như hệ trục thực), khi quy dẫn, phải đảm bảo hai điều kiện cơ bản sau đây:

- Góc xoắn của hệ trục tương đương khi dao động xoắn ở bất kỳ tần số nào đều giống như của hệ trục thực. Điều đó có nghĩa là khi quy dẫn phải đảm bảo thế năng của hệ trục không thay đổi.
- Mômen quán tính của khối lượng tương đương phải bằng mômen quán tính của khối lượng thực. Điều đó có nghĩa là khi quy dẫn phải đảm bảo động năng của hệ không thay đổi.

Các phương án gợi ý cách quy dẫn hệ trục thực thành hệ tương đương giới thiệu trên hình 3.20

Phương án a, giới thiệu sơ đồ hệ trục và hệ quy dẫn của động cơ 4 xylanh, bốn kỳ.

Trong đó:

J_1, J_2, J_3, J_4 – mômen quán tính của khối lượng chuyển động của xylanh thứ 1, 2, 3, 4.

J_5 – mômen quán tính của bánh đà.

C_1, C_2, C_3, C_4 – độ cứng của các đoạn trục thay thế.

Phương án b, giới thiệu sơ đồ quy dẫn của trục khuỷu và hệ truyền lực của ô tô.

Trong đó :

J_1, J_2, J_3, J_4 – mômen quán tính của khối lượng chuyển động của xylanh thứ 1, 2, 3, 4.

J_5 – mômen quán tính của bánh đà.

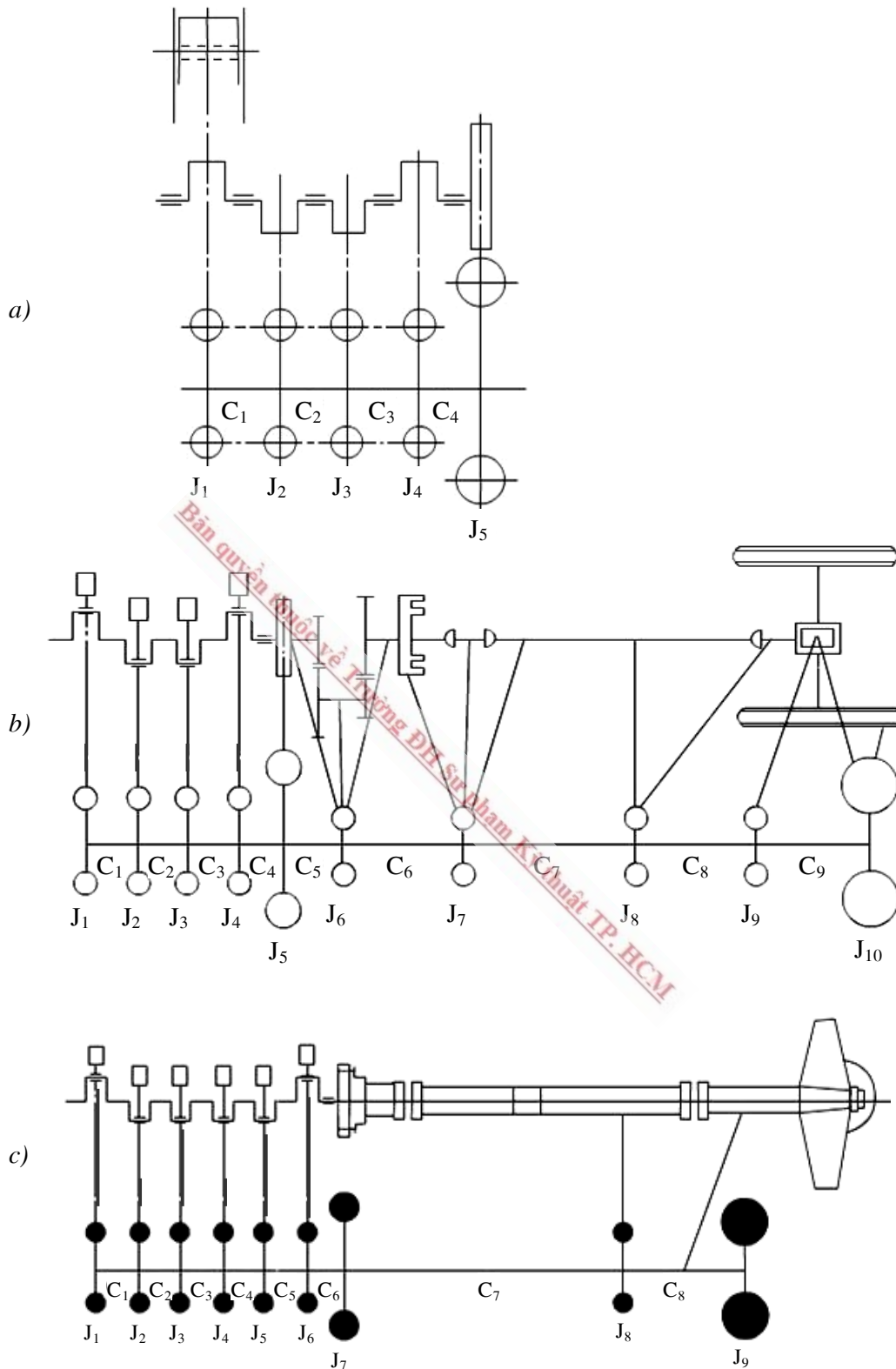
J_6 – mômen quán tính của hệ trục và bánh răng của hộp số.

J_7, J_8 – mômen quán tính của hệ trục truyền.

J_9 – mômen quán tính của hệ cầu sau.

J_{10} – mômen quán tính của bánh chủ động.

C_1, C_2, \dots, C_9 – độ cứng của các đoạn trục quy dẫn .



Hình 3.20. Các phương án quy dẫn hệ trục thực thành hệ trục tương đương của các loại động cơ.

Phương án c, giới thiệu sơ đồ hệ quy dẫn của một động cơ 6 xylanh bốn kỳ, dẫn động trực tiếp chân vịt tàu thủy.

Trong đó:

J_1, J_2, \dots, J_9 – mômen quán tính của các khối lượng quy dẫn.

C_1, C_2, \dots, C_8 – độ cứng của các đoạn trục quy dẫn.

Các hệ tương đương ở các phương án trên có tính năng động lực học hoàn toàn giống như hệ trục thực.

Sau khi chọn phương án quy dẫn, tính toán dao động xoắn của hệ trục khuỷu tiến hành theo các bước sau:

- Tính chiều dài tương đương và mômen quán tính để thay thế hệ trục thực bằng hệ tương đương.
- Xác định tần số dao động tự do và biên độ dao động tự do của hệ tương đương.
- Phân tích điều hoàn mômen của lực khí thể, lực quán tính và mômen cản của động cơ.
- Xác định biên độ dao động của các khối lượng trong hệ thống tương đương.
- Tính ứng suất xoắn do dao động xoắn gây ra trên các đoạn trục.
- Nếu ứng suất lớn quá trị số cho phép, phải tìm biện pháp giảm dao động.

VI.2. Tác hại của dao động xoắn

Nếu ứng suất xoắn vượt quá giới hạn cho phép, trục khuỷu sẽ bị gãy. Nếu ứng suất xoắn không vượt quá phạm vi cho phép, mặc dù trục khuỷu không bị gãy nhưng dao động lúc này lại gây ra các tác hại khác, làm ảnh hưởng đến quá trình vận hành ổn định của động cơ. Cụ thể như :

- Dao động cộng hưởng làm cho động cơ làm việc mất ổn định, gây rung động và tiếng ồn. Nguyên nhân là do khi dao động cộng hưởng, tốc độ góc của trục khuỷu thay đổi làm mất cân bằng hệ lực quán tính.
- Trục khuỷu bị nóng ở những vùng không hề ma sát với chi tiết khác. Nguyên nhân là do khi trục khuỷu dao động cộng hưởng ma sát trong nội bộ các phân tử vật liệu phát nhiệt làm nóng trục khuỷu.
- Làm suy giảm công suất động cơ. Nguyên nhân là do một phần công của động cơ tiêu hao cho công ma sát trong nội bộ các phân tử vật liệu chế tạo trục khuỷu và công ma sát ngoài do động cơ liên kết với nền móng rung động.

VI.3. Biện pháp khắc phục (nguyên lý giảm dao động)

Thông thường nếu biên độ dao động vượt quá phạm vi cho phép mà tốc độ giới hạn lại không thể đưa ra khỏi phạm vi tốc độ làm việc của động cơ thì trên trục khuỷu buộc phải dùng bộ giảm chấn để giảm dao động cho hệ trục khuỷu.

Căn cứ vào nguyên lý giảm dao động có thể phân bộ giảm chấn thành hai loại:

- Bộ giảm chấn ma sát (gồm ba loại: giảm chấn ma sát khô, giảm chấn thủy lực, và giảm chấn ma sát trong).
- Bộ giảm chấn con lắc.

Đối với giảm chấn ma sát, về nguyên tắc chúng đều lợi dụng ma sát để hạn chế biên độ dao động của hệ trục khuỷu, do đó đều tiêu hao công suất, đều không mang tính kinh tế. Các bộ giảm chấn ma sát đều gồm hai chi tiết ma sát với nhau để tiêu hao năng lượng trong quá trình dao động. Vì vậy ở bất kỳ tốc độ nào loại giảm chấn này đều làm giảm biên độ dao động. Kết quả thí nghiệm cho thấy biên độ dao động khi cộng hưởng của hệ thống có dùng bộ giảm chấn giảm đi rất nhiều so với khi không dùng bộ giảm chấn.

Bộ giảm chấn ma sát (ma sát khô, ma sát trong và giảm chấn thuỷ lực) thường được đặt ở phía đầu trục khuỷu.

Đối với giảm chấn con lắc, lợi dụng tác dụng cộng hưởng của con lắc để giảm dao động, loại giảm chấn này không tiêu hao năng lượng dao động cũng như công suất của động cơ.

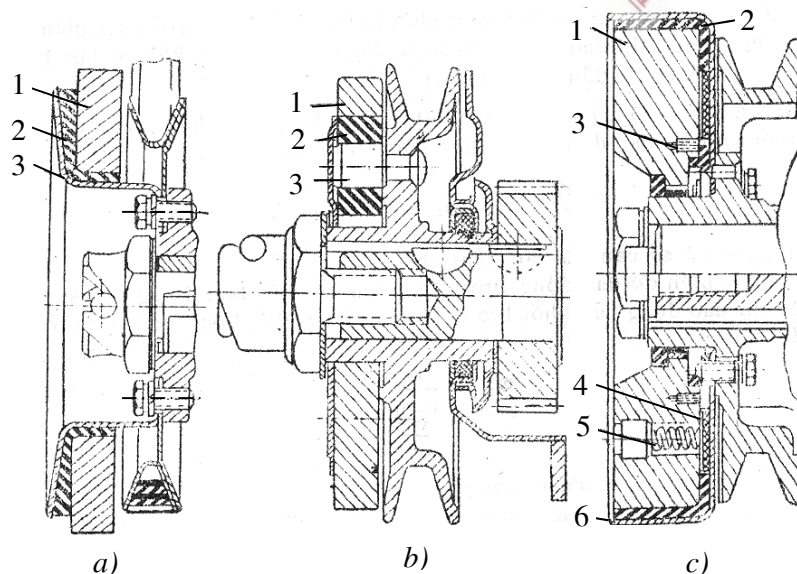
VI.3.1. Giảm chấn ma sát trong (hình 3.21 và hình 3.22)

Bộ giảm chấn gồm có một khối lượng được dán lên tang trống 3 bằng một lớp cao su đã suynphuya hoá (hình 3.21a), hoặc được lắp trên các vòng cao su 2 rồi lắp vào chốt 3 (hình 3.21b). Khi hệ thống phát sinh dao động cộng hưởng, công của mômen kích thích sẽ tiêu hao cho sự biến dạng của cao su.

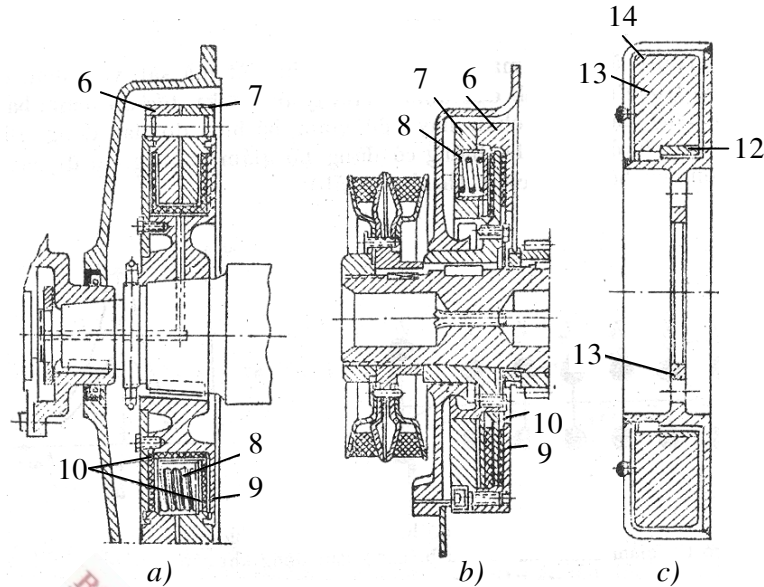
Hình 3.21c là bộ giảm chấn ma sát tổng hợp, vừa dùng cao su vừa dùng phiến ma sát 4. Phiến ma sát 4 cố định trên khối lượng 1 bằng các đinh vít 3 và được lò xo 5 ép chặt trên vỏ 6.

Hình 3.22a, b là bộ giảm chấn ma sát khô. Nó gồm có hai đĩa 6, 7 ép lại với nhau. Các đĩa này được lò xo 8 ép chặt lên các tấm ma sát 9 trên tang trống 10. Công tiêu hao cho bộ giảm chấn quyết định bởi mômen quán tính của các đĩa và mômen ma sát giữa các đĩa và tang trống. Nếu mômen quán tính quá nhỏ thì bộ giảm chấn không tiêu hao nhiều công. Nếu mômen ma sát lớn hơn mômen quán tính thì bộ giảm chấn không thể tiêu hao công suất được (vì giữa các đĩa ép và tang trống không chuyển động tương đối) nên không thay đổi được tần số dao động.

Các loại giảm chấn ma sát đều lợi dụng tính năng ma sát trong rất lớn của cao su khi biến dạng để tiêu hao năng lượng trong quá trình dao động. Tuy nhiên khi dùng cao su làm vật liệu giảm chấn có nhược điểm là tính năng cơ lý của nó không ổn định, khả năng tiêu hao công của nó phụ thuộc vào sự biến dạng của nhiệt độ. Ở nhiệt độ cao, khả năng giảm chấn của cao su giảm rất nhiều.



Hình 3.21. Bộ giảm chấn ma sát.



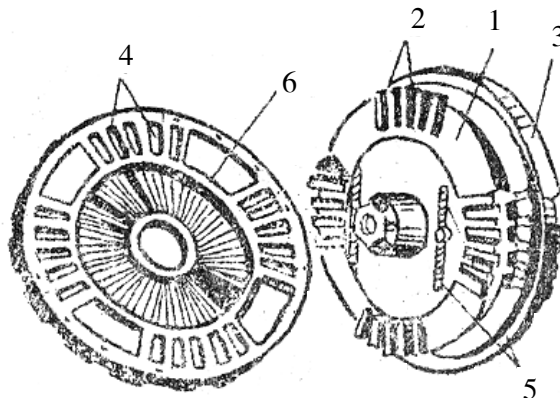
Hình 3.22. Bộ giảm chấn ma sát (a), (b) và thuỷ lực (c).

VI.3.2. Giảm chấn thuỷ lực (hình 3.22c và hình 3.23)

Trên hình 3.22c khối lượng 11 ép chặt trên bạc 12 và lắp lỏng trên tang trống 13. Tang trống 13 hàn liền với nắp 14 thành một hộp kín. Không gian giữa khối lượng 11 và hộp kín chứa đầy một loại dầu đặc biệt gọi là « silicôn », dầu này có độ nhớt rất cao và độ nhớt thay đổi theo nhiệt độ rất nhỏ. Khi phát sinh dao động cộng hưởng, khối lượng 11 dao động trong hộp kín, mômen cản của chất lỏng sinh công và tiêu hao công của dao động cộng hưởng.

Loại giảm chấn thuỷ lực có khối lượng phụ làm thành hai đĩa có cánh như bơm có dạng như hình 3.23. Loại giảm chấn này thường dùng trên động cơ máy bay. Đĩa 1 lắp chặt trên trục khuỷu, trên đĩa 1 có rất nhiều cánh 2. Khối lượng của các đĩa 3 và 6 là các khối lượng phụ của hệ thống. Trên đĩa này có rất nhiều lỗ 4 để chứa dầu. Các đĩa 1, 3 và 6 lắp với nhau và có liên kết lò xo 5.

Khi trục khuỷu dao động xoắn, các cánh 2 dao động trong lỗ 4, chèn gạt dầu trong lỗ 4 làm cho dầu lưu động cưỡng bức làm tiêu hao năng lượng dao động.

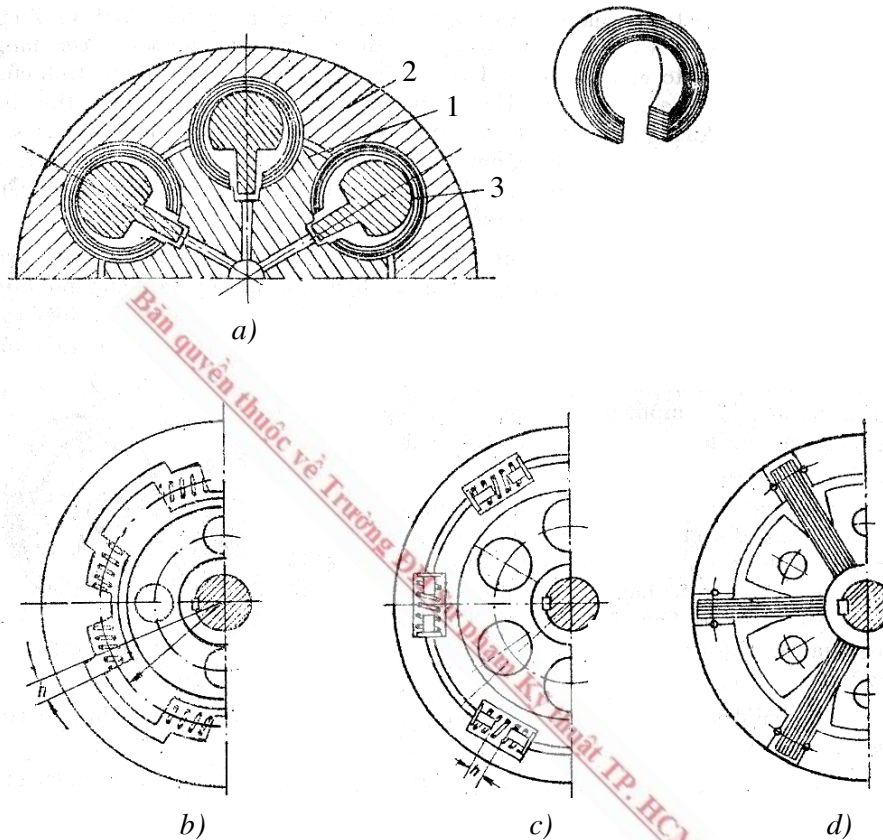


Hình 3.23. Bộ giảm chấn thuỷ lực.

VI.3.3. Giảm chấn dùng lò xo

Đĩa 1 cố định trên trục khuỷu, khối lượng phụ của hệ thống là khối lượng của 2 đĩa. Đĩa 1 và đĩa 2 liên kết với nhau bằng các cuộn lò xo 3. Quan hệ của độ biến dạng và lực tác dụng trên cuộn lò xo là quan hệ đường cong parabol. Do biến dạng của lò xo khi tăng, giảm khác nhau nên mỗi lần dao động lò xo tiêu thụ một phần năng lượng (hình 3.24a).

Ngoài loại giảm chấn dùng lò xo cuộn còn có một vài loại giảm chấn dùng lò xo tấm (hình 3.24c) và lò xo hình trụ (hình 3.24b,c).



Hình 3.24. Bộ giảm chấn dùng lò xo.

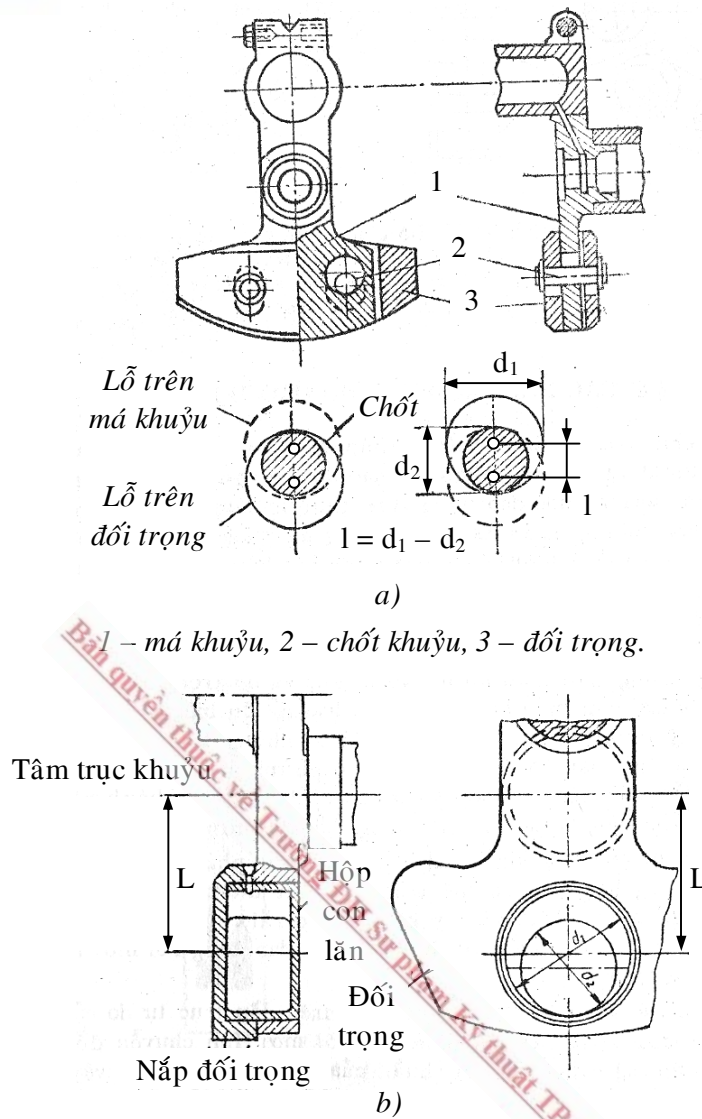
- (a) Lò xo dạng cuộn.
- (b), (c) Lò xo dạng hình trụ.
- (d) Lò xo dạng tấm

VI.3.4. Giảm chấn con lăn

Bộ giảm chấn con lăn thường được lắp trên má khuỷu. Người ta dùng chốt 2 để lắp ghép má khuỷu 1 với đối trọng 3. Đường kính chốt d_2 nhỏ hơn đường kính chốt d_1 của lỗ trên đối trọng và trên má khuỷu. Khi trục khuỷu dao động, đối trọng dao động theo và chốt 2 lăn trên mặt lỗ. Vì vậy cần thiết phải tổ chức bôi trơn cho con lăn (hình 3.25).

Chiều dài l của khối lượng được xác định :

$$l = d_1 - d_2 \text{ (cm)}$$



1 – má khuỷu, 2 – chốt khuỷu, 3 – đối trọng.

Hình 3.25. Bộ giảm chấn con lăn.

Chương 4

TÍNH TOÁN SỨC BỀN CỦA NHÓM PISTON - NHÓM THANH TRUYỀN - TRỤC KHUYỮU VÀ BÁNH ĐÀ

Chương 4

TÍNH TOÁN SỨC BỀN CỦA NHÓM PISTON – NHÓM THANH TRUYỀN – TRỤC KHUYỮU VÀ BÁNH ĐÀ

I. TÍNH TOÁN SỨC BỀN CỦA NHÓM PISTON

Nhóm piston gồm có piston, chốt piston, xéc măng khí, xéc măng dầu, và các chi tiết hãm chốt piston. Trong quá trình làm việc của động cơ đốt trong thì nhóm piston có các nhiệm vụ chính sau:

- Tiếp nhận lực khí thể và truyền lực ấy cho thanh truyền (trong quá trình cháy và giãn nở) để làm quay trục khuỷu, nén khí trong quá trình nén, đẩy sản vật cháy ra khỏi xy lanh trong quá trình thải và hút khí nạp mới vào trong xy lanh trong quá trình nạp.
- Đảm bảo bao kín buồng cháy, giữ không cho khí cháy trong buồng cháy lọt xuống cacte đồng thời ngăn không cho dầu bôi trơn từ hộp trục khuỷu đi ngược lên buồng cháy.
- Trong động cơ hai kỳ, nhóm piston còn có tác dụng như một van trượt làm nhiệm vụ phối khí (đóng mở lỗ nạp, cửa quét và cửa thải).

I.1. Tính toán sức bền của piston

Về mặt kết cấu piston được chia ra làm ba phần:

- Đỉnh piston.
- Đầu piston.
- Thân piston.

Trên hình 4.1 thể hiện kích thước các phần của một piston điển hình trên động cơ.

I.1.1. Tính đỉnh piston

Đỉnh piston chịu lực rất phức tạp, trạng thái ứng suất cũng rất phức tạp, nó vừa chịu tải trọng cơ học vừa chịu tải trọng nhiệt.

Do vậy nên việc tính toán đỉnh piston cũng chỉ tính theo phương pháp gần đúng và theo những giả thuyết nhất định.

a) Phương pháp Back

Phương pháp Back được xây dựng trên những giả thuyết sau:

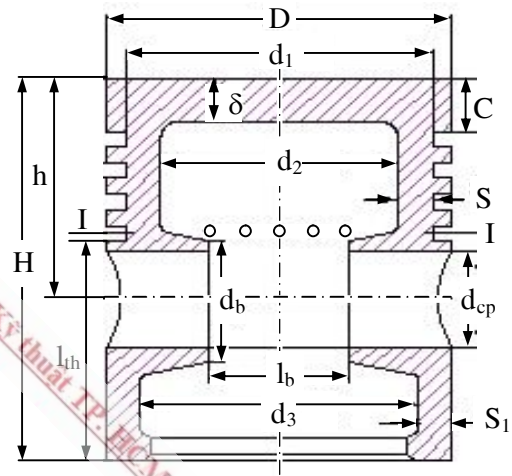
- Xem đỉnh piston như một đĩa tròn, có chiều dày đồng đều (δ) đặt tự do trên hình trụ rỗng.
- Áp suất khí thể P_z tác dụng trên đỉnh piston phân bố đều.

Lực khí thể $P_z = p_z \cdot F_p$ và phản lực của nó gây uốn đỉnh piston (hình 4.2). Xét ứng suất uốn tại tiết diện x-x.

Trên nửa đỉnh piston có các lực tác dụng sau đây:

- Lực khí thể:
$$\frac{P_z}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} p_z \quad (\text{MN})$$

tác dụng lên trọng tâm của nửa hình tròn, cách trục x – x một đoạn y_1 :



Hình 4.1. Kích thước các phần của piston.

$$y_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{D}{\pi}$$

- Phản lực phân bố trên nửa đường tròn đường kính D_1 cũng có trị số bằng $\frac{P_z}{2}$, tác dụng trên trọng tâm của nửa hình tròn, cách trục x-x một đoạn y_2 :

$$y_2 = \frac{D_1}{\pi}$$

Do đó đỉnh chịu mômen uốn:

$$M_u = \frac{P_z}{2} (y_2 - y_1) = \frac{P_z}{2} \left(\frac{D_1}{\pi} - \frac{2D}{3\pi} \right)$$

coi $D \approx D_1$

$$\Rightarrow M_u = P_z \cdot \frac{D_1}{6\pi} = \frac{1}{24} p_z D_i^3 \quad (\text{MNm})$$

Môđun chống uốn của đỉnh.

$$W_u = \frac{D_1 \delta^2}{6}$$

Do đó ứng suất uốn đỉnh piston:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = p_z \cdot \frac{D_i^2}{4\delta^2} \quad (4-1)$$

Ứng suất cho phép như sau:

- Đối với piston hợp kim nhẹ:

Đỉnh không có gân: $[\sigma_u] = 20 \div 25 \text{ (MN/m}^2\text{)} = 200 \div 250 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$

Đỉnh có gân: $[\sigma_u] = 25 \div 190 \text{ (MN/m}^2\text{)} = 250 \div 1900 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$

- Đối với piston gang:

Đỉnh không có gân: $[\sigma_u] = 40 \div 45 \text{ (MN/m}^2\text{)} = 400 \div 450 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$

Đỉnh có gân: $[\sigma_u] = 90 \div 200 \text{ (MN/m}^2\text{)} = 900 \div 2000 \text{ (kG/cm}^2\text{)}.$

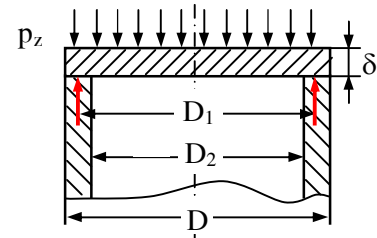
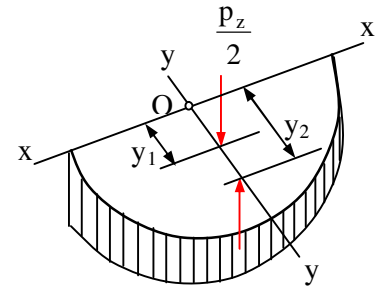
b) Phương pháp Orolin

Phương pháp này coi đỉnh piston là một đĩa tròn ngàm cứng vào phần đầu piston. Sơ đồ tính toán được giới thiệu trên hình 4.3.

Giả thiết này tương đối thích hợp với các đỉnh mỏng (loại có làm mát đỉnh: $\delta \leq 0,08D$, không có gân chịu lực và loại không làm mát đỉnh có $\delta \leq 0,2D$).

Khi chịu áp suất P_z phân bố đều trên đỉnh, ứng suất pháp tuyến hướng kính lớn nhất ở vùng nối tiếp giữa đỉnh và đầu được tính theo công thức sau:

$$\sigma_x = \xi \cdot \frac{3}{4} \cdot \frac{r^2}{\delta^2} p_z \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (4-2)$$

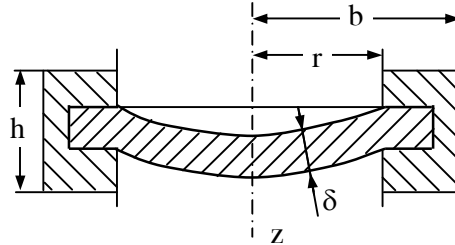


Hình 4.2. Sơ đồ tính toán đỉnh piston.

Trong đó: ξ – hệ số xét đến tính chất đàn hồi của ngàm cố định, thường lấy $\xi = 1$.

Ứng suất pháp tuyến trên phương tiếp tuyến ở vùng nối tiếp giữa đỉnh và đầu được tính theo công thức sau:

$$\sigma_y = \frac{3}{4} \mu \frac{r^2}{\delta^2} p_z \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4-3)$$



Hình 4.3. Đỉnh piston ngàm trong phần đầu piston.

Trong đó: μ – hệ số Poisson, đối với gang $\mu = 0,3$ đối với nhôm $\mu = 0,26$
 r – khoảng cách từ tâm đỉnh piston đến mép ngàm cố định của đỉnh.

Ở tâm đỉnh:

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} (1 + \mu) \frac{r^2}{\delta} p_z \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4-4)$$

Ứng suất ở tâm đỉnh nhỏ hơn ứng suất ở ngoài biên, do đó sau này chỉ cần tính ứng suất ở vùng ngàm cố định.

Ứng suất cho phép:

- Đối với gang: $[\sigma] = 60 \text{ (MN/m}^2) = 600 \text{ (kG/cm}^2)$
- Đối với thép: $[\sigma] = 100 \text{ (MN/m}^2) = 1000 \text{ (kG/cm}^2)$
- Đối với hợp kim nhôm: $[\sigma] = 60 \text{ (MN/m}^2) = 600 \text{ (kG/cm}^2)$

1.1.2. Tính đầu piston

Thường phải tính ứng suất trên tiết diện I – I (hình 4.1). Tiết diện này thường là tiết diện bé nhất, nó cắt qua rãnh xéc măng dầu cuối cùng ở phần đầu piston. Tiết diện này chịu kéo bởi lực quán tính âm lớn nhất do khối lượng của phần piston phía trên tiết diện này sinh ra (m_{I-I}).

Ngoài ra còn chịu ứng suất nén của lực khí thể (không xét đến lực quán tính) trong quá trình cháy và giãn nở.

Ứng suất kéo:
$$\sigma_k = \frac{P_{JI}}{F_{I-I}} = \frac{m_{I-I} \cdot j_{\max}}{F_{I-I}} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4-5)$$

Ứng suất cho phép $[\sigma_k]$:
$$[\sigma_k] \leq 10 \text{ MN/m}^2 = 100 \text{ kG/cm}^2$$

Ứng suất nén:
$$\sigma_n = \frac{P_k}{F_{I-I}} = p_{z \max} \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot F_{I-I}} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4-6)$$

Ứng suất cho phép:

- Đối với gang: $[\sigma_n] = 40 \text{ MN/m}^2 \text{ (400 kG/cm}^2\text{)}.$
- Đối với nhôm: $[\sigma_n] = 25 \text{ MN/m}^2 \text{ (250 kG/cm}^2\text{)}.$

1.1.3. Tính thân piston

Tính thân piston chủ yếu là chọn chiều cao của thân để áp suất của piston nén trên xylanh không quá lớn, tạo điều kiện thuận lợi cho bôi trơn và giảm mài mòn.

Kiểm nghiệm theo công thức sau:

$$K_{th} = \frac{N_{max}}{D.l_{th}} \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (4-7)$$

Trong đó: N_{max} – lực ngang lớn nhất.

Có thể sơ bộ xác định N_{max} theo công thức kinh nghiệm sau:

- Đối với động cơ Diesel: $N_{max} = (0,80 \div 1,30).P_{z \max} F_p \text{ (MN)}$
- Đối với động cơ xăng: $N_{max} = 0,30\lambda.[(16,25 - \varepsilon).P_{z \max} - 16].D^2 \text{ (MN)}$

Trong đó: $\lambda = \frac{R}{l}$ – thông số kết cấu.

ε – tỷ số nén.

$P_{z \max}$ – áp suất cực đại tính theo (MN/m²).

D – đường kính xylanh tính theo (m).

F_p – diện tích piston tính theo (m²).

Trị số cho phép của $[K_{th}]$ như sau:

- Động cơ tàu thủy và tĩnh tại: $[K_{th}] = 0.15 \div 0.35 \text{ (MN/m}^2\text{)}$
- Động cơ ô tô máy kéo: $[K_{th}] = 0.3 \div 0.5 \text{ (MN/m}^2\text{)}$
- Động cơ ô tô cao tốc: $[K_{th}] = 0.6 \div 1.2 \text{ (MN/m}^2\text{)}$

1.1.4. Tính bộ chốt piston

Tính bộ chốt piston cũng nhằm mục đích kiểm tra khả năng duy trì màng dầu bôi trơn cho bề mặt của chốt piston.

Áp suất nén trên bộ chốt tính theo công thức sau:

$$K_b = \frac{P_z}{2d_{cp}l_1} \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (4-8)$$

Trong đó: d_{cp} – đường kính chốt piston (m)

l_1 – chiều dài bộ chốt tiếp xúc với chốt (m).

Ứng suất cho phép:

- Đối với chốt lắp ghép tự do, piston bằng hợp kim nhẹ.

$$[K_b] = 20 \div 30 \text{ MN/m}^2 \left(200 \div 300 \text{ kG/cm}^2 \right)$$

- Đối với chốt lắp tự do, piston bằng gang hợp kim.

$$[K_b] = 35 \text{ MN/m}^2 \left(350 \text{ kG/cm}^2 \right).$$

- Chốt lắp cố định, piston bằng hợp kim nhẹ:

$$[K_b] = 25 \div 30 \text{ MN/m}^2 \left(250 \div 300 \text{ kG/cm}^2 \right)$$

- Chốt lắp cố định, piston bằng gang:

$$[K_b] = 25 \div 40 \text{ MN/m}^2 \left(250 \div 400 \text{ kG/cm}^2 \right)$$

1.1.5. Tính khe hở giữa piston và xylanh

Khe hở giữa piston và xylanh rất khó xác định bằng phương pháp tính toán. Phần lớn việc tính toán chỉ để xác định sơ bộ rồi sau đó phải qua thực nghiệm kiểm tra lại.

Đối với loại piston không xẻ rãnh đàn hồi, khe hở trên phần đầu piston Δ_{dp} và khe hở phần thân Δ_{th} có thể xác định sơ bộ trong phạm vi sau:

Bảng 4 – 1

Trị số khe hở hướng kính của piston

Piston	Δ_{dp}	Δ_{th}
Hợp kim nhẹ	$(0,006 \div 0,008)D$	$(0,001 \div 0,003)D$
Gang	$(0,004 \div 0,006)D$	$(0,001 \div 0,002)D$

Khi xét đến khe hở, ta thường xét đến khe hở nóng và khe hở lạnh. Khe hở nóng là khe hở hướng kính giữa piston và xylanh ở trạng thái phụ tải quy định, có thể xác định theo công thức:

$$\Delta' = \lambda' \cdot D \tag{4 -9}$$

Trong đó: λ' – khe hở tương đối hướng kính của piston ở trạng thái nóng.

D – đường kính xylanh.

Khi làm việc bình thường, giữa piston và xylanh cần đảm bảo khe hở tương đối λ' như sau:

- Ở phần đỉnh piston: $\lambda'_d = 0.0020 \div 0.0025$.

- Ở phần thân piston: $\lambda'_{th} = 0.0010 \div 0.0015$.

Nhưng đồng thời, khe hở nóng Δ' lại bằng hiệu của đường kính xylanh trừ đi đường kính piston, khi các chi tiết máy này giãn nở. Vì vậy:

$$\Delta' = D \cdot (1 + \alpha_{xl} \cdot \Delta t_{xl}) - D_p \cdot (1 + \alpha_p \cdot \Delta t_p); \tag{4-10}$$

Trong đó: α_{xl} và α_p – hệ số giãn dài của xylanh và piston.

Δt_{xl} và Δt_p – chênh lệch nhiệt độ của xylanh và piston khi chúng bị nung nóng (ở vùng cần tính khe hở).

Từ các biểu thức trên ta có thể rút ra đường kính piston ở vùng cần xác định khe hở.

$$D_p = \frac{(1 + \alpha_{xl} \cdot \Delta t_{xl} - \lambda') D}{1 + \alpha_p \Delta t_p} \quad (4-11)$$

Chỉ cần thay các số hạng trong (4-10) bằng các trị số tương ứng ở vùng cần xác định khe hở, ta xác định được đường kính piston ở vùng ấy.

1.2. Tính toán sức bền của chốt piston

Chốt piston làm việc trong trạng thái chịu uốn, chịu cắt, chịu va đập và biến dạng. Vì vậy phải tính sức bền của chốt ở các trạng thái chịu lực. Sơ đồ chịu lực của chốt piston được giới thiệu trên hình 4.4.

1.2.1. Tính ứng suất uốn

Ta coi chốt piston như một dầm đặt tự do trên hai gối tựa. Để thuận tiện trong tính toán, người ta có thể coi lực phân bố theo sơ đồ 4.4a, b. Khi có lực khí thể cực đại P_z , chốt piston chịu uốn lớn nhất tại tiết diện I – I ở giữa chốt.

Momen uốn tại tiết diện này bằng:

$$M_u = \frac{P_z}{2} \left(\frac{1}{2} - \frac{l_d}{4} \right) \quad (\text{MNm})$$

Do đó:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{P_z}{0.2d_{cp}^3 (1 - \alpha^4)} \left(\frac{1}{2} - \frac{l_d}{4} \right) \text{ MN/m}^2 \quad (4-12)$$

Trong đó: W_u – môđun chống uốn của chốt rỗng

$$W_u = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{cp}^4 - d_0^4}{d_{cp}} \approx 0.1d_{cp}^3 (1 - \alpha^4) \text{ với } \alpha = \frac{d_0}{d_{cp}}$$

d_{cp} – đường kính chốt piston (m).

d_0 – đường kính trong của chốt (m).

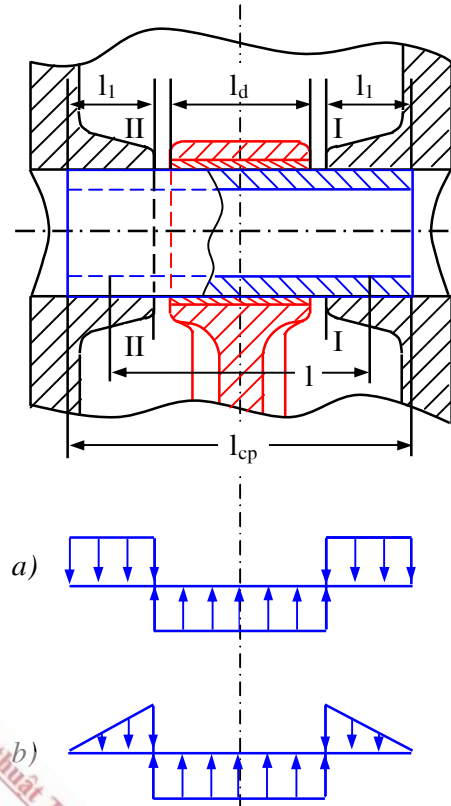
l – khoảng cách hai gối đỡ (m).

l_d – chiều dài đầu nhỏ thanh truyền (m).

Nếu coi lực tác dụng phân bố như sơ đồ 4.4b thì ứng suất uốn được xác định theo (4 – 13).

Coi lực $\frac{P_z}{2}$ tác dụng ở điểm cách đầu mút chốt piston một khoảng $\frac{2}{3}l_1$

Trong đó: l_1 – chiều dài làm việc của hệ chốt.



Hình 4.4. Sơ đồ lắp ghép và trạng thái chịu lực của chốt piston.

$$\sigma_u = \frac{P_z(l_{cp} + 2l_1 - 1,5l_d)}{1,2d_{cp}^3(1 - \alpha^4)} \text{ MN/m}^2 \quad (4-13)$$

Nếu coi $l_1 \approx l_d$ thì $\sigma_u = \frac{P_z(l_{cp} + 0,5l_d)}{1,2d_{cp}^3(1 - \alpha^4)} \text{ MN/m}^2 \quad (4-14)$

Trong đó: l_{cp} – chiều dài chốt piston (m).

1.2.2. Ứng suất cắt

Chốt piston chịu cắt ở tiết diện II – II (hình 4.4), ứng suất cắt được xác định như sau:

$$\tau_0 = \frac{P_z}{2F_{cp}} \text{ MN/m}^2. \quad (4-15)$$

Trong đó: F_{cp} – tiết diện ngang chốt (m^2).

Đối với các loại động cơ có công suất lớn, trọng lượng bé thì tính ứng suất cắt tính theo công thức sau:

$$\tau_c = \frac{0,85P_z(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{cp}^2(1 - \alpha^4)} \text{ MN/m}^2 \quad (4-16)$$

Ứng suất uốn và cắt cho phép được giới thiệu trên bảng 4 -2:

Bảng 4 – 2

Ứng suất uốn và cắt cho phép

Vật liệu chốt piston	$[\sigma_u]$, MN/m^2 (kG/cm^2)	$[\tau_c]$, MN/m^2 (kG/cm^2)
Thép cacbon	60 ÷ 120 (600 ÷ 1200)	50 ÷ 60 (500 ÷ 600)
Thép hợp kim	150 ÷ 250 (1.500 ÷ 2.500)	50 ÷ 70 (500 ÷ 700)
Thép hợp kim cao cấp	350 ÷ 450 (3.500 ÷ 4.500)	–

1.2.3. Áp suất tiếp xúc trên đầu nhỏ thanh truyền

Tính áp suất tiếp xúc nhằm mục đích kiểm tra điều kiện bôi trơn chốt piston. Kiểm tra theo công thức sau:

$$K_d = \frac{P_z}{l_d \cdot d_{cp}} \text{ MN/m}^2 \quad (4-17)$$

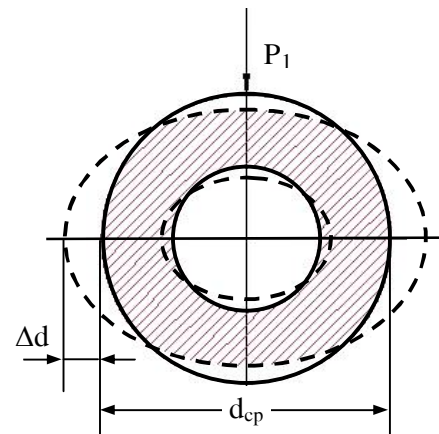
Áp suất cho phép:

- Đối với chốt lắp tự do:

$$[K_d] = 20 \div 35 \text{ MN/m}^2 \quad (200 \div 350 \text{ kG/cm}^2)$$

- Chốt lắp cố định:

$$[K_d] = 30 \div 40 \text{ MN/m}^2 \quad (300 \div 400 \text{ kG/cm}^2)$$

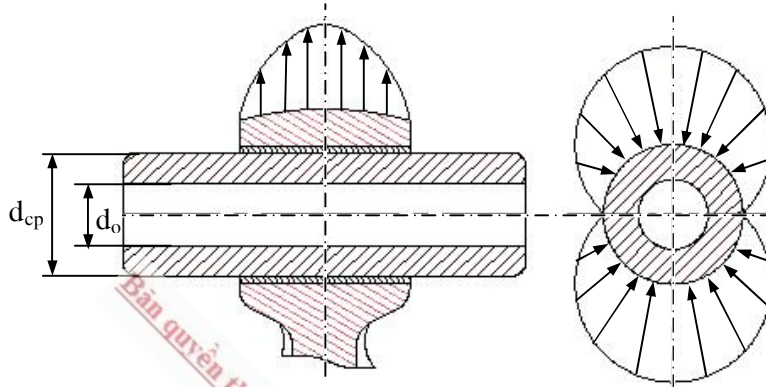


Hình 4.5. Biến dạng của chốt piston.

1.2.4. Ứng suất biến dạng

Do lực phân bố trên chiều dài của chốt không đồng đều nên ứng suất trên các tiết diện khác nhau cũng khác nhau. Ở khoảng giữa chốt piston, lực tác dụng lớn nhất nên biến dạng cũng nhiều nhất. Chốt piston biến dạng thành hình ôvan (hình 4.5). Giáo sư *Kinaxôtsvili* đã làm thí nghiệm với các loại chốt piston có tỷ số:

$$\alpha = \frac{d_0}{d_{cp}} = 0.4 \div 0.8$$



Hình 4.6. Quy luật phân bố lực trên chốt piston.

Và đã đưa ra một số công thức tính ứng suất biến dạng. Ông giả thiết rằng lực tác dụng trên chiều trục của chốt piston phân bố theo đường parabol có số mũ từ 2,5 ÷ 3, lực trên phương thẳng góc với đường tâm chốt phân bố theo đường sin (hình 4.6).

Độ biến dạng trên tiết diện ngang tính theo công thức sau:

$$\Delta d_{\max} = \frac{0.09P_z}{E.I_{cp}} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 k \quad (4-18)$$

Trong đó: k – hệ số hiệu đính xác định theo α .

$$k = [1.5 + 15(\alpha - 0.4)^3]$$

E – mô đun đàn hồi, đối với các loại thép có thể chọn:

$$E = 2.10^5 \text{ MN/m}^2 \text{ (} 2.10^6 \text{ kg/cm}^2 \text{)}.$$

Độ biến dạng tương đối:

$$\delta_{cp} = \frac{\Delta d_{\max}}{d_{cp}} \leq 0.002 \text{ mm/cm} . \quad (4-19)$$

Do sự biến dạng thành hình ôvan nên trong tiết diện của chốt piston sinh ứng suất biến dạng.

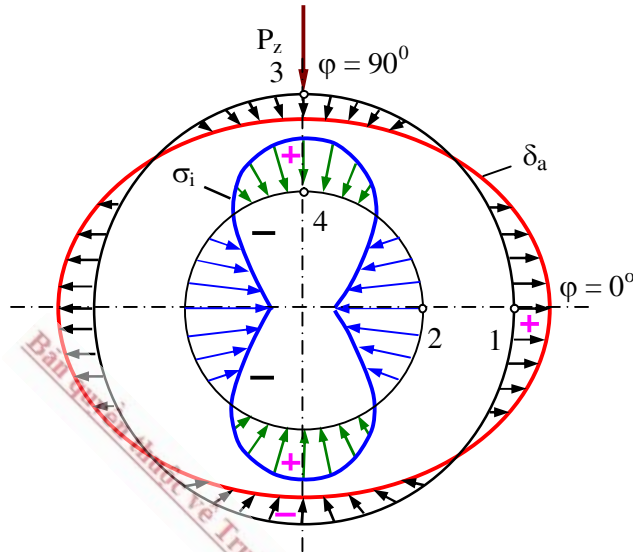
Trên các điểm 1, 2, 3, 4 (hình 4.7) có ứng suất lớn nhất. Ứng suất biến dạng tính theo các công thức sau:

- Tại điểm 1 trên mặt ngoài ($\varphi = 0^0$) ứng suất kéo:

$$\sigma_{a,\varphi=0} = \frac{P_z}{l_{cp} d_{cp}} \left[0.19 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{(1 - \alpha)} \right] k \quad (4-20)$$

- Tại điểm 3 trên mặt ngoài ($\varphi = 90^0$) ứng suất nén:

$$\sigma_{a,\varphi=90^0} = - \frac{P_z}{l_{cp} d_{cp}} \left[0.174 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0.636}{(1 - \alpha)} \right] k \quad (4-21)$$



Hình 4.8. Ứng suất biến dạng trên tiết diện chốt piston.

- Tại điểm 2 trên mặt trong ($\varphi = 0^0$) ứng suất nén:

$$\sigma_{i,\varphi=0^0} = \frac{P_z}{l_{cp} d_{cp}} \left[0.19 \frac{(1 + 2\alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{(1 - \alpha)} \right] k \quad (4-22)$$

- Tại điểm 4 trên mặt trong ($\varphi = 90^0$) ứng suất kéo:

$$\sigma_{i,\varphi=90^0} = \frac{P_z}{l_{cp} d_{cp}} \left[0.174 \frac{(1 + 2\alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \alpha} - \frac{0.636}{(1 - \alpha)} \right] k \quad (4-23)$$

Theo tính toán, ở điểm 2 có ứng suất nén lớn nhất và ở điểm 4 có ứng suất kéo lớn nhất.

Đối với các loại chốt piston có hệ số kích thước $\alpha = 0,4 \div 0,8$ ứng suất biến dạng cực đại cho phép $[\sigma_{max}]$ nằm trong phạm vi:

$$[\sigma_{max}] = 60 \div 170 \text{ MN/m}^2 \quad (600 \div 1700 \text{ kG/cm}^2)$$

1.3. Tính toán sức bền của xéc măng

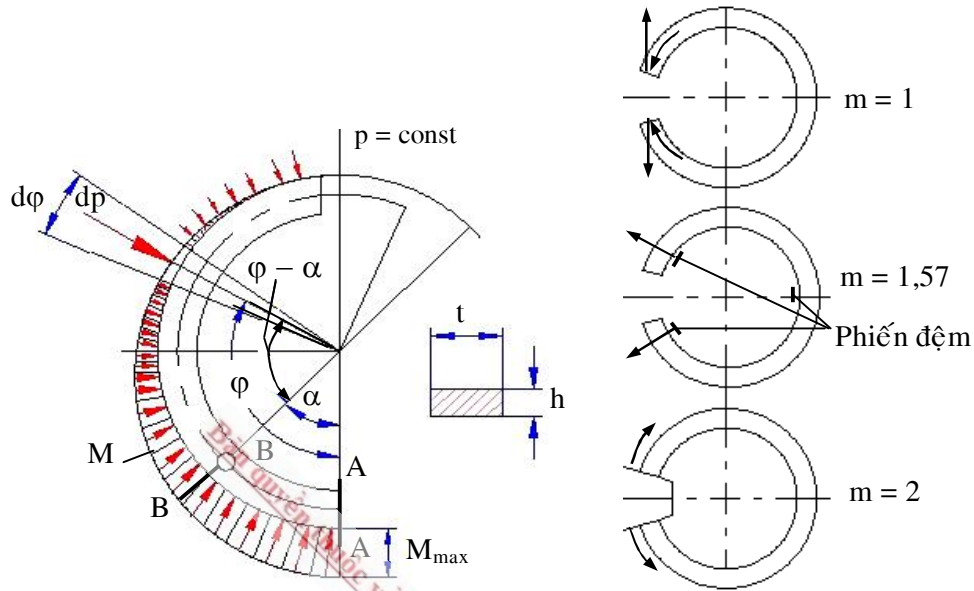
Tính toán xéc măng dựa trên giả thiết coi xéc măng là một dầm cong, lực phân bố trên mặt làm việc tùy thuộc vào kiểu xéc măng đẳng áp hay không đẳng áp, do đó phương pháp tính toán cũng khác nhau.

1.3.1. Tính toán xéc măng đẳng áp

Xéc măng đẳng áp là xéc măng khi làm việc có áp suất tác dụng lên bề mặt của xéc măng có giá trị không thay đổi.

Khi lắp vào xylanh, xéc măng luôn luôn chịu ứng suất uốn. Áp suất trên mặt công tác được giả thiết phân bố đều như hình 4.8. Xéc măng có tiết diện hình chữ nhật, chiều dài t , chiều cao h . Khi lắp vào xylanh, đường kính ngoài của xéc măng là D , đường kính trung bình là D_0 .

$$D_0 = D - t = 2r_0$$



Hình 4.8. Sơ đồ tính toán xéc măng đẳng áp.

Để tính mômen uốn xéc măng ở tiết diện B – B, ta xét một phân tố $d\varphi$ của xéc măng. Phân tố này chịu lực tác dụng bằng:

$$dP = p.h.r.d\varphi$$

Trong đó: p – áp suất tiếp xúc của xéc măng khi ở trạng thái công tác.

r – bán kính ngoài của xéc măng ở trạng thái công tác.

Đối với tiết diện tích bất kỳ B – B nào đó, dP gây nên một mômen uốn:

$$dM = p.h.r.r_0 \cdot \sin(\varphi - \alpha)d\varphi$$

Tổng mômen tác dụng trên tiết diện B – B sẽ bằng:

$$M = \int_{\alpha}^{\pi} dM = \int_{\alpha}^{\pi} p.h.r.r_0 \sin(\varphi - \alpha)d\varphi = p.h.r.r_0(1 + \cos \alpha) \quad (4-24)$$

Tại tiết diện A – A, $\alpha = 0$, mômen uốn có trị số cực đại.

$$M_{\max} = 2p.h.r.r_0 = 2p.h.r^2 \left(1 - \frac{t}{D}\right) = \frac{1}{2} p.h.D^2 \left(1 - \frac{t}{D}\right) \quad (4-25)$$

Ứng suất uốn lớn nhất cũng là ứng suất uốn tại tiết diện A – A. Ta gọi ứng suất này là ứng suất công tác σ_{u1} :

$$\sigma_{ul} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{\frac{1}{2} p h D^2 \left(1 - \frac{t}{D}\right)}{\frac{1}{6} h t^2} = 3p \left(\frac{D}{t} - 1\right) \left(\frac{D}{t}\right) \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4-26)$$

Ứng suất uốn cho phép $[\sigma_{ul}]$.

- Đối với động cơ cường hoá:

$$[\sigma_{ul}] = 200 \div 300 \text{ MN/m}^2 \quad (2000 \div 3000 \text{ kG/cm}^2).$$

- Đối với động cơ ô tô máy kéo:

$$[\sigma_{ul}] = 300 \div 400 \text{ MN/m}^2 \quad (3000 \div 4000 \text{ kG/cm}^2).$$

Từ công thức (4-26) ta thấy, ứng suất uốn tỷ lệ thuận với áp suất p và với bình phương tỷ số D/t . Ứng suất uốn không liên quan gì đến chiều cao h của xéc măng.

Từ công thức (4-24) và (4-25) ta rút ra quan hệ mômen tại tiết diện bất kỳ so với mômen uốn cực đại.

$$\frac{M}{M_{\max}} = \frac{1 + \cos \alpha}{2} \quad (4-27)$$

Do đó ứng suất tại tiết diện bất kỳ: $\sigma_a = \frac{\sigma_{ul}}{2} (1 + \cos \alpha)$ (4-28)

Do sai số trong quá trình chế tạo xéc măng, áp suất phân bố trên xéc măng thường không đồng đều. Tính áp suất trung bình p_{tb} có thể dùng công thức sau:

$$p_{tb} = 0.142E \frac{f/l}{\frac{D}{t} \left(\frac{D}{t} - 1\right)^3} = 0.142E \frac{f/D}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3} \quad (4-29)$$

Trong đó: E – Môđun đàn hồi của vật liệu.

- Đối với gang xám:

$$E = 1,00 \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2 \quad (1,00 \cdot 10^6 \text{ kG/cm}^2)$$

- Đối với gang hợp kim:

$$E = 1,20 \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2 \quad (1,20 \cdot 10^6 \text{ kG/cm}^2)$$

f – lượng biến dạng của xéc măng:

$$f \approx A - f_0 \approx (2.5 \div 4)t ;$$

A – độ mở miệng ở trạng thái tự do.

f_0 – khe hở phần miệng xéc măng ở trạng thái công tác.

Để đảm bảo bao kín, trị số cho phép của áp suất bình quân nằm trong giới hạn $0,1 \div 0,2 \text{ MN/m}^2$. Từ công thức (4-26) và (4-29) rút ra: $\sigma_{ul} = 0.425E \frac{f/t}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^2}$ (4-30)

Khi lắp xéc măng vào piston, xéc măng bị kéo giãn ra cũng chịu ứng suất uốn, ta gọi ứng suất ấy là ứng suất lắp ghép σ_{u2} . Trị số của σ_{u2} được tính theo công thức sau:

$$\sigma_{u2} = \frac{3.9}{m} E \frac{1 - 0.115 \frac{f}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^2} \quad (4-31)$$

Trong đó: m – hệ số lắp ghép, xem hình 4.8.

Nếu lắp bằng tay: $m = 1$

Lắp bằng phiến đệm: $m = 1,57$

Lắp bằng kim: $m = 2$.

Trong tính toán thường chọn $m = 1,57$.

Ứng suất cho phép $[\sigma_{u2}]$:

- Đối với động cơ cường hoá: $[\sigma_{u2}] = 300 \div 350 \text{ MN/m}^2$ ($3000 \div 3500 \text{ kg/cm}^2$)

- Đối với động cơ ô tô máy kéo: $[\sigma_{u2}] = 400 \div 450 \text{ MN/m}^2$ ($4000 \div 4500 \text{ kg/cm}^2$)

Trị số cao dùng cho loại xéc măng chế tạo bằng gang hợp kim. Ứng suất lắp ghép σ_{u2} bao giờ cũng lớn hơn ứng suất công tác σ_{u1} .

Khi gia công, xéc măng chịu ứng suất gia công σ_{u3} .

$$\sigma_{u3} = \eta \cdot \sigma_{u1} \quad (4-32)$$

Trong đó: η – hệ số gia công; thông thường chọn $\eta = 1,25 \div 1,3$.

1.3.2. Tính toán xéc măng không đẳng áp

Xéc măng không đẳng áp khi lắp vào xy lanh, áp suất phân bố như (hình 4.9). Áp suất ở phần miệng xéc măng rất lớn. Xéc măng không đẳng áp thường tính theo phương pháp Ghinxbua, cụ thể tiến hành như sau:

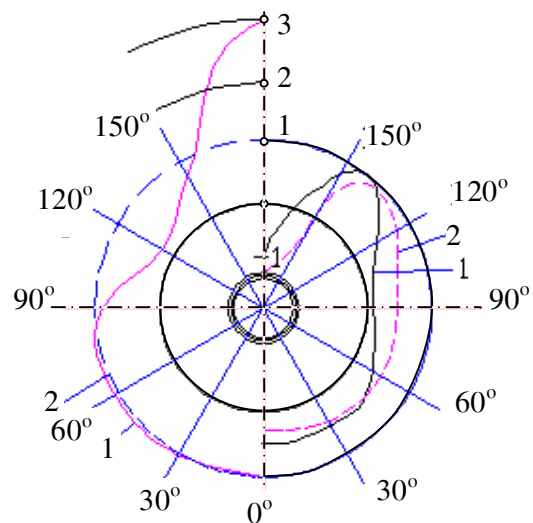
Hình 4.9. Phân bố áp suất của xéc măng đẳng áp và xéc măng không đẳng áp.

a) phân bố áp suất khi xéc măng còn mới.

b) phân bố áp suất khi xéc măng đã mòn.

1) xéc măng không đẳng áp.

2) xéc măng đẳng áp.



- Chọn tỷ số D/t theo công thức sau:

$$\frac{D}{t} = 0,5 + 0,2 \frac{m}{H_1} + 2 \sqrt{\frac{E}{H_1 \sigma_u \cdot 100}} \quad (4-33)$$

Trong đó: D – đường kính xylanh (mm).

t – chiều dài của xéc măng (hình 4.8)

m – hệ số lắp ghép.

E – môđun đàn hồi của vật liệu chế tạo xéc măng.

σ_u – ứng suất uốn cho phép, có thể lấy bằng 400 MN/m^2 (4000 kg/cm^2)

H_1 – hệ số xác định theo công thức sau;

$$H_1 = \frac{2}{g C_m} + m;$$

g – hệ số gia công, nếu dùng phương pháp chế tạo xéc măng (gia công hai lần) có thể chọn $g = 1,25$.

C_m – hệ số có quan hệ với mômen uốn cực đại, nó thể hiện áp suất tập trung ở phần miệng (khoảng $10^0 \div 20^0$ hai bên miệng). Trị số của C_m thay đổi theo tỷ số $\frac{P_{\max}}{P_{\text{tb}}}$ và $\frac{P_{\min}}{P_{\text{tb}}}$ trong vùng $10 \div 20^0$ ở hai bên miệng xéc măng.

Sau khi xác định trị số $\frac{D}{t}$ có thể tính chiều dày t của xéc măng. Độ mở miệng của xéc măng ở trạng thái tự do A xác định theo công thức sau:

$$\frac{A}{t} = \frac{2\pi(3 - \xi)}{2 + g m C_m \left(\frac{D/t - 1,4}{D/t - 1} \right)} \quad (4-34)$$

Bảng 4 – 3

Trị số của C_m

P_{\min}/P_{tb}	P_{\max}/P_{tb}			C_m		
	10^0	15^0	20^0	10^0	15^0	20^0
0,2	4,41	3,04	2,34	1,74	1,76	1,70
0,3	3,98	2,78	2,17	1,73	1,80	1,82
0,4	3,56	2,53	2,00	1,79	1,82	1,84
0,5	3,13	2,27	1,83	1,84	1,85	1,87

Trong đó: ξ – hệ số phụ thuộc vào đường cong phân bố áp suất, thông thường $\xi = 0,196$.

Xéc măng của các loại động cơ thường có $\frac{D}{t} = 20 \div 30$; $\frac{A}{t} = 2,5 \div 4$.

- Ứng suất uốn xéc măng không đẳng áp khi xéc măng làm việc (ứng suất công tác) tính theo công thức sau:

$$\sigma_{u1} = \frac{2C_m AE}{\pi(3 - \xi)D \left(\frac{D}{t} - 1 \right)} \quad (4-35)$$

- Ứng suất lắp ghép σ_{u2} xác định theo công thức sau:

$$\sigma_{u2} = \frac{4E \left(1 - \frac{A}{t\pi(3 - \xi)} \right)}{m \frac{D}{t} \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right)} \quad (4-36)$$

- Ứng suất gia công cũng xác định theo công thức (10-32)

$$\sigma_{u3} = \eta \cdot \sigma_{u1}$$

- Áp suất trung bình trên mặt xéc măng, P_{tb}

$$P_{tb} = \frac{0,425E \frac{A}{t}}{\frac{D}{t} (3 - \xi) \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3} \quad (4-37)$$

- Áp suất phân bố trên các điểm (hình 4.9): $p = \delta \cdot p_{tb}$

Trong đó: δ – hệ số phân bố áp suất, xác định theo góc α trên hình sau:

Ứng suất cho phép $[\sigma_{u1}]$, $[\sigma_{u2}]$, $[\sigma_{u3}]$ cũng dùng các trị số tương ứng của xéc măng đẳng áp.

Bảng 4 – 4

α_0	0	30	60	90	120	150	180
δ	1,051	1,047	1,137	0,896	0,456	0,670	2,861

Các xéc măng dù đẳng áp hay không đẳng áp, khi lắp vào piston và xylanh, cần chú ý khe hở lắp ghép: khe hở mặt đáy Δ_1 , khe hở mặt bụng Δ_2 (hướng kính) và khe hở phần miệng khi xéc măng ở trạng thái công tác f_0 .

Đối với động cơ cao tốc, khi thiết kế có thể dùng các số liệu kinh nghiệm sau đây để xác định trị số của các khe hở nói trên:

- o Xéc măng thứ nhất: $\Delta_1 = 0,11 \div 0,20\text{mm}$
- o Xéc măng thứ hai: $\Delta_1 = 0,09 \div 0,15\text{mm}$
- o Xéc măng thứ ba: $\Delta_1 = 0,06 \div 0,10\text{mm}$
- o Xéc măng dầu: $\Delta_1 = 0,03 \div 0,08\text{mm}$
- o Đối với xéc măng khí: $\Delta_2 = 0,3 \div 0,7\text{mm}$
- o Đối với xéc măng dầu: $\Delta_2 = 0,5 \div 1,5\text{mm}$

- Khe hở phần miệng f_0 có thể xác định theo quan hệ sau:
 - Xéc măng khí thứ nhất: $f_0 = 0,005.D$ (mm)
 - Xéc măng khí thứ hai: $f_0 = 0,004.D$ (mm)
 - Xéc măng khí thứ ba: $f_0 = 0,003.D$ (mm)
 - Xéc măng dầu: $f_0 = (0,001 \div 0,002).D$ (mm)

II. TÍNH TOÁN SỨC BỀN CỦA NHÓM THANH TRUYỀN

Nhóm thanh truyền gồm có: thanh truyền; bulông thanh truyền và bạc lót thanh truyền. Trong quá trình làm việc nhóm thanh truyền nhận lực tác dụng từ piston truyền xuống trục khuỷu, làm quay trục khuỷu và đưa công suất động cơ ra ngoài.

Các chi tiết thuộc nhóm thanh truyền chịu tải trọng và ứng suất thay đổi, nhất là trong động cơ tăng áp và trong động cơ tốc độ cao. Mục đích tính toán sức bền nhóm thanh truyền là xác định ứng suất, độ biến dạng, và hệ số an toàn của đầu nhỏ, đầu to, thân và bulông thanh truyền.

II.1. Tính sức bền của đầu nhỏ thanh truyền

Khi động cơ làm việc thì đầu nhỏ thanh truyền chịu các lực sau:

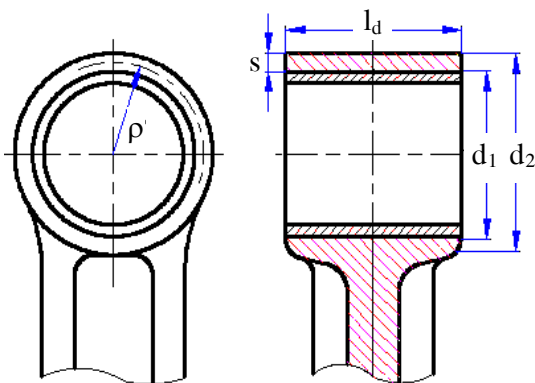
- Lực quán tính chuyển động tịnh tiến của nhóm piston.
- Lực khí thể.
- Lực do biến dạng gây ra.

Ngoài ra khi lắp ghép bạc lót, đầu nhỏ thanh truyền còn chịu thêm ứng suất phụ do lắp ghép bạc lót có độ dôi gây ra. Các lực này sinh ra ứng suất tác dụng trên đầu nhỏ thanh truyền.

Khi tính toán đầu nhỏ thanh truyền thường tính ở chế độ công suất lớn nhất. Nếu động cơ có bộ điều tốc hoặc bộ hạn chế số vòng quay thì tính toán ở chế độ này cũng là tính toán ở chế độ số vòng quay giới hạn lớn nhất của động cơ. Nếu không có bộ điều tốc thì số vòng quay lớn nhất của động cơ có thể vượt quá số vòng quay ở chế độ công suất lớn nhất tức là: $n_{\max} = (1,25 \div 1,30).n_c$

II.1.1. Tính sức bền của đầu nhỏ thanh truyền dày

Loại đầu nhỏ thanh truyền dày có $\frac{d_2}{d_1} > 1,5$.



Hình 4.10. Sơ đồ tính toán đầu nhỏ thanh truyền.

Trong đó: d_2, d_1 – Đường kính ngoài và đường kính trong của đầu nhỏ (4.10).

Ứng suất kéo do lực quán tính P_j của khối lượng nhóm piston ứng với số vòng quay lớn nhất tác dụng lên đầu nhỏ thanh truyền có thể xác định theo công thức đơn giản sau:

$$\sigma_k = \frac{R_{j \max}}{2l_d s} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4-38)$$

Trong đó: $P_{j\max} = mR\omega^2(1 + \lambda)F_p$ (MN)

m – khối lượng nhóm piston tính trên đơn vị diện tích đỉnh piston.

l_d, s – chiều dài và chiều dày của đầu nhỏ thanh truyền (hình 4.10).

Ứng suất cho phép $[\sigma_k] = 30 \div 60$ (MN/m²). Trị số lớn dùng cho thanh truyền làm bằng thép hợp kim, trị số nhỏ dùng cho thanh truyền làm bằng thép cacbon.

II.1.2. Tính sức bền của đầu nhỏ thanh truyền mỏng

Đa số động cơ tốc độ cao hiện nay đều dùng kết cấu đầu nhỏ mỏng có $\frac{d_2}{d_1} < 1,5$.

Ta biết rằng trong quá trình làm việc, đầu nhỏ thanh truyền chịu lực kéo do lực quán tính của nhóm piston, lực nén do hợp lực của lực quán tính, lực khí thể và lực sinh ra do lắp ghép và biến dạng nhiệt.

a) Tính sức bền của đầu nhỏ thanh truyền khi chịu lực kéo

Lực kéo đầu nhỏ là lực quán tính P_j , lực này sinh ra ứng sức uốn và kéo tác dụng trên đầu nhỏ. Sơ đồ tính toán giới thiệu trên hình 4.11 với các giả thuyết như sau:

- Lực quán tính P_j phân bố đều hướng kính trên đường kính trung bình của đầu nhỏ.

$$q = \frac{P_j}{2\rho}, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (4-39)$$

Trong đó: ρ – bán kính trung bình của đầu nhỏ thanh truyền.

$$\rho = \frac{d_1 + d_2}{4}$$

- Xem đầu nhỏ được ngàm một đầu ở tiết diện C – C (chỗ chuyển tiếp giữa đầu nhỏ và thân thanh truyền) ứng với góc γ (hình 4.11). Xác định góc γ theo công thức sau:

$$\gamma = 90^\circ + \arccos \frac{\frac{H}{2} + \rho}{r_2 + \rho_1} \quad (4-40)$$

Trong đó: r_2 – bán kính ngoài của đầu nhỏ.

ρ_1 – bán kính góc lượn nối đầu nhỏ với thân.

H – chiều rộng của thân chỗ nối với đầu nhỏ.

- Khi lắp bạc lót vào đầu nhỏ, bạc lót và đầu nhỏ đều biến dạng.

Từ sơ đồ tính toán trên hình 4.11, mômen uốn và lực kéo ở tiết diện bất kỳ trên cung AA – BB ($\gamma_x \leq 90^\circ$) có thể xác định theo công thức sau:

$$\left. \begin{aligned} M_j &= M_A + N_A \rho (1 - \cos \gamma_x) - 0,5P_j \rho (1 - \cos \gamma_x) \\ N_j &= N_A \cos \gamma_x + 0,5P_j (1 - \cos \gamma_x) \end{aligned} \right\} \quad (4-41)$$

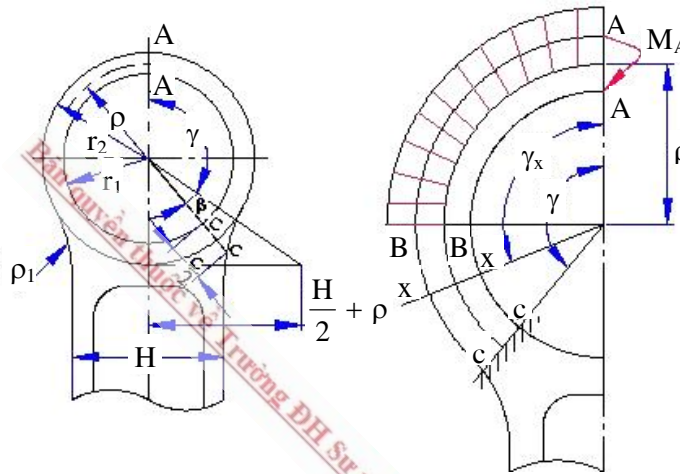
Tại tiết diện bất kỳ trên cung BB – CC ($\gamma_x \geq 90^\circ$) thì:

$$\left. \begin{aligned} M_j &= M_A + N_A \rho (1 - \cos \gamma_x) - 0,5 P_j \rho (\sin \gamma_x - \cos \gamma_x) \\ N_j &= N_A \cos \gamma_x + 0,5 P_j (\sin \gamma_x - \cos \gamma_x) \end{aligned} \right\} \quad (4-42)$$

Trong đó: M_A, N_A – mômen uốn và lực pháp tuyến sinh ra khi cắt một nửa đầu nhỏ thanh truyền tại tiết diện A – A ($\gamma_x = 0$).

Nếu coi đầu nhỏ thanh truyền chịu lực như một dầm cong ngàm một đầu ở tiết diện C – C thì có thể tính gần đúng theo công thức sau với γ tính theo độ:

$$\left. \begin{aligned} M_A &= P_j \rho (0,00033\gamma - 0,0297) \\ N_A &= P_j \rho (0,572 - 0,0008\gamma) \end{aligned} \right\} \quad (4-43)$$



Hình 4.11. Sơ đồ lực tác dụng khi đầu nhỏ thanh truyền chịu kéo.

Từ các phương trình (4-41) và (4-42) ta thấy M_j, N_j sinh ra trên cung BC ($\gamma_x \geq 90^\circ$) sẽ có giá trị lớn hơn. Và tiết diện nguy hiểm nhất sẽ là tiết diện ngàm C – C ($\gamma_x = \gamma$).

Do đó mômen uốn và lực kéo tại tiết diện C – C bằng:

$$\left. \begin{aligned} M_j &= M_A + N_A \rho (1 - \cos \gamma) - 0,5 P_j \rho (\sin \gamma - \cos \gamma) \\ N_j &= N_A \cos \gamma + 0,5 P_j (\sin \gamma - \cos \gamma) \end{aligned} \right\} \quad (4-44)$$

Nhưng do giả thiết bạc lót và đầu nhỏ đều bị biến dạng khi lắp ghép với nhau (khi ép bạc lót vào đầu nhỏ, bạc lót chịu ứng suất nén dư, còn đầu nhỏ chịu ứng suất kéo dư nên khi làm việc đầu nhỏ thanh truyền không chịu toàn bộ lực kéo N_j do P_j gây ra mà chỉ chịu một phần của lực N_j đặc trưng bằng hệ số χ .

Hệ số χ phụ thuộc vào độ cứng của các chi tiết lắp ghép (bạc lót và đầu nhỏ).

$$\chi = \frac{E_d F_d}{E_d F_d + E_b F_b} \quad (4-45)$$

Trong đó: E_d, E_b – là môđun đàn hồi của vật liệu chế tạo thanh truyền và bạc lót.

F_d, F_b – tiết diện dọc của đầu nhỏ thanh truyền và bạc lót.

$$F_d = (d_2 - d_1)l_d$$

$$F_b = (d_1 - d_b)l_d$$

Vậy lực kéo thực tế tác dụng lên tiết diện của đầu nhỏ thanh truyền là:

$$N_k = \chi.N_j \quad (4-46)$$

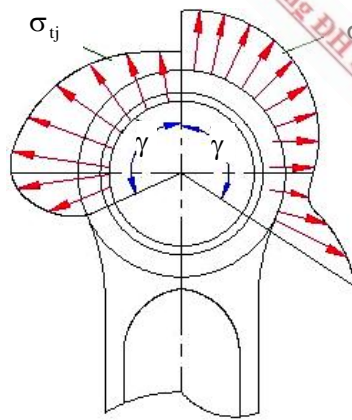
Sau khi tìm được M_j, N_j ta có thể tính được ứng suất tổng cộng tác dụng lên mặt trong và mặt ngoài của đầu nhỏ ở tiết diện ngang C – C. Nếu tiết diện dọc của đầu nhỏ có dạng hình chữ nhật thì ứng suất tổng cộng (uốn và kéo) trên mặt ngoài sẽ là:

$$\sigma_{nj} = \left[2M_j \frac{6\rho + s}{s(2\rho + s)} + N_k \right] \frac{1}{l_d s} \quad (4-47)$$

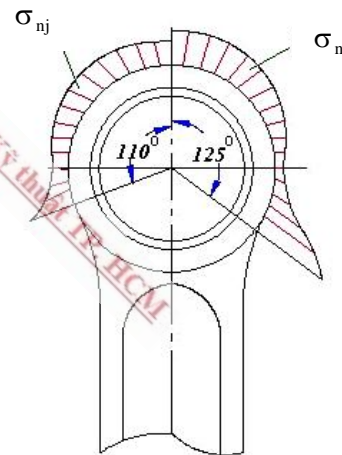
Ứng suất tổng cộng trên mặt trong là:

$$\sigma_{tj} = \left[-2M_j \frac{6\rho - s}{s(2\rho - s)} + N_k \right] \frac{1}{l_d s} \quad (4-48)$$

Từ các công thức trên ta có thể tính được ứng suất trên mặt ngoài và mặt trong tại các tiết diện bất kỳ trên cung AC ($\gamma_x = 0$ đến $\gamma_x = \gamma$). Ứng suất tại các tiết diện này phân bố như hình 4.12 và hình 4.13.



Hình 4.12. Ứng suất trên mặt trong và mặt ngoài đầu nhỏ thanh truyền.



Hình 4.13. Quan hệ của ứng suất mặt ngoài với góc γ .

Qua phân tích và tính toán ở trên ta thấy: khi giảm hoặc tăng bán kính góc lượn, ứng suất mặt ngoài của đầu nhỏ giảm đi rất nhiều. Trong trường hợp $\gamma = 90^\circ$ thì:

$$M_j = M_A = 0$$

$$N_j = N_A = 0,5P_j$$

Khi đó ứng suất trên mặt ngoài và mặt trong ở tiết diện ứng với $\gamma = 90^\circ$ là: $\sigma_{nj} = \sigma_{tj} = \chi \frac{P_j}{2l_d s}$

$$(4-49)$$

b) Tính sức bền đầu nhỏ thanh truyền khi chịu nén

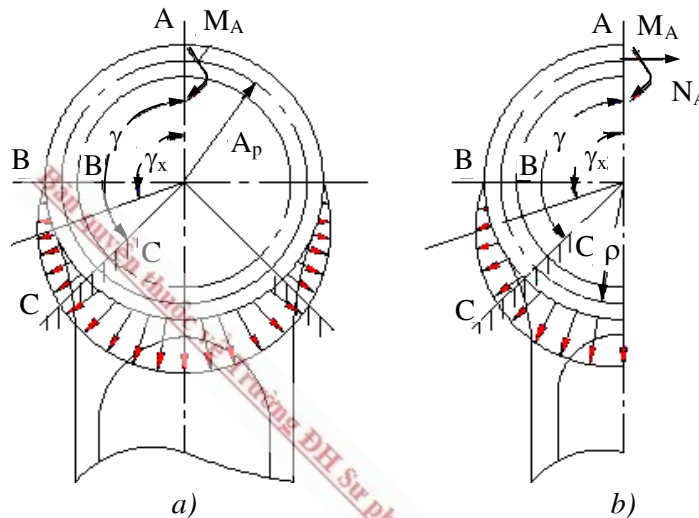
Lực nén tác dụng lên đầu nhỏ là hợp lực của lực khí thể và lực quán tính:

$$P_1 = P_{kt} + P_j = P_{kt} F_p - mR\omega^2(1 + \lambda)F_p$$

Sự phân bố của lực phụ thuộc vào độ cứng vững của đầu nhỏ, độ cứng vững của chốt piston và khe hở lắp ghép. Sơ đồ tính toán được biểu thị trên hình 4.14.

Mômen uốn và lực pháp tuyến trên cung AB ($\gamma_x \leq 90^\circ$) là:

$$\left. \begin{aligned} M_{z1} &= M_A + N_A \rho(1 - \cos \gamma_x) \\ N_{z1} &= N_A \cos \gamma_x \end{aligned} \right\} \quad (4-50)$$



Hình 4.14. Sơ đồ lực tác dụng khi đầu nhỏ thanh truyền chịu nén.

Tương tự như trên đối với cung BC $\gamma \geq 90^\circ$

$$\left. \begin{aligned} M_{z2} &= M_A + N_A \rho(1 - \cos \gamma_x) - P_1 \rho \left(\frac{\sin \gamma_x}{2} - \frac{\gamma_x}{\pi} \sin \gamma_x - \frac{1}{\pi} \cos \gamma_x \right) \\ N_{z2} &= N_A \cos \gamma_x + P_1 \left(\frac{\sin \gamma_x}{2} - \frac{\gamma_x}{\pi} \sin \gamma_x - \frac{1}{\pi} \cos \gamma_x \right) \end{aligned} \right\} \quad (4-51)$$

Trong công thức 4-50 và 4-51 góc γ tính theo radian.

Giá trị M_A, N_A được xác định theo đồ thị trên hình 4.15. Hình 4.16 biểu thị ứng suất trên mặt trong và mặt ngoài của đầu nhỏ khi chịu nén.

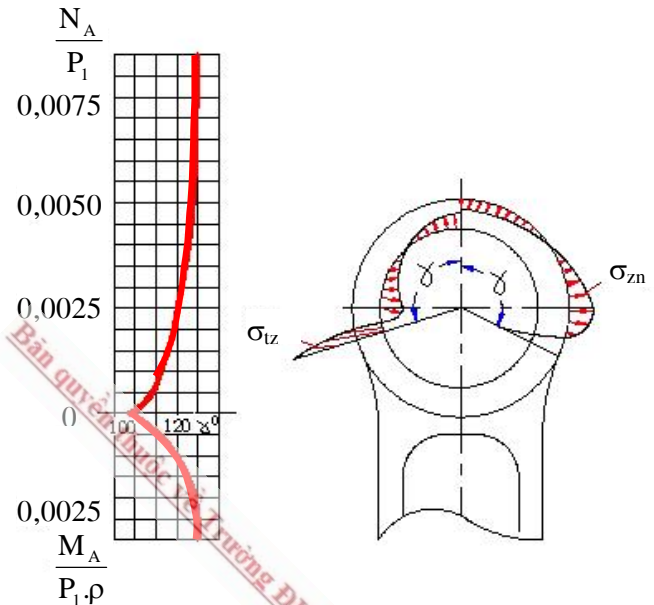
Từ hình 4.14 ta thấy tiết diện ngang C – C ($\gamma_x \approx \gamma$) là tiết diện nguy hiểm nhất có:

- Ứng suất mặt ngoài bằng:
$$\sigma_{nz} = \left[2M_{z2} \frac{6\rho + s}{s(2\rho + s)} + \chi N_{z2} \right] \frac{1}{I_{d,s}} \quad (4-52)$$

- Ứng suất trên mặt trong bằng:
$$\sigma_{tz} = \left[-2M_{z2} \frac{6\rho - s}{s(2\rho - s)} + \chi N_{z2} \right] \frac{1}{I_{d,s}} \quad (4-53)$$

Trong đó: M_{z2} , N_{z2} – Mômen uốn và lực pháp tuyến tại tiết này xác định theo công thức sau:

$$\left. \begin{aligned} M_{z2} &= M_A + N_A \rho (1 - \cos \gamma) - P_1 \rho \left(\frac{\sin \gamma}{2} - \frac{\gamma}{\pi} \sin \gamma - \frac{1}{\pi} \cos \gamma \right) \\ N_{z2} &= N_A \cos \gamma + P_1 \left(\frac{\sin \gamma}{2} - \frac{\gamma}{\pi} \sin \gamma - \frac{1}{\pi} \cos \gamma \right) \end{aligned} \right\} \quad (4-54)$$



Hình 4.16. Đồ thị xác định trị số N_A và M_A theo γ .

Hình 4.17. Ứng suất trên đầu nhỏ thanh truyền khi chịu nén.

c) Ứng suất biến dạng của đầu nhỏ thanh truyền

Ứng suất biến dạng sinh ra do thanh truyền chịu nhiệt và do bạc lót lắp ghép có độ dôi với đầu nhỏ thanh truyền.

Khi động cơ làm việc, nhiệt độ đầu nhỏ thanh truyền có khi lên đến $370 \div 430^0$ K. Vì vậy thanh truyền và bạc lót đều giãn nở. Nhưng do vật liệu chế tạo bạc lót và thanh truyền khác nhau nên mức độ giãn nở cũng khác nhau do đó gây ra ứng suất biến dạng.

Độ giãn nở khi đầu nhỏ thanh truyền chịu nhiệt tính theo công thức sau:

$$\Delta_t = (\alpha_b - \alpha_{tt}) t d_1$$

Trong đó: t – nhiệt độ làm việc của bạc lót và đầu nhỏ thanh truyền.

α_b – hệ số dẫn dài của vật liệu chế tạo bạc lót, đối với bạc lót bằng đồng

$$\alpha_b = 1,8 \cdot 10^{-5}$$

α_{tt} – hệ số giãn dài của vật liệu chế tạo thanh truyền, đối với thép

$$\alpha_{tt} = 1,1 \cdot 10^{-5}$$

d_1 – đường kính trong của đầu nhỏ hoặc đường kính ngoài của bạc lót.

Ngoài ra lắp bạc lót vào đầu nhỏ thường lắp chặt, có độ dôi Δ . Khi tính toán thường lấy Δ bằng độ dôi lớn nhất của mối ghép.

Tổng độ dôi $\Delta + \Delta_t$ sinh ra áp suất nén lên bề mặt lắp ghép. Nếu coi áp suất này là hằng số và phân bố đều lên khắp mặt trụ lắp ghép thì có thể xác định nó theo công thức sau:

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d_1 \left[\frac{\frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} + \mu}{E_{tt}} + \frac{\frac{d_1^2 + d_b^2}{d_1^2 - d_b^2} - \mu}{E_b} \right]} \quad (4-55)$$

Trong đó: d_1 – đường kính trong của đầu nhỏ thanh truyền.

d_2 – đường kính ngoài của đầu nhỏ thanh truyền.

μ – hệ số poát xông, thông thường lấy $\mu = 0,3$

E_{tt} – môđun đàn hồi của vật liệu chế tạo thanh truyền, đối với thép:

$$E_{tt} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2$$

E_b – môđun đàn hồi của vật liệu chế tạo bạc lót, đối với đồng:

$$E_b = 1,15 \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2 .$$

Ứng suất biến dạng của đầu nhỏ thanh truyền tính theo công thức:

- Ứng suất trên mặt ngoài của đầu nhỏ thanh truyền:

$$\sigma_{\Delta n} = p \frac{2d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad (4-56)$$

- Ứng suất trên mặt trong:

$$\sigma_{\Delta t} = p \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad (4-57)$$

Ứng suất biến dạng có thể đạt đến $100 \div 150$ (MN/m^2).

d) Độ biến dạng của đầu nhỏ thanh truyền

Do tác dụng của lực P_j nên đầu nhỏ thanh truyền sẽ bị biến dạng khiến khe hở giữa chốt piston và bạc lót giảm, thậm chí có khi bị kẹt. Để không bị kẹt, độ biến dạng theo hướng kính của đầu nhỏ thanh truyền δ không được lớn hơn một nửa khe hở lắp ghép ban đầu giữa bạc lót và chốt piston.

Độ biến dạng được tính theo công thức sau:

$$\delta = \frac{P_j d_{tb}^3 (\gamma - 90^\circ)^2}{10^8 EJ} \quad (4-58)$$

Trong đó: P_j – lực quán tính của nhóm piston (MN).

d_{tb} – đường kính trung bình của đầu nhỏ thanh truyền (m).

$$d_{tb} = 2\rho$$

J – mômen quán tính của tiết diện dọc đầu nhỏ thanh truyền (m^4).

$$J = \frac{I_d S^3}{12}$$

E – Môđun đàn hồi của vật liệu (MN/m^2).

Đối với động cơ ô tô máy kéo, khe hở lắp ghép thường bằng $0,04 \div 0,06mm$ nên độ biến dạng $\delta < 0,02 \div 0,03mm$

II.2. Tính sức bền của thân thanh truyền

Đối với động cơ một hàng xylanh, khi động cơ làm việc thân thanh truyền chịu các lực sau đây:

- Lực khí thể.
- Lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến.
- Lực quán tính chuyển động lắc (chuyển động song phẳng) của thanh truyền.

Vì vậy trạng thái chịu lực của thân thanh truyền thường là:

- Chịu nén và uốn dọc do hợp lực của lực khí thể và lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến.
- Chịu kéo do tác dụng của lực quán tính chuyển động tịnh tiến.
- Chịu uốn ngang do tác dụng của lực quán tính chuyển động lắc của thanh truyền.

Khi tính toán sức bền của thân thanh truyền động cơ tốc độ cao ($v_{tb} > 9 m/s$) phải xét đến lực quán tính chuyển động tịnh tiến, lực quán tính chuyển động quay và lực quán tính chuyển động lắc để tính sức bền mỗi của thanh truyền.

Lực tác dụng lên thân thanh truyền khi thanh truyền chịu nén và uốn dọc là:

$$P_1 = P_z + P_j = p_z F_p - mR\omega^2(1 + \lambda)F_p$$

II.2.1. Tính sức bền mỗi của thân thanh truyền khi chịu tải trọng thay đổi

Mục đích của việc tính toán này là xác định hệ số an toàn của thân thanh truyền ở tiết diện trung bình và tiết diện nhỏ nhất khi chịu kéo, nén và uốn dọc.

a) Ứng suất tổng lớn nhất khi chịu nén và uốn ở tiết diện trung bình (trục x – x và trục y – y)

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{x \max} &= \frac{P_1}{F_{tb}} k_x \\ \sigma_{y \max} &= \frac{P_1}{F_{tb}} k_y \end{aligned} \right\} \quad (4-59)$$

Đối với các thanh truyền hiện nay hệ số $k_x \approx k_y \approx 1,10 \div 1,15$

b) Ứng suất kéo trên tiết diện trung bình (do lực P_{jt} gây ra)

$$\sigma_k = \frac{P_{jt}}{F_{tb}}$$

Trong đó: P_{jt} – lực quán tính chuyển động tịnh tiến của nhóm piston và phần thân phía trên tiết diện trung bình.

c) Hệ số an toàn ở tiết diện trung bình

$$\left. \begin{aligned} n_{\sigma_x} &= \frac{2\sigma_{-1}}{(\sigma_{x \max} - \sigma_k) + \Psi_{\sigma}(\sigma_{x \max} + \sigma_k)} \\ n_{\sigma_y} &= \frac{2\sigma_{-1}}{(\sigma_{y \max} - \sigma_k) + \Psi_{\sigma}(\sigma_{y \max} + \sigma_k)} \end{aligned} \right\} \quad (4-60)$$

Trong đó: Ψ_{σ} – hệ số, $\Psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_o}{\sigma_o}$

σ_{-1} và σ_o – giới hạn mỏi của vật liệu.

II.2.2. Tính sức bền của thân thanh truyền theo hệ an toàn của tiết diện nhỏ nhất

a) Ứng suất nén lớn nhất ở tiết diện nhỏ nhất của thân thanh truyền

$$\sigma_{nmaz} = \frac{P_1}{F_{\min}}$$

b) Ứng suất kéo gây ra do lực quán tính của khối lượng nhóm piston và đầu nhỏ thanh truyền ở tiết diện nhỏ nhất

$$\sigma_{kj} = \frac{P_{jd}}{F_{\min}}$$

c) Hệ số an toàn ở tiết diện nhỏ nhất xác định theo công thức

$$n_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1}}{(\sigma_{n \max} - \sigma_{kj}) + \Psi_{\sigma}(\sigma_{n \max} + \sigma_{kj})} \quad (4-61)$$

Hệ số an toàn ở tiết diện trung bình và tiết diện nhỏ nhất thường nằm trong phạm vi 2,5 ÷ 3.

Khi thanh truyền có sức bền mỗi đồng đều thì: $n_{\sigma_x} \approx n_{\sigma_y} \approx n_{\sigma}$

II.2.3. Tính sức bền của thân thanh truyền khi xét đến mômen lực quán tính

Chúng ta biết rằng lực quán tính của thân thanh truyền phụ thuộc vào tốc độ vòng quay n của trục khuỷu. Do đó đối với loại động cơ có $n > 2000$ vg/ph còn phải kiểm tra ứng suất tổng gây ra do lực nén và lực quán tính của bản thân thanh truyền. Nếu coi thanh truyền có tiết diện đồng đều thì lực quán tính của thân thanh truyền phân bố theo hình tam giác dọc theo thanh truyền (hình 4.18).

Mômen lực quán tính uốn thân thanh truyền có giá trị lớn nhất ở tiết diện cách đầu nhỏ một đoạn là 0,577.l

Lực quán tính của thanh truyền có giá trị lớn nhất khi trục khuỷu quay đến vị trí đường tâm thanh truyền vuông góc với đường tâm má khuỷu. Ở vị trí này thanh truyền chịu uốn ngang với nén. Ứng suất tổng tính theo công thức sau:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{P_{tt}}{F} + \frac{M_{u \max}}{W_u} \quad (4-62)$$

Trong đó: P_{tt} – lực nén dọc thanh truyền ở vị trí tính toán ($\alpha + \beta = 90^\circ$).

$$P_{tt} = \frac{P_1}{\cos \beta}$$

F – tiết diện tính toán, cách tâm đầu nhỏ một đoạn 0,577.l (coi thân có tiết diện đồng đều bằng F).

W_u – Môđun chống uốn của tiết diện F.

$M_{u \max}$ – mômen uốn cực đại gây ra do lực quán tính P_{jt} của thân thanh truyền, xác định theo công thức sau :

$$M_{u \max} = \frac{2P_{jt}l}{9\sqrt{3}} \quad (\text{MNm}) \quad (4-63)$$

Trong đó: $P_{jt} = \frac{ql}{2} \quad (\text{MN})$

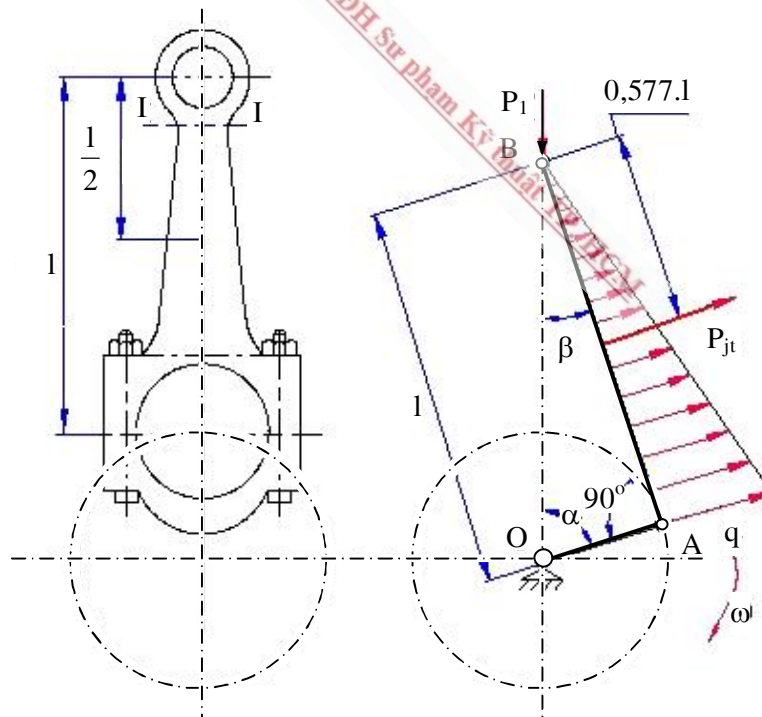
Q – lực quán tính lặc ở điểm A (tính trên đơn vị chiều dài thân thanh truyền).

$$q = m_t R \omega^2 \quad (\text{MN/m}^2)$$

Trong đó: m_t – khối lượng của thân thanh truyền tính trên đơn vị chiều dài.

Vì vậy : $\sigma_{\Sigma} = \frac{P_{tt}}{F} + \frac{2P_{jt}l}{9\sqrt{3}W_u} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4-64)$

Ứng suất tổng σ_{Σ} thường không vượt quá $20 \div 30 \quad (\text{MN/m}^2)$ vì vậy nhiều trường hợp bỏ qua không tính.



Hình 4.18. Phân bố của lực quán tính của thân thanh truyền.

II.3. Tính sức bền của đầu to thanh truyền

Tính toán sức bền của đầu to thanh truyền thường là tính toán gần đúng. Vị trí tính toán thường chọn ở ĐCT, ở vị trí này đầu to thanh truyền chịu tác dụng của lực quán tính chuyển động tịnh tiến và lực quán tính chuyển động quay không xét đến khối lượng của nắp đầu to thanh truyền:

$$P_d = P_j + P_{kd} = [mR\omega^2(1 + \lambda)]F_p + (m_2 - m_n)R\omega^2F_p = R\omega^2F_p [m(1 + \lambda) + m_2 - m_n] \quad (4-65)$$

Trong đó: m_n – khối lượng của nắp đầu to thanh truyền.

theo thực nghiệm $m_n = (0,20 \div 0,28).m_H$

Khi tính sức bền của đầu to thanh truyền thường dùng các giả thiết sau đây:

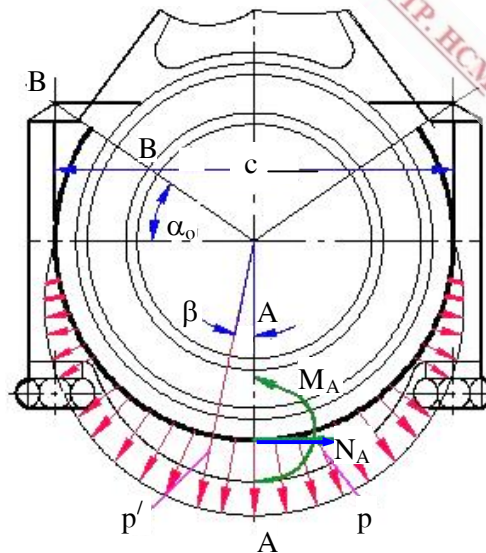
- Khi lắp căng bạc lót vào đầu to thì bạc lót và đầu to đều biến dạng như nhau. Do đó mômen tác dụng trên bạc lót và đầu to tỷ lệ với mômen quán tính của tiết diện bạc lót J_b và của tiết diện nắp đầu to J_d .
- Nắp và nửa trên của đầu to thanh truyền coi như một khối nguyên, không xét đến ảnh hưởng của mối lắp ghép.
- Nắp đầu to và bạc lót có tiết diện không đổi (lấy bằng tổng tiết diện A – A của nắp đầu to và bạc) ngàm một đầu ở tiết diện B – B (hình 4.19).
- Lực quán tính P_d phân bố trên đầu to theo qui luật cosin: $p' = p \cdot \cos\beta$

Trong đó: $p = \frac{4P_d}{\pi \cdot c}$ vậy $p' = \frac{4P_d}{\pi \cdot c} \cdot \cos\beta$

c – khoảng cách giữa hai đường tâm bulông thanh truyền

β – góc lệch so với đường tâm thanh truyền.

Lực P_d gây ra ứng suất lớn nhất tác dụng trên tiết diện A – A của nắp đầu to (hình 4.19).



Hình 4.19. Sơ đồ tính toán sức bền của đầu to thanh truyền.

Mômen uốn và lực pháp tuyến tác dụng trên tiết diện A – A của nắp đầu to có thể tính gần đúng theo công thức sau:

$$\left. \begin{aligned} M_A &= P_d \frac{c}{2} (0,0127 + 0,00083\gamma_0) \\ N_A &= P_d (0,522 + 0,003\gamma_0) \end{aligned} \right\} \quad (4-66)$$

Trong đó: γ_0 – góc giữa đường tâm thanh truyền với tiết diện ngang.

Vậy mômen uốn và lực pháp tuyến tác dụng trên nắp đầu to ở tiết diện A – A là:

$$\left. \begin{aligned} M &= M_A \cdot \frac{J_d}{J_d + J_b} = \frac{P_d \cdot c}{1 + \frac{J_b}{J_d}} \cdot \frac{(0,0127 + 0,00083\gamma_0)}{2} \\ N &= N_A \cdot \frac{F_d}{F_d + F_b} = F_d \cdot \frac{(0,522 + 0,003\gamma_0)}{1 + \frac{F_b}{F_d}} \end{aligned} \right\} \quad (4-67)$$

Ứng suất lớn nhất tác dụng trên nắp đầu to ở tiết diện A – A là:

$$\sigma_\Sigma = \frac{M}{W_u} + \frac{N}{F_d}$$
$$\sigma_\Sigma = P_d \cdot \left[\frac{c(0,0127 + 0,00083\gamma_0)}{2W_u \left(1 + \frac{J_b}{J_d}\right)} + \frac{0,522 + 0,003\gamma_0}{F \left(1 + \frac{F_b}{F_d}\right)} \right] \quad (4-68)$$

Trong đó: W_n – Môđun chống uốn của nắp đầu to ở tiết diện A – A.

F_b, F_d – diện tích tiết diện của bạc lót và nắp đầu to ở tiết diện A – A.

Đối với thanh truyền của các loại động cơ thường dùng có thể lấy $\gamma_0 = 40^\circ$. Vì vậy ứng suất tổng cộng thường tính theo công thức sau:

$$\sigma_\Sigma = P_d \cdot \left[\frac{0,023c}{W_u \left(1 + \frac{J_b}{J_d}\right)} + \frac{0,4}{F_b + F_d} \right] \quad (4-69)$$

Ứng suất cho phép như sau:

- Đối với động cơ tĩnh tại và tàu thủy, đầu to thanh truyền làm bằng thép cacbon.

$$[\sigma_\Sigma] = 60 \div 100 \text{ (MN/m}^2\text{)} = 600 \div 1000 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

- Đối với động cơ ô tô máy kéo và tàu thủy cao tốc, đầu to thanh truyền làm bằng thép hợp kim hay thép cacbon:

$$[\sigma_\Sigma] = 150 \div 200 \text{ (MN/m}^2\text{)} = 1500 \div 2000 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

- Đối với động cơ cường hoá công suất cao, đầu to thanh truyền làm bằng thép hợp kim:

$$[\sigma_{\Sigma}] = 200 \div 300 \text{ (MN/m}^2\text{)} = 2000 \div 3000 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

Ngoài ra để đảm bảo điều kiện làm việc của mối ghép và để hình thành màng dầu bôi trơn trong mối ghép, cần phải kiểm tra độ biến dạng hướng kính Δd của đầu to thanh truyền theo công thức sau:

$$\Delta d = \frac{0,0024.P_d.c^3}{E_d.(J_d + J_b)} \text{ (cm)} \quad (4-70)$$

Trong đó: E_d – Môđun đàn hồi của vật liệu chế tạo đầu to thanh truyền.

Độ biến dạng hướng kính Δd phải nhỏ hơn khe hở lắp ghép giữa chốt khuỷu và bạc lót đầu to thanh truyền. Thông thường, đối với loại động cơ ô tô máy kéo $[\Delta d] = 0,06 \div 0,1$ (mm).

II.4. Tính toán sức bền của bulông thanh truyền

Trong quá trình lắp ghép, bulông thanh truyền chịu lực kéo tĩnh khi siết chặt bulông. Lực này gây ra ứng suất kéo và xoắn bulông. Ngoài ra, trong quá trình làm việc, bulông thanh truyền còn chịu ứng suất thay đổi do lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến và khối lượng chuyển động quay (không tính khối lượng của nắp đầu to thanh truyền) gây ra.

Bulông thanh truyền chịu lực lớn nhất khi piston ở vị trí điểm chết trên.

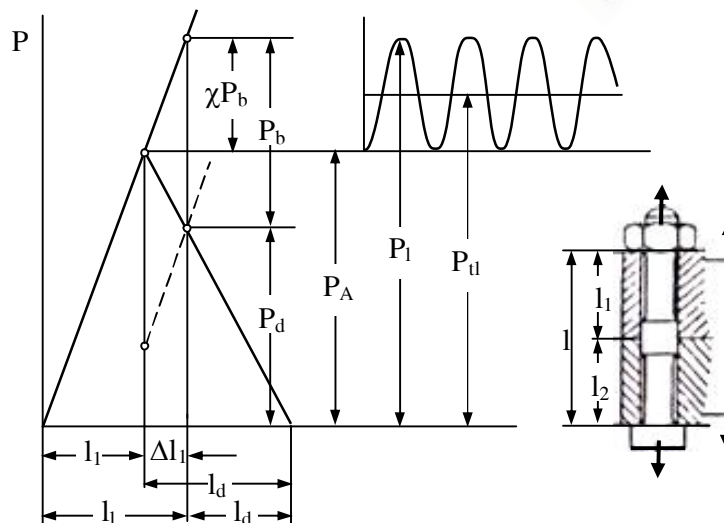
Lực tác dụng trên bulông thanh truyền tính theo công thức sau:

$$P_b = P_j + P_{kb} = \frac{R\omega^2}{z} F_p [m(1 + \lambda) + (m^2 - m_n)] \quad (4-71)$$

Trong đó: z – số bulông thanh truyền.

m_n – khối lượng nắp đầu to thanh truyền.

Lực siết bulông thanh truyền P_A phải đảm bảo trong quá trình làm việc mối ghép vẫn luôn luôn chặt, nhưng không quá lớn vì lực siết lớn quá sẽ gây ra biến dạng dẻo cho bulông. Theo kinh nghiệm thường chọn: $P_A = (2 \div 4)P_b$



Hình 4.20. Sơ đồ lực tác dụng và độ biến dạng của bulông và đầu to thanh truyền.

Lực P_A kéo bulông thanh truyền và nén đầu to thanh truyền.

Do đó khi có lực P_b tác dụng bulông thanh truyền chỉ chịu thêm một phần của lực P_b là χP_b .

$$\text{Hệ số: } \chi = \frac{F_b}{F_b + F_d} \quad (4-72)$$

Trong đó: F_d – diện tích biến dạng của đầu to (phần lắp ghép với bulông).

F_b – tiết diện bulông.

Với $\frac{F_d}{F_b} \approx 3 \div 5$ thì $\chi \approx (0,15 \div 0,25)$

Vậy hợp lực tác dụng lên bulông là: $P_{bt} = P_1$

$$P_{bt} = P_A + \chi P_b = (2 \div 4)P_b + (0,15 \div 0,25)P_b = (2,15 \div 4,25)P_b \quad (4-73)$$

Ứng suất kéo bulông trong quá trình làm việc bằng:

$$\sigma_k = \frac{P_{bt}}{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}$$

Trong đó: d_0 – đường kính chân ren hoặc đường kính nhỏ nhất trên thân bulông.

Ngoài ra khi siết bulông với lực siết ban đầu P_A , còn sinh ra mômen xoắn bulông. Mômen xoắn bulông bằng là M_x :

$$M_x = \mu \cdot P_A \cdot \frac{d_{tb}}{2}$$

Trong đó: μ – hệ số ma sát lấy bằng 0,1.

d_{tb} – đường kính trung bình của ren ốc.

$$\text{Do đó ứng suất xoắn là: } \tau_x = \frac{M_x}{W_x} \approx \frac{\mu \cdot P_A \cdot d_{tb}}{0,4d^3}$$

$$\text{Ứng suất tổng: } \tau_\Sigma = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau_x^2}$$

Trị số của ứng suất cho phép như sau:

- Động cơ tĩnh tại và tàu thủy, bulông làm bằng thép cacbon:

$$[\sigma_\Sigma] = 80 \div 120 \text{ (MN / m}^2\text{)} = 800 \div 1200 \text{ (MN / m}^2\text{)}$$

- Động cơ tàu thủy tốc độ cao và động cơ ô tô máy kéo, bulông làm bằng thép hợp kim:

$$[\sigma_\Sigma] = 120 \div 180 \text{ (MN / m}^2\text{)} = 1200 \div 1800 \text{ (MN / m}^2\text{)}$$

- Đối với động cơ nhẹ, công suất cao, bulông làm bằng thép hợp kim:

$$[\sigma_\Sigma] = 180 \div 250 \text{ (MN / m}^2\text{)} = 1800 \div 2500 \text{ (MN / m}^2\text{)}$$

Khi tính toán sức bền của bulông thanh truyền lắp với loại đầu to cắt nghiêng một góc cũng tính tương tự như trên.

III. TÍNH TOÁN SỨC BỀN CỦA TRỤC KHUYỂU

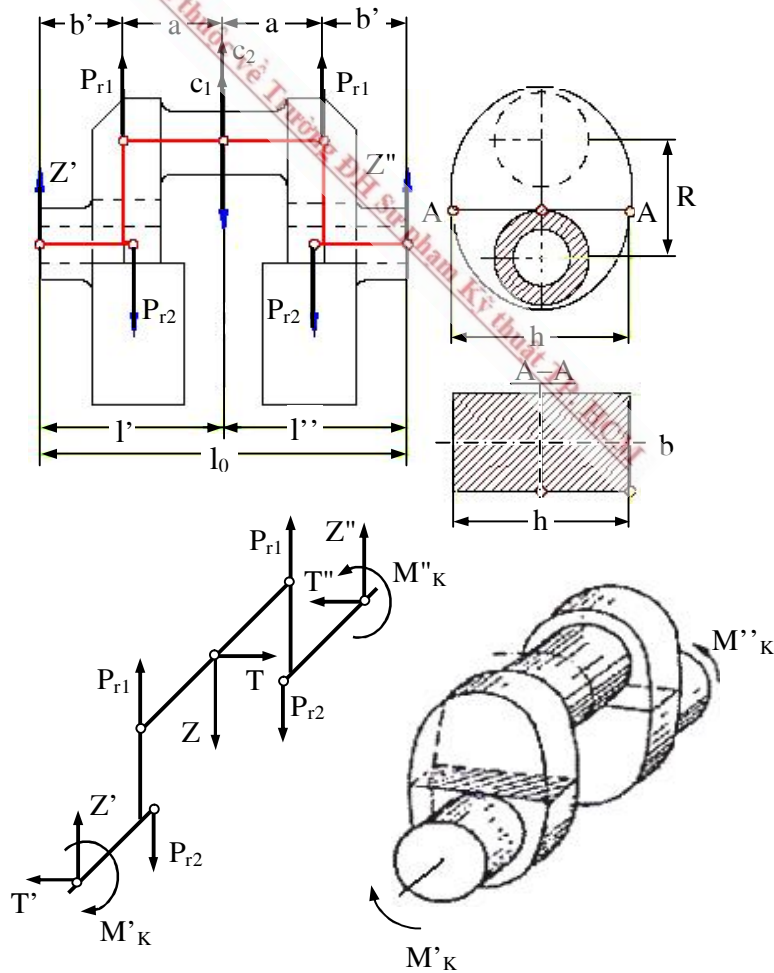
Khi tính toán về cân bằng động cơ chúng ta đã xác định được kết cấu của trục khuỷu (vị trí và góc lệch giữa các khuỷu). Trên cơ sở đó khi thiết kế trục khuỷu ta dựa vào các số liệu kinh nghiệm của các loại động cơ để chọn kích thước các bộ phận của trục khuỷu rồi kiểm tra lại sức bền theo kích thước đã chọn để đảm bảo trục khuỷu có đủ độ bền khi làm việc nhưng phải gọn, nhẹ, dễ chế tạo.

Vì vậy tính toán sức bền trục khuỷu thực chất là kiểm tra sự lựa chọn hợp lý các kích thước của trục khuỷu. Do trục khuỷu là một dầm siêu tĩnh và do tải trọng trên trục khuỷu phức tạp nên tính toán ứng suất thực tế rất khó khăn. Để đơn giản, ngày nay thường dùng phương pháp phân đoạn để tính toán sức bền trục khuỷu và phương pháp tính toán hệ số an toàn khi trục khuỷu chịu tải trọng động.

III.1. Phương pháp tính sức bền theo cách phân đoạn

Khi tính toán theo phương pháp này ta chia trục khuỷu làm nhiều đoạn, mỗi đoạn ứng với mỗi khuỷu, chiều dài mỗi đoạn bằng khoảng cách giữa hai tâm điểm của ổ trục và xem mỗi đoạn như một dầm tĩnh đặt trên hai gối tựa.

Khi tính toán sức bền thường tính cho trục nào nguy hiểm nhất tức là khuỷu mà trên đó tải trọng có giá trị lớn nhất. Sơ đồ tính toán xem trên hình 4.21.



Hình 4.21. Sơ đồ tính toán sức bền trục khuỷu.

Ký hiệu các lực trên sơ đồ như sau:

Z , T – lực tiếp tuyến và lực pháp tuyến tác dụng trên chốt khuỷu xác định theo đồ thị hoặc công thức trong phần động lực học.

$$Z = P_1 \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} F_p$$

$$T = P_1 \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} F_p$$

F_p – diện tích đỉnh piston.

P_{r1} – lực quán tính ly tâm của má khuỷu.

C_1 – lực quán tính ly tâm của chốt khuỷu.

C_2 – lực quán tính ly tâm của khối lượng quy dẫn về tâm đầu to thanh truyền.

P_{r2} – lực quán tính ly tâm của đối trọng.

Z' , Z'' – phản lực pháp tuyến các gối trục bên trái và bên phải.

T' , T'' – phản lực tiếp tuyến các gối trục bên trái và bên phải.

Như vậy lực tác dụng tại điểm giữa của chốt khuỷu trên phương pháp tuyến là:

$$Z_0 = Z - (C_1 + C_2), \text{ (MN)}$$

M'_k – Mômen xoắn tác dụng trên cổ trục bên trái (cổ phía trước).

Mômen này do các lực tiếp tuyến của các khuỷu nằm phía trước khuỷu tính toán sinh ra. Nếu khuỷu đang tính là khuỷu thứ i thì:

$$M'_k = \sum T_{i-1} \cdot R, \text{ (MNm)}$$

Trong đó: $\sum T_{i-1}$ – Tổng đại số các lực tiếp tuyến của các khuỷu đứng trước khuỷu thứ i .

R – bán kính khuỷu.

M''_k – Mômen xoắn tác dụng trên cổ trục bên phải (cổ phía sau).

Mômen này do các lực tiếp tuyến từ khuỷu thứ nhất đến khuỷu thứ i gây ra, do đó:

$$M''_k = \sum T_1 R = M'_k + TR, \text{ (MNm)}$$

b , h – chiều dày và chiều rộng của má hình chữ nhật.

Ứng suất lớn nhất phát sinh trong trục khuỷu có thể xảy ra trong bốn trường hợp chịu tải trọng sau đây:

- Trường hợp khởi động, khi chịu lực P_{zmax} .
- Trường hợp chịu lực pháp tuyến lớn nhất Z_{max} .
- Trường hợp chịu lực tiếp tuyến lớn nhất T_{max} .
- Trường hợp chịu lực mômen xoắn lớn nhất M_{max} (cũng chính là trường hợp chịu tổng lực tiếp tuyến lớn nhất $\sum T_{max}$).

Sau đây ta tiến hành tính toán cụ các trường hợp trên.

III.1.1. Trường hợp khởi động

Trường hợp khởi động được tính toán gần đúng với giả thiết khuỷu trục ở vị trí điểm chết trên.

Lực tác dụng trên khuỷu có trị số lớn nhất $P_{z_{max}}$ và bỏ qua lực quán tính (do số vòng quay khi khởi động nhỏ). Do đó lực tác dụng trên chốt khuỷu sẽ là:

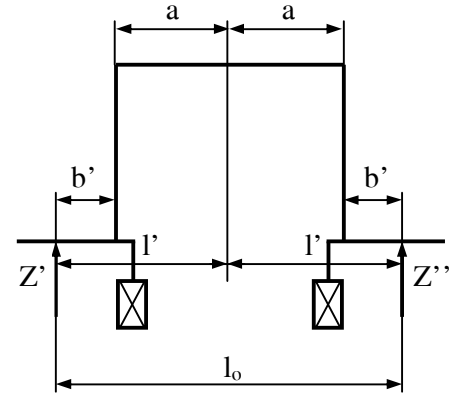
$$Z_0 = Z = p_{x_{max}} F_p, \text{ (MN)}$$

Sơ đồ tính toán được giới thiệu trên hình 4.22

Các phản lực được xác định như sau:

$$Z' = Z \frac{l''}{l_0}, \text{ (MN)}$$

$$Z'' = Z - Z' = Z \frac{l'}{l_0}, \text{ (MN)}$$



Hình 4.22. Sơ đồ lực tác dụng trên khuỷu trục khi khởi động động cơ.

a) Tính sức bền của chốt khuỷu

Mômen uốn chốt khuỷu (tính đối với tiết diện giữa các chốt): $M_u = Z'l', \text{ (MN.m)}$

Do đó ứng suất uốn chốt khuỷu là:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{Z'l'}{W_u}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Trong đó: W_u – môđun chống uốn của tiết diện ngang của chốt khuỷu:

- Đối với chốt đặc: $W_u \approx 0,1d_{ch}^3, \text{ (m}^3\text{)}$
- Đối với chốt rỗng: $W_u = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4}{d_{ch}}, \text{ (m}^3\text{)}$

Trong đó: d_{ch} và δ_{ch} – đường kính ngoài và đường kính trong của chốt khuỷu (m).

b) Tính sức bền của má khuỷu

Lực pháp tuyến Z gây ra ứng suất nén tại tiết diện A – A của má khuỷu hình 4.21

- Ứng suất uốn má khuỷu bằng:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_{ux}} = \frac{Z'b'}{\frac{hb^2}{6}}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất nén má khuỷu:

$$\sigma_n = \frac{Z}{2b.h}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất tổng cộng:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_n + \sigma_u, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

c) Tính sức bền của cổ trục khuỷu

Ứng suất uốn cổ trục khuỷu:

$$\sigma_u = \frac{Z'b'}{W_u}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Trong thực tế, do mômen tác dụng trên cổ trục trong trường hợp này thường nhỏ hơn nhiều so với mômen uốn chốt khuỷu nên thường không cần tính sức bền của cổ trục.

III.1.2. Trường hợp khuỷu trục chịu lực Z_{max}

Sơ đồ tính toán sức bền của khuỷu trục trong trường hợp này được giới thiệu ở hình 4.23.

Lực tác dụng trên khuỷu trục lúc này là Z_{max} và vị trí của khuỷu là $\alpha = 0^0$ (là vị trí của khuỷu trục ứng với ĐCT, và là điểm bắt đầu của quá trình cháy giãn nở).

Lực tác dụng (khi có xét đến ảnh hưởng của lực quán tính) Z_{max} xác định theo công thức:

$$Z_{max} = P_{z_{max}} - M.R.\omega^2(1 + \lambda), \text{ (MN)}$$

$$Z_0 = Z_{max} - (C_1 + C_2)$$

Trong đó: M – khối lượng chuyển động tịnh tiến của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền.

$$M = m_1 + m_{np}, \text{ (kg)}$$

$$C_1 - \text{lực quán tính ly tâm của chốt khuỷu: } C_1 = m_{ch}R\omega^2, \text{ (MN)}$$

m_{ch} – khối lượng chốt khuỷu, (kg)

C_2 – lực quán tính ly tâm của khối lượng thanh truyền quy về tâm chốt khuỷu:

$$C_2 = m_2R\omega^2, \text{ (MN)}$$

$$\text{Do đó: } Z_0 = P_{z_{max}} - R\omega^2[M(1 + \lambda) + m_{ch} + m_2]$$

Ngoài lực Z_0 ra, khuỷu trục còn chịu lực quán tính ly tâm của má khuỷu P_{r1} và lực quán tính ly tâm của đối trọng P_{r2} . Lực tiếp tuyến T trong trường hợp này bằng không (vì $\alpha = 0$, $T = 0$).

Do đó phản lực tác dụng trên các gối trục được xác định theo các công thức sau:

$$Z' = \frac{Z_0 l'' + P_{r2}(2l'' + c' + c'') - P_{r1}(l_0 - b' + b'')}{l_0}$$

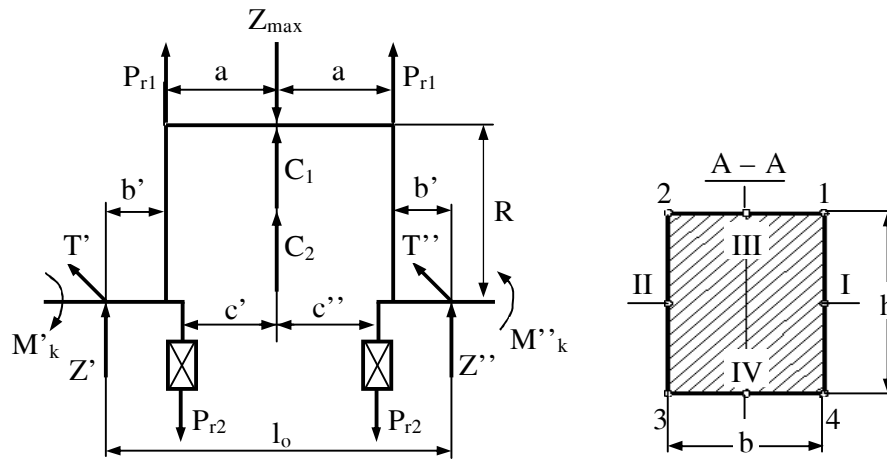
$$Z'' = \frac{Zl' + P_{r2}(2l' + c'' - c') - P_{r1}(l_0 + b' - b'')}{l_0}$$

Nếu khuỷu trục hoàn toàn đối xứng thì:

$$Z' = Z'' = \frac{Z_0}{2} - P_{r1} + P_{r2}$$

Khi tính toán sức bền một khuỷu nào đó của trục khuỷu động cơ nhiều xy lanh, ngoài lực Z_{max} ra, còn chịu thêm mômen xoắn do các khuỷu phía trước nó truyền đến.

Vì vậy khuỷu chịu lực và mômen lớn nhất sẽ là khuỷu nguy hiểm nhất. muốn biết khuỷu nào nguy hiểm nhất ta phải dựa vào đồ thị $T = f(\alpha)$ để xác định trị số của lực tiếp tuyến T ở các vị trí tính toán, sau đó lập bảng để xét tìm mômen lớn nhất $(\sum T.R)_{max}$ cũng là tìm khuỷu chịu lực tiếp tuyến lớn nhất $(\sum T)_{max}$.



Hình 4.23. Sơ đồ tính toán sức bền của khuỷu trục khi chịu lực Z_{max} .

a) Tính sức bền của chốt khuỷu

- Ứng suất uốn chốt khuỷu: $\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{Z'l' + P_{r1}a - P_{r2}c'}{\frac{\pi}{32} \left(\frac{d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4}{d_{ch}} \right)}, (\text{MN/m}^2)$

Trong đó: $c = c' = c''$ (xem khuỷu hoàn toàn đối xứng).

- Ứng suất xoắn chốt khuỷu: $\tau_k = \frac{M'_k}{W_k} = \frac{\sum T_{i-1} \cdot R}{W_k}, (\text{MN/m}^2)$

Với: W_k – môđun chống xoắn của chốt khuỷu.

$$W_k = 2W_u$$

Đối với chốt đặc: $W_k \approx 0,2d_{ch}^3, (\text{m}^3)$

Đối với chốt rỗng: $W_k = \frac{\pi}{16} \left(\frac{d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4}{d_{ch}} \right), (\text{m}^3)$

- Ứng suất tổng, bao gồm ứng suất uốn và ứng suất xoắn của chốt khuỷu bằng:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2}$$

b) Tính sức bền của cổ trục khuỷu

Tính toán sức bền của cổ trục khuỷu thường tính tiết diện ở vị trí chuyển tiếp giữa cổ trục và má khuỷu (tiết diện nguy hiểm nhất):

- Ứng suất uốn cổ trục (cổ trục đặc):

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{Z'b'}{\frac{\pi}{32} d_{ch}^3}, (\text{MN/m}^2)$$

- Ứng suất xoắn cổ trục:

$$\tau_k = \frac{M'_k}{W_k} = \frac{\sum T_{i-1} \cdot R}{\frac{\pi}{16} d_{ck}^3}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Trong đó: d_{ch} – đường kính của ổ trục khuỷu (m).

- Ứng suất tổng khi chịu uốn và chịu xoắn bằng:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

c) Tính sức bền của má khuỷu

Trong quá trình làm việc, má khuỷu chịu nén và chịu uốn theo trục x – x và y – y (hình 4.21)

- Ứng suất nén má khuỷu:

$$\sigma_n = \frac{Z' - P_{r2}}{bh}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn trong mặt phẳng thẳng góc với mặt phẳng khuỷu trục (uốn quanh trục y–y)

$$\sigma_u^y = \frac{M_u^y}{W_{uy}} = \frac{M'_k}{W_{uy}} = \frac{\sum T_{i-1} kR}{\frac{bh^2}{6}}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn trong mặt phẳng khuỷu trục (uốn quanh trục x – x)

$$\sigma_u^x = \frac{M_u^x}{W_{ux}} = \frac{Z'b' + P_{r2}(a - c)}{\frac{bh}{6}}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất tổng khi má khuỷu chịu nén và chịu uốn bằng:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_u + \sigma_u^x + \sigma_u^y, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

III.1.3. Trường hợp khuỷu trục chịu lực tiếp tuyến lớn nhất (T_{max})

Trong trường hợp này, vị trí tính toán là $\alpha = \alpha_{T_{max}}$ (góc $\alpha_{T_{max}}$ tìm trên đồ thị $T = f(\alpha)$, ứng với điểm có $T = T_{max}$). Ở vị trí này ta cũng xác định được lực pháp tuyến Z tác dụng trên khuỷu trục.

Trong trường hợp này, lực tác dụng trên khuỷu trục bao gồm: lực pháp tuyến Z , lực tiếp tuyến T_{max} , các lực ly tâm và mômen tích lũy $\sum T_{i-1} \cdot R$.

Do đó cũng như trường hợp tính toán với lực Z_{max} , đối với trục khuỷu động cơ nhiều xy lanh, ta cũng phải lập bảng để xác định khuỷu nguy hiểm, tức là tìm khuỷu vừa chịu lực tiếp tuyến T_{max} vừa chịu mômen $(\sum T_{i-1} \cdot R)_{max}$ tác dụng.

a) Tính sức bền của chốt khuỷu

- Ứng suất uốn trong mặt phẳng khuỷu trục:

$$\sigma_u^x = \frac{M_u^x}{W_{ux}} = \frac{Zl' + P_{r1}a - P_{r2}c}{W_{ux}}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn trong mặt phẳng thẳng góc với mặt phẳng khuỷu trục:

$$\sigma_u^y = \frac{M_u^y}{W_{uy}} = \frac{T \cdot l'}{W_{uy}}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Đối với chốt hình trụ: $W_{ux} = W_{uy} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4}{d_{ch}}$

- Ứng suất uốn tổng cộng:

$$\sigma_u = \sqrt{(\sigma_u^x)^2 + (\sigma_u^y)^2}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất xoắn chốt khuỷu:

$$\tau_k = \frac{M_k''}{W_k} = \frac{(\sum T_{i-1} + T)kR}{W_k}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất tổng hợp khi chịu uốn và xoắn:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

b) Tính sức bền của cổ trục khuỷu

Trong quá trình tính toán sức bền, ta thường tính sức bền của cổ trục bên phải vì cổ này chịu lực lớn hơn cổ bên trái.

- Ứng suất uốn do lực pháp tuyến Z'' gây ra:

$$\sigma_u^x = \frac{M_u^x}{W_{ux}} = \frac{Z'' \cdot b''}{W_{ux}}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn do lực tiếp tuyến T'' gây ra:

$$\sigma_u^y = \frac{M_u^y}{W_{uy}} = \frac{T'' \cdot b''}{W_{uy}}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn tổng cộng:

$$\sigma_u = \sqrt{(\sigma_u^x)^2 + (\sigma_u^y)^2}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất xoắn: $\tau_k = \frac{M_k''}{W_k} = \frac{(\sum T_{i-1} + T)R}{W_k}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$

- Ứng suất tổng hợp khi chịu uốn và xoắn:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

c) Tính sức bền của má khuỷu

Trong quá trình tính toán sức bền, ta thường tính sức bền của má khuỷu bên phải vì má khuỷu bên phải chịu lực lớn hơn má bên trái.

- Ứng suất uốn do lực pháp tuyến Z'' gây ra:

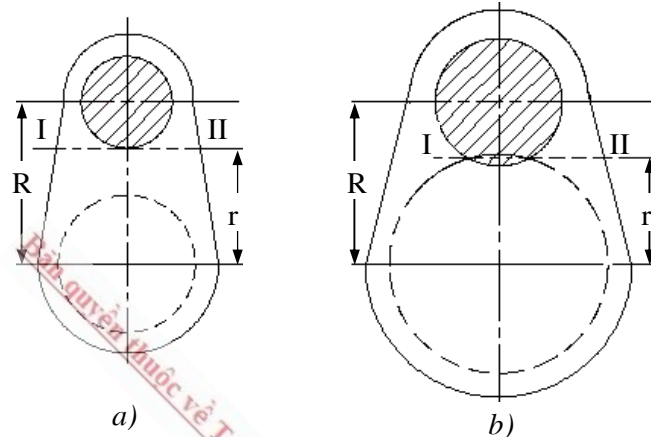
$$\sigma_{ux} = \frac{M_{ux}}{W_u} = \frac{Z'' \cdot b''}{\frac{hb^2}{6}}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn do lực quán tính ly tâm P_{r2} gây ra:

$$\sigma_{ur} = \frac{M_{ur}}{W_u} = \frac{P_{r2}(a-c)}{\frac{hb^2}{6}}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

- Ứng suất uốn do lực tiếp tuyến T'' gây ra:

$$\sigma_{uT} = \frac{T''r}{\frac{h^2b}{6}}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$



Hình 4.24. Xác định tiết diện nguy hiểm của má khuỷu có độ trùng điệp (b) và má khuỷu không có độ trùng điệp (a).

Trong đó: r – Khoảng cách từ tâm cổ trục khuỷu đến tiết diện nguy hiểm của má khuỷu. (tiết diện I – I và tiết diện II – II trên hình 4.24).

- Ứng suất uốn do mômen xoắn M_K'' gây ra: $\sigma_{uM} = \frac{M_K''}{\frac{h^2b}{6}}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$

- Ứng suất xoắn do lực tiếp tuyến T'' gây ra: $\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{T''b''}{W_K}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$.

Trong đó: W_K – môđun chống xoắn của má khuỷu (m^3).

Do tiết diện xoắn của má khuỷu có dạng hình chữ nhật (hình 4.21) nên khi chịu xoắn, ứng suất xoắn của các điểm trên tiết diện hình chữ nhật đều khác nhau.

- Ở điểm 1, 2, 3, 4 có $\tau_k = 0$.
 - Ở điểm I, II có $\tau_k = \tau_{k \max}$.
 - Ở điểm III, IV có $\tau_k = \tau_{k \min}$.
- Ứng suất xoắn $\tau_{k \max}$ và $\tau_{k \min}$ xác định theo công thức sau:

$$\tau_{k \max} = \frac{T''b''}{g_1 hb^2}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

$$\tau_{k \min} = g_2 \tau_{K \max}, \quad (\text{MN/m}^2)$$

Trong đó: g_1 và g_2 – các hệ số ứng suất phụ thuộc vào tỷ số h/b .

- Ứng suất nén má khuỷu:

$$\sigma_n = \frac{Z'' - P_{r2}}{hb}, \quad (\text{MN/m}^2)$$

III.2. Phương pháp tính sức bền của trục khuỷu khi xét đến ảnh hưởng của phụ tải động

Trong thực tế sử dụng, trục khuỷu thường bị gãy ở các phần nối tiếp cổ trục, chốt khuỷu với má khuỷu hoặc gãy ngang tiết diện có khoan lỗ dẫn dầu. Nghiên cứu các hiện tượng hư hỏng này, ta thấy tuyệt đại đa số đều mang tính chất hư hỏng do vật liệu bị mỏi, nơi bị đứt gãy đều là những nơi có ứng suất tập trung rất lớn.

Trục khuỷu bị phá hỏng như vậy chính là do đã chịu tải trọng động. Các lực và mômen tác dụng trên trục luôn luôn đổi chiều và trị số nên đã làm cho vật liệu ở những vùng có ứng suất tập trung lớn bị mỏi và sinh ra các vết nứt tế vi.

Vì vậy khi tính toán sức bền của trục khuỷu, trên cơ sở của phương pháp phân đoạn, cần xét đến ảnh hưởng của phụ tải động đối với các vùng chịu ứng suất tập trung.

Tính toán sức bền của trục khuỷu khi xét đến phụ tải động chủ yếu là tính hệ số an toàn của các phần của khuỷu trục khi chịu uốn và khi chịu xoắn.

Tính các hệ số an toàn theo các công thức sau đây:

- Hệ số an toàn khi chịu uốn:
$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

- Hệ số an toàn khi chịu xoắn:
$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

Với σ_a là biên độ ứng suất pháp tuyến, σ_m và τ_m là ứng suất trung bình, τ_a là biên độ ứng suất cắt. Trong khi tính toán, đối với các loại trục khuỷu làm bằng thép hợp kim, có thể chọn:

$$\sigma_{-1} = 550 \quad (\text{MN/m}^2); \quad \tau_{-1} = 330 \quad (\text{MN/m}^2)$$

Khi tính hệ số an toàn cho chốt khuỷu và cổ khuỷu, tỷ số của hệ số ứng suất tập trung k so với hệ số kích thước ε có thể chọn:

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2,5$$

III.2.1. Hệ số an toàn của cổ trục khuỷu

Trong quá trình làm việc, cổ trục khuỷu chịu ứng suất uốn và ứng suất xoắn. Hệ số an toàn khi không xét đến ứng suất uốn cũng chỉ nhỏ hơn $2 \div 3\%$ hệ số an toàn khi có xét đến ứng suất uốn. Vì vậy khi tính toán hệ số an toàn của cổ trục khuỷu cũng chỉ thường xét đến mômen xoắn.

Căn cứ vào bảng thống kê trị số của lực tiếp tuyến T ta có thể xác định trị số cực đại và cực tiểu của mômen xoắn M . Căn cứ vào M_{\max} và M_{\min} có thể tính ứng suất xoắn cực đại và cực tiểu:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_k}; \quad \tau_{\min} = \frac{M_{\min}}{W_k};$$

$$\tau_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2W_k}$$

Trong đó: W_k – môđun chống xoắn của cổ trục.

Do đó hệ số an toàn của cổ trục khuỷu khi chịu xoắn là:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a} = 0,4 \frac{\tau_{-1}}{\tau_a} \quad (4-74)$$

Hệ số an toàn cho phép khi cổ trục khuỷu chịu xoắn thường nằm trong phạm vi 2,5÷4. Thông thường các cổ trục giữa có hệ số an toàn lớn vì trong quá trình làm việc trục khuỷu và thân máy biến dạng tương đối lớn. Tuy vậy, khi thiết kế, ta thường chọn hệ số an toàn khá lớn để tăng độ cứng vững của trục khuỷu, tăng tần số dao động xoắn tự do và tăng khả năng làm việc an toàn của trục khuỷu.

III.2.2. Hệ số an toàn của chốt khuỷu

Trong quá trình làm việc, tương tự như cổ trục khuỷu, chốt khuỷu cũng chịu ứng suất uốn và ứng suất xoắn. Các ứng suất này đều có ảnh hưởng rất lớn đối với sức bền của chốt khuỷu, nên thường phải tính riêng hệ số an toàn khi chịu uốn (n_σ) và khi chịu xoắn (n_τ).

Như ta đã biết, mômen tác dụng trên chốt khuỷu của khuỷu thứ i có trị số bằng:

$$M_{\text{ch}_i} = M_{\text{ki}}'' - T_i'R = (\sum T_{i-1} + T_i - T_i')R$$

Trong đó: M_k'' – mômen xoắn tác dụng trên cổ trục bên phải.

$$M_{\text{ki}}'' = (\sum T_{i-1} + T_i)R$$

Căn cứ và đồ thị $\sum T = f(\alpha)$ đã khảo sát, ta có thể lập bảng để tính M_{ch_i} theo góc quay α , từ đó có thể xác định $M_{\text{ch}_{\max}}$ và $M_{\text{ch}_{\min}}$ để tính ứng suất xoắn của chốt khuỷu.

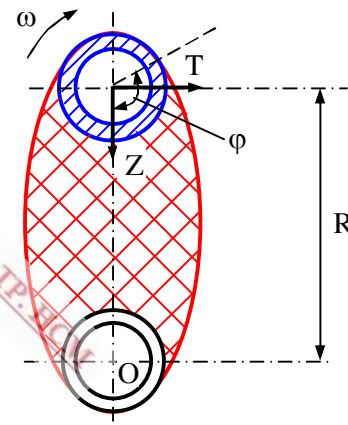
Hệ số an toàn khi chốt khuỷu chịu xoắn tính theo công thức (4-74).

Tính hệ số an toàn khi chốt khuỷu chịu uốn theo công thức sau:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \approx \frac{\sigma_{-1}}{2,5\sigma_a + 0,2\sigma_m} \approx 0,4 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} \quad (4-75)$$

Hệ số an toàn tổng hợp (khi chốt khuỷu chịu uốn và chịu xoắn) tính theo công thức sau:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{\sigma_{-1} \tau_{-1}}{\sigma_a \tau_a \sqrt{\frac{\sigma_{-1}^2}{\sigma_a^2} + \frac{\tau_{-1}^2}{\tau_a^2}}} \quad (4-76)$$



Hình 4.25. Xác định mômen uốn tác dụng trên mặt phẳng chứa đường tâm lỗ dẫn dầu.

Hệ số an toàn cho phép của chốt khuỷu thường nhỏ hơn hệ số an toàn cho phép của cổ trục khuỷu. Đối với các loại động cơ đốt trong tốc độ cao, hệ số an toàn của chốt khuỷu thường nằm trong khoảng $1,7 \div 3,0$. Đối với loại động cơ công suất cao nhưng yêu cầu gọn nhẹ như những loại động cơ đốt trong dùng trong ngành hàng không, hệ số an toàn của chốt khuỷu rất nhỏ, thường nằm trong phạm vi $1,5 \div 2,0$.

III.2.3. Hệ số an toàn của má khuỷu

Trị số cực đại và cực tiểu của ứng suất pháp tuyến có thể căn cứ vào lực pháp tuyến cực đại và cực tiểu để tính. Do lực quán tính ly tâm có trị số, phương và chiều không đổi nên nó không ảnh hưởng đến biên độ của ứng suất, vì vậy có thể tính biên độ ứng suất σ'_n trên tiết diện A – A của má bên trái (hình 4.21) theo công thức sau:

$$\sigma'_a = (Z_{\max} - Z_{\min}) \frac{l''}{2l_0} \left(\frac{b'}{W_{\min}} + \frac{1}{F} \right) \quad (4-77)$$

Trong đó: $W_{\min} = \frac{bh^2}{6}$

$$F = bh$$

Biên độ ứng suất của má bên phải σ''_a tính theo công thức sau:

$$\sigma''_a = (Z_{\max} - Z_{\min}) \frac{l'}{2l_0} \left(\frac{l'}{W_{\min}} + \frac{1}{F} \right) \quad (4-78)$$

Do đó hệ số an toàn khi má khuỷu chịu uốn tính theo công thức sau:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a} \quad (4-79)$$

Đối với má bên trái, ứng suất xoắn cực đại và cực tiểu như sau:

$$M_{k \max} = T_{\max} \frac{l''}{l_0} b'$$

$$M_{k \min} = T_{\min} \frac{l''}{l_0} b'$$

Do đó biên độ ứng suất xoắn bằng: $\tau_a = \frac{M_{k \max} - M_{k \min}}{2W_k} = \frac{l''}{l_0} b' \frac{T_{k \max} - T_{k \min}}{2W_k}$

Trong đó: W_k – môđun chống xoắn của tiết diện hình chữ nhật.

Hệ số an toàn má khuỷu chịu xoắn được xác định theo công thức sau:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a} \approx 0,5 \frac{\tau_{-1}}{\tau_a};$$

Hệ số an toàn cho phép của má khuỷu thường nằm trong phạm vi $1,3 \div 2,5$.

IV. TÍNH TOÁN SỨC BỀN VÀ XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CỦA BÁNH ĐÀ

IV.1. Xác định mômen bánh đà và kích thước cơ bản của bánh đà

Ta có công thức xác định mômen bánh đà như sau:

$$G_{bd} D_{tb}^2 = \frac{3600 \cdot L_d}{n^2 \delta}, \quad (\text{MNm}^2)$$

Trong đó: L_d – công dư trong một chu trình.

n – tốc độ của động cơ.

δ – độ không đồng đều của tốc độ góc.

G_{bd} – trọng lượng của bánh đà (MN).

D_{tb} – đường kính trung bình của bánh đà (m);

$$D_{tb} = r_1 + r_2$$

Khi thiết kế bánh đà, căn cứ vào bản vẽ bố trí chung, sơ bộ chọn đường kính ngoài và đường kính trong để xác định D_{tb} của bánh đà. Sau đó căn cứ vào tính năng và công dụng của động cơ để chọn hệ số không đồng đều δ (bảng 4-5). Từ kết quả của phần tính toán động lực học, xác định công dư L_d , rồi thay vào công thức trên để xác định trọng lượng G_{bd} của bánh đà. Sau khi xác định xong trọng lượng, ta có thể xác định chiều dài của bánh đà.

Phần công dư L_d trong công thức có thể xác định theo diện tích F_1 là diện tích bao bởi phần mômen M lớn hơn mômen cản M_c trong một chu kỳ của mômen M (hiệu $M - M_c > 0$). Nếu F_1 tính bằng mm^2 thì:

$$L_d = F_1 \cdot m_M \cdot m_\alpha \quad (\text{MNm})$$

Trong đó: m_M – tỷ lệ xích của mômen (MNm/mm).

m_α – tỷ lệ xích của góc quay ($^\circ/\text{mm}$).

$$\text{Do đó:} \quad GD^2 = 3600 \frac{E_1 m_M m_\alpha}{n^2 \delta}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4-80)$$

Công dư càng lớn, mômen bánh đà càng lớn, mặt khác từ công thức:

$$J_{bd} = \frac{\gamma}{g} 2\pi \cdot r_{tb}^3 \cdot b \cdot h = \frac{G_{bd} D_{tb}}{4g}, \quad (\text{Nms}^2)$$

Ta thấy mômen quán tính của bánh đà tỷ lệ thuận với mômen bánh đà. Nếu số xylanh của động cơ có cùng công suất càng nhiều, mômen quán tính bánh đà càng nhỏ. Trị số tương đối của mômen quán tính của bánh đà của các động cơ bốn kỳ nhiều xylanh so với mômen quán tính của bánh đà của động cơ bốn kỳ một xylanh có cùng công suất thống kê trong bảng 4-6.

Bảng 4 – 5

Độ không đồng đều cho phép δ của động cơ đốt trong

Công dụng của động cơ đốt trong		δ
Dẫn động máy công cụ, bơm nước, máy nghiền đá,...		$\frac{1}{25} \div \frac{1}{40}$
Dẫn động máy dệt vải, máy kéo.		$\frac{1}{60} \div \frac{1}{100}$
Dẫn động trực tiếp chân vịt tàu thủy.		$\frac{1}{20} \div \frac{1}{40}$
Động cơ tàu thủy và động cơ Diesel dẫn động động cơ bằng điện.		$\frac{1}{40} \div \frac{1}{100}$
Kéo máy phát điện một chiều.	Dẫn động bằng đai truyền	$\frac{1}{70} \div \frac{1}{80}$
	Dẫn động trực tiếp.	$\frac{1}{100} \div \frac{1}{120}$
	Dẫn động trực tiếp (trên xe điện)	$\frac{1}{250} \div \frac{1}{300}$
Kéo máy phát điện xoay chiều.	Dẫn động bằng đai truyền	$\frac{1}{125} \div \frac{1}{250}$
	Dẫn động trực tiếp.	$\frac{1}{175} \div \frac{1}{200}$
	Dẫn động máy phát đồng bộ.	$\frac{1}{250} \div \frac{1}{300}$
Động cơ ô tô		$\frac{1}{200} \div \frac{1}{300}$

Từ số liệu của bảng 4-6 ta thấy, đối với động cơ 8 xylanh trở lên có thể không cần thiết bánh đà vì mômen quán tính của cơ cấu truyền công suất lắp với động cơ (khớp nối, bánh đai truyền v.v,...) cũng đủ để thay thế cho mômen quán tính của bánh đà.

Bảng 4 – 6

Số xylanh	1	2	4	6	8	12
Tỷ số (%)	100	80	44	22	11	4

IV.2. Tính sức bền của bánh đà

Sau khi xác định kích thước của bánh đà đủ để đảm bảo mômen bánh đà cần thiết GD^2 , cần kiểm nghiệm sức bền của bánh đà. Khi tính sức bền của bánh đà dạng vành ta giả thiết rằng.

- Ứng suất phân bố đều trên tiết diện của vành bánh đà.
- Vành bánh đà không bị uốn theo phương đường sinh.
- Phần tấm nối, nan hoa,... không ảnh hưởng đến sức bền của vành bánh đà.

Ứng suất kéo trên vành bánh đà có thể áp dụng công thức tính ứng suất kéo của vành tròn quay với tốc độ cao.

$$\sigma_k = \frac{\gamma \cdot v^2}{g}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4-81)$$

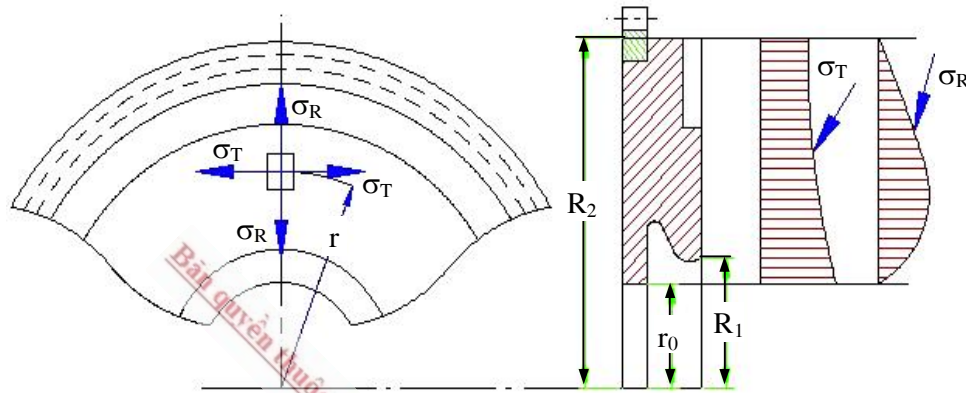
Trong đó: γ – trọng lượng riêng của vật liệu làm bánh đà (MN/m^3)

g – gia tốc trọng trường (m/s^2).

v – tốc độ tiếp tuyến tính ở bán kính $D/2$ (ứng với tốc độ cực đại của động cơ).

Ứng suất kéo cho phép nằm trong phạm vi sau:

- Đối với bánh đà đúc bằng gang xám: $[\sigma_k] = 110 \text{ MN}/\text{m}^2$
- Đối với bánh đà đúc bằng thép cacbon: $[\sigma_k] = 200 \text{ MN}/\text{m}^2$



Hình 4.26. Ứng suất tiếp tuyến và ứng suất hướng kính tác dụng trên bánh đà dạng đĩa.

Nếu bánh đà làm thành dạng đĩa (hình 4.26), ứng suất hướng kính và ứng suất tiếp tuyến xác định theo các công thức sau:

$$\sigma_R = \frac{\gamma \cdot \omega^2}{8g} (3 + \mu) \frac{(R_2^2 - r^2)(r^2 - r_0^2)}{r^2} \text{ MN}/\text{m}^2 \quad (4-82)$$

Trong đó: ω – tốc độ góc ứng với số vòng quay cực đại n_{max} của động cơ (1/s).

γ – trọng lượng riêng của vật liệu làm bánh đà (MN/m^3).

r – bán kính tính từ phần tử tính toán đến tâm bánh đà.

μ – hệ số Poisson.

Sơ đồ phân bố ứng suất hướng kính σ_R và ứng suất tiếp tuyến σ_T giới thiệu trên hình 4.26.

Ứng suất tiếp tuyến cực đại có thể dễ dàng xác định theo công thức sau:

$$\sigma_{T \text{ max}} = \frac{\gamma \omega^2}{4g} [(3 + \mu)R_2^2 + (1 - \mu)r_0^2], \text{ (MN}/\text{m}^2) \quad (4-83)$$

Khi tính ứng suất tiếp tuyến có thể bỏ qua sự thay đổi về chiều dày của bánh đà. Trị số cho phép của ứng suất tiếp tuyến và ứng suất hướng kính nằm trong phạm vi sau:

- Đối với bánh đà bằng gang xám: $[\sigma] = 110 \text{ MN}/\text{m}^2$
- Đối với bánh đà bằng thép cacbon: $[\sigma] = 200 \text{ MN}/\text{m}^2$

Chương 5

TÍNH TOÁN SỨC BỀN CỦA CÁC CHI TIẾT TRONG NHÓM THÂN MÁY VÀ NẮP XYLANH

Chương 5

TÍNH SỨC BỀN CỦA CÁC CHI TIẾT TRONG NHÓM THÂN MÁY VÀ NẮP XYLANH

Do kết cấu của thân máy và nắp xylanh phức tạp nên việc xác định lực phân bố trên một tiết diện bất kỳ rất khó khăn. Trong thực tế, khi thiết kế chiều dày của thân máy hoặc nắp xylanh, trước tiên thường xét đến tính công nghệ trong gia công chế tạo. Nếu đảm bảo chiều dày này thì thân máy và nắp xylanh thường đủ bền. Các phép tính về sức bền đối với thân máy và nắp xylanh đều chỉ là gần đúng.

I. TÍNH SỨC BỀN CỦA LÓT XYLANH

I.1. Xác định chiều dày của xylanh và lót xylanh

Chiều dày của xylanh hoặc lót xylanh có thể xác định qua công thức sau:

$$\sigma_k = \frac{p_z DL}{2\Delta L} = \frac{p_z D}{2\Delta}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-1)$$

Trong đó: D – đường kính xylanh (m).
L – chiều dài tính toán khi lót xylanh chịu lực P_z .
 Δ – chiều dày của thành xylanh (m).
 p_z – áp suất lớn nhất trong quá trình cháy (MN/m^2).

Ứng suất cho phép của xylanh hoặc lót xylanh nằm trong phạm vi sau:

$$[\sigma_k] = 60 \div 80 \quad (\text{MN/m}^2) = 600 \div 800 \quad (\text{kG/cm}^2)$$

Nếu thân máy đúc liền với nhiều xylanh thì ứng suất cho phép nên chọn thấp hơn:

$$[\sigma_k] = 40 \div 60 \quad (\text{MN/m}^2) = 400 \div 600 \quad (\text{kG/cm}^2)$$

Sở dĩ chọn trị số thấp hơn là vì ứng suất nhiệt trong loại thân máy này rất lớn. Đối với loại xylanh hoặc lót xylanh bằng thép.

$$[\sigma_k] = 200 \quad (\text{MN/m}^2) = 2000 \quad (\text{kG/cm}^2)$$

Công thức (5-1) thường dùng tính sức bền của loại lót xylanh khô. Đối với loại lót xylanh ướt, thành xylanh tương đối dày, xem áp suất p_z phân bố đồng đều nên thường tính sức bền theo sau:

- Ứng suất kéo tác dụng trên phương tiếp tuyến ở mặt trong có trị số lớn nhất:

$$\sigma_{kx \max} = \frac{D_1^2 + D^2}{D_1^2 - D^2} p_z, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-2)$$

- Ứng suất kéo hướng tiếp tuyến ở mặt ngoài:

$$\sigma_{kx \min} = \frac{2D^2}{D_1^2 - D^2} p_z, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-3)$$

- Ứng suất kéo hướng kính ở mặt trong:

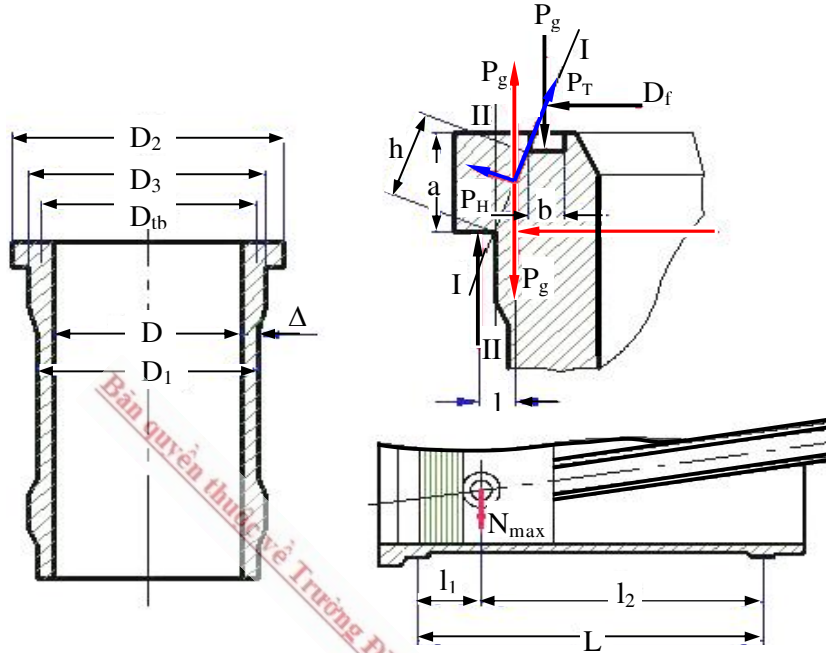
$$\sigma_{ky \max} = -p_z, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-4)$$

- Ứng suất kéo hướng kính ở mặt ngoài:

$$\sigma_{ky\min} = 0, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (5-5)$$

Đối với loại lót xylanh bằng gang hợp kim:

$$[\sigma_k] = 40 \div 60 \text{ (MN/m}^2\text{)} = 400 \div 600 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$



Hình 5.1. Sơ đồ tính sức bền của lót xylanh.

- Nếu xét đến trạng thái nhiệt, ứng suất nhiệt ở mặt trong của lót xylanh (ứng suất nén) xác định theo công thức sau:

$$\sigma_m = \frac{\alpha \cdot E \cdot (t_t - t_n)}{3(1-\mu)} \cdot \frac{1 + 2 \frac{D_1}{D}}{1 + \frac{D_1}{D}}, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (5-6)$$

- Ứng suất nhiệt trên mặt ngoài của lót xylanh (ứng suất kéo):

$$\sigma_{tk} = \frac{\alpha \cdot E \cdot (t_t - t_n)}{3(1-\mu)} \cdot \frac{2 + \frac{D_1}{D}}{1 + \frac{D_1}{D}}, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (5-7)$$

Nếu $\frac{D_1}{D} < 1,1$ – ứng suất nhiệt có thể tính theo công thức sau:

$$\sigma_t = \pm \frac{\alpha \cdot E \cdot (t_t - t_n)}{3(1-\mu)}, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (5-8)$$

Trong đó: α – hệ số giãn nở chiều dài.

- Đối với gang hợp kim: $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6}$ (1/độ)
- Đối với thép $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ (1/độ)

E – môđun đàn hồi của vật liệu, (MN/m²)

$t_i; t_n$ – chênh lệch của nhiệt độ mặt trong và mặt ngoài lót xylanh, (khoảng 30°).

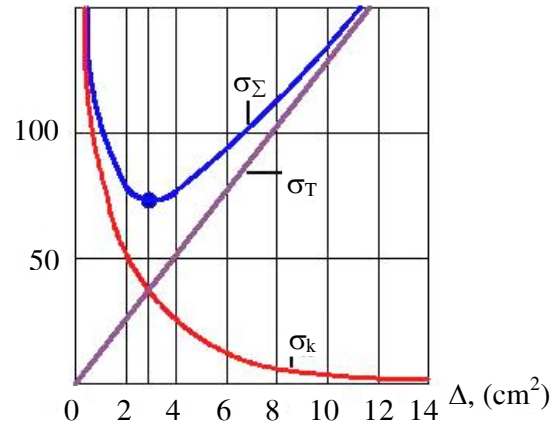
μ – hệ số Poátxông.

Trong thực tế, ứng suất kéo tổng cộng trên mặt ngoài thường lớn hơn mặt trong. Vì vậy thường chỉ cần tính ứng suất ở mặt ngoài:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{kx \min} + \sigma_{tk}$$

Ứng suất tổng cho phép đối với gang hợp kim $[\sigma_{\Sigma}] = 80 \text{ MN/m}^2$; đối với các loại vật liệu khác ứng suất cho phép thường bằng khoảng 1/5 giới hạn bền chống kéo. Hình (5.2) giới thiệu quan hệ của ứng suất tổng đối với chiều dày của lót xylanh có đường kính $D = 400 \text{ mm}$. Từ đồ thị, ta thấy khi lót xylanh có chiều dày 30mm, ứng suất tổng nhỏ nhất.

σ , (MN/m²)



Hình 5.2. Quan hệ của ứng suất tổng với chiều dày của lót xylanh

I.2. Tính sức bền của vai lót xylanh

Khi siết gioăng nắp xylanh, vai lót xylanh chịu lực nén P_g . Trị số của lực nén P_g thường nằm trong phạm vi:

$$P_g = (1,2 \div 1,6) p_z D_r^2 \quad (\text{MN})$$

Trong đó: D_r – đường kính trung bình của mặt vành bao kín (m).

I.2.1. Ứng suất trên tiết diện I-I

Dời lực P_g về trọng tâm của tiết diện I-I rồi phân P_g thành hai lực P_T và P_H . Khi dời lực P_g , moment ($P_g.l$) tác dụng uốn vai lót xylanh. Ứng suất kéo do lực P_H gây ra tại tiết diện I-I bằng:

$$\sigma_k = \frac{P_H}{\pi D_m h}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-9)$$

- Ứng suất cắt tiết diện I-I:

$$\tau_c = \frac{P_T}{\pi D_m h}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-10)$$

- Ứng suất uốn tiết diện I-I :

$$\sigma_u = \frac{P_g.l}{W_u} = \frac{P_g.l}{\frac{\pi D_m h^2}{6}}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-11)$$

Trong đó: D_m – đường kính tính toán của tiết diện I-I (xem sơ đồ trên hình 5.1).

h – chiều rộng của tiết diện I-I.

Ứng suất tổng cộng xác định theo công thức sau:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{(\sigma_k + \sigma_u)^2 + 4\tau_c^2}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-12)$$

Đối với lót xylanh bằng gang hợp kim ứng suất tổng cho phép: $[\sigma_{\Sigma}] = 40 \div 80, \quad (\text{MN/m}^2)$

I.2.2. Ứng suất trên tiết diện II-II

Trên tiết diện II-II chỉ cần tính ứng suất cắt do lực P_g gây ra.

$$\tau_c = \frac{P_g}{\pi \cdot D_{II} a}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-13)$$

Trong đó: D_{II} – đường kính của vành mặt trụ II – II (m).

a – chiều cao của vành mặt trụ II – II (m).

Ứng suất cắt cho phép: $[\tau_c] = 40, (\text{MN/m}^2)$

I.2.3. Ứng suất nén do lực nén P_g gây ra

$$\sigma_n = \frac{P_g}{\pi \cdot D_f b}, \quad (5-14)$$

Trong đó: b – chiều rộng của rãnh bao kín. Nếu vai lót xylanh không có rãnh bao kín thì b bằng chiều rộng của phần vai lót xylanh tiếp xúc với gioăng nắp xylanh.

- Nếu gioăng nắp xylanh là loại gioăng mềm:

$$[\sigma_n] = 15 \div 20 (\text{MN/m}^2) = 150 \div 200 (\text{kG/cm}^2)$$

- Nếu gioăng nắp xylanh là loại gioăng bằng đồng:

$$[\sigma_n] = 40 (\text{MN/m}^2) = 400 (\text{kG/cm}^2)$$

- Nếu gioăng nắp xylanh là loại gioăng bằng thép:

$$[\sigma_n] = 100 (\text{MN/m}^2) = 1000 (\text{kG/cm}^2)$$

Ứng suất nén trên mặt tựa phía dưới vai lót xylanh tính theo công thức:

$$\sigma_n = \frac{4P_g}{\pi(D_2^2 - D_3^2)}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-15)$$

Ứng suất cho phép đối với lót xylanh bằng gang hợp kim nằm trong phạm vi :

$$[\sigma_n] = 80 \div 100 (\text{MN/m}^2) = 800 \div 1000 (\text{kG/cm}^2)$$

II.2.4. Ứng suất uốn do lực ngang N gây ra

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{N_{\max} \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot D_1}{0,1L(D_1^4 - D^4)}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-16)$$

- Độ biến dạng khi chịu uốn xác định theo công thức sau:

$$f = \frac{N_{\max} \cdot l_1^2 l_2^2}{3LJE}, \quad (\text{m}) \quad (5-17)$$

Trong đó: L – khoảng cách giữa hai điểm tựa của lót xylanh.

$l_1; l_2$ – khoảng cách từ điểm tựa phía trên và phía dưới tới vị trí xuất hiện lực ngang lớn nhất N_{\max} .

J – moment quán tính của tiết diện vành khăn có chiều rộng là $\frac{D_1 - D}{2}$

- Ứng suất uốn cho phép nằm trong phạm vi:

$$[\sigma_u] = 20 \text{ (MN/m}^2\text{)} = 200 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

- Độ biến dạng tương đối:

$$\delta = \frac{f}{L} \leq 0.002, \text{ (mm/cm)} \quad (5-18)$$

I.3. Tính sức bền của mặt bích lắp xylanh

Nếu thân máy thuộc loại xylanh chịu lực như hình 5.3, cần phải tính ứng suất kéo đối với tiết diện ngang xylanh. Ứng suất cho phép khi xylanh chịu kéo cũng giống như ứng suất cho phép trong trường hợp tính sức bền của lót xylanh theo công thức (5-1).

- Ứng suất kéo tác dụng trên tiết diện ngang xylanh xác định theo công thức sau:

$$\sigma_k = \frac{p_z D^2}{(D_1^2 - D^2)}, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (5-19)$$

Đối với mặt bích lắp xylanh, cần kiểm nghiệm sức bền ở hai tiết diện x-x và y-y (hình 5.3).

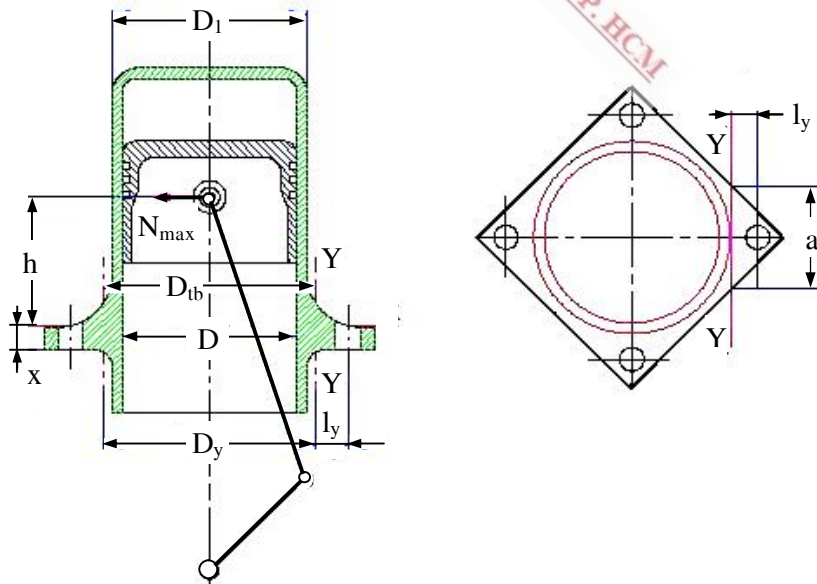
Tiết diện x-x chịu tác dụng của lực khí thể và moment uốn ($N_{max} \cdot h$).

- Ứng suất uốn:
$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{N_{max} h}{\frac{\pi}{32} \left(\frac{D_1^4 - D^4}{D_1} \right)}, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (5-20)$$

- Ứng suất tổng cộng: $\sigma_\Sigma = \sigma_u + \sigma_k, \text{ (MN/m}^2\text{)}$

- Ứng suất tổng cộng cho phép đối với xylanh bằng gang hợp kim:

$$[\sigma_\Sigma] = 100 \text{ (MN/m}^2\text{)} = 1000 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$



Hình 5.3. Sơ đồ tính sức bền của mặt bích lắp xylanh

Tiết diện Y–Y chịu uốn.

- Ứng suất uốn tính theo công thức sau:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{6P_z.l_y}{\pi.D_y.h_1^2}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-21)$$

Nếu chỉ dùng 4 bulông để lắp ghép, mặt bích thường có dạng hình vuông.

Ứng suất uốn mặt bích tính theo công thức sau:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{6P_z.l_y}{i.a.h_1^2}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-22)$$

Ứng suất uốn cho phép:

- Đối với xy lanh bằng gang hợp kim: $[\sigma_u] = 40 \text{ (MN/m}^2) = 400 \text{ (kG/cm}^2)$

- Đối với xy lanh bằng thép: $[\sigma_u] = 120 \text{ (MN/m}^2) = 1200 \text{ (kG/cm}^2)$

II. TÍNH SỨC BỀN CỦA BULÔNG LẮP GHÉP XYLANH

Các bulông lắp ghép này chịu lực khí thể. Ứng suất kéo bulông xác định theo công thức sau:

$$\delta_k = \frac{k.(p_z F - G)}{i.f}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (5-23)$$

Trong đó: k – hệ số siết chặt bulông, $k = 1,35 \div 1,8$.

G – trọng lượng của thân máy và nắp xy lanh (MN).

i – số bulông (hoặc gụông)

F – diện tích đỉnh bulông (m^2).

f – tiết diện bé nhất của phần ren trên bulông (hoặc gụông) (m^2).

Ứng suất cho phép:

- Đối với bulông (hoặc gụông) bằng thép cacbon:

$$[\delta_k] = 60 \text{ (MN/m}^2) = 600 \text{ (kG/cm}^2)$$

- Đối với bulông (hoặc gụông) bằng thép hợp kim

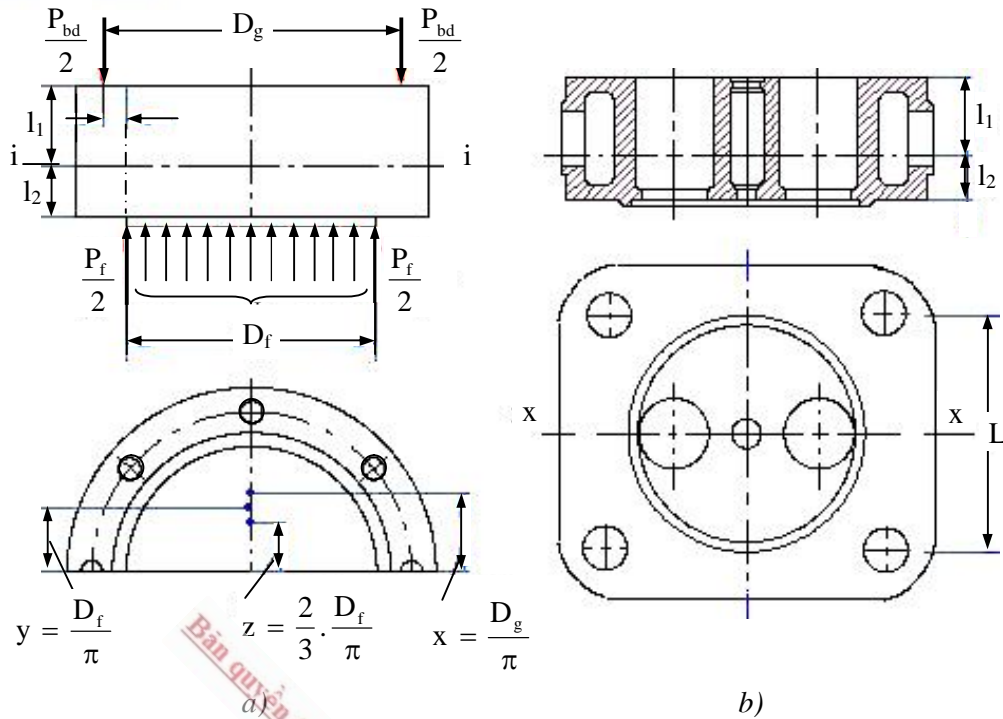
$$[\delta_k] = 80 \text{ (MN/m}^2) = 800 \text{ (kG/cm}^2)$$

III. TÍNH SỨC BỀN CỦA NẮP XYLANH

Ứng suất trong nắp xy lanh là do nắp xy lanh chịu lực khí thể, lực siết bulông và do trạng thái nhiệt không đồng đều của nắp xy lanh sinh ra. Sơ đồ tính toán trên hình 5.4, coi nắp xy lanh như một nắp tròn đặt tự do trên gối tựa hình trụ có đường kính D_f .

Áp suất khí thể p_z phân bố đều trên diện tích có đường kính D , còn áp suất p_{bd} do lực siết ban đầu P_{bd} sinh ra phân bố trên đường tròn có đường kính D_f .

Tiết diện tính toán thường chọn tiết diện đi qua đường tâm xupap (tiết diện này thường có diện tích nhỏ nhất, tiết diện $x - x$ trên hình 5.4).



Hình 5.4. Sơ đồ tính toán sức bền nắp xylanh.

Để thuận tiện trong tính toán, ta xem lực khí thể tập trung tại trọng tâm của nửa diện tích có đường kính D_f (cách trục $x - x$ một khoảng $z = \frac{2}{3} \cdot \frac{D_f}{\pi}$, lực tập trung bằng $\frac{P_z}{2} = \frac{\pi D_f^2}{8} p_z$ và lực siết chặt bulông tập trung trên trọng tâm của nửa cung tròn có đường kính D_g và D_f (cách trục $x - x$ và trục $y - y$ một khoảng $x = \frac{D_g}{\pi}$ và $y = \frac{D_f}{\pi}$).

Các lực này có trị số bằng $\frac{P_{bd}}{2}$ và $\frac{P_f}{2}$. Khi động cơ không làm việc ($P_z = 0$), nắp xylanh (loại nắp tròn) chịu mômen sau:

$$M'_u = \frac{P_{bd}}{2} \cdot \frac{D_g}{\pi} - \frac{P_f}{2} \cdot \frac{D_f}{\pi}, \quad (\text{MNm}) \quad (5-24)$$

Do $P_{bd} = P_f$ nên:

$$M'_u = \frac{P_{bd}}{2\pi} \cdot (D_g - D_f), \quad (\text{MNm}) \quad (5-25)$$

Khi động cơ làm việc ($P_z \neq 0$) nắp xylanh chịu mômen uốn:

$$M''_u = \frac{P_z}{2} \cdot \frac{D_g}{\pi} - \frac{P_f}{2} \cdot \frac{D_f}{\pi} - \frac{P_z}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{D_f}{\pi}, \quad (\text{MNm}) \quad (5-26)$$

Nắp xylanh vuông như hình 5.5b, khi động cơ không làm việc, mômen uốn nắp xylanh bằng:

$$M''_u = \frac{P_{bd}L}{4} - \frac{P_f D_f}{2\pi} = \frac{P_{bd}}{2} \left(\frac{L}{2} - \frac{D_f}{\pi} \right), \quad (\text{MNm}) \quad (5-27)$$

Khi động cơ làm việc mômen uốn bằng:

$$M''_u = \frac{P_{bd}L}{4} - \frac{P_f D_f}{2\pi} - \frac{P_z}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{D_f}{\pi}, \quad (\text{MNm}) \quad (5-28)$$

- Ứng suất uốn nắp xylanh theo trục $x - x$:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}$$

Do kết cấu của nắp xylanh rất phức tạp nên tính W_u của tiết diện cũng khó chính xác. Vì vậy ứng suất ở mặt nóng và mặt nguội của nắp xylanh chẳng những khác nhau về dấu mà còn khác nhau cả về trị số.

- Ứng suất kéo ở mặt nguội bằng:

$$\sigma_{k1} = \frac{M_u}{W_{u1}} = \frac{M_u l_1}{J_1}, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (5-29)$$

- Ứng suất nén ở mặt nóng bằng:

$$\sigma_{k2} = \frac{M_u}{W_{k2}} = \frac{M_u l_2}{J_2}, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (5-30)$$

Trong đó : J_i – mômen quán tính của tiết diện tính toán đối với trục $i - i$ đi qua trọng tâm của tiết diện (m^4)

l_1 và l_2 – khoảng cách xa nhất của lớp kim loại trên mặt nguội và mặt nóng đối với trục $i - i$ (m).

Trị số cho phép của ứng suất nằm trong phạm vi sau:

- Đối với nắp xylanh bằng gang: $[\sigma_k] = 50 \text{ (MN/m}^2\text{)}$
- Đối với nắp xylanh bằng thép: $[\sigma_k] = 80 \text{ (MN/m}^2\text{)}$
- Đối với nắp xylanh bằng hợp kim nhôm: $[\sigma_k] = 35 \text{ (MN/m}^2\text{)}$

Do mặt nóng của nắp xylanh chịu ứng suất tương đối lớn, hơn nữa khi chịu nhiệt, sức bền cơ học của nó bị giảm sút vì vậy khi thiết kế cố gắng hạ thấp trục $i-i$ để giảm ứng suất cho mặt nóng.

- Ứng suất nhiệt của mặt nóng xác định theo công thức sau:

$$\sigma_t = \frac{\alpha \cdot E \cdot (t_n - t_1)}{2(1 - \mu)}, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (5-31)$$

Trong đó: $(t_n - t_1)$ – nhiệt độ chênh lệch của phía tiếp xúc với khí cháy và phía tiếp xúc với nước làm mát của mặt nóng.

- Ứng suất tổng: $\sigma_\Sigma = \sigma_{k2} + \sigma_t, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (5-32)$

Trị số cho phép của ứng suất tổng nằm trong phạm vi sau:

- Đối với nắp xylanh bằng gang: $[\sigma_\Sigma] = 150 \text{ MN/m}^2$.
- Đối với nắp xylanh bằng thép: $[\sigma_\Sigma] = 250 \text{ MN/m}^2$.
- Đối với nắp xylanh bằng hợp kim nhôm: $[\sigma_\Sigma] = 1000 \text{ MN/m}^2$.

Chương 6

TÍNH TOÁN SỨC BỀN CÁC CHI TIẾT CỦA CƠ CẤU PHÂN PHỐI KHÍ

Chương 6

TÍNH TOÁN SỨC BỀN CÁC CHI TIẾT CỦA CƠ CẤU PHÂN PHỐI KHÍ

I. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CHỦ YẾU CỦA CƠ CẤU PHÂN PHỐI KHÍ

I.1. Xác định kích thước của tiết diện lưu thông

Tiết diện lưu thông của xupap ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng của quá trình nạp và thải trong động cơ bốn kỳ. Vì vậy khi thiết kế, cần cố gắng tăng đường kính xupap trong phạm vi đường kính xylanh đã định. Diện tích mặt nắm xupap của các động cơ ngày nay chiếm khoảng 25 ÷ 40% diện tích đỉnh piston. Chỉ khi dùng nhiều xupap (bốn xupap) diện tích lưu thông mới có thể đạt đến 40% diện tích đỉnh piston. Diện tích mặt nắm của xupap nạp thường lớn hơn diện tích mặt nắm của xupap thải khoảng 10 ÷ 20% và thường bằng 15 ÷ 20% diện tích đỉnh piston.

Tính toán tiết diện lưu thông của xupap dựa vào giả thiết lưu động ổn định của dòng khí đi qua họng để xupap. Coi dòng khí nạp (hoặc thải) có tốc độ bình quân và tốc độ của piston không đổi.

Căn cứ vào điều kiện lưu động ổn định và liên tục của dòng khí, ta có:

$$v_k \cdot i \cdot f_k \cdot \gamma_k = v_p \cdot F_p \cdot \gamma_p \quad (6-1)$$

Trong đó: v_k – tốc độ trung bình của dòng khí qua họng để xupap (m/s).

f_k – tiết diện lưu thông của họng để xupap (cm²).

$$f_k = \frac{\pi \cdot d_h^2}{4}$$

d_h – đường kính họng xupap (hình 6.1a).

i – số xupap trên một xylanh.

γ_h và γ_p – mật độ của dòng khí ở họng xupap và trong xylanh ($\gamma_h = \gamma_p$).

v_p – tốc độ trung bình của piston (m/s).

$$v_p = \frac{S \cdot n}{30}$$

F_p – diện tích đỉnh piston (cm²).

$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

S – hành trình piston.

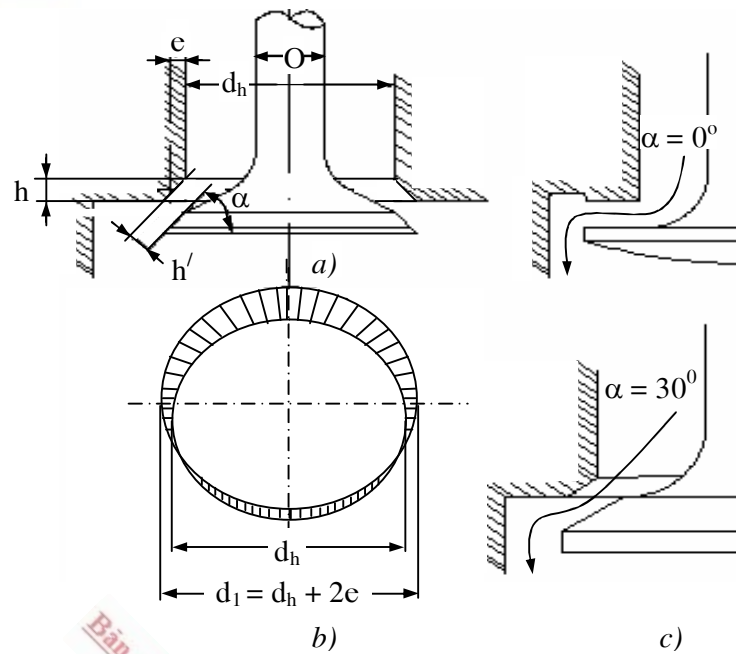
n – số vòng quay của trục khuỷu.

D – đường kính xylanh.

Bỏ qua điều kiện khác nhau về mật độ của dòng khí tại họng xupap và mật độ của dòng khí trong xylanh ($\gamma_h = \gamma_p$), phương trình (6-1) trở thành:

$$v_k \cdot i \cdot f_k = v_p \cdot F_p \quad (6-2)$$

Từ đó rút ra tốc độ trung bình của dòng khí qua họng để xupap: $v_k = \frac{v_p \cdot F_p}{i \cdot f_k} = v_p \cdot \frac{D^2}{i \cdot d_h^2}$ (6-3)



Hình 6.1. Tiết diện lưu thông của xupap.

Đối với động cơ ngày nay, tốc độ lưu động của dòng khí nạp khi động cơ làm việc toàn tải nằm trong phạm vi sau:

- Động cơ ô tô và máy kéo: $v_{kn} = 40 \div 115$ (m/s).
- Động cơ tàu thủy và tĩnh tại: $v_{kn} = 30 \div 80$ (m/s).
- Động cơ máy bay: $v_{kn} = 100 \div 125$ (m/s).

Tốc độ dòng khí càng cao, tổn thất càng lớn, hơn nữa độ mở xupap còn chịu ảnh hưởng của nhiều nhân tố khác như : điều kiện bố trí chung, quán tính của cơ cấu dẫn động xupap,... Vì vậy nên cố gắng chọn tốc độ v_{kn} nhỏ. Tuy nhiên, đối với động cơ xăng, do yêu cầu của việc hình thành hỗn hợp nên tốc độ dòng khí nạp không thể bé hơn 40m/s. Nếu $v_{kn} < 40$ m/s, quá trình bốc hơi của xăng và quá trình hòa trộn hơi xăng với không khí trở nên xấu đi.

Tốc độ trung bình của dòng khí thải thường lớn hơn của dòng khí nạp khoảng 20 ÷ 50%. Do đó xupap thải có thể làm nhỏ hơn xupap nạp và vì vậy mặt nắm của xupap thải có độ cứng vững lớn, khó biến dạng và diện tích chịu nhiệt nhỏ hơn.

Từ hình 6.1a và b, có thể xác định được tiết diện lưu thông f_{kl} .

$$f_{kl} = \frac{\pi h'}{2} (d_h + d_1) \quad (6-4)$$

do $e = h' \sin \alpha$; $h' = h \cdot \cos \alpha$; $d_1 = d_h + 2e$

$$\text{nên} \quad f_{kl} = \pi h (d_h \cos \alpha + h \sin \alpha \cos^2 \alpha) \quad (6-5)$$

Từ phương trình (6-5) có thể thấy rằng góc α của mặt nắm xupap càng nhỏ, tiết diện lưu thông càng lớn. Khi $\alpha = 0$; $f_{kl} = \pi h d_h$.

Góc α càng lớn, tiết diện lưu thông càng nhỏ.

Ngoài ra, tiết diện lưu thông của xupap còn phụ thuộc vào hành trình của xupap (h). Hành trình của xupap càng lớn thì tiết diện lưu thông càng lớn. Tuy vậy hành trình bị hạn chế bởi tiết diện của họng để xupap, tiết diện lưu thông không thể lớn hơn tiết diện họng để xupap.

Từ đó suy ra (khi $\alpha = 0^0$).

$$\pi d_h h \leq \frac{\pi d_h^2}{4}.$$

và hành trình xupap: $h_{\max} = \frac{d_h}{4}$

Trong trường hợp $\alpha \neq 0^0$, hành trình xupap thường phải lớn hơn $\frac{d_h}{4}$ mới có thể đạt được tiết diện lưu thông bằng tiết diện họng để xupap. Cụ thể là khi $\alpha = 30^0$, $h_{\max} \approx 0,31d_h$.

Trong động cơ ngày nay, hành trình xupap thường nằm trong phạm vi: $h = (0,18 \div 0,3).d_h$

Từ hình 6.1c ta thấy rằng α càng nhỏ, dòng khí lưu thông càng khó (dòng khí nạp vào xylanh bị gấp khúc), vì vậy tổn thất lưu động lớn mà xupap khó đóng kín (trường hợp $\alpha = 0^0$ không có mặt côn trên nắp xupap). Vì vậy, đối với xupap nạp, thường dùng góc $\alpha = 30^0$ và $\alpha = 45^0$ còn đối với xupap thải thường chỉ dùng góc $\alpha = 45^0$.

Kiểm tra tiết diện lưu thông thực f_{kl} có thể dùng các công thức:

$$v_{kl} = v_p \cdot \frac{F_p}{i \cdot f_{kl}} \quad (6-6)$$

Khi thiết kế, nên khống chế tốc độ lưu động của dòng khí qua tiết diện lưu thông f_k nằm trong phạm vi $v_{kl} \leq (70 \div 90\text{m/s})$.

1.2. Chọn dạng cam

Khi chọn dạng cam, cần phải xét các điểm sau:

- Dạng cam phải đảm bảo cơ cấu phối khí có trị số “thời gian – tiết diện” lớn nhất, nghĩa là khả năng lưu thông dòng khí lớn nhất. Vì vậy yêu cầu cam phải mở xupap thật nhanh, giữ cho xupap ở vị trí lớn nhất thật lâu và khi đóng thật nhanh xupap.
- Dạng cam phải thích hợp để giai đoạn mở và đóng xupap có gia tốc và vận tốc nhỏ nhất. Do đó cơ cấu phân phối khí làm việc êm, ít va đập và hao mòn.
- Dạng cam phải đơn giản, dễ chế tạo.

Trên cơ sở đảm bảo ba yêu cầu trên, động cơ đốt trong ngày nay thường dùng hai loại cam là cam lồi và cam tiếp tuyến. Dạng cam lồi tuy có ưu điểm là tốc độ mở đóng xupap rất nhỏ, mở đóng nhanh nhưng không được dùng vì chủ yếu là do gia công mặt lồi rất khó.

Thiết kế dạng cam có hai phương pháp:

1.2.1. Lựa chọn quy luật chuyển động của cam (chủ yếu là quy luật gia tốc)

Lựa chọn quy luật chuyển động (gia tốc) của cam, sau đó lấy tích phân hai lần để tìm quy luật của độ nâng xupap biến thiên theo góc quay trục cam.

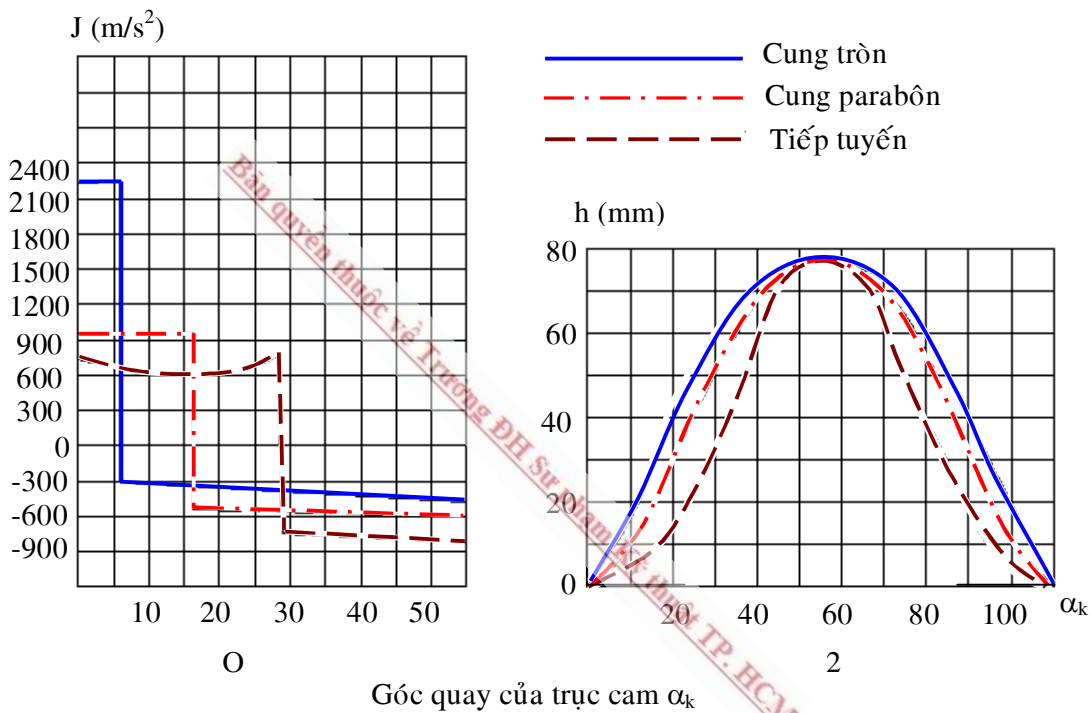
Phương pháp này có ưu điểm là có thể thực hiện bất kỳ quy luật chuyển động nào ta cho là tốt nhất, nghĩa là các quy luật chuyển động có gia tốc khi mở, đóng xupap nhỏ nhất.

Nhược điểm cơ bản của phương pháp này là dạng cam ứng với quy luật lý tưởng trên rất khó gia công vì mặt cam có dạng đường cong rất phức tạp. Tuy vậy, ngày nay khi thiết kế các loại động cơ cao tốc, người ta vẫn thường thiết kế dạng cam theo phương pháp này.

1.2.2. Định sẵn dạng cam

Mặt cam được định dạng sẵn là tập hợp của những cung tròn, cung parabol,... để dễ gia công. Sau đó căn cứ vào quy luật nâng đã định, đạo hàm hai lần đối với góc quay của trục cam để tìm quy luật gia tốc rồi kiểm tra xem có phù hợp với yêu cầu về gia tốc của cơ cấu phân phối khí hay không.

Phương pháp thứ hai này có ưu điểm là đảm bảo tính công nghệ khi gia công trục cam được thuận lợi. Vì vậy tuyệt đại bộ phận động cơ đốt trong tốc độ thấp và trung bình đều dùng cam định hình theo phương pháp thiết kế thứ hai.



Hình 6.2. So sánh cam lồi và cam tiếp tuyến

Lựa chọn dạng cam theo phương pháp này thường dùng các đường cong của nhiều cung tròn, cung tròn phối hợp với cung parabolôn hoặc cung tròn phối hợp với đường thẳng. Dạng cam dùng cung tròn hoặc parabolôn được gọi là cam lồi, dạng cam dùng cung tròn nối với đường thẳng được gọi là cam tiếp tuyến.

Hình 6.2 giới thiệu quy luật nâng hạ $h = f(\alpha_k)$ và quy luật gia tốc $j = f(\alpha_k)$ của ba loại cam lồi cung tròn, cam lồi cung parabolôn và cam tiếp tuyến.

Từ hình 6.2b, có thể thấy rằng cam lồi cung tròn có trị số “thời gian – tiết diện” lớn nhất. Tuy nhiên loại này lại có gia tốc dương lớn nhất, Do đó khi làm việc, cơ cấu phân phối khí va đập rất mạnh trong giai đoạn đóng mở xupap nên lực quán tính tác dụng lên mặt cam có trị số rất lớn. Trị số cho phép của gia tốc dương phụ thuộc vào độ cứng của bề mặt tiếp xúc của cam với con đội, của con đội với xupap (hoặc đĩa đẩy), độ cứng vững của trục cam và khả năng chịu tải của ổ trục cam. Trị số của gia tốc âm, phụ thuộc vào khả năng làm việc của lò xo. Để giảm kích thước của lò xo và giảm phụ tải tác dụng lên lò xo, thường phải khống chế trị số tuyệt đối của gia tốc âm ở phạm vi nhỏ nhất.

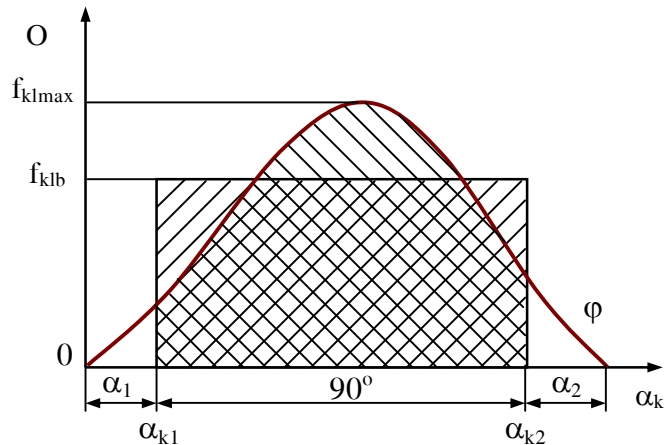
Cam tiếp tuyến có trị số “thời gian – tiết diện” nhỏ nhất (hình 6.2) gia tốc khi mở và khi đóng xupap cũng nhỏ nhất nhưng gia tốc âm thì lại có trị số tuyệt đối lớn nhất. Vì vậy cam tiếp tuyến chỉ sử dụng khi yêu cầu cao về giảm va đập (cơ cấu phân phối khí làm việc êm). Nhưng do gia tốc âm lớn nên lò xo xupap chịu tải lớn. Để giảm tải trọng tác dụng lên lò xo, khối lượng của cơ cấu dẫn động xupap phải nhỏ. Vì vậy cam tiếp tuyến thường dùng trong cơ cấu phân phối khí xupap đặt.

Cam lồi cung parabol có các thông số nằm trong phạm vi giới hạn bởi các thông số của hai loại cam trên. Do tính công nghệ của cam parabol kém nên loại cam này ít được sử dụng.

1.3. Trị số tiết diện thời gian của xupap

Khi đường kính và góc côn của nãm xupap đã xác định, tiết diện lưu thông tức thời của xupap quyết định bởi quy luật động học của cam phân phối khí và pha phân phối khí.

Lựa chọn pha phân phối khí hợp lý có thể làm cho trị số tiết diện lưu thông trung bình f_{ktb} đạt trị số lớn nhất. Xác định trị số f_{ktb} bằng đồ thị biểu diễn trị số thời gian tiết diện như hình 6.3. Tốc độ trung bình tính toán của dòng khí trong suốt quá trình nạp (hoặc thải) xác định theo công thức sau:



Hình 6.3. Xác định trị số “thời gian - tiết diện” của xupap.

$$v'_k = \frac{V_h}{i \int_{t_1}^{t_2} f_{kl} dt} = v_p \frac{F_p (t_2 - t_1)}{i \int_{t_1}^{t_2} f_{kl} dt} \quad (6-7)$$

Trong đó: V_h – dung tích công tác của xy lanh.

$\int_{t_1}^{t_2} f_{kl} dt$ – trị số “thời gian – tiết diện” (phần gạch nghiêng bên trái trên hình 6.3)

t_1 và t_2 – thời gian bắt đầu và kết thúc quá trình nạp (hoặc thải).

Khi tính toán thời gian tiết diện, thường bỏ qua giai đoạn mở sớm và đóng muộn (phần diện tích ứng với góc mở sớm α_1 và góc đóng muộn α_2) nên có thể coi thời gian t_1 và t_2 ứng với góc α_{k1} và α_{k2} do đó:

$$\int_{t_1}^{t_2} f_{kl} dt \approx \int_{\alpha_{k1}}^{\alpha_{k2}} f_{kl} d\alpha \quad (6-8)$$

do

$$f_{ktb} = \frac{\int_{\alpha_{k1}}^{\alpha_{k2}} f_{kl} d\alpha}{(\alpha_{k2} - \alpha_{k1})} \quad (6-9)$$

nên sau khi thay các quan hệ trên vào công thức (6-7) ta có:

$$v'_k = v_p \cdot \frac{F_p}{i f_{ktb}} \quad (6-10)$$

Khi thiết kế, cần đảm bảo sao cho: $v'_k = (1,3 \div 1,4)v_k$ (6-11)

Trị số của v'_k thay đổi trong phạm vi khá lớn. Đối với động cơ xăng, $v'_k = 90 \div 150$ m/s đối với động cơ diesel $v'_k = 80 \div 110$ m/s.

Trong thực tế, lựa chọn pha phân phối khí tốt nhất đều phải qua thí nghiệm. Số liệu thống kê và pha phân phối khí giới thiệu trên bảng 6.1.

Bảng 6 – 1 Trị số pha phân phối khí của các loại động cơ
 (tính theo góc quay của trục khuỷu)

Loại động cơ	Xupap nạp		Xupap thải	
	Mở sớm trước ĐCT	Đóng muộn sau ĐCD	Mở sớm trước ĐCD	Đóng muộn sau ĐCT
- Tĩnh tại và tàu thủy	10 ÷ 25	15 ÷ 30	30 ÷ 50	10 ÷ 25
- Diesel tăng áp	40 ÷ 75	30 ÷ 50	40 ÷ 60	30 ÷ 60
- Ô tô máy kéo	-10 ÷ 25	30 ÷ 35	35 ÷ 60	0 ÷ 30
- Ô tô du lịch	-5 ÷ 25	40 ÷ 70	45 ÷ 65	5 ÷ 25
- Động cơ cường hóa có công suất lớn, khối lượng nhỏ	10 ÷ 75	30 ÷ 70	40 ÷ 80	15 ÷ 50

I.4. Tốc độ va đập của xupap

Trong quá trình làm việc, để đảm bảo xupap đóng kín trên đế xupap, trong cơ cấu dẫn động xupap phải có khe hở nhiệt. Nhưng có khe hở này, cơ cấu dẫn động của xupap phát sinh hiện tượng va đập khi mở và đóng xupap khiến các mặt tiếp xúc nhất là mặt nắm xupap và đế xupap bị mòn rất nhanh.

Kết quả nghiên cứu về mài mòn của đế xupap chứng thấy rằng tốc độ va đập của xupap trên đế xupap có ảnh hưởng rất lớn tới độ mòn của đế. Độ mòn của đế phụ thuộc rất ít vào chiều rộng của mặt tiếp xúc nhưng chịu ảnh hưởng rất nhiều của vật liệu làm đế xupap và nhiệt độ của đế xupap (khi tăng tốc độ va đập từ 0,36 m/s lên 0,72 m/s độ mòn của đế xupap tăng lên tám lần).

Theo thực nghiệm, tốc độ va đập cho phép của xupap cần lựa chọn trong phạm vi sau:

- Đối với đế xupap bằng gang xám: $v_a = 0,3 \div 0,4$ m/s.
- Đối với đế xupap bằng đồng thanh : $v_a = 0,4 \div 0,5$ m/s.
- Đối với đế xupap bằng thép cacbon : $v_a = 0,5 \div 0,6$ m/s.
- Đối với đế xupap bằng thép hợp kim chịu nhiệt: $v_a = 0,7 \div 0,8$ m/s.

Tốc độ va đập của xupap khi dùng con đội hình nắm có thể xác định bằng công thức sau:

$$v_a = (\rho - R_1)\omega_k \sin \beta_a \quad (6-12)$$

Với $\cos \beta_a$ xác định bằng công thức: $\cos \beta_a = 1 - \frac{\Delta}{(\rho - R_1)}$ (6-13)

Trong đó: β_a – góc giảm va đập.

Δ – khe hở nhiệt của xupap.

Thay vào (6-13) vào (6-12), ta có:

$$v_a = (\rho - R_1)\omega_k \sqrt{1 - \cos^2 \beta_a}$$

$$= \omega_k \sqrt{2\Delta(\rho - R_1) \left(1 - \frac{\Delta}{2(\rho - R_1)}\right)} \quad (6-14)$$

do $\frac{\Delta}{2(\rho - R_1)}$ rất nhỏ nên cũng có thể tính gần đúng tốc độ và đập theo công thức sau:

$$v_a = \omega_k \sqrt{2\Delta(\rho - R_1)} \quad (6-15)$$

Khi $\theta = 0$, $j_\theta = (\rho - R_1)\omega_k^2$ nên công thức (6-15) còn có thể viết dưới dạng:

$$v_a = \sqrt{2j_\theta \Delta} \quad (6-16)$$

Tốc độ va đập của xupap khi dùng con đội con lăn xác định theo công thức gần đúng (6-15)

$$v_a = \sqrt{2j_\theta \Delta} = \omega_k \sqrt{2(R_1 + R)\Delta} \quad (6-17)$$

Trong đó: j_θ – xác định bằng công thức:

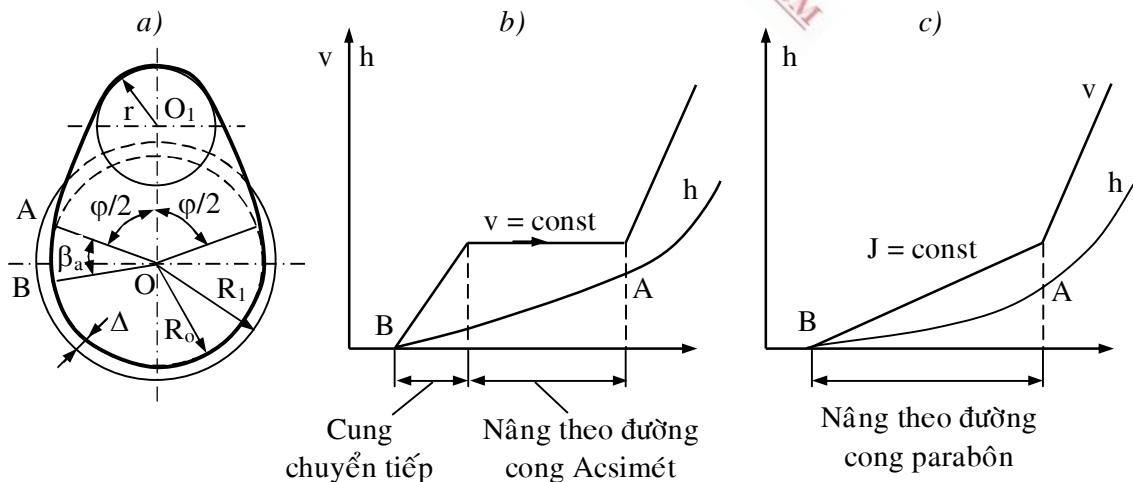
$$j_\theta = (R_1 + R)\omega_k^2 \left(\frac{2 - \cos^2 \theta}{\cos^2 \theta} \right)$$

khi $\theta = 0$, $j_\theta = (R_1 + R)\omega_k^2$

Góc giảm va đập β_a xác định bằng công thức:

$$h_\theta = (R + R_1) \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)$$

khi $h_\theta = \Delta$, $\theta = \beta_a$ ta có $\cos \beta_a = 1 - \frac{\Delta}{R_1 + R + \Delta}$ (6-18)



Hình 6.4. Dạng cam điển hình và quy luật động học trong vùng cung chuyển tiếp.

Trị số của khe hở nhiệt Δ của các loại động cơ đốt trong thường nằm trong phạm vi $0,2 \div 0,4$ mm (trị số này thường thay đổi trong quá trình động cơ làm việc). Từ hình 6.4a, ta thấy điểm B là điểm con đội đã bắt đầu nâng lên, nhưng đến A con đội mới đẩy xupap mở ra. Cung chuyển tiếp từ A đến B có thể dùng cung Acsimét, cung parabol hoặc cung tròn đơn giản.

Quy luật động học con đội trong vùng cung chuyển tiếp này giới thiệu trên hình 6.4b, c. tốc độ trong vùng cung chuyển tiếp này thường không vượt quá $0,1 \div 0,15$ m/s.

Đối với loại động cơ dùng cơ cấu phân phối khí xupap đặt, khe hở nhiệt khi máy lạnh lớn hơn khe hở nhiệt khi máy nóng vì độ giãn nở của xupap khi chịu nhiệt vượt quá độ giãn nở của thân máy.

Đối với loại động cơ dùng cơ cấu phân phối khí xupap treo, cam trực tiếp dẫn động xupap, khe hở nhiệt khi máy lạnh cũng lớn hơn khe hở nhiệt khi máy nóng. Nhưng đối với loại động cơ dùng cơ cấu xupap treo, trục cam dẫn động xupap qua cơ cấu trung gian (con đội, đĩa đẩy,...) khe hở nhiệt khi máy lạnh lại nhỏ hơn khe hở nhiệt khi máy nóng. Đó là do độ giãn nở của xupap không lớn bằng độ giãn nở tổng cộng của thân máy, nắp xylanh và trụ đòn bẩy.

I.5. Gia tốc của xupap

Gia tốc dương của xupap càng lớn, hiện tượng va đập trong cơ cấu phân phối khí càng mạnh. Trị số tuyệt đối của gia tốc âm càng lớn, lò xo xupap chịu tải càng nhiều. Vì vậy khi thiết kế cam cần đảm bảo trị số gia tốc nằm trong giới hạn thống kê trong bảng 6.2.

Bảng 6.2 Trị số cho phép của gia tốc dương và gia tốc âm

Kiểu động cơ	(+) j, (m/s ²)	(-) j, (m/s ²)
- Động cơ ô tô máy kéo.	1500 ÷ 2500	500 ÷ 800
- Động cơ tĩnh tại và tàu thủy.	100 ÷ 1500	50 ÷ 700
- Động cơ cao tốc, cường hóa, khối lượng nhỏ.	1500 ÷ 2800	700 ÷ 1000

Trị số của gia tốc liên quan rất nhiều đến hệ số hình dạng ψ :
$$\psi = \frac{\theta}{\frac{\varphi}{2}}$$

Để thấy rõ ảnh hưởng của ψ , ta xét quy luật động học của ba loại cam có cùng độ nâng cực đại và đều có quy luật gia tốc là hằng số (hình 6.5). Lúc này tốc độ cực đại ứng với điểm uốn của đường cong $h = f(\alpha_k)$.

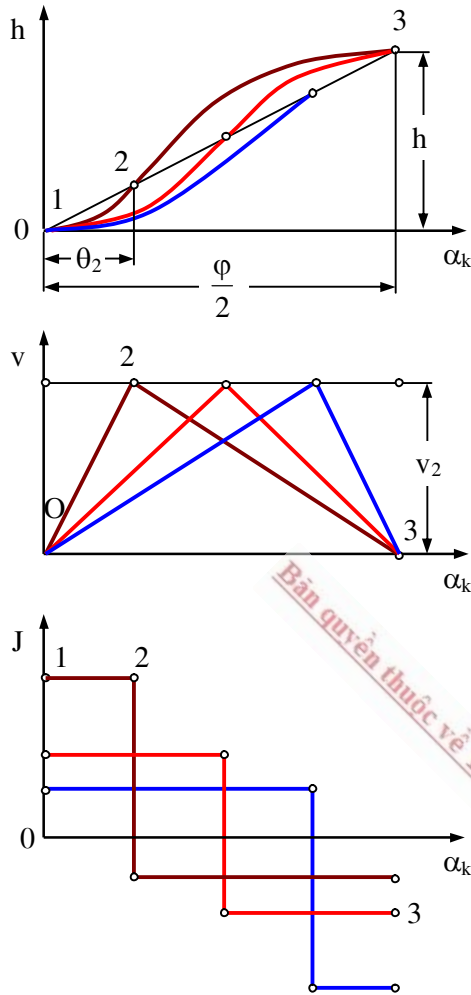
Trục hoành trên hình 6.5 biểu thị góc quay α_k của trục cam, do đó có thể dùng quan hệ thời gian với tốc độ $\alpha_k = \omega_k t$ để thay thế (ω_k là tốc độ góc của trục cam).

Như thế, diện tích bao bởi đường cong tốc độ và trục hoành sẽ bằng hành trình nâng cực đại của xupap (cơ cấu xupap đặt). Ta có:

$$\int_0^{\varphi/2} v dt = h$$

Nhưng diện tích trên có thể xác định bằng quan hệ sau :

$$\frac{1}{2} v_2 t = \frac{1}{2} v_2 \frac{\varphi/2}{\omega_k} = h$$



Hình 6.5. Đường cong biểu diễn hành trình vận tốc và gia tốc của cam có gia tốc bằng hằng số.

Do đó :
$$v_2 = \frac{4h\omega_k}{\varphi} \quad (6-19)$$

Từ quan hệ (6-19) ta thấy tốc độ cực đại không có quan hệ gì với hệ số hình dạng ψ .

Ngược lại, gia tốc gia tốc có quan hệ mật thiết với ψ . Khi ψ tăng, gia tốc dương giảm nhưng gia tốc âm lại tăng (trị số tuyệt đối). Do đó, khi thay đổi ψ sẽ làm thay đổi gia tốc của con đội (hoặc xupap). Điều đó có thể chứng minh dễ dàng.

Thật vậy, gia tốc j_1 ở điểm 1 và j_2 ở điểm 3 trên hình 6.6 có thể tính theo hệ thức sau:

$$j_1 \frac{\theta}{\omega_k} = v_2 = 2 \frac{h\omega_k}{\frac{\varphi}{2}}$$

thay $\theta = \psi \cdot \frac{\varphi}{2}$ ta có:
$$j_1 = 2 \frac{h\omega_k^2}{\psi \left(\frac{\varphi}{2}\right)^2}$$

và do
$$j_2 \frac{\left(\frac{\varphi}{2}\right) - \theta}{\omega_k} = v_2 = 2 \frac{h\omega_k}{\frac{\varphi}{2}}$$

Suy ra:
$$j_2 = 2 \frac{h\omega_k^2}{(1 - \psi) \left(\frac{\varphi}{2}\right)^2}$$

Từ các công thức trên ta thấy khi ψ tăng, j_1 giảm nhưng j_2 lại tăng.

II. ĐỘNG HỌC CỦA CON ĐỘI

II.1. Cam tiếp tuyến và động học của con đội con lăn

II.1.1. Dựng hình cam tiếp tuyến (hình 6.6)

- Căn cứ vào các thông số của động cơ (n, S/D, loại động cơ, số kỳ,...) để lựa chọn pha phân phối khí. Từ đó xác định góc làm việc của cam (góc φ). Đối với cam nạp (tính theo góc quay của trục cam):

$$\varphi_2 = \frac{180^\circ + \alpha_1 + \alpha_2}{2}$$

đối với cam thải:
$$\varphi_1 = \frac{180^\circ + \beta_1 + \beta_2}{2}$$

Trong đó: α_1 và α_2 – góc mở sớm và đóng muộn của xupap nạp.

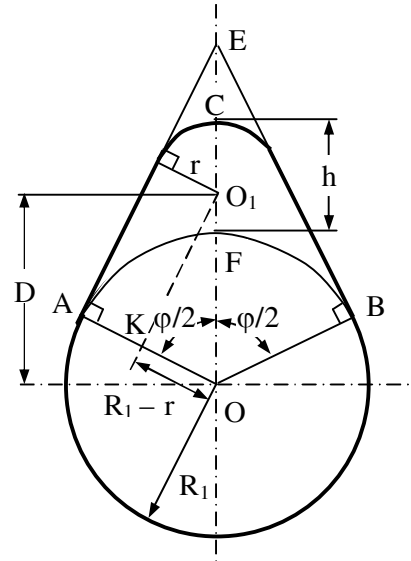
β_1 và β_2 – góc mở sớm và đóng muộn của xupap thải.

- Căn cứ vào điều kiện bố trí chung để xác định bán kính lưng cam (R_1).

$$\text{Thông thường } R_1 = \frac{d_c}{2} + (0,5 \sim 1)\text{mm}$$

Trong đó: d_c – đường kính trục cam (mm).

- Vẽ vòng tròn bán kính R_1 và dựng tọa độ thẳng góc qua tâm O (hình 6.6). Sau đó xác định bán kính OA và OB làm thành với tung độ góc $\varphi/2$.
- Dựng tiếp tuyến AE và BE tiếp tuyến với vòng tròn R_1 tại A và B.
- Căn cứ vào độ nâng con đội h (độ nâng lớn nhất) để xác định điểm C, $h = FC$
- Vẽ cung tròn bán kính r tiếp tuyến với AE và BE đi qua điểm C. Từ hình 6.6 có thể xác định cung đỉnh cam. Cụ thể như sau:



Hình 6.6. Cam tiếp tuyến.

Khoảng cách từ tâm O_1 của cung đỉnh cam tới tâm O của vòng chuẩn (lưng cam) bằng:

$$D = R_1 + h - r \quad (6-20)$$

$$\text{do đó: } R_1 = D - h + r \quad (6-21)$$

$$\text{Từ tam giác } OO_1K, \text{ ta có: } \cos \frac{\varphi}{2} = \frac{R_1 - r}{D}$$

$$\text{do đó: } D = \frac{R_1 - r}{\cos \frac{\varphi}{2}} \quad (6-22)$$

Thay quan hệ trên vào (6-21), ta có:

$$R_1 = \frac{R_1 - r}{\cos \frac{\varphi}{2}} - h + r = \frac{R_1}{\cos \frac{\varphi}{2}} - \frac{r}{\cos \frac{\varphi}{2}} - h + r \text{ và } R_1 \left(1 - \frac{1}{\cos \frac{\varphi}{2}} \right) + h = r \left(1 - \frac{1}{\cos \frac{\varphi}{2}} \right)$$

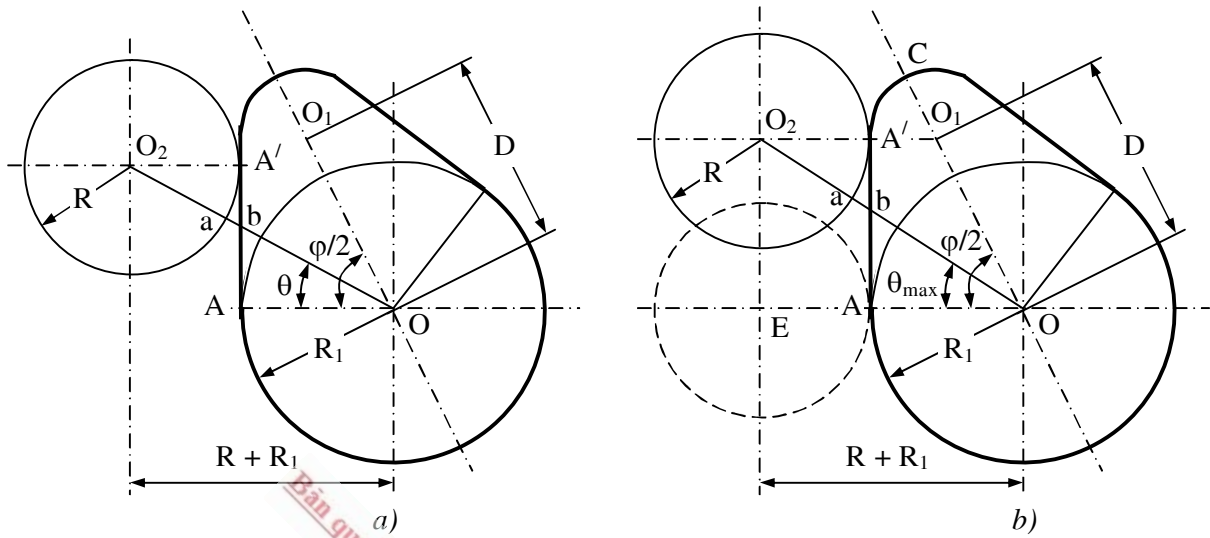
$$\text{từ đó rút ra: } r = R_1 + \frac{h}{1 - \frac{1}{\cos \frac{\varphi}{2}}} = R_1 - \frac{h \cos \frac{\varphi}{2}}{1 - \cos \frac{\varphi}{2}} \quad (6-23)$$

II.1.2. Động học của con đội con lăn

Do mặt cam tiếp tuyến gồm hai phần: phần mặt phẳng AA' tiếp tuyến với hai mặt trụ R_1 và r và phần mặt trụ r, vì vậy động học của con đội con lăn khi con lăn lăn trên hai phần mặt ấy cũng khác nhau. Nhưng trong từng giai đoạn, quy luật động học không đổi.

Giai đoạn thứ nhất tính từ khi cam bắt đầu nâng con đội (điểm A trên hình 6.7) khi con lăn lăn hết phần mặt tiếp tuyến (điểm A'). Góc quay của trục cam tương ứng từ $\theta = 0$ đến $\theta = \theta_{\max}$.

Giai đoạn thứ hai bắt đầu từ A' đến C trên phần mặt trụ r (hình 6.7). Góc quay của trục cam ứng với giai đoạn này là $\gamma = \gamma_{\max}$ đến $\gamma = 0$. Trong đó $\gamma_{\max} = \frac{\varphi}{2} - \theta_{\max}$.



Hình 6.7. Động học của con đội con lăn trong giai đoạn I của cam tiếp tuyến.

a) Động học của con đội con lăn trong giai đoạn I

- Chuyển vị của con đội con lăn.

Từ hình 6.7a ta thấy khi con lăn lăn đến một vị trí bất kỳ nào trên mặt phẳng tiếp tuyến AA' (cam quay đi một góc θ) ta đều tính được chuyển vị của con đội theo quan hệ sau đây:

$$h_{\theta} = ab = OO_2 - (R + R_1) = \frac{R + R_1}{\cos \theta} - (R + R_1)$$

do đó:
$$h_{\theta} = (R + R_1) \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \quad (6-24)$$

Trong đó: R – bán kính của con lăn.

- Tốc độ của con đội con lăn.

Đạo hàm hai vế của phương trình (6-24) đối với thời gian, ta có công thức tính con đội con lăn:

$$v_{\theta} = \frac{dh_{\theta}}{dt} = \frac{dh_{\theta}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

giả thiết: $\frac{d\theta}{dt} = \text{const} = \omega_k$. Ta có: $v_{\theta} = \omega_k \frac{dh_{\theta}}{d\theta}$

do đó:
$$v_{\theta} = (R + R_1) \omega_k^2 \frac{\text{tg} \theta}{\cos^2 \theta} \quad (6-25)$$

- Gia tốc của con đội con lăn.

Đạo hàm hai vế của phương trình (6-25) đối với thời gian ta có công thức tính gia tốc của con đội con lăn như sau.

$$j_{\theta} = \frac{dv_{\theta}}{dt} = \frac{dv_{\theta}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = (R + R_1)\omega_k^2 \left(\frac{1 + \sin^2 \theta}{\cos^2 \theta} \right) \quad (6-26)$$

do đó:
$$j_{\theta} = (R + R_1)\omega_k^2 \left(\frac{2 - \cos^2 \theta}{\cos^2 \theta} \right) \quad (6-27)$$

Trong đó: ω_k – tốc độ góc của trục cam, (1/s).

Thay các trị số từ $\theta = 0$ đến θ_{\max} ta có đường biểu diễn gia tốc như trên hình 6.2.

Góc θ_{\max} có thể xác định theo quan hệ lượng giác trên hình 6.7b.

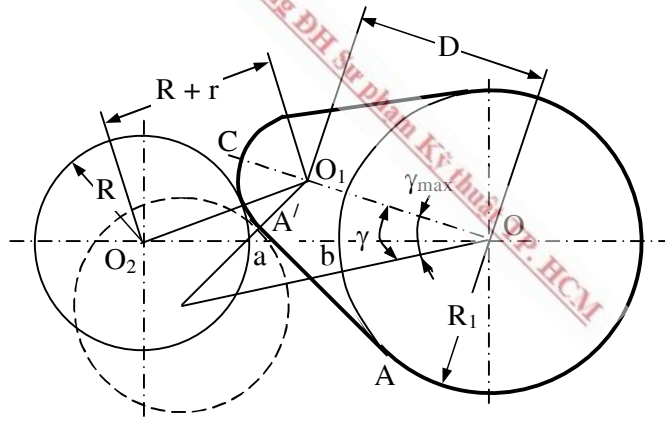
$$\operatorname{tg} \theta_{\max} = \frac{EO_2}{EO} = \frac{D \sin \frac{\varphi}{2}}{(R + R_1)} \quad (6-28)$$

b) Động học của con đội con lăn trong giai đoạn II

- Chuyển vị của con đội con lăn.

Từ hình 6.9, ta thấy khi con lăn lăn đến một vị trí bất kỳ nào trên cung A'C ứng với góc γ , chuyển vị của con đội con lăn đều có tính theo công thức sau:

$$\begin{aligned} h_{\gamma} &= ab = OO_2 - (R + R_1) = \\ &= \sqrt{(R + r)^2 - (D \sin \gamma)^2} + D \cos \gamma - (R + R_1) \end{aligned} \quad (6-29)$$



Hình 6.8. Động học của con đội con lăn trong giai đoạn II của can tiếp tuyến.

- Tốc độ của con đội con lăn.

Lấy đạo hàm hai vế của phương trình (6-29) đối với thời gian, ta có công thức tính tốc độ của con đội con lăn.

$$\begin{aligned} v_{\gamma} &= \frac{dh_{\gamma}}{dt} = -\omega_k \left(\frac{D^2 \sin \gamma \cos \gamma}{\sqrt{(R + r)^2 - (D \sin \gamma)^2}} + D \sin \gamma \right) \\ &= \omega_k D \left(\sin \gamma + \frac{D \sin 2\gamma}{2\sqrt{(R + r)^2 - (D \sin \gamma)^2}} \right) \end{aligned} \quad (6-30)$$

- Gia tốc của con đội con lăn.

Lấy đạo hàm hai vế của phương trình (6-30) đối với thời gian, ta có công thức tính gia tốc của con đội con lăn.

$$f_\gamma = \frac{dv_\gamma}{dt} = -\omega_k^2 \left(D^2 \frac{D^2 \sin^4 \gamma - (R+r)^2 (2 \sin^2 \gamma - 1)}{[(R+r)^2 - D^2 \sin^2 \gamma]^{3/2}} + D \cos \gamma \right)$$

$$= -\omega_k^2 D \left\{ \frac{D[D^2 \sin^4 \gamma + (R+r)^2 \cos 2\gamma]}{[(R+r)^2 - D^2 \sin^2 \gamma]^{3/2}} + \cos \gamma \right\} \quad (6-31)$$

II.2. Cam lồi và động học của con đội hình nấm

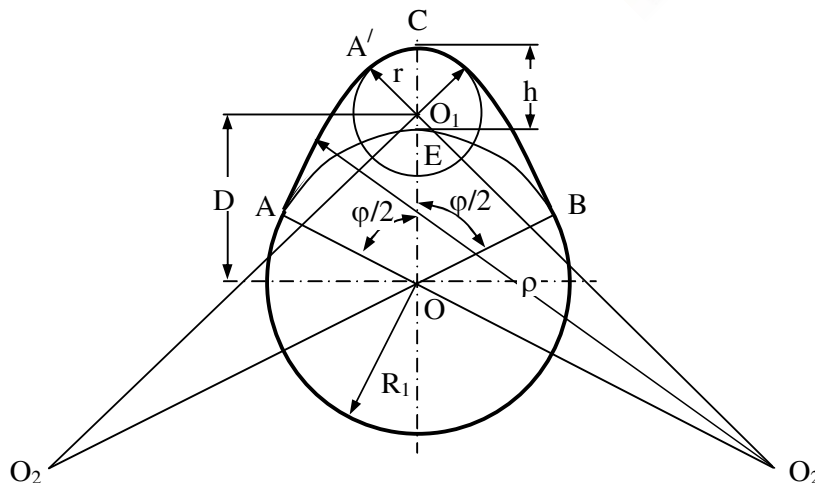
II.2.1. Dựng hình cam lồi (hình 6.9)

- Sau khi lựa chọn pha phối khí, căn cứ điều kiện bố trí chung vẽ vòng chuẩn R_1 .
- Vẽ tọa độ vuông góc qua tâm O, vẽ bán kính OA và OB làm thành với tung độ một góc bằng $\frac{\varphi}{2}$.
- Từ điểm vòng tròn R_1 cắt tung độ (điểm E) xác định $EC = h$.
- Chọn vòng đỉnh cam r rồi vẽ vòng đỉnh cam (tâm O_1) qua điểm C.
- Trên phương kéo dài của bán kính AO và $A'O_1$ vẽ cung tiếp tuyến ngoài với hai đường tròn R_1 và r tại A và A' (cung có bán kính ρ).

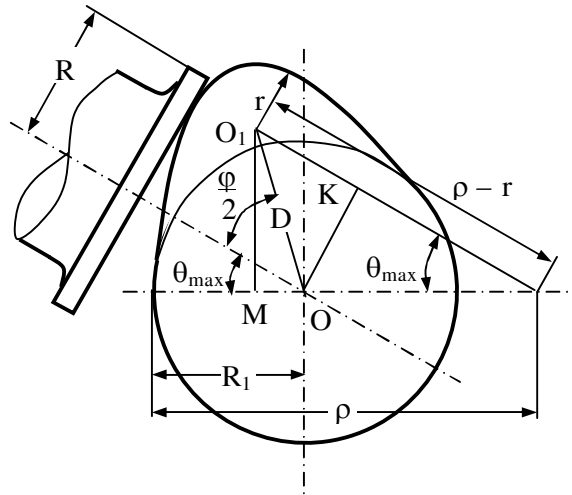
Khi đã xác định R_1, h, φ và r, bán kính cung tiếp tuyến ngoài ρ có thể xác định từ quan hệ tam giác vuông O_1MO_2 (hình 6.10).

$$(O_1O_2)^2 = (O_1M)^2 + (MO_2)^2$$

$$\text{do đó ta có: } (\rho - r)^2 = \left(D \sin \frac{\varphi}{2} \right)^2 + \left[(\rho - R_1) + D \cos \frac{\varphi}{2} \right]^2$$



Hình 6.9. Dựng hình cam lồi.



Hình 6.10. Xác định bán kính của cung tiếp tuyến (ρ) và bán kính của mặt nắm con đội (R).

Từ đó suy ra:

$$\rho = \frac{D^2 - r^2 + R_1^2 - 2R_1D \cos \frac{\varphi}{2}}{2\left(R_1 - r - D \cos \frac{\varphi}{2}\right)} \quad (6-32)$$

Trong đó: $D = R_1 + h - r$

Từ hình 6.10 còn có thể xác định bán kính R của nắm con đội. Để đảm bảo con đội không bị kẹt, bán kính R phải lớn hơn OK .

Do $OK = (\rho - R_1) \sin \theta_{\max}$ nên từ tam giác O_1MO_2 ta có:

$$\sin \theta_{\max} = \frac{O_1M}{\rho - r} = \frac{D \sin \frac{\varphi}{2}}{\rho - r} \quad (6-33)$$

Vì vậy, muốn cho con đội không bị kẹt, phải đảm bảo điều kiện:

$$R > \frac{(\rho - R_1)}{\rho - r} D \sin \frac{\varphi}{2} \quad (6-34)$$

II.2.2. Động học của con đội hình nắm hoặc hình trụ

Cũng tương tự như cam tiếp tuyến, mặt làm việc của cam lồi gồm hai phần: phần cung ρ và phần cung r . Vì vậy, quy luật động học của con đội hình nắm hoặc hình trụ trên hai phần này cũng khác nhau. Trong giai đoạn I, con đội trượt trên mặt cam, từ A đến A' , tương ứng với góc quay của cam từ $\theta = 0$ đến $\theta = \theta_{\max}$. Giai đoạn II, con đội trượt trên cung r , từ A đến C , ứng với góc quay $\gamma = \gamma_{\max} = \frac{\varphi}{2} - \theta_{\max}$ đến $\gamma = 0$.

a) Động học của con đội hình nắm trong giai đoạn I

- Chuyển vị của con đội hình nắm

Khi con đội trượt trên một vị trí bất kỳ nào đó ứng với góc θ , (hình 6.11) chuyển vị của con đội hình nắm có thể xác định theo quan hệ sau:

$$h_{\theta} = ab = aO - R_1 = \rho - (\rho - R_1) \cos \theta - R_1$$

hoặc:
$$h_{\theta} = (\rho - R_1)(1 - \cos \theta) \quad (6-35)$$

- Tốc độ của con đội hình nấm

Lấy đạo hàm hai vế của phương trình (6-36) đối với thời gian ta có tốc độ của con đội hình nấm:

$$v_{\theta} = \frac{dh_{\theta}}{dt} = \frac{dh_{\theta}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega_k (\rho - R_1) \sin \theta \quad (6-36)$$

- Gia tốc của con đội hình nấm.

Lấy đạo hàm hai vế của phương trình (6-37) đối với thời gian ta có gia tốc của con đội hình nấm.

$$j_{\theta} = \frac{dv_{\theta}}{dt} = \frac{dv_{\theta}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega_k^2 (\rho - R_1) \cos \theta \quad (6-37)$$

Khi $\theta = 0$, gia tốc đạt trị số cực đại: $j_{\theta \max} = (\rho - R_1) \omega_k^2 \quad (6-38)$

b) Động học của con đội hình nấm trong giai đoạn II

- Chuyển vị của con đội hình nấm

Khi con đội hình nấm trượt đến vị trí bất kỳ nào ứng với góc γ trên phần cung r (hình 6.12) chuyển vị của con đội đều có thể tính theo quan hệ sau:

$$h_{\gamma} = ab = aO - R_1 = r + D \cos \gamma - R_1 \quad (6-39)$$

- Tốc độ của con đội hình nấm

Lấy đạo hàm hai vế của phương trình (6-39) đối với thời gian ta có công thức tính tốc độ của con đội hình nấm.

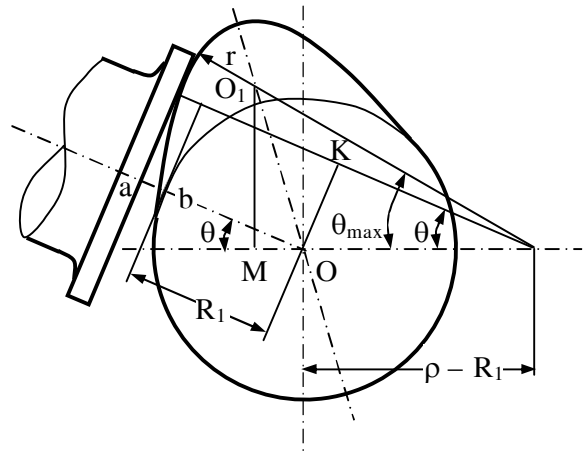
$$v_{\gamma} = \frac{dh_{\gamma}}{dt} = \frac{dh_{\gamma}}{d\gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt} = -\omega_k D \sin \gamma \quad (6-40)$$

Trong đó:
$$\frac{d\gamma}{dt} = \frac{d\theta}{dt} = \omega_k - \text{tốc độ góc của trục cam.}$$

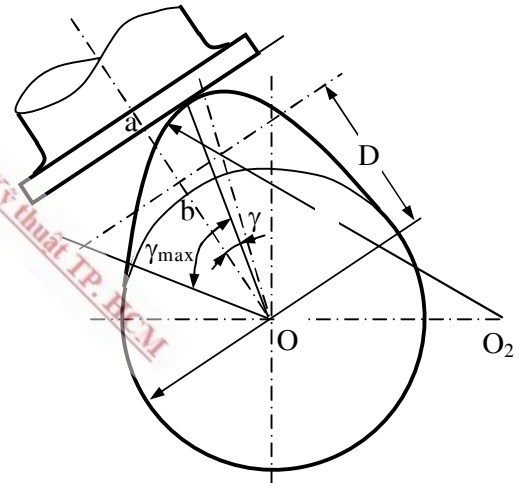
- Gia tốc của con đội hình nấm

Lấy đạo hàm hai vế của phương trình (6-40) đối với thời gian ta có công thức gia tốc của con đội hình nấm:

$$j_{\gamma} = \frac{dv_{\gamma}}{dt} = \frac{dv_{\gamma}}{d\gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt} = -\omega_k^2 D \cos \gamma \quad (6-41)$$



Hình 6.11. Động học của con đội hình trụ (hoặc hình nấm) trong giai đoạn I.



Hình 6.12. Động học của con đội hình trụ (hoặc hình nấm) trong giai đoạn II.

III. QUY DẪN KHỐI LƯỢNG CỦA CÁC CHI TIẾT TRONG CƠ CẤU PHÂN PHỐI KHÍ

Để xác định được lực quán tính của cơ cấu phân phối khí, cần phải quy dẫn toàn bộ khối lượng của các chi tiết máy trong cơ cấu phân phối khí về đường tâm xupap. Do đó lực quán tính tác dụng trên cơ cấu phân phối khí có thể tính theo công thức sau:

$$P_{jk} = -m_{ok} j_k$$

Trong đó: m_{ok} – khối lượng của cơ cấu phân phối khí quy dẫn về đường tâm xupap.

j_k – gia tốc của xupap.

Trong các cơ cấu phân phối khí không có đĩa đẩy và đòn đẩy như cơ cấu phân phối khí xupap đặt, cơ cấu phân phối khí dẫn động trực tiếp xupap,... khối lượng m_{ok} bằng tổng các khối lượng của xupap, con đội, móng hãm và khối lượng quy dẫn của lò xo.

Khối lượng quy dẫn của lò xo xác định theo điều kiện cân bằng động năng của khối lượng thực của lò xo m_{lx} với khối lượng quy dẫn m_{olx} khi chuyển động với tốc độ v_{xp} của xupap.

$$\frac{m_{olx} v_{xp}^2}{2} = \int_0^l \frac{v_x^2 dm_{lx}}{2} \quad (6-42)$$

Trong đó: dm_{lx} – khối lượng của phân tố lò xo cắt cách mặt cố định một đoạn x .

v_x – tốc độ chuyển động của phân tố lò xo.

l – chiều dài của lò xo (hình 6.13)

Giả thiết khối lượng của lò xo phân bố đều trên chiều dài của nó và tốc độ của các phân tố lò xo có quan hệ tuyến tính với chiều dài.

$$dm_{lx} = \frac{m_{lx}}{l} dx \quad \text{và} \quad v_x = \frac{v_{xp}}{l} x$$

Thay các quan hệ trên vào phương trình (6-42) ta có:

$$\frac{m_{olx} v_{xp}^2}{2} = \frac{m_{lx} v_{xp}^2}{2l^3} \int_0^l x^2 dx = \frac{1}{3} \frac{m_{lx} v_{xp}^2}{2}$$

Do đó khối lượng quy dẫn m_{olx} là:

$$m_{olx} = \frac{1}{3} m_{lx}$$

Như vậy, khối lượng quy dẫn của cơ cấu phân phối khí m_{ok} bằng:

$$m_{ok} = m_{xp} + m_{dl} + m_{mh} + m_{cd} + \frac{1}{3} m_{lx} \quad (6-43)$$

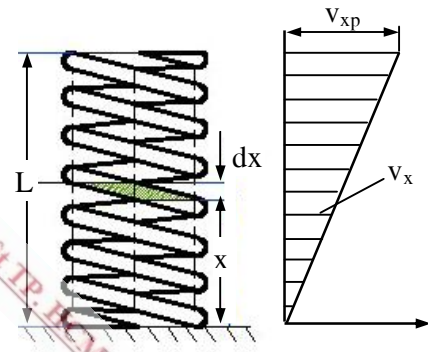
Trong đó: m_{xp} – khối lượng của xupap.

m_{dl} – khối lượng của đĩa lò xo.

m_{mh} – khối lượng của móng hãm.

m_{cd} – khối lượng của con đội.

m_{lx} – khối lượng của lò xo.



Hình 6.13. Xác định khối lượng quy dẫn của lò xo.

Đối với cơ cấu phân phối khí có đĩa đẩy và đòn bẩy thì các khối lượng của con đội, đĩa đẩy và đòn bẩy đều phải quy dẫn về đường tâm xupap. Khi quy dẫn cũng phải đảm bảo điều kiện động năng không đổi.

Đối với con đội và đĩa đẩy phải đảm bảo điều kiện quy dẫn sau:

$$\frac{m_{ocd} v_{xp}^2}{2} = \frac{m_{cd} v^2}{2} = \frac{m_{cd} v_{xp}^2}{2} \left(\frac{l_c}{l_{xp}} \right)^2$$

do đó:
$$m_{ocd} = m_{cd} \left(\frac{l_c}{l_{xp}} \right)^2 \quad (6-44)$$

Trong đó: v – tốc độ của con đội.

$$\frac{l_c}{l_{xp}} - \text{tỷ lệ cánh tay đòn của đòn bẩy.}$$

Đối với đòn bẩy, phải đảm bảo điều kiện cân bằng sau:

$$\frac{m_{odb} v_{xp}^2}{2} = \frac{l_{db} \Omega_{db}^2}{2}$$

Trong đó: l_{db} – moment quán tính của đòn bẩy đối với trục quay.

Ω_{db} – tốc độ góc của đòn bẩy.

Do: $v_{xp} = \Omega_{db} l_{xb}$ nên: $m_{odb} = l_{db} \frac{1}{l_{xp}^2}$

Như vậy, khối lượng của cơ cấu phân phối khí có đĩa đẩy và đòn bẩy quy dẫn về đường tâm xupap bằng:

$$m_{ok} = m_{xp} + m_{dl} + m_{mh} + \frac{1}{3} m_{lx} + l_{db} \frac{1}{l_{xp}^2} + (m_{dd} + m_{cd}) \left(\frac{l_c}{l_{xp}} \right)^2 \quad (6-45)$$

Trong đó: m_{dd} – khối lượng của đĩa đẩy.

Tương tự như trên, khi quy dẫn khối lượng của cơ cấu phân phối khí về đường tâm con đội, khối lượng quy dẫn m_{ot} được tính theo công thức sau:

$$m_{ot} = \left(m_{xp} + m_{dl} + m_{mh} + \frac{1}{3} m_{lx} \right) \cdot \left(\frac{l_{xp}}{l_c} \right)^2 + m_{cd} + m_{dd} + l_{dp} \frac{1}{l_c^2} \quad (6-46)$$

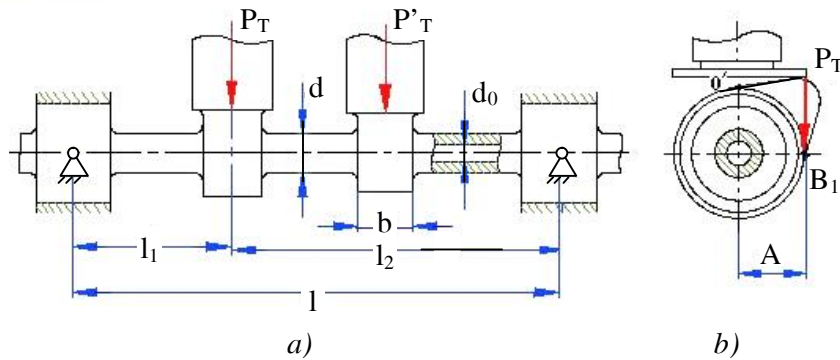
Lực quán tính tác dụng lên cơ cấu phân phối khí quy dẫn về đường tâm con đội bằng:

$$P_{jt} = -m_{ot} j_t \quad (6-47)$$

IV. TÍNH TOÁN SỨC BỀN CỦA TRỤC CAM

IV.1. Ứng suất uốn

Khi tính sức bền của trục cam, ta coi trục cam như một dầm có tiết diện đồng đều đặt tự do trên hai gối tựa như hình 6.14.



Hình 6.14. Sơ đồ tính sức bền của trục cam.

Trong quá trình làm việc, trục cam chịu uốn và chịu xoắn. Nếu bỏ qua lực ma sát và trọng lực (vì các lực này rất nhỏ so với các lực khác) thì lực tác dụng lên trục cam được tính theo công thức sau:

$$P_{T_{\max}} = P_{ot} + P_{jt} + P_{kt} \quad (6-48)$$

Trong đó: P_{ot} – lực nén ban đầu của lò xo xupap (ở trạng thái xupap đóng kín).

P_{jt} – lực quán tính của cơ cấu phối khí khi bắt đầu mở xupap (quy dẫn về đường tâm con đội)

P_{kt} – lực khí thể tác dụng trên mặt nắm xupap thả quy dẫn về tâm con đội.

Do đó, moment uốn trục cam bằng:

$$M_{u_{\max}} = P_{T_{\max}} \frac{l_1 l_2}{l} \quad (\text{MNm})$$

Trong đó: l – khoảng cách giữa hai tâm gối tựa (hình 6.14).

l_1 và l_2 – khoảng cách từ hai gối tựa đến cam chịu lực $P_{T_{\max}}$.

Ứng suất uốn trục cam tính theo công thức sau:

$$\sigma_u = \frac{M_{u_{\max}}}{W_u} = \frac{M_{u_{\max}}}{\frac{\pi}{32} d^3 \left[1 - \left(\frac{d_o}{d} \right)^4 \right]}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (6-49)$$

Trong đó: d và d_o – đường kính ngoài và đường kính trong của trục cam.

IV.2. Ứng suất xoắn

Moment xoắn trục cam đạt giá trị cực đại khi trục cam quay tới vị trí như trên hình 6.14b. Lúc này lực tác dụng P_T ở xa tâm trục cam nhất (con đội trượt hết trên phần cung bán kính ρ).

Khi dùng cam lỗi và con đội hình trụ (hoặc hình nấm) moment xoắn trục cam được xác định theo công thức sau:

$$M_x = P_{T\theta} A = A[(P_{ix})_t + (P_j)_t]_0 \quad (6-50)$$

Trong đó: $[(P_{ix})_t + (P_j)_t]_0$ – lực lò xo và lực quán tính khi cam quay đến góc $\alpha_k - \theta_{\max}$ (hình 6.11)

A – cánh tay đòn lớn nhất của lực $P_{T\theta}$.

$$A = \frac{\rho - R_1}{\rho - r} (R_1 + h_{\max} - r) \sin \frac{\varphi}{2}$$

Khi tính moment xoắn trục cam, ngoài moment M_x ra còn phải tính đến các moment khác như moment tác dụng trên các cam đang cùng làm việc, moment dẫn động các cơ cấu khác (như dẫn động bơm nhiên liệu, bộ chia điện,...).

Do đó ứng suất xoắn trục cam tính theo công thức sau:

$$\tau_x = \frac{M_\Sigma}{W_x} = \frac{M_\Sigma}{\frac{\pi}{16} d^3 \left[1 - \left(\frac{d_o}{d} \right)^4 \right]}, \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Trong đó: M_Σ – tổng các moment tác dụng trên các cam trong cùng một thời gian

Ứng suất tổng thường tính theo công thức sau:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_u \left[0,35 + 0,65 \sqrt{1 + \left(\frac{2\tau_x}{\sigma_u} \right)^2} \right] \quad (6-51)$$

Ứng suất cho phép $[\sigma_\Sigma]$ nằm trong phạm vi sau:

$$[\sigma_\Sigma] = 50 \div 150 \text{ MN / m}^2 \text{ (} 500 \div 1500 \text{ kG / cm}^2\text{)}$$

IV.3. Độ võng cho phép

Độ võng của trục cam khi chịu uốn xác định theo công thức sau:

$$f = \frac{P_T l_1^2 l_2^2}{2E.J.I} = \frac{64 P_T l_1^2 l_2^2}{3\pi.E.I.(d^4 - d_o^4)} \quad (6-52)$$

Trong đó: E – môđun đàn hồi của vật liệu chế tạo trục cam, đối với thép có thể chọn:

$$E = (2 \div 2,2) 10^5 \text{ MN / m}^2$$

Độ võng cho phép của trục cam nằm trong phạm vi sau: $[f] = 0,05 \div 0,1 \text{ mm}$

IV.4. Ứng suất tiếp xúc trên mặt cam

Trong quá trình làm việc, trên mặt cam và con đội xuất hiện ứng suất tiếp xúc. Ứng suất tiếp xúc tính theo các công thức sau.

- Đối với con đội hình trụ (hoặc hình nấm):

$$\sigma_{\text{tx}} = 0,418 \sqrt{\frac{P_T E}{b\rho}}, \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (6-53)$$

Trong đó: P_T – lực tác dụng lên cam (MN).

E – môđun đàn hồi của vật liệu (MN/m²).

b – chiều rộng của cam (m).

ρ – bán kính cung ngoài tiếp của cam (hình 6.11)

- Đối với con đội con lăn, ứng suất tiếp xúc tính theo công thức sau:

$$\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{P_T E}{b} \left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R} \right)}, \quad (\text{MN/m}^2) \quad (6-54)$$

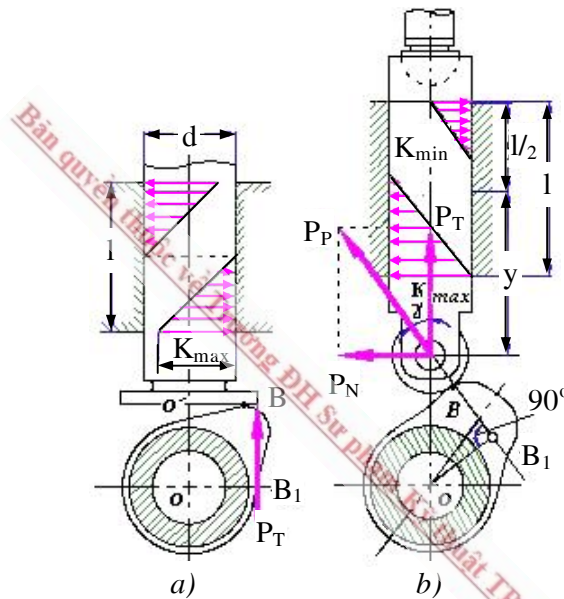
Trong đó: R – bán kính của con lăn.

Ứng suất tiếp xúc cho phép nằm trong phạm vi sau:

$$[\sigma_{tx}] = 600 \div 1200 \text{MN/m}^2 \quad (6000 \div 12000 \text{kg/cm}^2)$$

V. TÍNH SỨC BỀN CỦA CON ĐỘI

Tính sức bền của con đội thường tính kiểm nghiệm áp suất trên thân con đội. Đối với loại con đội hình nấm, khi cam tiếp xúc với con đội ở điểm B (hình 6.15a) moment xoắn trục cam có trị số cực đại. Moment này cũng làm cho thân con đội bị nghiêng đi và tiếp xúc không đều.



Hình 6.15. Sơ đồ tính áp suất trên thân con đội.

Áp suất tiếp xúc cực đại có thể tính theo công thức sau:

$$K_{\max} = \frac{6M_x}{dl^2} \quad (6-55)$$

Trong đó: M_x – moment xoắn trục cam, tính theo công thức (6-50).

d – đường kính thân con đội.

l – chiều dài tiếp xúc của thân con đội với lỗ dẫn hướng.

Nếu dùng con đội con lăn (hình 6.15b) lực tác dụng lên thân con đội tính theo công thức sau:

$$P_N = P_T \operatorname{tg} \gamma$$

Lực này tác dụng tại điểm cách tâm con đội một khoảng y . Áp suất cực đại ở mép dưới của lỗ dẫn hướng xác định theo công thức sau:

$$K_{\max} = \frac{P_N}{dl} \left(1 + \frac{6y}{l} \right) \quad (6-56)$$

Áp suất cho phép $[K_{\max}]$ nằm trong phạm vi sau: $[K_{\max}] \leq 10\text{MN/m}^2 (100\text{kG/cm}^2)$

Chốt con lăn (hình 6.16) của con đội con lăn kiểm nghiệm theo các công thức sau:

- Áp suất trên mặt chốt:
$$K_{\text{ch}} = \frac{P_p}{(L-l)d} \quad (6-57)$$

Trong đó: P_p – lực tác dụng lên chốt con lăn.

L – chiều dài của chốt.

l – chiều dài của con lăn.

d – đường kính chốt.

- Áp suất cho phép:

$$[K_{\text{ch}}] = 90\text{MN/m}^2 (900\text{kG/cm}^2)$$

- Áp suất trên bạc lót:

$$K_b = \frac{P_p}{ld} \quad (6-58)$$

- Áp suất cho phép: $[K_b] = 80\text{MN/m}^2 (800\text{kG/cm}^2)$

- Ứng suất cắt chốt:

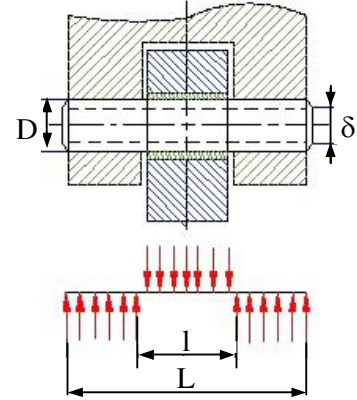
$$\tau = \frac{P_p}{2F} = \frac{2P_p}{\pi(d^2 - \delta^2)} \quad (6-59)$$

- Ứng suất cắt cho phép: $[\tau] = 90\text{MN/m}^2 (900\text{kG/cm}^2)$

- Ứng suất uốn:

$$\sigma_u = \frac{P_p L}{8W_u}$$

- Ứng suất uốn cho phép: $[\sigma_u] = 200\text{MN/m}^2 (2000\text{kG/cm}^2)$



Hình 6.16. Sơ đồ tính sức bền của chốt con lăn.

VI. TÍNH SỨC BỀN CỦA XUPAP

Để tính sức bền của mặt nắm xupap, ta coi mặt nắm xupap như một đĩa tròn đặt tự do trên đế tựa hình trụ.

- Ứng suất uốn mặt nắm xupap xác định theo công thức sau:

$$\sigma_u = \frac{1}{4} p_z \frac{d^2}{\delta^2}, (\text{MN/m}^2) \quad (6-60)$$

Trong đó: P_z – áp suất khí thể lớn nhất (MN/m^2).

d – đường kính trung bình của nắm xupap (m)

δ – chiều dày trung bình của mặt nắm (m).

- Ứng suất uốn cho phép nằm trong phạm vi sau:

- Đối với thép cacbon: $[\sigma_u] = 80\text{MN/m}^2 (800\text{kG/cm}^2)$

- Đối với thép hợp kim: $[\sigma_v] = 120 \text{ MN/m}^2 (1200 \text{ kg/cm}^2)$

Khi trục cam trực tiếp dẫn động xupap (hình 6.17), cần kiểm tra áp suất nén của thân xupap khi chịu moment uốn. Áp suất cực đại kiểm tra theo công thức sau:

$$K_{\max} = \frac{6P_k x}{d_t l^2} \quad (6-61)$$

Trong đó: P_k – lực tác dụng lên xupap (MN).

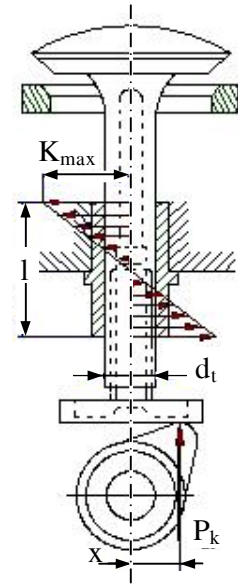
d_t – đường kính thân xupap (m).

l – chiều dài phần thân tiếp xúc với ống dẫn hướng (m).

x – khoảng cách từ lực tác dụng đến đường tâm xupap (m).

Áp suất cực đại cho phép:

$$[K_{\max}] = 2 \text{ (MN/m}^2\text{)}$$



Hình 6.17. Sơ đồ tính sức bền của xupap.

Bản quyền thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

Chương 7

TÍNH TOÁN SỨC BỀN CÁC CHI TIẾT CỦA HỆ THỐNG BÔI TRƠN

Chương 7

TÍNH TOÁN SỨC BỀN CÁC CHI TIẾT CỦA HỆ THỐNG BÔI TRƠN

I. YÊU CẦU TRONG TÍNH TOÁN HỆ THỐNG BÔI TRƠN

I.1. Nhiệt độ của dầu bôi trơn

Như chúng ta đã biết, ngoài công dụng làm trơn các bề mặt ma sát để giảm tổn thất ma sát trong quá trình động cơ làm việc, dầu bôi trơn còn có một tác dụng khác rất quan trọng là làm mát các bề mặt này (đặc biệt là ổ trục). Dầu bôi trơn tải nhiệt lượng do ma sát sinh ra khỏi các bề mặt, nhằm bảo đảm nhiệt độ làm việc bình thường cho các bề mặt ma sát.

Trong quá trình tính toán để xác định nhiệt độ của dầu bôi trơn, cần phải đảm bảo những yêu cầu sau:

- Nhiệt lượng của động cơ truyền cho dầu bôi trơn phải cân bằng với nhiệt lượng do kết làm mát dầu tản ra ngoài.
- Chênh lệch nhiệt độ của dầu trong kết làm mát thường chọn bằng chênh lệch nhiệt độ của dầu khi vào và khi ra khỏi động cơ.

Nhiệt độ trung bình của dầu bôi trơn trong kết thường vào khoảng $(75 \div 85)^\circ\text{C}$. Nhiệt độ trung bình của không khí qua kết làm mát dầu trong điều kiện làm việc nặng có thể chọn bằng 45°C .

I.2. Lưu lượng dầu bôi trơn

Lượng dầu bôi trơn phụ thuộc vào số ổ trục và tổng diện tích ma sát. Do dầu nhờn còn có nhiệm vụ làm mát ổ trục nên có thể xác định lượng dầu nhờn qua ổ trục bằng phương pháp tính toán nhiệt của ổ trượt. Sau đó tổng hợp lại để tìm lưu lượng dầu nhờn cần cung cấp cho các mặt ma sát của động cơ.

Mặc khác cũng có thể tính lưu lượng dầu nhờn theo phương pháp tính cân bằng nhiệt động cơ. Vì nhiệt lượng do dầu nhờn tải đi phụ thuộc rất nhiều vào trạng thái nhiệt của ổ trục, trạng thái nhiệt và trạng thái công suất của động cơ.

Theo số liệu thực nghiệm, đối với các loại động cơ đốt trong hiện nay, nhiệt lượng do dầu nhờn đem đi Q_d thường chiếm khoảng $1,5 \div 2\%$ tổng nhiệt lượng do nhiên liệu cháy trong xy lanh sinh ra. Vì vậy có thể xác định Q_d như sau :

$$Q_d = (0,015 \div 0,020)Q_r, \text{ (kcal/h)}$$

Nhiệt do nhiên liệu cháy sinh ra trong một giờ Q_r xác định theo phương trình sau:

$$Q_r = \frac{632N_e}{\eta_e}$$

Trong đó: η_e – hiệu suất có ích của động cơ đốt trong.

$$\eta_e = 0,25 \div 0,35$$

$$\text{Do đó: } Q_d = \frac{(0,015 \div 0,020)}{(0,25 \div 0,35)} \cdot 632N_e \approx (30 \div 50)N_e \quad (7-1)$$

Trong những loại động cơ dùng dầu nhờn làm mát đỉnh piston, có thể chọn $Q_d \approx (100 \div 110)N_e$.

Từ đó có thể tính lưu lượng cần thiết của dầu bôi trơn cung cấp cho các mặt ma sát:

$$V_d = \frac{Q_d}{c_d \rho \Delta t}, \text{ (l/h)} \quad (7-2)$$

Trong đó: ρ – mật độ dầu nhờn; $\rho \approx 0,85$ (kg/l).

c_d – tỷ nhiệt của dầu nhờn.

$$c_d = 0,5 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 10 \div 15^\circ\text{C}$$

Thay (7-1) vào (7-2) ta có: $V_d = (7 \div 10).N_c$ (l/h)

Nếu làm mát đỉnh piston: $V_d = (20 \div 25).N_c$ (l/h)

Để đảm bảo cung cấp đủ lượng dầu nói trên, bơm dầu thường phải cung cấp lưu lượng lớn gấp vài lần. Do đó, lưu lượng V_b' của bơm dầu có thể xác định như dưới đây:

$$V_b' = (2 \div 3,5).V_d \quad (l/h)$$

- Đối với động cơ xăng:

$$V_b' = (14 \div 20).N_c \quad (l/h)$$

- Đối với động cơ Diesel:

$$V_b' = (20 \div 40).N_c \quad (l/h)$$

Trong hệ thống bôi trơn cárcte khô, lưu lượng của các bơm hút (V_{hu}) thường chọn lớn hơn lưu lượng của các bơm nén (V_{bn}):

$$V_{hu} = (2 \div 2,5).V_{bn}$$

Nếu xét đến hiệu suất của bơm, lưu lượng lý thuyết của bơm dầu xác định theo công thức sau:

$$V_b = \frac{V_b'}{\eta_b}$$

Trong đó: η_b – hiệu suất cung cấp của bơm dầu.

- Đối với bơm bánh răng: $\eta_b = 0,7 \div 0,8$.

- Đối với bơm phiến trượt: $\eta_b = 0,8 \div 0,9$.

Căn cứ vào các thông số kích thước của bánh răng bơm dầu, có thể xác định lưu lượng dầu (V_b) theo công thức sau:

$$V_b = \pi d_o h b n_b 60.10^{-6} = 2\pi m^2 Z b n_b 60.10^{-6}, \text{ (l/h)}$$

Trong đó : d_o – đường kính vòng chia (mm).

H – chiều dày của bánh răng (mm).

n_b – vòng quay của bơm dầu (vg/ph).

m – môđun của răng (mm).

Z – số răng.

Đối với bơm phiến trượt: $V_b = 0,12Fbn_b \cdot 10^{-6}$, (l/h)

Trong đó: F – diện tích chứa dầu của bơm (mm^2).

b – chiều dài của phiến trượt (mm).

n_b – số vòng quay của bơm phiến trượt (vg/ph).

II. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC VÀ CÔNG SUẤT DẪN ĐỘNG BƠM

II.1. Xác định kích thước bơm

Trong quá trình thiết kế bơm dầu, kích thước và tỷ số truyền được lựa chọn sao cho kích thước của bơm nhỏ gọn nhất mà vẫn bảo đảm được lưu lượng cần thiết và tốc độ quay vòng của của bánh răng không vượt quá giới hạn cho phép (thường vào khoảng $6 \div 8\text{m/s}$).

Kích thước của bơm ảnh hưởng trực tiếp đến lưu lượng và hiệu suất của bơm (η_b). Nhưng hiệu suất của bơm lại thay đổi theo các thông số sau:

- Khe hở hướng kính và khe hở cạnh: khi tăng khe hở hướng kính và khe hở cạnh, do hiện tượng rò dầu từ khoang dầu cao áp sang khoang dầu thấp áp nên làm giảm hiệu suất bơm.
- Nhiệt độ của dầu vào: khi nhiệt độ của dầu còn thấp (nhỏ hơn 60°C), độ nhớt của dầu lớn nên khó điền đầy khe hở của các bánh răng (bơm bánh răng). Khi nhiệt độ dầu tăng lên, làm độ nhớt của dầu giảm nên dầu dễ rò về khoang áp suất thấp và hiệu suất bơm giảm.
- Tốc độ dẫn động bơm: khi tốc độ thấp (1200 vg/ph), do ảnh hưởng của rò dầu lớn nhất nên hiệu suất bơm giảm dần khi nhiệt độ tăng.

II.2. Công suất dẫn động của bơm

Công suất dẫn động bơm dầu có thể tính theo công thức sau :

$$N_b = \frac{1}{\eta_m} V_b (p_{dr} - p_{dv}) \cdot \frac{1}{270000}, (\text{hp})$$

Trong đó: η_m – hiệu suất cơ giới của bơm dầu nhờn.

Khi xét đến tổn thất ma sát và tổn thất thủy động: $\eta_m = 0,85 \div 0,90$.

V_b – lưu lượng lý thuyết của bơm dầu (l/h).

p_{dr} và p_{dv} – áp suất dầu ra và áp suất dầu vào bơm (kG/cm^2).

III. TÍNH TOÁN LỌC DẦU

III.1. Tính toán bầu lọc thấm

III.1.1. Bầu lọc thấm dùng lõi lọc kim loại

Tính toán khả năng lọc của loại bầu lọc dùng lõi lọc kim loại chủ yếu là xác định khả năng thông qua của bầu lọc bằng hệ số tiết diện thông qua k_{tp} .

- Hệ số tiết diện thông qua k_{tp} được xác định theo công thức sau:

$$k_{tp} = \frac{100\delta(1 - \frac{\varphi}{360})}{\delta + s}, (\%)$$

Trong đó: δ – khe hở lọc (mm).

s – chiều dày của phiến lọc (mm).

φ – góc chiếm chỗ của phiến gạt (độ).

Hệ số tiết diện thông qua của các loại lọc thấm thường vào khoảng $0,28 \div 0,32$.

- Tiết diện thông qua F_{tp} của lõi lọc xác định theo công thức sau:

$$F_{tp} = \frac{V_b}{6v_d} \cdot 10^2, \quad (\text{cm}^2)$$

Trong đó: V_b – lưu lượng của bơm dầu (l/ph)

v_d – tốc độ trung bình của dầu qua lọc (cm/s). Có thể chọn v_d theo bảng 7.1

Bảng 7.1

Tốc độ trung bình của dầu nhờn qua lọc

Kiểu lọc thấm	v_d , (cm/s)
Lọc lưới	2,0 ÷ 2,5
Lọc tấm, phiến	6 ÷ 12
Lọc dải định hình	9 ÷ 18

- Diện tích lọc F của lõi lọc xác định theo công thức sau:

$$F = \frac{F_{tp}}{k_{tp}}, \quad (\text{cm}^2)$$

- Chiều cao của lõi lọc

$$h = \frac{E}{\pi d}, \quad (\text{cm})$$

Trong đó: d – đường kính trung bình của lõi lọc (cm).

$$d = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

III.1.2. Bầu lọc thấm dùng lõi lọc bằng dũa, bằng giấy

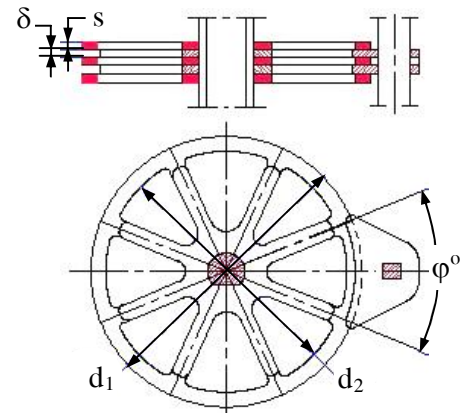
Tính toán loại lọc này rất khó vì thường không xác định được tiết diện thông qua một cách chính xác. Vì vậy, khi thiết kế nên tham khảo kích thước của những loại lọc tinh của động cơ có công suất tương đương. Có thể căn cứ vào tổng dung tích công tác của động cơ để lựa chọn sơ bộ kích thước lõi lọc theo số liệu thống kê trong bảng 7.2.

Tính kiểm nghiệm khả năng lọc của bầu lọc thấm theo công thức sau đây:

$$V_1 = CF \frac{\Delta p}{\eta}, \quad (\text{l/ph}).$$

Trong đó: V_1 – lưu lượng dầu qua lọc (l/ph).

F – diện tích thông qua lý thuyết tính theo công thức: $F = \pi dh$



Hình 7.1. Lõi lọc kim loại.

Δp – độ chênh áp của bầu lọc (của áp suất dầu vào và ra).

$$\Delta p = p_{dv} - p_{dr}, \quad (\text{kG/cm}^2)$$

thường có thể chọn: $\Delta p = 1 \div 1,5 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$.

η – độ nhớt của dầu.

C – hệ số lưu thông, theo số liệu thực nghiệm:

- Đối với các loại lõi lọc bằng hàng len, da, giấy thấm: $C = 0,015$.
- Đối với các loại lõi lọc bằng hàng sợi bông, lụa: $C = 0,006$.

Bảng 7.2

Kích thước lõi lọc

Thể tích công tác V_h (l)	Đường kính lõi lọc d (mm)	Chiều cao lõi lọc h (mm)
4 trở lên	116	204
1,5 – 4	116	126
dưới 1,5	88	135

III.2. Tính toán bầu lọc ly tâm

Tính toán kiểm nghiệm bầu lọc ly tâm chủ yếu là xác định số vòng quay của roto và đường kính của roto.

- Phản lực tác dụng trên đường tâm lỗ phun khiến roto quay, xác định theo công thức sau:

$$F = \frac{m}{2} (v_d - v_r) = \frac{G}{2g} (v_d - v_r)$$

hoặc:

$$F = \frac{\rho V}{2g} \left(\frac{V}{2\epsilon f} - \frac{n\pi R}{30} \right)$$

Trong đó: m và G – khối lượng và trọng lượng dầu nhờn qua một lỗ phun trong một giây.

v_d – tốc độ của tia dầu phun ra khỏi lỗ phun.

v_r – tốc độ vòng của tâm lỗ phun

ρ – mật độ của dầu nhờn.

V – lưu lượng của dầu nhờn phun qua một lỗ phun trong một giây.

n – số vòng quay của roto trong một phút.

f – diện tích tiết diện lỗ phun

R – khoảng cách từ tâm lỗ phun đến tâm trục roto

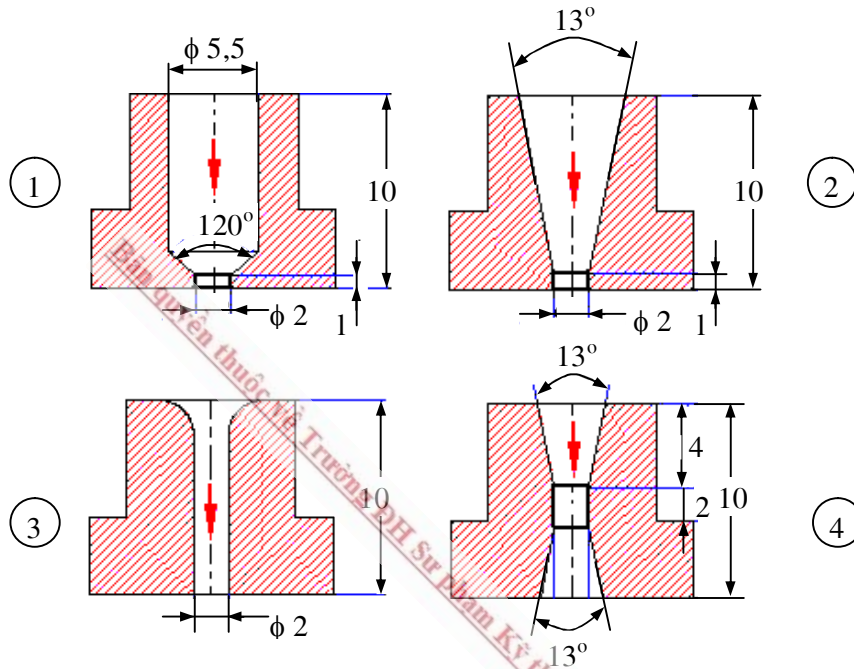
ϵ – hệ số co dòng của dầu nhờn chảy qua tiết diện lỗ phun.

Bảng 7.3 giới thiệu hệ số co dòng ϵ và hệ số lưu lượng μ_1 của dòng dầu qua lỗ phun của bốn loại lỗ phun giới thiệu trên hình 7.2

Bảng 7.3

Hệ số ϵ và μ_1 của các dạng lỗ phun

Hệ số dạng lỗ phun	ϵ	μ_1
1	0,9	0,80
2	1,0	0,83
3	1,0	0,78
4	1,0	0,86



Hình 7.2. Các dạng lỗ phun thường dùng dùng trong bầu lọc ly tâm.

IV. TÍNH KẾT LÀM MÁT DẦU

Việc tính toán kết làm mát dầu bôi trơn là ta đi xác định các thông số cơ bản sau.

Nhiệt lượng của động cơ truyền cho dầu nhờn:

$$Q_d = c_d \rho V_d (t_{dr} - t_{dv}), \text{ (kcal/h)}$$

Nhiệt lượng này cân bằng với nhiệt lượng do kết làm mát dầu tản ra ngoài, vì vậy:

$$Q_d = c_d \rho V_k (t_{dvk} - t_{drk}), \text{ (kcal/h)}$$

Trong đó:

V_d, V_k – lưu lượng dầu nhờn tuần hoàn trong động cơ và lưu lượng dầu chảy qua kết làm mát.

t_{dv}, t_{dr} – nhiệt độ dầu vào và ra khỏi động cơ ($^\circ\text{C}$).

t_{dvk}, t_{drk} – nhiệt độ dầu vào và ra khỏi kết làm mát dầu ($^\circ\text{C}$).

c_d – tỷ nhiệt của dầu nhờn (kcal/kg $^\circ\text{C}$).

ρ – mật độ dầu nhờn (kg/l).

Trong hệ thống bôi trơn các te khô, dầu nhờn được làm mát liên tục, vì thế $V_d = V_k$.

Diện tích cần nhiệt cần thiết của két làm mát dầu xác định theo công thức sau:

$$F_k = \frac{Q_d}{K_k (t_d - t_k)}, \text{ (m}^2\text{)}$$

Trong đó:

K_d – hệ số truyền nhiệt tổng quát giữ dầu nhờn và môi chất làm mát ($\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)

t_d, t_k – nhiệt độ trung bình của dầu nhờn trong két và của môi chất làm mát ($^\circ\text{C}$).

$$t_d = \frac{t_{dvk} + t_{drk}}{2}; \quad t_k = \frac{t_{kr} + t_{kv}}{2}$$

Chênh lệch nhiệt độ của dầu trong két làm mát thường chọn bằng chênh lệch nhiệt độ của dầu khi vào và khi ra khỏi động cơ. Do đó, $(t_d - t_k) = (t_{dr} - t_{dv})$.

- Đối với động cơ xăng, thường chọn:

$$\Delta t_d = t_{dr} - t_{dv} = (10 \div 20)^\circ\text{C}$$

- Đối với động cơ Diesel, thường chọn:

$$\Delta t_d = t_{dr} - t_{dv} = (20 \div 40)^\circ\text{C}$$

Nhiệt độ trung bình của dầu nhờn trong két thường vào khoảng $(75 \div 85)^\circ\text{C}$. Nhiệt độ trung bình của không khí qua két làm mát dầu trong điều kiện làm việc nặng có thể chọn bằng 45°C .

Hệ số truyền nhiệt K_d phụ thuộc khá nhiều nhân tố truyền nhiệt.

- Đối với loại két làm mát dầu dùng kiểu ống thẳng và nhãn.

$$K_d \approx (100 \div 300) \text{kcal} / \text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

- Đối với loại két làm mát dầu dùng kiểu ống tạo dòng dầu chảy xoáy.

$$K_d \approx (700 \div 1000) \text{kcal} / \text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Chương 8

TÍNH TOÁN SỨC BỀN CÁC CHI TIẾT CỦA HỆ THỐNG LÀM MÁT

Chương 8

TÍNH TOÁN SỨC BỀN CÁC CHI TIẾT CỦA HỆ THỐNG LÀM MÁT

I. YÊU CẦU TRONG TÍNH TOÁN HỆ THỐNG LÀM MÁT

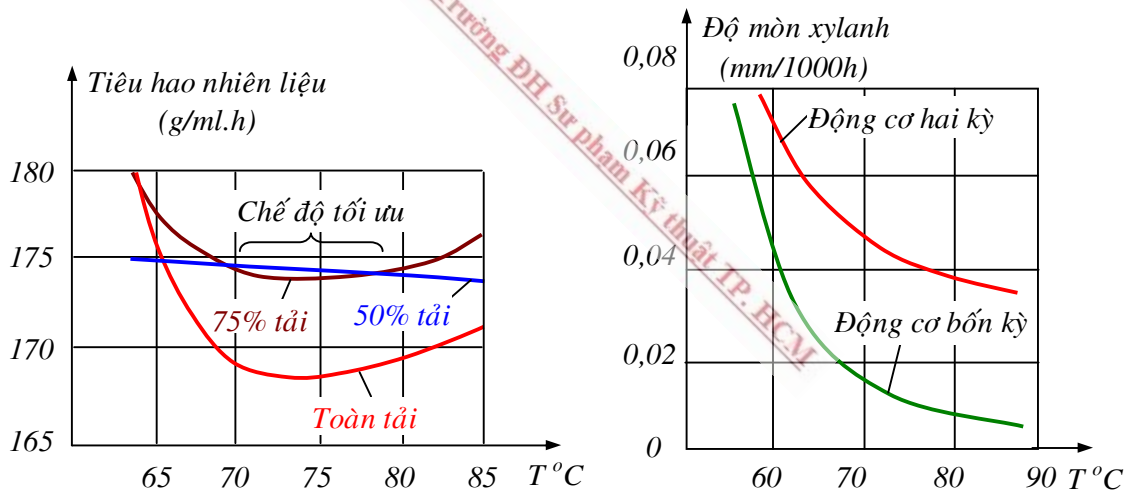
I.1. Nhiệt độ nước làm mát

Trong quá trình làm việc của động cơ đốt trong, nhiệt truyền cho các chi tiết máy tiếp xúc với khí cháy (piston, xéc măng, xupáp nắp xylanh, thành xylanh) chiếm khoảng 25 ÷ 35% nhiệt lượng do nhiên liệu cháy trong buồng cháy tỏa ra. Vì vậy các chi tiết đó thường bị đốt nóng mẫn liệt: nhiệt độ đỉnh piston có thể lên tới 600°C, còn nhiệt độ nắm xupáp có thể lên tới 900°C.

Hệ thống làm mát động cơ có nhiệm vụ thực hiện quá trình truyền nhiệt từ khí cháy qua thành buồng cháy đến môi chất làm mát để đảm bảo cho nhiệt độ các chi tiết không quá nóng nhưng cũng không quá nguội.

Nhiệt độ của nước làm ảnh hưởng rất lớn đến các chỉ tiêu kinh tế, kỹ thuật và công suất động cơ. Trên hình 8.1 trình bày quan hệ của suất tiêu hao nhiên liệu, độ mòn xylanh với nhiệt độ của nước làm mát. Nhìn vào đồ thị ta thấy:

- Nhiệt độ nước làm mát động cơ từ 70 ÷ 80°C là vùng có suất tiêu hao nhiên liệu thấp.
- Nhiệt độ của nước làm mát tăng thì độ mòn xylanh giảm.



Hình 8.1. Đồ thị quan hệ suất tiêu hao nhiên liệu, độ mòn xylanh với nhiệt độ làm việc của động cơ.

Thực nghiệm cho thấy, tùy theo đặc điểm cấu tạo của từng loại động cơ cụ thể, chất lượng nhiên liệu và dầu bôi trơn, cùng một số các yếu tố khác thì nhiệt độ tối ưu của nước từ động cơ ra nằm trong khoảng từ (75 ÷ 85)°C.

I.2. Lưu lượng nước làm mát

Trong hệ thống làm mát bằng nước, bơm nước có nhiệm vụ cung cấp nước cho hệ thống với lưu lượng và áp suất nhất định để đảm bảo được hiệu quả làm mát tốt nhất cho động cơ làm việc ở mọi chế độ.

Trong quá trình tính toán xác định lưu lượng nước trong hệ thống làm mát phải lưu ý: lưu lượng nước làm mát lệ thuộc vào nhiệt lượng do nước mang đi làm mát và chênh lệch nhiệt độ của nước trong động cơ tùy theo từng chế độ làm việc của động cơ.

Lưu lượng của nước làm mát tuần hoàn cần cho các loại động cơ thay đổi trong phạm vi:

$$68 \div 245 \text{ (l/kWh) với số lần tuần hoàn từ 7 đến 12 lần/phút.}$$

I.3. Lý thuyết về bơm ly tâm

Bơm ly tâm được dùng rất nhiều trong hệ thống làm mát của động cơ ô tô máy kéo, động cơ tĩnh tại và tàu thủy.

Hình 8.2 giới thiệu kết cấu loại bơm nước thường dùng trong hệ thống làm mát của động cơ ô tô. Loại bơm ly tâm này có đặc điểm cùng chung một trục với quạt gió và bao giờ cũng bố trí ở đầu của thân máy.

Vỏ bơm chế tạo bằng gang hay bằng hợp kim nhôm có mặt bích lắp ghép với mặt đầu của thân máy, cánh bơm cũng chế tạo bằng cùng một loại vật liệu như vỏ bơm hoặc bằng đồng và đôi khi bằng chất dẻo.

Để đảm bảo hiệu suất của bơm khe hở hướng kính giữa bánh công tác và thân bơm không lớn hơn 1mm và khe hở chiều trục không quá 0,2mm. Khi trục của bơm quay, dưới tác dụng của lực ly tâm các phân tử nước bị dồn từ trong ra ngoài với áp suất cao nên nước được bơm đi.

Trong động cơ ô tô, cột áp toàn phần của bơm khoảng $0,05 \div 0,15 \text{ MN/m}^2$. Tốc độ của nước vào bơm đối với bơm một tầng, không quá $2,5 \div 3 \text{ m/s}$. Trục bơm và quạt gió (chung trục) lắp với bánh đai truyền (puly) và được dẫn động bằng đai truyền hình thang với tỷ số truyền từ trục khuỷu đến trục bơm khoảng $1 \div 2$.

Công suất dùng để dẫn động bơm chiếm khoảng $(0,005 \div 0,01)N_c$.

I.4. Xác định công suất và kích thước của bơm

Lưu lượng nước tuần hoàn trong hệ thống làm mát phụ thuộc vào nhiệt lượng do nước làm mát mang đi và chênh lệch nhiệt độ của nước trong động cơ, xác định theo công thức:

$$G_{lm} = G_n = \frac{Q_{lm}}{c_n (t_{nr} - t_{nv})}, \text{ (kg/s)} \quad (8-1)$$

Trong đó: Q_{lm} – nhiệt lượng truyền cho nước làm mát (J/s).

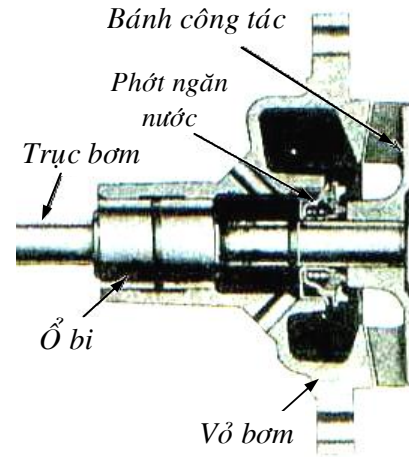
c_n – tỷ nhiệt của nước (J/kg.độ).

t_{nr}, t_{nv} – nhiệt độ của nước ra và nhiệt độ của nước vào động cơ.

Sau khi xác định lượng nước làm mát tiêu hao G_n , ta có thể xác định lượng kích thước cơ bản của bơm nước.

Lưu lượng của bơm nước xác định theo công thức:

$$G_b = \frac{G_n}{\eta}, \text{ (kg/s)} \quad (8-2)$$



Hình 8.2. Bơm nước kiểu ly tâm.

Trong đó: η – hệ số tổn thất của bơm, $\eta = 0,8 \div 0,9$.

Xác định kích thước của bơm chủ yếu phải căn cứ vào sự chuyển động của chất lỏng trong bơm. Đối với loại bơm ly tâm các phần tử chất lỏng đồng thời tham gia hai chuyển động.

- Chuyển động theo: nước quay cùng cánh bơm với vận tốc \vec{u} (tại điểm vào A vận tốc là \vec{u}_1 ; tại điểm ra B vận tốc là \vec{u}_2).
- Chuyển động tương đối theo hướng tiếp tuyến với cánh quạt có vận tốc $\vec{\omega}$ (tại A vận tốc tương đối là $\vec{\omega}_1$, tại B vận tốc tương đối là $\vec{\omega}_2$).

Như vậy phần tử nước sẽ chuyển động với vận tốc tuyệt đối là:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{\omega}$$

(tại A có vận tốc tuyệt đối \vec{c}_1 ; tại B có vận tốc tuyệt đối là \vec{c}_2).

Lỗ nước vào bơm phải đảm bảo cung cấp đủ lượng nước tính toán cần thiết, kích thước của nó được tính theo công thức:

$$f_1 = \pi(r_1^2 - r_0^2) = \frac{G_b}{c_1 \rho_n}, m^2 \quad (8-3)$$

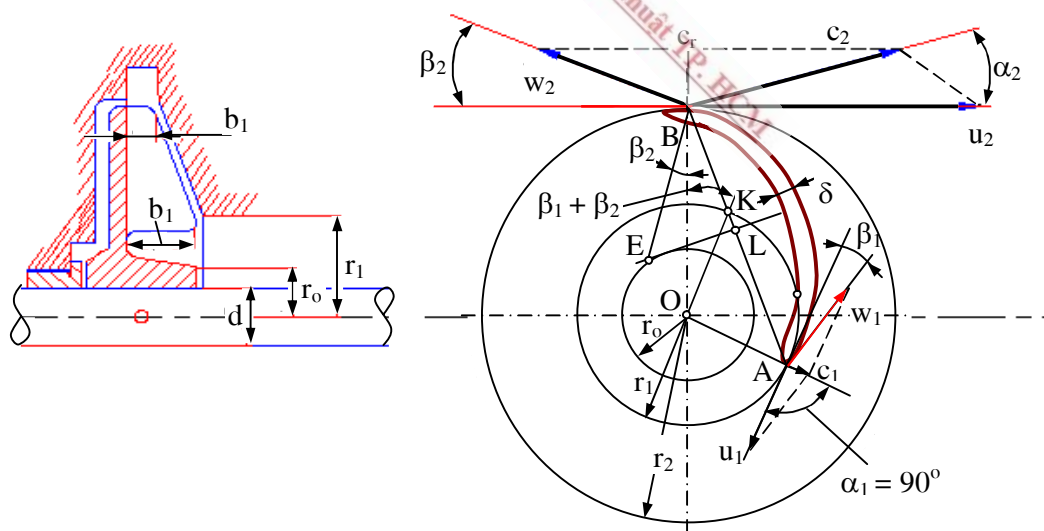
Trong đó: G_b – lượng nước tính toán của bơm (kg/s).

r_1 – bán kính trong của bánh công tác (m).

r_0 – bán kính ở bánh công tác (m).

c_1 – vận tốc tuyệt đối của nước khi đi vào cánh, (bằng $2 \div 5$ m/s).

ρ_n – mật độ nước (kg/m^3).



Hình 8.3. Sơ đồ tính toán bơm ly tâm.

Từ phương trình (8-3) ta rút ra: $r_1 = \sqrt{\frac{G_b}{\pi c_1 \rho_n} + r_0^2}$, (m) (8-4)

Trị số bán kính ngoài r_2 của bánh công tác được xác định từ vận tốc vòng u_2 ở điểm B.

$$v = \sqrt{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \cot g\beta_2} \sqrt{\frac{gH}{\eta_b}}, \text{ (m/s)} \quad (8-5)$$

vậy
$$r_2 = \frac{u_2}{\omega_b} = \frac{30u_2}{\pi n_b}, \text{ (m)} \quad (8-6)$$

Trong đó: α_1, α_2 – góc giữa các phương của vận tốc \vec{c}_1 và \vec{u}_1 , \vec{c}_2 và \vec{u}_2

(thường thì $\alpha_1 = 90^\circ$ và $\alpha_2 = 8 \div 12^\circ$)

β_1, β_2 – góc giữa các phương của vận tốc tương đối $\vec{\omega}$ với phương của \vec{u} theo hướng ngược lại (ở A có β_1 , ở B có β_2);

(thường $\beta_2 = 12 \div 15^\circ$, khi tăng β_2 thì cột nước do bơm tạo nên sẽ tăng)

g – gia tốc trọng trường $g = 9,18 \text{ m/s}^2$.

H – cột áp của bơm (m).

η_b – hiệu suất của bơm $\eta_b = 0,6 - 0,7$.

n_b – số vòng quay của bánh công tác (vg/ph).

Thông thường $\alpha_1 = 90^\circ$, khi đó β_1 xác định theo công thức :

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{c_1 r_2}{u_2 r_1} \quad (8-7)$$

Trị số của β_1 nằm trong khoảng $40 \div 55^\circ$ cũng có thể nhỏ hơn.

Quan hệ giữa tốc độ vòng u_1, u_2 biểu thị theo biểu thức sau:

$$u_1 = u_2 \frac{r_1}{r_2}, \text{ (m/s)}.$$

Chiều cao của cánh bơm ở lối vào và lối ra được xác định theo công thức:

$$b_1 = \frac{G_b}{\rho_n c_1 \left(2\pi r_1 - Z \frac{\delta_1}{\sin \beta_1} \right)}, \text{ (m)}$$
$$b_2 = \frac{G_b}{\rho c_r \left(2\pi r_2 - Z \frac{\delta_2}{\sin \beta_2} \right)}, \text{ (m)} \quad (8-6)$$

Trong đó: δ_1, δ_2 – chiều dày của cánh ở lối vào và lối ra, (m) ($\delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = 3 \div 5 \text{ mm}$).

c_r – tốc độ ly tâm của nước ở lối ra (m/s).

$$c_r = c_2 \sin \alpha_2 = \frac{H}{u_2 \eta_b} \operatorname{tg}\alpha_2; \quad (8-7)$$

Z – số cánh của bánh công tác thường $Z = 4 \div 8$.

Các bơm đặt trong động cơ ô tô máy kéo ngày nay thường có:

$$b_1 = (12 \div 35) \text{ mm}$$

$$b_2 = (10 \div 25) \text{ mm}$$

Sau khi đã có giá trị kích thước có thể tiến hành thiết kế dạng cánh bơm theo trình tự sau đây:

- 1/ Vẽ hai vòng tròn đồng tâm có bán kính r_1 và r_2 .
- 2/ Trên vòng của r_2 , lấy điểm B, qua B, dựng góc $\widehat{EBO} = \beta_2$ (hình 8.3).
- 3/ Từ tâm O, kẻ một đường cắt vòng r_1 ở K sao cho OK làm với OB một góc $\beta_1 + \beta_2$.
- 4/ Kéo dài đường BK, cắt vòng r_1 tại A.
- 5/ Vẽ đường trung trực LE của đoạn AB, đường trung trực đó gặp BE tại E.
- 6/ Điểm E là tâm của cung tròn qua AB (dạng của cánh bơm), bán kính mayơ ở bánh công tác $r_0 = OE$.

Lưu lượng của bơm và cột áp do bơm tạo ra phụ thuộc rất nhiều vào dạng của cánh bơm.

II. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG LÀM MÁT BẰNG NƯỚC

II.1. Tính toán lưu lượng nước tuần hoàn

Khi tính toán hệ thống làm mát ta thường tính ở chế độ công suất cực đại.

Đối với hệ thống làm mát bằng nước, ở trạng thái nhiệt ổn định; nhiệt độ từ động cơ truyền cho nước làm mát có thể coi gần bằng số nhiệt lượng đưa qua bộ tản nhiệt truyền vào không khí, vì số nhiệt lượng tản trên các ống dẫn nước ra vào chiếm khoảng 2 ÷ 3% nên có thể bỏ qua.

Lượng nhiệt truyền cho hệ thống làm mát của động cơ xăng dùng chế hoà khí chiếm khoảng 20 ÷ 30% còn của động cơ Diesel khoảng 15 ÷ 25% tổng số nhiệt lượng do nhiên liệu tỏa ra. Nhiệt lượng từ động cơ truyền cho môi chất làm mát (Q_{lm}) có thể tính theo phương trình cân bằng nhiệt:

$$Q_{lm} = Q_o - (Q_e + Q_{th} + Q_{ch} + Q_d + Q_{cl}) \quad (8-8)$$

Hoặc cũng có thể tính theo công thức kinh nghiệm sau:

$$Q_{lm} = q'_{lm} N_e, (J/s) \quad (8-9)$$

Trong đó: Q_o – Nhiệt lượng tổng cộng đưa vào động cơ khi động cơ làm việc ở trạng thái phụ tải đã cho.

Q_e – Nhiệt lượng tương đương với công có ích của động cơ.

Q_{th} – Nhiệt lượng do khí thải đem ra ngoài.

Q_{ch} – Nhiệt lượng tổn hao do cháy không hoàn toàn.

Q_d – Nhiệt lượng truyền cho dầu bôi trơn.

Q_{cl} – Nhiệt lượng của các tổn thất nhiệt khác.

q'_{lm} – lượng nhiệt truyền cho nước làm mát ứng với 1 đơn vị công suất trong 1 đơn vị thời gian (J/kW.s).

N_e – công suất có ích của động cơ (kW).

- Đối với động cơ xăng dùng chế hoà khí có thể lấy:

$$q'_{lm} = 1263 \div 1360 (J/kW.s)$$

- Đối với động cơ Diesel:

$$q'_{lm} = 1108 \div 1138 \text{ (J/kW.s)}$$

Sau khi đã xác định trị số Q_{lm} , ta có thể xác định lượng nước G_{lm} tuần hoàn trong hệ thống trong 1 đơn vị thời gian theo biểu thức sau :

$$G_{lm} = \frac{Q_{lm}}{c_n \Delta t_n}, \text{ (kg/s)} \quad (8-10)$$

Trong đó: c_n – tỷ nhiệt của nước làm mát (J/kg.độ).

- Trị số c_n của nước: $c_n = 4,187$ (J/kg.độ)
- Trị số c_n của êtylen glucon: $c_n = 2.093$ (J/kg.độ)

Δt_n – hiệu nhiệt độ nước vào và nước ra bộ tản nhiệt: ($\Delta t_n = t_{nv} - t_{nr}$).

- Đối với động cơ ô tô máy kéo: $\Delta t_n = (5 \div 10)^\circ\text{C}$.
- Động cơ tàu thủy dùng với hệ thống làm mát hở: $\Delta t_n = (15 \div 20)^\circ\text{C}$.
- Động cơ tàu thủy dùng hệ thống làm mát kín : $\Delta t_n = (7 \div 15)^\circ\text{C}$.

II.2. Tính toán kết nước

Tính toán kết nước bao gồm việc xác định bề mặt tản nhiệt để truyền nhiệt từ nước vào môi trường xung quanh. Xác định kích thước của mặt tản nhiệt dựa trên cơ sở lý thuyết truyền nhiệt.

Kết nước tản nhiệt của động cơ ô tô máy kéo có một mặt tiếp xúc với nước nóng và mặt kia tiếp xúc với không khí. Do đó truyền nhiệt từ nước vào không khí là sự truyền nhiệt từ môi chất này đến môi chất khác qua thành mỏng. Như vậy quá trình truyền nhiệt có thể phân làm ba giai đoạn ứng với ba phương trình truyền nhiệt sau:

- Từ nước đến mặt thành ống bên trong:

$$Q_{lm} = \alpha_1 \cdot F_1 \cdot (t_n - t_{\delta 1}), \text{ (J/s)} \quad (8-11)$$

- Qua thành ống :

$$Q_{lm} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot F_1 (t_{\delta 1} - t_{\delta 2}), \text{ (J/s)} \quad (8-12)$$

- Từ mặt ngoài của thành ống đến không khí:

$$Q_{lm} = \alpha_2 \cdot F_2 \cdot (t_{\delta 2} - t_{kk}), \text{ (J/s)} \quad (8-13)$$

Trong đó: Q_{lm} – nhiệt lượng của động cơ truyền cho nước làm mát (J/s), bằng nhiệt lượng do nước dẫn qua bộ tản nhiệt.

α_1 – hệ số tản nhiệt từ nước làm mát đến thành ống bộ tản nhiệt ($\text{W/m}^2 \cdot \text{độ}$).

λ – hệ số dẫn nhiệt của vật liệu làm ống tản nhiệt ($\text{W/m} \cdot \text{độ}$).

δ – chiều dày của thành ống (m).

α_2 – hệ số tản nhiệt từ thành ống của bộ tản nhiệt vào không khí, ($\text{W/m}^2 \cdot \text{độ}$).

F_1 – diện tích bề mặt tiếp xúc với nước nóng (m^2).

F_2 – diện tích bề mặt tiếp xúc với không khí (m^2).

$t_{\delta 1}, t_{\delta 2}$ – nhiệt độ trung bình của bề mặt trong và ngoài của thành ống.

t_n, t_{kk} – nhiệt độ trung bình của nước làm mát trong bộ tản nhiệt và không khí đi qua bộ tản nhiệt.

Giải các phương trình, ta được:

$$Q_{lm} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}} F_2 (t_n - t_{kk}) = k F_2 (t_n - t_{kk}) \quad (8-14)$$

Trong đó: $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$ là hệ số truyền nhiệt của kết nước.

Diện tích F_2 thường lớn hơn diện tích F_1 vì F_2 còn tính đến diện tích của F_1 và tính đến diện tích của các tấm tản nhiệt.

Tỷ số $\frac{F_2}{F_1} = \varphi$ là hệ số diện tích, với loại kết nước dùng ống nước dẹt có thể chọn $\varphi = 3 \div 6$.

Nhiệt độ trung bình của nước làm mát trong kết nước xác định theo biểu thức sau đây:

$$t_n = \frac{t_{nv} + t_{nr}}{2}$$

Trong đó: t_{nv}, t_{nr} – nhiệt độ nước vào và nhiệt độ nước ra của kết nước.

(có thể lấy bằng nhiệt độ nước vào và nhiệt độ nước ra của động cơ).

Nhiệt độ trung bình của không khí làm mát:

$$t_{kk} = \frac{t_{kkv} + t_{kkv}}{2}$$

Trong đó: t_{kkv}, t_{kkv} – nhiệt độ không khí vào và ra bộ tản nhiệt (lấy $t_{kkv} = 49^\circ\text{C}$).

Chênh lệch nhiệt độ của không khí qua bộ tản nhiệt Δt_{kk} lấy bằng $20 \div 30^\circ\text{C}$.

Vì vậy: $t_{kkv} = t_{kkv} + \Delta t_{kk}$

Hệ số α_1 có thể xác định bởi các số liệu thực nghiệm. Trị số thí nghiệm của hệ số α_1 thay đổi trong khoảng $\alpha_1 = 2326 \div 4070$ (W/m².độ) .

Hệ số λ của đồng lá $\lambda = 83,9 \div 126$ (W/m.độ), của hợp kim nhôm $104,8 \div 198$ (W/m.độ) còn của thép không gỉ $9,3 \div 18,6$ (W/m.độ).

Hệ số α_2 phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ lưu động của không khí ω_{kk} .

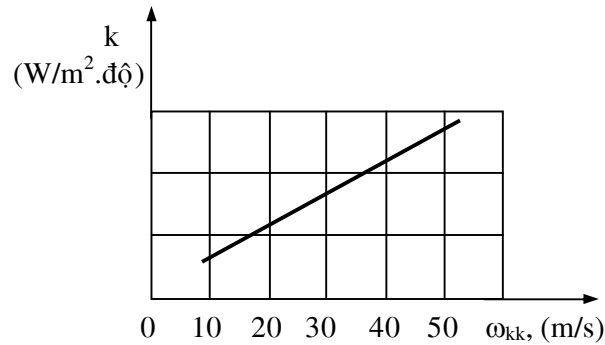
Khi thay đổi ω_{kk} từ $5 \div 60$ m/s thì hệ số α_2 thay đổi đồng biến từ $40,6 \div 303$ (W/m².độ).

Hệ số k cho bộ tản nhiệt kiểu ống có thể xác định theo đồ thị $k = f(\omega_{kk})$ trên hình 8.4

Căn cứ vào các số liệu thí nghiệm, người ta thấy rằng khi xác định bề mặt làm mát của bộ tản nhiệt, có thể lấy $k \approx \alpha_2$ và có thể tính gần đúng.

$$\alpha_2 = 11,38 \omega_{kk}^{0,8} \quad (8-15)$$

Trong đó: ω_{kk} – tốc độ của không khí đi qua bộ tản nhiệt (m/s).



Hình 8.4. Quan hệ của hệ số truyền nhiệt k với tốc độ gió ω_{kk} .

Khi không tính đến các tổn thất nhiệt Q_{lm} cũng có thể xác định theo biểu thức:

$$Q_{lm} = c_{kk} G_{kk} (t_{kkr} - t_{kkv}) \quad (8-16)$$

Do đó:

$$t_{kkr} = t_{kkv} + \frac{Q_{lm}}{c_{kk} G_{kk}}$$

Tương tự, từ công thức (8-10) chúng ta tìm được nhiệt độ của nước khi ra khỏi két nước.

$$t_{nr} = t_{nv} + \frac{Q_{lm}}{G_n}$$

Đối với động cơ ô tô máy kéo, trị số G_{kk} có thể tính theo công thức thí nghiệm:

$$G_{kk} = (0,053 \div 0,102) \cdot N_c \quad (\text{kg/s})$$

Trong đó: N_c – công thức cực đại (kW).

Diện tích F_2 cũng có thể tính theo công thức thực nghiệm gần đúng:

$$F_2 = f_2 \cdot N_c, \quad (\text{m}^2)$$

Trong đó: f_2 – hệ số diện tích làm mát của két nước ứng với 1 đơn vị công suất (m^2/kW).

- Đối với ô tô du lịch: $f_2 = 0,136 \div 0,313$ (m^2/kW).
- Đối với ô tô tải: $f_2 = 0,0204 \div 0,408$ (m^2/kW).

N_c – công suất có ích cực đại của động cơ (kW).

Dung tích của hệ thống làm mát bằng chất lỏng ứng với 1 đơn vị công suất (V_{lm}/N_c) thường trong khoảng:

- Với ô tô du lịch: $0,163 \cdot 10^{-3} \div 0,354 \cdot 10^{-3}$ (m^3/kW)
- Với ô tô tải: $0,272 \cdot 10^{-3} \div 0,816 \cdot 10^{-3}$ (m^3/kW).
- Với máy kéo: $0,816 \cdot 10^{-3} \div 2,04 \cdot 10^{-3}$ (m^3/kW).

III. TÍNH VÀ CHỌN CÔNG SUẤT QUẠT CHO HỆ THỐNG LÀM MÁT BẰNG KHÔNG KHÍ

Chọn theo lượng không khí cần thiết và sức cản khí động mà quạt cần phải khắc phục: Sức cản toàn bộ của hệ thống làm mát bằng gió xác định theo công thức sau:

$$H_q = \Delta H_{th} + \Delta H_{đh} + \Delta H_{ra} \quad (\text{N/m}^2) \quad (8-17)$$

Trong đó: ΔH_{th} – sức cản không khí qua các phiến tản nhiệt ở nắp và thân xylanh (N/m^2).
 ΔH_{dh} – sức cản không khí qua các phiến tản nhiệt ở nắp và thân xylanh (N/m^2).
 ΔH_{ra} – tổn thất khí động ở chỗ ra của không khí khi đưa qua các rãnh (N/m^2).

Trị số ΔH_{th} – xác định theo công thức:

$$\Delta H_{th} = \xi_{th} \frac{\rho_{kk} \omega_{kk}^2}{2.9,8}, \quad (N/m^2) \quad (8-18)$$

Trong đó: ξ_{th} – hệ số tổn thất áp suất có thể lấy trong phạm vi $2 \div 3$.
 ρ_{kk} – khối lượng riêng trung bình của không khí (kg/m^3).
 ω_{kk} – tốc độ của không khí qua các phiến tản nhiệt (m/s).

Trị số: $\Delta H_{dh} = (0,1 \div 0,2) H_q$

Trị số $\Delta H_{ra} = \frac{\rho_{kk} \omega_{kk}^2}{2.9,8} \approx (0,25 \div 0,3) H_q, \quad (N/m^2)$

Thông thường có thể chọn sức cản của toàn bộ của các quạt gió nằm trong phạm vi sau:

- Khi $D < 100$ mm: $H_q = 735,75 \div 981, (N/m^2)$.
- Khi $D = (100 \div 150)$ mm: $H_q = 1171,5 \div 1962, (N/m^2)$.

Công suất tiêu hao cho dẫn động quạt tính theo công thức sau:

$$N_q = \frac{H_p \cdot V_{kk}}{\eta_q} \cdot 10^{-3}, \quad (kW)$$

Trong đó: η_q – hiệu suất của quạt.

(Đối với loại quạt gió lắp ghép bằng đỉnh tán có thể chọn $\eta_q = 0,6 \div 0,7$).

- Đối với động cơ xăng dùng chế hoà khí: $N_q = (0,04 \div 0,15) N_c$
- Đối với động cơ Diesel: $N_q = (0,03 \div 0,08) N_c$

Chú ý rằng, nếu dùng quạt hút thì các xylanh được làm mát đồng đều hơn. Tuy vậy, tiêu hao công suất dẫn động lớn hơn so với loại quạt thổi. Trên bảng 8-1 giới thiệu kích thước thường dùng của các phiến tản nhiệt trên động cơ làm mát bằng gió.

Bảng 8-1 Kích thước của các phiến tản nhiệt

Thông số cơ bản (mm)	Gang		Hợp kim nhôm	
	Xylanh	Nắp xylanh	Xylanh	Nắp xylanh
h	14 ÷ 30	15 ÷ 50	15 ÷ 35	15 ÷ 75
s	6 ÷ 12	6 ÷ 12	3,5 ÷ 8	3,5 ÷ 8
e	4 ÷ 8	4 ÷ 8	2 ÷ 6	2 ÷ 6
δ	2 ÷ 4	2 ÷ 4	1,5 ÷ 2,5	1,5 ÷ 2,5

Chương 9

TÍNH TOÁN HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ XĂNG

Chương 9

TÍNH TOÁN HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ XĂNG

I. TÍNH HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ XĂNG KIỂU CHẾ HOÀ KHÍ

I.1. Đặc tính lý tưởng của bộ chế hòa khí

Đặc tính của bộ chế hòa khí là hàm số thể hiện mối quan hệ giữa hệ số dư lượng không khí α của bộ chế hòa khí với một trong các thông số đặc trưng cho lưu lượng của hòa khí được bộ chế hòa khí chuẩn bị và cấp cho động cơ.

Đặc tính của bộ chế hòa khí dùng để đánh giá sự hoạt động của bộ chế hòa khí khi chế độ làm việc của động cơ thay đổi.

$$\alpha = \frac{G_k}{G_{nl} \cdot L_o} \quad (9-1)$$

Trong đó: G_k – lượng không khí qua bộ chế hòa khí, (kg/s).

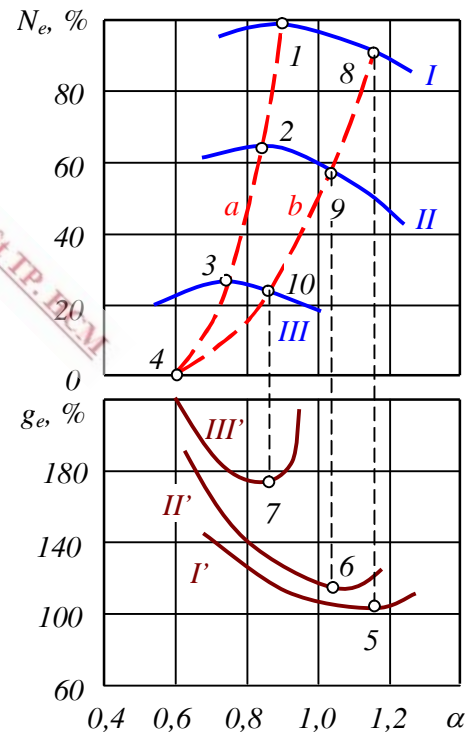
G_{nl} – lượng nhiên liệu qua bộ chế hòa khí, (kg/s).

L_o – lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu, (kg/kg nhiên liệu).

Đặc tính lý tưởng của chế hòa khí là đặc tính thể hiện sự thay đổi thành phần hòa khí α tối ưu theo từng chế độ làm việc của động cơ. Quy luật thay đổi thành phần hòa khí tối ưu được xác định qua đặc tính điều chỉnh thành phần hòa khí, thể hiện sự biến thiên của các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ theo hệ số dư lượng không khí α khi giữ không đổi tốc độ động cơ và vị trí bướm ga.

Trên đồ thị: tung độ là công suất động cơ N_c và suất tiêu hao nhiên liệu g_e , hoành độ là hệ số dư lượng không khí α . Các đường I – I' là kết quả khảo nghiệm khi mở bướm ga 100%. Các đường II – II' và III – III' tương ứng với các vị trí bướm ga nhỏ dần. Qua đồ thị ta có nhận xét:

- Với $n = \text{const}$, ở mỗi vị trí bướm ga giá trị của α tương ứng với công suất cực đại (các điểm 1, 2, 3) đều nhỏ hơn những điểm có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (các điểm 5, 6, 7, 8, 9, 10).
- Ở mỗi vị trí bướm ga, các điểm đạt công suất cực đại đều có $\alpha < 1$.
- Càng đóng nhỏ bướm ga, α của điểm có công suất cực đại càng giảm.
- Khi mở 100% bướm ga, suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất xuất hiện tại $\alpha \approx 1,1$. Càng đóng nhỏ bướm ga vị trí xuất hiện $g_{e\min}$ càng chuyển về hướng giảm của α , khi đóng bướm ga gần kín giá trị $g_{e\min}$ tương ứng với $\alpha < 1$.



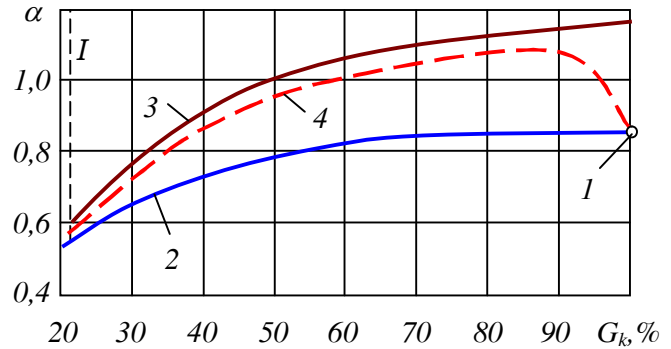
Hình 9.1. Các đặc tính điều chỉnh thành phần hòa khí.

Từ kết quả trên ta có, khi đóng bướm ga nhỏ dần, muốn có công suất cực đại (N_{cmax}) cũng như muốn có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (g_{emin}) đều phải làm cho hòa khí đậm lên. Tùy theo công dụng và điều kiện làm của động cơ mà thực hiện việc điều chỉnh để N_c và g_c biến thiên theo thành phần hòa khí α được sát với đường có thành phần hòa khí của công suất cực đại (đường a) hoặc sát với đường có thành phần hòa khí của suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (đường b).

Nhờ các đường cong a, b ta xây dựng được mối quan hệ giữa thành phần hòa khí α theo lượng không khí G_k của chế hòa khí trên toạ độ $\alpha - G_k$ theo công suất cực đại hoặc suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (hình 9.2).

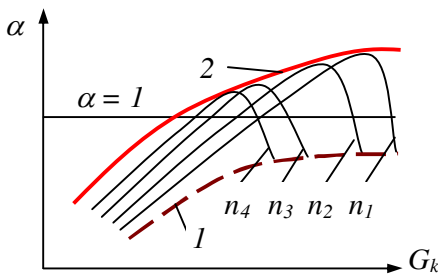
Trong thực tế, người sử dụng chỉ đòi hỏi động cơ phát ra công suất cực đại khi mở 100% bướm ga (điểm 1), còn lại tất cả các vị trí khác khi đóng nhỏ dần bướm ga cần điều chỉnh để động cơ hoạt động với thành phần hòa khí tiết kiệm nhất. Vì vậy, mối quan hệ lý tưởng nhất giữa α và G_k là đường 4. Đây chính là đặc tính lý tưởng của chế hòa khí, khi động cơ làm việc ở một tốc độ nhất định.

Tiếp tục thử nghiệm động cơ với nhiều giá trị tốc độ khác nhau, ta cũng thu được các dạng đặc tính tương tự (hình 9.3). Đường bao 2 của các đặc tính thể hiện các chế độ làm việc tiết kiệm nhất ở các tốc độ khác nhau khi mở hết bướm ga. Đường 1 là đường nối các điểm có công suất cực đại ở các tốc độ khác nhau của động cơ khi mở 100% bướm ga. Tuy nhiên, để giảm mức độ phức tạp, người ta dùng đường trung bình thay cho đặc tính lý tưởng $\alpha - G_k$ được xác định bằng thực nghiệm để động cơ làm việc tiết kiệm nhiên liệu nhất đối với mọi tốc độ (hình 9.4).



Hình 9.2. Đặc tính lý tưởng của chế hòa khí.

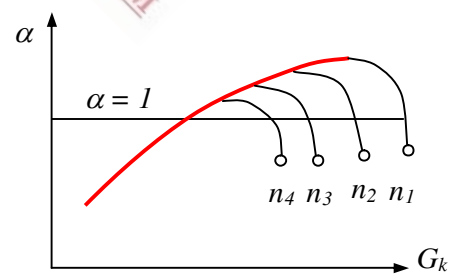
- I – giới hạn không tải.
- 1 – khi bướm ga mở hoàn toàn.
- 2 – khi công suất cực đại.
- 3 – khi suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất.
- 4 – quan hệ lý tưởng của α và G_k .



Hình 9.3. Đặc tính lý tưởng của chế hòa khí ở các tốc độ khác nhau.

$$(n_1 > n_2 > n_3)$$

- 1 – các chế độ N_{emax} khi mở hết bướm ga.
- 2 – các chế độ g_{emin} khi mở hết bướm ga.



Hình 9.4. Đặc tính lý tưởng của chế hòa khí ở các tốc độ khác nhau.

$$(n_1 > n_2 > n_3)$$

Giới hạn của hệ số dư lượng không khí α ở các chế độ làm việc khác nhau như sau:

- Khi động cơ làm việc ở chế độ không tải, muốn động cơ làm việc ổn định $\alpha = 0,4 \div 0,8$.
- Khi mở bướm ga tương đối rộng $\alpha = 1,07 \div 1,15$ để giúp động cơ làm việc tiết kiệm.
- Để động cơ đạt công suất cực đại khi mở 100% bướm ga cần $\alpha = 0,75 \div 0,9$.
- Khi khởi động lạnh ở tốc độ thấp, hòa khí đậm để động cơ dễ khởi động cần $\alpha = 0,3 \div 0,4$.

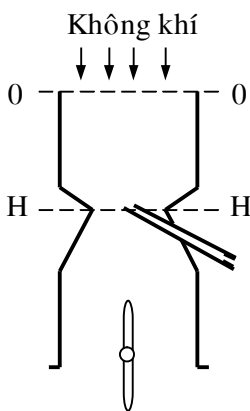
1.2. Xác định kích thước ống khuếch tán, đường kính buồng hỗn hợp

1.2.1. Ống khuếch tán (họng)

Ống khuếch tán của bộ chế hòa khí cần đảm bảo tạo được độ chân không cần thiết cho lưu động của xăng đồng thời không gây sức cản lớn đối với sự chuyển động của không khí. Độ chân không ở ống khuếch tán ảnh hưởng lớn đến kích thước của hạt nhiên liệu khi phun, tốc độ bốc hơi của nhiên liệu và do đó ảnh hưởng đến mức đồng đều về thành phần của khí hỗn hợp trong các xy lanh của động cơ.

Trong quá trình thiết kế, chế tạo bộ chế hòa khí phải làm song song việc tính toán thiết kế và việc chế tạo thử các chi tiết, tuyệt đối không thể chỉ dựa vào kết quả tính toán lý thuyết rồi bước vào sản xuất hàng loạt ngay, vì cấu tạo bộ chế hòa khí cũng như những hiện tượng xảy ra trong quá trình làm việc của bộ chế hòa khí đều rất phức tạp.

Khi động cơ hoạt động ở tốc độ cực đại và mở hết bướm ga, xem dòng môi chất qua họng khuếch tán không chịu nén. Dựa vào sơ đồ tính toán như hình 9.5, ta viết phương trình Bernoullie qua mặt cắt 0 – 0 và H – H có dạng sau:



Hình 9.5. Sơ đồ tính tiết diện của họng khuếch tán.

$$\frac{p_o}{\rho_o} = \frac{p_h}{\rho_o} + \frac{W_h}{2} + \xi \cdot \frac{W_h}{2} \quad (9-2)$$

Trong đó: p_o – áp suất khí trời.

ρ_o – mật độ không khí (khối lượng riêng).

W_h – tốc độ không khí qua họng.

ξ – hệ số cản của dòng chảy giữa hai mặt cắt.

Từ phương trình (8-2), ta rút ra được:

$$\Delta p_h = p_o - p_h = \frac{\rho_o \cdot W_h^2}{2} \cdot (1 + \xi)$$

Từ đó tìm được:

$$W_h = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_o}} \cdot \Delta p_h = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_o}} \cdot \Delta p_h \quad (9-3)$$

Trong đó: $\varphi_h = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi}} = 0,8 \div 0,9$ – hệ số tốc độ của họng.

Sau khi qua tiết diện hẹp nhất của họng f_{hmin} , tiết diện thực tế của dòng không khí f_{nmin} bị bóp nhỏ lại làm cho ($f_{nmin} < f_{hmin}$). Hiện tượng này được đặc trưng bằng hệ số bóp dòng $\alpha_b \left(\alpha_b = \frac{f_{nmin}}{f_{hmin}} \right)$.

Thông thường $\alpha_b = 0,97 \div 0,99$.

Tích số của φ_h và α_b được gọi là hệ số lưu lượng μ_h của họng: $\mu_h = \varphi_h \cdot \alpha_b$

Lưu lượng của dòng hỗn hợp qua họng là G_k sẽ là: $G_k = \alpha_b \cdot f_{hmin} \cdot W_h \cdot \rho_o$ (kg/s). (9-4)

Thay (9-3) vào (9-4), lấy $f_h = f_{hmin}$ và $\mu_h = \varphi_h \cdot \alpha_b$ ta được:

$$G_k = \mu_h \cdot f_h \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_h \cdot \rho_o} \quad (9-5)$$

Theo kết quả thí nghiệm cho thấy $\Delta p_h = 2 \div 15$ (kN/m²). Từ công thức (9-5) ta hoàn toàn xác định được tiết diện của họng khuếch tán f_h .

$$f_h = \frac{G_k}{\mu_h \cdot \sqrt{2 \Delta p_h \gamma_o}} \quad (9-6)$$

Muốn xác định tiết diện lưu thông f_h cần biết độ chân không Δp_h . Độ chân không Δp_h cần đảm bảo chất lượng hòa trộn giữa nhiên liệu và không khí. Cần thấy rằng độ chân không Δp_h không phải là hằng số theo thời gian: dao động của Δp_h càng nhiều nếu số vòng quay của trục khuỷu càng thấp và số xy lanh càng ít.

Từ phương trình (9-5) ta thấy rằng: nếu $\mu_h f_h$ là hằng số thì Δp_h tỷ lệ thuận với bình phương của lưu lượng G_k . Do đó muốn xác định f_h , cần cho trước độ chân không Δp_h ở trường hợp ít tải (G_{hh} nhỏ) chứ không phải ở trường hợp toàn tải.

Trong các bộ chế hòa khí hiện nay để giảm bớt độ chân không ở ống khuếch tán Δp_h người ta đã làm f_h đủ lớn, và thiết kế hệ thống không tải sao cho hệ thống này không những hoạt động ở chế độ ít tải mà còn hoạt động cả ở các chế độ phụ tải trung bình.

Đường kính các họng thường được xác định theo những số liệu sau:

- Loại một họng: $d_h = (0,6 \div 0,8) \cdot d$
- Loại hai họng: $d_n = (0,6 \div 0,8) \cdot d$
 $d_t = (0,2 \div 0,3) \cdot d$
- Loại ba họng: $d_n = (1,0 \div 1,2) \cdot d$
 $d_g = (0,4 \div 0,5) \cdot d$
 $d_t = (0,2 \div 0,3) \cdot d$

Trong đó: d_h – đường kính họng loại một họng.

d_n, d_g, d_t – đường kính họng ngoài, đường kính họng giữa và họng trong.

d – đường kính buồng hỗn hợp.

Dựa theo đặc điểm về cấu tạo người ta chia các họng thành hai loại: loại không đổi tiết diện lưu thông và loại thay đổi tiết diện lưu thông. Trong các bộ chế hòa khí không đổi tiết diện lưu thông của họng thường có từ một đến ba họng (hai họng hoặc ba họng). Trường hợp có nhiều họng thì có thể làm tăng độ chân không từ họng trong mà sức cản của chế hòa khí vẫn giữ nguyên không tăng.

Họng của bộ chế hòa khí hiện nay hầu hết đều làm thành một cụm chi tiết rời, bề mặt họng được gia công đạt độ chính xác cao. Cũng có trường hợp họng được đúc liền với thân của bộ chế hòa khí, trước khi lắp thường chỉ làm sạch bề mặt họng vì vậy khi lắp phải làm thêm nhiều động tác phụ mà vẫn rất khó đảm bảo cho đặc tính của các bộ chế hòa khí có cùng một dạng trong cùng một loạt sản xuất.

1.2.2. Đường kính buồng hỗn hợp

Đường kính buồng hỗn hợp là kích thước cơ bản quan trọng của bộ chế hòa khí. Người ta dựa vào đường kính này để chọn bộ chế hòa khí lắp lên động cơ.

Bản thân khái niệm về buồng hỗn hợp chỉ mang tính chất giả thuyết vì trên thực tế nó chỉ đảm đương một phần nhỏ nhiệm vụ trong quá trình hình thành khí hỗn hợp. Thực tế buồng hỗn hợp chỉ là không gian đặt bướm ga của bộ chế hòa khí.

Khi lựa chọn bộ chế hòa khí lắp lên động cơ, người ta đều xuất phát từ điều kiện đảm bảo cho tốc độ trung bình của môi chất đi qua buồng hỗn hợp v_{tb} , đạt tới một giá trị cần thiết. Tốc độ trung bình v_{tb} được tính theo công thức sau:

$$v_{tb} = \frac{V_h \cdot n \cdot i \cdot \eta \cdot \varphi}{\tau \cdot \pi \cdot d^2 \cdot 750}, \quad (\text{m/s}) \quad (9-7)$$

Trong đó: V_h – thể tích công tác của một xy lanh (cm^3).

i – số xy lanh dùng chung một buồng hỗn hợp.

n – số vòng quay của động cơ, khi chạy ở công suất thiết kế (vòng/ph).

η – hệ số nạp.

φ – hệ số quét khí, nếu là động cơ bốn kỳ không tăng áp thì $\varphi = 1$.

τ – số kỳ của động cơ.

d – đường kính của buồng hỗn hợp (cm).

Kinh nghiệm sử dụng các bộ phận chế hòa khí cho thấy: động cơ sẽ đạt được các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật tốt nếu $v_{tb} = 40 \div 60$ m/s đối với trường hợp bốn xy lanh có chung một buồng hỗn hợp. Còn đối với trường hợp buồng hỗn hợp chỉ ăn thông với một hay hai xy lanh của động cơ bốn kỳ thì v_{tb} sẽ nhỏ hơn nhiều vì thời gian môi chất đi qua buồng hỗn hợp chỉ chiếm một phần tư hay một nửa thời gian của chu trình.

Vì vậy nếu hai xy lanh của động cơ bốn kỳ có chung một buồng hỗn hợp thì $v_{tb} = 20 \div 30$ m/s.

Có thể dùng công thức sau để tính đường kính của buồng hỗn hợp:

$$d = a_n \sqrt{V_h i \frac{n}{1000}} \quad (9-8)$$

Trong đó: a_n – hệ số dao động của dòng chảy.

a_n phụ thuộc vào số lượng xy lanh có chung một buồng hỗn hợp.

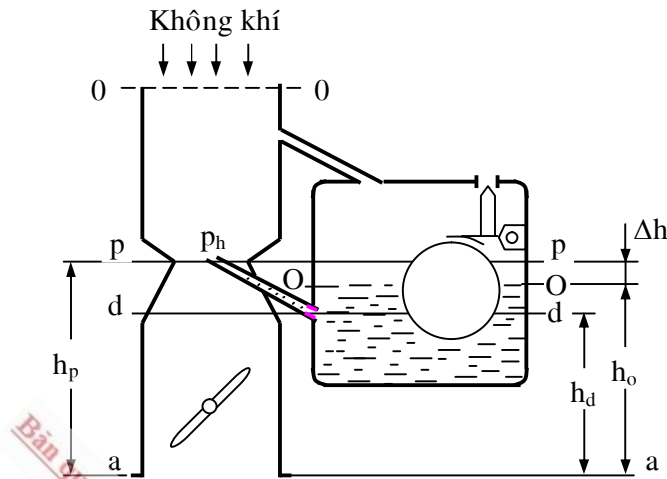
Số xy lanh:	1	2	3	4	5	6
Hệ số a_n :	24,2	17,1	14,15	13	12,85	11,9

Khi chọn bộ chế hòa khí cho động cơ cần nhớ rằng: tốc độ v_{tb} lựa chọn chỉ có thể đảm bảo kết quả tốt nếu lựa chọn chính xác tỷ số giữa tiết diện lưu thông của họng f_h và tiết diện lưu thông của buồng hỗn hợp f_b vì chất lượng làm việc của chế hòa khí phụ thuộc chủ yếu vào thông số của họng.

Chiều dài buồng hỗn hợp của các bộ chế hoà khí cần đảm bảo đủ không gian để mở bướm ga. Hiện nay chiều dài này nằm trong khoảng từ $(0,8 \div 1,3) \cdot d$, người ta vẫn đang tiếp tục tìm biện pháp giảm chiều dài này tới giá trị nhỏ nhất cho phép.

I.3. Xác định đường kính gic-lơ chính

Trong các bộ chế hòa khí đều có gic-lơ xăng và gic-lơ không khí. Yêu cầu chính đối với các loại gic-lơ là: đảm bảo mối quan hệ ổn định giữa lưu lượng và mức chênh lệch áp suất phía trước và phía sau gic-lơ.



Hình 9.6. Sơ đồ tính tiết diện của gic-lơ chính..

Trên hình 8.6, gic-lơ có thể đặt ở bất kỳ điểm nào trên đường từ buồng phao đến miệng ra của vòi phun chính. Miệng ra của vòi phun chính đặt cao hơn mặt thoáng của xăng trong buồng phao một đoạn $\Delta h = 5 \div 8$ mm nhằm tránh xăng tràn ra ngoài.

Phương trình Bernoullie, viết cho dòng chảy đi qua mặt cắt O – O và d – d có dạng sau:

$$gh_o + \frac{p_o}{\rho_{nl}} = g.h_d + \frac{p_d}{\rho_{nl}} + \frac{W_{dt}^2}{2} \quad (9-9)$$

Trong đó: h_o, h_d – khoảng cách từ mặt O – O và d – d tới mặt chuẩn a – a.

ρ_{nl} – khối lượng riêng của xăng.

p_o, p_d – áp suất tĩnh tại mặt O – O và d – d.

W_{dt} – vận tốc của dòng xăng đi qua mặt cắt d – d (qua gic-lơ).

Từ phương trình (9-9) ta xác định được W_{dt} :

$$W_{dt} = \sqrt{2 \left[g(h_o - h_d) + \frac{p_o - p_d}{\rho_{nl}} \right]}$$

Áp suất tĩnh p_d tại tiết diện d – d được tính qua áp suất p_h như sau:

$$p_d = p_h + g \cdot \rho_{nl} \cdot (h_o - h_d + \Delta h)$$

Trong đó: $\Delta h = h_p - h_o$

h_p – chiều cao của mặt p – p so với mặt chuẩn a – a.

Thay p_d vào biểu thức tính W_{dt} , ta được:

$$W_{dt} = \sqrt{2 \cdot \left[g(h_o - h_d) + \frac{p_o - (p_h + g \cdot \rho_{nl} \cdot (h_o - h_d + \Delta h))}{\rho_{nl}} \right]}$$

$$= \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p_h - g \cdot \Delta h \cdot \rho_{nl}}{\rho_{nl}}} \quad (9-10)$$

Nếu φ_d là hệ số tốc độ của gic-lơ, nhằm đánh giá tổn thất tốc độ của dòng chảy qua gic-lơ thì tốc độ thực tế của dòng xăng qua gic-lơ (W_d) xác định như sau:

$$W_d = \varphi_d \cdot W_{dt} = \varphi_d \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p_h - g \cdot \Delta h \cdot \rho_{nl}}{\rho_{nl}}} \quad (9-11)$$

Nếu α_d là hệ số bóp dòng của xăng khi qua tiết diện f_d của gic-lơ, ta sẽ xác định được lưu lượng của xăng qua gic-lơ (G_{nl}) như sau:

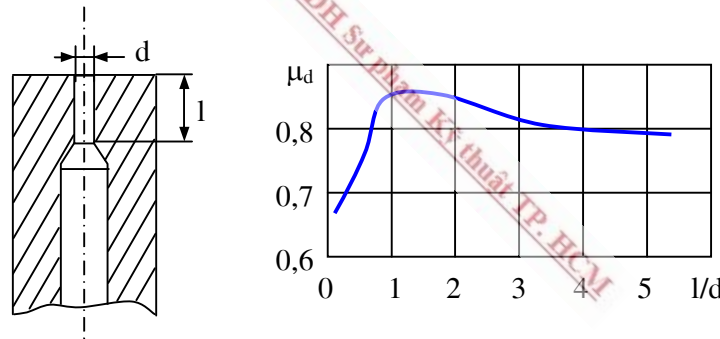
$$G_{nl} = W_d \cdot \alpha_d \cdot f_d \cdot \rho_{nl} = \mu_d \cdot f_d \cdot \sqrt{2 \cdot (\Delta p_h - g \cdot \Delta h \cdot \rho_{nl}) \cdot \rho_{nl}} \quad (9-12)$$

Trong đó: $\mu_d = \varphi_d \cdot \alpha_d$ – hệ số lưu lượng, được xác định bằng thực nghiệm.

f_d – tiết diện của gic-lơ.

Từ phương trình (9-12), nếu biết hệ số lưu lượng (μ_d) và mức chênh lệch áp suất trước và sau gic-lơ ta hoàn toàn xác định được tiết diện của gic-lơ (f_d).

Tuy nhiên hệ số lưu lượng lại lệ thuộc vào kích thước hình học của lỗ (tỷ số l/d , trong đó: l là chiều dài và d là đường kính lỗ). Điều này được thể hiện trên hình 9.7



Hình 9.7. Ảnh hưởng tỷ số l/d của gic-lơ tới hệ số lưu lượng μ_d .

Tỷ số giữa chiều dài và đường kính lỗ gic-lơ l/d trong các bộ chế hòa khí hiện nay thường lớn hơn 2, vì nếu nhỏ hơn 2 thì hệ số lưu lượng sẽ phụ thuộc nhiều vào tỷ số đó.

Trong các bộ chế hòa khí hiện nay, lưu lượng của gic-lơ chính khoảng $150 \div 640 \text{ cm}^3/\text{ph}$. Mối quan hệ giữa các gic-lơ trong bộ chế hòa khí phụ thuộc vào cấu tạo của bộ chế hòa khí ấy.

Các nhà máy chế tạo các bộ chế hòa khí hiện nay đều không tính lưu lượng mà chỉ xác định kích thước và hình dạng của gic-lơ bằng biện pháp thực nghiệm. Sở dĩ như vậy là vì rất khó xác định hệ số lưu lượng và vì lưu lượng của gic-lơ thường thay đổi lớn khi có sai lệch nhỏ về kích thước hình dạng và độ bóng của gic-lơ mặc dù những sai lệch này vẫn còn nằm trong giới hạn cho phép của bản vẽ thiết kế.

II. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ PHUN XĂNG

Trong hệ thống phun xăng, dùng vòi phun để phun xăng vào xylanh ngay phía sau xupap nạp vào các nhánh ống nạp hoặc vào đường nạp chung ở phía trước bướm ga, để cấp hòa khí có thành phần phù hợp với phụ tải và tốc độ vào xylanh động cơ trước khi nén và đánh lửa.

II.1. Tính toán lượng nhiên liệu phun

Lượng nhiên liệu phun vào mỗi xylanh của động cơ (m_f) phụ thuộc vào lượng không khí được cung cấp và nó được kiểm soát bởi thời gian phun (t_i) (chính là thời gian mở của kim phun).

$$m_f = \frac{m_a}{L_{st}} = \frac{1}{L_{st} \cdot \alpha} \cdot \frac{m'_a}{n} \cdot \frac{2}{Z}$$

Trong đó: m_a – khối lượng không khí.

m'_a – lưu lượng không khí.

$L_{st} = 14,66$.

α – tỷ lệ hoà khí

n – tốc độ của động cơ.

Z – số xylanh của động cơ.

Trên thực tế lượng nhiên liệu phun ra m_f không những tỷ lệ với thời gian mở kim t_i mà còn lệ thuộc vào độ chênh lệch áp suất trên kim và dưới kim ΔP . Trong trường hợp động cơ phun trực tiếp, áp suất dưới kim là áp suất buồng cháy.

$$m_f \approx \rho_{nl} \cdot A_c \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho_{nl}}} \cdot t_i \quad (9-13)$$

Trong đó: ρ_{nl} – tỷ trọng (khối lượng riêng) của nhiên liệu.

A_c – tiết diện của lỗ kim phun.

t_i – thời gian mở kim.

ΔP – chênh lệch áp suất trên và dưới kim.

- Động cơ phun xăng trên đường ống nạp: $\Delta P = 5$ bar.

- Động cơ phun xăng trực tiếp: $\Delta P = 400$ bar.

Thời gian phun ở một chế độ hoạt động nào đó của động cơ:

$$t_i = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{m'_a}{n} \cdot \frac{2}{Z}$$

Ở một chế độ mà động cơ hoạt động với tỷ lệ hoà khí lựa chọn α_o , thời gian phun sẽ là:

$$t_i = \frac{1}{\alpha_o} \cdot \frac{m'_a}{n} \cdot \frac{2}{Z}$$

Ở những chế độ khác, với $\alpha \neq \alpha_o$, thời gian phun sẽ là:

$$t_i = \frac{\alpha}{\alpha_o} \cdot t_o$$

II.2. Tính toán thời gian phun

Yếu tố quan trọng trong việc điều khiển phun xăng là phải xác định khối lượng không khí vào xy lanh, từ đó tính toán được lượng xăng tương ứng để có tỷ lệ hoà khí thích hợp nhất cho từng chế độ làm việc của động cơ.

Trong quá trình động cơ làm việc, đối với hệ thống phun xăng D – Jetronic (sử dụng cảm biến áp suất trên đường ống nạp) lưu lượng không khí nạp được xác định bằng khối lượng của nó đi qua bướm ga bởi các cảm biến. Nếu có một động cơ 4 kỳ, số xy lanh là Z thì khối lượng không khí đi vào mỗi xy lanh sẽ là:

$$R_{mc} = \frac{R_m \cdot 120}{n \cdot Z}$$

Trong đó: R_m – lưu lượng không khí tính theo khối lượng.
 n – tốc độ động cơ.
 Z – số xy lanh của động cơ.

Lượng nhiên liệu cần phun vào một xy lanh trong mỗi chu trình công tác là:

$$m_{fc} = \frac{R_{mc}}{(A/F)_d}$$

Trong đó: $(A/F)_d$ – tỷ lệ hoà khí mong muốn.

Thời gian mở kim phun cơ bản (t_b) sẽ lệ thuộc vào lưu lượng của kim phun R_i và được xác định bằng phương trình sau:

$$t_b = \frac{m_{fc}}{R_i}$$

Như vậy, lượng xăng phun vào xy lanh ở hệ thống phun xăng dựa vào tín hiệu về tốc độ động cơ n và lưu lượng khí nạp để tính ra thời gian phun cơ bản t_b . Sau đó dựa vào phụ tải (vị trí bướm ga), nhiệt độ động cơ, nhiệt độ khí nạp để tính thêm thời gian phun hiệu chỉnh t_m . Dựa vào điện accum tính thêm thời gian hiệu chỉnh t_s do sụt áp (sụt áp accum sẽ làm tăng quán tính đóng mở kim phun).

Cuối cùng tính được thời gian phun thực tế để điều khiển kim phun theo công thức sau:

$$t_i = t_b + t_m + t_s \quad (9-14)$$

Trong đó: t_b – thời gian phun cơ sở.
 t_m – thời gian phun hiệu chỉnh dựa vào tốc độ động cơ, nhiệt độ nước làm mát và nhiệt độ khí nạp.
 t_s – thời gian hiệu chỉnh dựa vào sụt áp của accum.
 t_i – thời gian phun thực tế.

Chương 10

TÍNH TOÁN HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ DIESEL

Chương 10

TÍNH TOÁN HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ DIESEL

I. ĐẶC TÍNH CỦA BƠM CAO ÁP

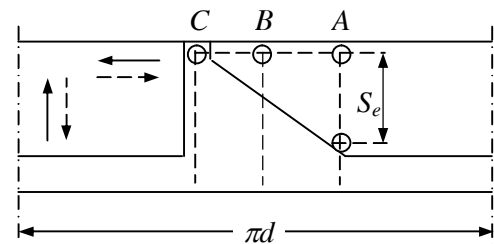
Bơm Bosch là loại bơm cao áp vẫn được dùng rộng rãi trong các loại động cơ Diesel hiện nay, vì vậy trong phần này chúng ta sẽ khảo sát về các đặc tính của loại bơm này.

Đặc tính cung cấp nhiên liệu của bơm cao áp là đặc tính nói lên mối quan hệ giữa sự biến thiên lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct} (lượng nhiên liệu của một hành trình bơm) theo tốc độ quay của trục bơm, tại một vị trí cố định của thanh răng bơm cao áp.

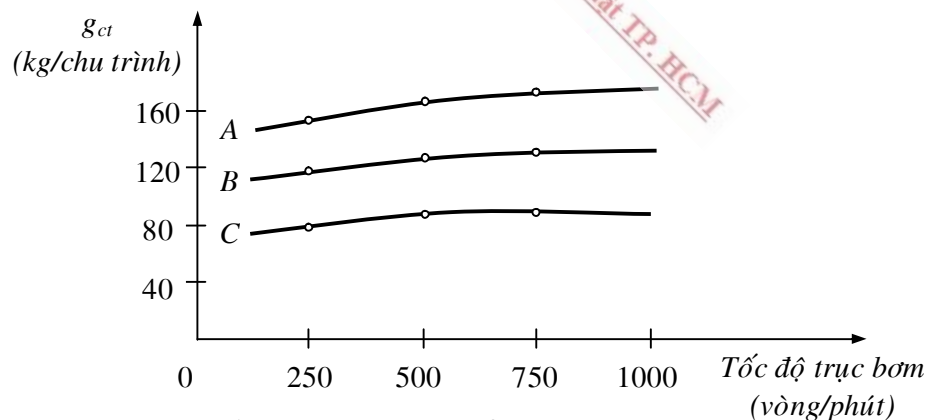
Trên hình triển khai phần đầu của piston (hình 10.1), thể hiện sự thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình của bơm cao áp Bosch.

Trên đồ thị, S_c là hành trình có ích của piston bơm, được xác định theo kích thước hình học và xylanh bơm. Trên thực tế, khi nhiên liệu qua lỗ thoát có tổn thất nên thời gian đầu của quá trình cung cấp, áp suất nhiên liệu bên trong xylanh sẽ tăng lên sớm hơn so với thời điểm đóng kín lỗ thoát trên xylanh. Tương tự, thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu thực tế cũng không xảy ra cùng thời điểm mở lỗ thông do rãnh nghiêng thực hiện mà thường muộn hơn.

- Vị trí A, tương ứng với hành trình S_c cực đại.
- Vị trí B, tương ứng với hành trình S_c nhỏ hơn.
- Vị trí C, tương ứng với hành trình $S_c = 0$.



Hình 10.1. Thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho một chu trình.



Hình 10.2. Đặc tính của bơm BOSCH.

Vì vậy hành trình cấp nhiên liệu thực tế thường lớn hơn hành trình có ích lý thuyết làm cho lượng nhiên liệu thực tế cấp cho chu trình thường lớn hơn giá trị định lượng lý thuyết. Hiệu ứng nói trên sẽ càng lớn nếu tốc độ động cơ càng cao.

Các đặc tính A, B, C của bơm cao áp trên hình 10.2 tương ứng với ba vị trí khác nhau của thanh răng bơm cao áp. Biến thiên của ba đặc tính này tương tự nhau, càng tăng tốc độ động cơ (giữa không đổi vị trí của thanh răng bơm cao áp) sẽ càng làm tăng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct} .

Gọi η_b là hệ số cung cấp nhiên liệu của bơm cao áp: $\eta_b = \frac{V_{ct}}{V_{lt}}$, là tỷ số giữa lượng nhiên liệu thực tế bơm cao áp cung cấp trong một chu trình (tính theo thể tích) trên lượng nhiên liệu lý thuyết mà bơm cao áp cung cấp trong một chu trình.

$$V_{ct} = \frac{g_{ct}}{\rho_{nl}}$$

$$V_{lt} = f_p \cdot S_e = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S_e$$

Trong đó: f_p – diện tích đỉnh piston bơm cao áp.
 d – đường kính piston bơm cao áp.
 S_e – hành trình có ích của piston bơm cao áp.
 g_{ct} – lượng nhiên liệu cung cấp trong một chu trình.
 ρ_{nl} – khối lượng riêng của nhiên liệu.

Trên động cơ ô tô máy kéo, bơm cao áp Bosch có $\eta_b = 0,75 \div 0,9$

II. ĐẶC TÍNH CỦA VÒI PHUN NHIÊN LIỆU

Đặc tính của vòi phun là những đường cong biểu diễn biến thiên của hàm số áp suất theo lưu lượng nhiên liệu qua lỗ phun.

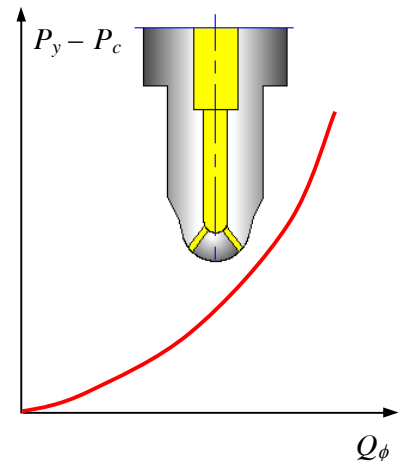
II.1. Loại vòi phun hở

Đặc tính vòi phun hở là hàm số thể hiện mối quan hệ giữa chênh áp trước và sau lỗ phun với lưu lượng nhiên liệu qua lỗ. Ở vòi phun hở, tiết diện lưu thông của lỗ phun luôn luôn là hằng số. Từ phương trình Bernoullie, đặc tính của vòi phun hở có dạng sau:

$$P_y - P_c = \frac{Q_p^2 \cdot \rho_{nl}}{2 \cdot (\mu_c \cdot f_c)^2} \quad (10-1)$$

Trong đó: P_y – áp suất nhiên liệu phía trước lỗ phun (Pa).
 P_c – áp suất môi chất trong buồng cháy (Pa).
 Q_p – lưu lượng nhiên liệu qua lỗ phun.
(m^3/s).
 ρ_{nl} – khối lượng riêng của nhiên liệu.
(kg/m^3).

Động cơ ô tô máy kéo hoạt động trong phạm vi tốc độ rất rộng từ 500 ÷ 600 vòng/phút ở chế độ không tải, 3.500 ÷ 4.000 vòng/phút ở chế độ toàn tải. Trong phạm vi thay đổi này chênh lệch áp suất sẽ thay đổi khoảng 40 đến 70 lần. Như vậy, sẽ xảy ra trường hợp chênh áp thấp ($P_y - P_c \approx 3 \div 6$ MPa) khi chạy không tải làm cho nhiên liệu không thể xé tới tốt. Ngoài ra vòi phun hở thường xuyên có hiện tượng nhỏ giọt sau khi kết thúc phun.



Hình 10.3. Đặc tính của vòi phun hở.

Hiện tượng trên sẽ làm cho các giọt nhiên liệu bay hơi chậm, khó cháy hết, dễ tạo muội than gây tắc lỗ phun, làm giảm công suất và hiệu suất động cơ.

Chính vì những nhược điểm trên nên vòi phun hở của động cơ Diesel hiện nay rất ít dùng mà thay thế vào đó là loại vòi phun kín.

II.2. Loại vòi phun kín có kim

Vòi phun kín có kim là vòi phun có kim tỳ lên đế van, gây ngăn cách giữa không gian phía trước và phía sau mặt tỳ của kim phun. Hiệu số giữa áp suất P_2 ở sau mặt tỳ của kim phun và áp suất P_z trong buồng cháy được xác định qua công thức:

$$P_2 - P_z = \frac{Q_\phi^2 \cdot \rho_{nl}}{2 \cdot (\mu_c \cdot f_c)^2} \quad (10-2)$$

Biến thiên áp suất P_y trong không gian phía trước đế tỳ, xác định nhờ hai phương trình sau:

II.2.1. Phương trình cân bằng lực tác dụng lên kim phun

$$A + Bx = P_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} + p_y \cdot \frac{\pi \cdot (d_0^2 - d_1^2)}{4} \quad (12-3)$$

Trong đó: A – lực ép ban đầu của lò xo lên kim phun (N).

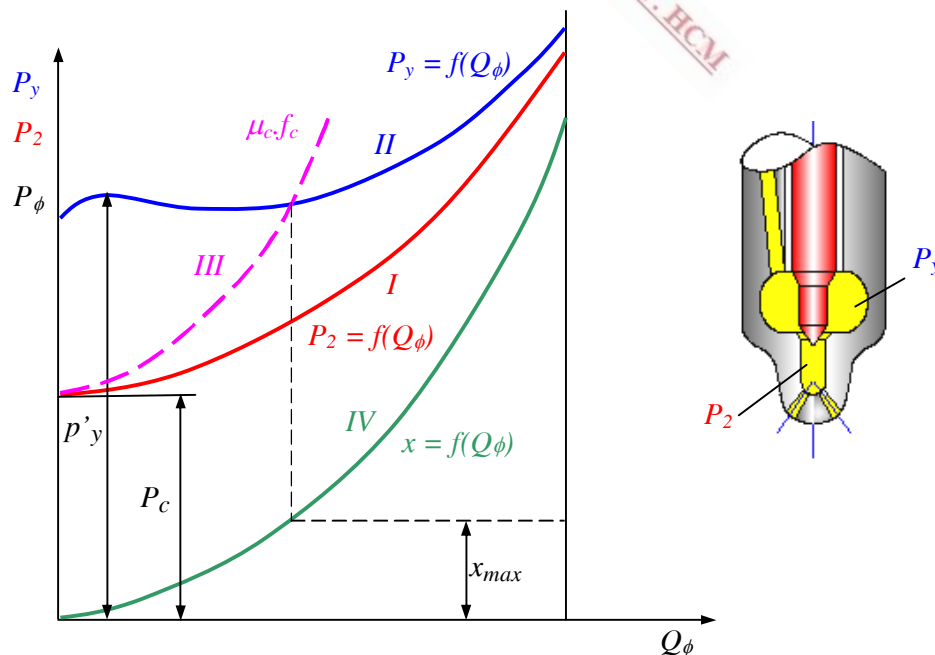
B – độ cứng của lò xo (N/m).

x – hành trình nâng kim (m).

d_1, d_2 – đường kính trung bình mặt tỳ mũi kim và đường kính phần dẫn hướng của kim (m).

II.2.2. Phương trình Bernuollie của dòng nhiên liệu đi qua đế tỳ của kim

$$P_y - P_2 = \frac{Q_\phi^2 \cdot \rho_{nl}}{2 \cdot (\mu_1 \cdot f_1)^2} \quad (10-4)$$



Hình 10.4. Đặc tính của vòi phun kín.

Trong đó: μ_1 – hệ số lưu lượng.

f_1 – tiết diện lưu thông qua đế tỳ của kim.

$f_1 = x \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \sin \gamma$, với 2γ – góc côn của mũi kim.

Hàm $P_y = f(Q_\phi)$ thể hiện qua đường II (hình 10.4), càng tăng Q_1 thì đường II càng sát với đường I, nếu độ nâng kim x không bị hạn chế. Tiết diện lưu thông tương đối nhỏ tại đế kim phun f_1 gây tiết lưu và tăng chuyển động rối của nhiên liệu tại đây, cải thiện chất lượng phun tới. Ở chế độ không tải, chạy chậm với vòi phun kín tiêu chuẩn vẫn cho chất lượng phun tốt. Nhờ có kim phun ngăn cách hai không gian phía trước và sau đế tỳ của kim phun, nên khi kết thúc đã tránh được hiện tượng nhỏ giọt (đây là một ưu điểm lớn ở vòi phun kín mà vòi phun hở không có được).

Đường III trên (hình 10.4) là hàm $p_y = f(Q_\phi)$ khi $x = x_{\max}$ (hành trình nâng kim bị hạn chế).

Đường IV là hàm $x = f(Q_\phi)$. Áp suất nâng kim P_ϕ tác dụng lên diện tích hình vành khuyên:

$$f_v = \frac{\pi}{4} \cdot (d_0^2 - d_k^2)$$

Trong đó: d_k – đường kính lớn mặt tỳ hình côn của kim.

Khi kim đã mở, áp suất nhiên liệu trong vòi phun tác dụng lên toàn bộ diện tích ngang f_0 phần dẫn hướng của kim $\{f_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}\}$. Nếu P'_ϕ là áp suất bắt đầu đóng kim, ta có mối quan hệ sau:

$$P'_\phi \cdot f_0 \approx P_\phi \cdot f_v$$

$$P'_\phi \approx P_\phi \cdot \frac{f_v}{f_0} \approx P_0 \cdot \delta \quad \text{với} \quad \delta = \frac{f_v}{f_0}$$

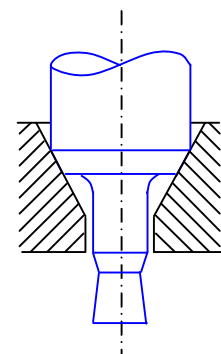
Cuối quá trình phun áp suất trong vòi phun tương đối lớn, muốn cho kim phun được đóng nhanh cần chọn $\delta \geq 0,75$ và độ cứng lò xo từ $(150 \div 300)$ N/mm.

II.3. Loại vòi phun kín có chốt

Loại vòi phun có chốt trên kim phun được sử dụng nhiều nhất trong các loại động cơ cao tốc có buồng cháy ngăn cách, đôi khi cũng được sử dụng trong các loại động cơ cao tốc có buồng cháy thống nhất. Người ta dùng vòi phun tiết lưu để thực hiện quy luật cung cấp nhiên liệu bậc thang và làm êm dịu quá trình cháy, vì vòi phun tiết lưu đã giảm tốc độ cung cấp nhiên liệu trong giai đoạn đầu của quá trình phun.

Phần trên của chốt là hình trụ, phần chốt đặt trong lỗ phun tạo ra một khe hở nhỏ. Giai đoạn đầu của hành trình nâng kim, phần trụ của chốt có tác dụng tiết lưu đối với lỗ phun tạo điều kiện đạt quy luật cung cấp nhiên liệu cần thiết.

Các loại vòi phun có chốt trên kim phun thường dùng kim phun có chốt hình chóp cụt. Góc côn của tia nhiên liệu trong loại vòi phun này có phạm vi rất rộng từ $(2 \div 4)^\circ$ đến $(60 \div 70)^\circ$ bằng cách thay đổi góc côn trên chốt của kim phun hoặc thay đổi tiết diện lưu thông hình vành khăn giữa thành lỗ phun và chốt của kim phun.



Hình 10.5. Loại vòi phun kín có chốt.

Do tiết diện lưu thông nhỏ nhất của lỗ phun trong các đoạn nâng kim phun thay đổi theo quy luật khác nhau, nên đặc tính của vòi phun có chốt trên kim phun có dạng như hình 10.6.

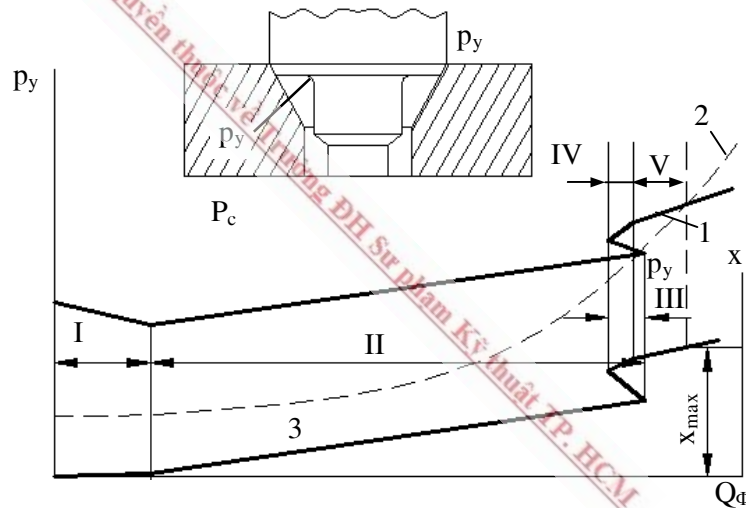
Trên hình 10.6 đường 1 là hàm số $p_y = f(Q_\Phi)$, khi không hạn chế hành trình của kim phun; đường 2 là hàm số $p_y = f(Q_\Phi)$ không tiết lưu và tương tự vòi phun hở; đường 3 là hàm số $x = f(Q_\Phi)$ khi hạn chế hành trình tại x_{\max} .

Trên đoạn I, sơ đồ vận động của dòng nhiên liệu và đặc tính của vòi phun có dạng giống như vòi phun có van phẳng.

Trên đoạn II, do tiết diện lưu thông qua các phần côn của chốt tăng nên khi tăng lưu lượng nhiên liệu thì áp suất p_y và hành trình nâng kim phun đều tăng tương đối chậm.

Trên đoạn III, do tiết diện lưu thông qua phần côn dưới của chốt giảm đi nên áp suất p_y giảm và hành trình nâng kim phun x tăng rất nhanh. Nếu góc của phần côn dưới tương đối lớn, thì mặc dầu áp suất p_y và hành trình nâng kim phun x vẫn tăng nhưng lưu lượng nhiên liệu Q_Φ có thể giảm do vòi phun làm việc không ổn định và kim phun dao động mạnh.

Trên đoạn IV, tiết diện lưu thông qua phần côn của chốt không thay đổi vì vậy cả p_y và x đều tăng nhanh theo Q_Φ .



Hình 10.6. Đặc tính của vòi phun có chốt trên kim phun

III. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CƠ BẢN CỦA HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ DIESEL

III.1. Xác định những kích thước chính của bơm cao áp

Những kích thước chính của bơm cao áp được xác định theo lượng nhiên liệu cấp cho chu trình để động cơ làm việc ở chế độ thiết kế. Tuy nhiên đối với động cơ tĩnh tại và động cơ tàu thủy cần phải chú ý tới khả năng quá tải trong điều kiện cho phép. Đối với động cơ vận tải có lắp bộ phận hiệu chỉnh lượng nhiên liệu cấp cho chu trình cần phải chú ý tới khả năng dự trữ cần thiết của bơm.

Nếu đã biết công suất thiết kế của động cơ là N_e (kW), số xy lanh i , số vòng quay thiết kế n (vg/ph) và suất tiêu hao nhiên liệu g_e (g/kW.h) thì thể tích nhiên liệu cung cấp cho một chu trình ở chế độ thiết kế là:

$$V_{ct} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot \tau}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_{nl}}, \quad (1) \quad (10-5)$$

Trong đó: τ – số kỳ của động cơ.

ρ_{nl} – khối lượng riêng của nhiên liệu (g/dm^3).

Trong đó công suất động cơ N_e được xác định như sau: (p_e tính theo MN/m^2)

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30\tau} \quad (10-6)$$

Thế N_e trong (10-6) vào (10-5), ta được:

$$V_{ct} = \frac{g_e \cdot p_e \cdot V_h}{3600 \cdot \rho_{nl}} \quad (10-7)$$

Thể tích nhiên liệu cấp cho mỗi chu trình cũng có thể được biểu thị dưới dạng hàm số của các thông số đặc trưng cho chu trình công tác của động cơ. Nếu ta thay g_e bằng biểu thức sau đây:

$$g_e = 432000 \frac{p_k \cdot \eta_c}{\alpha \cdot M_0 \cdot p_e \cdot T_k} \quad (10-8)$$

Trong đó: p_k và T_k – áp suất và nhiệt độ của không khí trước xupap nạp.

η_c – hệ số cung cấp.

M_0 – lượng không khí lý thuyết (kmol/kg nhiên liệu).

Ta được:

$$V_{ct} = 120 \cdot \frac{p_k \cdot V_h \cdot \eta_c}{T_k \cdot M_0 \cdot \alpha \cdot \rho_{nl}} \quad (10-9)$$

Để cho việc tính toán được thuận lợi ta có thể dùng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình tính theo một đơn vị thể tích công tác xylanh (l):

$$v_{ct} = \frac{V_{ct}}{V_h} = 120 \cdot \frac{p_k \cdot \eta_c}{T_k \cdot M_0 \cdot \alpha \cdot \rho_{nl}} \quad (10-10)$$

Nếu lấy $p_0 = 0,1 \text{ MN}/\text{m}^2$; $T_0 = 297^0\text{K}$; $\rho_{nl} = 0,85 \text{ kg}/\text{dm}^3$ và $M_0 = 0,5 \text{ kmol}/\text{kg}$.

Ta được :

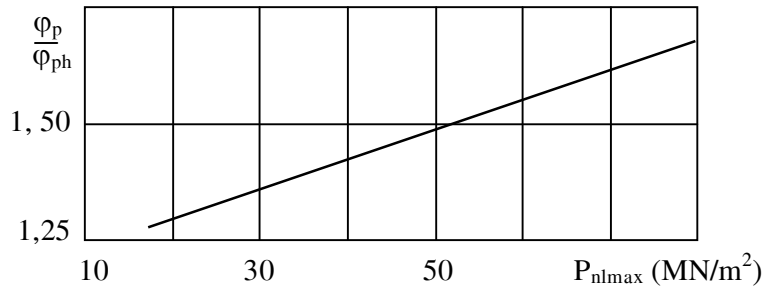
$$v_{ct} = 95 \cdot \frac{\eta_c}{\alpha}, \quad (\text{mm}^3/l) \quad (10-11)$$

Một thông số cơ bản nữa của bơm cao áp là khoảng thời gian phun nhiên liệu (tính từ lúc bắt đầu đến kết thúc) thể hiện bằng góc quay trục khuỷu φ_p hoặc bằng giây, $t_p = \frac{\varphi_p}{6n}$.

Giá trị φ_p được tính từ điều kiện đảm bảo cho động cơ làm việc ở chế độ thiết kế ít tổn nhiên liệu nhất. Trên thực tế φ_p rất ít khi vượt quá $(30 \div 50)^0$ góc quay trục khuỷu. Khi chọn φ_p cần thấy rằng khoảng cách thời gian phun nhiên liệu thực tế phụ thuộc vào áp suất trong hệ thống nhiên liệu, số vòng quay của động cơ và thường vượt quá khoảng thời gian phun nhiên liệu hình học φ_{ph} khoảng $1,3 \div 1,7$. khi chọn φ_p có thể chọn theo đồ thị trên hình 10.7.

Sau khi chọn φ_p có thể xác định được tốc độ cấp nhiên liệu trung bình hoặc lưu lượng trung bình của một tổ bơm.

$$\frac{V_{ct}}{t_p} = Q_{tb} = \frac{V_{ct}}{\varphi_p} 6n \quad (10-12)$$



Hình 10.7. Mối quan hệ giữa $\frac{\phi_p}{\phi_{ph}}$ và áp suất phun lớn nhất P_{nlmax} .

III.1.1. Đường kính của piston bơm cao áp

Thực tế, tốc độ cấp nhiên liệu trong quá trình phun không phải là hằng số. Tuy nhiên, có thể lựa chọn quy luật biến thiên cần thiết về tốc độ cấp nhiên liệu trong quá trình phun và có thể dùng hệ số $k = 1,2 \div 1,5$ để đánh giá tỷ số giữa tốc độ cung cấp cực đại với tốc độ trung bình. Như vậy dựa vào phương trình lưu động liên tục ta có thể xác định đường kính piston bơm cao áp.

$$d_p = \sqrt{\frac{4}{\pi} k \frac{V_{ct}}{\phi_p} \cdot \frac{6n_c}{\eta_c C_p}} \quad (10-13)$$

Trong đó: η_c – hệ số cung cấp của bơm cao áp.

C_p – tốc độ piston bơm cao áp.

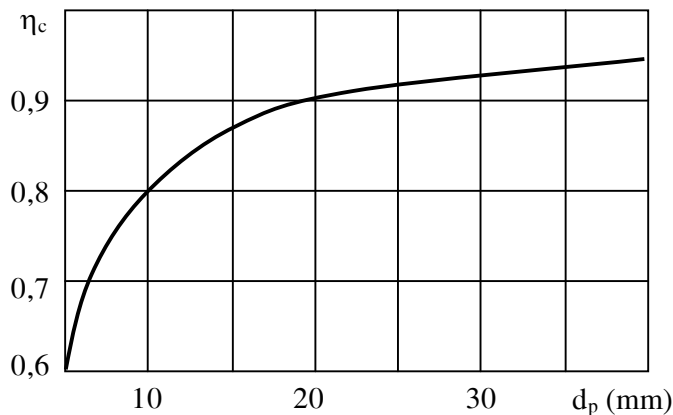
Sau khi tính được d_p cần lựa chọn đường kính piston sát nhất theo tiêu chuẩn kích thước. hệ số cung cấp η_c được xác định theo thí nghiệm của hệ thống tương tự. Có thể lựa chọn gần đúng hệ số η_c ở chế độ công suất thiết kế của động cơ trong giới hạn:

Đối với hệ thống nhiên liệu dùng bơm cao áp kiểu piston có vành giảm áp trên van cao áp.

$$\eta_c = 0,6 \div 0,95.$$

Đối với hệ thống nhiên liệu dùng bơm cao áp có van riêng và không có vành giảm áp trên van cao áp:

$$\eta_c = 0,75 \div 0,85.$$



Hình 10.8. Mối quan hệ giữa hệ số cung cấp và đường kính piston d_p của bơm cao áp.

Trên hình 10.8 giới thiệu đường cong xây dựng theo số liệu kinh nghiệm, thể hiện mối quan hệ giữa hệ số nạp và đường kính piston của loại bơm cao áp kiểu van piston.

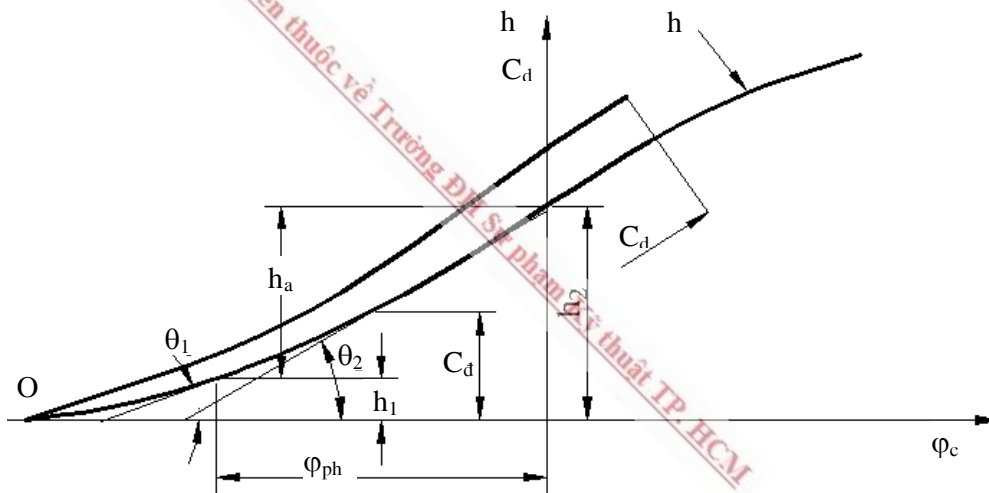
III.1.2. Hành trình có ích của piston bơm cao áp

Hành trình có ích của piston bơm cao áp được xác định theo biểu thức sau:

$$h_a = \frac{V_{ct}}{f_p \eta_c} \quad (10-14)$$

Chỉ trong các loại bơm cao áp điều chỉnh lượng nhiên liệu cấp cho chu trình bằng biện pháp thay đổi hành trình piston mới thực hiện được điều đó.

Muốn cung cấp nhiên liệu khi động cơ chạy quá tải hoặc khi động cơ dùng bơm cao áp có bộ hiệu chỉnh quy luật cung cấp nhiên liệu, cũng như muốn duy trì quy luật cung cấp của động cơ khi bơm cao áp đã bị mòn cần phải tăng hành trình có ích của piston khoảng 30 ÷ 40 % so với số liệu tính được. Đối với động cơ máy kéo muốn dễ khởi động trong mùa đông cần tăng hành trình có ích thực tế lên hai lần so với số liệu tính được. Do phải dùng một phần hành trình piston bơm cao áp để thực hiện quá trình nạp và xả nhiên liệu nên hành trình toàn bộ của piston bơm cao áp phải lớn hơn hành trình có ích tính được khoảng 3 ÷ 4 lần.



Hình 10.9. Phương pháp xác định dạng của bơm cao áp.

Có thể xác định quỹ đạo tâm con lăn trên con đội biến thiên theo góc quay của trục cam như sau: Trên toạ độ vuông góc, nếu trục hoành đặt góc quay trục cam φ_c (độ), còn trục tung đặt hành trình h của tâm con lăn tính từ vị trí thấp nhất và tốc độ hình học của con đội $C_d = \frac{dh}{d\varphi_c}$;

sau khi biết khoảng thời gian cung cấp nhiên liệu tính theo góc quay trục cam là φ'_p , ta có thể vẽ đoạn hành trình có ích tương ứng với khoảng thời gian cung cấp nhiên liệu hình học φ_{ph} ngay trên đồ thị (hình 10.9).

Đối với động cơ bốn kỳ $\varphi'_p = \varphi_{ph}/2$; đối với động cơ hai kỳ $\varphi'_p = \varphi_{ph}$.

Nếu không tính tới hành trình của piston trước lúc đẩy mở van kim thì trước khi bắt đầu hành trình có ích, con đội đã chạy một đoạn h_1 , lúc ấy áp suất trong hệ thống tăng từ áp suất còn lại trong đường ống cao áp p_{ct} tới áp suất mở kim phun p_{p0} . Nếu biết dung tích của hệ thống đường cao áp là V , theo quy luật ép của nhiên liệu ta có:

$$\frac{f_p h_1}{\alpha_{nl} V} = p_{po} - p_{cl} \text{ hoặc } h_1 = \frac{(p_{po} - p_{cl}) \alpha_{nl} V}{f_p} \quad (10-15)$$

Đến cuối hành trình có ích, con đội đã chạy thêm hành trình có ích h_a . Như vậy từ lúc bắt đầu chạy, con đội đã dịch chuyển được $h_2 = h_1 + h_a$.

Có thể xác định tốc độ hình học trung bình của piston theo tốc độ cung cấp trung bình:

$$c_{dtb} = \frac{V_{ct}}{\varphi_p \eta_c f_p} = \frac{h_a f_p \eta_c}{\varphi_p \eta_c f_p} = \frac{h_a}{\varphi_p} \quad (10-16)$$

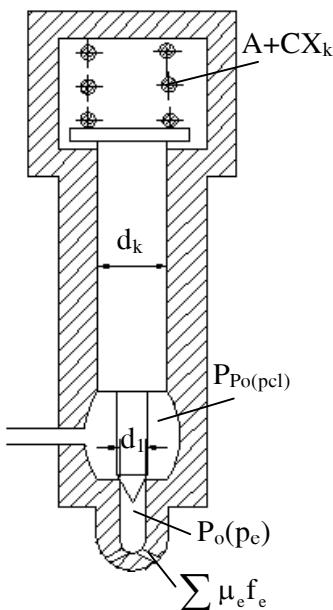
Sau khi đã có hai điểm trên đường cong chuyển dịch của con đội (tức đoạn hành trình có ích của piston) ta có thể hiệu chỉnh lại đường cong đó bằng cách sử dụng quan hệ $\frac{dh}{d\varphi_{ph}}$. C_p đối với những điểm đã biết tốc độ.

Nếu tỷ lệ xích của hoành độ $1\text{mm} = a^0$ góc quay trục cam và tung độ $1\text{ (m)} = b\text{ (mm)}$, hệ số góc của đường tiếp tuyến với đường hành trình con đội tại điểm khảo sát là:

$$\text{tg}\theta_1 = \frac{a}{b} c_{h1} \text{ và } \text{tg}\theta_2 = \frac{a}{b} c_{h2}$$

Tìm được θ_1, θ_2 rồi từ hai điểm đã biết, ta có thể vẽ đường cong tiếp xúc với hai đường tiếp tuyến có hệ số góc tương ứng là θ_1, θ_2 tại hai điểm ấy. Bên ngoài giới hạn của hành trình có ích ta có thể vẽ đường vận động bất kỳ của piston nhằm làm cho gia tốc của piston bơm cao áp không lớn quá hoặc không xảy ra gián đoạn trên đường cong tốc độ hình học. Sau đó từ đường cong di động của con đội cần vẽ ra dạng cam theo những quy tắc chung về thiết kế dạng cam (giống như cam phối khí). Thông thường cam dẫn động bơm cao áp đều là dạng cam lồi gồm nhiều cung tròn.

III.2. Xác định những thông số cơ bản của vòi phun



Hình 10.10. Sơ đồ vòi phun tiêu chuẩn.

Những thông số cơ bản của vòi phun phải đảm bảo tốc độ cấp nhiên liệu thích hợp và đạt áp suất phun cần thiết. Nếu đã biết đặc tính của vòi phun trong điều kiện lưu động ổn định thì có thể chọn vòi phun theo điều kiện sau: Tốc độ phun nhiên liệu lớn nhất trong một chu trình:

$$Q_{\max} = \left(\frac{dV_{ct}}{dt} \right)_{\max} = k \frac{f_p h_a \eta_c}{\varphi_p} 6n \quad (10-17)$$

Tốc độ này phải phù hợp với độ chênh lệch áp suất nhiên liệu lớn nhất trên đường đặc tính; đồng thời giả thiết rằng số lượng, hình dạng phân bố các lỗ vòi phun phải phù hợp với buồng cháy lắp vòi phun đó.

Có thể chọn vòi phun hở và vòi phun kín tiêu chuẩn cả trong trường hợp không có đường đặc tính.

Đối với vòi phun hở, nếu biết lưu lượng nhiên liệu cực đại Q_{\max} và chênh lệch áp suất $(p_p - p_z)$, ta có thể xác định tổng tiết diện có ích của các lỗ vòi phun.

$$\sum \mu_1 f_1 = Q_{\max} \sqrt{\frac{\delta_{nl}}{2(p_p - p_z)}} \quad (10-18)$$

Trong đó : δ_{nl} – khối lượng riêng của nhiên liệu.

p_p – áp suất nhiên liệu trong thân vòi phun.

Đối với vòi phun kín tiêu chuẩn (hình 10.9) ta có thể dùng phương pháp tính gần đúng. Lưu lượng nhiên liệu cực đại trong một giây lớn hơn lưu lượng giới hạn của vòi phun. Trong khi đó sức cản chính đối với lưu động chính của nhiên liệu là các lỗ vòi phun.

III.2.1. Lực ép ban đầu của lò xo vòi phun

Trong trường hợp này, phương trình (10-18) được dùng để xác định gần đúng tổng diện tích lưu thông có ích của các lỗ phun khi đã biết lưu lượng nhiên liệu cực đại và chênh lệch áp suất khi phun. Đường kính phần tựa và phần dẫn hướng của van kim có thể được xác định từ áp suất dư trên đường ống cao áp sau khi kết thúc quá trình phun. Áp suất bắt đầu đẩy mở van kim p_{po} được xác định và điều chỉnh khi phun nhiên liệu vào áp suất khí trời p_o , vì vậy điều kiện cân bằng của van kim tại thời điểm van kim bắt đầu tách khỏi đế van được viết dưới dạng sau:

$$A = p_{po} \pi \frac{d_k^2 - d_b^2}{4} + p_o \frac{\pi d_b^2}{4} \quad (10-19)$$

Trong đó: A – lực ép ban đầu của lò xo vòi phun.

d_k – đường kính phần dẫn hướng của van kim.

d_b – đường kính phần bao kín trên mặt tựa của van kim.

Sau khi kết thúc phun, van kim tỳ lên đế van. Điều kiện để van kim tỳ kín lên đế van có thể viết như sau:

$$A \geq p_{cl} \pi \frac{d_k^2 - d_b^2}{4} + p_z \frac{\pi d_b^2}{4} \quad (10-20)$$

Nếu lựa chọn giá trị p_z và p_{cl} với một hệ số dự trữ nào đó thì bất đẳng thức trên có thể viết thành một đẳng thức.

Qua hai biểu thức trên giúp ta xác định tỷ số đường kính của van kim:

$$\frac{d_k}{d_b} = \sqrt{\frac{p_z - p_o}{p_{po} - p_{cl}} + 1} \quad (10-21)$$

Có thể dựa vào tiêu chuẩn cấu tạo để chọn một trong hai đường kính ấy rồi đường kính còn lại sẽ được xác định theo biểu thức (10-21). Nếu đã có trước điều kiện làm việc và kích thước của vòi phun, ta có thể tìm áp suất nhỏ nhất đẩy mở van kim qua đó tìm biện pháp giữ cho van kim được đóng kín khít sau khi đã kết thúc quá trình phun.

$$p_{po} = \frac{p_z - p_o}{\frac{d_k^2}{d_b^2} - 1} + p_{cl} \quad (10-22)$$

Lực ép ban đầu A của vòi phun được xác định theo phương trình (10-19). Mặt tựa hạn chế hành trình nâng cực đại của van kim x_{\max} phải chọn sao cho khi van kim tỳ lên mặt hạn chế thì lưu lượng cực đại của nhiên liệu lớn hơn lưu lượng giới hạn một chút. Người ta xác định x_{\max} theo đặc tính

vòi phun. Có thể xác định gần đúng hành trình nâng cực đại của van kim x_{\max} theo cách suy luận sau: Muốn cho tác dụng tiết lưu của van kim không làm giảm nhiều áp suất ở trước lỗ phun thì diện tích tương đương của tiết diện lưu thông của vòi phun không được sai lệch nhiều so với tổng diện tích tiết diện lưu thông của các lỗ vòi phun, tức là:

$$\frac{\mu_{td} f_{td}}{\mu_1 f_1} \approx 1$$

Trong trường hợp đang xét diện tích tương đương được tính như sau:

$$\mu_{td} f_{td} = \sqrt{\frac{(\mu_1 f_1)^2 (\mu_k f_k'')^2}{(\mu_1 f_1)^2 + (\mu_k f_k'')^2}}$$

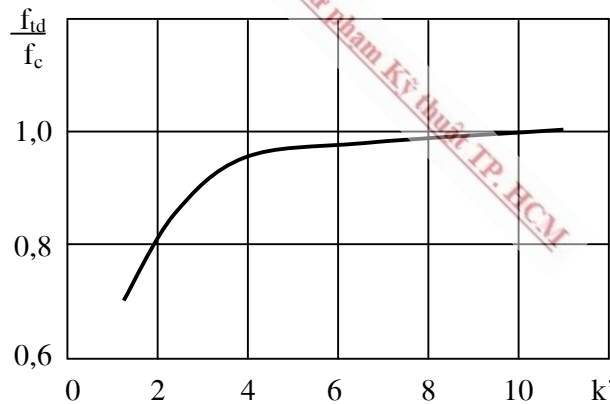
Do đó:

$$\left(\frac{\mu_{td} f_{td}}{\mu_1 f_1}\right)^2 = \frac{\left(\frac{\mu_k f_k''}{\mu_1 f_1}\right)^2}{1 + \left(\frac{\mu_k f_k''}{\mu_1 f_1}\right)^2}$$

Nếu lấy các hệ số lưu lượng giống nhau ($\mu_k = \mu_1 = \mu_{td}$).

Ta được:

$$\left(\frac{f_{td}}{f_1}\right)^2 = \frac{\left(\frac{f_k''}{f_1}\right)^2}{1 + \left(\frac{f_k''}{f_1}\right)^2} \quad (10-23)$$



Hình 10.11. Mối quan hệ giữa $\frac{f_{td}}{f_1}$ và $k' \frac{f_k''}{f_1}$.

Vế phải của phương trình sẽ tiến tới 1 nếu ta tăng dần tỷ số $k' = \frac{f_k''}{f_1}$. Trên hình 10.11 giới thiệu quan hệ giữa $\frac{f_{td}}{f_1}$ và k' . Qua đồ thị ta thấy rằng khi tỷ số $k' = \frac{f_k''}{f_1} > 3$, nếu tiếp tục tăng k' sẽ gây ảnh hưởng ít tới mức độ tiết lưu và f_{td} sát với f_1 . Các vòi phun kín hiện nay $\frac{f_k''}{f_1}$ bằng $1,7 \div 4,5$ tức giá trị k' trung bình rất sát với 3.

III.2.2. Độ cứng của lò xo vòi phun

Chọn tỷ số $\frac{f_k''}{f_1}$, sẽ tìm được f_k . Sau đó thay giá trị của d_x , f_k'' và các giá trị hàm lượng giác của góc côn tựa α_k vào phương trình:

$$f_k'' = \pi r_k \left(d_x \sin \frac{\alpha_k}{2} - x_k \sin \frac{\alpha_k}{2} \cos \frac{\alpha_k}{2} \right) \quad (10-24)$$

Ta sẽ được một phương trình bậc 2 đối với x_k , giải phương trình này ta tìm được $x_{k\max}$.

Khi xác định độ cứng c của lò xo ta giả thiết rằng dưới tác dụng của áp suất mở van p_{po} , van kim phải bật mở và tựa lên mặt hạn chế. Như vậy từ điều kiện cân bằng của van tỳ lên mặt hạn chế, ta có:

$$A + cx_{k\max} = p_{po} \frac{\pi d_k^2}{4} \quad (10-25)$$

Từ đó ta xác định được độ cứng của lò xo vòi phun theo phương trình sau:

$$c = \frac{p_{po} \frac{\pi d_k^2}{4} - A}{x_{k\max}} \quad (10-26)$$

Thí dụ: Tính tính vòi phun kín tiêu chuẩn cho động cơ bốn kỳ biết lượng nhiên liệu cấp cho chu trình khi động cơ chạy ở công suất thiết kế và số vòng quay thiết kế $n = 14000$ (vòng/ph) là $V_{ct} = 63,8$ (mm³).

Nếu chọn khoảng thời gian cấp nhiên liệu $\varphi_p = 20^\circ$ góc quay trục khuỷu và hệ số tốc độ cung cấp lớn nhất $k = 1,4$. Tốc độ cung cấp sẽ là:

$$Q_{\max} = \left(\frac{dV_{ct}}{dt} \right)_{\max} = \frac{kV_{ct}}{\varphi_p} 6n = \frac{1,4 \cdot 63,8 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 14000}{20} = 37,5 \text{ (cm}^3/\text{s)}$$

Nếu áp suất trong vòi phun $p_p = 35$ (MN/m²), khối lượng riêng của nhiên liệu phun vào xylanh $\rho_{nl} = 0,85 \cdot 10^{-3}$ (kg/cm³), áp suất cháy $p_z = 4$ (MN/m²) thì tổng tiết diện lưu thông của các lỗ phun theo công thức (10-18).

$$\sum \mu_1 f_1 = 37,5 \sqrt{\frac{0,85 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-4}}{2(35 - 4)}} = 14 \cdot 10^{-4} \text{ (cm}^2\text{)} = 0,14 \text{ (m}^2\text{)}.$$

Nếu vòi phun có ba lỗ phun và hệ số lưu lượng $\mu_1 = 0,65$ đường kính lỗ phun sẽ là 0,303 (mm). Nếu chọn $d_k = 5,0$ (mm), chọn áp suất p_z trong xylanh sau khi phun nhiên liệu là 9,1 (MN/m²) và phải giữ cho vòi phun kín khít ngay cả áp suất còn lại trên đường ống cao áp sau khi phun $p_{cl} = 11$ MN/m², ngoài ra giả thiết vòi phun được điều chỉnh tới $p_{po} = 15$ (MN/m²) theo công thức (10-21) ta có:

$$\frac{d_k}{d_b} = \sqrt{\frac{9,1 - 0,1}{15 - 11}} + 1 = 1,8$$

Do đó: $d_b = \frac{d_k}{1,8} = \frac{5}{1,8} = 2,78$ (mm) ; lấy $d_b = 2,8$ (mm);

Diện tích tiết diện lưu thông của các lỗ vòi phun:

$$\sum f_1 = \frac{\sum \mu_1 f_1}{\mu_1} = \frac{0,14}{0,65} = 0,215 \text{mm}^2$$

Nếu chọn $k' = \frac{f_k''}{f_1} = 3,5$ ta được $f_k'' = 3,5 \cdot 0,215 = 0,735 \text{mm}^2$.

Chọn đường kính $d_x = 1,5 \text{ mm}$, góc côn tựa bằng 60° , ta được:

$$x_{k \max} = \frac{1,57}{2,0,68} d_x \pm \sqrt{\left(\frac{1,57}{2,0,68} d_x\right)^2 + \frac{f_k''}{0,68}}$$

Ta được hai nghiệm: $x_{k \max} = 1,73 + 1,375 = 3,105 \text{ mm}$;

$$x_{k \max} = 1,73 - 1,375 = 0,355 \text{ mm}.$$

Nghiệm $x_{k \max}$ trong phương trình trên còn phải thỏa điều kiện: $r = \frac{d_x}{2} - x_k \sin \frac{\alpha_k}{2} \cos \frac{\alpha_k}{2} \geq 0$.

Trong hai nghiệm $x_{k \max 1}$ và $x_{k \max 2}$ tìm được chỉ có $x_{k \max 2}$ là thỏa mãn điều kiện trên.

Lực ép ban đầu của lò xo được tính như sau:

$$A = 15\pi \frac{5^2}{4} - 2,8^2 + 0,1\pi \frac{2,8^2}{4} = 209.$$

Độ cứng của lò xo vôi phun tính theo phương trình.

$$c = \frac{1}{0,355} \left(15 \frac{3,14 \cdot 25}{4} - 209 \right) = 240 \text{ (N / mm)}$$

Các thông số tính được đối với bơm cao áp và vôi phun sau khi chế tạo cần được kiểm tra lại bằng thực nghiệm, trong quá trình thực nghiệm có thể các thông số ấy có khác ít nhiều so với kết quả tính toán.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Tất Tiến, *Nguyên lý động cơ đốt trong*, NXB Giáo dục – 1999.
- [2] Hồ Tấn Chuẩn; Nguyễn Đức Phú; Trần Văn Tế; Nguyễn Tất Tiến, *Kết cấu và tính toán động cơ đốt trong (tập I, II, III)*, NXB Giáo dục – 1996.
- [3] Nguyễn Tố Quyên, *Nguyên lý tính toán động cơ đốt trong*, Trường đại học Sư phạm kỹ thuật thành phố Hồ Chí Minh, 1994.
- [4] A. Kochin; V.Demidow, *Design of Automotive Engines*, English translation, Mir Publisher, 1984.
- [5] *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, The M.I.T press (Massachusetts Institute of Technology) – 1998.
- [6] *Advanced Engine Technology*, London Roal Institute of Technology – 1999.
- [7] *Tài liệu kỹ thuật Toyota, Mercedes.*

Bản quyền thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

PGS. TS. Nguyễn Văn Nhận

Lý thuyết

ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

(Tài liệu lưu hành nội bộ -Dùng cho sinh viên
ngành Cơ khí - Đại học Thủy sản)



Nha trang - 2004

TỔNG QUAN VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.1. ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Động cơ là một loại máy có chức năng biến đổi một dạng năng lượng nào đó thành cơ năng. Tùy thuộc vào dạng năng lượng ở đầu vào là điện năng, nhiệt năng, thủy năng, v.v. người ta phân loại động cơ thành **động cơ điện**, **động cơ nhiệt**, **động cơ thủy lực**, v.v.

Động cơ đốt trong là một loại động cơ nhiệt, tức là loại máy có chức năng biến đổi nhiệt năng thành cơ năng. Các loại động cơ nhiệt phổ biến hiện nay không được cung cấp nhiệt năng từ bên ngoài một cách trực tiếp mà được cung cấp nhiên liệu, sau đó nhiên liệu được đốt cháy để tạo ra nhiệt năng. Căn cứ vào vị trí đốt nhiên liệu, người ta chia các loại động cơ nhiệt thành hai nhóm : động cơ đốt trong và động cơ đốt ngoài. Ở động cơ đốt trong, nhiên liệu được đốt cháy trực tiếp trong không gian công tác của động cơ và cũng tại đó diễn ra quá trình chuyển hoá nhiệt năng thành cơ năng. Ở động cơ đốt ngoài, nhiên liệu được đốt cháy trong lò đốt riêng biệt để cấp nhiệt cho môi chất công tác (MCCT), sau đó MCCT được dẫn vào không gian công tác của động cơ để thực hiện quá trình chuyển hoá nhiệt năng thành cơ năng.

Theo cách phân loại như trên thì các loại động cơ có tên thường gọi như : động cơ xăng, động cơ diesel, động cơ piston quay, động cơ piston tự do, động cơ phản lực, turbine khí đều có thể được xếp vào nhóm **động cơ đốt trong** ; còn động cơ hơi nước kiểu piston, turbine hơi nước, động cơ Stirling thuộc nhóm **động cơ đốt ngoài**. Tuy nhiên, trong các tài liệu chuyên ngành, thuật ngữ "**Động cơ đốt trong**" (Internal Combustion Engine) thường được dùng để chỉ riêng loại động cơ đốt trong cổ điển có cơ cấu truyền lực kiểu piston-thanh truyền-trục khuỷu, trong đó piston chuyển động tịnh tiến qua lại trong xylanh của động cơ. Các loại động cơ đốt trong khác thường được gọi bằng các tên riêng , ví dụ : động cơ piston quay (Rotary Engine), động cơ piston tự do (Free - Piston Engine), động cơ phản lực (Jet Engine), turbine khí (Gas Turbine). Trong giáo trình này, thuật ngữ động cơ đốt trong (viết tắt : ĐCĐT) cũng được hiểu theo quy ước nói trên.

ĐCĐT có thể được phân loại theo các tiêu chí khác nhau (Bảng 1-1). Căn cứ vào nguyên lý hoạt động, có thể chia ĐCĐT thành các loại : động cơ phát hoả bằng tia lửa , động cơ diesel , động cơ 4 kỳ và động cơ 2 kỳ.

- **Động cơ phát hoả bằng tia lửa** (Spark Ignition Engine) là loại ĐCĐT hoạt động theo nguyên lý : nhiên liệu được phát hoả bằng tia lửa được sinh ra từ nguồn nhiệt bên ngoài không gian công tác của xylanh. Chúng ta có thể gặp những kiểu động cơ phát hoả bằng tia lửa với những tên gọi khác nhau, như : động cơ Otto , động cơ carburetor, động cơ phun xăng, động cơ đốt cháy cưỡng bức, động cơ hình thành hỗn hợp cháy từ bên ngoài , động cơ xăng, động cơ gas, v.v. Nhiên liệu dùng cho động cơ phát hoả bằng tia lửa thường là loại lỏng dễ bay hơi, như : xăng, alcohol, benzol , khí hoá lỏng ,v.v. hoặc khí đốt. Trong số nhiên liệu kể trên, xăng là loại

được sử dụng phổ biến nhất từ thời kỳ đầu lịch sử phát triển loại động cơ này đến nay. Vì vậy, thuật ngữ "động cơ xăng" thường được dùng để gọi chung các kiểu động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng được phát hoả bằng tia lửa, còn động cơ ga - động cơ chạy bằng nhiên liệu khí được phát hoả bằng tia lửa.

- **Động cơ diesel** (Diesel Engine) là loại ĐCĐT hoạt động theo nguyên lý : nhiên liệu tự phát hoả khi được phun vào buồng đốt chứa không khí bị nén đến áp suất và nhiệt độ đủ cao. Nguyên lý hoạt động như trên do ông Rudolf Diesel - kỹ sư người Đức - đề xuất vào năm 1882. Ở nhiều nước, động cơ diesel còn được gọi là động cơ phát hoả bằng cách nén (Compression - Ignition Engine).

- **Động cơ 4 kỳ** - loại ĐCĐT có chu trình công tác được hoàn thành sau 4 hành trình của piston.

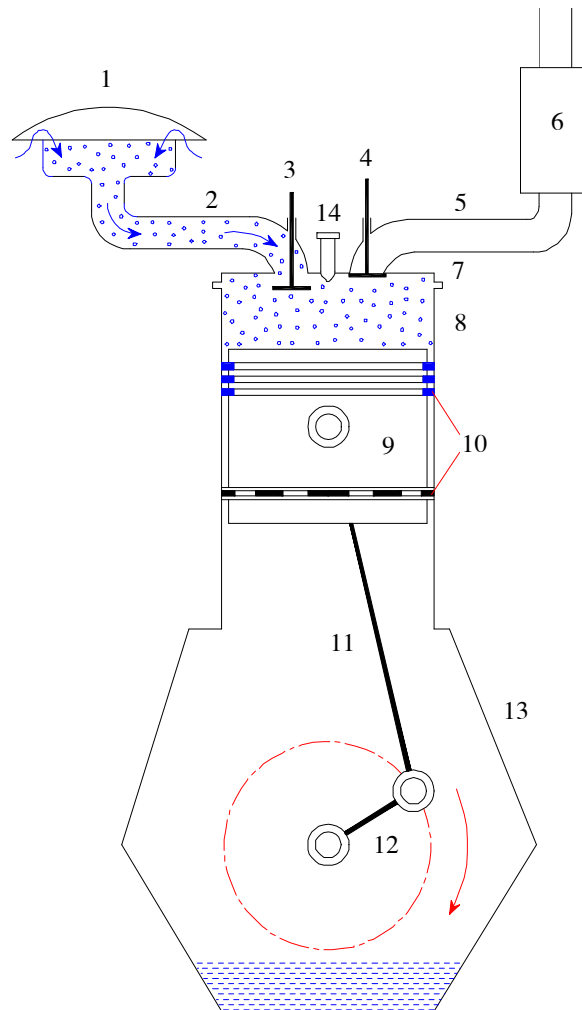
- **Động cơ 2 kỳ** - loại ĐCĐT có chu trình công tác được hoàn thành sau 2 hành trình của piston.

Bảng 1.1. Phân loại tổng quát động cơ đốt trong

Tiêu chí phân loại	Phân loại
Loại nhiên liệu	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng dễ bay hơi như : xăng, alcohol, benzol, v.v. - Động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng khó bay hơi, như : gas oil, mazout, v.v. - Động cơ chạy bằng khí đốt .
Phương pháp phát hoả nhiên liệu	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ phát hoả bằng tia lửa - Động cơ diesel - Động cơ semidiesel
Cách thức thực hiện chu trình công tác	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ 4 kỳ - Động cơ 2 kỳ
Phương pháp nạp khí mới vào không gian công tác	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ không tăng áp - Động cơ tăng áp
Đặc điểm kết cấu	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ một hàng xylanh ; động cơ hình sao ; hình chữ V, W, H, ... - Động cơ có xylanh thẳng đứng, ngang, nghiêng
Theo tính năng	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ thấp tốc, trung tốc và cao tốc - Động cơ công suất nhỏ, trung bình và lớn
Theo công dụng	<ul style="list-style-type: none"> - Động cơ xe cơ giới đường bộ - Động cơ thuỷ - Động cơ máy bay - Động cơ tĩnh tại

1.2. MỘT SỐ THUẬT NGỮ VÀ KHÁI NIỆM THÔNG DỤNG

1) Tên gọi một số bộ phận cơ bản



H.1-1. Sơ đồ cấu tạo động cơ diesel 4 kỳ

- 1- Lọc không khí
- 2- Ống nạp
- 3- Xupap nạp
- 4- Xupap xả
- 5- Ống xả
- 6- Bình giảm thanh
- 7- Nắp xylanh
- 8- Xylanh
- 9- Piston
- 10- Xecmang
- 11- Thanh truyền
- 12- Trục khuỷu
- 13- Cacte
- 14- Vòi phun nhiên liệu

2) Điểm chết, Điểm chết trên, Điểm chết dưới

- Điểm chết - vị trí của cơ cấu truyền lực, tại đó dù tác dụng lên đỉnh piston một lực lớn bao nhiêu thì cũng không làm cho trục khuỷu quay.
- Điểm chết trên (ĐCT) - vị trí của cơ cấu truyền lực, tại đó piston cách xa trục khuỷu nhất.
- Điểm chết dưới (ĐCD) - vị trí của cơ cấu truyền lực, tại đó piston ở gần trục khuỷu nhất.

3) Hành trình của piston (S) - khoảng cách giữa ĐCT và ĐCD.

4) Không gian công tác của xylanh - khoảng không gian bên trong xylanh được giới hạn bởi : đỉnh piston, nắp xylanh và thành xylanh. Thể tích của không gian công tác của xylanh (V) thay đổi khi piston chuyển động.

5) Buồng đốt (V_C) - phần không gian công tác của xy lanh khi piston ở ĐCT.

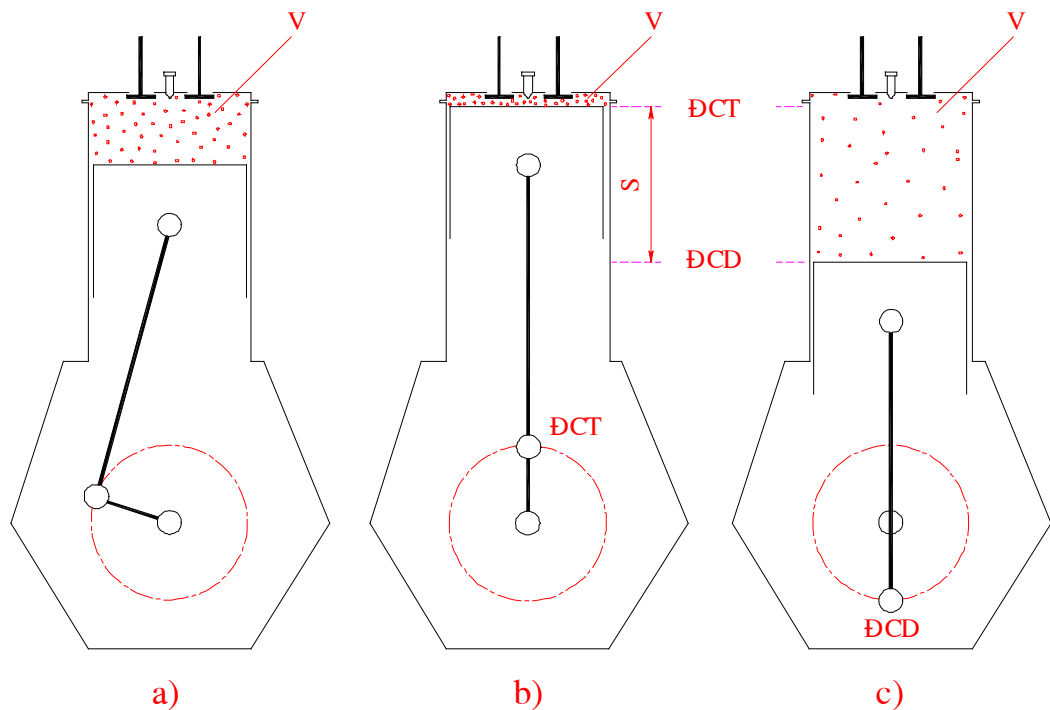
6) Dung tích công tác của xy lanh (V_S) - thể tích phần không gian công tác của xy lanh được giới hạn bởi hai mặt phẳng vuông góc với đường tâm của xy lanh và đi qua ĐCT, ĐCD :

$$V_S = \frac{p \cdot D^2}{4} \cdot S \quad (1.1)$$

trong đó :

D - đường kính của xy lanh

S - hành trình của piston.



H. 1-2. ĐCT, ĐCD và thể tích không gian công tác của xy lanh

7) Tỷ số nén (e) - Tỷ số giữa thể tích lớn nhất của không gian công tác của xy lanh (V_a) và thể tích của buồng đốt (V_C).

$$e = \frac{V_a}{V_C} = \frac{V_S + V_C}{V_C} \quad (1.2)$$

8) Môi chất công tác (MCCT) - Chất có vai trò trung gian trong quá trình biến đổi nhiệt năng thành cơ năng. Ở những giai đoạn khác nhau của chu trình công tác, MCCT có thành phần, trạng thái khác nhau và được gọi bằng những tên khác nhau như khí mới, sản phẩm cháy, khí thải, khí sót, hỗn hợp cháy, hỗn hợp khí công tác.

- Khí mới - (còn gọi là **Khí nạp**) - khí được nạp vào không gian công tác của xy lanh qua cửa nạp. ở động cơ diesel, khí mới là không khí ; ở động cơ xăng, khí mới là hỗn hợp không khí-xăng.

- Sản phẩm cháy - những chất được tạo thành trong quá trình đốt cháy nhiên liệu trong không gian công tác của xy lanh, ví dụ : CO_2 , H_2O , CO , SO_2 , NO_x , v.v.

- Khí thải - hỗn hợp các chất được thải ra khỏi không gian công tác của xy lanh sau khi đã dẫn nổ để sinh ra cơ năng. Khí thải của động cơ đốt trong gồm có : sản phẩm cháy, nitơ (N_2) và oxy (O_2) còn dư.

- Khí sót - phần sản phẩm cháy còn sót lại trong không gian công tác của xy lanh sau khi cơ cấu xả đã đóng hoàn toàn.

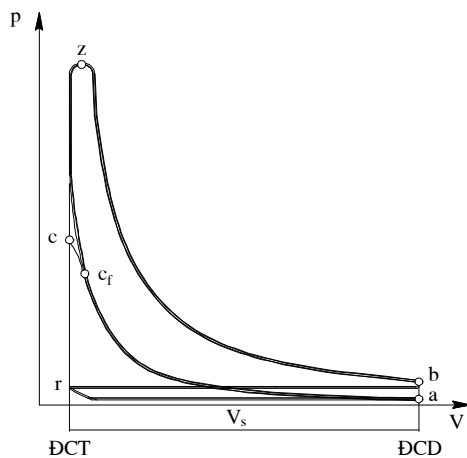
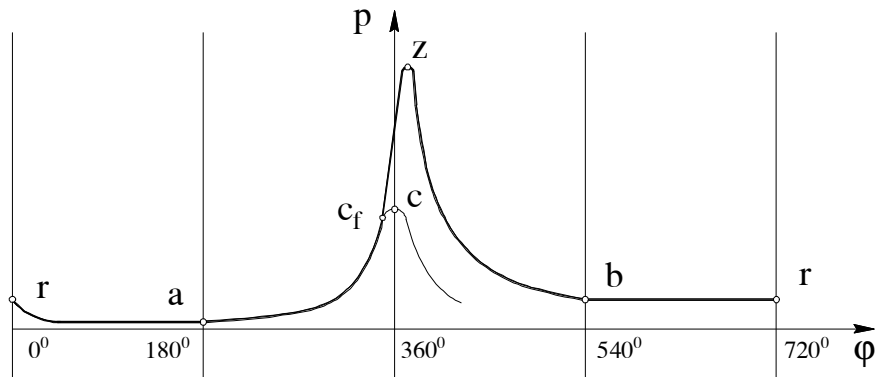
- Hỗn hợp cháy (**HHC**) - hỗn hợp của nhiên liệu và không khí.

- Hỗn hợp khí công tác - hỗn hợp nhiên liệu - không khí - khí sót.

9) Quá trình công tác - quá trình thay đổi trạng thái và thành phần của MCCT trong xy lanh diễn ra trong một giai đoạn nào đó của chu trình công tác.

10) Chu trình công tác (CTCT) - tổng cộng tất cả các quá trình công tác diễn ra trong khoảng thời gian tương ứng với một lần sinh công ở một xy lanh.

11) Đồ thị công - đồ thị biểu diễn sự thay đổi của áp suất của MCCT trong xy lanh theo thể tích của không gian công tác hoặc theo góc quay của trục khuỷu .



H. 1-3. Đồ thị công của động cơ 4 kỳ

1.3. CÁC BỘ PHẬN CƠ BẢN CỦA ĐCĐT

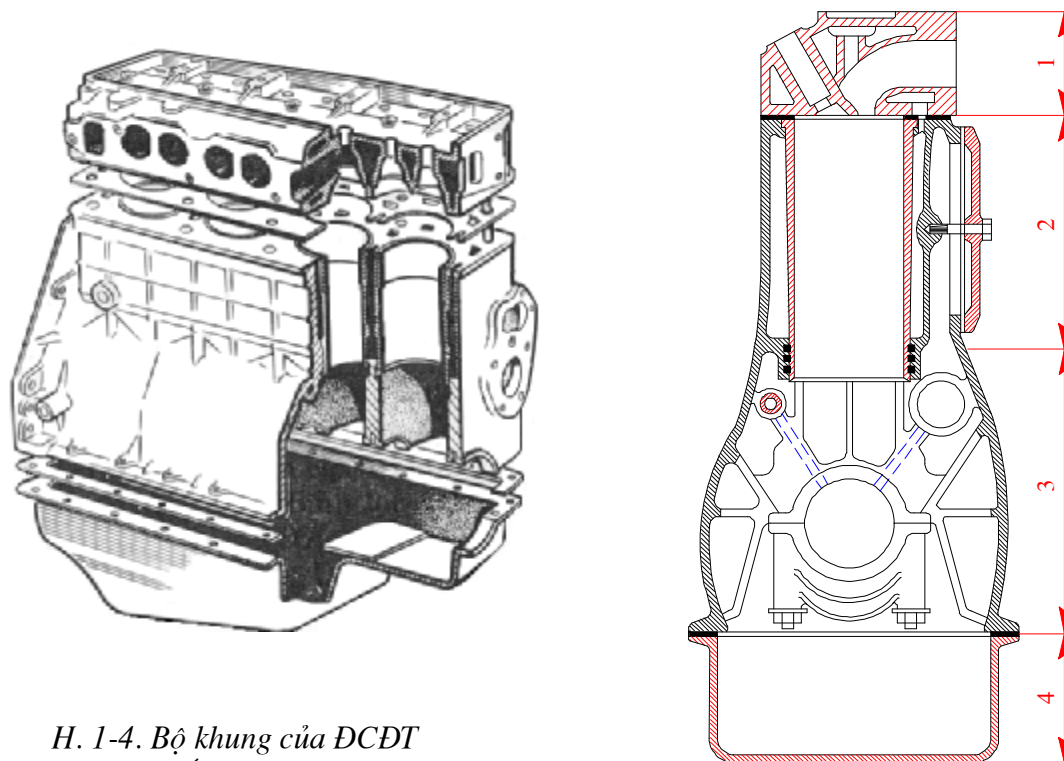
Tuy có hình dáng bên ngoài, kích thước và số lượng các chi tiết rất khác nhau, nhưng tất cả ĐCĐT đều có các bộ phận và hệ thống cơ bản sau đây :

- 1) Bộ khung
- 2) Hệ thống truyền lực
- 3) Hệ thống nạp - xả
- 4) Hệ thống nhiên liệu
- 5) Hệ thống bôi trơn
- 6) Hệ thống làm mát
- 7) Hệ thống khởi động

Ngoài ra, một số động cơ còn có thêm hệ thống điện, hệ thống tăng áp, hệ thống cảnh báo-bảo vệ ,v.v.

1.3.1. BỘ KHUNG CỦA ĐỘNG CƠ

Bộ khung bao gồm các bộ phận cố định có chức năng che chắn hoặc là nơi lắp đặt các bộ phận khác của động cơ. Các bộ phận cơ bản của bộ khung của ĐCĐT bao gồm : nắp xylanh , khối xylanh , cacte và các nắp đáy, đệm kín, bulông, v.v.



H. 1-4. Bộ khung của ĐCĐT

- 1- Nắp xylanh
- 2- Khối xylanh
- 3- Cacte trên
- 4- Cacte dưới

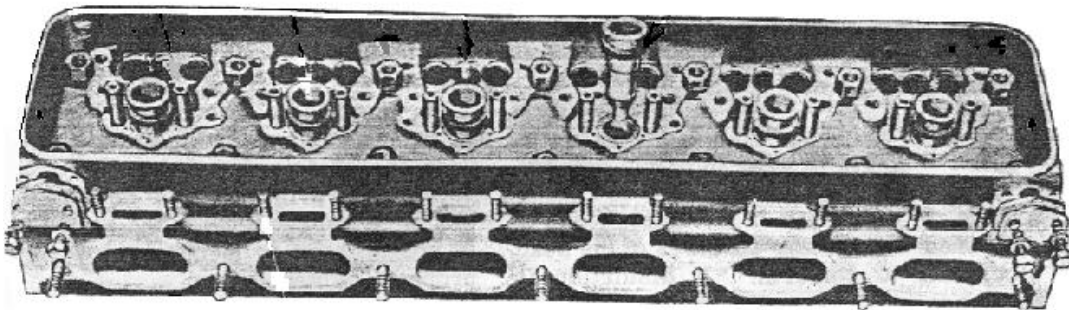
1.3.1.1. NẮP XYLANH

Nắp xy lanh là chi tiết đậy kín không gian công tác của động cơ từ phía trên và là nơi lắp đặt một số bộ phận khác của động cơ như : xupap, đòn gánh xupap, vòi phun hoặc buji, ống góp khí nạp, ống góp khí thải, van khởi động, v.v.

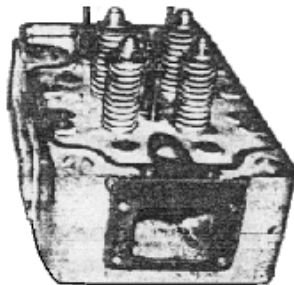
Nắp xy lanh thường được chế tạo từ gang hoặc hợp kim nhôm bằng phương pháp đúc. Nắp xy lanh bằng gang ít bị biến dạng hơn so với nắp xy lanh bằng hợp kim nhôm, nhưng nặng hơn và dẫn nhiệt kém hơn.

Động cơ nhiều xy lanh có thể có 1 nắp xy lanh chung cho tất cả các xy lanh hoặc nhiều nắp xy lanh riêng cho 1 hoặc một số xy lanh. Nắp xy lanh riêng có ưu điểm là dễ chế tạo, tháo lắp, sửa chữa và ít bị biến dạng hơn . Nhược điểm của nắp xy lanh riêng là khó bố trí các bulông để liên kết nắp xy lanh với khối xy lanh, khó bố trí ống nạp và ống xả hơn so với nắp xy lanh chung.

a)



b)



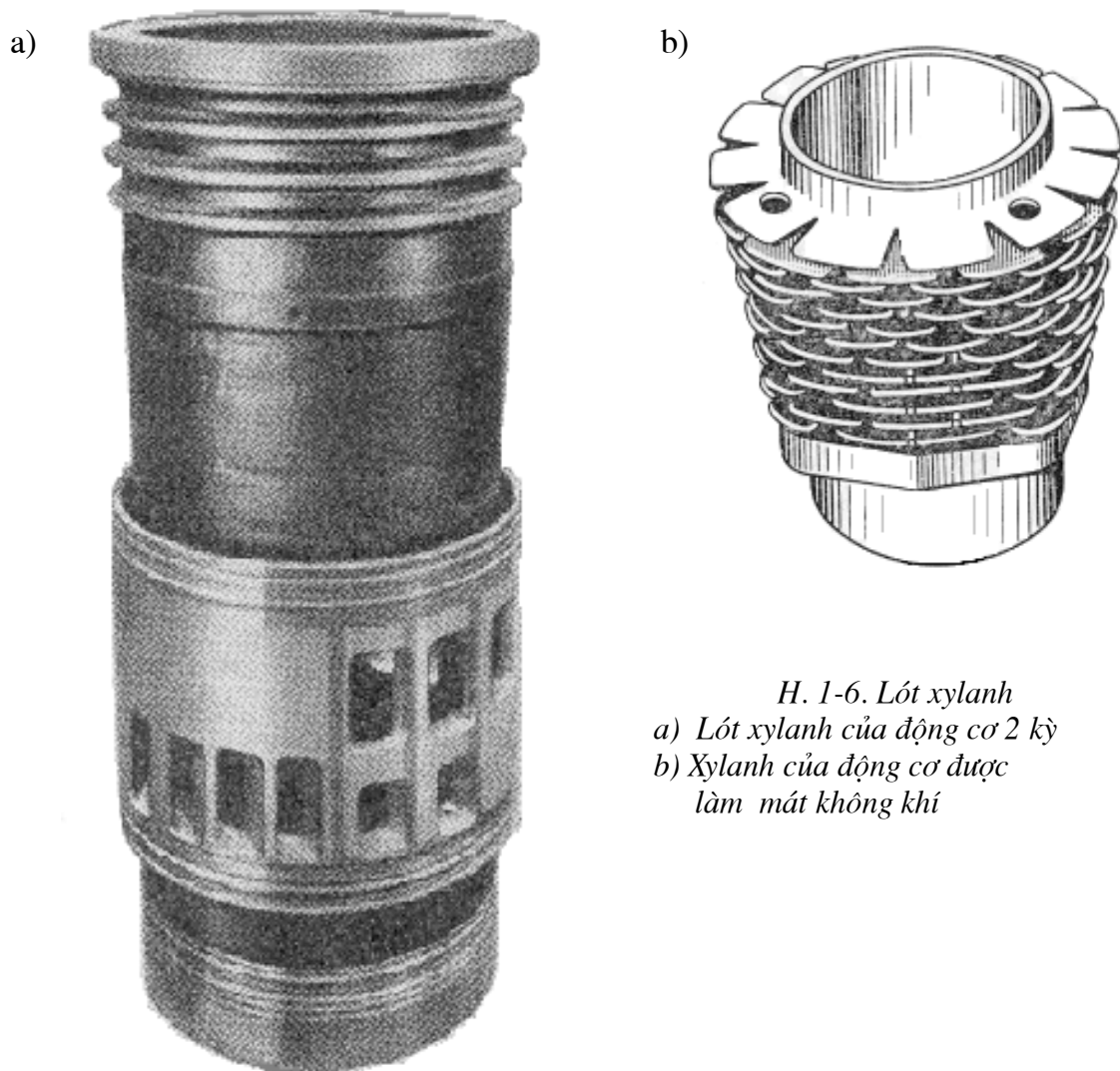
H. 1-5. Nắp xy lanh
a) Nắp xy lanh chung
b) Nắp xy lanh riêng

1.3.1.2. KHỐI XYLANH

Các xy lanh của động cơ nhiều xy lanh thường được đúc liền thành một khối gọi là khối xy lanh. Mặt trên và mặt dưới của khối xy lanh được mài phẳng để lắp vào nắp xy lanh và cacte . Vách trong của các xy lanh được doa nhẵn, thường gọi là mặt gương của xy lanh.

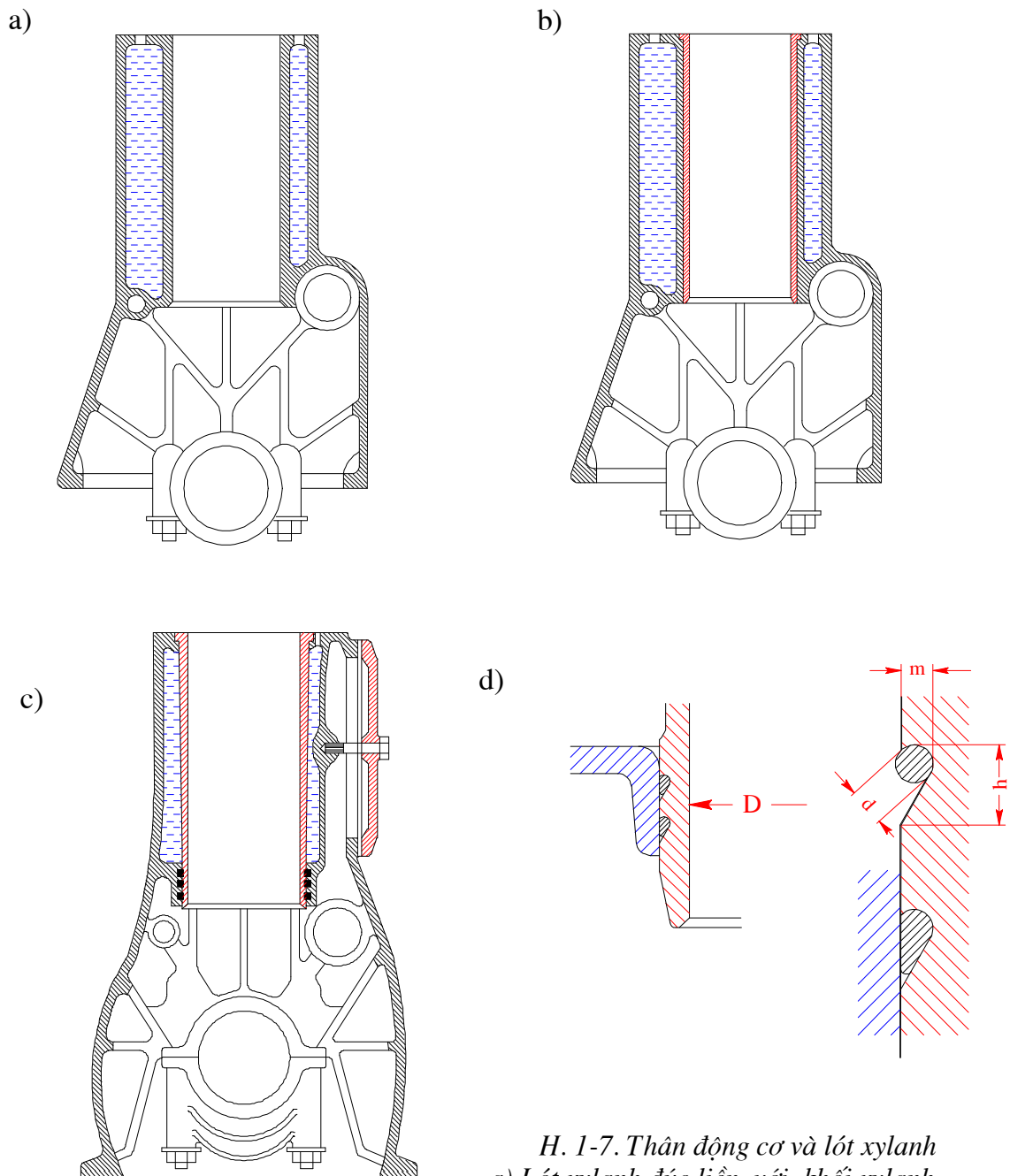
Vật liệu để đúc khối xy lanh thường là gang hoặc hợp kim nhôm. Một số loại động cơ công suất lớn có khối xy lanh được hàn từ các tấm thép. Xy lanh của động cơ được làm mát bằng không khí có các cánh tản nhiệt để tăng khả năng thoát nhiệt. Động cơ được làm mát bằng nước có các khoang trong khối xy lanh để chứa nước làm mát.

1.3.1.3. LÓT XYLANH



H. 1-6. Lót xylanh
a) Lót xylanh của động cơ 2 kỳ
b) Xylanh của động cơ được làm mát không khí

Lót xylanh là một bộ phận có chức năng dẫn hướng piston và cùng với mặt dưới của nắp xylanh và đỉnh piston tạo nên không gian công tác của xylanh. Trong quá trình động cơ hoạt động, mặt gương của xylanh bị mài mòn bởi piston và xecmang. Tiết diện tròn của mặt gương xylanh sẽ bị mòn thành tiết diện hình bầu dục và làm cho độ kín của không gian công tác bị giảm sút sau một thời gian làm việc. Biện pháp khắc phục là doa lại cho tròn. Nếu lót xylanh được đúc liền với khối xylanh (H. 1-7a) thì phải thay cả khối sau vài lần doa khi đường kính xylanh đã quá lớn và thành xylanh quá mỏng. Vì vậy, lót xylanh thường được chế tạo riêng rồi lắp vào khối xylanh (H. 1-7b, c). Có thể phân biệt 2 loại lót xylanh : lót xylanh khô và lót xylanh ướt.



H. 1-7. Thân động cơ và lót xylanh
a) Lót xylanh đúc liền với khối xylanh
b) Lót xylanh khô
c) Lót xylanh ướt
d) Đệm cao su kín nước

- Lót xylanh khô (H. 1-7b) - không tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát. Phương án sử dụng lót xylanh khô có ưu điểm là khối xylanh cứng vững hơn, nhưng yêu cầu độ chính xác cao hơn khi gia công bề mặt lắp ráp của lót và khối xylanh.

- Lót xylanh ướt (H. 1-7c) - tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát. Phần dưới của lót xylanh có các vòng cao su ngăn không cho nước lọt xuống cacte (H. 1-7d).

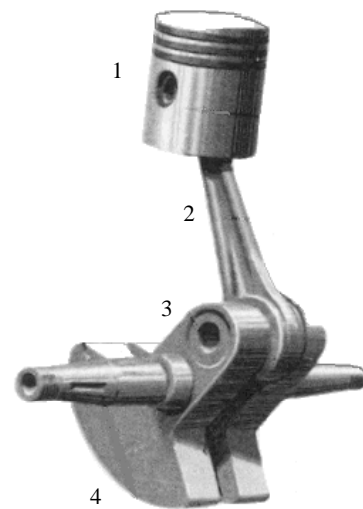
1.3.1.4. CACTE

Cacte là bộ phận bao bọc và là nơi lắp đặt các bộ phận chuyển động chủ yếu của động cơ. Phần trên của cacte (cacte trên) là nơi lắp đặt khối xylanh, trục khuỷu, trục cam, v.v. Phần dưới của cacte (cacte dưới hay cacte nhớt) có chức năng đẩy kín không gian trong động cơ từ phía dưới và là nơi chứa dầu bôi trơn. Đa số động cơ cỡ nhỏ và trung bình được làm mát bằng nước, có khối xylanh và cacte trên được đúc liền thành một khối gọi là thân động cơ (H. 1-7). Ở một số động cơ cỡ lớn , cacte dưới vừa là nơi chứa dầu bôi trơn vừa là nơi đặt trục khuỷu và các bộ phận liên quan.

1.3.2. HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC

Hệ thống truyền lực có chức năng tiếp nhận áp lực của khí trong không gian công tác của xylanh rồi truyền cho hệ tiêu thụ và biến chuyển động tịnh tiến của piston thành chuyển động quay của trục khuỷu. Các bộ phận chính của hệ thống truyền lực cũng chính là các bộ phận chuyển động chính của động cơ, bao gồm : piston, thanh truyền, trục khuỷu, bánh đà. Các bộ phận có liên quan trực tiếp với các bộ phận chuyển động chính kể trên cũng có thể được xếp vào hệ thống truyền lực, ví dụ : xecmang, chốt piston, bạc lót cổ chính, bạc lót cổ biên, v.v.

H. 1-8. Cơ cấu truyền lực
1- Piston , 2- Thanh truyền ,
3- Trục khuỷu , 4- Đổ trọng

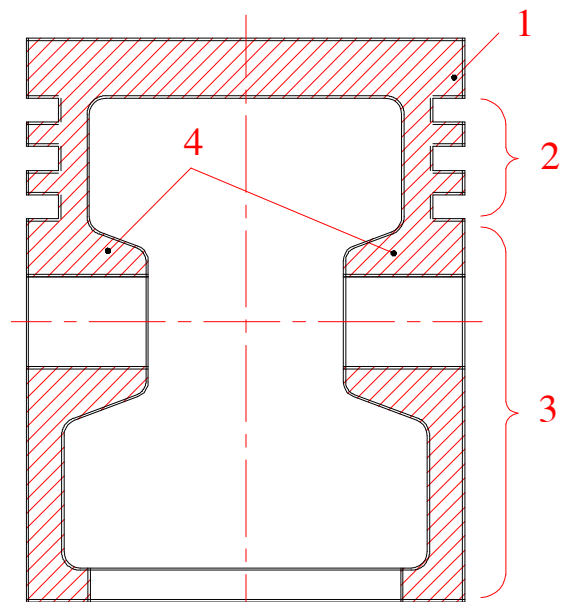
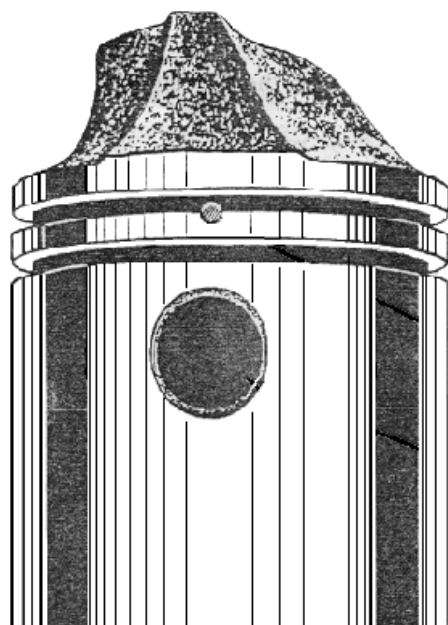
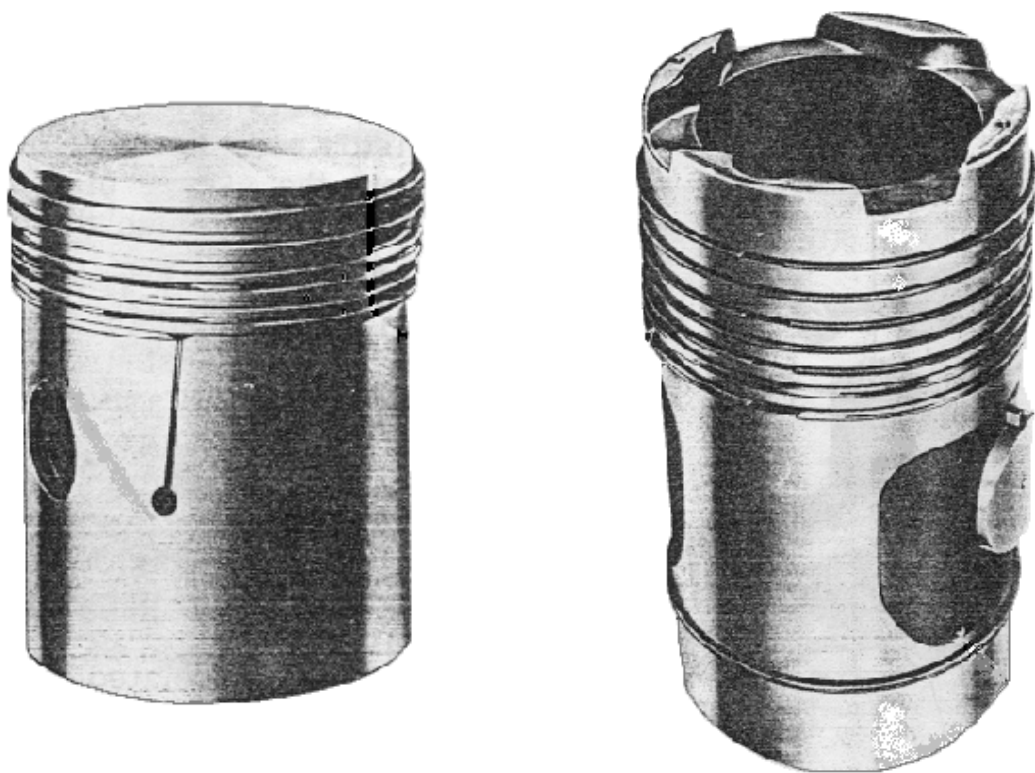


1.3.2.1. PISTON

Piston là bộ phận chuyển động trong lòng xylanh. Nó tiếp nhận áp lực của MCCT rồi truyền cho trục khuỷu qua trung gian là thanh truyền. Ngoài ra, piston còn có công dụng trong việc nạp, nén khí mới và đẩy khí thải ra khỏi không gian công tác của xylanh.

Piston được đúc bằng gang, hợp kim nhôm, và đôi khi bằng thép. Động cơ cao tốc thường có piston bằng hợp kim nhôm nhằm giảm lực quán tính và tăng cường sự truyền nhiệt từ đỉnh piston ra thành xylanh do nhôm nhẹ và dẫn nhiệt tốt hơn gang.

Piston có các phần cơ bản là : đỉnh piston, các rãnh xecmang, "váy" piston (piston skirt), ổ đỡ chốt piston và các gân chịu lực.



H. 1-9. Piston
 1- Đỉnh piston , 2- Phần rãnh xecmang ,
 3- Phần váy piston , 4- Ổ đỡ chốt piston

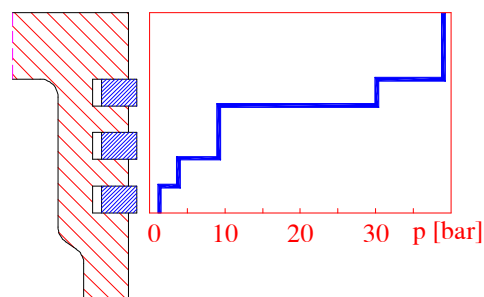
- Đỉnh piston có hình dáng khá đa dạng, tùy thuộc vào đặc điểm tổ chức quá trình cháy và quá trình nạp - xả, ví dụ : đỉnh lõm để tạo chuyển động rối của khí trong buồng đốt ; đỉnh lồi để dẫn hướng dòng khí quét và khí thải ,v.v.

- Váy piston có vai trò dẫn hướng trong xy lanh và chịu lực ngang.

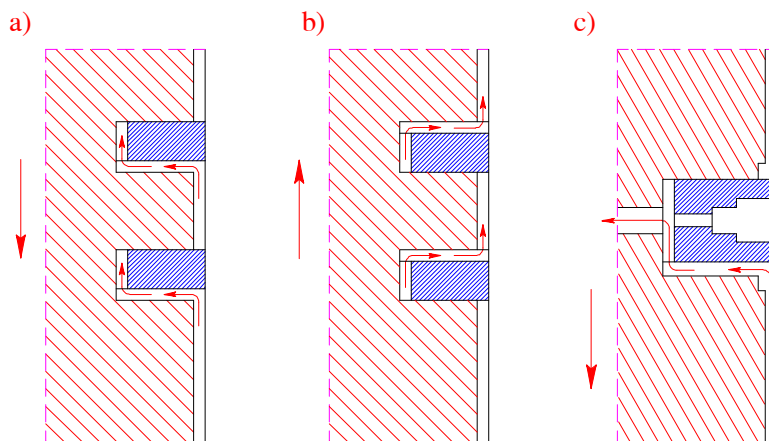
- Rãnh xecmang là nơi đặt các xecmang. Các rãnh xecmang khí được bố trí phía trên chốt piston. Rãnh xecmang dầu có thể bố trí phía trên hoặc phía dưới chốt piston.

1.3.2.2. XECMANG

Xecmang (còn được gọi là bạc piston hoặc vòng găng) của ĐCĐT là các vòng đàn hồi bằng vật liệu chịu nhiệt và chịu mài mòn được lắp vào các rãnh trên piston. Trên một piston có 2 loại xecmang : xecmang khí và xecmang dầu.



H. 1-10. Tác dụng làm kín buồng đốt của xecmang khí



H. 1-11. Hiện tượng xecmang bơm dầu lên buồng đốt (a, b) và tác dụng gạt dầu của xecmang (c)

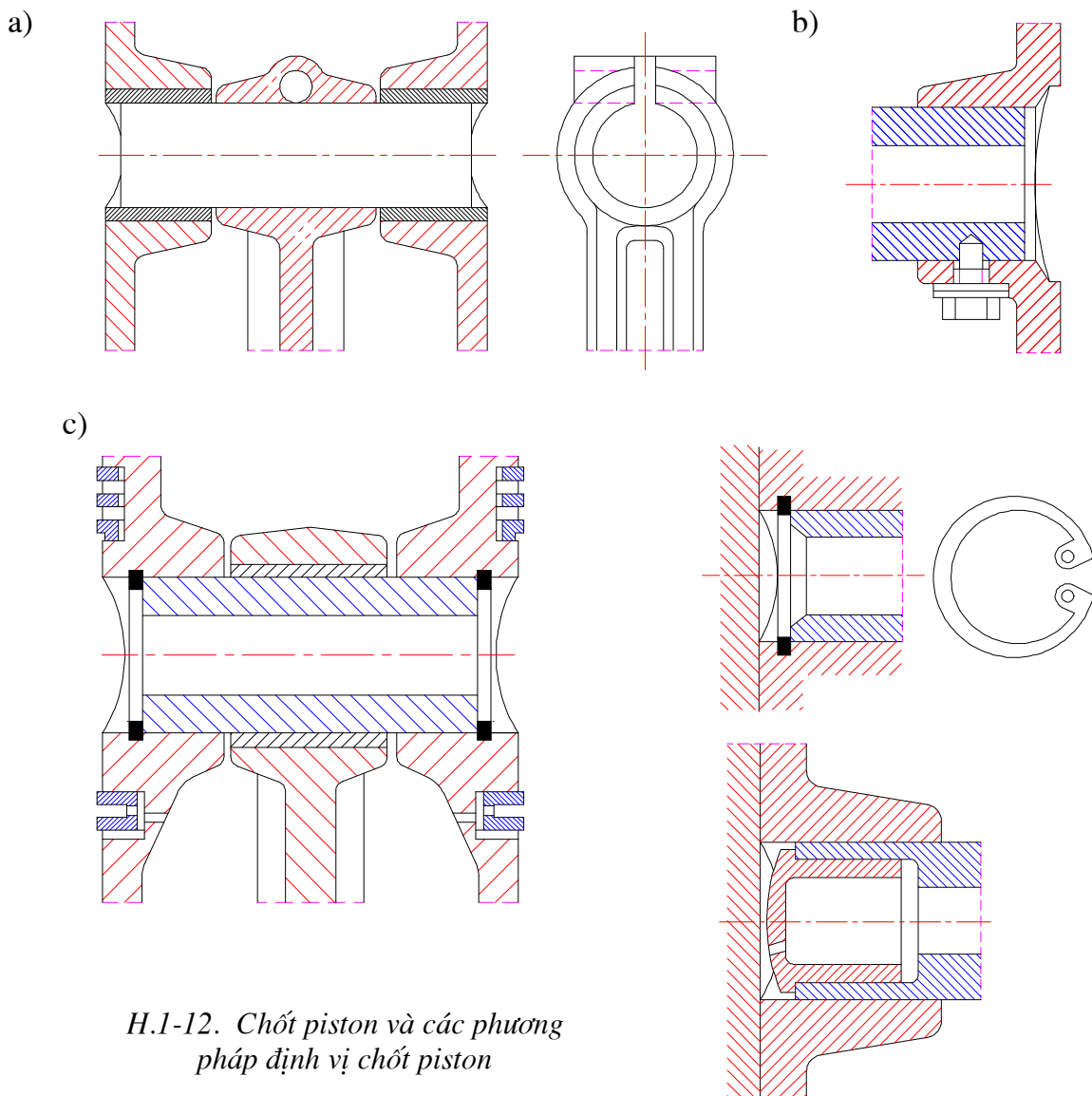
- Xecmang khí - có chức năng làm kín buồng đốt và dẫn nhiệt từ đỉnh piston ra thành xy lanh. Trên mỗi piston có từ 2 đến 4 xecmang khí . Xecmang khí trên cùng được gọi là xecmang lửa, mặt ngoài của xecmang này thường được mạ crôm để tăng độ bền.

- Xecmang dầu - có chức năng san đều dầu bôi trơn trên mặt gương của xy lanh và gạt dầu bôi trơn từ mặt gương xy lanh về cacte. Trên mỗi piston có từ 1 đến 2 xecmang dầu bố trí phía dưới xecmang khí.

1.3.2.3. CHỐT PISTON

Chốt piston là chi tiết liên kết piston với thanh truyền. Chốt piston thường được khoan rỗng để giảm khối lượng. Có 3 phương án liên kết chốt piston với piston và thanh truyền như sau :

- Chốt piston được cố định với thanh truyền và chuyển động tương đối với piston (H. 1-12a).
- Chốt piston được cố định với piston và chuyển động tương đối với thanh truyền (H. 1-12b).
- Chốt piston chuyển động tương đối với cả thanh truyền và piston (H. 1-12c).

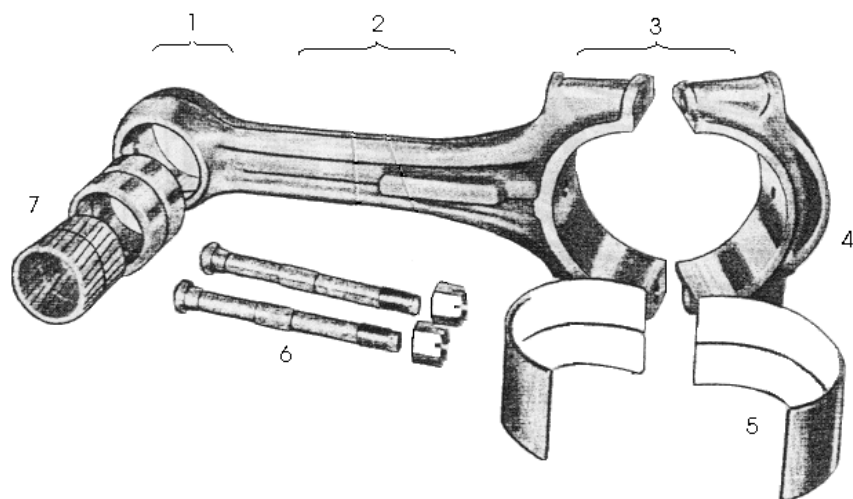


H.1-12. Chốt piston và các phương pháp định vị chốt piston

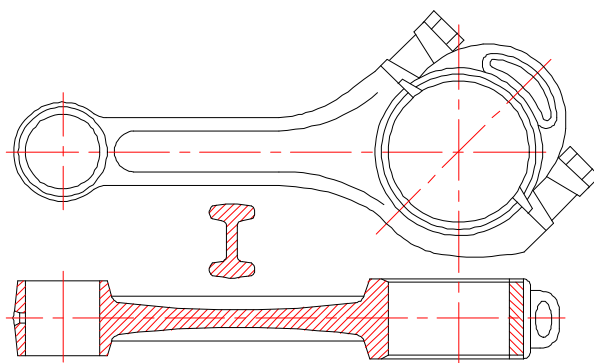
1.3.2.4. THANH TRUYỀN

Thanh truyền là bộ phận trung gian liên kết piston với trục khuỷu và cho phép biến chuyển động tịnh tiến qua lại của piston thành chuyển động quay của trục khuỷu. Đa số thanh truyền được chế tạo từ thép bằng phương pháp rèn hoặc dập.

Thanh truyền được cấu thành từ 3 phần : đầu nhỏ, thân và đầu to. Thanh truyền của động cơ công suất trung bình thường có đầu nhỏ, thân và nửa trên của đầu to được rèn liền thành 1 chi tiết, nửa dưới của đầu to (còn gọi là nắp thanh truyền) được liên kết với nửa trên bằng 2 ÷ 4 bulông. Một số động cơ 1 xylanh loại nhỏ có thanh truyền được dập hoặc đúc liền . Thanh truyền của động cơ lớn thường có các phần được chế tạo riêng biệt rồi lắp với nhau bằng bulông. Để có thể rút nhóm piston-thanh truyền qua lòng xylanh trong quá trình sửa chữa , đôi khi phải chế tạo đầu to thanh truyền theo " kiểu lệch" để giảm chiều ngang của thanh truyền (H. 1-14).



H. 1-13. Các chi tiết của nhóm thanh truyền
1- Đầu nhỏ , 2- Thân , 3- Đầu to , 4- Nắp , 5- Bạc cổ biên
6- Bulông thanh truyền , 7- Bạc chốt piston



H. 1-14. Thanh truyền với đầu to kiểu lệch

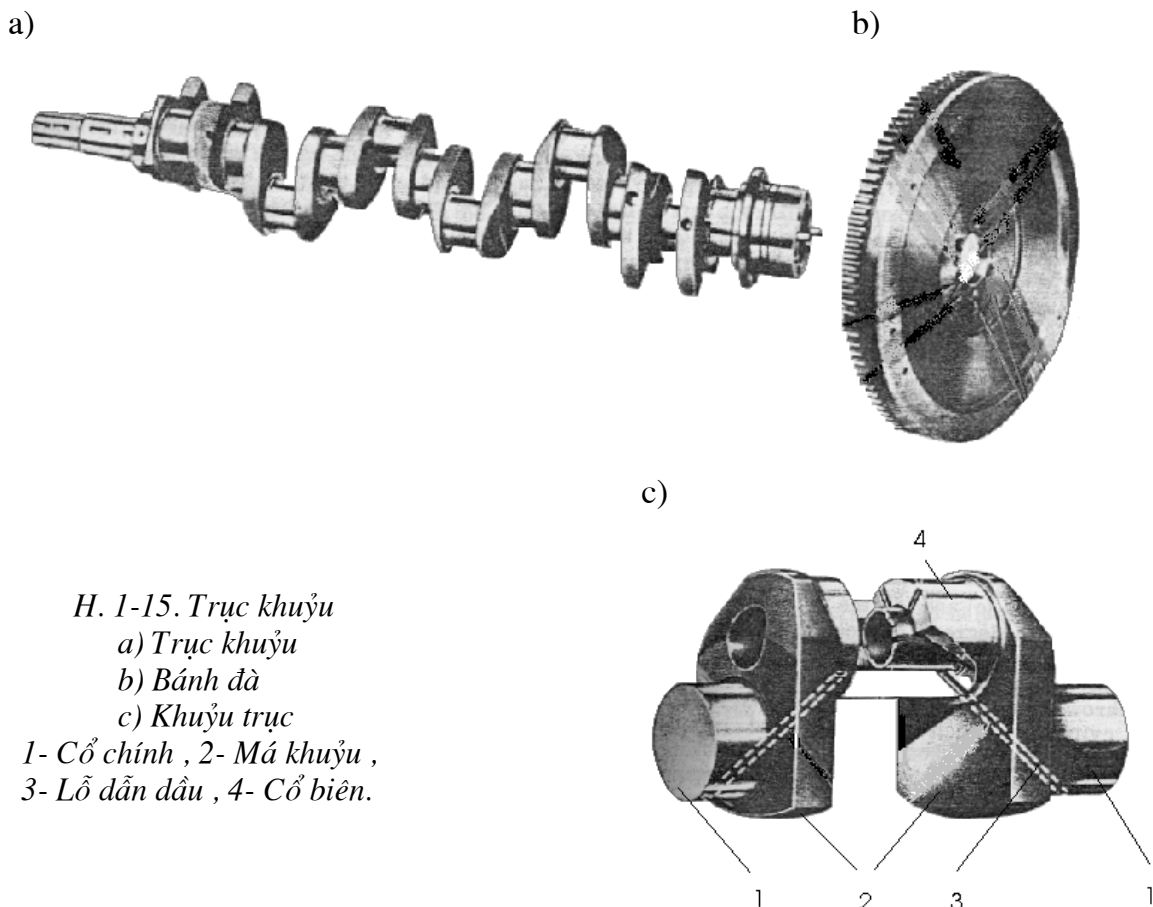
1.3.2.5. TRỤC KHUYỬ

Trục khuỷu là bộ phận có chức năng tiếp nhận toàn bộ áp lực của khí trong xylanh rồi truyền cho các hệ tiêu thụ của bản thân động cơ (ví dụ : trục cam, bơm dầu, bơm nước, v.v.) và hệ tiêu thụ bên ngoài (chân vịt, máy phát điện, v.v.).

Phần lớn trục khuỷu được chế tạo từ thép bằng phương pháp rèn, sau đó tiến hành gia công cơ khí (khoan các lỗ dầu, phay các má khuỷu, tiện và mài bóng các cổ khuỷu). Giá thành chế tạo trục khuỷu chiếm một tỷ lệ lớn trong giá thành cả động cơ. Để giảm giá thành, người ta đang áp dụng ngày càng rộng rãi phương pháp đúc trục khuỷu bằng gang hợp kim.

Trục khuỷu của động cơ nhiều xylanh được cấu thành từ các khuỷu trục bố trí lệch nhau. Mỗi khuỷu trục có các bộ phận sau đây :

- cổ chính lắp trong ổ đỡ chính của động cơ,
- cổ biên lắp trong đầu to của thanh truyền,
- má khuỷu liên kết cổ chính với cổ biên,
- các đối trọng để cân bằng lực quán tính (đối trọng có thể được đúc liền với trục khuỷu hoặc được chế tạo riêng rồi lắp vào một đầu của má khuỷu).



H. 1-15. Trục khuỷu

a) Trục khuỷu

b) Bánh đà

c) Khuỷu trục

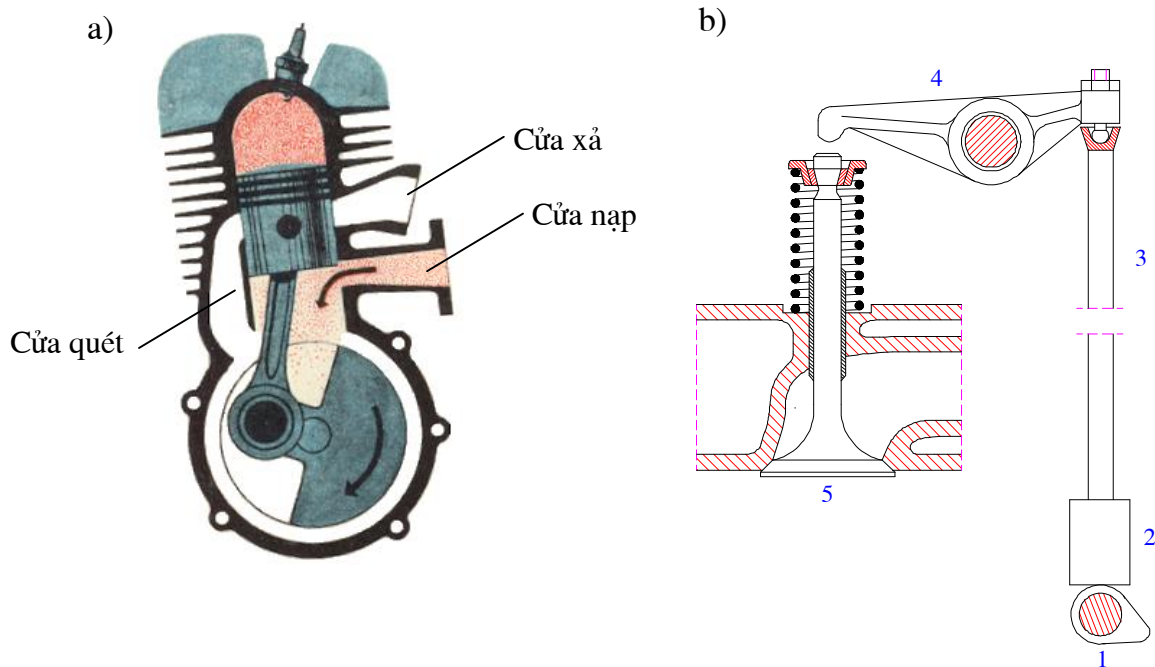
1- Cổ chính , 2- Má khuỷu ,

3- Lỗ dẫn dầu , 4- Cổ biên.

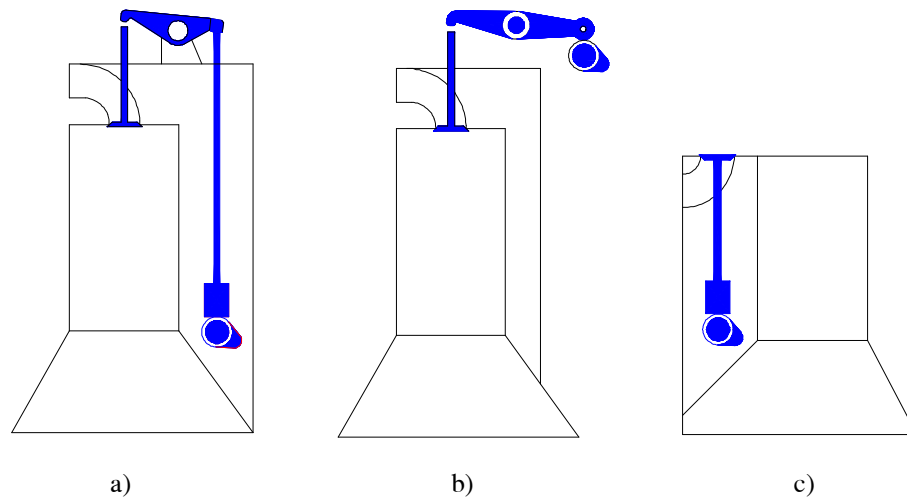
1.3.3. HỆ THỐNG NẠP - XẢ

Hệ thống nạp - xả (còn gọi là hệ thống thay đổi khí hoặc hệ thống trao đổi khí) có chức năng lọc sạch không khí rồi nạp vào không gian công tác của xy lanh và xả khí thải ra khỏi động cơ. Các bộ phận cơ bản của hệ thống nạp-xả bao gồm : lọc không khí, ống nạp, ống xả, bình giảm thanh và cơ cấu phân phối khí.

1.3.3.1. CƠ CẤU PHÂN PHỐI KHÍ



H. 1-16. Cơ cấu phân phối khí của động cơ 2 kỳ quét vòng (a) và của động cơ 4 kỳ (b)
1- Trục cam ; 2- Con đội ; 3- Đũa đẩy ; 4- Đòn gánh ; 5- Xupap.



H. 1-17. Các kiểu bố trí và dẫn động xupap

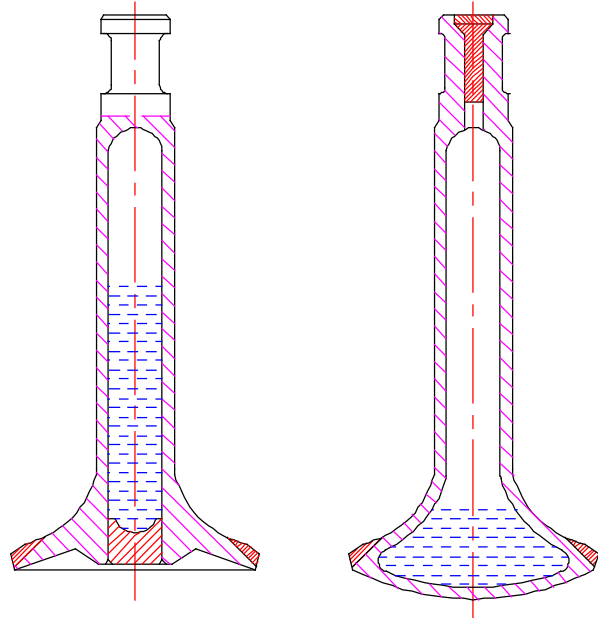
Cơ cấu phân phối khí có chức năng điều khiển quá trình nạp khí mới vào không gian công tác của xy lanh và xả khí thải ra khỏi động cơ.

Hầu hết động cơ 4 kỳ hiện nay có cơ cấu phân phối khí kiểu xupap . Động cơ 2 kỳ không nhất thiết phải có xupap ; trong trường hợp không có xupap, chức năng điều khiển quá trình nạp-xả do piston, cửa quét và cửa xả thực hiện. Ở động cơ 2 kỳ quét thẳng qua xupap xả, khí mới được nạp vào xy lanh qua cửa quét trên thành xy lanh, còn khí thải được xả ra ngoài qua xupap xả giống như ở động cơ 4 kỳ .

1.3.3.2. XUPAP

Xupap là một loại van đặc trưng ở ĐCĐT, có chức năng đóng, mở đường ống nạp và xả. Mỗi xy lanh của động cơ 4 kỳ thấp tốc và trung tốc thường có 2 xupap : một xupap nạp có chức năng đóng và mở đường ống nạp, một xupap xả có chức năng đóng và mở đường ống xả. Động cơ cao tốc có thể có 3 hoặc 4 xupap cho mỗi xy lanh để tăng tiết diện lưu thông của khí ra, vào xy lanh và giảm phụ tải nhiệt cho xupap, qua đó giảm khả năng biến dạng làm xupap không đóng kín. Xupap có thể bố trí theo kiểu treo trong nắp xy lanh (H. 1-17a, b) hoặc kiểu đặt trong thân động cơ (H. 1-17c). Trục cam cũng có thể được đặt trong thân động cơ hoặc trên nắp xy lanh.

Trong quá trình động cơ hoạt động, xupap xả chịu tác dụng thường xuyên của khí thải có nhiệt độ cao, nhiệt độ của nấm xupap xả có thể tới 600 - 700 °C, cho nên nó được chế tạo từ thép hợp kim chất lượng cao. Đôi khi ổ đặt và phần côn của nấm xupap xả được ép thêm vật liệu chịu nhiệt đặc biệt (H. 1-18). Xupap nạp thường xuyên được làm mát bằng dòng khí mới nên nhiệt độ của nó khoảng 400 - 500 °C. Thông thường, xupap được làm mát bằng cách truyền nhiệt ra vách của nắp xy lanh thông qua ống dẫn hướng. Đối với động cơ cường hoá cao, xupap xả được làm mát bằng cách cho chất Sodium (Na) vào khoang rỗng trong thân và nấm xupap. Chất Na nóng chảy chuyển động lên xuống khi động cơ hoạt động có tác dụng tải nhiệt từ nấm lên thân để truyền ra phần dẫn hướng.



H. 1-18. Xupap có gắn thêm vật liệu chịu nhiệt và làm mát bằng sodium nóng chảy

1.3.4. HỆ THỐNG BÔI TRƠN

ĐCĐT có rất nhiều chi tiết chuyển động tương đối với nhau. Để giảm lực ma sát và hao mòn, ngoài việc chọn vật liệu, hình dáng và kích thước thích hợp, nhất thiết phải bôi trơn các bề mặt ma sát của chi tiết. Hệ thống bôi trơn của động cơ có chức năng lọc sạch rồi đưa chất bôi trơn đến các các bề mặt cần bôi trơn. Có thể phân biệt 3 phương pháp bôi trơn cơ bản

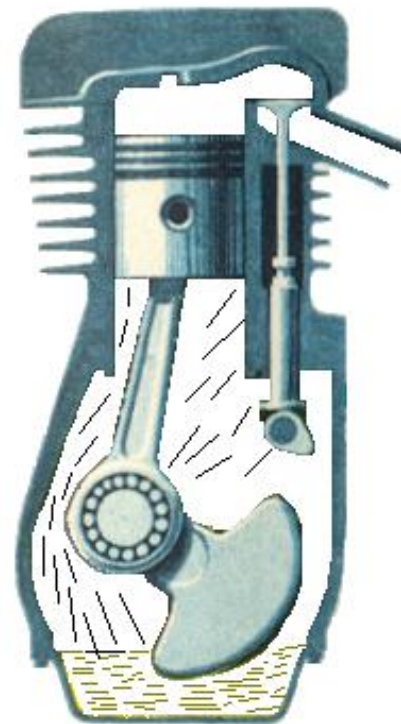
- Bôi trơn bằng hơi dầu,
- Bôi trơn bằng cách vung toé dầu,
- Bôi trơn dưới áp suất.

Phương pháp bôi trơn bằng hơi dầu được sử dụng cho động cơ xăng 2 kỳ dùng cacte làm bơm quét khí. Trong trường hợp này không thể đổ nhớt vào cacte rồi bơm đi bôi trơn các bộ phận được, mà nhớt được hoà trộn vào xăng với tỷ lệ 3 - 5 % để có thể đến được các bề mặt cần bôi trơn. Chốt piston của các loại động cơ khác cũng có thể được bôi trơn bằng hơi dầu.

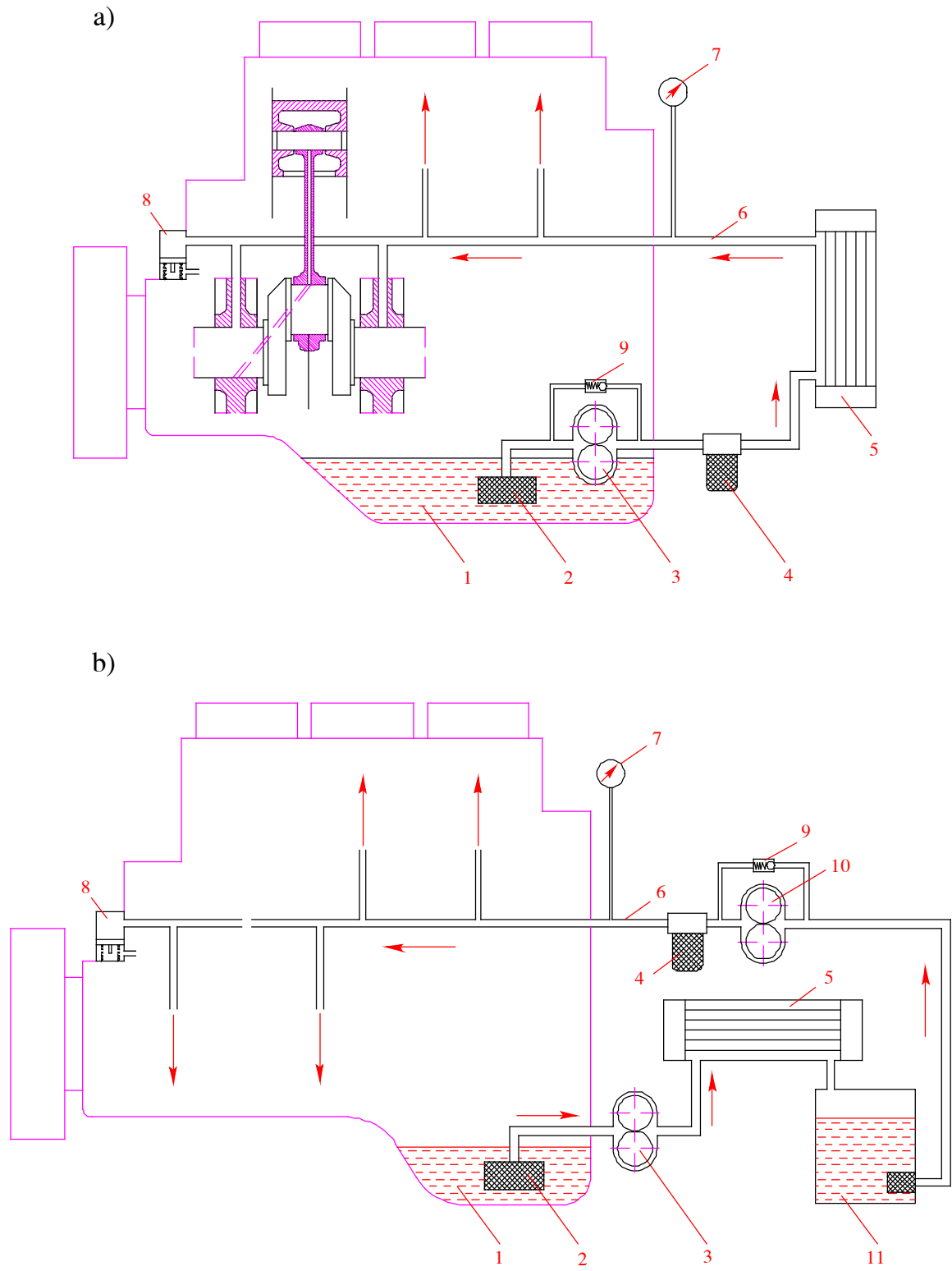
Bôi trơn bằng vung toé là dùng một số chi tiết chuyển động của động cơ để vung dầu lên các bề mặt cần bôi trơn. Phương pháp này đơn giản, nhưng có nhược điểm cơ bản là dầu bị lão hoá nhanh, thời gian sử dụng dầu ngắn. Ngoài ra, phương pháp này có hiệu quả thấp trong một số trường hợp, ví dụ : xe lên hoặc xuống dốc, tàu bị nghiêng, lắc, v.v.

Đa số động cơ hiện nay được trang bị hệ thống bôi trơn dưới áp suất. Ở hệ thống này, nhớt từ đáy cacte hay bình chứa (H. 1-20) được bơm nhớt nén tới áp suất 1,5 - 8,0 bar rồi đẩy vào mạch dầu chính. Từ mạch dầu chính, nhớt theo các lỗ khoan trong các chi tiết của động cơ hoặc theo các ống dầu đến bôi trơn các cổ chính, cổ biên của trục khuỷu, ổ đỡ trục cam, trục đòn gánh, v.v. Mặt gương xy lanh, piston, xecmang, và đôi khi cả trục cam và các bánh răng được bôi trơn bằng nhớt phun ra từ các khe hở hoặc các lỗ đặc biệt ở ổ đỡ chính và ổ đỡ biên. Chốt piston có thể được bôi trơn bằng nhớt đi lên từ ổ đỡ biên qua các lỗ hoặc ống dọc thân thanh truyền hoặc được bôi trơn bằng hơi dầu.

Một số chi tiết của động cơ có thể được bôi trơn bằng cách khác, ngoài các phương pháp giới thiệu ở trên. Ví dụ : trục đòn gánh có thể được bôi trơn bằng các bậc thấm dầu theo định kỳ ; mặt gương xy lanh của một số động cơ kích thước lớn được bôi trơn bằng nhớt dưới áp suất lớn (tới 50 bar) do các bơm kiểu piston cung cấp qua các lỗ bố trí tại các vị trí thích hợp trên xy lanh.



H. 1-19. Bôi trơn bằng cách vung toé



H. 1-20. Hệ thống bôi trơn tuần hoàn cacte ướt (a) và cacte khô (b)
 1- Cacte dầu ; 2- Lọc thô ; 3, 11- Bơm dầu bôi trơn ; 4- Lọc tinh ; 5- Bình làm mát dầu ;
 6- Mạch dầu chính ; 7- Áp kế dầu ; 8- Van điều áp ; 9- Van an toàn ; 11- Bình chứa dầu.

1.3.5. HỆ THỐNG LÀM MÁT

Hệ thống làm mát có chức năng giải nhiệt từ các chi tiết nóng (piston, xy lanh, nắp xy lanh, xupap, v.v.) để chúng không bị quá tải nhiệt. Ngoài ra, làm mát động cơ còn có tác dụng duy trì nhiệt độ dầu bôi trơn trong một phạm vi nhất định để duy trì các chỉ tiêu kỹ thuật của chất bôi trơn.

Chất có vai trò trung gian trong quá trình truyền nhiệt từ các chi tiết nóng của động cơ ra ngoài được gọi là **môi chất làm mát**. Môi chất làm mát có thể là nước, không khí, dầu, hoặc một số loại dung dịch đặc biệt.

Không khí được dùng làm môi chất làm mát chủ yếu cho động cơ công suất nhỏ. Đa số ĐCĐT hiện nay, đặc biệt là động cơ thủy, được làm mát bằng nước vì nó có hiệu quả làm mát cao (khoảng 2,5 lần cao hơn hiệu quả làm mát của dầu).

Có thể phân loại hệ thống làm mát của ĐCĐT theo các tiêu chí sau đây :

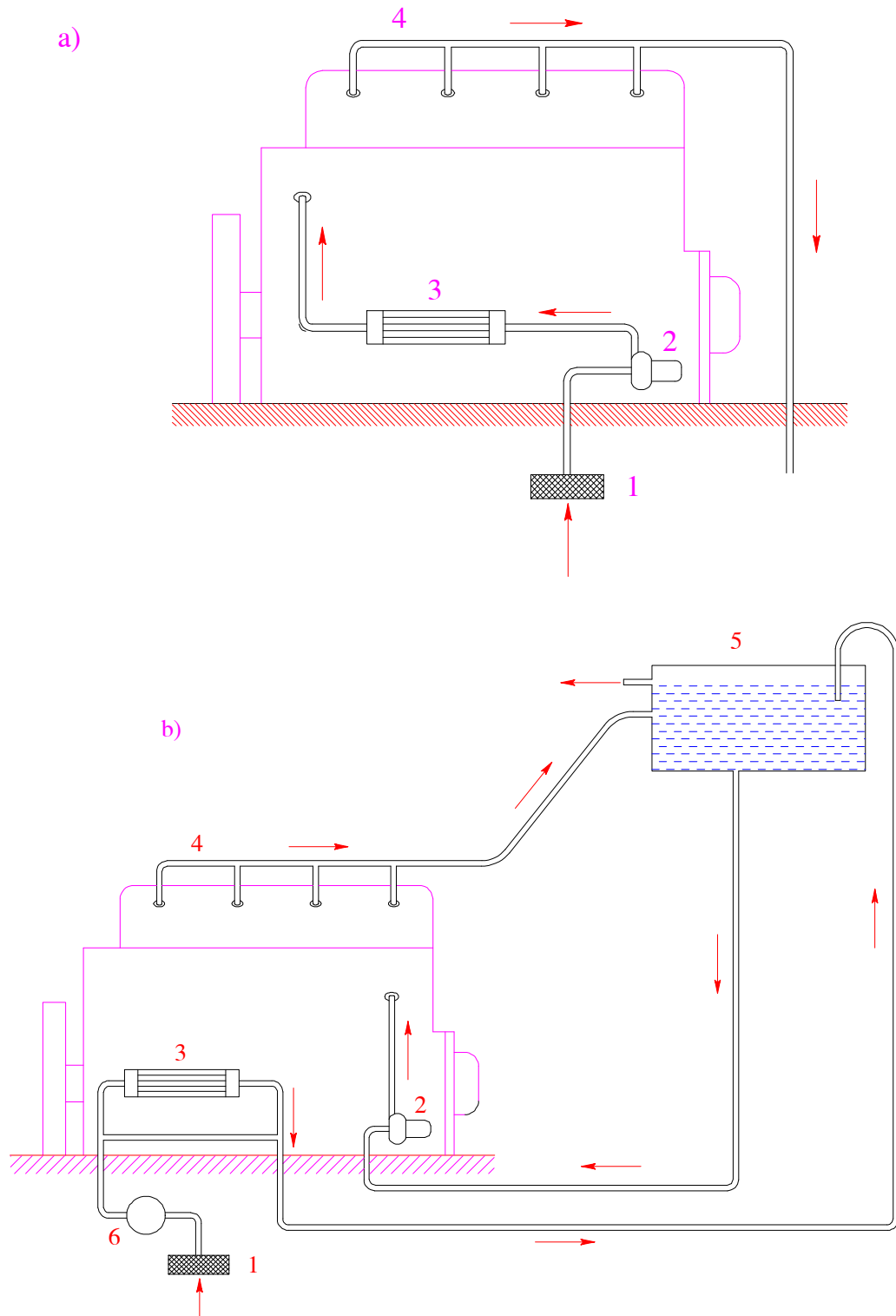
- Theo môi chất làm mát m_{jt} - làm mát bằng nước, làm mát bằng không khí, làm mát bằng dầu và làm mát bằng các dung dịch đặc biệt.
- Theo phương pháp làm mát m_{jt} - làm mát bằng nước bay hơi, làm mát bằng đối lưu tự nhiên, làm mát cưỡng bức.
- Theo mức độ liên hệ của hệ thống làm mát m_{jt} - hệ thống làm mát trực tiếp (hệ thống làm mát hở) và hệ thống làm mát gián tiếp (hệ thống làm mát kín).

Hệ thống làm mát trực tiếp bằng nước thường được áp dụng cho động cơ thủy hoặc động cơ đặt cố định tại khu vực gần sông, hồ. Ở hệ thống làm mát trực tiếp (H. 1-21), nước từ ngoài mạn tàu được bơm vào làm mát trực tiếp động cơ rồi được xả ra ngoài tàu.

Hệ thống làm mát gián tiếp bằng nước được áp dụng rộng rãi nhất cho ĐCĐT sử dụng trong nhiều lĩnh vực khác nhau. Ở động cơ thủy, nước ngọt sau khi làm mát động cơ sẽ được dẫn đến bình làm mát nước-nước. Sau khi được làm mát bằng nước biển, nước ngọt được bơm trở lại tiếp tục làm mát động cơ (H.1-22). Ở động cơ ô tô - nước ngọt làm mát trực tiếp động cơ, còn không khí làm mát nước ngọt trong bình làm mát nước - không khí (H. 1-23).

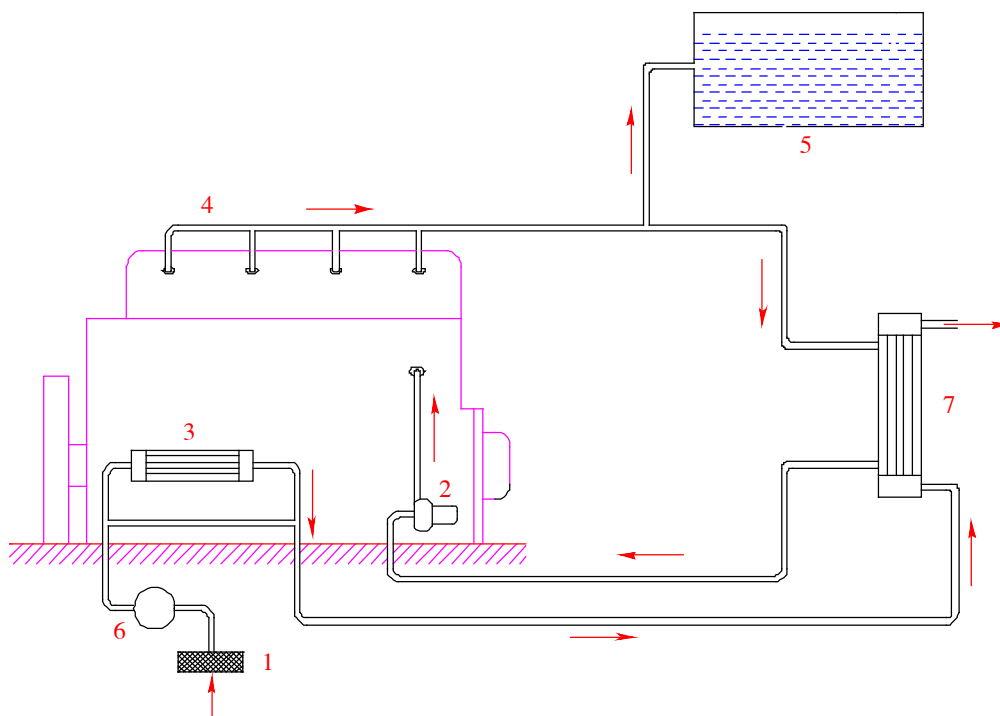
Hệ thống làm mát trực tiếp có ưu điểm là cấu tạo đơn giản, giá thành thấp, hoạt động tin cậy. Tuy nhiên, so với hệ thống làm mát kín, hệ thống hở có những nhược điểm sau đây :

- Các khoang làm mát của động cơ bị đóng cặn và bị ăn mòn nhanh do nước biển chứa nhiều loại muối hoà tan. Để hạn chế ăn mòn, người ta gắn các cục kẽm trong khoang làm mát ; còn để hạn chế đóng cặn, phải duy trì nhiệt độ nước ra khỏi động cơ không cao hơn 55°C .
- Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ được làm mát trực tiếp bằng nước biển cao hơn do phần nhiệt truyền từ khí trong xy lanh ra nước làm mát nhiều hơn.



H. 1-21. Hệ thống làm mát trực tiếp

- 1- Lọc, 2- Bơm làm mát động cơ, 3- Bình làm mát dầu bôi trơn,
- 4- Ống nước làm mát ra khỏi động cơ, 5- Kết nước cân bằng,
- 6- Bơm nước từ ngoài mạn tàu.



H. 1-22. Hệ thống làm mát gián tiếp của động cơ thủy

1- Lọc, 2- Bơm làm mát động cơ, 3- Bình làm mát dầu sôi trộn, 4- Ống nước làm mát ra khỏi động cơ, 5- Kết nước cân bằng, 6- Bơm nước từ ngoài mạn tàu, 7- Bình làm mát nước-nước

H. 1-23. Hệ thống làm mát gián tiếp bằng nước của động cơ ô tô

1.3.6. HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL

1.3.6.1. CHỨC NĂNG VÀ CÁC BỘ PHẬN CƠ BẢN

Hệ thống nhiên liệu của động cơ diesel có chức năng lọc sạch rồi phun nhiên liệu vào buồng đốt theo những yêu cầu phù hợp với đặc điểm cấu tạo và tính năng của động cơ.

Dù có cấu tạo và nguyên lý hoạt động khá đa dạng, nhưng tuyệt đại đa số hệ thống nhiên liệu thông dụng của động cơ diesel đều được cấu thành từ các bộ phận cơ bản sau đây (H. 1-24) :

- **Thùng nhiên liệu** - bao gồm thùng nhiên liệu hàng ngày và thùng nhiên liệu dự trữ. Thùng nhiên liệu hàng ngày cần có dung tích đảm bảo chứa đủ số nhiên liệu cho động cơ hoạt động liên tục trong một khoảng thời gian định trước.

- **Bơm thấp áp** - bơm có chức năng hút nhiên liệu từ thùng chứa hàng ngày rồi đẩy đến bơm cao áp. Hệ thống nhiên liệu có thể không có bơm thấp áp nếu thùng chứa nhiên liệu hàng ngày được đặt ở vị trí cao hơn động cơ để nhiên liệu tự chảy đến bơm cao áp (H. 1-24b).

- **Lọc nhiên liệu** - Trong hệ thống nhiên liệu của động cơ diesel có các bộ phận được chế tạo và lắp ráp với độ chính xác rất cao, như : đầu phun, cặp piston-xylanh của bơm cao áp, van tiết hồi. Các bộ phận này rất dễ bị hư hại nếu trong nhiên liệu có tạp chất cơ học. Bởi vậy nhiên liệu phải được lọc sạch trước khi đến bơm cao áp.

- **Ống dẫn nhiên liệu** - gồm có ống cao áp và ống thấp áp. ống cao áp dẫn nhiên liệu có áp suất cao từ bơm cao áp đến vòi phun. ống thấp áp dẫn nhiên liệu từ thùng chứa đến bơm cao áp và dẫn nhiên liệu hồi về thùng chứa.

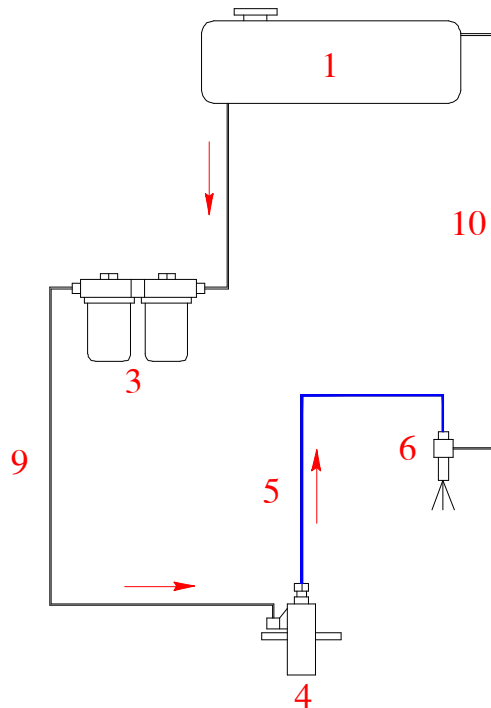
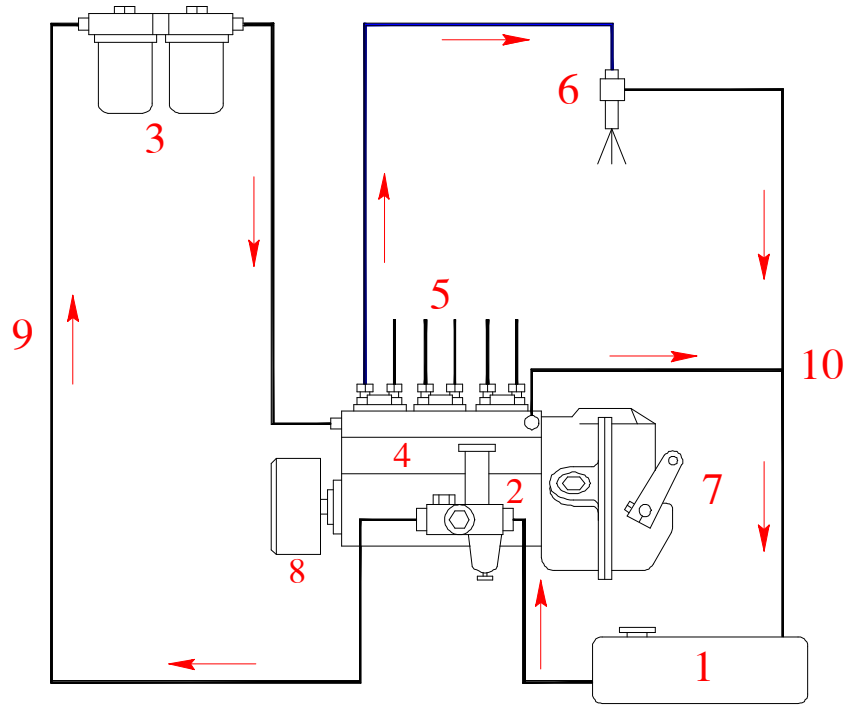
- **Bơm cao áp (BCA)** - có các chức năng sau đây :

- Nén nhiên liệu đến áp suất rất cao (khoảng 100 - 1500 bar) rồi đẩy đến vòi phun (chức năng nén).

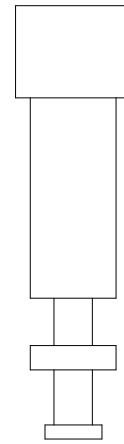
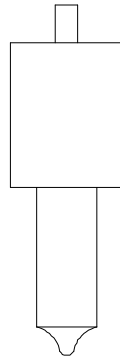
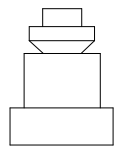
- Điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp vào buồng đốt phù hợp với chế độ làm việc của động cơ (chức năng định lượng).

- Định thời điểm bắt đầu và kết thúc quá trình phun nhiên liệu (chức năng định thời).

- **Vòi phun nhiên liệu** - Đại đa số vòi phun nhiên liệu ở động cơ diesel chỉ có chức năng phun nhiên liệu cao áp vào buồng đốt với cấu trúc tia nhiên liệu phù hợp với phương pháp tổ chức quá trình cháy . Ở một số hệ thống nhiên liệu đặc biệt, vòi phun còn có thêm chức năng định lượng và định thời.



H. 1-24. Sơ đồ cấu tạo hệ thống nhiên liệu của động cơ diesel
 1- Thùng nhiên liệu ; 2- Bơm thấp áp ; 3- Lọc nhiên liệu ; 4- Bơm cao áp ;
 5- Ống cao áp ; 6- Vòi phun ; 7- Bộ điều tốc ; 8- Bộ điều chỉnh góc phun sớm ;
 9- Ống thấp áp ; 10- Ống dầu hồi.

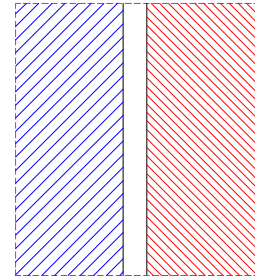
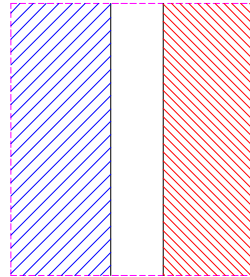
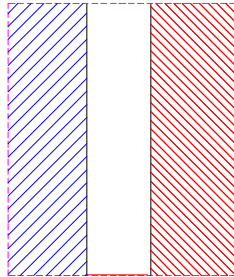


Khe hở giữa các chi tiết của cặp siêu chính xác

6 - 10 μm

3,5 - 6,5 μm

1,5 - 2,5 μm



Kích thước tạp chất [μm]

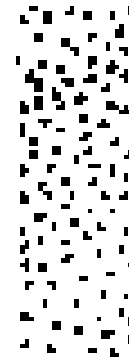
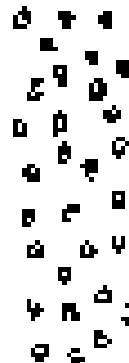
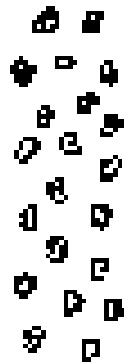
40 - 60

20 - 30

8 - 10

4 - 5

~ 2



Khả năng lọc

Phân tử lọc bằng nỉ

Phân tử lọc bằng giấy

Bộ lọc kép hiện đại

H. 1-25. Khe hở giữa các cặp siêu chính xác và khả năng lọc

Toàn bộ hệ thống nhiên liệu của động cơ diesel có thể chia thành hai phần được qui ước gọi là : phân cấp nhiên liệu và hệ thống phun nhiên liệu .

- **Phân cấp nhiên liệu** - còn gọi là **Phân thấp áp** , bao gồm thùng chứa nhiên liệu, bơm thấp áp, lọc nhiên liệu và ống thấp áp. Chức năng của phân cấp liệu là lọc sạch nhiên liệu rồi cung cấp cho hệ thống phun dưới áp suất xác định .

- **Hệ thống phun nhiên liệu** (HTPNL) - còn gọi là **Phân cao áp** , bao gồm bơm cao áp, vòi phun , ống cao áp và các bộ phận điều chỉnh-hiệu chỉnh. HTPNL thực hiện hầu như tất cả các yêu cầu đặt ra đối với quá trình phun nhiên liệu và có ảnh hưởng quyết định đến chất lượng quá trình tạo hỗn hợp cháy ở động cơ diesel.

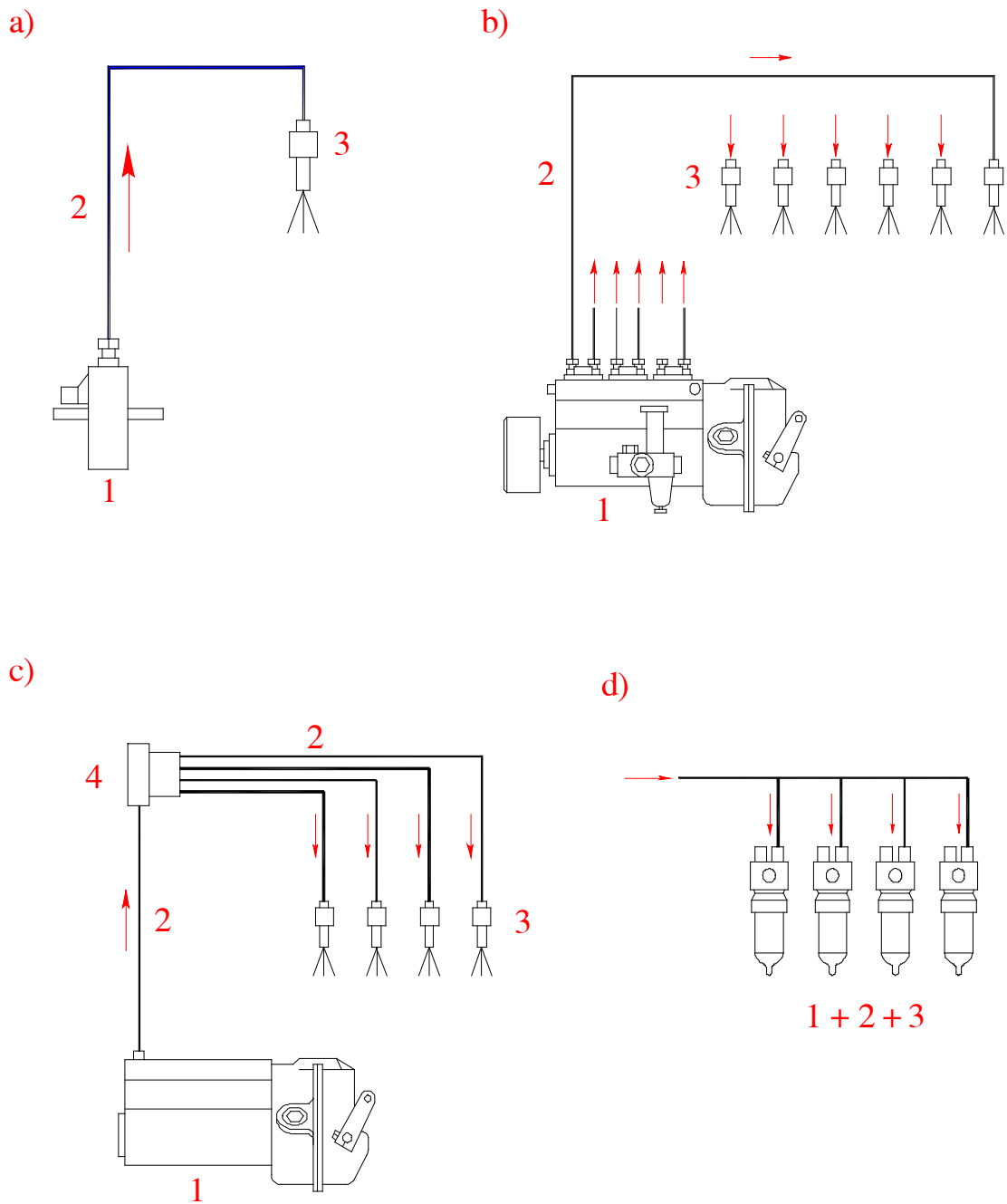
1.3.6.2. PHÂN LOẠI HỆ THỐNG PHUN NHIÊN LIỆU

Bảng 1-2. Phân loại tổng quát hệ thống phun nhiên liệu của động cơ diesel

Tiêu chí phân loại	Phân loại
Phương pháp phun nhiên liệu	1) Hệ thống phun nhiên liệu bằng không khí nén 2) Hệ thống phun nhiên liệu bằng thủy lực
Phương pháp tạo và duy trì áp suất phun	1) Hệ thống phun trực tiếp 2) Hệ thống phun gián tiếp
Phương pháp điều chỉnh quá trình phun	1) Hệ thống được điều chỉnh kiểu cơ khí 2) Hệ thống được điều chỉnh kiểu điện tử
Cách thức tổ hợp các thành tố của hệ thống phun	1) Hệ thống phun cổ điển 2) Hệ thống phun với BCA-VP liên hợp 3) Hệ thống phun với BCA phân phối 4) Hệ thống phun đặc biệt.
Loại vòi phun	1) Hệ thống phun với vòi phun hở 2) Hệ thống phun với vòi phun kín

1) Hệ thống phun nhiên liệu bằng không khí nén

Ở thời kỳ đầu phát triển động cơ diesel, người ta đã dùng không khí nén dưới áp suất 50-60 bar để phun nhiên liệu vào xylanh động cơ. Phương pháp này không yêu cầu phải có các chi tiết siêu chính xác mà vẫn đảm bảo chất lượng hoà trộn nhiên liệu với không khí khá tốt. Tuy nhiên, động cơ phải lai máy nén khí nhiều cấp, vừa công kênh vừa tiêu thụ một phần đáng kể công suất của động cơ (công suất do máy nén khí tiêu thụ bằng khoảng 6 - 8 % công suất của động cơ, trong khi hệ thống phun nhiên liệu bằng thủy lực tiêu thụ khoảng 1,5 - 3,5 %) ; ngoài ra, việc điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình cũng phức tạp và khó chính xác, nên kiểu hệ thống phun nhiên liệu bằng khí nén ở động cơ diesel đã được thay thế hoàn toàn bởi hệ thống phun nhiên liệu bằng thủy lực.



H. 1-26. Phân loại hệ thống phun nhiên liệu theo cách thức tổ hợp các thành tố cơ bản

- 1- Bơm cao áp , 2- ống cao áp , 3- vòi phun , 4- bộ phân phối
- a) HTPNL cổ điển với BCA đơn
 - b) HTPNL cổ điển với BCA cụm
 - c) HTPNL với bơm cao áp phân phối
 - d) HTPNL với BCA-VP liên hợp

2) Hệ thống phun nhiên liệu bằng thủy lực

Ở hệ thống phun nhiên liệu bằng thuỷ lực, nhiên liệu được phun vào buồng đốt do sự chênh lệch áp suất rất lớn giữa áp suất của nhiên liệu trong vòi phun và áp suất của khí trong xylanh. Dưới tác dụng của lực kích động ban đầu trong tia nhiên liệu và lực cản khí động của khí trong buồng đốt, các tia nhiên liệu sẽ bị xé thành những hạt có đường kính rất nhỏ để hoá hơi nhanh và hoà trộn với không khí.

3) Hệ thống phun trực tiếp

HTPNL trực tiếp là một loại HTPNL bằng thuỷ lực, ở đó nhiên liệu sau khi ra khỏi BCA được dẫn trực tiếp đến vòi phun bằng ống dẫn cao áp có dung tích nhỏ. Ưu điểm của HTPNL kiểu này là : kết cấu tương đối đơn giản, có khả năng nhanh chóng thay đổi các thông số công tác phù hợp với chế độ làm việc của động cơ. Nhược điểm cơ bản của HTPNL trực tiếp là : áp suất phun giảm khi giảm của tốc độ quay của động cơ, điều đó hạn chế khả năng làm việc ổn định của động cơ ở tốc độ quay thấp. Mặc dù chưa đáp ứng hoàn toàn các yêu cầu đặt ra, nhưng HTPNL trực tiếp vẫn được sử dụng phổ biến nhất hiện nay cho tất cả các kiểu động cơ diesel.

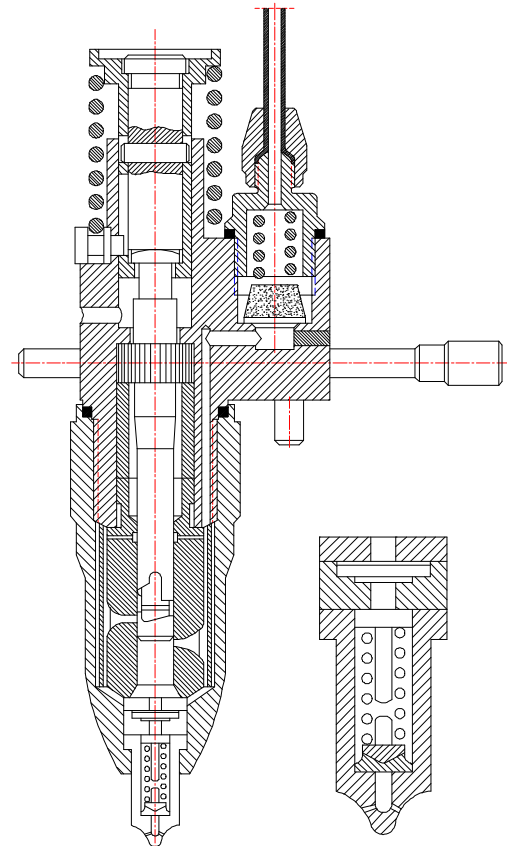
4) Hệ thống phun nhiên liệu gián tiếp

Ở hệ thống phun gián tiếp (còn gọi là hệ thống tích phun), nhiên liệu từ BCA không được đưa trực tiếp đến vòi phun mà được bơm đến ống cao áp chung. Thông thường, ống cao áp chung có dung tích lớn hơn nhiều lần so với thể tích nhiên liệu được phun vào buồng đốt trong một chu trình, nên áp suất phun hầu như không thay đổi trong suốt quá trình phun. Điều đó đảm bảo chất lượng phun tốt trong một phạm vi rộng của tốc độ quay và tải. Để đảm bảo yêu cầu định lượng và định thời, hệ thống tích phun có kết cấu khá phức tạp. Vì vậy nó thường chỉ được sử dụng cho những động cơ diesel có yêu cầu cao về chất lượng phun nhiên liệu ở những chế độ tải nhỏ.

5) Hệ thống phun nhiên liệu với Bơm cao áp - Vòi phun liên hợp

HTPNL với Bơm cao áp-Vòi phun (BCA-VP) liên hợp là một hình thái biến tướng của HTPNL cổ điển. Ở loại HTPNL kiểu này, BCA và vòi phun được tổ hợp thành một cụm chi tiết gọi là BCA-VP liên hợp, thực hiện chức năng của cả 3 bộ phận : BCA, vòi phun và ống cao áp. Trong BCA-VP liên hợp, nhiên liệu sau khi được nén đến áp suất rất cao và được định lượng sẽ được đưa trực tiếp vào vòi phun mà không cần có ống dẫn nhiên liệu cao áp.

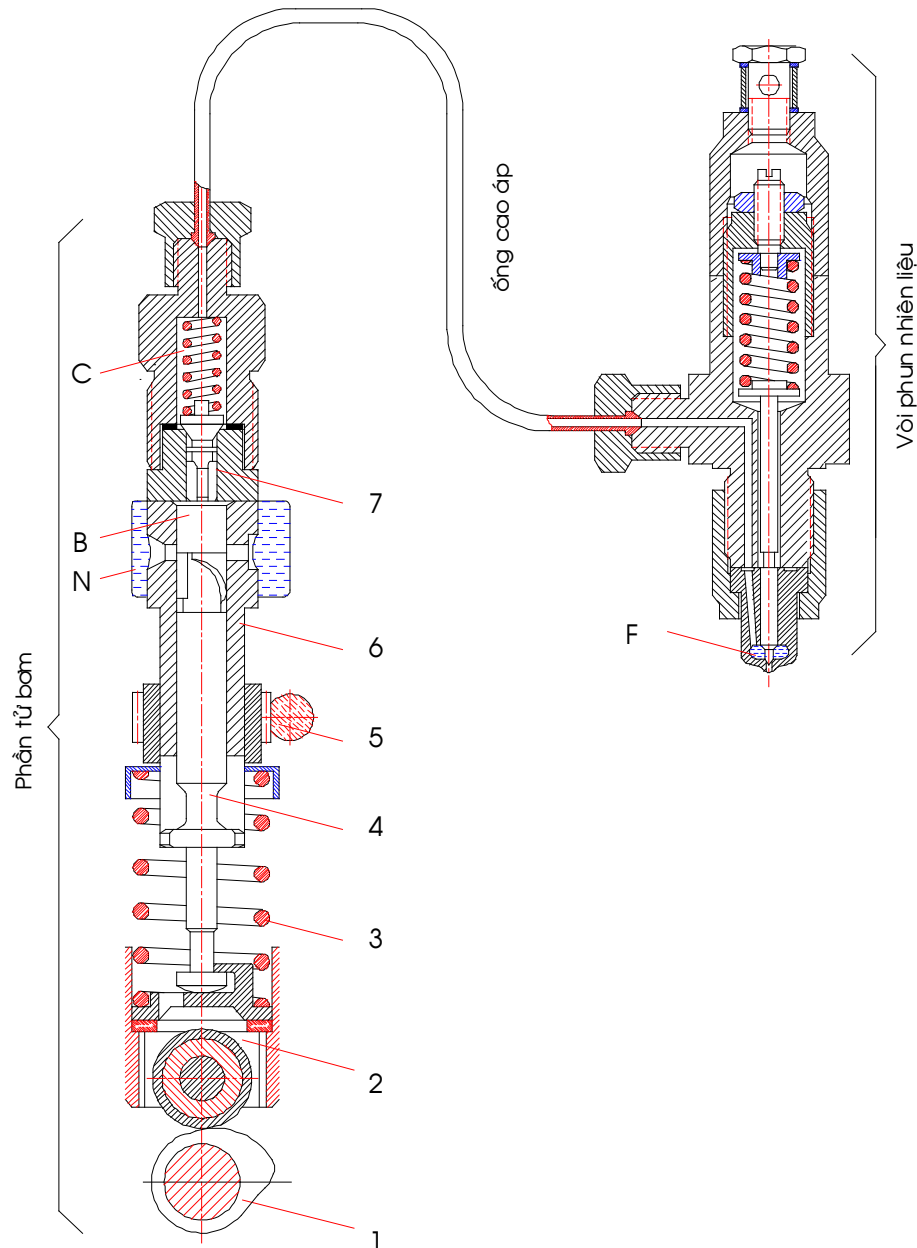
BCA-VP liên hợp do hãng General Motors thiết kế giới thiệu trên H. 1-27 là kiểu điển hình và được sử dụng phổ biến nhất hiện nay.



H. 1-27 BCA-VP liên hợp của hãng GM

1.3.6.3. HỆ THỐNG PHUN NHIÊN LIỆU CỔ ĐIỆN

Hệ thống phun nhiên liệu cổ điện là tên gọi qui ước của loại HTPNL trực tiếp có những đặc điểm cơ bản sau đây : Toàn bộ HTPNL được tổ hợp từ các " tiểu hệ thống phun " hoàn toàn giống nhau . Mỗi tiểu hệ thống phun được cấu thành từ một phân tử bơm, 1 ống cao áp và 1 vòi phun nhiên liệu (H. 1-28). Động cơ có bao nhiêu xylanh thì có bấy nhiêu tiểu hệ thống phun. Các tiểu hệ thống phun hoạt động độc lập với nhau .



H. 1-28. Cấu tạo tiểu hệ thống phun của HTPNL với BCA Bosch cổ điện
1- Cam nhiên liệu, 2- Con đội , 3- Lò so khử hồi, 4- Piston, 5- Vành răng và thanh răng điều khiển, 6- Xylanh, 7- Van triệt hồi , N- Khoang nạp, B- Khoang bơm, C- Khoang cao áp, F- Khoang phun

1) Bơm cao áp

Bơm cao áp (BCA) là cụm chi tiết quan trọng nhất của HTPNL cổ điển nói riêng và của HTPNL cơ khí nói chung và người ta thường phân loại HTPNL căn cứ vào đặc điểm của BCA. BCA có thể được phân loại theo những tiêu chí khác nhau. Nếu căn cứ vào phương pháp định lượng, tức là phương pháp điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình (g_{ci}), có thể phân biệt 3 loại BCA cổ điển: BCA điều chỉnh bằng cách thay đổi hành trình có ích của piston, BCA điều chỉnh bằng cách thay đổi hành trình toàn bộ của piston và BCA điều chỉnh bằng van tiết lưu.

a) BCA định lượng bằng cách thay đổi hành trình có ích của piston

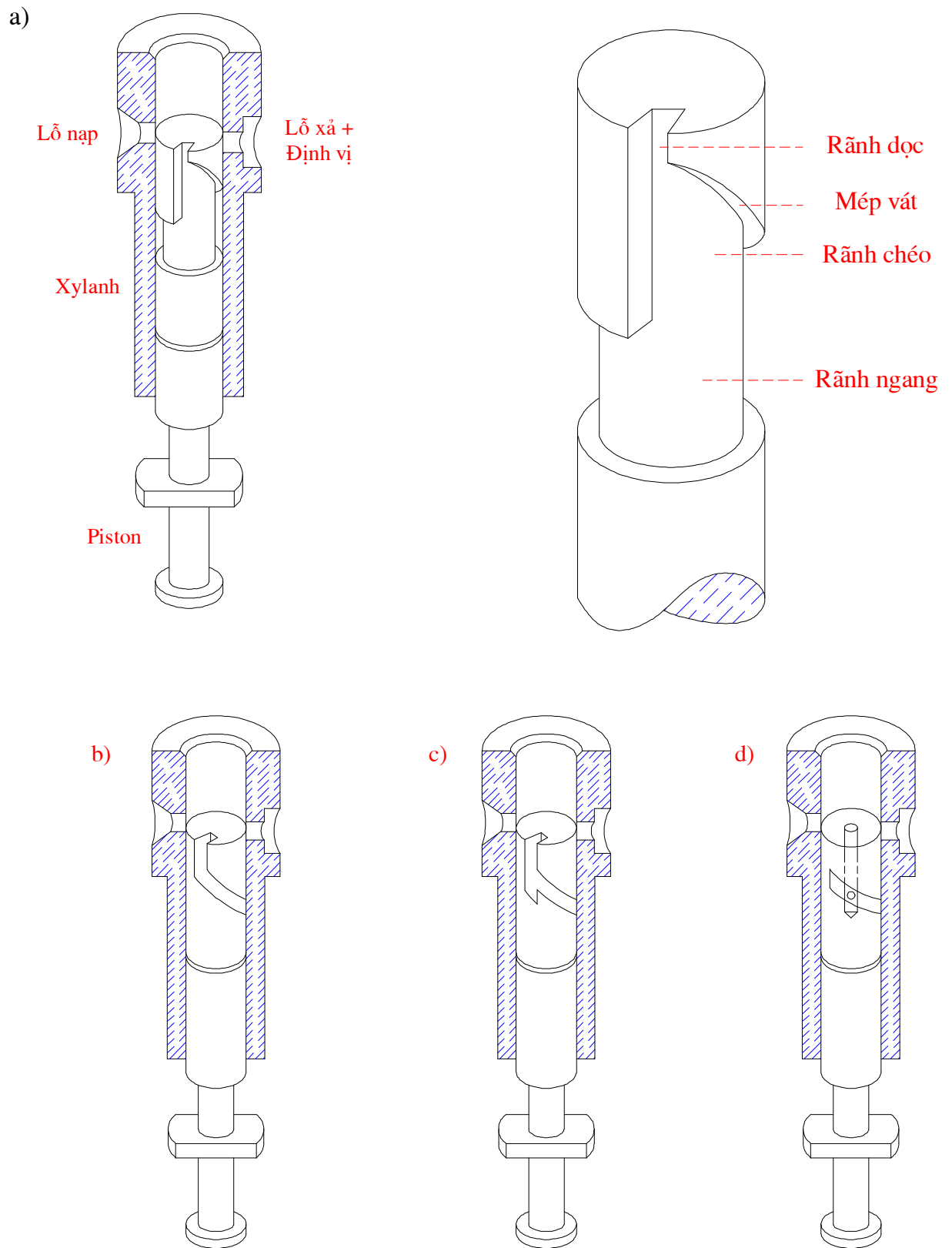
BCA định lượng bằng cách thay đổi hành trình có ích của piston do hãng Bosch thiết kế và chế tạo lần đầu tiên, nó hoạt động theo nguyên lý thay đổi hành trình có ích của piston để thay đổi lượng nhiên liệu thực tế được bơm đến vòi phun. Trong nhiều tài liệu chuyên môn, BCA loại này thường có các tên gọi khác nhau, như: BCA Bosch cổ điển (để phân biệt với các loại BCA khác của Bosch), BCA điều chỉnh bằng rãnh chéo trên piston, BCA Bosch kiểu piston-ngăn kéo, v.v.

- **Cặp piston-xylanh của BCA kiểu Bosch cổ điển**

Cặp piston-xylanh của BCA gồm 2 chi tiết: xylanh và piston (H. 1-29). Trên thành xylanh có lỗ nạp, lỗ xả và lỗ định vị. Lỗ nạp để nhiên liệu từ khoang nạp (không gian chứa nhiên liệu thấp áp trong BCA) đi vào khoang bơm (không gian công tác của xylanh được giới hạn bởi đỉnh piston, van triệt hồi và thành xylanh của BCA). Lỗ xả để nhiên liệu thoát từ khoang bơm ra khoang nạp. Lỗ định vị để cố định xylanh với vỏ BCA. Một lỗ trên xylanh có thể chỉ thực hiện một chức năng (nạp, xả, định vị) hoặc thực hiện đồng thời 2 hay cả 3 chức năng. Trên phần đầu của piston có rãnh dọc, rãnh chéo và rãnh ngang. Rãnh dọc để cho nhiên liệu từ khoang bơm thoát về khoang nạp sau khi rãnh chéo thông với lỗ xả. Mép vát có tác dụng làm thay đổi hành trình có ích của piston, qua đó điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình khi piston được xoay trong lòng xylanh. Để tạo ra được áp suất rất cao của nhiên liệu trước khi phun vào buồng đốt, khe hở hướng kính giữa piston và cylindre phải rất nhỏ (khoảng 0,015 - 0,025 mm). Cặp piston-xylanh là bộ phận quan trọng nhất của BCA và là một trong các cặp lắp ghép siêu chính xác trong hệ thống phun nhiên liệu của động cơ diesel.

Trên thị trường hiện nay có khá nhiều kiểu cặp piston-xylanh của BCA điều chỉnh bằng cách thay đổi hành trình có ích của piston. Thực chất chúng đều là những biến tướng của cặp piston - xylanh kiểu Bosch do các hãng khác nhau chế tạo (H. 1-29b, c, d).

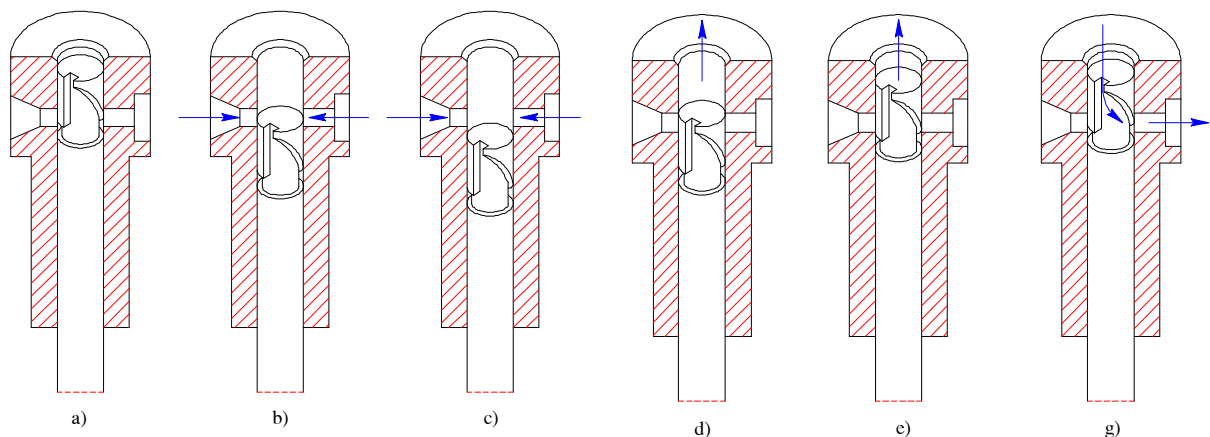
Mỗi cặp piston-xylanh của BCA có thể được đặt trong một vỏ riêng để tạo thành BCA đơn (H. 1-30a) hoặc nhiều cặp piston-xylanh được đặt trong một vỏ chung để tạo thành BCA cụm (H. 1-30b).



H. 1-29. Cặp piston-xylanh của BCA cổ điển
 a) kiểu Bosch , b) F& M , c) CAV , d) SIMMS

- Nguyên lý hoạt động

BCA Bosch cổ điển hoạt động theo kiểu chu kỳ. Mỗi chu trình công tác của nó được hoàn thành sau 1 vòng quay của trục cam nhiên liệu, tương ứng với 2 hành trình của piston BCA, được gọi là hành trình nạp và hành trình bơm. Hành trình nạp của piston BCA (piston BCA đi từ điểm cận trên đến điểm cận dưới) được thực hiện nhờ tác dụng của lò xo khử hồi ; còn hành trình bơm (piston BCA đi từ điểm cận dưới đến điểm cận trên) do cam nhiên liệu đẩy. Ở động cơ 4 kỳ, một vòng quay của trục cam nhiên liệu tương ứng với 2 vòng quay của trục khuỷu và 4 hành trình của piston động cơ ; còn ở động cơ 2 kỳ - tương ứng với 1 vòng quay của trục khuỷu và 2 hành trình của piston động cơ.



H. 1-31. Chu trình công tác của BCA Bosch cổ điển

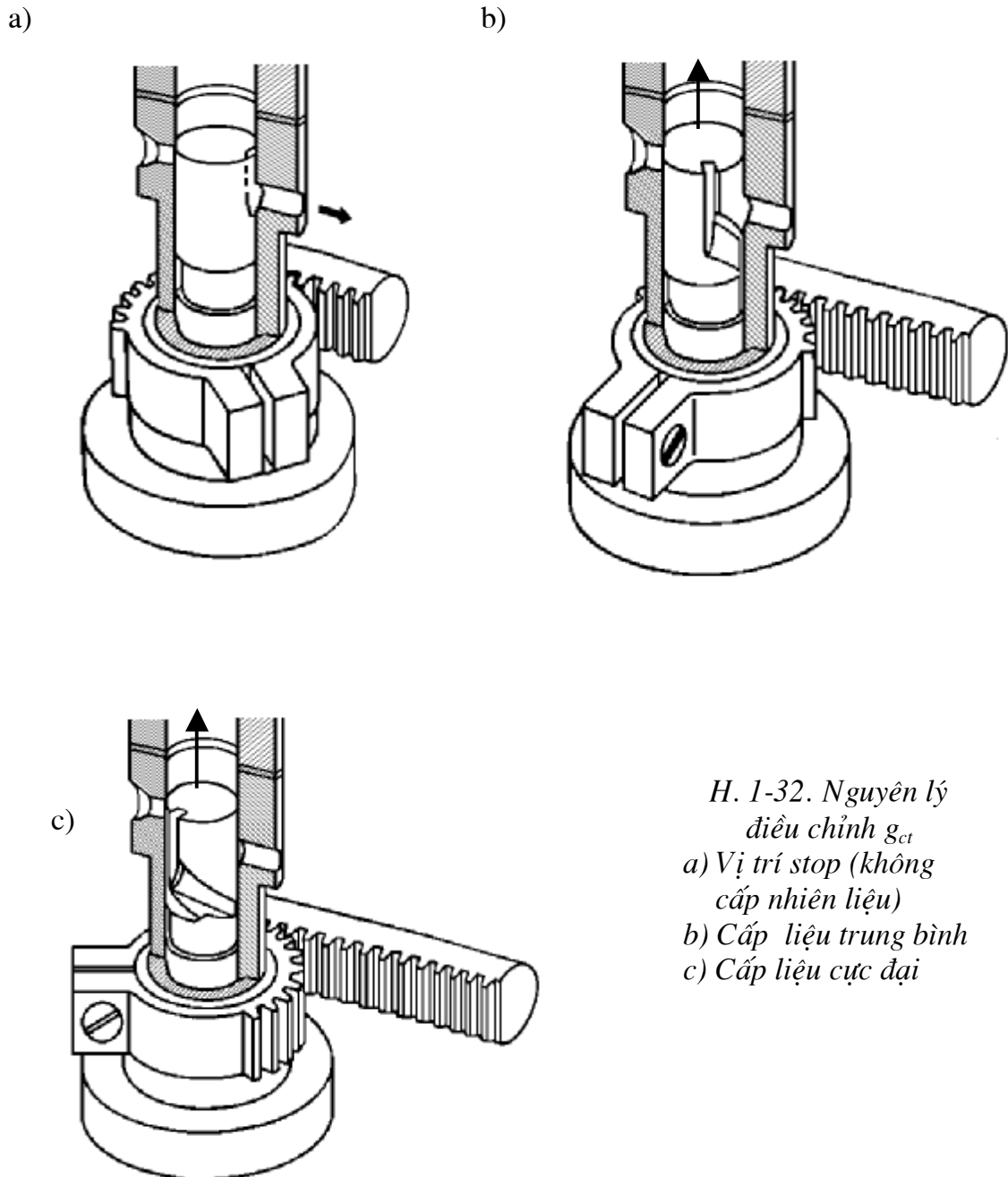
a) Piston ở điểm cận trên , b) Nạp nhiên liệu vào khoang bơm , c) Piston ở điểm cận dưới , d) Bắt đầu bơm hình học , e) Kết thúc bơm hình học , g) Kết thúc chu trình công tác (piston của BCA trở lại điểm cận trên)

Ở giai đoạn đầu của hành trình nạp, nhiên liệu trong khoang bơm vừa dẫn nở vừa thoát ra khoang nạp qua rãnh dọc. Khi piston mở lỗ nạp, nhiên liệu từ khoang nạp tràn vào khoang bơm (H. 1-31b). Sau khi được lò xo khử hồi kéo về điểm cận dưới, piston của của BCA sẽ không chuyển động trong một khoảng thời gian tùy thuộc vào cấu tạo của cam nhiên liệu và tốc độ của động cơ. Hành trình bơm được thực hiện nhờ tác dụng đẩy của cam nhiên liệu (H. 1-31c, d, e). Ở giai đoạn đầu của hành trình bơm, khoang nạp và khoang bơm vẫn được thông với nhau. Quá trình nén nhiên liệu trong khoang bơm được bắt đầu từ thời điểm piston đóng hoàn toàn lỗ nạp và lỗ xả trên cylindre của BCA. Nhiên liệu bắt đầu được bơm vào khoang cao áp (không gian chứa nhiên liệu trong rắcco cao áp, ống cao áp và vòi phun nhiên liệu) khi lực tác dụng lên kim van triệt hồi từ phía dưới (F_B) được tạo ra bởi áp suất trong khoang bơm đạt tới trị số bằng lực tác dụng từ phía trên (F_C) được tạo ra bởi lực căng ban đầu của lò xo van triệt hồi và áp suất dư trong ống cao áp. Quá trình phun nhiên liệu vào buồng đốt bắt đầu khi lực tác dụng lên mặt côn nâng của kim phun (F_f) được tạo ra bởi áp suất của nhiên liệu trong khoang phun (không gian chứa nhiên liệu trong đầu phun của vòi phun) thắng được lực căng ban đầu của lò xo vòi phun (F_0). Quá trình phun nhiên liệu vào buồng đốt kéo dài cho đến khi rãnh chéo trên piston được thông với khoang nạp (H. 1-31g), khi đó nhiên liệu dưới áp suất cao từ khoang bơm và khoang cao áp sẽ thoát ra khoang nạp qua rãnh dọc. Quá trình phun nhiên liệu kết thúc tại thời điểm áp suất

trong khoang cao áp giảm xuống đến trị số, tại đó $F_f = F_0$. Sau thời điểm kết thúc phun, piston tiếp tục đi lên để kết thúc hành trình bơm tại điểm cận trên để kết thúc chu trình công tác của hệ thống phun nhiên liệu.

Tất cả các kiểu BCA điều chỉnh bằng rãnh chéo trên piston đều hoạt động theo một nguyên lý chung là :

- Đẩy piston để nén nhiên liệu bằng cam.
- Khứ hồi piston bằng lò xo.
- Hành trình toàn bộ của piston không đổi ($h_0 = \text{const}$)
- Điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình (g_{ct}) bằng cách xoay piston để thay đổi hành trình có ích ($h_c = \text{var}$).

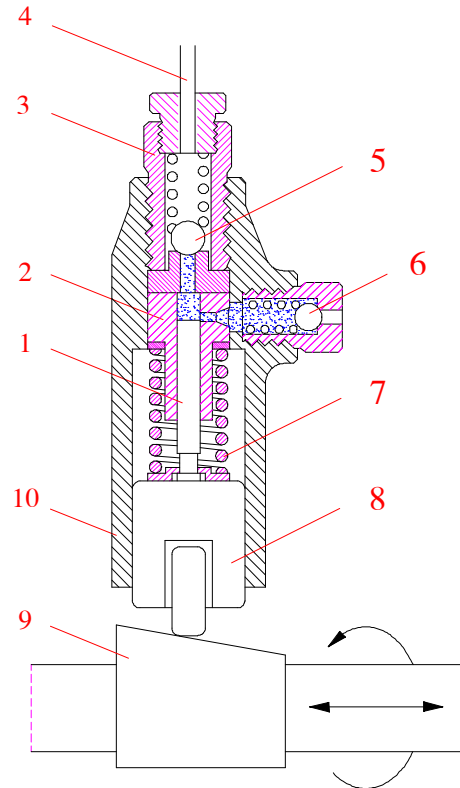


H. 1-32. Nguyên lý điều chỉnh g_{ct}
a) Vị trí stop (không cấp nhiên liệu)
b) Cấp liệu trung bình
c) Cấp liệu cực đại

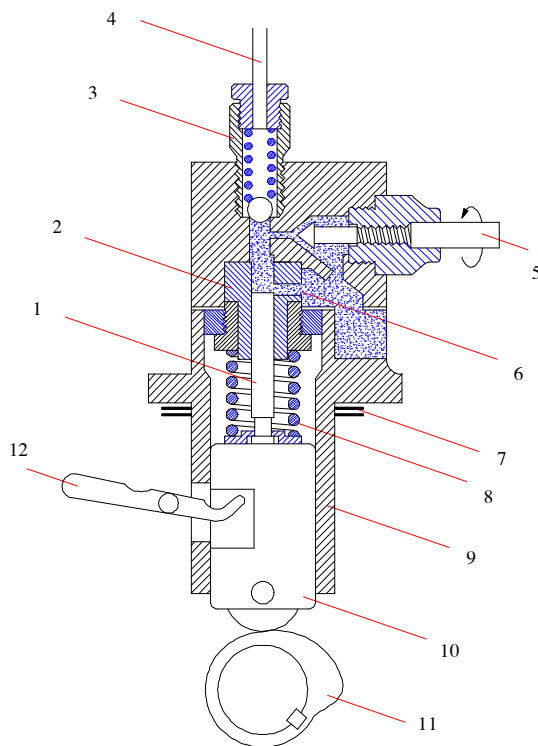
b) BCA điều chỉnh bằng cách thay đổi hành trình toàn bộ của piston

H. 1-33. Bơm cao áp điều chỉnh bằng cách thay đổi hành trình toàn bộ của piston

1- Piston, 2- Xylanh, 3- Đầu nối ống cao áp, 4- Ống cao áp, 5- Van triệt hồi, 6- Van nạp, 7- Lò xo khử hồi, 8- Con đội, 9- Cam nhiên liệu, 10- Thân bơm



c) BCA điều chỉnh bằng van tiết lưu



H. 1-34. Bơm cao áp điều chỉnh bằng van tiết lưu

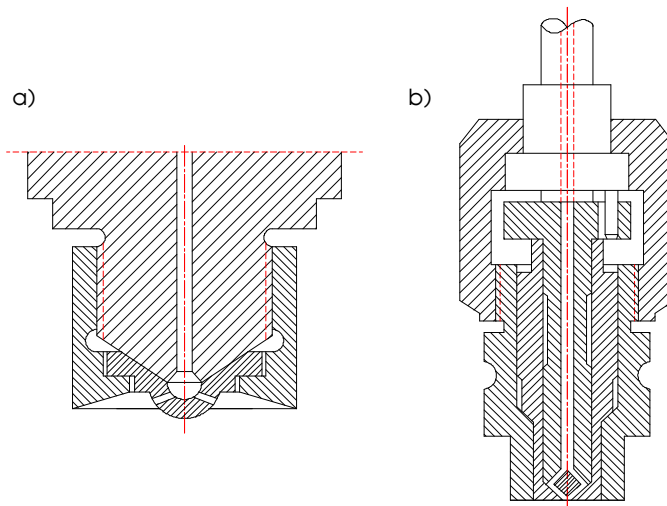
1- Piston, 2- Xylanh, 3- Đầu nối ống cao áp, 4- Ống cao áp, 5- Van tiết lưu, 6- Lỗ nạp, 7- Chêm điều chỉnh góc phun sớm, 8- Lò xo khử hồi, 9- Thân BCA, 10- Con đội, 11- Cam nhiên liệu, 12- Cần bơm tay.

2) Vòi phun nhiên liệu

Bảng 1-3. Phân loại tổng quát vòi phun nhiên liệu

Tiêu chí phân loại	Phân loại
Đặc điểm cách ly khoang phun với buồng đốt	1. Vòi phun hở 2. Vòi phun kín
Đặc điểm cấu tạo đầu phun	1. Vòi phun kiểu chốt 2. Vòi phun kiểu lỗ 3. Vòi phun kiểu van
Phương pháp tạo lực ép ban đầu lên kim phun	1. Ép kim phun bằng lò xo 2. Ép kim phun bằng thủy lực
Theo phương pháp điều khiển	1. Vòi phun điều khiển cơ khí 2. Vòi phun điều khiển điện tử

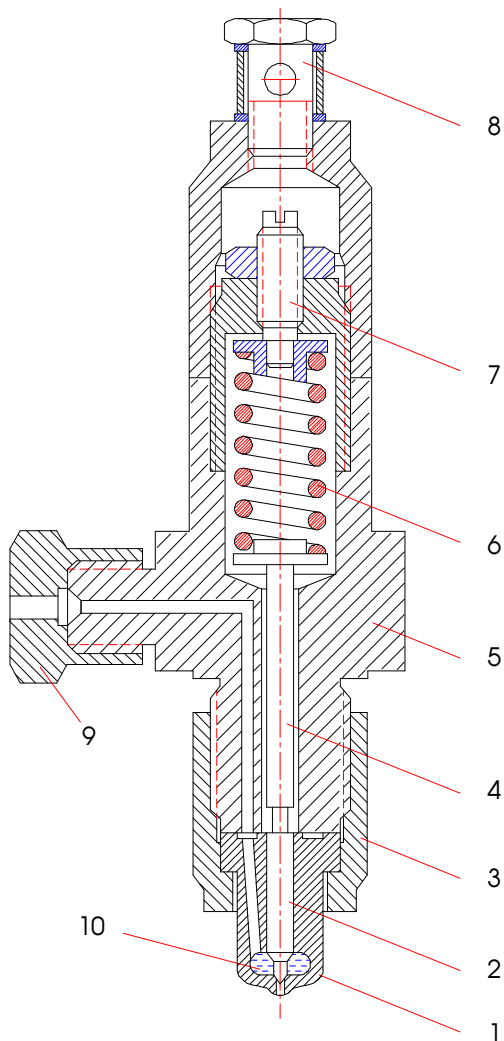
Vòi phun hở là loại không có bộ phận ngăn cách không gian chứa nhiên liệu trong vòi phun với không gian trong buồng đốt của động cơ. Đầu phun có thể chỉ có những lỗ phun bình thường (H. 1-35a) hoặc có cấu tạo đặc biệt để tạo ra cấu trúc tia nhiên liệu thích hợp, ví dụ : có các rãnh chéo để chùm tia nhiên liệu có hình quạt phẳng (H. 1-35b).



H. 1-35. Vòi phun hở

Vòi phun hở có cấu tạo rất đơn giản và hoạt động tin cậy. Nhược điểm cơ bản nhất của vòi phun hở là không có khả năng loại trừ hiện tượng phun rớt vào những thời điểm cuối của quá trình phun. Vào những thời điểm đó, khi áp suất phun đã giảm đáng kể, các hạt nhiên liệu được phun ra có kích thước lớn và vận tốc nhỏ, khó cháy hoàn toàn và rất dễ bị coke hoá.

Vòi phun hở đã từng được sử dụng cho một số kiểu động cơ diesel cao tốc với áp suất phun rất lớn. Hiện nay nó đã được thay thế gần như hoàn toàn bằng các kiểu vòi phun kín.



H. 1-36. Vòi phun kín

1.3.6.4. CÁC THÔNG SỐ CÔNG TÁC ĐẶC TRƯNG CỦA HTPNL CỔ ĐIỂN

Các thông số công tác của HTPNL ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng quá trình phun nhiên liệu bao gồm : Áp suất bơm (p_b), Áp suất phun (p_f), Áp suất mở vòi phun (p_{f0}), Hành trình kim phun (h_k), Cấu trúc tia nhiên liệu , Quy luật phun ,Lượng nhiên liệu chu trình (g_{ct}) và Độ định lượng không đồng đều (Δg), Góc phun sớm (θ) và Độ định thời không đồng đều ($\Delta\theta$).

1) **Áp suất bơm (p_b)** - áp suất của nhiên liệu được đo tại khoang bơm của BCA (khoang bơm là không gian trong cylindre của BCA được giới hạn bởi piston, mặt dưới của van triệt hồi và thành cylindre).

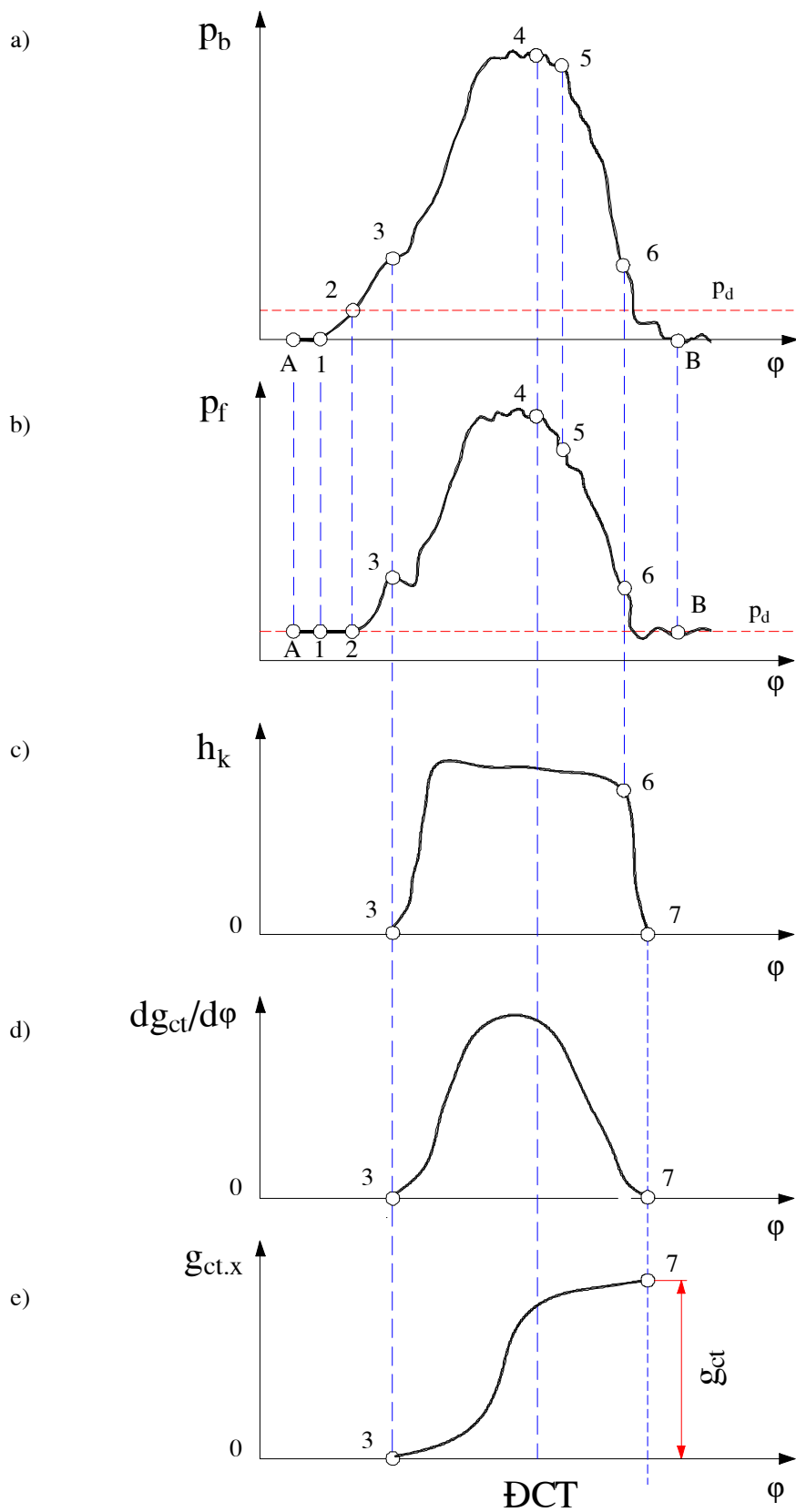
2) **Áp suất phun (p_f)** - áp suất của nhiên liệu tại khoang phun (không gian chứa nhiên liệu trong đầu phun của vòi phun).

3) **Áp suất mở vòi phun (p_{f0})** - áp suất phun tại thời điểm kim phun bắt đầu được nâng lên khỏi bệ đỡ.

4) **Hành trình của kim phun (h_k)** - chuyển vị của kim phun trong quá trình phun nhiên liệu. Quy ước lấy $h_k = 0$ ứng với vị trí đóng của kim phun , tức là khi kim phun còn tiếp xúc với bệ đỡ.

Áp suất bơm (p_b) và áp suất phun (p_f) thay đổi theo góc quay của trục khuỷu động cơ (H. 1-37). Đặc điểm biến thiên và trị số của p_b , p_f phụ thuộc vào hàng loạt yếu tố, như : đặc điểm cấu tạo và tình trạng kỹ thuật của hệ thống phun, chế độ làm việc của động cơ, các hiện tượng thủy động diễn ra trong khoang nạp, khoang bơm và khoang cao áp, v.v. Áp suất mở vòi phun (p_{f0}) là một thông số điều chỉnh quan trọng, nó ảnh hưởng trực tiếp đến cấu trúc tia nhiên liệu và chất lượng quá trình tạo HHC. Bởi vì khi ta thay đổi áp suất mở vòi phun cũng có nghĩa là ta đã thay đổi đồng thời áp suất đóng vòi phun và áp suất phun trung bình trong quá trình phun nhiên liệu. Áp suất mở vòi phun cao hay thấp phụ thuộc vào đặc điểm kỹ thuật của động cơ, trong đó cấu tạo buồng đốt và tốc độ quay là hai yếu tố có vai trò quyết định. Thông thường, $p_{f0} = 100 \div 220$ bar ; trị số nhỏ dùng cho động cơ có buồng đốt ngăn cách với vòi phun kiểu chốt, trị số lớn - buồng đốt thống nhất với vòi phun kiểu lỗ. Đối với một kiểu động cơ cụ thể, áp suất mở vòi phun được điều chỉnh theo trị số do nhà chế tạo quy định.

Thời điểm bắt đầu hành trình bơm của piston BCA được ký hiệu bằng điểm A trên đồ thị. Thời điểm bắt đầu bơm hình học (thời điểm piston đóng hoàn toàn lỗ xả) được ký hiệu bằng điểm 1. Nhiên liệu bắt đầu được bơm vào khoang cao áp khi áp suất trong khoang bơm cân bằng với áp suất dư trong ống cao áp và thắng sức căng của lò xo van triệt hồi (điểm 2). Khi áp suất của nhiên liệu trong khoang phun đạt tới trị số p_{f0} (điểm 3), kim phun được nâng lên khỏi vị trí tiếp xúc với bệ đỡ. Đó chính là thời điểm thực tế bắt đầu phun nhiên liệu.



H. 1-37. Đồ thị biểu diễn quá trình phun nhiên liệu

Giai đoạn tính từ thời điểm 2 đến điểm 3 được gọi là giai đoạn chậm phun (φ_{23}). Thông thường $\varphi_{23} = 2 - 15^\circ$ gqtk .

Góc quay trục khuỷu tính từ thời điểm thực tế bắt đầu bơm (điểm 2) và thực tế bắt đầu phun (điểm 3) đến thời điểm piston của động cơ tới ĐCT được gọi tương ứng là góc bơm sớm (φ_{bs}) và góc phun sớm (θ). Việc xác định thời điểm thực tế bắt đầu phun nhiên liệu đòi hỏi những trang thiết bị khá phức tạp, bởi vậy thay vì phải kiểm chỉnh góc phun sớm, chúng ta thường kiểm chỉnh góc bơm sớm. Rõ ràng là, với cùng một trị số góc bơm sớm, giai đoạn chậm phun càng lớn thì góc phun sớm càng nhỏ.

Thời điểm kết thúc phun hình học (thời điểm rãnh chéo trên piston bắt đầu thông với khoang nạp) được ký hiệu bằng điểm 5 trên đồ thị. Trong một thời gian rất ngắn sau thời điểm 5, nhiên liệu từ khoang bơm thoát ra khoang nạp với vận tốc rất lớn làm cho áp suất trong khoang bơm và khoang cao áp giảm xuống đột ngột. Kim phun bắt đầu hành trình đóng tại thời điểm áp suất trong khoang phun đạt tới trị số nhỏ hơn p_{i0} một ít (điểm 6). Thời điểm kết thúc quá trình phun thực tế (thời điểm kim phun tiếp xúc trở lại với bộ đỡ) và thời điểm kết thúc chu trình công tác của hệ thống phun (thời điểm piston BCA trở lại điểm cận trên) được ký hiệu tương ứng bằng điểm 7 và điểm B.

Giai đoạn kéo dài từ thời điểm bắt đầu phun thực tế (điểm 3) đến thời điểm kết thúc phun hình học (điểm 5) được gọi là giai đoạn phun chính (φ_{II}). Giai đoạn phun chính dài hay ngắn phụ thuộc vào tải của động cơ và được thể hiện bằng hành trình có ích của piston BCA. Giai đoạn từ điểm 5 đến điểm 7 được gọi là giai đoạn phun rớt (φ_{III}). Giai đoạn phun rớt diễn ra trong điều kiện áp suất phun đã giảm nhiều nên cấu trúc các tia nhiên liệu không đảm bảo yêu cầu đối với quá trình tạo HHC. Rất nhiều BCA hiện nay được trang bị van triệt hồi-giảm tải để rút ngắn giai đoạn phun rớt. Thời gian phun thực tế (φ_f) được tính từ thời điểm bắt đầu phun thực tế (điểm 3) đến thời điểm kết thúc phun thực tế (điểm 7).

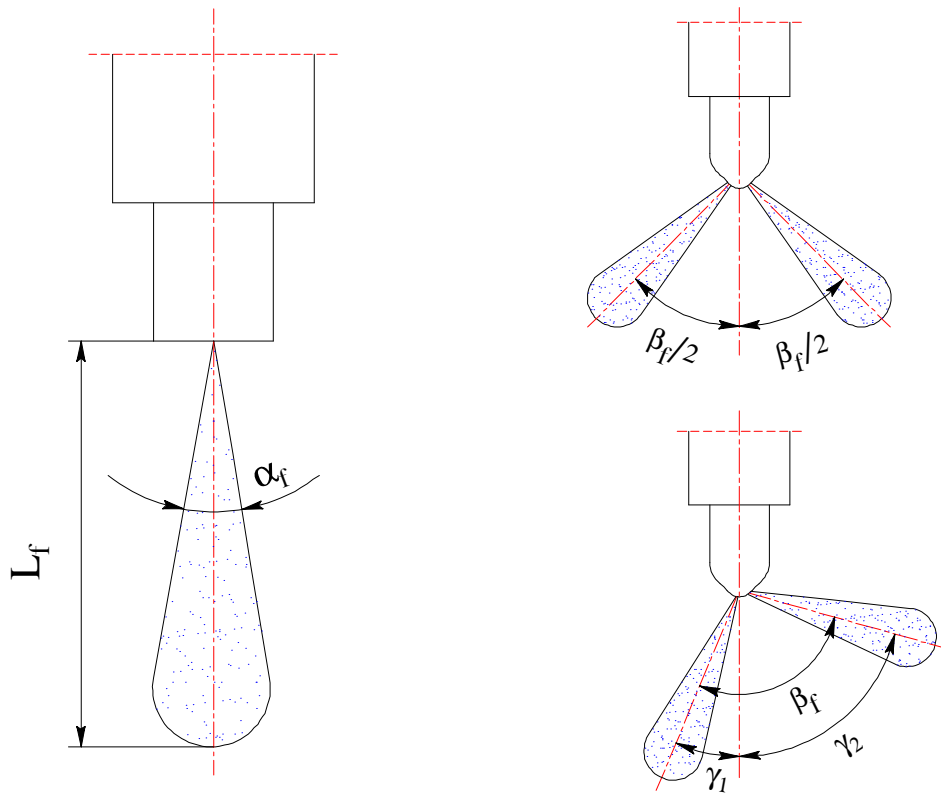
5) Cấu trúc tia nhiên liệu

Cấu trúc tia nhiên liệu là thuật ngữ được sử dụng để biểu đạt khái niệm bao hàm đặc điểm của các tia nhiên liệu được hình thành trong buồng đốt trong quá trình phun. Cấu trúc tia nhiên liệu bao gồm cấu trúc vĩ mô và cấu trúc vi mô.

- Cấu trúc vĩ mô được đặc trưng bằng số lượng, vị trí tương đối và kích thước của các tia. Vòi phun nhiên liệu thường có từ 1 đến 8 lỗ phun và tạo ra số tia nhiên liệu tương ứng. Kích thước mỗi tia nhiên liệu được đặc trưng bằng chiều dài (L_f) và góc nón (α_f). Các tia nhiên liệu có thể được phân bố đối xứng hoặc không đối xứng qua đường tâm của vòi phun (H. 1-38).

- Cấu trúc vi mô được đặc trưng bằng độ phun nhỏ và độ phun đều.

Cấu trúc tia nhiên liệu có ảnh hưởng trực tiếp đến độ đồng nhất của HHC và quy luật hình thành HHC. Chiều dài tia nhiên liệu quá lớn sẽ làm cho một phần nhiên liệu đọng trên vách buồng đốt, điều đó không những làm nhiên liệu cháy rớt nhiều mà còn gia tăng cường độ hao mòn chi tiết do màng dầu bôi trơn trên mặt gương xy lanh bị tổn hại. Các tia nhiên liệu quá ngắn và phân bố không hợp lý, kích thước các hạt nhiên liệu không đủ nhỏ đều ảnh hưởng xấu đến độ đồng nhất của HHC.



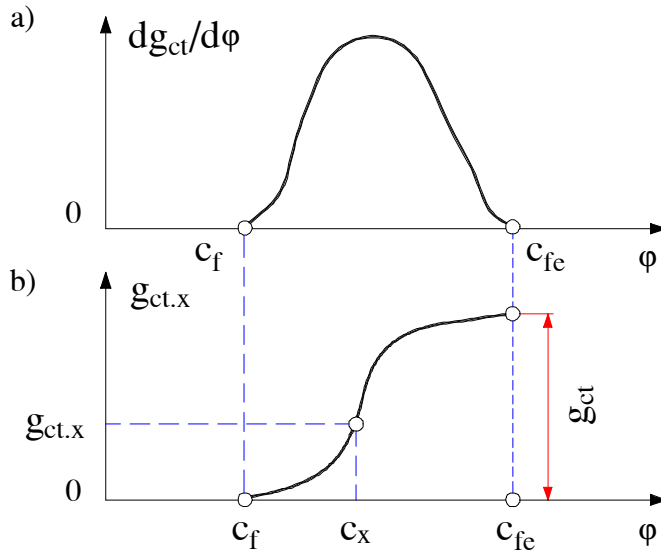
H. 1-38. Cấu trúc tia nhiên liệu

L_f - chiều dài tia , α_f - góc nón tia ; β_f , γ - các góc xác định vị trí các tia trong trường hợp đầu phun nhiều lỗ.

Cần lưu ý rằng, trong một số trường hợp, người thiết kế chủ ý phân bố các tia nhiên liệu không đối xứng hoặc để nhiên liệu được phun sao cho hình thành các màng nhiên liệu lỏng trên vách buồng đốt nhằm tạo ra quy luật hình thành HHC có lợi nhất .

6) Quy luật phun nhiên liệu

Quy luật phun nhiên liệu là khái niệm bao hàm thời gian phun và đặc điểm phân bố tốc độ phun. Có thể biểu diễn quy luật phun dưới dạng vi phân hoặc dưới dạng tích phân.



H. 1-39. Quy luật phun nhiên liệu

j - góc quay trục khuỷu ,
 c_f - thời điểm bắt đầu phun ,
 c_{fe} - thời điểm kết thúc phun ,
 dg_{ct}/dj - tốc độ phun nhiên liệu ,
 $g_{ct,x}$ - lượng nhiên liệu đã được phun vào buồng đốt tính từ thời điểm bắt đầu phun đến thời điểm c_x .

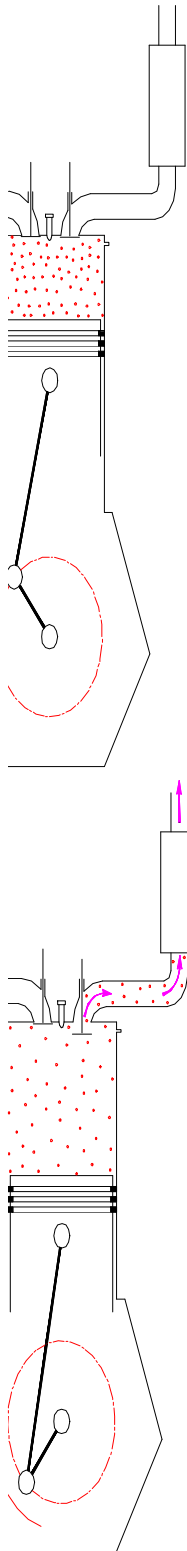
- **Quy luật phun dưới dạng vi phân** - là hàm số thể hiện đặc điểm thay đổi tốc độ phun tức thời theo góc quay trục khuỷu trong quá trình phun (H. 1-39a).

- **Quy luật phun dưới dạng tích phân** - là hàm số thể hiện đặc điểm thay đổi theo góc quay trục khuỷu đối của lượng nhiên liệu được phun vào buồng đốt tính từ thời điểm bắt đầu phun (H. 1-39b).

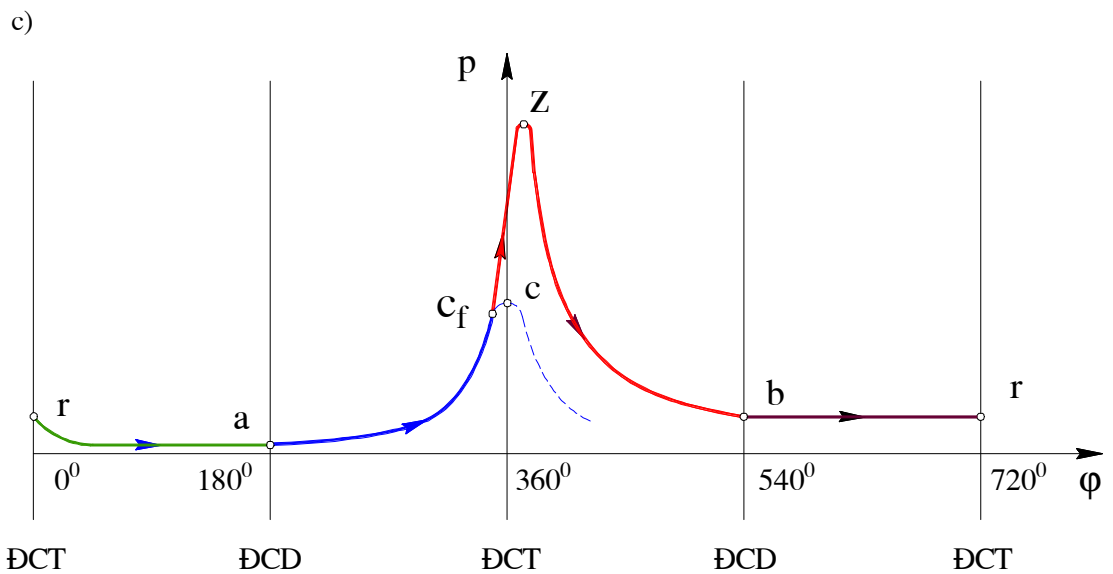
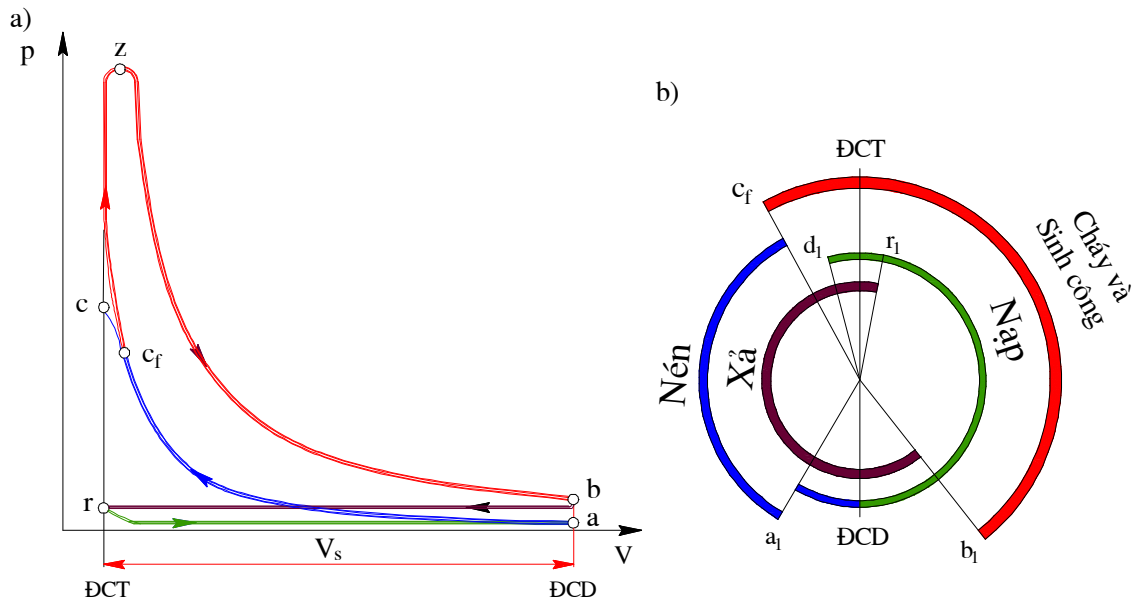
Quy luật phun nhiên liệu có ảnh hưởng quyết định đến quy luật hình thành HHC, đặc biệt là đối với phương pháp tạo HHC kiểu thể tích, qua đó ảnh hưởng đến hàng loạt chỉ tiêu chất lượng của động cơ diesel. Việc lựa chọn quy luật phun nhiên liệu như thế nào là tùy thuộc vào tính năng của động cơ và cách thức tổ chức quá trình cháy .

1.4. NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.4.1. NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL 4 KỲ



H. 1-40. Chu trình công tác của động cơ diesel 4 kỳ
a) Nạp , b) Nén , c) Nổ , d) Xả



H. 1-41. Các đồ thị biểu diễn chu trình công tác của động cơ 4 kỳ

- a) Đồ thị công
- b) Đồ thị góc
- c) Đồ thị công khai triển

c_f - thời điểm bắt đầu phun nhiên liệu (ở động cơ diesel) hoặc thời điểm buji đánh lửa (ở động cơ xăng), z - thời điểm áp suất cháy đạt giá trị cực đại, b_1 - thời điểm xupap xả bắt đầu mở, r_1 - thời điểm xupap xả đóng hoàn toàn, d_1 - thời điểm xupap nạp bắt đầu mở, a_1 - thời điểm xupap nạp đóng hoàn toàn.

Động cơ 4 kỳ là loại ĐCĐT mà mỗi chu trình công tác của nó được hoàn thành sau 4 hành trình của piston.

1) Hành trình nạp

Trong hành trình nạp, piston được trục khuỷu kéo từ ĐCT đến ĐCD. Xupap nạp mở, xupap xả đóng. Không khí được hút vào xy lanh qua xupap nạp.

2) Hành trình nén

Trong hành trình nén, piston được trục khuỷu đẩy từ ĐCD đến ĐCT. Cả 2 loại xupap (nạp và xả) đều đóng. Do bị piston nén, áp suất và nhiệt độ của khí trong xy lanh tăng dần. Khi piston tới gần ĐCT (điểm c_f), nhiên liệu bắt đầu được phun vào buồng đốt và tự bốc cháy làm cho áp suất và nhiệt độ trong xy lanh tăng lên đột ngột.

3) Hành trình sinh công

Trong hành trình sinh công, piston được khí trong xy lanh có áp suất cao đẩy từ ĐCT đến ĐCD và làm trục khuỷu quay. Cả 2 loại xupap vẫn đóng. Quá trình cháy nhiên liệu vẫn tiếp tục diễn ra ở giai đoạn đầu của hành trình sinh công.

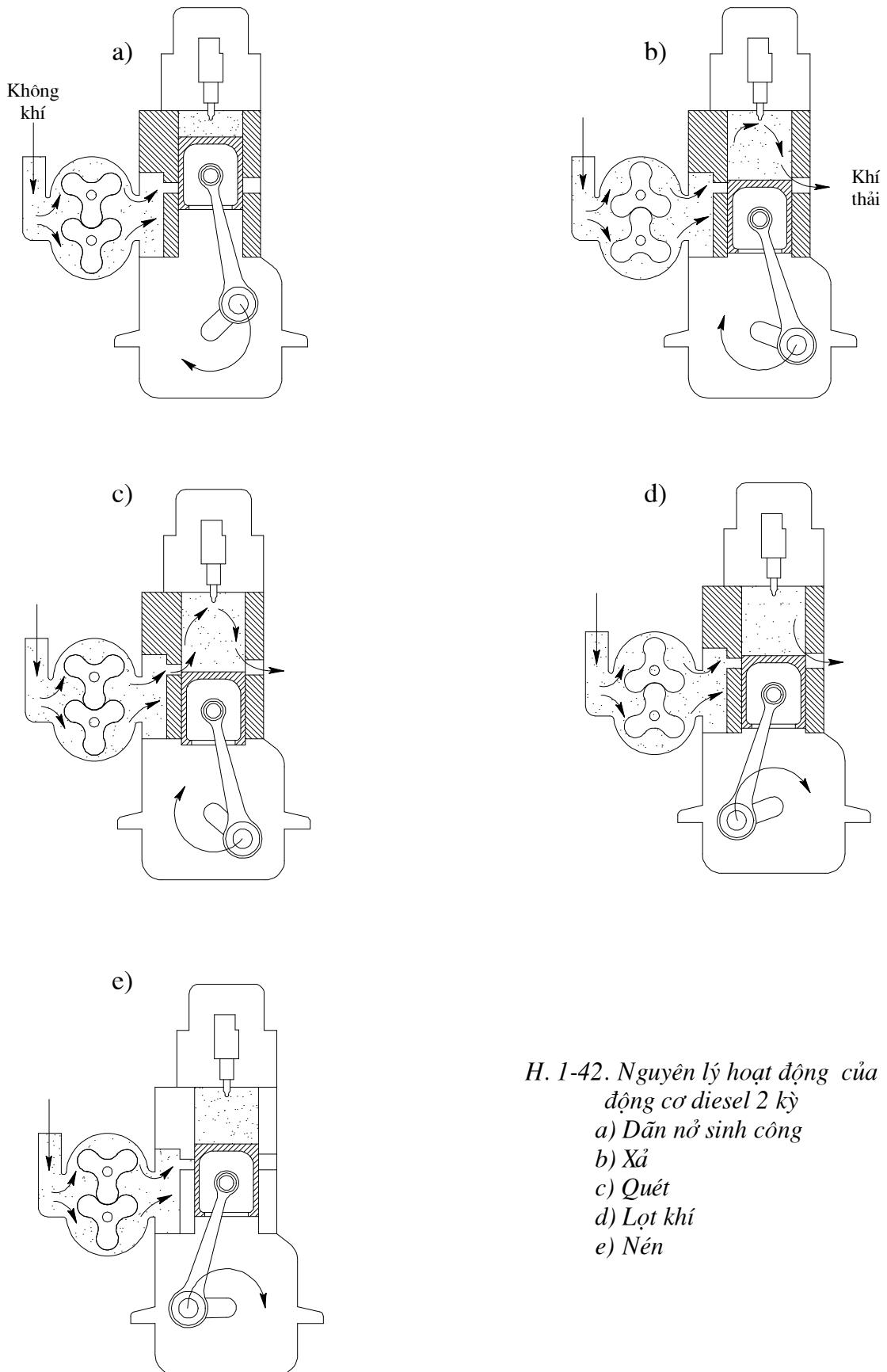
4) Hành trình xả

Trong hành trình xả, piston bị trục khuỷu đẩy từ ĐCD đến ĐCT. Xupap nạp đóng, xupap xả mở. Khí thải trong xy lanh bị piston đẩy ra ngoài qua xupap xả.

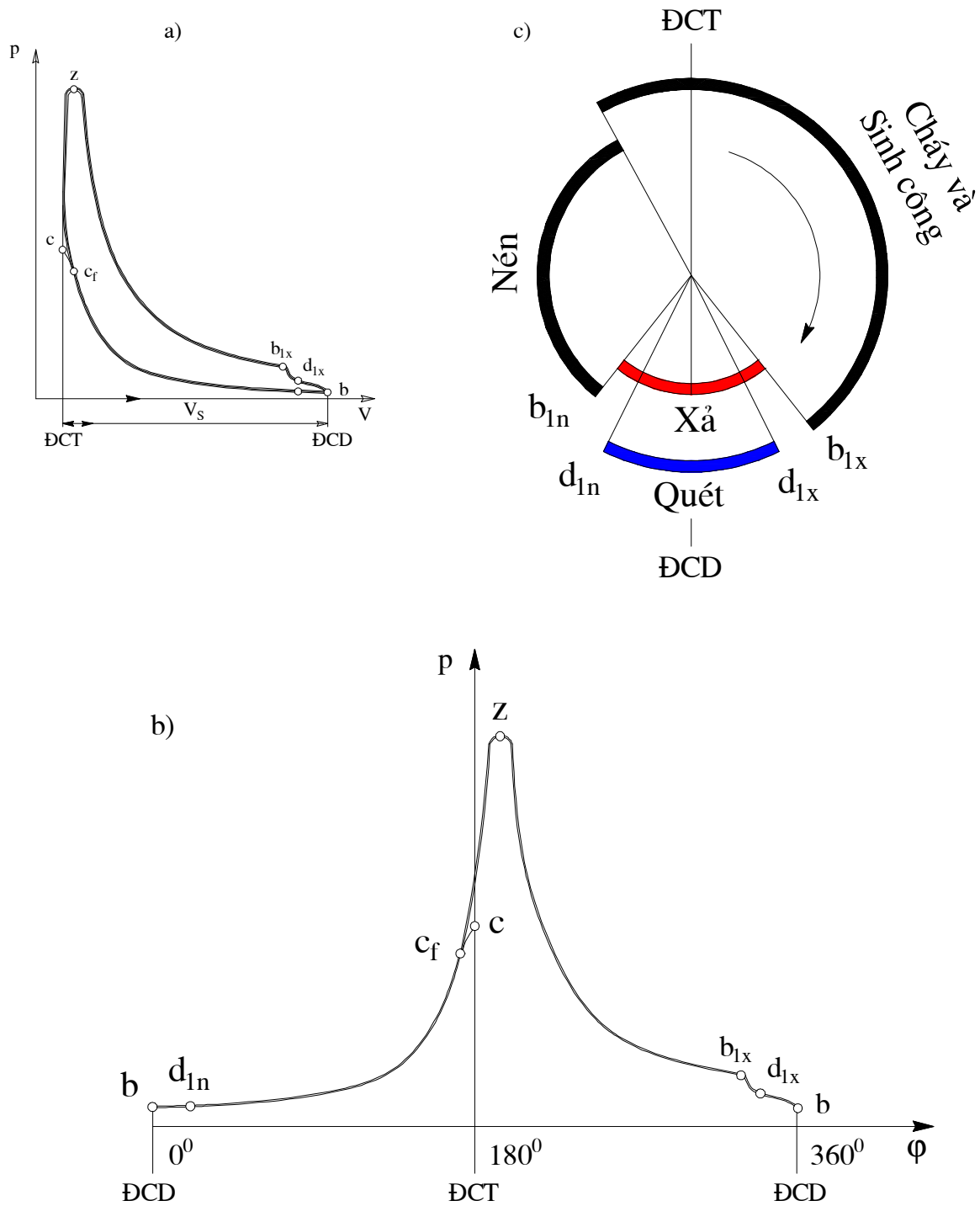
Bảng 1-4. Tóm tắt chu trình công tác của diesel 4 kỳ

Hành trình	NẠP	NÉN	SINH CÔNG	XẢ
Chuyển vị của piston	ĐCT à ĐCD	ĐCD à ĐCT	ĐCT à ĐCD	ĐCD à ĐCT
Xupap nạp	Mở	Đóng	Đóng	Đóng
Xupap xả	Đóng	Đóng	Đóng	Mở
Khí mới đi vào xy lanh	Không khí	-	-	-
Vòi phun nhiên liệu	Đóng	Mở tại c_f	Đóng tại c_{kf}	Đóng
Môi chất công tác	KK + Khí sót	KK + Khí sót	Hỗn hợp	Khí thải
Góc quay trục khuỷu	0 à 180^0	180 à 360^0	360 à 540^0	540 à 720^0

1.4.2. NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG CỦA DIESEL 2 KỲ



H. 1-42. Nguyên lý hoạt động của động cơ diesel 2 kỳ
a) Dẫn nở sinh công
b) Xả
c) Quét
d) Lọt khí
e) Nén



H. 1-43. Các đồ thị biểu diễn chu trình công tác của động cơ 2 kỳ

a) Đồ thị công chỉ thị, b) Đồ thị công khai triển, c) Đồ thị góc

Động cơ 2 kỳ là loại động cơ đốt trong mà mỗi chu trình công tác của nó được hoàn thành sau 2 hành trình của piston.

1) Hành trình sinh công

Trong hành trình sinh công, piston được khí có áp suất và nhiệt độ cao (do nhiên liệu cháy từ chu trình trước) đẩy từ ĐCT đến ĐCD và làm trục khuỷu quay. Ở giai đoạn đầu của hành trình sinh công, các quá trình diễn ra trong xy lanh cũng tương tự như ở động cơ 4 kỳ. Bắt đầu từ thời điểm piston tới mép trên của cửa xả (điểm b_{1x}), không gian công tác của xy lanh được thông với ống xả và khí thải tự thoát ra ngoài qua cửa xả do có áp suất cao hơn áp suất khí trời. Bắt đầu từ thời điểm piston tới mép trên của cửa quét (điểm d_{1x}), không gian công tác của xy lanh được thông với khoang chứa không khí quét có áp suất cao hơn áp suất khí trời ; khí quét được thổi vào xy lanh qua cửa quét để đẩy phần khí thải còn lại ra ngoài, đồng thời nạp đầy không gian công tác của xy lanh. Quá trình, trong đó khí thải được xả ra khỏi xy lanh và khí quét đi vào xy lanh diễn ra đồng thời được gọi là quá trình quét.

Trong hành trình sinh công ở động cơ 2 kỳ diễn ra các quá trình sau đây : Cháy, Dẫn nở - Sinh công , Xả , Quét .

2) Hành trình nén

Trong hành trình nén, piston được trục khuỷu đẩy từ ĐCD đến ĐCT. Ở giai đoạn đầu của hành trình nén, quá trình quét vẫn tiếp tục cho đến thời điểm piston đóng hoàn toàn cửa quét (d_{1n}). Bắt đầu từ thời điểm piston đóng hoàn toàn cửa xả (b_{1n}), không gian công tác của xy lanh được đóng kín và không khí trong xy lanh bị nén làm cho áp suất và nhiệt độ của nó tăng dần. Khi piston tới gần ĐCT (điểm c_f), nhiên liệu bắt đầu được phun vào buồng đốt và tự bốc cháy làm cho áp suất và nhiệt độ trong xy lanh tăng lên đột ngột.

Trong hành trình nén ở động cơ 2 kỳ diễn ra các quá trình sau đây : Quét , Lọt khí (giai đoạn $d_{1n} \rightarrow b_1$), Nén , Cháy.

So sánh động cơ 4 kỳ và 2 kỳ :

1) Về nguyên lý hoạt động, động cơ 4 kỳ và 2 kỳ khác nhau cơ bản ở quá trình nạp và xả. Quá trình nạp-xả ở động cơ 4 kỳ kéo dài hơn 360° góc quay trục khuỷu (hơn 2 hành trình của piston) và được điều khiển bằng cơ cấu phân phối khí kiểu xupap. Quá trình nạp-xả ở động cơ 2 kỳ chỉ diễn ra khi piston ở gần ĐCD, trong khoảng thời gian $< 180^\circ$ góc quay trục khuỷu.

2) Nếu có cùng dung tích công tác ($i \cdot V_s$) và cùng tốc độ quay (n) thì động cơ 2 kỳ có công suất lớn hơn khoảng 1,7 lần công suất của động cơ 4 kỳ.

3) Thông thường, động cơ xăng 2 kỳ có suất tiêu thụ nhiên liệu cao hơn so với động cơ xăng 4 kỳ ; động cơ diesel 2 kỳ và diesel 4 kỳ có suất tiêu thụ nhiên liệu gần như nhau.

4) Động cơ 2 kỳ có cấu tạo đơn giản hơn so với động cơ 4 kỳ.

5) Động cơ 4 kỳ có tuổi bền cao hơn so với động cơ 2 kỳ, nếu các điều kiện khác như nhau.

Bảng 1-5. Các thông số đặc trưng của chu trình công tác

TT	Các thông số	Động cơ diesel	Động cơ xăng
1	Tỷ số nén (ϵ)	12 - 20 (30)	6 - 12
2	Áp suất cuối hành trình nén (p_c), [bar]	30 - 50	7- 20
3	Nhiệt độ cuối hành trình nén (T_c), [$^\circ\text{C}$]	700 - 900	400 - 600
4	Áp suất cháy cực đại (p_z), [bar]	50 - 100 (150)	40 - 60
5	Nhiệt độ cháy cực đại (T_{\max}), [$^\circ\text{C}$]	1600 - 2000	2100 - 2600
6	Áp suất cuối quá trình dẫn nở (p_b), [$^\circ\text{C}$]	2,0 - 4,0	3,5 - 5,5
7	Nhiệt độ cuối quá trình dẫn nở (T_b), [$^\circ\text{C}$]	800 - 1200	1300 - 1500
8	Suất tiêu hao nhiên liệu (g_c), [g/kW.h]	220 - 245 (70 %)	300 - 380 (100 %)

1.4.5. ĐỘNG CƠ PISTON QUAY

Một số thông số của động cơ LCCR

	Động cơ 1 Rotor LCCR 400S	Động cơ 2 Rotor LCCR 800T
N_{en} / n_n [kW/rpm]	26/6000	52/6000
V_s [cm ³]	407	826
Trọng lượng khô [kg]	26	36
Kích thước L-H-W	400-268-303	500-268-303

- Hệ thống làm mát : MC lỏng
- Hệ thống nhiên liệu : Carburetor hoặc phun xăng.

So sánh

	RC26U5	V8
N_{en} / n_n [HP/rpm]	185/5000	197/4800
V_s [cm ³]	1966	4638
Trọng lượng khô [kg]	107	275
Kích thước L-H-W [mm]	475-569-546	750-710-800
Dung tích bao bì [dm ³]	145	425
Suất dung tích [dm ³ / HP]	0.77	2.15
Suất trọng lượng [kg /HP]	0.57	1.4

ƯU, NHƯỢC ĐIỂM SO VỚI ĐỘNG CƠ CỔ ĐIỂN

Ưu điểm

- 1) Chỉ có 2 chi tiết chuyển động quay nên kết cấu đơn giản. Có thể coi mỗi xy lanh của Wankel tương đương động cơ cổ điển 3 xy lanh. Số lượng chi tiết ít hơn 30 - 40 % , trọng lượng nhỏ hơn 15 - 30 % , giá thành chế tạo thấp hơn 15 - 20 %.
- 2) Có tính cân bằng cao do không có các chi tiết chuyển động tịnh tiến.
- 3) Suất tiêu thụ nhiên liệu thấp hơn.

Nhược điểm

- 1) Phải sử dụng máy chuyên dùng để gia công xy lanh và piston.
- 2) Chưa có phương án làm kín hoàn hảo.
- 3) Bôi trơn và làm mát xy lanh rất khó khăn.
- 4) Nồng độ các chất độc hại trong khí thải khá lớn.

CHU TRÌNH CÔNG TÁC VÀ TÍNH NĂNG KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

2.1. CHU TRÌNH CÔNG TÁC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Ở ĐCĐT, sự biến đổi hoá năng của nhiên liệu thành cơ năng được tiến hành thông qua hàng loạt quá trình lý - hoá diễn ra theo một trình tự nhất định và lặp lại có tính chu kỳ. Mỗi chu kỳ hoạt động của ĐCĐT được gọi là một chu trình công tác.

Chu trình công tác (CTCT) của ĐCĐT là tổng cộng tất cả những sự thay đổi về nhiệt độ, áp suất, thể tích, thành phần hoá học, v.v. của MCCT tính từ thời điểm nó được nạp vào cho đến khi được xả ra khỏi không gian công tác của xy lanh. Mỗi CTCT tương ứng với một lần sinh công trong một xy lanh.

2.1.1. CÁC CHỈ TIÊU CHẤT LƯỢNG CỦA CHU TRÌNH CÔNG TÁC

Để đánh giá chất lượng của CTCT về phương diện nhiệt động, người ta thường dùng hai đại lượng : hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình.

1) Hiệu suất nhiệt của chu trình

Hiệu suất nhiệt của chu trình (η) được xác định bằng tỷ số giữa phần nhiệt được biến đổi thành cơ năng (sau đây gọi tắt là công chu trình - W_{ct}) và tổng số nhiệt lượng cấp cho MCCT trong một chu trình (Q_1).

$$\eta = W_{ct} / Q_1 \quad (2.1)$$

Hiệu suất nhiệt là đại lượng đánh giá chu trình về phương diện hiệu quả kinh tế của. Với cùng một lượng nhiệt cấp cho môi chất công tác, chu trình nào có hiệu suất nhiệt cao hơn thì số cơ năng được sinh ra nhiều hơn.

2) Áp suất trung bình của chu trình

Áp suất trung bình của chu trình (p_{tb}) được xác định bằng tỷ số giữa công chu trình (W_{ct}) và dung tích công tác của xy lanh (V_s).

$$p_{tb} = W_{ct} / V_s \quad (2.2)$$

Áp suất trung bình là đại lượng đánh giá chu trình về phương diện hiệu quả kỹ thuật. Với cùng một dung tích công tác, chu trình nào có áp suất trung bình cao hơn thì công được sinh ra trong một chu trình lớn hơn.

Tùy thuộc vào cách xác định công chu trình (W_{ct}), chúng ta sẽ có các khái niệm hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình khác nhau, như : hiệu suất lý thuyết, hiệu suất chỉ thị, áp suất lý thuyết trung bình, áp suất chỉ thị trung bình, áp suất có ích trung bình (xem mục 2.2).

2.1.2. CHU TRÌNH LÝ THUYẾT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

KHÁI NIỆM CHUNG

Chu trình công tác ở ĐCĐT thực tế bao gồm hàng loạt quá trình nhiệt động, khí động, hoá học và cơ học rất phức tạp. Diễn biến của các quá trình này chịu ảnh hưởng của rất nhiều yếu tố, như :

- Kết cấu của động cơ (hình dáng và kích thước của buồng đốt, tỷ số nén, kích thước của xy lanh, v.v.).
- Các thông số điều chỉnh của động cơ (góc phun sớm nhiên liệu, góc đánh lửa sớm, thành phần hỗn hợp cháy, v.v.).
- Chế độ làm việc của động cơ (tốc độ, tải, nhiệt độ, v.v.).

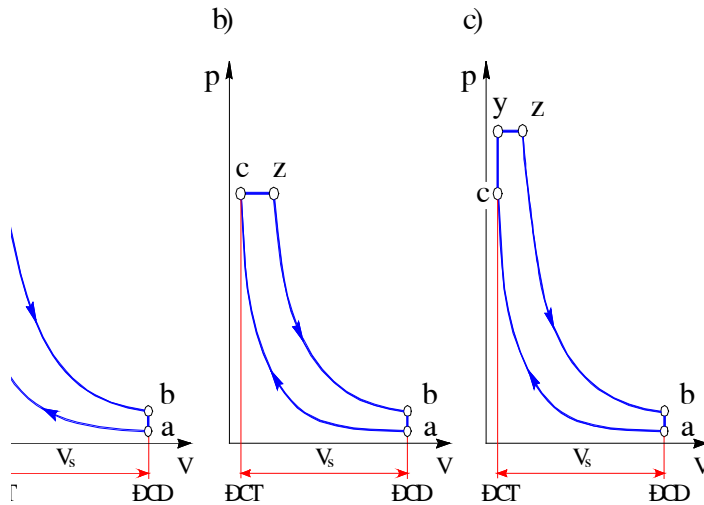
Để có thể thiết lập được đặc tính và mức độ ảnh hưởng của các thông số và của các quá trình nhiệt động đến các chỉ tiêu chất lượng của chu trình, qua đó có thể đề ra được phương hướng và biện pháp nâng cao công suất và hiệu suất của động cơ thực tế, người ta tìm cách thay thế các quá trình nhiệt động thực tế phức tạp bằng các quá trình đơn giản hơn. Chu trình lý thuyết của ĐCĐT là chu trình nhiệt động được xây dựng trên cơ sở những giả định đơn giản hoá các quá trình thực tế với mục đích nói trên. Mức độ đơn giản hoá được lựa chọn tùy thuộc vào mục đích nghiên cứu. Ví dụ : có thể giả định MCCT là khí lý tưởng với nhiệt dung riêng là hằng số hoặc là không khí với nhiệt dung riêng phụ thuộc vào thành phần của sản phẩm cháy; quá trình cháy thực tế có thể được thay bằng quá trình cấp nhiệt từ một nguồn nóng bên ngoài động cơ hoặc thay bằng quá trình cháy được thực hiện trong những điều kiện lý tưởng hoá, v.v.

Với định hướng nghiên cứu khai thác kỹ thuật ĐCĐT, chúng ta giả định như sau :

- 1) MCCT là không khí với nhiệt dung riêng là hằng số. Lượng MCCT không thay đổi trong thời gian thực hiện một chu trình nhiệt động.
- 2) Quá trình nén và dẫn nổ là những quá trình đoạn nhiệt, tức là trong quá trình nén và dẫn nổ không có sự trao đổi nhiệt giữa MCCT trong không gian công tác của xy lanh với môi trường xung quanh.
- 3) Quá trình cháy được tổ chức thực hiện trong điều kiện không hạn chế về thời gian và hỗn hợp cháy là đồng nhất.
- 4) Quá trình xả diễn ra trong điều kiện đẳng tích.
- 5) Bỏ qua mọi dạng tổn thất do ma sát, lọt khí, bức xạ, v.v.

Căn cứ vào điều kiện diễn ra quá trình cháy, có thể phân biệt 3 kiểu chu trình lý thuyết của ĐCĐT :

- Chu trình cấp nhiệt đẳng tích
- Chu trình cấp nhiệt đẳng áp
- Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp.



H. 2-1. Chu trình lý thuyết của ĐCĐT

- a) Chu trình cấp nhiệt đẳng tích
- b) Chu trình cấp nhiệt đẳng áp
- c) Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp

Ký hiệu :

- a - thời điểm đầu quá trình nén.
- c - thời điểm cuối quá trình nén.
- y - thời điểm áp suất cháy đạt đến trị số cực đại.
- z - thời điểm kết thúc quá trình cháy.
- b - thời điểm kết thúc quá trình dẫn nở.
- p_a, p_c, p_y, p_z, p_b - áp suất trong không gian công tác của xy lanh tại các điểm đặc trưng của chu trình, $[N/m^2]$.
- V_a, V_c, V_y, V_z, V_b - thể tích của không gian công tác của xy lanh tại các điểm đặc trưng của chu trình, $[m^3]$.
- Q_1 - lượng nhiệt chu trình (tổng số nhiệt năng cấp cho MCCT trong một chu trình), $[J]$.
- Q_{1V} - phần nhiệt năng cấp cho MCCT trong điều kiện đẳng tích, $[J]$.
- Q_{1P} - phần nhiệt năng cấp cho MCCT trong điều kiện đẳng áp $[J]$.
- Q_2 - phần nhiệt năng do MCCT truyền cho nguồn lạnh, $[J]$.

$$e = \frac{V_a}{V_c} \quad - \quad \text{Tỷ số nén}$$

$$y = \frac{p_z}{p_c} \quad - \quad \text{Tỷ số tăng áp suất}$$

$$r = \frac{V_z}{V_c} \quad - \quad \text{Tỷ số dẫn nở ban đầu.}$$

CHU TRÌNH CẤP NHIỆT HỖN HỢP

Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp (còn được gọi là chu trình Sabathe') được cấu thành từ các quá trình nhiệt động sau đây :

- Nén đoạn nhiệt (ac)
- Cấp nhiệt đẳng tích (cy)
- Cấp nhiệt đẳng áp (yz)
- Dẫn nở đoạn nhiệt (zb)
- Nhả nhiệt đẳng tích (ba)

1) Hiệu suất và áp suất trung bình của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp

Với những giả định đặt ra ở trên, có thể xác định lượng nhiệt chu trình (Q_1), lượng nhiệt truyền cho nguồn lạnh (Q_2) và công của chu trình lý thuyết (W_t) như sau :

$$Q_1 = Q_{1V} + Q_{1P} = M \cdot c_v \cdot (T_y - T_c) + M \cdot c_p \cdot (T_z - T_y) \quad (2.3)$$

$$Q_2 = M \cdot c_v \cdot (T_b - T_a) \quad (2.4)$$

$$W_t = Q_1 - Q_2 = M \cdot c_v \cdot [(T_y - T_c) - (T_b - T_a)] + M \cdot c_p \cdot (T_z - T_y) \quad (2.5)$$

trong các công thức trên :

M - lượng MCCT có trong không gian công tác của xy lanh trong một chu trình, [kmol]

c_v, c_p - nhiệt dung riêng đẳng áp và đẳng tích của MCCT, [J/kmol.K]

T_a, T_c, T_y, T_z, T_b - nhiệt độ của MCCT tại các điểm đặc trưng của chu trình, [K].

Trên cơ sở phương trình của các quá trình nhiệt động cơ bản (quá trình đẳng tích, đẳng áp, đoạn nhiệt), có thể biểu diễn nhiệt độ của MCCT tại các điểm đặc trưng thông qua nhiệt độ tại điểm đầu quá trình nén như sau :

$$T_c = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{k-1} = T_a \cdot e^{k-1} \quad (2.6)$$

$$T_y = T_c \cdot \frac{p_y}{p_c} = T_c \cdot y = T_a \cdot e^{k-1} \cdot y \quad (2.7)$$

$$T_z = T_y \cdot \frac{V_z}{V_y} = T_y \cdot r = T_a \cdot e^{k-1} \cdot y \cdot r \quad (2.8)$$

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{k-1} = T_z \cdot \frac{r^{k-1}}{e} = T_a \cdot y \cdot r^k \quad (2.9)$$

Từ các phương trình trạng thái tại điểm a và điểm c :

$$p_a \cdot V_a = M \cdot R_\mu \cdot T_a \quad ; \quad p_c \cdot V_c = M \cdot R_\mu \cdot T_c$$

ta có :

$$V_S = V_a - V_c = \frac{M \cdot R_\mu \cdot T_a}{p_a} \cdot \left(1 - \frac{T_c}{T_a} \cdot \frac{p_a}{p_c} \right) = M \cdot c_v \cdot \frac{k-1}{e} \cdot \frac{T_a}{p_a} \cdot (e-1) \quad (2.10)$$

trong các công thức trên :

k - chỉ số đoạn nhiệt, phụ thuộc vào tính chất của MCCT, $k = c_p / c_v$

R_μ - hằng số phổ biến của chất khí, [J/kmol.K]

$$R_\mu = c_p - c_v = c_v \cdot (k - 1)$$

Thay T_c , T_y , T_z và T_b từ các công thức (2.6), (2.7), (2.8), (2.9) vào các công thức (2.3), (2.4), (2.5) và sau khi rút gọn ta có :

$$Q_1 = M \cdot c_v \cdot T_a \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot [\psi - 1 + k \cdot (\rho - 1)] \quad (2.11)$$

$$Q_2 = M \cdot c_v \cdot T_a \cdot (\psi \cdot \rho^k - 1) \quad (2.12)$$

$$W_t = M \cdot c_v \cdot T_a \cdot \{ [\psi - 1 + k \cdot \psi \cdot (\rho - 1)] \cdot \varepsilon^{k-1} - (\psi \cdot \rho^k - 1) \} \quad (2.13)$$

Thay Q_1 , Q_2 , W_t và V_S từ các công thức (2.11), (2.12), (2.13), (2.10) vào các công thức (2.1), (2.2) và sau khi rút gọn ta có :

- Hiệu suất lý thuyết của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp ($\eta_{t,c}$) :

$$h_{t,c} = 1 - \frac{1}{e^{k-1}} \cdot \frac{y \cdot r^k - 1}{y - 1 + k \cdot y \cdot (r - 1)} \quad (2.14)$$

- Áp suất lý thuyết trung bình của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp ($p_{t,c}$) :

$$p_{t,c} = \frac{e}{e-1} \cdot \frac{p_a}{k-1} \cdot \left\{ [y - 1 + k \cdot y \cdot (r - 1)] \cdot e^{k-1} - (y \cdot r^k - 1) \right\} \quad (2.15a)$$

hoặc

$$p_{t,c} = \frac{e^k}{e-1} \cdot \frac{p_a}{k-1} \cdot [y - 1 + k \cdot y \cdot (r - 1)] \cdot h_{t,c} \quad (2.15b)$$

Khi những đại lượng M, c_v , T_a , ε , k và Q_1 có giá trị không đổi, từ công thức (2.11) ta có :

$$\frac{Q_1}{M \cdot c_v \cdot T_a \cdot e^{k-1}} = [y - 1 + k \cdot y \cdot (r - 1)] = A = const \quad (2.16)$$

Trong trường hợp này, các công thức (2.14a) và (2.15b) có thể viết như sau :

$$h_{t.C} = 1 - \frac{y \cdot r^k - 1}{A \cdot e^{k-1}} \quad (2.17)$$

$$p_{t.C} = \frac{e^k}{e-1} \cdot \frac{p_a}{k-1} \cdot A \cdot h_{t.C} \quad (2.18)$$

2) Những yếu tố ảnh hưởng đến $h_{t.C}$ và $p_{t.C}$

Từ công thức (2.14), (2.15), (2.16), (2.17) và (2.18) chúng ta thấy rằng : hiệu suất lí thuyết của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp phụ thuộc vào những yếu tố sau :

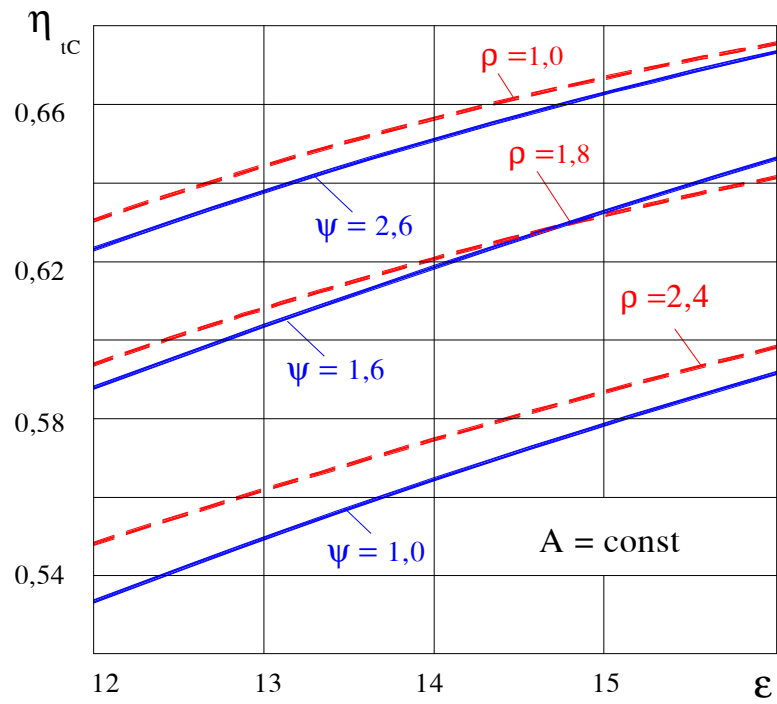
- Tỷ số nén (ϵ).
- Lượng nhiệt và phương pháp cấp nhiệt cho MCCT (A, ψ, ρ).
- Tính chất của MCCT (k).

Áp suất có ích trung bình của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp phụ thuộc vào những yếu tố sau

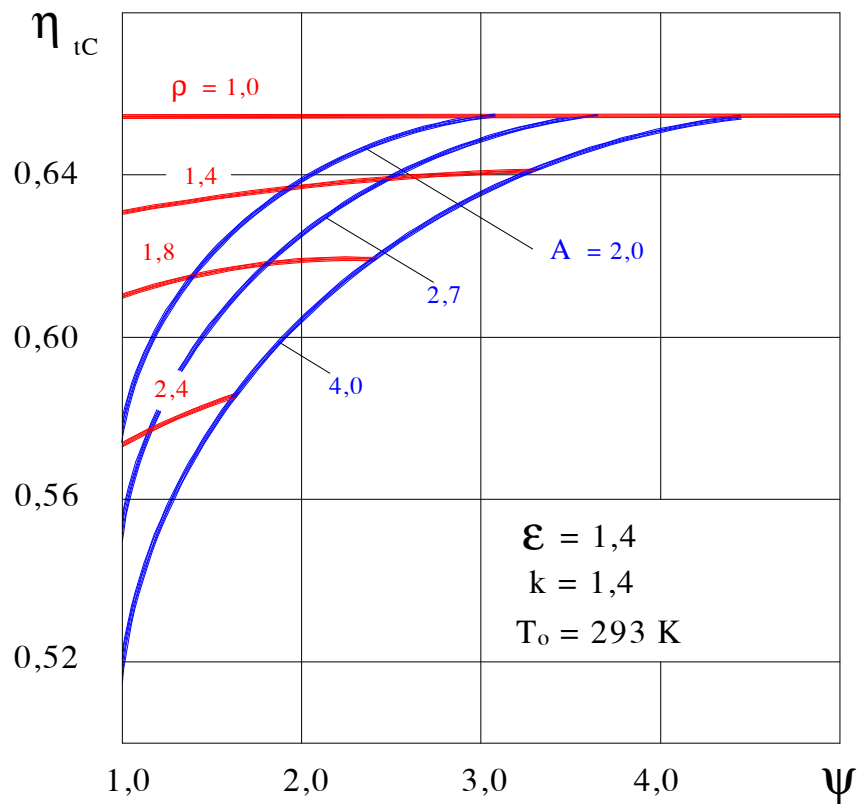
- Tỷ số nén (ϵ).
- Lượng nhiệt và phương pháp cấp nhiệt cho MCCT (A, ψ, ρ).
- Tính chất của MCCT (k).
- Áp suất của MCCT ở đầu quá trình nén (p_a).
- Hiệu suất nhiệt của chu trình ($\eta_{t.C}$).

Từ công thức (2.16), có thể xem A như là một đại lượng đặc trưng cho nhiệt lượng cấp cho MCCT. ψ, ρ đặc trưng cho phương pháp cấp nhiệt, trong đó ψ đặc trưng cho lượng nhiệt cấp trong điều kiện đẳng tích, ρ - cấp trong điều kiện đẳng áp. Mối quan hệ giữa ψ và ρ với các trị số khác nhau của A được thể hiện trên H. 2-2. Các hình 2-3, 2-4, H. 2-5 và H. 2-6 biểu diễn ảnh hưởng của tỷ số nén (ϵ), lượng nhiệt chu trình (A hoặc Q_1) và phương pháp cấp nhiệt (ψ, ρ) đến hiệu suất nhiệt ($\eta_{t.C}$) và áp suất trung bình ($p_{t.C}$) của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp.

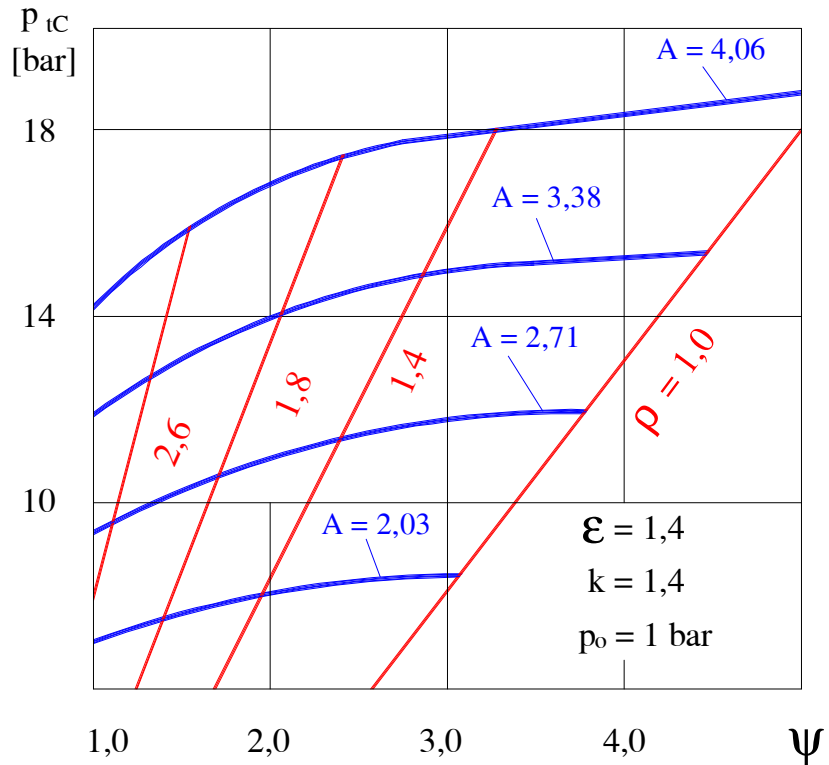
H. 2-2. Mối quan hệ giữa ψ và ρ



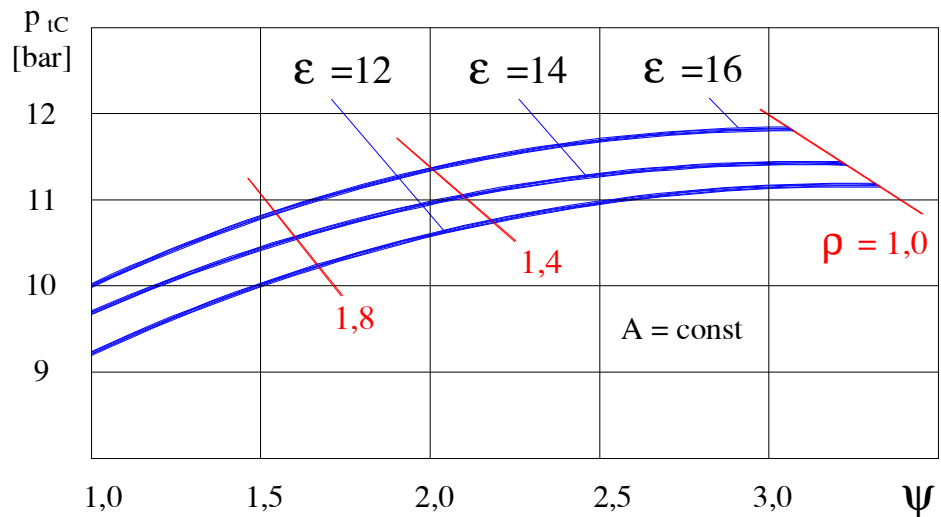
H. 2-3. Ảnh hưởng của ψ , ρ và A đến η_{ic}



H. 2-4. Ảnh hưởng của ϵ , ψ và ρ và A đến η_{ic}



H. 2-5. ảnh hưởng của ψ , ρ và A đến p_{tC}



H. 2-6. ảnh hưởng của ψ , ρ và ϵ đến p_{tC}

- Khi nhiệt lượng chu trình không đổi ($A = \text{const}$), η_{tC} sẽ tăng khi tăng ψ (tăng phân nhiệt cấp ở điều kiện đẳng tích đồng thời giảm phân nhiệt cấp ở điều kiện đẳng áp); $\eta_{tC} = \eta_{tC.\text{max}}$ khi $\psi = \psi_{\text{max}}$ và $\rho = 1$; $\eta_{tC} = \eta_{tC.\text{min}}$ khi $\psi = 1$ và $\rho = \rho_{\text{max}}$. Tăng ψ cũng làm cho p_{tC} tăng theo tỷ lệ thuận với η_{tC} . Tuy nhiên, khi tăng ψ sẽ làm cho áp suất cực đại (p_z) tăng, gây nên phụ tải cơ học lớn ở động cơ thực tế. Với $\rho = \text{const}$, nếu tăng ψ (bằng cách tăng A) cũng làm cho η_{tC} tăng chút ít (H. 2-3).

- Tỷ số nén (ϵ) có ảnh hưởng tích cực đến $\eta_{t,C}$ và $p_{t,C}$ (H. 2-4 và H. 2-6). Cả $\eta_{t,C}$ và $p_{t,C}$ đều tăng khi ϵ tăng, nhưng $p_{t,C}$ tăng chậm hơn so với $\eta_{t,C}$. Khi tăng ϵ từ 12 lên 16 thì $\eta_{t,C}$ tăng khoảng 6 % với $\rho = 1$; khoảng 10 % với $\psi = 1$. Mức độ tăng $\eta_{t,C}$ giảm dần theo chiều tăng của ϵ . Trong thực tế, tỷ số nén của động cơ diesel được quyết định chủ yếu bởi yêu cầu đảm bảo sự tự bốc cháy của nhiên liệu ; còn của động cơ xăng-yêu cầu không bị kích nổ (xem mục 5.4.2).

- Nếu tăng lượng nhiệt chu trình (tăng A) bằng cách giữ $\psi = \text{const}$ và tăng ρ thì áp suất trung bình sẽ tăng nhanh, còn hiệu suất nhiệt sẽ giảm (H. 2-5).

CHU TRÌNH CẤP NHIỆT ĐẲNG TÍCH

Chu trình cấp nhiệt đẳng tích (còn được gọi là chu trình Otto) được cấu thành từ các quá trình nhiệt động sau đây (H. 2-1a) :

- Nén đoạn nhiệt (ac).
- Cấp nhiệt đẳng tích (cz).
- Dẫn nở đoạn nhiệt (zb).
- Nhả nhiệt đẳng tích (ba).

Bằng phương pháp đã trình bày ở trên đối với chu trình cấp nhiệt hỗn hợp hoặc bằng cách thay $\rho = 1$ vào các công thức (2.14), (2.15) và (2.17) ta có được các công thức biểu diễn mối quan hệ giữa hiệu suất lý thuyết ($\eta_{t,V}$) và áp suất lý thuyết trung bình ($p_{t,V}$) của chu trình cấp nhiệt đẳng tích như sau :

$$h_{t,V} = 1 - \frac{1}{e^{k-1}} \quad (2.19)$$

$$p_{t,V} = \frac{e}{e-1} \cdot \frac{p_a}{k-1} \cdot (\gamma - 1) \cdot (e^{k-1} - 1) \quad (2.20a)$$

$$p_{t,V} = \frac{e^k}{e-1} \cdot \frac{p_a}{k-1} \cdot (\gamma - 1) \cdot h_{t,V} \quad (2.20b)$$

Các công thức trên cho thấy rằng : hiệu suất của chu trình cấp nhiệt đẳng tích ($\eta_{t,V}$) chỉ phụ thuộc vào tỷ số nén (ϵ) và tính chất của MCCT (k) ; còn áp suất trung bình ($p_{t,V}$) phụ thuộc vào :

- Tỷ số nén (ϵ).
- Tính chất của MCCT (k).
- Lượng nhiệt chu trình (ψ).
- Áp suất đầu quá trình nén (p_a).
- Hiệu suất của chu trình ($\eta_{t,V}$).

Sự ảnh hưởng của ϵ, k, ψ, p_a đến $\eta_{t,V}$ và $p_{t,V}$ được thể hiện trên các H. 2-7, H. 2-8

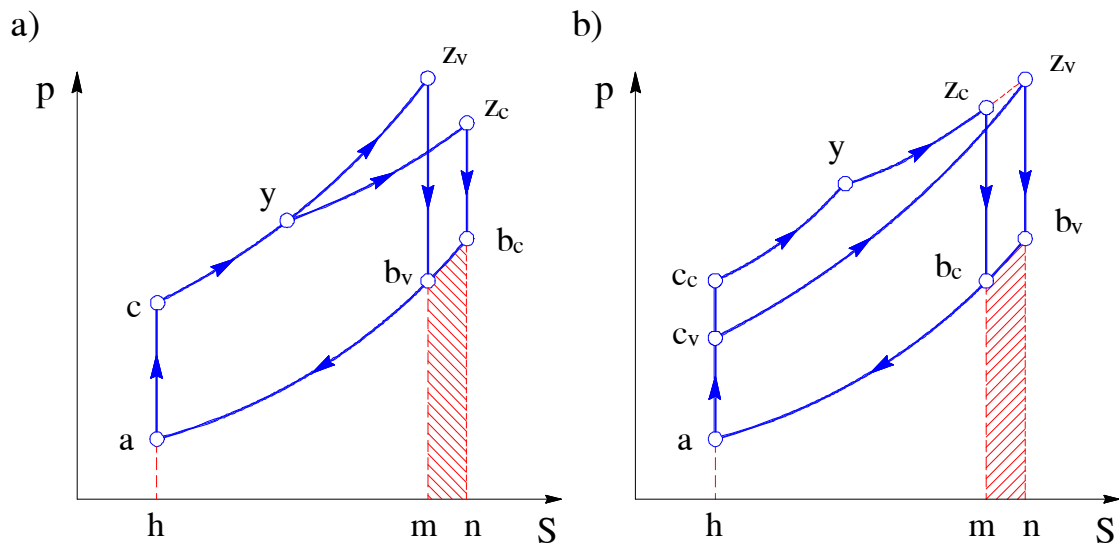
SO SÁNH CÁC CHU TRÌNH LÝ THUYẾT CỦA ĐCĐT

Chu trình cấp nhiệt đẳng tích là chu trình lý thuyết của động cơ xăng, còn chu trình cấp nhiệt đẳng áp là chu trình lý thuyết của động cơ diesel dùng không khí nén để phun nhiên liệu vào buồng đốt. Sau khi phát minh và làm chủ công nghệ chế tạo thiết bị phun nhiên liệu bằng thủy lực, loại động cơ diesel với cách phun nhiên liệu bằng không khí nén đã bị loại dần. Động cơ diesel hiện nay đều hoạt động trên cơ sở chu trình cấp nhiệt hỗn hợp.

Dưới đây chúng ta sẽ so sánh chu trình cấp nhiệt đẳng tích và cấp nhiệt hỗn hợp về phương diện hiệu quả kinh tế, tức là so sánh hiệu suất lý thuyết của chúng.

Với tỷ số nén (ϵ) và lượng nhiệt chu trình (Q_1) như nhau thì lượng nhiệt thải ra (Q_2) ở chu trình cấp nhiệt đẳng tích nhỏ hơn so với chu trình cấp nhiệt hỗn hợp một lượng tương đương với phần gạch chéo ($b_c - b_v - m - n - b_c$) trên H. 2-9a. Điều đó có nghĩa là phần nhiệt lượng được biến đổi thành cơ năng ở chu trình cấp nhiệt đẳng tích lớn hơn hay hiệu suất nhiệt của nó cao hơn.

Trong thực tế, động cơ xăng chỉ có thể hoạt động với tỷ số nén thấp ($\epsilon_x = 6 \div 12$), trong khi đó động cơ diesel phải hoạt động với tỷ số nén cao hơn nhiều ($\epsilon_D = 14 \div 20$). Vì vậy, mặc dù hoạt động trên cơ sở chu trình nhiệt động có hiệu quả kinh tế thấp hơn, nhưng động cơ diesel lại có hiệu suất nhiệt cao hơn của động cơ xăng.



H. 2-9. So sánh chu trình cấp nhiệt đẳng tích và chu trình cấp nhiệt hỗn hợp trên đồ thị T - S

- a) Cùng tỷ số nén (ϵ) và lượng nhiệt chu trình (Q_1)
- b) Cùng áp suất cực đại (p_z) và lượng nhiệt chu trình (Q_1)

Trên quan điểm thực tế, phải so sánh các chu trình trong điều kiện áp suất cực đại (p_z) và lượng nhiệt chu trình (Q_1) là như nhau. H. 2-9b thể hiện cách so sánh như vậy. Chúng ta thấy rằng chu trình cấp nhiệt đẳng tích ($a - c_v - z_v - b_v - a$) có tỷ số nén nhỏ hơn và lượng nhiệt nhả ra (tương đương diện tích $b_v - a - h - n - b_v$) lớn hơn so với chu trình cấp nhiệt hỗn hợp ($a - c_c - y - z_c - b_c - a$). Như vậy, nếu có áp suất cực đại và lượng nhiệt chu trình như nhau thì chu trình cấp nhiệt hỗn hợp có hiệu suất nhiệt cao hơn của chu trình cấp nhiệt đẳng tích.

2.2. TÍNH NĂNG KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Tính năng kỹ thuật của động cơ là thuật ngữ được dùng để biểu đạt mức độ và hiệu quả thực hiện chức năng của động cơ. Có thể định lượng tính năng kỹ thuật của ĐCĐT bằng 3 nhóm thông số sau đây : tốc độ, tải và hiệu suất.

2.2.1. TỐC ĐỘ CỦA ĐỘNG CƠ

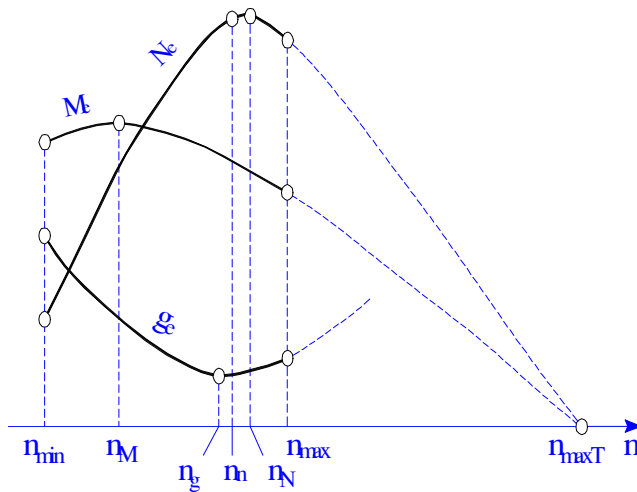
1) Tốc độ quay (n) - là số vòng quay của trục khuỷu trong một đơn vị thời gian. Đơn vị thường dùng của tốc độ quay là vòng/phút , viết tắt là [vg/ph] hoặc [rpm].

Tốc độ quay của ĐCĐT thường thay đổi trong quá trình động cơ hoạt động, tùy thuộc vào điều kiện làm việc hoặc yêu cầu của người vận hành động cơ. Cần phân biệt một số khái niệm liên quan đến tốc độ quay sau đây :

- **Tốc độ quay danh nghĩa (n_n)** - tốc độ quay do nhà chế tạo định ra và là cơ sở để xác định công suất danh nghĩa, để tính toán các kích thước cơ bản của động cơ, để lựa chọn chế độ làm việc hợp lý, v.v.
- **Tốc độ quay cực đại (n_{max})** - tốc độ quay lớn nhất mà nhà chế tạo cho phép sử dụng trong một khoảng thời gian xác định mà động cơ không bị quá tải.
- **Tốc độ quay cực tiểu (n_{min})** - tốc độ quay nhỏ nhất, tại đó động cơ vẫn có thể hoạt động ổn định.
 - **Tốc độ quay ứng với công suất cực đại (n_N)**
 - **Tốc độ quay ứng với momen quay cực đại (n_M)**
 - **Tốc độ quay ứng với suất tiêu thụ nhiên liệu nhỏ nhất (n_g)**
 - **Tốc độ quay khởi động (n_k)** - tốc độ quay nhỏ nhất, tại đó có thể khởi động được động cơ.
- **Tốc độ quay sử dụng (n_s)** - tốc độ quay được người thiết kế tổ hợp động cơ - máy công tác khuyến cáo sử dụng để vừa phát huy hết tính năng của động cơ vừa đảm bảo độ tin cậy và tuổi bền cần thiết.

Bảng 2-1. Tốc độ quay của động cơ ô tô thường gặp

Tốc độ quay [rpm]	Động cơ xăng	Động cơ diesel
n_n	3000 - 6000	2000 - 4000
n_{min}	300 - 600	350 - 700
n_{max}	(1.05 - 1.10) n_n	(1.05 - 1.07) n_n
n_M	(0.4 - 0.6) n_n	(0.5 - 0.7) n_n
n_2	(1.7 - 2.0) n_n	(1.4 - 1.6) n_n



H. 2-10. Các điểm đặc trưng trên đặc tính tốc độ của ĐCĐT

2) Vận tốc trung bình của piston (C_m)

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} \quad (2.21)$$

trong đó

C_m - vận tốc trung bình của piston, [m/s]

S - hành trình của piston, [m]

n - tốc độ quay của động cơ, [rpm]

Tốc độ là thông số tính năng đánh giá số chu trình công tác được thực hiện trong một đơn vị thời gian và đặc trưng cho "tính cao tốc" của động cơ, trong đó bao hàm hàng loạt tính chất vận hành, như : cường độ làm việc, cường độ hao mòn các bề mặt ma sát, phụ tải cơ và phụ tải nhiệt, v.v. Căn cứ vào tốc độ, ĐCĐT được phân loại thành : động cơ thấp tốc, trung tốc và cao tốc. Cả tốc độ quay (n) và vận tốc trung bình của piston (C_m) đều có thể được dùng làm tiêu chí để đánh giá tính cao tốc. Tuy nhiên, C_m được coi là chỉ số đánh giá tính cao tốc của động cơ một cách chính xác hơn, vì nó có liên quan một cách trực tiếp hơn đến các tính chất vận hành nói trên. Cần lưu ý rằng, việc định ra giới hạn tốc độ để xếp một động cơ cụ thể vào loại thấp, trung hoặc cao tốc chỉ mang tính chất tương đối, ví dụ : một động cơ thủy có tốc độ quay là 2000 rpm thuộc loại cao tốc, nhưng một động cơ ô tô cũng với tốc độ quay đó thì thuộc loại trung hoặc thấp tốc.

Đối với động cơ thủy, có thể tham khảo cách phân loại như sau :

- Động cơ thấp tốc : $n_n \leq 240$ rpm
- Động cơ trung tốc : $240 < n_n \leq 1200$ rpm
- Động cơ cao tốc : $n_n > 1200$ rpm

Tốc độ danh nghĩa của ĐCĐT cao hay thấp là tùy thuộc trước hết vào mục đích sử dụng. Những yếu tố khác có ảnh hưởng đến việc lựa chọn tốc độ danh nghĩa là : hiệu suất, tuổi bền, độ tin cậy, công nghệ chế tạo, v.v. Hầu hết động cơ chính của tàu thủy trọng tải lớn là loại thấp tốc. Ngược lại, xuồng gấn máy, tàu thuyền nhỏ được trang bị chủ yếu bằng động cơ cao tốc. Động cơ trung tốc thường được sử dụng làm nguồn động lực cho tàu kéo, phà, tàu cá xa bờ, máy phát điện, máy nén lạnh, v.v. Phần lớn động cơ ô tô thuộc loại cao tốc và xu hướng chung trong công nghiệp ô tô là tăng tốc độ của động cơ.

Trong khi tốc độ quay danh nghĩa (n_n) của ĐCĐT do nhà chế tạo định ra thì tốc độ quay cực tiểu (n_{min}) lại không chỉ tùy thuộc vào mong muốn chủ quan của người thiết kế, chế tạo hoặc khai thác kỹ thuật động cơ. Ở tốc độ quay quá thấp, chất lượng quá trình hình thành hỗn hợp cháy sẽ rất kém, áp suất và nhiệt độ của MCCT trong xy lanh sẽ không đủ cao do lượng khí lọt qua khe hở giữa piston - xy lanh - xecmang và lượng nhiệt truyền qua vách xy lanh lớn. Kết quả là nhiên liệu sẽ không bốc cháy được hoặc cháy không ổn định. Tóm lại, tốc độ quay cực tiểu của ĐCĐT được quyết định bởi điều kiện đảm bảo cho quá trình cháy diễn ra một cách ổn định ở tốc độ quay thấp. Điều đó phụ thuộc vào chất lượng thiết kế, chế tạo, lắp ráp động cơ và tình trạng kỹ thuật của nó. Ngoài ra, đối với động cơ tăng áp bằng tổ hợp turbine khí thải - máy nén khí, trị số tốc độ quay cực tiểu còn bị giới hạn bởi "hiện tượng bơm" xuất hiện khi tốc độ quay của động cơ giảm xuống quá thấp so với tốc độ quay thiết kế. Động cơ xe cơ giới đường bộ có n_{min} nhỏ sẽ có tuổi bền cao hơn và tiêu hao ít nhiên liệu hơn vì thời gian hoạt động ở chế độ tốc độ quay cực tiểu của loại động cơ này chiếm tỷ lệ đáng kể trong tổng thời gian vận hành động cơ. Động cơ thủy có n_{min} nhỏ sẽ đảm bảo tính an toàn và tin cậy cao hơn khi vận hành tàu thủy trong điều kiện không thuận lợi, như : trong khu vực cảng, trên các đoạn sông chật hẹp, v.v.

2.2.2. TẢI CỦA ĐỘNG CƠ

T η là đại lượng đặc trưng cho số cơ năng mà động cơ phát ra trong một chu trình công tác hoặc trong một đơn vị thời gian. Các đại lượng được dùng để đánh giá tải của ĐCĐT bao gồm : áp suất trung bình, công suất, momen quay.

1) Áp suất trung bình của chu trình

Áp suất trung bình của chu trình là đại lượng được xác định bằng tỷ số giữa công sinh ra trong một chu trình (gọi tắt là công chu trình) và dung tích công tác của xy lanh .

$$P_{tb} = \frac{W_{ct}}{V_s} \quad (2.22a)$$

Tùy thuộc vào việc công chu trình được xác định như thế nào, có thể phân biệt :

- áp suất lý thuyết trung bình :
$$p_t = \frac{W_t}{V_s} \quad (2.22b)$$

- áp suất chỉ thị trung bình :
$$p_i = \frac{W_i}{V_s} \quad (2.22c)$$

- áp suất có ích trung bình :
$$p_e = \frac{W_e}{V_s} \quad (2.22d)$$

trong đó

W_{ct} - công của chu trình, [J]

W_t - công lý thuyết của chu trình, [J]

W_i - công chỉ thị của chu trình, [J]

W_e - công có ích của chu trình, [J] . $W_e = W_i - W_m$

W_m - công tổn thất cơ học, [J]

- **Công chỉ thị (W_i)** - là công do MCCT sinh ra trong một chu trình thực tế, trong đó chưa xét đến phân tổn thất cơ học. Có thể xác định công chỉ thị như sau :

$$W_i = Q_1 - \Delta Q_i = Q_1 - (Q_m + Q_x + Q_{kh} + Q_{cl}) \quad (2.23)$$

trong đó :

Q_1 - lượng nhiệt chu trình (lượng nhiệt sinh ra khi đốt cháy hoàn toàn lượng nhiên liệu đưa vào buồng đốt trong một CTCT),

ΔQ_i - tổng nhiệt năng bị tổn thất trong một chu trình nhiệt động thực tế,

Q_m - tổn thất do làm mát (phần nhiệt năng truyền từ MCCT qua vách xylanh cho môi chất làm mát),

Q_x - tổn thất theo khí thải (phần nhiệt theo khí thải ra khỏi không gian công tác do sự khác biệt về nhiệt độ, nhiệt dung riêng và lưu lượng của khí thải so với khí mới),

Q_{cl} - phần nhiệt tổn thất không tính chính xác được vào các dạng tổn thất kể trên, ví dụ : tổn thất do lọt khí qua khe hở giữa piston và xylanh, lọt khí do xupap không kín, tổn thất do bức xạ nhiệt từ các chi tiết nóng của động cơ, v.v.

- **Công tổn thất cơ học (W_m)** - là công tiêu hao cho các hoạt động mang tính chất cơ học khi thực hiện một CTCT. Các dạng tổn thất năng lượng sau đây thường được tính vào công tổn thất cơ học :

- Tổn thất do ma sát giữa các chi tiết của động cơ chuyển động tương đối với nhau .

- Phần năng lượng tiêu hao cho việc dẫn động các thiết bị và cơ cấu của bản thân động cơ, như : bơm nhiên liệu, bơm dầu bôi trơn, bơm nước làm mát, cơ cấu phân phối khí, ...

- " Tổn thất bơm" (phần cơ năng tiêu hao cho quá trình thay đổi khí).

• **Công có ích (W_e)** - là công thu được ở đầu ra của trục khuỷu. Đó là phần cơ năng thực tế có thể sử dụng được để dẫn động hệ tiêu thụ công suất.

$$W_e = Q_1 - \Delta Q_c = W_i - W_m \quad (2.24)$$

trong đó ΔQ_c là tổng của tất cả các dạng tổn thất năng lượng khi thực hiện một chu trình công tác thực tế.

Bảng 2-2. Tổn thất cơ học ở động cơ ô tô

Loại tổn thất cơ học	Trị số tương đối [%]	
	Động cơ xăng	Động cơ diesel
Tổn thất do ma sát	44	50
- Ma sát giữa piston-cylindre-segment	22	24
- Ma sát trong các ổ đỡ chính và biên	20	14
Tổn thất bơm		
Tổn thất cho dẫn động thiết bị và cơ cấu của động cơ	8	6
- Dẫn động cơ cấu phân phối khí	6	6
- Dẫn động các loại bơm		
Tổng cộng	100	100

2) Công suất của động cơ

Công suất là tốc độ thực hiện công. Trị số công suất của động cơ cho ta biết động cơ đó "mạnh" hay "yếu". Công suất của ĐCĐT thường được đo bằng đơn vị kilowatt (kW) hoặc mã lực (HP , hp - Horse power ; cv - Chevaux ; PS - Pferdestärke)

$$1 \text{ kW} = 1 \text{ kJ/s}$$

$$1 \text{ HP} = 75 \text{ kG.m/s}$$

$$1 \text{ PS} = 1 \text{ metric HP} = 0,735 \text{ kW}$$

$$1 \text{ hp} = 1,014 \text{ PS.}$$

Cần phân biệt các khái niệm công suất sau đây của ĐCĐT :

- **Công suất chỉ thị** (N_i) - là tốc độ thực hiện công chỉ thị của động cơ. Nói cách khác, công suất chỉ thị là công suất của động cơ, trong đó bao gồm cả phần tổn thất cơ học.

- **Công suất có ích** (N_e) - Công suất của động cơ được đo ở đầu ra của trục khuỷu.

Từ định nghĩa của công suất, áp suất trung bình của chu trình và tốc độ quay ta có các công thức xác định công suất chỉ thị và công suất có ích dưới đây :

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_s \cdot n \cdot i}{z} \quad (2.25)$$

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_s \cdot n \cdot i}{z} \quad (2.26)$$

trong đó :

i - số xy lanh của động cơ

z - hệ số kỳ ; z = 1 đối với động cơ 2 kỳ ; z = 2 đối với động cơ 4 kỳ.

- **Công suất danh nghĩa** (N_{en}) - Công suất có ích lớn nhất mà động cơ có thể phát ra một cách liên tục mà không bị quá tải trong những điều kiện quy ước.

Các điều kiện cơ bản được quy ước khi xác định công suất danh nghĩa của ĐCĐT bao gồm :

- Điều kiện khí quyển tiêu chuẩn .
- Tốc độ quay danh nghĩa,
- Loại nhiên liệu và chất bôi trơn xác định,
- Trang thiết bị phụ trợ cho động cơ khi đo công suất , v.v.

Bảng 2-3 giới thiệu quy định của một số nước về điều kiện khí quyển tiêu chuẩn khi xác định công suất của ĐCĐT.

Vấn đề trang bị cho động cơ khi đo công suất cũng được quy định không hoàn toàn giống nhau. Ví dụ : Tiêu chuẩn của Đức (DIN), của Ba lan (PN) và nhiều nước châu Âu khác quy định : khi đo công suất, động cơ phải được trang bị đầy đủ các bộ phận phụ , như lọc không khí , bình tiêu âm, quạt gió, ... giống như khi nó làm việc trong thực tế. Trong khi đó, tiêu chuẩn của Liên xô (DNQR) và của Mỹ (SAE) cho phép đo công suất của động cơ với các bộ phận phụ kể trên là trang thiết bị tiêu chuẩn của phòng thí nghiệm. Chính vì điều kiện thí nghiệm không hoàn toàn giống nhau nên công suất danh nghĩa của cùng một động cơ cũng khác nhau. Ví dụ : công suất động cơ

được đo theo SAE (Society of Automotive Engineers) lớn hơn khoảng 10 - 25 % so với công suất đo theo DIN ; nếu đo theo tiêu chuẩn CUNA (Commisione tecnica di Unificazione nell Automobile) của Italy thì lớn hơn 5 - 10 %.

Bảng 2-3. Điều kiện khí quyển tiêu chuẩn

Tiêu chuẩn - Nước	Điều kiện khí quyển tiêu chuẩn		
	p_0 [mm Hg]	t_0 [$^{\circ}$ C]	Φ_0 [%]
TCVN 1684-75 (Việt nam)	760	20	70
PN-78/S-02005 (Ba lan)	750	25	
DIN 70 020 (Đức)	760	20	-
ECE (Economic Commision for Europe)	750	25	-

- **Công suất quy đổi (N_{eq})** - Công suất của động cơ đã được hiệu chỉnh theo các điều kiện tiêu chuẩn.

Chúng ta đã biết rằng, công suất và một số chỉ tiêu khác của động cơ, như : momen quay, suất tiêu hao nhiên liệu, lượng tiêu hao nhiên liệu giờ,v.v. chịu ảnh hưởng đáng kể của điều kiện môi trường xung quanh, đặc biệt là áp suất và nhiệt độ. Để có thể so sánh được kết quả thí nghiệm được tiến hành trong những điều kiện môi trường khác nhau, cần phải quy đổi kết quả đo thực tế theo các điều kiện tiêu chuẩn.

TCVN 1685-75 quy định cách quy đổi công suất của động cơ diesel không tăng áp như sau :

$$N_{eq} = N_e \cdot \frac{746}{B - P_n} \cdot \frac{273 + t}{293} \quad (2.27)$$

trong đó :

N_{eq} - công suất quy đổi, [kW]

N_e - công suất đo được khi thí nghiệm, [kW]

B - áp suất khí quyển trong khi thí nghiệm, [mm Hg]

P_n - phân áp suất của hơi nước trong không khí ẩm trong điều kiện nhiệt độ và độ ẩm tương đối của không khí tại phòng thí nghiệm, [mm Hg]

t - nhiệt độ của không khí trong phòng thí nghiệm được đo ở khoảng cách 1,5 m từ miệng hút không khí của động cơ, [$^{\circ}$ C]

Tiêu chuẩn PN-78/S-02005 của Ba lan khuyến nghị cách quy đổi các kết quả thí nghiệm như sau :

$$N_{eq} = K_0 \cdot N_e \quad (2.28a)$$

$$M_{eq} = K_0 \cdot M_e \quad (2.28b)$$

$$g_{eq} = K_0 \cdot g_e \quad (2.28c)$$

$$G_{eq} = K_0 \cdot G_e \quad (2.28d)$$

$$\text{Đối với động cơ diesel không tăng áp : } K_0 = \left(\frac{100}{B}\right)^{0,65} \cdot \left(\frac{T}{298}\right)^{0,5} \quad (2.28e)$$

$$\text{Đối với động cơ xăng : } K_0 = \frac{100}{B} \cdot \left(\frac{T}{298}\right)^{0,5} \quad (2.28g)$$

trong các công thức trên :

N_{eq} , M_{eq} , g_{eq} , G_{eq} - công suất, momen quay, suất tiêu hao nhiên liệu và lượng tiêu hao nhiên liệu giờ quy đổi,

N_e , M_e , g_e , G_e - công suất, momen quay, suất tiêu hao nhiên liệu và lượng tiêu hao nhiên liệu giờ đo được trong thí nghiệm,

K_0 - hệ số quy đổi,

B - áp suất khí quyển trong khi thí nghiệm, [kPa]

T - nhiệt độ không khí trong phòng thí nghiệm đo được tại khu vực gần lọc không khí của động cơ, [$^{\circ}$ K].

- **Công suất cực đại** ($N_{e,max}$) - Công suất có ích lớn nhất mà động cơ có thể phát ra trong một thời gian nhất định mà không bị quá tải.

TCVN 1684-75 quy định công suất cực đại của động cơ phải đạt 110 % N_{en} trong khoảng thời gian 1 giờ. Tổng số thời gian làm việc ở chế độ công suất cực đại không quá 10 % tổng thời gian làm việc của động cơ. Khoảng thời gian lặp lại chế độ công suất cực đại không được nhỏ hơn 6 giờ.

- **Công suất sử dụng** (N_{es}) - Công suất có ích do người thiết kế tổ hợp động cơ - hệ tiêu thụ công suất khuyến cáo sử dụng để vừa phát huy hết tính năng của động cơ vừa đảm bảo tuổi bền, độ tin cậy cần thiết.

2.2.3. HIỆU SUẤT

Trong tổng số nhiệt năng đưa vào động cơ, chỉ có một phần được "chế biến" thành cơ năng có ích, phần còn lại bị tổn thất ở những công đoạn khác nhau trong quá trình chế biến. Hiệu suất là đại lượng đánh giá hiệu quả biến đổi nhiệt năng thành cơ năng của động cơ. Để đánh giá mức độ tổn thất trong từng công đoạn của cả quá trình biến đổi năng lượng, người ta đưa ra các khái niệm hiệu suất sau đây : hiệu suất lý thuyết, hiệu suất chỉ thị, hiệu suất cơ học, hiệu suất có ích.

1) Hiệu suất lý thuyết (h_t)

2) Hiệu suất chỉ thị (h_i) - là hiệu suất nhiệt của chu trình nhiệt động thực tế.

$$h_i = \frac{W_i}{Q_1} = 1 - \frac{\Delta Q_i}{Q_1} = 1 - \frac{Q_m + Q_x + Q_{kh} + Q_{cl}}{Q_1} \quad (2.29a)$$

Cả hiệu suất lý thuyết (η_t) và hiệu suất chỉ thị (η_i) đều là hiệu suất nhiệt - đại lượng đánh giá mức độ hoàn thiện của động cơ về phương diện nhiệt động. Chúng khác nhau ở chỗ, trong hiệu suất chỉ thị người ta đã tính đến tất cả các dạng tổn thất nhiệt năng có thể tồn tại khi thực hiện một chu trình nhiệt động ở động cơ thực ; còn hiệu suất lý thuyết chỉ bao hàm một dạng tổn thất nhiệt năng theo quy định của định luật nhiệt động II - nhiệt năng phải truyền cho nguồn lạnh để có thể thực hiện một chu trình nhiệt động lực. Biến đổi công thức (2.30a) ta có :

$$h_i = \frac{W_i}{Q_1} = \frac{W_i}{Q_1} \cdot \frac{W_t}{W_t} = h_t \cdot h_{t-i} \quad (2.29b)$$

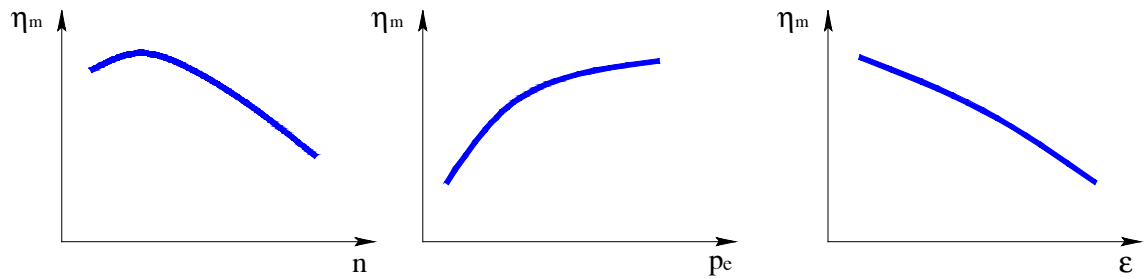
Đại lượng $\eta_{t-i} = W_i / W_t$ được gọi là hệ số diện tích đồ thị công, nó đặc trưng cho mức độ khác nhau giữa diện tích đồ thị công chỉ thị và đồ thị công lý thuyết.

3) Hiệu suất cơ học (h_m) - là đại lượng đánh giá mức độ tổn thất cơ học trong động cơ, tức là đánh giá mức độ hoàn thiện của động cơ về phương diện cơ học. Nó được xác định bằng công thức :

$$h_m = \frac{W_e}{W_i} = 1 - \frac{W_m}{W_i} \quad (2.30)$$

Hiệu suất cơ học chịu ảnh hưởng của rất nhiều yếu tố cấu tạo và vận hành khác nhau, ví dụ :

- Vật liệu chế tạo,
- Chất lượng thiết kế, chế tạo và lắp ráp,
- Chất bôi trơn và chế độ bôi trơn,
- Tỷ số nén, tốc độ, tải, v.v.



H. 2-11. Đặc điểm thay đổi của η_m theo n , p_c và ε

4) Hiệu suất có ích (h_e) - là đại lượng đánh giá tất cả các dạng tổn thất năng lượng trong quá trình biến đổi nhiệt năng thành cơ năng có ích ở động cơ.

$$h_e = \frac{W_e}{Q_1} = h_i \cdot h_m = h_t \cdot h_{t-i} \cdot h_m \quad (2.31)$$

5) Suất tiêu hao nhiên liệu (g_e) - Hiệu quả biến đổi nhiệt năng thành cơ năng của ĐCĐT cũng đồng nghĩa với khái niệm "tính tiết kiệm nhiên liệu" của nó. Trong thực tế khai thác, người ta ít dùng hiệu suất mà thường dùng đại lượng thể hiện lượng nhiên liệu do động cơ tiêu thụ để đánh giá tính tiết kiệm nhiên liệu. Lượng nhiên liệu do động cơ tiêu thụ trong một đơn vị thời gian được gọi là lượng tiêu thụ nhiên liệu (G_e). Lượng nhiên liệu do động cơ tiêu thụ để sinh ra một đơn vị công suất có ích trong một đơn vị thời gian được gọi là lượng tiêu thụ nhiên liệu riêng có ích (gọi tắt là suất tiêu hao nhiên liệu - g_e).

$$g_e = \frac{G_e}{N_e} \quad (2.32)$$

trong đó :

g_e - suất tiêu hao nhiên liệu có ích ,

G_e - lượng tiêu thụ nhiên liệu giờ,

N_e - công suất có ích của động cơ

Đơn vị thường dùng của G_e là [kg/h] hoặc [lít /h] ; đơn vị thường dùng của g_e là [g/kW. h] hoặc [g/HP. h].

2.2.4. CƯỜNG ĐỘ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ

Cường độ làm việc của ĐCĐT có thể đánh giá bằng nhiều thông số khác nhau. Dưới đây giới thiệu 2 chỉ tiêu tổng hợp đánh giá cường độ làm việc của động cơ.

- **Công suất lít** -
$$N_V = \frac{N_e}{V_s \cdot i} = C_V \cdot \frac{n \cdot p_e}{z} \quad (2.33)$$

- **Công suất piston** -
$$N_P = \frac{N_e}{A_p \cdot i} = C_P \cdot \frac{C_m \cdot p_e}{z} \quad (2.34)$$

trong đó :

C_V , C_P - các hệ số phụ thuộc vào thứ nguyên của các đại lượng có trong công thức,
 A_p - diện tích của đỉnh piston.

Đơn vị thường dùng của N_V là [kW/dm³] hoặc [HP/dm³]; của N_P là [kW/dm²] hoặc [HP/dm²].

- $N_P < 15 \text{ kW/dm}^2$ - Động cơ cường hoá thấp
- $15 \leq N_P < 45 \text{ kW/dm}^2$ - Động cơ cường hoá trung bình
- $N_P \geq 45 \text{ kW/dm}^2$ - Động cơ cường hoá cao

Type of engine	Engine speed n [rpm]	Compression ratio	Mean pressure [bar]	Power per unit displacement [kW/dm ³]	Weight to power ratio [kg/kW]	Fuel consumption [g/kW.h]	Torque increase [%]
SI engine for motorcycles and mopeds : • 2- stroke • 4-stroke	4500 ÷ 8000 5000 ÷ 9000	7 ÷ 9 8 ÷ 11	4 ÷ 6 7 ÷ 10	30 ÷ 50 30 ÷ 70	5 ÷ 2,5 4 ÷ 1	600 ÷ 400 350 ÷ 270	5 ÷ 10 5 ÷ 25
Gasoline engines for passenger cars • Naturally aspirated • Supercharged Trucks	4500 ÷ 7500 5000 ÷ 7000 2500 ÷ 5000	8 ÷ 12 7 ÷ 9 7 ÷ 9	8 ÷ 11 11 ÷ 15 8 ÷ 10	35 ÷ 65 50 ÷ 100 20 ÷ 30	3 ÷ 1 3 ÷ 1 6 ÷ 3	350 ÷ 250 380 ÷ 280 380 ÷ 270	15 ÷ 25 10 ÷ 30 15 ÷ 25
Diesel engine for passenger cars • Naturally aspirated • Supercharged	3500 ÷ 5000 3500 ÷ 4500	20 ÷ 24 20 ÷ 24	6 ÷ 8 9 ÷ 12	20 ÷ 30 30 ÷ 40	5 ÷ 3 4 ÷ 2	320 ÷ 240 290 ÷ 240	10 ÷ 15 15 ÷ 25
Diesel engine for trucks • Naturally aspirated • Supercharged with • Supercharged with CAC ⁽¹⁾	2000 ÷ 4000 2000 ÷ 3200 1800 ÷ 2600	16 ÷ 18 15 ÷ 17 14 ÷ 16	7 ÷ 10 10 ÷ 13 13 ÷ 18	10 ÷ 15 15 ÷ 20 20 ÷ 25	9 ÷ 4 8 ÷ 3 5 ÷ 3	240 ÷ 210 230 ÷ 205 225 ÷ 195	10 ÷ 15 15 ÷ 30 30 ÷ 60
Special designs • Rotary engine • Stirling engine • Gas turbine	6000 ÷ 8000 2000 ÷ 4500 8000 ÷ 70 000	7 ÷ 9 4 ÷ 6 4 ÷ 6	8 ÷ 11 - -	35 ÷ 45 - -	1,5 ÷ 1 10 ÷ 7 3 ÷ 1	380 ÷ 300 300 ÷ 240 1000 ÷ 300	5 ÷ 15 20 ÷ 40 50 ÷ 100

(1) CAC : Charge-Air Cooling

NHIÊN LIỆU VÀ MÔI CHẤT CÔNG TÁC

3.1. NHIÊN LIỆU DÙNG CHO ĐCĐT

3.1.1. PHÂN LOẠI NHIÊN LIỆU

Nhiên liệu là chất cháy được và sinh ra nhiều nhiệt khi cháy.

Bảng 3-1. Phân loại tổng quát nhiên liệu

Tiêu chí phân loại	Loại nhiên liệu
Trạng thái tồn tại ở điều kiện áp suất và nhiệt độ khí quyển	<ul style="list-style-type: none"> - Khí đốt : khí mỏ, khí lò ga, khí thấp, khí lò cao, khí hoá lỏng, v.v. - Nhiên liệu lỏng : xăng, dầu hoả, gas oil, benzol, cồn, dầu solar, dầu mazout, v.v. - Nhiên liệu rắn : than đá, than bùn, củi, v.v.
Nguyên liệu để sản xuất nhiên liệu	<ul style="list-style-type: none"> - Nhiên liệu gốc dầu mỏ : xăng, dầu diesel, dầu hoả, v.v. - Nhiên liệu thay thế : xăng tổng hợp, cồn, hydro, v.v.
Mục đích sử dụng	<ul style="list-style-type: none"> - Nhiên liệu dùng cho động cơ phát hoả bằng tia lửa : xăng, cồn, khí đốt, v.v. - Nhiên liệu diesel : gas oil, mazout, khí đốt, v.v. - Nhiên liệu máy bay : xăng máy bay, nhiên liệu phản lực.
Công nghệ sản xuất	<ul style="list-style-type: none"> - Xăng chưng cất trực tiếp - Xăng cracking - Xăng reforming - Nhiên liệu tổng hợp
Theo nhiệt trị	<ul style="list-style-type: none"> - Nhiên liệu có nhiệt trị cao : xăng, dầu diesel, v.v. - Nhiên liệu có nhiệt trị thấp : khí lò ga, khí lò cao, v.v.

1) Khí mỏ - còn gọi là khí tự nhiên (natural gas) - là hỗn hợp các loại khí được khai thác từ các mỏ khí đốt hoặc mỏ dầu trong lòng đất. Khí mỏ có thể được phân loại thành : khí đồng hành, khí không đồng hành và khí hoà tan.

Khí đồng hành - Khí tự do có trong các mỏ dầu.

Khí không đồng hành - Khí được khai thác từ các mỏ khí đốt trong lòng đất và không tiếp xúc với dầu thô trong mỏ dầu.

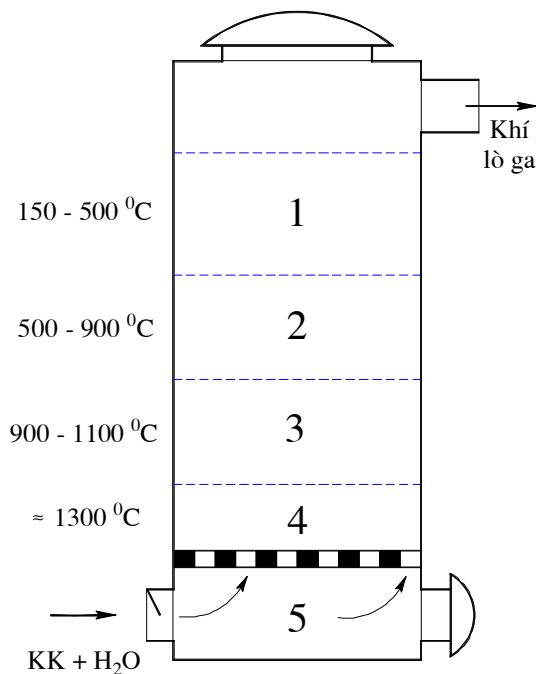
Khí hoà tan - Khí hoà tan trong dầu thô được khai thác từ các mỏ dầu.

Thành phần của khí mỏ có thể rất khác nhau tùy thuộc vào vị trí địa lý mà khí mỏ được khai thác (Bảng 3-2), tuy nhiên chúng đều chứa chủ yếu là methane (CH₄), ethane (C₂H₆) và một lượng nhỏ các chất khác như dioxide carbon (CO₂), nitơ (N₂), helium (He), v.v.

Ngoài công dụng làm nhiên liệu cho ĐCĐT nói riêng và nhiên liệu nói chung, khí mỏ còn được sử dụng làm nguyên liệu để sản xuất phân hoá học, vật liệu tổng hợp, xăng, v.v.

2) Khí lọc-hoá dầu - Các loại khí thu được trong quá trình chế biến dầu mỏ, ví dụ : chưng cất trực tiếp, nhiệt phân, cracking, v.v.

3) Khí lò ga (Producer gas) - Khí đốt thu được bằng cách khí hoá các loại nhiên liệu rắn như : than đá, than nâu, than củi, gỗ, v.v. ở nhiệt độ cao bằng một loại thiết bị có tên là lò sinh khí. Hình 3-1 giới thiệu sơ đồ lò sinh khí và một số thông số công tác trong quá trình khí hoá than đá .

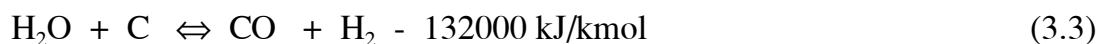


H.3-1. Sơ đồ lò sinh khí
1- Tầng sấy, 2- Tầng chưng cất, 3- Tầng tạo khí, 4- Tầng cháy, 5- Phần chứa tro.

Nguyên lý hoạt động của lò sinh khí như sau : không khí được thổi vào lò từ phía dưới. Ngay phía trên ghi lò, than đá được đốt cháy theo phản ứng toả nhiệt :



Khu vực diễn ra quá trình cháy nói trên được gọi là **tầng cháy**. Khu vực phía trên tầng cháy là tầng khử. Tại tầng khử diễn ra 2 loại phản ứng thu nhiệt dưới đây :



Phản ứng (3.2) và (3.3) là các phản ứng 2 chiều. Tỷ số CO/CO_2 được hình thành ở phản ứng (3.2) và $\text{H}_2/\text{H}_2\text{O}$ ở phản ứng (3.3) phụ thuộc trước hết vào nhiệt độ tại khu vực diễn ra phản ứng. Ở nhiệt độ 700°C , $\text{CO}/\text{CO}_2 \approx 1$ và $\text{H}_2/\text{H}_2\text{O} \approx 2,3$; ở nhiệt độ 1000°C , $\text{CO}/\text{CO}_2 \approx 165$ và $\text{H}_2/\text{H}_2\text{O} \approx 103$. Trong trường hợp sản xuất khí lò ga từ than đá, người ta thường thổi một lượng nhất định hơi nước vào trong lò cùng với không khí nhằm mục đích giảm nhiệt độ ở tầng cháy để bảo vệ các bộ phận của lò tiếp xúc trực tiếp với than và tro có nhiệt độ cao. Nếu không có hơi nước, nhiệt độ tại khu vực ngay trên ghi lò có thể đạt tới 1700°C . Ngoài ra, hơi nước cũng có tác dụng làm tăng chất lượng của khí lò ga nhờ tăng hàm lượng H_2 được hình thành từ H_2O .

Tùy theo chiều cao của lò, nhiệt độ tại tầng khử dao động trong khoảng $900-1100^\circ\text{C}$. Phía trên tầng khử là tầng chung cất có nhiệt độ được duy trì trong khoảng $500 \div 900^\circ\text{C}$. Tại đây, hầu hết những thành phần dễ bay hơi của nhiên liệu rắn thoát ra và được hút ra ngoài cùng với các thành phần khác của khí lò ga.

Khí lò ga được sản xuất bằng phương pháp cổ điển có các thành phần chính với hàm lượng trung bình như sau : 27 % CO , 7 % H_2 , 2 % CH_4 , 4 % CO_2 , 58 % N_2 . Ngoài ra, trong khí lò ga còn có một lượng nhỏ hơi nước và một số loại hydrocarbon [6].

Khí lò ga được sử dụng làm nhiên liệu cho động cơ ga, turbine khí, các ngành luyện kim, thủy tinh, đồ gốm, v.v. Nó có ưu điểm là có số octane khá cao ($\text{RON} \approx 100$), nhưng có nhiệt trị thấp ($H \approx 5650 \text{ kJ/m}^3$) vì chứa nhiều N_2 .

4) Khí thấp (Illuminating gas) - Khí đốt được sản xuất ở quy mô công nghiệp từ các loại nhiên liệu rắn hoặc lỏng như : than đá, than nâu, dầu, v.v. Các loại khí thấp thông dụng là **khí ướt** (water gas), **khí dầu** (carbureted water gas) và **khí than** (coal gas).

Khí ướt thu được bằng cách thổi hơi nước qua một lớp than đá hoặc coke nóng. Thành phần chủ yếu của khí ướt là CO và H_2 .

Khí dầu và Khí than thu được bằng cách nhiệt phân dầu hoặc than. Thành phần chủ yếu của chúng là H_2 , CH_4 , C_2H_4 và CO .

5) Khí hoá lỏng

Các loại khí đốt chưa hoá lỏng có giá thành sản xuất thấp, nhưng việc vận chuyển và phân phối khá phức tạp. Khí đốt thường được cung cấp đến nơi tiêu thụ bằng hệ thống đường ống. Khí hoá lỏng có ưu điểm hơn hẳn khí chưa hoá lỏng ở chỗ có nhiệt trị thể tích lớn (nhiệt lượng sinh ra khi đốt cháy hoàn toàn một đơn vị thể tích nhiên liệu), nên thích hợp hơn khi dùng làm nhiên liệu cho động cơ ô tô và ở những nơi chưa có hệ thống ống dẫn khí đốt.

Khí tự nhiên qua xử lý, chế biến và hoá lỏng được gọi là khí tự nhiên hoá lỏng (Liquefied Natural Gases - LNG); còn khí đốt thu được trong quá trình chế biến dầu mỏ rồi hoá lỏng thì được gọi là khí dầu mỏ hoá lỏng (Liquefied Petroleum Gases - LPG). Thành phần cơ bản của khí hoá lỏng là propane (C_3H_8) và butane (C_4H_{10}), ngoài ra khí hoá lỏng còn chứa một lượng nhỏ các hydrocarbon khác như : ethane (C_2H_6), pentane (C_5H_{10}), ethylene (C_2H_4), propylene (C_3H_6), butylene (C_4H_8) và các đồng phân (isomer) của chúng.

Trước kia, khí hoá lỏng được sử dụng chủ yếu làm nhiên liệu cho ĐCĐT, công nghiệp thuỷ tinh, đồ gốm, gia dụng, v.v. Khi sử dụng để chạy động cơ ô tô, khí hoá lỏng thường được chứa trong bình dưới áp suất khoảng 16 bar. Hiện nay, ngoài các ứng dụng trên, khí hoá lỏng còn được phân tách thành các cấu tử riêng biệt để làm nguyên liệu cho công nghiệp sản xuất cao su nhân tạo, vật liệu tổng hợp, phẩm màu, dược liệu, v.v.

Bảng 3-2. Thành phần hoá học của một số loại khí đốt [5]

Loại khí đốt	Thành phần [% vol]							
	H ₂	CO	CH ₄	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆	O ₂	CO ₂	N ₂
Khí mỏ :								
- California	-	-	68.9	-	19.3	-	11.3	0.5
- Oklahoma	-	-	83.1	-	10.5	-	0.7	5.7
- Pennsylvania	-	-	68.4	-	30.4	-	0.1	1.1
Khí lò ga :								
- Anthracite coal	20.0	25.0	-	-	-	0.5	5.0	49.5
- Bituminous coal	10.0	23.0	3.0	0.5	-	0.5	5.0	58.0
- Coke	10.0	29.0	-	-	-	0.5	4.5	56.0
Khí thấp :								
- Khí ướt	50.0	43.3	0.5	-	-	-	3.0	3.2
- Khí dầu	40.0	19.9	25.0	8.5	-	0.5	3.0	4.0
- Khí than	46.0	6.0	40.0	5.0	-	0.5	0.5	2.0
Khí sản phẩm phụ :								
- Khí lò luyện coke	50.0	6.0	36.0	4.0	-	0.5	1.5	2.0
- Khí lò luyện thép	5.2	26.8	1.6	-	-	0.2	8.2	58.0

Bảng 3-3. Một số tính chất của khí đốt [6]

Loại khí đốt	ρ [kg/m ³]	ON	H [kJ/m ³]	L ₀ [m ³ /m ³]	H _h ($\lambda=1$) [kJ/m ³]
Khí mỏ	0,695	-	34.700	9,5	3.400
Khí lò ga	1,015	-	5.650	1,2	2.600
Khí thấp	0,614	90	17.000	3,9	3.250
Khí coke	0,468	90	13.000	4,5	3.350
Monoxide carbon (CO)	1,147	100	12.100	2,4	3.500
Hydrogen (H ₂)	0,082	70	10.200	2,38	3.000
Methane (CH ₄)	0,655	110	36.000	9,5	3.400
Propane (C ₃ H ₈)	1,80	-	83.000	23,8	3.300
Butane (C ₄ H ₁₀)	2,37	-	110.000	31	3.400

6) Xăng - Xăng là hỗn hợp của nhiều loại hydrocarbon khác nhau có nhiệt độ sôi trong khoảng 25-250 °C. Nguyên liệu chủ yếu để sản xuất xăng hiện nay là dầu mỏ. Ngoài ra, xăng cũng có thể được tổng hợp từ một số loại nguyên liệu khác như than đá, than nâu, đá phiến nhiên liệu, khí mỏ, v.v. Căn cứ vào mục đích sử dụng, xăng được phân loại thành : xăng ô tô, xăng máy bay và xăng công nghiệp.

Xăng công nghiệp là tên gọi chung cho các loại xăng không thuộc nhóm xăng dùng làm nhiên liệu cho ĐCĐT. Xăng công nghiệp thường là phân đoạn của xăng chưng cất trực tiếp với thành phần phân đoạn hẹp, ví dụ : 70 - 120 °C, 165 - 200 °C, v.v. , được sử dụng trong công nghiệp cao su, sơn, ép dầu và các ngành công nghiệp khác. Xăng ô tô là tên gọi chung cho các loại xăng dùng để chạy động cơ xăng thường gặp hiện nay, như : động cơ xăng ô tô, xe máy, xuồng cao tốc, v.v. Xăng máy bay dùng để chạy động cơ máy bay loại piston và turbine khí.

7) Dầu hoả - là sản phẩm của quá trình chưng cất dầu mỏ, chứa các loại hydrocarbon có số nguyên tử carbon trong phân tử từ 9 đến 14, sôi trong khoảng nhiệt độ 150-300 °C.

Căn cứ vào mục đích sử dụng, có thể phân biệt : dầu hoả động cơ, dầu hoả kỹ thuật và dầu hoả dân dụng. Dầu hoả động cơ được sử dụng để chạy động cơ phát hoả bằng tia lửa có tỷ số nén thấp ($\epsilon \leq 5$), động cơ diesel thấp tốc, turbine khí và động cơ phản lực. Dầu hoả kỹ thuật được dùng làm dung môi, nguyên liệu cho các quá trình nhiệt phân, v.v. Dầu hoả dân dụng (gọi tắt là dầu hoả và ký hiệu là KO - Kerosene Oil) được dùng để thắp sáng, đun nấu, v.v.

Bảng 3-4. Dầu hoả theo tiêu chuẩn ASTM - D.3699-90

Các chỉ tiêu	Mức qui định	Phương pháp thử
1. Thành phần cất , [°C] : - t ₁₀ , max - FBP , max	205 300	ASTM - D.86
2. Điểm chớp lửa cốc kín , [°C] , min	38	ASTM - D.56
3. Độ nhớt động học ở 40 °C , [cSt] , min/max	1,0 / 1,9	ASTM - D.445
4. Hàm lượng lưu huỳnh , [% wt] , max - Loại 1- K - Loại 2- K	0,04 0,03	ASTM - D.1266
5. Hàm lượng mercaptan , [% wt] , max	0,003	ASTM - D.3227
6. Điểm đông đặc , [°C] , max	- 30	ASTM - D.2386
7. Ăn mòn đồng ở 100 °C , 3 giờ , max	No. 3	ASTM - D.130
8. Màu Saybolt , min	+ 16	ASTM - D.156

8) Gas oil - là tên gọi thương mại của phân đoạn dầu mỏ có nhiệt độ sôi trong khoảng 180 - 360 °C, chứa các loại hydrocarbon có số nguyên tử carbon trong phân tử từ 11 đến 18. Gas oil được coi là loại nhiên liệu thích hợp nhất cho động cơ diesel cao tốc . Ngoài ra, gas oil cũng được dùng làm nguyên liệu trong công nghệ nhiệt phân và cracking.

9) Dầu solar - (còn được gọi là dầu diesel tàu thủy - marine diesel oil) là phân đoạn của dầu mỏ có nhiệt độ sôi trong khoảng 300 ÷ 400 °C. Dầu solar được sử dụng cho nhiều mục đích khác nhau, như : làm nhiên liệu cho động cơ diesel có tốc độ quay trung bình và thấp (n < 1000 vg/ph) ; làm chất bôi trơn-làm mát trong các quá trình cất, đập, tôi kim loại ; để tẩy da và dùng trong công nghiệp dệt, v.v.

10) Fuel Oil (FO) - là tên gọi chung của loại nhiên liệu chứa các phân đoạn của dầu mỏ có nhiệt độ sôi > 350 °C. Tùy thuộc vào nhiệt độ chưng cất, công nghệ chế biến, cách thức pha chế, v.v., FO có nhiều tên gọi thương mại khác nhau, như : mazout, dầu cặn, dầu nặng, dầu đốt lò, Bunkier B, Bunkier C, v.v.

Mazout là phần còn lại sau chưng cất dầu mỏ ở áp suất khí quyển, chiếm khoảng một nửa khối lượng dầu mỏ. Mazout có độ nhớt và hàm lượng tạp chất cao hơn nhiều so với các phân cất ; nó được sử dụng làm nhiên liệu cho động cơ diesel thấp tốc, dùng để đốt lò hoặc là nguyên liệu cho các công đoạn chế biến dầu mỏ tiếp theo như chưng cất chân không, cracking, v.v.

11) Benzol - Phần chưng cất của nhựa than (coal tar), nó chứa khoảng 70 % benzene (C₆H₆), 20 % toluene (C₇H₈), 10 % xylene (C₈H₁₀) và một lượng nhỏ các hợp

chất chứa lưu huỳnh (S). Benzol có khả năng chống kích nổ khá cao (RON ≈ 105) nên là loại nhiên liệu tốt cho động cơ phát hoả bằng tia lửa. Trước kia, benzol thường được sử dụng để hoà trộn với xăng với hàm lượng có thể tới 40 % để làm nhiên liệu cho động cơ xăng.

12) Alcohol - Dẫn xuất của hydrocarbon có chứa nhóm hydroxyl (OH) ở nguyên tử carbon bão hoà. Tùy theo đặc điểm của nguyên tử carbon kết hợp với nhóm OH mà alcohol được gọi là bậc nhất ($\text{CH}_2 - \text{OH}$), bậc hai ($\text{CH} - \text{OH}$) và bậc ba ($\text{C} - \text{OH}$). Các hợp chất mà nhóm OH nối với nguyên tử C có nối đôi được gọi là enol, còn nối với nguyên tử C của vòng thơm thì được gọi là phenol.

Cho đến nay có hai loại alcohol được sử dụng ở quy mô công nghiệp làm nhiên liệu cho động cơ phát hoả bằng tia lửa là ethyl alcohol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$) và methyl alcohol (CH_3OH). Chúng được gọi là etanol và metanol nếu không chứa nước.

Etanol là chất lỏng không màu, được sản xuất bằng cách lên men các sản phẩm nông nghiệp như ngũ cốc, khoai tây, mía đường ,v.v.

Metanol là chất lỏng trong suốt có mùi đặc trưng, được sản xuất bằng cách chưng khô gỗ hoặc tổng hợp từ than và hydrogen. Khác với etanol, metanol có thể gây nhiễm độc nặng cho cơ thể con người và động vật khi thâm nhập vào cơ thể.

Cho đến nay đã có rất nhiều công trình nghiên cứu sử dụng metanol và etanol làm nhiên liệu cho động cơ phát hoả bằng tia lửa. Các kết quả nghiên cứu cho thấy rằng, etanol và metanol có thể dùng dưới dạng nguyên chất hoặc hỗn hợp với xăng để chạy động cơ xăng. Nếu sử dụng dưới dạng nguyên chất, chỉ cần cải hoán một số bộ phận của hệ thống cung cấp nhiên liệu và hệ thống khởi động để việc khởi động động cơ được dễ dàng hơn.

Bảng 3-5. Tính chất nhiệt động cơ bản của một số loại nhiên liệu lỏng [6]

Tính chất	Xăng	Ethanol	Methanol	Benzol	Gas oil	Dầu hoả
Khối lượng riêng, $[\text{kg}/\text{dm}^3]$	0,72-0,76	0,789	0,793	0,88	0,84-0,88	0,81
Áp suất hơi bão hoà [bar]	0,6-0,8	0,18	-	0,3	0,01	0,15-0,20
Nhiệt trị, $[\text{kJ}/\text{kg}]$	43000-44000	27000	19500	40500	35000-44000	40500
Nhiệt ẩn hoá hơi, $[\text{kJ}/\text{kg}]$	315-350	920	1150	380	-	-

3.1.2. YÊU CẦU ĐỐI VỚI NHIÊN LIỆU DÙNG CHO ĐCĐT

Quá trình đốt cháy nhiên liệu ở các loại động cơ đốt trong (ĐCĐT) hiện nay chỉ được phép diễn ra trong một thời gian rất ngắn, từ vài phần trăm đến vài phần ngàn của 1 giây. Tùy thuộc vào chủng loại động cơ mà nhiên liệu phải đáp ứng những yêu cầu khác nhau. Ở động cơ hình thành hỗn hợp cháy bên ngoài như động cơ carburetor và động cơ phun xăng, nhiên liệu phải là loại dễ bay hơi để hoà trộn nhanh và đều với không khí đi vào xy lanh. Ở động cơ diesel, nhiên liệu phải được phun vào buồng đốt dưới dạng sương mù và hoà trộn đều với không khí đã được nạp vào trong xy lanh trước đó trong khoảng thời gian ngắn nhất có thể.

Những yêu cầu cơ bản mà nhiên liệu dùng cho ĐCĐT phải đáp ứng bao gồm :

- Hoà trộn dễ dàng với không khí và cháy nhanh,
- Khi cháy toả ra nhiều nhiệt từ một đơn vị thể tích nhiên liệu,
- Không để lại tro cặn sau khi cháy và sản phẩm cháy không gây ô nhiễm môi trường,
- Vận chuyển, bảo quản và phân phối dễ dàng.

Nhiên liệu khí có ưu điểm lớn nhất là dễ hoà trộn với không khí để tạo thành hỗn hợp cháy đồng nhất và có số octane cao hơn xăng, vì vậy nó có thể là nhiên liệu tốt cho động cơ phát hoả bằng tia lửa điện. Khi cháy hoàn toàn, nhiên liệu khí hầu như không để lại tro cặn. Nhược điểm cơ bản của nhiên liệu khí là có nhiệt trị ứng với một đơn vị thể tích thấp, do đó khi sử dụng cho động cơ ô tô phải được chứa trong các bình có áp suất lớn (tới 200 bar), tầm hoạt động của ô tô cũng bị hạn chế.

Than đá cũng đã từng được sử dụng để chạy ĐCĐT . R. Diesel đã đăng ký tại Mỹ ngày 16 tháng 7 năm 1895 bằng sáng chế số 542846, trong đó mô tả loại động cơ chạy bằng than đá dưới dạng bột tự bốc cháy khi được nạp vào cylindre chứa không khí bị nén đến áp suất và nhiệt độ cao. Động cơ hoạt động theo nguyên lý nói trên có hiệu suất khá cao nhưng sớm bị thay thế bằng loại động cơ dùng nhiên liệu lỏng tiện lợi hơn nhiều. Trong thời gian xảy ra cuộc khủng hoảng năng lượng ở thập kỷ 70, ý tưởng sử dụng than để thay thế nhiên liệu gốc dầu mỏ lại được đề cập đến. Nhiều công trình nghiên cứu sử dụng than bột để chạy động cơ tuabin khí, than bột hoà trộn với nước hoặc dầu để chạy động cơ diesel đã cho những kết quả khả quan.

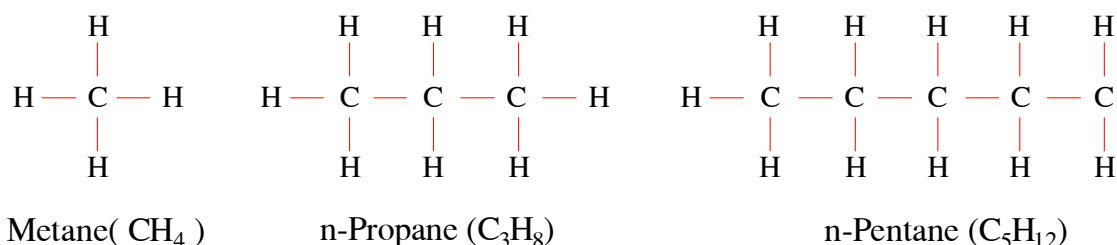
Cho đến nay, nhiên liệu lỏng vẫn là loại được sử dụng phổ biến nhất cho các loại ĐCĐT. So với nhiên liệu khí, nhiên liệu lỏng có ưu điểm hơn hẳn là vận chuyển, bảo quản và phân phối dễ dàng ; có nhiệt trị thể tích lớn , do đó rất thích hợp cho động cơ trang bị trên các phương tiện cơ giới di động. Nhược điểm của nhiên liệu lỏng là khó tạo ra một hỗn hợp cháy đồng nhất trong một khoảng thời gian ngắn do đòi hỏi phải có thời gian để phun nhỏ và hoá hơi nhiên liệu.

3.1.3. CÁC LOẠI HYDROCARBON CÓ TRONG DẦU MỎ

Dầu mỏ là nguyên liệu gốc để chế biến ra hầu hết các loại nhiên liệu và chất bôi trơn dùng cho ĐCĐT hiện nay. Cho đến nay, chúng ta vẫn chưa biết được một cách chính xác nguồn gốc cũng như quá trình hình thành dầu mỏ trong lòng đất. Có nhiều bằng chứng cho thấy rằng, dầu mỏ được hình thành từ xác động vật và thực vật qua quá trình kéo dài hàng triệu năm. Hàm lượng các chất hoá học trong dầu mỏ dao động trong phạm vi như sau : 81-87 % C ; 10-14 % H₂ ; 0-6 % S ; 0-7 % O₂ ; 0-1,2 % N₂ . Ngoài ra, trong dầu mỏ còn có rất nhiều nguyên tố khác với hàm lượng rất nhỏ.

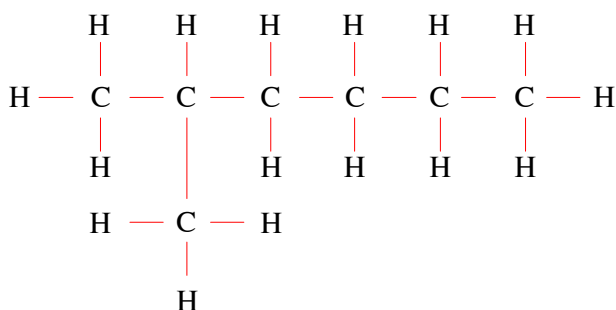
Mặc dù chỉ có hai nguyên tố chủ yếu là C và H, nhưng dầu mỏ là một chất rất phức tạp về mặt hoá học. Các nguyên tử C và H trong dầu mỏ có khả năng kết hợp với nhau theo những cách thức và tỷ lệ rất khác nhau, tạo thành những hợp chất được gọi là hydrocarbon (C_nH_m). Tính chất lý hoá của nhiên liệu và chất bôi trơn được sản xuất từ dầu mỏ phụ thuộc rất nhiều vào hàm lượng của các nhóm hydrocarbon khác nhau có trong nguyên liệu gốc. Có thể chia tất cả hydrocarbon có trong dầu mỏ thành 4 nhóm : Parafin (C_nH_{2n+2}), Naphthene (C_nH_{2n}), Aromatic (C_nH_{2n-6}) và nhóm các loại hydrocarbon khác.

1) Parafin - loại hydrocarbon có công thức hoá học chung là C_nH_{2n+2}. Các phân tử của parafin thường có cấu trúc mạch thẳng với liên kết đơn giữa 2 nguyên tử carbon (C) và hoàn toàn được bão hoà bằng những nguyên tử hydro (H) nên được gọi là hydrocarbon bão hoà. Ví dụ :

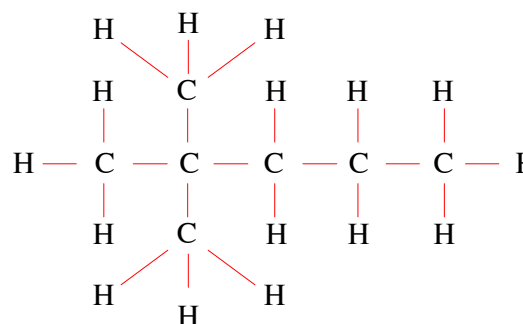


Chữ n đặt trước tên gọi của các parafin để chỉ đó là loại parafin thường (normal paraffin).

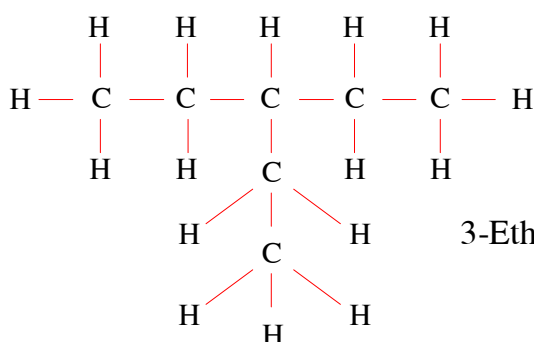
Trong dầu mỏ, ngoài các parafin thường, còn có các đồng phân (isomer) của chúng. Đó là các hydrocarbon có cùng số nguyên tử carbon và hydro trong một phân tử, nhưng có cấu trúc phân tử khác nhau. Dưới đây là thí dụ về cấu trúc phân tử của 3 isomer của n-heptane là methylhexane, dimethylpentane và ethylpentane. Chúng đều có công thức hoá học như của n-heptane (C₇H₁₆) nhưng có cấu trúc phân tử kiểu mạch nhánh với các nhóm methyl (CH₃) và ethyl (C₂H₅).



2-Methylhexane (C_7H_{16})



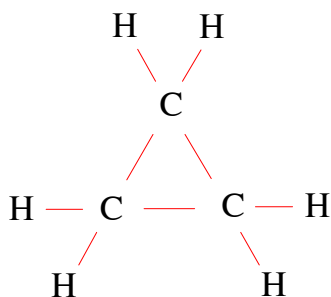
2,2-Dimethylpentane (C_7H_{16})



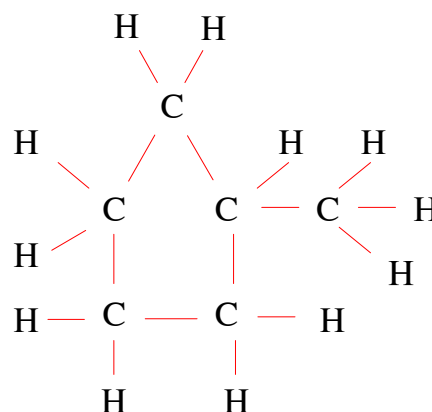
3-Ethylpentane (C_7H_{16})

Trong tên gọi của isomer nói trên, methyl và ethyl là tên các nhóm CH_3 và C_2H_5 ; pentane, hexane chỉ số nguyên tử carbon còn lại trong phần cấu trúc mạch thẳng; các số 2, 3 chỉ vị trí của nguyên tử carbon liên kết với các nhóm methyl và ethyl.

2) Naphthene - còn gọi là Cyclane hoặc Cycloparafin, có công thức hoá học chung là C_nH_{2n} . Phân tử của naphthene có cấu trúc kiểu mạch vòng, trong vòng đó mỗi nguyên tử C liên kết với 2 nguyên tử C khác bằng mỗi liên kết đơn. Ví dụ :

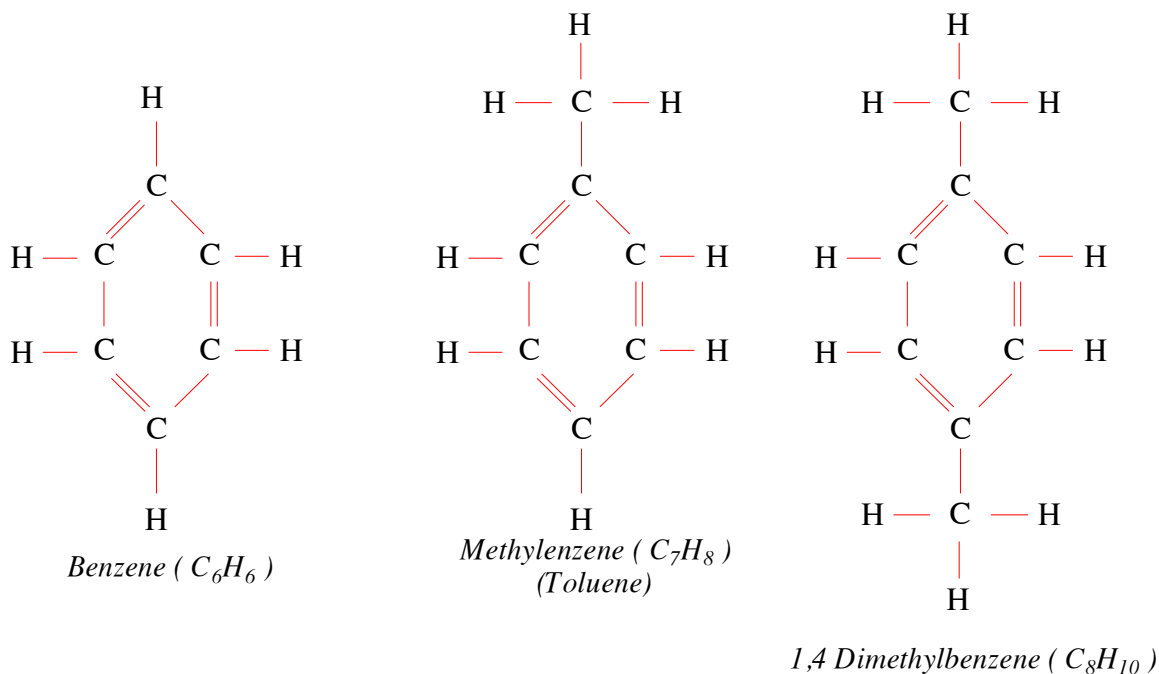


Cyclopropane (C_3H_6)



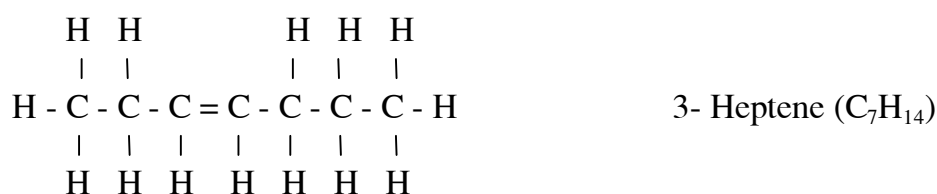
Methylcyclopentane (C_6H_{12})

3) Aromatics - hydrocarbon có công thức hoá học chung là C_nH_{2n-6} và cấu trúc phân tử có nhân benzene với 6 nguyên tử C liên kết với nhau bằng 3 liên kết đôi và 3 liên kết đơn. Ví dụ :



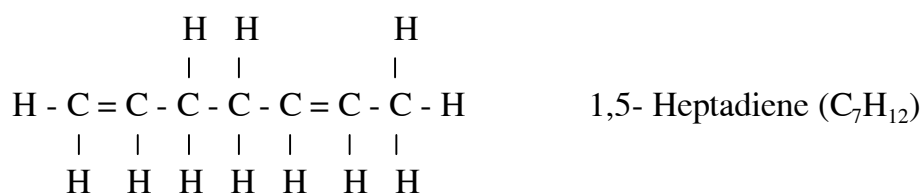
4) Một số loại hydrocarbon khác

Olefin (C_nH_{2n}) - có cấu trúc phân tử kiểu mạch thẳng giống như của parafin nhưng có một liên kết đôi giữa 2 nguyên tử C. Với cùng số lượng nguyên tử C, phân tử olefin có số nguyên tử H ít hơn, vì vậy olefin được gọi là hydrocarbon chưa bão hòa. Ví dụ :



Mỗi liên kết đôi có thể nằm ở bất kỳ vị trí nào. Chữ số bên đứng trước tên của olefin chỉ vị trí của mỗi liên kết đôi tính từ phía có số nguyên tử C ít hơn.

Diolefin (C_nH_{2n-2}) : có cấu trúc phân tử giống như của olefin, nhưng có 2 mỗi liên kết đôi trong mạch thẳng. Ví dụ :



3.1.4. QUAN HỆ GIỮA CẤU TRÚC PHÂN TỬ CỦA HYDROCARBON VÀ TÍNH CHỐNG KÍCH NỔ CỦA NHIÊN LIỆU

Cấu trúc phân tử của hydrocarbon có ảnh hưởng rất lớn đến tính chống kích nổ của nhiên liệu.

Cấu trúc phân tử của parafin và tính chống kích nổ có mối quan hệ như sau :

- Mạch carbon càng dài thì tính chống kích nổ càng kém.
- Các nhóm methyl ở vị trí thứ 2 hoặc ở giữa mạch carbon có tác dụng làm tăng tính chống kích nổ.

Một số thí nghiệm cho thấy rằng : các hydrocarbon chưa bão hoà có tính chống kích nổ tốt hơn các hydrocarbon bão hoà tương ứng, trừ các trường hợp ethylene (C_2H_4), acetylene (C_2H_2) và propylene (C_3H_6).

Tính chống kích nổ và cấu trúc phân tử của aromatic và của naphthene có quan hệ như sau :

- Naphthene có tính chống kích nổ kém hơn nhiều so với aromatic tương ứng. Thí dụ cyclohexane (C_6H_{12}) có tính chống kích nổ kém hơn benzene (C_6H_6).
- Một liên kết đôi có hiệu quả chống kích nổ kém hơn hai hoặc ba liên kết đơn.
- Tăng chiều dài mạch cấu trúc về một phía sẽ làm giảm khả năng chống kích nổ, trong khi phân nhánh cấu trúc lại làm tăng khả năng chống kích nổ.

Nói chung, cấu trúc phân tử của hydrocarbon càng “ chắc ” thì tính chống kích nổ càng cao.

3.1.5. THÀNH PHẦN HOÁ HỌC CỦA NHIÊN LIỆU GỐC DẦU MỎ

Nhiên liệu lỏng được chế biến từ dầu mỏ đều có thành phần hoá học chủ yếu là carbon (C) và hydro (H_2). Ngoài ra, chúng cũng có thể chứa một số chất khác với hàm lượng rất nhỏ như : lưu huỳnh (S), oxy (O_2), v.v. Thành phần hoá học của nhiên liệu lỏng thường được thể hiện như sau :

$$c + h + s + o_f + \dots = 1 \quad [\text{kg}] \quad (3.4)$$

trong đó : c, h, s, o_f là số phần trăm tính theo khối lượng của các chất carbon, hydro, lưu huỳnh, oxy, v.v. có trong 1 kg nhiên liệu.

Nhiên liệu khí dùng cho ĐCĐT thường là một hỗn hợp các loại khí cháy và khí trơ, ví dụ : CH_4 , C_2H_2 , H_2 , CO, CO_2 , N_2 , v.v. Người ta thường dùng công thức hoá học của chất khí để thể hiện hàm lượng tính theo % thể tích của chất khí đó và biểu diễn thành phần của 1 m^3 hoặc 1 kmol nhiên liệu khí như sau :

$$\Sigma C_n H_m O_r + N_2 = 1 \quad [m^3 \text{ hoặc kmole}] \quad (3.5)$$

3.1.6. XĂNG ÔTÔ

CÁC CHỈ TIÊU KỸ THUẬT CỦA XĂNG ÔTÔ

Về lí thuyết, xăng có thể là nhiên liệu cho tất cả các loại động cơ nhiệt như động cơ hơi nước, động cơ diesel, turbine khí, động cơ phản lực, v.v. Tuy nhiên, xuất phát từ tính kinh tế và hiệu quả khai thác kỹ thuật động cơ, cho đến nay xăng được sử dụng chủ yếu cho loại ĐCĐT hình thành hỗn hợp cháy từ bên ngoài và phát hoả bằng tia lửa điện.

Các chỉ tiêu kỹ thuật cơ bản của xăng ô tô bao gồm : tính chống kích nổ, tính hoá hơi, nhiệt trị, hàm lượng tạp chất, hàm lượng nhựa, độ ổn định oxy hoá, tính chống đóng băng, tính chống ăn mòn, v.v. Dưới đây sẽ đề cập đến hai chỉ tiêu có ý nghĩa nhất đối với động cơ xăng hiện nay, đó là : tính chống kích nổ và tính hoá hơi.

1) Tính chống kích nổ

Tính chống kích nổ của nhiên liệu là khả năng đảm bảo cho ngọn lửa lan truyền và đốt cháy phân hoà khí phía trước ngọn lửa một cách đều đặn và không có hiện tượng kích nổ (xem mục 5.4.2). Tính chống kích nổ của nhiên liệu có thể được đánh giá bằng nhiều chỉ tiêu khác nhau, ví dụ :

- **Tỷ số nén hữu ích cao nhất** (HUCR - Highest Useful Compression Ratio) - tỷ số nén ở đó xuất hiện kích nổ nghe rõ khi động cơ hoạt động trong điều kiện nhiệt độ xác định, góc đánh lửa sớm và thành phần hoà khí được điều chỉnh để có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất.
- **Tỷ số nén tới hạn** (CCR - Critical Compression Ratio) - tỷ số nén được xác định tương tự như với HUCR, chỉ khác là ở giá trị tại đó bắt đầu xuất hiện kích nổ.
- **Số octane** (Octane Number - ON) - là số % thể tích của chất isooctane (2, 2, 4-trimethylpentane C_8H_{18}) có trong hỗn hợp với chất n-heptane (C_7H_{16}) nếu hỗn hợp này và nhiên liệu thử nghiệm tương đương về tính chống kích nổ.

Hiện nay, số octane là chỉ tiêu đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu được sử dụng phổ biến nhất ở tất cả các nước. Tùy thuộc vào phương pháp xác định số octane, có thể phân biệt Research Octane Number (RON) , Motor Octane Number Method (MON) , $R100^0C$, Road Octane Number (Road ON) .

Số octan RON và MON được xác định trên một loại động cơ thí nghiệm được tiêu chuẩn hoá bằng cách so sánh tính chống kích nổ của nhiên liệu thí nghiệm với tính chống kích nổ của nhiên liệu chuẩn trong những điều kiện quy ước như nhau.

Trên thị trường hiện nay có nhiều loại động cơ thí nghiệm như : ASTM-CFR (Mỹ), I R-9 (Liên xô), BAST-IG (Đức). Chúng đều có đặc điểm chung là tạo hỗn hợp cháy bằng carburetor, phát hoả bằng tia lửa điện, có tỷ số nén thay đổi được.

Nhiên liệu chuẩn là hỗn hợp của isooctane và n-heptane với những tỷ lệ thể tích khác nhau. Isooctane có tính chống kích nổ tốt, quy ước lấy ON = 100 ; n-heptane có tính chống kích nổ kém, quy ước lấy ON = 0. Khi trộn isooctane với n-heptane theo những tỷ lệ khác nhau, ta được một loạt nhiên liệu chuẩn có tính chống kích nổ khác nhau. Tỷ lệ isooctane trong hỗn hợp càng lớn thì tính chống kích nổ của hỗn hợp càng cao.

Để xác định số octane của nhiên liệu, cho động cơ chạy bằng nhiên liệu thí nghiệm trong các điều kiện quy ước và tăng tỷ số nén cho tới khi xuất hiện kích nổ. Sau đó cho động cơ chạy bằng nhiên liệu chuẩn và xác định loại nhiên liệu chuẩn cũng gây kích nổ ở cùng tỷ số nén đó. Giả sử nhiên liệu chuẩn đó chứa 83 % isooctane và 17 % n-heptane (tính theo thể tích) thì nhiên liệu thí nghiệm có số octane ON = 83.

Số octane yêu cầu (ON_R) đảm bảo cho động cơ không bị kích nổ phụ thuộc vào hàng loạt yếu tố như : tỷ số nén của động cơ, đường kính xylanh, vật liệu chế tạo piston và nắp xylanh, phương pháp và chế độ làm mát động cơ, cấu hình của buồng đốt, vị trí đặt buji, chế độ làm việc của động cơ, v.v. Trong số những yếu tố trên, tỷ số nén có ý nghĩa hơn cả và liên quan nhiều đến khả năng xuất hiện kích nổ.

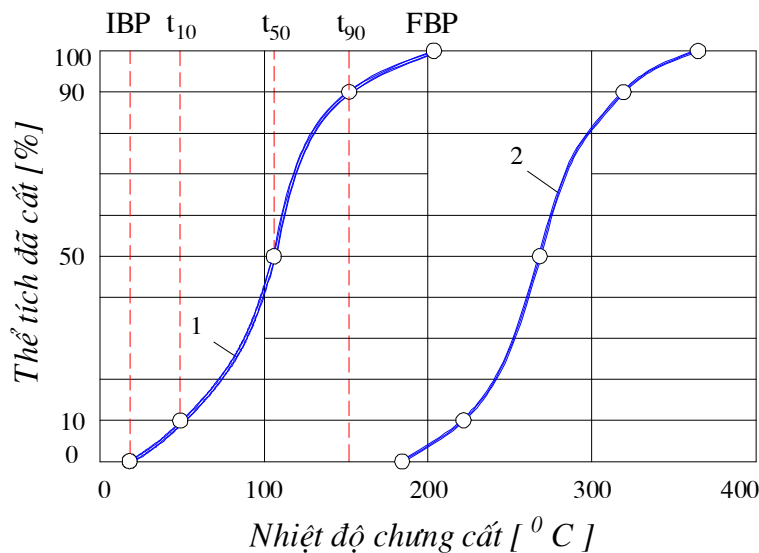
2) Tính hoá hơi

Những chất lỏng đơn chất có nhiệt độ sôi cố định, ví dụ : ở áp suất khí quyển tiêu chuẩn, nhiệt độ của nước đang sôi luôn luôn bằng 100 °C, của ethanol là 78 °C, của methanol là 65 °C. Ngược lại, nhiệt độ sôi của hỗn hợp nhiều loại chất lỏng khác nhau sẽ thay đổi trong quá trình sôi. Sở dĩ như vậy là vì mỗi chất lỏng trong hỗn hợp có những tính chất riêng của mình, trong đó có nhiệt độ sôi. Ví dụ : xăng ô tô sôi trong khoảng nhiệt độ 30 ÷ 210 °C ; khi mẫu xăng được gia nhiệt, những phân tử hydrocarbon có nhiệt độ sôi thấp nhất ở trong xăng sẽ sôi khi nhiệt độ của xăng đạt tới 30 °C ; nhiệt độ của xăng tiếp tục được tăng lên và hydrocarbon có nhiệt độ sôi cao hơn sẽ sôi ; số hydrocarbon cuối cùng sẽ sôi khi nhiệt độ của xăng đạt tới 210 °C.

Tính hoá hơi là thuật ngữ được sử dụng để biểu đạt khả năng hoá hơi, phạm vi nhiệt độ sôi và hàm lượng các thành phần có nhiệt độ sôi khác nhau có trong mẫu thử. Chúng ta có thể gặp các thuật ngữ khác có nghĩa tương đương như : độ hoá hơi, thành phần chưng cất, tính hoá hơi cân bằng, v.v. Tính hoá hơi của xăng được đánh giá bằng 2 đại lượng : Áp suất hơi bão hoà và Đường cong chưng cất.

- **Áp suất hơi bão hoà** - là áp suất hơi của chất lỏng ở trạng thái cân bằng giữa thể hơi và thể lỏng được xác định trong những điều kiện quy ước. Trong nhiều tài liệu chuyên ngành, thuật ngữ Reid Vapor Pressure (RVP) được sử dụng thay vì áp suất hơi bão hoà, đó là áp suất hơi bão hoà được xác định ở nhiệt độ 100 °F (37,8 °C) bằng một dụng cụ tiêu chuẩn hoá .

- **Đường cong chưng cất** - đường cong biểu diễn mối quan hệ giữa số % thể tích mẫu thử đã hoá hơi và nhiệt độ chưng cất.



H. 3-2. Đường cong chưng cất của xăng ô tô (1) và của gas oil (2)

Trong các bảng chỉ tiêu kỹ thuật của nhiên liệu, người ta thường cho giá trị của các điểm đặc trưng của đường cong chưng cất, bao gồm : IBP, t_{10} , t_{50} , t_{90} , t_{98} và FBP. Tính hoá hơi của xăng có ảnh hưởng đến hàng loạt tính năng của động cơ, như : tính năng khởi động lạnh, tính năng chạy không tải và khởi động nóng, hiện tượng nút hơi, thời gian chạy ấm máy và tăng tốc, lượng tiêu thụ nhiên liệu, mức độ làm loãng dầu bôi trơn, v.v.

- **Ảnh hưởng đến tính năng khởi động lạnh** - Chúng ta biết rằng, để khởi động được động cơ, hoà khí phải có tỷ lệ không khí - hơi nhiên liệu thích hợp và nhiệt độ đủ cao. Khi động cơ ở trạng thái lạnh, phần lớn lượng xăng được hút ra khỏi carburetor bám trên vách ống nạp hoặc tồn tại dưới dạng hạt lỏng và chỉ có một lượng rất nhỏ xăng hoá hơi. Hỗn hợp không khí - hơi xăng được hình thành trong xy lanh có thể quá loãng và không thể bốc cháy được. Xăng có t_{10} càng cao thì hàm lượng hydrocarbon dễ bay hơi có trong xăng càng ít, do vậy càng khó khởi động động cơ ở trạng thái lạnh.

- **Hiện tượng nút hơi (Vapor Lock)** - là hiện tượng suy giảm lượng xăng cung cấp vào xy lanh của động cơ do có nhiều hơi xăng hình thành trong hệ thống nhiên liệu của động cơ.

Sự xuất hiện hiện tượng nút hơi phụ thuộc rất nhiều vào t_{10} và RVP của xăng. Nếu xăng có t_{10} thấp và RVP cao, một lượng hơi xăng đáng kể sẽ hình thành trong bơm xăng và đường ống dẫn xăng. Hơi xăng tích tụ dưới dạng các túi hơi sẽ bị nén rồi lại dẫn nổ trong quá trình bơm xăng hoạt động. Kết quả là lượng xăng thực tế được bơm đi cung cấp cho carburetor sẽ giảm hoặc không có, làm cho động cơ yếu hoặc dừng hẳn.

- **Ảnh hưởng đến chạy không tải và khởi động nóng** - Khi động cơ chạy không tải ở trạng thái nóng, ví dụ : sau một thời gian dài làm việc ở chế độ đầy tải trong thời tiết nóng, nhiệt truyền từ các bộ phận nóng của động cơ đến bơm xăng và carburetor sẽ làm các phần nhẹ của xăng hoá hơi trong buồng phao và trong đường dẫn nhiên liệu. Nếu khả năng thông hơi không tốt, áp suất trong buồng phao tăng cao có thể đẩy xăng qua ống phun chính vào đường ống nạp và tạo ra trong đó hỗn hợp quá đậm có thể làm chết máy và việc khởi động lại cũng khó khăn. Nhiệt độ t_{10} của xăng càng thấp thì hiện tượng nói trên càng nghiêm trọng.

- **Tốc độ chạy ấm máy và tính năng tăng tốc**

Thời gian chạy ấm máy sẽ được rút ngắn nếu có một lượng xăng đủ lớn bay hơi nhanh ngay sau khi động cơ được khởi động để tăng tải. Tuy nhiên, tính dễ bay hơi của xăng trong giai đoạn chạy ấm cũng không đòi hỏi phải cao như khi khởi động vì điều kiện đảm bảo cho xăng bay hơi trong giai đoạn chạy ấm đã tốt hơn (tốc độ của không khí đi qua carburetor và chuyển động rối trong đường ống nạp cũng như trong xy lanh cao hơn).

Khi muốn tăng tốc động cơ, người điều khiển sẽ mở nhanh bướm ga. Khi đó một lượng lớn không khí sẽ đi vào xy lanh, đồng thời bơm tăng tốc cũng bổ sung thêm xăng vào đường ống nạp. Nếu xăng bay hơi quá nhanh thì hỗn hợp cháy trong xy lanh sẽ quá đậm. Ngược lại, nếu xăng bay hơi chậm thì hỗn hợp cháy có trong xy lanh tại những thời điểm đầu của quá trình tăng tốc sẽ quá loãng. Tiếp theo đó, lượng xăng đã được bơm tăng tốc bổ sung sẽ bay hơi và làm cho hỗn hợp cháy quá đậm. Hỗn hợp cháy quá loãng hoặc quá đậm đều làm cho chất lượng quá trình cháy xấu. Kết quả là động cơ tăng tốc kém hoặc làm việc cứng.

Kết quả nghiên cứu cho thấy rằng, phân chưng cất giữa của xăng ($V\% = 50 \div 70$) có ảnh hưởng mạnh nhất đến tốc độ chạy ấm và tính năng tăng tốc.

- **Lượng tiêu thụ nhiên liệu** - Xăng có tính hoá hơi quá kém sẽ làm tăng lượng nhiên liệu cháy sót và suất tiêu thụ nhiên liệu. Ngược lại, xăng càng dễ bay hơi thì lượng xăng thất thoát do bay hơi từ hệ thống nhiên liệu ra ngoài càng nhiều.

- **Mức độ làm loãng dầu bôi trơn** - Nếu xăng có t_{90} quá cao, tức là chứa nhiều hydrocarbon khó hoá hơi, một phần xăng vào trong xy lanh vẫn ở dạng hạt lỏng. Một phần xăng lỏng bám trên vách xy lanh sẽ rửa trôi lớp dầu bôi trơn, một phần khác lọt qua khe hở giữa piston và xy lanh xuống cacte và làm loãng dầu bôi trơn. Kết quả là cả lượng tiêu thụ nhiên liệu và cường độ hao mòn chi tiết của động cơ đều tăng.

3.1.7. NHIÊN LIỆU DIESEL

PHÂN LOẠI NHIÊN LIỆU DIESEL

Động cơ diesel có thể chạy bằng nhiều loại nhiên liệu khác nhau, trong đó có cả than đá, khí đốt và nhiên liệu tổng hợp. Tuy nhiên, loại nhiên liệu diesel được sử dụng rộng rãi nhất và hiệu quả nhất hiện nay là một số phân đoạn của dầu mỏ, sau đây gọi chung là nhiên liệu diesel hoặc dầu diesel (Diesel Oil - DO).

Tùy thuộc vào phạm vi nhiệt độ sôi, hàm lượng tạp chất, độ nhớt, v.v. , dầu diesel có nhiều tên gọi khác nhau, như : gas oil, dầu diesel tàu thủy, dầu solar, mazout, dầu nhẹ, dầu nặng, dầu cặn , v.v. Tuy nhiên, để xếp một mẫu dầu diesel vào loại nào, ta phải căn cứ vào chỉ tiêu kỹ thuật của nó được quy định bởi các tổ chức có chức năng tiêu chuẩn hoá (ví dụ : DNQR của Liên xô, ASTM - Mỹ, TCVN - Việt nam, PN - Ba lan, DIN - Đức , v.v) hoặc của các hãng chế tạo động cơ có danh tiếng. Các chỉ tiêu kỹ thuật thường được thể hiện dưới hình thức một bảng các trị số của các tính chất đặc trưng cho khả năng và hiệu quả sử dụng của một loại nhiên liệu cụ thể vào một mục đích xác định.

Ở Mỹ, ASTM (American Society for Testing and Materials) là cơ quan hàng đầu trong lĩnh vực thiết lập các chỉ tiêu kỹ thuật cũng như phương pháp xác định các chỉ tiêu đó đối với hàng loạt các loại sản phẩm, trong đó có sản phẩm dầu mỏ. Theo ASTM - D975, dầu diesel được chia thành 3 nhóm với ký hiệu No. 1-D , No. 2-D và No. 4-D (Bảng 3-6).

- No. 1-D : nhiên liệu dùng cho động cơ diesel làm việc trong những điều kiện tải và tốc độ quay thường xuyên thay đổi. Loại nhiên liệu này thường là sản phẩm chưng cất trực tiếp từ dầu mỏ.

- No. 2-D : nhiên liệu cho động cơ diesel công nghiệp và động cơ xe cơ giới có chế độ làm việc nặng. Loại này thường chứa sản phẩm chưng cất trực tiếp và sản phẩm cracking.

- No. 4-D : nhiên liệu cho động cơ diesel thấp tốc và trung tốc. Loại nhiên liệu này thường là hỗn hợp của sản phẩm chưng cất trực tiếp hoặc của sản phẩm cracking với dầu cặn.

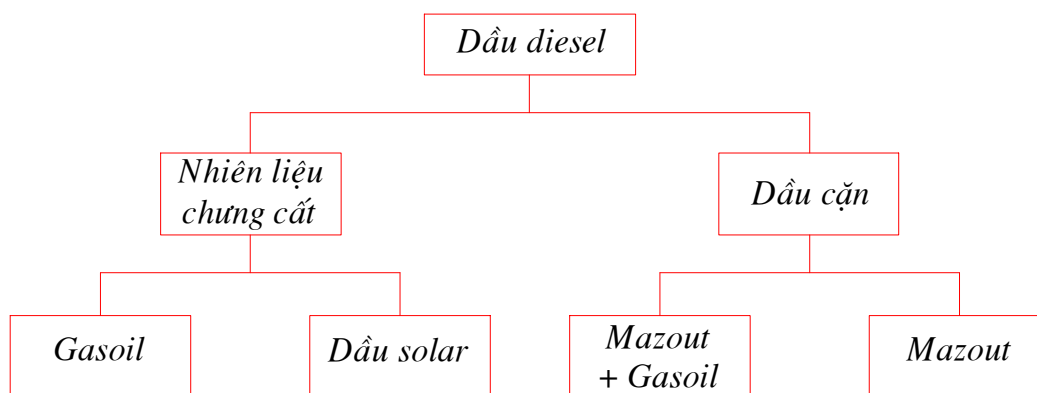
Bảng 3.6. Chỉ tiêu kỹ thuật của nhiên liệu diesel theo ASTM D975

Chỉ tiêu kỹ thuật	Loại nhiên liệu		
	No. 1-D	No. 2-D	No. 4-D
Số cetane , min	40	40	30
Độ nhớt động học ở 40 °C : - min	1,3	1,9	5,5
- max	2,4	4,1	24,0
t_{90} , [°C] : - min	...	282	...
- max	288	238	...

Bảng 3-7. Nhiên liệu diesel - PETROLIMEX

Chỉ tiêu kỹ thuật	Mức quy định	
1. Số cetane, min	45	48
2. Thành phần chưng cất, [°C] : - t ₅₀ , max	290	270
- t ₉₀ , max	370	350
3. Độ nhớt ở 40 °C, [mm ² /s]	1,8 – 5,0	1,8 – 5,0
4. Nhiệt độ chớp lửa cốc kín, [°C] , min	60	60
5. Nhiệt độ đông đặc [°C] , max	9	5
6. Hàm lượng tro , [% wt] , max	0,02	0,01
7. Hàm lượng nước , [% vol.] ,	0,05	0,05
8. Hàm lượng lưu huỳnh , [% wt] , max	1,0	0,5
9. Khối lượng riêng ở 20 °C, [g/cm ³] , max	0,87	0,87
10. Ăn mòn đồng, [3 h/50 °C] , max	N-1	N-1
11. Màu (ASTM. D1500) , max	N-2	N-2

Từ góc độ của người khai thác kỹ thuật động cơ, có thể phân nhiên liệu diesel gốc dầu mỏ thành 2 nhóm : nhiên liệu chưng cất và dầu nặng (H. 3-3).



H. 3-3. Phân loại nhiên liệu diesel gốc dầu mỏ

Nhiên liệu chưng cất (còn gọi là **nhiên liệu nhẹ**) chỉ chứa các phân đoạn dầu mỏ được chưng cất trong phạm vi nhiệt độ từ 180 ÷ 400 °C. **Dầu cặn** (còn gọi là **dầu nặng**) có thể là mazout thuần túy hoặc là hỗn hợp của mazout với gas oil. Trong số dầu diesel thông dụng, gas oil là loại có độ nhớt, mật độ và hàm lượng tạp chất thấp nhất ; còn mazout có độ nhớt, mật độ và hàm lượng tạp chất cao nhất. Động cơ chạy bằng nhiên liệu chưng cất chỉ cần được trang bị hệ thống lọc thông dụng , như lọc bằng nỉ, bằng

giấy hoặc lọc kiểu khe hở . Khi chạy bằng dầu cặn, động cơ cần được trang bị hệ thống xử lý nhiên liệu thích hợp như thiết bị sấy nóng, thiết bị rửa, thiết bị lọc ly tâm, v.v. để làm giảm độ nhớt và loại bỏ tạp chất trước khi đưa nhiên liệu đến bơm cao áp.

Gas oil là loại nhiên liệu thích hợp nhất cho động cơ diesel hiện nay. Tuy nhiên, cho đến nay, gas oil được sử dụng chủ yếu cho động cơ diesel cao tốc. Để giảm chi phí khai thác đối với hầu hết động cơ diesel thấp tốc và công suất lớn, người ta chỉ sử dụng gas oil ở một số chế độ đặc biệt như khởi động, chạy ấm, cơ động (maneuver) ; ở phần lớn thời gian hoạt động còn lại, động cơ chạy bằng dầu cặn có giá thành thấp hơn. Dầu solar (còn gọi là dầu diesel tàu thủy - Marine Diesel Oil) được sử dụng chủ yếu cho động cơ diesel trung hoặc thấp tốc.

CHỈ TIÊU KỸ THUẬT CỦA NHIÊN LIỆU DIESEL

Các chỉ kỹ thuật quan trọng của nhiên liệu diesel bao gồm : nhiệt trị, tính tự bốc cháy, hàm lượng tạp chất và độ nhớt.

1) Độ nhớt

Độ nhớt của nhiên liệu diesel có ảnh hưởng chủ yếu đến chất lượng quá trình phun nhiên liệu. Độ nhớt quá cao làm cho các tia nhiên liệu khó phân tán thành các hạt nhỏ và có thể bám trên thành xylanh. Ngược lại, độ nhớt quá thấp lại làm cho các tia nhiên liệu quá ngắn, không bao trùm hết không gian của buồng đốt. Cả hai trường hợp trên đều dẫn đến chất lượng quá trình tạo hỗn hợp cháy không cao, lượng nhiên liệu cháy sót và cháy không hoàn toàn tăng. Ngoài ra, độ nhớt của nhiên liệu quá thấp có thể ảnh hưởng xấu đến chất lượng định lượng và định thời của hệ thống phun do làm tăng mức độ rò rỉ tại các cặp siêu chính xác của bơm cao áp và vòi phun , đồng thời tăng cường mài mòn của các chi tiết chuyển động được bôi trơn bằng nhiên liệu.

Mặc dù không phải là một chỉ tiêu kỹ thuật có ảnh hưởng quyết định đến chất lượng hoạt động của động cơ, nhưng người ta thường căn cứ vào độ nhớt để phân loại dầu diesel nặng. Sở dĩ như vậy là vì :

- Độ nhớt là một đại lượng dễ xác định.
- Độ nhớt có liên quan đến nhiều tính chất khác của dầu diesel. Ví dụ : nếu nhiên liệu nặng có độ nhớt dưới 3500 sec Redwood, thì số cetane thường cao hơn 25 và hàm lượng tạp chất cũng thường thấp hơn mức quy định. Như vậy, trong trường hợp không có đủ tư liệu cần thiết, có thể xếp loại dầu diesel với độ chính xác nhất định nếu biết độ nhớt của nó.

2) Tính tự bốc cháy

Tính tự bốc cháy của nhiên liệu là tính chất liên quan đến khả năng tự phát hoá khi hỗn hợp nhiên liệu - không khí chịu tác dụng của áp suất và nhiệt độ đủ lớn.

Để định lượng tính tự bốc cháy của nhiên liệu, có thể sử dụng các đại lượng dưới đây :

- **Thời gian chậm cháy** (τ_i) - (Ignition Lag - τ_i) là khoảng thời gian tính từ thời điểm hỗn hợp cháy chịu tác dụng của áp suất và nhiệt độ đủ lớn đến thời điểm xuất hiện những trung tâm cháy đầu tiên. Trong trường hợp động cơ diesel, thời gian chậm cháy (τ_i) được tính từ thời điểm nhiên liệu bắt đầu được phun vào buồng đốt đến thời điểm nhiên liệu phát hoá .

Nhiên liệu có tính tự bốc cháy càng cao thì thời gian chậm cháy (τ_i) càng ngắn, và ngược lại. Thời gian chậm cháy là đại lượng phản ánh tính tự bốc cháy của nhiên liệu diesel theo cách mà chúng ta mong muốn nhất, bởi vì nó có ảnh hưởng mạnh và trực tiếp đến toàn bộ diễn biến và chất lượng của quá trình cháy ở động cơ diesel. Tuy nhiên, thời gian chậm cháy của nhiên liệu diesel ở động cơ thực tế chỉ kéo dài từ vài phần vạn đến vài phần ngàn của một giây . Đo trực tiếp một khoảng thời gian ngắn như vậy là một việc rất khó, cho nên người ta đã sử dụng một số đại lượng khác để đánh giá tính tự bốc cháy trên cơ sở các tính chất lý-hoá của nhiên liệu có liên quan mật thiết với thời gian chậm cháy, hoặc so sánh tính tự bốc cháy của mẫu thử và của nhiên liệu chuẩn.

- **Hàng số Độ nhớt -Tỷ trọng** - (Viscosity Gravity Number - VG) là một thông số được tính toán trên cơ sở độ nhớt và tỷ trọng của dầu diesel . Tùy thuộc vào đơn vị được chọn của độ nhớt , của tỷ trọng và quan điểm của tác giả , công thức tính VG có những dạng khác nhau. Ví dụ , theo [5] , giữa độ nhớt, tỷ trọng và hàng số độ nhớt-tỷ trọng có mối quan hệ như sau :

$$d = 1.0820 VG + (0.776 - 0.72 VG) [\log \log (v - 4)] - 0.0887 \quad (3.6)$$

trong đó : d - tỷ trọng ở 60 °F,

v - độ nhớt động học ở 100 °F , [mSt],

VG - hàng số độ nhớt-tỷ trọng.

- **Chỉ số diesel** - (Diesel Index - DI) là thông số được tính toán trên cơ sở tỷ trọng và điểm aniline của nhiên liệu theo công thức [5] :

$$DI = {}^{\circ}A . 0,01 {}^{\circ}API \quad (3.7)$$

trong đó : ${}^{\circ}A$ - điểm aniline, [°F],

${}^{\circ}API$ - tỷ trọng tính theo thang API.

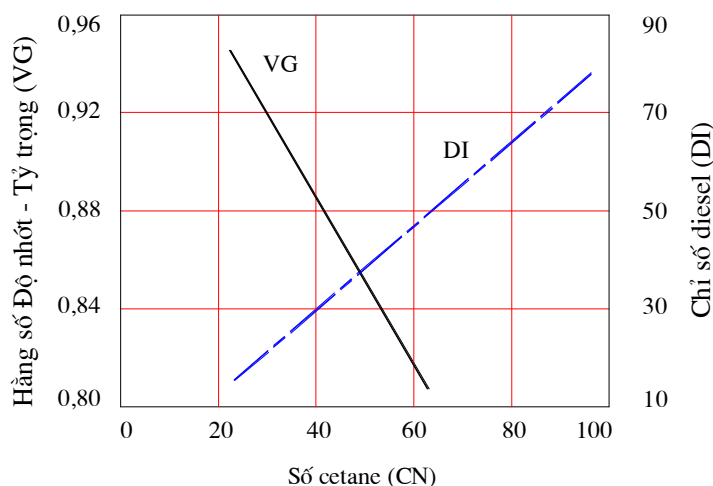
Bởi vì độ nhớt, tỷ trọng và điểm aniline đều là những đại lượng có quan hệ chặt chẽ với thành phần hoá học của dầu diesel xét từ góc độ hàm lượng các nhóm hydrocarbon, nên hằng số độ nhớt-tỷ trọng và chỉ số diesel sẽ phản ánh tính tự bốc cháy của nhiên liệu. Khi được xác định bằng công thức (4.3) và (4.4), VG càng nhỏ thì thời gian chậm cháy càng ngắn, tính tự bốc cháy càng cao; ngược lại, DI càng nhỏ thì thời gian chậm cháy càng dài.

- **Số cetane** - (Cetane Number - CN) là đại lượng đánh giá tính tự bốc cháy của nhiên liệu bằng cách so sánh nó với nhiên liệu chuẩn. Về trị số, đó là số phần trăm thể tích của chất n-cetane ($C_{16}H_{34}$) có trong hỗn hợp với chất α -methylnaphthalen ($C_{10}H_7CH_3$) nếu hỗn hợp này tương đương với nhiên liệu thí nghiệm về tính tự bốc cháy. Nhiên liệu chuẩn là hỗn hợp với những tỷ lệ thể tích khác nhau của n- $C_{16}H_{34}$ và α - $C_{10}H_7CH_3$. n- $C_{16}H_{34}$ là một hydrocarbon loại parafin thường có tính tự bốc cháy rất tốt, người ta quy ước số cetane của nó bằng 100; còn α - $C_{10}H_7CH_3$ là một hydrocarbon thơm, chứa một nhóm methyl trộn lẫn với các nguyên tử hydrogen α , khó tự bốc cháy, có số cetane quy ước bằng 0.

Phương pháp xác định số cetane được áp dụng phổ biến hiện nay là so sánh tỷ số nén tối hạn (ϵ_{th}) của nhiên liệu thí nghiệm và của nhiên liệu chuẩn trên một loại động cơ thí nghiệm đã được tiêu chuẩn hoá và hoạt động ở một chế độ quy ước.

Trên thị trường hiện nay có nhiều loại động cơ thí nghiệm được sử dụng để xác định tính tự bốc cháy của nhiên liệu, như I R 9-3, I R 9-3 M (Liên xô), CFR (Mỹ), v.v. Khi thí nghiệm theo tiêu chuẩn ASTM D613-61T, điều kiện hoạt động của động cơ như sau:

Tốc độ quay : 900 rpm
 Góc phun sớm nhiên liệu : 13°
 Nhiệt độ nước làm mát : $212^\circ F$
 Nhiệt độ không khí nạp : $150^\circ F$.



H. 3-4. Quan hệ giữa VG, DI và CN

Tính tự bốc cháy của nhiên liệu có ảnh hưởng trực tiếp đến diễn biến quá trình cháy ở động cơ diesel và qua đó ảnh hưởng đến các chỉ tiêu chất lượng của động cơ. Thời gian chậm cháy dài sẽ dẫn đến hàng loạt hậu quả sau đây :

- Làm tăng phụ tải cơ học tác dụng lên cơ cấu truyền lực của động cơ do lượng nhiên liệu tập trung trong giai đoạn chậm cháy nhiều hơn dẫn đến tăng tốc độ tăng áp suất (w_p) và áp suất cháy cực đại (p_z).
- Làm giảm công suất và hiệu suất của động cơ do lượng nhiên liệu cháy rất tăng.

Động cơ diesel có tốc độ quay càng cao thì yêu cầu nhiên liệu phải có tính tự bốc cháy càng tốt. Động cơ cao tốc hiện nay yêu cầu nhiên liệu phải có CN ≥ 45 ; động cơ trung tốc - CN ≥ 35 ; động cơ thấp tốc - CN ≥ 25 . Trong một số trường hợp, người ta đã sử dụng các phụ gia để nâng cao tính tự bốc cháy của nhiên liệu diesel.

Bảng 3-8. Ảnh hưởng của một số chất phụ gia đến tính tự bốc cháy của nhiên liệu

Chất phụ gia	Hàm lượng chất phụ gia (% wt) và mức độ tăng tính tự bốc cháy			
	1 %	2 %	3 %	4 %
Acetone peroxide	14	21	27	33
Ethyl nitrate	12	18	23	28
Isoamyl nitrate	11	19	24	29

3.3. TÍNH MÔI CHẤT CÔNG TÁC

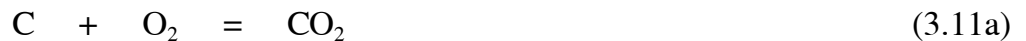
Môi chất công tác (MCCT) là những chất tham gia vào quá trình đốt cháy nhiên liệu, sau đó tiếp nhận nhiệt năng sinh ra trong quá trình nhiên liệu cháy và dẫn nổ để tạo ra cơ năng. Tính MCCT là một trong những công đoạn đầu tiên trong quy trình tính toán và thiết kế ĐCĐT. Thông thường, người ta xác định số lượng MCCT cần thiết tương ứng với 1 đơn vị số lượng nhiên liệu - 1 kg nhiên liệu lỏng hoặc 1 kmol (hoặc 1 m³) nhiên liệu khí.

3.3.1. LƯỢNG KHÔNG KHÍ

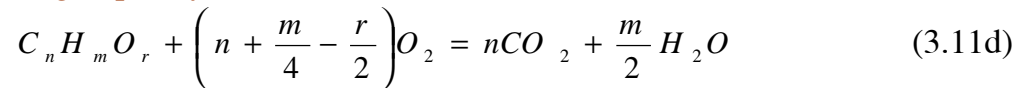
Không khí được đưa vào không gian công tác của ĐCĐT nhằm 2 mục đích : đốt cháy nhiên liệu và quét buồng đốt.

Lượng không khí cần thiết để đốt cháy một đơn vị số lượng nhiên liệu được xác định trên cơ sở cân bằng khối lượng các phương trình phản ứng hoá học mô tả quá trình cháy nhiên liệu như sau :

- Trường hợp cháy hoàn toàn nhiên liệu lỏng :

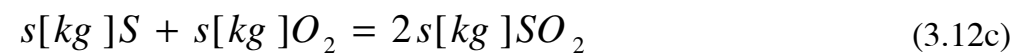
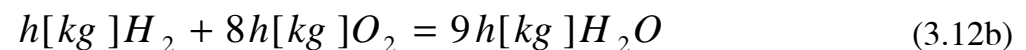
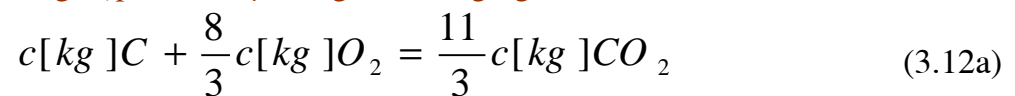


- Trường hợp cháy hoàn toàn nhiên liệu khí :

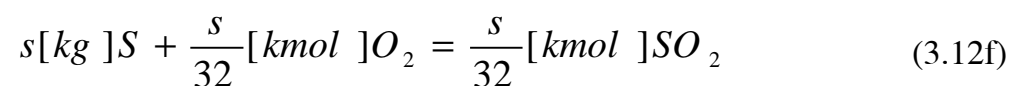
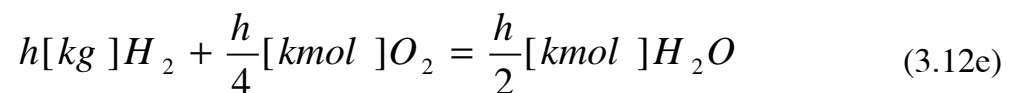
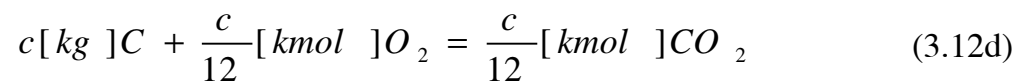


Nếu kí hiệu c, h, s và o_r là hàm lượng tính theo khối lượng của carbon (C), hydro (H₂), lưu huỳnh (S) và oxy (O₂) có trong nhiên liệu lỏng ; kí hiệu C_nH_mO_r là hàm lượng tính theo thể tích của mỗi loại khí có trong nhiên liệu khí, ta có các phương trình cân bằng khối lượng các phương trình phản ứng hoá học (3.11) như sau :

- Trường hợp nhiên liệu lỏng tính bằng kg :



- Đối với nhiên liệu lỏng tính bằng kmol :



- Đối với nhiên liệu khí :

$$1[\text{kmol}]C_nH_mO_r + \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) [\text{kmol}]O_2 = n[\text{kmol}]CO_2 + \frac{m}{2}[\text{kmol}]H_2O \quad (3.12g)$$

Từ các phương trình (3.11) ta có :

- Số kg oxy lí thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu lỏng :

$$O_0 = \frac{8}{3}c + 8h + s - o_f \quad [\text{kg/kg}] \quad (3.13a)$$

- Số kmol oxy lí thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu lỏng :

$$O_0 = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o_f}{32} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.13b)$$

- Số kmol oxy lí thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kmol nhiên liệu khí :

$$O_0 = \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_nH_mO_r \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (3.13c)$$

Vì hàm lượng của oxy trong không khí là 0,23 % tính theo khối lượng hoặc 21 % tính theo thể tích, ta có :

- Số kg không khí lí thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu (L_0)

$$L_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot c + 8 \cdot h + s - o_f \right) \quad [\text{kg/kg}] \quad (3.14)$$

- Số kmol không khí lí thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu (M_0)

- Đối với nhiên liệu lỏng

$$M_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o_f}{32} \right) \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.15a)$$

- Đối với nhiên liệu khí :

$$M_0 = \frac{1}{0,21} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_nH_mO_r \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (3.15b)$$

Để đảm bảo cho nhiên liệu được đốt cháy hoàn toàn thì lượng không khí thực tế nạp vào không gian công tác của xylanh phải bằng hoặc lớn hơn lượng không khí lý thuyết cần thiết (L_0) được xác định bằng phương pháp trình bày ở trên. Mặt khác, trong hoạt động thực tế của động cơ xăng và động cơ ga, có những chế độ làm việc yêu cầu $L < L_0$. Như vậy, L có thể lớn hơn, bằng hoặc nhỏ hơn L_0 . Để đánh giá mức độ khác nhau giữa L và L_0 , người ta dùng đại lượng có tên gọi là **Hệ số dư lượng không khí** (λ) (xem mục 5.3) và lượng không khí thực tế cần thiết được xác định như sau :

- Số kg không khí thực tế cần thiết để đốt cháy 1 kg nhiên liệu (L)

$$L = \lambda \cdot L_0 \quad [\text{kg/kg}] \quad (3.16)$$

- Số kmol không khí thực tế cần thiết để đốt cháy 1 kg nhiên liệu (M)

$$M = \lambda \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.17)$$

3.3.2. LƯỢNG HỖN HỢP KHÍ CÔNG TÁC

- Số kg hỗn hợp cháy ứng với 1 kg nhiên liệu (L_1)

$$L_1 = 1 + \lambda \cdot L_0 \quad [\text{kg/kg}] \quad (3.18)$$

- Số kmol hỗn hợp cháy ứng với 1 đơn vị số lượng nhiên liệu (M_1)

Hỗn hợp cháy (HHC) bao gồm không khí và nhiên liệu. Ở động cơ diesel chạy bằng nhiên liệu lỏng, hỗn hợp cháy được hình thành bên trong không gian công tác của xylanh khi nhiên liệu được phun vào ở cuối hành trình nén. Thể tích nhiên liệu lỏng là rất nhỏ so với thể tích của không khí nên khi tính số kmol HHC ở động cơ diesel chạy bằng nhiên liệu lỏng, người ta thường bỏ qua thể tích của nhiên liệu. Với giả định như vậy, số kmol HHC ứng với 1 kg nhiên liệu lỏng ở động cơ diesel được coi như bằng số kmol không khí :

$$M_1 = \lambda \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.19a)$$

Ở động cơ xăng, HHC được hình thành từ bên ngoài không gian công tác của xylanh, nên nếu xét về thể tích, ngoài thể tích không khí còn có thể tích hơi của 1 kg nhiên liệu, vì vậy :

$$M_1 = I \cdot M_0 + \frac{1}{m_f} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.19b)$$

trong đó, m_f là phân tử lượng của nhiên liệu.

Trong trường hợp động cơ chạy bằng nhiên liệu khí, M_1 được xác định bằng công thức :

$$M_1 = 1 + \lambda \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (3.19c)$$

- Số kmol MCCT tại thời điểm đầu quá trình nén (M_a) - MCCT tại thời điểm cuối quá trình nén bao gồm HHC và khí sót, như vậy :

$$M_a = M_1 + M_r = M_1 (1 + \gamma_r) \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.20)$$

- Số kmol MCCT tại thời điểm cuối quá trình nén (M_c) - MCCT tại thời điểm cuối quá trình nén (M_c) cũng bao gồm HHC và khí sót, nhưng có số lượng nhỏ hơn lượng MCCT tại thời điểm đầu quá trình nén (M_a) do lọt khí qua khe hở giữa piston và xylanh. Tuy nhiên, lượng khí lọt thường rất nhỏ trong trường hợp động cơ có tình trạng kỹ thuật tốt, nên khi thiết kế sơ bộ có thể coi $M_c = M_a$:

$$M_c = M_1 (1 + \gamma_r) \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.21)$$

3.3.3. LƯỢNG SẢN PHẨM CHÁY TRONG TRƯỜNG HỢP CHÁY HOÀN TOÀN

Khi tính toán MCCT, nhiên liệu được coi là sẽ cháy hoàn toàn khi có đủ hoặc dư không khí ($\lambda \geq 1$) và cháy không hoàn toàn khi $\lambda < 1$.

Sản phẩm cháy hoàn toàn bao gồm dioxide carbon (CO_2), hơi nước (H_2O), oxyt lưu huỳnh (SO_2), oxy dư (O_2) và nitơ có trong không khí (N_2). Kí hiệu M_2 là số kmol sản phẩm cháy, M_{CO_2} , $M_{\text{H}_2\text{O}}$, M_{SO_2} , M_{O_2} , M_{N_2} là số kmol các chất khí CO_2 , H_2O , SO_2 , O_2 và N_2 có trong sản phẩm cháy ứng với 1 đơn vị số lượng nhiên liệu, căn cứ vào phương trình (3.12) ta có :

- **Đối với nhiên liệu lỏng**

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{c}{12} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.22a)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{h}{2} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.22b)$$

$$M_{\text{SO}_2} = \frac{s}{32} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.22c)$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (I - 1) \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.22d)$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot I \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.22e)$$

$$(M_2)_{I \geq 1} = \sum M_i = I \cdot M_0 + \frac{h}{4} + \frac{o_f}{32} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.23)$$

- **Đối với nhiên liệu khí**

$$M_{\text{CO}_2} = \sum n \cdot C_n H_m O_r \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (3.24a)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \sum \frac{m}{2} \cdot C_n H_m O_r \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (3.24b)$$

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (I - 1) \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (3.24c)$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot I \cdot M_0 + N_2 \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (3.24d)$$

trong đó N_2 là hàm lượng tính theo thể tích của nitơ có trong nhiên liệu khí.

$$(M_2)_{I \geq 1} = 1 + I \cdot M_0 + \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) \cdot C_n H_m O_r \quad (3.25)$$

3.3.4. LƯỢNG SẢN PHẨM CHÁY TRONG TRƯỜNG HỢP CHÁY KHÔNG HOÀN TOÀN

Trong trường hợp $\lambda < 1$, do thiếu oxy nên một phần C và H_2 không được oxy hoá hoàn toàn thành CO_2 và H_2O và trong sản phẩm cháy sẽ có thêm CO và H_2 . Kết quả phân tích thành phần sản phẩm cháy không hoàn toàn ở ĐCĐT cho thấy rằng : tỷ số giữa hàm lượng hydro chưa cháy (M_{H_2}) và hàm lượng oxyt carbon (M_{CO}) có trong sản phẩm cháy hầu như không đổi và không phụ thuộc vào hệ số dư lượng không khí (λ). Kí hiệu tỷ số này là K, ta có :

$$K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} \quad (3.26)$$

Trị số của K phụ thuộc chủ yếu vào tỷ số giữa hàm lượng hydro (h) và hàm lượng carbon (c) của nhiên liệu. $K \approx 0,3$ với nhiên liệu có $h/c = 0,13$; $K = 0,45 \div 0,50$ với nhiên liệu có $h/c = 0,17 \div 0,19$.

- Lượng CO_2 và CO

Phương trình phản ứng hoá học giữa C và O_2 và phương trình cân bằng khối lượng trong điều kiện thiếu oxy có dạng như sau :

$$2C + O_2 = 2CO \quad (3.27a)$$

$$24[\text{kg}]C + 32[\text{kg}]O_2 = 56[\text{kg}]CO \quad (3.27b)$$

$$24[\text{kg}]C + 1[\text{kmol}]O_2 = 2[\text{kmol}]CO \quad (3.27c)$$

$$1[\text{kg}]C + \frac{4}{3}[\text{kg}]O_2 = \frac{7}{3}[\text{kg}]CO \quad (3.27d)$$

$$1[\text{kg}]C + \frac{1}{24}[\text{kmol}]O_2 = \frac{1}{12}[\text{kmol}]CO \quad (3.27e)$$

Kí hiệu φ_C là phần carbon bị oxy hoá thành CO, ta có :

$$j_C \cdot c[\text{kg}]C + \frac{4}{3}j_C \cdot c[\text{kg}]O_2 = \frac{7}{3}j_C \cdot c[\text{kg}]CO \quad (3.28a)$$

$$\text{hoặc } j_C \cdot c[\text{kg}]C + \frac{j_C \cdot c}{24}[\text{kmol}]O_2 = \frac{j_C \cdot c}{12}[\text{kg}]CO \quad (3.28b)$$

Khi toàn bộ số C trong nhiên liệu cháy thành CO₂ và CO thì từ các phương trình (3.12d) và (3.28b), tổng số sản phẩm cháy C sẽ là :

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{c}{12}(1 - j_c) + \frac{j_c \cdot c}{12} = \frac{c}{12} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.29)$$

• **Lượng H₂O và H₂**

Kí hiệu φ_H là phần H₂ chưa cháy và (1 - φ_H) là phần H₂ cháy thành H₂O, từ phương trình (3.12e) ta có :

$$(j_H - 1) \cdot h[\text{kg}]H_2 + \frac{1 - j_H}{4} \cdot h[\text{kmol}]O_2 = \frac{1 - j_H}{2} \cdot h[\text{kmol}]H_2O \quad (3.30)$$

Lượng H₂ có trong sản phẩm cháy :

$$M_{H_2} = \frac{j_H}{2} \cdot h \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.31)$$

Tổng lượng H₂O và H₂ có trong sản phẩm cháy :

$$M_{H_2O} + M_{H_2} = \frac{1 - j_H}{2} \cdot h + \frac{j_H}{2} \cdot h = \frac{h}{2} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.32)$$

• **Tổng lượng sản phẩm cháy trong trường hợp cháy không hoàn toàn**

$$\begin{aligned} (M_2)_{I < 1} &= M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \\ &= \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0,79 \cdot l \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kg}] \end{aligned} \quad (3.33)$$

• **Lượng oxy cần thiết trong trường hợp cháy không hoàn toàn**

$$\text{Để đốt cháy C thành CO}_2 : \quad (1 - j_c) \cdot \frac{c}{12} = M_{CO_2} \quad (3.34a)$$

$$\text{Để đốt cháy C thành CO :} \quad \frac{j_c \cdot c}{24} = \frac{M_{CO}}{2} \quad (3.34b)$$

$$\text{Để đốt cháy H}_2 : \quad (1 - j_H) \cdot \frac{h}{4} = \frac{M_{H_2O}}{2} \quad (3.34c)$$

• **Tổng lượng oxy cần thiết**

$$\begin{aligned} M_{CO_2} + \frac{M_{CO}}{2} + \frac{M_{H_2O}}{2} &= 0,21 \cdot l \cdot M_0 + \frac{o_f}{32} \\ &= l \cdot \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o_f}{32} \right) + \frac{o_f}{32} \end{aligned} \quad (3.35)$$

• **Hàm lượng các chất khí có trong sản phẩm cháy**

Từ phương trình (3.26), (3.29) và (3.32) :

$$M_{CO_2} = \frac{c}{12} - M_{CO} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.36)$$

$$M_{H_2O} = \frac{h}{2} - M_{H_2} = \frac{h}{2} - K \cdot M_{CO} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.37)$$

Thay (3.36) và (3.37) vào (3.35) ta có :

$$\frac{c}{12} - M_{CO} + \frac{M_{CO}}{2} + \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - K \cdot M_{CO} \right) = I \cdot \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o_f}{32} \right) + \frac{o_f}{32}$$

hoặc

$$\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o_f}{32} - I \cdot \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o_f}{32} \right) = \frac{M_{CO}}{2} \cdot (1 + K) \quad (3.38)$$

hoặc

$$0,21(1 - I) \cdot M_0 = \frac{M_{CO}}{2} \cdot (1 + K) \quad (3.39)$$

Từ các phương trình (3.26), (3.36), (3.37) và (3.39) ta có :

$$M_{CO} = 0,42 \cdot \frac{1 - I}{1 + K} \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.40)$$

$$M_{CO_2} = \frac{c}{12} - 0,42 \cdot \frac{1 - I}{1 + K} \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.41)$$

$$M_{H_2} = 0,42 \cdot K \cdot \frac{1 - I}{1 + K} \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.42)$$

$$M_{H_2O} = \frac{h}{2} - 0,42 \cdot K \cdot \frac{1 - I}{1 + K} \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.43)$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot I \cdot M_0 \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.44)$$

3.3.5. HỆ SỐ BIẾN ĐỔI PHÂN TỬ

So sánh các biểu thức (3.19) với (3.23), (3.25) và (3.33) ta thấy rằng số kmol sản phẩm cháy (M_2) và số kmol hỗn hợp cháy (M_1) không bằng nhau. Nếu kí hiệu ΔM là đại lượng đánh giá sự thay đổi số kmol của MCCT do nhiên liệu cháy, ta có :

Đối với động cơ diesel, từ biểu thức (3.19a) và (3.23) :

$$\begin{aligned}\Delta M &= (M_2)_{l>1} - M_1 = l \cdot M_0 + \frac{h}{4} + \frac{o_f}{32} - l \cdot M_0 \\ &= \frac{h + \frac{o_f}{8}}{4} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.45a)\end{aligned}$$

• Đối với động cơ xăng khi $l > 1$, từ biểu thức (3.19b) và (3.23) :

$$\begin{aligned}\Delta M &= (M_2)_{l>1} - M_1 = l \cdot M_0 + \frac{h}{4} + \frac{o_f}{32} - \left(l \cdot M_0 + \frac{1}{m_f} \right) \\ &= \frac{h + \frac{o_f}{8}}{4} - \frac{1}{m_f} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.45b)\end{aligned}$$

• Đối với động cơ xăng khi $l < 1$, từ biểu thức (3.19b) và (3.33) :

$$\begin{aligned}\Delta M &= (M_2)_{l<1} - M_1 = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0,79 \cdot l \cdot M_0 - \left(l \cdot M_0 + \frac{1}{m_f} \right) \\ &= 0,21 \cdot (1 - l) \cdot M_0 + \frac{h + \frac{o_f}{8}}{4} - \frac{1}{m_f} \quad [\text{kmol/kg}] \quad (3.45c)\end{aligned}$$

Các biểu thức (3.45a), (3.45b) và (3.45c) cho thấy rằng : khi đốt cháy nhiên liệu lỏng, số kmol (phân tử) sản phẩm cháy nhiều hơn so với số kmol hỗn hợp cháy ($\Delta M > 0$). Hiện tượng này làm tăng áp suất sau khi cháy nếu giữ thể tích không đổi hoặc làm tăng thể tích nếu giữ áp suất không đổi.

- **Đối với nhiên liệu khí với $l \approx 1$, từ biểu thức (3.19c) và (3.25) :**

$$\Delta M = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) \cdot C_n H_m O_r \quad [\text{kmol/kmol}] \quad (3.45d)$$

Từ (3.45d) thấy rằng : ΔM phụ thuộc vào hàm lượng nguyên tử của các nguyên tố hoá học có trong các chất khí $C_n H_m O_r$ và ΔM có thể lớn hơn, bằng hoặc nhỏ hơn 0.

- **Hệ số biến đổi phân tử lí thuyết (b_0)** - Sự thay đổi số kmol của MCCT sau khi nhiên liệu cháy so với trước khi cháy được đánh giá bằng đại lượng gọi là **Hệ số biến đổi phân tử lí thuyết** :

$$b_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_1 + \Delta M}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} \quad (3.46a)$$

- **Hệ số biến đổi phân tử lí thuyết ở động cơ diesel :**

$$b_0 = 1 + \frac{h + \frac{o_f}{8}}{l \cdot M_0} \quad (3.46b)$$

- **Hệ số biến đổi phân tử lí thuyết ở động cơ xăng khi $l \approx 1$:**

$$(b_0)_{l \approx 1} = 1 + \frac{\frac{h + \frac{o_f}{8}}{4} - \frac{1}{m_f}}{l \cdot M_0 + \frac{1}{m_f}} \quad (3.46c)$$

- **Hệ số biến đổi phân tử lí thuyết ở động cơ xăng khi $l < 1$:**

$$(b_0)_{l < 1} = 1 + \frac{0,21 \cdot (1 - l) \cdot M_0 + \frac{h + \frac{o_f}{8}}{4} - \frac{1}{m_f}}{l \cdot M_0 + \frac{1}{m_f}} \quad (3.46d)$$

- **Hệ số biến đổi phân tử lí thuyết ở động cơ ga :**

$$b_0 = 1 + \frac{\Delta M}{l \cdot M_0 + 1} \quad (3.46e)$$

- **Hệ số biến đổi phân tử thực tế (β_x)** - Ở ĐCĐT thực tế, MCCT tại thời điểm trước quá trình cháy bao gồm hỗn hợp cháy (M_1) và khí sót (M_r). Sau khi cháy, M_1 chuyển thành M_2 , còn M_r không đổi. Tỷ số giữa số MCCT sau và trước khi cháy được gọi là Hệ số biến đổi phân tử thực tế :

$$b_x = \frac{M_1 + M_r + \Delta M_x}{M_1 + M_r} = \frac{M_1 \cdot (1 + g_r) + \Delta M_x}{M_1 \cdot (1 + g_r)}$$

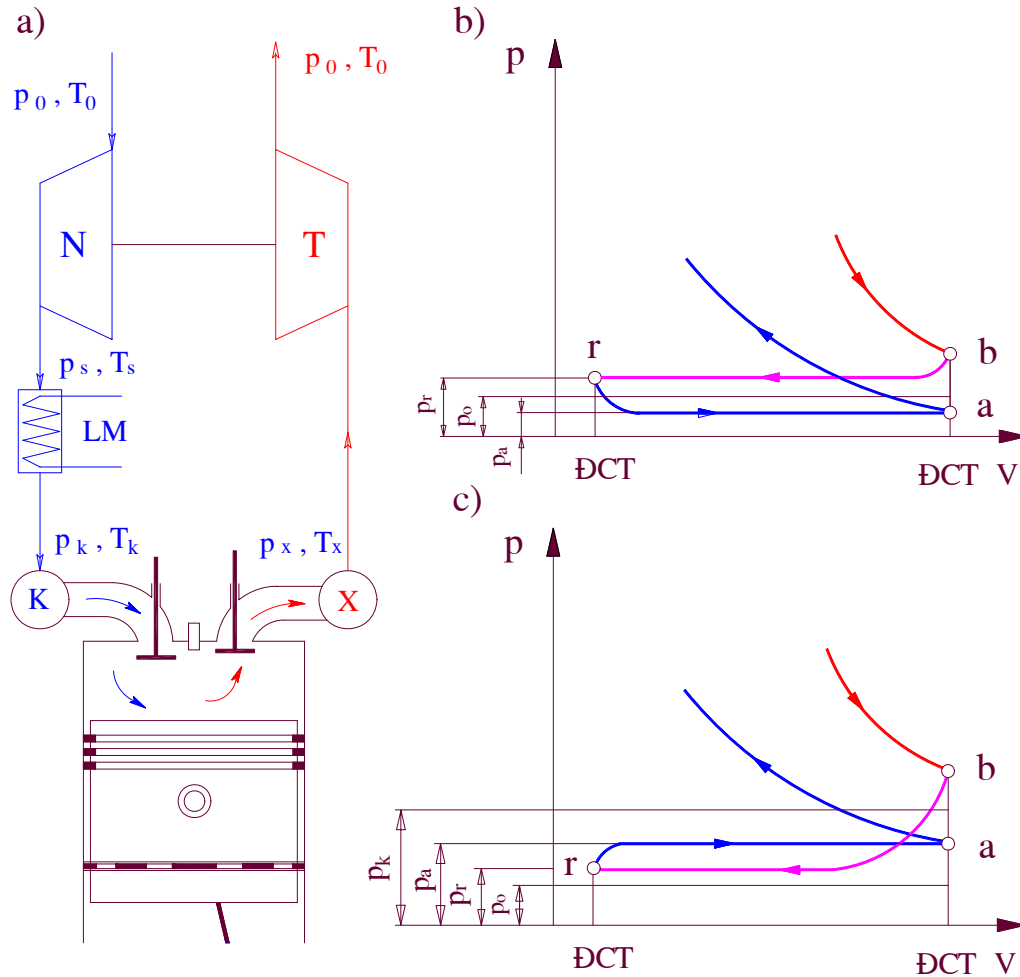
$$= 1 + \frac{\frac{\Delta M_x}{M_1} \cdot x}{1 + g_r} = 1 + \frac{\frac{M_2 - M_1}{M_1} \cdot x}{1 + g_r} = 1 + \frac{(b_0 - 1) \cdot x}{1 + g_r} \quad (3.47)$$

trong đó x là phân nhiên liệu đã bốc cháy tính từ đầu quá trình cháy đến thời điểm đang xét. Nếu coi z là thời điểm kết thúc quá trình cháy, khi đó $x = 1$ và hệ số biến đổi phân tử thực tế tại z sẽ bằng :

$$b_z = 1 + \frac{b_0 - 1}{1 + g_r} \quad (3.48)$$

QUÁ TRÌNH NẠP - XẢ

4.1. CÁC THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG CỦA QUÁ TRÌNH NẠP-XẢ

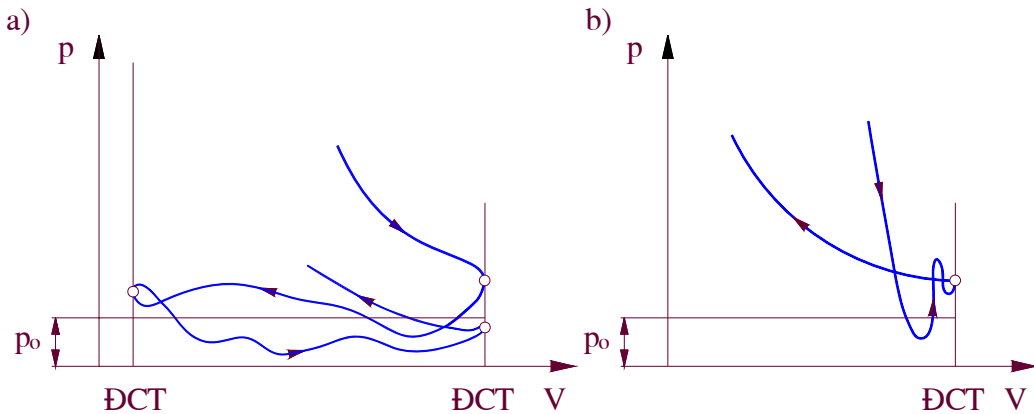


H. 4-1. Một số thông số đặc trưng của quá trình nạp-xả

- a) Sơ đồ hệ thống nạp-xả, b) Quá trình nạp-xả ở động cơ 4 kỳ không tăng áp, c) Quá trình nạp-xả ở động cơ 4 kỳ tăng áp
 K- ống góp khí nạp, X - ống góp khí thải, T- turbine khí thải, N- máy nén khí tăng áp, LM - thiết bị làm mát khí tăng áp.
 p_0, T_0 - áp suất và nhiệt độ khí quyển, p_s, T_s - áp suất và nhiệt độ của khí nạp sau máy nén, p_k, T_k - áp suất và nhiệt độ khí mới, p_x, T_x - áp suất và nhiệt độ khí thải, p_a - áp suất cuối quá trình nạp, p_r - áp suất khí sót.

Như chúng ta đã biết, hoạt động của ĐCĐT có tính chu kỳ, tức là có các chu trình công tác kế tiếp nhau. Để thực hiện được chu trình công tác tiếp theo, phải xả hết khí thải ra khỏi không gian công tác của xylanh rồi nạp vào đó khí mới. Quá trình nạp khí mới và xả khí thải có liên quan mật thiết với nhau và được gọi chung là **quá trình nạp-xả** hoặc **quá trình thay đổi khí** hoặc **quá trình trao đổi khí**.

Do sự thay đổi tiết diện lưu thông và vận tốc của piston cũng như ảnh hưởng của hàng loạt hiện tượng khí động khác nên áp suất của MCCT trong xylanh trong quá trình nạp-xả biến đổi rất phức tạp. H. 4.2 giới thiệu một ví dụ về đồ thị công thu được khi dùng thiết bị ghi áp suất có độ nhạy cao. Tuy nhiên, sự dao động của áp suất của MCCT trong quá trình nạp-xả có ảnh hưởng không đáng kể đến tổng diện tích đồ thị công nên khi tính và vẽ chu trình, người ta thường qui ước áp suất của MCCT trong thời gian diễn ra quá trình xả và nạp là không đổi (H. 4-1b và H. 4-1c).



H. 4-2. Áp suất của MCCT trong quá trình nạp-xả được đo bằng thiết bị có độ nhạy cao

1) Áp suất khí nạp (p_k)

Áp suất khí nạp (p_k) là áp suất được xác định tại không gian chứa khí nạp trước khi vào không gian công tác của xylanh (trước xupáp nạp đối với động cơ 4 kỳ hoặc trước cửa nạp đối với động cơ 2 kỳ).

$$p_k = p_0 - \Delta p_0 \quad \text{- Động cơ 4 kỳ không tăng áp}$$

$$p_k = p_s - \Delta p_m \quad \text{- Động cơ 4 kỳ tăng áp và 2 kỳ}$$

trong đó : p_0 - áp suất khí quyển,

p_s - áp suất sau máy nén khí nạp,

Δp_0 - tổn thất áp suất do lực cản của lọc khí và đường ống nạp,

Δp_m - tổn thất áp suất do lực cản của thiết bị làm mát khí tăng áp.

Trị số của Δp_0 phụ thuộc vào đặc điểm cấu tạo, chất lượng chế tạo, tình trạng kỹ thuật của lọc khí và đường ống nạp.

Trị số của Δp_m phụ thuộc chủ yếu vào đặc điểm cấu tạo của thiết bị làm mát.

Áp suất p_s được quyết định bởi phương pháp tăng áp và mức độ cường hoá động cơ.

Bảng 4-1. Áp suất khí nạp ở ĐCĐT

Loại động cơ	Áp suất khí nạp (p_k)	
	Tăng áp truyền động cơ khí	Tăng áp bằng turbine khí thải
Động cơ thấp tốc, công suất lớn	(1,1 ÷ 1,2) p_0	(1,3 ÷ 1,7) p_0
Động cơ có công suất và tốc độ trung bình	(1,2 ÷ 1,4) p_0	(1,5 ÷ 3,0) p_0
Động cơ ô tô, máy kéo	(1,2 ÷ 1,5) p_0	(1,5 ÷ 1,7) p_0
Động cơ cường hoá cao		→ 5,0 p_0

2) Nhiệt độ khí nạp (T_k)

Nhiệt độ khí nạp (T_k) là nhiệt độ được xác định tại không gian chứa khí nạp trước khi vào không gian công tác của xyalanh.

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_m \quad (4.1)$$

trong đó :

p_0, T_0 - áp suất và nhiệt độ khí quyển,

p_s - áp suất khí nạp sau máy nén,

m - chỉ số nén đa biến,

ΔT_m - mức độ làm mát khí tăng áp.

Chỉ số nén đa biến trong máy nén tăng áp (m) phụ thuộc vào loại máy nén. Mức hạ nhiệt độ khí qua thiết bị làm mát khí tăng áp (ΔT_m) phụ thuộc vào mức độ tăng áp, thiết bị và phương pháp làm mát khí tăng áp.

$$\Delta T_m = 25^0 \div 50^0$$

$m = 1,45 \div 1,60$ - Máy nén piston

$m = 1,65 \div 1,80$ - Máy nén roto

$m = 1,45 \div 1,80$ - Máy nén ly tâm

3) Áp suất cuối quá trình nạp (p_a)

Áp suất cuối quá trình nạp (p_a) là một trong những thông số liên quan trực tiếp đến lượng khí mới được nạp vào không gian công tác của xy lanh trong mỗi chu trình, từ đó quyết định công suất mà động cơ có thể phát ra. Để hiểu rõ hơn ảnh hưởng của các yếu tố khác nhau đến p_a , chúng ta viết phương trình Bernoullie cho dòng khí nạp tại các vị trí trước và sau cửa nạp như sau :

$$\frac{P_k}{\rho_k} + g \cdot H_k + \frac{w_k^2}{2} = \frac{P_a}{\rho_a} + \beta_n^2 \cdot \frac{w_n^2}{2} + \xi_n \cdot \frac{w_n^2}{2} + g \cdot H_a \quad (4.2)$$

trong đó :

p_k, p_a - áp suất của khí nạp trước cửa nạp và áp suất trong xy lanh,

H_k, H_a - độ cao của cửa nạp và độ cao của không gian công tác tại vị trí đang xét ,

ρ_a - mật độ của khí nạp trong xy lanh,

w_k - vận tốc của khí nạp trước cửa nạp,

w_n - vận tốc trung bình của khí nạp tại cửa nạp,

β_n - hệ số tính đến ảnh hưởng của tiết diện lưu thông của cửa nạp,

ξ_n - hệ số cản của đường ống nạp.

Có thể xem $H_k \approx H_a$, $\rho_k \approx \rho_a$ và $w_k \ll w_n$, từ biểu thức (4.2) ta có :

$$\Delta p_a = p_k - p_a = (\beta_n^2 + \xi_n) \cdot \frac{\rho_k}{2} \cdot w_n^2 \quad (4.3)$$

Từ phương trình liên tục của dòng khí nạp ta có :

$$w_n = C_m \cdot \frac{A_p}{A_n} = \frac{S \cdot n}{30} \cdot \frac{A_p}{A_n} \quad (4.4)$$

trong đó :

C_m - vận tốc trung bình của piston, [m/s]

A_p - tiết diện đỉnh piston, [m²]

A_n - tiết diện lưu thông của cửa nạp, [m²]

S - hành trình của piston, [m]

n - tốc độ quay của động cơ, [rpm]

Kết hợp (4.3) và (4.4) ta có :

$$\Delta p_a = (\beta_n^2 + \xi_n) \cdot \frac{\rho_k}{2} \cdot \left(\frac{S \cdot A_p}{30} \right)^2 \cdot \frac{n^2}{A_n^2} = K_n \cdot \frac{n^2}{A_n^2} \quad (4.5)$$

Từ biểu thức (4.5) ta thấy, để giảm tổn thất áp suất trên đường ống nạp, qua đó tăng áp suất của khí nạp trong không gian công tác của xy lanh, có thể áp dụng các biện pháp sau :

- Giảm sức cản của hệ thống nạp bằng cách tạo đường ống nạp có tiết diện lưu thông lớn và hình dạng khí động tốt.
- Tăng đường kính của xupap nạp hoặc dùng nhiều xupap.

Trị số của áp suất cuối quá trình nạp nằm trong phạm vi như sau [1] :

$$p_a = (0,80 \div 0,90) p_k \quad - \text{Động cơ 4 kỳ không tăng áp}$$

$$p_a = (0,90 \div 0,96) p_k \quad - \text{Động cơ 4 kỳ tăng áp}$$

$$p_a = (0,85 \div 1,05) p_k \quad - \text{Động cơ 2 kỳ}$$

4) Áp suất (p_r) và nhiệt độ khí sót (T_r)

Áp suất khí sót (p_r) và Nhiệt độ khí sót (T_r) là áp suất và nhiệt độ của khí sót trong không gian công tác của xy lanh tại thời điểm cuối quá trình xả.

Áp suất khí sót lớn hơn áp suất trong đường ống xả do sức cản khí động của cửa xả, ống xả, bình tiêu âm và thiết bị tận dụng nhiệt khí thải (nếu có). Tương tự như đối với áp suất cuối quá trình nạp (p_a), áp suất khí sót (p_r) có thể được thể hiện như sau :

$$p_r = p_x + \Delta p_r = p_x + K_x \cdot \frac{n^2}{A_x^2} \quad (4.6)$$

trong đó :

- p_x - áp suất trong đường ống xả,
- Δp_x - kháng áp trong hệ thống xả,
- n - tốc độ quay của động cơ,
- A_x - tiết diện lưu thông của cửa xả,
- K_x - hệ số.

Nhiệt độ khí sót (T_r) phụ thuộc chủ yếu vào hệ số dư lượng không khí, tỷ số nén và cường độ trao đổi nhiệt giữa MCCT với vách xy lanh trong quá trình dẫn nở và xả.

Trị số của p_r và T_r nằm trong phạm vi sau :

$$p_r = (1,03 \div 1,06) p_0 \quad - \text{Động cơ thấp tốc}$$

$$p_r = (1,05 \div 1,10) p_0 \quad - \text{Động cơ cao tốc}$$

$$p_r = 700 \div 900 \text{ K} \quad - \text{Động cơ diesel}$$

$$T_r = 900 \div 1000 \text{ K} \quad - \text{Động cơ xăng}$$

$$T_r = 750 \div 1000 \text{ K} \quad - \text{Động cơ chạy bằng nhiên liệu khí.}$$

5) Nhiệt độ cuối quá trình nạp (T_a)

MCCT cuối quá trình nạp bao gồm khí mới và khí sót. Nhiệt độ của MCCT cuối quá trình nạp (T_a) lớn hơn nhiệt độ của khí nạp (T_k) do nhận nhiệt từ các bề mặt nóng (vách ống nạp, bề mặt xupap nạp, vách xy lanh) và hoà trộn với khí sót có nhiệt độ cao hơn. Có thể xác định T_a từ phương trình cân bằng nhiệt của khí mới và khí sót tại những thời điểm trước và sau khi hoà trộn, với giả định rằng quá trình hoà trộn diễn ra trong điều kiện $p_a = \text{const}$ và nhiệt độ khí sót (T_r) không đổi khi khí sót dẫn nở từ áp suất p_r xuống p_a , như sau :

$$m_1 \cdot c_p \cdot (T_k + \Delta T_k) + m_r \cdot c_p'' \cdot T_r = (m_1 + m_r) \cdot c_p' \cdot T_a \quad (4.7)$$

trong đó :

- c_p - tỷ nhiệt đẳng áp của khí mới,
- c_p'' - tỷ nhiệt đẳng áp của khí sót,
- c_p' - tỷ nhiệt đẳng áp của hỗn hợp khí công tác cuối quá trình nạp,
- ΔT_k - mức độ sấy nóng khí mới, [K]

Mức độ sấy nóng khí mới (ΔT_k) phụ thuộc vào nhiệt độ của các bề mặt tiếp xúc, vận tốc của dòng khí nạp, thời gian diễn ra quá trình nạp, v.v. ΔT_k ở động cơ xăng thường thấp hơn ở động cơ diesel do một phần nhiệt truyền từ bề mặt nóng được sử dụng để hoá hơi các hạt xăng trong quá trình nạp.

Trị số của c_p , c_p'' và c_p' phụ thuộc vào nhiệt độ và thành phần của khí mới, khí sót và hỗn hợp khí mới-khí sót. Nhiệt độ và thành phần của khí mới và hỗn hợp khí mới - khí sót khác nhau không nhiều nên có thể xem $c_p = c_p'$; còn $c_p'' = \lambda_1 \cdot c_p$, trong đó λ_1 là hệ số hiệu chỉnh tỷ nhiệt. λ_1 phụ thuộc vào hệ số dư lượng không khí (λ) và nhiệt độ khí sót (T_r).

Chia cả 2 vế phương trình (4.7) cho m_1 và thay $c_p' = c_p$, $c_p'' = \lambda_1 \cdot c_p$, $m_1/m_r = \gamma_r$, sau khi biến đổi ta có :

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T_k + \lambda_1 \cdot \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (4.8)$$

Trị số của ΔT_k , λ_1 và T_a nằm trong phạm vi sau :

- | | |
|------------------------------|---------------------------------|
| $\Delta T_k = 20 \div 40$ °C | - Động cơ diesel |
| $\Delta T_k = 0 \div 20$ °C | - Động cơ xăng |
| $\lambda_1 = 1,5 \div 1,8$ | - Động cơ diesel |
| $\lambda_1 = 1,11 \div 1,17$ | - Động cơ xăng |
| $T_a = 310 \div 350$ K | - Động cơ 4 kỳ không tăng áp |
| $T_a = 320 \div 400$ K | - Động cơ 4 kỳ tăng áp và 2 kỳ. |

6) Hệ số khí sót (γ_r)

Hệ số khí sót (γ_r) là đại lượng được xác định bằng tỷ số giữa lượng khí sót (m_r) và lượng khí mới được nạp vào không gian công tác của xy lanh (m_1) :

$$\gamma_r = \frac{m_r}{m_1} \quad (4.9)$$

Hệ số khí sót là đại lượng đánh giá lượng khí thải còn sót lại trong không gian công tác sau mỗi chu trình, tức là đánh giá chất lượng quá trình xả.

Hệ số khí sót phụ thuộc chủ yếu vào phương pháp nạp-xả và có trị số nằm trong phạm vi sau [2] :

$\gamma_r = 0,01 \div 0,03$	- Động cơ 4 kỳ
$\gamma_r = 0,03 \div 0,06$	- Động cơ 2 kỳ quét thẳng
$\gamma_r = 0,06 \div 0,20$	- Động cơ 2 kỳ quét vòng có máy nén riêng
$\gamma_r = 0,25 \div 0,40$	- Động cơ 2 kỳ dùng hộp cacte làm máy nén.

7) Hệ số nạp (η_v)

Hệ số nạp (η_v) được xác định bằng tỷ số giữa lượng khí mới thực tế được nạp vào xy lanh trong một chu trình (m_1) và lượng khí mới so sánh chứa đầy dung tích công tác của xy lanh ở điều kiện áp suất và nhiệt độ trước cửa nạp (m_s) :

$$\eta_v = \frac{m_1}{m_s} \quad (4.10)$$

Lượng khí mới so sánh (m_s) có thể xác định được theo phương trình trạng thái tại cửa nạp :

$$m_s = \frac{p_k \cdot V_s}{R_k \cdot T_k} \quad (4.11)$$

Lượng khí mới thực tế m_1 bao gồm :

- Lượng khí mới có trong xy lanh tại thời điểm cuối hành trình nạp (m'_a),
- Lượng khí mới được nạp thêm .

Lượng hỗn hợp khí công tác tại thời điểm cuối hành trình nạp (m_a) bằng tổng lượng khí mới cuối hành trình nạp (m'_a) và với lượng khí sót (m_r). Phương trình trạng thái tại thời điểm cuối hành trình nạp có dạng như sau :

$$m_a = m'_a + m_r = \frac{p_a \cdot V_a}{R_a \cdot T_a} \quad (4.12)$$

Lượng hỗn hợp khí công tác tại thời điểm cuối quá trình nạp (m_{a1}) bằng tổng lượng khí mới (m_1) và lượng khí sót (m_r) :

$$m_{a1} = m_1 + m_r = m_1(1 + \gamma_r) \quad (4.13a)$$

Nếu dùng **Hệ số nạp thêm** (λ_2) để đánh giá mức độ nạp thêm, có thể viết biểu thức (4.13a) dưới dạng khác như sau :

$$m_{a1} = m_1(1 + \gamma_r) = \lambda_2 \cdot m_a \quad (4.13b)$$

λ_2 có trị số khoảng $1,02 \div 1,07$, tùy thuộc vào phương pháp nạp và góc độ phối khí.

Từ các biểu thức (4.13b) và (4.12) ta có :

$$m_1 = \lambda_2 \cdot \frac{m_a}{1 + \gamma_r} = \lambda_2 \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot \frac{p_a \cdot V_a}{R_a \cdot T_a} \quad (4.14)$$

Thế m_s từ (4.11) và m_1 từ (4.14) vào (4.10), đồng thời thay xem $R_a = R_k$ và thay $V_a = V_s + V_c = V_s + \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = V_s \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$, sau khi rút gọn ta có :

$$\eta_v = \lambda_2 \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \quad (4.15)$$

Trị số của η_v nằm trong phạm vi sau [2] :

$\eta_v = 0,65 \div 0,80$	- Động cơ xăng 4 kỳ
$\eta_v = 0,75 \div 0,90$	- Động cơ diesel 4 kỳ
$\eta_v = 0,40 \div 0,80$	- Động cơ 2 kỳ.

8) Hệ số quét (η_q)

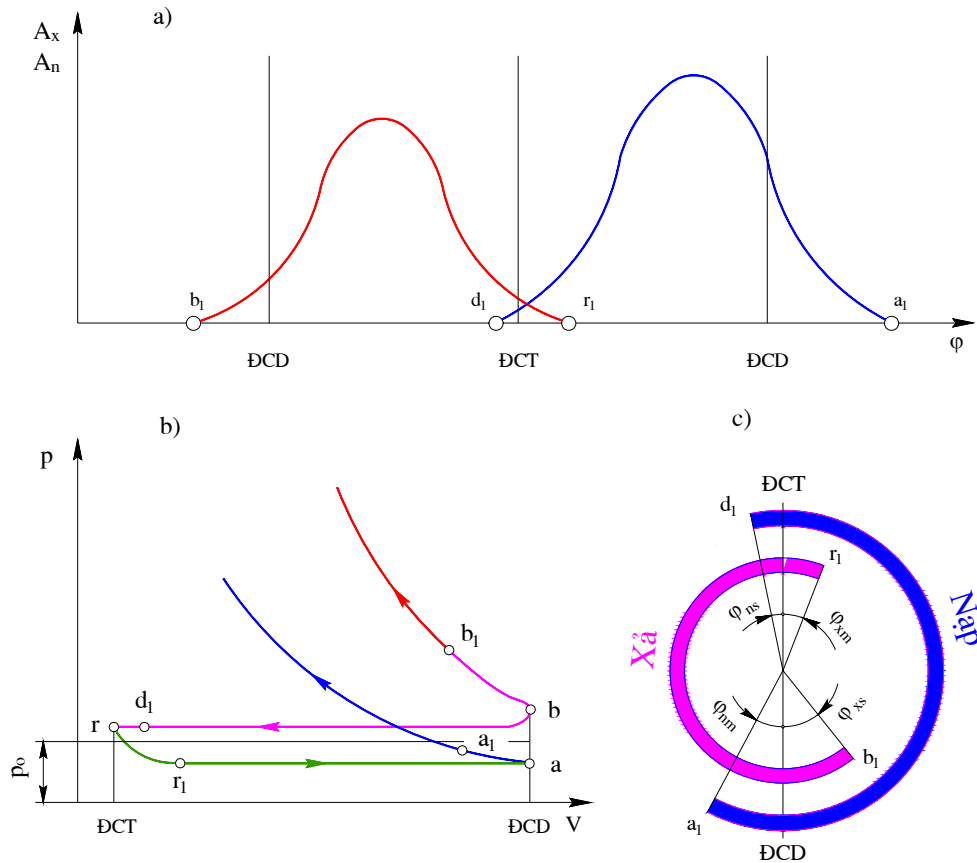
Trong một số trường hợp, đặc biệt đối với động cơ 2 kỳ và động cơ tăng áp, một lượng nhất định khí mới được chủ động cho thoát ra khỏi không gian công tác của xy lanh qua xupap xả hoặc cửa xả cùng với khí thải nhằm mục đích giảm lượng khí sót và làm mát buồng đốt. Để đánh giá lượng khí mới nói trên, người ta dùng đại lượng gọi là **Hệ số quét** (η_q) :

$$\eta_q = \frac{M_q}{M_1} \quad (4.16)$$

trong đó M_q là lượng khí mới đi qua cửa nạp hoặc xupap nạp vào không gian công tác của xy lanh.

4.2. QUÁ TRÌNH NẠP - XẢ Ở ĐỘNG CƠ 4 KỲ

4.2.1. DIỄN BIẾN VÀ CÁC THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG



H. 4-3. Đồ thị biểu diễn quá trình nạp-xả ở động cơ 4 kỳ

- a) Sự thay đổi tiết diện lưu thông của xupap xả (A_x) và xupap nạp (A_n)
 b) Đồ thị công ; c) Đồ thị góc

Quá trình nạp-xả ở động cơ 4 kỳ kéo dài từ thời điểm xupap xả bắt đầu mở đến thời điểm xupap nạp đóng hoàn toàn. Căn cứ vào đặc điểm làm việc của cơ cấu nạp-xả, có thể chia quá trình nạp-xả ở động cơ 4 kỳ thành 5 giai đoạn : **xả tự do**, **xả cưỡng bức**, **quét buồng đốt**, **nạp chính** và **nạp thêm**.

1) Xả tự do

Giai đoạn **Xả tự do** (còn gọi là giai đoạn **Xả sớm**) kéo dài từ thời điểm xupap xả bắt đầu mở (điểm b_1 - H. 4.3) đến thời điểm piston tới ĐCD trong hành trình dẫn nổ. Góc quay của trục khuỷu tính từ điểm xupap xả bắt đầu mở đến ĐCD trong hành trình dẫn nổ được gọi là **Góc xả sớm** (φ_{xs}).

Trong giai đoạn xả tự do, MCCT trong không gian công tác của xy lanh tự thoát ra ngoài qua xupap xả. Ở những thời điểm đầu của giai đoạn xả tự do, khí thải lưu động với tốc độ truyền âm do chênh lệch khá lớn giữa áp suất trong và

ngoài xylanh. Chính do chênh lệch khá lớn về áp suất nên chỉ trong một thời gian ngắn của giai đoạn xả tự do đã có khoảng 60 ÷ 70 % tổng lượng khí thải tự thoát ra ngoài.

2) Xả cưỡng bức

Giai đoạn **Xả cưỡng bức** kéo dài từ thời điểm piston rời ĐCD trong hành trình xả đến thời điểm xupap nạp bắt đầu mở (điểm d_1). Góc quay trục khuỷu tính từ điểm xupap nạp bắt đầu mở đến ĐCT trong hành trình xả được gọi là **Góc nạp sớm** (φ_{ns}). Trong giai đoạn này khí thải được piston đẩy ra khỏi không gian công tác qua xupap xả.

3) Quét buồng đốt

Giai đoạn **Quét buồng đốt** kéo dài từ thời điểm xupap nạp bắt đầu mở đến thời điểm xupap xả đóng hoàn toàn (điểm r_1). Góc quay trục khuỷu tính từ ĐCT đến điểm xupap xả đóng hoàn toàn được gọi là **Góc xả muộn** (φ_{xm}).

Trong giai đoạn quét buồng đốt, cả xupap nạp và xupap xả đều mở và có thể có một lượng khí mới cùng khí thải thoát ra khỏi không gian công tác qua xupap xả.

4) Nạp chính

Giai đoạn **Nạp chính** kéo dài từ thời điểm xupap xả đóng hoàn toàn đến thời điểm piston tới ĐCD trong hành trình nạp. Phần lớn lượng khí mới được nạp vào không gian công tác của xylanh trong giai đoạn nạp chính.

5) Nạp thêm

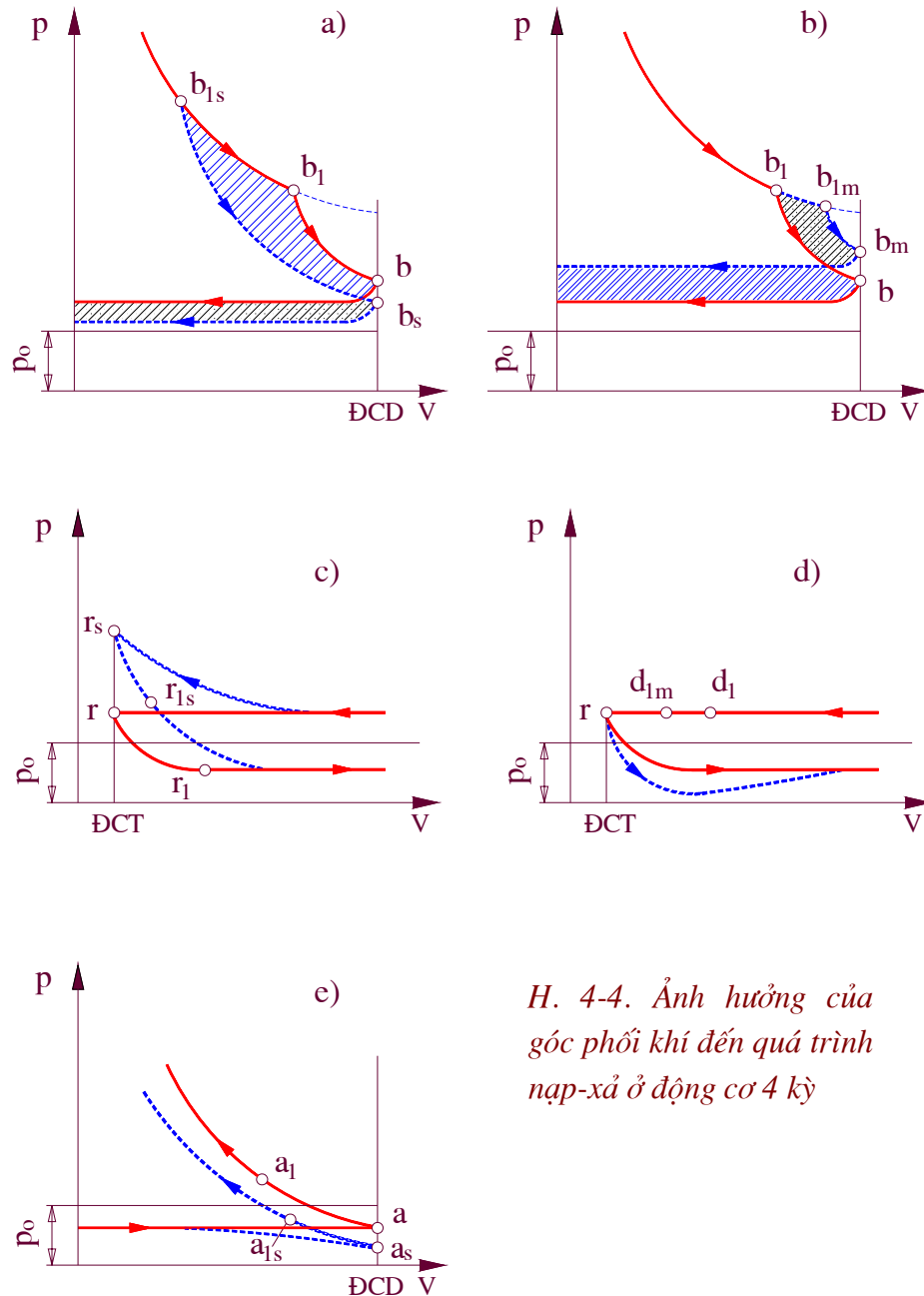
Giai đoạn **Nạp thêm** kéo dài từ thời điểm piston rời ĐCD trong hành trình nén đến thời điểm xupap nạp đóng hoàn toàn (điểm a_1). Góc quay trục khuỷu ứng với giai đoạn nạp thêm được gọi là **Góc nạp muộn** (φ_{nm}). Trong giai đoạn nạp thêm sẽ có một lượng nhất định khí mới được bổ sung vào không gian công tác của xylanh.

Từ những điều trình bày ở trên, có thể rút ra một số nhận xét sau :

- Quá trình nạp-xả ở động cơ 4 kỳ được điều khiển bằng cơ cấu nạp-xả kiểu xupap. Thời điểm bắt đầu mở và đóng hoàn toàn của các xupap có thể không trùng với ĐCT hoặc ĐCD.
- Khí thải được piston "đẩy" ra khỏi không gian công tác của xylanh qua xupap xả, còn khí mới được piston "hút" vào không gian công tác qua xupap nạp.
- Quá trình nạp-xả ở động cơ 4 kỳ diễn ra trong khoảng thời gian lớn hơn 360° góc quay trục khuỷu. Trong khoảng thời gian trên, chỉ có một giai đoạn ngắn, trong đó cả xupap nạp và xả cùng mở.

4.2.2. ẢNH HƯỞNG CỦA GÓC PHỐI KHÍ ĐẾN CHẤT LƯỢNG QUÁ TRÌNH NẠP-XẢ Ở ĐỘNG CƠ 4 KỲ

Các góc xả sớm (φ_{xs}), xả muộn (φ_{xm}), nạp sớm (φ_{ns}) và nạp muộn (φ_{nm}) được gọi là các **Góc phối khí**. Các vị trí của trục khuỷu tương ứng với các thời điểm bắt đầu mở và đóng hoàn toàn các xupap (các điểm b_1 , d_1 , r_1 và a_1) được gọi là các **Thời điểm phối khí**.



H. 4-4. Ảnh hưởng của góc phối khí đến quá trình nạp-xả ở động cơ 4 kỳ

1) Góc xả sớm

Xupap xả được mở trước khi piston tới ĐCD trong hành trình dẫn nở nhằm mục đích để một lượng đáng kể khí thải tự thoát ra khỏi không gian công tác của xy lanh, qua đó giảm được công tiêu hao cho việc đẩy khí thải trong hành trình xả và giảm lượng khí sót. Giả sử b_1 là thời điểm bắt đầu mở xupap xả tối ưu và đường xả được thể hiện bằng đường liền trên H. 4-4a và H. 4-4b.

Nếu xupap xả mở quá sớm (điểm b_{1s} - H. 4-4a), tức là khi mà áp suất trong xy lanh vẫn còn khá cao, sẽ có những điểm lợi hại như sau :

- Lãng phí nhiều công dẫn nở,
- Công tiêu hao cho việc đẩy khí thải trong giai đoạn xả cưỡng bức sẽ nhỏ hơn do đã có một phần lớn sản phẩm cháy tự thoát ra ngoài trong hành trình dẫn nở.

- Lượng khí sót ít hơn.

Tuy nhiên, phần công lãng phí vẫn lớn hơn và kết quả là công suất động cơ sẽ giảm nếu mở xupap xả quá sớm.

Nếu xupap xả mở quá muộn (điểm b_{1m} - H. 4-4b), tức là khi piston đã đến quá gần ĐCD trong hành trình dẫn nở, thì :

- Khí thải bắt đầu thoát ra khỏi không gian công tác của xy lanh khi áp suất trong đó đã khá thấp, do đó phần công dẫn nở bị lãng phí sẽ ít hơn.

- Công tiêu hao cho việc đẩy khí thải trong giai đoạn xả cưỡng bức lớn hơn,

- Lượng khí sót nhiều hơn.

Kết quả cuối cùng là hệ số khí sót sẽ lớn hơn và công suất động cơ cũng giảm khi mở xupap xả quá muộn do phần công dẫn nở tận dụng được không bù đắp nổi phần công tiêu hao cho việc đẩy khí thải ra ngoài.

2) Góc xả muộn

Xupap xả được đóng kín sau khi piston đã rời ĐCT trong hành trình nạp nhằm mục đích giảm lượng khí sót, bởi vì mặc dù tác dụng "đẩy" của piston đã chấm dứt nhưng do quán tính của dòng khí thải và chênh lệch áp suất nên một lượng khí thải sẽ bị "hút" ra khỏi xy lanh ở những thời điểm đầu của hành trình nạp. Thậm chí một lượng nhất định khí mới cũng được hút ra đường ống xả nếu các góc nạp sớm (φ_{ns}) và xả muộn (φ_{xm}) có trị số thích hợp. Hiện tượng này được gọi là quét buồng đốt. Giả sử r_1 là thời điểm đóng kín xupap xả tối ưu, đường áp suất tương ứng là đường liền (H. 4-4c).

Nếu góc xả muộn quá nhỏ, tức là xupap xả đóng quá sớm (điểm r_{1s}) thì tiết diện lưu thông của xupap xả sẽ rất nhỏ tại những thời điểm piston ở gần ĐCT.

Trong điều kiện đó, khí thải không kịp thoát ra ngoài và bị nén lại, rồi sau đó sẽ dẫn nở (đường ----) và làm chậm lại quá trình nạp vì khí mới chỉ có thể đi vào xylanh khi áp suất trong đó nhỏ hơn áp suất trước xupap nạp. Kết quả là hệ số khí sót tăng và hệ số nạp giảm khi góc xả muộn quá nhỏ.

Nếu góc xả muộn quá lớn cũng có hậu quả tương tự như trường hợp góc xả muộn quá nhỏ, vì khi đó sẽ có một lượng nhất định khí thải trong ống xả được hút ngược trở lại không gian công tác của xylanh.

3) Góc nạp sớm

Xupap nạp được mở trước khi piston tới ĐCT trong hành trình xả nhằm mục đích tăng lượng khí nạp vào xylanh nhờ đảm bảo tiết diện lưu thông của xupap nạp đủ lớn ở giai đoạn đầu của hành trình nạp. Giả sử d_1 là thời điểm bắt đầu mở xupap nạp tối ưu và đường áp suất được thể hiện bằng đường liền trên H. 4-4d.

Nếu góc nạp sớm (φ_{ns}) quá nhỏ, tức là thời điểm bắt đầu mở xupap nạp quá gần ĐCT (điểm d_{1m}), thì tiết diện lưu thông của xupap nạp tại những thời điểm piston gần ĐCT sẽ nhỏ, sức cản khí động tăng sẽ làm cho áp suất trong xylanh ở giai đoạn đầu hành trình nạp thấp hơn. Kết quả là lượng khí nạp sẽ giảm và công tiêu hao cho quá trình nạp-xả cũng tăng.

Nếu xupap nạp mở quá sớm thì hậu quả cũng tương tự như trường hợp xupap nạp mở quá muộn, vì khi đó một lượng nhất định khí thải sẽ bị đẩy vào đường ống nạp rồi sau đó quay trở lại không gian công tác của xylanh.

4) Góc nạp muộn

Việc mở xupap nạp được duy trì một thời gian sau khi piston đã rời ĐCD trong hành trình nén nhằm mục đích tăng lượng khí mới được nạp vào xylanh. Bởi vì, mặc dù piston đã bắt đầu đi lên nhưng do quán tính của dòng khí nạp và chênh lệch áp suất, một lượng nhất định khí mới vẫn tiếp tục đi vào xylanh ở những thời điểm đầu của hành trình nén.

Nếu xupap nạp đóng quá sớm (điểm a_{1s} - H. 4-4e) thì tiết diện lưu thông của xupap nạp khi piston ở gần ĐCD sẽ nhỏ. Điều đó làm giảm hiệu quả nạp thêm.

Nếu xupap nạp đóng quá muộn thì một phần khí mới sẽ bị đẩy ngược trở lại đường ống nạp.

Qua phân tích ở trên ta thấy, các góc phối khí có ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng quá trình nạp-xả, qua đó ảnh hưởng đến các chỉ tiêu kinh tế-kỹ thuật của động cơ. Việc lựa chọn hoặc điều chỉnh đúng các góc phối khí sẽ ảnh hưởng

trực tiếp đến công suất và hiệu suất của động cơ. Góc phối khí lớn hay nhỏ tùy thuộc trước hết vào tốc độ quay của động cơ và phương pháp nạp-xả. Thông thường, trị số của các góc phối khí được lựa chọn bằng con đường thực nghiệm.

Bảng 4-2. Góc phối khí của một số động cơ

Động cơ	n [rpm]	φ_{ns} [$^{\circ}$ gqtk]	φ_{nm} [$^{\circ}$ gqtk]	φ_{xs} [$^{\circ}$ gqtk]	φ_{xm} [$^{\circ}$ gqtk]
Zill - 130	3200	31	83	67	47
Peugeot 404	5400	0	30,5	35	4,5
Gaz - 21	4000	24	64	58	30
D6	1500	20	48	48	20
D50	740	80	50	50	54

4.3. QUÁ TRÌNH NẠP - XẢ Ở ĐỘNG CƠ 2 KỲ

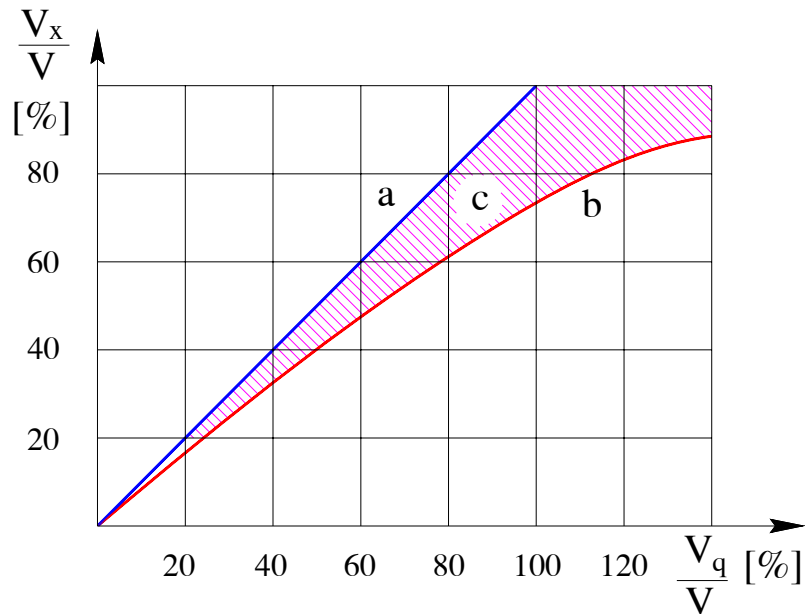
4.3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Động cơ 2 kỳ không dùng piston để "đẩy" khí thải ra ngoài và "hút" khí mới vào xylanh như ở động cơ 4 kỳ mà khí mới phải được nén đến áp suất cao hơn áp suất khí quyển rồi được "thổi" vào xylanh để "quét" khí thải ra ngoài, đồng thời nạp đầy không gian công tác của xylanh. H. 4-5 mô tả các đường đặc tính quét ở động cơ 2 kỳ.

Đường đặc tính quét lí tưởng (a) ứng với khả năng quét được xây dựng trên cơ sở giả định rằng : khí mới khi vào xylanh không bị trộn lẫn với khí thải mà tạo thành một piston khí đẩy khí thải ra ngoài theo nguyên tắc một đổi một, tức là một thể tích khí mới vào xylanh sẽ đẩy cùng một thể tích khí thải ra ngoài.

Đường đặc tính quét hoà trộn (b) ứng với trường hợp khí mới đi vào xylanh sẽ hoà trộn đều với khí thải, sau đó cùng khí thải thoát ra ngoài. Phương án này không có lợi vì để đưa hết khí thải ra ngoài, cần phải có lượng khí mới vô cùng lớn.

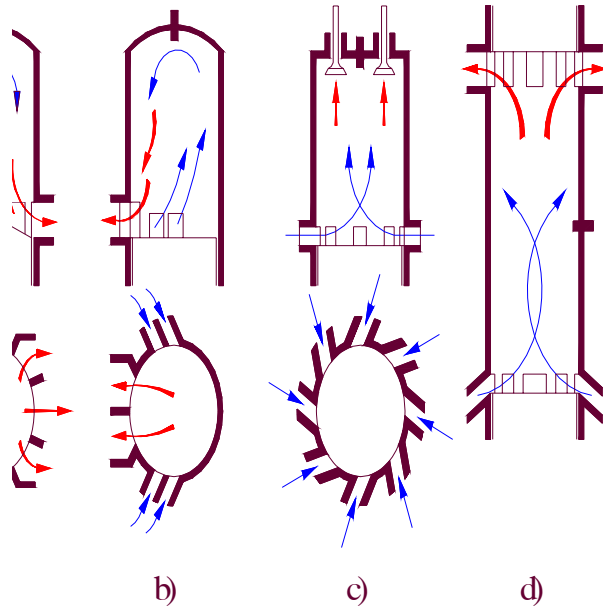
Phương án quét lí tưởng cũng không có tính khả thi vì khí mới đi vào xylanh phải có vận động rối với cường độ thích hợp để tạo điều kiện cho nhiên liệu hoá hơi và hoà trộn nhanh với không khí . Bởi vậy không thể tránh khỏi tình trạng một phần khí mới trộn lẫn với khí thải. Các đường đặc tính quét thực tế nằm trong vùng c được giới hạn bởi hai đường đặc tính quét lí tưởng (a) và quét hoà trộn (b) nói trên.



H. 4-5. Đặc tính quét ở động cơ 2 kỳ

4.3.2. CÁC HỆ THỐNG QUÉT - XẢ ĐIỂN HÌNH

Căn cứ vào đặc điểm cấu tạo và phương hướng chuyển động của dòng khí quét, có thể chia các hệ thống quét-xả ở động cơ 2 kỳ thành 2 nhóm : **hệ thống quét vòng** và **hệ thống quét thẳng**.



H. 4-6. Sơ đồ các hệ thống quét-xả của động cơ 2 kỳ

- a) Quét vòng ngang, b) Quét vòng ngược
c) Quét thẳng qua xupap, d) Quét thẳng qua cửa

1) Hệ thống quét vòng

Ở hệ thống quét vòng, các cửa quét và cửa xả được bố trí ở phần dưới của xylanh và được đóng, mở bằng piston của động cơ. Khí mới được thổi vào xylanh qua cửa quét, lúc đầu men theo thành xylanh đi lên phía nắp, tới nắp dòng khí sẽ đổi chiều và đi vòng xuống hướng tới các cửa xả.

Dựa theo vị trí các cửa trên chu vi xylanh, người ta chia hệ thống quét vòng thành **hệ thống quét vòng ngang**, **hệ thống quét vòng ngược** và **hệ thống quét vòng hỗn hợp**.

- **Quét vòng ngang** (H. 4-6a) - các cửa xả và cửa quét được bố trí đối diện nhau trên chu vi của xylanh.
- **Quét vòng ngược** (H. 4-6b) - các cửa xả và cửa quét được bố trí ở cùng một bên trên chu vi của xylanh.
- **Quét vòng hỗn hợp** là dạng hỗn hợp quét vòng ngang và quét vòng ngược.

2) Hệ thống quét thẳng

Có hai kiểu hệ thống quét thẳng : quét thẳng qua xupap xả và quét thẳng qua cửa xả. Hệ thống quét thẳng qua xupap xả có các xupap xả tương tự như ở động cơ 4 kỳ (H. 4-6c), các cửa quét được bố trí ở phần dưới của xy lanh. Hệ thống quét thẳng qua cửa xả (H. 4-6d) có các cửa xả và cửa quét bố trí ở 2 đầu đối diện của xy lanh.

Quét thẳng là phương án hoàn thiện nhất đối với động cơ 2 kỳ hiện nay. Do dòng khí quét chỉ vận động theo một chiều nên ít bị hoà trộn với khí thải và xy lanh được quét tương đối sạch. Do dễ dàng bố trí các cửa quét trên toàn chu vi của xy lanh theo hướng tiếp tuyến nên có thể tạo ra được vận động xoáy lốc mạnh của không khí sau khi vào xy lanh và làm cho quá trình hình thành hỗn hợp cháy và đốt cháy nhiên liệu tốt hơn. Ngoài ra, sự độc lập của cơ cấu nạp và xả cho phép chọn được các góc phối khí tốt nhất. Nhược điểm cơ bản của hệ thống quét thẳng là có kết cấu phức tạp. Động cơ sử dụng phương án quét thẳng qua xupap xả phải có thêm xupap xả (từ 1 đến 4 chiếc) và hàng loạt các bộ phận liên quan đến việc điều khiển các xupap đó. Hệ thống quét thẳng qua cửa xả chỉ sử dụng được cho loại động cơ piston đối đỉnh (2 piston trong 1 xy lanh). Loại động cơ này phải có 2 trục khuỷu hoặc nếu chỉ dùng 1 trục khuỷu thì phải có cơ cấu đồng bộ khá phức tạp.

4.3.3. DIỄN BIẾN QUÁ TRÌNH NẠP - XẢ Ở ĐỘNG CƠ 2 KỲ

Quá trình nạp-xả ở động cơ 2 kỳ có thể chia thành 3 giai đoạn : xả tự do, quét và nạp thêm (hoặc lọt khí).

1) Giai đoạn I - Xả tự do

Giai đoạn xả tự do kéo dài từ thời điểm cơ cấu xả bắt đầu mở (điểm b_1 - H. 4-7) đến thời điểm khí quét bắt đầu đi vào không gian công tác của xy lanh (điểm n - H. 4-7).

Tại thời điểm bắt đầu mở cửa quét (điểm d_1), áp suất trong xy lanh (p_{d1}) thường cao hơn áp suất khí nạp (p_k). Để tránh hiện tượng khí thải lọt vào không gian chứa khí nạp, có thể lắp van một chiều ở cửa nạp, van này sẽ tự động mở khi áp suất trong xy lanh giảm xuống thấp hơn áp suất khí nạp. Biện pháp này được áp dụng chủ yếu cho động cơ thấp tốc, công suất lớn.

2) Giai đoạn II - Quét

Giai đoạn quét (còn gọi là **Giai đoạn xả cưỡng bức**) bắt đầu từ thời điểm khí quét đi vào không gian công tác của xy lanh và kết thúc tại thời điểm một trong hai cơ cấu - nạp hoặc xả - đóng (điểm r_1 - H. 4-7 hoặc a_1 - H. 4-7) . Trong

giai đoạn này cả cơ cấu quét và xả đều mở và đồng thời diễn ra hai quá trình có liên quan mật thiết với nhau : khí mới đi vào xy lanh và khí thải bị khí mới đẩy ra ngoài.

Trong thời gian đầu của giai đoạn quét, mặc dù khí mới đã đi vào xy lanh nhưng do tác dụng "hút" của dòng khí thải nên áp suất trong xy lanh có thể giảm xuống thấp hơn áp suất khí nạp (điểm O - H. 4-7). Tiết diện lưu thông của cửa quét tăng lên sẽ làm tăng lưu lượng khí quét vào xy lanh đồng thời làm áp suất trong xy lanh tăng lên và dao động xung quanh trị số áp suất trung bình trong quá trình quét-xả (p_N).

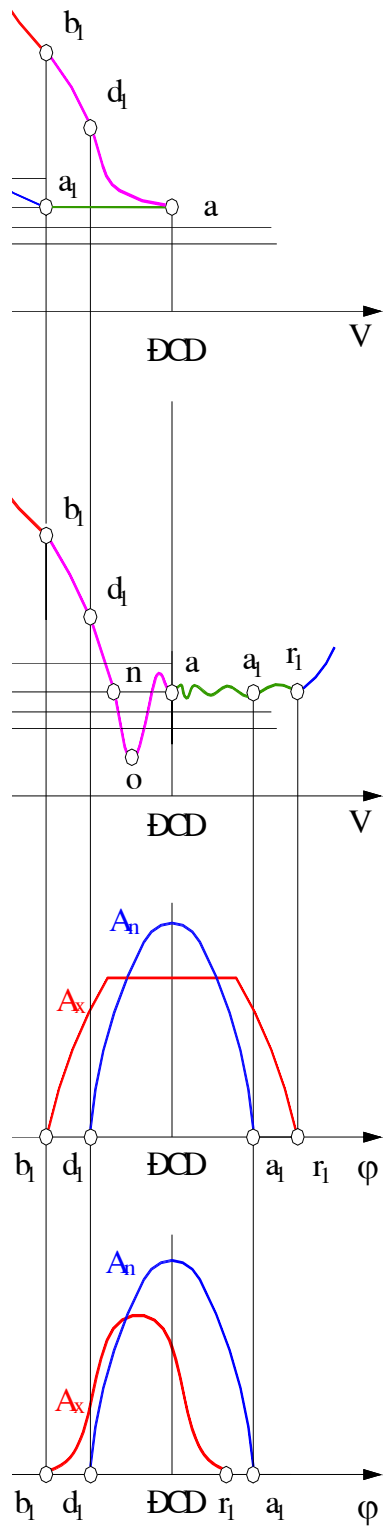
Trong giai đoạn quét bao giờ cũng có một lượng nhất định khí mới và khí thải hoà trộn với nhau và có thể cùng thoát ra ngoài. Lượng khí mới thoát ra khỏi xy lanh nhiều hay ít tùy thuộc vào mức độ hoàn hảo của hệ thống quét-xả và yêu cầu định trước đối với quá trình nạp-xả. Đối với động cơ diesel, đặc biệt là động cơ tăng áp, người ta chủ động cho một phần không khí quét thoát ra ngoài cùng với khí thải nhằm mục đích quét sạch xy lanh và làm mát buồng đốt. Ngược lại, đối với động cơ xăng và động cơ ga 2 kỳ, phải chấp nhận một lượng nhất định khí thải lưu lại trong xy lanh để tránh tổn thất nhiên liệu qua cửa xả.

3) Giai đoạn III - Lọt khí (hoặc Nạp thêm)

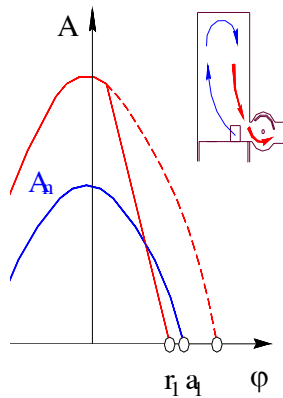
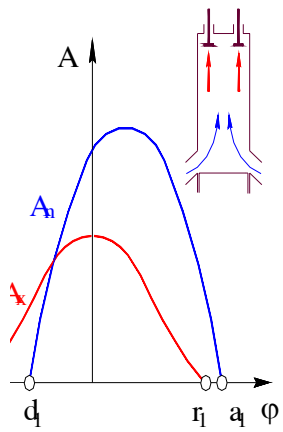
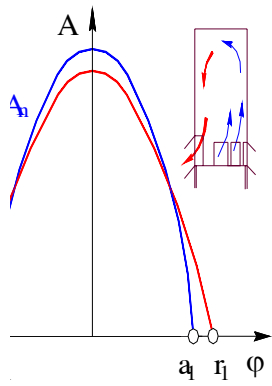
Giai đoạn III là **Giai đoạn lọt khí** nếu cửa quét đóng trước hoặc là **Giai đoạn nạp thêm** nếu cơ cấu xả đóng trước. Chỉ những hệ thống quét-xả có góc phối khí không đối xứng (H. 4-7d và H. 4-8d, e, f) mới có thể thực hiện giai đoạn nạp thêm.

Qua tìm hiểu hệ thống và diễn biến quá trình nạp-xả ở động cơ 2 kỳ, có thể rút ra một số nhận xét sau :

- Toàn bộ quá trình nạp-xả ở động cơ 2 kỳ chỉ diễn ra trong một phần hành trình của piston ($120 \div 150^\circ$ gqtk) xung quanh ĐCD.
- Khí nạp vào xy lanh động cơ 2 kỳ phải có áp suất cao hơn áp suất khí quyển, vì vậy động cơ 2 kỳ phải có máy nén khí. Tuy nhiên, nhìn chung hệ thống nạp-xả của động cơ 2 kỳ có cấu tạo đơn giản hơn so với động cơ 4 kỳ.
- Tương tự như ở động cơ 4 kỳ, cơ cấu quét-xả của động cơ 2 kỳ phải đảm bảo cho cửa xả hoặc xupap xả mở sớm hơn cửa quét. Yêu cầu này dễ dàng được thực hiện đối với hệ thống quét thẳng vì cơ cấu nạp và xả có sự độc lập tương đối với nhau. Trong trường hợp hệ thống quét vòng, nếu độ cao mép trên của cửa xả bằng hoặc thấp hơn cửa quét thì phải lắp van một chiều trên cửa quét để ngăn ngừa khí thải lọt vào không gian chứa khí quét.



H. 4-7. Quá trình quét-xả ở động cơ 2 kỳ

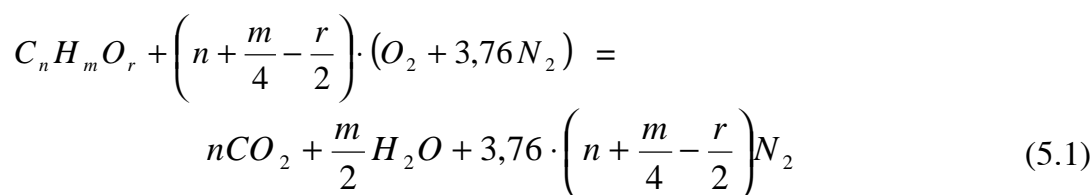


H. 4-8. Đồ thị Thời gian-Tiết diện của các loại hệ thống quét-xả của động cơ 2 kỳ

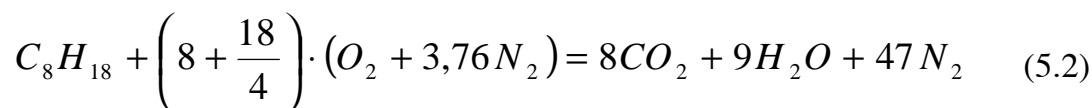
QUÁ TRÌNH CHÁY

5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Cháy ở ĐCĐT là một quá trình hoá học có kèm theo toả nhiệt. Phương trình phản ứng hoá học giữa các phân tử nhiên liệu và không khí ở ĐCĐT có thể được biểu diễn như sau :

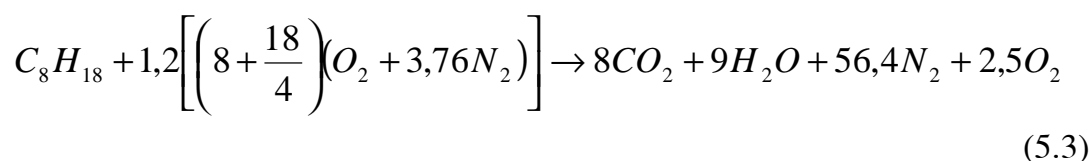


Ví dụ, phương trình (5.1) viết cho nhiên liệu là octane (C_8H_{18}) sẽ có dạng :

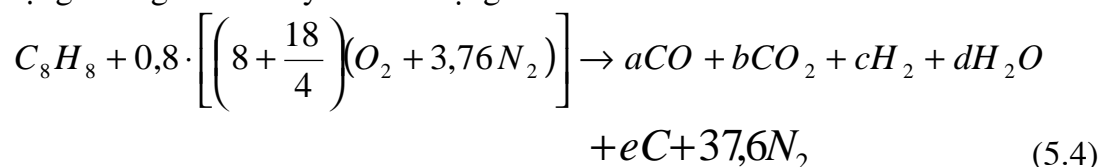


Từ phương trình (5.2) ta thấy, để đốt cháy hoàn toàn 1 phân tử octane cần phải có ít nhất 12,5 phân tử oxy, tương đương với 59,5 phân tử không khí. Nếu tính theo khối lượng thì cần phải có ít nhất 15,03 kg không khí để đốt cháy hoàn toàn 1 kg octane.

Nếu sử dụng lượng không khí nhiều hơn lượng không khí lý thuyết để có thể đốt cháy hoàn toàn nhiên liệu trong điều kiện thực tế thì trong khí thải sẽ có oxy dư. Ví dụ phương trình hoá học của quá trình cháy octane với lượng không khí dư 20 % sẽ có dạng :



Nếu lượng không khí nạp vào động cơ ít hơn lượng không khí lý thuyết thì nhiên liệu sẽ cháy không hoàn toàn và trong khí thải sẽ có thêm các sản phẩm khác, như : CO, H_2 , C_nH_m , C, v.v. Ví dụ : phương trình cháy octane với lượng không khí bằng 80 % lượng không khí lý thuyết sẽ có dạng :



trong đó : a, b, c, d và e là số kmol của mỗi loại sản phẩm cháy.

Các phản ứng hoá học giữa các phân tử nhiên liệu và oxy giới thiệu ở trên là sự thể hiện kết quả cuối cùng của hàng loạt quá trình lý-hoá diễn ra từ thời điểm các phân tử nhiên liệu và oxy chịu tác động của nhiệt độ và áp suất đủ cao để có thể diễn ra các quá trình hoá học. Kết quả nghiên cứu quá trình cháy nhiên liệu ở ĐCĐT chỉ ra rằng, các phản ứng oxy hoá các phân tử nhiên liệu diễn ra với nhiều giai đoạn và theo kiểu phản ứng dây chuyền, trong đó sự hình thành các phân tử hoạt tính trung gian đóng vai trò quyết định trong sự mở đầu và phát triển của các phản ứng oxy hoá. Cháy hay nổ nhiệt là giai đoạn các phản ứng oxy hoá nhiên liệu diễn ra với tốc độ lớn với sự tồn tại của ngọn lửa nóng lan truyền từ khu vực cháy sang khu vực hỗn hợp khí công tác chưa cháy. Sự cháy của nhiên liệu thường bắt đầu từ những trung tâm cháy đầu tiên. Chúng ta qui ước gọi thời điểm xuất hiện những trung tâm cháy đầu tiên là thời điểm phát hoả. Cơ chế hình thành những trung tâm cháy đầu tiên, tức là cơ chế của sự phát hoả ở ĐCĐT vẫn chưa được lý giải một cách hoàn chỉnh. Phần dưới đây sẽ giới thiệu một số lý thuyết được thừa nhận tương đối rộng rãi [1], [4], [5] và các khái niệm cơ bản liên quan đến sự phát hoả và cháy của nhiên liệu ở ĐCĐT để làm cơ sở cho việc phân tích diễn biến và ảnh hưởng của những yếu tố khác nhau đến chất lượng của quá trình cháy ở động cơ xăng và động cơ diesel.

1) Lý thuyết phát hoả do nhiệt

Lý thuyết phát hoả do nhiệt lý giải sự hình thành những trung tâm cháy đầu tiên là nhờ gia tốc dương của phản ứng toả nhiệt, tức là sự phát triển các phản ứng chỉ dựa vào nhiệt năng do bản thân của các phản ứng tạo ra để tự sấy nóng và làm tăng tốc phản ứng.

Chúng ta sẽ xem xét điều kiện phát hoả của một hỗn hợp cháy (HHC) được chứa trong không gian công tác của xy lanh với những dữ liệu sau đây : V - thể tích của không gian công tác, A - diện tích vách xy lanh, T_0 - nhiệt độ của vách xy lanh, T - nhiệt độ của HHC, p - áp suất trong xy lanh, w_h - tốc độ phản ứng hoá học, H - nhiệt trị của HHC, k - hệ số trao đổi nhiệt giữa HHC và vách xy lanh.

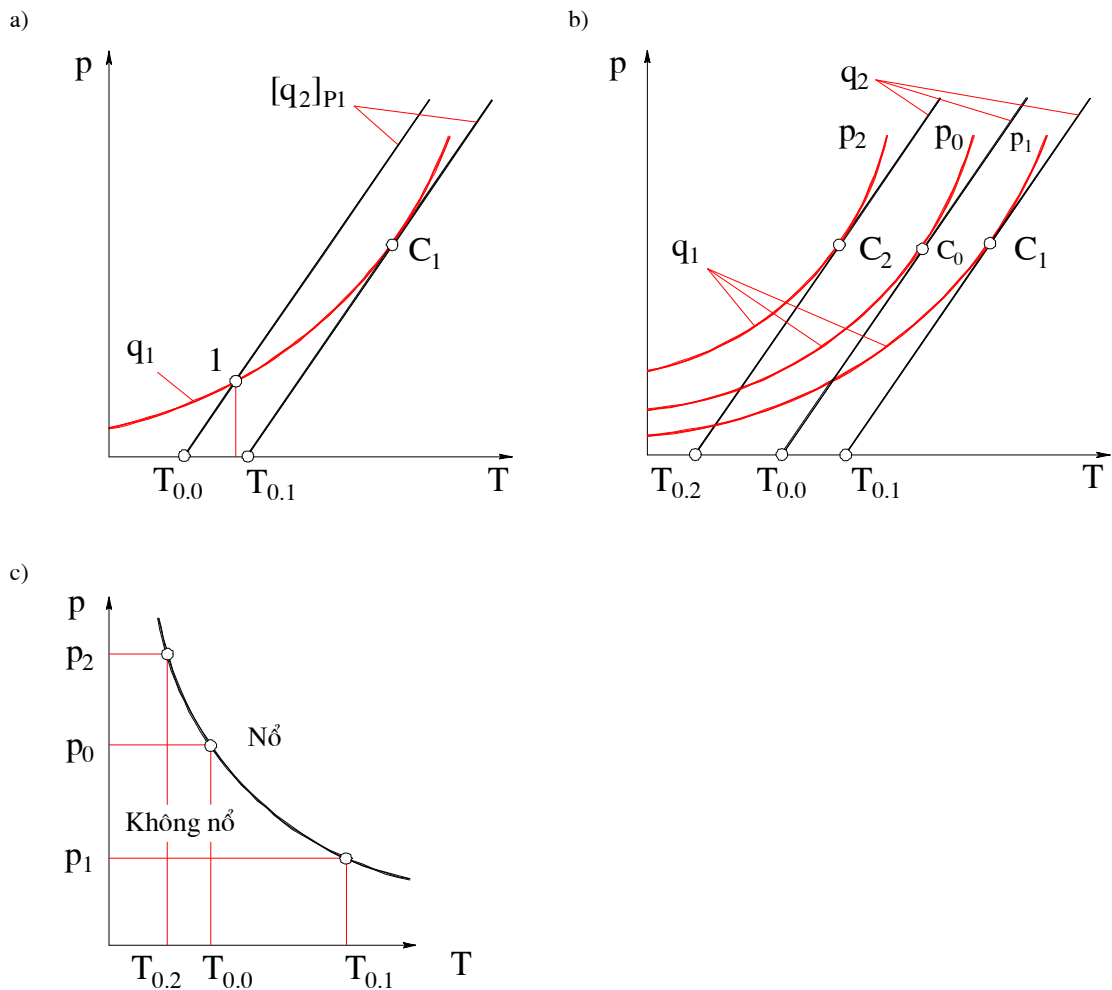
Tốc độ toả nhiệt của các phản ứng cháy (q_1) và tốc độ truyền nhiệt cho vách xy lanh (q_2) có thể được biểu diễn như sau :

$$q_1 = w_h \cdot H \quad (5.5)$$

$$q_2 = k \cdot A \cdot (T - T_0) \quad (5.6)$$

Nếu thay giá trị của w_h (xem mục 5.2.2) vào công thức (5.5) thì sẽ thấy q_1 là một hàm với nhiều biến số, trong đó có nhiệt độ (T) và áp suất (p). Đối với q_2 , nếu thay đổi nhiệt độ T_0 với giả định hệ số trao đổi nhiệt (k) không đổi thì độ dốc của đường $q_2 = f(T)$ không đổi, nhưng điểm gốc của hàm $q_2 = f(T)$ sẽ thay đổi. H. 5-1 biểu

diễn các hàm số $q_1 = f(T)$ và $q_2 = f(T)$ ứng với 3 trị số áp suất trong xylanh p_0, p_1, p_2 và 3 nhiệt độ của vách $T_{0.0}, T_{0.1}, T_{0.2}$ khác nhau, trong đó $p_2 > p_0 > p_1$ và $T_{0.2} < T_{0.0} < T_{0.1}$.



H. 5-1. Giới hạn phát hoả của hỗn hợp cháy

Xét trường hợp áp suất của HHC là p_1 , nhiệt độ ban đầu của HHC và của vách xylanh là $T_{0.0}$ (H. 5-1a). Ở những thời điểm đầu của quá trình cháy, do $q_1 > q_2$ nên nhiệt độ của HHC sẽ tăng đến nhiệt độ T_1 tương ứng với điểm 1, tại đó $q_1 = q_2$. Khi nhiệt độ của HHC vượt quá trị số T_1 thì nhiệt độ của HHC sẽ giảm trở lại do khi đó $q_2 > q_1$. Trong trường hợp này sẽ không có phát hoả do nhiệt độ của khu vực phản ứng không tăng liên tục đến trị số giới hạn phát hoả. Điểm 1 là trạng thái cân bằng nhiệt ứng với nhiệt độ vách xylanh là $T_{0.0}$ và áp suất của HHC là p_1 . Nếu nâng cao nhiệt độ vách xylanh thì nhiệt độ tương ứng với trạng thái cân bằng nhiệt cũng được nâng cao dần. Khi nhiệt độ vách xylanh được nâng cao tới trị số $T_{0.1}$ thì đường q_1 tiếp tuyến với

đường q_2 tại điểm C_1 . Tại thời điểm C_1 , chỉ cần làm tăng nhiệt độ hoặc áp suất của HHC một ít thì sẽ dẫn đến hiện tượng tăng nhiệt độ liên tục rồi phát hoả. Điểm C_1 được gọi là trạng thái cân bằng nhiệt giới hạn, còn nhiệt độ T_{C1} - nhiệt độ phát hoả ứng với $T_{0,1}$ và p_1 . Nếu thay đổi áp suất của HHC và nhiệt độ của vách xylanh thì điểm cân bằng nhiệt giới hạn cũng thay đổi. Trên H. 5-1b : điểm C_0 ứng với p_0 và $T_{0,0}$; điểm C_2 ứng với p_2 và $T_{0,2}$.

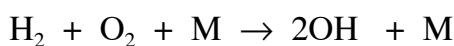
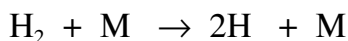
Căn cứ vào lý thuyết phát hoả trình bày ở trên và nếu chỉ xét sự ảnh hưởng của yếu tố áp suất và nhiệt độ thì có thể chỉ ra những vùng, tại đó HHC có thể hoặc không thể phát hoả (H. 5-1c). Như vậy, nhiệt độ phát hoả không phải là một đại lượng vật lý đặc trưng cho một loại nhiên liệu mà là một thông số thay đổi theo điều kiện diễn ra quá trình đốt cháy nhiên liệu.

2) Lý thuyết phát hoả do phản ứng dây chuyền

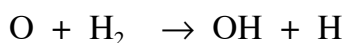
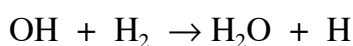
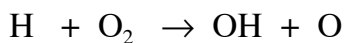
Lý thuyết phát hoả do phản ứng dây chuyền cho rằng điều kiện duy nhất đảm bảo sự phát hoả là tốc độ phân nhánh phản ứng dây chuyền lớn hơn tốc độ làm gián đoạn phản ứng dây chuyền. Nội dung cơ bản của lý thuyết này như sau : nhờ một năng lượng kích thích ban đầu nào đó sẽ xuất hiện những phân tử hoạt tính - những gốc hoá học có hoá trị tự do và có năng lượng hoạt hoá lớn. Những phân tử hoạt tính này có khả năng gây phản ứng hoá học với các phân tử trung hoà để tạo ra những phân tử hoạt tính mới theo kiểu phản ứng dây chuyền. Trong quá trình phản ứng, một số phân tử hoạt tính có khả năng tạo ra những phân tử hoạt tính mới và làm phân nhánh dây chuyền, đồng thời cũng có thể có những phân tử hoạt tính tác dụng với khí trơ hoặc va chạm với vách xylanh có nhiệt độ thấp và bị đứt nhánh dây chuyền.

Ví dụ phản ứng dây chuyền giữa hydro (H_2) và oxy (O_2) với sự tham gia của nhân tố thứ ba (M) có thể diễn ra như sau :

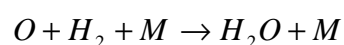
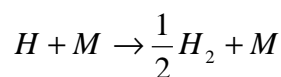
- Phát sinh phân tử hoạt tính và phản ứng dây chuyền :



- Phân nhánh dây chuyền :



- Đứt nhánh dây chuyền :



Tốc độ phát triển của phản ứng dây chuyền và quá trình phát hoả do phản ứng dây chuyền có thể được biểu diễn như sau :

$$W = W_0 \cdot e^{w_h \cdot t} \quad (5.7)$$

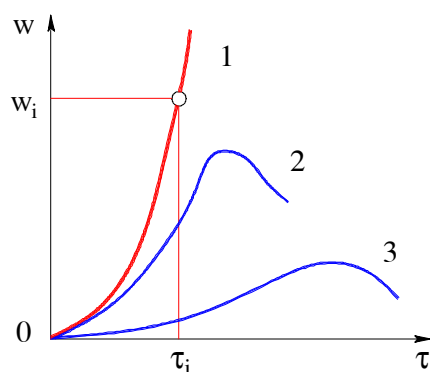
trong đó :

- w - tốc độ phản ứng dây chuyền,
- w₀ - tốc độ ban đầu của phản ứng phụ thuộc vào nồng độ ban đầu của các phân tử hoạt tính,
- w_h - tốc độ phản ứng hoá học hai phân tử,
- τ - thời gian.

Quá trình phát triển của các phản ứng dây chuyền có thể diễn ra theo một trong hai khả năng như sau :

Khả năng thứ nhất - tốc độ phân nhánh dây chuyền lớn hơn tốc độ đứt nhánh. Khi đó, sau một thời gian τ_i, tại khu vực phản ứng sẽ tích lũy được một số lượng đủ lớn các phân tử hoạt tính làm tăng đột ngột tốc độ phản ứng và gây phát hoả (đường 1 trên H. 5-2).

Khả năng thứ hai - tốc độ phân nhánh dây chuyền sẽ giảm sau khi đã đạt tới trị số cực đại nào đó, sau đó tốc độ đứt nhánh tăng dần và không dẫn đến phát hoả (đường 2 và 3).



H.5-2. Tốc độ phản ứng dây chuyền

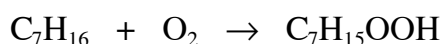
Như vậy, phản ứng dây chuyền có dẫn đến phát hoả hay không còn tùy thuộc vào điều kiện đảm bảo cho sự tách nhánh dây chuyền diễn ra với tốc độ lớn hơn tốc độ đứt nhánh dây chuyền. Sự phát hoả sẽ diễn ra khi tốc độ phản ứng dây chuyền đạt đến trị số giới hạn w_i.

c) Sự phát hoả của nhiên liệu hydrocarbon ở ĐCĐT

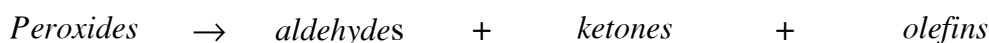
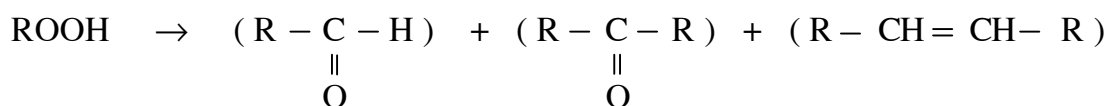
- **Sự phát hoả ở động cơ xăng** - ở động cơ xăng, nhiệt độ rất cao của tia lửa điện (khoảng 10 000 °C) có thể phá vỡ cấu trúc của các phân tử nhiên liệu và oxy để tạo ra các phân tử hoạt tính. Những phân tử hoạt tính này sẽ làm phát triển phản ứng

dây chuyền với tốc độ được xác định theo công thức (5.7). Cùng với sự gia tốc của phản ứng dây chuyền, tốc độ toả nhiệt tại khu vực phản ứng cũng tăng theo. Khi tốc độ toả nhiệt lớn hơn tốc độ truyền nhiệt từ khu vực phản ứng ra ngoài thì chuyển sang giai đoạn tự nâng cao nhiệt độ của HHC và dẫn đến phát hoả.

- **Sự phát hoả ở động cơ diesel** - ở động cơ diesel, nhiệt độ trong xy lanh tại thời điểm phun nhiên liệu không đủ cao để có thể phá huỷ cấu trúc của các phân tử C_nH_m và O_2 ($T_C \approx 700 \div 900 \text{ }^\circ\text{C}$). Tuy nhiên, ở nhiệt độ tương đối thấp ($300 \div 400 \text{ }^\circ\text{C}$) vẫn có thể diễn ra phản ứng hoá học giữa các phân tử C_nH_m và O_2 với sự hình thành những chất peroxide. Ví dụ :



Khi tích tụ đến một nồng độ giới hạn, các chất peroxide ROOH dễ dàng tự phân huỷ ở nhiệt độ trong buồng đốt như sau :



Sản phẩm của sự phân huỷ các chất peroxide có thể là các chất có tính hoạt hoá yếu như aldehyde, ketone, olefin, v.v. và các phân tử hoạt tính, ví dụ RO, OH, v.v. Các phân tử hoạt tính mới được hình thành dễ dàng phản ứng với các phân tử C_nH_m và O_2 để tạo ra những phân tử hoạt tính mới và làm xuất hiện phản ứng dây chuyền rồi có thể kết thúc bằng sự xuất hiện những trung tâm cháy đầu tiên. Sự hình thành các phân tử hoạt tính là kết quả của hàng loạt quá trình hoá học trung gian được gọi là các phản ứng tiền ngọn lửa (Pre flame Reactions) Thời điểm HHC tự bốc cháy là thời điểm xuất hiện trong buồng đốt những trung tâm cháy đầu tiên (First Hot Flame Foci). Đó là những khu vực tập trung những phân tử hoạt tính với nồng độ đủ lớn sao cho tốc độ toả nhiệt từ các phản ứng hoá học giữa chúng với nhau và giữa chúng với các phân tử nhiên liệu lớn hơn tốc độ truyền nhiệt từ khu vực phản ứng ra ngoài. Trong điều kiện như vậy, sự tự gia tốc dây chuyền làm cho phản ứng đạt đến tốc độ đảm bảo việc tự bốc cháy và cháy của HHC xung quanh.

Qua phân tích ở trên ta thấy, các phản ứng oxy hoá nhiên liệu ở ĐCĐT đều thuộc loại phản ứng dây chuyền. Nhưng vì các phản ứng dây chuyền đó đều là phản ứng toả nhiệt nên trong quá trình phản ứng, HHC cũng tự sấy nóng và sự tự sấy nóng đó cũng ảnh hưởng tới phát hoả. Như vậy, sự phát hoả ở ĐCĐT vừa do phản ứng dây chuyền vừa do nhiệt.

5.2. CÁC THÔNG SỐ ĐẶC TRUNG CỦA QUÁ TRÌNH CHÁY

5.2.1. THỜI GIAN CHẠM CHÁY

- **Thời gian chậm cháy** (Ignition Lag) là khoảng thời gian cần thiết để HHC phát hoả khi chịu tác dụng của áp suất và nhiệt độ đủ lớn. Đối với động cơ xăng, thời gian chậm cháy được tính từ thời điểm xuất hiện tia lửa điện giữa hai cực của buji đến thời điểm xuất hiện những trung tâm cháy đầu tiên ; còn ở động cơ diesel - thời gian chậm cháy kéo dài từ thời điểm nhiên liệu thực tế bắt đầu được phun vào buồng đốt đến thời điểm xuất hiện những trung tâm cháy đầu tiên. Thời gian chậm cháy có thể được tính bằng giây (τ_i) hoặc bằng độ góc quay của trục khuỷu (φ_i).

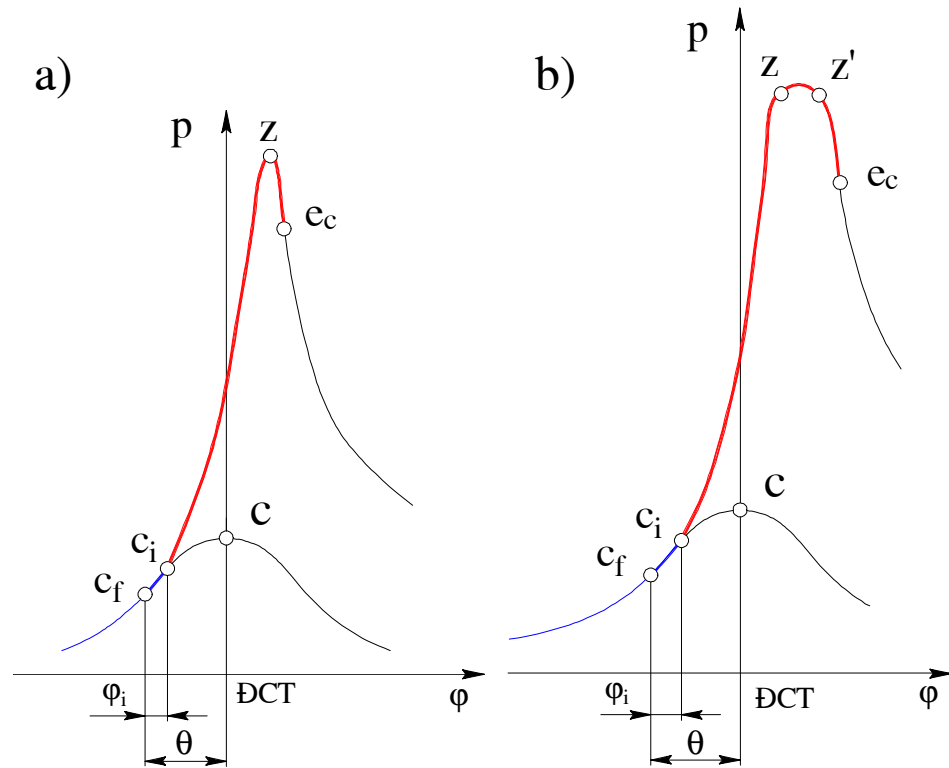
- **Thời gian chậm cháy vật lý và thời gian chậm cháy hoá học**

Nhiều thí nghiệm đã được tiến hành nhằm mục đích xác định thời gian chậm cháy. H. 5-4 giới thiệu kết quả thí nghiệm bằng cách phun hỗn hợp của 33 % isooctane và 67 % n-heptane vào một bình chứa không khí và một bình khác chứa nitơ đã được đốt nóng . Kết quả thí nghiệm chứng tỏ sự tồn tại các quá trình vật lý và hoá học diễn ra trong giai đoạn chậm cháy. Thời gian diễn ra các quá trình hoá hơi nhiên liệu, hoà trộn hơi nhiên liệu với không khí và sấy nóng hỗn hợp cháy đến nhiệt độ tự bốc cháy được gọi là thời gian chậm cháy vật lý ($\tau_{i,ph}$) . Thời gian tính từ thời điểm xuất hiện các phản ứng tiền ngọn lửa đến thời điểm xuất hiện những trung tâm cháy đầu tiên được gọi là thời gian chậm cháy hoá học ($\tau_{i,ch}$).

$$\tau_i = \tau_{i,ph} + \tau_{i,ch}$$

- **Ảnh hưởng của giai đoạn chậm cháy đến chất lượng quá trình cháy**

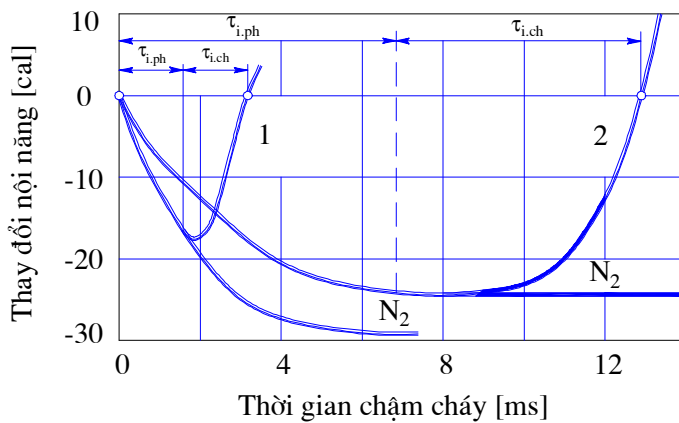
Ảnh hưởng của giai đoạn chậm cháy đến diễn biến và chất lượng quá trình cháy ở động cơ xăng và diesel không hoàn toàn như nhau. Giai đoạn chậm cháy ở động cơ xăng diễn ra trong khoảng thời gian rất ngắn và không có ảnh hưởng đáng kể đến chất lượng của toàn bộ quá trình cháy. Ngược lại, giai đoạn chậm cháy ở động cơ diesel diễn ra trong một khoảng thời gian khá dài so với tổng thời gian dành cho quá trình cháy và có ảnh hưởng rất lớn đến diễn biến của các giai đoạn tiếp theo của quá trình cháy. Giai đoạn chậm cháy ở động cơ diesel kéo dài sẽ làm cho lượng nhiên liệu cháy rất , tốc độ tăng áp suất ($w_{p,m}$) và áp suất cháy cực đại (p_z) đều tăng.



H. 5-3. Các điểm đặc trưng trên đồ thị công chỉ thị trong quá trình cháy.

a) Động cơ xăng, b) Động cơ diesel

c_f - thời điểm bougie đánh lửa (động cơ xăng) hoặc thời điểm phun nhiên liệu thực tế (động cơ diesel); c_i - thời điểm phát hỏa; e_c - thời điểm kết thúc quá trình cháy; θ - góc đánh lửa sớm (động cơ xăng) hoặc góc phun sớm (động cơ diesel); φ_i - góc chậm cháy



H. 5-4. Thời gian chậm cháy vật lý và hoá học [5]

1- $T_{c1} = 1300^{\circ}F$, $p_{c1} = 465 \text{ psia}$, $g_f = 0,108 \text{ g}$;
 2- $T_{c1} = 900^{\circ}F$, $p_{c1} = 465 \text{ psia}$, $g_f = 0,139 \text{ g}$.

5.2.2. TỐC ĐỘ CHÁY

Tốc độ cháy (w_c) được định nghĩa là số lượng nhiên liệu tham gia phản ứng cháy trong một đơn vị thời gian. Tốc độ cháy có vai trò đặc biệt quan trọng đối với chất lượng chu trình công tác của ĐCĐT vì nó quyết định đặc điểm biến thiên của nhiệt độ và áp suất của MCCT trong quá trình cháy, kéo theo đó là hàng loạt chỉ tiêu kinh tế-kỹ thuật của động cơ.

Tốc độ cháy ở ĐCĐT phụ thuộc vào tốc độ phản ứng hoá học (w_h) của nhiên liệu với oxy và vận tốc độ lan truyền ngọn lửa (u).

1) Tốc độ phản ứng hoá học

Mối quan hệ giữa tốc độ phản ứng hoá học của nhiên liệu với oxy và các đại lượng liên quan có thể biểu diễn bằng công thức dưới đây [1] :

$$w_h = F \cdot p^N \cdot e^{-\frac{E_a}{R \cdot T}} \quad (5.8)$$

trong đó : F - hằng số, phụ thuộc vào tính chất lý hoá của hỗn hợp cháy,

p - áp suất ,

T - nhiệt độ,

N - đại lượng đặc trưng cho thứ tự các giai đoạn của phản ứng,

E_a - năng lượng kích hoạt,

R - hằng số của chất khí.

Hằng số F đặc trưng cho số lần va chạm của các phân tử tham gia phản ứng. Số lần va chạm càng nhiều thì xác suất xảy ra phản ứng càng cao và tốc độ phản ứng càng lớn. Hằng số F phụ thuộc vào hàng loạt yếu tố, như : loại nhiên liệu, thành phần của HHC, hàm lượng khí sót, nhiệt độ và áp suất trong xy lanh, v.v.

Năng lượng kích hoạt (E_a) là số năng lượng bổ sung để tiêu hao cho việc kích hoạt một bộ phận phân tử có khả năng tham gia phản ứng khi va chạm. Phản ứng chỉ có thể xảy ra khi các phân tử va chạm nhau, nhưng không nhất thiết mỗi lần va chạm đều gây ra phản ứng. Để kích hoạt phản ứng thì năng lượng của các phân tử va chạm cần phải đủ lớn để phá được liên kết bên trong của phân tử. Để phản ứng có thể xảy ra thì ở thời kỳ trước khi bắt đầu phản ứng cần phải làm cho một bộ phận các phân tử có dự trữ năng lượng $E > E_1 + E_a = E_2$, trong đó : E_1 - hiệu ứng nhiệt của phản ứng, E_2 - số năng lượng bổ sung cần thiết để tiêu hao cho việc thực hiện phản ứng có tỏa nhiệt. Các phân tử có năng lượng lớn và có khả năng gây ra phản ứng khi va chạm được gọi là các phân tử hoạt tính. Các phản ứng khác nhau có các trị số năng lượng kích hoạt (E_a) khác nhau. E_a càng nhỏ thì phản ứng xảy ra càng dễ dàng và diễn ra nhanh. $E_a = 0$ có nghĩa là năng lượng tổng cộng của hai phân tử va chạm nhau đủ để phá vỡ liên kết bên trong của các phân tử và làm cho phản ứng xảy ra. Trong trường hợp đó, mỗi lần va chạm sẽ gây ra phản ứng.

Tìm hiểu quá trình cháy từ góc độ của người khai thác kỹ thuật ĐCĐT, có thể liệt kê những yếu tố ảnh hưởng đến tốc độ phản ứng hoá học (w_h) sau đây :

- **Tính chất hoá học của nhiên liệu** - Nhiên liệu có thành phần nguyên tố và cấu trúc phân tử khác nhau sẽ có năng lượng kích hoạt (E_a) khác nhau. Năng lượng kích hoạt càng nhỏ thì phản ứng bắt đầu càng dễ dàng và diễn ra nhanh. Trong trường hợp $E_a = 0$, phản ứng sẽ diễn ra sau mỗi lần va chạm giữa các phân tử của các chất tham gia phản ứng.

- **Áp suất và nhiệt độ trong không gian công tác** - Áp suất và nhiệt độ có liên quan đến tần suất va chạm giữa các phân tử nhiên liệu và oxy, qua đó ảnh hưởng đến năng lượng kích hoạt phản ứng. Nhiệt độ và áp suất càng cao thì khả năng xảy ra phản ứng càng lớn và tốc độ phản ứng càng cao. Nói chung, ảnh hưởng của nhiệt độ đến tốc độ cháy nhiên liệu ở ĐCĐT mạnh hơn nhiều so với ảnh hưởng của áp suất.

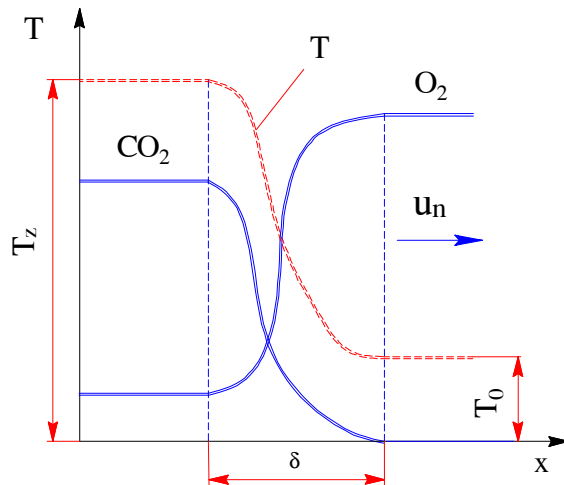
- Thành phần HHC - HHC quá nghèo hoặc quá giàu đều có tốc độ phản ứng hoá học thấp. Điều này có liên quan đến tần suất va chạm và lượng nhiệt tiêu hao cho việc sấy nóng các phân tử không khí hoặc nhiên liệu dư quá mức. Tốc độ phản ứng hoá học sẽ tăng khi HHC được làm giàu dần và đạt tới trị số lớn nhất ứng với $\lambda = 0,85 - 0,90$. Hiện tượng này được giải thích bởi số phân tử nhiên liệu và số phân tử không khí có trong HHC thực tế rất khác nhau, ví dụ : để đốt cháy hoàn toàn 1 phân tử heptane (C_7H_{16}) cần phải có ít nhất 11 phân tử oxygen hoặc 52,5 phân tử không khí. Với HHC hơi đậm, tần suất va chạm giữa các phân tử nhiên liệu và oxy sẽ lớn hơn.

- Hàm lượng khí sót - Tốc độ phản ứng hoá học giảm theo chiều tăng của hệ số khí sót do tần suất va chạm giữa các phân tử tham gia phản ứng giảm và tổn thất nhiệt cho các phân tử khí trơ tăng.

- Chất phụ gia - Một số chất, ví dụ : tetraethyl chì - $(C_2H_5)_4Pb$, Toluene - $C_6H_5CH_3$, benzene - C_6H_6 , ... được pha vào một số loại xăng để làm giảm tốc độ phản ứng hoá học nhằm ngăn chặn hiện tượng kích nổ. Ngược lại, một số loại nhiên liệu diesel lại được pha chất có tác dụng làm giảm thời gian chậm cháy và tăng tốc độ phản ứng hoá học , ví dụ : acetone peroxide, ethyl nitrate, isoamyl nitrate, v.v.

2) Vận tốc lan truyền ngọn lửa

HHC đồng nhất ở ĐCĐT được phát hoả ở một vị trí nào đó trong buồng đốt rồi từ đó ngọn lửa lan truyền về phía hỗn hợp nhiên liệu-không khí chưa cháy. Giữa vùng đã cháy và vùng chưa cháy trong buồng đốt được phân cách bởi một vùng đang cháy gọi là ngọn lửa hay màng lửa. Trong ngọn lửa, các phản ứng oxy hoá nhiên liệu đang diễn ra với tốc độ rất lớn. Giữa ngọn lửa và vùng HHC chưa cháy cũng như giữa ngọn lửa và vùng đã cháy tồn tại gradient rất lớn về nhiệt độ và nồng độ của MCCT trong buồng đốt (H. 5-5).



H. 5-5. Đặc điểm biến thiên nhiệt độ và nồng độ của MCCT trong ngọn lửa cháy tầng

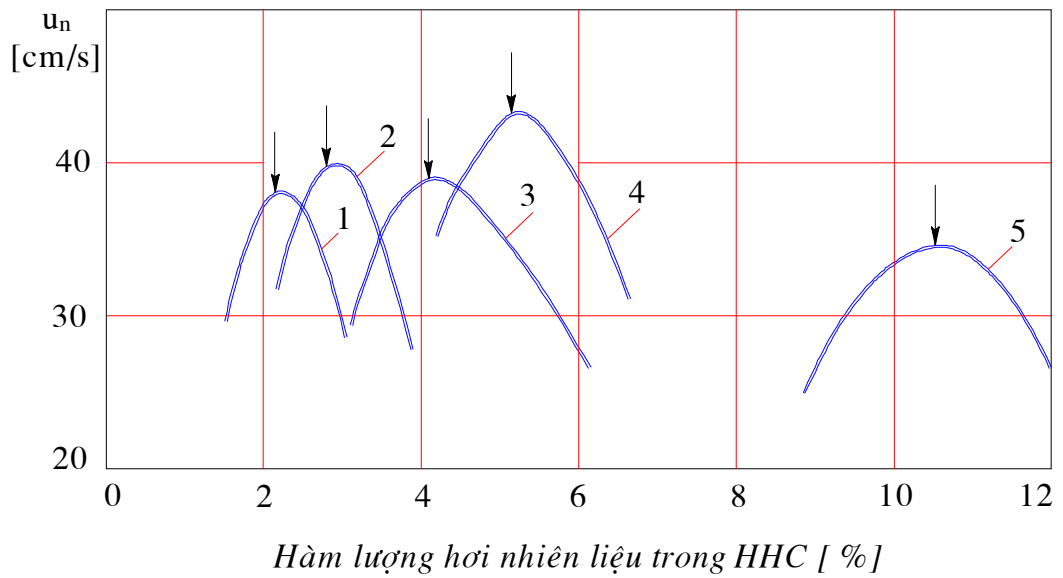
Vận tốc lan truyền ngọn lửa phụ thuộc vào nhiều yếu tố, như : cường độ dẫn nhiệt và khuếch tán của những phân tử hoạt tính từ khu vực đã cháy sang khu vực chưa cháy, tính chất lý-hoá của hỗn hợp khí công tác, đặc tính chuyển động của hỗn hợp khí trong buồng đốt , v.v. Vận tốc mà ngọn lửa lan truyền từ lớp này đến lớp khác do sự khuếch tán của những phân tử hoạt tính và do dẫn nhiệt theo phương pháp tuyến với bề mặt của màng lửa được gọi là vận tốc của ngọn lửa trong trường hợp cháy tầng (gọi tắt là vận tốc cháy tầng - u_n). Vận tốc cháy tầng được quyết định chủ yếu bởi tốc độ phản ứng hoá học và hệ số dẫn nhiệt của HHC. HHC hơi đậm ($\lambda = 0,85 - 0,90$) có vận tốc cháy tầng lớn nhất. Các loại nhiên liệu hydrocarbon có vận tốc cháy tầng cực đại khoảng $0,35 - 0,55 \text{ cm/s}$ ở áp suất $p = 1 \text{ bar}$ và nhiệt độ $t = 20^\circ\text{C}$ [4].

Yếu tố có ảnh hưởng quyết định đến vận tốc lan truyền ngọn lửa trong động cơ thực tế là chuyển động rối của khí trong buồng đốt. Với cường độ chuyển động rối nhỏ, vận tốc ngọn lửa được tăng lên là nhờ tăng cường sự cung cấp nhiệt và các phân tử hoạt tính từ ngọn lửa cho hỗn hợp cháy (H. 5-7a). Khi có chuyển động rối mạnh thì hình dạng ngọn lửa thay đổi, các khối khí chuyển động rối loạn và kết quả là làm tăng bề mặt và vận tốc của ngọn lửa (H. 5-7b). Ngoài các yếu tố kể trên, vận tốc lan truyền ngọn lửa còn phụ thuộc vào hàng loạt thông số kết cấu và vận hành của động cơ như : tỷ số nén, số lượng buji, tốc độ và tải , v.v. Vận tốc lan truyền ngọn lửa ở động cơ hiện nay có trị số trung bình khoảng $20 \div 30 \text{ m/s}$ [4].

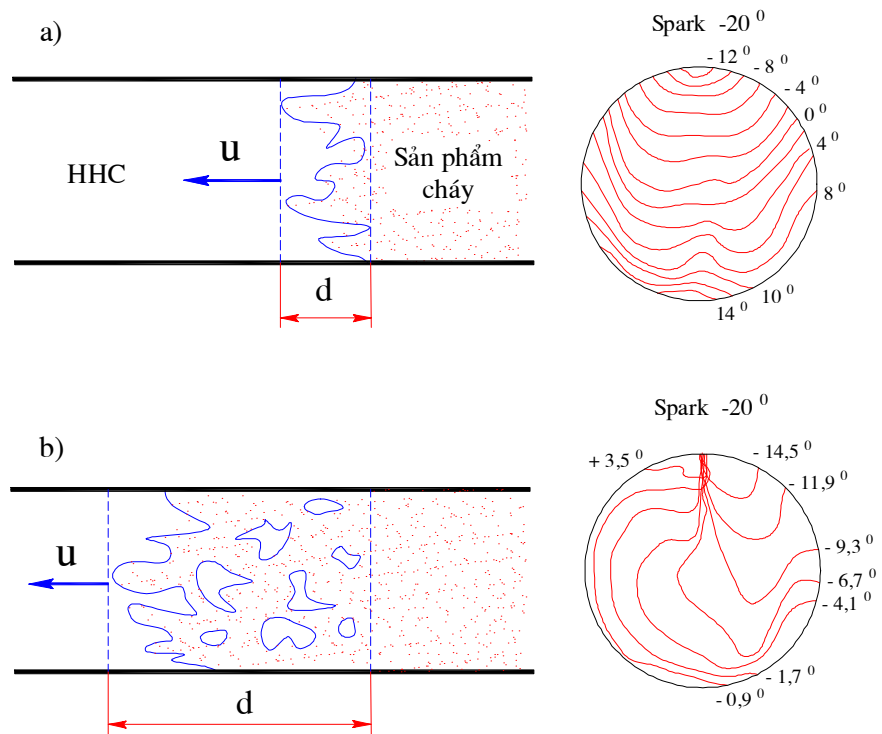
Có thể biểu diễn mối quan hệ giữa vận tốc lan truyền ngọn lửa trong trường hợp có vận động rối của khí trong buồng đốt (gọi tắt là vận tốc cháy rối - u), vận tốc cháy tầng (u_n) và cường độ chuyển động rối (u') như sau [4] :

$$u = u_n + K \cdot u' \quad (5.9)$$

trong đó K là hệ số tỷ lệ.



H. 5-6. Ảnh hưởng của thành phần HHC đến vận tốc cháy tầng
1- Hexane , 2- Benzol , 3- Propane, 4- Propene, 5- Methane



H. 5-7. Ảnh hưởng của chuyển động rối đến tính chất của ngọn lửa
a) Vận động rối yếu b) Vận động rối mạnh

3) Tốc độ cháy của HHC không đồng nhất

Cách thức cháy của HHC không đồng nhất như trường hợp HHC ở turbine khí hoặc ở động cơ diesel không giống như trường hợp HHC đồng nhất đã được mô tả ở trên. Tốc độ cháy (w_c) của HHC không đồng nhất được quyết định chủ yếu bởi tốc độ hoá hơi và hoà trộn hơi nhiên liệu với không khí, bởi vì tốc độ phản ứng hoá học thường lớn hơn rất nhiều so với tốc độ hoá hơi và hoà trộn. Mặt khác, quá trình cháy có thể diễn ra với HHC không đồng nhất rất loãng ($\lambda \geq 4$), vì trong HHC không đồng nhất luôn tồn tại những khu vực có thành phần HHC tốt nhất cho sự bốc cháy ($\lambda = 0,85 - 0,90$); tại những khu vực đó sẽ xuất hiện những trung tâm cháy rồi ngọn lửa sẽ lan ra những khu vực với HHC loãng hơn. Cũng chính vì sự không đồng nhất của HHC mà ở động cơ diesel có thể xuất hiện khói đen và bồ hóng trong khí thải ngay cả với HHC khá loãng ($\lambda \approx 1,4$). Bởi vì, mặc dù HHC có hệ số dư lượng không khí trung bình lớn hơn 1, nhưng vẫn có những khu vực có HHC rất đậm, ở đó các phân tử hydrocarbon bị phân huỷ thành C và các chất khác trong điều kiện nhiệt độ cao và thiếu oxy.

5.2.3. TỐC ĐỘ TĂNG ÁP SUẤT VÀ ÁP SUẤT CHÁY CỰC ĐẠI

Tốc độ tăng áp suất và áp suất cháy cực đại là hai thông số có ảnh hưởng quyết định đến phụ tải cơ học tác dụng lên cơ cấu truyền lực và các bộ phận liên quan. Nhiều chi tiết chịu tác dụng của lực khí thể, như đỉnh piston, thanh truyền, lót xy lanh, v.v. được tính toán bên trên cơ sở áp suất cháy cực đại. Trong khi tác động của áp suất cháy cực đại có thể được coi như phụ tải tĩnh thì tác động của tốc độ tăng áp suất lại mang tính chất động. Chính sự thay đổi áp suất một cách đột ngột sẽ gây nên những biến dạng có tính chu kỳ của vật liệu, từ đó sẽ xuất hiện thêm ứng suất động trong các chi tiết chịu lực. Khi tốc độ tăng áp suất lớn, động cơ sẽ làm việc "cứng", ồn và rung động mạnh.

Trong quá trình cháy, chỉ giai đoạn tính từ thời điểm nhiên liệu phát hoá (điểm c_i - H. 5-3) đến thời điểm áp suất cháy đạt giá trị cực đại (điểm z) có tốc độ tăng áp suất lớn nhất và có ảnh hưởng quyết định đến chất lượng quá trình cháy. Bởi vậy tốc độ tăng áp suất trong giai đoạn này được coi là đại diện cho ảnh hưởng của tốc độ tăng áp suất trong cả quá trình cháy và được đặc trưng bởi thông số **Tốc độ tăng áp suất trung**

$$\text{bình } (w_p): \quad w_p = \frac{\Delta p}{\Delta j} = \frac{p_z - p_{c_i}}{j_z - j_{c_i}} \quad (5.10)$$

trong đó :

w_p - tốc độ tăng áp suất trung bình trong quá trình cháy, [bar/°gqtk]

p_z, p_{c_i} - áp suất trong xy lanh tại điểm z và c_i , [bar]

φ_z, φ_{c_i} - góc quay của trục khuỷu tại điểm z và c_i , [°gqtk]

Thông thường, tốc độ tăng áp suất trung bình được duy trì ở mức $w_p = 4 - 5 \text{ bar/}^\circ \text{gqtk}$ đối với động cơ diesel và $w_p = 1,5 - 2,5 \text{ bar/}^\circ \text{gqtk}$ đối với động cơ xăng.

5.3. QUÁ TRÌNH TẠO HỖN HỢP CHÁY

5.3.1. ĐẶC ĐIỂM QUÁ TRÌNH TẠO HỖN HỢP CHÁY

Quá trình tạo hỗn hợp cháy (HHC) bao gồm tất cả những sự thay đổi về trạng thái, thành phần, nhiệt độ và áp suất của hỗn hợp nhiên liệu - không khí tính từ thời điểm nhiên liệu bắt đầu được hoà trộn với không khí đến thời điểm hỗn hợp hơi nhiên liệu - không khí bốc cháy. Để đảm bảo cho nhiên liệu cháy nhanh, cháy hoàn toàn và cháy gần ĐCT với tốc độ tăng áp suất và áp suất cháy cực đại không quá lớn, quá trình tạo HHC phải thoả mãn những yêu cầu phù hợp với phương pháp tổ chức quá trình cháy ở từng loại động cơ.

Qua tìm hiểu đặc điểm kết cấu, nguyên lý hoạt động của động cơ xăng và động cơ diesel có thể rút ra một số nhận xét có liên quan đến quá trình tạo HHC như sau :

Động cơ xăng	Động cơ diesel
1. HHC được hình thành từ bên ngoài không gian công tác của xy lanh.	1. HHC được hình thành bên trong không gian công tác của xy lanh.
2. HHC trong buồng đốt tại thời điểm phát hoả có thể coi là đồng nhất do quá trình tạo HHC diễn ra trong một khoảng thời gian dài .	2. HHC tại thời điểm phát hoả là không đồng nhất do thời gian để chuẩn bị HHC rất ngắn và nhiên liệu thường là loại khó bay hơi.
3. Nhiên liệu được phát hoả bằng tia lửa điện có nhiệt độ rất cao.	3. Nhiên liệu tự phát hoả dưới tác động của áp suất và nhiệt độ cao của không khí trong buồng đốt.
4. Nhiên liệu thường là loại dễ bay hơi.	4. Nhiên liệu thường là loại khó bay hơi.

Cần lưu ý rằng : không phải nhiên liệu quyết định nguyên lý hoạt động của động cơ mà ngược lại. Việc sử dụng các loại nhiên liệu dễ bay hơi (xăng, alcohol, benzol, khí đốt hoá lỏng, v.v.) cho động cơ xăng và nhiên liệu khó bay hơi hơn (gas oil, dầu solar, mazout, v.v.) cho động cơ diesel được quyết định trước hết bởi các chỉ tiêu chất lượng cơ bản của nhiên liệu (số octane, số cetane, nhiệt trị) và hiệu quả kinh tế khi dùng các loại nhiên liệu đó.

Đặc điểm hình thành HHC bên ngoài đối với động cơ xăng cũng không phải là bất biến. Đã có những thử nghiệm động cơ phát hoả bằng tia lửa chạy bằng xăng được phun trực tiếp vào không gian công tác của xy lanh, nhưng những lợi ích mà giải pháp này mang lại không tương xứng với những bất lợi kèm theo nên tất cả động cơ xăng phổ biến hiện nay đều thuộc loại hình thành HHC bên ngoài.

Tất cả các bộ phận có chức năng thực hiện quá trình tạo ra HHC được gọi chung là hệ thống tạo HHC. Ở động cơ xăng, bộ chế hoà khí hoặc hệ thống phun xăng là những bộ phận có vai trò chính trong việc thực hiện quá trình tạo HHC ; còn ở động cơ diesel - hệ thống phun nhiên liệu. Ngoài ra, cấu hình của buồng đốt, hệ thống nạp-xả cũng có vai trò nhất định trong việc tạo ra HHC theo những tiêu chí định trước.

5.3.2. CHẤT LƯỢNG QUÁ TRÌNH TẠO HHC Ở ĐỘNG CƠ XĂNG

Chất lượng quá trình tạo HHC ở động cơ xăng có thể được đánh giá thông qua 3 đại lượng chính : độ đồng nhất của HHC, chất lượng định lượng và thành phần của HHC.

1) Độ đồng nhất của HHC

HHC được coi là đồng nhất nếu nó có thành phần như nhau tại mọi khu vực trong buồng đốt. Độ đồng nhất của HHC có ảnh hưởng trực tiếp đến công suất, hiệu suất và độ độc hại của khí thải của động cơ. HHC càng đồng nhất thì lượng không khí thực tế cần thiết để đốt cháy hoàn toàn một đơn vị khối lượng nhiên liệu sẽ càng nhỏ. Nói cách khác là độ đồng nhất càng lớn thì động cơ có thể làm việc với HHC có hệ số dư lượng không khí (λ) càng nhỏ mà vẫn đảm bảo yêu cầu đốt cháy hoàn toàn nhiên liệu. Nếu HHC không đồng nhất, sẽ có những khu vực trong buồng đốt thiếu hoặc thừa oxy. Tại khu vực thiếu oxy, nhiên liệu cháy không hoàn toàn sẽ làm giảm hiệu suất nhiệt của động cơ và tăng hàm lượng các chất độc hại trong khí thải. Việc thừa oxy quá mức cũng làm giảm hiệu suất của động cơ do phải tiêu hao năng lượng cho việc sấy nóng, nạp và xả phân không khí dư quá mức, đồng thời giảm hiệu quả sử dụng dung tích công tác của xy lanh.

Độ đồng nhất của HHC được quyết định bởi các yếu tố : tính chất vật lý của nhiên liệu (tính hoá hơi, sức căng bề mặt, độ nhớt), nhiệt độ của không khí và của các bề mặt tiếp xúc với HHC (vách đường ống nạp, đỉnh piston, thành xy lanh), chuyển động rối của khí trong đường ống nạp và trong xy lanh, v.v...

2) Thành phần của hỗn hợp cháy (I)

Trong lĩnh vực ĐCĐT, thành phần của HHC thường được đánh giá bằng đại lượng có tên là hệ số dư lượng không khí :

$$I = \frac{L}{L_0} = \frac{G_K}{G_{0K}} \quad (5.11)$$

Trong đó :

L_0 - lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 đơn vị số lượng nhiên liệu,

L - lượng không khí thực tế cần thiết để đốt cháy 1 đơn vị số lượng nhiên liệu trong động cơ,

G_{0K} - lưu lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn nhiên liệu,

G_K - lưu lượng không khí thực tế đi vào không gian công tác của động cơ.

HHC có $\lambda < 1$ được gọi là hỗn hợp đậm (hoặc hỗn hợp giàu) ; $\lambda > 1$ - hỗn hợp loãng (hoặc hỗn hợp nghèo) ; $\lambda = 1$ - hỗn hợp lý thuyết hoặc hỗn hợp hoá định lượng.

3) Chất lượng định lượng

Chất lượng định lượng được định nghĩa là khả năng điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình cho phù hợp với chế độ làm việc của động cơ và khả năng phân bố đồng đều HHC cho các xy lanh của động cơ nhiều xy lanh.

Đối với động cơ xăng nhiều xy lanh, HHC được cung cấp cho từng xy lanh phải như nhau về phương diện số lượng và thành phần. Mức độ khác nhau về số lượng giữa lượng nhiên liệu chu trình ở các xy lanh của cùng một động cơ được đặc trưng bằng đại lượng "độ định lượng không đồng đều Δg_{ct} ":

$$\Delta g_{ct} = 2 \cdot \frac{g_{ct,max} - g_{ct,min}}{g_{ct,max} + g_{ct,min}} \cdot 100 \quad (5.12)$$

trong đó $g_{ct,max}$ và $g_{ct,min}$ là lượng nhiên liệu chu trình lớn nhất và nhỏ nhất ở các xy lanh với cùng một vị trí của cơ cấu điều khiển.

Sự phân bố không đồng đều HHC cho các xy lanh sẽ dẫn đến những hậu quả sau đây :

- Giảm công suất danh nghĩa và tăng suất tiêu hao nhiên liệu.
- Phụ tải cơ và phụ tải nhiệt không đồng đều ở các xy lanh.
- Có thể xuất hiện hiện tượng kích nổ ở một số xy lanh do thành chung cất của nhiên liệu ở những xy lanh đó có số octane nhỏ.
- Tăng hàm lượng các chất độc hại trong khí thải, v.v.

Các biện pháp thường được sử dụng nhằm hạn chế độ định lượng không đồng đều ở động cơ xăng bao gồm :

- Kết cấu hệ thống nạp hợp lý.
- Sấy nóng đường ống nạp bằng nhiệt của khí thải để tăng cường sự bay hơi của xăng trong ống nạp.
- Sử dụng hệ thống phun xăng nhiều điểm.

5.3.3. CHẤT LƯỢNG QUÁ TRÌNH TẠO HHC Ở ĐỘNG CƠ DIESEL

Chất lượng của quá trình tạo HHC ở động cơ diesel được đánh giá thông qua các đại lượng : độ đồng nhất của HHC, chất lượng định lượng, chất lượng định thời và quy luật hình thành HHC .

1) Độ đồng nhất của HHC

Độ đồng nhất của HHC cũng có ảnh hưởng đến tính năng và các chỉ tiêu khác của động cơ diesel tương tự như đối với động cơ xăng. Tuy nhiên, đặc điểm quá trình tạo HHC ở động cơ diesel rất khác so với ở động cơ xăng, cụ thể : HHC của động cơ diesel được hình thành ở bên trong không gian công tác của xy lanh trong một khoảng thời gian rất ngắn so với thời gian diễn ra toàn bộ chu trình công tác, cho nên thực tế

rất khó tạo ra một HHC đồng nhất tại thời điểm nhiên liệu phát hoả. Chính vì vậy mà các biện pháp đồng nhất hoá HHC ở động cơ diesel phức tạp và đa dạng hơn nhiều. Có thể liệt kê dưới đây một số biện pháp phổ biến :

- Phun nhiên liệu vào buồng đốt dưới dạng sương mù bằng cách nén nhiên liệu đến áp suất rất cao (khoảng 100 ÷ 1500 bar) rồi phun qua các lỗ có tiết diện lưu thông rất nhỏ.
- Phối hợp cấu trúc vĩ mô của các tia nhiên liệu với hình dáng và kích thước của buồng đốt.
- Tạo chuyển động rối mạnh của khí trong buồng đốt bằng cách khoét lõm đỉnh piston, hướng đường ống nạp theo phương tiếp tuyến.
- Sử dụng buồng đốt ngăn cách để tạo ra chuyển động rối mạnh của khí trong buồng đốt, tạo ra hiệu năng nhiệt và hiệu năng phun thứ cấp, v.v.

2) Chất lượng định lượng - Chất lượng định lượng của hệ thống tạo HHC của động cơ diesel được đánh giá bằng hai thông số : lượng nhiên liệu chu trình (g_{ct}) và độ định lượng không đồng đều (Δg_{ct}). Định nghĩa và ảnh hưởng của g_{ct} , Δg_{ct} đến tính năng và các chỉ tiêu khác của động cơ diesel cũng tương tự như đối với động cơ xăng. Tuy nhiên, quá trình tạo HHC ở động cơ xăng và diesel có nhiều đặc điểm khác nhau, nên các biện pháp định lượng chính xác cũng rất khác nhau. Ở động cơ diesel, khí mới là không khí thuần túy cho nên chức năng định lượng thực tế chỉ do hệ thống phun nhiên liệu thực hiện. Các hệ thống phun nhiên liệu kiểu Bosch cổ điển có thể đáp ứng được yêu cầu định lượng cho những động cơ có $n < 3000$ rpm. Ở tốc độ quay càng cao, ảnh hưởng mang tính ngẫu nhiên của hàng loạt hiện tượng thuỷ động trong hệ thống bơm cao áp - ống cao áp - vòi phun nhiên liệu sẽ làm cho sự khác nhau về lượng nhiên liệu chu trình, thời điểm bắt đầu và kết thúc phun nhiên liệu càng lớn. Với những động cơ có tốc độ quay cao , cần phải sử dụng những giải pháp thích hợp để hạn chế độ định lượng không đồng đều, ví dụ : sử dụng hệ thống phun nhiên liệu với BCA phân phối , hệ thống phun nhiên liệu với BCA - VP liên hợp, hệ thống phun nhiên liệu điều khiển điện tử, v.v.

3) Chất lượng định thời

Như chúng ta đã biết, HHC ở động cơ diesel được hình thành bên trong không gian công tác của xy lanh và thời điểm bắt đầu quá trình tạo HHC cũng chính là thời điểm bắt đầu quá trình cháy. Bởi vậy, khác với động cơ xăng, thời điểm hình thành HHC ở động cơ diesel có ảnh hưởng trực tiếp đến hàng loạt thông số công tác và chỉ tiêu chất lượng của động cơ. Chất lượng định thời của hệ thống tạo HHC ở động cơ diesel được hiểu là khả năng định thời điểm bắt đầu và kết thúc quá trình phun nhiên liệu một cách chính xác. Chất lượng định thời ở động cơ diesel hoàn toàn do hệ thống

phun nhiên liệu quyết định và được đặc trưng bằng 2 thông số : góc phun sớm nhiên liệu và độ định thời không đồng đều.

- **Góc phun sớm nhiên liệu (q)** - là góc quay của trục khuỷu tính từ thời điểm nhiên liệu thực tế được phun vào buồng đốt đến thời điểm piston của động cơ tới ĐCT trong hành trình nén. Góc phun sớm nhiên liệu là đại lượng đặc trưng cho thời điểm bắt đầu quá trình tạo HHC ở động cơ diesel.

- **Độ định thời không đồng đều (Dq)** - là đại lượng đánh giá mức độ khác nhau về góc phun sớm ở các xy lanh khác nhau của động cơ nhiều xy lanh. Nó được xác định bằng công thức sau :

$$\Delta q = 2 \cdot \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\max} + q_{\min}} \cdot 100 \quad (5.13)$$

Trong thực tế không thể chế tạo hoặc điều chỉnh được hệ thống phun nhiên liệu có $\Delta g_{ct} = 0 \%$ và $\Delta \theta = 0 \%$, tức là lượng nhiên liệu chu trình và thời điểm cấp liệu cho các xy lanh hoàn toàn bằng nhau ở mọi chế độ làm việc của động cơ. Trị số lớn nhất cho phép của Δg_{ct} và $\Delta \theta$ được nhà chế tạo quy định và phải được kiểm chỉnh định kỳ trong quá trình khai thác động cơ. Với Δg_{ct} và $\Delta \theta$ lớn hơn trị số cho phép, động cơ sẽ không đạt được công suất thiết kế (N_{en}), suất tiêu hao nhiên liệu tăng, phụ tải cơ và nhiệt tác dụng không đồng đều ở tất cả các xy lanh, v.v.

4) Quy luật phun nhiên liệu

Quy luật phun nhiên liệu là khái niệm bao hàm thời gian phun và đặc điểm phân bố tốc độ phun. Có thể biểu diễn quy luật phun dưới dạng vi phân hoặc dưới dạng tích phân.

- **Quy luật phun dưới dạng vi phân** - là hàm số thể hiện đặc điểm thay đổi tốc độ phun tức thời theo góc quay trục khuỷu trong quá trình phun (xem H. 1-39a).

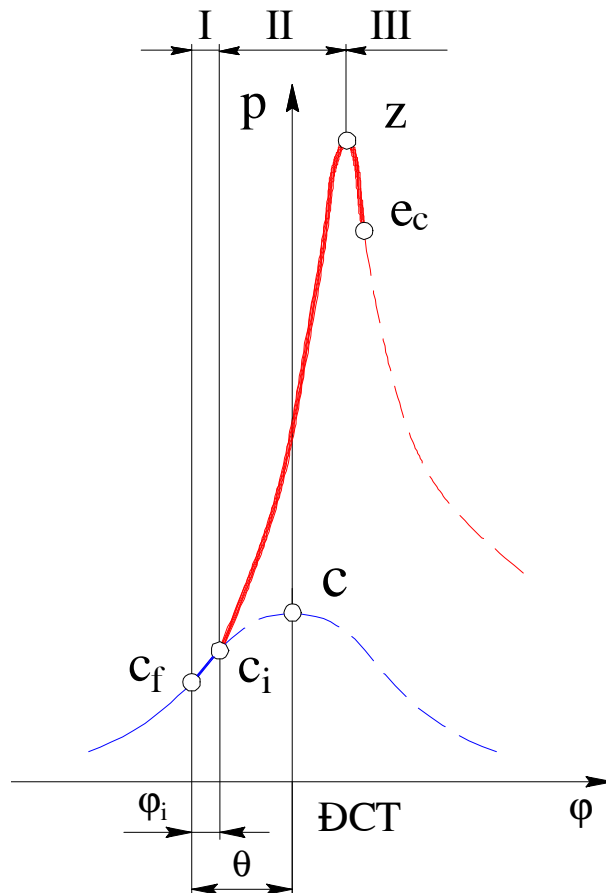
- **Quy luật phun dưới dạng tích phân** - là hàm số thể hiện đặc điểm thay đổi theo góc quay trục khuỷu của lượng nhiên liệu được phun vào buồng đốt tính từ thời điểm bắt đầu phun (H. 1-39b).

Quy luật phun nhiên liệu có ảnh hưởng quyết định đến quy luật hình thành HHC, đặc biệt là đối với phương pháp tạo HHC kiểu thể tích, qua đó ảnh hưởng đến hàng loạt chỉ tiêu chất lượng của động cơ diesel. Việc lựa chọn quy luật phun nhiên liệu như thế nào là tùy thuộc vào tính năng của động cơ và cách thức tổ chức quá trình cháy.

5.4. QUÁ TRÌNH CHÁY Ở ĐỘNG CƠ XĂNG

5.4.1. DIỄN BIẾN VÀ CÁC THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG

Căn cứ vào đặc điểm biến thiên của áp suất của MCCT trong xy lanh, có thể chia quá trình cháy ở động cơ xăng thành 3 giai đoạn : chậm cháy, cháy chính và cháy sót.



H. 5-8. Quá trình cháy ở động cơ xăng trên đồ thị công mở rộng

c_f - Thời điểm buji đánh lửa, c_i - Thời điểm nhiên liệu phát nổ,
 z - Thời điểm áp suất cháy đạt giá trị cực đại, e_c - Thời điểm kết thúc
quá trình cháy, φ_i - Góc chậm cháy, θ - Góc đánh lửa sớm.

Giai đoạn I - Giai đoạn chậm cháy

Giai đoạn chậm cháy kéo dài từ thời điểm buji đánh lửa (điểm c_f) đến thời điểm nhiên liệu phát nổ. Việc xác định thời điểm phát nổ rất khó thực hiện trong điều kiện thực tế nên người ta thường quy ước thời điểm cuối giai đoạn chậm cháy là lúc đường áp suất cháy tách khỏi đường nén (điểm c_i). Những trung tâm cháy đầu tiên ở động cơ xăng được hình thành tại khu vực gần 2 cực của buji dưới tác dụng của nhiệt

độ rất cao (khoảng 10.000 °C) của tia lửa điện. Trong giai đoạn chậm cháy, áp suất của MCCT hầu như không thay đổi so với đường nén do tốc độ tỏa nhiệt còn rất thấp. Thông số đặc trưng cho giai đoạn này là thời gian chậm cháy (τ_i) hoặc góc chậm cháy (φ_i). Trị số của τ_i hoặc φ_i phụ thuộc chủ yếu vào tính chất lý hoá của hỗn hợp khí công tác (loại nhiên liệu, λ , γ_r , T, p) và cường độ của tia lửa điện.

Giai đoạn II - Giai đoạn cháy chính

Giai đoạn cháy chính kéo dài từ thời điểm nhiên liệu phát hoả (điểm c_i) đến thời điểm áp suất cháy đạt giá trị cực đại (điểm z).

Do đã được hoá hơi và hoà trộn đều với không khí theo một tỷ lệ thích hợp nên sau khi được phát hoả, nhiên liệu bốc cháy mãnh liệt trong màng lửa lan truyền từ những trung tâm cháy đầu tiên ra khắp không gian buồng đốt. Tốc độ lan truyền ngọn lửa phụ thuộc rất nhiều vào cường độ chuyển động rối của MCCT trong buồng đốt. Tốc độ tỏa nhiệt rất lớn trong một không gian công tác nhỏ làm cho áp suất tăng lên rất nhanh. Nhiệt lượng cung cấp cho MCCT được sinh ra chủ yếu trong giai đoạn này của quá trình cháy. Quá trình cấp nhiệt ở đây gần giống với cấp nhiệt đẳng tích.

Giai đoạn cháy chính ở động cơ xăng thường được đánh giá bằng 2 đại lượng là áp suất cháy cực đại (p_z) và tốc độ tăng áp suất trung bình (w_p).

Giai đoạn III - Giai đoạn cháy rớt

Nếu được tổ chức tốt thì quá trình cháy sẽ kết thúc sau khi piston rời ĐCT khoảng 10 ÷ 30 ° gqtk. Ngược lại, quá trình cháy có thể tiếp tục trên đường dẫn nở. Giai đoạn cháy sau khi piston đã rời xa ĐCT được gọi là cháy rớt.

Cháy rớt là hiện tượng có hại về mọi phương diện, vì :

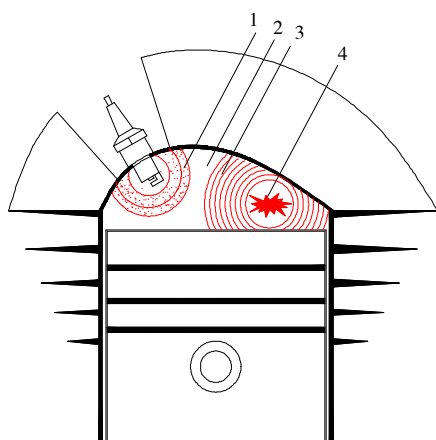
- Tăng tổn thất nhiệt theo khí thải do khí thải có nhiệt độ cao hơn.
- Tăng tổn thất nhiệt truyền cho môi chất làm mát do MCCT có nhiệt độ cao hơn khi piston đã rời xa ĐCT.
- Nhiệt độ cao của MCCT trong xy lanh được duy trì trong thời gian dài có thể gây quá tải nhiệt cho động cơ, v.v.

5.4.2. NHỮNG HIỆN TƯỢNG CHÁY KHÔNG BÌNH THƯỜNG Ở ĐỘNG CƠ XĂNG

HHC ở động cơ xăng được phát hoả nhờ tia lửa điện có nhiệt độ rất cao. Mặc dù diễn ra rất nhanh nhưng quá trình cháy không xảy ra tức thì trong toàn bộ không gian buồng đốt mà ngọn lửa xuất phát từ khu vực gần hai cực của buji lan truyền theo từng lớp, phân chia không gian của buồng đốt thành hai vùng : vùng sau ngọn lửa chứa sản phẩm cháy và vùng trước ngọn lửa chứa hoà khí chưa cháy (H. 4-9). Nếu tất cả nhiên liệu được đốt cháy trong không gian công tác của xy lanh bởi ngọn lửa xuất phát từ tia lửa điện của buji thì quá trình cháy được gọi là **cháy bình thường**. Ở động cơ xăng cũng có thể xuất hiện một số hiện tượng cháy không bình thường, như : kích nổ, cháy sớm, nổ trong ống xả, nổ trong ống nạp, v.v.

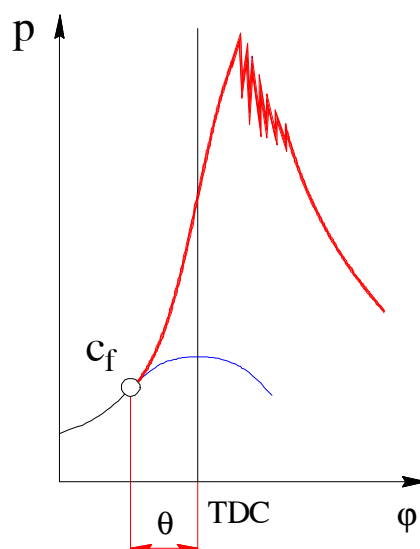
1) Kích nổ

Kích nổ là hiện tượng tự bốc cháy một cách đột ngột của phần hoà khí trong vùng phía trước ngọn lửa.



H. 5-9. Sơ đồ lan truyền ngọn lửa trong trường hợp kích nổ ở động cơ xăng

- 1- Ngọn lửa từ buji, 2- Hoà khí chưa cháy,
- 3- Ngọn lửa từ tâm kích nổ,
- 4- Tâm kích nổ



H. 5-10. Đồ thị công khi có kích nổ

Hiện tượng kích nổ có thể nhận biết qua một số biểu hiện đặc trưng sau đây :

- Xuất hiện tiếng gõ kim loại do sóng xung kích phản xạ nhiều lần trong buồng đốt. Tốc độ cháy của phần hoà khí bị kích nổ rất lớn sẽ tạo nên áp suất và nhiệt độ cục bộ rất cao tại khu vực kích nổ. Vận tốc lan truyền ngọn lửa kích nổ có thể đạt tới 2000 m/s, trong khi vận tốc của ngọn lửa cháy bình thường không vượt quá 40 m/s ở động cơ xăng hiện nay. Sự chênh lệch áp suất giữa khu vực kích nổ và phần không gian còn lại của buồng đốt sẽ làm xuất hiện sóng xung kích lan truyền với vận tốc truyền âm. Sóng

xung kích phản xạ nhiều lần trong không gian buồng đốt sẽ tạo ra tiếng gõ kim loại đặc trưng của hiện tượng kích nổ.

- Động cơ xả khói đen do một phần nhiên liệu và sản phẩm cháy bị phân huỷ dưới tác dụng của áp suất và nhiệt độ rất cao tại khu vực kích nổ.

- Đồ thị công có hình răng cưa.

Kích nổ là hiện tượng rất có hại, vì :

- Công suất của động cơ giảm, suất tiêu thụ nhiên liệu tăng do một phần năng lượng phải tiêu hao cho sự lan truyền của sóng xung kích, tổn thất nhiệt cho môi chất làm mát tăng, một phần năng lượng tiêu hao cho sự phân huỷ nhiên liệu và sản phẩm cháy .

- Do sự lan truyền và phản xạ nhiều lần của sóng xung kích trong buồng đốt, sự truyền nhiệt từ khí nóng cho vách xylanh sẽ được tăng cường và màng dầu bôi trơn trên bề mặt của các chi tiết thuộc cơ cấu truyền lực có thể bị phá huỷ dẫn đến hàng loạt hư hỏng như hệ thống làm mát bị quá tải, kẹt piston, bó xecmang, v.v.

Nguyên nhân và bản chất hiện tượng kích nổ ở động cơ xăng chưa được lý giải một cách toàn diện. Tuy nhiên, nhiều tác giả cho rằng kích nổ là kết quả của hàng loạt phản ứng tiền ngọn lửa (preflame reactions) diễn ra trong điều kiện nhiệt độ và áp suất cao tại vùng trước ngọn lửa chưa phân hoà khí chưa cháy (thường gọi là hoà khí cuối - end mixture) bị chèn ép bởi màng lửa lan truyền từ buji. Trong thời gian diễn ra các phản ứng tiền ngọn lửa trong những điều kiện thích hợp sẽ xuất hiện các chất peroxide có tính chất như chất nổ. Các chất peroxide đó sẽ tự bốc cháy với tốc độ rất lớn nếu nồng độ của chúng vượt quá trị số tới hạn và gây ra hiện tượng kích nổ. Khả năng xuất hiện kích nổ được quyết định bởi 3 nhóm yếu tố sau đây :

- Tính chất của HHC.
- Đặc điểm cấu tạo của động cơ.
- Chế độ làm việc của động cơ.

Với HHC có thành phần khác nhau và loại nhiên liệu khác nhau, tính chất và tốc độ của các phản ứng tiền ngọn lửa sẽ khác nhau , do đó khả năng xuất hiện kích nổ cũng khác nhau. Ví dụ xăng chứa nhiều hydrocarbon loại parafin mạch thẳng dễ bị kích nổ hơn xăng chứa nhiều hydrocarbon loại aromatic mạch vòng do việc phá vỡ cấu trúc của các phân tử aromatic khó hơn so với các phân tử parafin.

Đặc điểm cấu tạo của động cơ (ví dụ : cấu hình của buồng đốt, số lượng và vị trí của buji, tỷ số nén, vật liệu chế tạo piston và nắp xylanh, v.v.) và chế độ làm việc của động cơ (ví dụ : tốc độ quay, tải, chế độ làm mát, v.v.) có liên quan trực tiếp đến áp suất và nhiệt độ của phân hoà khí chưa cháy. Tất cả những yếu tố góp phần làm tăng áp suất và nhiệt độ của phân hoà khí cuối cũng như thời gian mà phân hoà khí đó chịu tác dụng của áp suất và nhiệt độ cao đều có thể làm tăng khả năng kích nổ.

2) Cháy sớm

Cháy sớm là hiện tượng hoà khí được đốt cháy bởi những vật thể có nhiệt độ đủ cao (các cực của buji, nấm xupap xả, muội than đang cháy, v.v.) trước khi có tia lửa điện của buji.

Quá trình lan truyền ngọn lửa trong trường hợp cháy sớm cũng tương tự như khi cháy bình thường. Nếu hiện tượng cháy sớm xuất hiện đúng hoặc rất gần thời điểm buji đánh lửa thì nó không gây tác hại gì đáng kể. Ngược lại, nếu hoà khí được đốt cháy sớm hơn nhiều so với thời điểm đánh lửa tối ưu sẽ dẫn đến hàng loạt hậu quả, như:

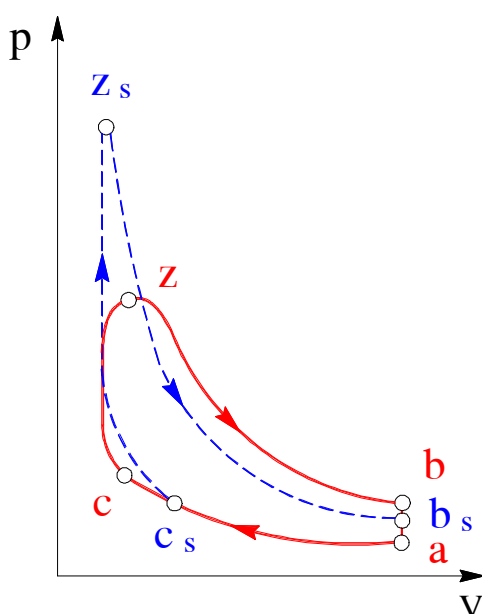
- Công suất và hiệu suất của động cơ giảm do công tiêu hao cho quá trình nén tăng bởi vì phải nén MCCT có áp suất cao hơn.

- Phụ tải cơ và phụ tải nhiệt của động cơ tăng do áp suất và nhiệt độ cực đại của MCCT cao hơn.

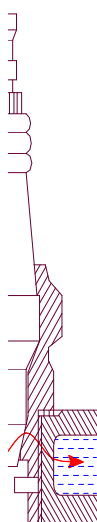
- Cháy sớm rất dễ kéo theo kích nổ do áp suất và nhiệt độ trong xy lanh cao hơn.

- Cháy sớm có xu hướng xuất hiện sớm hơn sau mỗi chu trình công tác và làm cho những hậu quả kể trên càng nghiêm trọng hơn. Ở động cơ nhiều xy lanh, cháy sớm thường xuất hiện và phát triển không giống nhau trong các xy lanh khác nhau. Nếu cháy sớm chỉ xuất hiện trong một hoặc vài xy lanh thì rất khó phát hiện do tiếng ồn của động cơ trong quá trình làm việc. Điều đó có thể gây hậu quả rất nghiêm trọng như gãy thanh truyền, trục khuỷu, v.v. nếu trong một xy lanh nào đó cháy sớm xảy ra khi piston còn ở rất xa so với ĐCT trong hành trình nén.

Hiện tượng cháy sớm ở động cơ xăng có thể khắc phục bằng cách chọn "độ nóng" của buji phù hợp với đặc điểm của động cơ (H. 5-12), ngăn ngừa hiện tượng kết muội than trong buồng đốt, v.v.



H. 5-11. Đồ thị công khí cháy bình thường (aczba) và khi cháy sớm ($ac_s z_s b_s a$)



H. 5-12. Buji "nóng"
(a) và Buji "lạnh" (b)

3) Những hiện tượng cháy không bình thường khác

- **Nổ trong ống xả** - là hiện tượng nhiên liệu phát hoả trong đường ống xả của động cơ. Nguyên nhân chủ yếu của hiện tượng này là do hỗn hợp cháy quá đậm (nhiên liệu sẽ cháy không hoàn toàn) hoặc quá loãng (tốc độ cháy nhỏ, cháy rất tầng), hoặc do hiện tượng bỏ lửa ở một vài xy lanh, v.v. dẫn đến tình trạng tồn tại một lượng hỗn hợp cháy trong đường ống xả. Lượng hỗn hợp cháy này sẽ phát hoả nếu tiếp xúc với vật thể có nhiệt độ đủ cao, ví dụ muội than nóng đỏ trong khí thải. Hiện tượng nổ trong ống xả có thể khắc phục bằng cách điều chỉnh đúng bộ chế hoà khí để hỗn hợp cháy có thành phần thích hợp và khắc phục hiện tượng bỏ lửa.
- **Nổ trong ống nạp** - Hiện tượng nổ trong ống nạp có thể xuất hiện trong quá trình khởi động động cơ hoặc khi động cơ chạy ở những chế độ tốc độ thấp. Nguyên nhân của hiện tượng này là sản phẩm cháy lọt vào đường ống nạp và nếu sản phẩm cháy có nhiệt độ đủ cao hoặc trong sản phẩm cháy có những vật thể có nhiệt độ cao sẽ làm cho hoà khí trong ống nạp phát hoả.
- **Hiện tượng khó tắt máy sau khi đã ngắt điện** - Trong một số trường hợp, động cơ vẫn tiếp tục hoạt động ở chế độ không tải sau khi đã ngắt điện đến buji với những tiếng nổ đánh và không ổn định. Nguyên nhân chủ yếu của hiện tượng này là động cơ có tỷ số nén cao nên nhiệt độ khá cao ở cuối hành trình nén kết hợp với những yếu tố khác (ví dụ trong buồng đốt có những vật thể có nhiệt độ cao hơn bình thường) có khả năng làm cho nhiên liệu phát hoả. Hiện tượng này được khắc phục bằng cách trang bị một cơ cấu cho phép cắt hoàn toàn nhiên liệu đến buồng đốt của động cơ.

5.4.3. NHỮNG YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN QUÁ TRÌNH CHÁY Ở ĐỘNG CƠ XĂNG

Diễn biến và chất lượng quá trình cháy ở động cơ xăng chịu tác động trực tiếp và gián tiếp của hàng loạt yếu tố kết cấu và khai thác, như : tỷ số nén , vật liệu chế tạo piston và nắp xy lanh, cấu hình của buồng đốt và vị trí đặt buji, loại nhiên liệu, thành phần của HHC, góc đánh lửa sớm, tải, tốc độ quay , v.v.

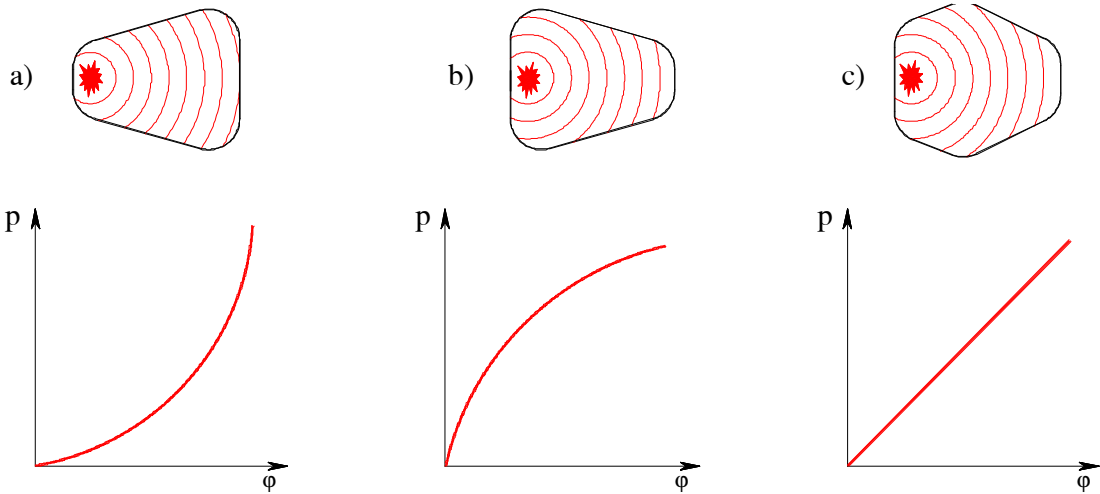
1) Tỷ số nén (ϵ)

Tăng tỷ số nén sẽ làm tăng áp suất và nhiệt độ của MCCT tại thời điểm buji đánh lửa và làm giảm hệ số khí sót. Điều này có ảnh hưởng tốt đến quá trình cháy. Tuy nhiên, tỷ số nén càng lớn thì động cơ làm việc càng cứng và khả năng kích nổ càng cao. Những yếu tố quan trọng cần phải xem xét đến khi lựa chọn tỷ số nén cho động cơ xăng bao gồm : loại nhiên liệu được sử dụng, môi chất và chế độ làm mát, chế độ làm việc của động cơ , vật liệu chế tạo piston và nắp xy lanh, kích thước của xy lanh, v.v.

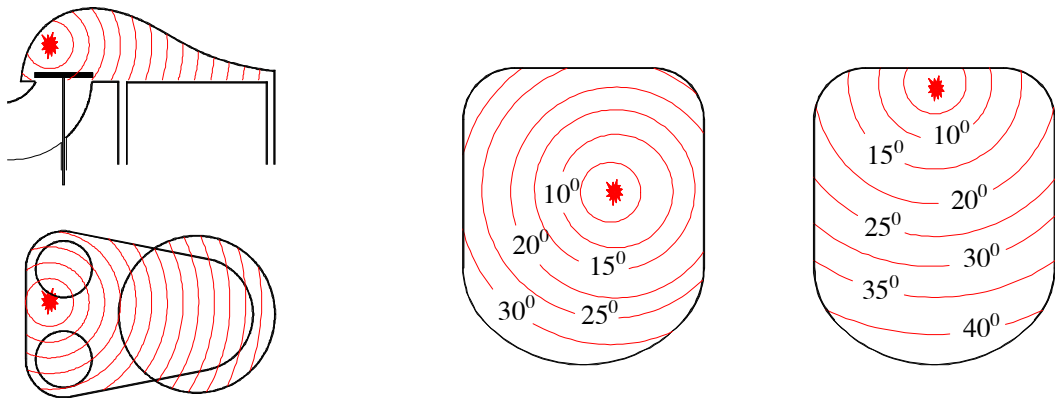
2) Cấu hình của buồng đốt và vị trí đặt buji

Với tốc độ di chuyển ngọn lửa như nhau, tốc độ cháy và tốc độ tăng áp suất trong xy lanh sẽ tỷ lệ thuận với diện tích bề mặt ngọn lửa. Nếu đặt buji ở phần hẹp của buồng đốt (H. 5-13a), tốc độ cháy ở giai đoạn đầu sẽ nhỏ do bề mặt màng lửa nhỏ. Vì vậy, tốc độ tăng áp suất ở giai đoạn đầu của quá trình cháy sẽ thấp hơn so với giai đoạn sau. Trong trường hợp ngược lại, nếu buji được đặt ở phần rộng của buồng đốt thì tốc độ tăng áp suất ở giai đoạn đầu sẽ cao hơn (H. 5-13b). Sự kết hợp 2 dạng buồng đốt kể trên có thể đảm bảo cho tốc độ tăng áp suất cháy gần như không đổi trong suốt quá trình cháy (H. 5-13c). Đặc điểm này được lợi dụng cho buồng đốt kiểu Ricardo (H. 5-14). Nhờ hình dạng và vị trí đặt buji thích hợp nên áp suất cháy tăng đều đặn trong quá trình cháy, động cơ làm việc " mềm " , khả năng kích nổ thấp.

H. 5-15 thể hiện sơ đồ lan truyền ngọn lửa trong buồng đốt với buji đặt ở trung tâm và ở cạnh buồng đốt. Trong trường hợp thứ nhất, ngọn lửa lan truyền khắp không gian buồng đốt sau khi trục khuỷu quay được 30° (H. 5-15a) , trong trường hợp thứ hai - sau 40° (H. 5-15b). Kết quả là tốc độ cháy và khả năng xuất hiện kích nổ trong 2 trường hợp kể trên sẽ khác nhau. Tốc độ tăng áp suất trong trường hợp thứ nhất cao hơn nhưng khả năng kích nổ thấp hơn do thời gian mà phân hoà khí sau cùng chịu tác dụng của áp suất và nhiệt độ cao ngắn hơn.



H. 5-13. Ảnh hưởng của cấu hình buồng đốt và vị trí buji đến diễn biến quá trình cháy



H. 5-14. Sơ đồ lan truyền ngọn lửa trong buồng đốt Ricardo

H. 5-15. Sơ đồ lan truyền ngọn lửa trong buồng đốt phụ thuộc vào vị trí đặt buji

3) Loại nhiên liệu

Những tính chất của nhiên liệu có ảnh hưởng trực tiếp nhất đến quá trình cháy ở động cơ xăng bao gồm tính chống kích nổ và tính hoá hơi.

- **Tính chống kích nổ** của nhiên liệu là khả năng đảm bảo cho ngọn lửa lan truyền và đốt cháy phần HHC phía trước ngọn lửa một cách đều đặn mà không gây ra kích nổ. Phương pháp định lượng tính chống kích nổ được sử dụng phổ biến nhất hiện nay là xác định số octane (Octane Number - ON) của nhiên liệu. Nhiên liệu dùng cho động cơ xăng hiện đại thường phải là loại có tính chống kích nổ tốt vì những loại động cơ này có tỷ số nén khá cao để đảm bảo có suất tiêu thụ nhiên liệu thấp (xem mục 3.1.6).

- Tính hoá hơi của nhiên liệu là thuật ngữ biểu đạt khái niệm bao hàm khả năng dễ hoá hơi, phạm vi nhiệt độ sôi và hàm lượng các thành phần có nhiệt độ sôi khác nhau trong mẫu thử. Tính hoá hơi có ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình cháy, qua đó ảnh hưởng đến tính năng khởi động lạnh, khởi động nóng, chạy không tải, tăng tốc thời gian chạy ấm máy, v.v. (xem mục 3.1.6).

4) Thành phần của hỗn hợp cháy

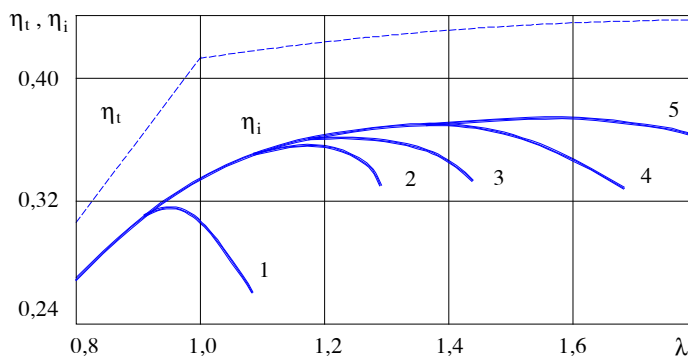
Thành phần HHC (λ) có ảnh hưởng trực tiếp đến tốc độ phản ứng hoá học giữa nhiên liệu và oxy và qua đó ảnh hưởng đến các thông số công tác khác của động cơ.

- ảnh hưởng của λ đến hiệu suất lý thuyết (η_t)

Hiệu suất của chu trình lý thuyết của động cơ xăng được xác định bằng công thức (xem mục 2.2) :

$$h_{t-v} = \frac{W_t}{Q_1} = 1 - \frac{1}{e^{k-1}}$$

Ở vùng HHC đậm ($\lambda \leq 1$), η_t giảm mạnh theo chiều giảm của λ do phân nhiên liệu cháy không hoàn toàn tăng. Ở vùng HHC loãng ($\lambda \geq 1$), nhiên liệu cháy hoàn toàn và lượng nhiệt chu trình là không đổi ($Q_1 = \text{const}$). Mặt khác, theo chiều tăng của λ trong vùng $\lambda \geq 1$, nhiệt dung riêng của MCCT sẽ giảm vì cả lượng nhiệt chu trình ứng với 1 đơn vị số lượng khí mới, nhiệt độ của MCCT trong quá trình cháy và dẫn nổ, hàm lượng tương đối của các khí nhiều nguyên tử (CO_2 , H_2O) đều giảm. Kết quả là hệ số đoạn nhiệt (k) sẽ tăng đôi chút và làm cho hiệu suất lý thuyết (η_t) tăng nhẹ theo chiều tăng của λ .



H. 5-16. Ảnh hưởng của λ đến η_t và η_i
 1- với tải bộ phận, 2- với 100 % tải, 3- với hai bougie cho mỗi xy lanh, 4- với khí mới phân lớp, 5- với buồng đốt trước

- ảnh hưởng đến hiệu suất chỉ thị (η_i)

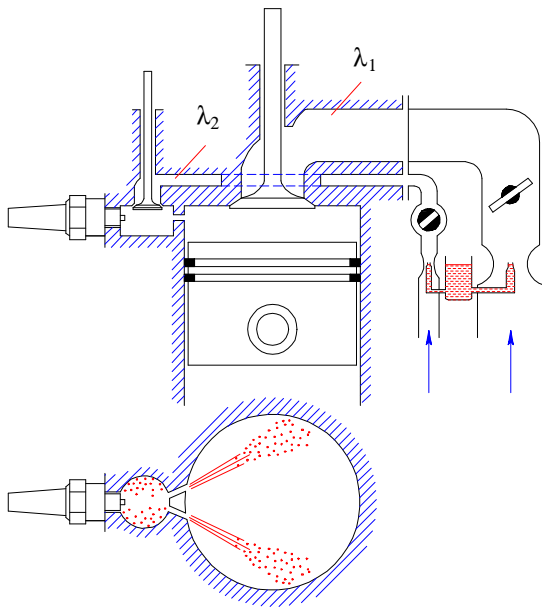
Hiệu suất nhiệt của chu trình thực, tức là hiệu suất chỉ thị (η_i) cũng sẽ tăng khi HHC được làm loãng dần do hiệu suất lý thuyết tăng ($\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{t-i}$). Tuy nhiên, khác với hiệu suất lý thuyết, hiệu suất chỉ thị chỉ tăng đến một giới hạn nhất định, tại đó quá trình cháy nhiên liệu vẫn diễn ra bình thường. Khi HHC quá loãng, quá trình cháy

nhiên liệu sẽ diễn ra chậm và không ổn định, có thể có hiện tượng "bỏ lửa" (misfiring), tất cả những yếu tố đó đều góp phần làm giảm hiệu suất chỉ thị của động cơ.

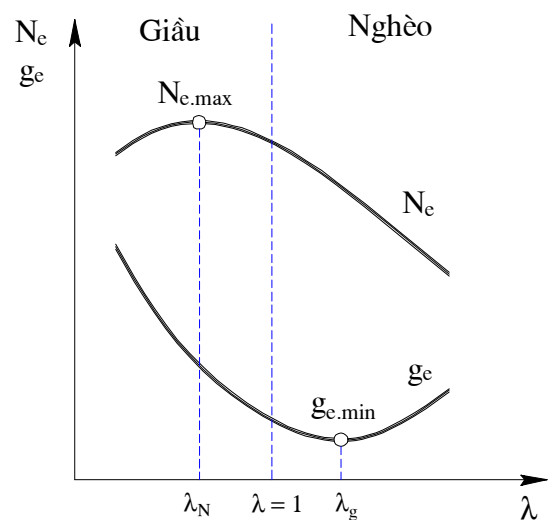
- Giới hạn loãng có ích (λ_e)

Trị số của hệ số dư lượng không khí, tại đó hiệu suất chỉ thị đạt giá trị cực đại, được gọi là giới hạn loãng có ích (λ_e). Trị số λ_e được quyết định bởi hàng loạt yếu tố kết cấu và vận hành, như : loại buồng đốt, số lượng buji, năng lượng của tia lửa điện, nhiệt độ và áp suất tại thời điểm đốt cháy nhiên liệu, v.v. Cố gắng tăng λ_e ở động cơ xăng không chỉ nhằm mục đích tăng hiệu suất nhiệt mà còn có tác dụng giảm độ độc hại của khí thải.

H. 5-17 giới thiệu sơ đồ nguyên lý giải pháp đốt cháy bằng buồng đốt trước (precombustion chamber ignition) nhằm mục đích tăng λ_e ở động cơ xăng. Toàn bộ thể tích buồng đốt của động cơ được chia thành 2 phần : buồng đốt phụ và buồng đốt chính. Buồng đốt phụ được cung cấp HHC đậm qua một xupap phụ, còn buồng đốt chính được cung cấp HHC loãng qua xupap nạp chính. HHC trong buồng đốt phụ được đốt cháy bằng tia lửa điện của buji. HHC trong buồng đốt chính được đốt cháy bằng ngọn lửa phun ra từ buồng đốt phụ. Với giải pháp như trên, động cơ có thể hoạt động với HHC có hệ số dư lượng không khí trung bình lớn hơn nhiều ($\lambda \geq 1,5$) so với phương pháp đốt cháy cổ điển .



H. 5-17. Sơ đồ hệ thống đốt cháy bằng buồng đốt trước ở động cơ xăng



H. 5-18. Ảnh hưởng của λ đến N_e và g_e của động cơ xăng

- Ảnh hưởng λ đến công suất có ích (N_e) và suất tiêu thụ nhiên liệu (g_e)

H. 5-18 giới thiệu dạng điển hình của đường N_e và g_e theo đặc tính điều chỉnh thành phần HHC của động cơ xăng, tức là đường cong thể hiện đặc điểm biến thiên của N_e và g_e theo λ khi động cơ chạy ở tốc độ quay không đổi trong điều kiện giữ nguyên vị trí của bướm ga.

Theo đặc tính điều chỉnh thành phần HHC của động cơ xăng, N_e giảm dần theo chiều tăng của λ do tốc độ cấp nhiệt giảm. Khi HHC được làm đậm dần, công suất của động cơ sẽ tăng và đạt tới trị số cực đại ứng với $\lambda = \lambda_N$, tại đó lượng nhiên liệu được tăng thêm do giảm λ cân bằng với lượng nhiên liệu cháy không hoàn toàn do thiếu oxygen. Nếu tiếp tục làm đậm HHC, công suất của động cơ sẽ giảm do chất lượng quá trình cháy bị ảnh hưởng, lượng nhiên liệu cháy không hoàn toàn tăng.

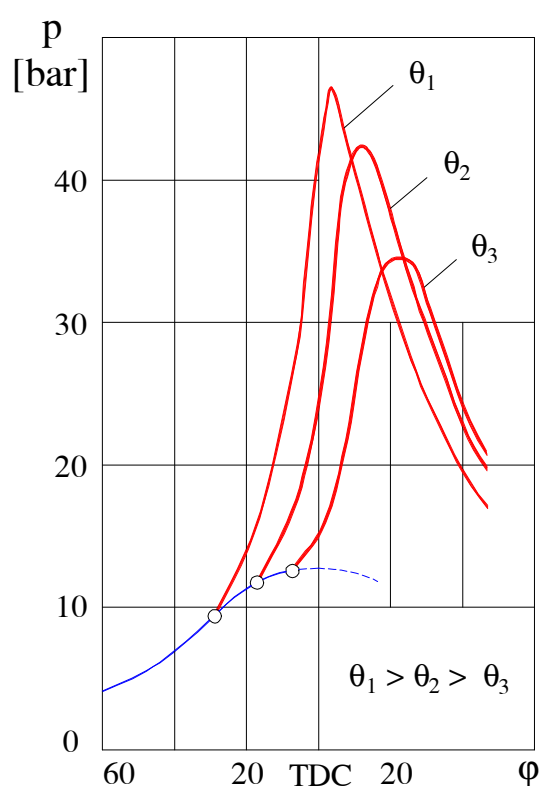
Về phương diện hiệu quả biến đổi năng lượng, g_e sẽ giảm mạnh theo chiều tăng của λ trong phạm vi $\lambda < 1$ do lượng nhiên liệu cháy không hoàn toàn giảm. Trị số của hệ số dư lượng không khí ứng với suất tiêu hao nhiên liệu cực tiểu (λ_g) tùy thuộc vào nhiều yếu tố, như : tải, tốc độ quay, giới hạn loãng có ích, v.v. Nếu tiếp tục làm loãng HHC ($\lambda > \lambda_g$), suất tiêu thụ nhiên liệu sẽ tăng do tốc độ cháy giảm, quá trình cháy không ổn định .

- Khi khởi động động cơ nguội, cần phải cung cấp HHC có hệ số dư lượng không khí danh nghĩa rất nhỏ ($\lambda < 0,3 - 0,4$) để có thể tạo ra được HHC có ích đủ đậm để có thể phát hoả trong điều kiện áp suất và nhiệt độ trong cylindre còn thấp.

- Khi động cơ hoạt động ở những chế độ tải nhỏ hoặc không tải, cần cung cấp cho động cơ HHC đậm ($\lambda = 0,4 - 0,8$) để động cơ có thể chạy ổn định, vì ở những chế độ tải nói trên điều kiện hình thành HHC và đốt cháy nhiên liệu không thuận lợi.

- Ở những chế độ tải và tốc độ quay trung bình, cần tạo ra HHC hơi loãng ($\lambda = 1,05 - 1,15$) để nhiên liệu cháy hoàn toàn.

- Muốn động cơ đạt được công suất lớn nhất, cần phải tạo ra HHC hơi đậm ($\lambda = 0,85 - 0,90$) .



H. 5-19. ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm đến đồ thị công của động cơ xăng

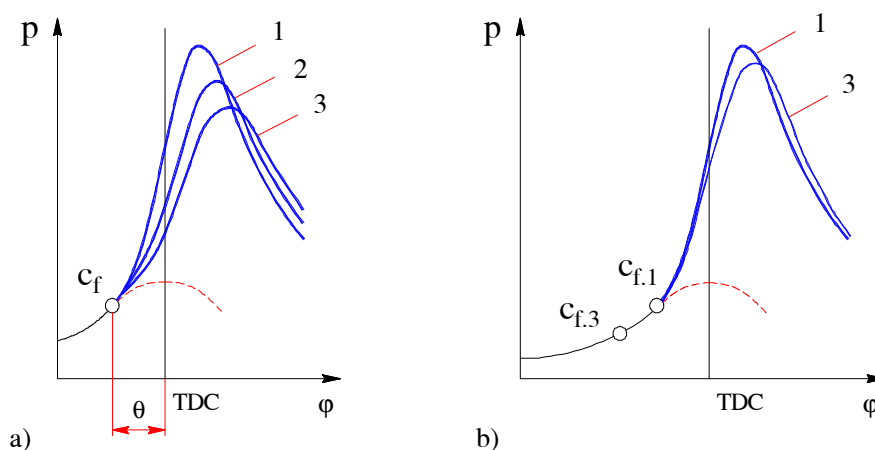
5) Góc đánh lửa sớm (θ)

H. 5-19 thể hiện 3 đồ thị công của một động cơ ứng với 3 góc đánh lửa sớm khác nhau. Nếu góc đánh lửa sớm quá nhỏ (thời điểm đánh lửa quá gần ĐCT) thì thời gian cháy kéo dài do nhiên liệu cháy trong điều kiện chuyển động rời của MCT yếu dần, lượng nhiên liệu cháy rất tăng . Hậu quả là công suất của động cơ giảm, suất tiêu thụ nhiên liệu tăng, động cơ nóng hơn. Điểm có lợi trong trường hợp góc đánh lửa sớm nhỏ là động cơ làm việc " mềm " hơn do tốc độ tăng áp suất ($w_{p,m}$) và áp suất cháy cực đại (p_z) có trị số nhỏ. Ngược lại, nếu góc đánh lửa sớm quá lớn thì tác hại cũng tương tự như trường hợp cháy sớm .

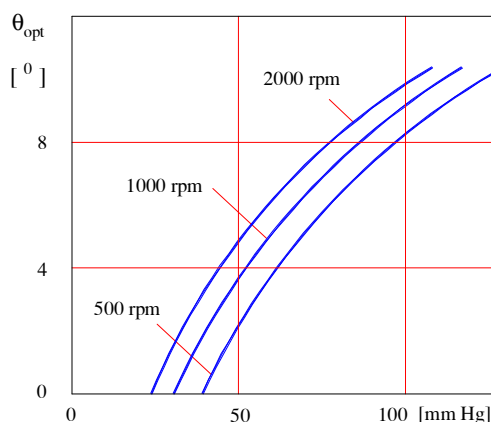
Góc đánh lửa sớm ở động cơ xăng hiện đại thường xê dịch trong khoảng $20 \div 35^\circ$ gqtk. Góc đánh lửa sớm được coi là tối ưu (θ_{opt}) khi tại đó những chỉ tiêu chất lượng quan trọng của động cơ (công suất, hiệu suất, độ sạch của khí thải, v.v.) đạt trị số cao nhất , đồng thời đảm bảo không có kích nổ. Góc đánh lửa sớm tối ưu phụ thuộc vào hàng loạt yếu tố, như : tốc độ quay, tải, tỷ số nén, v.v.

6) Tốc độ quay (n)

Tốc độ quay vừa có ảnh hưởng tốt vừa có ảnh hưởng xấu đến quá trình cháy ở động cơ xăng. Những ảnh hưởng tốt bao gồm : tăng tốc độ cháy do tăng cường độ vận động rời của MCCT, giảm khả năng xuất hiện kích nổ do vận tốc lan truyền ngọn lửa và hệ số khí sót tăng. Những ảnh hưởng xấu bao gồm : tăng lượng nhiên liệu cháy sót do góc chậm cháy tăng. Mức độ ảnh hưởng của tốc độ quay đến thời gian cháy (τ_c - tính bằng giây) thường yếu hơn so với ảnh hưởng đến góc cháy (φ_c - tính bằng $^\circ$ gqtk) . Tuy nhiên, nếu góc đánh lửa sớm (θ) và thành phần HHC (λ) được điều chỉnh thích hợp với sự thay đổi của tốc độ quay thì đường áp suất cháy chỉ thay đổi rất ít khi tốc độ quay thay đổi (H. 5-20b). Chính đặc điểm này đã cho phép chế tạo những động cơ xăng với tốc độ quay rất lớn mà vẫn đảm bảo hiệu suất nhiệt trong giới hạn có thể chấp nhận được.



H. 5-20. Ảnh hưởng của tốc độ quay đến đồ thị công chỉ thị của động cơ xăng
1- 1000 rpm , 2- 2000 rpm , 3- 3000 rpm



H. 5-21. Quan hệ giữa tốc độ quay, tải và góc phun sớm tối ưu ở động cơ xăng

7) Tải của động cơ

Tải của động cơ xăng được điều chỉnh bằng cách thay đổi độ mở của bướm ga, qua đó thay đổi lượng và thành phần HHC đi vào xylanh. Tương tự như tốc độ quay, tải vừa có ảnh hưởng tốt vừa có ảnh hưởng xấu đến quá trình cháy. Khi tăng tải, áp suất và nhiệt độ của động cơ và của MCCT trong xylanh cao hơn, hệ số khí sót giảm. Điều này có ảnh hưởng tốt đến quá trình cháy vì nhiên liệu dễ phát hoả và cháy nhanh hơn. Tuy nhiên, khi lượng nhiên liệu chu trình tăng thì thời gian cần thiết để đốt cháy lượng nhiên liệu đó cũng phải nhiều hơn. Trong những điều kiện thực tế, ảnh hưởng tích cực của tải đến quá trình cháy ở động cơ xăng chiếm ưu thế hơn, cho nên có thể giảm góc đánh lửa sớm khi tăng tải.

4.5.4. YÊU CẦU ĐỐI VỚI QUÁ TRÌNH CHÁY Ở ĐỘNG CƠ XĂNG

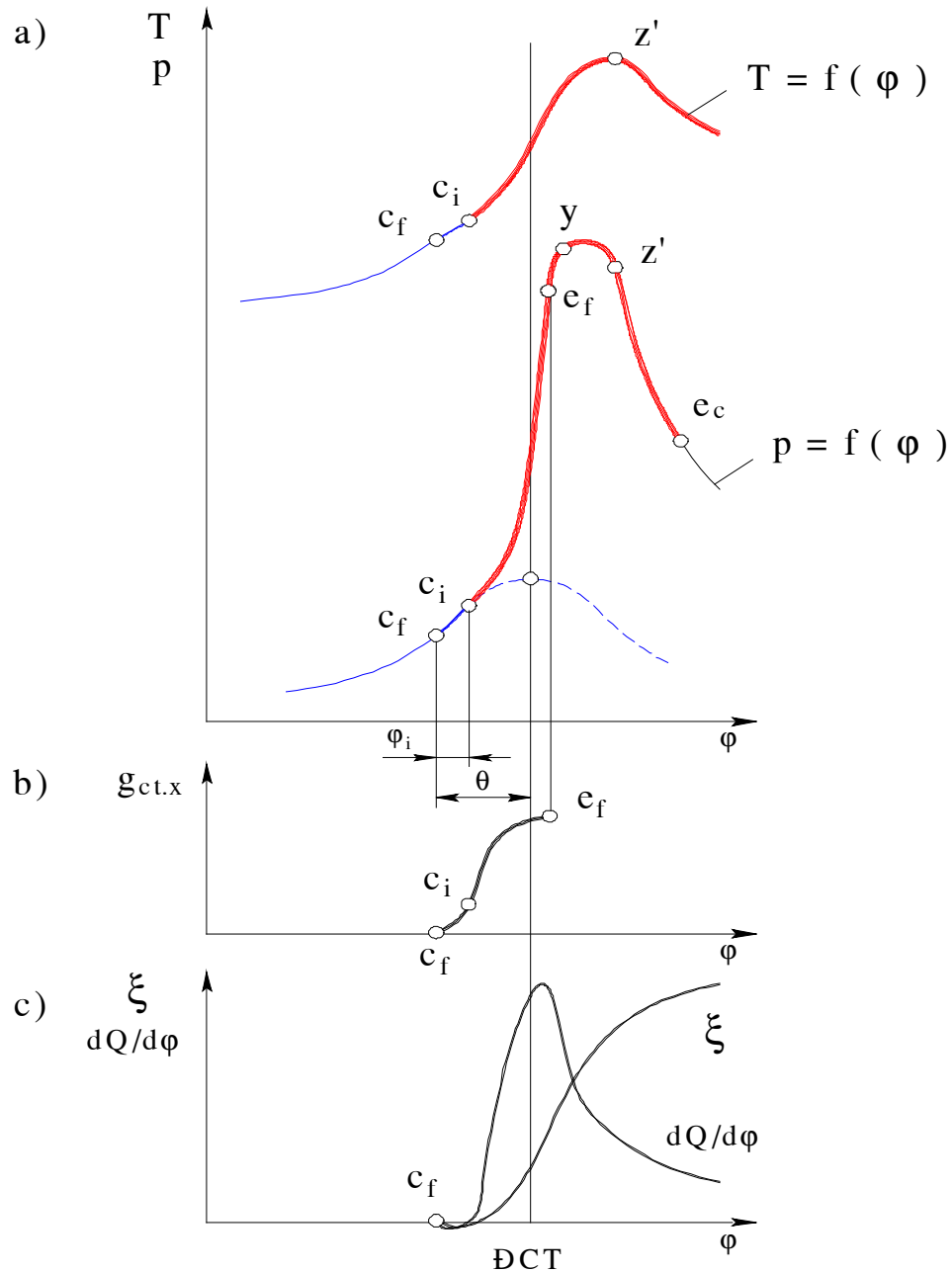
Quá trình cháy được coi là có chất lượng cao khi đáp ứng được 2 yêu cầu cơ bản sau đây :

- 1) Nhiên liệu phải cháy hoàn toàn, cháy nhanh và cháy gần ĐCT.
- 2) Tốc độ tăng áp suất trung bình ($w_{p,m}$) và áp suất cháy cực đại (p_z) có trị số vừa phải.

Yêu cầu thứ nhất đảm bảo cho động cơ có hiệu suất nhiệt cao và sản phẩm cháy có ít các chất độc hại. Nếu nhiên liệu cháy hoàn toàn, không những lượng nhiệt toả ra để cung cấp cho MCCT là lớn nhất mà trong khí thải sẽ không có các thành phần độc hại như carbon monoxide (CO), carboxylic acids ($C_nH_m.COOH$), ketones ($C_nH_m.CO$), hydrocarbon (C_nH_m), v.v. Nhiên liệu cháy càng nhanh và cháy càng gần ĐCT thì hiệu quả sinh ra cơ năng càng cao. Tuy nhiên, khi đó w_p và p_z sẽ có trị số lớn làm cho động cơ làm việc "cứng", phụ tải cơ học sẽ lớn.

5.5. QUÁ TRÌNH CHÁY Ở ĐỘNG CƠ DIESEL

5.5.1. DIỄN BIẾN VÀ CÁC THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG



H. 5-21. Các đồ thị mô tả quá trình cháy ở động cơ diesel

- a) Đồ thị công khai triển, b) Quy luật phun nhiên liệu dạng tích phân
c) Quy luật phun nhiên liệu dạng vi phân và Hệ số toả nhiệt

c_f - Thời điểm nhiên liệu bắt đầu được phun vào buồng đốt, c_i - Thời điểm nhiên liệu phát hoả, z - Thời điểm áp suất cháy đạt giá trị cực đại, z' - Thời điểm áp suất cháy cực đại bắt đầu giảm, e_f - Thời điểm kết thúc quá trình phun nhiên liệu, e_c - Thời điểm kết thúc quá trình cháy, ϕ_i - Góc chậm cháy, θ - Góc phun sớm nhiên liệu.

Căn cứ vào đặc điểm biến thiên của áp suất của MCCT trong xy lanh, có thể chia quá trình cháy ở động cơ diesel thành 4 giai đoạn (H. 5-21).

Giai đoạn I - Giai đoạn chậm cháy

Giai đoạn chậm cháy kéo dài từ thời điểm nhiên liệu bắt đầu thực tế được phun vào buồng đốt (điểm c_f) đến thời điểm nhiên liệu phát hoả (điểm c_i). Trong giai đoạn này diễn ra hàng loạt quá trình lý hoá đối với nhiên liệu, như phá vỡ tia nhiên liệu thành những hạt nhỏ, sấy nóng và hoá hơi các hạt nhiên liệu bằng không khí nén trong buồng đốt, hoà trộn hơi nhiên liệu với không khí nén, sấy nóng hơi đến nhiệt độ tự phát hoả, các phản ứng tiền ngọn lửa và cuối cùng là hình thành các trung tâm cháy đầu tiên. Đường áp suất cháy trong giai đoạn chậm cháy hầu như trùng với đường nén do tốc độ toả nhiệt từ các phản ứng tiền ngọn lửa rất nhỏ, thậm chí nhiệt độ và áp suất trong xy lanh giảm chút ít khi nhiên liệu mới được phun vào buồng đốt do một phần nhiệt của MCCT tiêu hao để hoá hơi nhiên liệu.

Giai đoạn chậm cháy ở động cơ diesel kéo dài khoảng vài phần ngàn giây, dài hơn nhiều so với trường hợp động cơ xăng. Lượng nhiên liệu được phun vào buồng đốt trong giai đoạn chậm cháy $g_1 = (30 \div 40) \% g_{ct}$; đôi khi $g_1 = 100 \% g_{ct}$ ở một số loại động cơ diesel cao tốc.

Giai đoạn II - Giai đoạn cháy không điều khiển

Giai đoạn II kéo dài từ thời điểm đường cháy tách khỏi đường nén (điểm c_i) đến thời điểm áp suất cháy đạt đến trị số cực đại p_z (điểm z). Trong giai đoạn này, lượng nhiên liệu đã được phun vào trong giai đoạn chậm cháy (g_1) cùng với nhiên liệu được phun vào ở đầu giai đoạn II (g'_{II}) bốc cháy mãnh liệt trong điều kiện nhiệt độ cao và nồng độ oxy lớn. Ngọn lửa từ các trung tâm cháy đầu tiên phát triển ra khắp không gian buồng đốt. Tốc độ toả nhiệt rất lớn trong điều kiện thể tích của không gian công tác nhỏ làm cho nhiệt độ và áp suất trong xy lanh tăng lên mãnh liệt. Đường áp suất rất dốc nên có thể coi giai đoạn II của quá trình cháy ở động cơ diesel tương ứng với quá trình cấp nhiệt đẳng tích của chu trình lý thuyết cấp nhiệt hỗn hợp (xem mục 2.2).

Các thông số đặc trưng cho giai đoạn cháy không điều khiển bao gồm : áp suất cháy cực đại (p_z), tốc độ tăng áp suất trung bình (w_p), tỷ số tăng áp suất $\psi = p_z / p_c$.

Trị số của p_z , w_p và ψ phụ thuộc trước hết vào thời điểm phun nhiên liệu, quy luật tạo HHC và thời gian chậm cháy.

Giai đoạn III - Giai đoạn cháy có điều khiển

Khác với động cơ xăng, trong quá trình cháy ở động cơ diesel có giai đoạn áp suất trong xy lanh được duy trì gần như không đổi (đoạn $z - z'$), được gọi là giai đoạn cháy có điều khiển. Đặc điểm này là kết quả tác động đồng thời của 2 yếu tố : yếu tố

làm tăng áp suất do nhiên liệu tiếp tục cháy và yếu tố làm giảm áp suất do thể tích của không gian công tác tăng dần. Giai đoạn cháy có điều khiển dài hay ngắn phụ thuộc chủ yếu vào quy luật tạo HHC và tốc độ của động cơ. Ở động cơ thấp tốc, người ta thường kéo dài quá trình phun nhiên liệu để có thể đảm bảo lượng nhiên liệu phun vào buồng đốt trong giai đoạn chậm cháy là ít, do đó động cơ làm việc " mềm " hơn. Một phần lớn nhiên liệu sẽ cháy trong giai đoạn III nên áp suất cực đại được duy trì trong thời gian dài hơn. Ngược lại, để đảm bảo cho nhiên liệu ở động cơ cao tốc cháy gần ĐCT, thời gian phun nhiên liệu phải ngắn, phần lớn lượng nhiên liệu chu trình được phun vào buồng đốt trong giai đoạn chậm cháy và cháy ở đầu giai đoạn II. Bởi vậy hình dạng đồ thị công của động cơ diesel cao tốc không khác nhiều so với của động cơ xăng.

Vào cuối giai đoạn III, phần lớn lượng nhiên liệu chu trình đã cháy, cả áp suất và nhiệt độ trong xy lanh đều rất lớn, nồng độ oxy giảm đáng kể, nồng độ khí trơ (CO_2 , H_2O , ...) tăng. Nếu chất lượng quá trình tạo HHC cháy không tốt, sẽ có khu vực trong buồng đốt tập trung nhiều nhiên liệu hoặc các hạt nhiên liệu chưa hoá hơi; lượng oxy còn lại khó tiếp xúc với các phân tử nhiên liệu. Trong điều kiện thiếu oxy, áp suất và nhiệt độ cao, các phân tử nhiên liệu sẽ bị phân huỷ thành C, H, ... làm cho khí thải có màu đen.

Giai đoạn VI - Giai đoạn cháy rớt

Hiện tượng cháy rớt ở động cơ diesel thường nghiêm trọng hơn ở động cơ xăng vì ở động cơ diesel rất khó tạo ra một HHC đồng nhất trong một thời gian rất ngắn. Vì vậy, mặc dù đã áp dụng nhiều biện pháp để hoá hơi và hoà trộn nhanh nhiên liệu với không khí trong buồng đốt, đối với động cơ diesel vẫn phải sử dụng hệ số dư lượng không khí khá lớn ($\lambda = 1,3 \div 2,0$) để đảm bảo cho nhiên liệu cháy hoàn toàn.

Cháy rớt ở động cơ diesel cũng gây ra những tác hại như ở động cơ xăng. Nguyên nhân chính làm tăng cháy rớt ở động cơ diesel là góc phun sớm quá nhỏ, cấu trúc tia nhiên liệu không phù hợp, chuyển động rối của MCCT trong buồng đốt không đủ lớn, nhiên liệu có số cetane thấp.

5.5.2. NHỮNG YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN QUÁ TRÌNH CHÁY Ở ĐỘNG CƠ DIESEL

1) Tỷ số nén

Tăng tỷ số nén sẽ có ảnh hưởng tốt đến quá trình cháy về phương diện nhiệt động học vì nhiệt độ và áp suất tại thời điểm phun nhiên liệu (T_{cf} , p_{cf}) sẽ tăng, thời gian chậm cháy (τ_i) giảm. Tuy nhiên, tăng tỷ số nén sẽ làm tăng áp suất cháy cực đại, do đó các chi tiết chịu lực sẽ phải có kích thước lớn hơn. Tiêu chí đầu tiên để chọn tỷ số nén cho động cơ diesel là đảm bảo khởi động được động cơ ở mọi điều kiện khai thác.

2) Cấu hình của buồng đốt

Cấu hình của buồng đốt là một trong những yếu tố có ảnh hưởng trực tiếp nhất đến diễn biến và chất lượng của quá trình cháy và kéo theo nó là hàng loạt chỉ tiêu kinh tế-kỹ thuật của động cơ, như: suất tiêu thụ nhiên liệu, áp suất chỉ thị trung bình, tốc độ tăng áp suất và áp suất cháy cực đại, độ độc hại của khí thải, tính năng khởi động của động cơ, v.v. Do đặc điểm quá trình tạo HHC và phát hoả nhiên liệu, buồng đốt của động cơ diesel thường có cấu hình phức tạp hơn nhiều so với ở động cơ xăng. Mọi cố gắng hoàn thiện buồng đốt ở động cơ diesel tập trung trước hết vào vấn đề rút ngắn giai đoạn chậm cháy, hoá hơi nhanh và hoà trộn hơi nhiên liệu với không khí trong buồng đốt theo một quy luật phù hợp với đặc điểm tổ chức quá trình cháy và tính năng kỹ thuật của động cơ.

3) Tính chất lý hoá của nhiên liệu

Các tính chất lý hoá của nhiên liệu có ảnh hưởng trực tiếp đến diễn biến quá trình cháy ở động cơ diesel bao gồm: tính tự bốc cháy, độ nhớt và tính hoá hơi.

Hiện nay, tính tự bốc cháy của nhiên liệu thường được định lượng bằng số cetane (Cetane Number - CN). Nhiên liệu có CN càng lớn thì thời gian chậm cháy (τ_i) càng ngắn. Nếu các điều kiện khác nhau mà τ_i ngắn thì lượng nhiên liệu cháy ở đầu giai đoạn cháy không điều khiển sẽ ít hơn, thời gian cháy toàn bộ lượng nhiên liệu phun vào buồng đốt cũng ngắn hơn. Kết quả là không những động cơ làm việc mềm hơn mà các chỉ tiêu khác (ví dụ: công suất, hiệu suất, độ độc khí thải, v.v.) cũng được cải thiện. Điều này đặc biệt có ý nghĩa đối với động cơ cao tốc, ở đó thời gian dành cho quá trình tạo HHC và cháy rất ngắn. Như vậy, từ góc độ quá trình cháy, nhiên liệu diesel có CN càng lớn càng tốt. Động cơ diesel có tốc độ quay càng cao thì yêu cầu nhiên liệu phải có CN càng lớn.

Độ nhớt và tính hoá hơi của nhiên liệu có liên quan trực tiếp đến tốc độ hình thành HHC, từ đó ảnh hưởng đến diễn biến quá trình cháy. Tuy nhiên trong thực tế, động cơ diesel có thể chạy được bằng các loại nhiên liệu có độ nhớt và tính hoá hơi rất

khác nhau, bao gồm từ xăng đến dầu nặng. Sở dĩ như vậy là vì có nhiều biện pháp khác để đảm bảo tốc độ tạo HHC trong trường hợp nhiên liệu có độ nhớt cao và tính hoá hơi kém, như : sấy nóng nhiên liệu, phun nhiên liệu thành những hạt nhỏ hơn, tạo chuyển động rối trong buồng đốt mạnh hơn , sử dụng các chất phụ gia giảm sức căng bề mặt ,v.v.

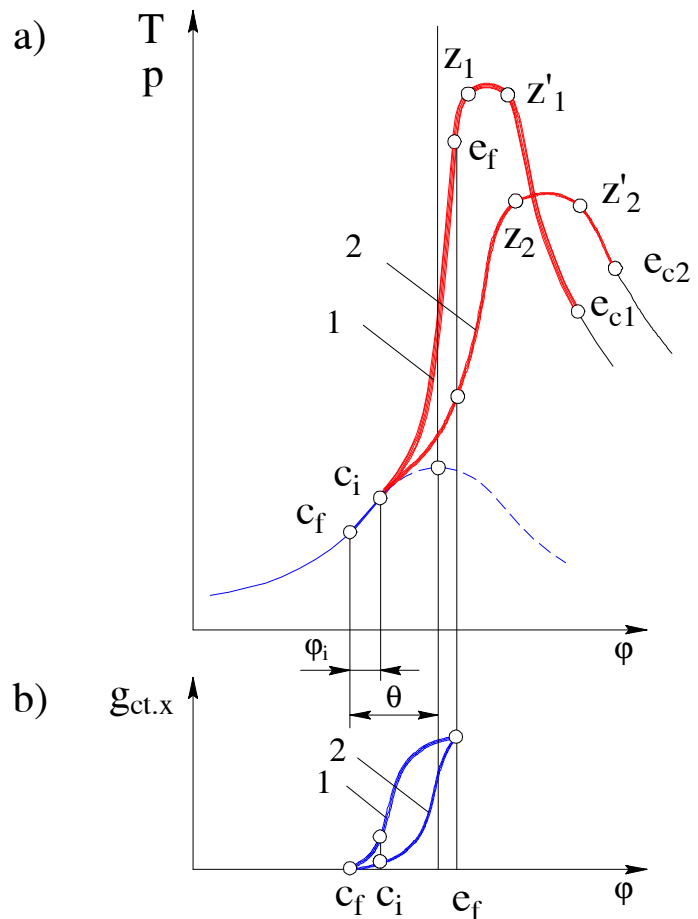
4) Cấu trúc của các tia nhiên liệu , quy luật phun nhiên liệu và quy luật tạo HHC

- Cấu trúc của các tia nhiên liệu (xem mục 1.3.6.4) có ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình tạo HHC. Trong trường hợp tạo HHC kiểu thể tích thuần tuý, cấu trúc các tia nhiên liệu có vai trò quyết định trong việc đảm bảo nhiên liệu hoá hơi, hoà trộn nhanh hơi nhiên liệu với không khí trong buồng đốt. Nếu các tia nhiên liệu quá ngắn, hạt nhiên liệu lớn thì tốc độ tạo HHC sẽ thấp, lượng nhiên liệu cháy sót , thậm chí cháy không hoàn toàn sẽ nhiều. Các tia nhiên liệu quá dài sẽ làm cho một phần nhiên liệu bám trên vách buồng đốt và kéo theo là hàng loạt hậu quả như cháy sót, cháy không hoàn toàn, phá huỷ màng dầu bôi trơn trên thành xy lanh,v.v. Trong các trường hợp khác, ảnh hưởng của cấu trúc tia nhiên liệu có mức độ khác nhau tùy thuộc vào phương pháp tạo HHC. Ví dụ trong trường hợp sử dụng buồng đốt kiểu M hoặc buồng đốt ngăn cách (xem chương 5), chất lượng HHC chủ yếu do buồng đốt quyết định , cấu trúc của các tia nhiên liệu chỉ giữ vai trò thứ yếu.

- Quy luật phun nhiên liệu là khái niệm bao hàm thời gian phun nhiên liệu và quy luật phân bố tốc độ phun (xem mục 1.3.6.4). Quy luật tạo HHC là khái niệm bao hàm thời gian tạo HHC và quy luật phân bố tốc độ tạo HHC. Quy luật tạo HHC mới là yếu tố ảnh hưởng trực tiếp đến diễn biến quá trình cháy. Với phương pháp tạo HHC kiểu thể tích thông dụng (toàn bộ lượng nhiên liệu chu trình được phun trực tiếp vào buồng đốt và hoà trộn ngay với toàn bộ khối không khí có trong buồng đốt) thì quy luật phun nhiên liệu quyết định quy luật tạo HHC. Với một số phương pháp tạo HHC khác (ví dụ : tạo HHC kiểu bề mặt bằng buồng đốt kiểu M, bằng buồng đốt ngăn cách ,v.v.), quy luật phun nhiên liệu và quy luật tạo HHC rất khác nhau. Có thể tất cả lượng nhiên liệu chu trình được phun vào buồng đốt trong một thời gian rất ngắn, nhưng sự hoá hơi nhiên liệu và hoà trộn hơi đó với không khí để bốc cháy lại được điều chỉnh theo một quy luật khác.

Với những điều kiện khác như nhau (ví dụ : cùng một loại nhiên liệu, lượng nhiên liệu chu trình - g_{ct} , góc phun sớm - θ , v.v.) nhưng có thể thu được những đồ thị công khác nhau nếu thay đổi quy luật tạo HHC. H. 5-22. thể hiện ảnh hưởng của quy luật phun nhiên liệu đến diễn biến quá trình cháy trong trường hợp áp dụng phương pháp tạo HHC kiểu thể tích, trong đó có thể coi quy luật tạo HHC trùng với quy luật phun nhiên liệu.

H. 5-22. Ảnh hưởng của quy luật phun nhiên liệu đến đồ thị công chỉ thị của động cơ diesel



Với quy luật phun 1 (H. 5-22b), lượng nhiên liệu được phun vào buồng đốt trong giai đoạn chậm cháy lớn hơn ($g_{1.1} > g_{1.2}$) sẽ dẫn đến tốc độ tăng áp suất (w_p) và áp suất cháy cực đại (p_z) lớn hơn (đồ thị công 1). Kết quả là động cơ làm việc cứng hơn, nhưng công do MCCT sinh ra sẽ lớn hơn. Với quy luật phun 2, động cơ sẽ làm việc mềm hơn do lượng nhiên liệu cháy trong giai đoạn 2 ít hơn dẫn đến w_p và p_z nhỏ hơn, nhưng công suất và hiệu suất của động cơ sẽ giảm do lượng nhiên liệu cháy ít hơn.

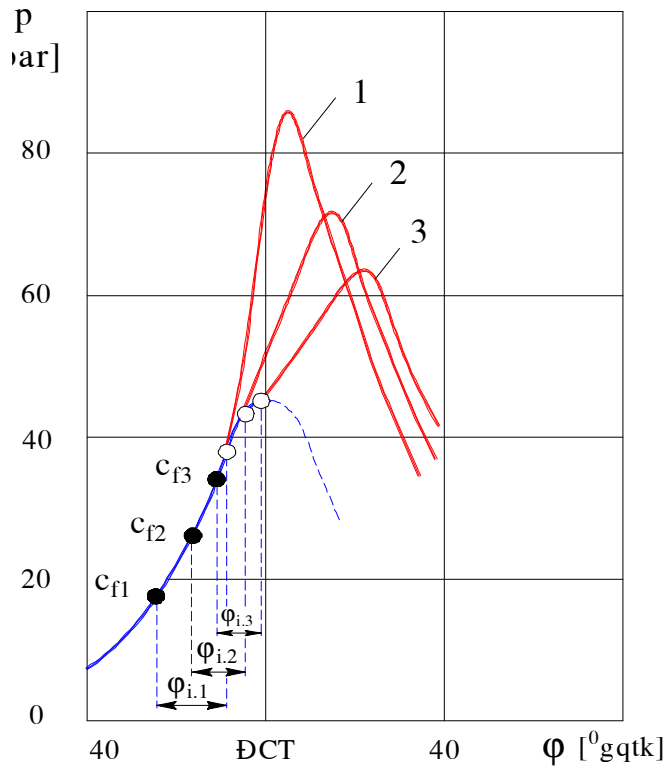
5) Góc phun sớm nhiên liệu (θ)

Tương tự như ở động cơ xăng, nhiên liệu ở động cơ diesel cũng phải được phát hoả trước khi piston tới ĐCT để quá trình cháy diễn ra xung quanh ĐCT. Góc quay trục khuỷu tính từ thời điểm nhiên liệu bắt đầu được phun vào buồng đốt đến thời điểm piston tới ĐCT được gọi là **góc phun sớm** (θ). H. 5-23 thể hiện ảnh hưởng của góc phun sớm đến đặc điểm biến thiên áp suất cháy, công suất và tiêu thụ nhiên liệu ở động cơ diesel.

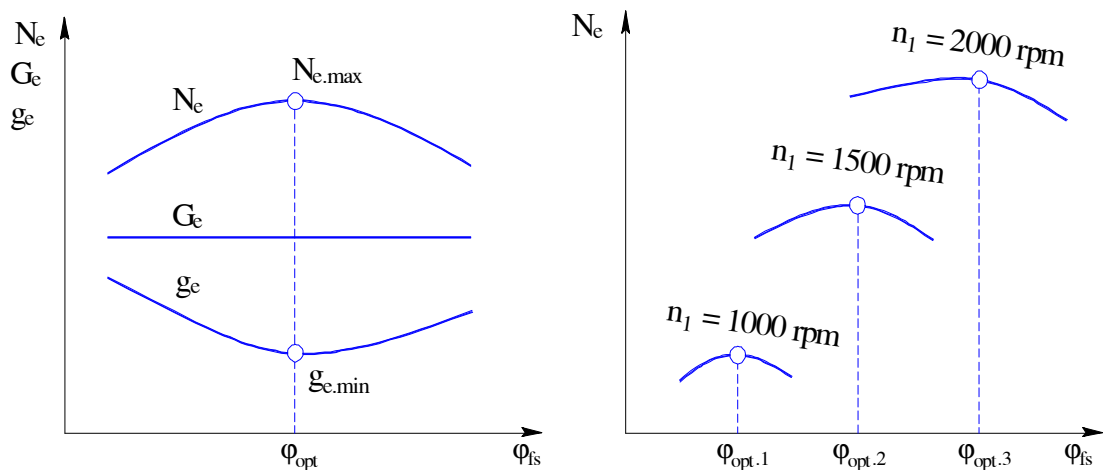
Nếu θ quá lớn, nhiên liệu được phun vào buồng đốt khi áp suất và nhiệt độ của không khí nén vẫn còn thấp, quá trình chuẩn bị cho nhiên liệu phát hoả diễn ra chậm.

Kết quả là tại thời điểm phát hoả, trong buồng đốt đã tập trung một phần lớn lượng nhiên liệu chu trình (g_1 lớn). Lượng nhiên liệu này sẽ bốc cháy mãnh liệt trong điều kiện nồng độ oxy lớn và thể tích của không gian công tác nhỏ, áp suất cháy cực đại (p_z) và tốc độ tăng áp suất (w_p) sẽ lớn và động cơ làm việc " cứng " (đường 1).

Nếu θ quá nhỏ, động cơ làm việc " mềm " hơn nhưng công suất và hiệu suất của động cơ sẽ giảm do lượng nhiên liệu cháy rất nhiều hơn.



H. 5-23. Ảnh hưởng của góc phun sớm nhiên liệu đến một số thông số công tác của động cơ diesel



H. 5-24. Quan hệ giữa góc phun sớm tối ưu (θ_{opt}) với công suất (N_e), lượng tiêu thụ nhiên liệu giờ (G_e), suất tiêu thụ nhiên liệu (g_e) và tốc độ quay của động cơ (n).

Trị số góc phun sớm tối ưu (θ_{opt}) phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố, như : cấu hình buồng đốt, tỷ số nén, loại nhiên liệu, chế độ làm việc của động cơ , v.v. Đối với một loại động cơ cụ thể, θ_{opt} được lựa chọn bằng con đường thực nghiệm và được nhà chế tạo quy định trong tài liệu hướng dẫn khai thác kỹ thuật động cơ. Những loại động cơ có chế độ làm việc thường xuyên thay đổi trong phạm vi rộng thường được trang bị thiết bị tự động điều chỉnh góc phun sớm để đảm bảo θ_{opt} trên cơ sở xử lý các thông số công tác của động cơ như tốc độ quay, tải, nhiệt độ và áp suất khí nạp, v.v.

6) Tốc độ quay của động cơ (n)

Tốc độ quay ảnh hưởng đến quá trình cháy theo hai chiều trái ngược nhau. Tốc độ quay tăng sẽ làm tăng chất lượng phun nhiên liệu và tăng cường độ chuyển động rối của MCCT, điều đó có ảnh hưởng tốt đến quá trình cháy. Tuy nhiên, tốc độ quay càng cao thì góc cháy càng lớn. Nếu tốc độ tạo HHC không thoả đáng thì lượng nhiên liệu cháy hết sẽ tăng nhanh. Chính vì vậy, để nâng cao tốc độ quay của động cơ diesel, người ta phải áp dụng các biện pháp nhằm tăng tốc quá trình tạo HHC, phát hoả và cháy, ví dụ : sử dụng nhiên liệu có số cetane cao, hệ thống phun nhiên liệu kiểu bơm cao áp-vòi phun liên hợp với áp suất phun rất lớn (tới 1500 bar) để phun nhiên liệu thành hạt rất nhỏ, buồng đốt ngăn cách để tạo hiệu ứng nhiệt, hiệu ứng phun thứ cấp và chuyển động rối rất mạnh của MCCT, v.v.

7) Tải của động cơ

Tải của động cơ cũng ảnh hưởng đến quá trình cháy theo hai chiều hướng ngược nhau. Ở những chế độ tải lớn hơn, nhiệt độ và áp suất trong xy lanh cao hơn sẽ có tác dụng tăng tốc độ cháy. Tuy nhiên, để đốt cháy hoàn toàn lượng nhiên liệu chu trình lớn hơn cần phải có nhiều thời gian hơn. Khác với động cơ xăng, mức độ tăng tốc độ cháy thường không bù đắp hết mức độ tăng thời gian cháy nên ở động cơ diesel thường phải tăng góc phun sớm khi tăng tải để đảm bảo yêu cầu cháy gần ĐCT.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Tất Tiến
Nguyên lý động cơ đốt trong
NXB Giáo dục – 2000
2. Quách Đình Liên, Nguyễn Văn Nhận
Động cơ đốt trong tàu cá - Phần I
NXB Nông nghiệp – 1992
3. PGS. TS. Nguyễn Văn Nhận
Động cơ đốt trong
Bài giảng - Nhà trang - 2004
4. Hoàng Xuân Quốc
Hệ thống phun xăng điện tử dùng trên xe du lịch
NXB Khoa học và Kỹ thuật - Hà nội 1996
5. V. Arkhangelski, M. Khovakh, et all
Motor vehicle engine
Mir Publishers - Moscow 1979
6. Hồ Tấn Chấn, Nguyễn Đức Phú
Kết cấu và tính toán ĐCĐT . Tập 1, 2, 3
NXB Giáo dục – 1996

CÂU HỎI TRẮC NGHIỆM NGUYÊN LÝ ĐCĐT

1. Động Cơ Đốt Trong (ĐCĐT) là ...

- a) loại động cơ có chức năng biến đổi nhiệt năng thành cơ năng, chạy bằng xăng, dầu diesel, mazout, v.v.
- b) loại máy có chức năng biến đổi nhiệt được sinh ra trong quá trình đốt cháy nhiên liệu thành cơ năng.
- c) loại động cơ nhiệt chạy bằng nhiên liệu được đốt cháy bên trong không gian công tác của động cơ.
- d) Cả 3 định nghĩa trên đều đúng.

2. Động cơ diesel là một loại ĐCĐT có đặc điểm cơ bản như sau :

- a) chạy bằng các loại nhiên liệu như : dầu diesel, dầu cặn, mazout, v.v. được đốt cháy bên trong không gian công tác của xylanh .
- b) dùng vòi phun để phun nhiên liệu lỏng vào không gian công tác của động cơ, không dùng bộ chế hoà khí .
- c) nhiên liệu tự phát hoả khi được phun vào không gian công tác chứa không khí được nén đến áp suất và nhiệt độ đủ cao .
- d) Cả 3 định nghĩa trên đều đúng.

3. Động cơ xăng là ...

- a) loại động cơ đốt trong chạy bằng nhiên liệu được phát hoả cưỡng bức bằng tia lửa được tạo ra bằng nguồn nhiệt bên ngoài .
- b) loại động cơ nhiệt chạy bằng nhiên liệu được phát hoả bằng tia lửa và cháy bên trong không gian công tác của động cơ .
- c) loại động cơ đốt trong mà hỗn hợp cháy có thể hình thành từ bên ngoài không gian công tác của xylanh .
- d) Cả 3 định nghĩa trên đều đúng.

4. Động cơ 4 kỳ là loại ĐCĐT ...

- a) có 4 hành trình của piston, đó là : Nạp, Nén, Nổ, Xả.
- b) có 1 lần sinh công sau mỗi 2 vòng quay của trục khuỷu.
- c) không đòi hỏi phải pha nhớt vào nhiên liệu để bôi trơn xylanh.
- d) Cả 3 định nghĩa trên đều đúng.

5. Động cơ 2 kỳ là loại ĐCĐT ...

- a) hoạt động theo kiểu chu kỳ, trong đó mỗi chu trình công tác được hoàn thành sau 1 vòng quay của trục khuỷu.
- b) có đặc điểm cơ bản về nguyên lý hoạt động như sau : cứ 2 hành trình của piston thì có 1 lần sinh công.

- c) có các quá trình Nạp, Nén, Nổ, Dẫn nở, Xả được hoàn thành sau 1 vòng quay của trục khuỷu.
- d) Cả 3 định nghĩa trên đều đúng.

6. Động cơ xăng 2 kỳ là loại ĐCĐT ...

- a) chạy bằng nhiên liệu được phát hoả bằng tia lửa và có chu trình công tác được hoàn thành sau 2 hành trình của piston
- b) có đặc điểm : hỗn hợp cháy được hình thành bằng carburetor, nhiên liệu được pha thêm nhớt để bôi trơn động cơ .
- c) có chức năng biến đổi nhiệt năng thành cơ năng, chạy bằng nhiên liệu được phát hoả bên trong không gian công tác của động cơ .
- d) Cả 3 định nghĩa trên đều đúng.

7. Động cơ xăng 4 kỳ là ...

- a) loại động cơ đốt trong chạy bằng nhiên liệu được phát hoả bằng tia lửa và có chu trình công tác được hoàn thành sau 4 hành trình của piston
- b) loại động cơ đốt trong 4 kỳ có đặc điểm : hỗn hợp cháy có thể được hình thành từ bên ngoài không gian công tác và được phát hoả bằng tia lửa.
- c) loại động cơ nhiệt có đặc điểm : chạy bằng nhiên liệu được phát hoả bằng tia lửa và cháy bên trong không gian công tác của động cơ, chu trình công tác được hoàn thành sau 2 vòng quay của trục khuỷu .
- d) Cả 3 định nghĩa trên đều đúng.

8. Động cơ 4 kỳ được sử dụng phổ biến hơn động cơ 2 kỳ, vì :

- a) động cơ 4 kỳ có tuổi thọ cao hơn so với động cơ 2 kỳ.
- b) động cơ 4 kỳ tiêu hao ít nhiên liệu hơn so với động cơ 2 kỳ.
- c) không đòi hỏi phải pha dầu bôi trơn vào nhiên liệu cho động cơ 4 kỳ.
- d) Cả 3 nhận định trên đều chưa chính xác.

9. Nếu có tốc độ quay như nhau thì động cơ 4 kỳ có tuổi thọ cao hơn động cơ 2 kỳ vì :

- a) động cơ 4 kỳ có công suất nhỏ hơn.
- b) động cơ 4 kỳ có cường độ làm việc thấp hơn .
- c) động cơ 4 kỳ được bôi trơn tốt hơn.
- d) Cả 3 nhận định trên đều chưa chính xác.

10. Động cơ diesel được sử dụng trên tàu thủy phổ biến hơn động cơ xăng vì

- a) động cơ diesel có công suất lớn hơn.
- b) giá dầu diesel thấp hơn so với xăng.
- c) dầu diesel khó gây hoả hoạn hơn xăng.
- d) Cả 3 nhận định trên đều đúng.

11. Xecmăng khí của ĐCĐT có các chức năng cơ bản sau đây :

- a) ngăn không cho khí từ buồng đốt lọt xuống cacte.
- b) ngăn không cho dầu bôi trơn từ cacte lọt lên buồng đốt.
- c) hạn chế piston tiếp xúc trực tiếp với xylanh.
- d) Cả 3 chức năng trên.

12. Xecmăng dầu của ĐCĐT có chức năng cơ bản sau đây :

- a) hạn chế khí từ buồng đốt lọt xuống cacte.
- b) hạn chế khí từ cacte lọt lên buồng đốt.
- c) hạn chế dầu bôi trơn lọt lên buồng đốt.
- d) Cả 3 chức năng trên.

13. Trong trường hợp động cơ được làm mát trực tiếp bằng nước biển, nhiệt độ của nước làm mát khi ra khỏi động cơ bằng :

- a) $50 \div 55$ °C.
- b) $60 \div 65$ °C.
- c) $70 \div 75$ °C.
- d) $80 \div 85$ °C.

14. So với hệ thống làm mát gián tiếp (2 vòng nước ngọt-nước biển), hệ thống làm mát trực tiếp bằng nước biển của động cơ diesel tàu thủy có những ưu điểm sau đây :

- a) Kết cấu đơn giản hơn do chỉ có 1 vòng tuần hoàn của nước làm mát.
- b) Động cơ hiệu suất cao hơn do tổn thất nhiệt cho nước làm mát ít hơn.
- c) Hiện tượng kích nổ ít xảy ra hơn do nhiệt độ thành xylanh thấp hơn.
- d) Cả 3 ưu điểm kể trên.

15. Trước khi khởi động động cơ diesel sau khi sửa chữa hệ thống nhiên liệu cần phải "xả E" (xả khí trong hệ thống nhiên liệu) nhằm mục đích :

- a) để động cơ đạt công suất và tốc độ quay định mức.
- b) để bơm cao áp và vòi phun không bị kẹt bởi tạp chất.
- c) đảm bảo phun đủ số lượng nhiên liệu cần thiết vào buồng đốt.
- d) Cả 3 mục đích trên.

16. Nếu điều chỉnh lượng nhiên liệu cấp vào các xy lanh không đều nhau thì

- a) suất tiêu thụ nhiên liệu của động cơ tăng.
- b) một số xy lanh của động cơ sẽ bị quá tải.
- c) động cơ không đạt công suất danh nghĩa.
- d) Cả 3 nhận định trên đều chưa chính xác.

17. Tốc độ quay danh nghĩa (n_n) của ĐCĐT là ...

- a) tốc độ quay do nhà chế tạo quy định sử dụng.
- b) tốc độ quay lớn nhất mà động cơ không bị quá tải.
- c) tốc độ quay, ở đó động cơ phát ra công suất danh nghĩa.
- d) Cả 3 định nghĩa trên đều chưa chính xác.

18. Tốc độ quay danh nghĩa (n_n) của ĐCĐT được dùng làm căn cứ để :

- a) lựa chọn tốc độ quay sử dụng .
- b) xác định công suất danh nghĩa.
- c) tính toán, thiết kế động cơ.
- d) Cả 3 ý nghĩa trên.

19. Công suất danh nghĩa (N_{en}) của ĐCĐT là :

- a) công suất có ích lớn nhất mà động cơ có thể phát ra một cách liên tục trong những điều kiện quy ước.
- b) công suất lớn nhất mà động cơ có thể phát ra mà không bị quá tải trong những điều kiện quy ước.
- c) công suất có ích lớn nhất mà động cơ có thể phát ra một cách liên tục mà không bị quá tải .
- d) Cả 3 định nghĩa trên đều đúng.

20. Hai động cơ diesel (A và B) có cùng số xy lanh (i), cùng số kỳ (z), cùng dung tích công tác của xy lanh (V_s) và cùng áp suất có ích trung bình (p_e). Động cơ A có tốc độ quay danh nghĩa lớn hơn ($n_{nA} > n_{nB}$). Công suất danh nghĩa của động cơ A sẽ lớn hơn ($N_{enA} > N_{enB}$), vì :

- a) Trong mỗi lần phun, vòi phun của A phun nhiều nhiên liệu hơn.
- b) Nhiên liệu trong A cháy nhanh hơn và hoàn toàn hơn.
- c) Lượng nhiên liệu cháy trong một đơn vị thời gian ở A nhiều hơn.
- d) Cả 3 nhận định trên đều đúng.

21. Áp suất chỉ thị trung bình (p_i) của ĐCĐT là ...

- a) tỷ số giữa Công được sinh ra trong một chu trình và Dung tích công tác của xylanh.
- b) áp suất trung bình của MCCT, nếu tác dụng lên piston thì sinh ra một công bằng Công chỉ thị.
- c) đại lượng thể hiện Công chỉ thị của chu trình ứng với 1 đơn vị Dung tích công tác của xylanh.
- d) Cả 3 định nghĩa trên đều chưa chính xác.

22. Áp suất chỉ thị trung bình của động cơ A là $p_{iA} = 8 \text{ bar}$, của động cơ B là $p_{iB} = 6 \text{ bar}$. Điều đó có nghĩa là :

- a) Công chỉ thị ứng với 1 cm^3 Dung tích công tác của xylanh của A lớn hơn.
- b) Áp suất của MCCT trong xylanh của động cơ A lớn hơn so với động cơ B.
- c) Công sinh ra trong một chu trình công tác ở động cơ A lớn hơn so với động cơ B.
- d) Cả 3 nhận định trên đều đúng.

23. Căn cứ vào Áp suất chỉ thị trung bình (p_i) có thể đánh giá :

- a) Hiệu quả sử dụng Dung tích công tác của động cơ.
- b) Công chỉ thị của động cơ ứng với một đơn vị Dung tích công tác của xylanh.
- c) Tải của động cơ, Phụ tải nhiệt, Phụ tải cơ, Cường độ làm việc.
- d) Cả 3 ý nghĩa trên.

24. Đối với động cơ xăng 2 kỳ, người ta thường pha dầu bôi trơn vào xăng nhằm mục đích :

- a) làm cho hỗn hợp cháy có thành phần tối ưu để bốc cháy nhanh hơn.
- b) bôi trơn các bên mặt tiếp xúc trực tiếp với hỗn hợp cháy.
- c) làm tăng hiệu suất của động cơ do xăng cháy hoàn toàn hơn.
- d) Cả 3 mục đích trên.

25. Trong một số trường hợp, người ta xịt xăng vào đường ống nạp của động cơ diesel để khắc phục tình trạng khó khởi động, vì :

- a) xăng có tính tự bốc cháy cao hơn dầu diesel.
- b) xăng bay hơi nhanh hơn làm cho hỗn hợp cháy đậm hơn.
- c) xăng làm cho dầu diesel loãng hơn nên dễ cháy hơn.
- d) Cả 3 nhận định trên đều đúng.

26. Động tác "kéo E" ở xe máy khi khởi động động cơ nhằm mục đích :

- a) hạn chế lượng không khí đi qua họng của bộ chế hoà khí.
- b) tăng lượng xăng phun vào đường ống nạp của động cơ.
- c) làm cho hỗn hợp cháy đậm hơn nhờ xăng bay hơi nhiều hơn.
- d) Cả 3 nhận định trên đều đúng.

27. Nếu Góc phun sớm nhiên liệu được điều chỉnh nhỏ hơn so với giá trị tối ưu thì công suất và hiệu suất của động cơ sẽ giảm, động cơ nóng hơn, vì :

- a) nhiên liệu được phun vào buồng đốt khi piston đã tới gần ĐCT hơn, áp suất và nhiệt độ trong xy lanh lúc đó cao hơn.
- b) nhiên liệu được phun vào buồng đốt muộn hơn nên chất lượng phun giảm, nhiên liệu cháy không hoàn toàn.
- c) nhiên liệu được phun vào buồng đốt muộn hơn nên nhiệt truyền cho môi chất làm mát và theo khí thải nhiều hơn.
- d) Cả 3 nhận định trên đều đúng.

28. Động cơ có buồng đốt ngăn cách thường có vòi phun 1 lỗ với áp suất phun thấp ; ngược lại, động cơ có buồng đốt thống nhất thường có vòi phun nhiều lỗ với áp suất phun cao, vì :

- a) động cơ với buồng đốt thống nhất là loại có công suất lớn hơn nên cần vòi phun nhiều lỗ để đảm bảo cấp đủ nhiên liệu.
- b) động cơ với buồng đốt ngăn cách là loại có công suất nhỏ hơn nên chỉ cần vòi phun 1 lỗ mà vẫn đảm bảo cung cấp đủ nhiên liệu.
- c) không cần thiết phải trang bị vòi phun nhiều lỗ với áp suất phun cao cho động cơ có buồng đốt ngăn cách.
- d) Cả 3 nhận định trên đều đúng.

29. Trong trường hợp động cơ diesel khó khởi động do xecmăng quá mòn, người ta có thể xịt dầu bôi trơn vào buồng đốt nhằm :

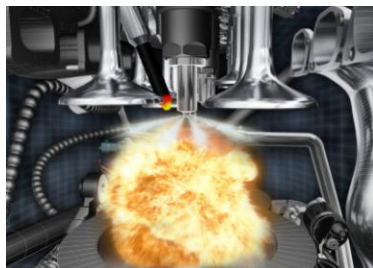
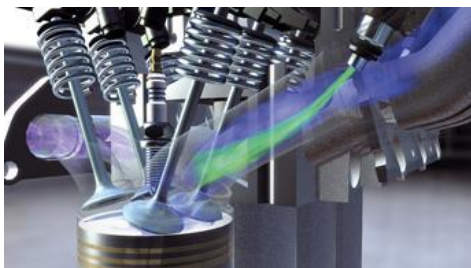
- a) làm tăng nhiệt độ của khí cuối quá trình nén .
- b) làm kín khe hở giữa piston-xecmăng-xy lanh.
- c) làm tăng áp suất của khí cuối quá trình nén.
- d) Cả 3 mục đích trên.

30. Cho đến nay, hệ thống phun nhiên liệu cổ điển chỉ được trang bị cho động cơ diesel có $n_n < 3.000$ rpm, vì với $n_n > 3000$ rpm thì :

- b) hệ thống phun nhiên liệu cổ điển làm việc không an toàn.
- c) chất lượng định thời và chất lượng định lượng không đảm bảo.
- d) cấu trúc vĩ mô và vi mô của các tia nhiên liệu bị phá vỡ.
- e) Vì cả 3 lý do trên.



LÝ THUYẾT ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG (THEORY of ICE)





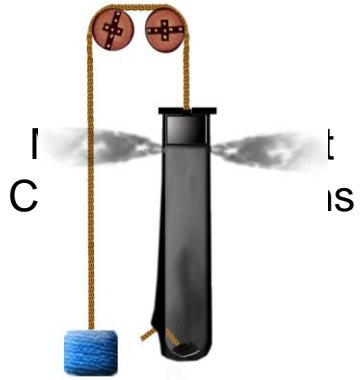
Nội Dung Môn Học

1. Lịch sử phát triển của ĐCĐT
2. Khái niệm về động cơ nhiệt.
3. Phân loại động cơ đốt trong.
4. Tổng quát về của động cơ đốt trong.
5. Những khái niệm và định nghĩa cơ bản.
6. Chu trình lý tưởng của ĐCĐT-Cơ sở nhiệt động học
7. Nhiên liệu và môi chất công tác của ĐCĐT
8. Chu trình làm việc của ĐCĐT
9. Tăng áp trong ĐCĐT
10. Nhiên liệu thay thế và một số hướng
phát triển chính của ĐCĐT trong tương lai

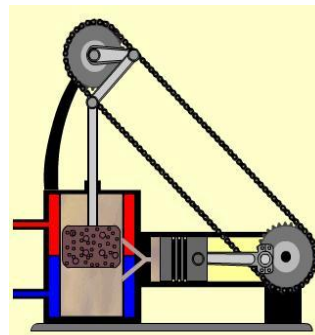


Tài liệu tham khảo

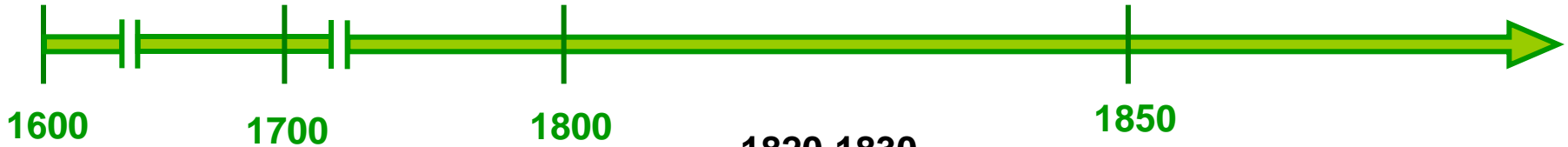
1. Nguyễn tất Tiến:
“Nguyên lý động cơ đốt trong” Nhà xuất bản Giáo Dục; 9/2001
2. Phạm minh Tuấn:
“Nguyên lý động cơ đốt trong” Nhà xuất bản Giáo Dục; 2002
3. Heywood, J. B.:
“Internal Combustion Engine Fundamental”
New York: McGraw-Hill, 1988
4. Basshuysen, R. van; Schäfer, F.:
“Internal Combustion Engine Handbook”
Wiesbaden: Vieweg, Germany, 2002
5. Quoc Phong Le:
“Influences of EGR and Alternative Fuels on Thermodynamic
and Emission Parameters of Heavy-Duty Engine”
TAE, Technische Akademie Esslingen, Stuttgart, 6th International
Colloquium Fuels, Proceedings, ISBN 3-924813-67-1, Germany
www.tae.de, 2007
6. Quoc Phong Le:
“Influences of EGR and Alternative Fuels on Thermodynamic
and Emission Parameters of Heavy-Duty Engine”
Dissertation, University of Magdeburg, Germany,
<http://diglib.uni-magdeburg.de/verzeich/fmb.htm>, 2007



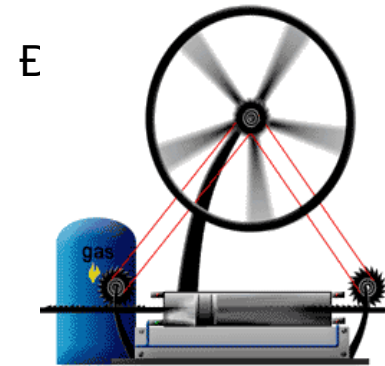
1801
Máy 2 kỳ (mit
Khí than, nén trước
đốt cháy
(Phillipe Lebon)

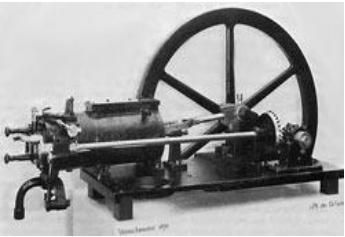


1862
Máy thực hiện
quá trình 4 kỳ
(A. Beau de
Rochas)



1820-1830
Máy khí đầu tiên
(gần giống của
Huygens,
Với khí và nước làm mát
1826
sử dụng trên xe
(S. Brown)





1



1

1921
ĐC Diesel
Phun trực tiếp
(Deutz)

Từ 1970
Đẩy mạnh nghiên cứu giảm độc hại khí thải và dùng nhiên liệu thay thế
Và cải tiến hệ thống truyền động

1997
ĐC xăng với DI
(Japan)



1900

1950

1884
Bắt đầu
ĐC xăng
Cao tốc
Beginn der Fahrzeug-
motorentechnik
(G. Daimler,
W. Maybach)

1909
ĐC Diesel
Với buồng
cháy phụ
SX hàng loạt 1922
(Prosper
L'Orange)



2



3

Quelle:

1: Helmut Hütten, "Motoren", Motorbuchverlag Stuttgart

2: Internet: Der Wankelmotor, <http://www.derwankelmotor.de>, 2000-2006

3: MTZ-Sonderheft, TDI-Der Turbodieselmotor mit direkter Einspritzung von Audi revolutionierte die PKW-Dieselmotorentechnik, Vieweg-Verlag, 1999



Khái niệm về động cơ nhiệt

- + Khái niệm: Động cơ nhiệt là thiết bị cơ khí có khả năng chuyển **nhiệt năng** do nhiên liệu cháy thành **cơ năng**.
- + **Động cơ đốt trong**: là loại động cơ nhiệt mà việc đốt cháy nhiên liệu, sự toả nhiệt và quá trình chuyển nhiệt năng thành cơ năng được tiến hành ngay trong động cơ.



Phân loại ĐCĐT

- 1. Dựa vào cách thực hiện chu trình công tác.**
- 2. Dựa vào nhiên liệu dùng cho động cơ.**
- 3. Dựa vào phương pháp hình thành hỗn hợp.**
- 4. Dựa vào phương pháp đốt cháy nhiên liệu.**
- 5. Theo phương pháp nạp.**
- 6. Theo hệ thống điều khiển trao đổi khí**
- 7. Theo cấu tạo của động cơ**
- 8. Theo phương pháp làm mát**
- 9. Theo cách điều khiển tải**
- 10. Theo tốc độ và công suất**
- 11. Theo khả năng thay đổi chiều quay, chiều lực khí thể và tốc độ trung bình piston**
- 12. Theo lĩnh vực sử dụng**



Phân Loại ĐCĐT

Chu trình làm việc		Chu trình mở				Chu trình kín			
		Cháy bên trong				Cháy bên ngoài			
		Môi chất: khí cháy				Môi chất không phải là khí cháy (thay đổi pha)			
Quá trình cháy		Cháy có chu kỳ				Cháy liên tục			
Kiểu đánh lửa		Tự động đánh lửa (Auto-Ignition)		Từ nguồn lửa bên ngoài (Supplied Ignition)					
Loại ĐC	ĐCĐT	Diesel	ĐC lai (Hybrid)	ĐC xăng (Gasoline)	Ro hs	Stirling	Hơi nước		
	Turbine				Kh í	Hơi nước nóng	Hơi nước		
Phương pháp hình thành hỗn hợp		Không đồng nhất (Hình thành bên trong ĐC)			Đồng nhất- Hình thành bên ngoài (Không đồng nhất DI- Hình thành bên trong)		Không đồng nhất (Hình thành trong quá trình cháy liên tục)		



Phân Loại ĐCĐT

- **Dựa vào cách thực hiện chu trình công tác:**

1. ĐC 4 kỳ: chu trình công tác thực hiện trong 4 hành trình pít tông (2 vòng quay trục khuỷu)

2. ĐC 2 kỳ: chu trình công tác thực hiện trong 2 hành trình pít tông (1 vòng quay trục khuỷu)

- **Dựa vào nhiên liệu dùng cho động cơ:**

1. Nhiên liệu khí: CNG (methane, propane, butane, Natural Gas...)

2. Nhiên liệu lỏng: *Loại nhẹ* (xăng (gasoline), alcohol (methanol, ethanol), khí hoá lỏng (LNG, LPG), kerosene); *Loại nặng* (diesel fuel, FAME (Fatty-acid Methyl Esters) và RME (BIODIESEL), GTL, BTL, CTL, dầu thực vật, nhiên liệu cho tàu thủy); *Hybrid Fuel* (Diessel+RME, Gasoline+Ethanol, O₂-Diesel, Diesel +Khác..)

3. Nhiên liệu rắn: Than hoá bột



Phân Loại ĐCĐT

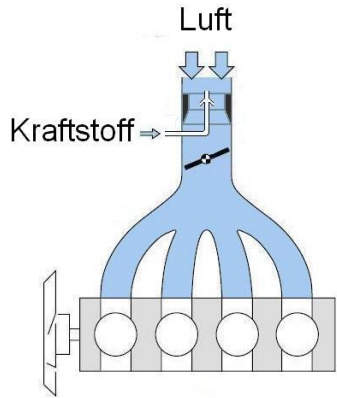
• Dựa vào phương pháp hình thành hỗn hợp:

1. Hình thành hỗn hợp bên ngoài (External Mixture Generation)
2. Hình thành hỗn hợp bên trong (Internal Mixture Generation)
3. Dựa vào chất lượng của quá trình hoà trộn:
 - . Hỗn hợp đồng nhất (Homogeneous): Carburetor, Phun ở đường nạp (intake manifold injection), Phun trực tiếp trong ĐC xăng ở hành trình nạp
 - . Hỗn hợp không đồng nhất (Heterogeneous): Diesel, Phun xăng trực tiếp (GDI)
4. Dựa vào vị trí hình thành hỗn hợp (Kiểu phun):
 - . Phun trực tiếp vào buồng cháy: Diesel phun trực tiếp (DI), xăng phun trực tiếp (GDI) – Tia phun hướng theo tia khí (Air-Directed), Hướng theo tia phun (Jet-Directed), Hướng theo vách buồng cháy (Wall-Directed)
 - . Phun gián tiếp (IDI): Phun vào buồng cháy phụ trong ĐC Diesel (Subsidiary Chamber) - Buồng cháy trước (Antechamber), Buồng cháy xoáy lốc (Swirl Chamber)
 - . Phun vào đường nạp (ĐC xăng)

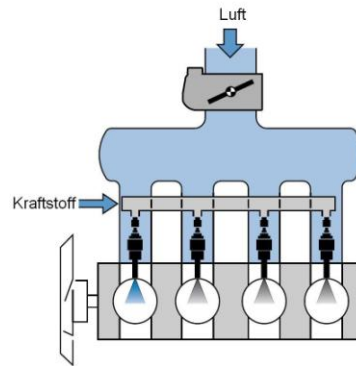


Phân Loại ĐCĐT

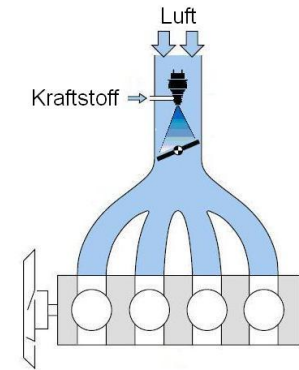
- Dựa vào phương pháp hình thành hỗn hợp:



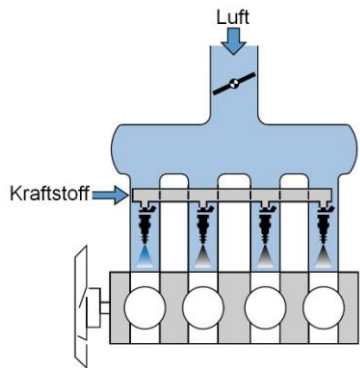
Carburetor



ĐC xăng DI



ĐC xăng SPI
(Single Point Inject.)

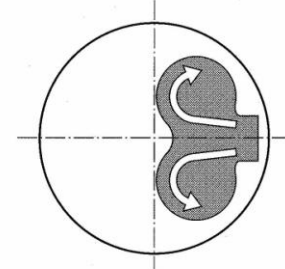
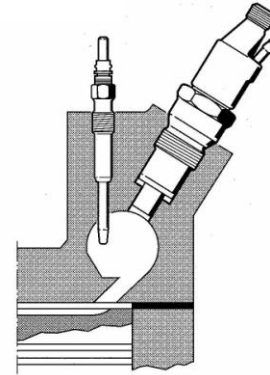
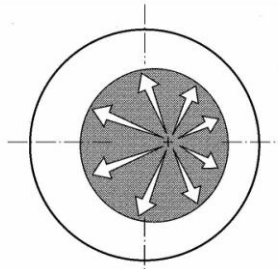
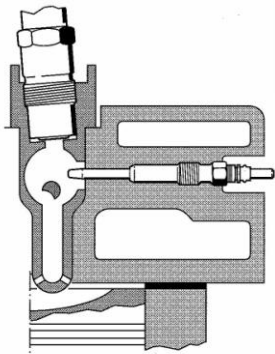


ĐC xăng MPI
(Multi-Point Inject.)



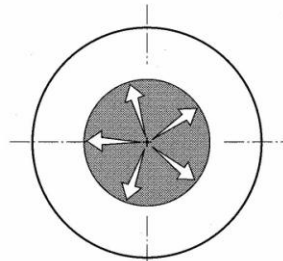
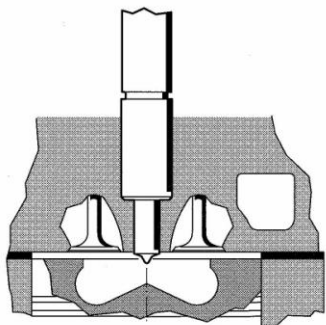
Phân Loại ĐCĐT

- Dựa vào phương pháp hình thành hỗn hợp:



ĐC Diesel buồng cháy trước (IDI)

ĐC Diesel buồng cháy xoáy lốc (IDI)



ĐC Diesel phun trực tiếp (DI)



Phân Loại ĐCĐT

- **Dựa vào phương pháp đốt cháy nhiên liệu:**

1. **Tự cháy (Auto-Ignition): Diesel**
2. **Đốt cháy nhờ nguồn lửa bên ngoài (Supplied Ignition): Xăng**

- **Dựa vào phương pháp Nạp:**

1. **ĐC loại thông thường (Không tăng áp- Natural Aspirated Engine): Piston hút trực tiếp từ khí trời hay không khí quét vào xi lanh**
2. **ĐC tăng áp (Supercharging): Khí nạp sẽ được nén trước khi nạp vào xi lanh**
 - . **Tăng áp cơ khí (Mechanical Supercharging): Máy nén dẫn động bằng ĐC**
 - . **Tăng áp Turbine (Turbo-Charging): Máy nén dẫn động bằng Turbine, Turbine dẫn động bằng khí xả của ĐC – Tăng áp một bậc, hai bậc (Two-Stage Turbocharge)**



Phân Loại ĐCĐT

- Theo hệ thống điều khiển trao đổi khí:

1. Hệ thống phân phối khí treo dùng xupáp (Overhead Valve)
2. Hệ thống phân phối khí xupáp kiểu đặt (Side-Actuated Valve)
3. Dùng 1 trục cam hay 2 trục cam (DOHC)
4. Phân phối khí dùng cửa (Slots, Ports): ĐC 2 kỳ, ĐC 2 kỳ dùng xupáp thải

- Theo phương pháp làm mát:

1. Làm mát trực tiếp (DC): Làm mát bằng không khí, có hoặc không có sự trợ giúp của quạt
2. Làm mát gián tiếp (IDC): Dùng môi chất làm mát (Hỗn hợp: nước, chất chống đông đá, chất làm giảm mài mòn...)



Phân Loại ĐCĐT

- Theo cách điều khiển tải:

1. Công suất ĐC:

$$P = M \omega = M 2\pi n$$

- . Điều khiển lượng: ĐC xăng, lambda- hệ số dư lượng không khí gần như không đổi, điều khiển khối lượng hỗn hợp nạp vào xy lanh
- . Điều khiển chất: ĐC Diesel và GDI (ĐC xăng phun trực tiếp), lưu lượng khí không đổi lượng phun thay đổi, hệ số dư lượng không khí (λ) thay đổi



Phân Loại ĐCĐT

- Theo tốc độ và công suất:

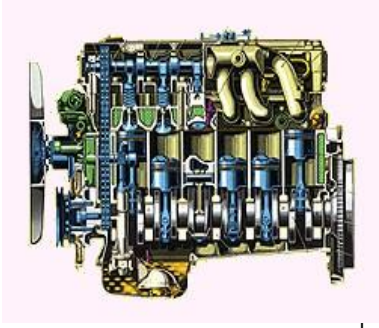
1. Công suất của ĐC từ ĐC mẫu: 0.1kW tới ĐC thương mại 50 000kW
2. ĐC có tốc độ thấp: Ví dụ ĐC trên tàu thủy (60 – 200 rpm/ ĐC Diesel)
3. ĐC có tốc độ trung bình: 200 – 1000 rpm (ĐC Diesel); tốc độ lớn nhất <4000rpm (ĐC xăng)
4. ĐC có tốc độ cao: Tốc độ lớn nhất >1000rpm (ĐC Diesel); >4000rpm (ĐC xăng)
5. ĐC cho xe thể thao hay xe đua: Tốc độ lên tới 22000rpm



Phân Loại ĐCĐT

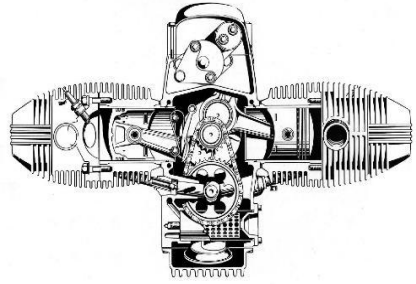
• Theo cấu tạo của ĐC:

1. Theo số xy lanh: 1 xy lanh, nhiều xy lanh (lên đến 12, 48 thậm chí 56 xy lanh đối với ĐC cỡ lớn, ĐC máy bay có thể lên tới 28 xy lanh)
2. Theo cách bố trí xy lanh:
 - Xy lanh đặt thẳng đứng
 - Xy lanh đặt nằm ngang
 - Xy lanh đặt nghiêng
 - ĐC một hàng (Inline Engine): 1 khối thân máy (bank of Cylinders)
1 trục khuỷu (a Crankshaft)
 - ĐC chữ V: Góc chữ V (45, 60, 90, 180°) hay 15°
 - ĐC chữ W: 3 khối thân máy, 1 trục khuỷu
 - ĐC hình sao (Radial Engine)
 - ĐC có piston đối đỉnh (Double-shaft Opposed -piston Engine)



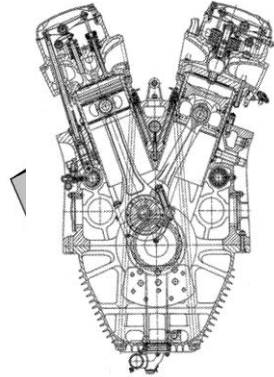
1

ĐC 1 hàng



2

Piston 2 phía



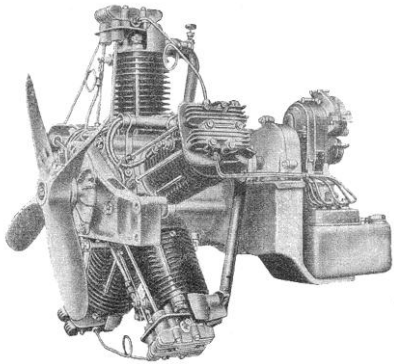
3

V-Motor



4

W-Motor

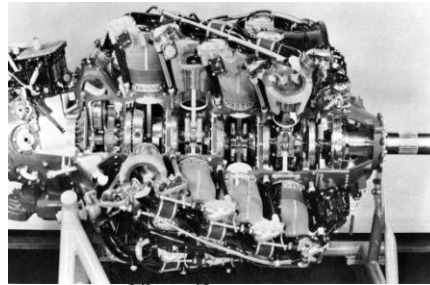


5

Hình sao (Star motor)



6

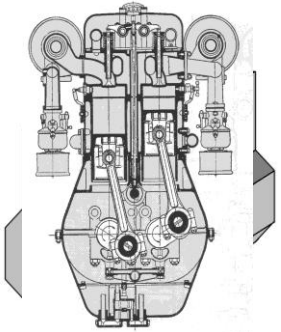


7

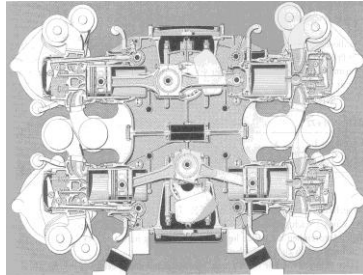


8

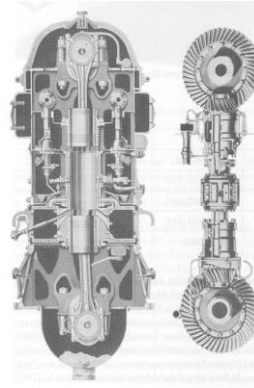
Hình sao theo hàng



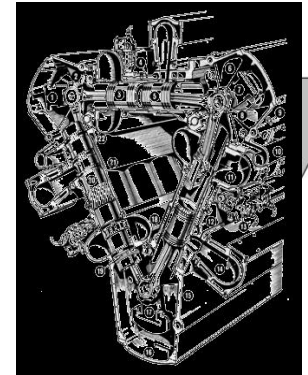
Doppelreihen-Motor



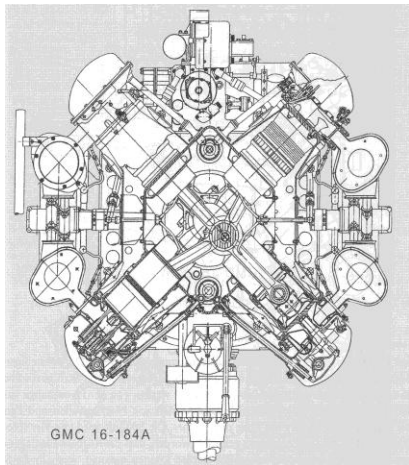
H-Motor



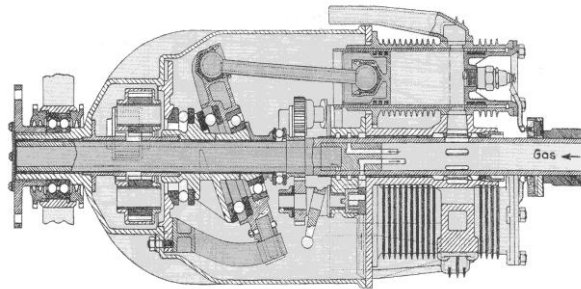
Zweiwellen-Gegenkolbenmotor



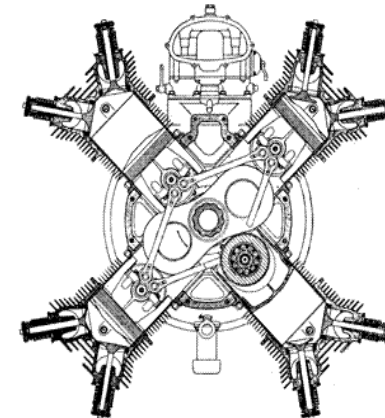
Dreiwellen-Gegenkolbenmotor



X-Motor



Taumelscheiben-/Schrägscheibenmotor



Kurvenscheibenmotor



Phân Loại ĐCĐT

- Theo khả năng thay đổi chiều quay:
 - ĐC quay phải
 - ĐC quay trái
 - ĐC quay được 2 chiều (Nhờ cơ cấu đảo chiều): ĐC tàu thủy
- Theo chiều lực khí thể tác dụng lên Piston:
 - ĐC chỉ có một phía của Piston có chu trình công tác (tác dụng đơn)
 - ĐC tác dụng kép: Hai phía của Piston có chu trình công tác
- Theo tốc độ trung bình của Piston: $c_m = \frac{sn}{30} (m/s)$
 - Tốc độ thấp: $c_m \leq 6.5$ m/s
 - Tốc độ trung bình: $C_m = 6.5 - 9$ m/s
 - Tốc độ cao: $c_m > 9$ m/s



Phân Loại ĐCĐT

- Theo lĩnh vực sử dụng:

1. ĐC xe thương dùng: ĐC hạng nhẹ, hạng nặng, thương mại, buýt (On-Road), xe lửa, ĐC lắp trên các phương tiện dùng ở các loại địa hình khác (Off-Road)
2. ĐC tàu thủy
3. ĐC máy bay và thủy phi cơ
4. ĐC lắp trên các phương tiện chuyên dùng: Trong nông nghiệp, xây dựng Tractors
5. ĐC tĩnh tại: ĐC kéo máy phát điện, kéo máy bơm..



Phân Loại ĐCĐT

- Theo lĩnh vực sử dụng:

1. ĐC lắp trên các phương tiện vận tải



2. ĐC lắp trên các phương tiện trong nông nghiệp và xây dựng





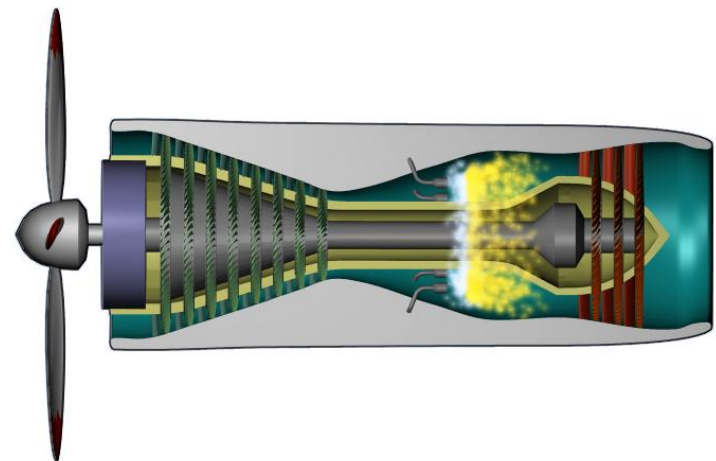
Phân Loại ĐCĐT

- Theo lĩnh vực sử dụng:

- 3. ĐC lắp trên tàu thủy - tàu hoả



- 4. ĐC tĩnh tại và phản lực

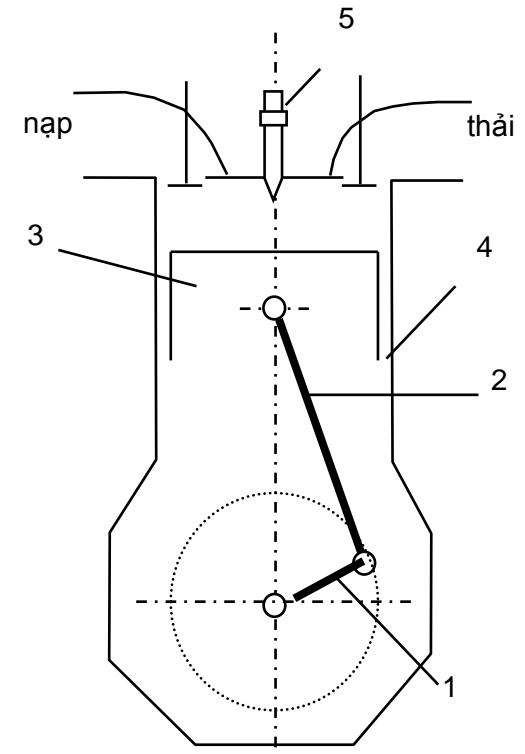


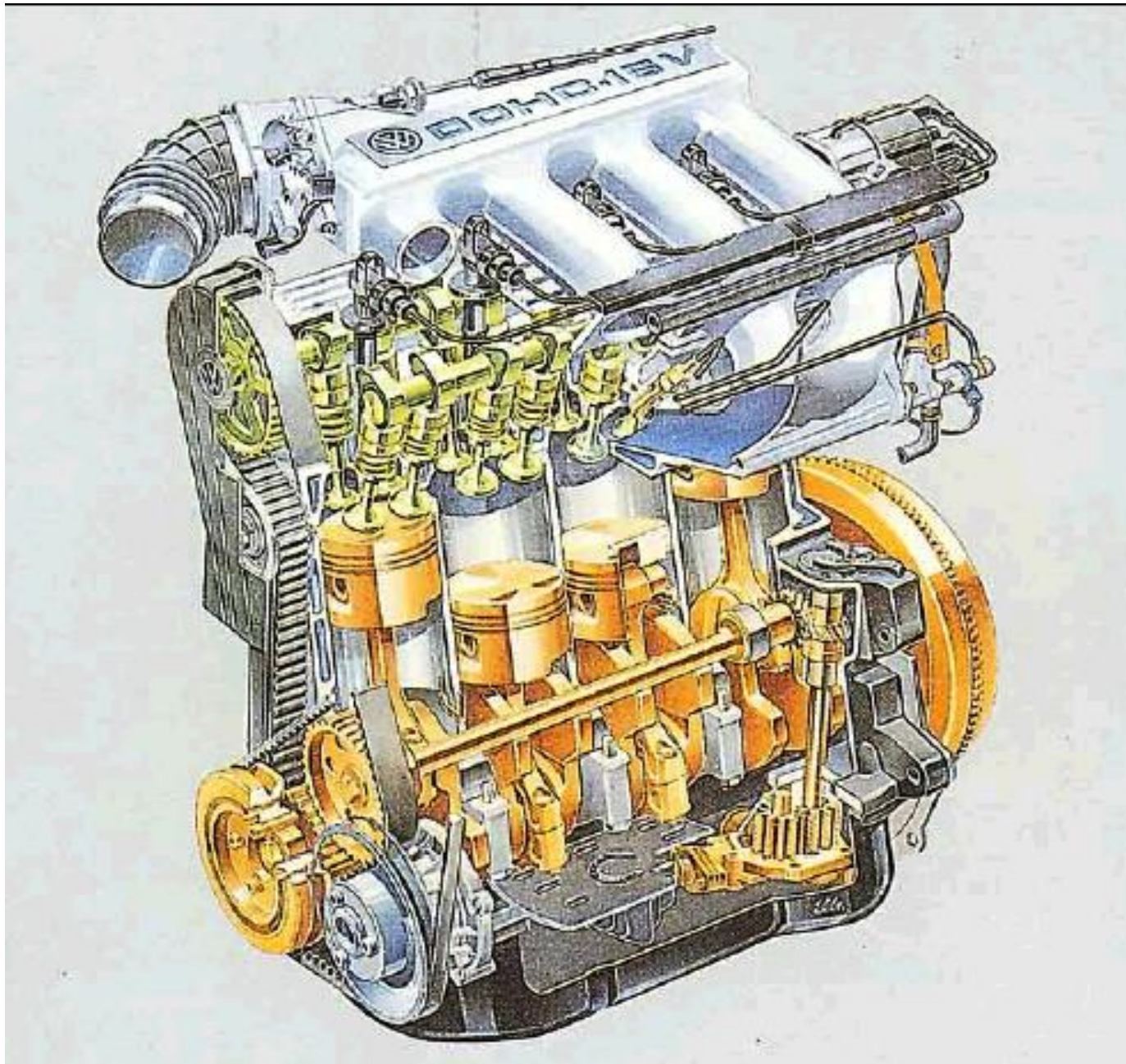


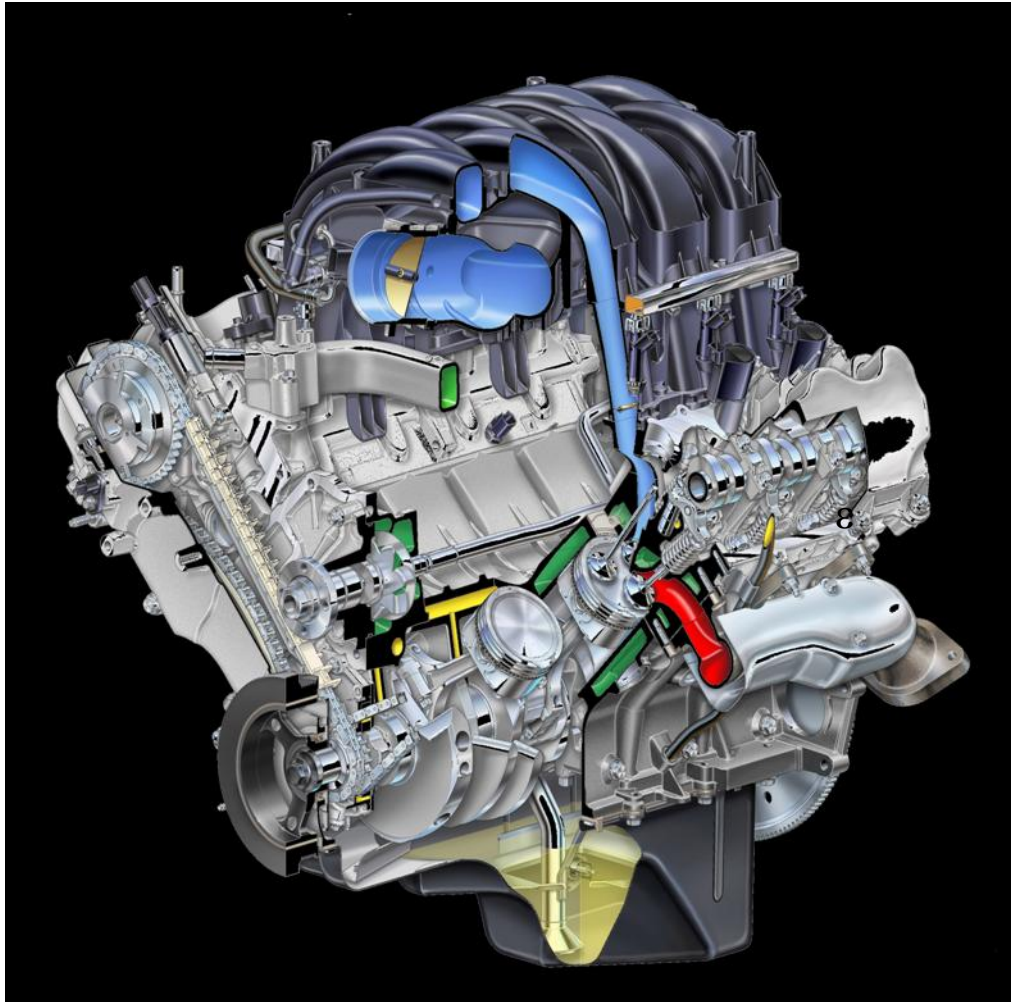
Tổng quát về động cơ đốt trong

Động cơ đốt trong cấu tạo bởi các bộ phận chủ yếu sau:

- Cơ cấu thanh truyền – trục khuỷu.
- Cơ cấu phân phối khí.
- Các chi tiết cố định.
- Hệ thống nuôi dưỡng (hệ thống cung cấp nhiên liệu và không khí).
- Hệ thống bôi trơn.
- Hệ thống làm mát.
- Hệ thống đánh lửa (chỉ có ở động cơ xăng).





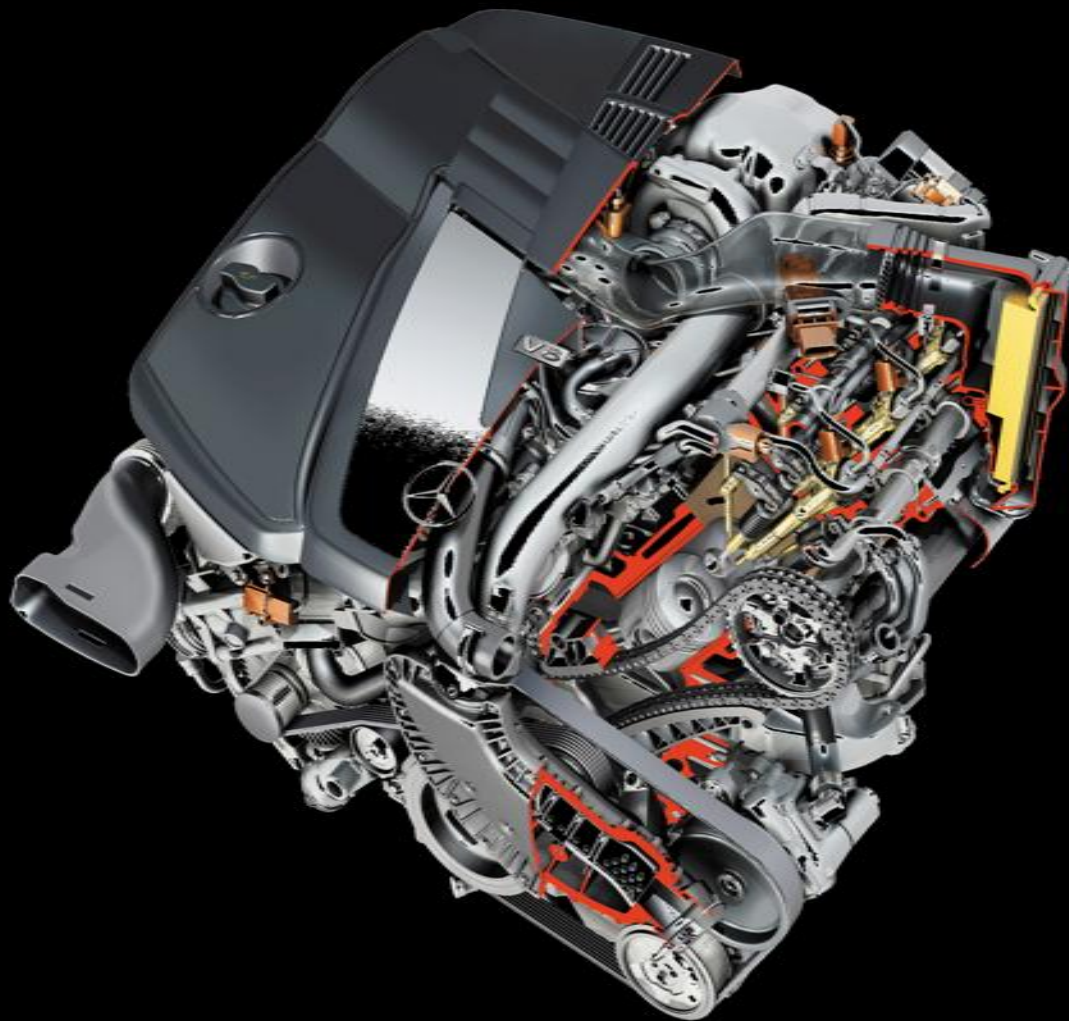


Ford Mustang

Quelle: Ford

CAD-Bild des saugrohreinspritzenden Ford 4,6l V8-Motors;
typische 90°-Anordnung der Zylinder; 24-Ventil Zylinderkopf

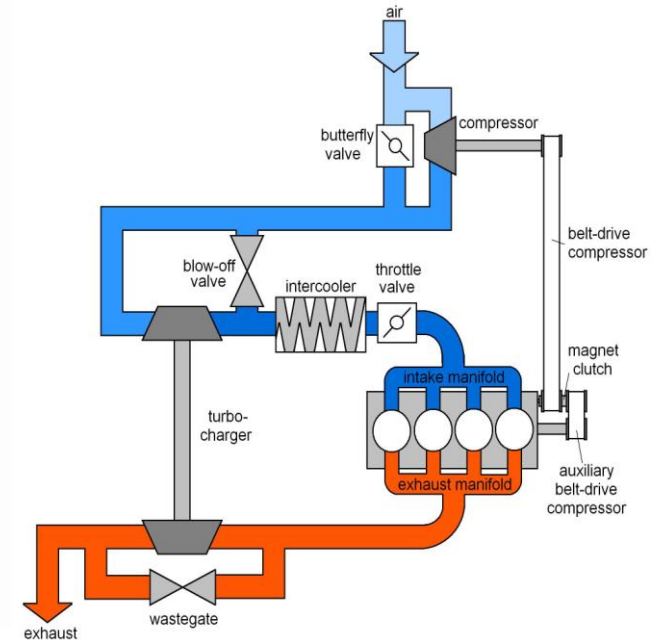
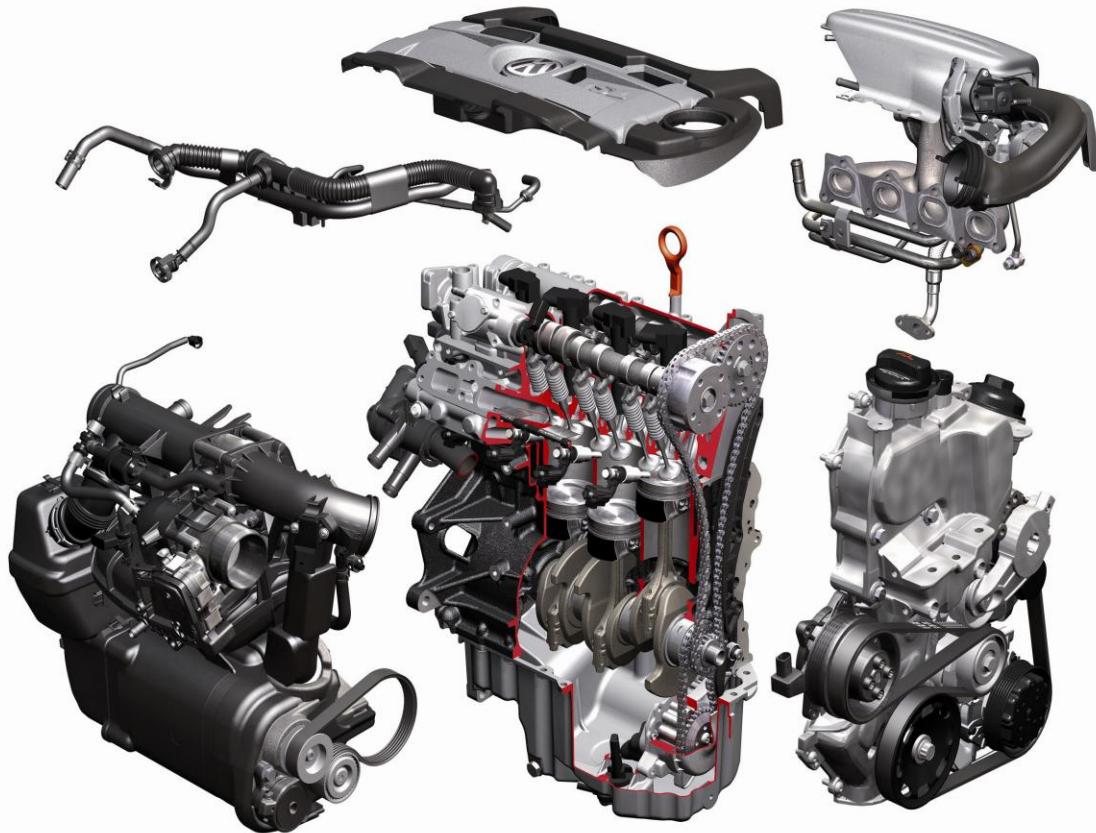
Hauptabmessungen: $d = 90,2 \text{ mm}$ $s = 90 \text{ mm}$ $\varepsilon = 9,8 : 1$
Leistungsdaten: $P_e = 300 \text{ PS}$ $M_D = 320 \text{ Nm}$



CAD-Grafik zeigt den V6-3,0l (OM642) aus dem 320 CDI von Mercedes-Benz
Der Motor wird turboaufgeladen (variable Turbinengeometrie) und ist mit einer Common-Rail
Einspritztechnik (erstmalig Verwendung einer 8-Loch-Düse) der dritten Generation ausgestattet.

Hauptabmessungen: $d = 83 \text{ mm}$ $s = 92 \text{ mm}$ $\epsilon = 18$

Leistungsdaten: $P_e = 165 \text{ kW}$ (3800 1/min) $M_D = 510 \text{ Nm}$ (1600 – 2800 1/min)

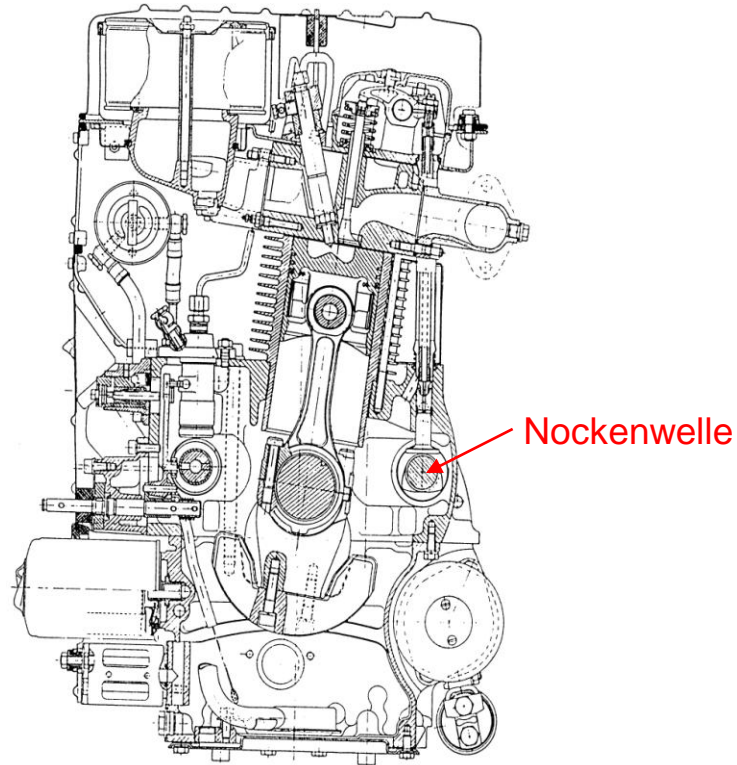


Quelle: VOLKSWAGEN AG
MTZ 11/2005

CAD-Bild des direkteinspritzenden 1,4l FSI-Motor mit Doppelaufladung Volkswagen AG (im Golf GT)
konsequentes Downsizing sowie Kombination aus mechanischer Aufladung und Abgasturboaufladung

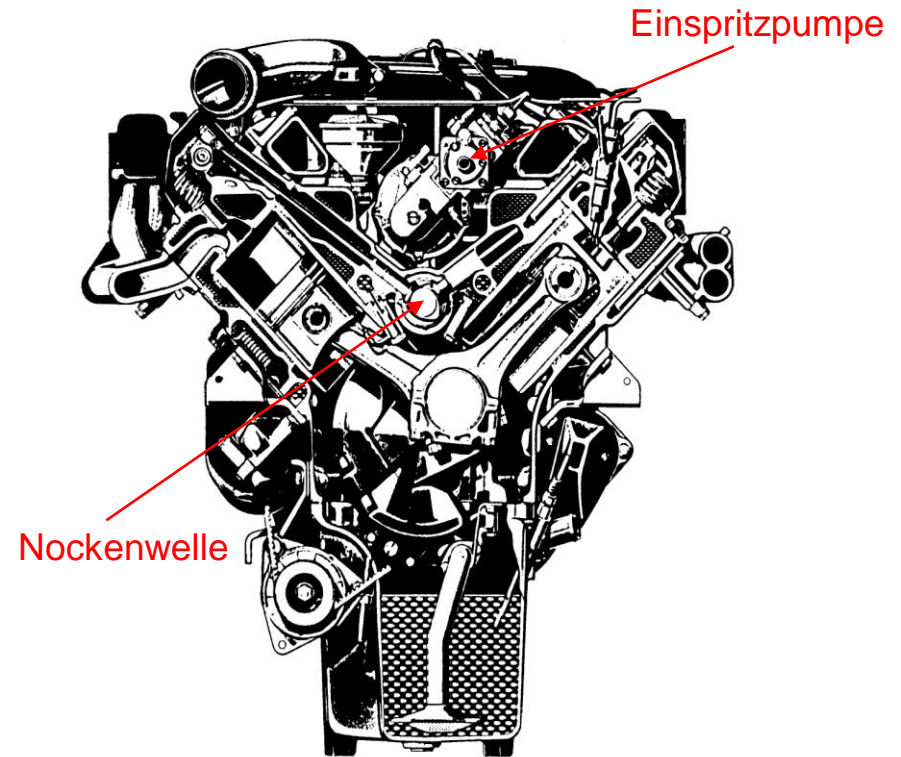
Hauptabmessungen: $d = 76,5 \text{ mm}$ $s = 75,6 \text{ mm}$ $\varepsilon = 10:1$

Leistungsdaten: $P_e = 125 \text{ kW}$ $M_D = 240 \text{ Nm}$



Querschnitt des Zweizylinder-Viertakt-Einbau-Dieselmotors, Typ 2L 30 S, der *Motorenfabrik Hatz GmbH und Co. KG*, Ruhstorf a. d. Rott. Der Motor ist luftgekühlt und arbeitet mit direkter Einspritzung.

Hauptabmessungen: $d = 95 \text{ mm}$, $s = 100 \text{ mm}$
Leistung: $P_e = 22 \text{ kW}$ bei $n = 3000 \text{ 1/min}$
($p_e = 6,21 \text{ bar}$, $P_e/VH = 15,5 \text{ kW/l}$)

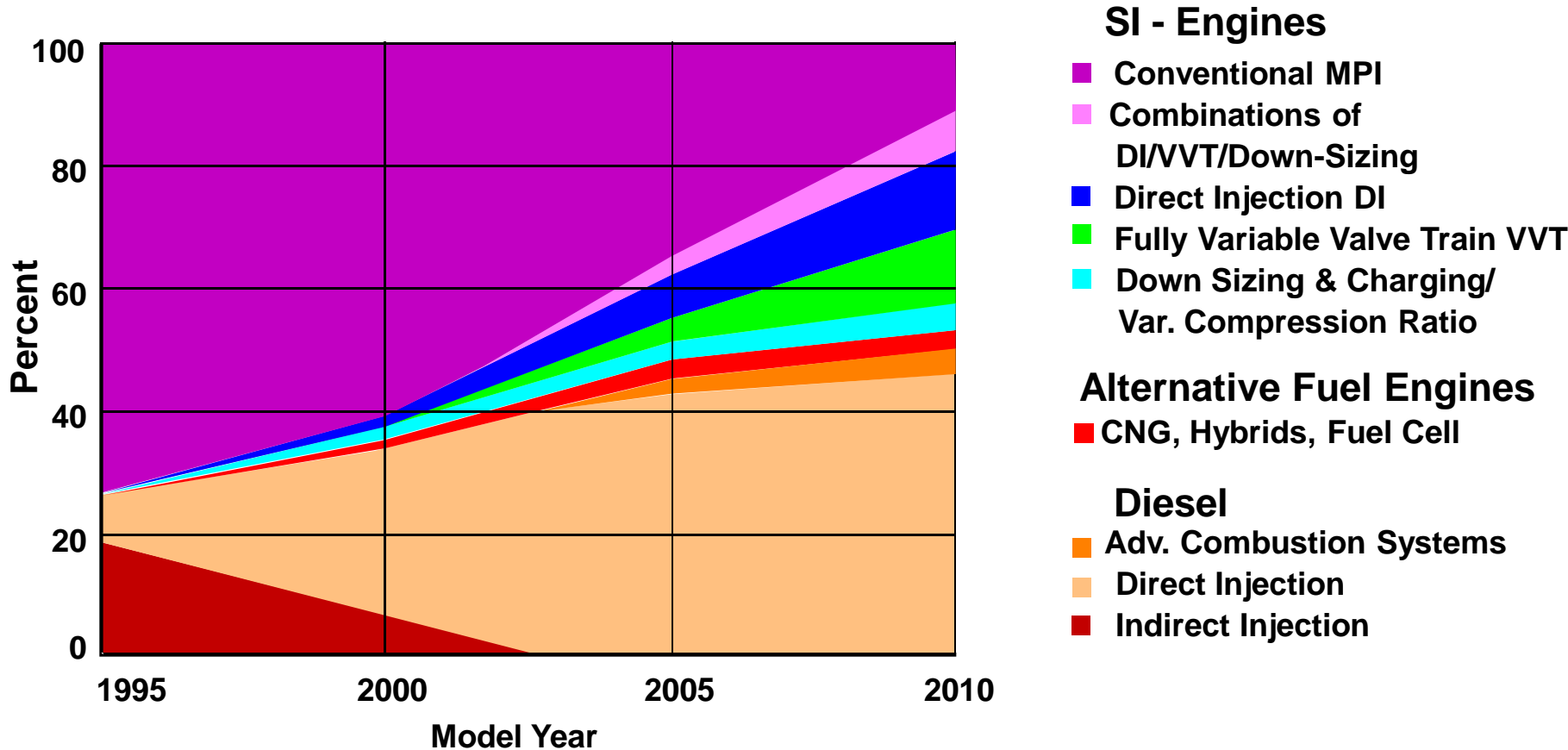


Querschnitt des V-Achtzylinder-Viertakt-Nutzfahrzeug-Dieselmotors, Typ OM 422 LA, der *Daimler-Benz AG*, Stuttgart-Untertürkheim. Der Direkteinspritzer ist abgasturboaufgeladen.

Hauptabmessungen: $d = 128 \text{ mm}$, $s = 142 \text{ mm}$
Leistung: $P_e = 320 \text{ kW}$ bei $n = 2100 \text{ 1/min}$
($p_e = 12,51 \text{ bar}$, $P_e/VH = 21,9 \text{ kW/l}$)



Hướng phát triển của ĐCĐT ở Tây Âu(Western Europe)



ASSUMPTIONS:

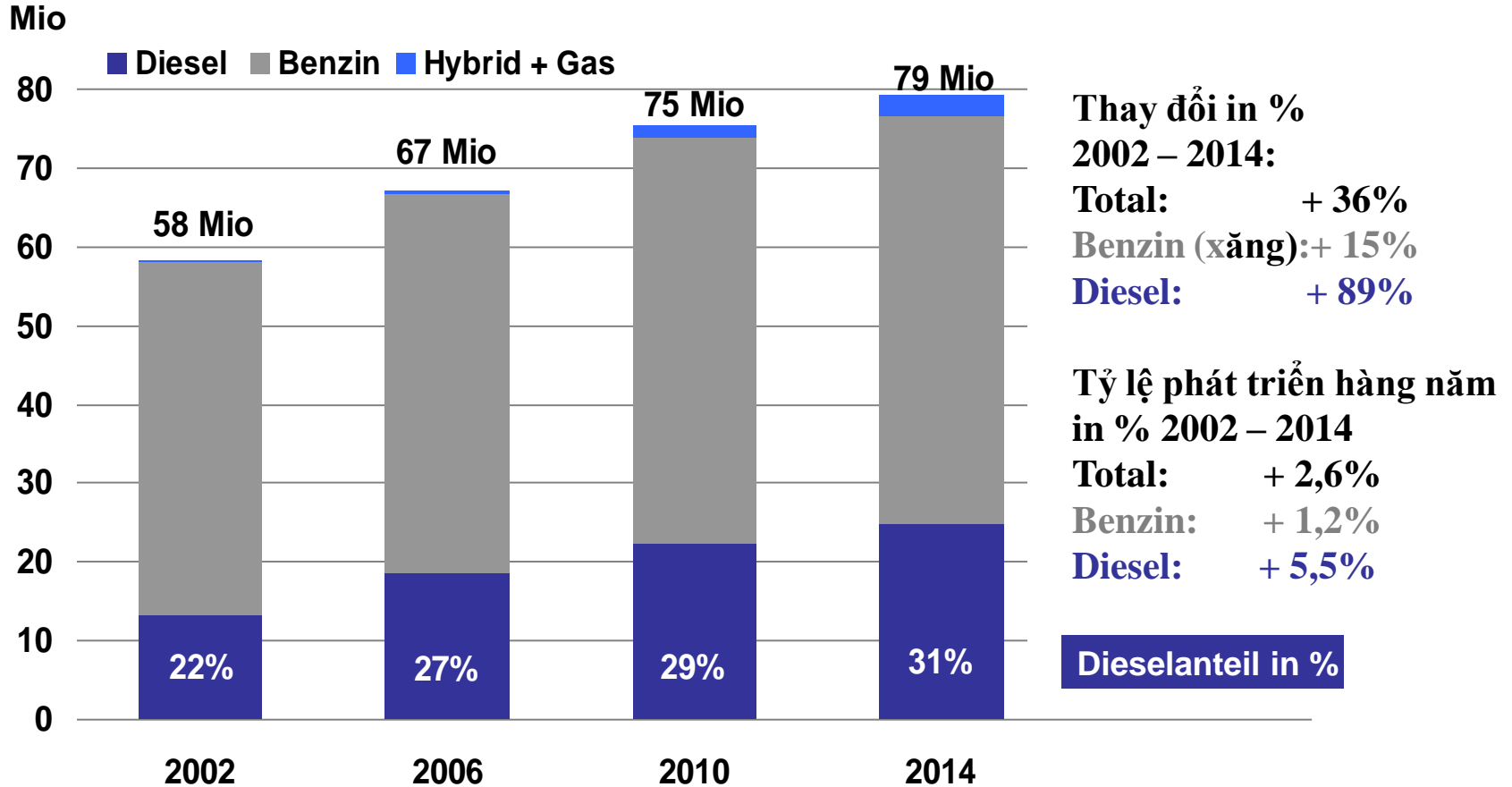
Maturity of Technology Cost of Production: - Adv. ICE + 25%, -Hybrid + 100%

Supply Chain Availability Sulfur Concent in Gasoline and Diesel Fuel <= 10 ppm

Quelle: Auto Technology Febr. 2003



Hướng sản xuất ĐCĐT và xe trên thế giới



Thay đổi in %
2002 – 2014:
Total: + 36%
Benzin (xăng): + 15%
Diesel: + 89%

Tỷ lệ phát triển hàng năm
in % 2002 – 2014
Total: + 2,6%
Benzin: + 1,2%
Diesel: + 5,5%

Dieselanteil in %

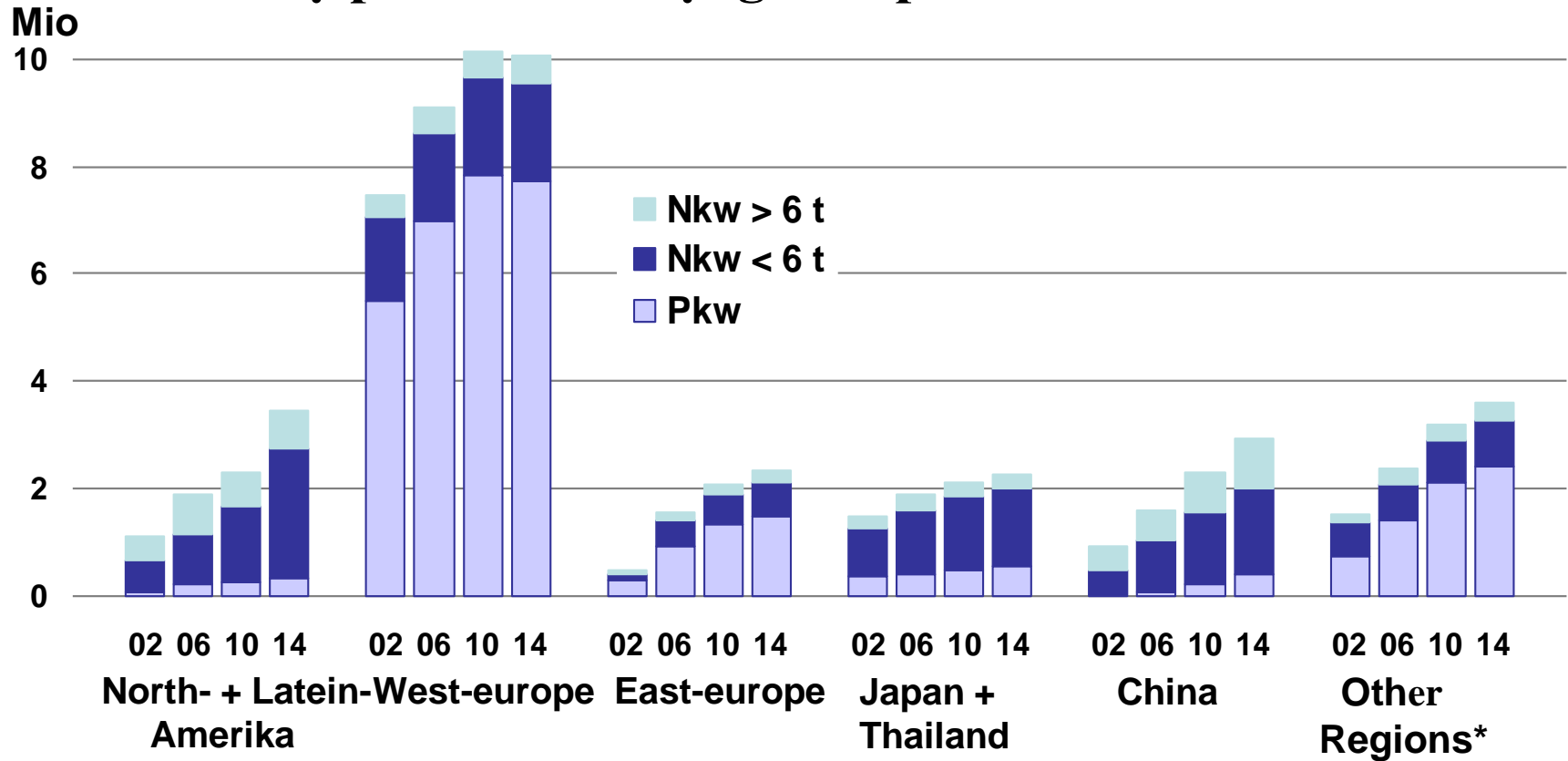
Quelle: C/AS 11.2005

Quelle: Bosch

Diesel Systems



Sự phân bố sử dụng xe lắp ĐC Diesel



Compound Annual Growth Rate in % 2002 – 2014

Diesel: + 9,9% **+ 2,5%** **+ 13,8 %** **+ 3,6%** **+ 9,9%** **+ 7,4%**

Quelle: C/AS 11.2005

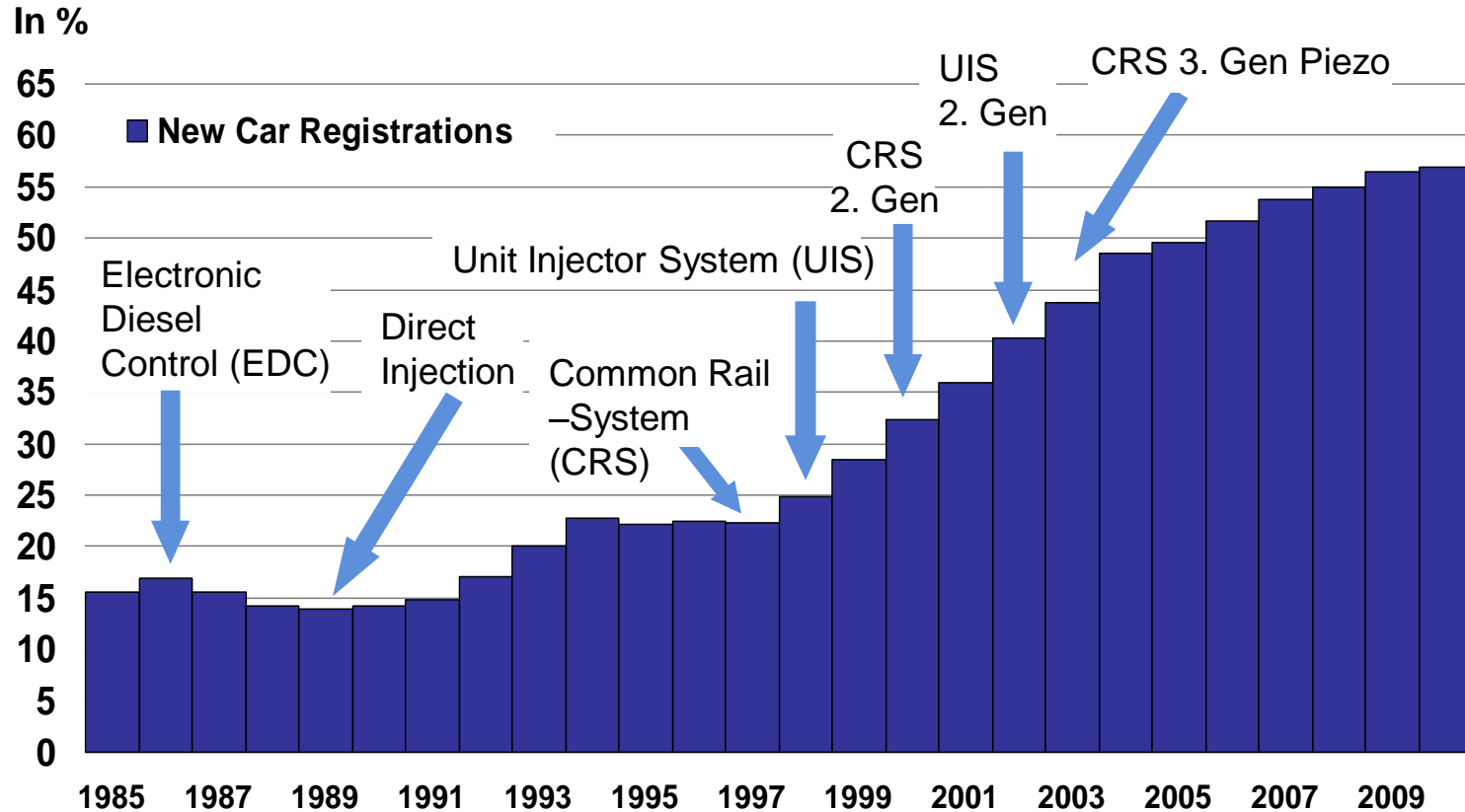
* Other Regions = Asia Without Japan, Thailand und China as well as Australia, Afrika

Quelle: Bosch

Diesel Systems



Số xe (Diesel) đăng ký ở tây âu (%)



Quelle: C/AS 11.2005, Polk Marketing Systems

Diesel Systems

DS/MKT 591 0709 * | 11.12.2005 | © Alle Rechte bei Robert Bosch GmbH, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.



So sánh ưu - khuyết điểm của ĐC Diesel so với ĐC xăng

Ưu điểm



- Suất tiêu hao nhiên liệu có ích (b_e hay g_e)
- Hiệu suất nhiệt lớn hơn
- Tổn thất nhỏ hơn đặc biệt là ở tải nhỏ



- Các chất ô nhiễm trong khí thải ít hơn (CO , HC , NO_x)
- Giảm tổn thất nhiệt qua truyền nhiệt

Nhược điểm



- Xuất khối lượng (Tỷ số công xuất khối lượng m_G hay g_d) lớn hơn bởi trọng lượng lớn hơn (áp suất cháy lớn nhất lớn hơn)



- Lượng nhiên liệu phun và do đó áp suất có ích trung bình bị giới hạn bởi giới hạn của khơi đen (Soot)



- Thời gian hoà trộn của hỗn hợp ở chế độ moment lớn nhất và công xuất lớn nhất ngắn



- Tiếng ồn lớn hơn



- Ô nhiễm do các PM trong khí xả



Những khái niệm và định nghĩa

- **Quá trình công tác:** tổng số tất cả những sự biến đổi xảy ra đối với môi chất công tác trong xilanh động cơ cũng như những hệ thống gắn liền với xilanh như hệ thống thải, nạp.
- **Chu trình công tác:** Tổ hợp các quá trình liên tục kế tiếp nhau lặp đi, lặp lại theo chu kỳ trong xilanh để thực hiện *một quá trình sinh công*.
- **Điểm chết:** + Là vị trí của piston trong xilanh, mà tại đó ta tác động một lực bất kỳ lên đỉnh piston cũng không làm trục khuỷu quay.
+ Là vị trí mà tại đó Piston đổi chiều chuyển động
Trong động cơ có hai điểm chết là điểm chết trên (ĐCT-TDC) và điểm chết dưới (ĐCD-BDC).



Những khái niệm và định nghĩa

- **Hành trình của piston:** khoảng chạy của piston trong xilanh giữa hai điểm chết:

$$S = 2 * R$$

R – bán kính quay của trục khuỷu.

- **Thể tích công tác:** thể tích xilanh giới hạn từ ĐCT đến ĐCD, ký hiệu V_h .

D - đường kính xilanh.

$$V_h = \frac{D^2 \pi}{4} S$$

- **Thể tích buồng cháy:** thể tích còn lại nhỏ nhất trong xilanh khi piston ở ĐCT, ký hiệu V_c .

- **Thể tích toàn phần:** tổng thể tích công tác và thể tích buồng cháy:

$$V_a = V_h + V_c$$





Những khái niệm và định nghĩa

-Tỷ số nén: tỷ số giữa thể tích toàn phần và thể tích buồng cháy:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

Ý nghĩa của tỷ số nén: Tỷ số nén chỉ rõ thể tích xilanh phía trên piston bị giảm bao nhiêu lần, tức là bị ép nhỏ bao nhiêu lần khi Piston đi từ ĐCD lên ĐCT.

Loại ĐC	ε	Giới hạn bởi
ĐC 2 kỳ	7.5 - 10	
ĐC xăng (2 valves)	8 - 10	Kích nổ (Knock)
ĐC xăng (4 valves)	9 - 11	Kích nổ (Knock)
ĐC xăng DI	11 - 14	Kích nổ (Knock)
ĐC Diesel (IDI)	18 - 24	Tải lớn nhất và tổn hao hiệu suất ở toàn tải
ĐC Diesel (DI)	17 - 21	Tải lớn nhất và tổn hao hiệu suất ở toàn tải



Những khái niệm và định nghĩa

- **Kỳ:** một phần của chu trình công tác khi piston chạy từ điểm chết này đến điểm chết kia.
- **Tỷ số tăng áp suất:** tỷ số giữa áp suất cuối quá trình cháy đẳng tích và áp suất cuối quá trình nén.



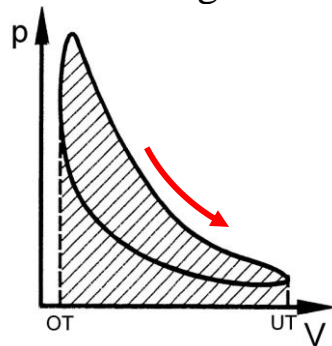
Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- Công suất:**

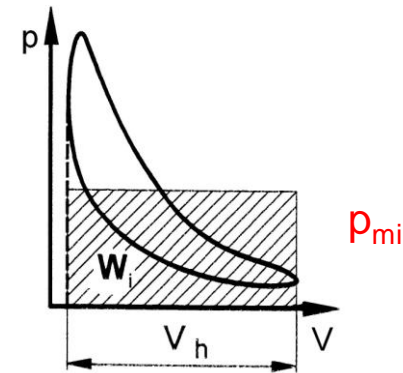
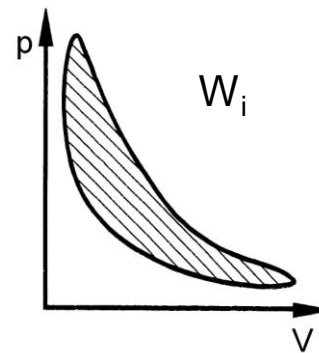
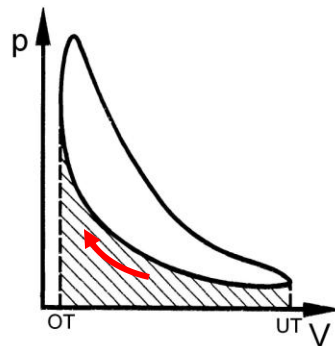
- Công do môi chất trong xy lanh tạo ra trong mỗi chu trình được xác định qua đồ thị công là công chỉ thị $W_i(L_i)$
- Áp suất chỉ thị trung bình $p_{mi}(p_i)$

$$p_{mi} = p_i = \frac{W_i}{V_h} = \frac{L_i}{V_h}$$

$W_1 =$ Công quá trình công tác



$W_2 =$ Công quá trình nén





Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- **Công suất:**

- Diện tích đồ thị công chia làm 2 phần: diện tích ứng với kỳ nén và công tác và diện tích ứng với kỳ hút và xả. Công do phần 1 là công dương và ứng phần 2 là công âm (hay còn gọi là công “bơm” – không lớn) $W_i(L_i)$
- Công suất chỉ thị $P_i(N_i)$

$$P_i(N_i) = in p_{mi} V_H$$

- $i=0.5$ (4 kỳ); 1 (2 kỳ)
- n : tốc độ ĐC
- $V_H(V_{h\Sigma})$: thể tích công tác của ĐC

Hay

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_i V_h in$$

- τ : số hành trình piston trong 1 chu trình
- i : số xy lanh



Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- **Công suất:**

- Công suất có ích $P_e(N_e)$: Là công suất đo ở đầu trục khuỷu

1. Tính theo mô men và số vòng quay:

$$P_e(N_e) = M_d 2\pi n$$

- M_d : mô men ĐC

2. Tính theo áp suất có ích trung bình $p_{me}(p_e)$

$$P_e(N_e) = i n p_{me} V_H$$

- $i=0.5$ (4 kỳ); 1 (2 kỳ)

- n : tốc độ ĐC

- $V_H(V_{h\Sigma})$: thể tích công tác của ĐC

hay

$$N_e = \frac{2}{\tau} p_e V_h i n$$

- τ : số hành trình piston trong 1 chu trình

- i : số xy lanh



Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- Công suất:


- Với áp suất có ích trung bình $p_{me}(p_e)$:

$$P_{me}(P_e) = \frac{M_d 2\pi}{V_H i}$$

- $i=0.5$ (4 kỳ); 1 (2 kỳ)

- n : tốc độ ĐC

- $V_H(V_{h\Sigma})$: thể tích công tác của ĐC


$$P_e = P_i - P_m$$

Hay

$$N_e = N_i - N_m$$

- P_m hay N_m là công suất tổn hao cơ giới (Tiêu hao cho ma sát, cho dẫn động các hệ thống phụ trợ, cho dẫn động cơ cấu phân phối khí, cho hành trình “bơm”...)



Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- **Xuất tiêu hao nhiên liệu có ích $b_e(g_e)$ (g/kW h):**

$$b_e(g_e) = \frac{B_o}{P_e} = \frac{1}{\eta_e H_u}$$

- $B_o(G_{NL})$: Lượng tiêu hao nhiên liệu trong 1s (kg/s)
- η_e : Hiệu xuất có ích
- $H_u(Q_{tk})$: Nhiệt trị thấp của nhiên liệu (J/kg)

Tương tự ta có:

$$b_i(g_i) = \frac{B_o}{P_i} = \frac{1}{\eta_i H_u}$$

- $B_o(G_{NL})$: Lượng tiêu hao nhiên liệu trong 1s (kg/s)
- η_i : Hiệu xuất chỉ thị
- $H_u(Q_{tk})$: Nhiệt trị thấp của nhiên liệu (J/kg)



Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

Loại DC	Tốc độ lớn nhất (rpm)	C_m (m/s)	P_{me} (bar)	b_e (g/kW h)
DC đua (Formular 1)	18000	25	16	
DC xăng xe con	7500	20	13 (17 có TA)	250
DC nhỏ 2 kỳ	20000	19		350
DC mô tô	13500	19	12	270
DC Diesel xe con	5000	15	20	200 (240 Không TA, IDI)
DC xăng xe con (TA)			17	
DC Diesel Truck	4200	14	22	190
DC Diesel tốc độ cao (Lớn)	2200	13	30	205
DC Diesel tốc độ cao (Nhỏ)	1200	10	25	>200

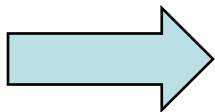


Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- **Hiệu suất:**

- Được xác định từ nhiệt năng của nhiên liệu
- Nhiệt lượng toả ra khi đốt cháy nhiên liệu trên một đơn vị thời gian là:

$$\frac{E_k}{t} = \dot{B}_o H_u \quad E_k: \text{Nhiệt lượng toả ra}$$



$$\eta = \frac{\text{Congxuat}}{\text{Nhietluong}} = \frac{P}{\frac{E_k}{t}}$$



Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- **Hiệu suất:**

1. Hiệu suất chỉ thị η_i :

$$\eta_i = \frac{P_i}{B_o H_u} = \frac{1}{b_i H_u}$$

- $B_o (G_{NL})$: Lượng tiêu hao nhiên liệu trong 1s (kg/s)
- η_i : Hiệu suất chỉ thị
- $H_u (Q_{tk})$: Nhiệt trị thấp của nhiên liệu (J/kg)
- $b_i (g_i)$: Xuất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị

2. Hiệu suất có ích η_e :

$$\eta_e = \frac{P_e}{B_o H_u} = \frac{1}{b_e H_u}$$



Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- Hiệu xuất:

1. Hiệu xuất cơ giới η_m :

$$b_e P_e = b_i P_i = \dot{B}_0 \quad \longrightarrow \quad b_i = b_e \frac{P_e}{P_i} = b_e \eta_m$$

Hay

$$g_e N_e = g_i N_i = G_{nl} \quad \longrightarrow \quad g_i = g_e \frac{N_e}{N_i} = g_e \eta_m$$

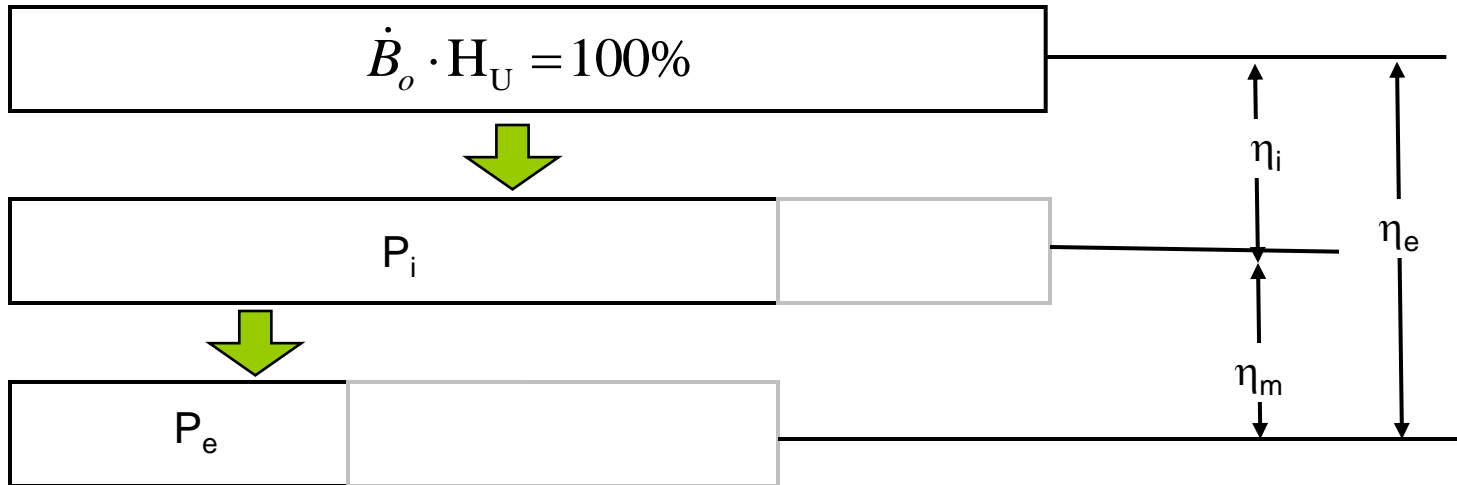


$$\eta_e = \eta_i \eta_m$$



Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- **Hiệu xuất:**



$$\eta_e = \frac{P_e}{B_o H_u} = \frac{1}{b_e H_u}$$

$$\eta_i = \frac{P_i}{B_o H_u} = \frac{1}{b_i H_u}$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m$$



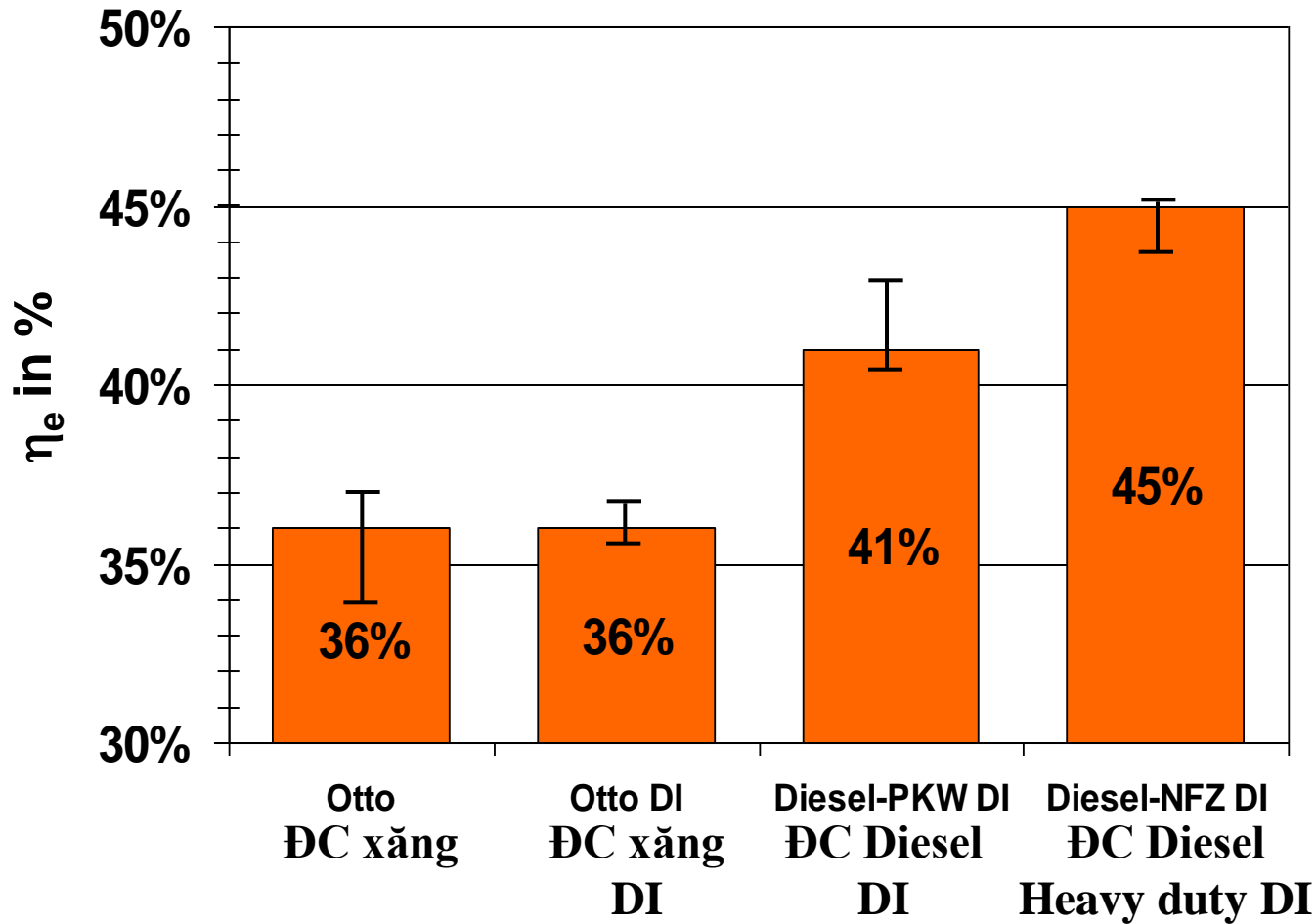
Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- Hiệu suất:

	ĐC xăng	ĐC Diesel (light and medium duty TA)	ĐC Diesel (heavy-duty TA))	ĐC Diesel Lớn (2 kỳ-TA)
η_i	0,39	0,46	0,46	0,52
η_m	0,85	0,85	0,86	0,92
η_e	0,25 ... 0,35	0,35 ... 0,43	0,36 ... 0,44	0,44 ... 0,53



η_e của ĐCĐT hiện đại





Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- **Tỷ số công suất-khối lượng (Power to Weight Ratio) m_G (kg/kW -Xuất khối lượng g_d):** Là chỉ tiêu so sánh về mặt khối lượng giữa các ĐC

$$m_G = \frac{m_M}{P_e} \quad \text{Hay} \quad g_d = \frac{G_d}{N_e}$$

Loại ĐC	M_G (g_d)
ĐC đua (Formular 1)	0.4
ĐC xăng xe con	2.0 (3.0-TA)
ĐC Diesel xe con	5.0 (4.0-TA)
ĐC Diesel comercial	5.5
ĐC Diesel tốc độ cao	11.0
ĐC Diesel tốc độ trung bình	19.0



Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- Công suất Lít (Specific Power Output) P_L (N_L):

$$P_L = \frac{P_e}{V_H} \quad \text{Hay} \quad N_L = \frac{N_e}{iV_h}$$

- Tuổi thọ và độ tin cậy:

- Tuổi thọ ĐC là thời gian sử dụng giữa 2 kỳ đại tu

- Độ tin cậy được phản ánh qua số giờ sử dụng tốt không hỏng hóc
Độ tin cậy phụ thuộc chất lượng chế tạo, lắp ráp ...

- Kích thước bao ngoài của ĐC:

Đánh giá mức độ không gian mà ĐC chiếm để lắp ráp và bố trí ĐC lên xe



Những khái niệm và định nghĩa Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

- **Hệ số Lambda (Air-Fuel Ratio, λ):**

$$\lambda = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{fuel}} L_{st}}$$

- m_{air} : Lưu lượng không khí nạp vào ĐC
- m_{fuel} : Lưu lượng của nhiên liệu
- L_{st} : Lượng không khí cần thiết để đốt cháy hết 1 kg nhiên liệu trong điều kiện phản ứng

$$\lambda < 1$$

Hỗn hợp Giàu (đậm)

$$\lambda = 1$$

Hỗn hợp lý tưởng
(Cháy hoàn toàn)

$$\lambda > 1$$

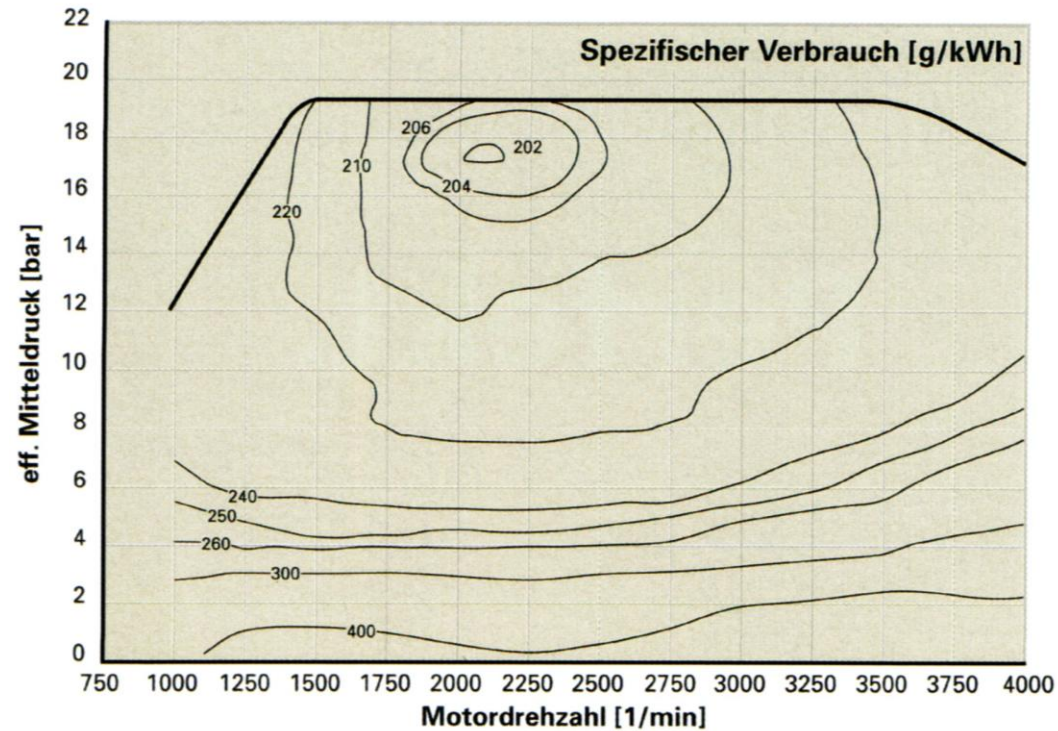
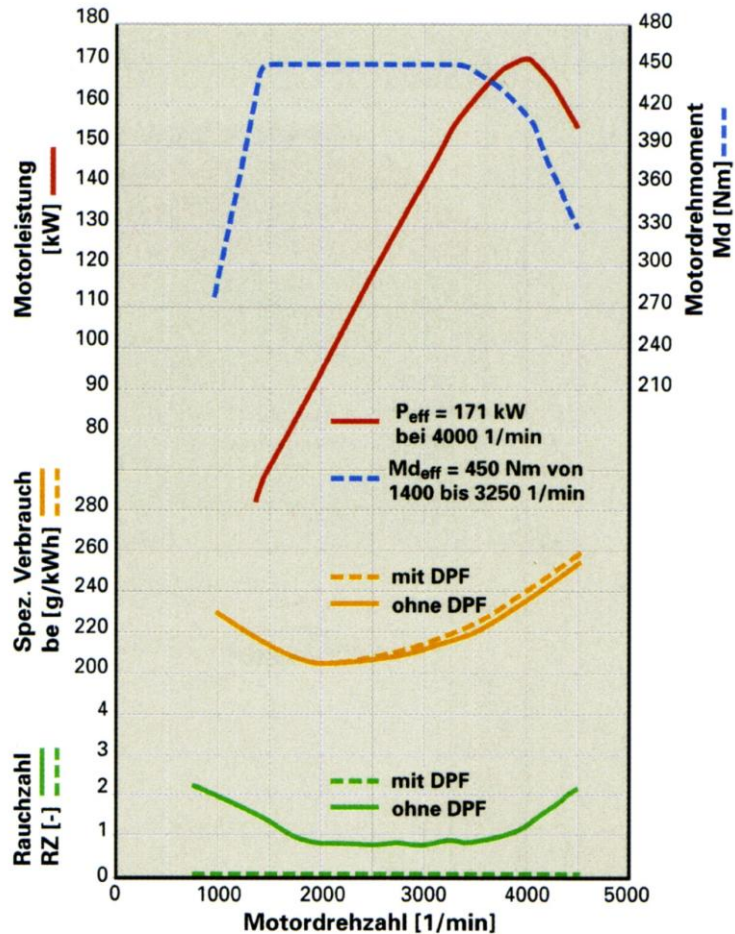
Hỗn hợp nghèo
(Loãng-Nhiều không khí)

- Hỗn hợp đồng nhất-Homogeneous (ĐC xăng tiêu chuẩn (Standard-Gasoline-Ottomotor): $\lambda_{\text{global}} \approx \lambda_{\text{local}}$

- Hỗn hợp không đồng nhất - Heterogeneous (ĐC Diesel và ĐC xăng DI: $\lambda_{\text{global}} \neq \lambda_{\text{local}}$



Đồ thị mô men và công suất của ĐC



Verbrauchskennfeld 3,0-l-6V-TDI Motors von Audi ohne Dieselpartikelfilter

Volllastwerte des 3,0-l-6V-TDI Motors von Audi mit und ohne Partikelfilter



Chu trình lý tưởng của ĐCĐT

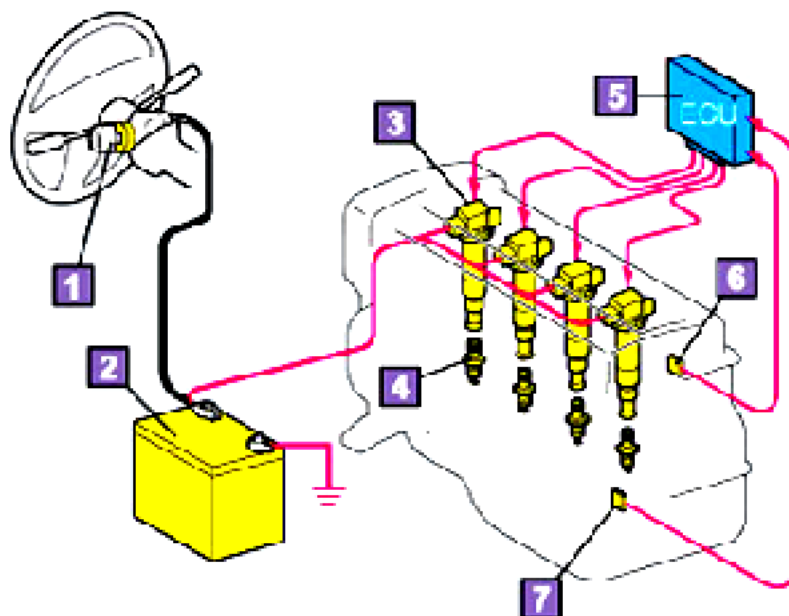
Cơ sở nhiệt động học

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP.HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

— 0000 —
BỘ MÔN ĐỘNG CƠ

NGUYÊN LÝ KẾT CẤU ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

(KCN và các ngành liên quan)



Người biên soạn: GVC. VÕ VĂN NHUẬN
ThS. NGUYỄN VĂN TRẠNG

Tháng 12/2006

MỤC LỤC

Chương 1 GIỚI THIỆU KHÁI QUÁT VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	<i>Trang</i>
I. Khái niệm	7
II. Định nghĩa và phân loại động cơ.....	7
II.1. Định nghĩa.....	7
II.1.1. Động cơ nhiệt.....	7
II.1.2. Động cơ đốt trong.....	7
II.1.3. Động cơ đốt ngoài.....	7
II.2. Phân loại động cơ đốt trong	8
II.2.1. Theo phương pháp thực hiện chu trình công tác.	8
II.2.2. Theo nhiên liệu sử dụng.	8
II.2.3. Theo phương pháp nạp của chu trình công tác.	8
II.2.4. Theo tốc độ động cơ.....	9
II.2.5. Theo đặc điểm cấu tạo động cơ.....	9
III. Ưu điểm, khuyết điểm của động cơ đốt trong – động cơ đốt ngoài.....	10
III.1. Động cơ đốt trong	10
III.2. Động cơ ngoài.....	11
IV. Các loại động cơ trong tương lai.....	11
Chương 2 NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	
I. Định nghĩa các danh từ kỹ thuật cơ bản	13
I.1. Điểm chết.....	13
I.2. Hành trình của piston	13
I.3. Thể tích công tác.....	13
I.4. Thể tích buồng cháy.....	14
I.5. Thể tích toàn bộ	14
I.6. Tỷ số nén.....	14
I.7. Kỳ (thì)	14
I.8. Chu trình công tác	14
II. Nguyên lý làm việc của động cơ xăng và động cơ Diesel 4 kỳ không tăng áp.....	14
II.1. Quá trình nạp, quá trình nén, quá trình cháy – giãn nở và quá trình thải.....	14
II.2. Đồ thị công P-V và giản đồ phân phối khí.....	17
III. Nguyên lý làm việc của động cơ xăng và động cơ Diesel 2 kỳ.....	19
III.1. Quá trình cháy – giãn nở và quá trình nạp.....	19
III.2. Đồ thị công P-V và giản đồ pha phối khí	21
III.3. Các hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ	22
IV. Hợp lực và mômen tác dụng lên cơ cấu piston – khuỷu trục – thanh truyền	25
V. So sánh sự khác nhau của động cơ 2 kỳ và động cơ 4 kỳ	26
VI. So sánh sự khác nhau của động cơ xăng và động cơ Diesel.....	27
VI.1. Về nguyên lý làm việc	27
VI.2. Về tính hiệu quả	27
VII. Giới thiệu động cơ Wankel và động cơ tuabin	27
Chương 3 CÁC BỘ PHẬN CHÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	
I. Những chi tiết cố định của động cơ đốt trong.....	31

I.1. Khái niệm chung	31
I.2. Thân máy	31
I.2.1. Nhiệm vụ.....	31
I.2.2. Kết cấu thân máy động cơ xăng – động cơ Diesel	32
I.2.3. Lót xy lanh	34
I.3. Nắp máy	35
I.3.1. Nhiệm vụ.....	35
I.3.2. Kết cấu nắp máy động cơ xăng – động cơ Diesel.....	36
I.3.3. Các dạng buồng đốt động cơ xăng và động cơ Diesel	41
I.4. Gioăng nắp máy, carter, Goujon.	44
II. Những chi tiết di động của động cơ đốt trong	47
II.1. Nhóm Piston.....	47
II.1.1. Piston.....	47
II.1.2. Chốt piston	53
II.1.3. Xéc-măng	55
II.2. Nhóm thanh truyền.	58
II.2.1. Nhiệm vụ	58
II.2.2. Điều kiện làm việc	58
II.2.3. Vật liệu chế tạo	58
II.2.4. Kết cấu thanh truyền, bulông thanh truyền và bạc lót thanh truyền	58
II.3. Trục khuỷu.....	63
II.3.1. Nhiệm vụ	63
II.3.2. Điều kiện làm việc	63
II.3.3. Vật liệu chế tạo	63
II.3.4. Kết cấu trục khuỷu.....	63
II.4. Bánh đà.....	67
II.4.1. Nhiệm vụ	67
II.4.2. Điều kiện làm việc	67
II.4.3. Vật liệu chế tạo	67
II.4.4. Kết cấu bánh đà	68
III. Cơ cấu phân phối khí	69
III.1. Nhiệm vụ, phân loại và yêu cầu.	69
III.2. Các phương án bố trí supap và dẫn động cơ cấu phối khí.	70
III.2.1. Các phương án bố trí supap và dẫn động supap.	70
III.2.2. Phương án dẫn động trục cam.	72
III.3. Kết cấu các chi tiết chính trong cơ cấu phân phối khí.....	73
III.3.1. Supap	73
III.3.2. Đế supap, lò xo supap và ống dẫn hướng supap.....	77
III.3.3. Trục cam, con đội, cò mổ và đĩa đẩy.	79
Chương 4 HỆ THỐNG BÔI TRƠN	
I. Nhiệm vụ	84
II. Dầu làm trơn và các đặc tính cơ bản.....	84
II.1. Công dụng của dầu bôi trơn.....	84
II.2. Một số thông số sử dụng của dầu bôi trơn.....	84
II.3. Các đặc tính cơ bản của dầu bôi trơn.....	85

III. Các loại hệ thống bôi trơn.	86
III.1. Bôi trơn bằng vung toé.	86
III.2. Bôi trơn bằng dầu pha trong nhiên liệu.	87
III.3. Bôi trơn cưỡng bức.	87
IV. Kết cấu một số bộ phận chính.	90
IV.1. Mạch dầu làm trơn cho động cơ xăng – động cơ Diesel.	90
IV.2. Bơm dầu.	90
IV.3. Lọc dầu.	92
IV.4. Các đồng hồ của hệ thống bôi trơn.	96
IV.5. Đèn báo nguy.	97

Chương 5 HỆ THỐNG LÀM MÁT

I. Nhiệm vụ của hệ thống làm mát.	99
I.1. Công dụng của hệ thống làm mát.	99
I.1. Nhiệt độ làm việc tối ưu của động cơ.	99
II. Phân loại hệ thống làm mát.	100
II.1. Hệ thống làm mát bằng không khí.	100
II.2. Hệ thống làm mát bằng chất lỏng.	101
II.3. So sánh hệ thống làm mát bằng nước và hệ thống làm mát bằng không khí.	104
III. Các bộ phận của hệ thống làm mát bằng chất lỏng.	105
III.1. Két nước.	105
III.2. Nắp két nước.	106
III.3. Van điều nhiệt và phương pháp bố trí.	107
III.4. Bơm nước.	111

Chương 6 HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ XĂNG

I. Giới thiệu hệ thống cung cấp nhiên liệu trên động cơ xăng.	113
I.1. Yêu cầu của hệ thống.	113
I.2. Cấu tạo hệ thống cung cấp nhiên liệu dùng bộ chế hoà khí.	113
II. Yêu cầu của hỗn hợp.	115
II.1. Yêu cầu của bộ chế hoà khí.	115
II.2. Hệ thống chính (mạch chính).	116
II.2.1. Hệ thống chính điều chỉnh độ chân không sau giclơ chính.	116
II.2.2. Hệ thống chính có giclơ bổ sung.	117
II.2.3. Hệ thống chính điều chỉnh độ chân không ở họng.	117
II.2.4. Hệ thống chính điều chỉnh tiết diện giclơ chính.	118
II.3. Hệ thống phụ.	120
II.3.1. Hệ thống không tải (cầm chừng).	120
II.3.2. Hệ thống làm đậm.	121
II.3.3. Hệ thống tăng tốc.	122
II.3.4. Hệ thống khởi động.	123
II.3.5. Cơ cấu cầm chừng nhanh.	123
II.3.6. Cơ cấu hạn chế số vòng quay cực đại.	124
III. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của bộ chế hoà khí 3A / 4A.	124
IV. Giới thiệu hệ thống phun xăng.	131
IV.1. Phân loại hệ thống nhiên liệu phun xăng.	132

IV.2. Cấu trúc và nguyên lý làm việc (cảm biến, ECU, điều khiển phun nhiên liệu).....	132
Chương 7 HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ DIEZEL	
I. Nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống.....	164
II. Sơ đồ của hệ thống.....	164
III. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của các bộ phận chính	165
III.1. Bơm cao áp.....	165
III.1.1. Bơm cao áp cá nhân – Bơm thẳng hàng.....	166
III.1.2. Bơm cao áp (VE).....	170
III.1.3. Kim bơm liên hợp.....	171
III.2. Bơm tiếp vận.....	176
III.3. Vòi phun.....	177
III.3.1. Nhiệm vụ và phân loại vòi phun.....	177
III.3.2. Nguyên lý làm việc và kết cấu vòi phun.....	177
III.4. Lọc nhiên liệu.....	179
III.5. Giới thiệu thiết bị sấy nóng không khí nạp.....	180
IV. Cơ cấu điều tốc.....	180
IV.1. Tính cần thiết phải lắp bộ điều tốc trên động cơ Diesel.....	180
IV.2. Phân loại bộ điều tốc.....	181
IV.2.1. Bộ điều tốc cơ khí (bộ điều tốc 2 chế độ, nhiều chế độ).....	181
IV.2.2. Bộ điều tốc chân không.....	183
IV.2.3. Bộ điều tốc thủy lực.....	185
V. Sơ đồ và nguyên lý làm việc của hệ thống EDC.....	186
V.1. Sơ đồ hệ thống EDC.....	186
V.1. Nguyên lý làm việc của hệ thống EDC.....	189
VI. Sơ đồ và nguyên lý làm việc của hệ thống phun <i>common-rail</i>	190
VI.1. Sơ đồ hệ thống.....	190
VI.2. Kết cấu và nguyên lý làm việc của một số chi tiết chính.....	191
Chương 8 HỆ THỐNG ĐÁNH LỬA TRONG ĐỘNG CƠ XĂNG	
I. Nhiệm vụ, yêu cầu và phân loại hệ thống đánh lửa.....	197
I.1. Nhiệm vụ.....	197
I.2. Phân loại.....	197
I.3. Yêu cầu.....	197
II. Hệ thống đánh lửa độc lập.....	197
II.1. Hệ thống đánh lửa vít.....	197
II.2. Hệ thống đánh lửa dùng Transitor (không tiếp điểm).....	198
III. Hệ thống đánh lửa dùng ECU.....	200
III.1. Hệ thống đánh lửa có bộ chia điện.....	200
III.2. Hệ thống đánh lửa không có bộ chia điện.....	201
III.3. Hệ thống đánh lửa trực tiếp.....	201
Chương 9 HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG ĐỘNG CƠ	
I. Nhiệm vụ và yêu cầu hệ thống khởi động.....	205
I.1. Nhiệm vụ.....	205
I.2. Yêu cầu.....	205
II. Phân loại hệ thống khởi động trên ô tô.....	205

II.1. Cấu tạo chung	207
II.2. Nguyên lý làm việc.....	207
III. Các thiết bị hỗ trợ khởi động.	208
TÀI LIỆU THAM KHẢO	210

Bản quyền thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

Chương 1

GIỚI THIỆU KHÁI QUÁT VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Chương 1

GIỚI THIỆU KHÁI QUÁT VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

I. KHÁI NIỆM

Động cơ đốt trong là nguồn động lực chính để dẫn động cho các phương tiện giao thông vận tải, trong đó phổ biến nhất là dẫn động cho ô tô chuyển động. Động cơ đốt trong hiện nay gồm có: động cơ đốt trong piston, tua bin khí và động cơ phản lực.

Hiện nay về cơ bản động cơ sử dụng trên ô tô là động cơ đốt trong kiểu piston, nhiên liệu sử dụng chính là xăng hoặc Diesel. Về hoạt động thì hai loại động cơ này có nguyên lý gần giống nhau, chúng chỉ khác nhau về phương pháp đốt cháy hỗn hợp (không khí – nhiên liệu).

Động cơ xăng và động cơ Diesel là hai loại của động cơ nhiệt, chúng biến đổi hoá năng do đốt cháy nhiên liệu thành nhiệt năng và từ nhiệt năng biến thành cơ năng để truyền công suất cho động cơ hoạt động.

Động cơ xăng có tốc độ cao, rất cơ động, công suất phát ra khá lớn, buồng đốt gọn, được sử dụng rộng rãi ở các xe con và xe tải nhỏ,...

Động cơ Diesel có hiệu suất nhiệt lớn, công suất cao hơn, tiết kiệm nhiên liệu và tốc độ động cơ nhỏ hơn động cơ xăng. Chính vì vậy nó thường được dùng để dẫn động trên các loại ô tô buýt, ô tô tải, các loại phương tiện thương mại,...

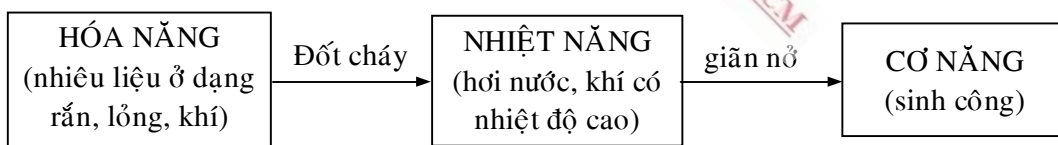
II. ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI ĐỘNG CƠ

II.1. Định nghĩa

II.1.1. Động cơ nhiệt

Là loại thiết bị thực hiện việc đổi năng lượng ở dạng hoá năng thành nhiệt năng (bằng cách đốt cháy nhiên liệu) và từ nhiệt năng chuyển thành cơ năng để sinh công dẫn động máy công tác.

Sơ đồ nguyên lý làm việc của động cơ nhiệt:



II.1.2. Động cơ đốt trong

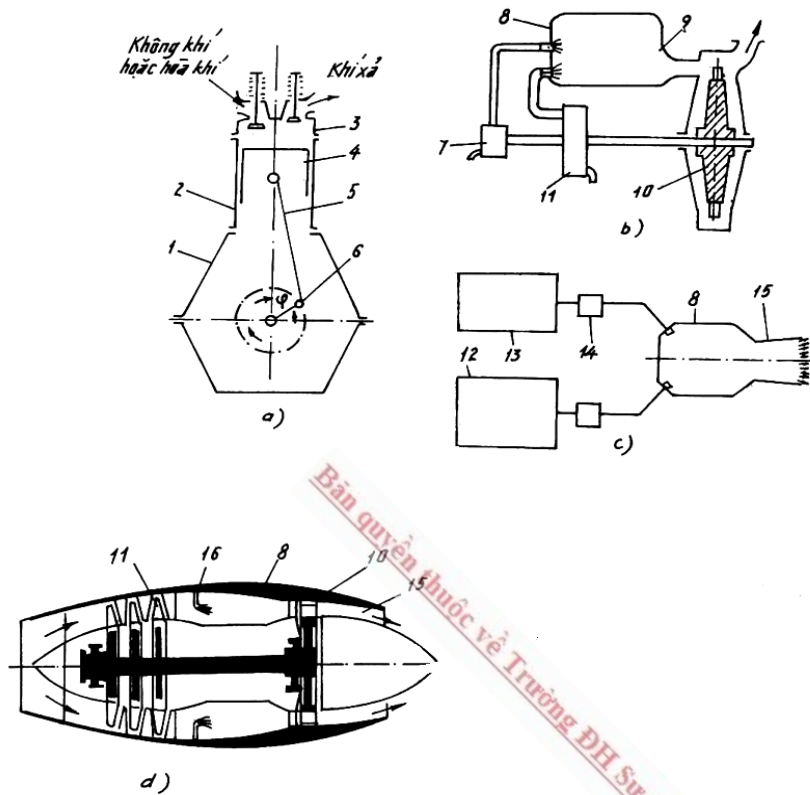
Động cơ đốt trong là một loại động cơ nhiệt với các quá trình đốt cháy nhiên liệu và chuyển biến nhiệt năng thành cơ năng được thực hiện cùng một nơi ngay bên trong động cơ.

Động cơ đốt trong gồm có: động cơ đốt trong kiểu piston, tua bin khí, động cơ phản lực và tua bin phản lực (hình 1.1).

II.1.3. Động cơ đốt ngoài

Động cơ đốt ngoài là một loại động cơ nhiệt với các quá trình đốt cháy nhiên liệu và chuyển biến nhiệt năng thành cơ năng được thực hiện ở hai nơi khác nhau.

Nhiên liệu được đốt cháy bên ngoài động cơ (củi, than đá...) để làm nóng nước, nước bốc hơi (có nhiệt độ và áp suất cao) làm chuyển động các tuabin hay đẩy piston sinh công, dẫn động được máy công tác. Động cơ đốt ngoài gồm có: máy hơi nước, tuabin hơi nước...



Hình 1.1. Sơ đồ cấu tạo của động cơ đốt trong.

- a – Động cơ piston.
- b – Tuabin khí.
- c – Động cơ phản lực.
- d – Tuabin phản lực.

Chú thích:

- 1 – cacte; 2 – xylanh;
- 3 – nắp xylanh; 4 – piston;
- 5 – thanh truyền;
- 6 – trục khuỷu ;
- 7 – bơm nhiên liệu;
- 8 – buồng đốt;
- 9 – lỗ phun vào cánh tua bin;
- 10 – tuabin; 11 – máy nén;
- 12 – bình chứa nhiên liệu;
- 13 – bình chứa chất oxy hoá;
- 14 – bơm;
- 15 – miêng phun phản lực;
- 16 – vòi phun nhiên liệu.

II.2. Phân loại động cơ đốt trong

II.2.1. Theo phương pháp thực hiện chu trình công tác

Động cơ bốn kỳ: để hoàn thành một chu trình công tác thì piston thực hiện 4 hành trình hoặc trục khuỷu phải quay 2 vòng.

Động cơ 2 kỳ: để hoàn thành một chu kỳ công tác thì piston thực hiện 2 hành trình hoặc trục khuỷu phải quay một vòng.

II.2.2. Theo nhiên liệu sử dụng

Động cơ sử dụng nhiên liệu lỏng, loại nhẹ (xăng, benzen, cồn...).

Động cơ sử dụng nhiên liệu lỏng, loại nặng (dầu mazut, Diesel...).

Động cơ sử dụng nhiên liệu khí (khí thiên nhiên, khí hoá lỏng,...).

Động cơ sử dụng nhiên liệu khí kết hợp với nhiên liệu lỏng (trong đó nhiên liệu khí là chính, còn nhiên liệu lỏng đóng vai trò là nhiên liệu môi).

Động cơ chạy bằng nhiều loại nhiên liệu, tức là loại động cơ có thể chạy bằng nhiều loại nhiên liệu lỏng khác nhau, từ nhẹ tới nặng (loại động cơ này rất hiếm).

II.2.3. Theo phương pháp nạp của chu trình công tác

Động cơ không tăng áp: là loại động cơ dựa vào sự chênh lệch áp suất ngoài và trong xylanh để nạp hòa khí vào xylanh.

Động cơ tăng áp: là loại động cơ dùng máy nén để nạp không khí hoặc hòa khí vào xylanh, làm tăng khối lượng môi chất mới qua đó làm tăng công suất động cơ.

II.2.4. Theo tốc độ động cơ

Tốc độ của động cơ được đánh giá qua một thông số trung gian là tốc độ trung bình của piston.

Tốc độ trung bình của piston ký hiệu là C_m

$$C_m = S \cdot \frac{n}{30} \quad (\text{m/s})$$

Trong đó: S – hành trình của piston (m)

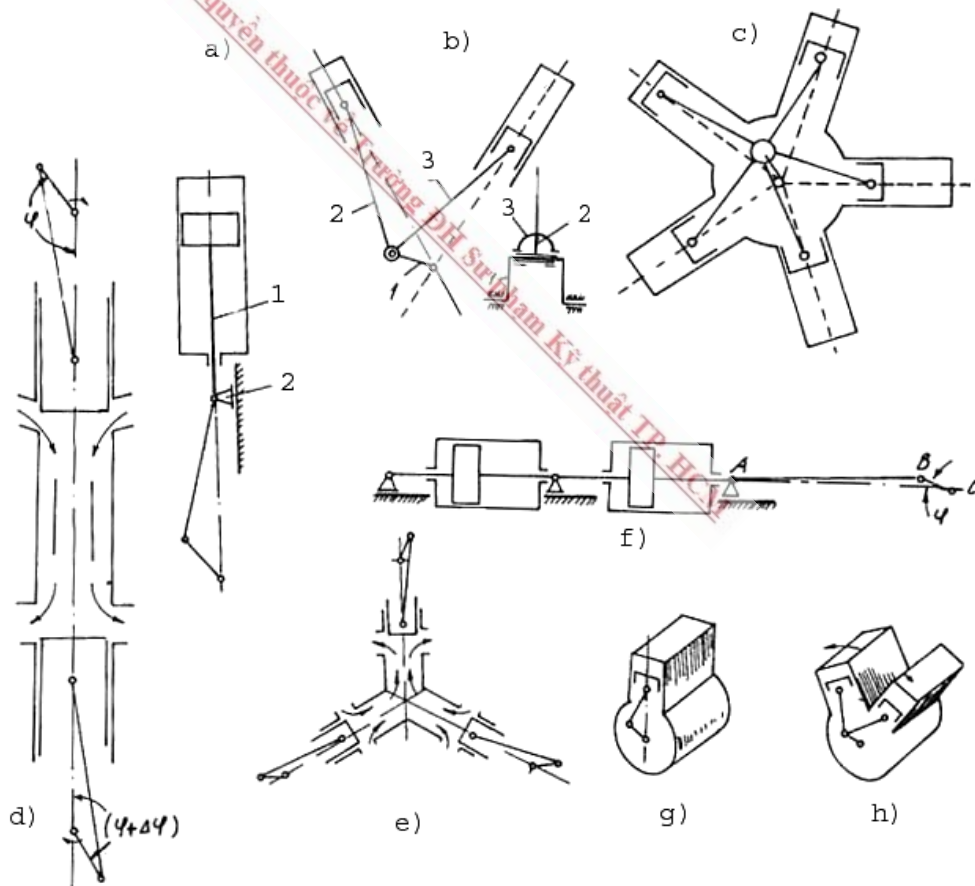
n – tốc độ của động cơ (vòng/phút)

- Động cơ có tốc độ thấp (động cơ thấp tốc): $C_m < 6,5 \text{ m/s}$.

- Động cơ có tốc độ trung bình: $6 \text{ m/s} \leq C_m \leq 9 \text{ m/s}$.

- Động cơ có tốc độ cao (động cơ cao tốc): $C_m > 9 \text{ m/s}$.

II.2.5. Theo đặc điểm cấu tạo của động cơ (hình 1.2)



Hình 1.2. Sơ đồ về đặc điểm cấu tạo của động cơ đốt trong

a) Động cơ một xylanh (1 – cán piston, 2 – guốc trượt);

b) Động cơ chữ V (1 – trục khuỷu, 2 – thanh truyền chính, 3 – thanh truyền phụ);

c) Động cơ hình sao; d, e) Động cơ piston đối đỉnh;

f) Động cơ tác dụng kép xylanh nằm ngang; g) Động cơ chữ V nhiều hàng xylanh.

Theo số xylanh động cơ

- Động cơ một xylanh.
- Động cơ nhiều xylanh (số xylanh từ hai trở lên).

Theo cách bố trí xylanh

- Động cơ có xylanh đặt thẳng đứng.
- Động cơ có xylanh đặt nằm ngang.
- Động cơ có một hàng xylanh, đường tâm của các xylanh song song với nhau và cùng nằm trong một mặt phẳng.
- Động cơ có 2 hàng xylanh đặt song song hay kiểu chữ V.
- Động cơ có xylanh bố trí hình sao, một hàng hoặc nhiều hàng các đường tâm xylanh đặt hướng kính và cùng nằm trên một mặt phẳng.
- Động cơ có piston đối đỉnh, có thể có một hoặc nhiều trục khuỷu.

III. ƯU ĐIỂM, KHUYẾT ĐIỂM CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG, ĐỘNG CƠ ĐỐT NGOÀI

III.1. Động cơ đốt trong

III.1.1. Ưu điểm

Hiệu suất có ích η_c cao, vì nhiệt độ cực đại trong quá trình cháy có thể đạt $1.800 \div 2.800^\circ\text{K}$, còn nhiệt độ khí xả chỉ $900 \div 1.500^\circ\text{K}$. Động cơ Diesel tăng áp tua bin khí có thể đạt $\eta_c = 40 \div 52\%$.

Nếu có cùng công suất thì động cơ đốt trong gọn nhẹ hơn động cơ đốt ngoài vì toàn bộ chu trình làm việc của động cơ đốt trong được thực hiện ngay trong bản thân động cơ, không có các thiết bị phụ như: nồi hơi, buồng đốt,... như ở động cơ đốt ngoài.

Động cơ đốt trong khởi động nhanh hơn (từ 3 ÷ 5 giây), điều đó có ý nghĩa lớn trong quân sự và giao thông. Còn động cơ đốt ngoài phải khởi động hàng giờ.

Ít hao nước, điều đó có ý nghĩa khi sử dụng ở vùng sa mạc, núi rừng.

Động cơ đốt trong dễ chăm sóc, bảo dưỡng (chỉ cần 1 đến 2 người).

Khi ngừng hoạt động, động cơ đốt trong không cần tiêu hao thêm nhiên liệu, còn máy hơi nước vẫn phải tốn nhiên liệu vì không thể dập lò than ngay được.

III.1.1. Khuyết điểm

Dùng nhiên liệu lỏng hoặc khí sạch không chứa tạp chất cơ học (đã qua tinh chế), dẫn đến giá thành của nhiên liệu cũng cao.

Công suất bị giới hạn, công suất động cơ Diesel không thể vượt quá 37.000kW (trong khi tua bin hơi nước có thể đạt 200.000kW).

Kết cấu phức tạp hơn và số lượng các chi tiết nhiều hơn so với động cơ đốt ngoài.

Động cơ đốt trong phải dùng thiết bị riêng để khởi động và khi khởi động không được kéo tải.

Động cơ đốt trong làm việc khá ồn, nhất là động cơ cao tốc.

Để có thể thay đổi mômen của động cơ trong phạm vi rộng, trên hệ thống truyền động phải có ly hợp và hộp số.

III.2. Động cơ đốt ngoài

III.2.1 Ưu điểm

Dùng nhiên liệu rẻ tiền (than, củi, dầu cặn,...)

Công suất cao, tua bin hơi nước có thể đạt 200.000kW

Động cơ có thể tự khởi động được, khi áp suất và nhiệt độ môi chất đủ lớn và không phải dùng thiết bị riêng để khởi động.

III.1.1. Khuyết điểm

Hiệu suất có ích η_c thấp, hiệu suất của máy hơi nước $\eta_c = 9 \div 14\%$, tua bin hơi nước $\eta_c = 22 \div 28\%$ và của tua bin khí $\eta_c < 3\%$.

Ở động cơ đốt ngoài do có các thiết bị phụ như: nồi hơi, buồng đốt,... nên làm cho thiết bị rất nặng và cồng kềnh.

Thời gian khởi động rất lớn, động cơ hơi nước phải khởi động hàng giờ.

Phải tiêu thụ một lượng nước lớn.

Bảo dưỡng phức tạp, nhất là đối với các thiết bị động lực hơi nước.

So với động cơ đốt ngoài, động cơ đốt trong có nhiều ưu điểm hơn nên ngày nay nó được sử dụng rất rộng rãi. Theo thống kê thì hiện nay: động cơ đốt trong chiếm đến 80% trên thế giới; 10% sử dụng năng lượng sức gió và mặt trời, còn 10% sử dụng các loại động cơ khác.

Chính vì vậy mà ngành công nghiệp chế tạo động cơ đốt trong luôn được coi trọng và là một bộ phận tất yếu của ngành cơ khí trong nền kinh tế.

Cho đến nay, động cơ đốt trong kiểu piston dùng nhiên liệu truyền thống có sẵn như xăng và động cơ Diesel vẫn là nguồn động lực chính cho ô tô. Tuy nhiên nó có những nhược điểm lớn mà chúng ta phải đối mặt như: gây ô nhiễm cho môi trường sống (ô nhiễm không khí, tiếng ồn, hiệu ứng nhà kính,...) và sự lệ thuộc hoàn toàn vào nhiên liệu hoá thạch, dẫn đến nguy cơ cạn kiệt nguồn dầu mỏ trong tương lai gần. Chính vì vậy, hầu hết các nước đều quan tâm đào tạo đội ngũ kỹ thuật cao để sớm giải quyết các yêu cầu về thiết kế, gia công, chế tạo, cải tiến, bảo dưỡng và sửa chữa động cơ đốt trong cho quốc gia mình.

IV. CÁC LOẠI ĐỘNG CƠ TRONG TƯƠNG LAI

Hiện nay động cơ đốt trong kiểu piston là loại động cơ được sử dụng rộng rãi nhất để dẫn động các phương tiện giao thông vận tải, với hai loại nhiên liệu chính là xăng và Diesel. Tuy nhiên với sự phụ thuộc hoàn toàn vào nguồn nhiên liệu hoá thạch và sự biến động không ngừng của giá dầu thô trên thế giới, càng thúc đẩy các nhà khoa học hướng đến việc nghiên cứu ra những loại động cơ có hiệu suất cao và các loại động cơ không sử dụng nhiên liệu hoá thạch.

Trong tương lai sẽ ưu tiên cho sự phát triển của động cơ đa nhiên liệu, động cơ sử dụng nhiên liệu từ dầu thực vật, mô động vật hay động cơ sử dụng nhiên liệu khí.

Ngoài động cơ đốt trong, hiện nay người ta còn quan tâm đến động cơ điện để làm nguồn động lực cho ô tô. Với động cơ điện khi sử dụng năng lượng mặt trời, ngoài việc tận dụng nguồn năng lượng vô tận này thì động cơ điện còn có ưu điểm lớn là tiếng ồn rất thấp.

Chương 2

NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Chương 2

NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

I. ĐỊNH NGHĨA CÁC DANH TỪ KỸ THUẬT CƠ BẢN

I.1. Điểm chết

Điểm chết là vị trí cuối cùng của piston khi di chuyển một hành trình trong xylanh. Tại vị trí này vận tốc của piston bằng không và piston bắt đầu đổi chiều chuyển động.

Như vậy, theo định nghĩa này điểm chết sẽ có hai vị trí:

Điểm chết trên (ĐCT): là vị trí mà piston nằm xa đường tâm trục khuỷu nhất.

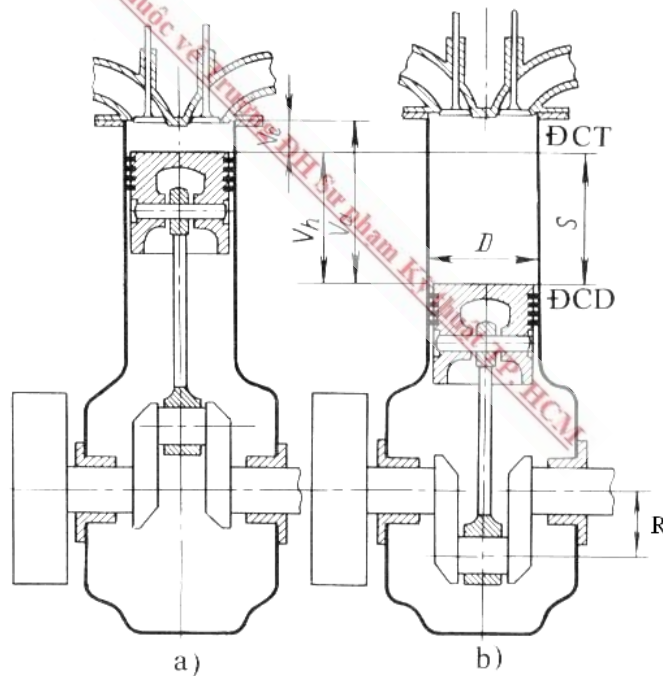
Điểm chết dưới (ĐCD): là vị trí mà piston nằm gần đường tâm trục khuỷu nhất.

I.2. Hành trình của piston (S)

Hành trình của piston là khoảng cách dịch chuyển của piston giữa hai điểm chết, ký hiệu là S.

$$S = 2.R$$

Với R là bán kính quay của trục khuỷu.



Hình 2.1. Sơ đồ động cơ đốt trong.

a) Piston ở điểm chết trên ; b) Piston ở điểm chết dưới.

I.3. Thể tích công tác (V_h)

Thể tích công tác là khoảng không gian trong xylanh được giới hạn bởi hai mặt cắt vuông góc với đường tâm xylanh qua hai điểm chết, ký hiệu là V_h .

Đối với động cơ chỉ có một xylanh thì thể tích công tác được tính như sau:

$$V_h = \frac{\pi.D^2}{4}.S$$

Đối với động cơ có i xylanh thì thể tích công tác của động cơ là $V_{h\Sigma} = V_{h.i}$

Trong đó: D – đường kính của xylanh.

S – hành trình của piston.

i – số xylanh của động cơ.

I.4. Thể tích buồng cháy (V_c)

Thể tích buồng cháy là khoảng không gian trong xylanh được giới hạn bởi đỉnh piston, xylanh và nắp xylanh khi piston ở điểm chết trên, ký hiệu là V_c .

I.5. Thể tích toàn bộ (V_a)

Thể tích toàn bộ là khoảng không gian trong xylanh được giới hạn bởi đỉnh piston, xylanh và nắp xylanh khi piston ở điểm chết dưới, ký hiệu là V_a .

$$V_a = V_h + V_c$$

I.6. Tỷ số nén (ϵ)

Tỷ số nén là tỉ số giữa thể tích toàn bộ và thể tích buồng cháy của động cơ.

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

I.7. Kỳ (thì)

Kỳ (hay thì) là hành trình thực hiện được của piston giữa hai điểm chết.

Khi động cơ hoạt động, trong xylanh phải diễn ra tuần tự các quá trình: nạp, nén, cháy giãn nở và thải tạo nên chu trình công tác (làm việc) của động cơ đốt trong.

Nếu chu trình công tác của động cơ được hoàn thành trong bốn hành trình của piston, có nghĩa là sau hai vòng quay của trục khuỷu thì động cơ đó gọi là động cơ bốn kỳ. Nếu động cơ hoàn thành một chu trình công tác chỉ trong hai hành trình của piston, tương ứng với một vòng quay của trục khuỷu thì động cơ đó gọi là động cơ hai kỳ.

I.8. Chu trình công tác (chu trình làm việc)

Chu trình công tác là tập hợp toàn bộ các quá trình: nạp, nén, cháy giãn nở và thải được diễn ra trong xylanh lặp đi lặp lại có tính chu kỳ được gọi là chu trình công tác hay chu trình làm việc của động cơ đốt trong.

II. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ XĂNG VÀ ĐỘNG CƠ DIESEL BỐN KỲ, KHÔNG TĂNG ÁP

Đối với động cơ 4 kỳ, để hoàn thành một chu trình công tác piston động cơ phải thực hiện 4 hành trình tương ứng với các quá trình diễn ra trong xylanh gồm: nạp, nén, cháy giãn nở và thải. Trong đó công có ích chỉ do quá trình cháy giãn nở sinh ra.

Do các quá trình diễn ra lặp đi lặp lại có tính chu kỳ nên khi khảo sát nguyên lý làm việc ta chỉ khảo sát một chu trình công tác trong toàn bộ quá trình làm việc của động cơ.

Trong một chu trình công tác của động cơ 4 kỳ được thực hiện như sau:

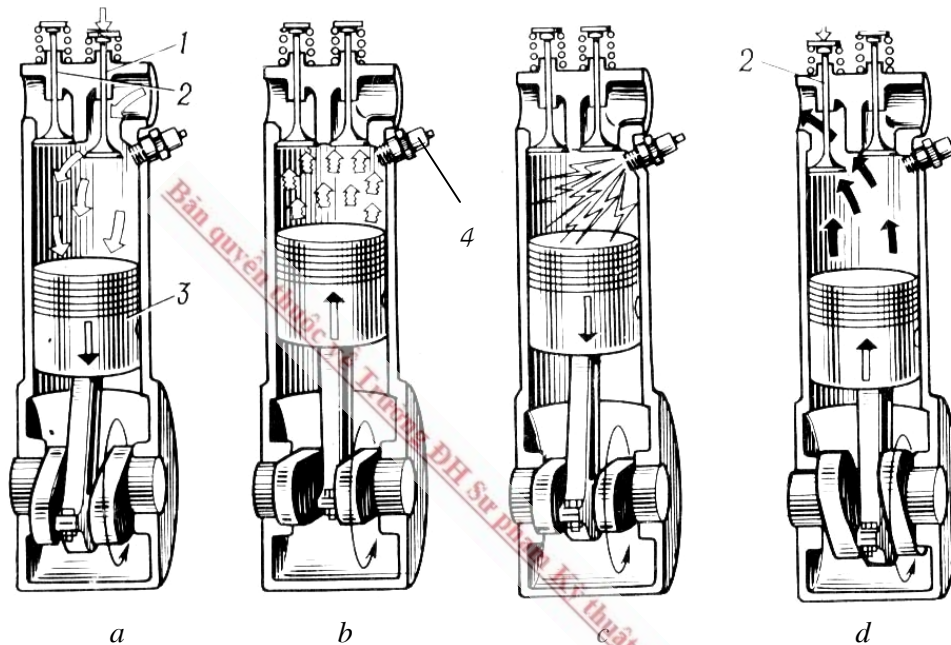
II.1. Quá trình nạp, quá trình nén, quá trình cháy – giãn nở và quá trình thải

II.1.1. Quá trình nạp

Là quá trình nạp môi chất mới vào trong lòng xylanh động cơ (hoà khí đối với động cơ xăng, không khí đối với động cơ Diesel).

Vào đầu kỳ một, piston ở vị trí điểm chết trên. Toàn bộ thể tích buồng cháy V_c chứa đầy sản phẩm cháy do hành trình trước để lại với áp suất cao hơn áp suất khí trời, áp suất này còn gọi là áp suất khí sót. Khi trục khuỷu quay theo chiều mũi tên, thông qua thanh truyền làm cho piston dịch chuyển từ ĐCT xuống ĐCD, cơ cấu phân phối khí điều khiển supap nạp mở thông đường ống nạp với không gian trong xylanh.

Với chuyển động đi xuống của piston, độ chân không trong xylanh hình thành làm cho áp suất trong lòng xylanh nhỏ hơn áp suất trên đường ống nạp. Mức độ chênh lệch áp suất này khoảng $0,01 \div 0,03$ MPa, tạo nên quá trình nạp môi chất mới từ đường ống nạp vào xylanh (hình 2.2a).



Hình 2.2. Sơ đồ nguyên lý làm việc của động cơ xăng bốn kỳ.
a) quá trình nạp ; b) quá trình nén ; c) quá trình cháy giãn nở ; d) quá trình thải.
1 – supap nạp; 2 – supap thải; 3 – piston; 4 – bougie.

II.1.2. Quá trình nén

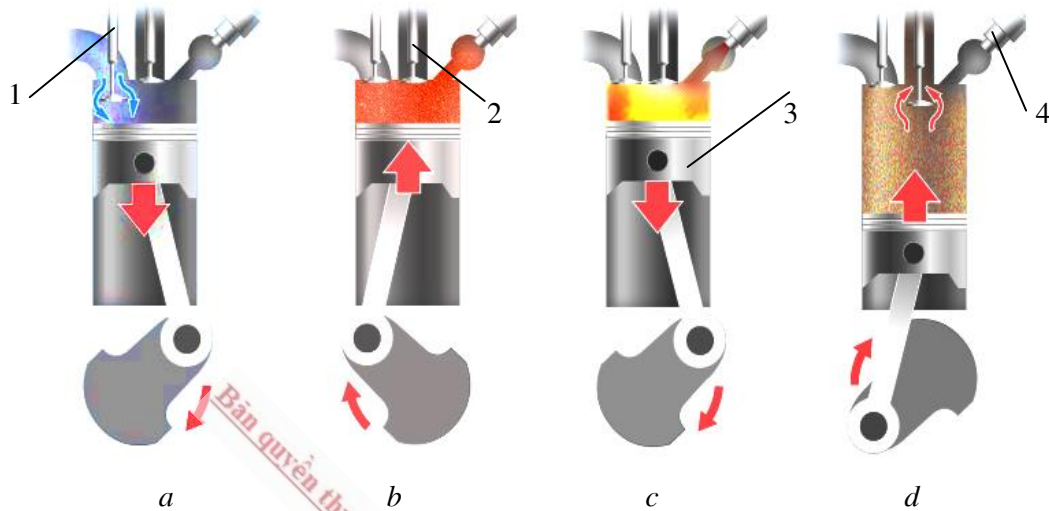
Piston di chuyển từ ĐCD lên ĐCT (hình 2.2b), cơ cấu phân phối khí điều khiển làm cho supap nạp và supap thải đóng lại, môi chất được nén trong xylanh. Vào cuối quá trình nạp, khi piston ở vị trí ĐCD áp suất trong xylanh p_a còn nhỏ hơn áp suất trên đường ống nạp p_k . Tận dụng điều này, để hoàn thiện quá trình nạp, cơ cấu phân phối khí điều khiển supap nạp đóng muộn sau khi piston qua khỏi ĐCD. Việc đóng muộn supap nạp như trên có tác dụng nạp thêm môi chất mới vào xylanh, điều này có được là do tác dụng của động năng và chênh lệch áp suất của dòng môi chất đi vào.

Sau khi supap nạp đóng, piston chuyển động lên phía ĐCT làm cho áp suất và nhiệt độ môi chất trong xylanh tăng dần. Giá trị áp suất cuối quá trình nén phụ thuộc vào: tỉ số nén ϵ , độ kín khít của không gian chứa môi chất mức độ tản nhiệt của thành xylanh và áp suất đầu quá trình nén.

Để tạo điều kiện tốt cho môi chất cháy một cách kịp thời và nhiệt lượng sinh ra được tận dụng triệt để thì việc đốt cháy hỗn hợp phải được thực hiện trước khi piston tới ĐCT. Cụ thể, đối với động cơ xăng (đốt cháy cưỡng bức bằng tia lửa điện) thì bougie phải tạo ra tia lửa trước khi piston đến ĐCT, đối với động cơ Diesel thì nhiên liệu phun vào từ vòi phun trước khi piston đến ĐCT.

II.1.3. Quá trình cháy giãn nở

Vào kỳ ba môi chất bị nén trong xylanh ở cuối kỳ nén được bốc cháy với tốc độ rất nhanh. Tốc độ gia tăng áp suất và nhiệt độ của môi chất rất cao, tạo áp lực sinh công đẩy piston dịch chuyển về phía ĐCD thực hiện quá trình giãn nở môi chất trong xylanh. Chính vì vậy kỳ ba còn gọi là kỳ sinh công, trong quá trình này cả hai supap đều đóng (hình 2.2c).



Hình 2.3. Sơ đồ nguyên lý làm việc của động cơ Diesel bốn kỳ.
a) quá trình nạp; b) quá trình nén; c) quá trình cháy giãn nở; d) quá trình thải.
1 – supap nạp; 2 – supap thải; 3 – piston; 4 – vòi phun.

II.1.4. Quá trình thải

Piston dịch chuyển từ ĐCD lên ĐCT đẩy sản vật cháy ra khỏi xylanh động cơ qua supap thải đang mở. Do áp suất môi chất trong xylanh vào cuối kỳ cháy giãn nở còn khá cao nên supap xả phải mở sớm trước khi piston xuống đến ĐCD khoảng $40 \div 60^\circ$ tương ứng với góc quay trục khuỷu. Nhờ đó làm giảm được lực cản đối với chuyển động của piston và tạo điều kiện tốt nhất cho sản vật cháy thải sạch ra khỏi xylanh động cơ.

Khi kỳ bốn kết thúc thì động cơ đã thực hiện được một chu trình công tác, tiếp theo nhờ quán tính quay của bánh đà giúp động cơ thực hiện chu trình công tác tiếp theo. Chính vì vậy mà động cơ có thể làm việc được liên tục.

Nhận xét đối với động cơ bốn kỳ

- Chu trình công tác được hoàn thành trong bốn hành trình của piston hay trong hai vòng quay của trục khuỷu.
- Trong bốn kỳ thì chỉ có kỳ cháy giãn nở (kỳ ba) là kỳ sinh công, các kỳ còn lại thực hiện được là nhờ quán tính quay của bánh đà và các chi tiết chuyển động hoặc nhờ công của các xylanh khác (đối với động cơ nhiều xylanh).

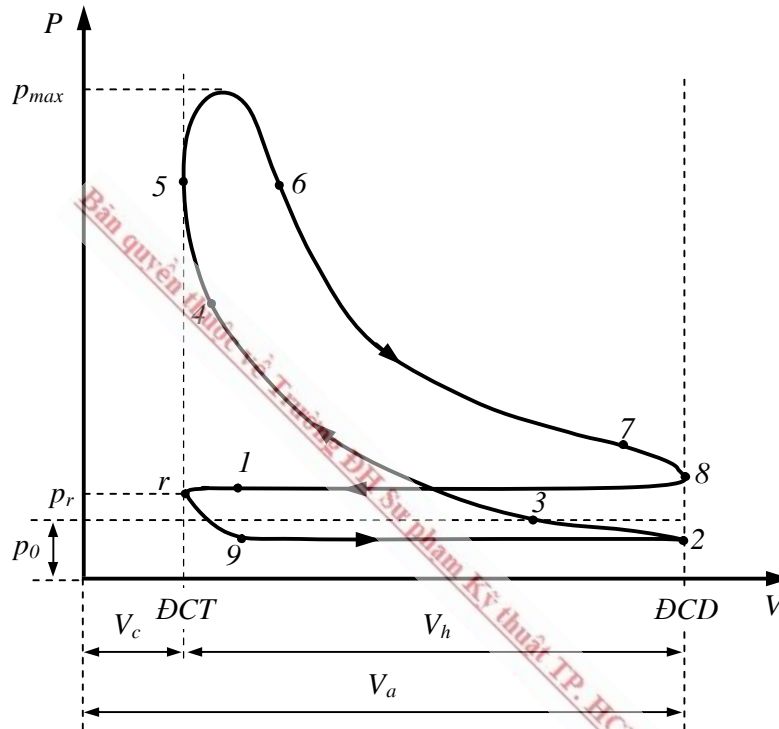
Đối với động cơ bốn kỳ, để nâng cao được công suất và hiệu suất của động cơ phải đảm bảo được hai điều sau: *thải càng sạch sản vật cháy* ra khỏi xylanh và *nạp càng nhiều môi chất mới* vào động cơ. Điều này được thực hiện bằng cách phối hợp mở sớm và đóng muộn các supap nạp, supap thải hình thành nên quy luật phối khí nhất định tùy thuộc vào từng loại động cơ.

Chúng ta có thể tham khảo góc độ phân phối khí, và góc phun dầu sớm của động cơ Diesel bốn kỳ, thường nằm trong phạm vi sau (**bảng 1**).

Bảng 1

Cơ cấu phân phối khí	Động cơ không tăng áp		Động cơ tăng áp	
	Mở trước ĐCT	Đóng sau ĐCT	Mở trước ĐCT	Đóng sau ĐCT
Supap nạp	$15 \div 30^0$	$10 \div 30^0$	$0 \div 80^0$	$20 \div 40^0$
Supap thải	$35 \div 45^0$	$10 \div 20^0$	$40 \div 55^0$	$40 \div 50^0$
Góc phun dầu	$10 \div 30^0$ trước ĐCT		$10 \div 20^0$ trước ĐCT	

II.2. Đồ thị công P – V và giản đồ pha phối khí



Hình 2.5. Đồ thị công P – V của động cơ 4 kỳ không tăng áp.

Đồ thị công P – V thể hiện biến thiên của áp suất theo sự thay đổi của thể tích trong lòng xylanh động cơ, trong đó:

- P – áp suất trong lòng xylanh.
- V – thể tích của môi chất trong xylanh.
- p_0 – áp suất khí trời ($p_0 = 0,1 \text{ MN/m}^2$).
- p_r – áp suất khí sót.
- r – điểm khí sót.

Như đã đề cập ở phần trên, các supap nạp và thải không đóng mở tại vị trí của điểm chết mà thực hiện việc mở sớm và đóng muộn nhằm nâng cao hiệu quả của quá trình nạp thải từ đó nâng cao được công suất và hiệu suất của động cơ.

Theo đồ thị trên hình 2.5, ta có:

Supap nạp:

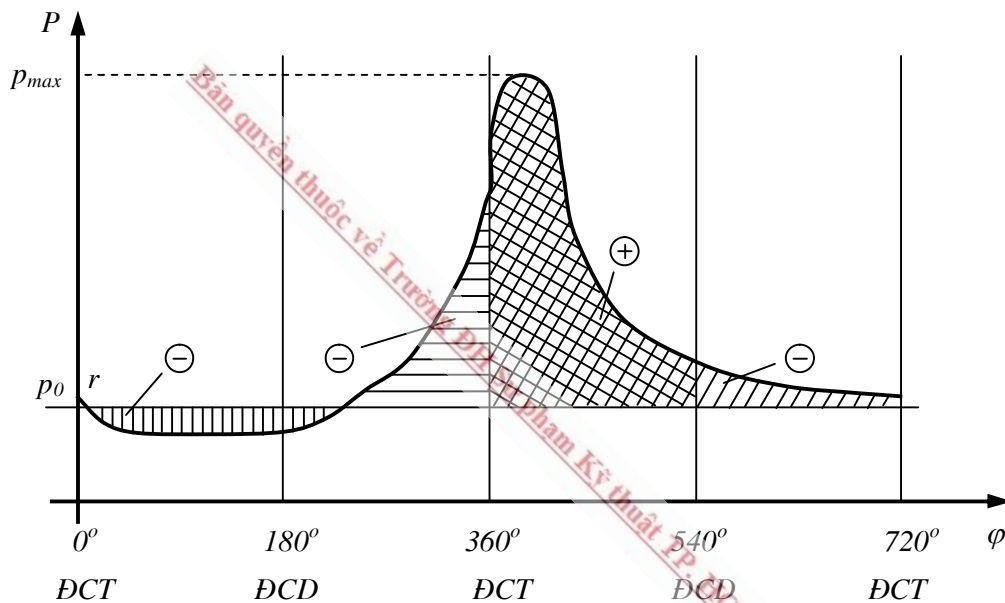
- Mở sớm tại vị trí 1, trước khi piston lên tới ĐCT.
- Đóng muộn tại vị trí 3, sau khi piston qua khỏi ĐCD.

Supap thải:

- Mở sớm tại vị trí 7, trước khi piston tới ĐCD.
- Đóng muộn tại vị trí 9, sau khi piston qua khỏi ĐCT.

Như vậy, trong một chu trình công tác có một khoảng thời gian nhất định cả supap nạp và thải cùng mở ở lân cận vị trí ĐCT vào đầu quá trình nạp và cuối quá trình thải. Góc quay của trục khuỷu tương ứng với thời điểm cả hai supap cùng mở gọi là *góc trùng điệp của supap*.

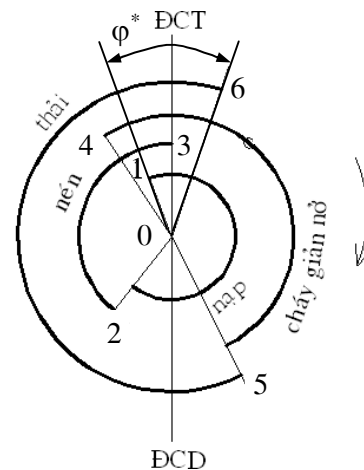
Ngoài đồ thị công P – V, để biểu diễn mối quan hệ giữa áp suất trong lòng xylanh theo góc quay trục khuỷu của động cơ bốn kỳ, người ta còn dùng đồ thị công triển khai P – φ như sau:



Hình 2.6. Đồ thị công triển khai P – φ .

Giản đồ phân phối khí của động cơ bốn kỳ, cho biết qui luật phân phối khí hay qui luật đóng mở các supap của cơ cấu phân phối khí. Trên (hình 2.7) có O là tâm quay của trục khuỷu động cơ và chiều quay của động cơ cùng chiều kim đồng hồ như hình vẽ.

- 01 – vị trí mở supap nạp.
- 02 – vị trí đóng supap nạp.
- 1 → 2 – toàn bộ góc mở của supap nạp.
- 2 → 3 – toàn bộ góc của quá trình nén.
- 04 – vị trí bật tia lửa điện (động cơ xăng) hoặc phun nhiên liệu (động cơ Diesel).
- 4 → 5 – toàn bộ góc của quá trình cháy giãn nở.



Hình 2.7. Giản đồ phân phối khí của động cơ bốn kỳ.

05 – vị trí mở sớm của supap thải.

06 – vị trí đóng muộn của supap thải.

5 → 6 – toàn bộ góc mở của supap thải.

φ^* – góc trùng điệp của các supap nạp và xupap thải.

III. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ XĂNG VÀ ĐỘNG CƠ DIESEL HAI KỲ

Trong động cơ hai kỳ, để hoàn thành một chu trình công tác piston thực hiện hai hành trình và trục khuỷu của động cơ phải quay một vòng. Khác với động cơ bốn kỳ, trên động cơ hai kỳ quá trình thay đổi môi chất công tác (quá trình nạp môi chất mới và thải sản vật cháy) được thực hiện khi piston ở lân cận ĐCT, không có quá trình nạp và xả riêng biệt. Khi đó việc thải sản vật cháy ra khỏi xy lanh được thực hiện nhờ không khí (động cơ Diesel) hoặc hoà khí (động cơ xăng) được nén trước tới một áp suất nhất định, không nhờ vào sức đẩy cưỡng của piston như động cơ bốn kỳ. Chính vì điều này đã làm cho quá trình thay đổi môi chất của động cơ hai kỳ xảy ra tổn thất do môi chất mới chưa tham gia vào quá trình cháy cùng với khí xả đi ra ngoài theo đường ống thải.

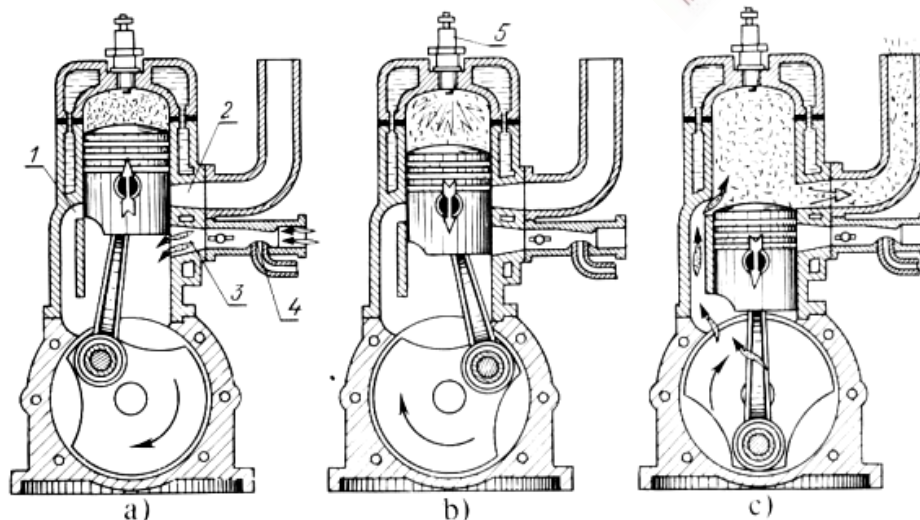
Trên động cơ hai kỳ, người ta dùng máy nén khí đặt bên ngoài động cơ (hình 2.9) hoặc dùng không gian các-te kết hợp với cơ cấu piston trục khuỷu thanh truyền để làm bơm quét khí (hình 2.8). Trên (hình 2.8) giới thiệu sơ đồ nguyên lý làm việc của động cơ xăng hai kỳ tương ứng với hai hành trình của piston động cơ, bao gồm:

III.1. Quá trình cháy – giãn nở và quá trình nạp

III.1.1. Kỳ một

Tương ứng với hành trình piston từ ĐCT về ĐCD. Sở dĩ piston dịch chuyển được là do trong xy lanh vừa mới thực hiện quá trình cháy giãn nở môi chất công tác, sinh công và tác dụng lên piston.

Khi piston sắp mở cửa quét 1 thì cửa thải 2 được mở trước, sản vật cháy có áp suất tương đối cao từ trong xy lanh thoát ra ngoài qua ống thải, áp suất trong xy lanh giảm dần. Piston tiếp tục đi xuống để mở cửa quét, khi áp suất trong xy lanh xấp xỉ và thấp hơn áp suất môi chất trong bơm quét khí. Do môi chất mới qua cửa quét vào xy lanh nên sản vật cháy tiếp tục đẩy ra ngoài qua cửa xả 2, vì vậy quá trình này còn gọi là quá trình thay đổi môi chất trong xy lanh động cơ.

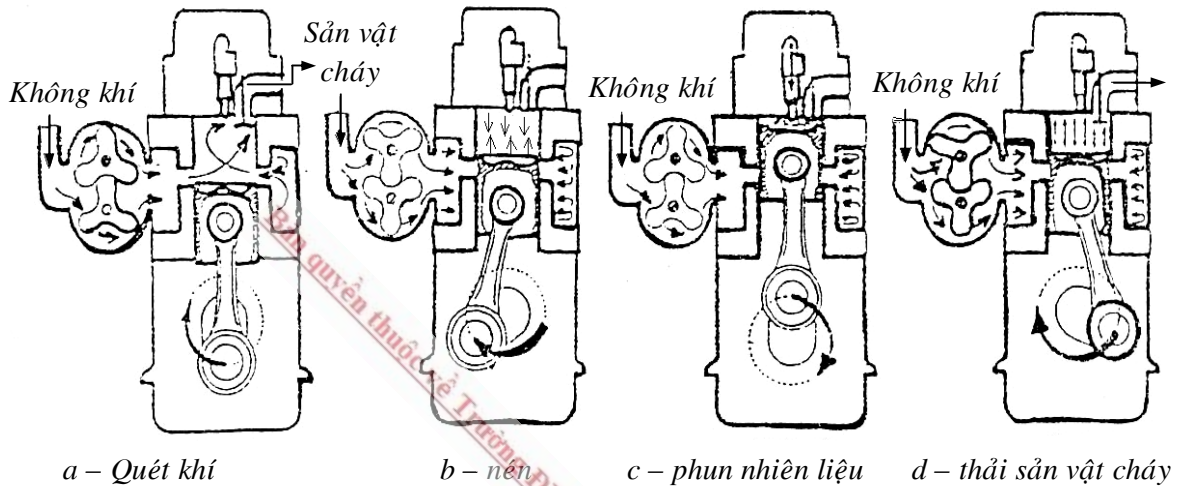


Hình 2.8. Sơ đồ nguyên lý làm việc của động cơ xăng hai kỳ dùng cửa quét và cửa thải.
1 – cửa quét; 2 – cửa thải; 3 – cửa nạp; 4 – vòi phun của bộ chế hoà khí; 5 – bougie.

Như vậy ở kỳ một, trong xylanh động cơ thực hiện các quá trình: cháy giãn nở của môi chất công tác, xả khí thải, quét và nạp đầy môi chất mới vào xylanh động cơ.

III.1.2. Kỳ hai

Tương ứng với hành trình piston đi từ ĐCD lên ĐCT. Vào đầu kỳ hai quá trình thay đổi môi chất vẫn tiếp tục thực hiện trong xylanh. Đến khi cửa quét và cửa xả được đóng kín thì quá trình nén được bắt đầu, cửa quét có thể đóng đồng thời hoặc sớm hơn so với cửa thải (hoặc supap thải). Trước khi piston lên đến ĐCT khoảng $10 \div 30^\circ$ tương ứng với góc quay trục khuỷu nhiên liệu được phun qua vòi phun vào xylanh động cơ (động cơ Diesel) hoặc bougie bật tia lửa điện để đốt cháy hỗn hợp (động cơ xăng).



Hình 2.9. Sơ đồ làm việc của động cơ Diesel hai kỳ quét thẳng qua supap thải.

Như vậy ở kỳ hai, trong xylanh thực hiện các quá trình: kết thúc các quá trình thải, quét - nạp đầy môi chất mới vào xylanh và thực hiện quá trình nén.

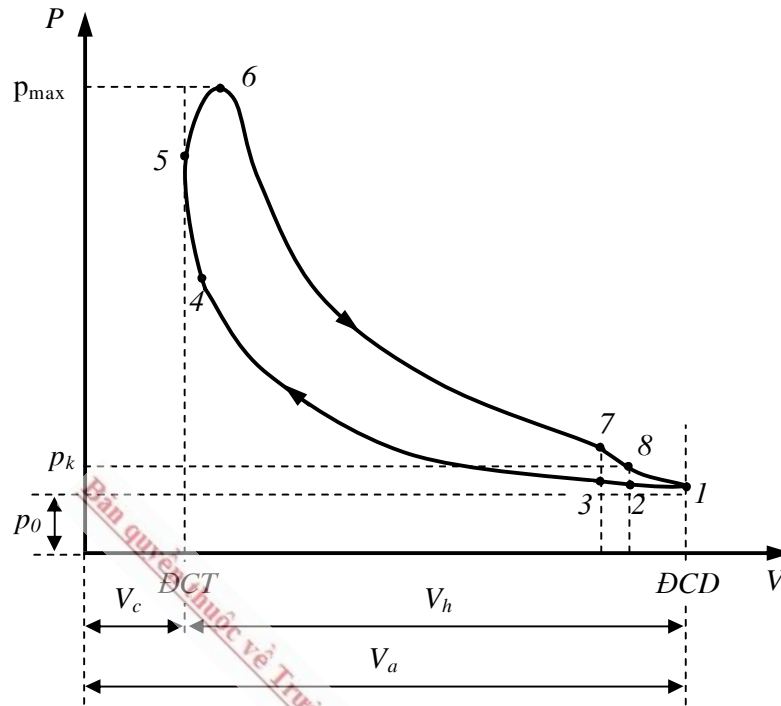
Khi trục khuỷu quay được một vòng, lúc này động cơ đã thực hiện xong một chu trình công tác. Năng lượng từ bánh đà và các chi tiết chuyển động khác làm cho piston tiếp tục dịch chuyển từ ĐCT về ĐCD và bắt đầu một chu trình công tác tiếp theo, cứ như vậy giúp cho động cơ làm việc được liên tục.

Nhận xét đối với động cơ hai kỳ

- Chu trình công tác động cơ hai kỳ được thực hiện trong một vòng quay của trục khuỷu và hai hành trình của piston.
- Trong hai hành trình chỉ có một hành trình sinh công, hành trình còn lại tiêu thụ lượng công dư của hành trình sinh công.
- Trong quá trình quét khí có một lượng môi chất mới theo sản vật cháy ra ngoài xylanh (đối với động cơ Diesel là không khí, động cơ xăng là hoà khí), làm tổn thất dẫn đến hiệu suất động cơ hai kỳ thấp hơn động cơ bốn kỳ.
- Đối với động cơ hai kỳ dùng không gian các-te kết hợp cơ cấu piston, trục khuỷu, thanh truyền làm bơm quét khí thì không gian này phải đảm bảo độ kín khít tốt để động cơ có thể làm việc bình thường.

III.2. Đồ thị công P – V và giản đồ phân phối khí

Tương tự như động cơ bốn kỳ, để biểu diễn mối quan hệ giữa áp suất và thể tích trong xylanh của động cơ hai kỳ người ta dùng đồ thị công P – V, được biểu diễn trên (hình 2.10).



Hình 2.10. Đồ thị P – V của động cơ hai kỳ.

Trong đó:

P – áp suất trong lòng xylanh.

V – thể tích của môi chất trong xylanh.

p_0 – áp suất khí trời ($P_0 = 0,1 \text{ MN/m}^2$).

p_k – áp suất trên đường ống nạp (áp suất môi chất sau khi qua bơm quét khí).

Như chúng ta đã phân tích, các quá trình nạp và thải trên động cơ hai kỳ không riêng biệt và độc lập như động cơ bốn kỳ mà chúng có mối quan hệ lẫn vào nhau. Cửa nạp và cửa thải (hay supap nạp) không đóng mở đúng tại vị trí các điểm chết để thực hiện quá trình quét khí nhằm nâng cao hiệu quả của quá trình nạp thải từ đó nâng cao được công suất của động cơ.

Theo đồ thị trên hình 2.10, ta có:

Cửa quét:

- Mở tại vị trí 8.
- Đóng tại vị trí 2.

Supap thải (đối với động cơ hai kỳ quét thẳng qua supap thải) hoặc cửa thải:

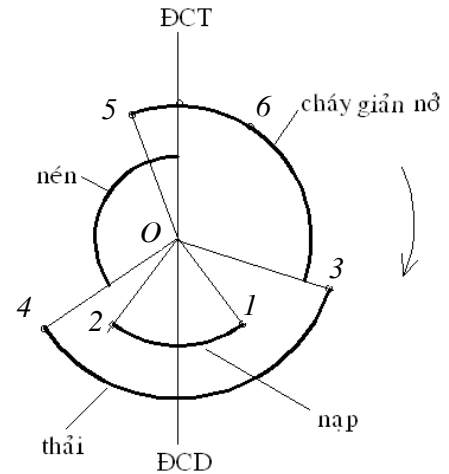
- Mở tại vị trí 7.
- Đóng tại vị trí 3.

Như vậy, trong một chu trình công tác có một khoảng thời gian cả cửa quét và cửa thải cùng mở, giai đoạn này trong xylanh thực hiện quá trình quét khí, tương ứng trên đồ thị là đoạn 8 – 1 – 2.

Trên động cơ hai kỳ không dùng supap nạp và supap thải như động cơ bốn kỳ (nếu dùng supap thì đó là supap thải), piston của động cơ đóng vai trò như một van trượt điều khiển đóng mở cửa quét và cửa thải.

Giản đồ phân phối khí của động cơ hai kỳ, cho biết quy luật phân phối khí hay quy luật đóng mở cửa quét và cửa thải của động cơ. Trên (hình 2.11) có O là tâm quay của trục khuỷu động cơ và chiều quay của động cơ cùng chiều kim đồng hồ như hình vẽ.

- 01 – vị trí mở cửa quét.
- 02 – vị trí đóng cửa quét.
- 03 – vị trí mở cửa thải (supap thải).
- 04 – vị trí đóng cửa thải (supap thải).
- 05 – vị trí bật tia lửa điện (động cơ xăng) hoặc phun nhiên liệu (động cơ Diesel).
- 1 → 2 – toàn bộ góc mở cửa cửa quét.
- 3 → 4 – toàn bộ góc mở cửa cửa thải (supap thải).



Hình 2.7. Giản đồ phân phối khí của động cơ hai kỳ

III.3. Các hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ

Trên động cơ hai kỳ có sự khác biệt cơ bản so với động cơ bốn kỳ là không có quá trình nạp và thải riêng, hai quá trình này được thực hiện cùng một lúc ở lân cận vị trí điểm chết dưới. Do thời gian thay đổi môi chất của động cơ hai kỳ rất ngắn (khoảng bằng $\frac{1}{3}$ thời gian thải và nạp của động cơ bốn kỳ), nên phải dùng môi chất mới đã được nén trước đưa vào xy lanh động cơ tạo áp lực đẩy sản vật cháy ra ngoài tạo nên tác dụng quét khí thải ra khỏi xy lanh. Chính điều này đã tạo nên sự thất thoát môi chất qua cửa thải ảnh hưởng đến công suất, hiệu suất và làm ô nhiễm môi trường.

Qua trên ta thấy, tác dụng quét khí của động cơ hai kỳ quyết định bởi hệ thống quét thải của động cơ gây ảnh hưởng lớn đến tính năng hoạt động của động cơ. Để khắc phục phần nào những tồn tại của động cơ hai kỳ, trong quá trình phát triển đã có nhiều hệ thống quét thải khác nhau, nhưng các hệ thống được sử dụng nhiều nhất hiện nay bao gồm có:

III.3.1. Hệ thống quét vòng

Trong hệ thống quét vòng, dòng khí quét đi theo đường vòng, ban đầu từ khu vực ĐCD men theo thành xy lanh đi lên phía ĐCT tới nắp xy lanh, đổi chiều 180° rồi đi ngược lại chiều ban đầu. Các cửa quét và cửa thải của hệ thống quét vòng đều đặt phía bên dưới của xy lanh, tại khu vực lân cận ĐCD và do piston điều khiển quá trình đóng, mở. Hệ thống quét vòng có các loại sau:

a) Hệ thống quét vòng đặt nằm ngang theo hướng song song

Trong hệ thống này có cửa quét thường đặt xiên lên hoặc phải tạo hình dạng đặt biệt trên đỉnh piston để dẫn hướng khí quét đi vào xy lanh một cách hiệu quả, thường được sử dụng trên động cơ hai kỳ cỡ nhỏ, dùng các-te làm máy nén tạo ra khí quét (hình 2.8a).

b) Hệ thống quét vòng đặt nằm ngang theo hướng lệch tâm

Các cửa quét đặt xiên lên tạo với đường tâm xy lanh một góc 30° , hướng dòng khí quét đi lên tới nắp xy lanh sau đó vòng xuống ra cửa thải.

Đây là loại tương đối hoàn hảo của hệ thống quét vòng (hệ số khí sót nhỏ: $\gamma_r = 0,06 \div 0,08$), sử dụng nhiều trên động cơ hai kỳ tăng áp của Thụy Sĩ, công suất tới 13.700 kW (hình 2.8b).

c) Hệ thống quét vòng đặt nằm ngang, phức tạp

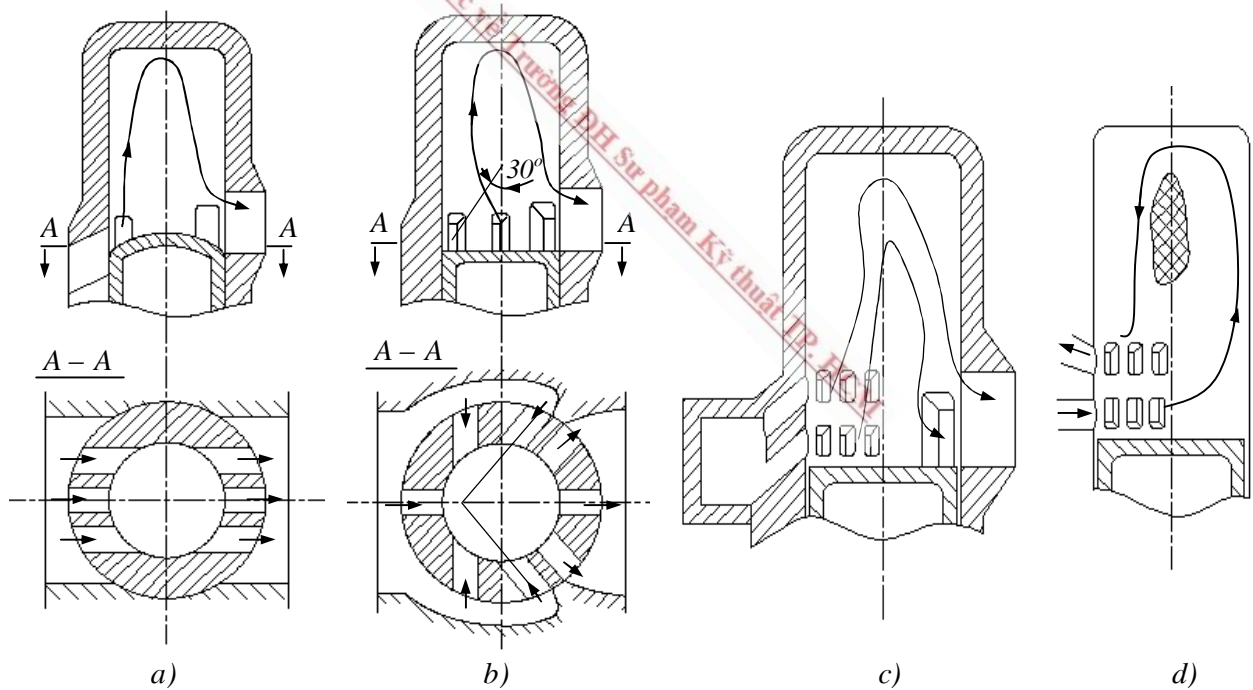
Trong kiểu hệ thống này có hai hàng cửa quét, hàng trên đặt cao hơn cửa thải và được lắp van một chiều, sau khi đóng kín cửa thải vẫn có thể nạp thêm môi chất mới nhờ vào hàng cửa quét phía trên. Do có nhiều van tự động nên hệ thống tương đối phức tạp, chiều cao của cửa quét và thải tương đối lớn nên làm tăng tổn thất hành trình piston. Chính vì vậy, động cơ dùng hệ thống quét vòng kiểu phức tạp có công suất không lớn lắm, khoảng 3.000 – 4.400 kW. (hình 2.8c)

d) Hệ thống quét vòng đặt một bên

Các cửa được đặt về một bên của thành xylanh theo hướng lệch tâm, cửa quét hơi nghiêng xuống khoảng 15° . Ban đầu khí quét lướt qua đỉnh piston sau đó đi vòng và lướt dọc theo thành xylanh rồi trở về cửa xả.

Trong hệ thống này đôi khi còn đặt van xoay để đóng cửa xả sau khi kết thúc quá trình quét khí, nhằm làm giảm tổn thất khí quét và thực hiện nạp thêm môi chất vào xylanh. (hình 2.8d)

Hệ thống này chỉ dùng cho động cơ tĩnh tại và động cơ tàu thủy tốc độ trung bình, do có hệ số khí sót tương đối lớn ($\gamma_r = 0,1 \div 0,2$).



Hình 2.8. Các loại hệ thống quét vòng của động cơ hai kỳ.

- a) – Quét vòng đặt nằm ngang theo hướng song song.
- b) – Quét vòng đặt nằm ngang theo hướng lệch tâm.
- c) – Quét vòng đặt nằm ngang, phức tạp.
- d) – Quét vòng đặt một bên.

III.3.2. Hệ thống quét thẳng

Trong hệ thống quét thẳng, dòng khí quét theo đường thẳng đi từ dưới lên, vì vậy hành trình của nó trong xylanh chỉ bằng một nửa so với quét vòng. Các cơ cấu quét thẳng của hệ thống quét vòng được đặt ở hai đầu xylanh. Điều khiển đóng mở các cửa quét và cửa thải do hoặc supap.

a) Hệ thống quét thẳng qua supap xả

Cửa quét đặt xung quanh xylanh theo hướng tiếp tuyến, supap xả đặt trên nắp xylanh. Do dòng khí quét chỉ đi một chiều từ dưới lên nên khí quét ít hoà trộn với sản phẩm cháy, vì vậy khí cháy được thải ra ngoài tương đối sạch (hệ số khí sót nhỏ, $\gamma_r = 0,05 \div 0,08$). Khi dùng supap thải để lựa chọn pha phân phối khí tốt nhất, nhờ đó làm tăng hệ số nạp cho động cơ.

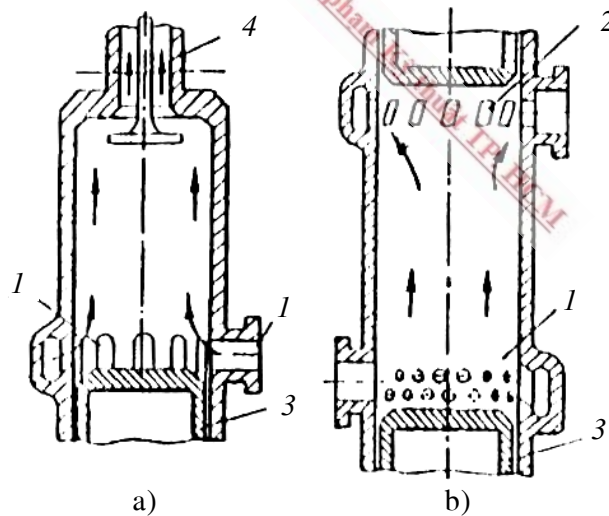
Đây là hệ thống tương đối hoàn hảo do hướng tiếp tuyến của cửa quét tạo nên vận động xoáy lốc môi chất giúp hình thành hoà khí và chất lượng cháy tốt hơn.

b) Hệ thống quét thẳng qua cửa thải

Hệ thống quét thẳng qua cửa thải dùng trong các loại động cơ có piston đối đỉnh. Trong hệ thống này cửa quét đặt theo hướng tiếp tuyến và có tác dụng như đối với phương án quét thẳng qua supap xả.

Piston chặn cửa thải đặt sớm hơn piston chặn cửa quét khoảng $10^\circ \div 20^\circ$ góc quay trục khuỷu, đảm bảo cửa thải mở sớm hơn và có thể đóng đồng thời các cửa quét và cửa thải (thậm chí có thể đóng cửa thải sớm hơn để thực hiện nạp thêm).

Đây là hệ thống hoàn hảo nhất trong các hệ thống quét thẳng của động cơ hai kỳ (hệ số khí sót $\gamma_r = 0,03 \div 0,06$), và được sử dụng rộng rãi cho động cơ thấp tốc, cao tốc và tốc độ trung bình.



Hình 2.8. Các loại hệ thống quét thẳng của động cơ hai kỳ.

1 – cửa quét ; 2 – cửa xả ; 3 – piston ; 4 – supap xả

a) – Hệ thống quét thẳng qua supap thải.

b) – Hệ thống quét thẳng qua cửa thải.

IV. HỢP LỰC VÀ MOMENT TÁC DỤNG LÊN CƠ CẤU PISTON – TRỤC KHUYỬ – THANH TRUYỀN

Trong quá trình làm việc cơ cấu piston – trục khuỷu – thanh truyền chịu các lực sau:

- Lực quán tính của các chi tiết có khối lượng: chuyển động tịnh tiến (P_j) và chuyển động quay (P_k).
- Lực khí thể (P_{kt}).
- Trọng lực.
- Lực ma sát.

Trong các lực này, lực quán tính và lực khí thể có trị số lớn hơn cả nên trong quá trình tính toán ta cũng chỉ xét hai lực này.

Lực tác dụng lên chốt piston P_1 là hợp lực của lực quán tính và lực khí thể. Nó tác dụng lên chốt piston và đẩy thanh truyền (hình 2.9).

$$P_1 = P_{kt} + P_j \text{ (MN)}$$

Nhưng trong quá trình tính toán động lực học, các lực này thường được tính trên đơn vị diện tích đỉnh piston (F_p) nên sau khi chia 2 vế của biểu thức trên cho F_p ta có :

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= p_{kt} + p_j \\ p_1 &= \frac{P_1}{F_p} \\ p_j &= \frac{P_j}{F_p} \end{aligned} \right\} \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Phân p_1 thành 2 thành phần lực :

p_{tt} – Lực tác dụng trên phương đường tâm thanh truyền.

N – Lực tác dụng trên phương vuông góc đường tâm xylanh.

$$\vec{p}_1 = \vec{p}_{tt} + \vec{N}$$

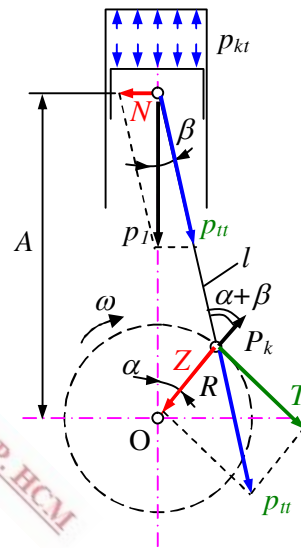
Từ quan hệ lượng giác, ta có thể xác định được trị số của p_{tt} và N .

$$p_{tt} = \frac{p_1}{\cos\beta}$$

$$N = p_1 \cdot \text{tg}\beta$$

Phân lực p_{tt} thành 2 thành phần lực: lực tiếp tuyến T , lực pháp tuyến Z và được xác định dựa theo quan hệ sau:

$$T = p_{tt} \cdot \sin(\alpha + \beta) = p_1 \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta}$$



Hình 2.9. Hợp lực tác dụng lên cơ cấu piston – trục khuỷu – thanh truyền giao tâm.

$$Z = p_{it} \cdot \cos(\alpha + \beta) = p_1 \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

Lực quán tính P_k của khối lượng chuyển động quay là lực ly tâm, có trị số không đổi:

$$P_k = m_r \cdot R \cdot \omega^2 = \text{const}$$

Trong đó:

m_r – khối lượng của các chi tiết chuyển động quay.

R – bán kính quay của trục khuỷu.

ω – tốc độ góc của trục khuỷu.

α - góc hợp bởi đường tâm xylanh và đường tâm má khuỷu.

β - góc hợp bởi đường tâm xylanh và đường tâm thanh truyền.

Kết luận

Lực khí thể do áp suất khí thể sinh ra tác dụng lên nắp xylanh, thân xylanh, và lên piston.

Hợp lực của lực quán tính và lực khí thể tác dụng lên chốt piston sản sinh ra lực đẩy thanh truyền, nhưng đồng thời cũng tác động lên ổ trục và trên thân máy. Phân lực tiếp tuyến T tạo thành momen quay trục khuỷu động cơ. Momen này tính theo công thức: $M = T \cdot R$

Lực quán tính chuyển động tịnh tiến tác dụng lên ổ trục, chốt khuỷu và chốt piston. Lực quán tính chuyển động quay là lực luôn tác dụng lên ổ trục của trục khuỷu.

Lực N tạo thành momen ngược chiều (momen lật).

$$M_N = N \cdot A = N \cdot (l \cdot \cos \beta + R \cdot \cos \alpha) = p_1 \cdot \text{tg} \beta \cdot (l \cdot \cos \beta + R \cdot \cos \alpha) = p_1 \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

Trong đó: A – khoảng cách từ lực N đến tâm trục khuỷu.

Trị số của momen ngược chiều vừa bằng trị số của momen quay trục khuỷu nhưng trái chiều. Momen ngược chiều này tác dụng lên thân máy và do thân máy chịu đựng.

Trong quá trình động cơ làm việc, momen quay trục khuỷu M làm quay trục khuỷu và đưa công suất ra ngoài.

V. SO SÁNH SỰ KHÁC NHAU CỦA ĐỘNG CƠ HAI KỲ VÀ ĐỘNG CƠ BỐN KỲ

Nếu so sánh động cơ hai kỳ và động cơ bốn kỳ có cùng đường kính xylanh (D), cùng tốc độ động cơ (n) thì về mặt lý thuyết công suất động cơ hai kỳ có thể gấp hai lần động cơ bốn kỳ. Nhưng trên thực tế chỉ lớn hơn 1,6 ÷ 1,8 lần do có tổn thất trong quá trình thay đổi môi chất và một lượng công để dẫn động bơm khí quét.

Hiệu suất động cơ bốn kỳ cao hơn động cơ hai kỳ, bởi vì động cơ hai kỳ có tổn thất xảy ra trong quá trình quét khí.

Quá trình thay đổi môi chất của động cơ bốn kỳ hoàn hảo hơn động cơ hai kỳ vì quá trình nạp thải được thực hiện một cách độc lập và thời gian diễn ra dài hơn.

Về cấu tạo động cơ hai kỳ đơn giản và ít chi tiết hơn so với động cơ bốn kỳ.

Moment xoắn của động cơ hai kỳ đều đặn hơn so với động cơ bốn kỳ vì toàn bộ chu trình công tác diễn ra với một vòng quay của trục khuỷu.

VI. SO SÁNH SỰ KHÁC NHAU CỦA ĐỘNG CƠ XĂNG VÀ ĐỘNG CƠ DIESEL

V.1. Về nguyên lý làm việc

THÌ	ĐỘNG CƠ DIESEL	ĐỘNG CƠ XĂNG
Nạp	- Hút không khí vào xylanh	- Hút hoà khí vào xylanh
Nén	- Nén không khí - $P_c = (30 \div 35) \text{ kG/cm}^2$, $t_c = (500 \div 600)^\circ\text{C}$ - Cuối quá trình nén nhiên liệu được phun sớm vào xylanh.	- Nén hoà khí - $P_c = (8 \div 10) \text{ kG/cm}^2$, $t_c = (250 \div 350)^\circ\text{C}$ - Cuối quá trình nén bougie bật tia lửa điện để đốt cháy hỗn hợp.
Cháy – giãn nở	- Nhiên liệu phun vào xylanh hoà trộn với không khí và tự bốc cháy. - Cấp nhiệt hỗn hợp (đẳng tích, đẳng áp).	- Tia lửa điện bật ra ở bougie đốt cháy cưỡng bức hoà khí. - Cấp nhiệt trong điều kiện đẳng tích.
Thải	- Thải sản vật cháy ra ngoài qua supap thải.	- Thải sản vật cháy ra ngoài qua supap thải.

V.2. Về tính hiệu quả

Hiệu suất của động cơ Diesel lớn hơn khoảng 1,5 lần so với động cơ xăng.

Nhiên liệu dùng cho động cơ Diesel rẻ tiền hơn xăng, 1 lít Diesel khi cháy hoàn toàn nhận được khoảng 8.755 calo trong khi 1 lít xăng cháy hoàn toàn cho khoảng 8.140 calo.

Suất tiêu hao nhiên liệu (g_c) của động cơ Diesel nhỏ hơn của động cơ xăng:

$$g_c (\text{Diesel}) = 200 \div 285 \text{ (g/kW.h)}$$

$$g_c (\text{xăng}) = 260 \div 380 \text{ (g/kW.h)}$$

Nhiên liệu Diesel không bốc cháy ở nhiệt độ thường nên ít nguy hiểm hơn nhiên liệu xăng.

Động cơ Diesel ít hư hỏng lật vật vì không có hệ thống đánh lửa và bộ chế hoà khí.

Nếu so sánh hai loại động cơ xăng và Diesel có cùng công suất thì trọng lượng động cơ Diesel lớn hơn động cơ xăng.

Tỉ số nén của động cơ Diesel lớn, vật liệu và công nghệ chế tạo hệ thống nhiên liệu trên động cơ Diesel (bơm cao áp) đòi hỏi cao hơn, do đó động cơ Diesel đắt tiền hơn động cơ xăng.

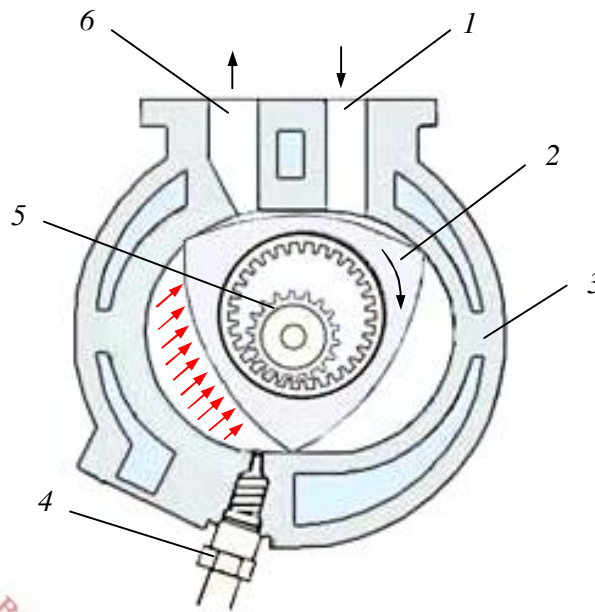
Tốc độ động cơ Diesel nhỏ hơn động cơ xăng.

VII. GIỚI THIỆU ĐỘNG CƠ WANKEL VÀ ĐỘNG CƠ TUABIN

VII.1. Động cơ wankel

Động cơ Wankel được phát triển bởi một nhà phát minh người Đức tên là Felix Wankel, vào năm 1920 động cơ còn trong giai đoạn thiết kế trên bản vẽ và tạo mẫu. Phát minh đầu tiên của Ông về động cơ Wankel được công nhận vào năm 1936. Đến năm 1950, khi Ông cộng tác với nhà máy sản xuất ô tô của Đức NSU thì động cơ này được phát triển hoàn chỉnh và được lắp trên xe mô tô.

Trong quá trình làm việc piston của động cơ chuyển động quay, các đỉnh của nó quét quanh thành của xylanh có dạng đường cong (hình 2.10).



Hình 2.10. Động cơ Wankel.

- | | |
|----------------|--------------------------|
| 1 – đường nạp. | 4 – bougie. |
| 2 – piston. | 5 – bánh răng trung tâm. |
| 3 – thân máy. | 6 – đường thải. |

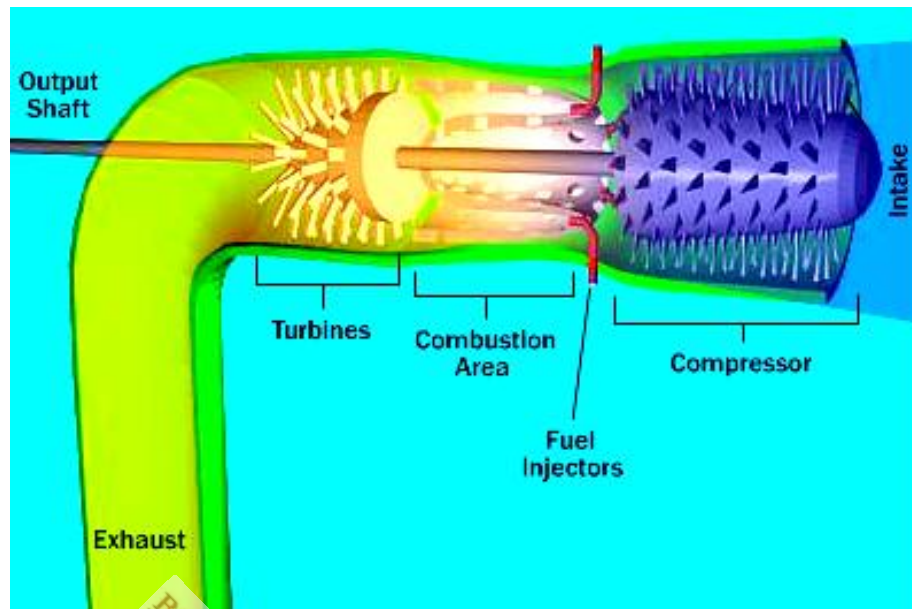
Động cơ Wankel có piston hình tam giác 2 chuyển động hành tinh quanh bánh răng trung gian 5. Mỗi mặt cạnh của rôto tương đương với một piston của động cơ một xylanh. Các đỉnh của rôto luôn luôn tiếp xúc với thành xylanh có dạng đường cong như (hình 2.10). Động cơ Wankel truyền công suất ra ngoài bằng một trục có bánh lệch tâm lắp trong lòng của rôto tam giác.

Khi piston quay một vòng, mỗi cạnh của piston đều thực hiện các quá trình: nạp môi chất mới, nén, cháy giãn nở sinh công và thải sản vật cháy ra ngoài. Có nghĩa là khi piston quay một vòng thì động cơ thực hiện 3 lần sinh công.

VII.2. Động cơ tua bin

Ngày nay, động cơ tua bin được sử dụng rộng rãi trên nhiều loại máy bay phản lực (hình 2.11). Do trên thiết bị này chỉ có các chi tiết quay tròn, nên có thể quay với tốc độ rất cao. Ngoài ra, các cánh của tua bin có thể tận dụng triệt để năng lượng của dòng khí nóng.

Không khí từ môi trường bên ngoài được đưa vào máy nén, nén với áp suất tương đối lớn sau đó đi vào không gian buồng cháy. Đến thời điểm thích hợp, một lượng nhiên liệu theo yêu cầu được phun vào buồng cháy qua các vòi phun để đốt cháy hỗn hợp giữa nhiên liệu và không khí, khi môi chất được đốt cháy sẽ giãn nở sinh công tác dụng lên các cánh tua bin làm quay trục và dẫn công suất của động cơ ra ngoài.



Hình 2.11. Nguyên lý làm việc của động cơ tuabin.

Intake – không khí nạp.

Compressor – máy nén khí.

Fuel injectors – các vòi phun nhiên liệu.

Combustion Area – không gian buồng cháy.

Turbines – các cánh tuabin.

Output Shaft – trục công suất ra.

Exhaust – khí thải.

Chương 3

CÁC BỘ PHẬN CHÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Chương 3

CÁC BỘ PHẬN CHÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

I. NHỮNG CHI TIẾT CỐ ĐỊNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

I.1. Khái niệm chung

Trong động cơ đốt trong, những chi tiết cố định bao gồm: nắp xylanh, thân xylanh, hộp trục khuỷu, đế máy, máng dầu,... trong đó thân máy và nắp xylanh là những chi tiết máy cố định có khối lượng lớn và kết cấu phức tạp. Hầu hết các cơ cấu và các hệ thống của động cơ đốt trong đều được lắp trên thân máy và nắp xylanh.

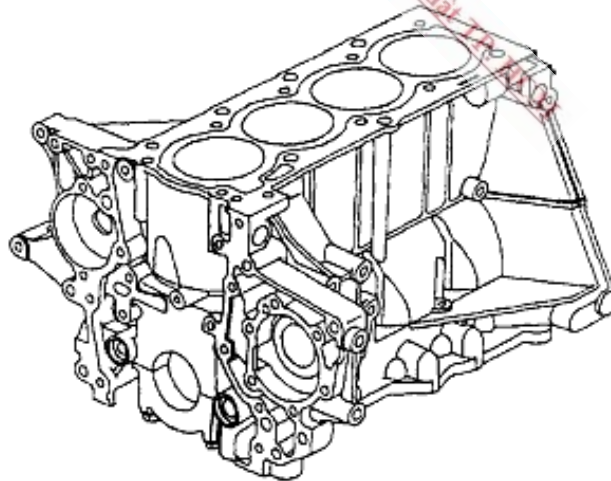
Kết cấu của thân máy và nắp xylanh có nhiều dạng: nắp xylanh và thân xylanh có thể làm riêng cho từng xylanh hoặc chung cho nhiều xylanh. Kết cấu của thân xylanh và nắp xylanh phụ thuộc rất nhiều vào kiểu làm mát. Khi làm mát bằng nước, khoảng không gian bao quanh xylanh để chứa nước làm mát gọi là áo nước.

Loại thân máy có xylanh đúc liền với thân gọi là *thân máy kiểu thân xylanh*. Khi xylanh làm riêng thành ống lót rồi lắp vào thân máy gọi là *thân máy kiểu vỏ thân*.

Khi thân xylanh đúc liền với hộp trục khuỷu, kết cấu này gọi là *thân máy kiểu thân xylanh – hộp trục khuỷu*. Nếu thân xylanh và hộp trục khuỷu làm rời nhau thì kết cấu này gọi là *thân máy kiểu thân rời*, và để ghép các phần của thân máy với nhau người ta thường dùng gujông dài suốt từ đế máy lên nắp xylanh.

I.2. Thân máy

Trong động cơ đốt trong, thân máy là chi tiết có kết cấu khá phức tạp, có kích thước và khối lượng lớn. Đối với động cơ ô tô, khối lượng của thân máy thường chiếm khoảng 30 – 60% khối lượng toàn bộ động cơ.



Hình 3.1. Kết cấu thân máy.

I.2.1. Nhiệm vụ

Thân máy kết hợp với các chi tiết khác (xylanh, nắp xylanh, piston,...) hình thành không gian công tác của môi chất, thực hiện các quá trình nạp, nén, cháy – giãn nở và thải sản phẩm cháy ra khỏi động cơ tạo nên chu trình làm việc liên tục.

Trong quá trình làm việc, thân máy đóng vai trò truyền nhiệt giữa môi chất công tác và môi trường để làm mát động cơ.

Thân máy là chi tiết bố trí các đường dầu bôi trơn để dẫn dầu đến ổ trục khuỷu, ổ trục cam,...

Làm thành một khung chịu lực, trên đó bố trí các ổ trục khuỷu, các cơ cấu và các hệ thống của động cơ.

1.2.2. Kết cấu thân máy động cơ xăng – động cơ Diesel

Thân máy của động cơ xăng và động cơ Diesel tương tự nhau về mặt kết cấu, tùy thuộc vào cơ cấu phân phối khí và hệ thống làm mát mà thân máy có những đặc điểm cấu tạo khác nhau. Tuy nhiên, về cơ bản kết cấu thân máy của động cơ đốt trong được phân ra thành 2 loại: thân máy kiểu thân xylanh – hộp trục khuỷu và thân máy kiểu thân rời.

a) Thân máy kiểu thân xylanh – hộp trục khuỷu

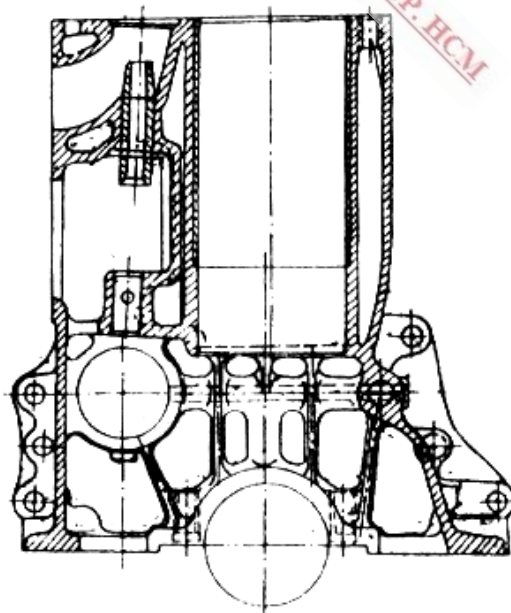
Loại thân máy kiểu thân xylanh – hộp trục khuỷu được dùng rất phổ biến trong động cơ ô tô, động cơ tĩnh tại và động cơ tàu thủy cỡ nhỏ. Các xylanh được đúc liền với thân hoặc làm thành ống lót rồi lắp lên thân, chung quanh thân máy đều có nước làm mát để giải nhiệt trong quá trình động cơ làm việc. Kết cấu này dùng cho cả động cơ xăng và động cơ Diesel.

Do thân máy đúc liền với hộp trục khuỷu nên giảm bớt được mặt lắp ghép khiến cho gia công đơn giản và ở mặt lắp thân máy với hộp trục khuỷu chỉ cần làm mỏng như chiều của vỏ thân, không cần làm mặt lắp ghép. Do những nguyên nhân trên nên thân máy này thường nhỏ gọn và đỡ tốn kim loại hơn loại thân rời.

Dựa vào tình trạng chịu lực, thân máy kiểu thân xylanh – hộp trục khuỷu được chia ra ba loại:

Thân xylanh chịu lực:

Trong loại kết cấu này, lực khí thể tác dụng trên nắp xylanh sẽ truyền cho thân xylanh qua các gông nắp xylanh. Lực tác dụng gây ra ứng suất kéo trên các tiết diện của thân xylanh, thân máy của động cơ xăng thường dùng kiểu chịu lực này (hình 3.2).

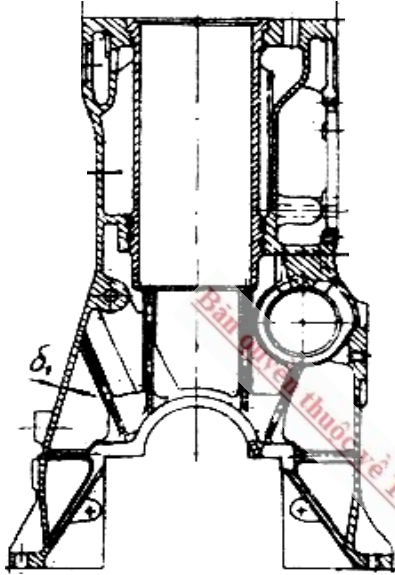


Hình 3.2. Kết cấu thân máy kiểu thân xylanh chịu lực.

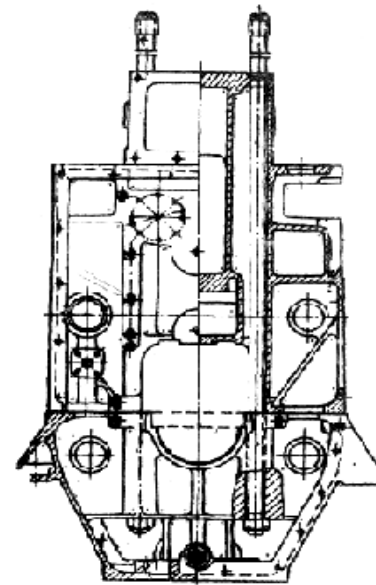
Vỏ thân chịu lực:

Trong loại kết cấu này, lực khí thể tác dụng lên nắp xylanh sẽ truyền cho vỏ thân qua các gujông nắp xylanh. Lực tác dụng gây ứng sức kéo trên các tiết diện của vỏ thân vuông góc với đường tâm xylanh.

Do trong loại thân máy này, xylanh được chế tạo riêng dưới dạng ống lót rồi lắp vào vỏ thân, nên ống lót không chịu ứng suất kéo trên phương đường tâm xylanh. Khi các lót xylanh mòn, có thể tháo ra thay mới. Nắp xylanh lắp trên thân máy bằng các gujông cấy trên vỏ thân máy (hình 3.3).



Hình 3.3. Kết cấu thân máy kiểu vỏ thân chịu lực.



Hình 3.4. Kết cấu thân máy kiểu gujông chịu lực.

Gujông chịu lực

Trong kết cấu này lực tác dụng này truyền cho các gujông liên kết nắp xylanh, thân máy – hộp trục khuỷu với đế máy. Các gujông này khá dài và chịu lực kéo, còn thân xylanh trong trường hợp này không chịu lực kéo gây ra bởi lực khí thể. Thân máy kiểu thân xylanh – hộp trục khuỷu có thể dùng lót xylanh ướt, lót xylanh khô hoặc không có lót xylanh (hình 3.4).

b) Thân máy kiểu thân rời

Do thân máy kiểu xylanh – hộp trục khuỷu chế tạo rất khó, nhất là đối với các loại động cơ có đường kính xylanh lớn. Vì vậy người ta thường chế tạo theo kiểu thân rời để thuận tiện trong gia công và chế tạo. Kết cấu này thường dùng trong các động cơ tĩnh tại, tàu thủy và động cơ ô tô máy kéo có công suất lớn.

Thân máy có thể làm riêng từng xylanh một (động cơ làm mát bằng không khí) hay làm cho nhiều xylanh (động cơ làm mát bằng nước). Một số động cơ tàu thủy hoặc động cơ tĩnh tại dùng chung cho 2, 3, 4 xylanh và có khi cả dãy xylanh trong cùng một hàng dùng chung một thân. Làm như thế vừa tăng được độ cứng vững cho thân máy vừa rút ngắn chiều dài và giảm trọng lượng thân máy.

Thân máy kiểu thân rời cũng dùng lót xylanh khô và lót xylanh ướt. Loại lót khô thường dùng cho động cơ làm mát bằng gió. Loại lót ướt dùng cho động cơ Diesel tàu thủy và tĩnh tại. Để tăng độ cứng vững cho lót xylanh, có khi người ta làm thêm gân ở phía ngoài của ống lót.

Dựa vào tình trạng chịu lực, thân máy kiểu rời được chia ra ba loại:

Xylanh chịu lực

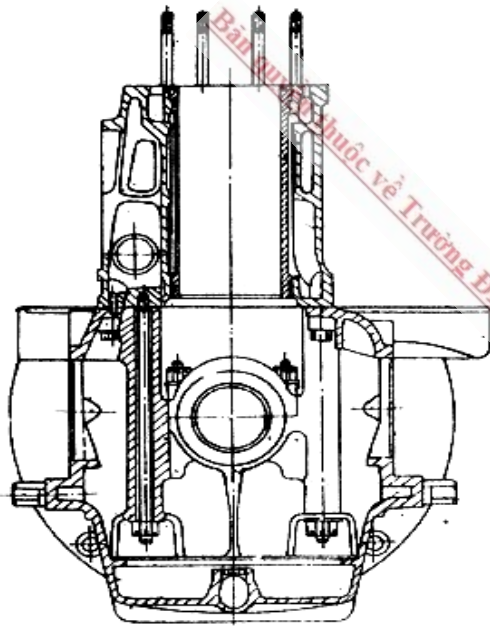
Trong kết cấu này, lực tác dụng sẽ do xylanh chịu đựng. Kết cấu này thường dùng trong các loại động cơ làm mát bằng gió. Nắp xylanh lắp cố định trên xylanh bằng bulông, xylanh lắp cố định trên hộp trục khuỷu bằng gujông.

Vỏ thân chịu lực

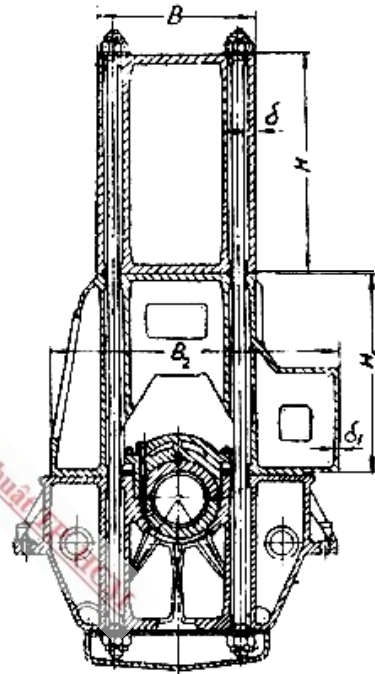
Trong kết cấu này vỏ thân chịu lực kéo còn xylanh không chịu lực kéo, kết cấu này có thể phân ra thành hai kiểu sau đây:

Nắp xylanh, vỏ thân và hộp trục khuỷu lắp với nhau bằng các bulông ngắn. Nắp xylanh lắp với thân máy rồi thân máy lắp với hộp trục khuỷu.

Vỏ thân và hộp trục khuỷu lắp với nhau bằng gujông dài, còn nắp xylanh lắp trên thân máy bằng các bulông ngắn (hình 3.5).



Hình 3.5. Thân máy kiểu vỏ thân chịu lực của động cơ Diesel.



Hình 3.6. Thân máy kiểu gujông chịu lực của động cơ tàu thủy.

Gujông chịu lực

Trong kết cấu này lực tác dụng sẽ do gujông chịu đựng. Kết cấu này thường dùng khá phổ biến trong động cơ làm mát bằng gió và động cơ chữ V.

1.2.3. Lót xylanh

a) Nhiệm vụ

Lót xylanh là chi tiết máy có dạng ống, được lắp vào thân máy nhằm mục đích kéo dài tuổi thọ của máy. Kết cấu thân máy phụ thuộc rất nhiều vào kiểu lót xylanh. Thân máy có thể dùng lót xylanh khô, lót xylanh ướt hoặc không dùng lót xylanh. Mặt trong của lót xylanh được gia công với độ chính xác cao và được mài bóng được gọi là mặt gương xylanh. Độ côn và độ ô van cho phép của mặt gương xylanh nằm trong phạm vi $0,01 \div 0,06\text{mm}$.

b) Phân loại

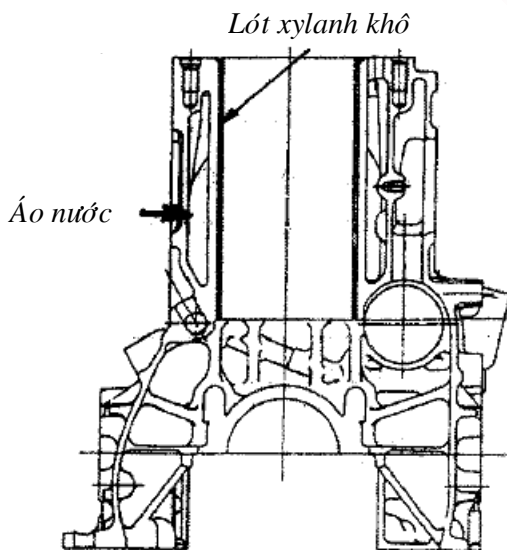
Lót xylanh có hai loại: lót xylanh khô và lót xylanh ướt.

Lót xylanh khô là loại ống lót lắp vào trong lỗ xylanh; mặt ngoài của ống lót tiếp xúc với mặt trong lỗ xylanh không tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát (hình 3.7). Lót xylanh khô có đặc điểm sau:

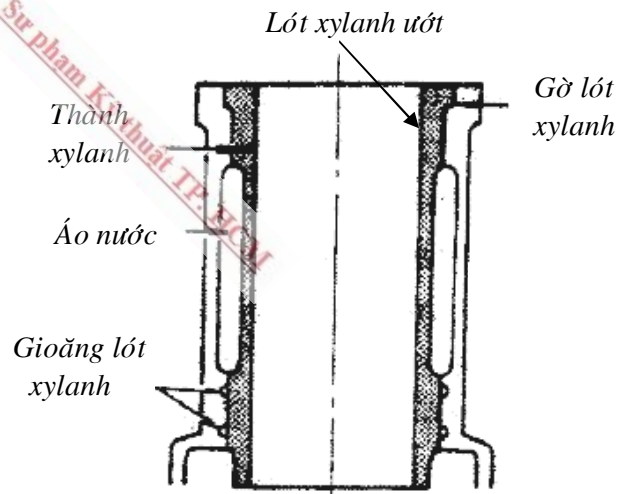
- Do kết cấu lót xylanh có độ cứng vững tốt nên có thể làm mỏng và tốn ít vật liệu.
- Thân máy có độ cứng vững cao, do vậy ít biến dạng khi siết bulông nắp xylanh.
- Không bị rò rỉ nước và lọt khí do không tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát.
- Truyền nhiệt kém và khó tháo lắp trong quá trình bảo dưỡng sửa chữa.

Lót xylanh ướt là loại ống lót lắp vào vỏ thân, mặt ngoài của lót xylanh tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát (hình 3.8). Lót xylanh ướt có các đặc điểm sau:

- Hiệu quả làm mát xylanh tốt hơn loại lót xylanh khô do lót xylanh tiếp xúc trực tiếp với nước làm mát nên không xảy ra hiện tượng quá tải nhiệt.
- Vật liệu và công nghệ đúc thân máy khi dùng lót xylanh ướt không yêu cầu cao.
- Công nghệ gia công lót xylanh cũng đơn giản hơn lót xylanh khô.
- Thuận tiện trong việc bảo dưỡng, sửa chữa và thay thế.
- Khó bao kín, dễ bị rò nước làm mát và lọt khí.
- Độ cứng vững kém hơn lót xylanh khô.



Hình 3.7. Lót xylanh khô.



Hình 3.8. Lót xylanh ướt.

I.3. Nắp máy (nắp xylanh)

I.3.1. Nhiệm vụ

Nắp xylanh là chi tiết đậy kín một đầu phía trên của xylanh, cùng với xylanh và piston tạo thành không gian buồng cháy.

Để gá lắp các chi tiết và các hệ thống khác như: bougie, vòi phun, cơ cấu phân phối khí,...

Ngoài ra nắp máy còn là chi tiết để bố trí các đường nạp, thải, dẫn dầu bôi trơn,...

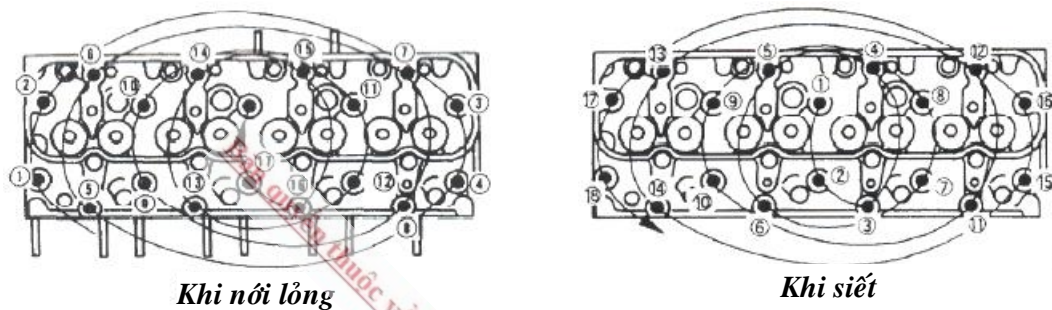
1.3.2. Kết cấu nắp máy động cơ xăng – động cơ Diesel

Nắp xylanh làm việc trong điều kiện rất xấu: chịu nhiệt độ cao, áp suất lớn và ăn mòn hoá học bởi các hợp chất có trong sản vật cháy.

Nắp xylanh của động cơ Diesel làm mát bằng nước thường được đúc bằng gang hợp kim, đúc bằng khuôn cát hoặc bằng khuôn kim loại.

Đa số nắp động cơ xăng đều dùng hợp kim nhôm, vì hợp kim nhôm nhẹ và tản nhiệt tốt.

Nắp xylanh được ghép lên thân máy bằng một tấm gioăng. Bu lông lắp ghép xylanh và nắp xylanh được siết đều theo trình tự và trị số lực siết nhất định (*do nhà sản xuất qui định*) để tránh rò rỉ khí cháy và hư hỏng gioăng nắp xylanh. Để đảm bảo độ kín khít cần phải kiểm tra độ phẳng mặt tiếp xúc của xylanh và nắp xylanh mỗi khi tháo hoặc lắp.

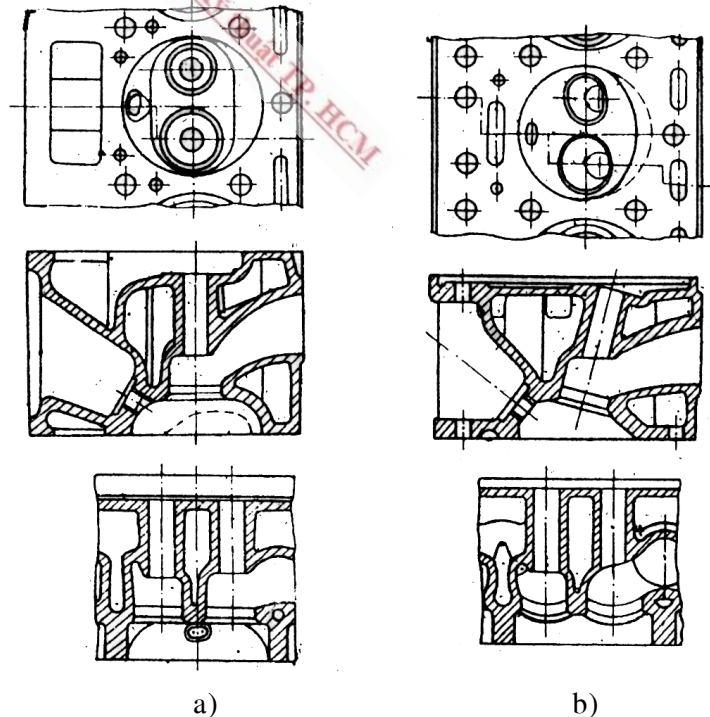


Hình 3.9. Thứ tự khi nới lỏng và siết bulông nắp xylanh.

a) Kết cấu nắp máy động cơ xăng

Kết cấu nắp máy động của động cơ tùy thuộc vào kết cấu của buồng cháy, cách bố trí cơ cấu supap và số supap của cơ cấu phân phối khí, bougie, kiểu làm mát động cơ và đường nạp thải trên nắp xylanh. Dạng buồng cháy trên động cơ quyết định hiệu suất nạp, thải và hiệu suất của quá trình cháy trên động cơ.

Nắp xylanh có buồng cháy dạng bán cầu dùng trên động cơ ô tô được giới thiệu trên (hình 3.10). Loại nắp xylanh trên dùng supap treo, supap nạp hơi lớn hơn supap thải, bougie đặt ở bên hông buồng cháy, khoảng cách từ bougie đến điểm xa nhất của vùng cháy gần bằng đường kính xylanh.



Hình 3.10. Nắp xylanh có buồng cháy bán cầu và hình chêm.

Nắp xy lanh có buồng cháy dạng hình chêm dùng rộng rãi trên động cơ chữ V và động cơ nhiều hàng xy lanh. Loại buồng cháy này có ưu điểm: gọn, có cường độ xoáy lốc tốt. Trên nắp xy lanh có các lỗ dẫn nước làm mát, lỗ bắt gujông, lỗ để luồn đũa đẩy v.v... Vách buồng cháy được làm mát tốt để tránh kích nổ. Nước làm mát từ thân máy đi lên nắp xy lanh bằng 4 lỗ tròn nhỏ chung quanh mỗi xy lanh và hai lỗ dẹt ở hai bên phía đường thải và đường nạp. Ứng với mỗi xy lanh dùng 5 gujông để bắt chặt nắp xy lanh.

Trong động cơ xăng một hàng xy lanh còn thường dùng loại buồng cháy khối ôvan như (hình 3.11). Loại buồng cháy này có hai diện tích chèn khí. Diện tích chèn khí thứ nhất tương đối lớn, nằm đối diện với buogic, là phần xa bougie nhất, diện tích chèn khí thứ hai nhỏ hơn, nằm phía dưới bougie. Các diện tích chèn khí trên nắp xy lanh sinh ra xoáy lốc và dồn khí hỗn hợp vào vùng gần bougie. Bougie bố trí ở bên cạnh nắp xy lanh, lệch về phía supap thải. Các đế supap lắp trên nắp xy lanh làm bằng gang trắng hoặc gang xám, trong đó đế supap thải nhỏ hơn đế supap nạp khoảng 27%. Các supap nạp và supap thải bố trí cùng về một phía, điều này nhằm lợi dụng nhiệt của khí thải để sấy nóng đường ống nạp.

Nước làm mát nắp xy lanh đi từ dưới thân máy lên, qua các lỗ dẫn nước khoan trên mặt nóng (mặt nước) của nắp xy lanh. Để làm mát đế supap được tốt hơn, người ta còn dùng một ống dẫn nước riêng đặt phía đối diện của đường thải và đường nạp để dẫn nước có nhiệt độ tương đối thấp phun thẳng vào vùng đế supap. Không gian chứa nước làm mát trong nắp xy lanh không nên quá lớn để khỏi ảnh hưởng đến thời gian chạy ấm máy quá lâu. Nắp xy lanh cũng dùng bốn gujông chung quanh mỗi xy lanh để cố định với thân máy, giữa nắp xy lanh và thân máy cũng dùng đệm nắp xy lanh để bao kín.

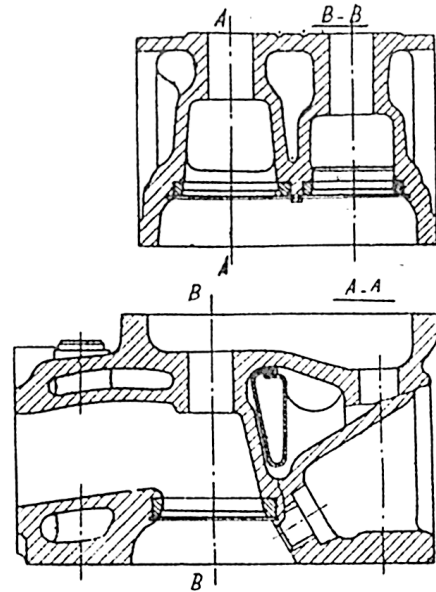
Lỗ ren lắp bougie thường có kích thước M18, M14, và M10 và có thể bố trí ở các vị trí sau:

- Phía trên supap nạp, để giảm nhiệt độ của bougie.
- Phía trên supap thải, để cải thiện quá trình cháy, có khả năng chống cháy sớm và kích nổ. Tuy vậy tình trạng thải nhiệt của bougie sẽ rất nghiêm trọng vì bị luồng khí thải đốt nóng và chịu nhiệt bức xạ từ supap thải đến. Vì vậy khi bố trí như thế thường phải dùng loại bougie lạnh có đường kính nhỏ.
- Ở khoảng cách giữa hai supap và lệch về phía supap thải chừng 1/3 khoảng cách.

b) Kết cấu nắp máy động cơ Diesel

Kết cấu nắp xy lanh của động cơ Diesel phức tạp hơn nắp xy lanh của động cơ xăng nhiều vì trên nó phải bố trí rất nhiều cơ cấu và chi tiết máy như: cơ cấu supap, buồng cháy phụ, vòi phun, bougie sấy nóng, cơ cấu khởi động bằng khí nén, đường nước làm mát, đường thải nạp, v.v...

Điều kiện làm việc của nắp xy lanh động cơ Diesel rất xấu. Nó chịu nhiệt độ cao và áp suất lớn. Ứng suất cơ học và ứng suất nhiệt trong quá trình làm việc của động cơ thường rất lớn và hay gây ra rạn nứt nắp xy lanh. Trong nắp xy lanh vùng nóng nhất thường là vùng giữa hai đế supap và



Hình 3.11. Nắp xy lanh của động cơ có buồng cháy ôvan.

hạng buồng cháy (nhiệt độ vùng này có thể đạt tới 723°K). Vì vậy để tránh ứng suất nhiệt, các lớp kim loại trong nắp xylanh cần cố gắng thiết kế có chiều dày đồng đều, chỗ tiếp giáp giữa các lớp kim loại cần có góc lượn lớn. Ngoài ra cần tổ chức làm mát tốt, bố trí nước mát làm mát đi về phía chịu nhiệt nhiều để giảm nhiệt độ của mặt nắp xylanh.

Kết cấu nắp xylanh của động cơ Diesel phụ thuộc từng loại động cơ kiểu buồng cháy (phương pháp hình thành khí hỗn hợp), số kỳ và cơ cấu phân phối khí của động cơ. Nói chung nó phải thoả mãn các yêu cầu chính sau:

- Buồng cháy phải tạo thành xoáy lốc mạnh để cải thiện quá trình hình thành hỗn hợp.
- Kết cấu buồng cháy phải gọn, hợp lý, để tránh tổn thất nhiệt và tổn thất lưu động của dòng khí trong quá trình cháy.
- Vị trí của vòi phun, supap nạp, supap thải và đường thải đường nạp phải hợp lý, thuận lợi cho quá trình tạo thành khí hỗn hợp và quá trình thay đổi môi chất.

Trong các loại nắp xylanh của động cơ có buồng cháy trực tiếp (buồng cháy trên đỉnh piston), mặt nóng của nắp xylanh thường làm phẳng. Vòi phun bố trí chính giữa trùng với đường tâm xylanh, hoặc lệch đi một khoảng không lớn lắm. Cách bố trí này thường dùng trong động cơ Diesel cỡ lớn. Trong động cơ ô tô máy kéo và động cơ tĩnh tại cỡ nhỏ, vòi phun bố trí lệch với đường tâm xylanh một góc nhất định.

Trong các loại động cơ có buồng cháy trực tiếp, để tạo thành xoáy lốc của dòng khí nạp, người ta thường thiết kế đường nạp có độ nghiêng và thắt dần lại về phía supap nạp hoặc đôi khi dùng loại supap nạp có bản dẫn hướng dòng khí cũng như lợi dụng diện tích chèn khí giữa đỉnh piston và nắp xylanh.

Các loại xylanh có buồng cháy phụ (buồng cháy dự bị, buồng cháy xoáy lốc và buồng cháy không khí) bố trí trên nắp xylanh thường được dùng trong động cơ Diesel ô tô máy kéo; đôi khi động cơ đầu máy Diesel cũng dùng nhưng hầu như không được dùng trong động cơ tĩnh tại và tàu thủy cỡ lớn. Kết cấu nắp xylanh có buồng cháy phụ rất phức tạp, giá thành chế tạo cao.

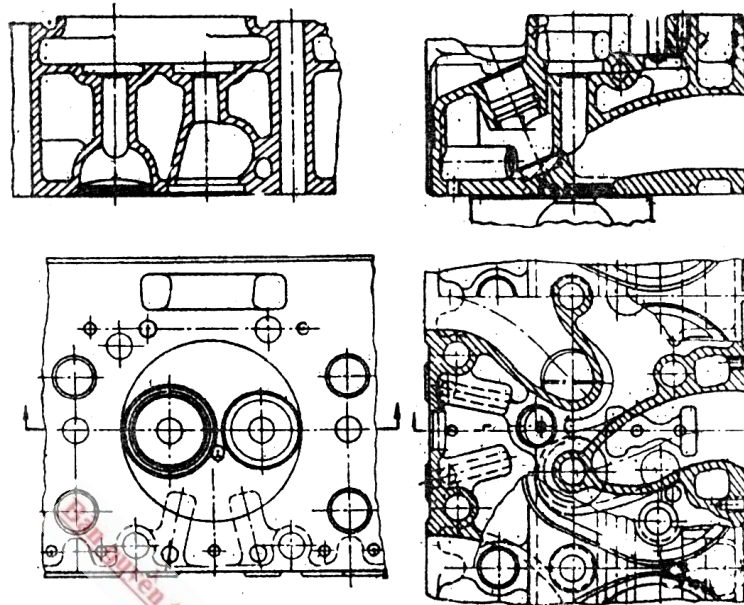
Buồng cháy xoáy lốc và buồng cháy dự bị thường chế tạo theo kiểu tổ hợp: nửa trên của buồng cháy xoáy lốc đúc liền với nắp xylanh; nửa dưới của buồng cháy có hạng làm bằng thép chịu nhiệt hoặc gang chịu nhiệt rồi ép vào nắp xylanh, phần hạng của buồng cháy thông hướng với tâm xylanh. Buồng cháy dự bị cũng được gia công thành hình dạng nhất định rồi ép vào lỗ trên nắp xylanh.

Bố trí vòi phun và buồng cháy cũng cần phối hợp với việc bố trí supap. Nếu dùng nhiều supap (trong động cơ tĩnh tại và tàu thủy cỡ lớn mỗi xylanh thường dùng 3÷4 supap), vòi phun thường được bố trí ở chính giữa. Trong động cơ dùng hai supap, hạng thông của buồng cháy phụ thường đặt lệch một bên để có thể có được tiết diện lưu thông lớn nhất.

Do nắp xylanh của động cơ Diesel rất dễ bị rạn nứt ở vùng giữa đế supap thải – đế supap nạp – miệng buồng cháy nên phải chú ý làm mát thật tốt.

Nắp xylanh của động cơ Diesel của động cơ ô tô máy kéo loại buồng cháy trên đỉnh piston (hình 3.12). Loại nắp xylanh này bố trí supap nạp và supap thải về hai phía khác nhau; vòi phun bố trí nghiêng so với một góc so với đường tâm xylanh. Vòi phun được lắp trong một ống bằng đồng, ống lót này lắp sát trên nắp xylanh. Do lỗ lắp ống lót vòi phun trên nắp xylanh làm tách làm hai đoạn nên phần ống gần đầu vòi phun được nước trực tiếp làm mát. Ngoài ra, để tăng cường độ làm mát vòi

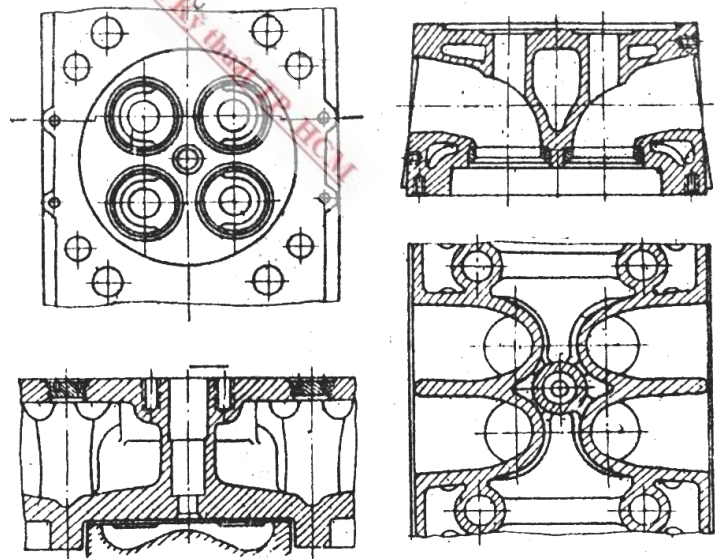
phun và phần đế supap, người ta còn thiết kế hai đường dẫn nước đi qua hai ống phun đúc liền với mặt ống của nắp xy lanh.



Hình 3.12. Nắp xy lanh của động cơ Diesel loại buồng cháy trên đỉnh piston.

Nắp xy lanh được cố định trên thân máy bằng 6 gujông bố trí quanh xy lanh. Các lỗ dẫn nước làm mát đều bố trí trên mặt nóng chung quanh xy lanh và gần các gujông. Trên nắp xy lanh còn bố trí đường dẫn dầu bôi trơn cơ cấu phân phối khí. Đường dầu này được khoan ở phần trên dọc theo chiều dài của nắp.

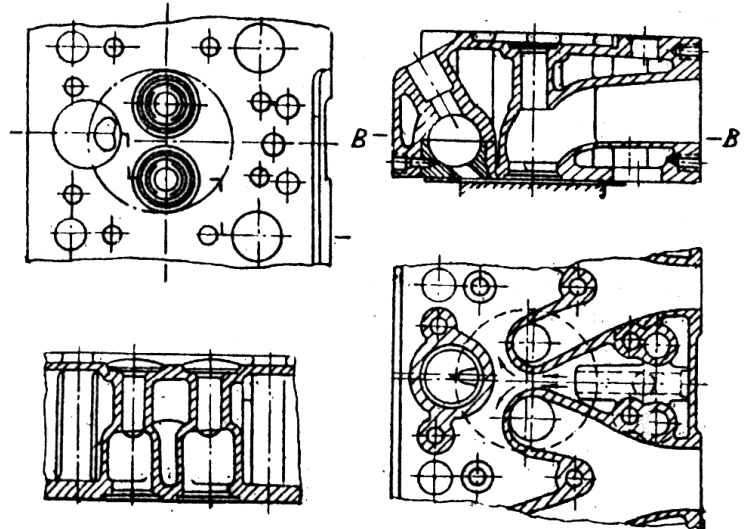
Trên (hình 3.13) giới thiệu nắp xy lanh của động cơ Diesel có buồng cháy trực tiếp (thống nhất) kiểu ω cạn, loại nắp này được đúc bằng gang. Vòi phun bố trí chính giữa nắp xy lanh, chung quanh có bốn supap: hai supap thải và hai supap nạp (*supap nạp hơi lớn hơn supap thải*). Khi ở điểm chết trên, phần đỉnh của piston chui vào phần lõm hình trụ trên nắp xy lanh, cùng với mặt nóng của nắp xy lanh làm thành buồng cháy.



Hình 3.13. Nắp xy lanh của động cơ Diesel có buồng cháy trực tiếp kiểu ω .

Nắp xylanh của động cơ Diesel có buồng cháy xoáy lốc hình cầu, buồng cháy phân thành hai nửa (hình 3.14). Nửa trên đúc liền với nắp xylanh, nửa dưới làm riêng bằng thép chịu nhiệt hoặc gang chịu nhiệt rồi lắp vào nắp xylanh. Để đảm bảo nhiệt độ thích hợp của buồng cháy, phần thân của nửa dưới buồng cháy lắp có khe hở với nắp xylanh. Nửa dưới của buồng cháy có họng thông với khoảng không gian bên trên đỉnh piston.

Tiết diện của họng có rất nhiều dạng: ôvan, bán nguyệt, tròn hoặc dạng phức tạp. Nửa dưới của buồng cháy được định vị bằng một chốt đóng trên nắp xylanh hoặc bằng vít. Các supap đều bố trí gần sát với đường tâm xylanh. Supap nạp lớn hơn supap thải và đều bố trí theo phương thẳng đứng. Vòi phun lắp vào nửa phần trên của buồng cháy xoáy lốc và nghiêng đi một góc nhất định. Các đường thải nạp đều nằm cùng một phía và hai xylanh kề nhau đều chung đường thải, nạp.



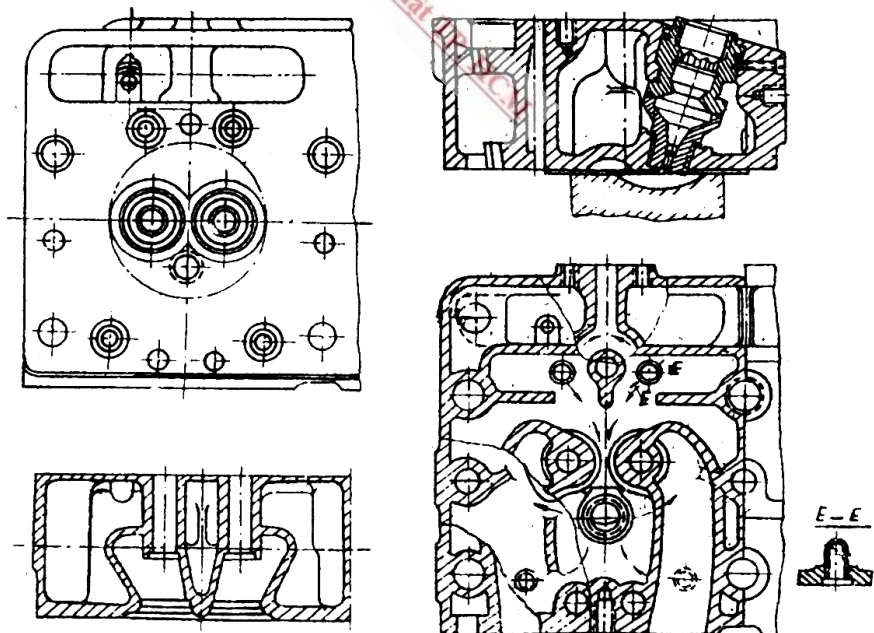
Hình 3.14. Nắp xylanh của động cơ Diesel có buồng cháy xoáy lốc hình cầu.

Nước làm mát từ thân máy đi lên nắp xylanh bằng 5 lỗ: 2 lỗ nhỏ ở hai bên buồng cháy xoáy lốc, 2 lỗ lớn ở hai bên supap và 1 lỗ ở giữa các hai đường thải nạp đưa nước làm mát vào thẳng vùng có nhiệt độ cao nhất của vùng giữa hai đế supap và họng của buồng cháy xoáy lốc (xem mũi tên trên hình 3.14). Sau khi làm mát nắp xylanh, nước làm mát theo đường ống lắp ở phía đầu đi ra khỏi nắp xylanh rồi vào két nước.

Nắp xylanh lắp chặt với thân máy bằng gujông (phần nắp xylanh giới thiệu trên hình vẽ có 8 lỗ gujông chung quanh xylanh).

Hình 3.15 giới thiệu loại nắp xylanh của động cơ Diesel có buồng cháy dự bị. Nắp xylanh đúc bằng gang hợp kim, kết cấu theo kiểu nắp chung cho 2 xylanh.

Mặt trên và mặt dưới nắp đều phẳng. Buồng cháy dự bị được chế tạo riêng và lắp



Hình 3.15. Nắp xylanh của động cơ Diesel có buồng cháy dự bị.

vào trong nắp xy lanh với độ nghiêng 15° nghiêng về phía đĩa đẩy supap. Buồng cháy dự bị bằng thép hai nửa hàn chập lại với nhau. Nửa dưới của buồng cháy có ren để vặn vào nắp xy lanh. Để nước làm mát trong nắp xy lanh không rò ra ngoài, trên mặt phẳng lắp ghép của nửa dưới của buồng cháy có đệm đồng và nửa trên buồng cháy dự bị có gioăng cao su. Vòi phun lắp lún sâu vào nửa trên của buồng cháy. Thể tích của buồng cháy dự bị bằng 24,6% thể tích của buồng cháy. Đường kính của họng thông từ buồng cháy phụ sang buồng cháy chính bằng 6,5mm.

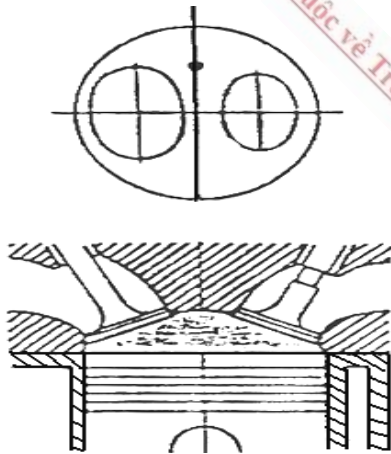
Nước làm mát đi qua 4 lỗ trên thân máy vào nắp xy lanh: hai lỗ bố trí về phía buồng cháy dự bị và hai lỗ bố trí về phía cơ cấu dẫn động supap. Để đảm bảo đưa nước làm mát tới các vùng nóng nhất trong nắp xy lanh (như vùng buồng cháy phụ thuộc và vùng đế supap thải...) trong các lỗ dẫn nước và nắp xy lanh đều lắp các ống phun nước để phun các dòng nước về phía các vùng này.

1.3.3. Các dạng buồng đốt động cơ xăng và động cơ Diesel

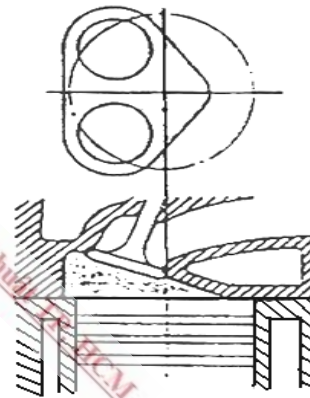
a) Buồng đốt động cơ xăng

❖ Buồng đốt kiểu hình bán cầu (hình 3.16)

Loại này có đặc điểm là diện tích bề mặt buồng đốt nhỏ gọn. Trong buồng đốt bố trí một supap nạp và một supap thải, hai supap này bố trí về 2 phía khác nhau. Trục cam bố trí ở giữa nắp máy và dùng cơ mổ để điều khiển sự đóng mở của supap. Sự bố trí này rất thuận lợi cho việc nạp hỗn hợp khí và thải khí cháy ra ngoài.



Hình 3.16. Buồng đốt hình bán cầu.



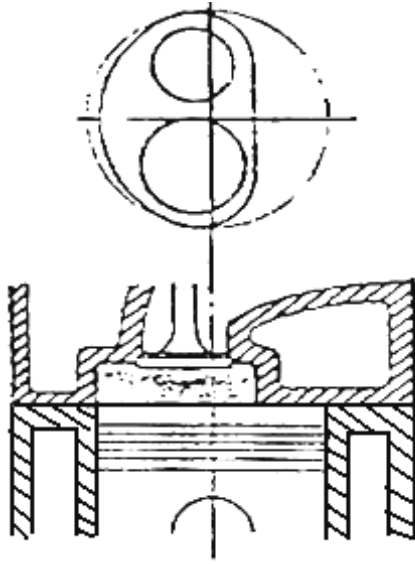
Hình 3.17. Buồng đốt hình nê.

❖ Buồng đốt kiểu hình nê (hình 3.17)

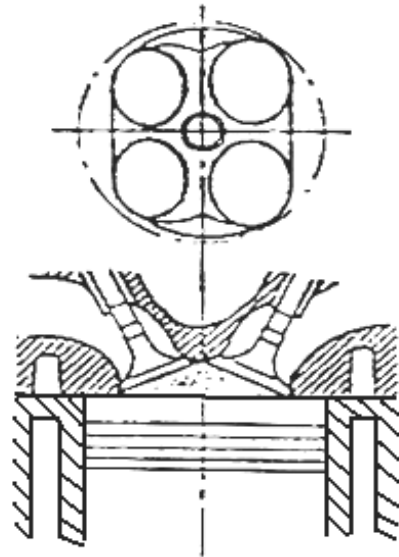
Loại này cũng có đặc điểm là diện tích bề mặt tiếp xúc nhiệt nhỏ. Buồng đốt mỗi xy lanh được bố trí một supap nạp và một supap thải, 2 supap này được bố trí cùng một phía. Đối với loại này trục cam được bố trí ở thân máy hoặc nắp máy, điều khiển sự đóng mở các supap qua trung gian của cơ mổ.

❖ Buồng đốt kiểu Bathtub (hình 3.18)

Kiểu này mỗi buồng đốt bố trí một supap nạp và một supap thải, 2 supap bố trí lệch cùng một phía và các supap đặt thẳng đứng. Kiểu này có khuyết điểm là đường kính đầu supap bị hạn chế nên việc nạp và thải kém.



Hình 3.18. Buồng đốt kiểu BATHTUB.



Hình 3.19. Buồng đốt kiểu PENTROOF.

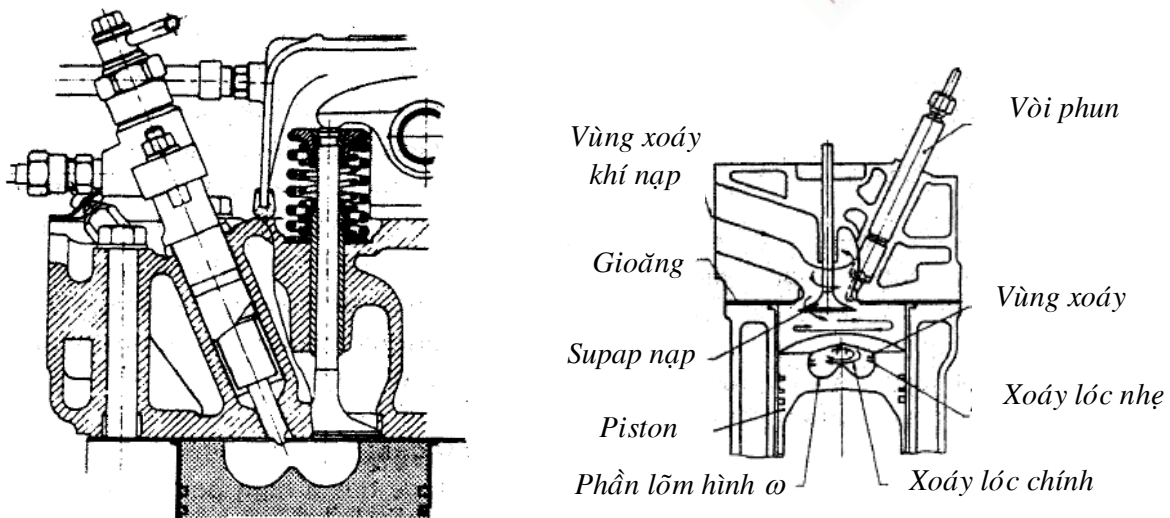
❖ Buồng đốt kiểu PENTROOF (hình 3.19)

Ngày nay, loại buồng đốt này được sử dụng khá phổ biến, mỗi xylanh động cơ thường được bố trí hai supap nạp và hai supap thải. Bôgic được đặt thẳng đứng ở giữa buồng đốt giúp cho quá trình cháy xảy ra tốt hơn. Hai trục cam được bố trí trên nắp máy, một trục điều khiển các supap nạp và một trục còn lại điều khiển các supap thải.

b) Buồng đốt động cơ Diesel

❖ Buồng đốt thống nhất (trực tiếp)

Nhiên liệu được phun trực tiếp vào phần lõm của đỉnh piston. Do không khí di chuyển chậm trong buồng đốt, nên loại này có một cửa hút dạng xoắn ốc để tạo xoáy lốc khí nạp vòng theo chu vi trong hành trình hút, và 1 vùng nén theo phương thẳng đứng ở phần lõm đặc biệt trên đỉnh piston



Hình 3.20. Buồng đốt thống nhất.

trong hành trình nén để không khí và nhiên liệu hòa trộn tốt và cháy hoàn hảo trong thời gian ngắn. Buồng đốt phun trực tiếp sử dụng vòi phun có nhiều lỗ phun với áp suất cao $150 \div 300 \text{ kG/cm}^2$ vào mọi vị trí trong buồng đốt để hóa sương tốt và đảm bảo cháy hoàn toàn (hình 3.20).

Ưu điểm

- Hiệu suất nhiệt cao, tiêu hao nhiên liệu thấp hơn khoảng 10% so với phun gián tiếp.
- Nhiệt độ khí xả thấp.
- Dễ khởi động, không cần xông nóng máy trước khi khởi động ở nhiệt độ bình thường.
- Hiệu suất nhiệt rất cao và tổn thất nhiệt rất thấp nên kết nước và quạt gió có thể làm nhỏ về kích thước và thể tích.
- Ít chi tiết hơn và cấu tạo đơn giản hơn so với các loại khác.

Nhược điểm

- Áp suất cháy cao, tăng áp suất đột ngột và tiếng ồn lớn.
- Việc đốt cháy phụ thuộc vào chất lượng của vòi phun.
- Phạm vi sử dụng nhiên liệu hẹp vì loại phun trực tiếp rất kén nhiên liệu.

❖ Buồng đốt trước

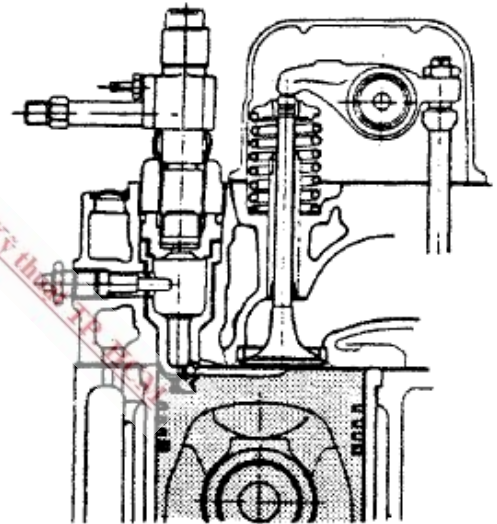
Buồng đốt phụ của loại này có thể tích bằng $30\% \div 45\%$ tổng thể tích buồng đốt, và lỗ thông buồng đốt chính và buồng đốt phụ có diện tích bằng $0,3\% \div 0,6\%$ diện tích đỉnh piston.

Lỗ thông 2 buồng đốt được điều tiết để dùng như là 1 lỗ phun hỗn hợp khí.

Buồng đốt trước không có đủ không khí để có thể đốt cháy toàn bộ nhiên liệu. Do đó, khi nhiên liệu được phun vào buồng đốt trước, một phần các hạt nhiên liệu sẽ cháy và quá trình này sẽ làm tăng áp suất nội tại trong buồng đốt trước. Một lượng lớn khí đã cháy dở dang và những hạt nhiên liệu chưa được cháy còn lại trong buồng đốt trước sẽ được phun vào buồng đốt chính ở dạng xoáy lốc mãnh liệt, hoà trộn kỹ với khí nạp và cháy tiếp.

Ưu điểm

- Loại này có hiệu quả sử dụng tỷ lệ khí nạp cao, có thể cháy hoàn toàn nhiên liệu mà không ra khói đen.
- Hoạt động êm vì ở buồng đốt chính áp suất thấp và không tăng đột ngột mặc dù ở buồng đốt trước có áp suất cháy cao.
- Sự cháy hầu như độc lập với việc phun nhiên liệu, và động cơ này thường dùng vòi phun loại đốt kín, nên ít bị sự cố hơn các loại vòi phun khác. Vì vậy, hoạt động ổn định được duy trì trong một chu kỳ dài và phạm vi sử dụng nhiên liệu đạt hiệu quả rộng hơn.



Hình 3.21. Buồng đốt trước.

Nhược điểm

- Hiệu quả nhiệt thấp mặc dù cháy hoàn toàn bởi vì phần cháy chính hầu hết xảy ra khi piston đã qua điểm chết trên. Tổn thất qua lỗ thông buồng đốt và tổn thất làm mát tăng do diện tích buồng đốt lớn, do đó mức tiêu hao nhiên liệu sẽ tăng.
- Nhiệt độ khí xả cao.
- Khó khởi động khi động cơ nguội nếu không xông máy.
- Chế tạo mặt nắp xylanh phức tạp. Lỗ thông buồng đốt chịu nhiệt độ cao và dễ bị sự cố do nhiệt khi động cơ tạo công suất cao.

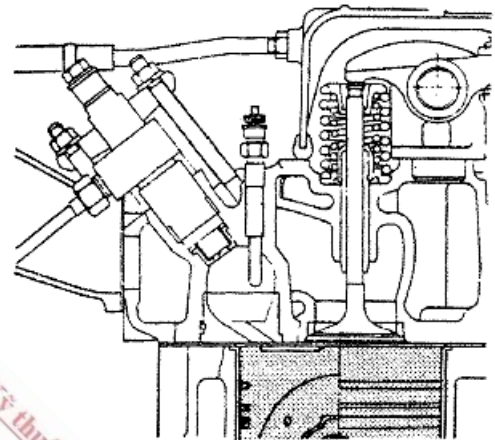
❖ Buồng đốt xoáy lốc

Buồng đốt xoáy lốc có buồng đốt phụ lớn và lỗ thông buồng đốt lớn hơn loại buồng đốt trước. Nó tạo ra dòng khí xoáy mạnh ở buồng xoáy lốc trong hành trình nén, và 1 lượng lớn nhiên liệu được phun vào dòng khí để bốc cháy.

Buồng đốt xoáy lốc chiếm khoảng 60% ÷ 75% tổng thể tích và tiết diện lỗ thông chiếm 1% ÷ 3,5% diện tích đỉnh piston. Lỗ thông có vị trí và hướng của nó sao cho tạo xoáy lốc mãnh liệt. Áp suất tăng lên trong buồng đốt chính khi piston đến gần điểm chết trên sẽ lớn hơn so với loại buồng đốt trước bởi vì tỷ lệ cháy hỗn hợp khí khi ở buồng đốt xoáy lốc cao hơn.

Đặc điểm

- Hiệu quả của quá trình cháy cao khi động cơ làm việc ở tốc độ cao, do đó tạo ra công suất lớn và mức tiêu hao nhiên liệu thấp.
- Tổn thất nhiệt từ buồng đốt xoáy lốc khá lớn đến mức rất khó khởi động khi động cơ nguội nếu không có hệ thống xông máy.



Hình 3.22. Buồng đốt xoáy lốc.

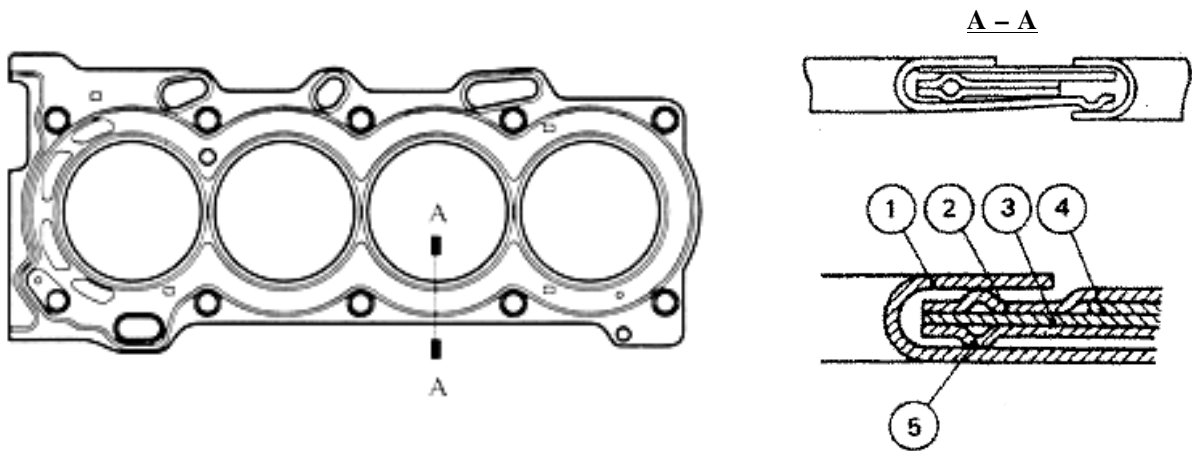
I.4. Gioăng nắp máy, carte và gujông

I.4.1. Gioăng nắp máy

Gioăng nắp máy (gioăng nắp xylanh) được đặt nằm giữa khối xylanh và nắp xylanh, dùng để bao kín, tránh lọt khí và rò nước làm mát ở mặt lắp ghép nắp xylanh với thân máy. Gioăng nắp xylanh phải có độ đàn hồi tốt để có thể làm kín các chỗ không phẳng trên mặt lắp ghép của thân máy và nắp xylanh (do gia công hoặc do biến dạng trong quá trình tháo lắp)

Kết cấu và kiểu gioăng bao kín phụ thuộc vào loại động cơ. Động cơ xăng thường dùng các loại gioăng nắp xylanh bằng amiăng bọc đồng hoặc bằng amiăng viên mép bằng thép. Động cơ Diesel dùng các loại gioăng nắp xylanh bằng đồng, bằng thép lá, nhôm hợp kim hoặc bằng amiăng như của động cơ xăng.

Cấu tạo của gioăng thường được làm như (hình 3.23) và gioăng cho động cơ Diesel thường dùng loại thép kết hợp chất chịu nhiệt.



1 – Lớp cơ bản, 2 – Lớp phía trên, 3 – Lớp trong.
 4 – Lớp trong, 5 – Lớp đệm dưới.

Hình 3.23. Hình dạng và cấu tạo gioăng nắp máy.

Hiện nay người ta thường dùng các loại gioăng nắp xylanh sau:

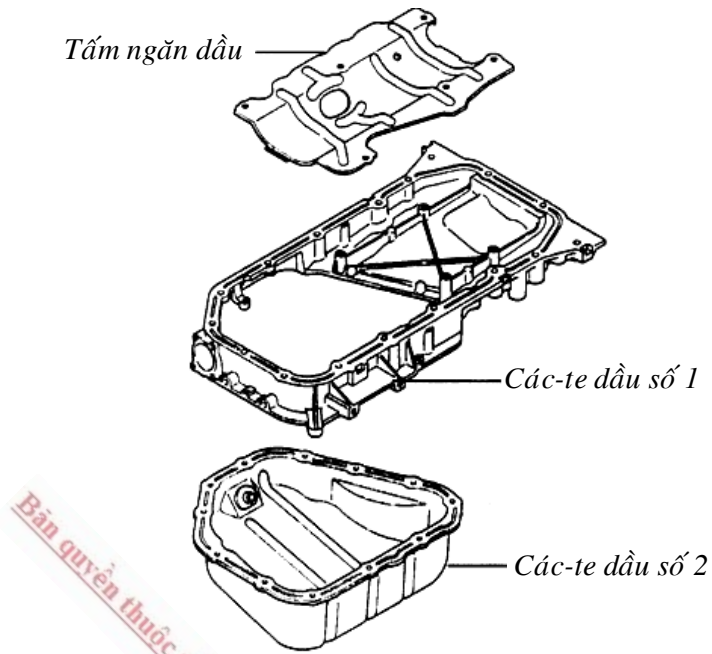
Tên	Cấu tạo	Vật liệu	Đặc điểm
Kim loại		- Thép tấm. - Đồng tấm. - Nhôm tấm.	- Chịu nhiệt tốt.
Laminate		- Thép tấm. - Vòng dây.	- Gioăng laminate bổ sung cho tính năng của loại gioăng kim loại. - Chất lượng lắp ghép ban đầu tốt
Sandwich		- Thép tấm. - Đồng tấm. - Chất chịu nhiệt.	Chất chịu nhiệt được kẹp giữa lớp sắt và lớp đồng. - Độ ổn định lớn, dùng cho động cơ cỡ lớn.
Thép - Chất chịu nhiệt		- Thép tấm. - Chất chịu nhiệt. - Vòng dây.	- Chất lượng lắp ghép ban đầu tốt, thường dùng cho động cơ xăng.
Sợi dệt		- Sợi, thép. - Chất chịu nhiệt. - Vòng dây.	- Vòng dây được ép với hỗn hợp chất chịu nhiệt và cao su. - Chất lượng lắp ghép ban đầu tốt.

1.4.2. Các-te

Các-te được kết nối với nửa dưới của hộp trục khuỷu qua trung gian của gioăng làm kín. Các-te dùng để chứa dầu làm mát và bôi trơn khi động cơ làm việc, ngoài ra nó còn có tác dụng che kín các chi tiết bên trong hộp trục khuỷu.

Các-te của động cơ ô tô thường làm bằng thép cán, một số khác còn dùng hợp kim gang hoặc hợp kim nhôm. Bên dưới có bố trí nút xả nhớt, bên trong có bố trí một vách ngăn và bên dưới vách

ngăn bố trí lưới lọc của hệ thống làm trơn. Vách ngăn dùng để giảm dao động của nhớt khi xe chuyển động, đồng thời bảo đảm được nhớt luôn luôn ngập lọc thô khi xe chuyển động ở mặt đường nghiêng, khi phanh xe hoặc tăng tốc.

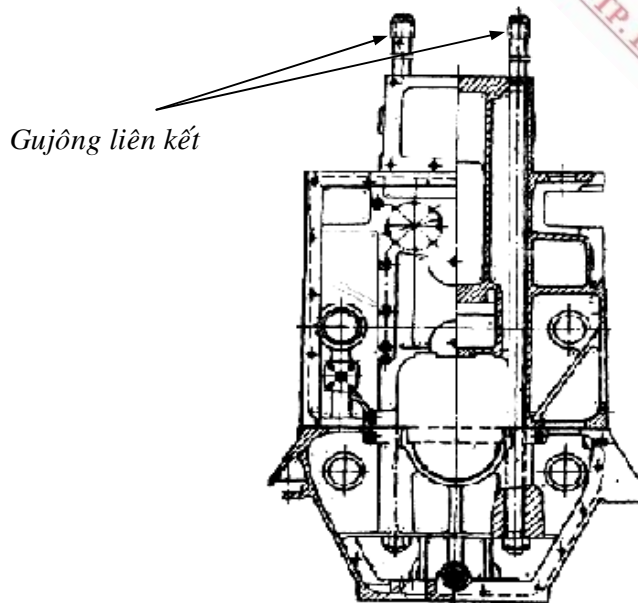


Hình 3.24. Các-te chứa dầu bôi trơn động cơ.

1.4.3. Gujông

Gujông là chi tiết máy dùng để liên kết nắp xylanh, thân máy với đế máy. Các gujông này có chiều dài khá lớn, khi làm việc chúng cũng chịu lực kéo do áp suất khí thể trong xylanh.

Gujông liên kết nắp xylanh, thân máy với đế máy được thể hiện trên (hình 3.25)



Hình 3.25. Gujông liên kết nắp xylanh, thân máy với đế máy.

II. NHỮNG CHI TIẾT DI ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

II.1. Nhóm Piston

Nhóm piston bao gồm: piston, chốt piston, xéc măng khí, xéc măng dầu và các chi tiết hãm chốt piston. Trong quá trình làm việc nhóm piston có các nhiệm vụ chính sau:

- Bao kín buồng cháy, không cho khí cháy trong buồng cháy lọt xuống carte và ngăn không cho dầu bôi trơn từ carte lên buồng cháy.
- Tiếp nhận lực khí thể và biến chuyển động tịnh tiến của piston thành chuyển động quay của trục khuỷu; nén khí trong quá trình nén, thải sản vật cháy ra khỏi xy lanh trong quá trình thải và nạp mới chất mới vào xy lanh trong quá trình nạp.
- Trong động cơ 2 kỳ nhóm piston còn đóng vai trò như một van trượt làm nhiệm vụ phối khí (đóng mở cửa quét và cửa thải).



Hình 3.26. Nhóm piston của động cơ.

II.1.1. Piston

a) Nhiệm vụ

Trong quá trình làm việc, piston tiếp nhận lực khí thể truyền qua thanh truyền để làm quay trục khuỷu và nhận lực quán tính từ trục khuỷu giúp cho động cơ làm việc được liên tục.

b) Điều kiện làm việc

Piston là một chi tiết rất quan trọng của động cơ đốt trong. Trong quá trình động cơ làm việc piston chịu lực lớn, nhiệt độ cao, ma sát và ăn mòn rất lớn. Các tải trọng tác dụng lên piston gồm có:

Tải trọng cơ học

- Chịu tác dụng của áp lực khí thể rất lớn của quá trình cháy – giãn nở.
- Lực quán tính tác dụng lên piston rất lớn, nhất là với động cơ tốc độ cao.

Các tải trọng cơ học tác dụng lên piston gây nên ứng suất và biến dạng lớn, nếu vượt quá giới hạn cho phép sẽ làm hỏng piston.

Tải trọng nhiệt

Trong quá trình cháy piston tiếp xúc trực tiếp với khí cháy có nhiệt độ cao ($2300 \div 2800^{\circ}\text{K}$) nên nhiệt độ của piston nhất là phần đỉnh cũng rất cao (khoảng $500 \div 800^{\circ}\text{K}$). Nhiệt độ cao gây ra các tác hại sau:

- Ứng suất nhiệt lớn, có thể làm rạn nứt piston.
- Gây biến dạng piston, tăng ma sát hoặc có thể làm bó kẹt piston trong xy lanh.
- Làm giảm sức bền piston.
- Làm giảm chất lượng của dầu bôi trơn.

- Dễ gây ra hiện tượng cháy kích nổ trên động cơ xăng.
- Làm giảm hệ số nạp và ảnh hưởng đến công suất động cơ.

Ma sát và ăn mòn hoá học

Trong quá trình làm việc, do điều kiện bôi trơn giữa piston và xylanh không đầy đủ nên piston chịu ma sát rất lớn. Hơn nữa do lực quán tính, nhiệt độ và lực ngang N làm cho piston biến dạng nên ma sát càng tăng.

Piston tiếp xúc trực tiếp với sản phẩm cháy nên còn bị sản phẩm cháy ăn mòn (axít sunfuarít).

c) Vật liệu chế tạo

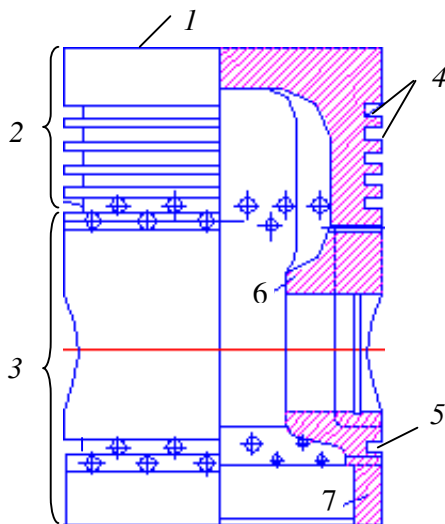
Do điều kiện làm việc như trên nên khi chế tạo piston, vật liệu phải bảo đảm các yêu cầu sau:

- Đủ sức bền khi piston làm việc ở nhiệt độ cao và tải trọng thay đổi.
- Trọng lượng riêng nhỏ.
- Hệ số giãn nở vì nhiệt nhỏ và hệ số dẫn nhiệt lớn.
- Chịu mòn tốt trong điều kiện bôi trơn kém và nhiệt độ cao.
- Chống được ăn mòn hoá học của khí cháy.

Ngày nay, vật liệu để chế tạo piston thường dùng gang hợp kim (chế tạo piston của động cơ có tốc độ thấp) và hợp kim nhẹ (dùng trong động cơ có tốc độ cao) để giảm lực quán tính.

d) Kết cấu của piston động cơ xăng – động cơ Diesel

Piston gồm 3 phần chính:



Hình 3.27. Kết cấu piston.

- 1 – Đỉnh piston.
- 2 – Đầu piston.
- 3 – Thân piston.
- 4 – Rãnh lắp xéc măng khí.
- 5 – Rãnh lắp xéc măng dầu.
- 6 – Bộ chốt piston.
- 7 – Chân piston.

Đỉnh piston: là phần trên cùng của piston, cùng với xylanh và nắp xylanh tạo thành không gian buồng cháy.

Đỉnh piston có rất nhiều dạng, được giới thiệu trên (hình 3.28).

1) **Đỉnh bằng:** (hình 2.28a) là loại phổ biến nhất. Nó có diện tích chịu nhiệt bé, kết cấu đơn giản dễ chế tạo. Vì vậy nó được dùng trong động cơ xăng và động cơ Diesel có buồng cháy dự bị và xoáy lốc.

2) **Đỉnh lồi:** (hình 2.28b, e) có độ cứng vững cao. Loại này có thể không cần bố trí các đường gân dưới đỉnh nên trọng lượng piston có thể giảm. Đỉnh lồi ít kết muội than nhưng do bề mặt chịu nhiệt lớn nên ảnh hưởng xấu đến quá trình làm việc của piston. Kết cấu đỉnh lồi thường được sử dụng trong các động cơ xăng có buồng cháy chỏm cầu dùng supap treo và trong các động cơ xăng hai kỳ cỡ nhỏ.

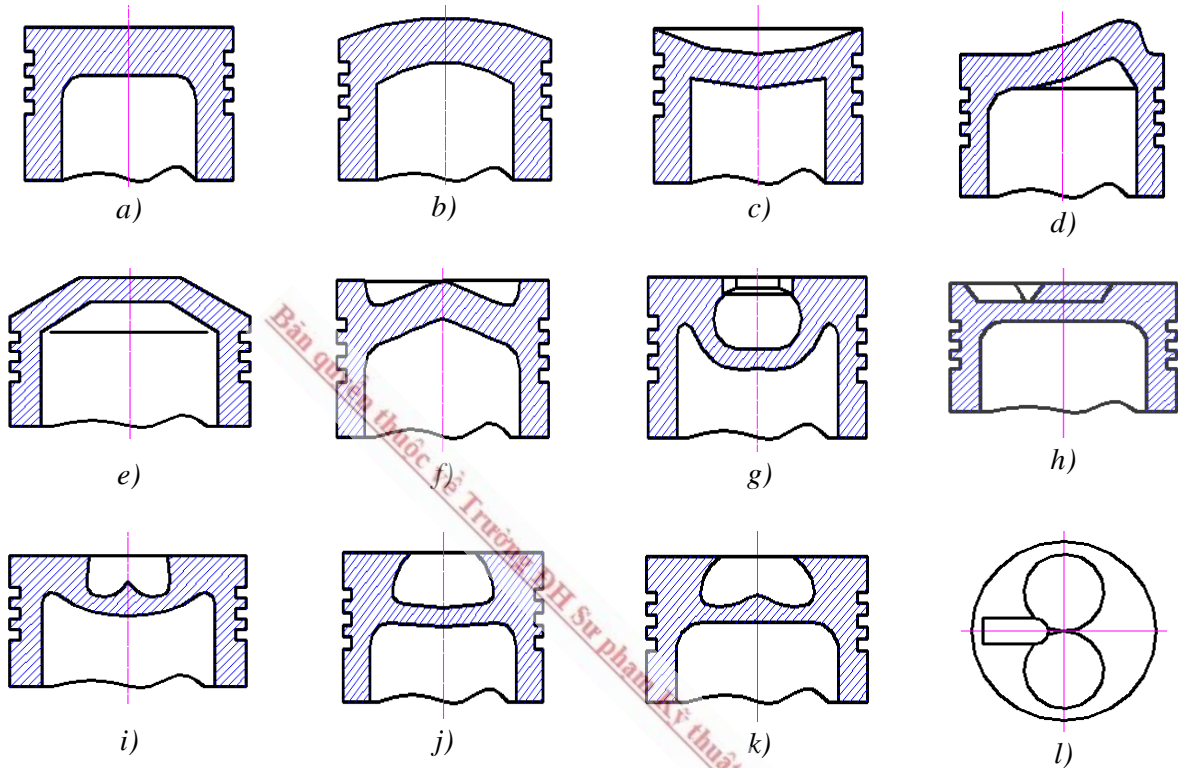
3) **Đỉnh lõm:** (hình 2.28c) Thường dùng trong một số động cơ xăng (buồng cháy chỏm cầu) và động cơ Diesel (buồng cháy dự bị xoáy lốc). Phần lõm có thể là toàn đỉnh hoặc chỉ là một phần. Chỏm cầu lõm có thể đồng tâm, cũng có thể lệch tâm.

Loại đỉnh lõm có phần diện tích chịu nhiệt lớn hơn

loại đỉnh bằng nhưng có ưu điểm là tạo ra xoáy lốc nhẹ trong quá trình nén và trong quá trình cháy.

4) *Đỉnh lồi*: (hình 2.28d) chỉ dùng cho động cơ xăng hai kì cỡ nhỏ, phối khí bằng hệ thống cửa quét và cửa thải. Phần lồi lên lắp sát về bên phía cửa quét để dẫn hướng dòng khí đi vào xylanh.

5) *Đỉnh lõm*: (hình 2.28g, h, i, j, k, l) thường được sử dụng trên các động cơ Diesel bốn kì và hai kì có buồng cháy thống nhất (buồng cháy trên đỉnh piston). Tùy theo dạng lõm mà các loại buồng cháy này có các tên gọi khác nhau: buồng cháy hình cầu, hình ômêga, hình denta... Các loại buồng cháy này tạo ra xoáy lốc rất mạnh trong quá trình nén để hình thành hỗn hợp khí được tốt nhất.



Hình 3.28. Các dạng đỉnh piston của động cơ Diesel và động cơ xăng.

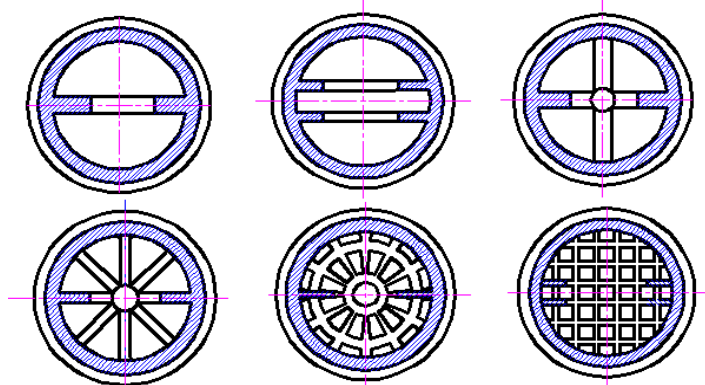
Đầu piston: bao gồm đỉnh piston, vùng đai lắp các xéc măng dầu và xéc măng khí làm nhiệm vụ bao kín. Trong quá trình động cơ làm việc, đầu piston truyền phần lớn nhiệt lượng (khoảng 70 ÷ 80%) do khí cháy truyền qua phần đai xéc măng – xéc măng – xylanh rồi đến môi chất làm mát để làm mát động cơ.

Khi thiết kế phần đầu piston cần chú ý giải quyết ba vấn đề sau:

1) *Vấn đề tản nhiệt*

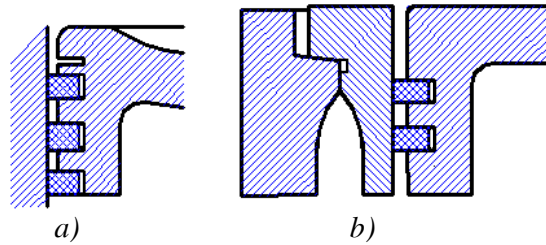
Thiết kế đỉnh piston mỏng nhưng có gân tản nhiệt ở phía dưới đỉnh piston để tăng diện tích tiếp xúc (hình 3.29).

Dùng rãnh chắn nhiệt trên (hình 3.30a) hoặc bố trí xéc măng khí thứ nhất càng gần khu vực nước làm mát càng tốt (hình 3.30b).



Hình 3.29. Các kiểu bố trí gân tản nhiệt dưới đỉnh piston.

Dùng hợp kim nhôm có hệ số dẫn nhiệt lớn để giảm nhiệt độ của piston hoặc bố trí các đường dầu bôi trơn từ phía dưới đỉnh để làm mát đỉnh piston.



Hình 3.30. Piston dùng rãnh chắn nhiệt và vị trí xéc măng khí thứ nhất.

2) Vấn đề bao kín

Biện pháp bao kín duy nhất là dùng xéc măng và số xéc măng càng nhiều thì bao kín càng tốt. Nhưng xéc măng càng nhiều thì rãnh xéc măng cũng phải nhiều, điều này làm cho đầu piston càng dài và nặng hơn nữa còn làm tăng ma sát. Vì vậy khi chọn xéc măng cần chú ý đầy đủ các mặt.

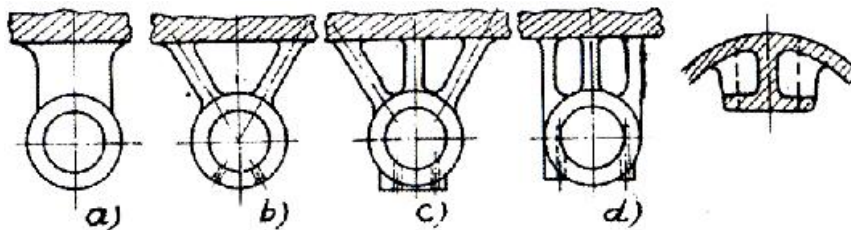
Thông thường nếu áp suất khí thể càng cao, tốc độ động cơ càng thấp, đường kính xylanh càng lớn thì phải chọn số xéc măng càng nhiều.

- Động cơ xăng dùng từ 3 ÷ 4 xéc măng khí, 1 ÷ 2 xéc măng dầu.
- Động cơ Diesel cao tốc dùng từ 3 ÷ 6 xéc măng khí, 1 ÷ 3 xéc măng dầu.
- Động cơ Diesel tốc độ thấp dùng từ 5 ÷ 7 xéc măng khí, 1 ÷ 4 xéc măng dầu.

Ngoài cách dùng xéc măng để bao kín thì khe hở giữa phần đầu piston – xylanh và khe hở giữa xéc măng – rãnh xéc măng cũng phải nằm trong giới hạn cho phép.

3) Vấn đề sức bền

Đối với piston làm bằng hợp kim nhẹ, để đảm bảo độ cứng vững và sức bền của đỉnh và đầu piston, ngoài việc làm gân chịu lực phía dưới đỉnh người ta còn thường làm các gân dọc nối với bộ chốt piston. Làm như vậy vừa tăng độ cứng vững cho phần đầu piston lại vừa tăng độ cứng vững cho bộ chốt (hình 3.31).



Hình 3.31. Các loại gân chịu lực làm tăng sức bền cho piston.

Thân piston: là phần phía dưới rãnh xéc măng dầu cuối cùng, tác dụng của phần thân là dẫn hướng cho piston chuyển động trong xylanh và chịu lực ngang N. Để dẫn hướng tốt, ít va đập thì khe hở giữa phần thân piston và xylanh cần phải bé. Khi thiết kế phần thân phải chú ý các vấn đề sau:

1) Chiều dài thân piston

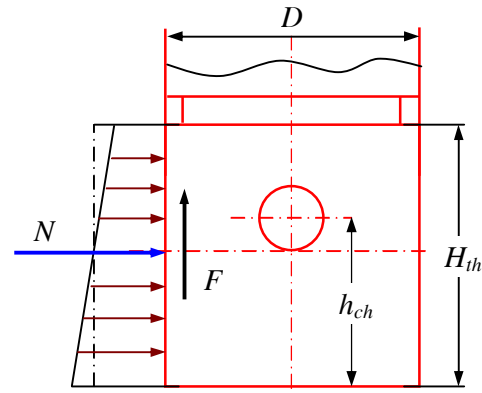
Chiều dài thân piston phụ thuộc vào kiểu loại động cơ. Các động cơ Diesel có lực ngang lớn nên phần thân thường làm dài hơn so với phần thân piston của động cơ xăng. Tuy nhiên thân piston

quá dài cũng không có lợi vì có giảm được áp suất do lực ngang N gây nên để tạo màng bôi trơn nhưng piston quá nặng gây tổn thất do ma sát cũng lớn. Ngược lại nếu ta chọn nhỏ quá thì áp suất nén trên xylanh lớn và tác dụng dẫn hướng kém.

Ngoài ra đối với động cơ hai kỳ, phần thân piston phải đủ dài để đảm bảo khi đến điểm chết trên, nó vẫn đóng kín cửa thải và cửa quét.

2) Vị trí của lỗ bộ chốt piston

Trong quá trình làm việc piston chịu lực ngang N . Nếu chốt piston đặt chính giữa chiều dài của thân piston thì ở trạng thái tĩnh áp suất phân bố đều nhưng khi piston chuyển động, do lực ma sát tác dụng làm cho piston có xu hướng xoay quanh chốt nên áp suất của piston nén trên xylanh sẽ phân bố không đều nữa. Vì vậy người ta thường đặt chốt piston ở vị trí cao hơn trọng tâm của phần thân để áp suất do lực ngang N gây nên phân bố đều hơn.

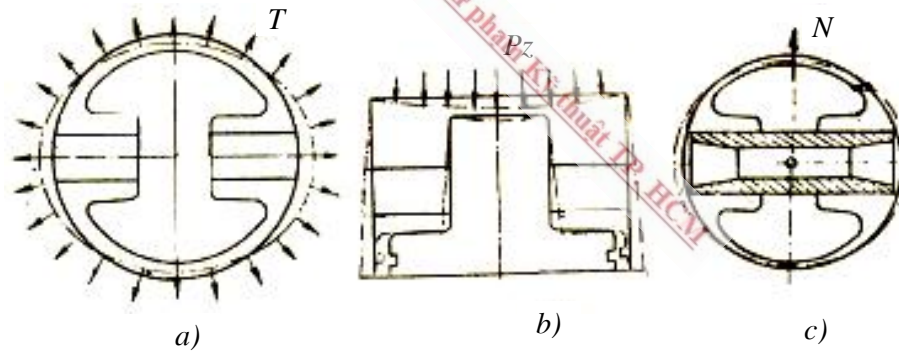


Hình 3.32. Vị trí lỗ bộ chốt piston.

Thông thường lấy. $H_{ch} = (0,6 \div 0,74)H_t$.

c) Dạng của thân piston.

Dạng của phần thân piston thường không phải hình trụ, mà tiết diện ngang thường có dạng ovan hoặc vát ở phía hai đầu bộ chốt piston. Sở dĩ phải làm như vậy là để khi piston bị biến dạng do lực khí thể P_z , lực ngang N và nhiệt tác dụng thì piston không bị bó kẹt trong xylanh. Trong quá trình làm việc piston bị biến dạng như (hình 3.33).



Hình 3.33. Trạng thái biến dạng của piston.

a) Khi chịu tải trọng nhiệt độ T .

b) Khi chịu áp lực khí thể P_z .

c) Khi chịu lực ngang N .

Khi piston chịu nhiệt độ cao, do kim loại trên phần thân phân bố không đều (kim loại tập trung nhiều ở hai hệ chốt) nên khi chịu nhiệt thân piston bị giãn nở theo phương đường tâm chốt (hình a).

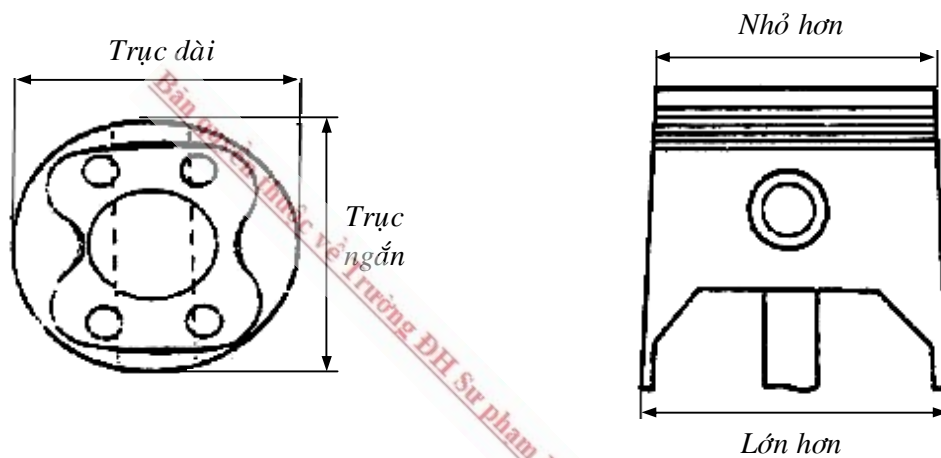
Khi piston chịu áp lực khí thể P_z , áp suất khí thể ép đỉnh lõm xuống làm thân cũng biến dạng theo chiều đường tâm chốt piston (hình b).

Khi piston chịu lực ngang N , lực ép thân piston lên vách xylanh nên cũng làm cho thân biến dạng theo chiều đường tâm chốt piston (hình c).

e) Biện pháp giảm mài mòn và giảm va đập giữa piston – xy lanh

Do trong quá trình làm việc piston chịu các tải trọng như đã phân tích nên để giảm mài mòn và va đập người ta dùng các biện pháp về mặt kết cấu như sau:

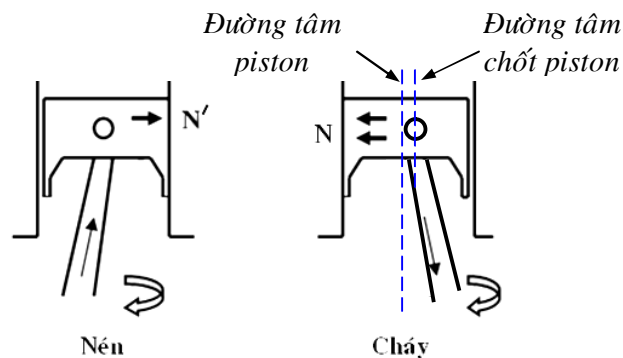
- Làm thân piston dạng ô van mà trục ngắn của nó trùng với đường tâm chốt piston.
- Tiện vát bớt một phần kim loại của phần thân ở hai đầu bộ chốt piston.
- Giảm độ cứng vững của thân piston bằng cách xẻ các rãnh chữ T hoặc chữ π trên thân.
- Đúc gắn miếng hợp kim invar hoặc thép cacbon để đỡ bộ chốt piston do hệ số giãn nở nhiệt của hợp kim này rất nhỏ.
- Thiết kế khe hở giữa piston và xy lanh nằm trong giới hạn cho phép.
- Làm bộ chốt piston có dạng lệch tâm để giảm lực ngang N từ đó làm giảm lực va đập.



Hình 3.34. Thiết kế phần thân piston có dạng hình ô van

Trong quá trình nén, khi thanh truyền đẩy piston đi lên (giả sử chiều quay của trục khuỷu là chiều kim đồng hồ). Dưới tác dụng của lực ngang N sẽ làm cho piston tiếp xúc với xy lanh ở bên phải.

Ở kỳ cháy – giãn nở, dưới tác dụng của áp suất cháy, lực ngang N sinh ra hướng trái làm cho piston thay đổi chiều đột ngột, gây va đập piston vào vách xy lanh gây ra tiếng gõ.



Hình 3.35. Hoạt động của piston lệch tâm.

II.1.2. Chốt piston

a) Nhiệm vụ

Chốt piston dùng để kết nối piston với đầu nhỏ thanh truyền, nó truyền chuyển động từ piston đến thanh truyền làm quay trục khuỷu và ngược lại.

b) Điều kiện làm việc

Trong quá trình làm việc, chốt piston chịu lực khí thể và lực quán tính rất lớn. Các lực này thay đổi có tính chất chu kỳ và gây va đập mạnh.

Ngoài ra chốt piston còn chịu nhiệt độ cao ($>100^{\circ}\text{C}$) trong điều kiện bôi trơn kém, điều này làm cho chốt piston dễ bị mòn.

c) Vật liệu chế tạo

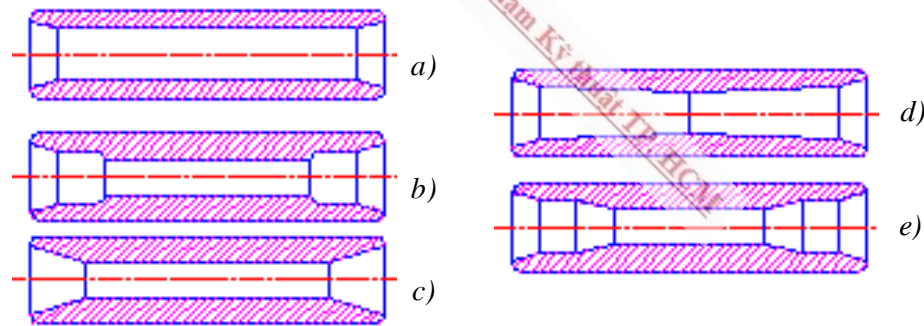
Do điều kiện làm việc như đã phân tích nên vật liệu chế tạo chốt piston phải có đủ độ bền và độ cứng vững. Trong quá trình chế tạo, chốt piston phải nhiệt luyện theo công nghệ đặc biệt, đảm bảo bề mặt làm việc có độ cứng vững cao, chống mòn tốt và bên trong phải dẻo để chống mỏi tốt. Khi lắp ghép chốt với đầu nhỏ thanh truyền, khe hở phải nhỏ để chịu được lực va đập lớn.

Vật liệu hay dùng là thép cacbon hay thép hợp kim có thành phần cacbon thấp như thép 20, 20X, 15XA,...

d) Kết cấu piston động cơ xăng – động cơ Diesel

Kết cấu của chốt piston đều có dạng hình trụ rỗng để giảm trọng lượng, (hình 3.36).

Hình a: Cả mặt ngoài và mặt trong đều có dạng hình trụ, loại này tuy có ưu điểm là dễ gia công nhưng sức bền trên chốt piston phân bố không đều.



Hình 3.36. Các dạng kết cấu chốt piston.

Hình b, c, d, e: Tuy việc gia công rất phức tạp nhưng nhẹ hơn và có sức bền đồng đều hơn. Các loại chốt này thường dùng trên động cơ cao tốc.

Lắp ghép chốt piston thường dùng ba kiểu sau:

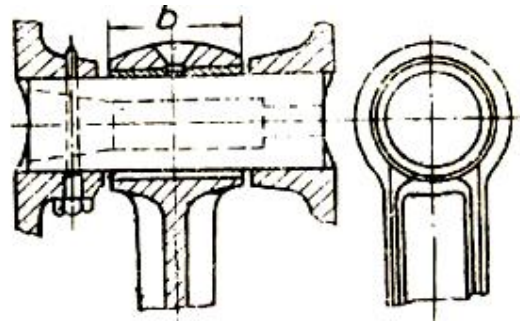
1) Cố định chốt piston trên bệ chốt piston: Chốt piston được cố định trên bệ chốt bằng một hoặc nhiều bulông (ngày nay không dùng nữa) (hình 3.37).

Ưu điểm:

- Do không có sự chuyển động tương đối với bệ chốt nên bệ chốt có thể làm ngắn lại và không cần tổ chức bôi trơn cho bệ chốt.
- Đầu nhỏ thanh truyền được làm dài hơn nên dễ bôi trơn và giảm áp suất tiếp xúc.

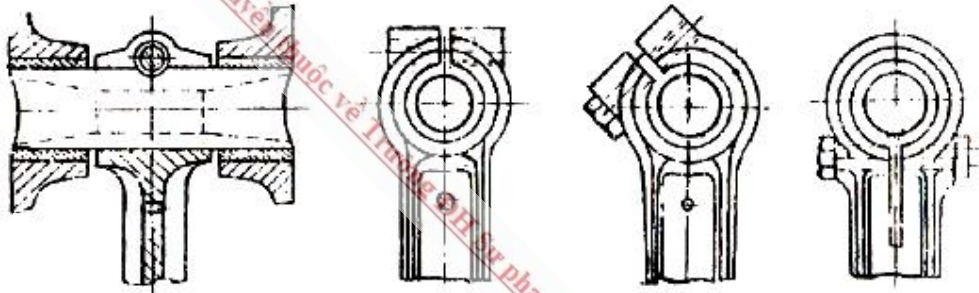
Nhược điểm:

- Do bộ chốt làm ngắn đi, khoảng cách hai gối đỡ tăng nên độ võng của chốt cũng lớn.
- Trên bộ chốt và chốt phải gia công ren nên gây ứng suất tập trung.
- Tình trạng chịu lực và mài mòn của chốt không đều.
- Làm tăng khối lượng chuyển động tịnh tiến do dùng bulông lắp ghép.



Hình 3.37. Lắp cố định chốt piston trên bộ chốt.

2) *Cố định chốt piston trên đầu nhỏ thanh truyền*: Chốt piston được cố định trên đầu nhỏ thanh truyền bằng bulông (chỉ dùng cho piston hợp kim gang) (hình 3.38).



Hình 3.38. Lắp cố định chốt piston trên đầu nhỏ thanh truyền.

Ưu điểm:

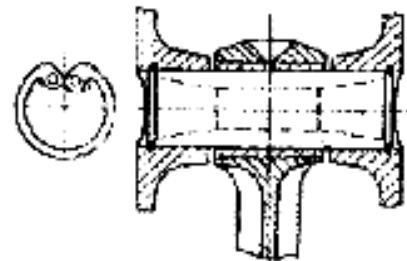
- Có thể làm giảm chiều dài đầu nhỏ thanh truyền và không cần bôi trơn cho đầu nhỏ.
- Tăng chiều dài chốt nên làm giảm độ võng của chốt.

Nhược điểm:

- Vùng chịu lực không đều nên chốt bị mòn không đều.
- Bộ chốt piston thường dùng bạc lót.

3) *Chốt piston lắp tự do*: Chốt piston không cố định trên đầu nhỏ thanh truyền cũng không cố định trên bộ chốt. Trong quá trình làm việc chốt có thể xoay tự do quanh đường tâm và di chuyển dọc trục. Hầu hết các động cơ hiện nay đều dùng phương pháp này vì có rất nhiều ưu điểm:

- Chốt xoay tự do quanh tâm nên mòn đều và mặt chịu lực thay đổi nên ít bị mỏi.
- Nếu vì lý do nào đó làm kẹt chốt với đầu nhỏ hay bộ chốt thì chốt vẫn làm việc như một trong hai phương pháp trên.



Hình 3.39. Chốt piston lắp tự do.

II.1.3. Xéc măng

a) Nhiệm vụ

Xéc măng có nhiệm vụ bao kín không gian buồng cháy trong xy lanh và ngăn không cho dầu bôi trơn đi vào buồng cháy.

Để piston chuyển động dễ dàng trong xy lanh thì giữa piston và xy lanh phải có khe hở nhất định đồng thời phải tổ chức bôi trơn tốt và có độ kín khí cao. Do đó phải dùng xéc măng khí và xéc măng dầu, xéc măng khí có nhiệm vụ bao kín buồng cháy ngăn không cho khí cháy lọt xuống carte còn xéc măng dầu có nhiệm vụ ngăn dầu bôi trơn đi ngược lên buồng cháy.

b) Điều kiện làm việc

Xéc măng làm việc trong điều kiện chịu nhiệt độ cao, chịu va đập mạnh, bị ma sát lớn và ăn mòn hoá học của khí cháy.

- *Chịu nhiệt độ cao:* xéc măng tiếp xúc trực tiếp với khí cháy và do piston truyền nhiệt cho xy lanh qua xéc măng nên xéc măng có nhiệt độ rất cao, nhất là xéc-măng đầu tiên ($623 \div 6730^{\circ}\text{K}$). Nhiệt độ cao làm giảm sức bền cơ học, độ đàn hồi của xéc măng.
- *Chịu lực va đập lớn:* xéc măng lắp trong rãnh bao giờ cũng có một khe hở nhất định do đó khi piston chuyển động sẽ sinh ra lực va đập lớn giữa xéc măng với rãnh xéc măng và lực này càng lớn trên các động cơ cao tốc.
- *Chịu mài mòn:* khi làm việc xéc măng cọ sát vào vách xy lanh sinh ra ma sát lớn, công ma sát của xéc măng khoảng $50 \div 60\%$ toàn bộ công tổn thất của động cơ. Điều này có được do áp suất tiếp xúc của xéc măng với thành xy lanh lớn trong khi điều kiện bôi trơn kém nên độ mài mòn tăng nhanh. Ngoài ra ngay cả khi động cơ không làm việc xéc măng cũng chịu ứng suất lớn.

c) Vật liệu chế tạo

Vật liệu chế tạo xéc măng phải bảo đảm các yêu cầu sau đây:

- Sức bền và độ đàn hồi tốt trong điều kiện làm việc ở nhiệt độ cao.
- Chịu mòn tốt ở điều kiện ma sát lớn.
- Có khả năng kín khí cao với hệ số ma sát nhỏ với mặt xy lanh.

Hiện nay vật liệu tốt nhất để chế tạo xéc măng là gang xám hợp kim do kim loại này có nhiều ưu điểm mà các vật liệu khác không có được:

- Nếu mặt ma sát bị cào xước thì trong quá trình làm việc vết xước tự mất dần và bề mặt được khôi phục như ban đầu.
- Do graphít trong hợp kim gang có khả năng bôi trơn ma sát nên hệ số ma sát nhỏ.
- Ít gây ra ứng suất tập trung sinh ra ở các cùng vết xước.

d) Kết cấu xéc-măng động cơ xăng – động cơ Diesel

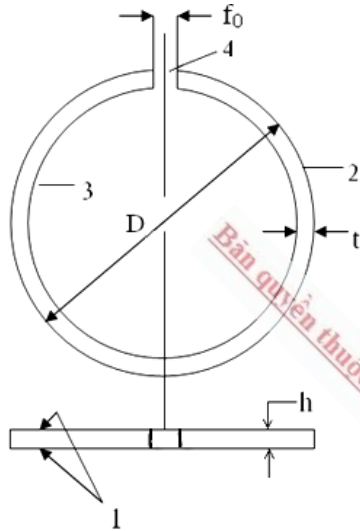
Kết cấu của xéc-măng khí: xéc măng có cấu tạo đơn giản là một vòng thép hở miệng. Đường kính D của xéc măng là đường kính ngoài của xéc măng khi lắp vào trong xy lanh. Kết cấu của xéc măng khí như (hình 3.40).

Trong động cơ, khí cháy có thể lọt xuống các-te theo 3 đường:

- Qua khe hở giữa mặt xy lanh và mặt lưng xéc măng.
- Qua khe hở giữa xéc măng và rãnh xéc măng.
- Qua khe hở phần miệng xéc măng.

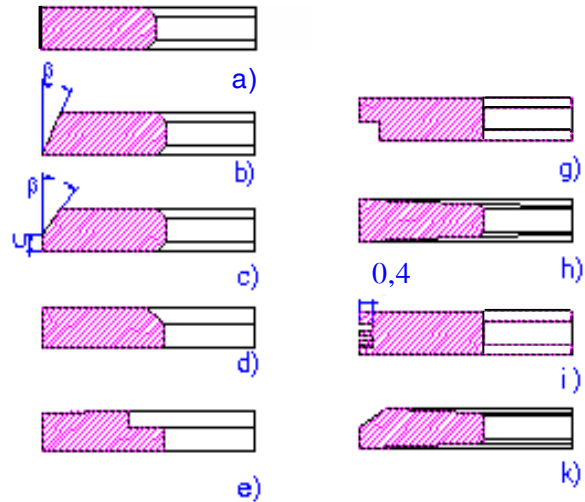
Để tránh lọt khí phải dùng nhiều xéc măng, số lượng xéc măng khí phụ thuộc vào loại động cơ, tốc độ và áp suất trong xy lanh động cơ, động cơ Diesel cần nhiều xéc măng hơn động cơ xăng. Khi lắp các xéc măng khí, cần xoay miệng của các xéc măng lệch nhau 180° .

Kết cấu của xéc măng khí thường chỉ khác nhau ở tiết diện ngang, có rất nhiều kiểu tiết diện ngang khác nhau (hình 3.41).



Hình 3.40. Kết cấu của xéc măng khí.

- 1 – mặt đáy; 2 – mặt lưng; 3 – mặt bụng;
4 – phần miệng; f_0 – khe hở miệng.



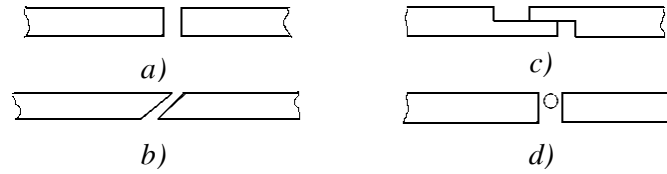
Hình 3.41. Các dạng tiết diện ngang của xéc măng khí.

- Tiết diện hình chữ nhật (a): đây là loại thông dụng nhất và dễ chế tạo nhất.
- Tiết diện hình côn (b, c): mặt lưng xéc măng làm thành mặt côn (góc $\beta = 15 \div 30^\circ$) nhằm tăng áp suất tiếp xúc giữa xéc măng và xy lanh và nâng cao khả năng bao kín.
- Tiết diện không đối xứng (e, g): khi lắp vào xy lanh, mặt lưng vênh lên thành mặt côn làm cho áp suất tiếp xúc cao, ít lọt khí hơn.
- Tiết diện hình thang (h): tuy làm tăng áp suất tiếp xúc, ngoài khả năng tăng áp suất nén trên xy lanh, còn chống kết muội than ở mặt đáy xéc măng nhưng khi bị mòn và khi lực ngang thay đổi thì khe hở mặt đáy tăng lên rất nhanh.

Mặt của xéc măng khí có thể cắt theo nhiều kiểu khác nhau (hình 3.42):

- Loại a: loại này dùng nhiều nhất trong các động cơ hiện nay. Xéc măng cắt theo kiểu này tuy đơn giản, dễ chế tạo nhưng dễ bị lọt khí.
- Loại b: loại này dùng nhiều trong các động cơ cao tốc, hạn chế đáng kể việc lọt khí. Tuy theo yêu cầu từng loại động cơ mà góc nghiêng lớn hay nhỏ.
- Loại c: dùng ở động cơ tốc độ thấp, miệng cắt kiểu này tuy vừa có tác dụng hạn chế lọt khí vừa ngăn dầu nhờn lên buồng cháy nhưng việc chế tạo phức tạp.

- Loại d: dùng cho động cơ 2 kỳ, xéc măng không xoay khi làm việc.

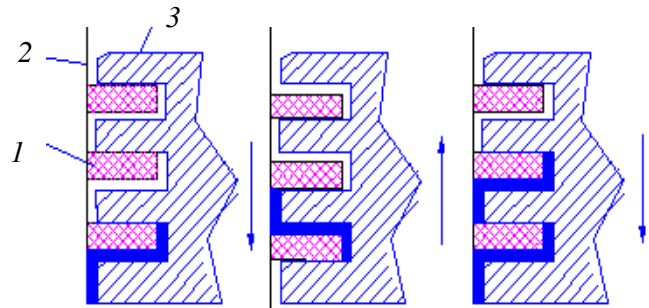


Hình 3.42. Các dạng miệng xéc măng.

Kết cấu của xéc măng dầu và vấn đề ngăn dầu bôi trơn lên buồng cháy:

Trong quá trình làm việc của động cơ đốt trong, xéc măng khí không thể ngăn được dầu nhờn đi vào buồng đốt, ngược lại còn gây ra tác dụng ngược là bơm dầu vào buồng cháy. Điều này được thể hiện trên (hình 3.43).

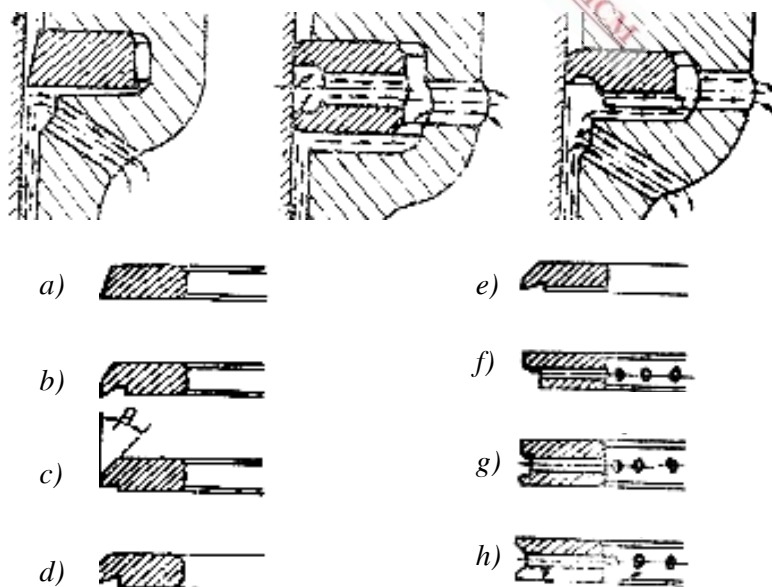
Khi piston đi xuống, xéc măng vét dầu đọng lại trên thành xylanh vào trong rãnh xéc măng. Khi piston đi lên, xéc măng tiếp tục tiếp xúc với rãnh ở mặt dưới và dồn dầu lên phía trên, khi piston đi xuống lần thứ hai, xéc măng lại tiếp xúc ở mặt trên ép dầu lên cao hơn. Cứ như thế dầu nhờn bị đưa lên buồng cháy.



Hình 3.43. Tác dụng bơm dầu của xéc măng khí.

Chính vì vậy, để ngăn không cho dầu bôi trơn lên buồng cháy phải dùng xéc măng dầu. Xéc măng dầu có nhiệm vụ gạt dầu bám trên vách xylanh về carte. Ngoài ra, xéc măng dầu còn phân bố đều trên mặt xylanh một lớp dầu mỏng để bôi trơn tốt cho thành xylanh và piston.

Để làm nhiệm vụ trên, xéc măng dầu có cấu tạo theo nhiều loại khác nhau. Có loại tiết diện hình thang, hình lưỡi dao, loại có xả rãnh thoát dầu. Trong rãnh xéc măng dầu có khoan hoặc phay rãnh thoát dầu và rãnh xéc măng trên piston cũng có các rãnh thoát dầu (hình 3.44).



Hình 3.44. Kết cấu xéc măng dầu và các dạng lỗ thoát dầu trên piston.

II.2. Nhóm thanh truyền

Nhóm thanh truyền gồm có: thanh truyền, bulông thanh truyền và bạc lót thanh truyền.

II.2.1. Nhiệm vụ

Thanh truyền là chi tiết máy kết nối piston với trục khuỷu qua chốt piston. Trong quá trình làm việc nhóm thanh truyền nhận lực tác dụng trên piston truyền cho trục khuỷu làm quay trục khuỷu.

II.2.2. Điều kiện làm việc

Khi động cơ làm việc thanh truyền chịu các lực sau đây:

- Lực khí thể của quá trình nén và cháy – giãn nở trong xylanh.
- Lực quán tính của các chi tiết chuyển động tịnh tiến.
- Lực quán tính của bản thân thanh truyền.

Khi làm việc lực quán tính và lực khí thể thay đổi theo chu kỳ bởi vậy tải trọng tác dụng vào thanh truyền cũng thay đổi và có tính chất va đập mạnh. Thân thanh truyền chịu nén và chịu uốn dưới tác dụng của lực khí thể và lực quán tính.

II.2.3. Vật liệu chế tạo

Do phải truyền lực rất lớn nên vật liệu chế tạo thanh truyền thường là thép cacbon hoặc thép hợp kim. Thông thường, thép cacbon được dùng nhiều vì giá thành thấp và dễ gia công.

- Thanh truyền của động cơ tĩnh tại, tàu thủy tốc độ thấp hay dùng thép cacbon: CT4, CT5, 30, 35, 40 đôi khi dùng thép 40X.
- Thanh truyền của động cơ tàu thủy tốc độ cao và ô tô máy kéo thường dùng thép cacbon 40, 45 và thép hợp kim 40XH, 30XMA, 18XHBA,...
- Động cơ cao tốc, xe đua, ô tô du lịch thường dùng thép hợp kim: 18XHBA, 18XHMA, 12XHBA,...

II.2.4. Kết cấu thanh truyền, bulông và bạc lót thanh truyền

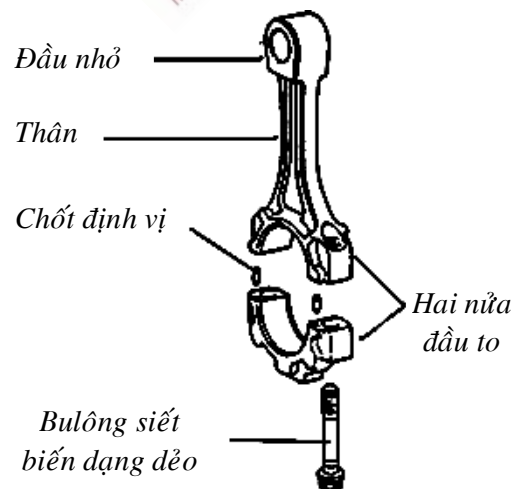
Kết cấu của thanh truyền gồm ba phần như hình 3.45.

- Đầu nhỏ thanh truyền: đầu lắp ghép thanh truyền với chốt piston.
- Thân thanh truyền: phần thanh truyền nối đầu nhỏ với đầu to.
- Đầu to thanh truyền: đầu lắp ghép với chốt khuỷu.

a) Đầu nhỏ thanh truyền

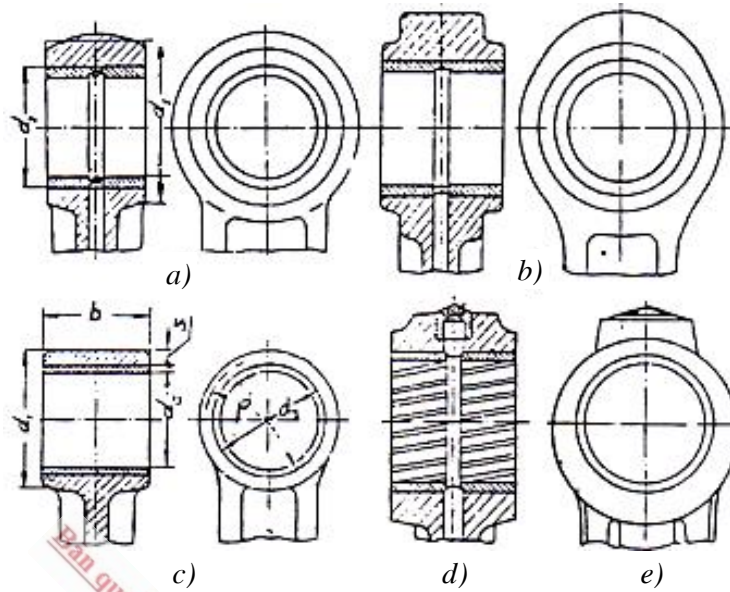
Kết cấu đầu nhỏ thanh truyền phụ thuộc vào kích thước chốt piston và phương pháp lắp ghép chốt piston với đầu nhỏ thanh truyền (hình 3.46).

1) Chốt piston lắp tự do: đầu nhỏ thanh truyền có dạng hình trụ rỗng. Thanh truyền của động cơ cỡ lớn thường dùng đầu nhỏ dạng cung tròn đồng tâm (hình 3.46b), đôi khi dùng kiểu ôvan để tăng độ cứng của đầu nhỏ (hình 3.46b).



Hình 3.45. Kết cấu thanh truyền.

Trong những động cơ máy bay, động cơ xăng dùng trên ô tô, đầu nhỏ của thanh truyền có dạng hình trụ mỏng (hình 3.46c).



Hình 3.46. Kết cấu các dạng đầu nhỏ thanh truyền khi chốt piston lắp tự do.

Khi lắp chốt piston tự do, do có sự chuyển động tương đối giữa chốt piston và đầu nhỏ thanh truyền nên phải chú ý bôi trơn mặt ma sát. Thông thường dầu bôi trơn được đưa lên mặt chốt piston và bạc lót đầu nhỏ bằng đường dẫn dầu khoan dọc theo thân thanh truyền.

Trong động cơ hai kỳ đầu nhỏ thanh truyền luôn luôn chịu lực nén, do đó dầu bôi trơn được đưa lên bề mặt chốt piston phải có áp suất cao và để giữ được dầu bôi trơn, trên bạc lót đầu nhỏ thanh truyền thường có các rãnh chéo để chứa dầu bôi trơn (hình 3.46d).

Trong những động cơ làm mát đỉnh piston bằng cách phun dầu nhờn vào mặt dưới của đỉnh piston, trên đầu nhỏ thanh truyền phải bố trí lỗ phun dầu. Dầu sau khi bôi trơn bề mặt bạc lót và chốt piston sẽ phun qua lỗ phun vào mặt dưới đỉnh piston để làm mát đỉnh (hình 3.46d).

Khi chốt piston lắp tự do, đầu nhỏ phải có bạc lót bằng đồng hoặc bằng thép có tráng lớp hợp kim chống mòn. Chiều dày của bạc vào khoảng $(0,080 \div 0,085).d_c$ (d_c – là đường kính chốt piston).

2) Chốt piston cố định trên đầu nhỏ thanh truyền.

Để lắp ghép được dễ dàng, người ta thường dùng đầu nhỏ thanh truyền có dạng kết cấu hở miệng và dùng bulông để cố định chốt piston trên đầu nhỏ.

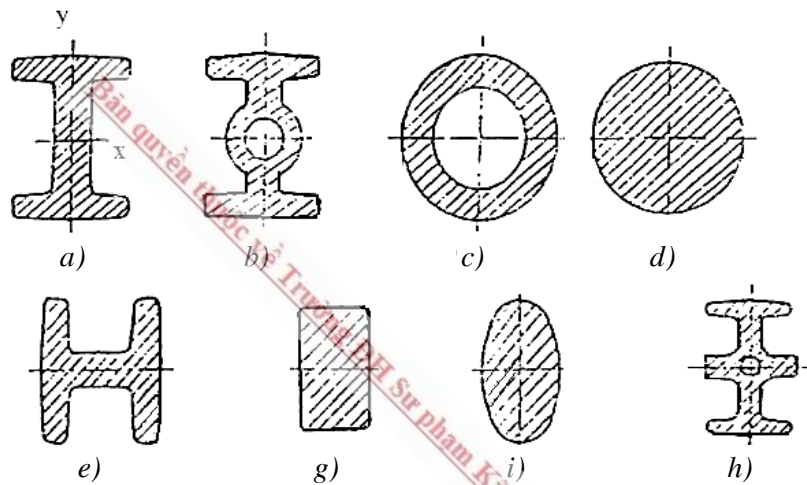
Tuy trong trường hợp này đầu nhỏ thanh truyền không cân bằng khi chuyển động nhưng sự mất cân bằng do khối lượng đầu nhỏ phân bố không đối xứng gây ra thường ảnh hưởng rất ít đến sức bền của đầu nhỏ. Kết cấu đầu nhỏ dạng này gặp khó khăn và phức tạp khi chế tạo nên hiện nay ít được sử dụng.

b) Thân thanh truyền

Chiều dài của thân thanh truyền được tính từ tâm đầu nhỏ đến đầu to thanh truyền. Thân thanh truyền chịu lực phức tạp: lực quán tính, kéo, nén, uốn,... để phù hợp với tình hình chịu lực, thanh truyền có cấu tạo một đầu to và một đầu nhỏ.

Thân thanh truyền có nhiều tiết diện khác nhau (hình 3.47):

- Hình c, d (thân thanh truyền có tiết diện tròn): Loại này dễ gia công nhưng sử dụng vật liệu chế tạo không hợp lý do khi làm việc lực sinh ra theo mặt phẳng lắc của thanh truyền lớn gấp 4 lần so với mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng lắc nên loại này chỉ phù hợp cho động cơ tĩnh tại, động cơ tàu thủy có tốc độ thấp.
- Hình g, I (dạng tiết diện hình chữ nhật hay ôvan): Loại này dễ chế tạo, được dùng nhiều trong xe gắn máy, động cơ ô tô cỡ nhỏ.
- Hình e: (tiết diện hình chữ H): loại này tương đối cứng vững.
- Hình a, b (tiết diện hình chữ I): là loại phân bố vật liệu hợp lý nhất vì nó bảo đảm độ cứng vững mà trọng lượng lại giảm.
- Hình h (tiết diện hình chữ I): có khoan lỗ dầu bôi trơn ở giữa và có gân tăng cường suốt chiều dài thanh truyền, đường kính lỗ dầu khoảng $4 \div 8$ mm. Công nghệ gia công khó khăn nên thông thường người ta gắn ống dẫn dầu bôi trơn ngoài thân.



Hình 3.47. Các dạng tiết diện của thân thanh truyền.

c) Đầu to thanh truyền

Đầu to của thanh truyền bao gồm 2 nửa ôm lấy chốt khuỷu. Để chống mòn và thuận tiện trong bảo dưỡng, sửa chữa người ta dùng hai nửa bạc lót lắp vào hai nửa đầu to thanh truyền. Mặt làm việc của bạc lót được tráng lớp hợp kim chống mòn.

Để đảm bảo tính năng làm việc tốt, đầu to thanh truyền cần bảo đảm các yêu cầu sau:

- Bảo đảm cứng vững để bạc lót không bị biến dạng.
- Phải nhỏ gọn để giảm lực quán tính.
- Giữa đầu to và thân có góc lượn để tránh gây ứng suất tập trung.
- Thuận lợi cho việc lắp ghép với chốt khuỷu, đầu to thanh truyền được làm thành hai nửa, nửa trên liền với thân thanh truyền và nửa dưới làm thành nắp đầu to thanh truyền. Hai nửa đầu to thanh truyền được lắp ghép bằng bulông hoặc gụông.

Thông thường, mặt phân chia hai nửa đầu to thanh truyền vuông góc với đường tâm thanh truyền, song có khi người ta cắt nghiêng với góc $30 \div 60^\circ$. Sở dĩ phải cắt nghiêng để khắc phục tình trạng bulông thanh truyền chịu lực cắt.

d) Bulông thanh truyền

Trong động cơ, bulông thanh truyền là một chi tiết nhỏ nhưng rất quan trọng. Vì khi bulông thanh truyền bị đứt, động cơ sẽ bị hư hỏng nặng và có thể gây tai nạn lao động đối người vận hành.

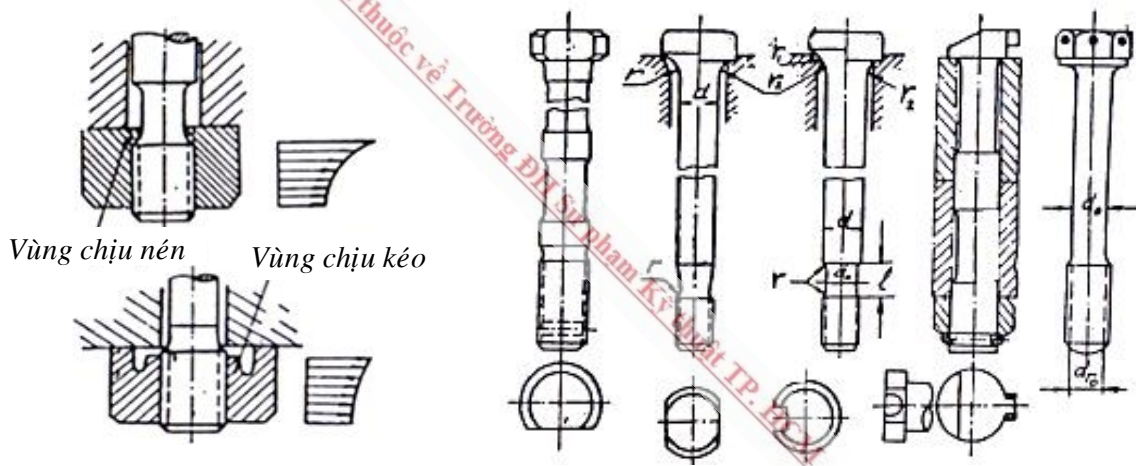
Trong quá trình làm việc bulông thanh truyền chịu các lực sau:

- Lực siết ban đầu khi lắp ghép.
- Lực tác dụng trong quá trình làm việc của động cơ gồm lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến và lực quán tính của khối lượng chuyển động quay.

Do tầm quan trọng của bulông thanh truyền như vậy nên cần chú ý lựa chọn vật liệu, kết cấu và biện pháp gia công để đảm bảo bulông thanh truyền chịu được sức bền mỗi lớn nhất. Vật liệu dùng để chế tạo bulông thanh truyền thường là thép hợp kim.

Tải trọng tác dụng lên bulông thanh truyền thay đổi theo chu kỳ và có trị số rất lớn, nhất là ở động cơ bốn kỳ. Khi thiết kế và chế tạo phải tìm mọi biện pháp để đảm bảo bulông thanh truyền có đủ sức bền và độ cứng vững, nhất là phải có sức bền mỏi cao.

Vì vậy để nâng cao sức bền và tuổi thọ của bulông thanh truyền, khi thiết kế nên lưu ý một số vấn đề:



Hình 3.48. Các dạng kết cấu của bulông thanh truyền.

1) Thiết kế sao cho bulông thanh truyền chỉ chịu lực kéo, tránh các lực cắt và uốn tác dụng trên bulông thanh truyền. Muốn vậy cần phải thực hiện các biện pháp sau:

- Gia công bề mặt tựa của đầu bulông và đai ốc thanh truyền vuông góc với đường tâm thanh truyền khiến cho khi lắp ghép bulông thanh truyền không chịu uốn do mặt tiếp xúc bị kên.
- Hình dạng đầu bulông cố gắng làm đối xứng và mặt ren ốc phải đồng tâm với đường tâm bulông thanh truyền để phương đường kéo bulông trùng với đường tâm bulông khiến cho khi siết bulông không gây ra phản mômen uốn phụ.

2) Tăng sức bền chống mỏi của bulông thanh truyền bằng các biện pháp kết cấu như sau:

- Ở những chỗ thay đổi kích thước đường kính bulông cũng như phần nối tiếp thân bulông với đầu bulông, thân bulông với đoạn ren đều cần phải có góc lượn để giảm ứng suất tập trung. Bán kính góc lượn thường vào khoảng $0,2 \div 1$ mm.

- Để tăng sức bền chống mỏi của bulông thanh truyền, ở phần thân nối với ren thường làm thắt lại một ít.
- Dùng loại đai ốc chịu kéo để giảm ứng suất trên các mối ren. Chiều dài của đoạn ren trên bulông thanh truyền vừa đủ, sao cho có thể vặn lút hết vào đai ốc để giảm ứng suất cho mối ren thứ nhất.
- Qui định lực siết bulông thanh truyền đúng giá trị cần thiết và khi lắp ghép dùng cần siết chỉ lực để siết đúng lực và đều. Các đai ốc thanh truyền sau khi đã siết chặt thường dùng chốt chặn để hãm chặt.
- Tăng độ cứng vững của nắp đầu to thanh truyền để giảm lực tác dụng trên bulông thanh truyền.

3) Tăng sức bền của bulông thanh truyền bằng các biện pháp công nghệ như:

- Mài bóng toàn bộ bulông thanh truyền.
- Dùng các loại thép hợp kim tốt, nhiệt luyện để có đạt độ cứng HRC 26-332 và ram ở nhiệt độ cao để đạt tính dẻo.
- Có thể dùng các biện pháp gia công đặc biệt như lăn cán ren để chế tạo ren ốc. Sức bền của loại ren chế tạo bằng phương pháp cán lớn hơn gấp 2 ÷ 3 lần loại ren tiện.

e) Bạc lót thanh truyền

Trong động cơ ô tô cũng như trong động cơ tàu thủy đa số ổ trục đều là ổ trượt. Vì vậy đầu to thanh truyền cũng như ở ổ trục khuỷu đều thường dùng bạc lót có tráng lớp hợp kim chịu mòn.

Do đầu to thanh truyền được làm thành hai nửa nên bạc lót đầu to thanh truyền cũng được cắt thành hai nửa. Bạc lót thanh truyền gồm có gộp bạc bằng thép ở hai phía ngoài và lớp hợp kim chịu mòn được tráng trên mặt trong của bạc.

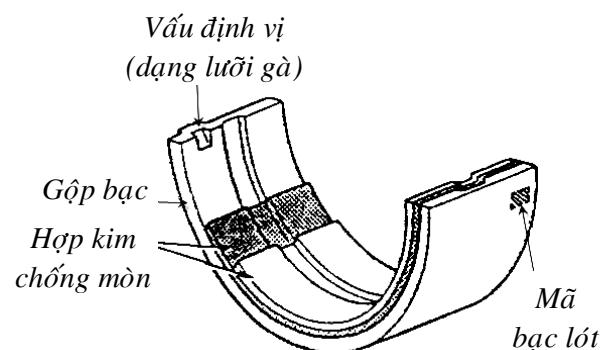
Hợp kim chịu mòn đúc tráng lên đầu to thanh truyền có thể theo hai kiểu sau đây:

- Tráng trực tiếp hợp kim chịu mòn lên đầu to thanh truyền.
- Tráng hợp kim chịu mòn lên bạc lót.

Tùy theo chiều dày của lớp hợp kim chịu mòn, bạc lót có thể chia thành hai loại: bạc lót dày và bạc lót mỏng. Bạc lót dày hay mỏng đều gồm hai phần: gộp bạc lót và lớp hợp kim chịu mòn tráng trên mặt trong của gộp bạc.

- Bạc lót dày là bạc lót có chiều dày của gộp bạc từ 3 ÷ 6mm, lớp hợp kim chịu mòn dày khoảng 1,5 ÷ 3mm.
- Bạc lót mỏng là bạc lót có chiều dày của gộp bạc từ 0,9 ÷ 3mm, lớp hợp kim chịu mòn dày 0,4 ÷ 0,7mm (đa số động cơ đốt trong hiện nay đều dùng loại bạc lót mỏng).

Trên mỗi nửa bạc lót đều có lưới gà để định vị bạc lót trên đầu to thanh truyền.



Hình 3.49. Kết cấu bạc lót.

Hai nửa bạc lót được lắp căng vào 2 nửa đầu to thanh truyền. Để có độ căng khi lắp ghép thì đường kính ngoài của bạc lót lớn hơn đường kính đầu to khoảng $0,03 \div 0,04$ mm.

Khe hở giữa bạc lót với má khuỷu không được lớn hơn $0,15 \div 0,25$ mm. Khe hở này lớn thì dầu bôi trơn sẽ văng ra ngoài, không bảo đảm màng dầu bôi trơn ở trục.

II.3. Trục khuỷu

Trục khuỷu là một trong những chi tiết máy quan trọng nhất, cường độ làm việc lớn nhất và giá thành cao nhất của động cơ đốt trong.

Khối lượng của trục khuỷu thường chiếm từ $7 \div 15$ khối lượng của động cơ. Giá thành của trục khuỷu thường chiếm khoảng $25 \div 30\%$ giá thành toàn bộ động cơ.

II.3.1. Nhiệm vụ

Khi động cơ làm việc, trục khuỷu có nhiệm vụ tiếp nhận lực của piston do thanh truyền chuyển tới và biến đổi lực ấy thành moment xoắn, truyền đến các cơ cấu truyền động. Ngoài ra, trục khuỷu còn dẫn động các cơ cấu còn lại và một vài thiết bị phụ như : bơm cao áp, quạt gió,...

II.3.2. Điều kiện làm việc

Trong quá trình làm việc trục khuỷu chịu tác dụng của lực khí thể, lực quán tính của khối lượng chuyển động thẳng (P_j), khối lượng chuyển động quay (P_k). Các lực trên thay đổi theo chu kỳ và gây ra ứng suất uốn, xoắn lên trục khuỷu làm cho các cổ trục khuỷu bị mài mòn.

Ngoài ra trong quá trình làm việc trục khuỷu chịu va đập và rung xóc mạnh làm cho động cơ bị mất cân bằng.

Để đảm bảo tính năng làm việc tốt và tuổi thọ của trục khuỷu, phải đảm bảo các yêu cầu sau:

- Độ bền, độ cứng vững cao nhưng trọng lượng nhỏ và ít mòn.
- Có độ chính xác gia công cao, cổ trục mài bóng và có độ cứng cao.
- Không xảy ra hiện tượng dao động cộng hưởng ở tốc độ sử dụng.
- Kết cấu của trục khuỷu phải đảm bảo tính cân bằng đồng thời dễ chế tạo.

II.3.3. Vật liệu chế tạo

Vật liệu dùng chế tạo trục khuỷu hiện nay là thép cacbon có thành phần cacbon trung bình như các loại thép $40 \div 45$. Trong các động cơ tốc độ cao hoặc phụ tải lớn, trục khuỷu thường dùng thép hợp kim mangan hoặc thép hợp kim niken – crom.

Loại thép cacbon được dùng phổ biến nhất vì nó có các ưu điểm sau:

- Hệ số ma sát của thép cacbon lớn hơn của thép hợp kim, vì vậy nó có khả năng giảm dao động xoắn vì vậy biên độ dao động xoắn nhỏ hơn và làm cho ứng suất xoắn nhỏ.
- Thép cacbon rẻ tiền hơn thép hợp kim nên giá thành của trục khuỷu dùng thép cacbon cũng thấp hơn.

II.3.4. Kết cấu trục khuỷu

Hình dạng kết cấu trục khuỷu phụ thuộc vào số xylanh, cách bố trí xylanh, số kỳ của động cơ và thứ tự làm việc của các xylanh. Dựa vào kết cấu, trục khuỷu có hai loại: trục khuỷu nguyên và trục khuỷu ghép.

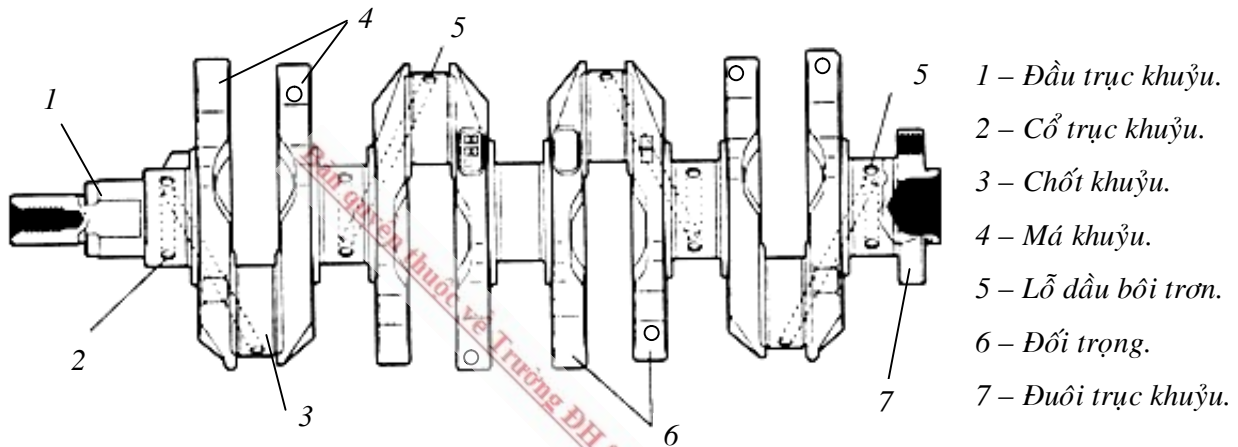
a) Trục khuỷu nguyên

Trục khuỷu nguyên là loại trục khuỷu có các bộ phận cổ trục, má khuỷu, chốt khuỷu,... làm liền với nhau thành một khối. Loại này thường dùng trong các loại động cơ cỡ nhỏ và trung bình.

b) Trục khuỷu ghép

Loại trục khuỷu ghép thường chế tạo riêng từng bộ phận: cổ trục, chốt khuỷu, má khuỷu,... ghép lại với nhau hoặc làm cổ trục riêng rồi ghép với khuỷu. Trục khuỷu trong một vài động cơ lớn, đôi khi được chế tạo thành từng đoạn (mỗi đoạn gồm vài trục khuỷu) rồi lắp nối lại với nhau bằng mặt bích.

Trục khuỷu bao gồm các phần: Đầu trục khuỷu, cổ trục khuỷu, chốt khuỷu, má khuỷu, đối trọng và đuôi trục khuỷu. (hình 3.50)



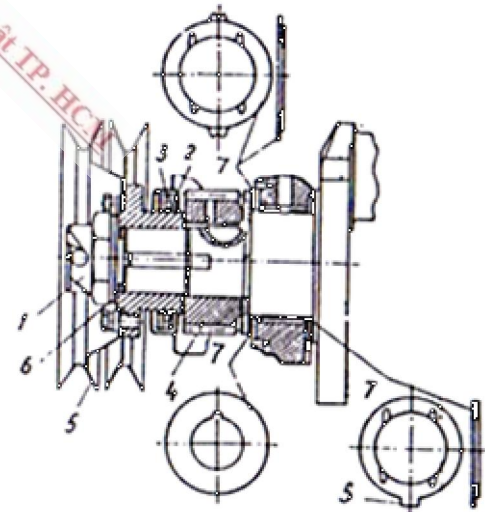
Hình 3.40. Kết cấu các phần của trục khuỷu nguyên.

1) Đầu trục khuỷu

Đầu trục khuỷu thường dùng để lắp bánh răng dẫn động bơm nước, bơm dầu bôi trơn, bơm cao áp, bánh đai dẫn động quạt gió và đai ốc khởi động để khởi động. Các bánh răng chủ động hoặc bánh đai dẫn động lắp trên đầu trục khuỷu theo kiểu lắp căng hoặc lắp trung gian và đều có then bán nguyệt.

Ngoài các bộ phận thường gặp kể trên, trong một số động cơ, người ta có lắp bộ giảm dao động xoắn của hệ trục khuỷu ở đầu trục khuỷu. (hình 3.41)

Tác dụng của thiết bị dập tắt dao động xoắn là khi trục khuỷu quay, ở phần đầu thường xuất hiện những lực xoắn biến thiên. Dao động xoắn làm giảm công suất của động cơ, làm hao mòn cặp bánh răng phân phối và đôi khi có thể gãy trục khuỷu. Khi xuất hiện các dao động xoắn thì vô lăng của thiết bị dập dao động xoắn quay đều và đầu trục sẽ trượt đối với vô-lăng, khi đó dưới tác dụng của lực ma sát xuất hiện giữa vô-lăng và đĩa ma sát sẽ làm giảm biên độ dao động.



Hình 3.41. Kết cấu phân đầu trục khuỷu.

- 1 – đai ốc khởi động; 2 – vành ngăn dầu.
- 3 – phốt dầu; 4 – bánh răng chủ động.
- 5 – bánh đai dẫn động; 6 – đệm hãm
- 7 – ổ chắn dọc trục.

1) Cổ trục khuỷu

Cổ trục khuỷu nằm trên cùng đường tâm với đầu trục khuỷu. Các cổ trục khuỷu thường có cùng một kích thước đường kính, đường kính cổ trục chọn theo kết quả của việc tính toán sức bền, điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn và qui định về thời gian sử dụng động cơ.

Trong một vài loại động cơ, đường kính cổ trục làm lớn theo chiều từ đầu đến đuôi trục để đảm bảo sức bền và khả năng chịu lực của cổ trục được đồng đều hơn. Tuy nhiên đường kính cổ trục khác nhau sẽ gây ra nhiều phiền phức khi sửa chữa cũng như khi gia công, lắp ráp, nên ngày nay không dùng nữa.

Kích thước của cổ trục khuỷu của động cơ thường nằm trong phạm vi sau:

- Động cơ cơ xăng thường nằm trong phạm vi $d_{ct} = (0,65 \div 0,80)D$.
- Động cơ Diesel thường nằm trong phạm vi $d_{ct} = (0,7 \div 0,85)D$.

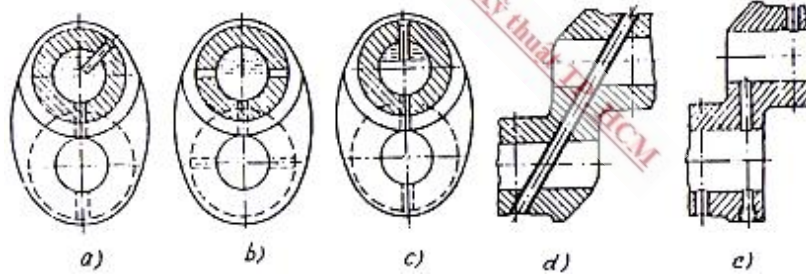
Trong đó: D – đường kính xylanh.

d_{ct} – đường kính ngoài của cổ trục.

3) Chốt khuỷu

Trên hầu hết động cơ, đường kính chốt khuỷu bằng đường kính cổ trục. Tuy nhiên trên các động cơ có tốc độ cao đường kính chốt khuỷu có thể nhỏ hơn đường kính cổ trục một ít để giảm lực quán tính chuyển động quay.

Để giảm trọng lượng, chốt khuỷu thường khoan rỗng (đôi khi cổ trục cũng được làm rỗng) để chứa dầu bôi trơn bạc lót đầu to thanh truyền. Lỗ rỗng trong chốt khuỷu có thể bố trí đồng tâm hay lệch tâm với chốt khuỷu. Giữa chốt khuỷu và cổ trục khuỷu thường có đường dầu liên hệ thông qua má khuỷu (hình 3.42).



Hình 3.42. Chốt khuỷu rỗng và các dạng đường dầu bôi trơn.

4) Má khuỷu

Má khuỷu là bộ phận liên kết chốt khuỷu và cổ trục khuỷu. Hình dạng má khuỷu có nhiều dạng khác nhau, phụ thuộc chủ yếu vào loại động cơ, tốc độ động cơ. Các dạng má khuỷu thường thấy như hình chữ nhật, hình tròn, elip,...

Khi thiết kế người ta cố gắng giảm trọng lượng của má khuỷu.

Trong động cơ cao tốc, để giảm lực quán tính, giảm độ mài mòn của piston – xylanh đồng thời tăng sức bền và độ cứng vững của trục khuỷu, người ta thường giảm tỷ số $\frac{S}{D}$.

Trong đó: S – hành trình của piston và D – Đường kính xylanh.

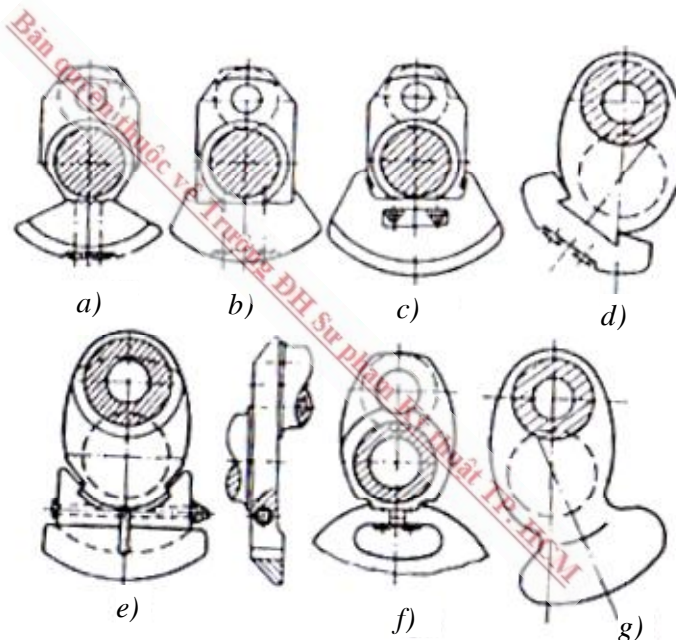
5) Đối trọng

Đối trọng lắp trên trục khuỷu có các tác dụng để cân bằng các lực và các mômen quán tính không cân bằng của động cơ. Ngoài ra đối trọng còn có tác dụng giảm tải cho các cổ trục, làm cho cổ trục không chịu ứng suất uốn do mômen của lực quán tính tạo ra.

Đối trọng được tính toán và bố trí trên trục khuỷu động cơ sao cho vừa bảo đảm cân bằng tốt vừa gọn, không ảnh hưởng đến kích thước của hộp trục khuỷu.

Đối trọng lắp với má khuỷu theo 3 cách (hình 3.43)

- Làm liền với má khuỷu: thường dùng cho động cơ ô tô, động cơ xăng có công suất nhỏ (hình 3.43g).
- Đối trọng làm riêng sau đó hàn đối trọng vào má khuỷu: cách này dễ gây biến dạng trục khuỷu nên ít dùng.
- Đối trọng được làm riêng rồi lắp lên má khuỷu bằng bulông: cách này thường dùng nhất (hình 3.43a, b, c, d, e, f).



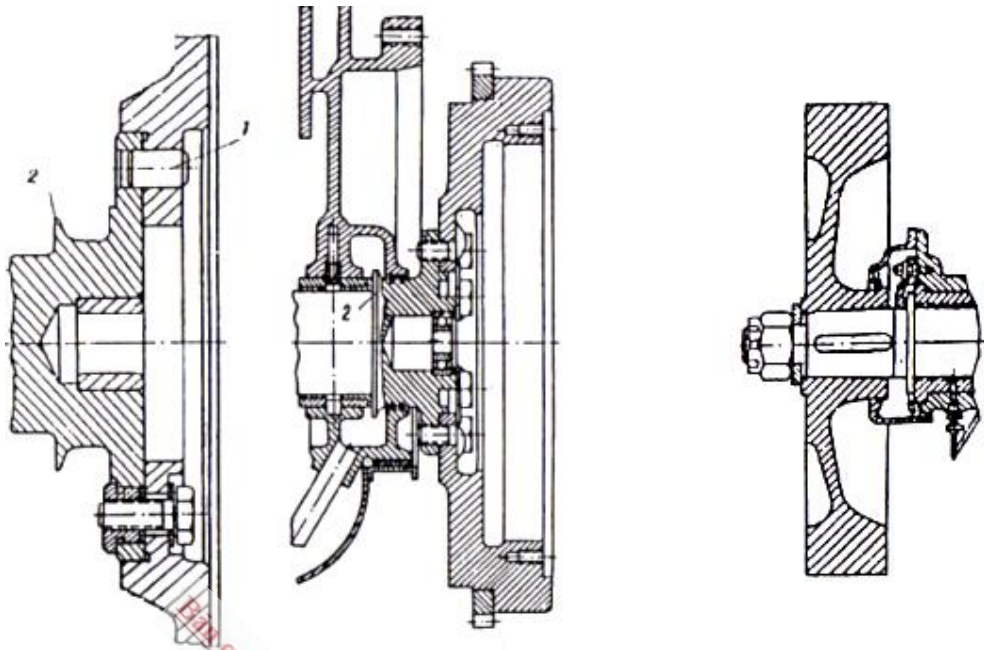
Hình 4.43. Đối trọng và cách lắp đối trọng với má khuỷu.

6) Đuôi trục khuỷu

Đuôi trục khuỷu của động cơ thường lắp với các chi tiết để dẫn động công suất động cơ ra ngoài (bánh đà, khớp nối,...). Đa số các động cơ, đuôi trục khuỷu thường có mặt bích hoặc mặt côn để lắp bánh đà. Trên các động cơ tàu thủy, đuôi trục khuỷu thường làm thành hình côn có độ côn nhỏ, trên mặt côn có rãnh then để định vị và lắp bánh đà (hình 3.44).

Trục khuỷu và trục thu công suất thường đồng tâm với nhau và được lắp với nhau bằng khớp nối mềm. Khi trục thu công suất lắp song song với trục khuỷu, phải dùng đai truyền và bánh đai lắp trên đuôi trục khuỷu để dẫn động.

Ngoài các phần kết cấu trên, phần đuôi trục khuỷu còn có các bộ phận đặt biệt như: bánh răng dẫn động cơ cấu phụ, vành chắn dầu, ren hồi dầu và ổ chắn dầu để khống chế dịch chuyển theo chiều trục của trục khuỷu.



Hình 3.44. Đuôi trục khuỷu có mặt côn và mặt bích để lắp bánh đà.
1 – chốt định vị; 2 – vành ngăn dầu

II.4. BÁNH ĐÀ

II.4.1. Nhiệm vụ

Trong động cơ đốt trong, bánh đà có công dụng chủ yếu sau:

- Đảm bảo tốc độ quay đồng đều của trục khuỷu động cơ.
- Trong quá trình làm việc, bánh đà tích trữ năng lượng dư sinh ra trong quá trình sinh công để bù đắp phần năng lượng thiếu hụt trong các hành trình tiêu hao công.
- Trong những động cơ có tỷ số nén cao, số xy lanh ít và khởi động động cơ bằng phương pháp quán tính, bánh đà tích trữ năng lượng khởi động động cơ.
- Trong một số loại động cơ cỡ nhỏ làm mát bằng gió, các cánh quạt gió được đúc liền ngay trên mặt bánh đà, lúc náy bánh đà có tác dụng như một quạt gió. Trong các loại động cơ này, trên bánh đà thường gắn nam châm vĩnh cửu để tạo ra nguồn điện, do đó bánh đà có tác dụng như một stato quay của máy phát điện xoay chiều.
- Ngoài ra bánh đà còn là nơi để ghi lại những kí hiệu ĐCT, ĐCD, đánh lửa sớm,...

II.4.2. Điều kiện làm việc

Khi động cơ làm việc, bánh đà chịu tác dụng của mômen quay không đồng đều từ trục khuỷu động cơ, ngoài ra bánh đà còn chịu lực quán tính rất lớn do trọng lượng bản thân lớn và chuyển động với tốc độ cao (bằng với tốc độ động cơ).

II.4.3. Vật liệu chế tạo

Bánh đà của động cơ đốt trong tốc độ thấp và trung bình thường đúc bằng các loại gang xám. Bánh đà của động cơ tốc độ cao, ($n > 4.500$ v/ph) thường đúc hoặc dập bằng thép cacbon có thành phần cacbon thấp.

II.4.4. Kết cấu của bánh đà

Kết cấu của bánh đà tùy thuộc vào kiểu loại động cơ. Số xylanh càng nhiều thì bánh đà càng nhỏ. Bánh đà của động cơ dùng trên ô tô thường có kích thước nhỏ gọn hơn bánh đà của động cơ tĩnh tại và tàu thủy.

Kích thước cơ bản của bánh đà là đường kính ngoài của nó. Nếu đảm bảo cùng một mômen bánh đà như nhau thì bánh đà có đường kính càng lớn sẽ càng nhẹ, càng tốn ít vật liệu để chế tạo. Tuy vậy đường kính ngoài của bánh đà bị hạn chế bởi điều kiện bố trí chung của động cơ, nhất là các loại động cơ dùng trên ô tô máy kéo. Đường kính ngoài bánh đà của động cơ ô tô thường không vượt quá $300 \div 450\text{mm}$; đường kính ngoài bánh đà của động cơ máy kéo thường không vượt quá $350 \div 650\text{mm}$. Nếu muốn tăng mômen bánh đà, có thể tăng chiều dày hoặc tiết diện của vành đai bánh đà.

Dựa theo kết cấu, bánh đà được chia ra thành ba loại:

a) Bánh đà dạng đĩa

Bánh đà có dạng như một đĩa tròn có chiều dày đồng đều. Phần moayơ của bánh đà lắp ghép với mặt bích trên đuôi trục khuỷu bằng bulông, số lượng bulông thường từ $6 \div 8$ và có chốt định vị bánh đà hoặc các lỗ bulông bố trí không đối xứng để khi lắp không lắp sai vị trí làm việc (hình 3.45).

Trên bánh đà của các động cơ khởi động bằng động cơ điện còn có lắp vành răng để khởi động. Vành răng này cố định trên bánh đà bằng cách ép nóng có độ dôi lớn hoặc ép nóng có độ dôi nhỏ kết hợp với bulông.

Mặt ma sát của bánh đà là một trong những mặt làm việc của bộ ly hợp lắp trên bánh đà. Khi làm việc mặt ma sát trên bánh đà tiếp xúc với mặt làm việc của tấm ma sát.

Loại bánh đà dạng đĩa có moment bánh đà không lớn lắm nên chỉ thích hợp dùng cho động cơ nhiều xylanh và động cơ tốc độ cao trên ô tô. Đối với các loại động cơ có ít xylanh và tốc độ thấp thường dùng bánh đà dạng vành.



Hình 3.45. Bánh đà dạng đĩa.

b) Bánh đà dạng vành

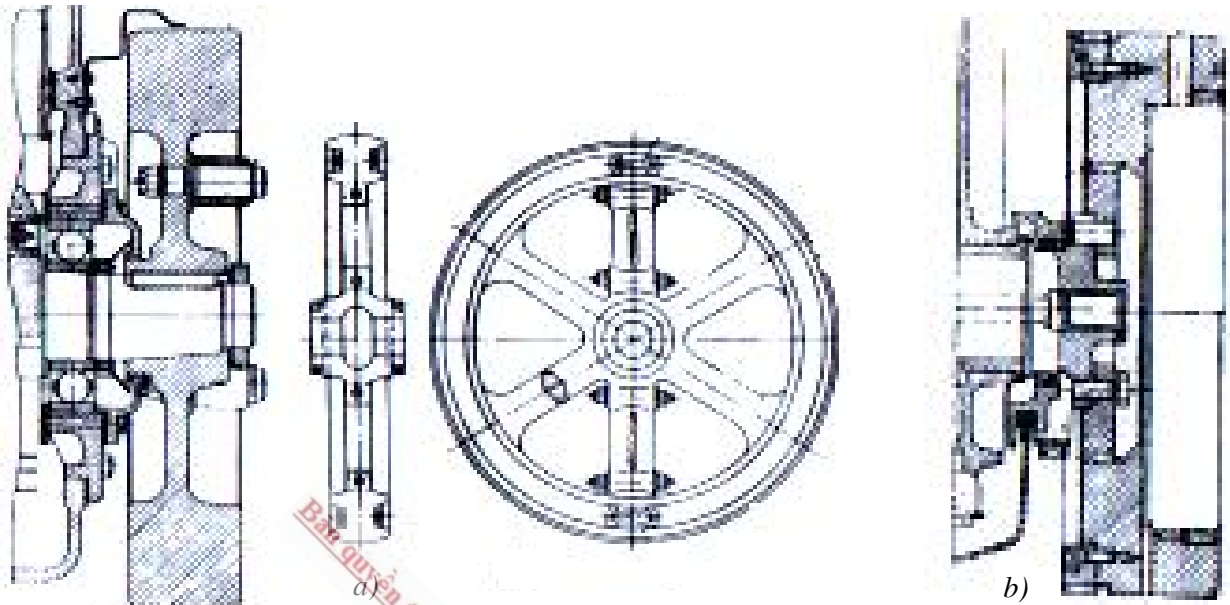
Kết cấu này đảm bảo bánh đà có mômen bánh đà lớn mà trọng lượng bánh đà nhỏ, khối lượng của vành bánh đà chiếm khoảng $80 \div 90\%$ khối lượng bánh đà. Phần vành liên kết với phần ổ bánh đà bằng tấm mỏng hoặc bằng nan hoa có tiết diện hình ôvan hoặc chữ thập. Loại bánh đà này thường lắp ghép với trục khuỷu bằng mặt côn, có then định vị.

Do bánh đà có kích thước khá lớn (trên 3m) nên để chế tạo được dễ dàng, có khi người ta thường đúc bánh đà thành hai nửa rồi dùng bulông lắp ghép lại với nhau (hình 3.46a).

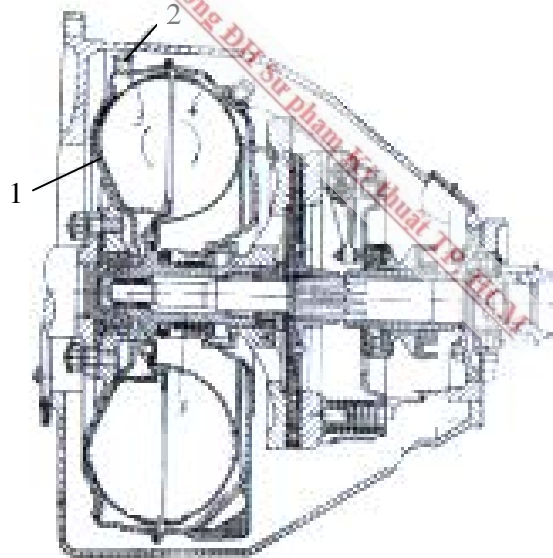
c) Bánh đà dạng chậu

Về kết cấu, bánh đà dạng chậu chỉ khác bánh đà dạng đĩa ở chỗ nó có thêm phần vành đúc liên với đĩa. Bánh đà của các động cơ Diesel máy kéo thường dùng kết cấu này, loại bánh đà này có sức bền và mômen bánh đà lớn và do phần đĩa có mặt ma sát rất dày nên tuổi thọ khá lớn (hình 3.46b).

Ngoài các loại trên, ở các loại động cơ xe du lịch cao cấp hiện nay dùng bộ ly hợp thủy lực, bánh đà có kết cấu khá đặc biệt (hình 3.47).



Hình 3.46. Bánh đà dạng vành (a) và bánh đà dạng chấu (b).



Hình 3.47. Bánh đà của của động cơ dùng bộ ly hợp thủy lực.

III. CƠ CẤU PHÂN PHỐI KHÍ

III.1. Nhiệm vụ, phân loại và yêu cầu

III.1.1. Nhiệm vụ

Cơ cấu phân phối khí trên động cơ đốt trong có nhiệm vụ thực hiện quá trình thay đổi môi chất: thải sạch sản vật cháy ra khỏi xylanh và nạp đầy môi chất mới (không khí hoặc hoà khí) vào xylanh giúp cho động cơ làm việc liên tục.

III.1.2. Phân loại

Trên động cơ đốt trong thường dùng các loại cơ cấu phối khí sau:

- Cơ cấu phân phối khí kiểu supap: dùng supap đóng mở lỗ nạp và lỗ thải.
- Cơ cấu phân phối khí kiểu van trượt: đa số sử dụng trên động cơ hai kỳ, piston đóng vai trò như một van trượt điều khiển đóng mở lỗ nạp và lỗ thải.
- Cơ cấu phân phối khí kiểu phối hợp: kết hợp hai kiểu trên, vừa có supap vừa có van trượt, được sử dụng trên các động cơ hai kỳ quét thẳng.

Trong các loại cơ cấu phân phối khí trên, cơ cấu phân phối khí kiểu supap được dùng rộng rãi nhất hiện nay. Cơ cấu phân phối khí này bao gồm các chi tiết: cặp bánh răng dẫn động, trục cam, con đội, lò xo supap, supap, ống dẫn hướng (ống kèm supap), hệ thống đĩa đẩy,...

III.1.3. Yêu cầu

Để đảm bảo tính năng làm việc của động cơ, cơ cấu phân phối khí phải thoả mãn các yêu cầu:

- Đóng mở đúng thời gian quy định và đảm bảo độ kín khít.
- Độ mở đủ lớn để dòng khí lưu thông.
- Làm việc êm dịu, tuổi thọ và độ tin cậy cao.
- Thuận tiện trong việc bảo dưỡng, sửa chữa động cơ và giá thành chế tạo hợp lý.

III.2. Các phương án bố trí supap và dẫn động cơ cấu phối khí

III.2.1. Phương án bố trí supap và dẫn động supap

Các động cơ đốt trong dùng cơ cấu phân phối khí kiểu supap hiện nay đều bố trí supap theo hai phương án: bố trí supap đặt và bố trí supap treo.

a) *Bố trí supap đặt* (hình 3.48).

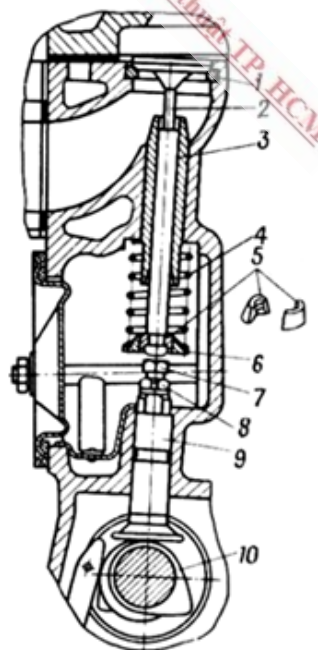
Cơ cấu phân phối khí supap đặt thường dùng trên động cơ xăng có tỷ số nén thấp và số vòng quay không lớn lắm.

Ưu điểm:

- Làm giảm được chiều cao động cơ.
- Kết cấu của nắp xylanh đơn giản và dẫn động supap cũng dễ dàng.

Nhược điểm:

- Buồng cháy không gọn.
- Diện tích truyền nhiệt lớn nên tính kinh tế của động cơ kém (tiêu hao nhiên liệu, giảm hệ số nạp,...).



- 1 – đế supap.
- 2 – supap.
- 3 – ống dẫn hướng supap.
- 4 – lò xo supap.
- 5 – móng hãm hình côn.
- 6 – đĩa chặn lò xo.
- 7 – bulông điều chỉnh.
- 8 – đai ốc hãm.
- 9 – con đội.
- 10 – trục cam.

Hình 3.48. Cơ cấu phân phối khí bố trí supap đặt.

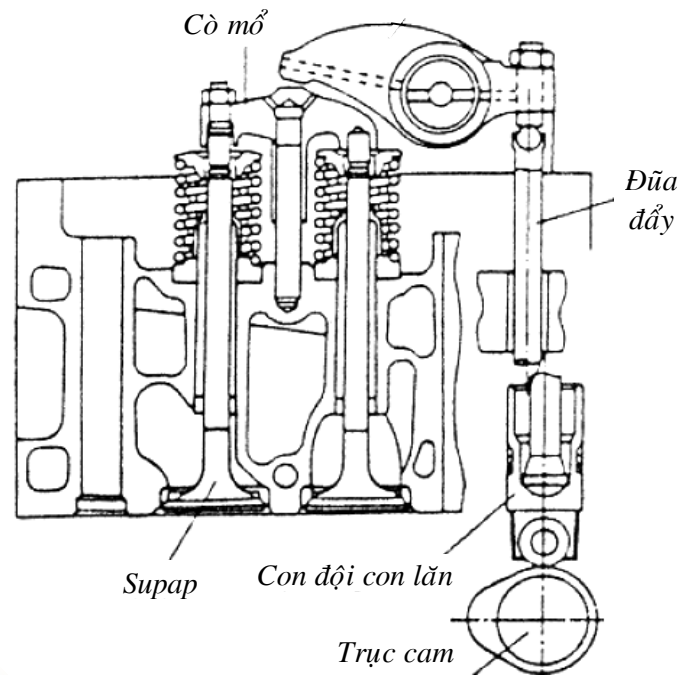
Trong cơ cấu phân phối khí supap đặt, supap lắp ở một bên thân máy, phía trên trục cam và được trục cam dẫn động qua con đội. Xupap nạp và supap thải có thể bố trí theo nhiều kiểu khác nhau: xen kẽ hoặc bố trí từng cặp một.

b) *Bố trí supap treo* (hình 3.49).

Cơ cấu phân phối khí dùng supap treo dùng rất phổ biến trên động cơ Diesl và đa số các động cơ xăng hiện nay. Do kết cấu của loại này làm cho buồng cháy nhỏ gọn, tăng được tỷ số nén.

Ưu điểm:

- Buồng cháy rất gọn.
- Diện tích bề mặt truyền nhiệt nhỏ nên làm giảm tổn thất nhiệt.
- Đối với động cơ xăng, khi dùng cơ cấu này có thể tăng thêm tỷ số nén lên thêm 0,5 ÷ 2 so với bố trí supap đặt.
- Đường nạp và đường thải thông thoáng, làm cho sức cản khí động nhỏ và tăng được hệ số nạp 5 ÷ 7%.



Hình 3.49. Cơ cấu phân phối khí bố trí supap treo.

Nhược điểm:

- Dẫn động supap phức tạp và làm tăng chiều cao động cơ.
- Làm cho kết cấu của nắp xy lanh trở nên phức tạp gây khó khăn cho gia công chế tạo.

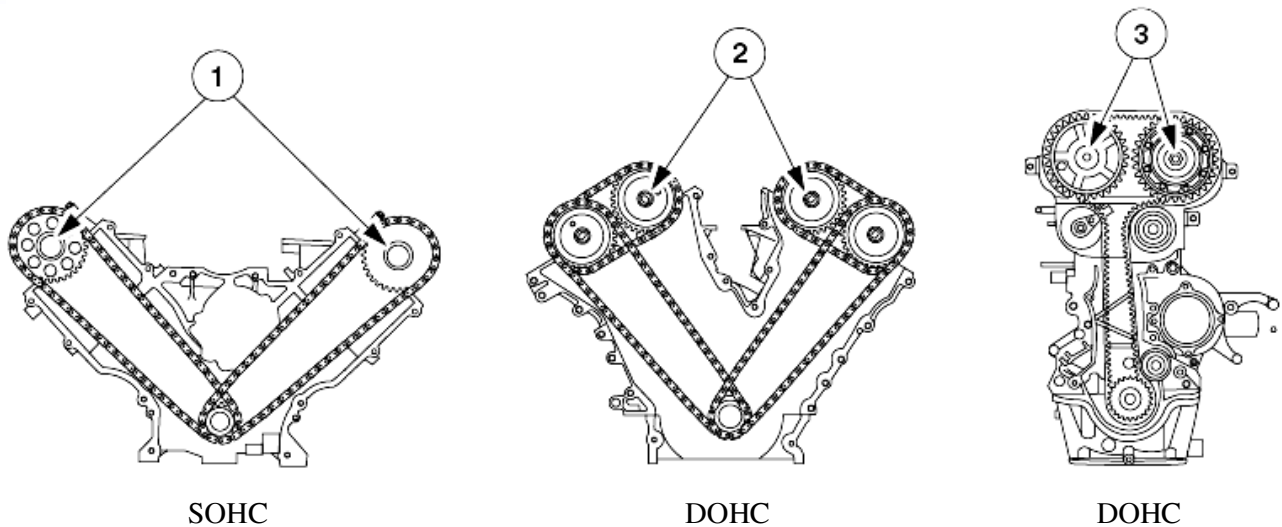
Cơ cấu phân phối khí supap treo có thể bố trí supap theo nhiều kiểu khác nhau. Cách bố trí phụ thuộc vào hình dạng buồng cháy và kết cấu cơ cấu phân phối khí. Động cơ có đường kính xy lanh nhỏ ($D < 120$ mm) thường dùng 2 supap cho một xy lanh (một supap nạp và một supap thải), động cơ có đường kính lớn hơn dùng 3 (hai supap nạp và một supap thải) hoặc 4 supap cho một xy lanh (hai supap nạp và hai supap thải).

c) *Dẫn động supap*

Để dẫn động supap, trục cam có thể bố trí trên nắp xy lanh hoặc hộp trục khuỷu (*OHV: Overhead Valve – supap đặt trên nắp xy lanh*) để dẫn động trực tiếp hay dẫn động gián tiếp qua đòn bẩy (hình 3.49).

Số trục cam đặt trên nắp xy lanh có thể một (*SOHC: Single Overhead Cam*) hoặc hai trục cam (*DOHC: Double Overhead Cam*). (hình 3.50).

Ngoài ra trục cam còn bố trí ở thân máy, supap được dẫn động gián tiếp qua con đội, đũa đẩy,...



Hình 3.50. Cơ cấu phân phối khí có một hoặc hai trục cam trên nắp xylanh.

III.2.2. Phương án dẫn động trục cam

Trục cam được dẫn động trực tiếp hoặc gián tiếp từ trục khuỷu với tỷ số truyền 1:2 cho động cơ 4 kỳ và tỷ số truyền 1:1 cho động cơ 2 kỳ. Khi lắp ghép phải chú ý dấu trên bánh răng trục cam và bánh răng trục khuỷu để không làm sai quy luật phối khí.

Tùy theo yêu cầu về mặt kết cấu và khoảng cách giữa trục cam với trục khuỷu, có các phương án dẫn động sau:

a) Dẫn động trục cam bằng bánh răng

Khi trục khuỷu và trục cam gần nhau, trong cơ cấu phân phối khí có trục cam bố trí trên thân máy hoặc ở hộp trục khuỷu thường được dẫn động bằng bánh răng. Nếu khoảng cách hai trục nhỏ thì thường dùng một cặp bánh răng, khi khoảng cách này lớn phải dùng thêm một hoặc nhiều bánh răng trung gian.

Để giảm tiếng ồn trong quá trình truyền động, cặp bánh răng trục cam và trục khuỷu thường làm răng nghiêng.

Ưu điểm

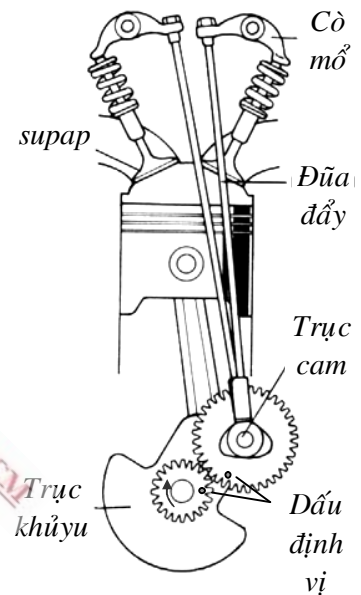
- Kết cấu đơn giản.
- Cặp bánh phân phối khí thường dùng bánh răng nghiêng nên truyền động êm và bền.

Nhược điểm

- Khi khoảng cách trục cam và trục khuỷu lớn, phương án này phải dùng thêm các bánh răng trung gian. Điều này làm cồng kềnh và phức tạp cho cơ cấu.

b) Dẫn động trục cam bằng xích

Khi trục khuỷu và trục cam đặt xa nhau ta dùng xích để truyền động. Nó có ưu điểm là gọn nhẹ và dùng cho các trục có khoảng cách lớn (hình 3.50).



Hình 3.51. Dẫn động trục cam bằng bánh răng.

Tuy nhiên xích cá giá thành lớn hơn so với dùng bánh. Mặt khác khi cơ cấu làm việc xích gây tiếng ồn và dễ bị rung động làm sai lệch pha phân phối khí. Để xích luôn luôn được căng, người ta phải có cơ cấu căng xích.

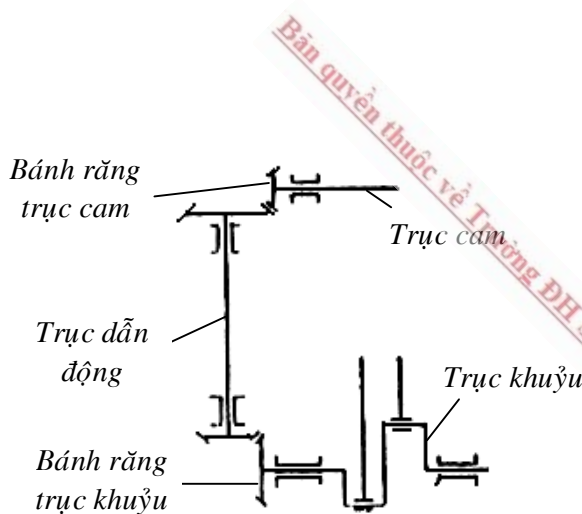
c) Dẫn động trực cam bằng trực

Khi trực cam đặt xa trực khuỷu có thể dùng trực trung gian dẫn động trực cam. Việc ăn khớp giữa trực khuỷu, trực trung gian và trực cam thông qua 2 cặp bánh răng côn, có ổ bi đỡ chặn để trực trung gian không xô dịch theo chiều trực (hình 3.52).

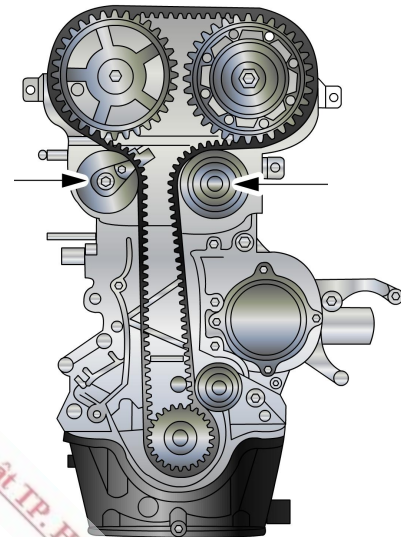
d) Dẫn động trực cam bằng đai răng

Đa số các động cơ hiện nay đều dùng cơ cấu phân phối khí dẫn động bằng đai. Ưu điểm lớn nhất của cơ cấu này là truyền động êm dịu, đai có tuổi thọ khá lớn không cần bảo dưỡng và giá thành thấp hơn xích nhiều lần.

Để đai luôn căng trong quá trình làm việc, không trượt đai làm sai quy luật phối khí người ta cũng dùng bánh căng đai (hình 3.53).



Hình 3.52. Dẫn động trực cam bằng trực.



Hình 3.53. Dẫn động trực cam bằng đai răng.

III.3. Kết cấu các chi tiết chính trong cơ cấu phân phối khí

III.3.1. Supap

a) Phân tích vai trò, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo

Trong quá trình làm việc, supap có nhiệm vụ đóng và mở các lỗ nạp và lỗ thải theo đúng thời điểm qui định. Hình thành nên quy luật phối khí trên động cơ.

Khi thực hiện quá trình đóng mở, mặt nắm supap chịu tải trọng va đập, lực khí thể và tải trọng nhiệt độ rất lớn.

- Lực khí thể tác dụng lên mặt nắm có thể đạt $10.000 \div 30.000N$.
- Va đập mạnh với đế supap nên rất dễ bị biến dạng.
- Mặt nắm supap phải tiếp xúc trực tiếp với khí cháy có nhiệt độ cao ($1.100 \div 1.200^{\circ}C$ đối với động cơ xăng và $700 \div 900^{\circ}C$ đối với động cơ Diesel) và vận tốc lớn.

- Bị ăn mòn hoá học (lưu huỳnh trong nhiên liệu cháy tạo thành axit ăn mòn mặt nạm).

Do điều kiện làm việc phức tạp như trên nên vật liệu chế tạo supap thải phải có sức bền cơ học cao, chịu nhiệt tốt và chống được ăn mòn hoá học. Vật liệu thường dùng là thép hợp kim: X9C2, HX9C2,... Ngoài ra để nâng cao tính chống mòn của mặt nạm supap, người ta còn dùng hợp kim cứng để mạ lên mặt làm việc của nạm một lớp khoảng 1,5 ÷ 2,5mm.

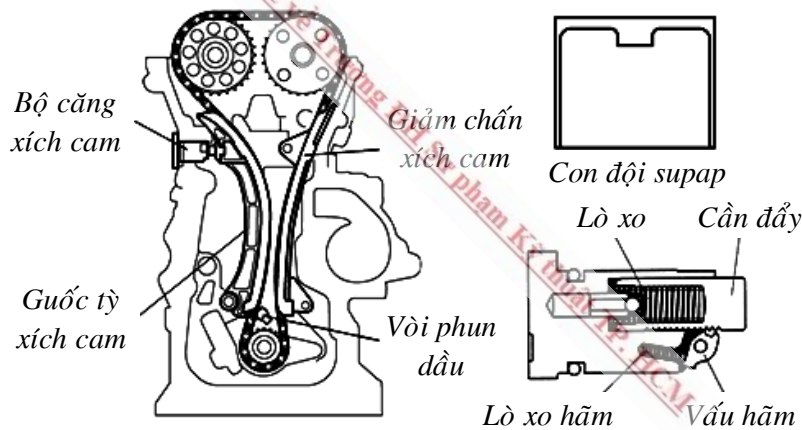
Đối với supap nạp, do được làm mát bởi dòng khí nạp đi vào nên thường dùng các loại vật liệu có yêu cầu thấp hơn như thép hợp kim crôm hay crôm niken: 4CX, 37XC, 40X, 40X9C2,...

b) Phân loại supap

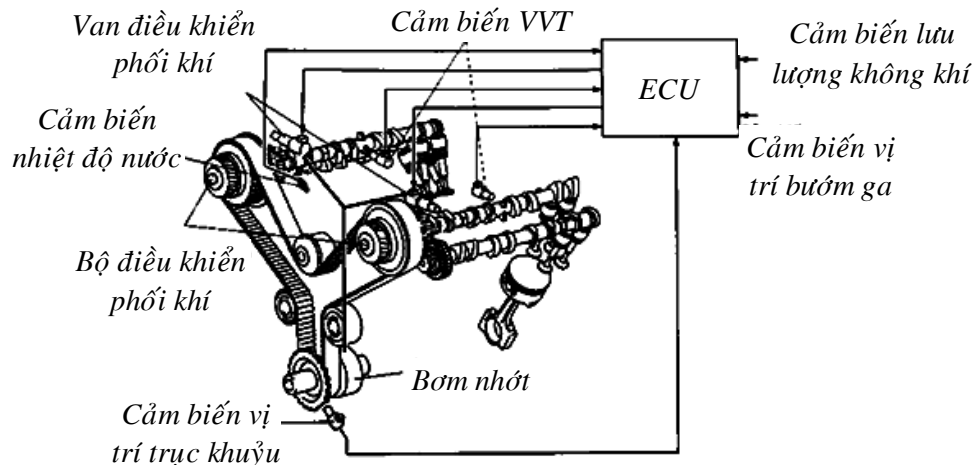
Nếu dùng tiêu chuẩn phân loại theo kiểu bố trí, supap có các loại sau:

- Kiểu supap đặt
- Kiểu supap treo, có các loại: OHC, SOHC, DOHC đã được giới thiệu ở phần trên.
- Kiểu supap hỗn hợp: supap vừa treo và vừa đặt.
- Giới thiệu hệ thống điều khiển supap trên các xe hiện nay

Hệ thống điều khiển supap trên xe *Toyota Corolla Altis*: kiểu cơ cấu phân phối khí DOHC, dẫn động bằng xích, không có đệm chỉnh supap, bộ căng xích hoạt động bằng lò xo và áp suất dầu bôi trơn.



Hình 3.54. Hệ thống điều khiển supap trên xe Toyota Corolla Altis.

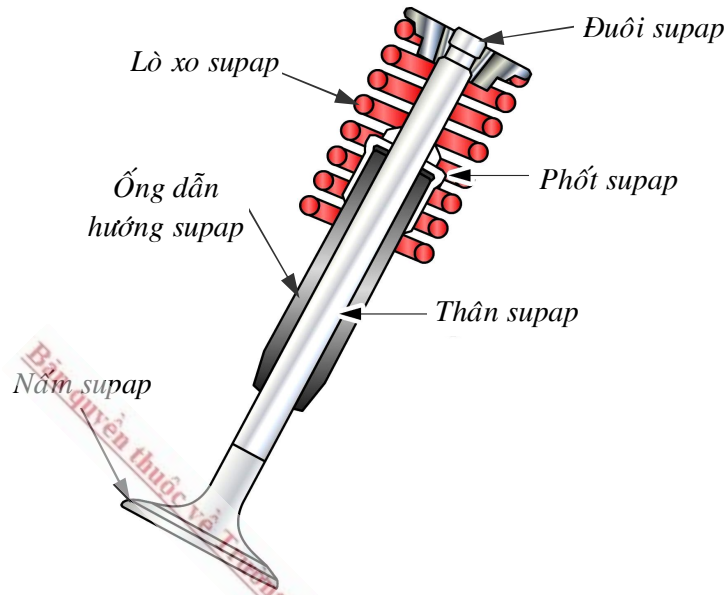


Hình 3.55. Hệ thống điều khiển phân phối khí VVT-i.

Hệ thống điều khiển phân phối khí thông minh VVT-i (*Variable Valve Timing with intelligence*): thay đổi góc phối khí của trục cam nạp một cách tối ưu theo các chế độ hoạt động của động cơ nhằm nâng cao công suất, tính kinh tế nhiên liệu và giảm tối thiểu lượng khí xả gây ô nhiễm.

c) Kết cấu supap

Về kết cấu, supap được chia ra 3 phần : nắm supap (đầu), thân supap và đuôi supap.



Hình 3.56. Kết cấu supap.

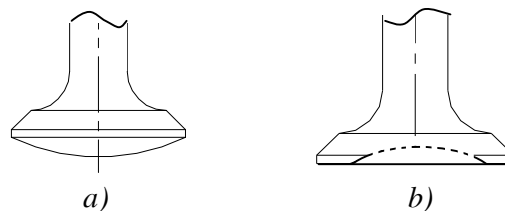
1) Nắm supap (đầu supap)

Mặt nắm supap tiếp xúc với đế supap, đây là bề mặt làm việc quan trọng nhất của supap có dạng mặt côn với có góc $\alpha = 15 \div 45^\circ$ (đa số supap đều dùng góc $\alpha = 45^\circ$). Nếu góc α càng nhỏ thì tiết diện lưu thông càng lớn, tuy nhiên khi α nhỏ thì phần nắm càng mỏng và độ cứng vững càng kém.

Góc của mặt côn trên nắm thường làm nhỏ hơn góc của mặt côn trên đế supap khoảng $0,5 \div 1^\circ$ để đảm bảo kín khít, cho dù mặt nắm có bị biến dạng nhỏ. Kết cấu của nắm supap thường có ba loại:

- Nắm bằng: chế tạo đơn giản, có thể dùng cho cả supap nạp và supap thải. Đa số các động cơ hiện nay đều dùng loại này (hình 3.56).
- Nắm lõm: kết cấu này cải thiện tình trạng lưu thông của dòng khí nạp vào xy lanh và tăng độ cứng vững cho phần nắm. Tuy nhiên, mặt chịu nhiệt của supap lớn nên dễ bị quá tải nhiệt và chế tạo khó khăn.
- Nắm lồi: kết cấu nắm lồi cải thiện tình trạng lưu động của dòng khí, tuy nhiên nắm lồi khó chế tạo và mặt chịu nhiệt lớn.

Hình 3.57. Supap đỉnh lồi (a)
và đỉnh lõm (b)



Trong một số động cơ cường hoá công suất supap thải thường làm rỗng, bên trong chứa Na (50 ÷ 60% thể tích). Tác dụng là để truyền nhiệt tốt, tránh cho supap thải bị quá nhiệt vì Na nóng chảy ở 97⁰C nên khi thành thể lỏng, điều kiện truyền nhiệt sẽ nhanh và supap được giải nhiệt tốt hơn.

2) Thân supap

Thân supap có tác dụng dẫn hướng và tản nhiệt, vì vậy để phát huy vai trò này phần thân thường xu hướng làm tăng đường kính phần thân. Tuy nhiên phần thân cũng không được làm quá lớn vì supap có yêu cầu phải gọn nhẹ và dòng khí lưu thông dễ dàng.

- Khi supap được dẫn động bằng con đội, hệ thống đòn bẩy thường là lực điều khiển theo phương trục supap do đó không có lực nghiêng hoặc lực nghiêng nhỏ thì thân supap có đường kính: $d = (0,16 \div 0,25).d_n$ với d_n – đường kính của nắm supap.
- Khi trục cam trực tiếp dẫn động supap, lực nghiêng xuất hiện ở thân supap lớn nhất nên có thể tăng cường đường kính thân supap: $d = (0,3 \div 0,4) d_n$
- Chiều dài thân supap: $l_t = (2,5 \div 3,5) d_n$

Để supap không kẹt trong ống dẫn hướng lúc nóng người ta thường thu nhỏ đường kính thân supap phần đầu nắm hoặc khoét rộng lỗ ống dẫn hướng một ít ở phần đầu nắm.

3) Đuôi supap

Đuôi supap thường có hình dạng đặc biệt để lắp ghép với đĩa lò xo.

Khi dẫn động supap bằng cơ cấu con đội và đĩa đẩy, đĩa lò xo lắp với supap bằng hai móng hãm hình côn lắp vào phần đuôi supap. Mặt côn phía ngoài của móng hãm ăn khớp với mặt côn của lỗ đĩa lò xo (góc côn 10 ÷ 15^o). Các rãnh hãm trên đuôi supap có thể là rãnh hình trụ, hình côn, một rãnh hoặc nhiều rãnh.

Kiểu lắp ghép dùng móng hãm được dùng rất rộng rãi hiện nay. Tuy gia công móng hãm có khó khăn nhưng có ưu điểm lớn là không gây ứng suất tập trung trên đuôi supap.

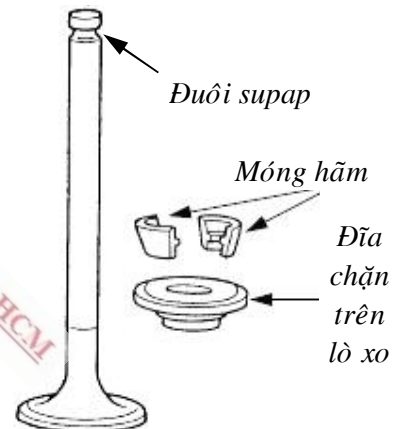
Để tăng tuổi thọ của supap và đảm bảo supap làm việc tốt có thể thiết kế cơ cấu xoay supap quanh đường tâm của nó. Supap vừa chuyển động tịnh tiến vừa xoay tròn quanh tâm, làm cho thân supap lâu mòn và nắm supap tiếp xúc tốt với đế. Tốc độ quay thường nhỏ, vài chục lần đóng mở, supap mới quay được một vòng.

Nguyên lý làm việc của cơ cấu xoay supap (hình 3.59)

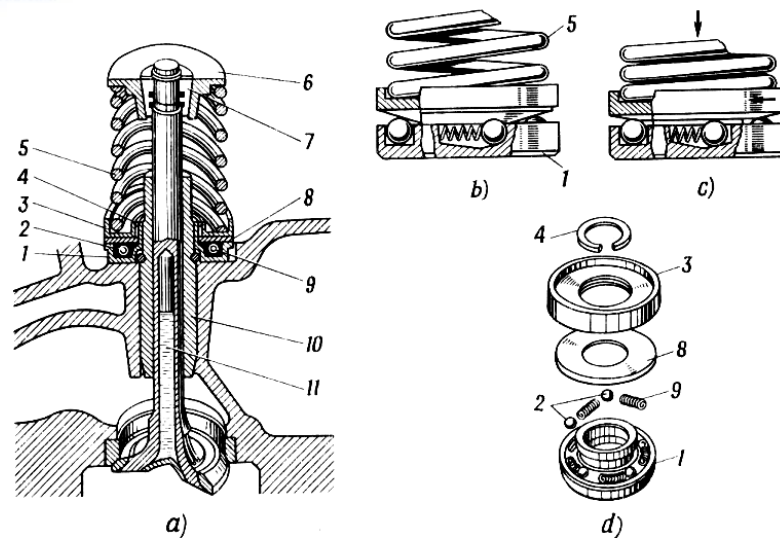
Khi supap đóng (hình b), lực của lò xo (5) không quá lớn, mép ngoài của lò xo đĩa (8) cong lên và mép trong tựa lên vai của thân (1).

Khi supap mở (hình c), lực của lò xo (5) tăng lên, lò xo đĩa (8) thẳng ra và nằm tựa lên các viên bi (2), lực của lò xo (8) truyền tới viên bi (2), các viên bi này trong khi lăn theo rãnh vòng cung của thân sẽ làm quay lò xo và vòng tựa, do đó làm quay lò xo supap và thân supap.

Khi supap đóng, lực của lò xo supap giảm đi, lò xo đĩa (8) cong lên và tựa vào vai của thân, giải phóng các viên bi (2). Dưới tác dụng của lò xo trở về (9), các viên bi trở về vị trí ban đầu.



Hình 3.58. Đuôi supap và móng hãm hình côn.



Hình 3.59. Cơ cấu xoay supap thải.

a) Supap thải ; b) Supap đóng ; c) Supap mở ; d) Các chi tiết của cơ cấu.

1 – thân của cơ cấu xoay; 2 – viên bi; 3 – vòng tựa; 4 – vòng khoá; 5 – lò xo supap;

6 – vòng chặn lò xo; 7 – móng hãm; 8 – lò xo đĩa; 9 – lò xo hồi;

10 – ống kèm supap; 11 – natri kim loại.

d) Khe hở nhiệt supap

Giữa đuôi supap và con đội hay đòn bẩy múi cam bao giờ cũng có khe hở nhất định để tránh việc supap nóng giãn nở. Khe hở này ở supap nạp và supap thải thường khác nhau (khe hở supap thải lớn hơn khe hở supap nạp).

Động cơ GAZ – 51A, GAZ – 63, GAZ – 69 ở trạng thái nguội.

- Khe hở supap nạp là 0,23 mm.
- Khe hở supap thải là 0,28 mm.

Động cơ GAZ – 53A ở trạng thái nguội.

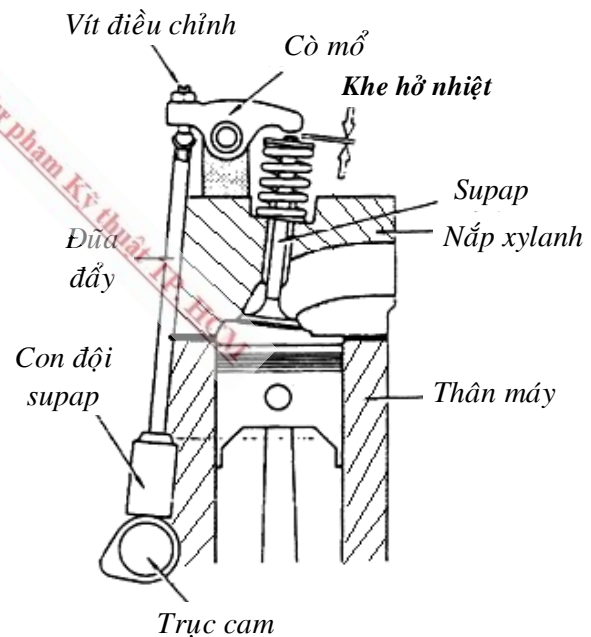
- Khe hở supap nạp là 0,25 mm.
- Khe hở supap thải là 0,30 mm.

III.3.2. Đế supap, lò xo supap và ống dẫn hướng supap

a) Vai trò, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo

- Đế supap

Trong cơ cấu phân phối khí, đế supap được lắp vào thân máy (cơ cấu phân phối khí dùng supap đặt) hoặc lắp vào nắp xylanh (cơ cấu phân phối khí dùng supap treo) để giảm mài mòn cho thân máy và nắp xylanh khi chịu va đập của supap.



Hình 3.60. Khe hở nhiệt của cơ cấu phối khí.

Đế supap được chế tạo bằng hợp kim chống mài mòn cao, được ép chặt vào nắp máy hoặc thân máy. Khi làm việc đế supap chịu va đập với nấm supap và nhiệt độ cao trong buồng cháy.

- Lò xo supap

Lò xo supap dùng để đóng kín supap trên đế supap, không có hiện tượng va đập trên mặt cam và đồng thời bảo đảm supap chuyển động theo đúng quy luật của cơ cấu phối khí.

Lò xo supap làm việc trong điều kiện tải trọng thay đổi rất đột ngột. Vật liệu chế tạo thường là thép C65 có đường kính $3 \div 5$ mm.

- Ống dẫn hướng supap

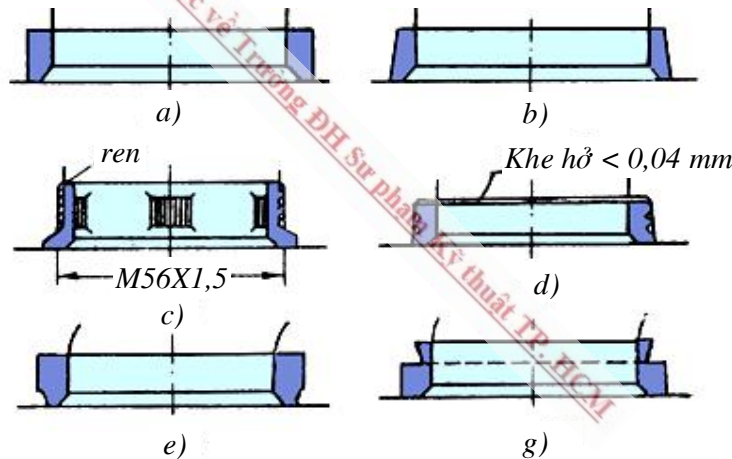
Ống dẫn hướng supap là một chi tiết rời được lắp vào thân máy hoặc nắp xy lanh theo chế độ lắp lỏng. Chức năng của ống dẫn hướng supap là để dẫn hướng cho supap chuyển động theo một quy luật nhất định, thuận tiện trong quá trình sửa chữa và tránh hao mòn cho thân máy hoặc nắp xy lanh.

Ống dẫn hướng supap được chế tạo bằng gang hợp kim hoặc bằng hợp kim đồng nhôm.

b) Kết cấu

- Đế supap

Kết cấu của đế supap đơn giản, thường chỉ là vòng tròn hình trụ, trên có vát mặt côn để tiếp xúc với mặt côn của nấm supap. Một vài loại nắp supap được giới thiệu trên (hình 3.61).



Hình 3.61. Các loại đế supap.

- a) Mặt ngoài đế supap có dạng mặt trụ.
- b) Mặt ngoài có độ côn nhỏ.
- c) Đế supap lắp ghép bằng ren.
- d) Đế supap lắp ghép có khe hở nhỏ ở mặt đáy.
- e) và g) rất ít dùng.

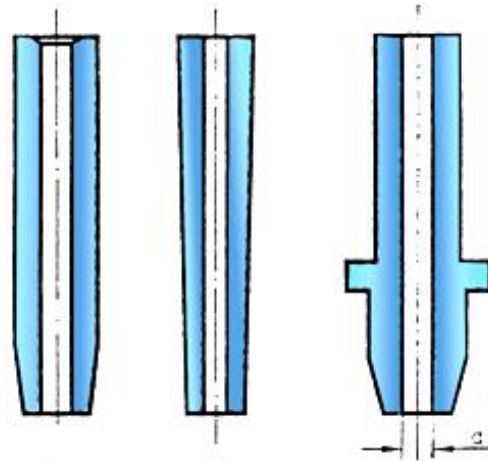
- Lò xo supap

Lò xo dùng nhiều nhất là loại lò xo xoắn ốc hình trụ, hai vòng ở hai đầu của lò xo quấn sát nhau và được mài phẳng để lắp ghép. Số vòng công tác của lò xo (không tính hai vòng đầu) từ $4 \div 10$, nếu số vòng càng nhỏ thì lò xo chịu ứng suất càng lớn còn số vòng càng lớn thì độ cứng lò xo giảm và dễ xảy ra dao động cộng hưởng làm cho lò xo bị gãy và gây va đập trong cơ cấu.

Các động cơ hiện nay thường dùng lò xo hình trụ có bước xoắn thay đổi hoặc lò xo hình côn. Các bước xoắn ở giữa thường lớn hơn bước xoắn ở hai đầu hoặc bước xoắn nhỏ dần về phía mặt tựa cố định của lò xo. Trong một số động cơ có tốc độ cao, còn dùng hai đến ba lò xo lồng vào nhau với chiều xoắn khác nhau để giảm ứng suất xoắn trên mỗi lò xo, tránh hiện tượng cộng hưởng và cơ cấu vẫn làm việc được trong thời gian ngắn khi có một lò xo bị gãy (supap không tụt vào xylanh).



Hình 3.62. Lò xo supap



Hình 3.63. Các loại ống dẫn hướng supap.

- Ống dẫn hướng supap

Ống dẫn hướng supap có dạng trụ, được đóng ép vào thân máy hoặc nắp xylanh đến một khoảng cách nhất định. Loại có vai cũng hay dùng và được đóng lút xuống đến sát vai, do có mặt vai tuy dễ lắp nhưng tính công nghệ kém. Ngoài hai loại trên đôi khi còn dùng loại ống dẫn hướng mặt ngoài có độ côn nhỏ đóng ép vào lỗ côn trên thân máy hoặc nắp xylanh (hình 3.63).

Chiều dày của ống dẫn hướng thường vào khoảng $2,5 \div 4\text{mm}$; chiều dài của ống dẫn hướng phụ thuộc vào đường kính và chiều dài của thân xupap, thường có trị số vào khoảng $(1,75 \div 2,5)d_n$ với d_n là đường kính nắm xupap).

Cần phải chú ý rằng ống dẫn hướng bao giờ cũng chế tạo dưới hình thức bán thành phẩm, ống chỉ được gia công chính xác đường kính ngoài. Sau khi ép ống dẫn hướng vào nắp xylanh hay thân máy, ta phải dùng dao doa để doa lỗ của ống dẫn hướng đến đúng kích thước quy định.

III.3.3. Trục cam, con đội, cò mổ và đĩa đẩy

a) Vai trò, điều kiện làm việc và vật liệu chế tạo

- Trục cam

Trục cam dùng để đóng mở supap theo một quy luật nhất định. Trục cam bao gồm các phần: cam nạp, cam thải và các ổ trục. Ngoài các cam dẫn động supap trên một số động cơ, trục cam còn có các cam dẫn động bơm dầu bôi trơn, bơm cao áp, bộ chia điện,...

Trong quá trình làm việc, các bề mặt của trục cam chịu ma sát và mài mòn rất lớn nên các bề mặt này đều được thấm than và tôi cứng.

Trục cam được chế tạo bằng thép hợp kim có thành phần cacbon thấp như: 15X, 15MH,... hoặc thép có thành phần cacbon trung bình như thép 40 hay 45.

- Con đội

Con đội là một chi tiết máy truyền lực trung gian đồng thời chịu lực nghiêng do cam gây ra trong quá trình dẫn động supap, làm cho supap hoàn toàn không chịu lực nghiêng.

Các loại con đội thường làm bằng thép có thành phần cacbon thấp hay trung bình hoặc thép hợp kim 15X, 20X,... Mặt làm việc được thấm than và tôi đạt độ cứng cao. Hiện nay con đội trên một số động cơ còn được làm bằng gang.

- Cò mổ

Cò mổ là chi tiết truyền lực trung gian từ cam tới supap, một đầu tiếp xúc với đĩa đẩy và một đầu tiếp xúc với đuôi supap. Khi cam nâng con đội, đĩa đẩy nâng một đầu đòn bẩy đi lên còn đầu kia nén lò xo xuống để mở supap.

Đòn bẩy thường được dập bằng thép cacbon có thành phần cacbon trong bình như 30, 35, hoặc 45. Trong một vài động cơ xăng cỡ nhỏ, đòn bẩy còn được dập bằng thép tấm.

- Đĩa đẩy

Đĩa đẩy dùng trong cơ cấu phân phối khí kiểu supap treo có dạng thanh thép nhỏ, dài, đặc hoặc rỗng dùng để truyền lực từ con đội đến đòn bẩy.

Đĩa đẩy thường làm bằng thép có thành phần cacbon trung bình.

b) Kết cấu

- Trục cam

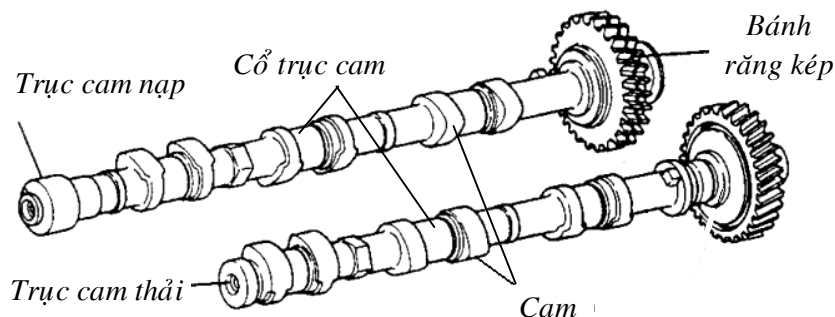
Kết cấu của trục cam gồm có các phần như (hình 3.64).

Trong động cơ ô tô các cam được làm liền với trục, hình dạng và vị trí đặt cam quyết định thứ tự làm việc và góc độ phối khí cũng như số kỳ trên động cơ. Trên động cơ bốn kỳ, cam nạp và cam thải có thể bố trí trên cùng một trục hoặc hai trục trong đó một trục cam nạp và một trục cam thải.

Trong động cơ tĩnh tại và tàu thủy cam nạp và cam thải thường làm rời rời lắp lên trục bằng then hoặc bằng đai ốc.

Để dẫn động êm dịu, dạng răng trên bánh răng trục cam thường là kiểu răng nghiêng.

Để trục cam không di chuyển theo chiều dọc trục làm ảnh hưởng đến pha phối khí, người ta phải dùng ổ chặn dọc trục.



Hình 3.64. Kết cấu của trục cam.

- Con đội

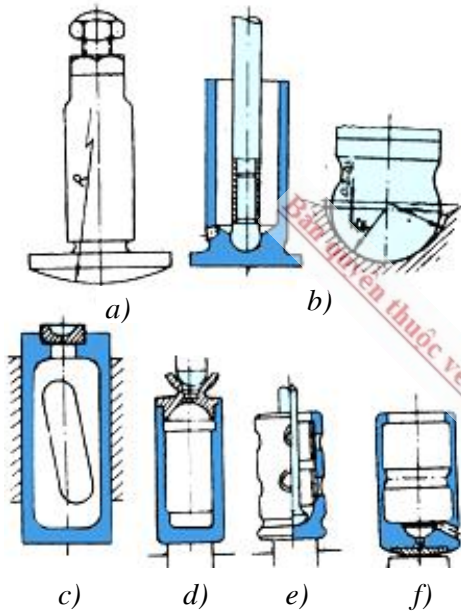
Kết cấu của con đội gồm hai phần: phần dẫn hướng và phần tiếp xúc với mặt cam phối khí.

Thân con đội đều có dạng hình trụ còn phần mặt tiếp xúc có nhiều dạng khác nhau. Có ba loại con đội sau:

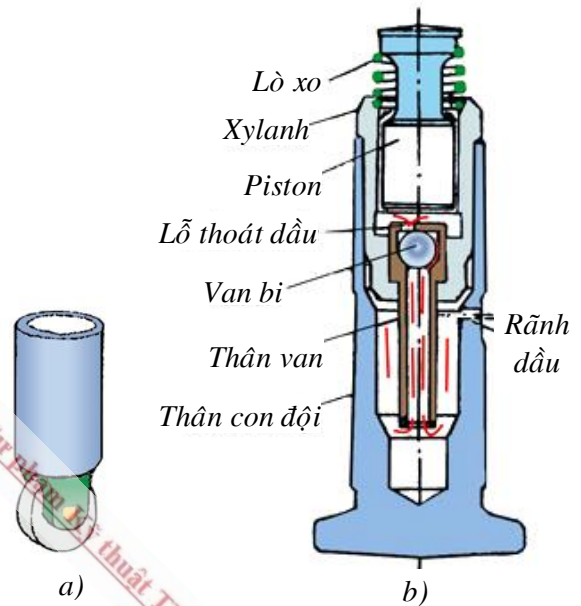
1) Con đội hình nắm và hình trụ

Đây là loại có cấu tạo đơn giản và được sử dụng nhiều nhất. Con đội hình nắm được dùng nhiều trong cơ cấu phân phối khí supap đặt. Gần đây, con đội hình nắm thường được làm rỗng. Phần tiếp xúc với đầu đũa đẩy thường có bán kính lớn hơn bán kính đầu đũa đẩy khoảng $0,2 \div 0,3$ mm.

Để thân con đội và mặt nắm mòn đều, ta thường lắp con đội lệch với mặt cam một khoảng $e=1 \div 3$ mm. Như thế trong quá trình làm việc con đội vừa chuyển động tịnh tiến vừa chuyển động quay tròn chung quanh đường tâm của nó.



Hình 3.65. Con đội hình nắm a) và các loại con đội hình trụ c), d), e), f).



Hình 3.66. Con đội con lăn a) và con đội thủy lực b)

2) Con đội con lăn

Do con đội tiếp xúc với mặt cam bằng con lăn nên ma sát giữa con đội với cam là ma sát lăn. Chính vì vậy con đội này có ưu điểm là ma sát nhỏ khi truyền động, nhưng nhược điểm là kết cấu phức tạp (hình 3.66a).

2) Con đội thủy lực

Trong hai kiểu con đội trên bao giờ cũng tính đến sự giãn nở của cơ cấu phân phối khí do chịu nhiệt độ cao khi làm việc nên người ta phải để khe hở trong khâu dẫn động cơ cấu supap.

Cũng chính do có khe hở này mà trong cơ cấu truyền lực từ cam, con đội đến supap có sự va đập. Để khắc phục hiện tượng này người ta dùng con đội thủy lực, trong cơ cấu phân phối khí dùng con đội thủy lực không tồn tại khe hở nhiệt do đó khắc phục được tiếng gõ (hình 3.66b).

Nguyên lý làm việc của con đội thủy lực

Khi cam không đội: các supap đóng, dưới tác dụng của lực lò xo làm cho piston của con đội đi lên, đồng thời áp lực từ bơm dầu sẽ đẩy dầu bôi trơn vào xylanh, qua piston, đẩy van một chiều mở. Lượng dầu này qua van một chiều điền đầy vào khoang dưới của piston, dưới tác dụng của áp suất

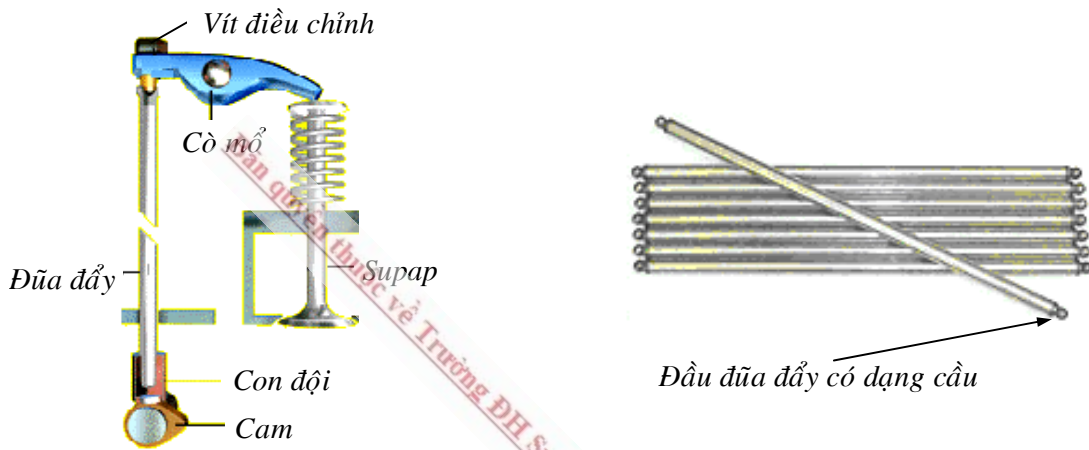
nhớt và lực lò xo làm cho piston của con đội đi lên để làm mất khe hở trong cơ cấu phân phối khí.

Khi cam đội: cam sẽ ép cò mổ hoặc con đội đi xuống làm cho piston con đội nén dầu ở bên dưới, van một chiều đóng lại. Do vậy ở trường hợp này piston và xylanh con đội trở thành một khối cứng, dưới tác dụng của cam làm cho supap mở ra.

Do tồn tại khe hở lắp ghép giữa xylanh và piston con đội, cho nên một lượng nhớt nhỏ trong khoang bên dưới piston sẽ thoát ra ngoài khi cam đội. Lượng nhớt này sẽ được bù lại khi cam không đội, để bảo đảm cho khe hở của cơ cấu phối khí bằng không.

- Cò mổ và đũa đẩy

Đũa đẩy có dạng một thanh thép nhỏ, đặc hoặc rỗng có công dụng truyền lực từ con đội đến cò mổ. Đầu tiếp xúc có dạng hình cầu hoặc hình lõm.



Hình 3.67. Cò mổ và đũa đẩy.

Đầu tiếp xúc với đũa đẩy thường có vít điều chỉnh khe hở nhiệt, vít này được hãm chặt bằng đai ốc. Đầu tiếp xúc với đuôi supap thường có dạng hình trụ được tôi cứng. Trên đòn bẩy, một số trường hợp người ta còn khoan lỗ dẫn dầu bôi trơn cho mặt tiếp xúc với đuôi supap và mặt tiếp xúc của vít điều chỉnh.

Chương 4

HỆ THỐNG BÔI TRƠN

Bản quyền thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

Chương 4

HỆ THỐNG BÔI TRƠN

I. NHIỆM VỤ

Khi động cơ làm việc, có rất nhiều chi tiết trong động cơ có sự tiếp xúc và chuyển động tương đối với nhau. Khi đó, lượng nhiệt sẽ tạo ra giữa các bề mặt và giá trị nhiệt độ này càng lớn đối với những chi tiết trong buồng cháy. Hệ thống bôi trơn trên động cơ đốt trong có nhiệm vụ cung cấp một lượng dầu bôi trơn với áp suất và lưu lượng thích hợp đến các bề mặt của những chi tiết máy có chuyển động tương đối nhằm:

- Làm giảm ma sát cho các chi tiết chuyển động và giúp các chi tiết ăn khớp đều với nhau.
- Làm mát động cơ.
- Rửa sạch bề mặt các chi tiết.
- Giảm tiếng ồn.

II. DẦU LÀM TRƠN VÀ CÁC ĐẶC TÍNH CƠ BẢN

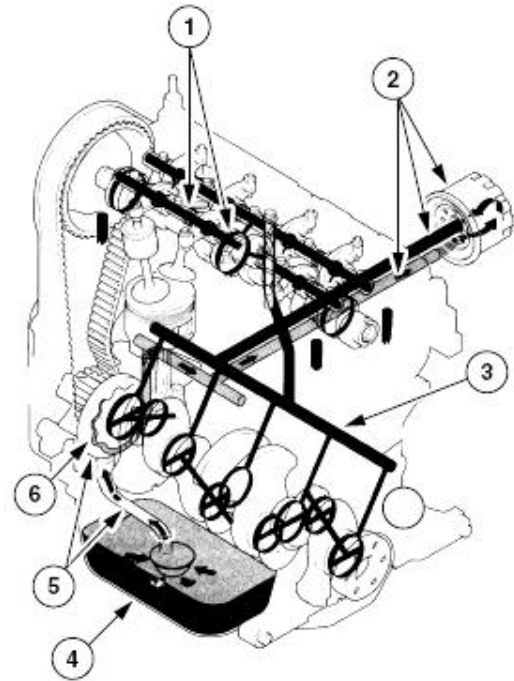
II.1. Công dụng của dầu bôi trơn

Trong quá trình động cơ làm việc, dầu nhờn có các tác dụng chính sau:

- *Làm trơn* các bề mặt có chuyển động tương đối nhằm giảm ma sát, mài mòn làm tăng hiệu suất cơ giới và tuổi thọ của động cơ.
- *Rửa sạch bề mặt ma sát*, trong quá trình làm việc có các vảy kim loại bị tróc ra khỏi bề mặt ma sát. Những thành phần này được dầu bôi trơn cuốn trôi và giữ lại trong các bầu lọc.
- *Làm mát* các chi tiết, đặc biệt là các chi tiết chịu nhiệt độ cao trong quá trình làm việc (piston, xylanh, ...). Dầu từ hệ thống bôi trơn có nhiệt độ thấp được đưa đến tiếp xúc và giải nhiệt cho các bề mặt có nhiệt độ cao hơn.
- *Bao kín khe hở* giữa các chi tiết quan trọng như piston, xylanh, xéc măng,...
- *Chống ôxi hoá*, bảo vệ được các chi tiết do trong dầu bôi trơn có các chất phụ gia có khả năng chống ôxi hoá bề mặt kim loại.

II.2. Một số thông số sử dụng của dầu bôi trơn

Chỉ số SAE (*Society of Automotive Engineers – Hiệp hội kỹ sư ô tô Hoa Kỳ*) được ban hành vào tháng 06 năm 1989. Chỉ số SAE cho biết cấp độ nhớt của dầu bôi trơn, gồm có hai loại:



Hình 4.1. Hệ thống bôi trơn trên động cơ

1 – đường dầu phía trên (bôi trơn các cổ trục cam)

2 – lọc dầu; 3 – đường dầu chính. 4 – cacte chứa dầu;

5 – đường dầu đến bơm; 6 – bơm dầu.

- *Loại đơn cấp* : là loại chỉ có một chỉ số độ nhớt, ví dụ : SAE-40, SAE-50, SAE-10W, SAE-20W. Loại có chữ W (winter) dùng cho mùa đông, dựa trên cơ sở độ nhớt ở nhiệt độ thấp nhất (động cơ khởi động từ $-30 \div -50^{\circ}\text{C}$. Các cấp độ nhớt không có chữ W, dựa trên chỉ số độ nhớt ở 100°C .
- *Loại đa cấp* : là loại có hai chỉ số độ nhớt như SAE-20W/50, SAE-10W/40. Chẳng hạn SAE-20W/50 có nghĩa, ở nhiệt độ thấp có cấp độ nhớt giống như loại đơn cấp SAE-20W còn ở nhiệt độ cao có cấp độ nhớt cùng với loại đơn cấp SAE-50.

Chỉ số API (*American Petroleum Institute – Viện hoá dầu Hoa Kỳ*). Chỉ số API cho biết cấp hạng chất lượng nhớt theo chủng loại động cơ, gồm có hai loại.

- *Dầu chuyên dùng* : là loại chỉ dùng cho một trong hai loại động cơ là xăng hoặc Diesel.

Ví dụ : API-SH – dùng cho động cơ xăng (S – Spark Ignition).

API-CI – dùng cho động cơ Diesel (C – Compression). Chỉ số thứ hai chỉ cấp chất lượng tăng dần theo thứ tự chữ cái.

- *Dầu đa dùng* : là loại dầu bôi trơn dùng cho cả động cơ xăng và động cơ Diesel.

Ví dụ : API-SG/CD – có nghĩa là dùng cho động cơ xăng với cấp chất lượng G, còn dùng cho động cơ Diesel với cấp chất lượng D. Chỉ số S hay C, chỉ số nào viết trước có nghĩa ưu tiên sử dụng cho động cơ đó.

II.3. Các đặc tính cơ bản của dầu bôi trơn

II.3.1. Đặc tính về độ nhớt nhiệt độ

Một đặc tính xấu của dầu gốc khoáng là độ nhớt thay đổi theo nhiệt độ, độ nhớt tăng khi nhiệt độ giảm và trở nên loãng hơn khi nhiệt độ tăng. Để động cơ có thể hoạt động trong khoảng nhiệt độ rộng như hiện nay thì đặc tính trên của dầu cần phải thay đổi ngược lại, cụ thể:

- Ở nhiệt độ thấp, dầu bôi trơn cần phải đủ loãng để giúp động cơ dễ khởi động và đáp ứng được yêu cầu về bôi trơn.
- Ở nhiệt độ cao độ nhớt của dầu bôi trơn cũng không được quá loãng để đáp ứng tốt nhu cầu bôi trơn và bảo vệ động cơ.

II.3.2. Đặc tính chống mài mòn

Khả năng chống mài mòn của các loại dầu bôi trơn là một tính năng rất quan trọng. Trong quá trình hoạt động của máy móc các chi tiết máy có sự ma sát và hiện tượng mài mòn là không thể tránh khỏi. Dầu nhờn có tính năng bảo vệ các bề mặt của chi tiết máy chống lại sự mài mòn và hạn chế tác hại của mài mòn tới mức tối đa.

II.3.3. Giảm ma sát và tăng tính kinh tế nhiên liệu

Những tổn thất về mặt ma sát của các bộ phận cơ khí thường làm giảm đi 25% công suất động cơ, trong đó 1/2 thuộc về cơ cấu nhóm piston và một phần rất lớn ở cơ cấu dẫn động supap. Khoảng 2/3 những tổn thất ma sát xuất hiện dưới dạng bôi trơn thủy động còn lại là hình thức ma sát khô và ma sát trung gian.

Việc chế tạo ra những loại dầu bôi trơn có đặc tính giảm ma sát và tăng tính kinh tế nhiên liệu là yếu tố quan trọng của dầu bôi trơn động cơ.

II.3.4. Chống ôxi hóa bề mặt

Khi động cơ hoạt động: nhiệt độ và các oxít trong khí cháy là hai yếu tố làm giảm phẩm chất của dầu bôi trơn. Trong vai trò là một chất làm nguội, những chất bôi trơn không những lấy nhiệt đi từ quá trình ma sát của động cơ và quá trình cháy mà còn chịu được những nhiệt độ rất cao trong khu vực buồng cháy động cơ.

Hiện tượng này làm thay đổi tính chất dầu bôi trơn và hình thành những axit hữu cơ làm dầu trở nên đậm đặc hơn và làm tăng mài mòn. Khi sự ôxi hóa càng tăng thì quá trình lão hóa của dầu diễn ra càng nhanh. Những loại dầu bôi trơn động cơ hiện nay chống ôxi hóa rất tốt bằng việc sử dụng phụ gia và các chất tổng hợp.

II.3.5. Kéo dài tuổi thọ của dầu bôi trơn

Càng ngày, việc thiết kế sản xuất động cơ càng được hoàn thiện với những tính năng vượt trội. Kéo theo đó là những đòi hỏi về những loại dầu bôi trơn với tính năng tốt để kéo dài tuổi thọ động cơ. Hiện nay, những nhà sản xuất dầu nhờn đang cố gắng gia tăng khoảng thời gian giữa hai lần thay dầu từ 6 tháng (tương đương với vận hành 10.000km) đến 12 tháng (tương đương 20.000km) và có thể kéo dài đến 22 tháng (tương đương 30.000km).

II.3.6. Khả năng chống tạo bọt

Sự có mặt của thể khí trong quá trình bôi trơn: từ nhiên liệu, nước, không khí,... luôn có hại tới sự bôi trơn của động cơ. Thậm chí trong những tỷ lệ rất nhỏ, một lượng dầu bôi trơn bị sôi lên và bốc hơi chính hơi này tạo thành áp suất nén dầu ngược trở lại và kết quả làm cho dầu di chuyển khó khăn dẫn đến mất công suất động cơ.

Nguyên nhân do nhiệt độ động cơ và các khối lượng chuyển động quay gia tăng tốc độ làm khuấy dầu và sinh bọt dầu. Để ổn định và giảm tạo bọt thì sự có mặt của những chất hoạt hóa và những chất tẩy rửa là hết sức cần thiết. Những loại dầu hiện nay xuất hiện trên thị trường đều có khả năng chống tạo bọt rất tốt.

II.3.7. Giảm khả năng tạo nhũ tương

Nhũ tương được hình thành do sự hiện diện của nước và hơi nước trong dầu nhờn. Đặc biệt đối với những loại dầu có chứa phụ gia. Sự có mặt của những chất tẩy rửa, chất phân tán sẽ làm ổn định lại chất lượng dầu khi bị tạo nhũ.

Khi nhũ tương được tạo ra, nước sẽ phát sinh làm kim loại bị ôxi hóa. Ngoài ra, nó còn kết hợp với muội than trên buồng đốt hình thành một hỗn hợp làm giảm khả năng bôi trơn của dầu dẫn đến giảm hiệu suất động cơ.

Những loại dầu bôi trơn hiện nay đã được cải tiến để giảm bớt xu hướng tạo nhũ tương kết hợp với việc cải tiến hệ thống thông hơi động cơ.

III. CÁC LOẠI HỆ THỐNG BÔI TRƠN

III.1. Bôi trơn bằng vung tóe

Nguyên lý làm việc (hình 4.2)

Dầu bôi trơn chứa trong các-te, khi động cơ làm việc, các gầu nằm ở đầu to của thanh truyền sẽ múc dầu bôi trơn và làm văng tung toé vào hộp trục khuỷu, tạo nên các hạt có kích thước rất nhỏ. Các giọt dầu đọng lại trên bề mặt các chi tiết, bôi trơn cho các chi tiết này sau đó chảy lại xuống máng rồi lại được các gầu múc lên.

Hệ thống bôi trơn này có kết cấu đơn giản, tuy nhiên đối với động cơ có nhiều chi tiết thì hiệu quả bôi trơn kém do khó đưa một lượng dầu cần thiết đến các bề mặt phức tạp.

Chính vì vậy, hệ thống bôi trơn này ít thông dụng chỉ thích hợp cho các động cơ công suất nhỏ.

III.2. Bôi trơn bằng dầu pha trong nhiên liệu

Phương pháp này được dùng cho những động cơ xăng 2 kỳ. Trong trường hợp này, dầu bôi trơn trộn lẫn nhiên liệu (xăng) theo tỉ lệ 1/15 đến 1/25 thể tích và người ta rót dầu vào bình nhiên liệu.

- Tỉ lệ dầu nhờn cao sẽ sinh ra nhiều muội than đóng bám vào đỉnh piston, bougie, buồng đốt.
- Tỉ lệ dầu nhờn thấp sẽ dẫn đến bôi trơn kém, ma sát lớn, sinh ra nhiệt lớn, piston dễ bị bó kẹt trong xylanh.

Trong quá trình động cơ làm việc, các hạt dầu bôi trơn được cấp cùng với nhiên liệu vào xylanh và các-te, ở đây các hạt dầu đọng lại trên những bề mặt công tác của các chi tiết. Mặt khác, dầu nhờn còn theo các rãnh dầu vào các bề mặt ấy. Dầu bôi trơn đã sử dụng được bao bọc bởi hỗn hợp nhiên liệu và bị cuốn hút vào buồng đốt, ở đó dầu bôi trơn cũng cháy như nhiên liệu và theo khí thải ra ngoài. Hệ thống bôi trơn bằng dầu pha trong nhiên liệu (hình 4.1b) đa số sử dụng cho động cơ hai kỳ.

III.3. Bôi trơn cưỡng bức

Hầu hết các động cơ hiện nay đều dùng phương pháp bôi trơn cưỡng bức. Đây là phương pháp bôi trơn hoàn thiện nhất, dầu bôi trơn được đưa đến bề mặt làm việc của các chi tiết. Đặc điểm chủ yếu của hệ thống này là các chi tiết quan trọng đều được bôi trơn đầy đủ bằng lưu lượng và áp suất dầu thích hợp do bơm dầu cung cấp.

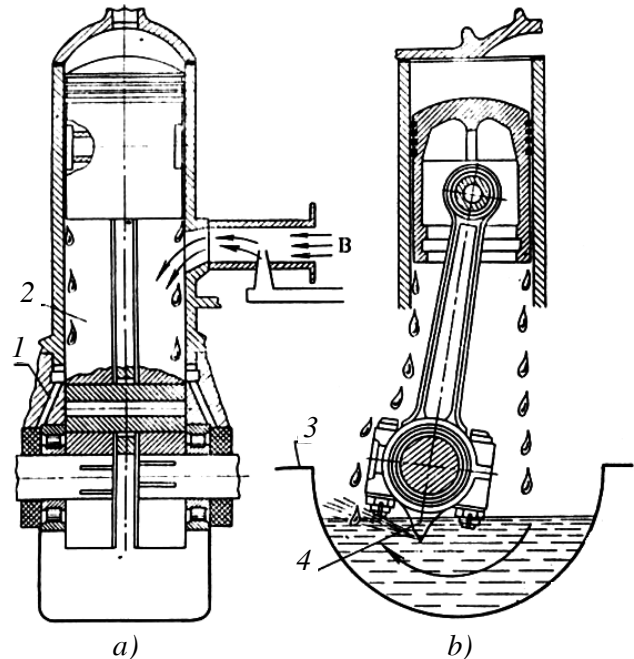
Hệ thống bôi trơn cưỡng bức chia ra làm 2 loại:

- Hệ thống bôi trơn các-te ướt.
- Hệ thống bôi trơn các-te khô.

III.3.1. Hệ thống bôi trơn các-te ướt

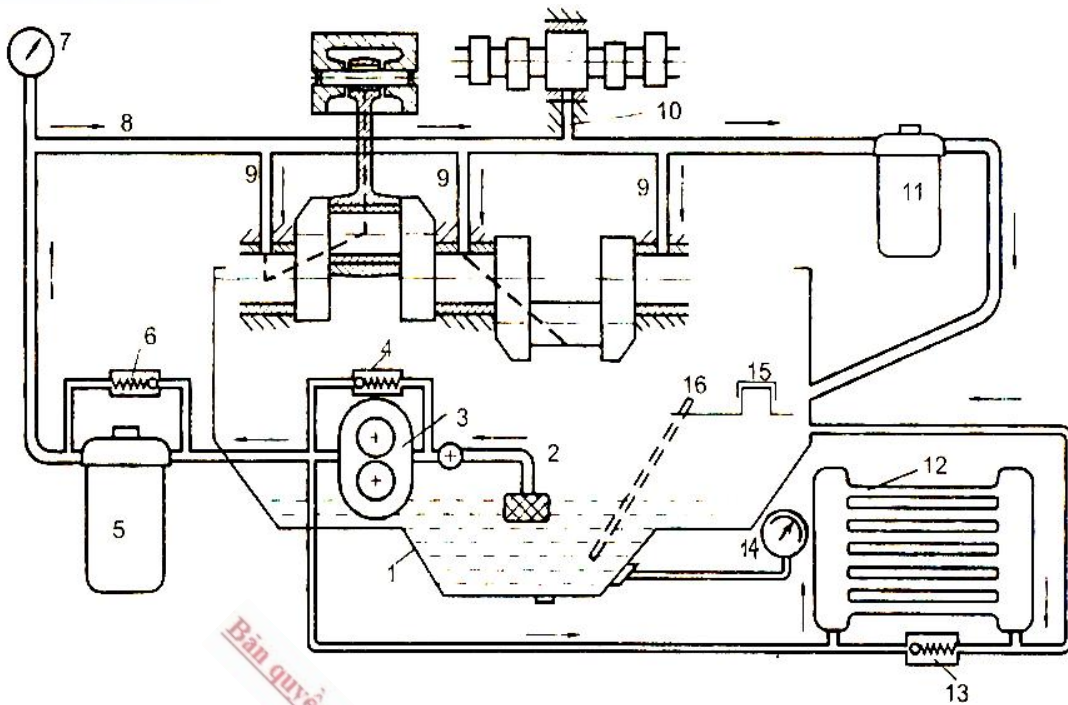
Sơ đồ nguyên lý hệ thống bôi trơn các-te ướt được thể hiện trên (hình 4.3). Gọi đây là hệ thống bôi trơn các-te ướt bởi toàn bộ lượng dầu bôi trơn được chứa trong các-te của động cơ.

Nguyên lý làm việc của hệ thống bôi trơn cưỡng bức dùng các-te ướt



Hình 4.2. Sơ đồ nguyên lý của hệ thống bôi trơn bằng vung toé và bằng dầu pha trong nhiên liệu.

1 – các rãnh dẫn dầu, 2 – hộp trục khuỷu
3 – các-te, 4 – gàu tát dầu.



Hình 4.3. Hệ thống bôi trơn các-te ớt.

- | | |
|----------------------------|---|
| 1. Các-te dầu | 9. Đường dầu bôi trơn trực khuỷu |
| 2. Phao hút dầu | 10. Đường dầu bôi trơn trực cam |
| 3. Bơm | 11. Bầu lọc tinh |
| 4. Van an toàn bơm dầu | 12. Kết làm mát dầu |
| 5. Bầu lọc thô | 13. Van khống chế lưu lượng dầu qua kết làm mát |
| 6. Van an toàn lọc dầu | 14. Đồng hồ báo nhiệt độ dầu |
| 7. Đồng hồ báo áp suất dầu | 15. Nắp rót dầu |
| 8. Đường dầu chính | 16. Que (thước) thăm dầu. |

Bơm dầu được dẫn động từ trục cam hoặc trục khuỷu. Dầu trong các-te 1 được hút vào bơm qua phao hút dầu 2. Phao 2 có lưới chắn để lọc sơ bộ những tạp chất có kích thước lớn. Ngoài ra phao có khớp tùy động nên luôn nổi trên mặt thoáng để hút được dầu, kể cả khi động cơ nghiêng. Sau khi qua bơm, dầu có áp suất cao (sấp xỉ 10 kg/cm^2) chia thành hai nhánh. Một nhánh đến kết 12 để làm mát rồi về các-te. Nhánh còn lại qua bầu lọc thô 5 đến đường dầu chính 8. Từ đường dầu chính, dầu theo đường nhánh 9 đi bôi trơn trực khuỷu sau đó đến bôi trơn đầu to thanh truyền, chốt piston và theo đường dầu 10 đi bôi trơn trục cam,... Cũng từ đường dầu chính một lượng dầu khoảng $15 \div 20\%$ lưu lượng dầu chính đến bầu lọc tinh 11. tại đây những phần tử tạp chất nhỏ được giữ lại nên dầu được lọc rất sạch. Sau khi ra khỏi lọc tinh áp suất nhỏ dầu được chảy về các-te 1.

Van an toàn 4 có tác dụng trả dầu về phía trước bơm khi động cơ làm việc ở tốc độ cao. Bảo đảm áp suất dầu trong hệ thống không đổi ở mọi tốc độ làm việc của động cơ.

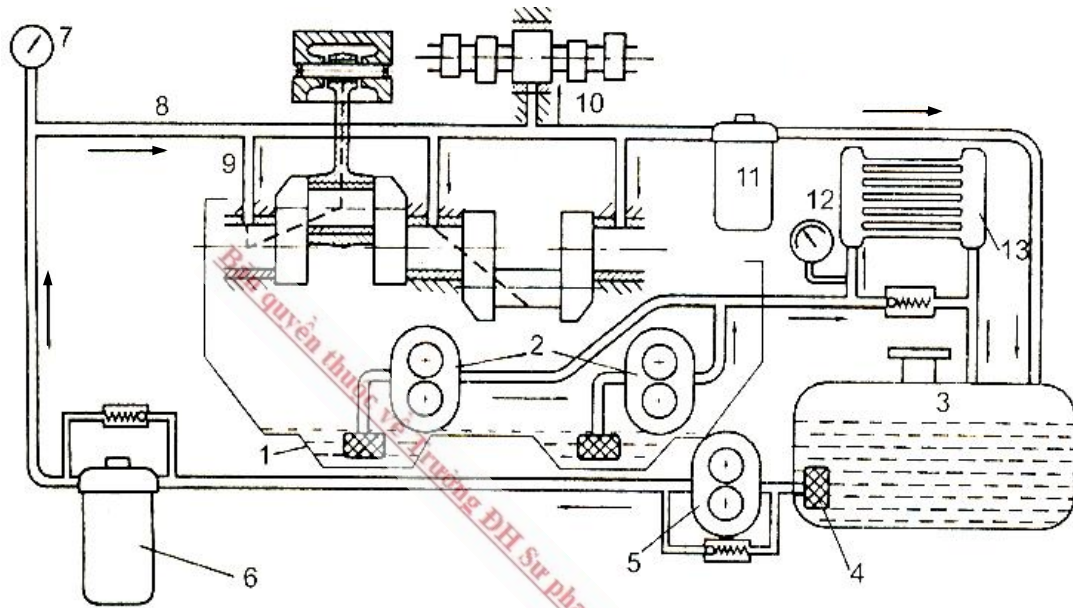
Khi bầu lọc thô 5 bị tắc, van an toàn 6 của bầu lọc thô sẽ mở, dầu bôi trơn vẫn lên được đường ống chính. Bảo đảm cung cấp lượng dầu đầy đủ để bôi trơn các bề mặt ma sát.

Khi nhiệt độ quá cao (khoảng 80°C) do độ nhớt giảm, van khống chế lưu lượng 13 sẽ đóng hoàn toàn để dầu qua kết làm mát rồi trở về các-te.

Hệ thống bôi trơn các-te ướt có điểm hạn chế là do dầu bôi trơn chứa hết trong các-te, nên các-te sâu và làm tăng chiều cao động cơ. Dầu bôi trơn tiếp xúc với khí cháy nên giảm tuổi thọ của dầu.

III.3.2. Hệ thống bôi trơn các-te khô

Sơ đồ hệ thống bôi trơn các-te khô được thể hiện trên hình 4.4. Hệ thống này khác với hệ thống bôi trơn các-te ướt ở chỗ, có hai bơm 2 làm nhiệm vụ chuyển dầu sau khi bôi trơn rơi xuống các-te, từ các-te qua két làm mát 13 ra thùng chứa 3 bên ngoài các-te động cơ. Từ đây dầu được bơm vận chuyển đi bôi trơn giống như ở hệ thống các-te ướt.



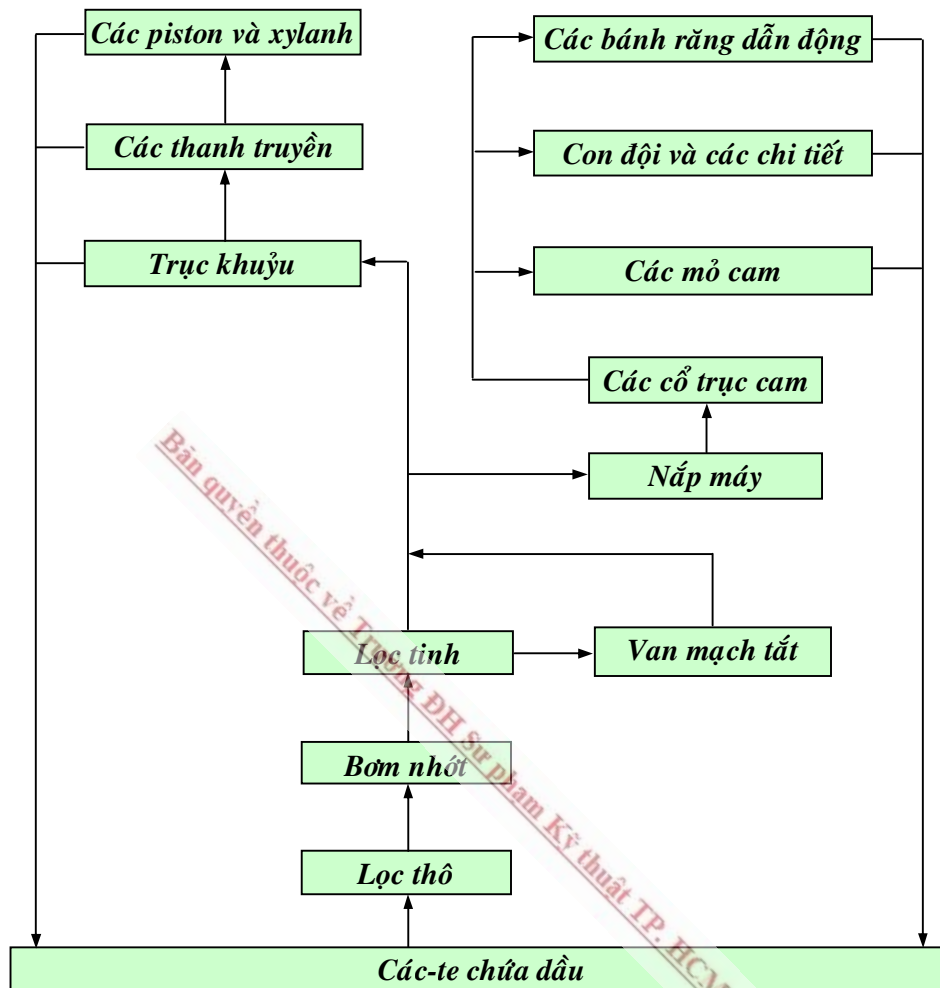
Hình 4.4. Hệ thống bôi trơn các-te khô.

- | | |
|----------------------------|---|
| 1. Các-te | 8. Đường dầu chính |
| 2. Bơm chuyển | 9. Đường dầu bôi trơn trực khuỷu |
| 3. Thùng dầu | 10. Đường dầu bôi trơn trực cam |
| 4. Lưới lọc sơ bộ | 11. Bầu lọc tinh |
| 5. Bơm dầu đi bôi trơn | 12. Đồng hồ báo nhiệt độ dầu (nhiệt kế) |
| 6. Bầu lọc dầu | 13. Két làm mát dầu. |
| 7. Đồng hồ báo áp suất dầu | |

Hệ thống này khắc phục nhược điểm của hệ thống bôi trơn các-te ướt. Do thùng dầu 3 được đặt bên ngoài nên các-te không sâu, làm giảm chiều cao động cơ và tuổi thọ dầu bôi trơn cao hơn. Tuy nhiên hệ thống phức tạp vì có thêm các bơm chuyển và các bộ phận để dẫn động chúng.

IV. KẾT CẤU MỘT SỐ BỘ PHẬN CHÍNH

IV.1. Mạch dầu làm trơn động cơ xăng – Diesel



Hình 4.5. Sơ đồ khối mạch dầu bôi trơn trên động cơ xăng và Diesel.

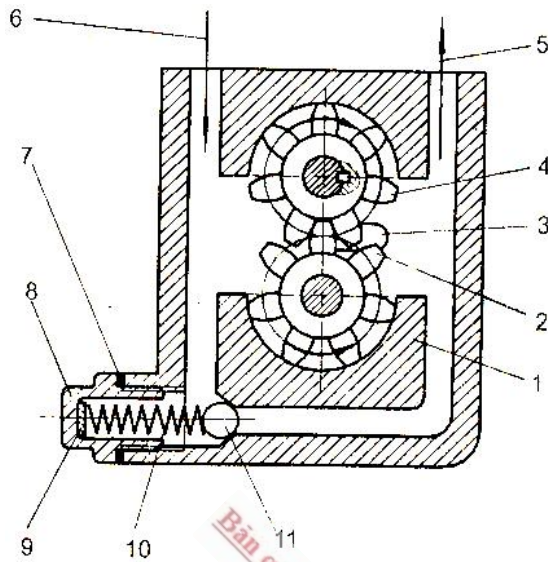
IV.2. Bơm dầu

Để tạo áp suất cao với lưu lượng dầu thích hợp bôi trơn cho các chi tiết chuyển động, người ta thường dùng bơm bánh răng, bơm phiến gạt,...

IV.2.1. Bơm bánh răng ăn khớp ngoài

Bánh răng chủ động 4 được dẫn động từ trục khuỷu hay trục cam. Khi cặp bánh răng quay, dầu bôi trơn từ đường dầu áp suất thấp được lùa sang đường dầu áp suất cao theo chiều mũi tên.

Để tránh hiện tượng chèn dầu giữa các răng khi vào khớp, trên mặt dầu của nắp bơm có phay rãnh giảm áp 3. Van an toàn gồm lò xo 10 và bi cầu 11. Khi áp suất trên đường ra vượt quá giá trị cho phép, áp lực dầu thắng sức căng lò xo mở bi cầu 11 để tạo ra dòng dầu chảy ngược về đường dầu áp suất thấp.



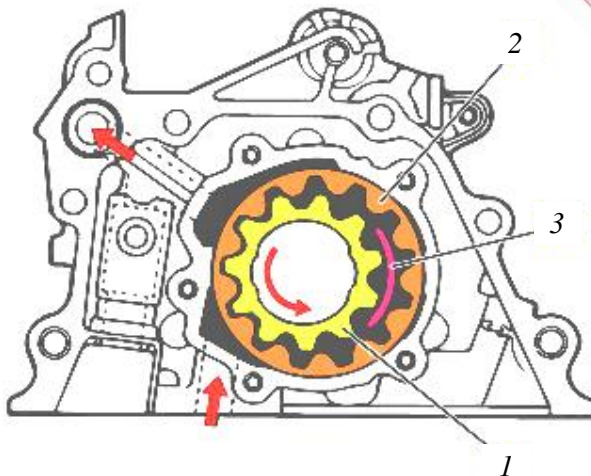
1. Thân bơm
2. Bánh răng bị động
3. Rãnh giảm áp
4. Bánh răng chủ động
5. Đường dầu ra
6. Đường dầu vào
7. Đệm làm kín
8. Nắp van điều chỉnh
9. Tăm đệm điều chỉnh
10. Lò xo
11. Van bi

Hình 4.6. Bơm dầu bánh răng ăn khớp ngoài.

IV.2.2 Bơm bánh răng ăn khớp trong

Sơ đồ nguyên lý được thể hiện trên (hình 4.7). Bánh răng chủ động (1) được dẫn động bởi trục khuỷu. Khi bánh răng chủ động quay, nó sẽ làm bánh răng bị động (2) quay theo, nhớt sẽ được hút từ các-te vào bơm và sau đó nhớt sẽ được đưa đến lọc tinh.

Loại bơm bánh răng ăn khớp trong thường dùng cho động cơ ô tô du lịch do yêu cầu kết cấu gọn nhẹ.

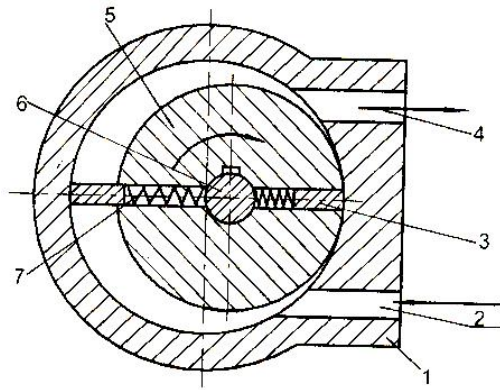


1. Bánh răng chủ động
2. Bánh răng bị động
3. Vành khuyết.

Hình 4.7. Bơm bánh răng ăn khớp trong.

IV.2.3. Bơm phiến trượt (Bơm cánh gạt)

Sơ đồ kết cấu như (hình 4.8). Rôto 5 lắp lệch tâm với thân bơm 1, trên thân rôto có rãnh lắp các phiến trượt 3. Khi rôto quay, do lực ly tâm và lực ép của lò xo 7, phiến trượt 3 luôn tỳ sát vào bề mặt của vỏ bơm 1 tạo thành các không gian kín và do đó lùa dầu từ đường dầu có áp suất thấp 2 sang đường dầu có áp suất cao 4.



1. Thân bơm.
2. Đường dầu vào.
3. Cánh gạt.
4. Đường dầu ra.
5. Rôto.
6. Trục dẫn động.
7. Lò xo.

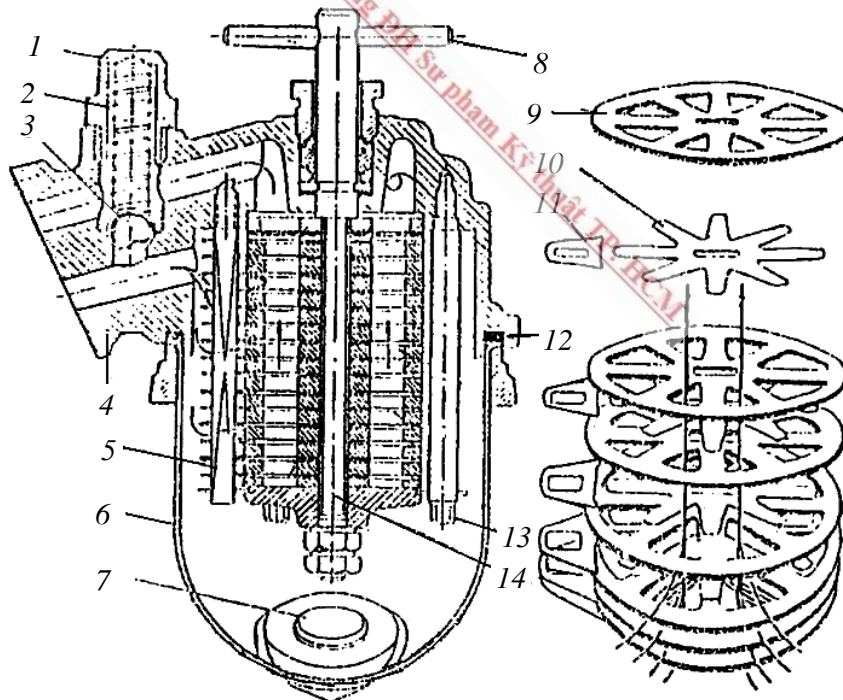
Hình 4.8. Bơm cánh gạt.

Bơm phiến trượt có ưu điểm: Đơn giản, nhỏ gọn nhưng có nhược điểm là mài mòn bề mặt tiếp xúc giữa phiến trượt và thân bơm rất nhanh.

IV.3. Lọc dầu

Theo chất lượng lọc có hai loại: Bầu lọc thô và bầu lọc tinh

Bầu lọc thô: Thường lắp trực tiếp trên đường dầu đi bôi trơn nên lưu lượng dầu phải đi qua lọc rất lớn. Lõi lọc gồm những tấm kim loại, đặt cách nhau bằng những tấm đệm trung gian (dày 0,09 ÷ 0,1 mm) lắp trên một trục chung. Khi chảy qua các khe, dầu nhờn được làm sạch hết những chất bẩn lớn. Lọc thô lọc được cặn bẩn có kích thước lớn hơn 0,03 mm. (hình 4.9)

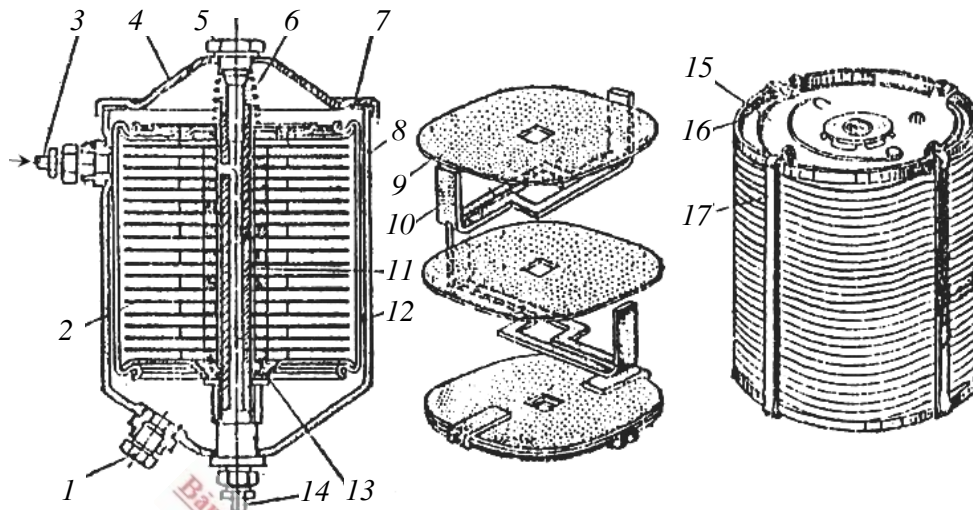


Hình 4.9. Kết cấu của bình lọc thô.

- 1 – nắp van thoát; 2 – lò xo van thoát; 3 – bi; 4 – thân bình lọc;
5 – trục của các tấm làm sạch; 6 – cốc lắng; 7 – nút xả;

8 – tay quay trục trung tâm của bộ phận lọc; 9-tấm lọc; 10-tấm trung gian; 11-tấm làm sạch;
12 – tấm đệm giữa thân bình lọc và cốc lắng; 13 – trục giữa; 14 – trục trung tâm của bộ phận lọc.

Bầu lọc tinh: Có thể lọc được các tạp chất có đường kính rất nhỏ (đến 0,1 μm). Do đó sức cản của lọc tinh rất lớn nên phải lắp theo mạch rẽ và lượng dầu phân nhánh qua lọc tinh không quá 20% lượng dầu của toàn mạch. Dầu sau khi qua lọc tinh thường trở về các-te.



Hình 4.10. Kết cấu bình lọc tinh.

- 1 – nút xả; 2 – bộ phận lọc; 3 – ống dẫn dầu vào; 4 – nắp bình lọc; 5 – bulông; 6 – lò xo;
7 – tấm đệm của nắp; 8 – thân; 9 – tấm lọc; 10 – tấm đệm của bộ phận lọc; 11 – trục trung gian;
12 – thanh ép; 13 – lỗ thoát của bộ phận lọc; 14 – ống thoát; 15 – quai xách của bộ phận lọc;
16 – nắp của bộ phận lọc; 17 – thanh ép.

Ở giữa tấm lọc và tấm đệm có lỗ để lắp trục rỗng (11). Một bộ phận gồm 28 ÷ 32 tấm lọc và tấm đệm xếp xen kẽ nhau. Tạp chất được giữ lại ở các tấm lọc và tấm đệm này còn dầu sạch thấm qua lỗ nhỏ ở trục rỗng ($\phi = 1,6 \text{ mm}$) và ra ống thoát rồi trả về các-te. Khi khe hở giữa tấm lọc và tấm đệm đã bám đầy tạp chất, phải súc rửa hoặc thay lõi lọc mới.

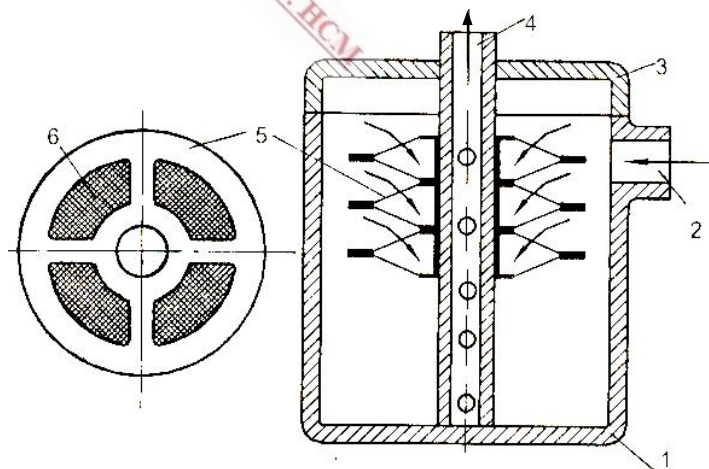
Theo kết cấu chia ra: Bầu lọc cơ khí, bầu lọc ly tâm, bầu lọc từ tính.

Bầu lọc cơ khí

a/ Bầu lọc thấm (thường dùng cho bầu lọc thô)

Bầu lọc thấm sử dụng rộng rãi cho động cơ đốt trong.

Nguyên lý làm việc: Dầu có áp suất cao được thấm qua các khe hở nhỏ của phần tử lọc. Các tạp chất có kích thước lớn hơn kích thước khe hở được giữ lại, vì vậy dầu được lọc sạch. Bầu lọc thấm có nhiều dạng kết cấu phần tử lọc khác nhau.

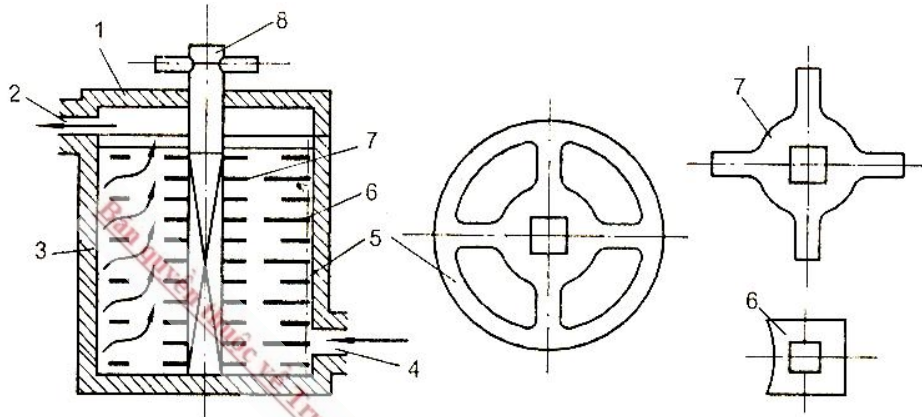


Hình 4.11. Bầu lọc thấm dùng lưới lọc.

1. Thân bầu lọc
2. Đường dầu vào
3. Nắp bầu lọc
4. Đường dầu ra
5. Phần tử lọc
6. Lưới của phần tử lọc.

Bầu lọc thấm dùng lưới lọc bằng đồng: (hình 4.11) thường dùng trên động cơ tàu thủy và động cơ tĩnh tại. Lõi lọc gồm các khung lọc 5 bọc bằng lưới đồng ép sát trên trục của bầu lọc. Lưới đồng dệt rất dày có thể lọc sạch tạp cặn có kích thước nhỏ hơn 0,2mm.

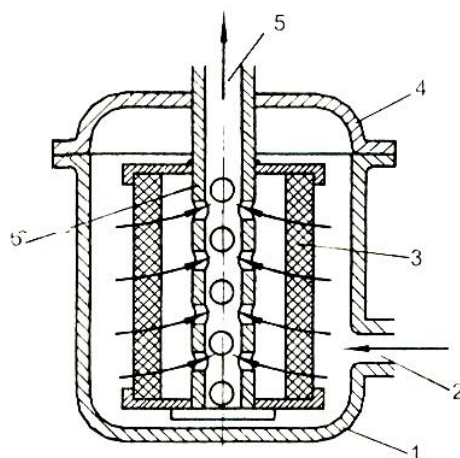
Bầu lọc thấm dùng tấm kim loại: (hình 4.12) lõi lọc gồm có các phiến kim loại dập 5 (đầy khoảng $0,3 \div 0,35$ mm) và 7 sắp xếp xen kẽ nhau tạo thành khe lọc có kích thước bằng chiều dày của phiến cách 7 ($0,07 \div 0,08$ mm). Các phiến gạt cặn 6 có cùng chiều dày với phiến cách 7 và được lắp với nhau trên một trục cố định trên nắp bầu lọc. Còn các tấm 5 và 7 được lắp trên trục 8 có tiết diện vuông và có tay vịn nên có thể xoay được. Dầu bẩn theo đường đường dầu 4 vào bầu lọc, đi qua các khe hở giữa các tấm 5 để lại các cặn bẩn có kích thước lớn hơn khe hở rồi đi theo đường dầu 2 để bôi trơn.



Hình 4.12. Bầu lọc thấm dùng tấm kim loại.

- | | |
|-----------------|---------------|
| 1. Nắp bầu lọc | 5. Phiến lọc |
| 2. Đường dầu ra | 6. Phiến gạt |
| 3. Thân bầu lọc | 7. Phiến cách |
| 4. Đường dầu ra | |

Bầu lọc thấm dùng lõi lọc bằng giấy, len, dạ: (hình 4.13) lõi lọc 3 gồm các vòng dạ ép chặt với nhau. Dầu sau khi thấm qua lõi lọc dạ sẽ chui qua các lỗ trên trục theo đường dầu ra 5. Bầu lọc thấm có khả năng lọc tốt, lọc rất sạch, kết cấu đơn giản nhưng thời gian sử dụng ngắn.



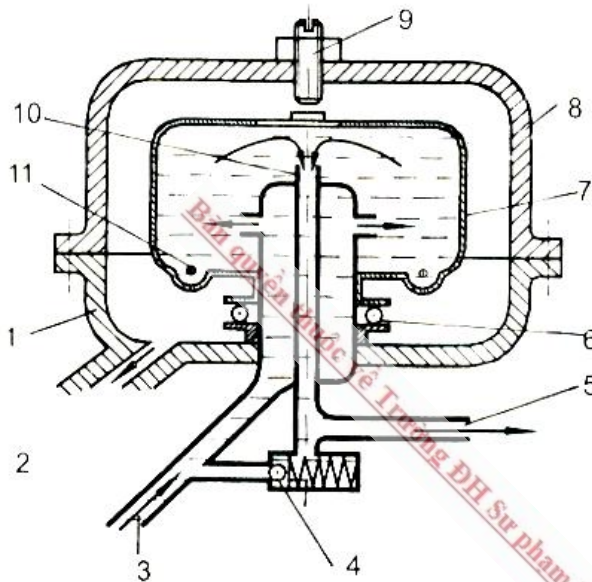
- | |
|--------------------|
| 1. Thân bầu lọc |
| 2. Đường dầu vào |
| 3. Lõi lọc bằng dạ |
| 4. Nắp bầu lọc |
| 5. Đường dầu ra |
| 6. Trục bầu lọc. |

Hình 4.13. Bầu lọc thấm dùng làm lọc tinh.

b/ Bầu lọc ly tâm (hình 4.14)

Nguyên lý làm việc: Dầu có áp suất cao theo đường 3 vào rôto 7 của bầu lọc. Rôto được lắp trên vòng bi đỡ 6 và trên rôto có các lỗ phun 11. Dầu trong rôto khi phun qua lỗ phun 11 tạo ra ngẫu lực làm quay rôto (đạt $5.000 \div 6.000$ vòng/phút), sau đó chảy về các-te theo đường 2. Dưới tác dụng của phản lực, rôto bị nâng lên và tỳ vào vít điều chỉnh 9. Do ma sát với bề mặt trong của rôto nên dầu cũng quay theo. Cặn bẩn trong dầu có tỷ trọng cao hơn dầu sẽ văng ra xa sát vách rôto nên dầu càng gần tâm rôto càng sạch. Dầu sạch theo đường ống 10 đến đường dầu 5 đi bôi trơn.

Tùy theo cách lắp bầu lọc ly tâm người ta phân biệt bầu lọc ly tâm toàn phần và bầu lọc ly tâm bán phần.



1. Thân bầu lọc
2. Đường dầu về các-te
3. Đường dầu vào lọc
4. Van an toàn
5. Đường dầu đi bôi trơn
6. Vòng bi đỡ
7. Rôto
8. Nắp bầu lọc
9. Vít điều chỉnh
10. Ống lấy dầu sạch
11. Lỗ phun.

Hình 4.14. Bầu lọc ly tâm.

Bầu lọc ly tâm toàn phần: Bầu lọc được lắp nối tiếp trên mạch dầu. Toàn bộ lượng dầu do bơm cung cấp đều đi qua lọc. Hình 4.14 là bầu lọc ly tâm toàn phần, bầu lọc ly tâm toàn phần trong trường hợp này đóng vai trò là bầu lọc thô.

Bầu lọc ly tâm bán phần không có đường dầu đi bôi trơn. Dầu đi bôi trơn hệ thống do bầu lọc riêng cung cấp. Chỉ có khoảng $10 \div 15\%$ lưu lượng do bơm cung cấp đi qua bầu lọc ly tâm bán phần, được lọc sạch rồi về các-te. Bầu lọc ly tâm bán phần đóng vai trò lọc tinh.

Ưu điểm:

- Do không dùng lõi lọc nên khi bảo dưỡng không phải thay các phần tử lọc.
- Khả năng lọc tốt hơn nhiều so với lọc thấm dùng lõi lọc.
- Tính năng lọc ít phụ thuộc vào mức độ cặn bẩn bám trong bầu lọc.

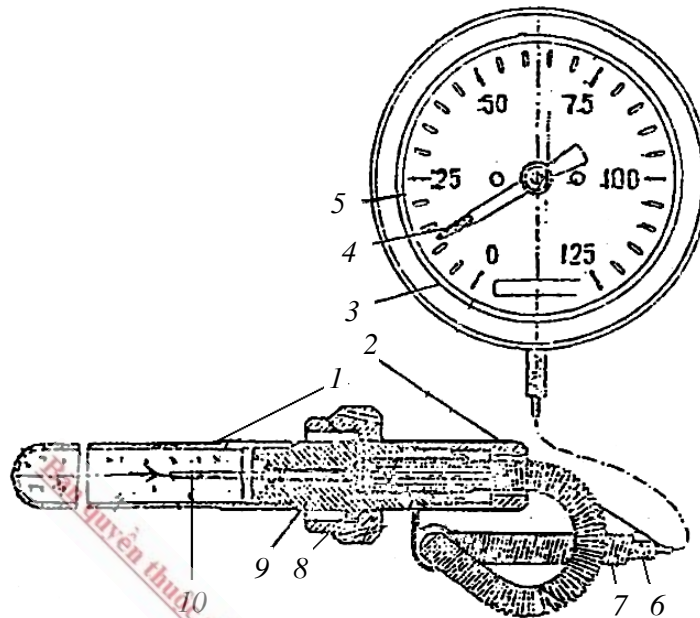
c/ Bầu lọc từ tính

Ở loại bầu lọc này thường nút tháo dầu ở đáy các-te có gắn một thanh nam châm vĩnh cửu gọi là bộ lọc từ tính. Do hiệu quả lọc magnet của nam châm rất cao nên loại lọc này được sử dụng khá rộng rãi.

IV.4. Các đồng hồ của hệ thống bôi trơn

IV.4.1. Đồng hồ đo nhiệt độ (nhiệt kế)

Đồng hồ đo nhiệt độ dùng để đo nhiệt độ của dầu trong hệ thống bôi trơn.



Hình 4.15. Đồng hồ đo nhiệt độ.

1 – bộ phận thu nhiệt; 2 – ống dẫn; 3 – bộ phận đo; 4 – kim; 5 – mặt số; 6 – vỏ đồng thau;
7 – dây thép xoắn; 8 – đai ốc; 9 – nắp; 10 – ống của bộ phận thu nhiệt.

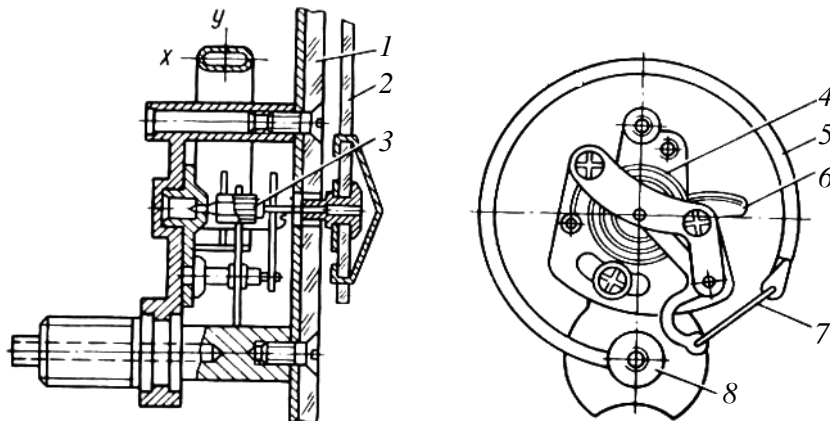
Nguyên lý làm việc:

Khi nhiệt độ dầu tăng: ống (10) nóng lên, môi chất bên trong bốc hơi làm cho áp suất trong ống (2) tăng đồng hồ làm việc, kim đồng hồ chỉ nhiệt độ tương ứng.

Khi nhiệt độ dầu giảm: môi đã bốc hơi ngưng tụ lại dần làm cho áp suất trong ống (2) giảm, kim đồng hồ sẽ quay về vị trí chỉ nhiệt độ thấp.

Động cơ làm việc tốt nhất khi nhiệt độ của dầu bôi trơn khoảng 85°C.

IV.4.2. Đồng hồ đo áp suất dầu (áp kế)



Hình 4.16. Đồng hồ đo áp suất dầu.

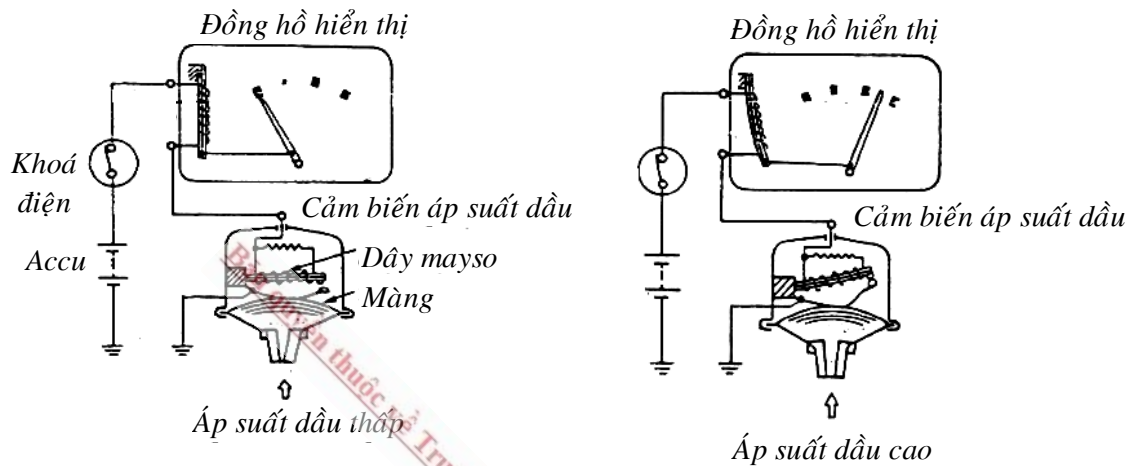
1 – mặt số; 2 – kim; 3 – bánh răng; 4 – lò xo; 5 – ống; 6 – quạt răng; 7 – thanh kéo; 8 – ống nối.

Đồng hồ đo áp suất dầu dùng để báo áp suất dầu bôi trơn trong đường ống chính. Trong một số trường hợp, nó còn giúp cho người điều khiển đánh giá mức độ mài mòn của động cơ.

Đồng hồ đo áp suất kiểu lò xo ống thường được dùng nhiều nhất hiện nay.

Chi tiết chính của đồng hồ là ống đàn hồi (5), một đầu ống được hàn vào ống nối (8), xuyên qua một lỗ; qua lỗ này, dầu từ hệ thống cần kiểm tra đi vào lò xo ống. Đầu thứ hai nối với thanh kéo (7), qua cơ cấu truyền động, thanh (7) làm quay kim (2) của đồng hồ.

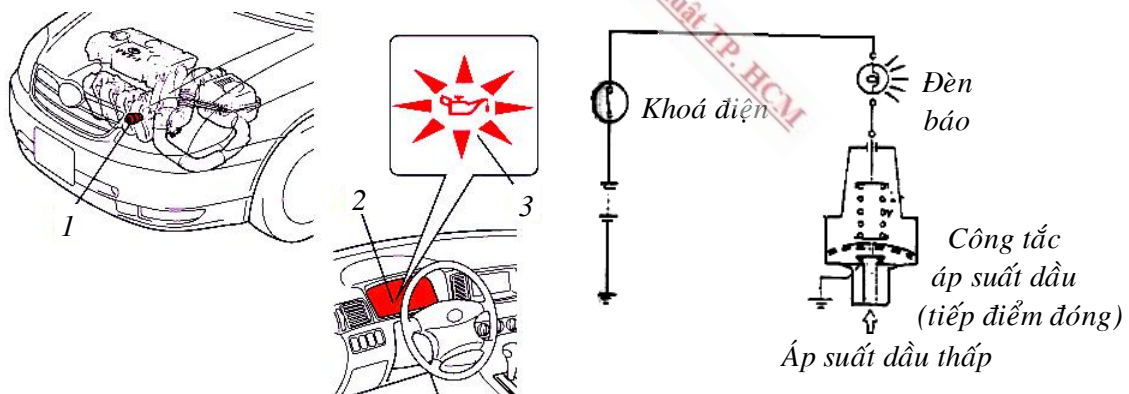
Trên đa số các động cơ hiện nay, người ta dùng cảm biến để đo áp suất dầu. Thiết bị sẽ hiện thị trên đồng hồ một cách chính xác. Sơ đồ nguyên lý thể hiện trên (hình 4.17).



Hình 4.17. Sơ đồ nguyên lý đo áp suất dầu bằng cảm biến.

IV.5. Đèn báo nguy

Đèn báo áp suất dầu dùng để báo trạng thái không bình thường (áp suất dầu thấp) bằng việc bật sáng đèn báo.



Hình 4.18. Đèn báo nguy áp suất dầu.

1 – công tắc áp suất dầu; 2 – bảng đồng hồ taplô; 3 – đèn báo áp suất dầu.

Nguyên lý làm việc: một công tắc áp suất dầu (cảm biến) trong ống dẫn dầu sẽ theo dõi trạng thái của áp suất dầu và báo hiệu cho tài xế trên bảng đồng hồ taplô nếu áp suất dầu không tăng lên sau khi động cơ đã khởi động.

Chương 5

HỆ THỐNG LÀM MÁT

Bản quyền thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

Chương 5

HỆ THỐNG LÀM MÁT

I. NHIỆM VỤ CỦA HỆ THỐNG LÀM MÁT

I.1. Công dụng của hệ thống làm mát

Trong quá trình động cơ làm việc, môi chất công tác được đốt cháy và giãn nở sinh công trong xylanh động cơ. Quá trình cháy trong động cơ làm sản sinh ra một nhiệt lượng khá lớn, làm cho các chi tiết máy tiếp xúc trực tiếp với khí cháy như: nắp máy, xylanh, piston, xéc măng,... bị đốt nóng. Lượng nhiệt truyền cho các chi tiết này chiếm từ 25 ÷ 35% nhiệt lượng do hỗn hợp cháy sinh ra.

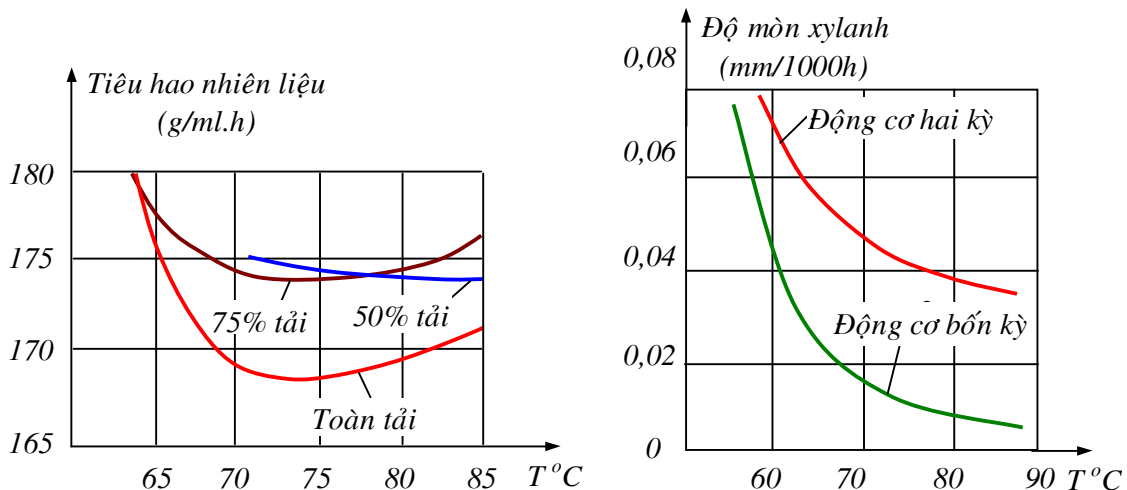
Khi động cơ làm việc, nhiệt độ đỉnh piston có thể lên tới 500°C, nhiệt độ nắm supap lên tới 900°C. Nhiệt độ các chi tiết cao quá có thể gây ra các ảnh hưởng sau:

- Phụ tải nhiệt của các chi tiết máy lớn làm giảm sức bền, tuổi thọ và độ cứng vững.
- Nhiệt độ cao sẽ giảm chất lượng của dầu bôi trơn và làm tăng tổn thất ma sát.
- Dễ xảy ra hiện tượng bó kẹt piston trong xylanh do giãn nở vì nhiệt.
- Giảm hệ số nạp, từ đó làm giảm công suất động cơ.
- Đối với động cơ xăng dễ xảy ra hiện tượng cháy kích nổ làm giảm tuổi thọ, sức bền các chi tiết và giảm công suất của động cơ.

Tuy nhiên, khi làm mát cho động cơ quá nhiều cũng không tốt, bởi vì tổn thất nhiệt sẽ quá lớn làm giảm hiệu suất của động cơ. Mặt khác, nhiệt độ của động cơ thấp làm dầu bôi trơn khó lưu thông, ảnh hưởng đến chất lượng bôi trơn và làm tăng tổn thất ma sát. Nhiệt độ của động cơ quá thấp còn làm cho nhiên liệu khó bay hơi, dễ ngưng tụ và phá hủy màng dầu bôi trơn trên thành xylanh. Đồng thời nhiệt độ thấp còn ảnh hưởng đến quá trình cháy và làm giảm công suất của động cơ.

Để đảm bảo cho động cơ làm việc một cách hiệu quả với tuổi thọ và độ tin cậy cao, trên động cơ phải trang bị hệ thống làm mát để giải nhiệt cho các chi tiết và giữ cho động cơ luôn làm việc trong khoảng nhiệt độ ổn định, nghĩa là giữ cho nhiệt độ làm việc của động cơ không cao quá và cũng không quá thấp.

I.2. Nhiệt độ làm việc tối ưu của động cơ



Hình 5.1. Đồ thị quan hệ suất tiêu hao nhiên liệu, độ mòn xylanh với nhiệt độ làm việc của động cơ.

Từ đồ thị (hình 5.1) ta có nhận xét:

- Nhiệt độ nước làm mát động cơ từ $70 \div 80^\circ\text{C}$ là vùng có suất tiêu hao nhiên liệu thấp.
- Nhiệt độ của nước làm mát tăng thì độ mòn xy lanh giảm.

Thực nghiệm cho thấy, tùy theo đặc điểm cấu tạo của từng loại động cơ cụ thể, chất lượng nhiên liệu và dầu bôi trơn, cùng một số các yếu tố khác. Khi tăng nhiệt độ nước làm mát từ $50^\circ\text{C} \div 90^\circ\text{C}$, công suất của động cơ có thể tăng lên khoảng $2,5 \div 8\%$ còn suất tiêu hao nhiên liệu có thể giảm từ $1,5 \div 4 \text{ g/kW}$.

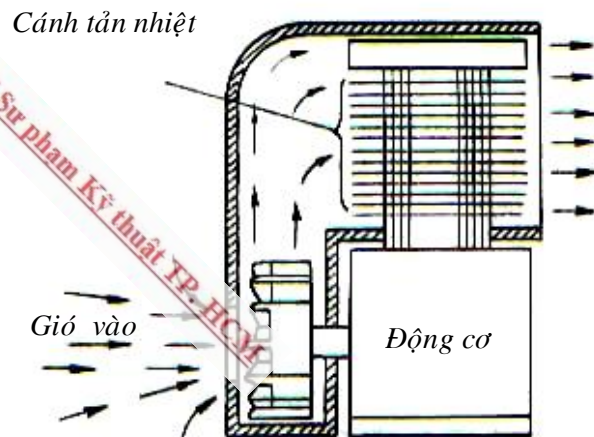
Đối với động cơ làm mát bằng nước, thì nhiệt độ tối ưu của nước từ động cơ ra là $75 \div 85^\circ\text{C}$. Nếu nhiệt độ nước làm mát lớn hơn, có thể tạo ra các bọt hơi trong hệ thống kiểu tuần hoàn kín, làm giảm hiệu quả làm mát và tạo nên những vùng có nhiệt độ quá cao. Trong các động cơ làm mát bằng nước kiểu một vòng hở, để tránh hiện tượng kết cặn trên bề mặt phía ngoài của lót xy lanh, yêu cầu nhiệt độ nước ra khỏi động cơ không nên vượt quá $50 \div 55^\circ\text{C}$. Điều đó tuy không phải là chế độ nhiệt tối ưu đối với động cơ, nhưng đó là đòi hỏi của điều kiện vận hành động cơ.

II. PHÂN LOẠI HỆ THỐNG LÀM MÁT

II.1. Hệ thống làm mát bằng không khí (bằng gió)

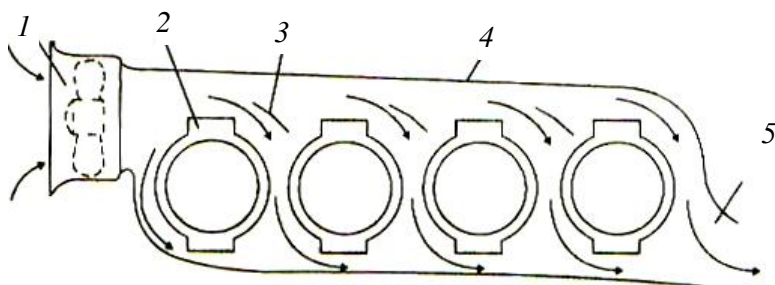
Hệ thống làm mát bằng không khí (hình 5.2) thường được lắp đặt trên một số động cơ cỡ nhỏ, hoặc một số động cơ ô tô làm việc thường xuyên trong vùng thiếu nước, sa mạc,...

Hệ thống làm mát bằng không khí chủ yếu gồm có quạt gió, hộp chấn hướng luồng gió và các cánh tản nhiệt ở phía ngoài xy lanh và nắp xy lanh. Những động cơ làm mát bằng không khí, quanh xy lanh và nắp xy lanh được đúc thành các cánh tản nhiệt để tăng diện tích tiếp xúc với không khí, truyền nhiệt từ buồng đốt ra ngoài động cơ được nhanh hơn. Khoảng cách giữa các cánh tản nhiệt khoảng từ $2 \div 4\text{mm}$, chúng nằm theo phương vuông góc với đường tâm của các xy lanh. Những cánh tản nhiệt ở phần nắp máy và phần đầu xy lanh phải có diện tích tiếp xúc với không khí lớn hơn các cánh tản nhiệt ở phía cuối xy lanh.



Hình 5.2. Sơ đồ làm mát bằng không khí.

Hệ thống làm mát (hình 5.3) có cấu tạo đơn giản, quạt gió 1 được dẫn động từ trục khuỷu cung cấp không khí với lưu lượng lớn làm mát động cơ. Bản hướng gió 3 có tác dụng phân phối không khí sao cho các xy lanh và từng xy lanh được làm mát đồng đều nhất.



Hình 5.3. Hệ thống làm mát bằng không khí.

1 – Quạt gió; 2 – Cánh tản nhiệt; 3 – Tấm hướng gió;

4 – Vỏ bọc; 5 – Đường thoát không khí.

Đối với động cơ nhiều xylanh, quạt gió được đặt ở đầu động cơ, trên trục có bulông và được dẫn động bằng dây đai từ trục khuỷu của động cơ. Xung quanh quạt gió có hộp bao kín để hướng cho luồng gió từ quạt thổi vào chạy theo chiều ngang động cơ, qua các cánh tản nhiệt của các xylanh để hiệu quả làm mát các xylanh được cao hơn. Tốc độ quay của quạt gió phụ thuộc vào tốc độ của trục khuỷu động cơ.

II.2. Hệ thống làm mát bằng chất lỏng

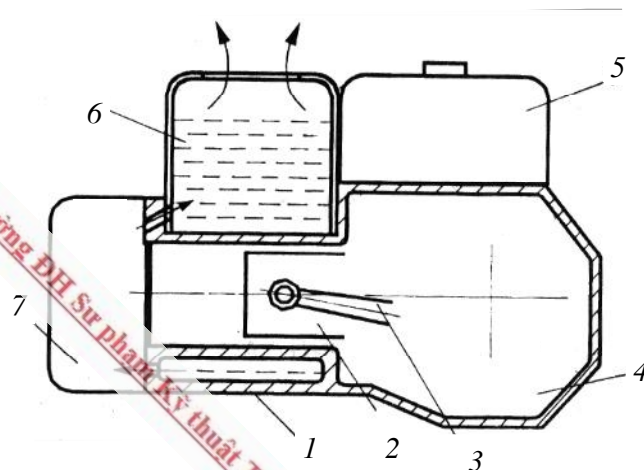
Trong hệ thống này, nước được dùng làm môi chất trung gian tải nhiệt khỏi các chi tiết. Tùy thuộc vào tính chất lưu động của nước trong hệ thống làm mát mà người ta chia thành các loại: bốc hơi, đối lưu tự nhiên và tuần hoàn cưỡng bức.

II.2.1. Hệ thống làm mát kiểu bốc hơi

Đây là kiểu làm mát đơn giản nhất. Bộ phận chứa nước bao gồm các khoang trong thân máy, nắp xylanh 7 và bình bốc hơi 6 lắp với thân máy 1. Khi động cơ làm việc, nước tại các khoang bao bọc buồng cháy sẽ sôi. Nước có nhiệt độ càng cao tỷ trọng càng giảm, nổi lên mặt thoáng của bình và bốc hơi ra ngoài làm mát động cơ. Sau khi mất nhiệt, tỷ trọng của nước lại tăng lên làm nước lại chìm xuống tạo thành lưu động đối lưu tự nhiên (hình 5.4).

Do làm mát bằng bốc hơi nếu không có nguồn nước bổ sung, tốc độ tiêu hao nước rất lớn. Mặt khác, do tốc độ lưu động của nước khi đối lưu tự nhiên rất nhỏ nên làm mát không đồng đều dẫn tới có hiện tượng chênh lệch về nhiệt độ giữa các phần được làm mát.

Chính vì vậy, hệ thống này chỉ thích hợp cho động cơ cỡ nhỏ đặt nằm ngang trong nông nghiệp, không thích hợp cho động cơ ô tô.



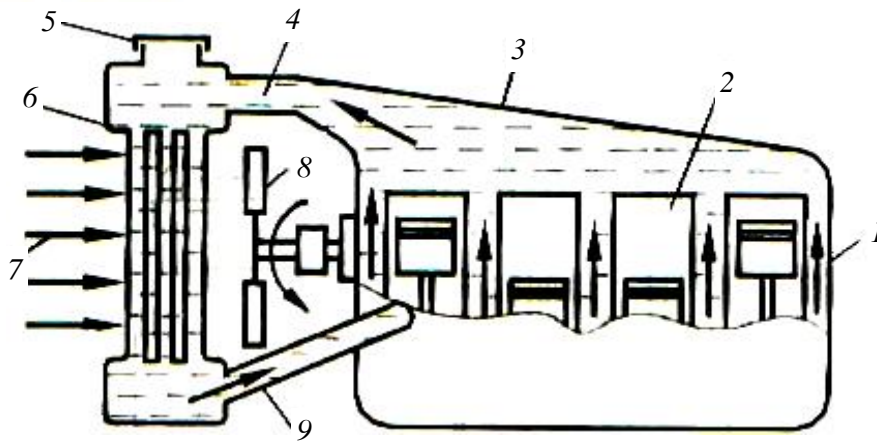
Hình 5.4. Hệ thống làm mát kiểu bốc hơi

1 – thân máy; 2 – piston; 3 – thanh truyền; 4 – hộp trục khuỷu;
5 – bình nhiên liệu; 6 – bình bốc hơi; 7 – nắp xylanh.

II.2.2. Hệ thống làm mát kiểu đối lưu tự nhiên

Trong hệ thống làm mát đối lưu tự nhiên (hình 5.5), nước lưu động tuần hoàn nhờ sự chênh lệch khối lượng riêng ρ ở các giá trị nhiệt độ khác nhau. Nước làm mát nhận nhiệt của xylanh trong thân máy 1, ρ giảm nên nước nổi lên trên. Trong khoang của nắp xylanh 3, nước tiếp tục nhận nhiệt của các chi tiết bao quanh buồng cháy, nhiệt độ tiếp tục tăng và ρ tiếp tục giảm, nước tiếp tục nổi lên theo đường dẫn ra khoang phía trên của két làm mát 6. Quạt gió 8 được dẫn động bằng pully từ trục khuỷu động cơ hút không khí qua két. Do đó, nước trong két được làm mát, ρ giảm nên nước sẽ chìm xuống khoang dưới của két và từ đây đi vào thân máy, thực hiện một vòng tuần hoàn.

Tốc độ lưu động của nước trong phương pháp này cũng chỉ vào khoảng $0,12 \div 0,19$ m/s. Điều đó dẫn đến chênh lệch nhiệt độ nước vào và nước ra lớn, vì vậy làm mát không đều. Muốn giảm sự chênh lệch này thì phải tăng kích thước bình chứa, két nước và tăng chiều cao lắp đặt két, điều đó làm cho động cơ rất cồng kềnh. Vì vậy phương pháp này chỉ dùng cho những động cơ tĩnh tại.



Hình 5.5. Hệ thống làm mát đối lưu tự nhiên.

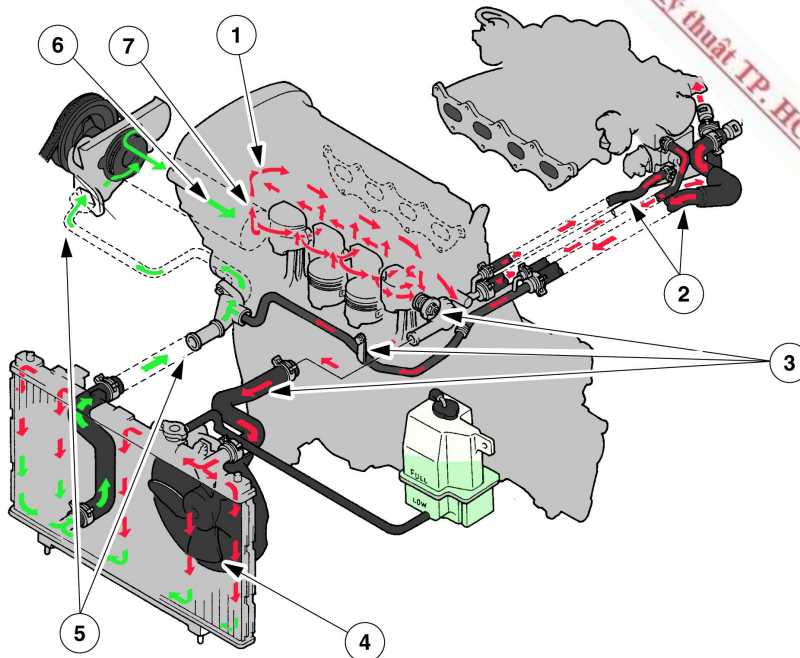
1 – thân máy; 2 – xylanh; 3 – nắp xylanh; 4 – đường nước ra két; 5 – nắp két nước;
6 – két nước; 7 – không khí làm mát; 8 – quạt gió; 9 – đường nước làm mát vào động cơ.

II.2.3. Hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức

Trong hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức, khắc phục được nhược điểm vận tốc lưu động của dòng nước thấp, làm tăng hiệu quả làm mát. Vận tốc lưu động của dòng nước được tăng bởi một bơm nước lắp trong hệ thống được dẫn động từ trục khuỷu động cơ. Hệ thống này thích hợp cho các động cơ có công suất cao và các động cơ ô tô.

Hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức có ba loại sau:

1) Hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức một vòng kín

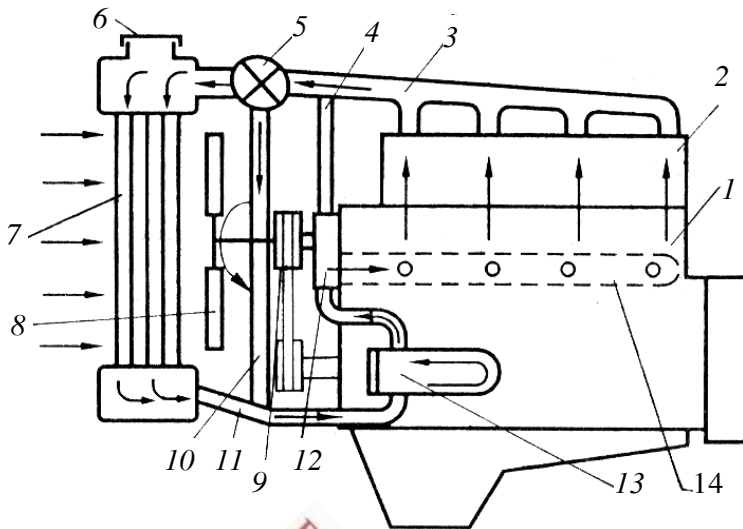


Chú thích

- 1 – nước vào làm mát nắp xylanh;
- 2 – các đường nước làm mát động cơ;
- 3 – van điều nhiệt và đường nước nối tắt về bơm;
- 4 – nước về két;
- 5 – nước ra khỏi két;
- 6 – nước vào làm mát thân máy;
- 7 – nước vào làm mát xylanh và nắp xylanh.

Hình 5.6. Hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức một vòng trên động cơ ô tô.

Hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức một vòng rất phổ biến trên động cơ ô tô, máy kéo và động cơ tĩnh tại, hình 5.6 và hình 5.7.



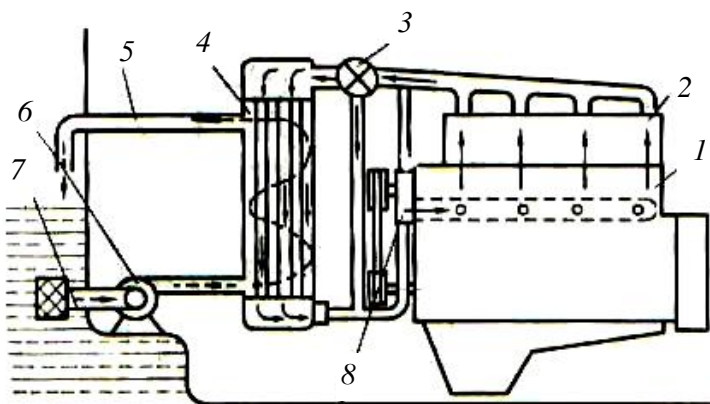
Chú thích

- 1 – thân máy; 2 – nắp xylanh;
- 3 – nước ra khỏi động cơ;
- 4 – ống dẫn bọt nước;
- 5 – van hằng nhiệt;
- 6 – nắp rót nước;
- 7 – két làm mát;
- 8 – quạt gió; 9 – puly;
- 10 – ống nước nối tắt về bơm;
- 11 – đường nước vào động cơ;
- 12 – bơm nước;
- 13 – két làm mát dầu;
- 14 – ống phân phối nước.

Hình 5.7. Sơ đồ nguyên lý hệ thống làm mát tuần hoàn cưỡng bức một vòng.

Nước làm mát có nhiệt độ thấp được bơm 12 hút từ bình chứa phía dưới của két nước 7 qua đường ống 10 rồi qua két 13 để làm mát dầu sau đó vào động cơ. Để phân phối nước làm mát đồng đều cho các xylanh và làm mát đồng đều cho mỗi xylanh, nước sau khi bơm vào thân máy 1 chảy qua ống phân phối 14 đúc sẵn trong thân máy. Sau khi làm mát xylanh, nước lên làm mát nắp máy rồi theo đường ống 3 ra khỏi động cơ với nhiệt độ cao đến van hằng nhiệt 5. Khi van hằng nhiệt mở, nước qua van vào bình chứa phía trên của két nước. Tiếp theo, nước từ bình chứa trên đi qua các ống mỏng có gắn các cánh tản nhiệt. Tại đây, nước được làm mát bởi dòng không khí qua két do quạt 8 tạo ra. Quạt được dẫn động bằng puly từ trục khuỷu của động cơ. Tại bình chứa phía dưới của két làm mát, nước có nhiệt độ thấp lại được bơm hút vào động cơ thực hiện một chu trình làm mát tuần hoàn.

2) Hệ thống làm mát cưỡng bức tuần hoàn hai vòng



Chú thích

- 1 – thân máy; 2 – nắp xylanh;
- 3 – Van hằng nhiệt;
- 4 – Két làm mát;
- 5 – Đường nước ra vòng hở;
- 6 – Bơm vòng hở;
- 7 – Đường nước vào vòng hở;
- 8 – Bơm nước vòng kín.

Hình 5.8. Hệ thống làm mát cưỡng bức hai vòng.

Trong hệ thống này, nước được làm mát tại két nước 4 không phải bằng dòng không khí do quạt gió tạo ra mà bằng nước có nhiệt độ thấp hơn, ví dụ như nước sông hay nước biển. Hệ thống có hai vòng nước tuần hoàn. Vòng thứ nhất làm mát động cơ như đã xét ở hệ thống tuần hoàn cưỡng bức một vòng còn được gọi là nước vòng kín. Vòng thứ hai với nước sông hay nước biển được bơm 6

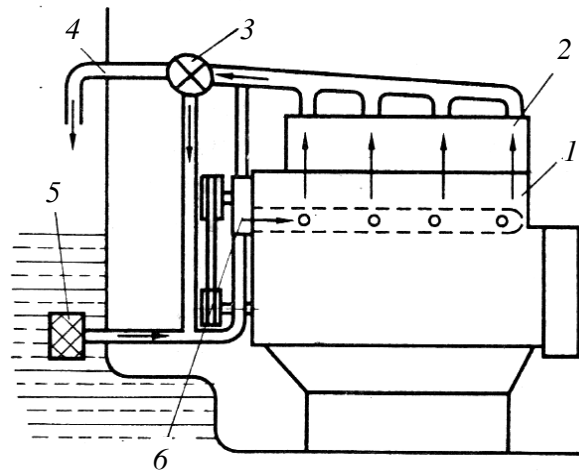
chuyển đến két làm mát để làm mát nước vòng kín, sau đó lại thải ra sông, ra biển nên được gọi là vòng hở. Hệ thống làm mát hai vòng được dùng rất phổ biến cho động cơ tàu thủy (hình 5.8).

3) Hệ thống làm mát một vòng hở

Trong hệ thống này, nước làm mát là nước sông, biển, được bơm 6 hút vào làm mát động cơ sau đó theo đường nước 4 đổ ra sông, biển (hình 5.9).

Ưu điểm của hệ thống này là rất đơn giản. Tuy nhiên, do phải bảo đảm nhiệt độ nước làm mát thấp (khoảng 60°C) để giảm hiện tượng đóng cặn trong khoang nước của động cơ (tăng trở nhiệt của quá trình trao đổi nhiệt) nên chênh lệch nhiệt độ lớn. Điều đó dẫn đến ứng suất nhiệt của các chi tiết làm mát khá lớn.

Hệ thống làm mát một vòng hở chỉ được dùng cho động cơ tàu thủy.



Hình 5.9. Hệ thống làm mát một vòng hở.
1 – thân máy; 2 – nắp máy; 3 – van hằng nhiệt;
4 – đường nước ra; 5 – lọc nước; 6 – bơm nước.

II.3. So sánh hệ thống làm mát bằng nước và hệ thống làm mát bằng không khí

So sánh giữa phương pháp làm mát bằng nước với phương pháp làm mát bằng không khí thấy phương pháp làm mát bằng nước có ưu điểm như sau:

- Hiệu quả làm mát cao và ổn định hơn.
- Mức độ đồng đều khi làm mát cho các xylanh trong cùng động cơ tốt hơn.
- Giảm được khả năng phát sinh kích nổ trong động cơ xăng.
- Giảm tiếng ồn khi động cơ làm việc.
- Giảm được chiều dài động cơ.
- Tổn hao công suất cho hệ thống làm mát nhỏ hơn. Khi làm mát bằng nước tiêu hao 3 ÷ 9 % còn khi làm mát bằng không khí tiêu hao 4 ÷ 13% công suất động cơ (công suất tiêu hao cho dẫn động quạt gió).
- Kích thước của động cơ nhỏ gọn hơn do không phải bố trí các cánh tản nhiệt.
- Quạt gió có công suất nhỏ hơn nên khi làm việc ít ồn hơn.

Chính vì những ưu điểm trên nên hệ thống làm mát bằng nước được dùng rất rộng rãi trên các động cơ hiện nay. Tuy nhiên hệ thống làm mát bằng nước phức tạp hơn vì có các bộ phận như: két nước, bơm,... Đối với động cơ làm việc ở xứ lạnh, phải có các biện pháp chống đông cho nước. Ngoài ra, nước có thể rò rỉ xuống cacte dầu gây mòn, tróc các chi tiết ma sát như piston, xylanh, trục và ổ trục.

Động cơ làm mát bằng không khí rõ ràng dễ sử dụng và tiện lợi trong điều kiện thiếu nước như ở sa mạc hay rừng sâu. Do đó, rất thích hợp cho động cơ công suất không lớn lắm, động cơ phục vụ trong lâm nghiệp hoặc trong quân sự.

III. CÁC BỘ PHẬN CỦA HỆ THỐNG LÀM MÁT BẰNG CHẤT LỎNG

III.1. Két nước

Két nước có tác dụng chứa nước, truyền nhiệt từ nước ra không khí làm giảm nhiệt độ của nước để cung cấp nước có nhiệt độ thấp làm mát cho động cơ. Két nước được chia thành 3 phần chính:

Ngăn chứa phía trên thường được làm bằng đồng hoặc tôn dập. Ở động cơ Diesel và động cơ cỡ lớn ngăn trên được làm bằng gang đúc. Ngăn trên có cổ để rót nước và có nắp đậy két nước.

Ngăn chứa phía dưới cũng được làm bằng đồng hoặc tôn dập. Ngăn dưới của két nước có đường dẫn nước từ két tới bơm nước và đi làm mát động cơ. Phía đáy của ngăn dưới có khoá để tháo nước khi xúc rửa hoặc thay nước trong két.

Ngăn giữa của két nước làm thành các ống nối liền ngăn trên và ngăn dưới của két nước.



Chú thích

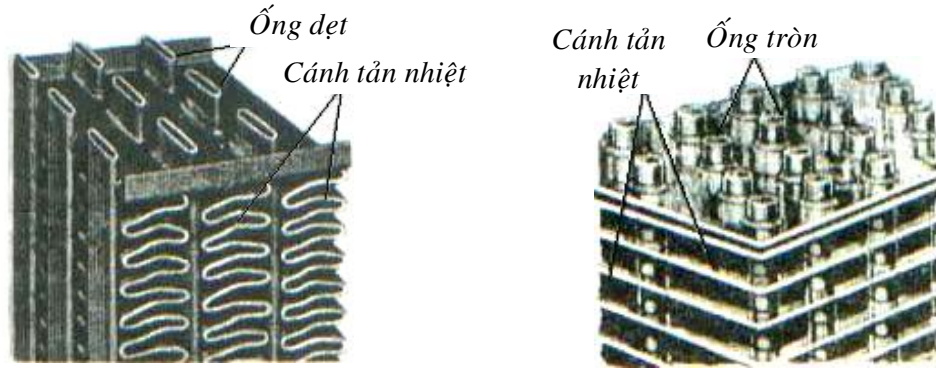
- 1 – nắp két nước.
- 2 – ống dẫn nước vào két.
- 3 – ngăn chứa phía dưới.
- 4 – ống dẫn nước vào động cơ.
- 5 – ngăn giữa của két nước.
- 6 – ngăn phía trên của két.

Hình 5.10. Cấu tạo của két két nước.

Các ống của ngăn giữa (hình 5.11) có mặt cắt hình tròn hoặc hình dẹt, xung quanh các ống có gắn cánh tản nhiệt mỏng bằng đồng lá để truyền nhiệt ra không khí được nhanh chóng, làm giảm nhiệt độ của nước làm mát.

Đối với động cơ xăng, các ống nước của ngăn giữa được làm bằng đồng thau có chiều dày từ $0,2 \div 0,35$ mm. Những tấm lá đồng tản nhiệt có chiều dày $0,1 \div 0,2$ mm và được đặt cách nhau $2,3 \div 4,5$ mm.

Trên các động cơ Diesel, các ống dẫn nước của ngăn giữa được làm bằng thép có chiều dày từ $0,2 \div 0,35$ mm. Cánh tản nhiệt làm bằng tấm thép mỏng dày từ $0,15 \div 0,25$ mm. Ở các động cơ xăng cỡ nhỏ và trung bình, các đường ống của ngăn giữa được hàn với ngăn trên và ngăn dưới tạo thành két nước hoàn chỉnh. Ở các động cơ Diesel cỡ trung bình và lớn thì ngăn giữa của két nước được nối liền với ngăn trên và ngăn dưới bằng các bulông.



Hình 5.11. Các dạng ống của két nước.

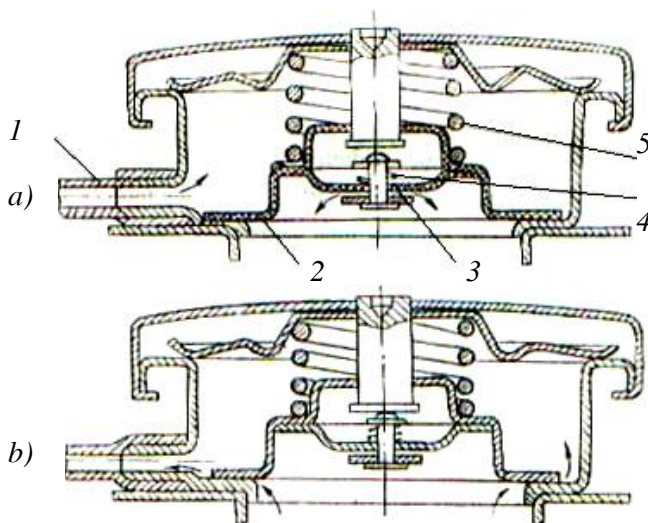
III.2. Nắp két nước

Nắp két nước được bố trí trên đỉnh của két, nó có tác dụng làm kín két nước không cho nước văng ra ngoài. Đồng thời nắp két nước còn có tác dụng giữ áp suất trong két nước, làm cho nhiệt độ sôi của nước làm mát lớn hơn 100°C , giúp tăng hiệu quả làm mát mà không cần tăng kích thước của két.

Trên nắp két nước có bố trí hai van như (hình 5.12), một van có tác dụng giảm áp và một van chân không. Khi nhiệt độ nước làm mát tăng cao ($110 \div 120^{\circ}\text{C}$), làm cho áp suất nước trong két tăng lên. Nếu áp suất ngăn trên của két nước lớn hơn $1,2 \text{ kG/cm}^2$ thì áp lực này đủ sức để thắng lực căng lò xo của van, khi đó nắp van mở ra để không khí và nước thoát ra ngoài theo đường ống 1.

Khi nhiệt độ động cơ giảm làm áp suất ngăn trên của két nước giảm xuống thấp hơn $0,94 \text{ kG/cm}^2$ thì không khí ngoài trời qua ống 1 vào phía trên van đẩy nắp van 3 của van chân không để vào ngăn trên của két nước. Nhờ có van một chiều đó mà áp suất trong két nước luôn luôn ổn định.

Các phần của nắp két nước và cổ rót nước của két được thể hiện trên hình 5.13.



Chú thích

- 1 – ống dẫn đến bình dự trữ.
- 2 – van giảm áp.
- 3 – van chân không.
- 4 – lò xo van chân không.
- 5 – lò xo van giảm áp.

Hình 5.12. Cấu tạo của nắp két nước.



Hình 5.13. Nắp kết nước được tháo ra từ cổ rót nước vào ở bộ tản nhiệt.

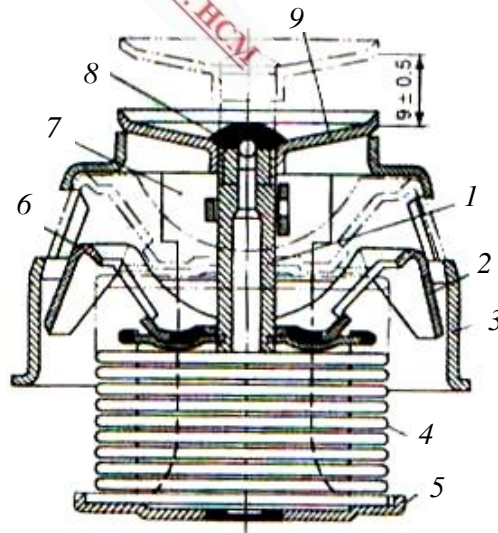
III.3. Van điều nhiệt và phương pháp bố trí

III.3.1. Van điều nhiệt

Van điều nhiệt hay còn gọi là van hằng nhiệt có nhiệm vụ tự động điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát khi động cơ làm việc đảm bảo cho nhiệt độ nước làm mát trong giới hạn từ $85 \div 90^\circ\text{C}$, mặt khác còn làm nhiệm vụ rút ngắn thời gian đạt nhiệt độ làm việc tối ưu của động cơ sau khi khởi động. Các chi tiết của van điều nhiệt được làm bằng đồng (hình 5.14).



Hình 5.14. Van điều nhiệt.



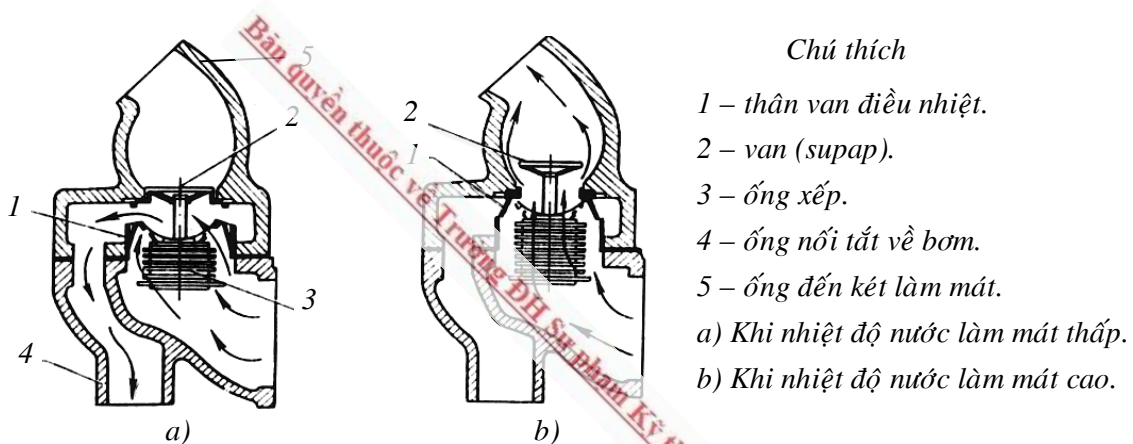
Hình 5.15. Cấu tạo van điều nhiệt.

1 – ống rỗng; 2,6 – supap dưới; 3 – thân; 4 – ống xếp;
5 – đáy ống xếp; 7 – giá đỡ; 8 – bi; 9 – supap trên.

Van điều nhiệt được bố trí giữa két nước và động cơ, van đóng mở được tùy theo nhiệt độ của nước làm mát. Khi nhiệt độ của nước làm mát thấp, van đóng để ngăn không cho nước ra két. Khi nhiệt độ nước làm mát tăng, van mở để cho nước từ động cơ thoát ra két làm mát.

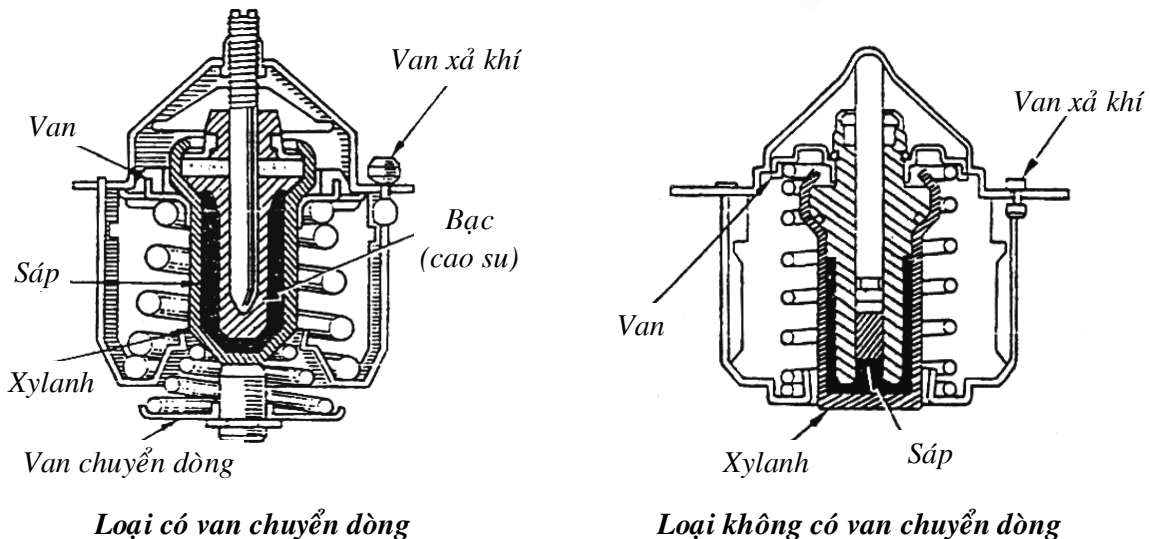
Trên (hình 5.15) giới thiệu cấu tạo của van hằng nhiệt. Ống xếp 4 được hàn với đáy 5, mặt trên của ống xếp gắn chặt với một supap phụ 6 và ống rỗng bịt đầu trên 1. Đầu trên của ống là supap 9. Khi nhiệt độ nước dưới 70°C , áp suất hơi trong ống xếp còn thấp nên ống xếp co lại dưới tác dụng lực đàn hồi của thành ống. Supap 9 đóng kín đường đến két nước và supap phụ mở để nước đi ra khỏi động cơ, qua đường tắt đến cửa vào của bơm nước. Khi nhiệt độ nước làm mát vượt quá 70°C , áp suất hơi trong ống xếp đẩy dài ống xếp ra làm đóng supap phụ và mở supap 9 để nước đi đến két nước. Nếu nhiệt độ nước vượt quá 85°C supap phụ 3 sẽ đóng kín tất cả các lỗ bên sườn của van hằng nhiệt làm cho đường nước từ máy đi tắt về bơm đóng kín.

Hầu hết các động cơ trên ô tô hiện nay đều dùng loại van hằng nhiệt như hình 5.17. Loại van này có 2 kiểu: một kiểu có kèm van chuyển dòng và một kiểu không có van chuyển dòng. Van chuyển dòng hoạt động cùng với van chính (khi van chính mở, van chuyển dòng đóng).



Hình 5.16. Chế độ làm việc của van điều nhiệt.

Trên van hằng nhiệt có bố trí một van xả khí, nó dùng để xả bọt khí trong hệ thống làm mát khi nước làm mát được đổ thêm vào hệ thống.



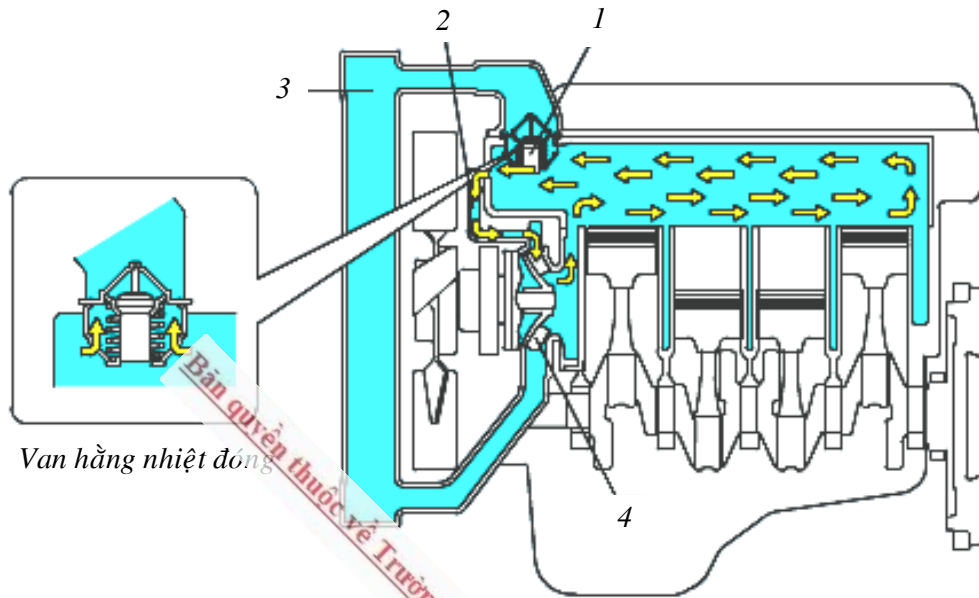
Hình 5.17. Các kiểu van hằng nhiệt.

III.3.2. Phương pháp bố trí

Có 2 cách bố trí van hằng nhiệt:

1) Bố trí ở đường nước ra (không có van chuyển dòng)

Nước làm mát động cơ chảy qua mạch chuyển dòng mà không phụ thuộc vào nhiệt độ của nước làm mát (hình 5.18).



Van hằng nhiệt đóng

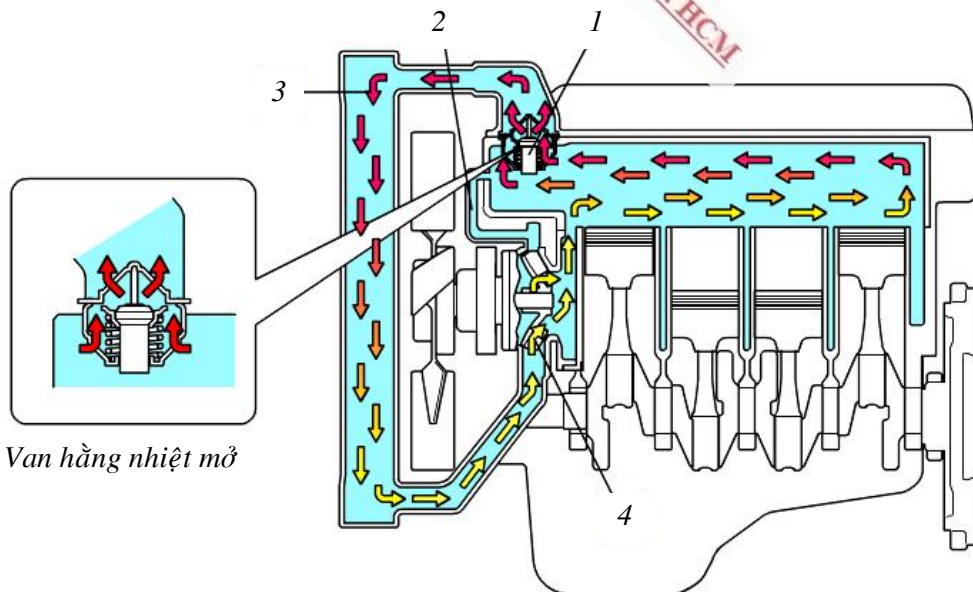
a) Khi van hằng nhiệt đóng.

1 – van hằng nhiệt.

2 – đường nước hồi tắt về bơm.

3 – két nước.

4 – bơm nước.



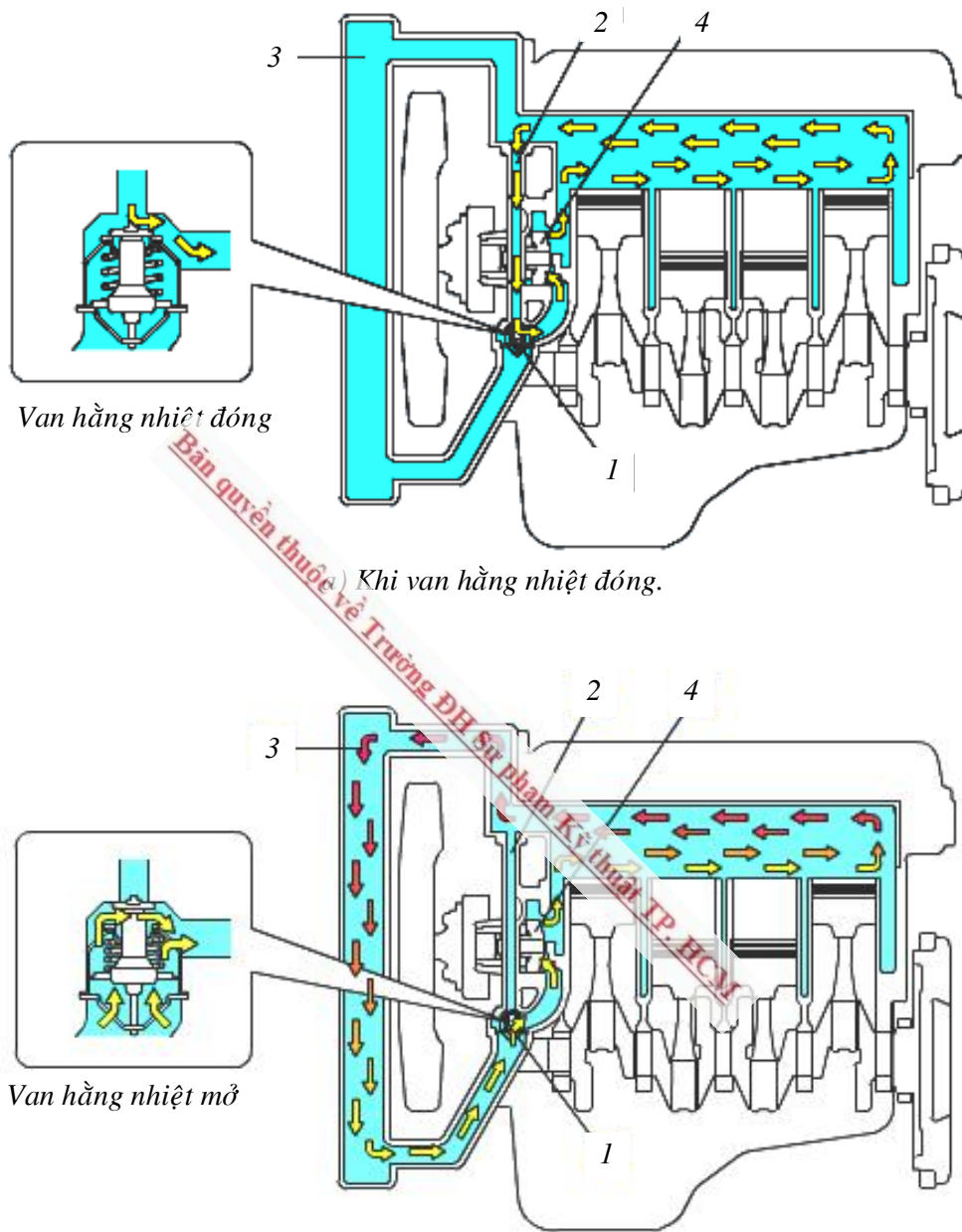
Van hằng nhiệt mở

b) Khi van hằng nhiệt mở.

Hình 5.18. Van hằng nhiệt bố trí ở đường nước ra.

2) Bố trí ở đường nước vào (có van chuyển dòng)

Ngày nay loại này được sử dụng khá phổ biến, nó có đặc điểm là trên van hằng nhiệt có bố trí van chuyển dòng (hình 5.19).



Van hằng nhiệt đóng

Khi van hằng nhiệt đóng.

Van hằng nhiệt mở

b) Khi van hằng nhiệt mở

Hình 5.19. Van hằng nhiệt bố trí ở đường nước vào.

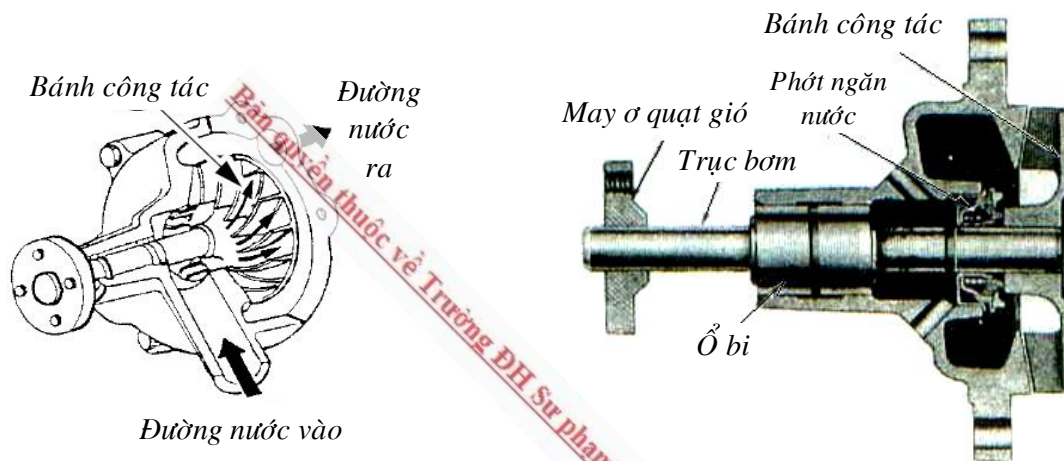
- 1 – van hằng nhiệt.
- 2 – đường nước nối tắt về bơm.
- 3 – két nước.

Kiểu bố trí này có các ưu điểm:

- Có đường đi nối tắt về bơm lớn hơn và bảo đảm việc phân phối đồng đều nhiệt độ đến động cơ trong khi hâm nóng.
- Đóng hoàn toàn đường đi nối tắt về bơm khi động cơ nóng lên hay nhiệt độ cao, do đó hiệu quả làm mát tốt hơn.
- Van hằng nhiệt phản ứng một cách nhanh chóng để ổn định nhiệt độ nước làm mát.

III.4. Bơm nước

Bơm nước có tác dụng cung cấp lưu lượng nước với một áp suất nhất định trong hệ thống để làm mát cho động cơ. Trong các loại động cơ đốt trong làm mát bằng nước kiểu tuần hoàn cưỡng bức hiện nay hay dùng nhất là loại bơm nước kiểu ly tâm (hình 5.20) bởi nó đơn giản, có cấu trúc chắc chắn và giá thành hợp lý. Ngoài ra còn có bơm piston, bơm bánh răng nhưng rất ít dùng.



Hình 5.20. Bơm nước kiểu ly tâm.

Bơm nước có thân được đúc bằng gang hoặc hợp kim nhôm, được đặt phía trước thân máy và dẫn động bằng đai răng hoặc đai thang từ trục khuỷu động cơ.

Trên bơm có đường dẫn nước vào được nối với ngăn phía dưới của két nước bằng ống cao su và đường nước ra được nối với đường nước vào thân máy. Cánh bơm được đúc bằng gang hoặc hợp kim đồng, cánh bơm được lắp trong thân và cố định ở cuối trục bơm. Trục bơm được cố định trong thân bơm và chuyển động trên các ổ bi. Phần đuôi trục lắp bánh công tác và đầu trục được lắp puly để dẫn động bơm. Phốt chặn được lắp giữa bánh công tác và thân bơm, để ngăn nước rò rỉ ra ngoài đầu trục bơm.

Khi động cơ làm việc, trục bơm quay trong vỏ bơm làm các bánh công tác cũng quay theo. Nước từ phần dưới của két được đưa vào phần giữa của cánh bơm, dưới tác dụng của lực ly tâm nước được đẩy từ bên trong cánh ra ngoài cánh tạo áp lực đẩy nước đi trong hệ thống.

Chương 6

HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ XĂNG

Chương 6

HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ XĂNG

I. GIỚI THIỆU HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU TRÊN ĐỘNG CƠ XĂNG

I.1. Yêu cầu của hệ thống

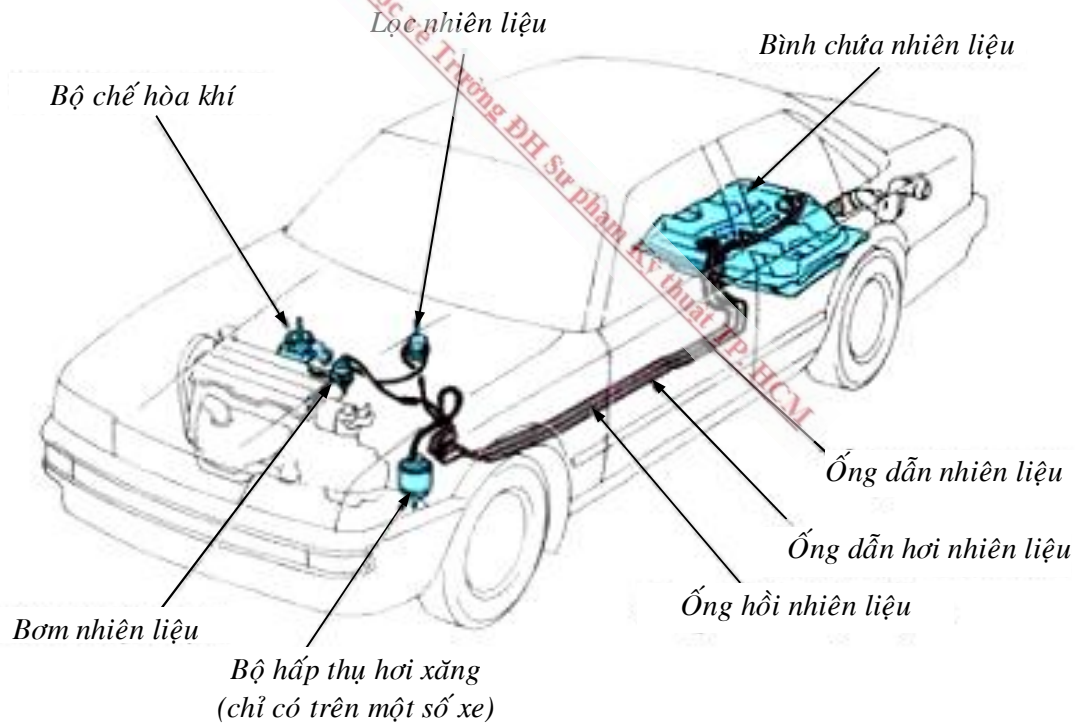
Hệ thống nhiên liệu trên động cơ xăng có nhiệm vụ chuẩn bị và cung cấp hỗn hợp gồm hơi xăng và không khí (gọi là hoà khí) cho động cơ, đảm bảo về số lượng và thành phần phù hợp với từng chế độ làm việc của động cơ.

Hỗn hợp cung cấp cho động cơ xăng được tạo thành bằng phương pháp sử dụng bộ chế hoà khí hoặc phun xăng (phun xăng trên đường ống nạp và phun trực tiếp vào xy lanh động cơ).

I.2. Cấu tạo hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hòa khí

Hệ thống nhiên liệu trên động cơ xăng sử dụng chế hoà khí có nhiệm vụ cung cấp nhiên liệu từ bình chứa đến hoà trộn với không khí tạo thành hỗn hợp. Sau đó hỗn hợp này được cung cấp cho động cơ với lượng và thành phần tối ưu nhất cho từng chế độ làm việc.

Hệ thống nhiên liệu sử dụng chế hoà khí bao gồm các thành phần như hình 6.1



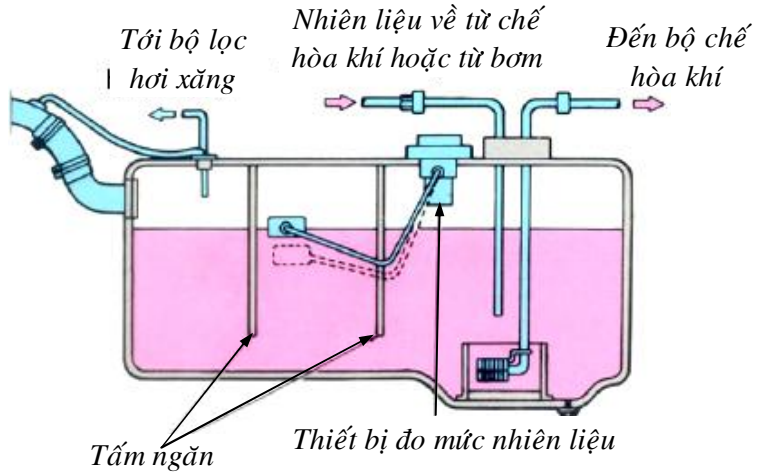
Hình 6.1. Sơ đồ hệ thống cung cấp nhiên liệu trên động cơ xăng dùng chế hoà khí.

Trong sơ đồ trên có ba đường ống dẫn xăng: đường nhiên liệu chính dẫn từ bình chứa tới bơm, đường hồi nhiên liệu về bình chứa và đường dẫn hơi nhiên liệu từ bình chứa đến bộ lọc hơi xăng (không cho hơi xăng thoát ra môi trường).

1.2.1. Bình chứa nhiên liệu

Bình chứa nhiên liệu được làm từ các tấm thép mỏng được đặt ở phía sau xe để chống sự rò rỉ của xăng trong trường hợp xảy ra va chạm. Phía trong bình chứa có mạ một lớp kim loại chống rỉ.

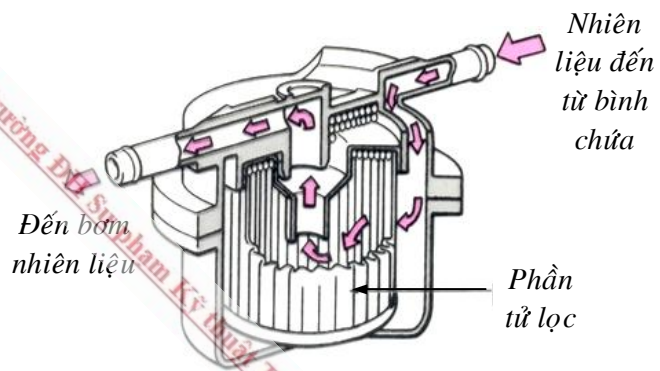
Trong bình chứa xăng có các tấm ngăn để tránh việc thay đổi mức nhiên liệu khi xe chuyển động, đặc biệt là khi tăng tốc và giảm tốc đột ngột. Miệng của ống dẫn xăng được đặt cao hơn đáy thùng khoảng 2 ÷ 3 cm để chống cạn và nước có lẫn trong bình chứa. Ngoài ra trong bình chứa nhiên liệu còn có lọc thô và cảm biến để đo mức nhiên liệu.



Hình 6.2. Bình chứa nhiên liệu.

1.2.2. Lọc nhiên liệu

Lọc nhiên liệu được bố trí giữa bình chứa nhiên liệu và bơm nhiên liệu để loại bỏ cặn bẩn, tạp chất hoặc nước có lẫn trong xăng. Các phần tử bên trong bầu lọc làm giảm tốc độ dòng nhiên liệu, làm cho các phần tử nặng hơn xăng được giữ lại ở đáy của lọc và các chất bẩn nhẹ hơn xăng được lọc ra bởi các phần tử lọc (hình 6.3).

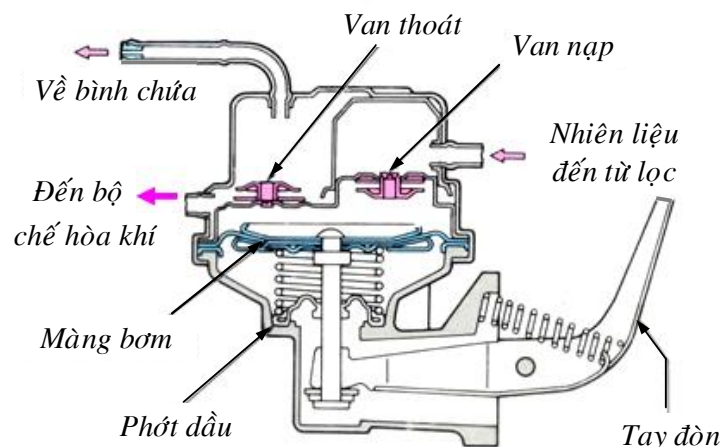


Hình 6.3. Lọc nhiên liệu.

1.2.3. Bơm nhiên liệu

Có hai loại bơm nhiên liệu, một loại có đường hồi và một loại không có đường hồi. Tuy nhiên, về cấu tạo và hoạt động của hai loại này cơ bản giống nhau.

Khi cam tác động vào cánh tay đòn của bơm, màng bơm sẽ chuyển động làm thay đổi thể tích của buồng phía trên và phía dưới (hình 6.4). Khi màng chuyển động xuống phía dưới van nạp mở, van thoát đóng nhiên liệu từ bình chứa nạp vào bơm. Khi màng chuyển động lên phía trên, van thoát mở và van nạp đóng, nhiên liệu được cung cấp đến chế hòa khí.



Hình 6.4. Bơm nhiên liệu.

II. YÊU CẦU CỦA HỖN HỢP

Muốn tăng tốc độ bay hơi cần phải xé tới xăng thật tốt, để làm được điều này cần phải tạo ra sự chênh lệch tốc độ giữa không khí và xăng qua họng. Tốc độ tương đối này càng lớn thì xăng được xé tới càng tốt.

Thực nghiệm cho thấy, xăng bắt đầu được xé tới khi tốc độ tương đối đạt $4 \div 6$ m/s, khi tốc độ trên đạt tới 30 m/s thì xăng được xé tới hoàn toàn. Tốc độ dòng không khí qua họng bộ chế hòa khí động cơ xăng hiện nay đạt $150 \div 200$ m/s, tốc độ của dòng nhiên liệu qua vòi phun nhỏ hơn tốc độ này khoảng 25 lần. Như vậy khi động cơ đạt tốc độ cực đại, tốc độ tia xăng ra khỏi vòi phun đạt khoảng $6 \div 8$ m/s.

II.1. Yêu cầu của bộ chế hoà khí

Bộ chế hoà khí phải cung cấp được lượng hỗn hợp với thành phần thích hợp nhất đáp ứng kịp thời với mọi chế độ làm việc.

Thành phần hòa khí đi vào xylanh động cơ phụ thuộc vào tốc độ của dòng không khí qua họng, tốc độ của xăng ra khỏi vòi phun và đặc điểm kết cấu của vòi phun và họng khuếch tán. Thành phần hòa khí này được thể hiện qua hệ số dư lượng không khí α , thay đổi theo từng chế độ làm việc của động cơ.

$$\alpha = \frac{G_k}{G_{nl} \cdot L_o}$$

Trong đó: G_k – lượng không khí qua bộ chế hòa khí, (kg/s).

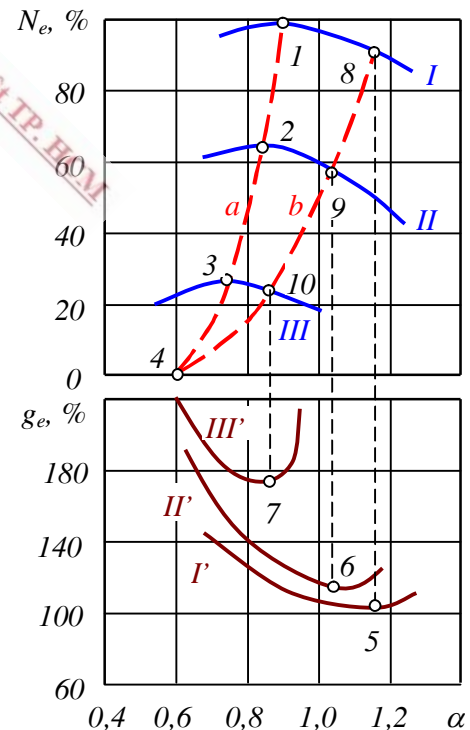
G_{nl} – lượng nhiên liệu qua bộ chế hòa khí, (kg/s).

L_o – lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu, (kg/kg nhiên liệu).

Đặc tính lý tưởng của chế hòa khí là đặc tính thể hiện sự thay đổi thành phần hòa khí α tối ưu theo từng chế độ làm việc của động cơ. Quy luật thay đổi thành phần hòa khí tối ưu được xác định qua đặc tính điều chỉnh thành phần hòa khí, thể hiện sự biến thiên của các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ theo hệ số dư lượng không khí α khi giữ không đổi tốc độ động cơ và vị trí bướm ga (hình 6.5).

Trên đồ thị: tung độ là công suất động cơ N_e và suất tiêu hao nhiên liệu g_e , hoành độ là hệ số dư lượng không khí α . Các đường I – I' là kết quả khảo nghiệm khi mở bướm ga 100%. Các đường II – II' và III – III' tương ứng với các vị trí bướm ga nhỏ dần. Qua đồ thị ta có nhận xét:

- Với $n = \text{const}$, ở mỗi vị trí bướm ga giá trị của α tương ứng với công suất cực đại (các điểm 1, 2, 3) đều nhỏ hơn những điểm có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (các điểm 5, 6, 7, 8, 9, 10).
- Ở mỗi vị trí bướm ga, các điểm đạt công suất cực đại đều có $\alpha < 1$.



Hình 6.5. Các đặc tính điều chỉnh thành phần hòa khí.

- Càng đóng nhỏ bướm ga, α của điểm có công suất cực đại càng giảm.
- Khi mở 100% bướm ga, suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất xuất hiện tại $\alpha \approx 1,1$. Càng đóng nhỏ bướm ga vị trí xuất hiện g_{\min} càng chuyển về hướng giảm của α , khi đóng bướm ga gần kín giá trị g_{\min} tương ứng với $\alpha < 1$.

Từ kết quả trên ta có, khi đóng bướm ga nhỏ dần, muốn có công suất cực đại (N_{\max}) cũng như muốn có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (g_{\min}) đều phải làm cho hòa khí đậm lên. Tùy theo công dụng và điều kiện làm của động cơ mà thực hiện việc điều chỉnh để N_c và g_c biến thiên theo thành phần hòa khí α được sát với đường có thành phần hòa khí của công suất cực đại (đường a) hoặc sát với đường có thành phần hòa khí của suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (đường b).

Giới hạn của hệ số dư lượng không khí α ở các chế độ làm việc khác nhau như sau:

- Khi động cơ làm việc ở chế độ không tải, muốn động cơ làm việc ổn định $\alpha = 0,4 \div 0,8$.
- Khi mở bướm ga tương đối rộng $\alpha = 1,07 \div 1,15$ để giúp động cơ làm việc tiết kiệm.
- Để động cơ đạt công suất cực đại khi mở 100% bướm ga cần $\alpha = 0,75 \div 0,9$.
- Khi khởi động lạnh ở tốc độ thấp, hòa khí đậm để động cơ dễ khởi động cần $\alpha = 0,3 \div 0,4$.

II.2. Hệ thống chính (mạch chính)

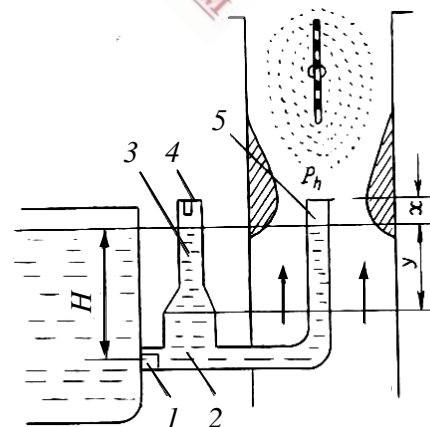
Hệ thống phun chính của bộ chế hòa khí là hệ thống cung cấp lượng xăng chủ yếu cho hầu hết các chế độ làm việc có tải của động cơ. Cho đến nay, người ta vẫn dùng một trong ba biện pháp sau để điều chỉnh thành phần hỗn hợp:

- Giảm độ chân không sau gíc-lơ chính.
- Giảm độ chân không ở họng.
- Điều chỉnh tiết diện gíc-lơ chính kết hợp với hệ thống không tải.

II.2.1. Hệ thống chính điều chỉnh độ chân không sau gíc-lơ chính (hình 6.6)

Nhiên liệu từ buồng phao qua gíc-lơ chính 1 vào không gian 2, rồi từ đó qua vòi phun 5 vào họng khuếch tán. Ống không khí 3 nối liền với không gian 2, trên miệng ống 3 có gíc-lơ không khí 4.

Khi động cơ chưa làm việc, mức xăng trong ống 3 và trong vòi phun bằng nhau. Khi động cơ hoạt động, phần xăng trong ống 3 sẽ hút hết trước, lúc này xăng qua gíc-lơ 1 và không khí qua gíc-lơ 4 vào hòa trộn trong không gian 2 tạo thành các bọt xăng rồi phun vào họng bộ chế hòa khí. Khi ra khỏi vòi phun các bọt xăng này được xé tơi nhanh và hòa trộn đều với không khí tạo nên hỗn hợp. Trong quá trình này, không khí qua gíc-lơ 4 đi vào ống 3 vì vậy làm cho độ chân không ở sau gíc-lơ 1 giảm, nhờ đó giảm lượng xăng qua gíc-lơ 1. Điều này có tác dụng làm hòa khí cấp cho động cơ nhạt dần khi tăng độ chân không ở họng ΔP_h .



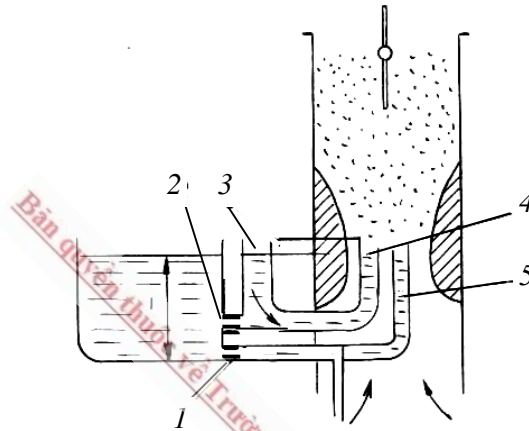
Hình 6.6. Sơ đồ nguyên lý hệ thống chính giảm độ chân không sau gíc-lơ chính.

- 1 – gíc-lơ chính; 2 – không gian tạo bọt xăng;
3 – ống không khí; 4 – gíc-lơ không khí; 5 – vòi phun.

II.2.2. Hệ thống chính có gíc-lơ bổ sung (hình 6.7)

Phương pháp điều chỉnh thành phần hỗn hợp nhờ gíc-lơ bổ sung là một trường hợp đặc biệt của phương pháp điều chỉnh độ chân không ở gíc-lơ chính. Trong hệ thống gồm có hai gíc-lơ nhiên liệu tạo thành hai hệ thống cung cấp nhiên liệu vào họng khuếch tán. Một hệ thống được xem như hệ thống chính giảm độ chân không sau gíc-lơ chính, với tiết diện của gíc-lơ không khí là ∞ và hệ thống còn lại thực chất là bộ chế hòa khí đơn giản.

Khi động cơ không làm việc thì mức xăng trong cả hai hệ thống đều như nhau và ngang với mức xăng trong buồng phao. Khi động cơ làm việc, hệ thống bổ sung cũng làm việc như hệ thống làm giảm độ chân không ở gíc-lơ (xem hình 6.7).



Hình 6.7. Sơ đồ bộ nguyên lý hệ thống chính có gíc-lơ bổ sung.

1 – gíc-lơ chính; 2 – gíc-lơ bổ sung; 3 – ống không khí;
4 – vòi phun; 5 – vòi phun.

II.2.3. Hệ thống chính điều chỉnh độ chân không ở họng

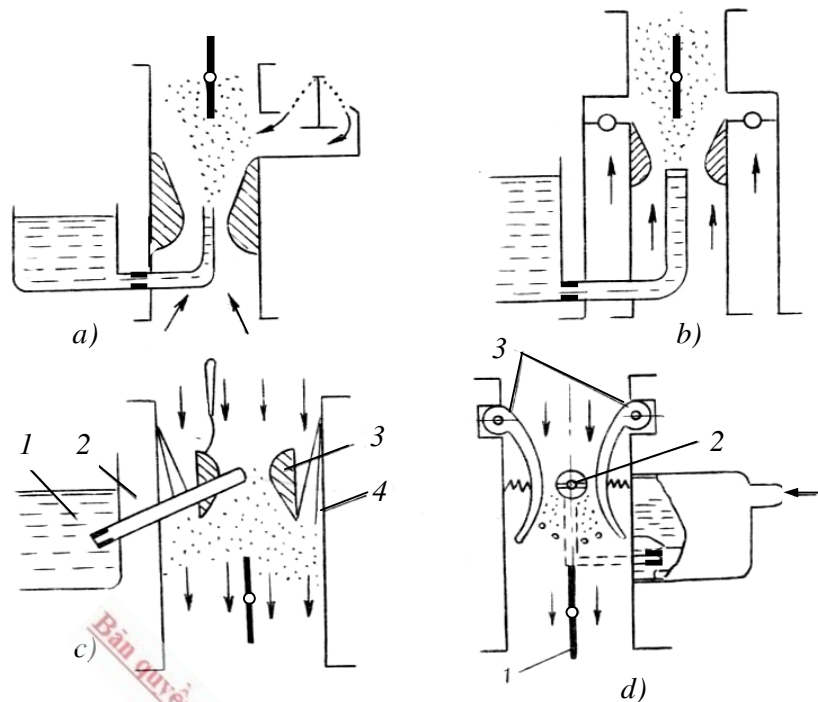
Thay đổi thành phần hòa khí đưa vào động cơ bằng cách điều chỉnh độ chân không ở họng, có thể thực hiện theo hai cách sau:

- Đưa thêm không khí vào khu vực phía sau họng.
- Thay đổi tiết diện lưu thông của họng.

Cả hai cách này đều làm giảm độ chân không ở họng khi tăng lượng không khí qua họng G_k , qua đó giảm được lượng nhiên liệu đi qua họng G_{nl} . Nhờ đó hòa khí cung cấp cho động cơ nhạt dần.

Cách 1: được giới thiệu trên các hình 6.8a, b, c bằng cách đặt một van phụ trên đường ống nạp ở khu vực không gian hỗn hợp hoặc cho một phần không khí đi tắt qua van một chiều hình cầu hay qua khe hở giữa các lò xo lá.

Khi độ chân không ở họng quá lớn, đường thông qua các van và các lò xo được mở rộng, xăng từ buồng phao qua gíc-lơ và vòi phun để phun vào họng. Bướm ga càng mở rộng, tốc độ dòng khí phía trước họng càng tăng, đồng thời độ chân không ở họng và độ chân không ở phía sau họng cũng tăng theo. Khi độ chân không tác dụng lên các lò xo đủ lớn thì các lá lò xo tự động mở đường ống phụ xung quanh họng. Kết quả là làm giảm được độ chân không ở họng, từ đó giảm lượng nhiên liệu G_{nl} và làm cho hòa khí nhạt dần theo yêu cầu.



Hình 6.8. Các phương pháp giảm độ chân không ở họng.

a), b), c) dùng van phụ đi tắt; 1 – gíc-lơ, 2 – vòi phun, 3 – họng, 4 – lò xo.

d) thay đổi tiết diện ở họng; 1 – bướm ga; 2 – vòi phun; 3 – họng.

Ưu điểm của phương pháp này là do có thể giảm bớt đường kính của họng nên khi đóng nhỏ bướm ga, tốc độ dòng không khí qua họng còn tương đối cao, nhờ đó xăng ra vòi phun được xé tới tốt.

Nhược điểm của nó là khó điều chỉnh tỷ lệ hòa khí với thành phần tốt nhất cho từng chế độ làm việc của động cơ. Hoạt động của hệ thống thiếu ổn định, bởi sau một thời gian làm việc, lực đàn hồi của các lá lò xo bị giảm, làm cho bộ chế hòa khí hoạt động kém chính xác. Chính vì vậy, ngày nay các phương pháp này rất ít dùng.

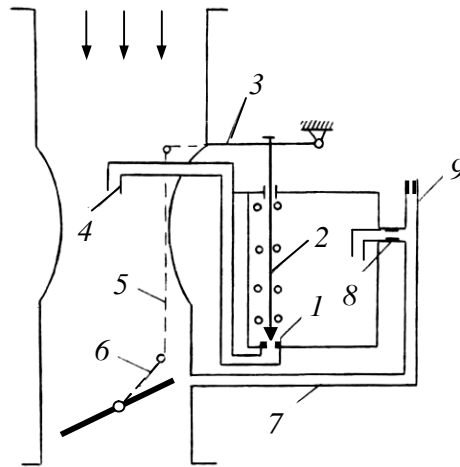
Cách 2: được thể hiện trên hình 6.8d, khi càng mở rộng bướm ga các cánh 2 càng áp sát vào thành họng, làm tăng tiết diện lưu thông của họng ở khu vực đặt vòi phun. Kết quả dẫn đến giảm độ chân không ở họng và lượng nhiên liệu G_{nl} qua họng cũng giảm, giúp cho hòa khí nhạt dần và động cơ làm việc tiết kiệm.

II.2.4. Hệ thống chính điều chỉnh tiết diện gíc-lơ chính

Hệ thống chính điều chỉnh tiết diện của gíc-lơ chính làm việc kết hợp với hệ thống không tải. Trong hệ thống có đường xăng không tải 7, gíc-lơ chính 1 và van kim 2 như (hình 6.9).

Khi động cơ làm việc ở chế độ không tải, bướm ga mở nhỏ, độ chân không ở họng rất nhỏ không đủ sức hút xăng ra vòi phun 4. Lúc này độ chân không sau bướm ga lớn truyền qua đường ống 7, hút xăng qua gíc-lơ 8 và không khí qua gíc-lơ 9 hòa trộn với nhau tạo thành hỗn hợp sơ bộ sau đó được hút qua đường ống 7 vào không gian sau bướm ga.

Khi động cơ làm việc ở chế độ tải nhỏ và trung bình, bướm ga mở lớn dần, độ chân không sau bướm ga giảm dần và lượng xăng cung cấp qua gíc-lơ 8 cũng giảm theo. Trong quá trình này, tiết diện gíc-lơ 1 cũng được mở lớn dần qua các thanh dẫn động nhất van kim làm tăng lưu lượng xăng ra vòi phun 4, nhờ đó hòa khí trong xylanh không quá nhạt.



Hình 6.9. Sơ đồ nguyên lý hệ thống chính điều chỉnh tiết diện của gic-lơ kết hợp với hệ thống không tải.

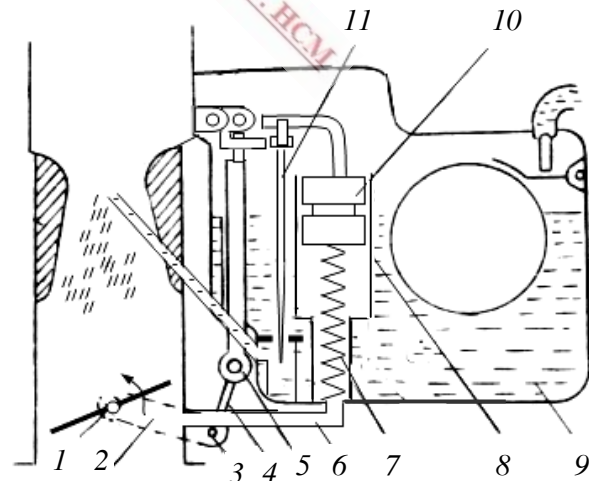
1 – gic-lơ; 2 – van kim; 3 – thanh kéo; 4 – vòi phun; 5 – thanh kéo; 6 – tay gạt; 7 – đường ống không tải; 8,9 – gic-lơ.

Tuy nhiên, trong cơ cấu dẫn động cơ khí như hình 6.9 có nhược điểm là: tiết diện lưu thông của gic-lơ 1 chỉ phụ thuộc vào vị trí của bướm ga. Vì vậy, với một vị trí nhất định của bướm ga, khi ta thay đổi tốc độ động cơ thì độ chân không tại họng thay đổi nên đòi hỏi vị trí van kim thay đổi theo, nhưng biện pháp dẫn động bằng cơ khí không đáp ứng được yêu cầu này. Với hệ thống dẫn động bằng chân không (hình 6.10) sẽ khắc phục được nhược điểm trên.

Khi mở bướm ga 1, van kim 11 được nâng lên nhờ hệ thống tay đòn 2, 3, 4, 5. Nếu ở một vị trí bướm ga cố định, khi giảm tốc độ động cơ sẽ làm giảm độ chân không sau bướm ga, làm lò xo 7 đẩy piston lên và nhắc kim làm tăng tiết diện lưu thông qua gic-lơ nên hòa khí đậm hơn (hình 6.10).

Nếu tăng tốc độ động cơ thì độ chân không ở họng đủ sức hút piston 10 và van kim 11 đi xuống tới vị trí chặn của tay đòn. Khi đó vị trí của van kim chỉ phụ thuộc vào vị trí của bướm ga, nhờ tác dụng của tay đòn.

Hệ thống chính điều chỉnh tiết diện của gic-lơ kết hợp với hệ thống không tải có nhiều khuyết điểm, chủ yếu là hàm lượng hơi xăng trong hỗn hợp ít, vì không có bọt xăng phun qua vòi phun chính. Mặt khác van kim rất khó chế tạo và khi sử dụng mau mòn, nên ngày nay ít sử dụng.



Hình 6.10. Sơ đồ bộ chế hòa khí điều chỉnh tiết diện lưu thông của gic-lơ bằng phương pháp dẫn động hỗn hợp.

1 – bướm ga; 2, 3, 4, 5 – tay đòn; 6 – ống truyền chân không; 7 – lò xo; 8 – xylanh; 9 – buồng phao; 10 – piston; 11 – kim.

II.3. Hệ thống phụ

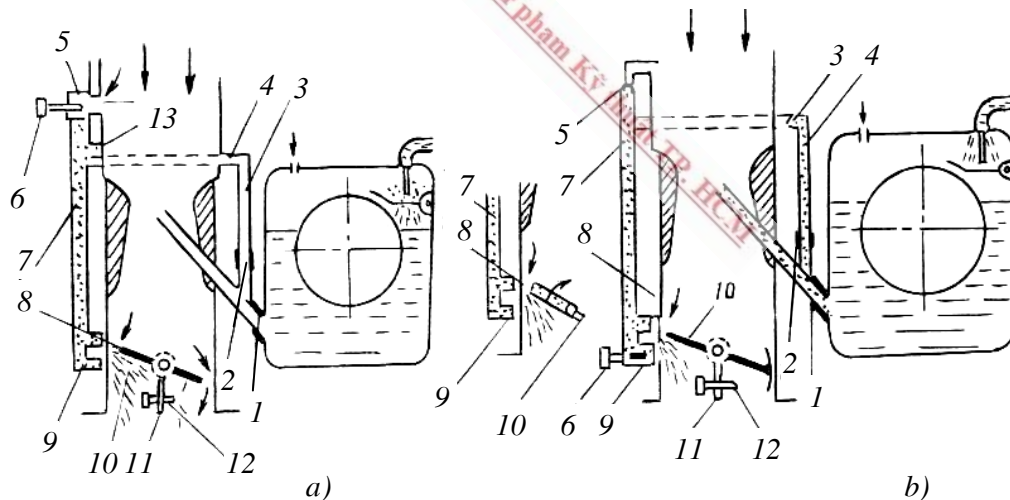
Để tạo được hòa khí có thành phần thích hợp nhất, đáp ứng được mọi chế độ làm việc của động cơ. Ngoài hệ thống chính đã giới thiệu, chế hòa khí còn có các hệ thống phụ khác như: hệ thống không tải, hệ thống làm đậm, hệ thống tăng tốc,...

II.3.1. Hệ thống không tải (cầm chừng)

Khi động cơ làm việc ở chế độ không tải, bướm ga đóng gần kín, độ chân không ở họng giảm xuống rất nhỏ nên không đủ sức hút xăng ra khỏi vòi phun chính. Lúc này, do trong xy lanh luôn tồn tại một lượng khí sót nên muốn động cơ làm việc ổn định, phải có hòa khí đậm ($\alpha \approx 0,6$). Chính vì vậy trên động cơ phải trang bị hệ thống không tải để cung cấp hỗn hợp cho chế độ này. Sơ đồ nguyên lý của hệ thống thể hiện trên (hình 6.11).

Khi bướm ga mở nhỏ, tuy độ chân không tại họng khuếch tán nhỏ nhưng độ chân không phía sau bướm ga rất lớn. Độ chân không này truyền qua lỗ 9 vào các đường ống 7, 4, 3 tới gíc-lơ không tải 2 để hút nhiên liệu qua gíc-lơ 13 vào hòa trộn với không khí được hút qua gíc-lơ không khí 4, 5 tạo thành hỗn hợp sơ bộ vào đường ống không tải. Sau đó hỗn hợp được phun vào không gian sau bướm ga, hòa trộn tiếp với không khí đi qua khe hở giữa bướm ga, thành ống và nạp vào xy lanh động cơ.

Do lỗ 8 được đặt cao hơn bướm ga khi bướm ga đóng gần kín nên khi động cơ làm việc ở chế độ không tải lỗ 8 đóng vai trò cung cấp thêm không khí để hòa trộn với hỗn hợp sơ bộ ở phần cuối ống không tải, sau đó được hút ra lỗ 9 vào đường nạp. Ngoài ra lỗ 8 còn có tác dụng không để xảy ra trường hợp hòa khí quá nhạt khi động cơ chuyển từ chế độ không tải sang chế độ có tải. Bởi vì khi đó bướm ga đã mở thêm một góc khiến lỗ 8 nằm ở khu vực sau bướm ga, do có độ chân không tương đối lớn nên nó đóng vai trò như lỗ 9 ở trường hợp trên. Nhờ đó hòa khí có thành phần thích hợp giúp động cơ chuyển từ chế độ không tải sang có tải một cách êm dịu.



Hình 6.11. Sơ đồ nguyên lý hệ thống không tải.

- 1 – gíc-lơ chính; 2 – gíc-lơ không tải; 3, 4, 7 – các đường ống dẫn; 5, 13 – lỗ thông khí;
6 – vít điều chỉnh; 8, 9 – lỗ phun; 10 – bướm ga; 11 – tay gạt; 12 – vít hạn chế.

Vít 6 dùng để điều chỉnh thành phần hòa khí của chế độ không tải. Khi vít 6 đặt ở vị trí như (hình 6.11a), vít có tác dụng tăng hoặc giảm lượng không khí vào đường ống không tải, qua đó làm thay đổi độ chân không và làm thay đổi lượng xăng hút qua gíc-lơ không tải 1. Phương án này rất ít dùng bởi vì khi làm nhạt hòa khí ở chế độ không tải sẽ làm cho hòa khí tiếp tục nhạt khi chuyển sang chế độ có tải, ngược lại khi làm cho hòa khí đậm ở chế độ không tải sẽ gây tiêu hao nhiên liệu.

Khi vít 6 đặt ở vị trí như (hình 6.11b) sẽ làm thay đổi lượng hỗn hợp sơ bộ qua lỗ phun 9 vào không gian sau bướm ga, đồng thời thay đổi một lượng nhỏ độ chân không trong đường ống không tải. Phương án này có ưu điểm ở chỗ chỉ điều chỉnh thành phần hòa khí ở chế độ không tải và hòa khí chỉ đậm trong giới hạn cho phép của tiết diện gíc-lơ không tải.

II.3.2. Hệ thống làm đậm

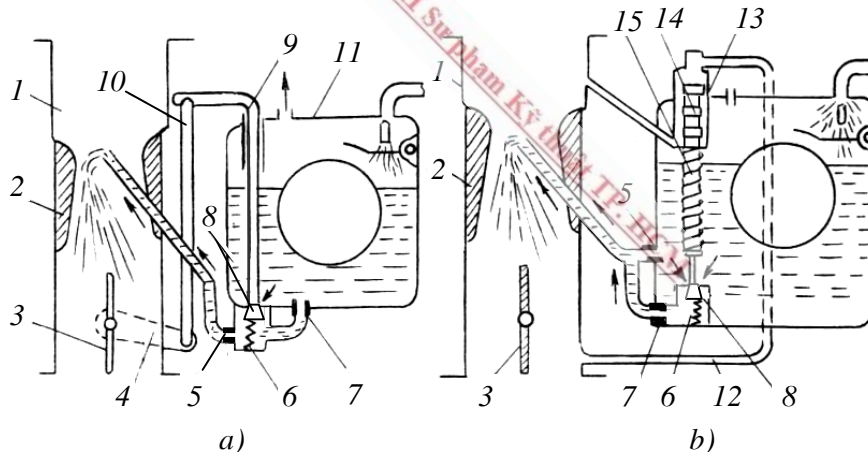
Hệ thống làm đậm có nhiệm vụ cung cấp thêm nhiên liệu để làm đậm hỗn hợp, giúp động cơ phát ra công suất cực đại khi bướm ga mở hoàn toàn. Nhờ hệ thống làm đậm, lượng nhiên liệu cung cấp sẽ tăng ở chế độ công suất cực đại và được giảm khi bướm ga đóng nhỏ (chế độ tải nhỏ) để động cơ làm việc tiết kiệm. Vì vậy hệ thống này còn được gọi là hệ thống tiết kiệm.

Có hai phương pháp dẫn động làm đậm: dẫn động bằng cơ khí và dẫn động bằng chân không.

a) Hệ thống làm đậm dẫn động bằng cơ khí (hình 6.12a)

Nhiên liệu từ buồng phao lần lượt qua gíc-lơ làm đậm 7 và gíc-lơ chính 5 tới vòi phun. Khi mở hết bướm ga, qua các cánh tay đòn dẫn động làm cho van 8 mở, làm cho một phần xăng đi tắt qua van này vào vòi phun chính và phun vào họng khuếch tán, giảm bớt sức cản của dòng xăng tới gíc-lơ chính. Nhờ tác dụng này, hệ thống đã làm tăng lưu lượng xăng và làm đậm hòa khí. Tiết diện gíc-lơ làm đậm trong trường hợp này lớn hơn tiết diện của gíc-lơ chính. Kết quả thực nghiệm cho thấy: khi xăng qua hai gíc-lơ như nhau lắp nối tiếp, lưu lượng sẽ giảm 20%. Muốn lưu lượng xăng giảm 15 ÷ 20%, gíc-lơ làm đậm phải lớn hơn gíc-lơ chính khoảng $1,33 \div 1,5$ lần.

Tuy hệ thống này là có cấu tạo đơn giản nhưng gíc-lơ làm đậm chỉ hoạt động ở một vị trí bướm ga nhất định, không phụ thuộc vào tốc độ động cơ làm ảnh hưởng công suất động cơ.



Hình 6.12. Sơ đồ hệ thống làm đậm.

a) Dẫn động bằng cơ khí b) Dẫn động bằng chân không

- 1 – chế hòa khí; 2 – họng khuếch tán; 3 – bướm ga; 4 – tay đòn; 5 – gíc-lơ chính;
6 – lò xo; 7 – gíc-lơ làm đậm; 8 – van; 9, 10 – tay đòn; 11 – buồng phao;
12 – đường ống; 13 – xylanh; 14 – piston; 15 – lò xo.

b) Hệ thống làm đậm dẫn động bằng chân không (hình 6.12b)

Khi động cơ làm việc ở tải nhỏ và trung bình, bướm ga đóng một phần, độ chân không sau bướm ga tương đối lớn truyền qua đường ống 12, ép lò xo 15, hút piston 14 đi lên để van 8 đóng kín lỗ thông. Khi mở rộng bướm ga, độ chân không sau bướm ga nhỏ dần, lực lò xo trở nên lớn hơn lực hút

piston, làm cho piston bị đẩy trở xuống mở đường thông của van 8 bổ sung thêm nhiên liệu tới gíc-lơ chính và vòi phun làm đậm hỗn hợp.

Hệ thống làm đậm dẫn động bằng chân không điều khiển cho hệ thống làm việc ở các vị trí khác nhau của bướm ga, tùy theo tốc độ động cơ. Khi bướm ga mở 100%, hệ thống sẽ hoạt động với mọi tốc độ động cơ, nhờ đó có tác dụng tốt cho tính năng của xe. Tuy nhiên hệ thống này có cấu tạo phức tạp, khó điều chỉnh trong sử dụng, yêu cầu cao đối với độ kín khít của hệ thống, nhất là piston và xy lanh để hệ thống hoạt động chính xác.

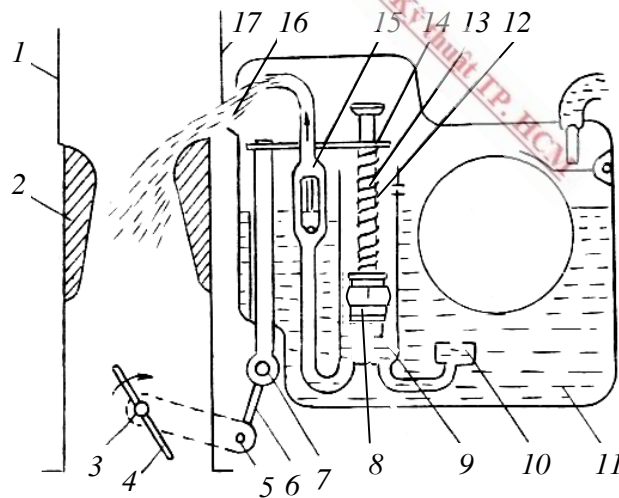
II.3.3. Hệ thống tăng tốc

Hệ thống tăng tốc có công dụng phun thật nhanh một lượng nhiên liệu bổ sung vào hoà khí bị nhạt khi bướm ga mở đột ngột, giúp động cơ tăng tốc tốt và làm việc ổn định.

Khi muốn tăng tải hoặc tốc độ được nhanh chóng phải mở bướm ga đột ngột. Bởi quán tính của xăng lớn hơn không khí nên không khí tràn vào nhiều hơn. Mặt khác, khi không khí vào nhiều làm giảm áp suất và nhiệt độ trong không gian hoà khí khiến xăng khó bay hơi và bám vào thành ống nạp. Kết quả làm cho hoà khí bị nhạt khi mở đột ngột bướm ga. Chính vì vậy, hệ thống tăng tốc được trang bị để khắc phục hiện tượng này.

Trên hình 6.13 giới thiệu sơ đồ nguyên lý hệ thống tăng tốc dẫn động bằng cơ khí. Ở vị trí đóng nhỏ bướm ga, thông qua hệ tay đòn và cần ép 14, piston 8 được kéo lên. Xăng từ buồng phao qua cửa van 10 vào chứa đầy trong xy lanh 9.

Khi bướm ga mở đột ngột, qua hệ thống tay đòn và cần ép 14 ép lò xo 12, đẩy piston đi xuống làm tăng áp suất xăng trong xy lanh 9, lúc này van hút xăng 10 bị kín lỗ thông vào buồng phao. Dòng từ xy lanh đẩy mở van kim 15, phun qua gíc-lơ tăng tốc vào họng bộ chế hòa khí, bảo đảm làm đậm hoà khí khi tăng tốc. Nếu chỉ mở bướm ga từ từ thì xăng trong xy lanh sẽ lọt qua van 10 và khe hở giữa piston – xy lanh quay về buồng phao, do đó quá trình tăng tốc không xảy ra.



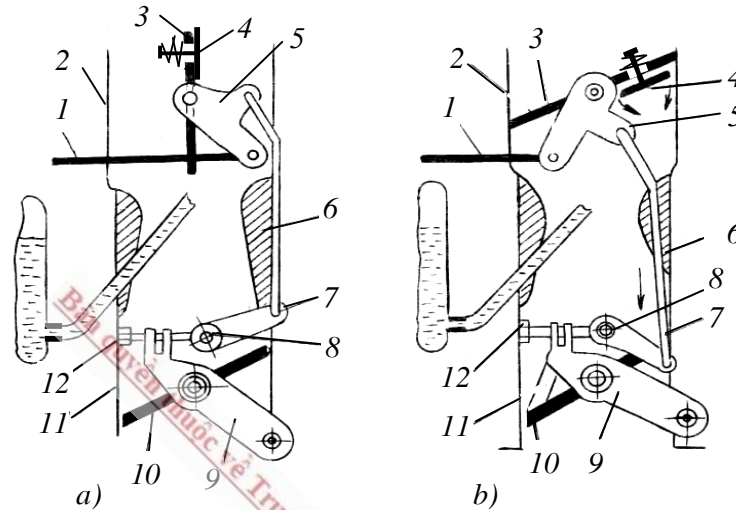
Hình 6.13. Sơ đồ nguyên lý bơm tăng tốc dẫn động bằng cơ khí.

- 1 – bộ chế hòa khí; 2 – họng khuếch tán; 3, 4 – bướm ga; 5, 6, 7 – hệ thống tay đòn;
8 – piston; 9 – xy lanh; 10 – van hút xăng; 11 – buồng phao; 12 – lò xo; 13 – cần đẩy;
14 – cần ép; 15 – van kim; 16 – gíc-lơ gia tốc; 17 – lỗ thông hơi.

Do hoà khí bị nhạt nhiều nhất khi bắt đầu mở đột ngột bướm ga nên phải đặt vị trí tay đòn sao cho piston có hành trình lớn nhất vào lúc bắt đầu mở đột ngột bướm ga.

II.3.4. Hệ thống khởi động

Vào lúc khởi động, tốc độ động cơ rất thấp (khoảng 50 ÷ 100 vòng/phút), tốc độ dòng khí qua họng rất thấp nên độ chân không tại họng cũng nhỏ, dẫn đến xăng ra vòi phun ít. Mặt khác, khi động cơ lạnh, xăng khó bay hơi cũng khiến cho thành phần hoà khí vào động cơ rất loãng nên động cơ rất khó khởi động. Muốn động cơ dễ khởi động, ngay cả khi nhiệt độ động cơ thấp phải cần có hoà khí đậm ($\alpha = 0,3 \div 0,4$), điều này được thực hiện nhờ hệ thống khởi động. Hệ thống khởi động có sơ đồ nguyên lý như hình 6.14, làm việc như sau:



Hình 6.14. Sơ đồ nguyên lý cơ cấu điều khiển cánh bướm ga.

- 1 – thanh kéo; 2 – miệng vào của chế hoà khí; 3 – bướm ga;
4 – van an toàn; 5, 7, 9 – hệ thống tay đòn; 8 – cam; 10 – bướm ga;
11 – thành ống phía sau bướm ga; 12 – vít tỳ điều chỉnh.

Khi khởi động cánh bướm ga 3 đóng kín, tạo độ chân không trong đường ống nạp phía sau bướm ga, vì vậy tất cả các vòi phun chính và không tải hoạt động làm cho hoà khí đậm hẳn lên.

Khi động cơ bắt đầu làm việc mà bướm ga 10 chưa kịp mở, trên bướm ga có van an toàn và lò xo. Nếu độ chân không trong ống nạp đủ lớn, van an toàn 4 được mở ra hút bổ sung không khí, giúp hoà khí có thành phần thích hợp. Khi động cơ đã làm việc ổn định, bướm ga mở hoàn toàn để tránh tổn thất cho không khí đi vào.

II.3.5. Cơ cấu cầm chừng nhanh

Khi trạng thái nhiệt của động cơ còn thấp hơn nhiệt độ làm việc ổn định, bướm ga cần mở rộng hơn để tốc độ không tải cao hơn tốc độ không tải chuẩn (tránh bị chết máy). Chế độ không tải nhanh đòi hỏi đủ hoà khí và tốc độ không khí lớn để tăng lượng hơi xăng và cải thiện tính đồng đều của hoà khí. Trong trường hợp động cơ khởi động lạnh, chế độ không tải nhanh còn có tác dụng rút ngắn thời gian chạy ấm máy.

Chế độ không tải nhanh được thực hiện nhờ mặt cam ở đầu tay gạt 7 (hình 6.14), tay gạt này được nối với bướm ga qua các tay đòn 5, 7. Khi đóng bướm ga, mặt cam đầu tay gạt 7 đẩy vít tỳ 12 lắp trên tay gạt 9 làm bướm ga được mở rộng hơn so với vị trí không tải chuẩn làm cho lượng xăng phun ra nhiều hơn. Khi động cơ làm việc ổn định, bướm ga được mở ra, lúc ấy bướm ga sẽ tự trở về vị trí không tải chuẩn.

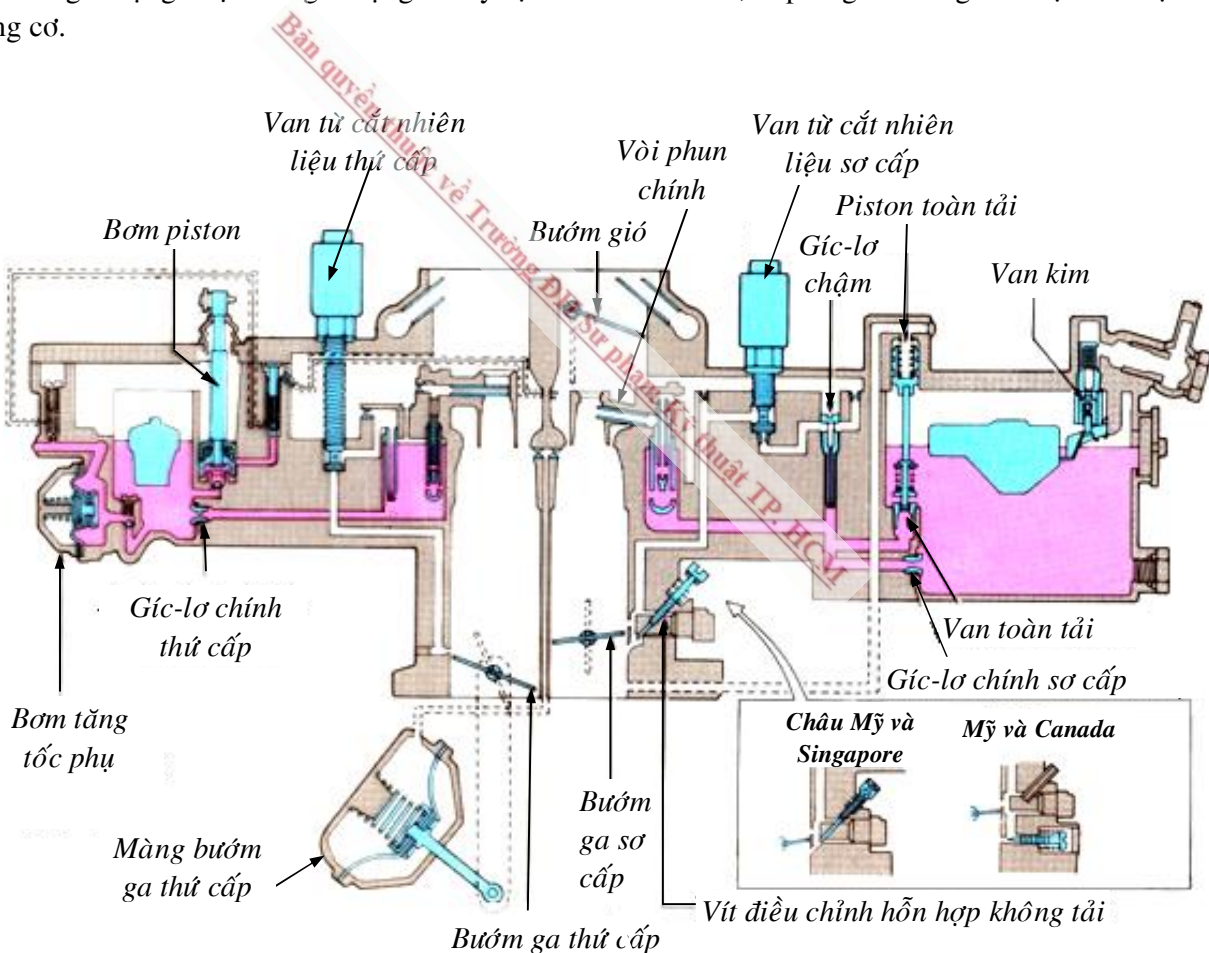
II.3.6. Cơ cấu hạn chế số vòng quay cực đại

Khi tốc độ động cơ vượt quá giá trị cho phép sẽ làm tăng mài mòn các chi tiết, tăng lượng nhiên liệu tiêu hao và gây mất an toàn. Vì vậy một số động cơ, nhất là các động cơ cao tốc trên ô tô có thêm bộ hạn chế tốc độ để điều khiển đóng bướm ga khi tốc độ động cơ vượt quá giới hạn.

Phần tử cảm biến của bộ hạn chế tốc độ được thực hiện theo một trong hai nguyên tắc: khí động hoặc ly tâm. Với loại cảm biến khí động, bướm ga vừa là phần tử cảm biến vừa đóng vai trò của phần tử chấp hành. Loại ly tâm, phần tử cảm biến là một rôto lắp ở đầu trục cam và được trục cam dẫn động.

III. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA BỘ CHẾ HÒA KHÍ 3A / 4A

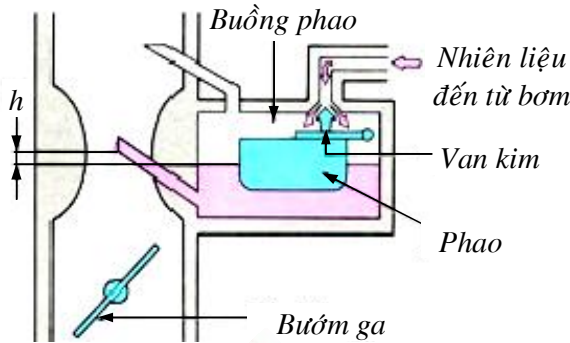
Ở bộ chế hoà khí 4A – F có hai họng hút xuống, không khí và nhiên liệu được hòa trộn trong 1 họng (hệ thống sơ cấp) khi xe di chuyển với các tốc độ thấp hoặc trung bình, lượng khí lấy vào ít và chúng được trộn trong cả hai họng (hệ thống sơ cấp và thứ cấp). Khi một chế độ tải nặng được đặt trên động cơ hoặc khi xe di chuyển với tốc độ lớn, bộ chế hoà khí có thể hòa trộn không khí và nhiên liệu trong 1 họng hoặc trong 2 họng với tỷ lệ hòa khí tốt nhất, đáp ứng với từng chế độ làm việc của động cơ.



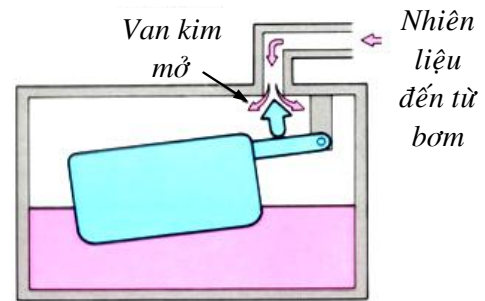
Hình 6.15. Sơ đồ nguyên lý bộ chế hoà khí hai họng hút xuống, động cơ Toyota 4A – F.

III.1. Hệ thống phao

Nhiên liệu được hút ra khỏi vòi phun chính nhờ áp suất chân không tạo ra bởi dòng khí qua họng khuếch tán. Nếu sự chênh lệch độ cao (h) giữa miệng vòi phun và mức nhiên liệu trong buồng phao thay đổi thì lượng xăng cung cấp từ vòi phun cũng thay đổi và tỷ lệ hỗn hợp cũng thay đổi theo. Do vậy mức xăng trong buồng phao phải giữ ở vị trí cố định. Điều này thực hiện bởi hệ thống phao như (hình 6.16).



Hình 6.16. Hệ thống phao.



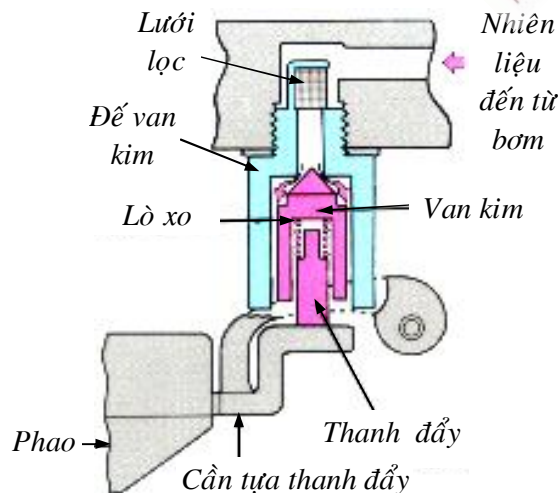
Hình 6.17. Hệ thống phao điều khiển van kim mở.

III.1.1. Điều khiển mức phao

Khi xăng từ bơm nhiên liệu đi qua van kim vào buồng phao, phao nổi lên đóng van kim lại và dừng việc cấp xăng. Khi xăng trong buồng phao bị tiêu thụ, mức xăng sẽ giảm và van kim mở, xăng chảy vào buồng phao. Bằng cách này xăng ở trong buồng phao được giữ ở mức cố định (hình 6.17).

III.1.2. Van kim

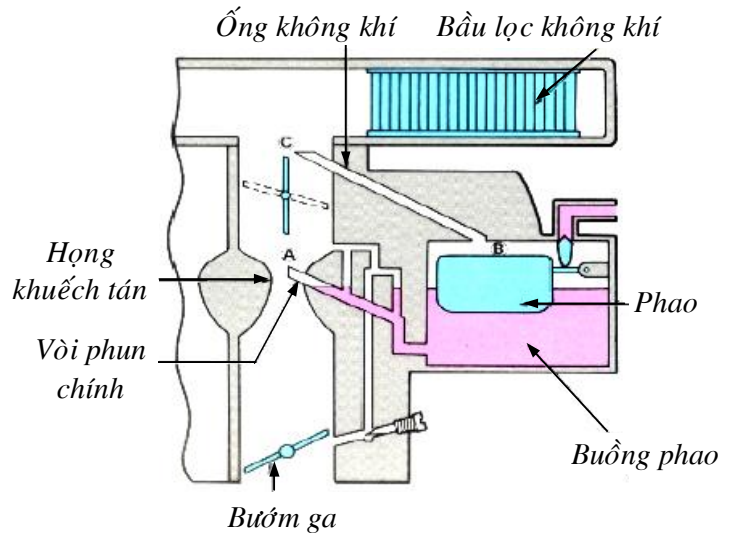
Khi xe chuyển động trên đường, mức xăng trong buồng phao sẽ thay đổi. Do đó phao xăng được nâng lên hay hạ xuống, làm ảnh hưởng đến lượng xăng ra vòi phun. Để khắc phục hiện tượng này, chuyển động của phao xăng được truyền tới van kim qua cần đẩy tác dụng lên lò xo. Lò xo chống mở van kim và giữ van luôn đóng khi có sự chuyển động lên xuống của phao để giữ cho mức nhiên liệu trong buồng phao không đổi (hình 6.18).



Hình 6.18. Hệ thống van kim điều khiển mức nhiên liệu ổn định.

III.1.3. Ống thông khí

Lượng xăng được cung cấp qua vòi phun chính là lượng xăng cần thiết cho động cơ làm việc, được xác định bởi sự chênh lệch giữa áp suất không khí (chân không) ở họng khuếch tán và áp suất trên mặt thoáng của buồng phao. Chính vì vậy, lượng xăng cung cấp ra họng khuếch tán phụ thuộc vào độ chân không trong họng khuếch tán, áp suất không khí tại họng gió và áp suất trong buồng phao phải bằng nhau. Áp suất trên mặt thoáng của buồng phao được giữ cân bằng với áp suất ở họng gió bởi ống thông khí như (hình 6.19).



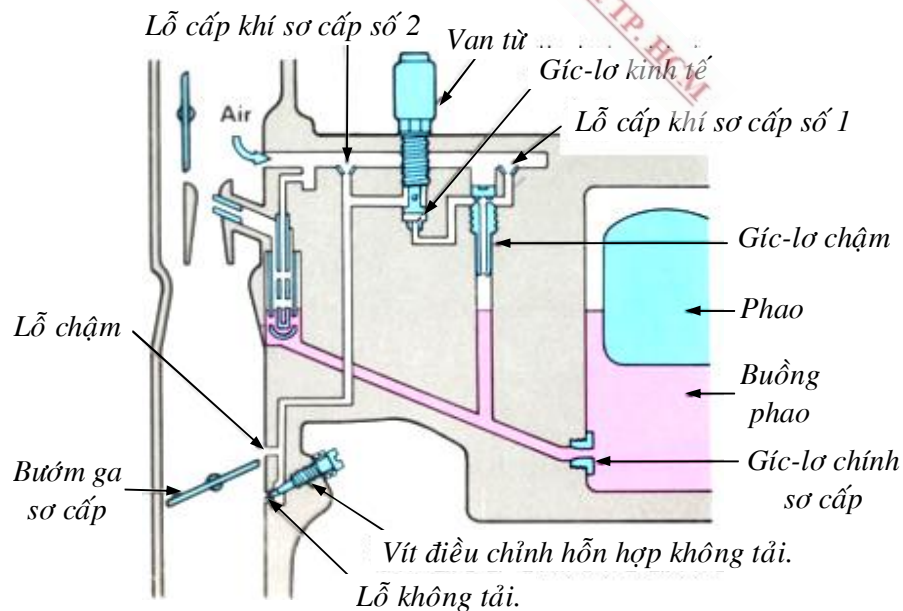
Hình 6.19. Hệ thống thông không khí.

Nếu ống thông khí bị tắt hay bầu lọc khí bị bẩn sẽ làm cho áp suất ở họng gió nhỏ hơn áp suất trên mặt thoáng của buồng phao làm cho lượng xăng cung cấp qua vòi phun chính tăng. Điều này làm cho hỗn hợp quá đậm và ảnh hưởng xấu đến tính năng của động cơ.

Nếu bề mặt lắp ghép của buồng phao bị lỏng hoặc gioăng họng gió bị hỏng thì áp suất trong buồng phao bằng với áp suất khí trời. Điều này cũng làm cho lượng nhiên liệu cấp ra vòi phun chính tăng và làm cho hỗn hợp quá đậm.

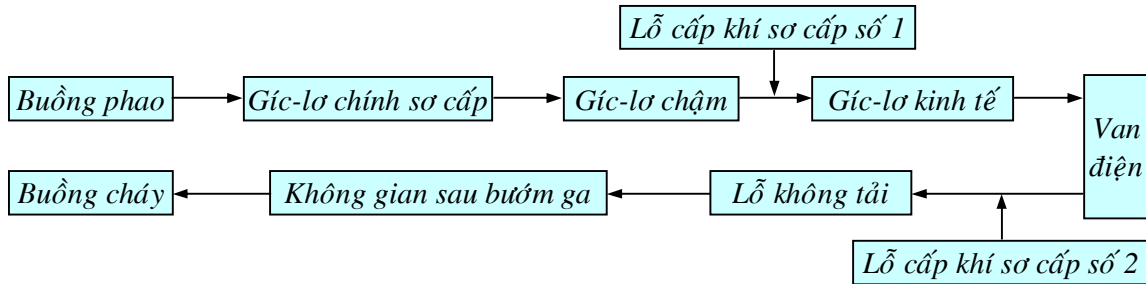
III.2. Mạch tốc độ thấp sơ cấp

Khi động cơ chạy chậm, bướm ga hé mở, lượng khí được hút vào bộ chế hòa khí rất nhỏ. Như vậy, độ chân không ở họng khuếch tán nhỏ và xăng không được cấp qua vòi phun chính. Vì lý do đó, mạch tốc độ thấp sơ cấp được trang bị để cung cấp xăng phía dưới bướm ga khi động cơ chạy chậm.



Hình 6.20. Mạch tốc độ thấp sơ cấp.

Xăng và không khí đi qua các bộ phận khác nhau của mạch tốc độ thấp sơ cấp theo thứ tự sau:



Động cơ chạy không tải, bướm ga đóng và độ chân không lớn tạo ra sau bướm ga. Độ chân không này dẫn đến xăng trộn với khí từ các lỗ cấp khí, đi qua ống nạp và được hút vào các xy lanh.

Khi bướm ga hé mở từ vị trí không tải, lượng không khí hút vào xy lanh tăng lên. Tuy nhiên, khi luồng khí tăng lên sẽ làm cho độ chân không sau bướm ga yếu đi, lượng xăng cung cấp từ lỗ không tải giảm xuống và hỗn hợp nhạt đi. Lỗ chậm được chế tạo để chống lại hiện tượng đó khi nó xảy ra. Khi bướm ga hé mở từ vị trí không tải, xăng được cung cấp từ cả lỗ chậm và lỗ không tải, lượng xăng cung cấp tùy thuộc vào độ mở của bướm ga.

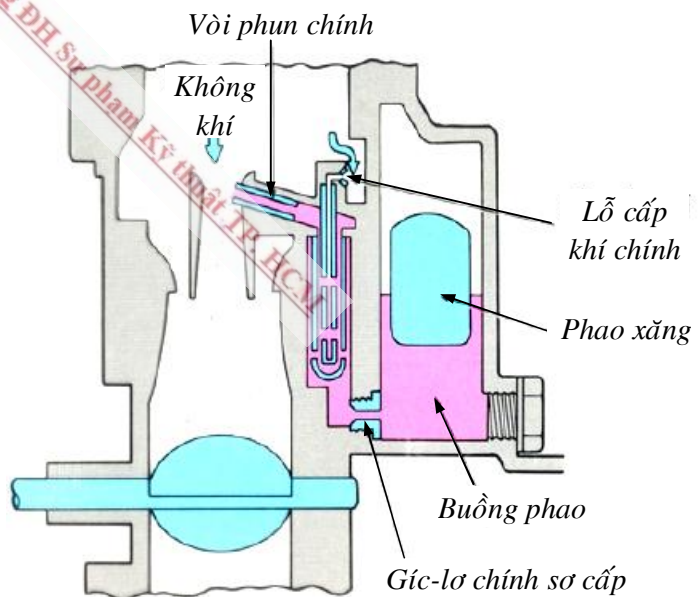
III.3. Mạch tốc độ cao sơ cấp (hệ thống chính)

Mạch tốc độ cao sơ cấp có công dụng cung cấp một lượng hỗn hợp với thành phần kinh tế cho động cơ khi xe di chuyển với tốc độ trung bình đến tốc độ cao. Bởi vì khoảng tốc độ lớn nhất được điều khiển bởi mạch này, nên nó còn được gọi là hệ thống chính.

Công suất ra lớn được cung cấp bởi các mạch phụ trợ như mạch tăng tốc và mạch toàn tải.

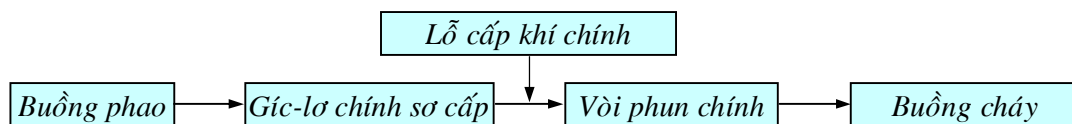
Sơ đồ mạch tốc độ cao sơ cấp được thể hiện trên (hình 6.21).

Khi bướm ga mở, tốc độ dòng khí qua họng khuếch tán tăng, áp suất không khí tại miệng của vòi phun chính giảm xuống thấp hơn trong buồng phao. Khi điều này xảy ra, xăng trong buồng phao trộn với không khí từ lỗ cấp khí chính và nó được hút ra khỏi vòi phun chính. Sau đó bị xé nhỏ bởi không khí đi qua họng khuếch tán và dẫn đến các xy lanh.



Hình 6.21. Sơ đồ mạch tốc độ cao sơ cấp.

Xăng và không khí đi qua các phần khác nhau của mạch tốc độ cao sơ cấp như sơ đồ sau:



Khi xăng bắt đầu ra khỏi vòi phun chính thì cả hai mạch tốc độ thấp sơ cấp và tốc độ cao sơ cấp đều cho xăng vào động cơ. Khi lượng xăng cung cấp từ vòi phun chính của mạch tốc độ cao sơ cấp tăng thì lượng xăng cấp bởi mạch tốc độ thấp sơ cấp giảm.

III.4. Mạch tốc độ thứ cấp

Tại thời điểm bướm ga thứ cấp bắt đầu mở, dòng không khí trong họng thứ cấp chuyển động chậm, có nghĩa là một lượng xăng nhỏ thoát ra khỏi họng phun chính thứ cấp. Điều này làm cho hỗn hợp nhạt, từ khi phần lớn lượng khí được hút vào, với kết quả mạch thứ cấp bắt đầu hoạt động quá muộn, làm cho động cơ bị giật trong quá trình tăng tốc.

Vì vậy, để phòng ngừa hiện tượng này, khi bướm ga sơ cấp mở quá góc chạm thứ cấp, và bướm ga thứ cấp hé mở bởi cơ cấu kick-up, độ chân không được tạo ra trong lỗ chậm thứ cấp, làm cho xăng phun ra khỏi lỗ này.

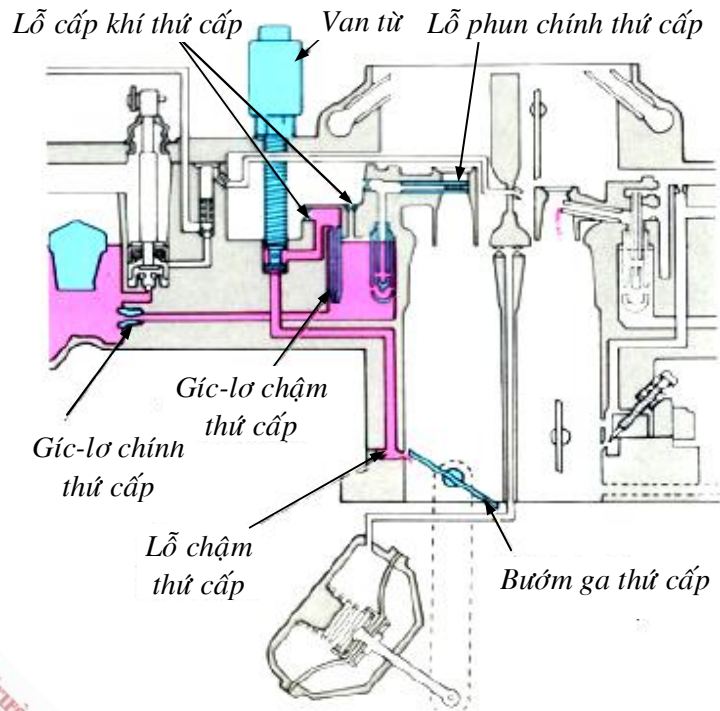
Sơ đồ nguyên lý của mạch tốc độ thấp thứ cấp, thể hiện trên (hình 6.22).

III.5. Mạch tốc độ cao thứ cấp

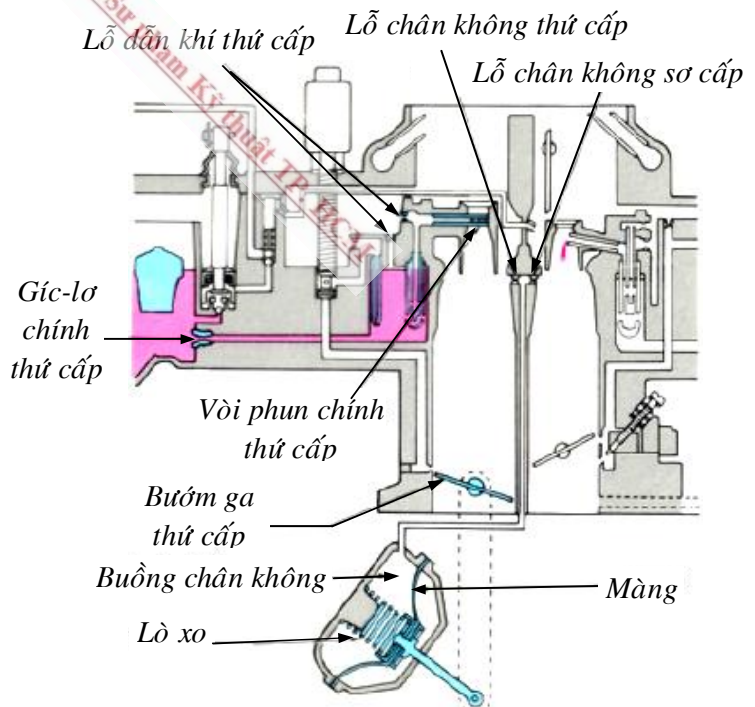
Mạch tốc độ cao sơ cấp chỉ đủ cung cấp hỗn hợp khi động cơ làm việc ở chế độ tải nhỏ. Trong trường hợp động cơ hoạt động cơ chế độ tải lớn, lượng hỗn hợp cung cấp từ họng khuếch tán của mạch sơ cấp không đảm bảo cho động cơ hoạt động. Khi đó mạch tốc độ cao thứ cấp bắt đầu làm việc để bổ sung nhiên liệu, làm đậm hỗn hợp theo yêu cầu hoạt động của động cơ.

Mạch tốc độ cao thứ cấp có cấu tạo giống như mạch tốc độ cao sơ cấp. Nhưng do mạch thứ cấp được thiết kế để hoạt động khi động cơ sinh ra công suất lớn nên đường kính của vòi phun, họng khuếch tán và gíc-lơ được làm rộng hơn cùng loại so với mạch sơ cấp.

Do lượng nhiên liệu tiêu thụ khi mạch tốc độ cao thứ cấp bắt đầu hoạt động lớn hơn lượng nhiên liệu tiêu thụ khi chỉ có mạch sơ cấp hoạt động, nên người ta trang bị cơ cấu điều khiển cho phép mạch tốc độ cao thứ cấp hoạt động chỉ khi động cơ làm việc ở chế độ tải nặng.



Hình 6.22. Mạch tốc độ thấp thứ cấp.



Hình 6.23. Mạch tốc độ cao thứ cấp.

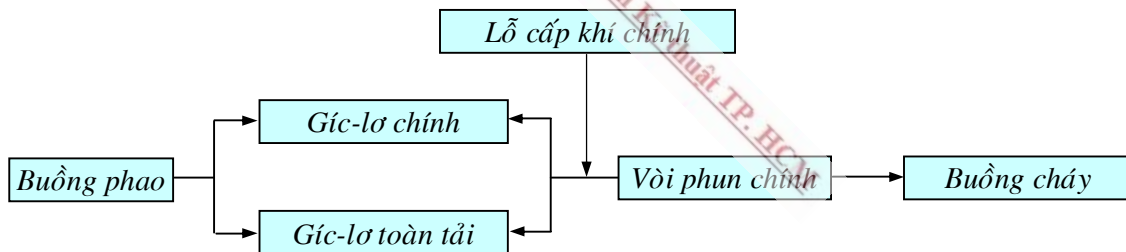
III.6. Mạch toàn tải (hệ thống làm đậm)

Mạch sơ cấp tốc độ cao được thiết kế cung cấp hỗn hợp cho động cơ làm việc tiết kiệm. Vì vậy, khi động cơ phát hết công suất cần phải cung cấp thêm nhiên liệu để làm đậm hỗn hợp. Điều này được thực hiện nhờ mạch toàn tải, mạch này có công dụng cung cấp thêm nhiên liệu để làm đậm hỗn hợp, giúp cho động cơ phát ra công suất cực đại. Sơ đồ nguyên lý của hệ thống được thể hiện trên (hình 6.24).

Khi bướm ga hé mở (động cơ làm việc ở chế độ tải nhỏ), độ chân không trong đường ống nạp sau bướm ga tăng lên, giữ cho piston hoàn toàn ở vị trí trên. Điều này làm cho van toàn tải đóng.

Khi bướm ga mở rộng (động cơ làm việc ở chế độ tải nặng hoặc xe leo dốc), độ chân không trên đường ống nạp yếu đi và piston toàn tải bị đẩy xuống nhờ vào lò xo (A) làm van toàn tải mở. Khi đó nhiên liệu được cung cấp qua gíc-lơ chính và gíc-lơ toàn tải tới mạch tốc độ cao để làm đậm hỗn hợp. Đối với động cơ $4A > F$, khi van toàn tải mở lượng nhiên liệu cung cấp được tăng thêm từ 15 ÷ 20%.

Nhiên liệu và không khí chạy qua các phần khác nhau của mạch toàn tải như sau:



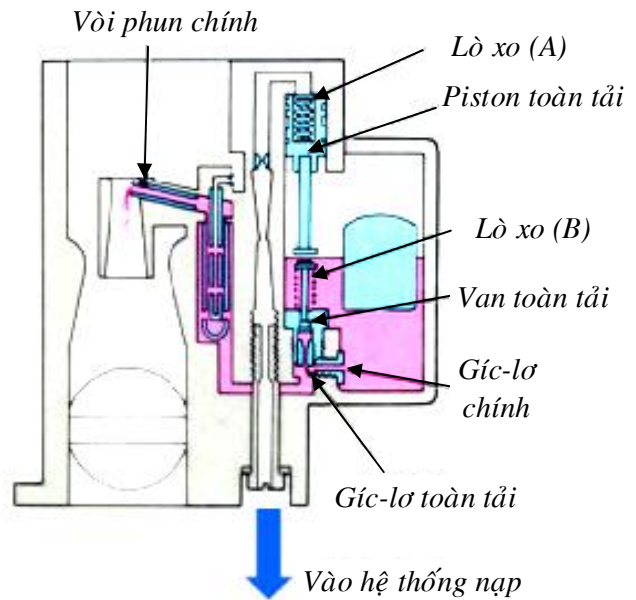
Khi van toàn tải đóng kín không tốt sẽ làm cho hỗn hợp trong mạch tốc độ cao sơ cấp đậm và làm giảm tính tinh tế của động cơ.

Nếu độ chân không thất thoát xung quanh piston toàn tải, hoặc đường ống chân không bị tắt, piston sẽ ở vị trí dưới và van toàn tải vẫn mở. Kết quả làm cho hỗn hợp đậm.

Mặt khác, khi piston bị kẹt ở vị trí trên, van toàn tải sẽ không mở cũng làm cho động cơ tăng tốc kém và suy giảm công suất.

III.7. Bơm tăng tốc

Khi mở bướm ga đột ngột, do quán tính của xăng lớn hơn nên tuy lượng không khí hút vào bộ chế hoà khí tăng ngay lập tức nhưng lượng xăng tăng không đáp ứng kịp thời. Chính điều này đã làm cho hỗn hợp bị nhạt trong quá trình động cơ tăng tốc (mở đột ngột bướm ga).

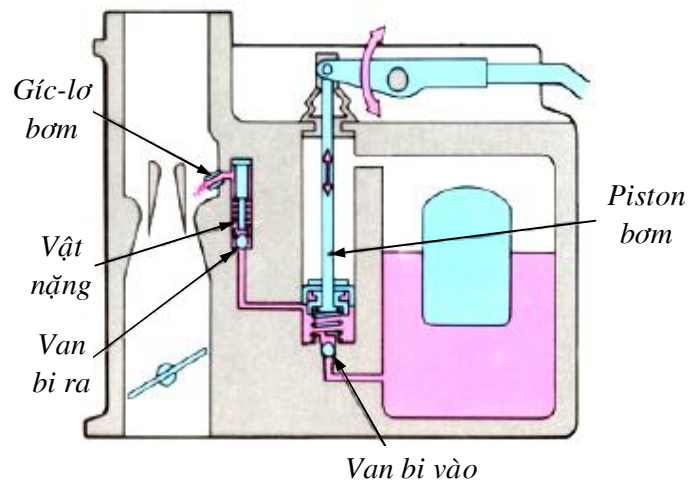


Hình 6.24. Sơ đồ nguyên lý mạch toàn tải.

Để khắc phục hiện tượng này, người ta trang bị bơm tăng tốc cho chế hoà khí để có được tỷ lệ hỗn hợp tốt nhất cho quá trình tăng tốc của động cơ. Sơ đồ nguyên lý của hệ thống như (hình 6.25).

Khi tăng ga đột ngột, dưới tác dụng của piston bơm nhiên liệu trong xylanh bơm bị nén lại, áp lực của nhiên liệu làm đẩy van bi ra và phun vào họng khuếch tán qua gíc-lơ bơm.

Khi nhả chân ga, piston bơm đi lên van bi vào mở đường nhiên liệu để cho xăng từ buồng phao vào xylanh bơm. Ngoài kiểu bơm tăng tốc như trên ra còn có bơm tăng tốc kiểu màng. Hoạt động của hai loại bơm này về cơ bản như nhau.



Hình 6.25. Sơ đồ nguyên lý bơm tăng tốc.

III.8. Hệ thống điều khiển bướm gió tự động

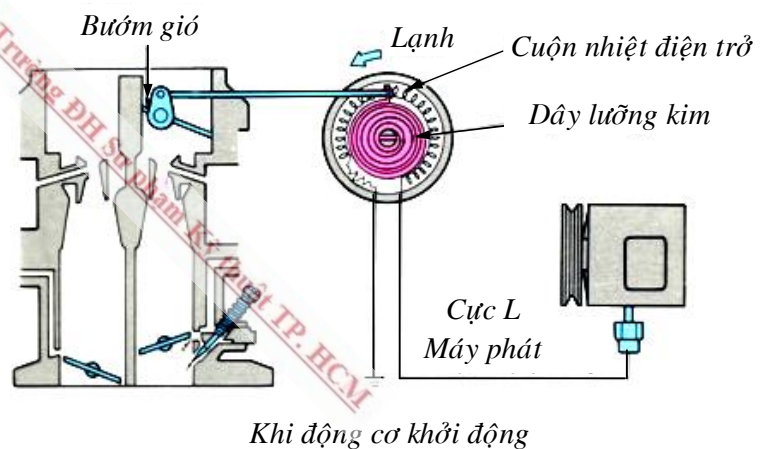
Khi nhiệt độ động cơ thấp, vì đường ống nạp lạnh nên xăng sẽ không bay hơi tốt. Vì vậy hỗn hợp sẽ bị nghèo, dẫn đến khó khởi động cho động cơ.

Ngoài ra, nhiệt độ động cơ càng thấp thì công ma sát cản lại chuyển động càng lớn, dẫn đến tốc độ quay của động cơ vào lúc khởi động nhỏ. Làm cho độ chân không trong hệ thống nạp rất yếu và làm giảm lượng xăng cung cấp qua lỗ không tải.

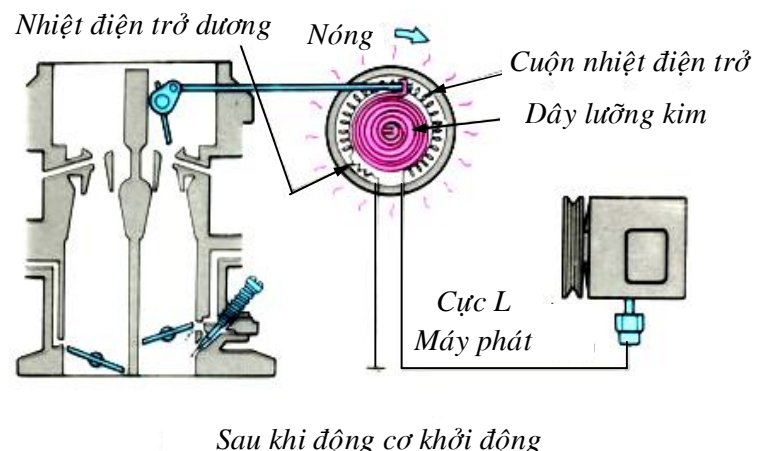
Để động cơ được khởi động dễ dàng, người ra trang bị hệ thống bướm gió. Hệ thống này cho phép cung cấp một lượng hỗn hợp đậm hơn để dễ dàng khởi động khi động cơ lạnh. Kiểu bướm gió được dùng nhiều hiện nay là bướm gió điều khiển tự động, hình 6.26.

Khi động cơ khởi động bướm gió được đặt sau cho nó được đóng hoàn toàn bởi lò xo lưỡng kim cho đến khi nhiệt độ môi trường đạt tới 30°C.

Khi động cơ làm việc với bướm gió đóng, độ chân không được tạo ra phía dưới bướm gió. Điều này làm cho một lượng xăng lớn được cung cấp qua các mạch tốc độ thấp và tốc độ cao sơ cấp, làm đậm hỗn hợp. Giúp động cơ khởi động được dễ dàng.



Khi động cơ khởi động



Sau khi động cơ khởi động

Hình 6.26. Hệ thống điều khiển bướm gió tự động.

Sau khi động cơ đã khởi động, cực L của máy phát điện tạo ra dòng điện đưa đến cuộn nhiệt điện trở. Dòng điện này làm nhiệt điện trở nóng lên và truyền nhiệt cho dây lưỡng kim, dây lưỡng kim nóng lên, giãn nở và mở bướm gió.

Nhiệt điện trở dương (PTC) được trang bị để không cho dòng điện đi vào cuộn dây nhiệt điện trở lớn hơn mức cần thiết sau khi bướm gió đã mở hết và phía trong buồng lò xo đã đạt khoảng 100°C.

III.9. Cơ cấu không tải nhanh (cầm chừng nhanh)

Sau khi động cơ khởi động lạnh, do nhiệt độ làm việc của động cơ chưa đạt giá trị ổn định nên ma sát bên trong động cơ tăng. Chính vì vậy nên phải tăng nhanh tốc độ cầm chừng khi nhiệt độ động cơ thấp để động cơ mau chóng đạt trạng thái nhiệt làm việc ổn định, giúp động cơ hoạt động tốt hơn.

Để khắc phục hiện tượng này, cơ cấu cầm chừng nhanh được trang bị với tác dụng hé mở cánh bướm ga để tăng tốc độ không tải khi động cơ có nhiệt độ thấp.

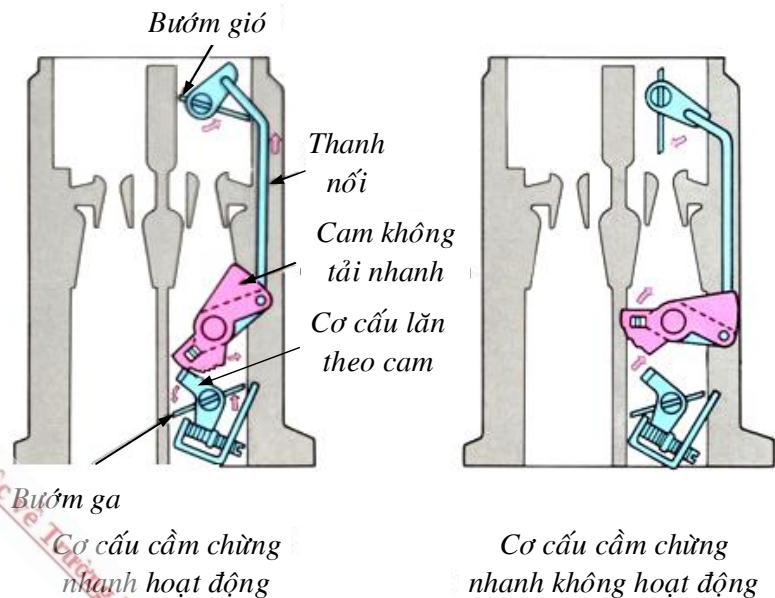
Nếu động cơ khởi động khi lạnh thì bướm gió sẽ đóng khi chân ga bị đạp một lần và nhả ra. Cùng lúc đó, cam không tải nhanh được nối với bướm ga qua thanh nối sẽ quay ngược chiều kim đồng hồ. Sau đó, do cơ cấu lăn theo cam không tải nhanh mà nó chuyển động kết hợp với bướm ga, tiếp xúc với cam không tải và bướm ga sẽ hé mở. Với sự mở nhẹ của bướm ga, tốc độ không tải lớn hơn một ít được duy trì.

Sau khi động cơ đã ấm lên, động cơ tiếp tục làm việc với tốc độ cầm chừng nhanh (ngay cả trường hợp bướm gió vẫn mở), cho đến khi ấn chân ga một lần nữa, cơ cấu lăn theo cam rời xa khỏi cam quay. Lúc này, cam trở lại vị trí ban đầu của nó, điều này làm bướm ga trở lại vị trí không tải và tốc độ động cơ giảm xuống tốc độ không tải.

IV. GIỚI THIỆU HỆ THỐNG PHUN XĂNG

Trong động cơ xăng với hệ thống cung cấp nhiên liệu dùng chế hoà khí, lượng hỗn hợp với tỷ lệ thích hợp cung cấp cho động cơ làm việc được điều khiển bởi chế hoà khí. Tuy chế hoà khí trang bị rất nhiều hệ thống và cơ cấu khác nhau để tạo ra được hỗn hợp tốt nhất cho từng chế độ làm việc nhưng không thể nào đáp ứng được nhanh chóng và chính xác. Những nhược điểm này có được là do hầu hết các cơ cấu đều được dẫn động bằng cơ khí nên khá phức tạp trong việc dẫn động, mặt khác còn gây nhiều khó khăn trong bảo dưỡng, sửa chữa và điều chỉnh hệ thống.

Để giải quyết những tồn tại này, trên những động cơ xăng ngày nay người ta trang bị hệ thống phun xăng. Hệ thống này có thể điều khiển bằng cơ khí hoặc bằng điện tử hay kết hợp giữa cơ khí và điện tử. Trong các kiểu hệ thống phun xăng điều khiển bằng điện tử, máy tính (ECU – Electronic Control Unit) sẽ điều khiển lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ để đáp ứng với mọi chế độ làm việc một cách nhanh chóng và tối ưu nhất.



Hình 6.27. Cơ cấu không tải nhanh (cầm chừng nhanh).

IV.1. Phân loại hệ thống nhiên liệu phun xăng

Trên thực tế có rất nhiều loại hệ thống phun xăng và có thể phân loại chúng như sau:

- Hệ thống phun nhiên liệu liên tục và điều khiển chính là cơ khí: kiểu K – Jetronic, KE – Jetronic.
- Hệ thống phun nhiên liệu điều khiển bằng máy tính: L – Jetronic, Mono – Jetronic, Motronic.

IV.2. Cấu trúc và nguyên lý làm việc

IV.2.1. Giới thiệu hệ thống phun xăng K – Jetronic

Hệ thống K – Jetronic là hệ thống phun nhiên liệu được điều khiển hoàn toàn bằng cơ khí (đời cải tiến của K – Jetronic được điều khiển bằng điện). Lượng nhiên liệu cung cấp được điều khiển từ lượng không khí nạp và được phun liên tục vào đường ống nạp, bên cạnh supap nạp của động cơ.

Các chế độ làm việc của động cơ đòi hỏi có sự thay đổi lượng hỗn hợp cung cấp tương ứng. Sự thay đổi này được thực hiện bởi hệ thống K – Jetronic, nó bảo đảm được các chế độ làm việc của động cơ, suất tiêu hao nhiên liệu và vấn đề độc hại của khí thải. Việc kiểm tra trực tiếp lưu lượng không khí, cho phép hệ thống K – Jetronic tính toán phù hợp với sự thay đổi chế độ làm việc của động cơ. Để giải quyết vấn đề chống ô nhiễm, hệ thống được kết hợp với thiết bị chống ô nhiễm, lượng khí thải được kiểm tra chính xác bằng lượng không khí nạp.

Sơ đồ hệ thống K – Jetronic được thể hiện trên hình 6.28, bao ba nhóm thiết bị sau:

- Nhóm cấp nhiên liệu.
- Bộ phận kiểm tra lưu lượng không khí.
- Bộ phận định lượng nhiên liệu.

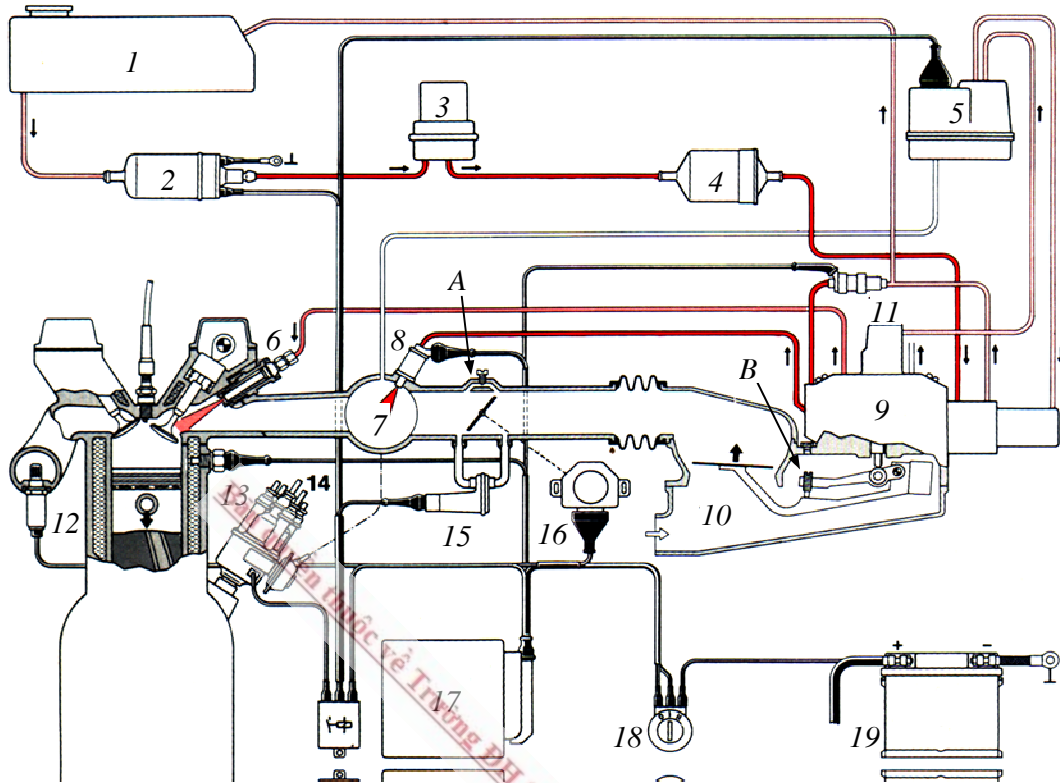
Nhóm cung cấp nhiên liệu bao gồm một bơm điện để cung cấp nhiên liệu, nhiên liệu sau khi qua lọc và bộ tích năng, nó sẽ được định lượng và phân phối đến các kim phun của động cơ.

Bộ phận kiểm tra lưu lượng không khí nạp vào động cơ được điều khiển bởi cánh bướm ga và được kiểm tra bởi bộ đo lưu lượng không khí nạp.

Bộ phận định lượng nhiên liệu có tác dụng điều khiển sự định lượng và phân phối nhiên liệu. Bộ đo lưu lượng không khí và bộ định lượng – phân phối hợp thành bộ tiết chế hỗn hợp. Kim phun nhiên liệu, phun liên tục độc lập ở các supap nạp. Ở quá trình nạp, hỗn hợp không khí và nhiên liệu được cung cấp vào các xy lanh của động cơ.

Dựa vào lượng khí nạp thực tế, thiết bị đo lưu lượng không khí điều khiển lượng xăng ra. Qua vòi phun 6 xăng được phun vào đường ống nạp, ngay trước supap nạp, hòa trộn với không khí đi qua bướm ga tạo thành hỗn hợp đi vào xy lanh động cơ.

Việc làm giàu hỗn hợp trong hệ thống có vai trò quan trọng khi thay đổi chế độ làm việc của động cơ như tăng tốc, cầm chừng, đầy tải và khởi động.

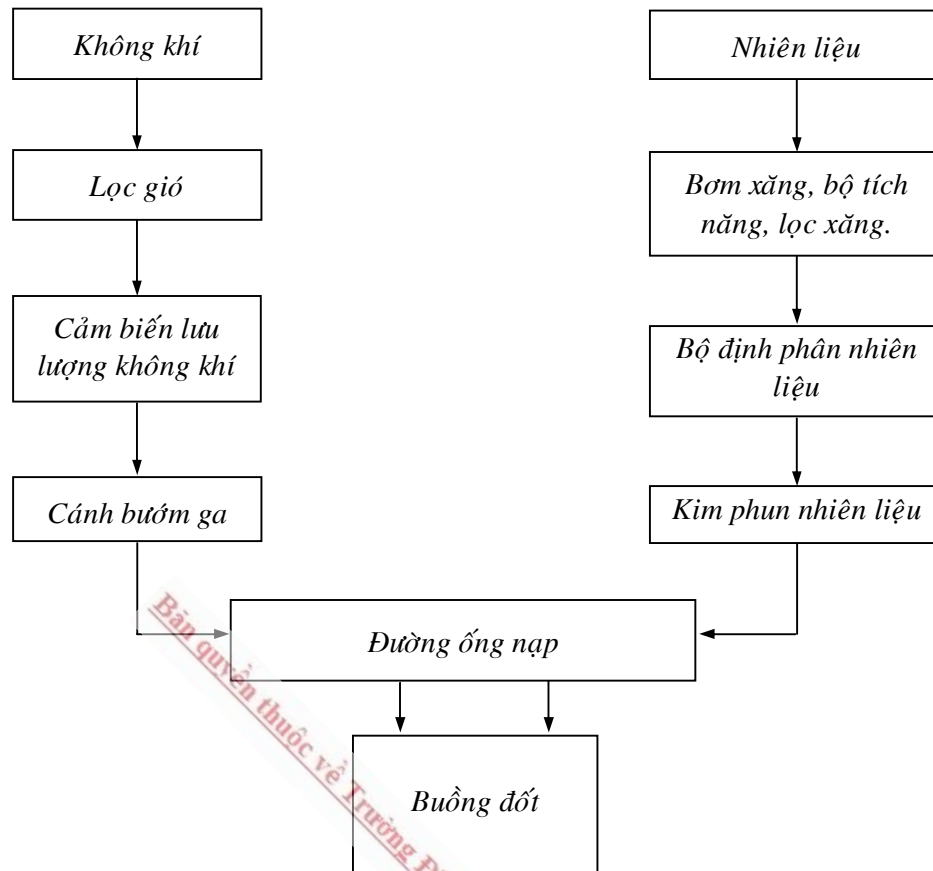


Hình 6.28. Sơ đồ hệ thống phun xăng kiểu K – Jetronic.

- 1 – Thùng nhiên liệu; 2 – Lọc nhiên liệu; 3 – Bộ tích năng; 4 – Lọc nhiên liệu;
5 – bộ điều chỉnh chạy ầm máy; 6 – Kim phun; 7 – Buồng nạp; 8 – Kim phun khởi động;
9 – Bộ định phân; 10 – Bộ đo gió; 11 – Van tần số; 12 – Cảm biến oxy; 13 – Cảm biến nhiệt độ;
14 – Delco; 15 – Van không khí; 16 – Cảm biến bướm ga; 17 – ECU; 18 – Contact máy; 19 – Accu.

Không khí đi từ lọc gió đến cảm biến lưu lượng không khí, sau đó qua cánh bướm ga vào động cơ tại các thời điểm supap nạp mở. Còn nhiên liệu đi từ bình chứa được bơm xăng hút lên, qua lọc xăng đến bộ tích năng để đi tới bộ định lượng và phân phối nhiên liệu. Tại đây nhiên liệu được phân phối cho các xy lanh với một lượng thích hợp, tùy theo chế độ làm việc trên động cơ.

Sơ đồ khối mô tả đường đi của không khí và nhiên liệu trong hệ thống phun xăng K – Jetronic được thể hiện trên (hình 6.29).

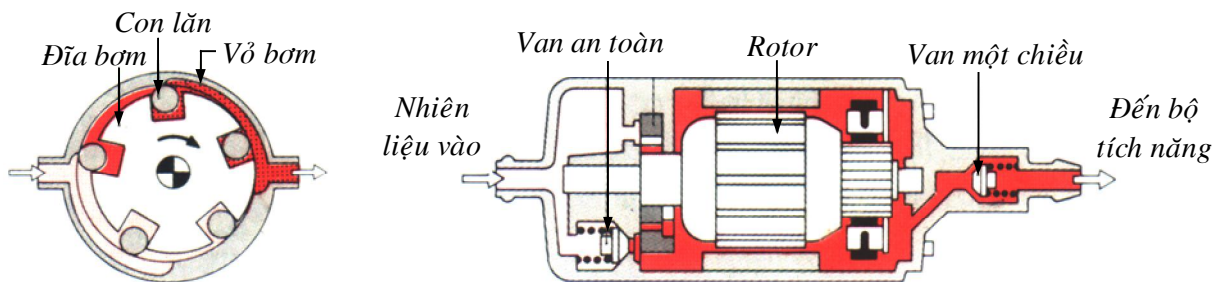


Hình 6.29. Sơ đồ khối nguyên lý hoạt động của hệ thống phun xăng kiểu K – Jetronic.

a) Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của các bộ phận trong hệ thống

a.1) Bơm nhiên liệu

Khi có dòng điện 12 vôn cung cấp cho động cơ điện sẽ làm cho rotor của động cơ điện quay, dẫn đến các con lăn văng ra ép sát vào vỏ bơm và làm kín khoảng không gian giữa các con lăn. Khoảng không gian giữa hai con lăn khi quay có thể tích tăng dần là mạch hút của bơm, khoảng không gian có thể tích giảm dần là mạch thoát của bơm (hình 6.30).



Hình 6.30. Cấu tạo của bơm nhiên liệu.

Lượng nhiên liệu từ bơm cung cấp sẽ qua khe hở giữa rotor và stator của động cơ điện, dưới tác dụng của áp suất nhiên liệu làm van một chiều mở và nhiên liệu được cung cấp vào hệ thống. Van an toàn bố trí bên trong bơm có chức năng giới hạn áp suất cung cấp nhiên liệu của bơm nhằm kéo dài tuổi thọ của bơm xăng.

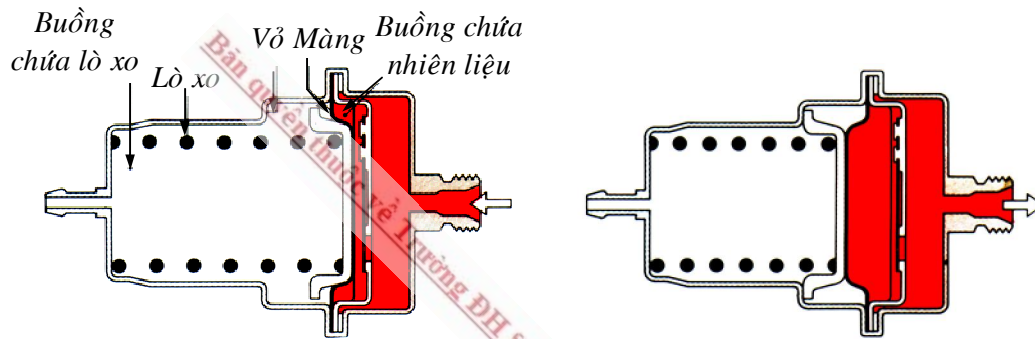
a.2) Bộ tích năng

Bộ tích năng dùng để tích lũy một lượng nhiên liệu giúp cho động cơ dễ khởi động trở lại, đồng thời ổn định áp suất nhiên liệu trong quá trình động cơ hoạt động.

Bộ tích năng được chia làm hai buồng ngăn cách với nhau bởi một màng. Một buồng chứa nhiên liệu từ bơm cung cấp đến, buồng còn lại chứa lò xo và ăn thông với khí trời.

Khi bơm làm việc, dưới tác dụng của áp suất nhiên liệu màng bị đẩy sang trái làm cho lò xo bị nén lại. Khi màng ở vị trí tối đa lúc này lượng nhiên liệu chứa ở bộ tích năng lớn nhất và năng lượng dự trữ của bộ tích năng là tối đa khi xe hoạt động.

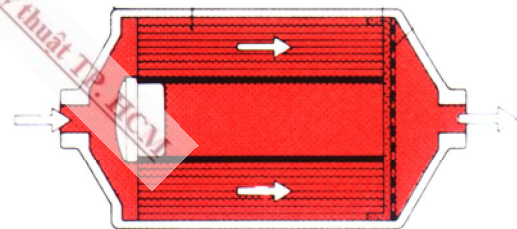
Khi động cơ khởi động, lò xo sẽ đẩy màng để nén nhiên liệu cung cấp cho hệ thống, giúp cho động cơ khởi động được nhanh chóng. Ngoài ra bộ tích năng còn có tác dụng dập tắt sóng dao động áp suất do bơm tạo nên. Nguyên nhân là lưu lượng của bơm cung cấp không đều khi nó hoạt động. Ở một số động cơ, buồng chứa lò xo được nối với đường nhiên liệu về thùng chứa để đảm bảo an toàn khi màng bộ tích năng bị rò nhiên liệu.



Hình 6.31. Hoạt động của bộ tích năng.

a.3) Lọc nhiên liệu

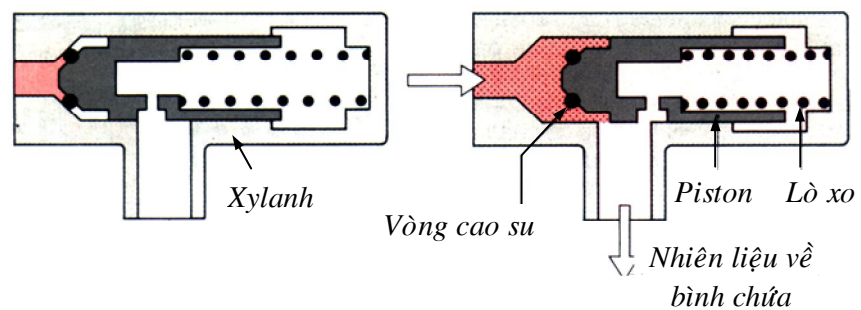
Lọc được bố trí ở giữa bộ tích năng và bộ phân phối nhiên liệu. Chức năng là dùng để lọc sạch các cặn bẩn có trong nhiên liệu, để đảm bảo sự làm việc chính xác của bộ định lượng-phân phối và các kim phun. Dòng nhiên liệu sau khi qua lọc được dẫn đến bộ định phân nhiên liệu và bộ điều áp, (hình 6.32).



Hình 6.32. Lọc nhiên liệu.

a.4) Bộ điều áp

Bộ điều áp được bố trí bên trong bộ phân phối nhiên liệu, có chức năng giữ cho áp suất nhiên liệu trong hệ thống không đổi (khoảng 5 bar). Cấu trúc bộ điều áp gồm một lò xo, một piston trượt trong xylanh và một vòng cao su làm kín bố trí trên đầu của piston, (hình 6.33).

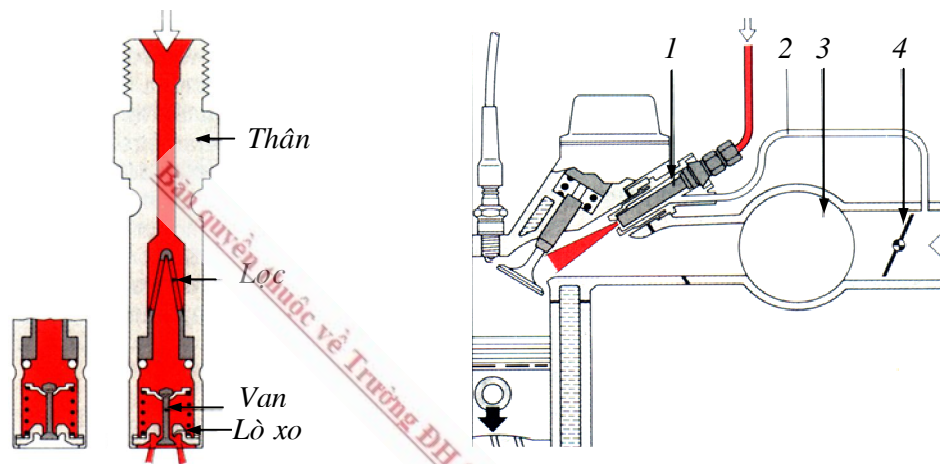


Hình 6.33. Bộ điều áp.

Khi động cơ hoạt động, áp suất nhiên liệu từ bơm cung cấp đến bộ phân phối và bộ điều áp. Do áp suất của bơm cung cấp bao giờ cũng lớn hơn áp suất cần thiết của hệ thống nên piston điều áp mở để đưa một lượng nhiên liệu trở về bình chứa nhằm giữ cho áp suất nhiên liệu trong hệ thống không đổi. Độ mở van điều áp nhiều hay ít phụ thuộc vào lượng nhiên liệu tiêu thụ của động cơ. Khi ngắt công tắc máy, bơm xăng ngừng quay, bộ điều áp đóng để tránh giảm áp suất trong hệ thống.

a.5) Kim phun nhiên liệu

Các kim phun được mở với áp suất đã được định trước của nhà chế tạo và phun tới khi kim dao động. Nhiên liệu được phun vào đường ống nạp, bên cạnh supap nạp của các xy lanh. Mỗi kim phun được gắn chặt vào một giá đặc biệt, giá này được cách nhiệt để chống lại sự toả nhiệt của động cơ. Các kim phun không có chức năng định lượng, chúng sẽ tự động mở khi áp suất vượt quá 3,5 bar.



Hình 6.34. Kim phun nhiên liệu.

1 – kim phun; 2 – đường ống không khí; 3 – buồng phao; 4 – bướm ga.

Kim phun phải bảo đảm phun sương ở mọi chế độ làm việc của động cơ. Khi động cơ dừng, các kim phun sẽ tự động đóng ngay khi áp suất cung cấp giảm. Để cải thiện sự phun tới của nhiên liệu, người ta bố trí một lỗ ở phía trước bướm ga, để đưa thêm lượng không khí nạp đi ngang qua thân kim phun. Lượng không khí này sẽ tán nhuyễn nhiên liệu khi phun, nhằm giảm suất tiêu hao nhiên liệu và ô nhiễm của khí thải.

a.6) Bộ định lượng nhiên liệu

Đối với động cơ phun xăng hỗn hợp được hình thành ngay trước supap nạp. Lượng không khí nạp phụ thuộc vào độ mở của cánh bướm ga. Do dòng không khí và nhiên liệu được tạo từ hai đường khác nhau, nên cần phải có một bộ phận điều chỉnh phối hợp một cách chính xác, để tạo ra một tỷ lệ hòa khí tối ưu. Muốn làm được điều này, phải có một bộ phận xác định lưu lượng không khí nạp và bộ phận phân phối nhiên liệu đến các kim phun phù hợp với lượng không khí nạp.

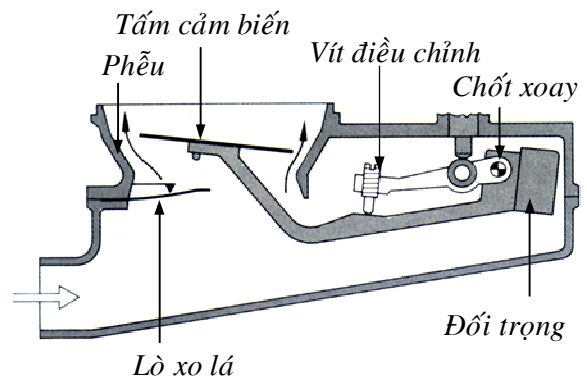
Bộ phận đảm nhiệm nhận biết lưu lượng không khí nạp gọi là bộ đo gió và bộ phận phân phối nhiên liệu đến các kim phun gọi là bộ phân phối nhiên liệu. Hai bộ phận này được ghép lại với nhau có nhiệm vụ định lượng và phân phối nhiên liệu.

- Bộ đo lưu lượng không khí.

Bộ đo lưu lượng không khí nạp có chức năng kiểm tra lưu lượng không khí nạp vào động cơ và quyết định công suất của động cơ. Lượng không khí nạp cơ bản dùng để xác định lượng nhiên liệu phun. Do vậy, phải có sự phối hợp chính xác giữa bộ đo không khí và bộ định lượng nhiên liệu.

Tất cả lượng không khí nạp đều phải đi qua bộ đo gió. Bộ đo gió được bố trí ở phía trước bướm ga, nó gồm một phễu và một cảm biến di động. Khi không khí đi ngang qua tấm cảm biến sẽ làm cho cảm biến rời khỏi vị trí ban đầu, qua cơ cấu cánh tay đòn sẽ làm cho piston điều khiển dịch chuyển. Piston này sẽ định lượng nhiên liệu phù hợp với sự làm việc của động cơ.

Nếu có sự nổ ngược từ trong đường ống nạp, áp lực này sẽ làm cho tấm cảm biến đóng lại và di chuyển xuống phía dưới để cho hơi nén từ trong đường ống nạp thoát ra ngoài. Ngoài ra lò xo lá còn dùng để giới hạn vị trí của cảm biến khi động cơ dừng. Để tăng độ nhạy của tấm cảm biến, khối lượng tấm cảm biến và tay đòn được cân bằng với đối trọng.

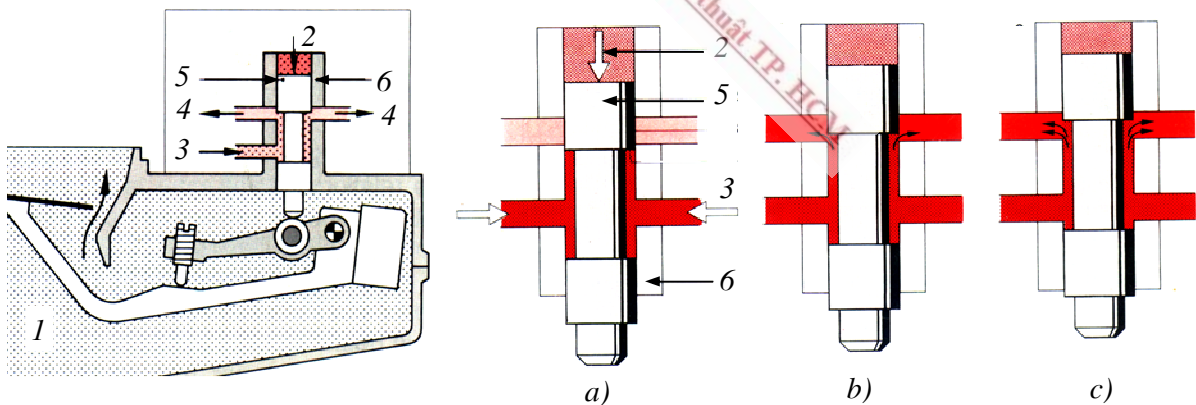


Hình 6.35. Bộ đo lưu lượng không khí.

- Định lượng – phân phối nhiên liệu.

Bộ định lượng phân phối dùng để điều tiết lượng nhiên liệu cung cấp đến các xylanh của động cơ. Việc định lượng và phân phối phụ thuộc vào vị trí của tấm cảm biến trong bộ đo lưu lượng không khí. Vị trí của tấm cảm biến xác định lưu lượng không khí nạp vào động cơ. Một cánh tay đòn được kết nối từ bộ đo gió đến piston điều khiển, nó xác định vị trí lỗ mở trong xylanh. Khi piston điều khiển mở rãnh đứng trong xylanh, lúc này nhiên liệu sẽ đi vào các bộ chênh lệch áp suất và sau đó sẽ đến kim phun.

Nếu hành trình của tấm cảm biến bé, piston điều khiển dịch chuyển nhẹ và lỗ thẳng đứng trên xylanh mở rất bé. Nếu khoảng cách của tấm cảm biến gia tăng, piston điều khiển sẽ mở tiết diện lớn hơn. Nhờ đó có mối quan hệ giữa hành trình của tấm cảm biến và sự dịch chuyển của piston.



Hình 6.36. Sơ đồ nguyên lý bộ định lượng và phân phối nhiên liệu.

a) vị trí đóng; b) chế độ tải bộ phận; c) chế độ toàn tải.

1 – đường nạp; 2 – áp suất điều khiển; 3 – đường nhiên liệu vào;

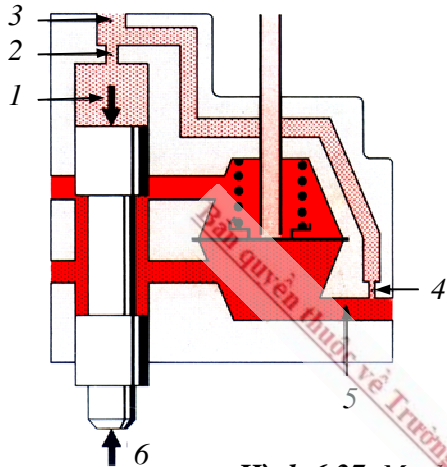
4 – tới bộ chênh lệch áp suất; 5 – piston; 6 – xylanh có rãnh tiết lưu.

Piston điều khiển nhận lực từ tấm cảm biến thông qua cánh tay đòn và áp lực từ nhiên liệu tác dụng lên đỉnh piston. Áp suất trên đỉnh piston có xu hướng cản trở chuyển động của piston và làm cho tấm cảm biến và piston dịch chuyển đồng bộ với nhau.

- Áp suất điều khiển

Áp suất điều khiển được lấy từ áp suất của hệ thống qua trung gian của một lỗ tiết lưu (4). Sau đó chia làm hai đường, một đường nhiên liệu được đưa đến bộ điều chỉnh áp lực (3) và đường còn lại qua lỗ tiết lưu để đi vào xy lanh (1).

Khi động cơ lạnh, áp suất điều khiển khoảng 0,5 bar và nó sẽ tăng dần đến 3,7 bar do sự điều khiển của bộ điều chỉnh áp lực khi nhiệt độ của động cơ tăng dần lên. Áp suất điều khiển hoạt động ở trên đỉnh piston qua trung gian của bộ giảm chấn (lỗ tiết lưu) để tạo ra lực đối kháng với lực đẩy của tấm cảm biến. Bộ giảm chấn ngăn chặn các sự thay đổi của tấm cảm biến, do sự dao động của áp suất nạp.

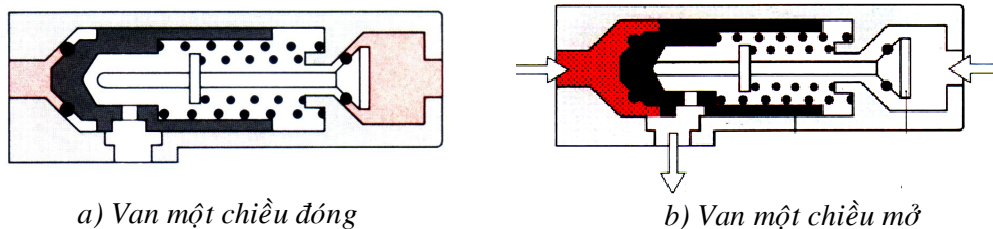


- 1 – áp suất điều khiển;
- 2 – lỗ tiết lưu giảm chấn;
- 3 – nhiên liệu tới bộ điều áp;
- 4 – lỗ tiết lưu;
- 5 – áp suất nhiên liệu từ mạch cung cấp;
- 6 – lực đẩy piston.

Hình 6.37. Mạch điều khiển thủy lực.

Khi áp suất điều khiển giảm, lực tác dụng lên tấm cảm biến sẽ làm tăng độ nâng của piston, làm cho piston điều khiển lên cao hơn, tiếp tục mở lỗ trên xy lanh và động cơ sẽ nhận nhiên liệu nhiều hơn. Khi áp suất điều khiển gia tăng, lực không khí nạp không thể nâng tấm cảm biến, lượng nhiên liệu cung cấp giảm.

Để đảm bảo không rò rỉ áp suất nhiên liệu khi động cơ dừng và duy trì áp suất trong hệ thống, một van một chiều được bố trí trên đường về của bộ điều chỉnh áp lực. Van này trượt trong bộ điều áp. Khi động cơ dừng, van điều áp đóng, lò xo của van một chiều tác động lên thanh đẩy làm van đóng. Khi van điều áp mở, sự dịch chuyển của piston điều áp làm cho van một chiều mở theo, nhiên liệu từ phía trên đỉnh piston sẽ qua van của bộ điều áp, đến van một chiều và trở về bình chứa.



a) Van một chiều đóng

b) Van một chiều mở

Hình 6.38. Hoạt động của van một chiều.

- Bộ chênh lệch áp suất

Các bộ chênh lệch áp suất nằm trong bộ phân phối nhiên liệu. Động cơ có bao nhiêu xy lanh thì có bấy nhiêu bộ chênh lệch áp suất.

Chức năng của các bộ chênh lệch áp suất là để hạn chế sự tổn thất áp suất khi nhiên liệu đi qua các rãnh đứng ở trong xylanh.

Bộ đo lưu lượng không khí có đặc tính là khi hành trình của tấm cảm biến gia tăng gấp đôi thì lượng không khí nạp cũng gia tăng gấp đôi. Hành trình này đòi hỏi một sự thay đổi của nhiên liệu với tỷ lệ tương ứng, do đó phải đảm bảo tổn thất nhiên liệu qua rãnh đứng trong xylanh không đổi.

Các bộ chênh lệch áp suất duy trì sự chênh lệch áp suất giữa buồng trên và buồng dưới của màng với một giá trị không đổi là 0,1 bar. Trong mỗi buồng trên được nối với một rãnh định lượng và ống nối trên các kim phun.

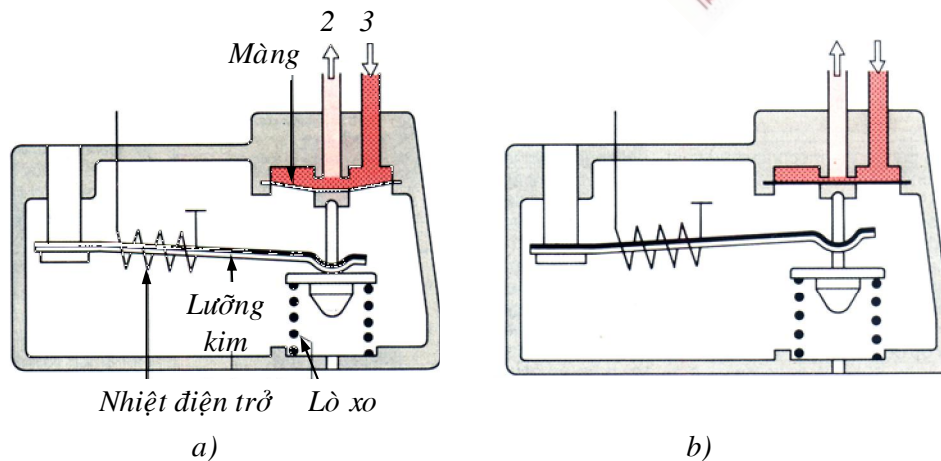
Nếu lượng nhiên liệu qua rãnh định lượng vào buồng trên nhiều thì áp lực buồng này tăng tức thời, làm cho màng cong xuống, mở lỗ van cho đến khi sự chênh lệch áp suất giữa hai buồng được xác định.

Nếu lượng nhiên liệu cung cấp vào buồng trên giảm, màng tự đi lên và làm giảm tiết diện mở của van cho đến khi đạt được sự chênh lệch áp suất là 0,1 bar.

a.7) Bộ điều chỉnh chạy ầm máy

Bộ điều chỉnh chạy ầm máy có cấu trúc gồm một màng van bằng thép mỏng được điều khiển bởi lò xo và thanh lưỡng kim nhiệt. Trên thanh lưỡng kim có quấn một dây điện trở, dây này được cấp điện từ rơle bơm.

Đường ống số 2 được nối tới van một chiều ở bộ điều áp và đường ống số 3 được nối tới khoảng không gian ở trên đỉnh piston. Khoảng không gian phía trong của bộ điều chỉnh áp lực ăn thông với khí trời, (hình 6.40).



Hình 6.40. Hoạt động của thiết bị điều chỉnh chạy ầm máy.

a) khi động cơ lạnh; b) khi động cơ nóng.

Khi động cơ lạnh, thanh lưỡng kim nhiệt cong xuống nén lò xo và điều khiển màng mở lớn, làm cho lượng nhiên liệu phía trên đỉnh piston đi qua van của bộ điều chỉnh áp lực, đến van một chiều và trở về thùng nhiên liệu. Điều này làm cho áp suất điều khiển giảm và làm cho piston đi lên, rãnh định lượng mở lớn và các kim phun sẽ cung cấp nhiên liệu nhiều hơn.

b) Các chế độ làm việc của động cơ

Hỗn hợp được hình thành ở trong đường ống nạp và trong xylanh động cơ. Trong hệ thống K – Jetronic, lượng nhiên liệu được cung cấp liên tục bởi các kim phun. Khi supap nạp mở, lượng không khí nạp sẽ cuốn hơi nhiên liệu hoà trộn với nhau tạo thành hỗn hợp. Trường hợp khi phun có sự quét của không khí thì sự hình thành hỗn hợp sẽ tốt hơn.

Các chế độ làm việc của động cơ như: Cầm chừng, một phần tải và đầy tải được xác định bởi vị trí của tấm cảm biến và góc nghiêng của phễu không khí.

b.1) Khởi động lạnh

Trong quá trình khởi động lạnh, để bù trừ sự tổn thất do ngưng tụ của nhiên liệu giúp động cơ khởi động nhanh chóng, phải bổ sung thêm một lượng nhiên liệu trong suốt quá trình khởi động. Điều này được thực hiện nhờ kim phun khởi động lạnh, nó được bố trí ở buồng nạp. Hoạt động của kim phun khởi động lạnh được điều khiển bằng công tắc máy và con tắc nhiệt thời gian.

Kim phun khởi động là một van điện, khi có dòng điện cung cấp qua cuộn dây, từ trường trong cuộn dây hút van đi lên và nhiên liệu được phun vào buồng nạp để hỗ trợ nhiên liệu với các kim phun chính. Khi dòng điện đi qua cuộn dây kim phun bị ngắt, lò xo đẩy van đi xuống và kim phun ngưng cung cấp nhiên liệu (hình 6.41a).

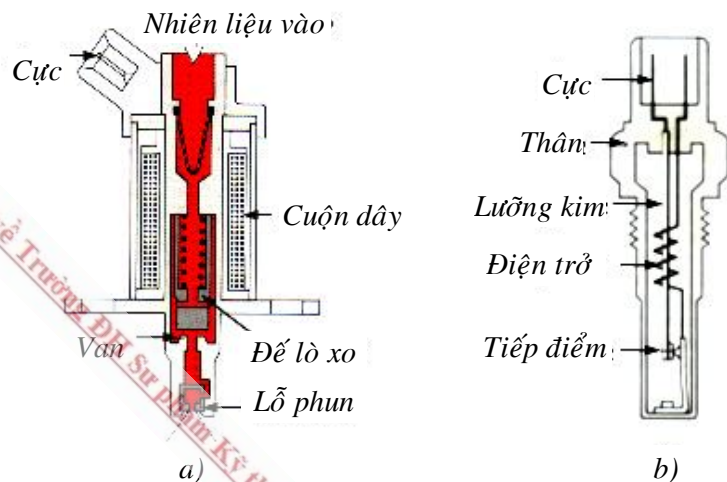
Công tắc nhiệt thời gian dùng để giới hạn quá trình phun nhiên liệu của kim phun khởi động, đây là công tắc kiểu nhiệt điện được đóng và mở theo sự điều khiển của nhiệt độ. Công tắc nhiệt thời gian lấy nhiệt độ nước làm mát động cơ và thường được đặt ở thân máy hoặc nắp máy (hình 6.41b).

b.2) Sau khởi động

Sau chế độ khởi động lạnh thì cần thiết phải làm giàu hỗn hợp trong một khoảng thời gian ngắn cho đến khi nhiệt độ của động cơ nóng lên. Đây chính là giai đoạn làm ấm.

Sau khi khởi động lạnh, van của bộ điều chỉnh áp lực còn mở lớn nên áp suất điều khiển giảm làm cho các kim phun cung cấp nhiều nhiên liệu. Khi dây điện trở nóng dần lên làm cho thanh lưỡng kim cong lên và lò xo đẩy màng khép dần lại và lượng nhiên liệu thoát về thùng chứa giảm, nên áp suất điều khiển tăng dần và piston đi xuống làm giảm lượng nhiên liệu cung cấp đến các kim phun.

Khi động cơ nóng, thanh lưỡng kim tách rời tấm chặn lò xo và lò xo đẩy màng van đóng kín. Khi van đóng thì áp suất điều khiển lớn nhất và giai đoạn làm giàu hỗn hợp kết thúc.



Hình 6.41. Cấu tạo của a) kim phun khởi động lạnh và b) công tắc nhiệt thời gian.

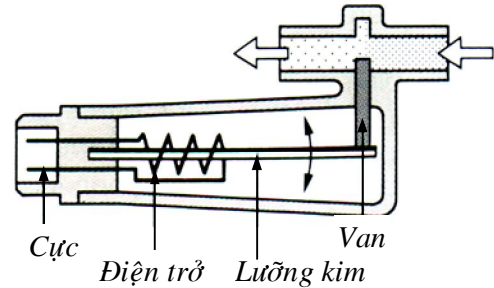
b.3) Chế độ cầm chừng nhanh

Khi nhiệt độ nước làm mát chưa đạt nhiệt độ làm việc ổn định, lúc này công suất của động cơ lớn. Do vậy để đảm bảo động cơ hoạt động cầm chừng ổn định, phải cung cấp thêm một lượng hỗn hợp cho động cơ. Đây chính là chế độ cầm chừng nhanh.

Ở tất cả các loại động cơ phun xăng, để tăng tốc độ cầm chừng của động cơ bằng cách điều khiển lượng không khí đi tắt qua cánh bướm ga bởi van không khí. Ở tốc độ cầm chừng khi động cơ lạnh thì van mở lớn, làm cho lượng không khí tắt qua cánh bướm ga lớn.

Trong quá trình động cơ hoạt động, dòng điện từ rơle sẽ cung cấp cho dây điện trở làm cho thanh lưỡng kim nóng dần lên. Khi thanh lưỡng kim nóng, nó sẽ điều khiển van khép dần và lượng không khí đi tắt qua bướm ga giảm, tốc độ động cơ cũng giảm theo.

Khi động cơ đạt được nhiệt độ bình thường thì van không khí sẽ đóng hẳn và động cơ hoạt động ở số vòng quay ổn định thấp nhất.



Hình 6.42. Van không khí.

b.4) Chế độ cầm chừng

Tốc độ cầm chừng được thay đổi bằng cách thay đổi lượng hỗn hợp cung cấp cho động cơ qua vít điều chỉnh lượng không khí đi tắt bố trí ở thân bướm ga. Tốc độ cầm chừng có các đặc điểm sau:

- Áp suất điều khiển lớn nhất.
- Van không khí đóng.
- Lượng hỗn hợp cung cấp cho động cơ chỉ đủ để khắc phục ma sát.
- Nước làm mát đạt giá trị nhiệt độ bình thường.

Thay đổi tốc độ cầm chừng bằng cách thay đổi vị trí con vít điều chỉnh A. Khi vặn vít hiệu chỉnh đi ra thì lượng không khí đi tắt gia tăng, nên lượng không khí đi qua tấm cảm biến cũng gia tăng làm tăng lượng hỗn hợp cung cấp cho động cơ, kết quả làm cho tốc độ của động cơ gia tăng. Ngược lại, khi vặn vít hiệu chỉnh đi vào thì tốc độ của động cơ sẽ giảm.

Thay đổi tốc độ cầm chừng bằng cách thay đổi vị trí con vít điều chỉnh B. Vít này được bố trí ở bộ đo gió, khi vặn vít vào thì piston điều khiển đi lên và hỗn hợp cung cấp sẽ giàu. Ngược lại, khi vặn ra thì tỷ lệ hỗn hợp cầm chừng sẽ nghèo do piston đi xuống nhưng lượng không khí nạp không đổi.

b.5) Chế độ tải trung bình

Đây là chế độ động cơ làm việc thường xuyên, nên yêu cầu tỷ lệ hỗn hợp phải đảm bảo sao cho động cơ hoạt động tiết kiệm nhất.

Góc độ của phễu không khí quyết định tỷ lệ hỗn hợp của động cơ. Khi động cơ chạy ở chế độ tải nhỏ thì tấm cảm biến nằm ở vị trí 3 của phễu không khí. Khi chuyển sang chế độ tải trung bình, lúc này lượng không khí nạp nhiều và tấm cảm biến được đẩy lên vị trí 2. Ở vị trí 2 độ dốc của phễu bé, nên lượng không khí nạp gia tăng để tỷ lệ hỗn hợp phù hợp với chế độ này.



Hình 6.43. Ống khuếch tán của thiết bị đo lưu lượng với tiết diện thay đổi.

- 1 – khu vực chạy toàn tải.
- 2 – khu vực tương ứng với tải bộ phận.
- 3 – khu vực tương ứng chế độ không tải.

b.6) Chế độ đầy tải

Ở chế độ này cánh bướm ga mở lớn, hỗn hợp đòi hỏi phải đậm để công suất động cơ phát ra là tối đa. Để đáp ứng yêu cầu này, người ta dùng các biện pháp sau.

- Tại vị trí tấm cảm biến ở chế độ đầy tải, độ dốc của phễu không khí lớn. Do vậy lượng không khí nạp giảm làm cho hỗn hợp cung cấp cho động cơ giàu nhiên liệu.
- Khi cánh bướm ga mở lớn, độ chân không sau cánh bướm ga nhỏ, nên áp suất bên trong bộ điều chỉnh áp lực gia tăng (loại hai màng). Sự tăng áp suất làm màng dưới của bộ điều chỉnh áp lực đi xuống, lực đàn hồi của lò xo trong giảm, nên màng van xuống theo và van mở lớn. Nguyên nhân này làm cho áp suất điều khiển giảm, nên piston đi lên cao hơn để gia tăng lượng nhiên liệu cung cấp cho các kim phun.

b.7) Khi tăng tốc

Khi cánh bướm ga mở lớn đột ngột, lượng không khí nạp đi vào động cơ gia tăng tức thời. Lực này tác dụng mạnh bên dưới của tấm cảm biến làm cho tấm cảm biến di chuyển nhanh lên phía trên, đồng thời do lực quán tính của tấm cảm biến làm gia tăng độ nâng của nó. Khi cánh bướm ga giữ nguyên, lực quán tính của dòng khí nạp không còn nữa và tấm cảm biến hạ nhẹ xuống.

Sử dụng bộ điều chỉnh áp lực loại hai màng: Khi tăng tốc, độ chân không sau bướm ga giảm mạnh nên độ chân không bên trong bộ điều chỉnh áp lực giảm theo, làm cho màng van mở lớn và áp suất điều khiển giảm làm cho lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ gia tăng.

b.8) Chế độ giảm tốc

Ở chế độ này lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ là không cần thiết, nhằm tiết kiệm nhiên liệu và chống ô nhiễm.

Khi động cơ hoạt động ở tốc độ cao, nếu đạp phanh đột ngột thì lúc này cánh bướm ga từ vị trí mở lớn chuyển sang vị trí đóng, làm cho dòng khí nạp va đập mạnh vào bướm ga và dội trở lại đẩy tấm cảm biến đóng, lượng nhiên liệu cung cấp đến các kim phun bị cắt tức thời.

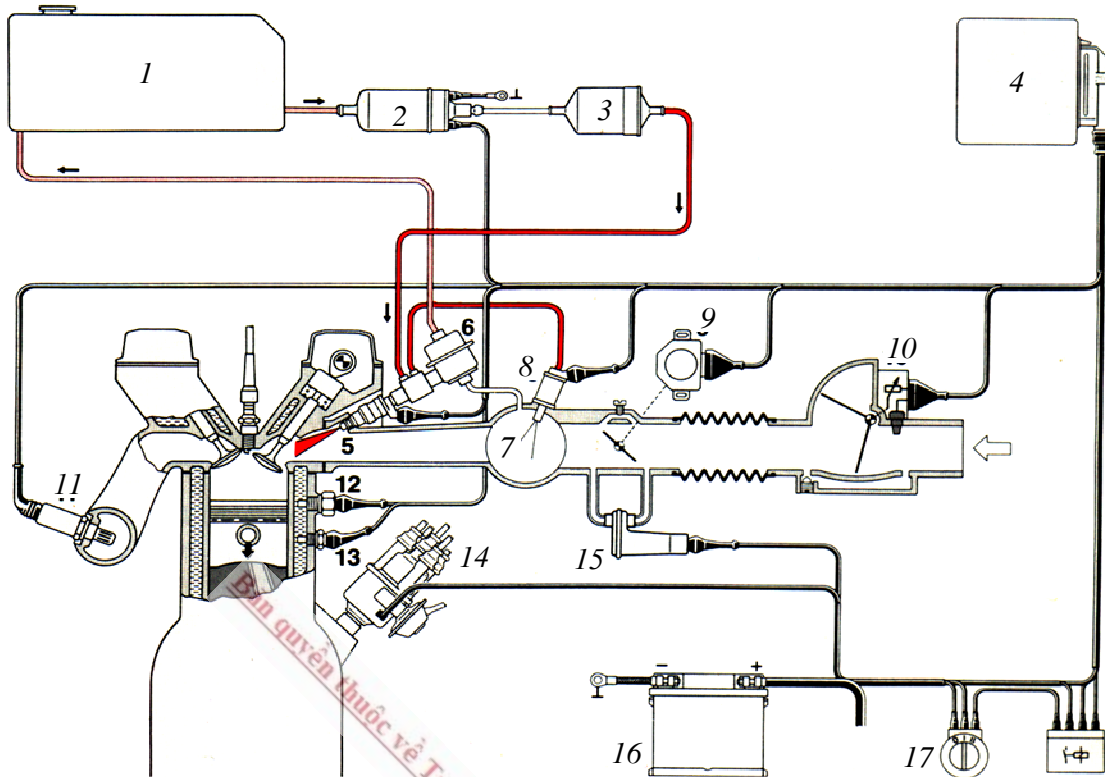
IV.2.2. Giới thiệu hệ thống phun xăng L – Jetronic

Hệ thống L – Jetronic còn được gọi là hệ thống EFI (*Electronic Fuel Injection*), đây là kiểu hệ thống phun xăng điều khiển hoàn toàn bằng điện tử, nó được phát minh vào đầu thập niên 80 và được ứng dụng rộng rãi để thay thế dần cho động cơ sử dụng bộ chế hòa khí.

Hệ thống EFI có các đặc điểm sau:

- Đây là hệ thống phun xăng đa điểm.
- Áp suất phun của kim phun không đổi.
- Các kim phun, phun gián đoạn và có chu kỳ.
- Để định lượng nhiên liệu phun bằng cách người ta thay đổi thời gian mở của kim phun.
- ECU tiếp nhận tín hiệu từ các cảm biến và từ đó chỉ điều khiển thời gian mở của kim phun.

Sơ đồ hệ thống EFI được thể hiện trên (hình 6.44).



Hình 6.44. Sơ đồ nguyên lý hệ thống phun xăng kiểu L – Jetronic.

- 1 – bình chứa nhiên liệu; 2 – bơm nhiên liệu; 3 – lọc nhiên liệu; 4 – ECU; 5 – kim phun;
6 – bộ điều áp; 7 – buồng nạp; 8 – kim phun khởi động; 9 – cảm biến bướm ga;
10 – bộ đo gió; 11 – cảm biến ôxy; 12 – công tắc nhiệt thời gian; 13 – cảm biến nhiệt độ;
14 – Delco; 15 – van không khí; 16 – accu; 17 – công tắc máy.

Hệ thống EFI được chia làm 3 hệ thống nhỏ như sau:

- Hệ thống cung cấp nhiên liệu.
- Hệ thống điện điều khiển.
- Hệ thống nạp không khí.

a) Hệ thống cung cấp nhiên liệu

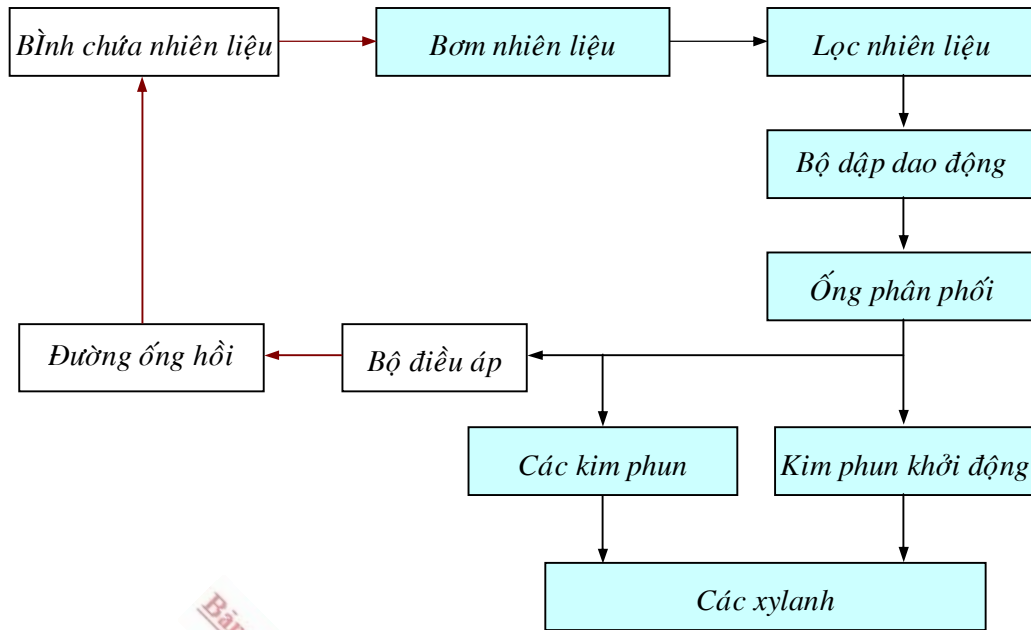
Hệ thống cung cấp nhiên liệu bao gồm bình chứa nhiên liệu, bơm nhiên liệu, lọc nhiên liệu, các đường ống, bộ đập dao động, ống phân phối, các kim phun, kim phun khởi động và bộ điều áp.

Khi bơm nhiên liệu chuyển động, nhiên liệu được hút từ bình chứa qua bộ lọc nhiên liệu đến bộ đập dao động để đi vào ống phân phối. Tại ống phân phối nhiên liệu được cung cấp đến các kim phun, kim phun khởi động và lượng nhiên liệu thừa qua bộ điều áp theo đường ống trở về thùng chứa.

Sơ đồ khối hệ thống cung cấp nhiên liệu được thể hiện trên (hình 6.45).

a.1) Bơm nhiên liệu

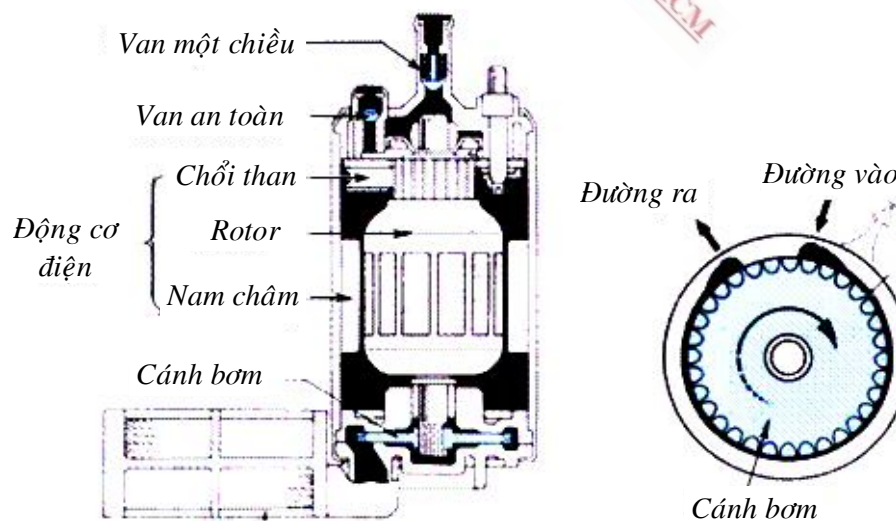
Bơm nhiên liệu được đặt bên trong hoặc bên ngoài bình chứa nhiên liệu, loại được sử dụng rộng rãi là kiểu rotor con lăn hoặc kiểu tuabin và nó được dẫn động bằng động cơ điện một chiều 12 vôn.



Hình 6.45. Sơ đồ khối hệ thống cung cấp nhiên liệu.

Khi bơm quay, nhiên liệu được hút từ bình chứa xăng và cung cấp với một áp suất nhất định đến lọc nhiên liệu, qua bộ đập dao động để vào ống phân phối. Lượng nhiên liệu thừa, được đưa qua bộ điều áp trở về thùng chứa. Tại bộ phân phối nhiên liệu sẽ được cung cấp đến kim phun khởi động lạnh và cung cấp đến các kim phun bố trí trên đường ống nạp của động cơ.

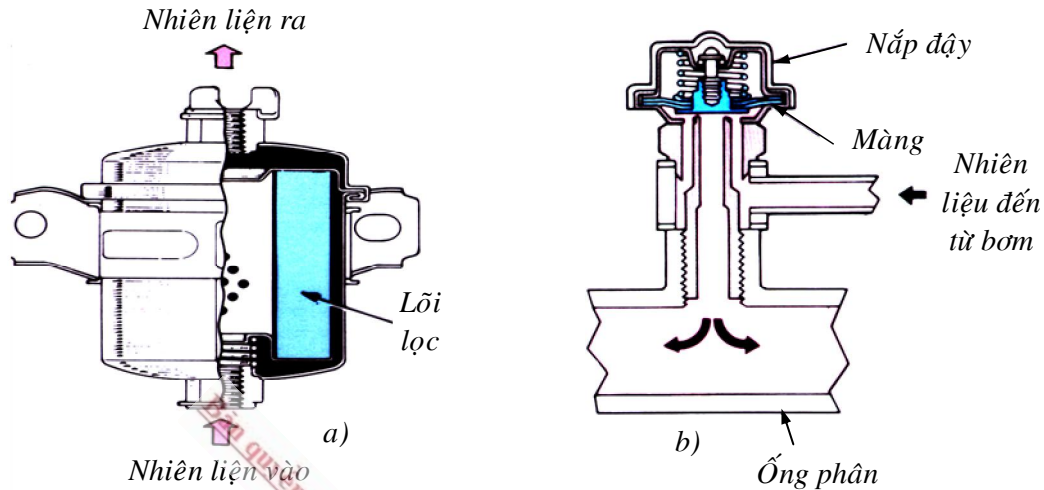
Bơm nhiên liệu kiểu tuabin được đặt bên trong thùng nhiên liệu, nó gồm một hoặc hai cánh bơm. Khi rotor của động cơ điện quay làm cho các cánh bơm quay theo, các cánh nhỏ bố trí ở bên ngoài sẽ đẩy nhiên liệu từ mạch hút ra mạch thoát của bơm và cung cấp cho hệ thống. Bên trong bơm cũng có bố trí một van an toàn để giảm áp lực cho bơm xăng. (hình 6.46).



Hình 6.46. Cấu tạo của bơm nhiên liệu kiểu tuabin.

a.2) Lọc nhiên liệu

Lọc nhiên liệu dùng để lọc các chất bẩn có trong nhiên liệu, đảm bảo sự làm việc chính xác của hệ thống cung cấp nhiên liệu. Đường nhiên liệu sau khi đi ra khỏi lọc sẽ được cung cấp đến bộ đập dao động, (hình 6.47a).



Hình 6.47. Lọc nhiên liệu (a) và bộ đập dao động (b).

a.3) Bộ đập dao động

Bộ đập dao động thường được bố trí ở đường nhiên liệu vào trên ống phân phối. Chức năng của nó là dùng để đập các xung nhiên liệu do bơm tạo nên và do sự đóng mở của các kim phun.

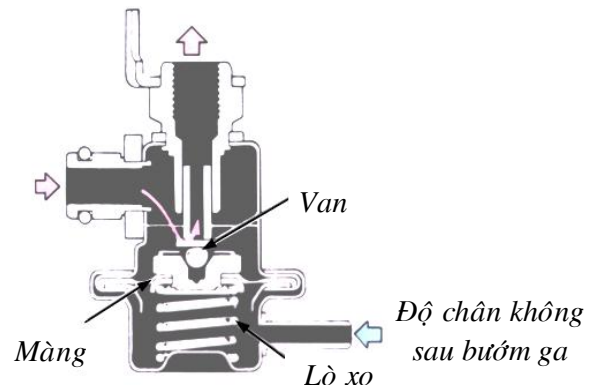
Cấu trúc phần chính của bộ đập dao động gồm một màng và một lò xo để hấp thụ các xung dao động áp suất trong hệ thống, (hình 6.47b).

a.4) Bộ điều áp

Bộ điều áp có thể đặt trên ống phân phối hoặc đặt trên bơm xăng và ở bên trong bình chứa nhiên liệu. Chức năng của nó dùng để giữ cho áp suất phun của kim phun không đổi. Cấu trúc bao gồm một màng chia bộ điều áp thành hai phần, buồng trên chứa nhiên liệu và van điều áp, buồng dưới chứa lò xo và được tác động bởi độ chân không sau bướm ga (hình 6.48).

Lượng nhiên liệu ra khỏi kim phun phụ thuộc vào áp suất nhiên liệu trong ống phân phối và độ chân không trong đường ống nạp. Nếu giữ nguyên áp suất nhiên liệu trong ống phân phối thì lượng nhiên liệu phun chỉ phụ thuộc vào độ chân không sau cánh bướm ga.

Khi động cơ hoạt động, áp suất nhiên liệu cung cấp từ bơm, qua lọc và bộ đập dao động vào ống phân phối. Từ ống phân phối, lượng nhiên liệu thừa sẽ đi vào bộ điều áp và tác động lên màng làm màng đi xuống, van điều áp mở và một lượng nhiên liệu thoát qua bộ điều áp trở về thùng nhiên liệu.



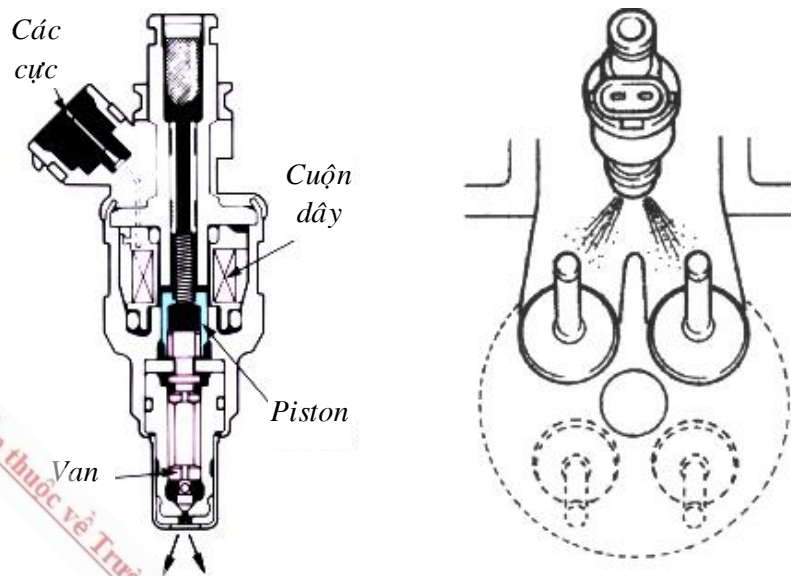
Hình 6.48. Cấu trúc của bộ điều áp.

Khi cánh bướm ga mở nhỏ, độ chân không sau cánh bướm ga lớn, độ chân không này tác động lên màng bộ điều áp làm màng đi xuống, van điều áp mở lớn làm cho lượng nhiên liệu thoát về bình chứa nhiều hơn nên áp suất trong ống phân phối giảm. Ngược lại, khi cánh bướm ga mở lớn làm cho áp suất trong đường ống nạp tăng, lò xo đẩy màng điều áp đi lên, lượng nhiên liệu thoát qua van điều áp giảm làm cho áp suất nhiên liệu trong ống phân phối tăng.

a.5) Kim phun

Trong hệ thống phun xăng, lượng nhiên liệu phun qua kim phun phụ thuộc vào lượng không khí nạp và tốc độ của động cơ. Ngoài ra lượng nhiên liệu phun còn phụ thuộc vào trạng thái làm việc của động cơ, nhận được nhờ vào các cảm biến.

Hệ thống phun xăng rất đa dạng, thông dụng nhất là hệ thống phun đa điểm, tức mỗi xylanh bố trí một kim phun. Kim phun được lắp trong đường ống nạp trước supap nạp, các kim phun được điều khiển bởi điện tử.



Hình 6.49. Cấu trúc của kim phun.

Kim phun bao gồm một thân và một van kim đặt trong ống từ. Thân kim phun chứa một cuộn dây, nó điều khiển sự đóng mở của van kim. Khi không có dòng điện cung cấp cho cuộn dây, lò xo đẩy van kim vào đế của nó. Khi nam châm điện được tác động, van kim nâng lên khỏi bề van khoảng 0,1mm và nhiên liệu được phun ra khỏi kim phun nhờ áp suất nhiên liệu trong hệ thống, thời gian mở của kim phun vào khoảng 1 đến 1,5 ms. Trong khi phun phải đảm bảo sao cho nhiên liệu không ngưng tụ vào đường ống.

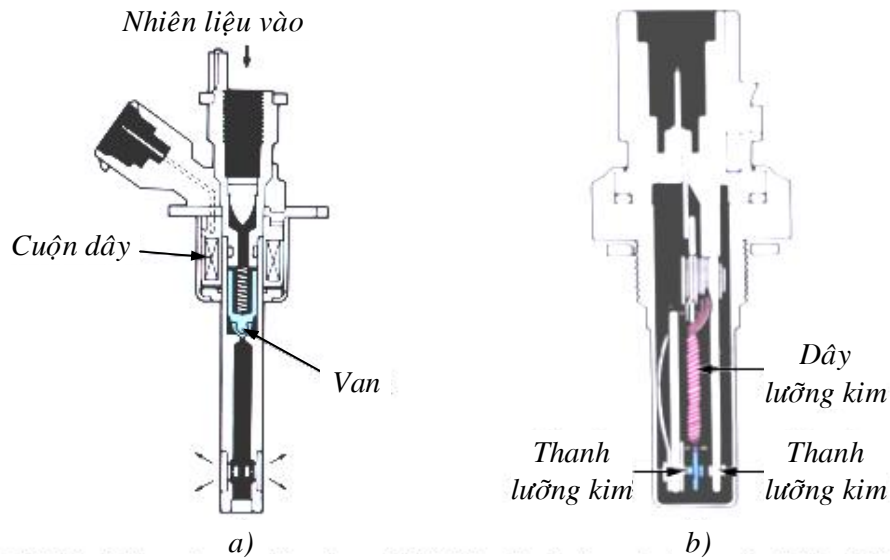
a.6) Kim phun khởi động lạnh

Kim phun khởi động lạnh được thiết kế bổ sung cho động cơ hoạt động ở vùng khí hậu lạnh. Kim phun khởi động lạnh là kim phun có điện trở thấp và được bố trí ở buồng nạp. Có hai phương pháp dẫn động kim phun.

- Dùng công tắc nhiệt thời gian.
- Dùng công tắc nhiệt thời gian và ECU để điều khiển.

Kim phun khởi động lạnh thực chất là một van điện và nó chỉ hoạt động khi thoả mãn hai điều kiện sau: khi khởi động động cơ và khi nhiệt độ của nước làm mát dưới 30°C. Khi có dòng điện đi qua cuộn dây kim phun thì van kim được nhắc lên và nhiên liệu được phun vào buồng nạp. Lỗ phun nhiên liệu được thiết kế đặc biệt để đảm bảo phun sương khi động cơ làm việc ở tốc độ thấp.

Công tắc nhiệt thời gian thường được bố trí ở nắp máy, dùng để điều khiển thời gian mở của kim phun khởi động lạnh theo nhiệt độ của nước làm mát.



Hình 6.50. Cấu trúc của kim phun khởi động lạnh (a) và công tắc nhiệt thời gian (b).

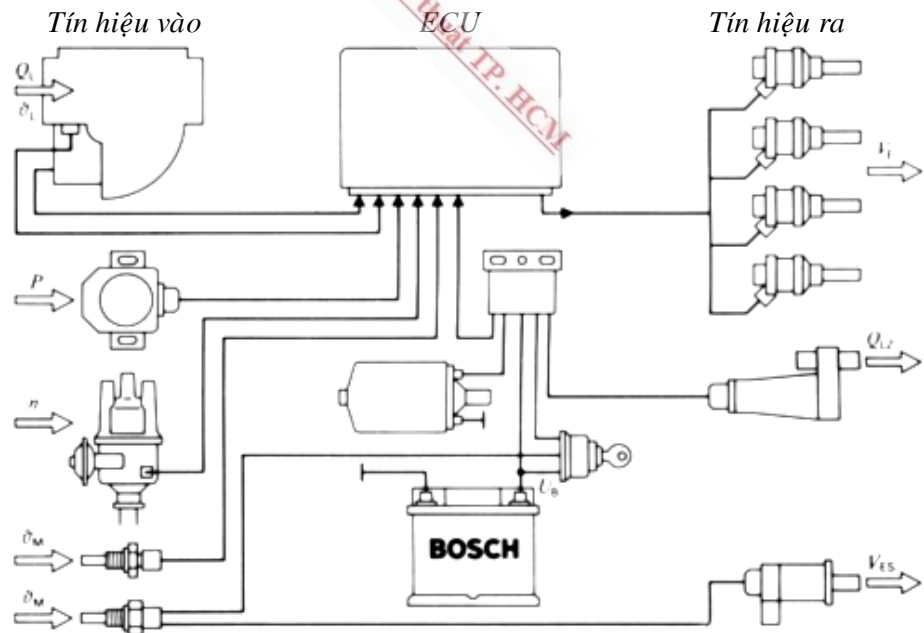
Khi nhiệt độ nước làm mát thấp, thanh lưỡng kim sẽ điều khiển tiếp điểm trong công tắc nhiệt thời gian đóng. Vào lúc động cơ khởi động, có dòng điện từ công tắc máy đi qua cuộn dây của kim phun khởi động đến lưỡng kim nhiệt, qua tiếp điểm và về mát, van kim được nhấc lên và nhiên liệu được phun vào buồng nạp. Sau khi khởi động, công tắc máy được chuyển về vị trí ON thì kim phun khởi động sẽ ngừng phun.

b) Hệ thống điện điều khiển

Hệ thống điều khiển điện tử bao gồm các cảm biến, tín hiệu, ECU và các bộ tác động. Số lượng các cảm biến được sử dụng tùy theo từng loại động cơ.

Các cảm biến được bố trí xung quanh để xác định tình trạng làm việc của động cơ. Tín hiệu từ các cảm biến được ECU tiếp nhận và tính toán để điều khiển các bộ tác động hoạt động sao cho động cơ làm việc tốt nhất.

Hệ thống L – Jetronic là hệ thống phun xăng điện tử được phát minh đầu tiên vào đầu thập niên 80. Vào thời kỳ này người ta nghiên cứu hệ thống phun xăng để khắc phục các nhược điểm của động cơ sử dụng bộ chế hòa khí.



Hình 6.51. Sơ đồ hệ thống điều khiển.

Theo sơ đồ trên các tín hiệu đầu vào bao gồm: Bộ đo lưu lượng không khí nạp, cảm biến vị trí bướm ga, tín hiệu số vòng quay, cảm biến nhiệt độ nước làm mát và tín hiệu từ công tắc máy. ECU tiếp nhận các tín hiệu và điều khiển lưu lượng phun của các kim phun.

b.1) Bộ đo lưu lượng không khí nạp

Việc kiểm tra lưu lượng không khí nhằm xác định tất cả các thay đổi về chế độ làm việc của động cơ. Lưu lượng không khí nạp phải được kiểm tra qua bộ đo lưu lượng không khí trước khi vào động cơ để tạo ra thành phần hỗn hợp tức thời, chính xác ở mọi chế độ làm việc.

Bộ đo lưu lượng không khí nạp là một trong các cảm biến quan trọng trong hệ thống phun xăng. Nó dùng để tính toán và xác định thời gian phun cơ bản. Có rất nhiều kiểu bộ đo gió, tùy theo đời xe và kiểu xe nó có các dạng sau.

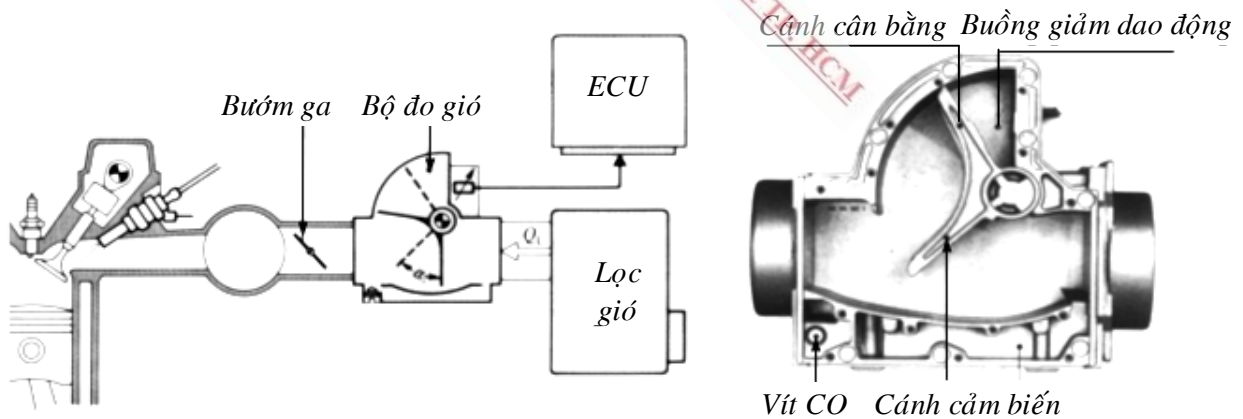
- Bộ đo gió kiểu van trượt.
- Bộ đo gió kiểu Karman.
- Bộ đo gió kiểu dây nhiệt.
- Bộ đo gió sử dụng cảm biến chân không.

Trong các kiểu trên thì bộ đo gió kiểu van trượt và cảm biến chân không được sử dụng rộng rãi và phổ biến nhất trong hệ thống EFI.

Bộ đo gió van trượt

Bộ đo gió van trượt hay còn gọi là bộ đo gió cánh trượt được sử dụng ở các xe của hãng Nissan, Toyota, Mercedes, BMW,...

Cấu trúc cơ bản của bộ đo gió bao gồm một tấm cảm biến (van trượt) đặt trên đường di chuyển của không khí, lò xo xoắn hoàn lực và một điện áp kế. Ngoài ra trên bộ đo gió còn bố trí vít điều chỉnh tỷ lệ hỗn hợp cầm chừng (vít CO), cảm biến nhiệt độ không khí nạp, công tắc điều khiển bơm nhiên liệu, buồng giảm dao động và cánh cân bằng.



Hình 6.52. Cấu trúc và nguyên lý làm việc của bộ đo gió cánh trượt.

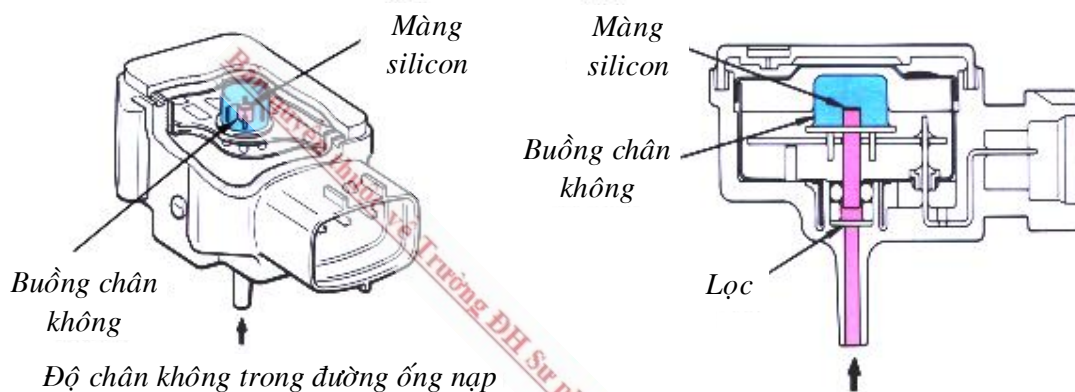
Nguyên lý của bộ đo dựa vào cơ sở kiểm tra hợp lực của dòng không khí nạp tác dụng lên cánh cảm biến. Tấm cảm biến được giữ bằng một lò xo, lò xo luôn có khuynh hướng chống lại sự tác động của không khí. Khi khối lượng không khí nạp gia tăng, tấm cảm biến sẽ di chuyển nhiều và tiết diện mở của nó sẽ lớn. Khi vị trí của tấm cảm biến thay đổi thì tiết diện lưu thông của bộ đo cũng thay đổi theo. Như vậy có sự quan hệ giữa góc vạch của tấm cảm biến và lưu lượng không khí nạp.

Bộ đo gió dùng cảm biến chân không (Vacuum Sensor)

Cảm biến chân không hay còn gọi là cảm biến áp suất trên đường ống nạp MAP (Manifold Absolute Pressure sensor), thường được sử dụng cho hãng Honda, Toyota,... Đây là loại xác định lưu lượng khí nạp bằng cách kiểm tra độ chân không trong đường ống nạp. Cảm biến được bố trí bên ngoài đường ống nạp, có cấu trúc gọn nhẹ, không làm cản trở chuyển động dòng không khí nạp như các cảm biến khác.

Chúng ta đã biết, rằng độ chân không trong đường ống nạp có mối quan hệ với lưu lượng không khí nạp. Khi lượng không khí nạp giảm thì độ chân không trong đường ống nạp tăng và ngược lại. Độ chân không trong đường ống nạp được chuyển thành tín hiệu điện áp và gửi về ECU để xác định lưu lượng không khí nạp.

Phần chính của cảm biến là một IC được bố trí bên trong cảm biến. Cảm biến sẽ gửi tín hiệu áp suất trong đường ống nạp đến ECU từ cọc PIM, từ đó ECU sẽ xác định thời gian phun cơ bản.



Hình 6.53. Cấu trúc của bộ đo gió dùng cảm biến chân không.

Cảm biến gồm một màng silicon có bề dày ở ngoài rìa mép khoảng 0,25mm và ở trung tâm khoảng 0,025mm, kết hợp với buồng chân không là một IC. Một mặt của màng silicon bố trí tiếp xúc với độ chân không trong đường ống nạp và mặt khác của nó bố trí ở trong buồng chân không được duy trì một áp thấp cố định nằm trong cảm biến.

Khi áp suất trong đường ống nạp thay đổi sẽ làm cho hình dạng của màng silicon thay đổi theo và trị số điện trở của nó sẽ thay đổi. Khi điện trở thay đổi, tín hiệu điện áp từ IC gửi về ECU thay đổi theo áp suất trong đường ống nạp. Điện áp từ ECU luôn cung cấp cho IC không đổi là 5 vôn. Khi áp suất trong đường ống nạp càng lớn thì tín hiệu điện áp từ cọc PIM gửi về ECU càng cao và ngược lại.

b.2) Cảm biến số vòng quay

Trong động cơ phun xăng, lưu lượng không khí nạp và số vòng quay của động cơ là hai thông số để xác định lưu lượng phun cơ bản. Lượng nhiên liệu phun tỷ lệ thuận với lưu lượng không khí nạp và tỷ lệ nghịch với số vòng quay của trục khuỷu động cơ.

Tín hiệu IG

Tín hiệu IG được lấy từ cực âm của bobin hoặc Igniter và ECU dùng tín hiệu này để xác định số vòng quay của trục khuỷu động cơ. Trong hệ thống L – Jetronic tín hiệu IG dùng để xác định thời điểm phun, điều khiển lượng phun cơ bản và dùng để cắt nhiên liệu.

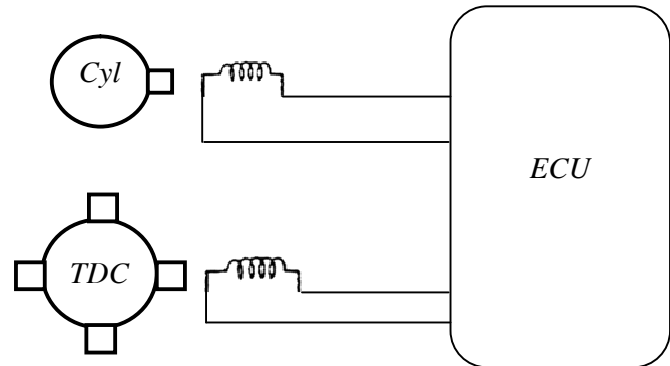
Khi dòng sơ cấp của hệ thống đánh lửa bị ngắt, điện áp lớn hơn 150 vôn từ cực âm bobin được ECU xác định để nhận biết số vòng quay của động cơ.

Cảm biến Cyl – TDC (Cylinder – Top Dead Center)

Riêng hãng Honda không sử dụng tín hiệu IG mà sử dụng cảm biến xy lanh (Cyl) và cảm biến điểm chết trên (TDC), hai cảm biến này được sử dụng là kiểu cảm biến từ.

Cảm biến Cyl xác định vị trí của xy lanh số 1, nó được dùng để điều khiển các kim phun phun theo thứ tự công tác. Cảm biến bao gồm một cuộn dây để tạo tín hiệu và một rotor chỉ có một răng.

Cảm biến TDC: Gồm một cuộn dây và một rotor có 4 răng (động cơ 4 xy lanh). Cảm biến sẽ tạo ra 4 xung xoay chiều trong hai vòng quay của trục khuỷu và ECU dùng tín hiệu này để điều khiển thời điểm phun.

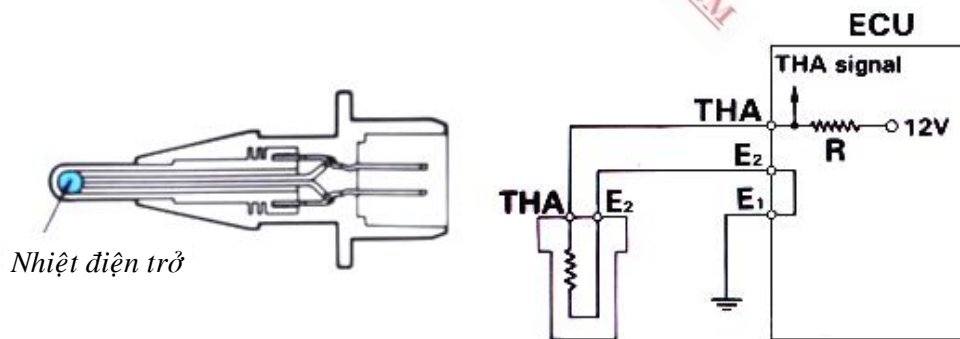


Hình 6.54. Cảm biến Cyl và cảm biến TDC.

b.3) Cảm biến nhiệt độ không khí nạp (THA hoặc TA)

Cảm biến nhiệt độ không khí nạp dùng để xác định nhiệt độ của không khí nạp vào động cơ. Bởi mật độ của không khí sẽ thay đổi theo nhiệt độ nên khối lượng không khí nạp vào động cơ phụ thuộc vào nhiệt độ của nó. Nếu động cơ sử dụng bộ đo gió kiểu van trượt, Karman, dây nhiệt thì cảm biến được bố trí ở bộ đo gió. Nếu động cơ sử dụng cảm biến chân không thì nó được bố trí trên đường ống nạp hoặc phía sau lọc gió.

Cảm biến bao gồm một điện trở nhiệt có trị số nhiệt điện trở âm, ECU dùng nhiệt độ cơ bản là 20°C để giảm lượng nhiên liệu phun khi nhiệt độ không khí nạp tăng cao và sẽ gia tăng lượng nhiên liệu khi nhiệt độ không khí bé hơn 20°C. Điều này có nghĩa là cảm biến nhiệt độ không khí là cảm biến dùng để hiệu chỉnh lưu lượng phun khi nhiệt độ của môi trường thay đổi.



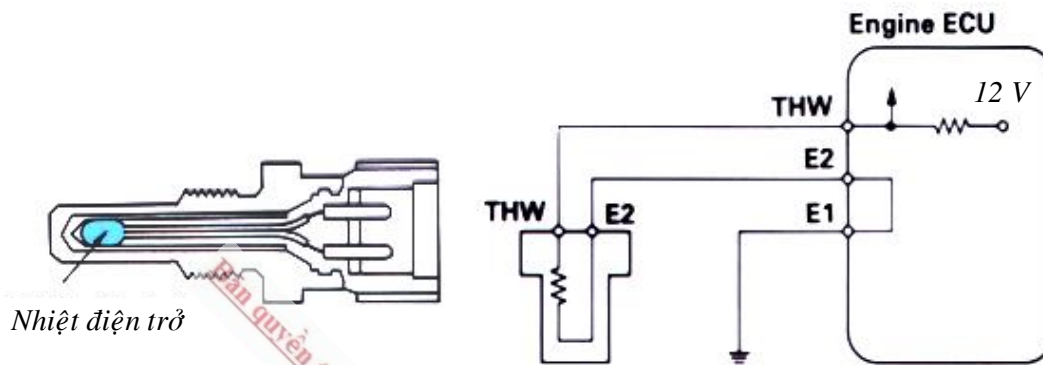
Hình 6.55. Cảm biến nhiệt độ không khí.

Theo sơ đồ mạch điện (hình 6.55) chúng ta thấy rằng khi điện trở của cảm biến thay đổi thì điện áp tín hiệu tại cực THA của ECU cũng thay đổi theo và ECU dùng tín hiệu này để hiệu chỉnh lưu lượng phun theo nhiệt độ không khí nạp.

b.4) Cảm biến nhiệt độ nước làm mát (THW hoặc TW)

Cảm biến nhiệt độ nước làm mát thường được bố trí trên nắp xylanh, dùng để xác định nhiệt độ của nước làm mát bằng một điện trở nhiệt có trị số nhiệt điện trở âm bố trí bên trong cảm biến (hình 6.56). Do nhiên liệu rất khó bốc hơi ở nhiệt độ thấp, vì thế việc làm giàu hỗn hợp ở nhiệt độ thấp là rất cần thiết.

Khi nhiệt độ nước làm mát thấp thì trị số điện trở của cảm biến cao và tín hiệu điện áp cao từ cọc THW được gửi về ECU. Dựa trên cơ sở này ECU sẽ điều khiển gia tăng lượng nhiên liệu cung cấp trong suốt quá trình động cơ hoạt động lạnh.



Hình 6.56. Cảm biến nhiệt độ nước làm mát.

Ngược lại, khi nhiệt độ động cơ cao thì điện trở của cảm biến sẽ bé, tín hiệu điện áp từ cọc THW bé được gửi về ECU và ECU sẽ điều khiển giảm lượng nhiên liệu phun.

ECU dùng nhiệt độ cơ bản là 80°C để tăng lượng nhiên liệu phun, khi nhiệt độ nước làm mát thấp hơn 80°C. Cần lưu ý rằng lượng nhiên liệu phun thay đổi theo nhiệt độ nước làm mát là rất lớn.

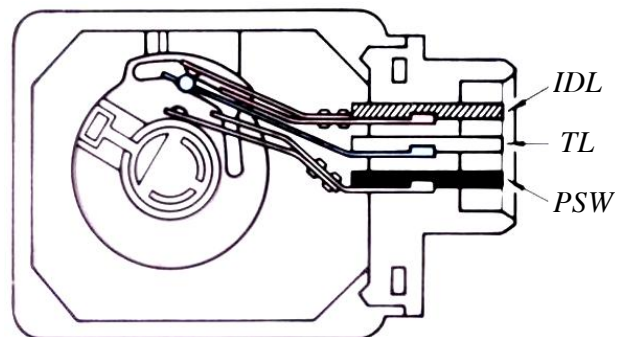
b.5) Cảm biến vị trí bướm ga

Cảm biến vị trí bướm ga được bố trí trên thân bướm ga và được điều khiển bởi trục của bướm ga, nó chuyển góc mở của cánh bướm ga thành tín hiệu điện áp và gửi về ECU. Cảm biến bướm ga có các chức năng sau.

- Điều chỉnh tỷ lệ hỗn hợp theo tải của động cơ.
- Cắt nhiên liệu khi giảm tốc.
- Làm giàu hỗn hợp khi tăng tốc.

Cảm biến vị trí bướm ga thường sử dụng là kiểu hai tiếp điểm. Đây là kiểu điều khiển ON – OFF, khi trục bướm ga xoay sẽ làm cho cam trong cảm biến xoay theo, tiếp điểm di động di chuyển dọc theo rãnh cam để xác định vị trí tải của động cơ và tín hiệu này được gửi về ECU.

Vị trí IDL dùng để xác định chế độ cầm chừng và PSW dùng để xác định chế độ tải lớn.



Hình 6.57. Cảm biến vị trí bướm ga kiểu tiếp điểm.

Khi động cơ hoạt động ở chế độ cầm chừng thì tiếp điểm trung gian TL được nối với IDL. Ở trường hợp này điện áp tại cực IDL là 12 vôn và tín hiệu này được ECU xác định. Tín hiệu cầm chừng dùng để.

- Điều chỉnh tỷ lệ hỗn hợp cầm chừng.
- Cắt nhiên liệu khi giảm tốc.
- Làm giàu hỗn hợp khi tăng tốc.

Khi cánh bướm ga mở lớn thì tiếp điểm trung gian TL được nối với tiếp điểm đầy tải PSW. Điện áp tại cực PSW của ECU là 12 vôn, tín hiệu này được ECU xác định để làm giàu hỗn hợp giúp cho động cơ phát ra công suất lớn.

Ở chế độ tải trung bình thì tiếp điểm trung gian TL không nối với tiếp điểm cầm chừng IDL và tiếp điểm đầy tải PSW. Điện áp tại cực IDL và PSW của ECU trong trường hợp này là 0 vôn, ECU dùng tín hiệu này để điều khiển tỷ lệ hỗn hợp sao cho hệ số không khí $\alpha = 1$ khi nhiệt độ động cơ đạt giá trị bình thường.

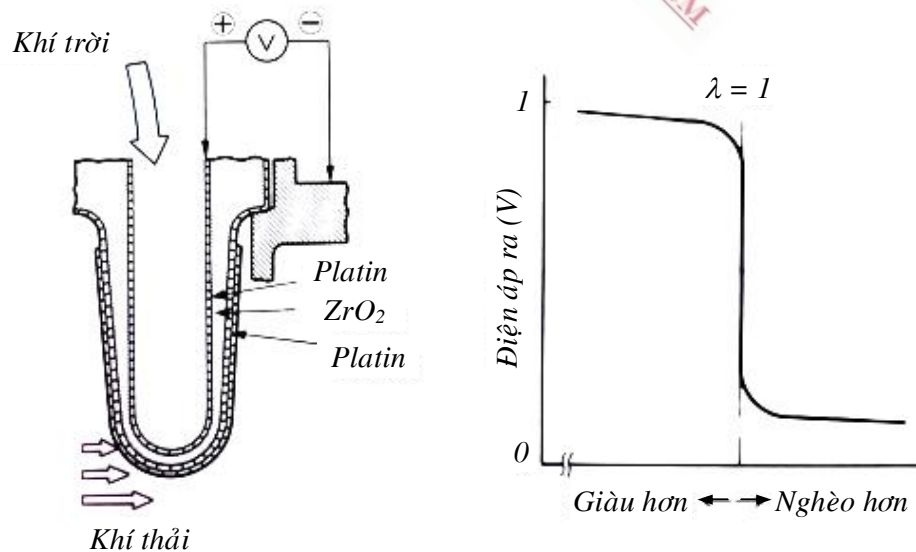
b.6) Cảm biến áp suất nạp PA (HAC)

Cảm biến áp suất nạp PA còn gọi là cảm biến bù độ cao HAC (Hight – Altitude Compensation), dùng để xác định sự thay đổi áp suất của môi trường mà động cơ đang hoạt động. Cấu trúc và nguyên lý hoạt động của cảm biến này giống như MAP sensor.

Cảm biến được bố trí bên trong khoang hành lý, trên bộ đo gió (Karman), bên trong ECU của động cơ,... Khi xe hoạt động ở vùng cao, do áp suất của môi trường thấp nên mật độ không khí nạp giảm. Nguyên nhân này sẽ làm cho hỗn hợp sẽ giàu xăng, ECU sử dụng tín hiệu của cảm biến áp suất nạp để hiệu chỉnh lại lượng nhiên liệu cung cấp cho phù hợp.

b.7) Cảm biến ôxy

Cảm biến ôxy hay còn gọi là cảm biến λ , nó có nhiệm vụ làm sạch khí thải. Cảm biến ôxy chỉ được trang bị ở một số xe có sử dụng bộ lọc khí thải. Cảm biến chỉ điều chỉnh tỷ lệ hỗn hợp thay đổi trong một phạm vi hẹp so với tỷ lệ theo lý thuyết.



Hình 6.58. Cấu trúc của cảm biến ôxy.

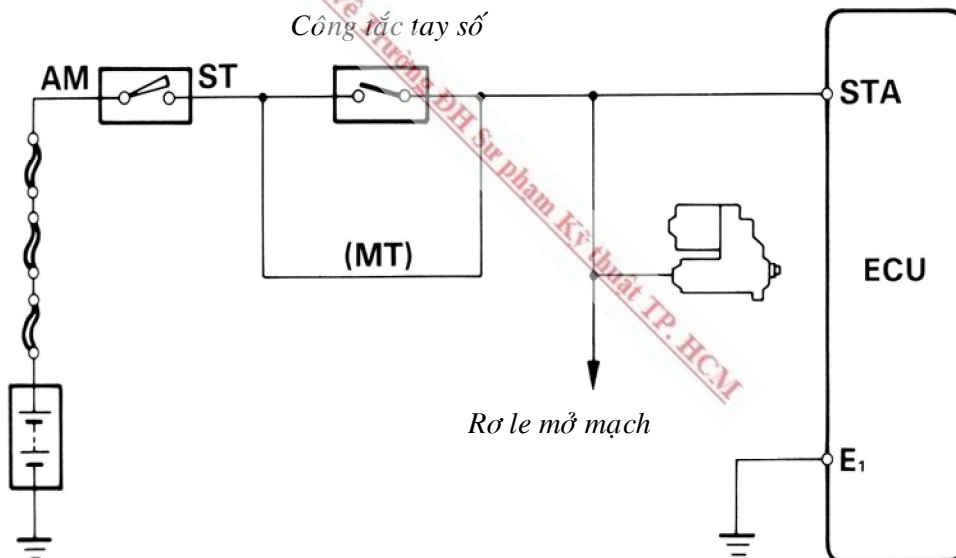
Cảm biến được bố trí trên đường ống thải. Thành phần chính của cảm biến là hợp chất Zirconium diôxyt (ZrO_2). Mặt trong và mặt ngoài của chất ZrO_2 được phủ một lớp mỏng platin. Không khí từ môi trường được cung cấp vào mặt trong của cảm biến và mặt ngoài của cảm biến tiếp xúc với khí thải qua trung gian của một lưới bảo vệ.

Nếu bề mặt bên trong của chất ZrO_2 có nồng độ ôxy chênh lệch lớn hơn bề mặt bên ngoài ở nhiệt độ từ $400^\circ C$ thì chất ZrO_2 sẽ sinh ra một điện áp. Nếu hỗn hợp không khí và nhiên liệu có trong buồng đốt nghèo thì lượng ôxy có rất nhiều trong khí thải, do vậy sự chênh lệch hàm lượng ôxy giữa mặt trong và mặt ngoài của cảm biến bé nên điện áp sinh ra từ hợp chất ZrO_2 cũng bé. Ngược lại, nếu hỗn hợp trong buồng đốt giàu thì lượng ôxy có trong khí thải hầu như không có và điện áp sinh ra ở chất ZrO_2 lớn (xấp xỉ 1 vôn).

ECU dùng tín hiệu của cảm biến ôxy để tăng hoặc giảm lượng nhiên liệu phun nhằm giữ cho tỷ số không khí và nhiên liệu có giá trị lý tưởng ($\lambda = 1$). Thực nghiệm cho thấy, khi hệ số dư lượng không khí $\lambda = 1$ thì điện áp phát ra từ cảm biến ôxy là 0,45 vôn. Nếu điện áp phát ra cao hơn 0,45 vôn thì hỗn hợp giàu nhiên liệu. Nếu điện áp từ cảm biến bé hơn 0,45 vôn thì hỗn hợp trong buồng đốt nghèo.

8) Tín hiệu khởi động (STA)

Khi khởi động, tín hiệu từ cực ST của công tắc máy được gửi về cực STA của ECU động cơ. Tín hiệu STA dùng để điều khiển làm giàu hỗn hợp khi khởi động và sau khởi động.

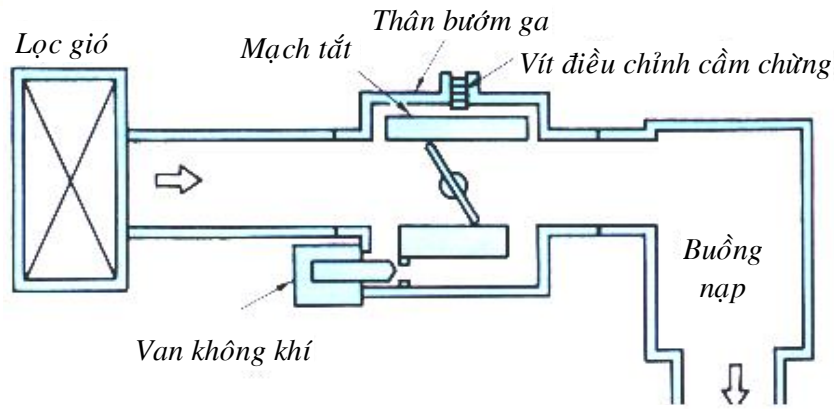


Hình 6.59. Sơ đồ làm việc của tín hiệu STA.

c) Hệ thống nạp không khí

Khi động cơ hoạt động, lượng không khí nạp được vào động cơ là do sự chênh áp giữa áp suất môi trường và áp suất trong xylanh của động cơ.

Không khí sau khi đi qua lọc gió, nó được kiểm tra bởi bộ đo gió và qua thân bướm ga để đi vào buồng nạp (hình 6.60). Tại buồng nạp không khí được phân phối đến các đường ống nạp, lượng không khí này sẽ cuốn hơi nhiên liệu, hoà trộn để hình thành hỗn hợp trong suốt quá trình nạp và quá trình nén.

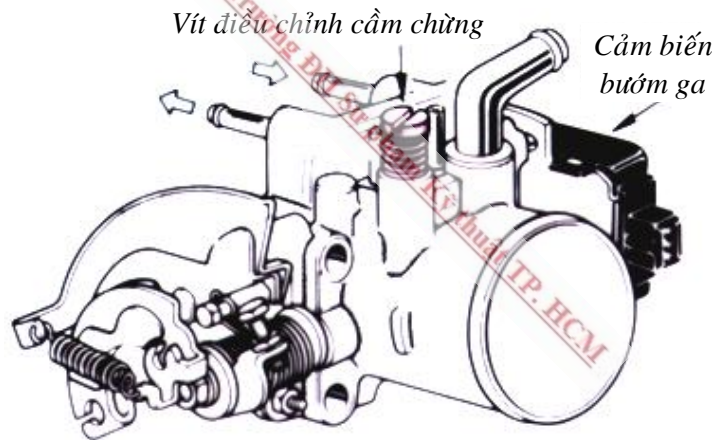


Hình 6.60. Sơ đồ hệ thống nạp không khí.

c.1) Thân bướm ga

Thân bướm ga chứa bướm ga, dùng để điều khiển lưu lượng không khí nạp trong suốt quá trình động cơ hoạt động. Lượng không khí đi tắt qua thân bướm ga được điều chỉnh bởi vít điều chỉnh tốc độ cảm chừng. Một cảm biến vị trí bướm ga được bố trí trên thân bướm ga và được điều khiển bởi trục bướm ga.

Ngoài ra trên thân bướm ga còn bố trí bộ chống trả cánh bướm ga đột ngột để giúp cánh bướm ga trả về từ từ khi giảm tốc đột ngột. Nước làm mát cũng được dẫn qua thân bướm ga để xông nóng không khí khi động cơ lạnh.



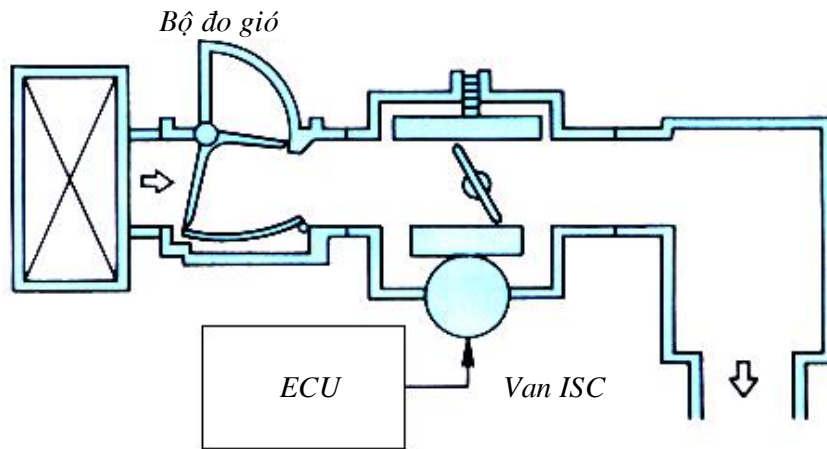
Hình 6.61. Cảm biến bướm ga.

c.2) Vít điều chỉnh tốc độ cảm chừng

Vít điều chỉnh tốc độ cảm chừng dùng để điều chỉnh tốc độ cảm chừng của động cơ. Ở tốc độ cảm chừng cánh bướm ga hầu như đóng kín, lượng không khí nạp đi qua mạch tắt và được điều chỉnh bởi một con vít gọi là vít điều chỉnh tốc độ cảm chừng.

Khi chúng ta vặn vít đi vào, lượng không khí đi tắt giảm nên lượng không khí đi qua bộ đo gió cũng giảm theo, tín hiệu này được gửi về ECU và ECU sẽ điều khiển giảm lượng nhiên liệu phun theo lượng không khí nạp làm cho tốc độ động cơ giảm. Ngược lại, khi vặn vít đi ra thì lượng không khí đi qua mạch tắt sẽ gia tăng làm tăng tốc độ cảm chừng của động cơ.

Ở những động cơ ngày nay, người ta sử dụng van điều khiển tốc độ cảm chừng (van ISC). Van này dùng để ổn định tốc độ cảm chừng của động cơ khi tải thay đổi và tự động điều khiển ổn định tốc độ cảm chừng. Do vậy, vít điều chỉnh tốc độ cảm chừng đã được chỉnh sẵn và đập kín.



Hình 6.62. Tốc độ cầm chừng được điều chỉnh bằng van ISC.

c.3) Van không khí.

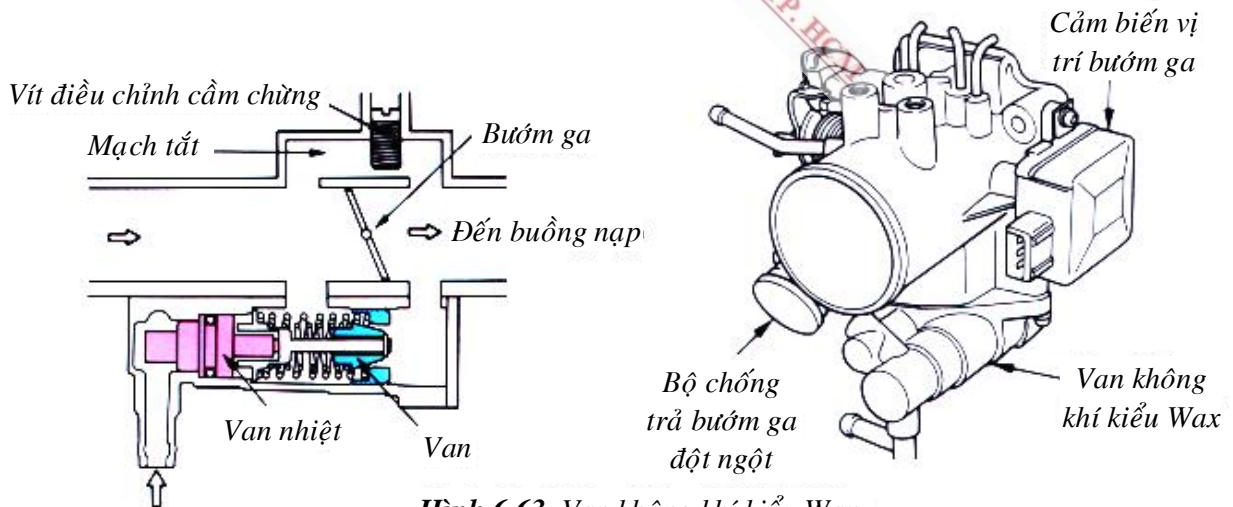
Van không khí được sử dụng ở một số động cơ kiểu cũ, dùng để điều khiển cầm chừng nhanh. Van không khí có hai kiểu: kiểu lưỡng kim nhiệt và kiểu Wax.

Khi nhiệt độ nước làm mát chưa đạt nhiệt độ ổn định, lúc này công suất của động cơ lớn. Do vậy để đảm bảo động cơ hoạt động cầm chừng ổn định phải cung cấp thêm một lượng hỗn hợp cho động cơ. Đây chính là chế độ cầm chừng nhanh.

Ở tất cả các loại động cơ phun xăng, để tăng tốc độ cầm chừng của động cơ bằng cách điều khiển lượng không khí đi tắt qua cánh bướm ga.

Van không khí kiểu Wax

Van không khí kiểu Wax có kết cấu nhỏ gọn, được bố trí bên dưới thân bướm ga và được điều khiển bởi nhiệt độ nước làm mát. Van không khí kiểu Wax bao gồm một van nhiệt, lò xo ngoài và lò xo trong. Van nhiệt được bố trí ở bên trong van không khí, giãn nở theo nhiệt độ của nước làm mát.



Hình 6.63. Van không khí kiểu Wax.

Khi nhiệt độ động cơ thấp, van nhiệt thu lại làm cho lực đàn hồi của lò xo trong yếu, lò xo ngoài đẩy van mở để cho một lượng không khí đi tắt qua cánh bướm ga làm cho tốc độ cầm chừng của động cơ được gia tăng.

Khi nhiệt độ nước làm mát tăng, van nhiệt giãn nở làm tăng lực đàn hồi của lò xo trong nên van khép lại và lượng không khí đi tắt qua cánh bướm ga giảm, tốc độ cầm chừng của động cơ giảm.

Khi nhiệt độ nước làm mát đạt 80°C, van đóng hẳn và động cơ hoạt động ổn định ở số vòng quay thấp nhất, gọi là tốc độ cầm chừng. Khi nhiệt độ nước làm mát càng tăng, van đóng càng chặt.

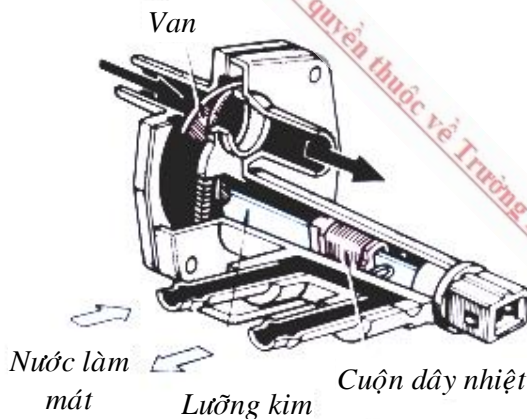
Van không khí kiểu lưỡng kim nhiệt

Van không khí kiểu lưỡng kim nhiệt được bố trí trên thân máy hoặc nắp máy. Phần chính gồm một thanh lưỡng kim nhiệt và một cuộn dây nhiệt.

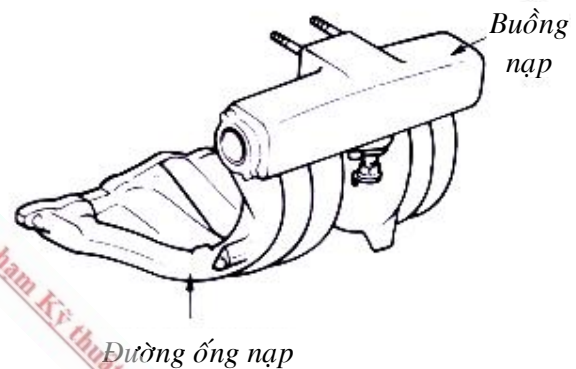
Khi động cơ khởi động lạnh, lỗ van mở cho một lượng không khí nạp từ ống nối đi tắt qua cánh bướm ga và đi trực tiếp qua van không khí để vào buồng nạp. Như vậy, ngay cả cánh bướm ga đóng lượng không khí nạp được gia tăng và tốc độ cầm chừng được tăng nhẹ cao hơn bình thường.

Sau khi khởi động, dòng điện bắt đầu được cung cấp đến cuộn dây nhiệt. Khi lưỡng kim nhiệt bị nung nóng, nó sẽ điều khiển van đóng dần và tốc độ động cơ sẽ giảm.

Ngoài ra, van không khí còn có loại không tận dụng nhiệt độ của động cơ mà dùng sự tuần hoàn của nước làm mát để điều khiển.



Hình 6.64. Van không khí kiểu lưỡng kim nhiệt.



Hình 6.65. Buồng nạp và đường ống nạp.

c.4) Buồng nạp và đường ống nạp

Không khí sau khi đi qua thân bướm ga sẽ đi vào buồng nạp, từ buồng nạp không khí sẽ được phân phối đến các đường ống nạp để đi vào các xy lanh của động cơ. Cần chú ý rằng ở hệ thống phun đơn điểm thì động cơ không có buồng nạp.

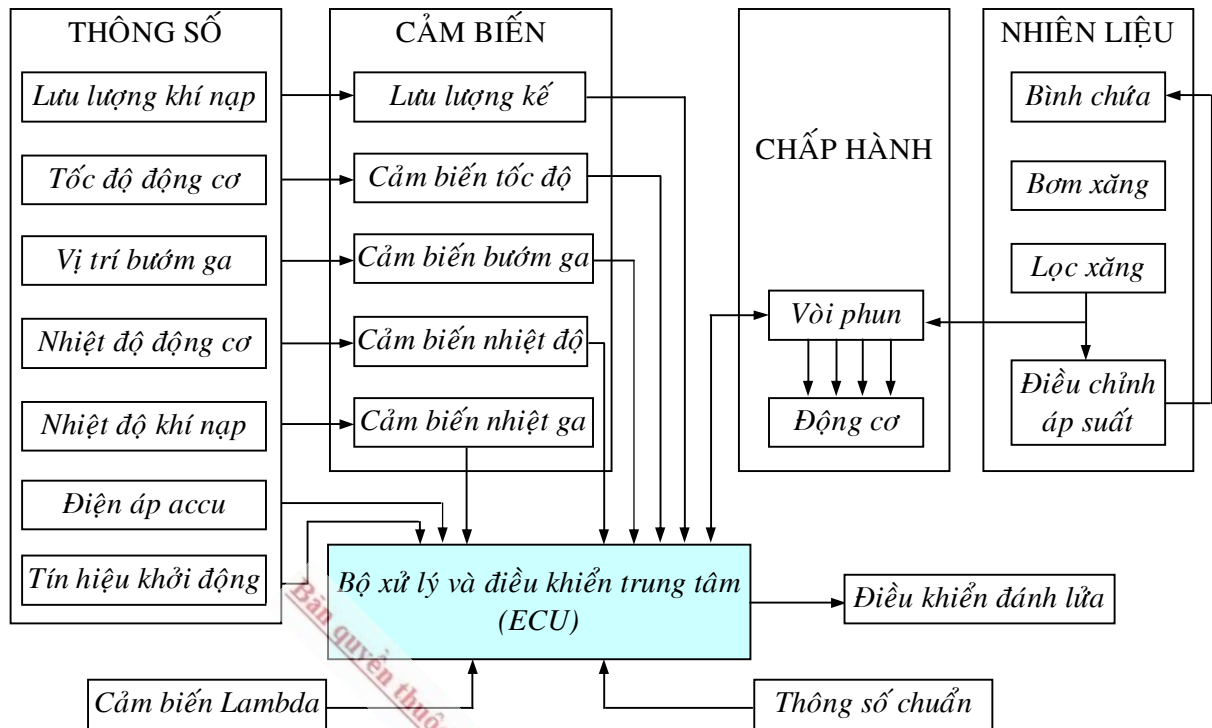
IV.2.3. Giới thiệu hệ thống phun xăng Motronic

Hệ thống phun xăng Motronic là loại điều khiển điện tử hiện đại nhất hiện nay, nó điều khiển cả hai quá trình phun xăng và đánh lửa, gồm ba khối thiết bị trên hình 6.66 và hình 6.67 như sau:

a) Hệ thống cung cấp nhiên liệu và không khí

Nhiên liệu từ thùng chứa 1, được bơm nhiên liệu cung cấp cho bộ lọc 3, từ đây nhiên liệu được đưa đến ống phân phối 10 và được đưa đến các kim phun 9. Cuối đường ống phân phối có lắp bộ điều áp (sự hoạt động và cấu tạo giống kiểu L – Jetronic). ECU sẽ điều khiển thời gian phun phụ thuộc vào tình trạng hoạt động của động cơ.

Không khí sau khi qua lọc gió, đi ngang qua bộ đo gió 15, qua cánh bướm ga 13, một phần không khí qua mạch rẽ 20 rồi cung cấp cho động cơ.



Hình 6.66. Sơ đồ nguyên lý của hệ thống phun xăng điện tử Motronic.

b) Hệ thống điều khiển

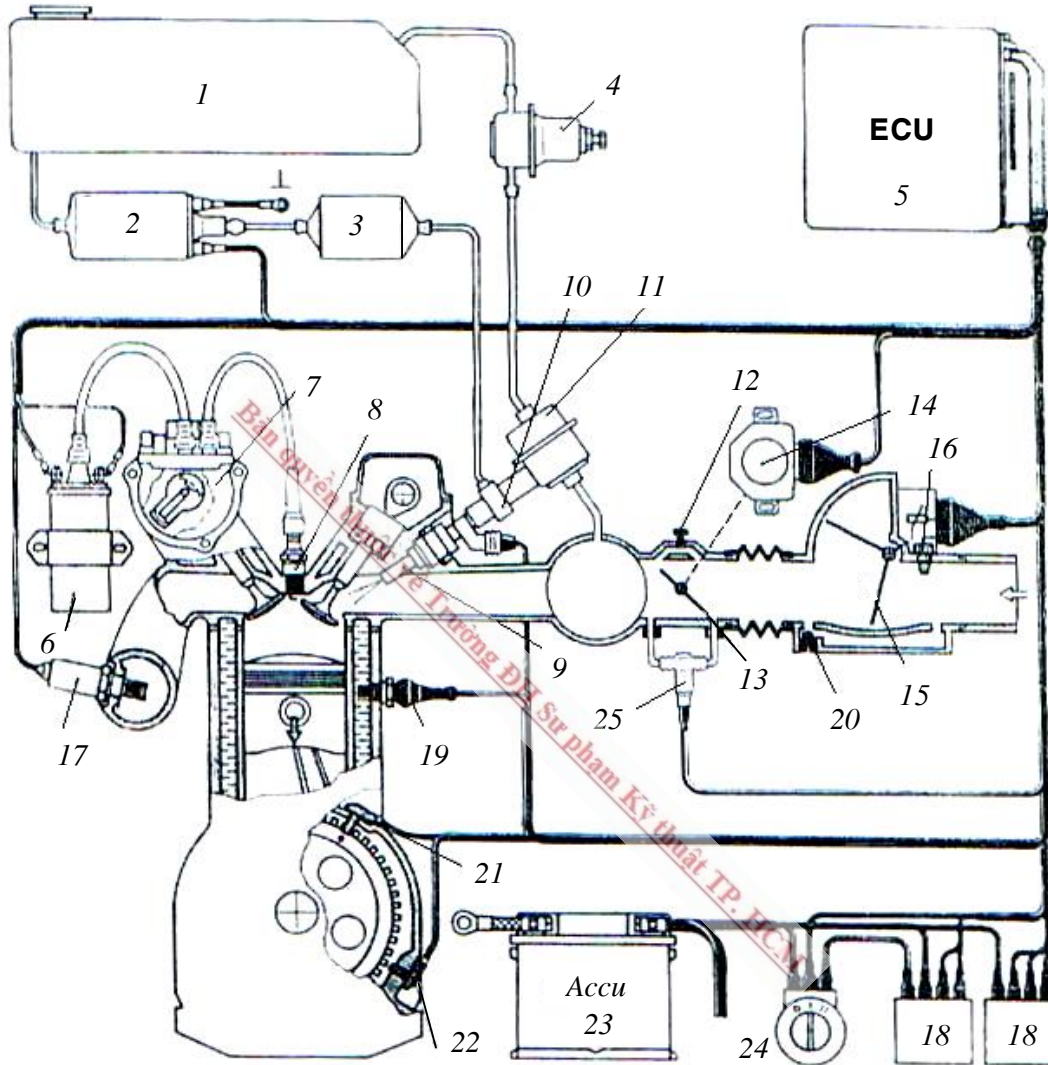
Các cảm biến sẽ ghi nhận các thông số hoạt động của động cơ, bao gồm:

- Lưu lượng khí nạp Q_a , đo qua lưu lượng kế không khí.
- Tốc độ động cơ N , đo qua cảm biến tốc độ.
- Vị trí bướm ga $n(pc)$, đo qua cảm biến vị trí bướm ga.
- Nhiệt độ động cơ T_m , đo qua cảm biến nhiệt độ động cơ.
- Nhiệt độ khí nạp T_a , đo qua cảm biến nhiệt độ không khí.
- Nồng độ ôxy trong khí xả, đo qua cảm biến ôxy.
- Điện áp accu, đo qua công tắc khởi động.
- Tín hiệu khởi động động cơ, đo qua công tắc khởi động.

Bộ xử lý và điều khiển trung tâm (ECU – *Electronic Control Unit*) tiếp nhận các tín hiệu do các cảm biến truyền đến, chuyển thành tín hiệu số, sau đó xử lý nhờ một chương trình đã lập. Những số liệu khác cần cho việc tính toán đã được ghi trong bộ nhớ của máy tính dưới dạng đồ thị hoặc số. Bộ điều khiển trung tâm có các bộ phận sau:

- Bộ vi xử lý trung tâm CPU (Central Processor Unit).
- Bộ nhớ ROM và RAM để lưu trữ các số liệu và chương trình tính toán.
- Mạch vào/ra (Input/Output) để chuẩn hoá tín hiệu vào, lọc và khuyết đại tín hiệu, v.v...
- Bộ chuyển đổi tín hiệu từ dạng tương tự sang tín hiệu số.

- Tầng khuếch đại công suất cho mạch phun xăng.
- Tầng công suất đánh lửa.
- Bộ nguồn nuôi đồng hồ điện tử.



Hình 6.67. Sơ đồ cấu tạo hệ thống phun xăng điện tử đa điểm Motronic.

- 1 – bình chứa nhiên liệu; 2 – bơm nhiên liệu; 3 – lọc nhiên liệu; 4 – bầu giảm chấn; 5 – ECU;
6 – bobine; 7 – bộ chia điện; 8 – bougie; 9 – kim phun chính; 10 – ống phân phối nhiên liệu;
11 – bộ điều áp; 12 – vít chỉnh tốc độ cầm chừng; 13 – bướm ga; 14 – cảm biến vị trí bướm ga;
15 – cảm biến lưu lượng gió; 16 – cảm biến nhiệt độ không khí nạp; 17 – cảm biến oxy;
18 – cụm role điều khiển; 19 – cảm biến nhiệt độ động cơ; 20 – vít chỉnh lưu lượng gió cầm chừng;
21 – cảm biến vị trí trục khuỷu; 22 – cảm biến tốc độ động cơ; 23 – accu;
24 – công tắc khởi động; 25 – van không khí.

c) Bộ chấp hành

Các tín hiệu điều khiển của bộ điều khiển trung tâm được khuếch đại và đưa vào bộ chấp hành. Bộ phận này có nhiệm vụ phát các xung điện điều khiển việc phun xăng, đánh lửa và điều hành một số cơ cấu, thiết bị khác (luân hồi khí xả, điều khiển các mạch nhiên liệu và mạch khí,...) đảm bảo cho động cơ hoạt động tối ưu ở mọi chế độ.

Hệ thống cung cấp nhiên liệu trong hệ thống phun xăng điện tử đa điểm kiểu Motronic gần giống như hệ thống L – Jectronic. Riêng hệ thống điều khiển có những bộ phận và đặc điểm sau:

1) Cảm biến lưu lượng gió

Loại xoáy quang học Karman

Loại cảm biến lưu lượng khí nạp này nhận biết trực tiếp lượng khí nạp bằng quang học. So với loại cảm biến lưu lượng khí nạp kiểu cánh, nó có kích thước nhỏ gọn hơn, kết cấu đơn giản của đường nạp cũng làm giảm sức cản cho dòng khí đi vào. Loại cảm biến này có kết cấu như (hình 6.68).

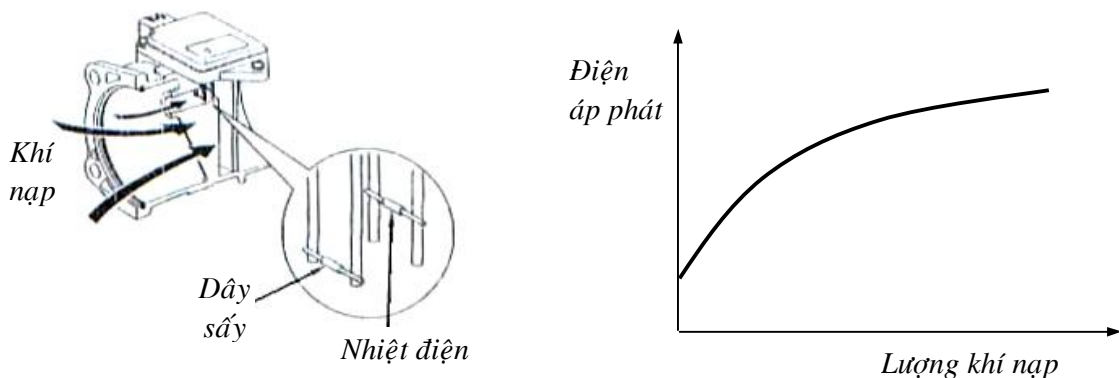


Hình 6.68. Cảm biến lưu lượng gió loại xoáy Karman.

Một thanh (gọi là bộ tạo xoáy) được đặt giữa dòng chảy của không khí, tạo xoáy cho không khí gọi là xoáy Karman dọc theo thanh tạo xoáy. Xoáy Karman sinh ra có tần số là “f”, bằng cách đo tần số của xoáy tạo ra bởi bộ tạo xoáy, có thể xác định được lượng không khí nạp.

Loại dây sấy

Thay vì đo thể tích khí nạp như các cảm biến đo lưu lượng, cảm biến lượng khí nạp loại dây sấy đo trực tiếp khối lượng không khí nạp vào. Bằng cách điều khiển dòng điện qua dây sấy để giữ cho nhiệt độ của dây sấy không đổi, từ đó có thể đo được lượng khí nạp bằng cách đo dòng điện. Trong trường hợp này, dòng điện được chuyển thành điện áp và gửi đến ECU động cơ.

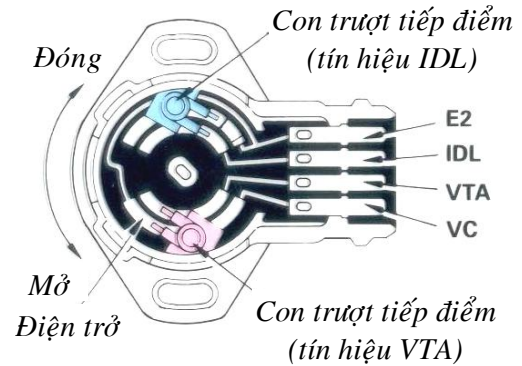


Hình 6.69. Cảm biến lưu lượng gió loại dây sấy.

2) Cảm biến vị trí bướm ga

Cảm biến vị trí bướm ga sử dụng loại biến trở tuyến tính có cấu tạo gồm hai con trượt, ở đầu mỗi con trượt có các tiếp điểm cho tín hiệu cảm chừng và tín hiệu góc mở cánh bướm ga. Một điện áp không đổi với 5V cung cấp từ ECU đến cực VC. Khi cánh bướm ga mở, con trượt sẽ trượt dọc trên điện trở và tạo ra điện áp ở cực VTA tương ứng với góc mở cánh bướm ga. Khi cánh bướm ga đóng hoàn toàn thì tiếp điểm cảm chừng nối cực IDL với cực E2.

Ở trên đa số các xe trừ Toyota, cảm biến bướm ga loại biến trở chỉ có 3 dây VC, VTA và E2 mà không có dây IDL.



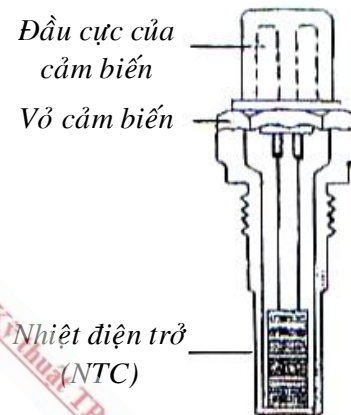
Hình 6.70. Cảm biến vị trí bướm ga.

3) Cảm biến nhiệt độ động cơ

Cảm biến nhiệt độ dùng để xác định nhiệt độ động cơ, nó có cấu tạo là một biến trở nhiệt.

Biến trở nhiệt là một phần tử cảm nhận thay đổi điện trở theo nhiệt độ. Nó được làm từ vật liệu có hệ số nhiệt điện trở âm (NTC), khi nhiệt độ của động cơ tăng sẽ làm cho điện trở giảm và ngược lại.

Sự thay đổi giá trị điện trở sẽ làm thay đổi giá trị dòng điện được gửi đến bởi ECU. Khi nhiệt độ động cơ thấp, giá trị điện trở của cảm biến cao và điện áp đặt giữa hai đầu của bộ biến đổi A/D cao. Tín hiệu điện áp cao sẽ thông báo cho ECU biết động cơ đang lạnh. Khi động cơ nóng, giá trị điện trở của cảm biến giảm điện áp đặt giảm. Tín hiệu điện áp giảm sẽ báo cho ECU biết là động cơ đang nóng lên.



Hình 6.71. Cảm biến nhiệt độ nước làm mát.

4) Cảm biến kích nổ

Cảm biến kích nổ được lắp trên thân máy và nhận biết tiếng gõ trong động cơ. Cảm biến này bao gồm một phần tử áp điện. Khi động cơ xảy ra kích nổ, do rung động của thân máy nó sẽ tạo ra điện áp bởi sự biến dạng. Có hai loại cảm biến tiếng gõ, một tạo ra điện áp cao trong dải tần số hẹp.

Khi động cơ xảy ra hiện tượng kích nổ, ECU động cơ nhận biết tiếng gõ hay không bằng cách đo điện áp của tín hiệu KNK cao hay thấp so với mức điện áp chuẩn. Khi ECU động cơ nhận thấy có tiếng gõ, nó làm chậm thời điểm đánh lửa sớm. Khi tiếng gõ kết thúc, thời điểm đánh lửa được làm sớm trở lại sau một khoảng thời gian nhất định.

5) Cảm biến tốc độ động cơ

Tín hiệu G và NE được tạo ra bằng rôto hay các đĩa tạo tín hiệu và cuộn nhận tín hiệu. ECU động cơ sử dụng các tín hiệu này để nhận biết góc của trục khuỷu và tốc độ động cơ. Trong hệ thống điều khiển động cơ, do việc đánh lửa sớm được điều khiển điện tử bằng ECU động cơ. Bộ chia điện trong hệ thống điều khiển động cơ bao gồm các rôto và các cuộn nhận tín hiệu G và NE.

Tín hiệu G

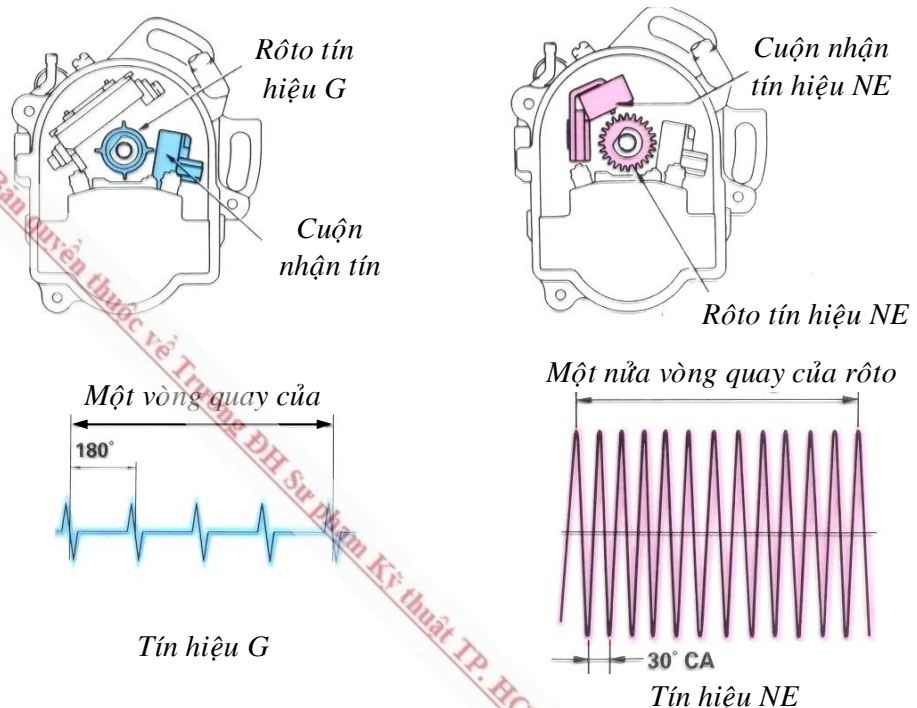
Tín hiệu G báo cho ECU biết góc trục khuỷu tiêu chuẩn, được sử dụng để xác định thời điểm đánh lửa và phun nhiên liệu so với điểm chết trên (TDC) của mỗi xylanh. Các bộ phận của bộ chia điện sử dụng tín hiệu này bao gồm:

- Rôto của tín hiệu G, được bắt vào trục bộ chia điện và quay một vòng trong hai vòng quay của trục khuỷu.
- Cuộn nhận tín hiệu G được lắp vào bên trong vỏ của bộ chia điện.

Rôto của tín hiệu G có 4 răng và kích hoạt cuộn nhận tín hiệu 4 lần trong mỗi vòng quay trục bộ chia điện, tạo ra tín hiệu gửi về ECU động cơ để nhận biết được piston nào ở gần điểm chết trên.

Tín hiệu NE

Tín hiệu NE được ECU động cơ sử dụng để nhận biết tốc độ động cơ. Tín hiệu NE được sinh ra trong cuộn dây nhận tín hiệu nhờ rôto giống như khi tạo ra tín hiệu G. Chỉ có sự khác biệt duy nhất là rôto tín hiệu NE có 24 răng. Nó kích hoạt cuộn nhận tín hiệu NE 24 lần trong một vòng quay của trục bộ chia điện. Từ các tín hiệu này, ECU động cơ nhận biết tốc độ động cơ cũng như từng thay đổi 30^0 một của góc quay trục khuỷu.



Hình 6.72. Cảm biến tốc độ động cơ; tín hiệu G và tín hiệu NE.

6) Chức năng điều khiển phun nhiên liệu của ECU

ECU tính toán khoảng thời gian phun nhiên liệu cơ bản dựa vào hai tín hiệu cơ bản sau:

- Tín hiệu áp suất đường ống nạp từ cảm biến áp suất đường ống nạp hay lượng khí nạp từ cảm biến lưu lượng khí nạp.
- Tín hiệu tốc độ động cơ

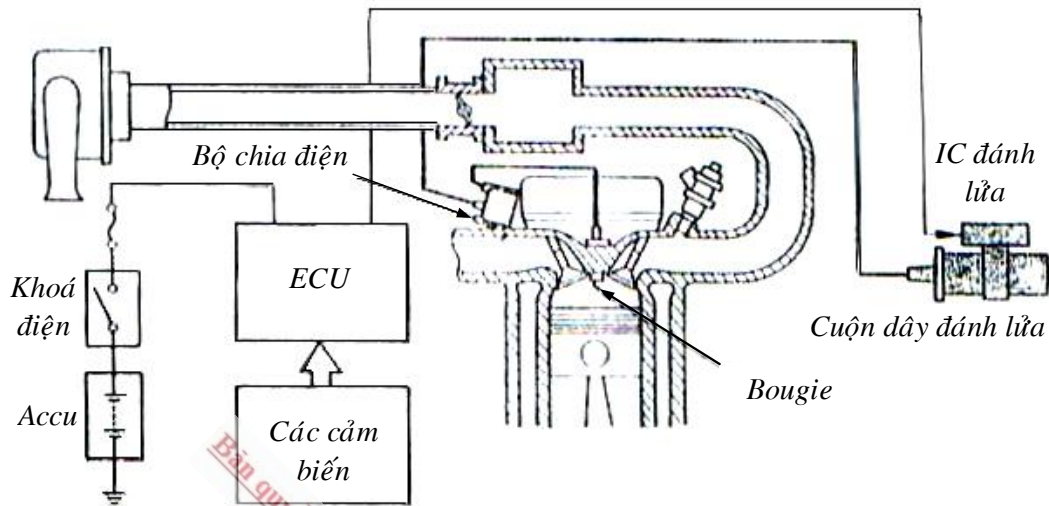
Phương pháp phun nhiên liệu bao gồm: dùng vòi phun để nhiên liệu đồng thời vào tất cả các xylanh, phương pháp phân các xylanh thành một vài nhóm và nhiên liệu được phun theo nhóm vào xylanh và phương pháp phun riêng rẽ vào từng xylanh. Thời điểm phun nhiên liệu cũng khác nhau tùy theo động cơ.

Khoảng thời gian phun nhiên liệu thực tế được xác định bởi hai yếu tố:

- Khoảng thời gian phun cơ bản, được xác định bởi lượng khí nạp và tốc độ động cơ.
- Các hiệu chỉnh khác nhau dựa trên các tín hiệu từ các cảm biến.

7) Chức năng đánh lửa sớm của ECU (còn gọi là ESA)

Hệ thống ESA là một hệ thống điều khiển thời điểm đánh lửa của hệ thống đánh lửa bằng ECU (tốt hơn so với cơ cấu cơ khí).



Hình 6.73. Sơ đồ nguyên lý chức năng đánh lửa sớm của ECU.

Để có thể phát huy tối đa hiệu suất của động cơ, hỗn hợp phải được đốt cháy sao cho áp suất cực đại xảy ra khoảng 10° sau điểm chết trên.

Tuy nhiên thời gian từ khi đốt cháy hỗn hợp đến khi đạt được áp suất cháy tối đa thay đổi theo tốc độ và áp suất đường ống nạp. Việc đốt cháy phải xảy ra sớm hơn khi tốc độ động cơ cao và muộn hơn khi thấp. Trong hệ thống EFI thông thường, thời điểm đánh lửa được điều chỉnh sớm hay muộn đi bằng bộ đánh lửa sớm ly tâm trong bộ chia điện. Hơn nữa, việc đánh lửa phải được diễn ra sớm hơn khi áp suất đường ống nạp thấp. Trong hệ thống EFI, nó được thực hiện bằng bộ đánh lửa sớm chân không trong bộ chia điện.

Do thời điểm đánh lửa tối ưu cũng bị ảnh hưởng bởi một số yếu tố khác như: hình dạng của buồng cháy, nhiệt độ bên trong buồng cháy,... nên bộ đánh lửa sớm chân không và ly tâm không thể tạo ra thời điểm đánh lửa lý tưởng cho động cơ và hệ thống ESA gần như khắc phục hoàn toàn được những nhược điểm đó.

Hệ thống ESA hoạt động như sau: ECU động cơ sẽ xác định thời điểm đánh lửa từ bộ nhớ trong của nó, trong đó có chứa dữ liệu thời điểm đánh lửa tối ưu cho từng chế độ hoạt động của động cơ. Sau đó gửi tín hiệu thời điểm đánh lửa thích hợp đến IC đánh lửa.

Chương 7

HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ DIESEL

Chương 7

HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ DIESEL

I. NHIỆM VỤ VÀ YÊU CẦU CỦA HỆ THỐNG

I.1. Nhiệm vụ

Hệ thống nhiên liệu động cơ Diesel có các nhiệm vụ sau:

I.1.1. Dự trữ nhiên liệu

Đảm bảo cho động cơ có thể làm việc trong một thời gian nhất định mà không cần nạp thêm nhiên liệu; lọc sạch tạp chất cơ học, nước có lẫn trong nhiên liệu để nhiên liệu vận chuyển dễ dàng trong hệ thống.

I.1.2. Cung cấp nhiên liệu cho động cơ

Khi cung cấp nhiên liệu cho động cơ hoạt động phải đảm bảo tốt các yêu cầu sau:

- Lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình phải phù hợp với từng chế độ làm việc của động cơ.
- Phun nhiên liệu vào xy lanh đúng thời điểm và đúng quy luật.
- Đối với động cơ nhiều xy lanh, lượng nhiên liệu phun vào các xy lanh phải đồng đều trong một chu trình công tác.

I.1.3. Phun nhiên liệu vào xy lanh động cơ

Phải đảm bảo tính kết hợp tốt giữa số lượng, phương hướng, hình dạng, kích thước của các tia phun với hình dạng buồng cháy. Ngoài ra còn phải kết hợp với cường độ và phương hướng chuyển động của môi chất trong buồng cháy để hòa khí được hình thành nhanh và đều nhất.

I.2. Yêu cầu

Ngoài các nhiệm vụ cơ bản như trên, hệ thống nhiên liệu động cơ Diesel còn phải thỏa mãn các yêu cầu sau:

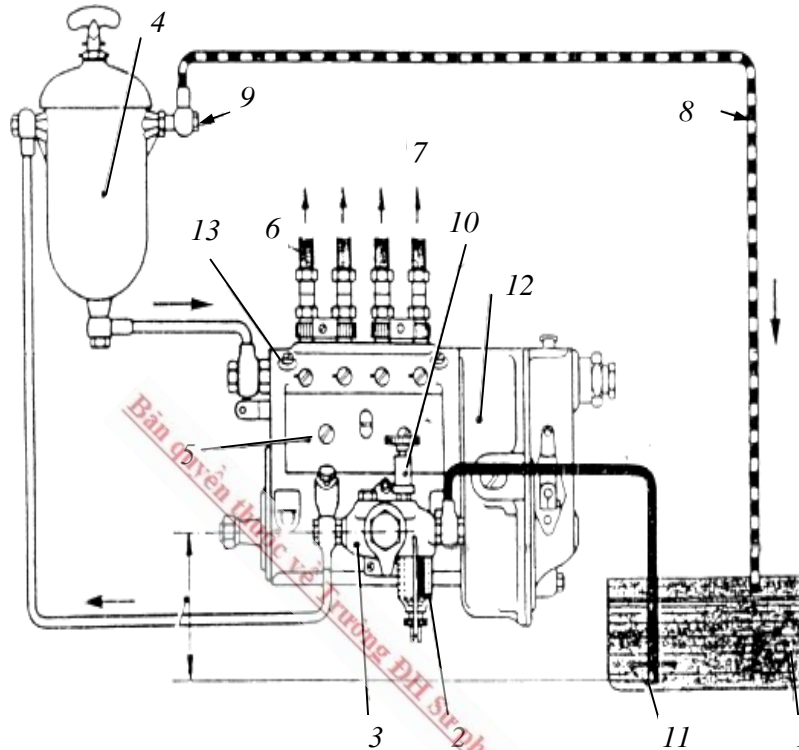
- Hoạt động ổn định, có độ tin cậy và tuổi thọ cao.
- Thuận tiện trong sử dụng, bảo dưỡng và sửa chữa động cơ.
- Dễ chế tạo và giá thành hợp lý.

II. SƠ ĐỒ HỆ THỐNG

Điểm khác biệt lớn nhất của động cơ Diesel so với động cơ xăng là địa điểm và thời gian hình thành hòa khí. Trong động cơ xăng, hòa khí bắt đầu hình thành ngay từ khi xăng được hút khỏi vòi phun vào đường ống nạp (động cơ dùng bộ chế hòa khí) hoặc được phun vào xy lanh động cơ (động cơ GDI – phun xăng trực tiếp), quá trình hình thành hỗn hợp còn tiếp diễn bên trong xy lanh, suốt quá trình nạp và quá trình nén cho đến khi được đốt cháy cưỡng bức bằng tia lửa điện.

Trên động cơ Diesel, vào cuối quá trình nén, nhiên liệu mới được phun vào buồng cháy động cơ để hình thành hòa khí sau đó hòa khí tự bốc cháy khi gặp điều kiện nhiệt độ và áp suất thích hợp. Hệ thống nhiên liệu động cơ Diesel (hình 7.1) là bộ phận quan trọng nhất của động cơ để thực hiện việc hình thành hòa khí kể trên.

Bơm 3 hút nhiên liệu từ bình chứa 1 qua lọc thô 2 vào bơm, được bơm qua bình lọc tinh 4, tới bơm cao áp 5. Các bình lọc 2 và 4 có công dụng lọc sạch cặn bẩn, tạp chất cơ học có lẫn trong nhiên liệu. Bơm cao áp cung cấp nhiên liệu vào đường cao áp 6, tới vòi phun để phun vào buồng cháy động cơ. Lượng nhiên liệu thừa trong mỗi chu trình công tác của động cơ được đưa từ bơm cao áp qua van tràn và đường dầu 8 bình chứa nhiên liệu.



Hình 7.1. Hệ thống nhiên liệu động cơ Diesel có van an toàn lắp ở lọc thứ cấp.

- 1 – bình chứa; 2 – lọc sơ cấp; 3 – bơm tiếp vận; 4 – lọc thứ cấp; 5 – bơm cao áp;
6 – ống cao áp; 7 – đến kim phun; 8 – đường dầu về; 9 – van an toàn; 10 – bơm tay;
11 – lưới lọc và van một chiều; 12 – bộ điều tốc; 13 – vít xả gió.

Đối với hệ thống cung cấp nhiên liệu trên động cơ Diesel, để hệ thống làm việc ổn định và đảm bảo tính năng kinh tế kỹ thuật của động cơ. Điều quan trọng nhất là trong hệ thống không được lẫn (không khí), bởi vì không khí nén được nên sẽ làm giảm áp suất nhiên liệu trên đường ống cao áp và kim phun làm ảnh hưởng đến quá trình cháy, thậm chí không xảy ra được quá trình cháy trong xylanh. Vì thế trên bơm cao áp và van kim đều có trang bị các vít để xả gió.

III. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA CÁC BỘ PHẬN CHÍNH

III.1. Bơm cao áp

Bơm cao áp có nhiệm vụ cung cấp nhiên liệu cho xylanh động cơ đảm bảo:

- Nhiên liệu có áp suất cao, tạo được chênh áp lớn trước và sau lỗ phun.
- Cung cấp nhiên liệu đúng thời điểm và đúng quy luật.
- Cung cấp lượng nhiên liệu đồng đều cho các xylanh trong một chu trình công tác.
- Dễ dàng thay đổi được lượng nhiên liệu trong một chu trình phù hợp với từng chế độ làm việc của động cơ.

b) Bơm thẳng hàng

Bơm cao áp PE là một loại bơm gồm nhiều tổ bơm cá nhân (PF) ghép chung thành một khối, có cốt cam điều khiển nằm trong thân bơm và điều khiển chung bởi một thanh răng. Cấu tạo của một bơm cao áp BOSCH PE như hình 7.3 gồm:

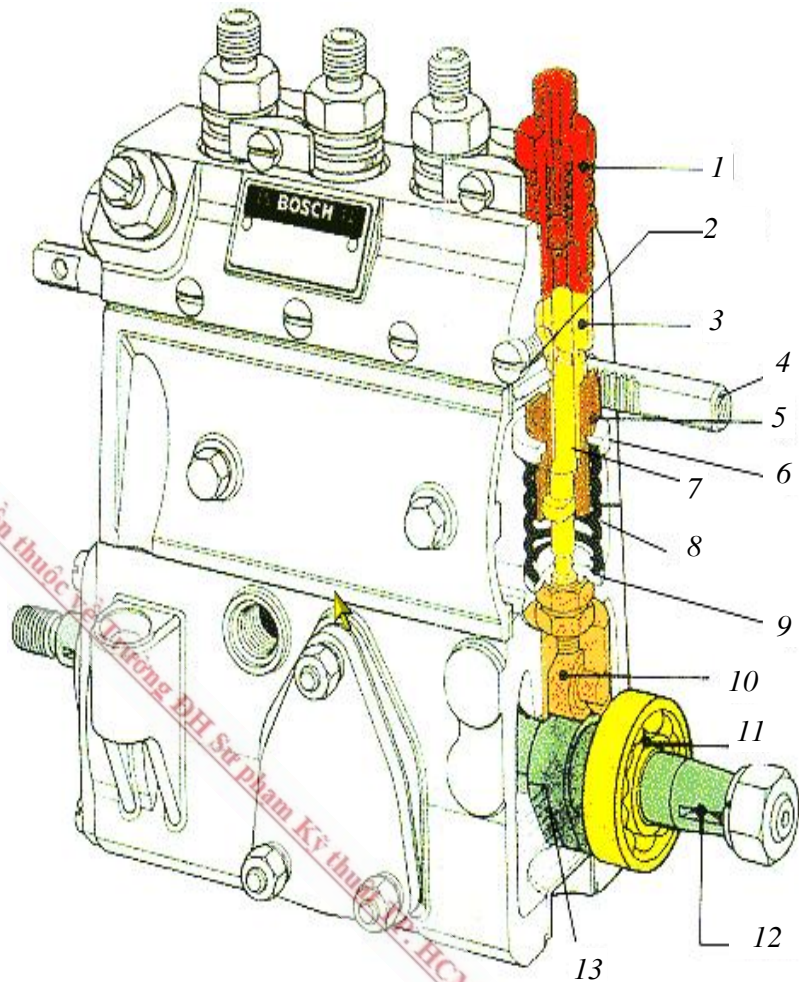
Một thân bơm được đúc bằng hợp kim nhôm trên đó có các lỗ để bắt ống dầu đến, ống dầu về, ốc xả gió, lỗ xả thanh răng, vít chặn thanh răng, vít kềm xy lanh,... Thân bơm có thể chia làm ba phần trong đó có chứa các chi tiết sau:

Phần giữa, bên trong chứa các cặp piston xy lanh tương ứng với số xy lanh của động cơ, các vòng răng và thanh răng điều khiển. Trên vòng răng có vít điều chỉnh vị trí tương đối của piston và xy lanh.

Phần dưới, bên trong có chứa cốt bơm hai đầu tựa lên hai ổ bi lắp ở nắp đáy cốt bơm. Cốt bơm có số cam bằng số xy lanh động cơ và có cam sai tâm để điều khiển bơm tiếp vận. Trên các cam là các đệm đẩy có bánh răng, ở đệm đẩy có vít điều chỉnh và đai ốc chặn. Dưới cốt bơm là đáy bơm có các nắp đáy, bên trong chứa dầu bôi trơn. Cốt bơm có một đầu được lắp với trục truyền động tự động (hoặc bộ phun sớm tự động). Đầu còn lại lắp quả tạ và chi tiết của bộ điều tốc cơ năng (hoặc để trống, nếu bộ điều tốc áp thấp).

Phần trên là phòng chứa nhiên liệu thông giữa các xy lanh với nhau. Các vít kềm xy lanh chởi ở lỗ nhiên liệu ra của xy lanh. Một van an toàn để điều chỉnh áp lực nhiên liệu vào các xy lanh.

Trên xy lanh là đế van cao áp, van cao áp, lò xo và trên cùng là đai ốc lục giác dẫn nhiên liệu đến kim phun. Ngoài ra còn có một bơm tiếp vận loại piston lắp ở hông bơm được điều khiển bởi cam sai tâm của cốt bơm và bộ tiết chế cơ năng hay áp thấp liên hệ với thanh răng để điều chỉnh tốc độ động cơ.

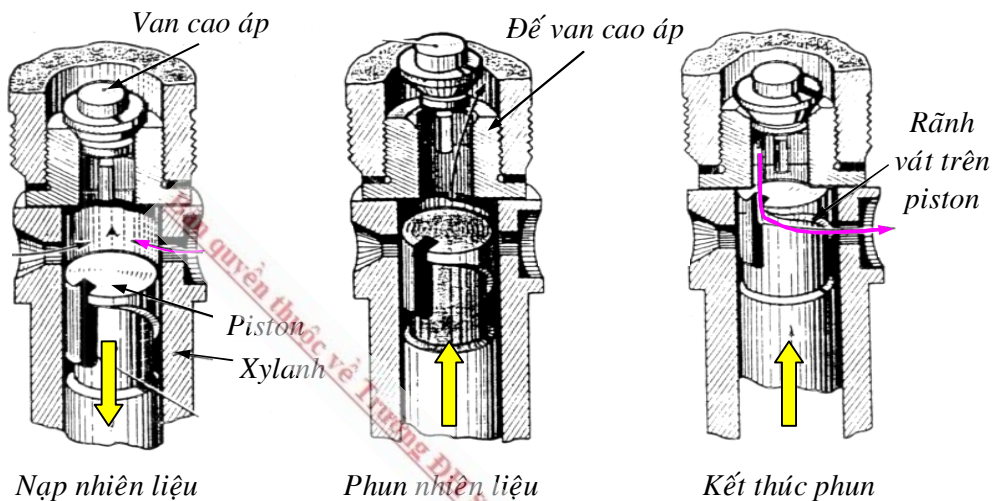


Hình 7.3. Sơ đồ cấu tạo bơm cao áp PE.

- 1 – đầu nối ống cao áp; 2 – vít cố định xy lanh; 3 – xy lanh bơm;
4 – thanh răng; 5 – vòng răng; 6, 9 – chén chặn lò xo; 7 – piston bơm;
8 – lò xo; 10 – con đội; 11 – con lăn; 12 – trục cam; 13 – cam.

Khi động cơ hoạt động, cốt bơm điều khiển bơm tiếp vận hút nhiên liệu từ bình chứa qua hai lưới lọc đến bơm ở tại phòng chứa nhiên liệu nơi thân bơm. Một phần nhiên liệu qua van an toàn trở về bình chứa.

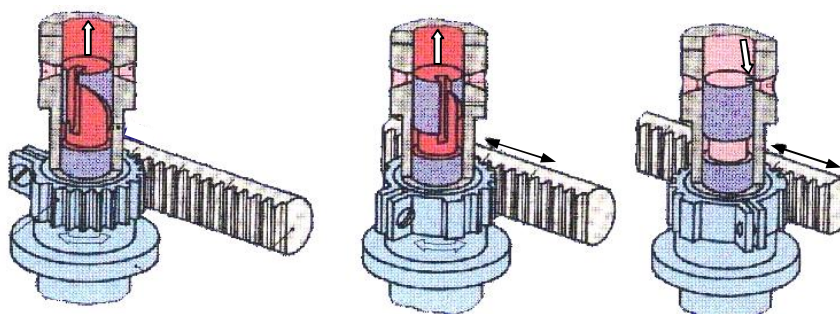
Lúc piston bơm ở vị trí thấp nhất, nhiên liệu vào xylanh bằng cả hai lỗ trên thân xylanh bơm. Vào quá trình phun nhiên liệu, cốt bơm điều khiển piston đi lên, khi piston ấn hết hai lỗ dầu vào thì nhiên liệu được nén trong xylanh bơm, piston tiếp tục đi lên và áp suất nhiên liệu trên đỉnh piston bơm càng tăng. Đến khi áp lực nhiên liệu đủ lớn để thắng lực căng lò xo thì van cao áp được nhất lên và nhiên liệu đưa đường ống cao áp và đến kim phun để phun vào xylanh động cơ. Piston lại tiếp tục đi lên đến khi cạnh vát xéo phía dưới piston vừa hé mở lỗ dầu về, dầu tràn ra khỏi xylanh và kết thúc quá trình cấp nhiên liệu.



Hình 7.4. Sơ đồ nguyên lý làm việc bơm cao áp PE.

Nhờ có cốt bơm có thứ tự thì nén phù hợp với thứ tự công tác của động cơ nên nhiên liệu đưa đến kim phun đúng lúc và đúng đúng thời điểm. Tất cả các xylanh bơm đều có một áp lực nhiên liệu vào như nhau nhờ vào van an toàn và được điều khiển chung bởi một thanh răng nên nhiên liệu ở các xylanh được tăng giảm đồng đều.

Muốn thay đổi tốc độ động cơ ta dịch chuyển thanh răng để làm xoay vành răng. Từ đó thay đổi được vị trí tương đối giữa rãnh vát trên piston bơm và lỗ thoát nhiên liệu trên xylanh, do đó thay đổi được hành trình có ích của piston bơm và thay đổi được lượng nhiên liệu cung cấp trong mỗi chu trình công tác, giúp thay đổi tải và tốc độ của động cơ.



Hình 7.5. Dịch chuyển thanh răng để thay đổi tốc độ động cơ.

Nguyên lý làm việc của bộ phun dầu sớm tự động trên bơm cao áp PE

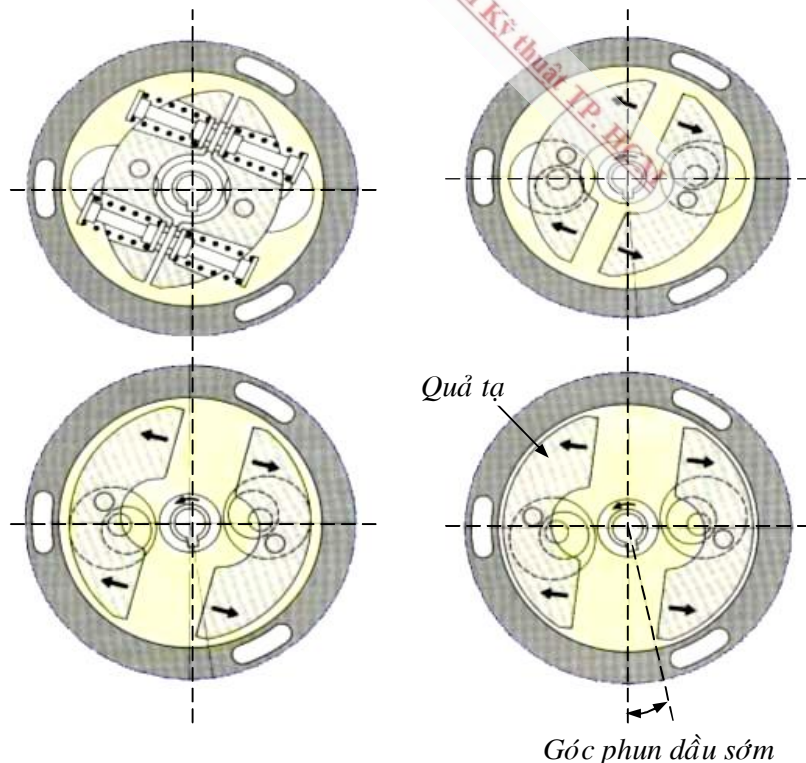
Cũng như đánh lửa sớm tự động trên động cơ xăng. Trên động cơ Diesel khi tốc độ càng cao, góc độ phun dầu phải càng sớm để nhiên liệu đủ thời gian hòa trộn và tự bốc cháy để phát ra công suất lớn nhất. Do đó, trên hầu hết các động cơ Diesel đều có trang bị bộ phun dầu sớm tự động.

- Với piston có lằn vạt xéo phía trên thì điểm khởi phun thay đổi và dứt phun cố định, với piston có lằn vạt xéo cả trên lẫn dưới thì điểm khởi phun và dứt phun đều thay đổi. Do đó đối với bơm cao áp có một trong hai loại piston này thì không cần phun dầu sớm tự động.
- Đối với piston có lằn vạt xéo phía dưới thì điểm khởi phun cố định, điểm dứt phun thay đổi. Thông thường các bơm cao áp PE đều có lằn vạt xéo phía dưới nên phải trang bị bộ phun dầu sớm tự động.

Bộ phận này gồm: một mâm nối thụ động được bắt vào đầu cốt bơm cao áp, nhờ chốt then hoa và đai ốc giữ. Một mâm nối chủ động có khớp nối để nhận truyền động từ động cơ. Chuyển động quay của mâm chủ động truyền qua mâm thụ động qua hai quả tạ.

Trên mâm thụ động có ép hai trục thẳng góc với mâm, hai quả tạ quay trên hai trục này. Đầu lồi còn lại của quả tạ tỳ chốt ở mâm chủ động, hai quả tạ được kềm vào nhau nhờ hai lò xo tựa vào trục, đầu còn lại tỳ vào chốt ở mâm chủ động và miếng chêm nằm trên lò xo để tăng lực lò xo theo định mức. Một vỏ bao kết nối với mâm chủ động có nhiệm vụ bao bọc hai quả tạ và giới hạn tầm di chuyển của chúng.

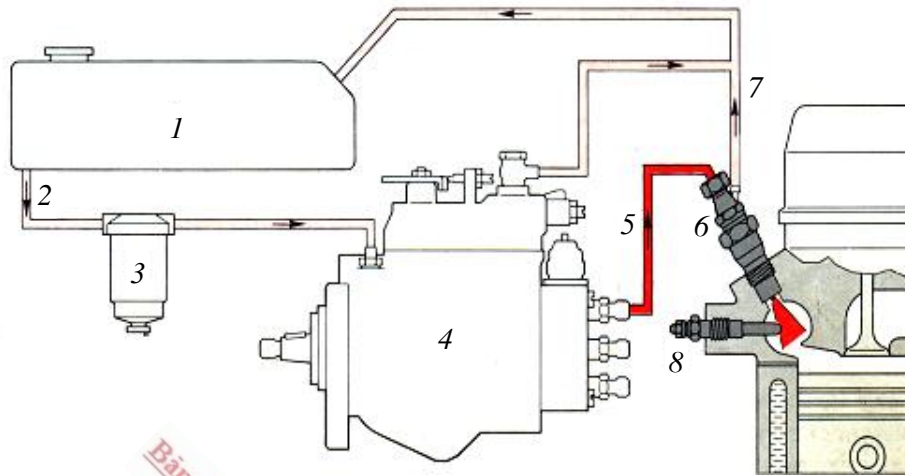
Khi động cơ làm việc nếu tốc độ của động cơ tăng thì dưới tác dụng lực ly tâm của hai quả tạ làm mâm thụ động quay tương đối với mâm chủ động theo chiều chuyển động của cốt bơm, do đó làm tăng góc phun sớm nhiên liệu. Khi tốc độ động cơ giảm thì lực ly tâm yếu đi, nên hai quả tạ xếp vào, lò xo quay mâm thụ động cùng với trục cam đối với mâm chủ động về phía chiều ngược lại. Do đó làm giảm góc độ phun sớm nhiên liệu.



Hình 7.6. Nguyên lý làm việc bộ phun dầu sớm tự động trên bơm cao áp PE.

III.1.2. Bơm cao áp VE

Hệ thống cung cấp nhiên liệu trên động cơ Diesel dùng bơm cao áp kiểu VE được thể hiện trên (hình 7.7).



Hình 7.7. Sơ đồ hệ thống cung cấp nhiên liệu trên động cơ Diesel dùng bơm VE.

1 – bình chứa nhiên liệu; 2 – ống dẫn; 3 – lọc; 4 – bơm cao áp VE;
5 – đường ống cao áp; 6 – vòi phun nhiên liệu; 7 – đường dầu về; 8 – bugie xông.

Nhiên liệu Diesel được lọc bởi lọc 3, sau đó được chuyển đến bơm cao áp nhờ bơm tiếp vận kiểu cánh gạt. Nhiên liệu đi vào bơm cao áp để tạo áp suất cao, đồng thời nhiên liệu còn đóng vai trò bôi trơn và làm mát cho các chi tiết trên đường đi của bơm.

Nhiên liệu có áp suất cao được đưa qua đường ống cao áp đến vòi phun để phun vào xylanh động cơ. Phần nhiên liệu thừa sau mỗi lần phun trong một chu trình công tác được đưa về bình chứa qua đường dầu 7.

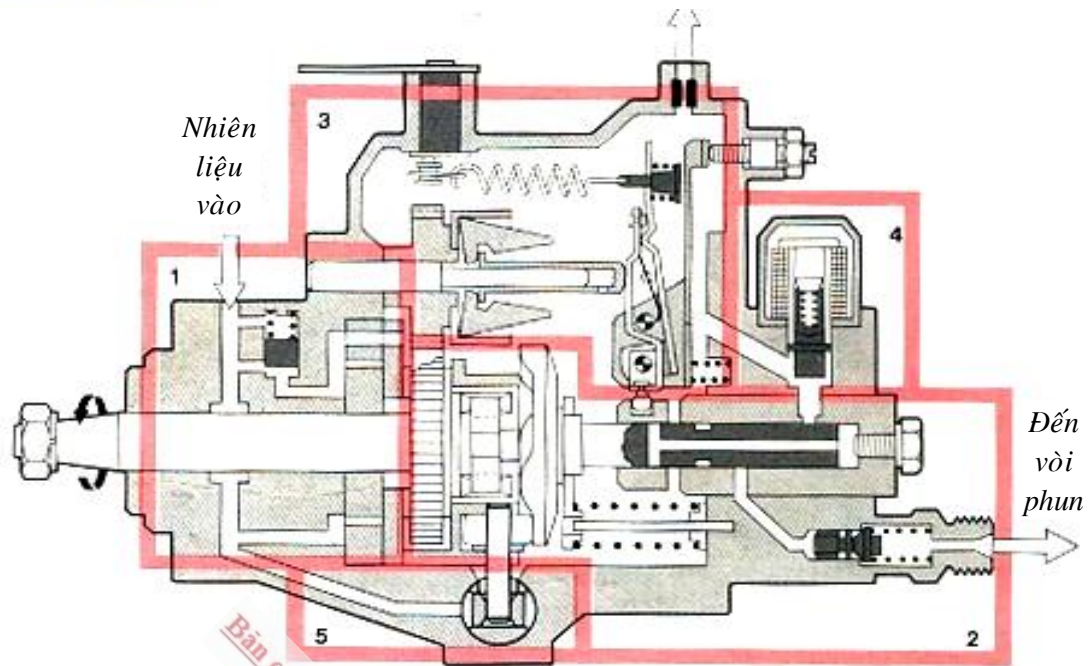
Nếu áp suất đầu ra của bơm cao áp vượt quá giới hạn cho phép thì một lượng nhiên liệu cũng được đưa về bình chứa nhằm ổn định áp suất nhiên liệu cung cấp cho hệ thống.

a) Kết cấu bơm cao áp VE

Khác với bơm thẳng hàng PE, bơm VE chỉ có một piston và một xylanh bơm cho dù trên động cơ có nhiều xylanh. Nhiên liệu được cung cấp bởi piston và phân phối qua các rãnh tới các lỗ thông ứng với số xylanh trên động cơ. Trên bơm cao áp VE (hình 7.8), về cơ bản có những bộ phận sau:

- Bơm tiếp vận kiểu phiến gạt.
- Bơm cao áp với đầu phân phối.
- Bộ điều chỉnh tốc độ động cơ (bộ điều tốc).
- Bộ cúp dầu (bằng cơ khí hoặc bằng điện).
- Bộ phun dầu sớm bằng thủy lực.

Ngoài ra trên bơm còn trang bị các chức năng bổ sung khác để thích nghi trong sử dụng với từng loại động cơ cụ thể.



Hình 7.8. Sơ đồ cấu tạo bơm cao áp VE.

- 1 – Bơm tiếp vận cánh gạt: bơm nhiên liệu từ thùng chứa tới khoang bơm.
- 2 – Bơm cao áp với đầu phân phối: tạo ra áp lực phun và phân phối nhiên liệu tới xylanh.
- 3 – Bộ điều tốc bằng cơ khí: thay đổi lượng nhiên liệu phân phối theo phạm vi điều khiển.
- 4 – Van cúp dầu bằng điện: ngưng cung cấp nhiên liệu khi động cơ ngừng hoạt động.
- 5 – Bộ phun sớm: điều khiển sự khởi phun theo tốc độ của động cơ.

b) Nguyên lý làm việc

Trục truyền chính của bơm quay trên các ổ trượt vỏ bơm và dẫn động bơm tiếp vận. Phía trong bơm, ở cuối trục truyền động được đặt một vòng lăn, nó không được nối với trục truyền động nhưng được giữ trong vỏ bơm bằng cách dùng đĩa cam cưỡi trên các con lăn của vòng lăn (đĩa cam này được dẫn động bởi trục truyền chính). Piston phân phối vừa xoay quanh trục của nó vừa chuyển động tịnh tiến lên xuống, piston di chuyển bên trong đầu phân phối. Đầu phân phối này được lắp trên thân bơm, trong đầu phân phối được đặt một thiết bị ngắt nhiên liệu bằng điện từ. Nếu thiết bị ngắt nhiên liệu bằng cơ khí (thay vì ngắt bằng điện) thì cơ cấu này được đặt ở vỏ bộ điều tốc.

Trục của bộ điều tốc được dẫn động từ trục truyền chính bằng một bánh răng nối, bộ điều tốc này gồm các quả văng và một ống trượt. Cơ cấu bộ điều tốc bao gồm: cần điều khiển, cần khởi động và cần lắc chuyển động trong ổ trượt ở trong thân bơm để điều khiển vị trí van định lượng trên piston. Ở phía trên cùng của bộ điều tốc cơ khí là lò xo điều tốc, được nối với cần điều khiển bằng trục cần điều khiển. Mặt khác, trục cần điều khiển chuyển động trong ổ trượt ở vỏ bộ điều tốc. Trên nắp bộ điều tốc có những đai ốc điều chỉnh đầy tải, van dầu tràn và đai ốc điều chỉnh tốc độ của động cơ.

Phân phối nhiên liệu áp lực thấp

Hệ thống phun nhiên liệu VE của hãng BOSCH có một bơm tiếp vận kiểu cánh gạt, bơm này hút nhiên liệu từ bình chứa và đưa tới khoang nhiên liệu của bơm cao áp.

Một phần nhiên liệu qua van điều áp trở về mạch nạp của bơm tiếp vận. Để làm mát và tự

thoát bọt khí của bơm phân phối, một ít nhiên liệu cũng chảy qua đai ốc giới hạn tràn trên vỏ bộ điều tốc và trở về bình chứa.

Phân phối nhiên liệu áp lực cao

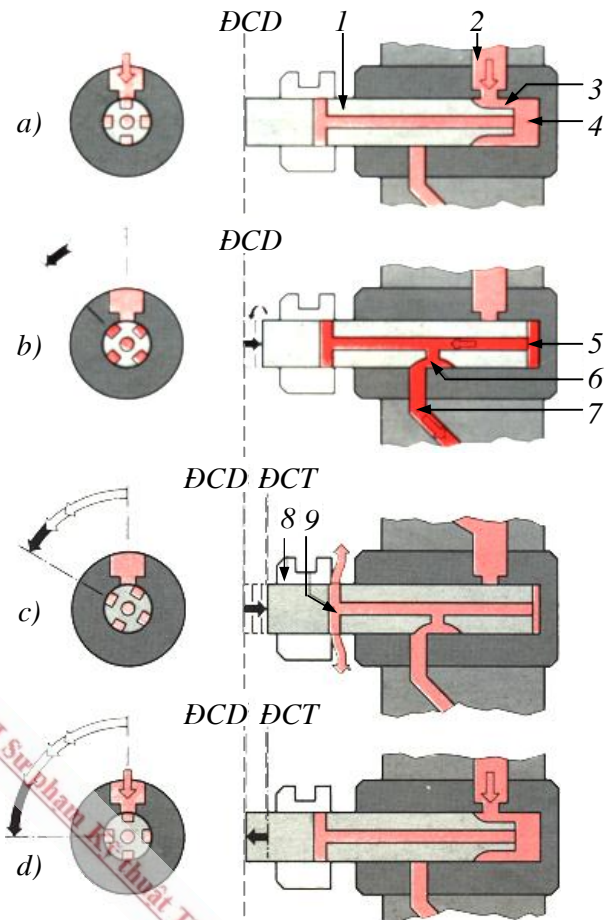
Sự phân phối nhiên liệu của bơm cao áp là một quá trình động lực học. Áp lực cần thiết cho quá trình phun vào xylanh động cơ được tạo ra bởi piston bơm. Chuyển động có tính chu kỳ của piston sẽ định lượng nhiên liệu tới một xylanh động cơ. Với động cơ 4 xylanh, khi đĩa cam quay 90° thì piston bơm di chuyển lên xuống một lần, với động cơ 6 xylanh thì piston di chuyển lên xuống một lần khi đĩa cam quay một góc 60° .

a) Quá trình nạp nhiên liệu được thực hiện khi piston di chuyển từ điểm chết trên xuống điểm chết dưới, chuyển động vừa quay vừa tịnh tiến của nó làm mở lỗ dầu vào ở đầu phân phối nhờ rãnh nạp ở piston. Lúc này nhiên liệu với áp lực ở khoang bơm sẽ đi vào trong xylanh bơm.

b) Vào thời điểm khởi phun, khi piston chuyển động ngược lại từ điểm chết dưới lên điểm chết trên, lúc này lỗ nạp bị đóng lại bởi piston. Piston tiếp tục di chuyển lên điểm chết trên tạo ra áp lực cao trên đỉnh piston và do chuyển động quay của piston nên lỗ thoát trên thân piston cũng trùng rãnh thoát ở đầu phân phối. Áp lực nhiên liệu tạo ra ở buồng cao áp và đi theo rãnh làm mở van áp lực. Nhiên liệu bị đẩy tới đường ống dẫn tới kim phun và phun vào buồng đốt.

c) Thời điểm kết thúc phun, bắt đầu khi lỗ khoan ngang của piston lên đến mép của van định lượng (van định lượng 8 mở lỗ cúp dầu 9). Sau thời điểm này không có nhiên liệu được phân phối tới kim phun và van áp lực cũng đóng lại. Nhiên liệu trên đỉnh piston trở về khoang bơm qua lỗ khoan ngang, piston tiếp tục đi lên điểm chết trên và kết thúc quá trình phun nhiên liệu. Hành trình này của piston gọi là khoảng chạy dư.

d) Khi piston trở về điểm chết dưới, lỗ khoan ngang của nó bị đóng đồng thời lỗ nạp mở và nhiên liệu ở khoang bơm mở vào buồng cao áp và chu kỳ lặp lại cho xylanh kế tiếp.



Hình 7.9. Các giai đoạn cung cấp nhiên liệu cho một chu trình của bơm VE.

- 1 – piston bơm; 2 – lỗ nạp nhiên liệu; 3 – rãnh định lượng;
4, 5 – buồng cao áp; 6 – rãnh phân phối; 7 – lỗ phân phối;
8 – van định lượng; 9 – lỗ cúp dầu.

Phun dầu sớm tự động

Cũng tương tự như thời điểm đánh lửa trên động cơ xăng, thời điểm tạo ra tia lửa phải thay đổi phù hợp với chế độ làm việc trên động cơ. Trên động cơ Diesel cũng trang bị cơ cấu phun dầu sớm để bù trừ cho sự phun và cháy trễ khi thay đổi tải và tốc độ. Cơ cấu phun dầu sớm tự động có thể làm thay đổi thời điểm phun của bơm phân phối tương ứng với vị trí cốt máy khi tốc độ động cơ thay đổi. Khi tốc độ của động cơ càng cao, góc độ phun dầu sớm càng phải tăng thêm để nhiên liệu cháy hết, bảo đảm công suất và hiệu suất của động cơ. Góc độ phun dầu sớm phải tỷ lệ với vận tốc trục khuỷu và do cơ cấu phun dầu sớm tự động điều khiển.

Cơ cấu phun dầu sớm bằng thủy lực được lắp ở phía dưới của bơm phân phối và thẳng góc với trục dọc của bơm, piston phun sớm di chuyển trong thân bơm. Hai bên của vỏ bơm được bao kín bởi các nắp đậy. Trên một mặt của piston là một lỗ nhiên liệu vào, mặt còn lại lắp lò xo. Một chốt trượt và một chốt dẫn động nối piston với vòng lăn. Kết cấu của bộ phun dầu sớm thể hiện trên hình 7.10.

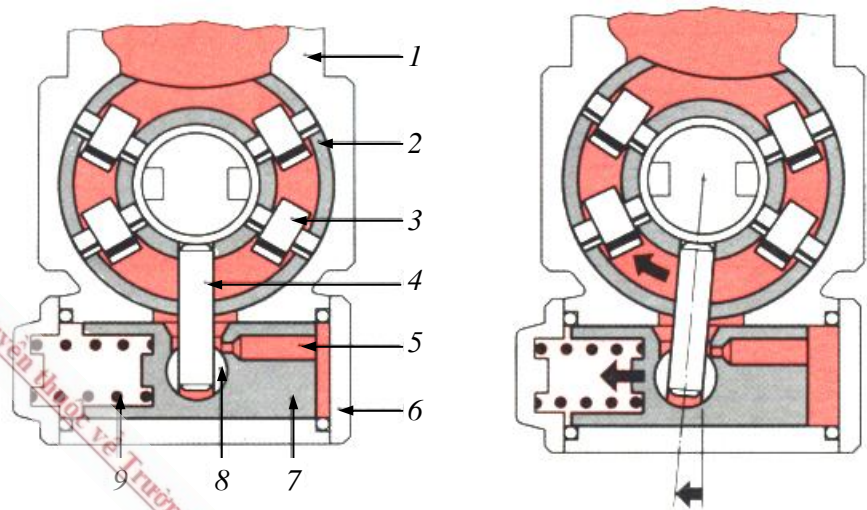
Piston phun sớm được giữ ở vị trí ban đầu của nó bởi tải trọng ban đầu của lò xo. Trong thời gian hoạt động, áp lực nhiên liệu ở khoang bơm được điều chỉnh tương ứng với tốc độ động cơ bởi van điều áp và van dầu tràn. Do đó, mặt piston 7 đối diện với lò xo 9 sẽ chịu một áp lực, áp lực này tăng cùng với sự tăng tốc của động cơ.

Khi tốc độ động cơ lên đến xấp xỉ 300 vòng/phút, áp lực nhiên liệu cũng đạt đến giá trị đủ để thắng tải trọng ban đầu của lò xo và di chuyển piston phun sớm về phía trái.

Chuyển động dọc trục của piston được truyền qua chốt trượt và chốt dẫn động tới vòng lăn làm cho vòng lăn quay. Do đó, các con lăn và vòng lăn được xoay một góc độ cụ thể tương ứng với đĩa cam và piston phân phối. Sự chuyển động này làm cho chuyển động quay của đĩa cam được nâng sớm hơn một thời điểm nào đó.

Khi tốc độ động cơ tăng lên, áp lực dầu sẽ làm tăng lực tác dụng lên piston 7. Lực này lớn hơn lực nén của lò xo ở mặt đối diện. Do đó, piston bộ phun dầu sớm sẽ di chuyển về phía trái làm cho vòng lăn dịch chuyển ngược chiều quay của piston bơm cao áp và piston bị đội lên sớm hơn. Do đó nhiên liệu sẽ phun sớm hơn.

Ngược lại khi tốc độ động cơ giảm, áp suất dầu ở trong khoang bơm giảm. Áp suất dầu ở phía đầu 7 của piston bộ phun sớm cũng giảm. Lực nén của lò xo sẽ lớn hơn lực nén của dầu nên piston bộ phun sớm sẽ di chuyển về phía phải làm cho vòng lăn dịch chuyển cùng chiều quay của piston bơm. Kết quả là piston sẽ bị đội lên trễ hơn nên dầu sẽ được phun trễ hơn.



Hình 7.10. Cấu tạo và hoạt động của bộ phun dầu sớm tự động.

1 – vỏ bơm; 2 – vòng lăn; 3 – các con lăn; 4 – chốt;

5 – lỗ trên piston phun sớm; 6 – nắp đậy; 7 – piston phun sớm;

8 – chốt trượt; 9 – lò xo.

III.1.3. Kim bơm liên hợp (GM)

a) Giới thiệu

Hệ thống nhiên liệu sử dụng bộ kim bơm liên hợp GM được bố trí trên các loại động cơ hai thì GM của Mỹ, loại hai thì 9A3 – 204 của Liên Xô, trên động cơ Murphy 4 thì của Mỹ. Ngoài ra còn sử dụng trên các tàu thủy, máy phát điện tĩnh tại.

Bộ kim bơm liên hợp GM được lắp thẳng đứng trên nắp xylanh, phun dầu trực tiếp vào buồng đốt thống nhất. Kim phun và bơm được ráp chung trong một cụm duy nhất. Mỗi xylanh động cơ được trang bị một bộ kim bơm liên hợp và được điều khiển nhờ hệ thống cam, đệm đẩy, đĩa đẩy và cò mổ.

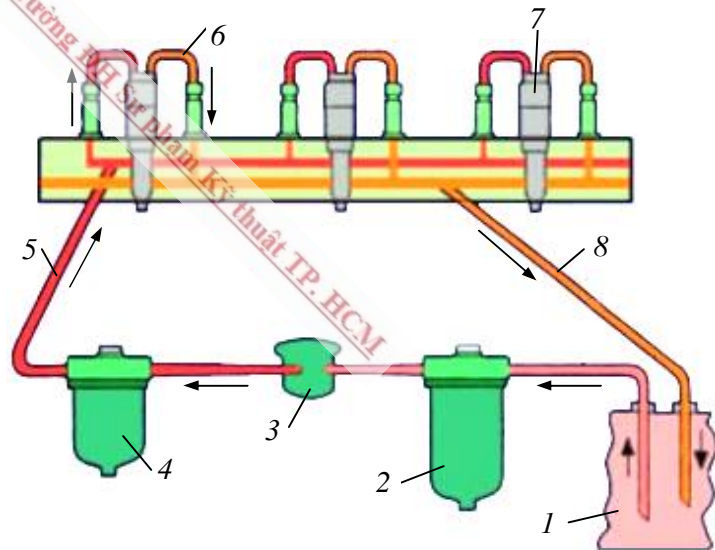
Kim bơm liên hợp có công dụng là tạo áp suất nhiên liệu cao, định lượng và phun sương nhiên liệu vào buồng đốt động cơ.

Ưu điểm của bộ kim bơm liên hợp

- Bộ kim phun và bơm cao áp được thiết kế chung một cụm duy nhất.
- Loại bỏ được các ống dẫn dầu cao áp từ bơm đến kim.
- Gọn nhẹ dễ dàng thay thế và sửa chữa.
- Không gây ảnh hưởng đến toàn bộ hệ thống vì mỗi bộ được lắp độc lập với nhau.

Sơ đồ nguyên lý làm việc của hệ thống cung cấp nhiên liệu trên động cơ Diesel dùng kim bơm liên hợp GM được thể hiện trên (hình 7.11).

Khi động cơ làm việc, bơm tiếp vận 3 hút nhiên liệu từ thùng chứa 1, qua bầu lọc sơ cấp 2, đẩy nhiên liệu dưới áp suất khoảng 1,4 kg/cm² đến bầu lọc thứ cấp 4. Sau đó cung cấp cho các bộ kim bơm liên hợp 7. Đến thì phun nhiên liệu, cơ cấu điều khiển kim bơm đẩy piston bơm xuống ép nhiên liệu với một áp lực cao phun vào xylanh động cơ. Lượng nhiên liệu được đưa vào xylanh động cơ nhiều hay ít tùy thuộc vào tốc độ làm việc và tải của động cơ và được điều khiển chung bằng một cần ga nối với các thanh răng của kim bơm liên hợp với bộ điều tốc. Nhiên liệu rò rỉ qua khe hở giữa piston và xylanh bơm có tác dụng làm mát bơm và theo ống dẫn dầu 6 trở về thùng chứa.



Hình 7.11. Sơ đồ hệ thống cung cấp nhiên liệu dùng kim bơm liên hợp GM.

- 1 – bình chứa nhiên liệu; 2 – lọc sơ cấp; 3 – bơm tiếp vận;
4 – lọc thứ cấp; 5 – ống dẫn dầu đến; 6 – ống dầu hồi;
7 – bơm kim liên hợp; 8 – ống dẫn dầu về bình chứa.

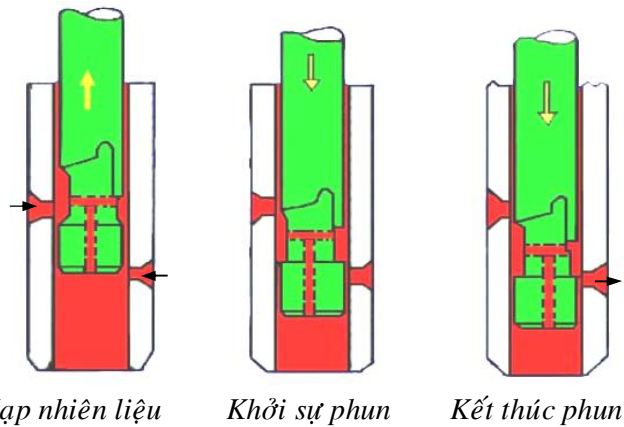
Van một chiều (nếu có) được bố trí tại lỗ hút nơi bầu lọc sơ cấp, có công dụng chặn không cho nhiên liệu trở về thùng chứa khi động cơ ngừng hoạt động. Nơi cuối đường ống dẫn dầu về có bố trí một van an toàn, để duy trì áp suất nhiên liệu cần thiết cho bộ kim bơm liên hợp.

b) Nguyên lý làm việc của kim bơm liên hợp

Khi làm việc, kim bơm liên hợp GM được chia làm ba giai đoạn sau (hình 7.12)

b.1) Giai đoạn nạp nhiên liệu vào xy lanh bơm

Khi cam chưa đội piston ở vị trí cao nhất (ĐCT), nhiên liệu đến kim bơm nhờ áp lực của bơm tiếp vận theo đường dầu đến xy lanh bơm. Nhiên liệu nạp vào xy lanh bơm bằng cả hai lỗ bên phải và bên trái, lượng nhiên liệu thừa qua các khe hở rồi theo đường dầu về trở về bình chứa. Dầu lưu chuyển liên tục trong bơm có tác dụng làm mát, bôi trơn, sấy nóng và loại bỏ các bọt khí giúp việc định lượng nhiên liệu phun tốt hơn.



Hình 7.12. Ba giai đoạn làm việc của kim bơm liên hợp GM.

b.2) Giai đoạn khởi sự phun và phun nhiên liệu

Vào lúc phun nhiên liệu, cam tác dụng đẩy hệ thống con đội đưa đẩy, cò mở rồi đẩy piston đi xuống, một lượng nhỏ nhiên liệu thoát ra qua hai lỗ trên xy lanh cho đến khi mặt ngang của đầu piston bít kín lỗ bên phải và cạnh xiên của piston bít kín lỗ bên trái thì nhiên liệu bắt đầu bị nén trong xy lanh và ta gọi điểm này là điểm khởi sự phun.

Piston tiếp tục đi xuống đẩy nhiên liệu qua van kim và nhiên liệu được phun sương vào buồng đốt động cơ.

b.3) Giai đoạn kết thúc phun

Quá trình phun nhiên liệu kéo dài cho đến khi cách ngang của piston bơm vừa hé mở lỗ dầu về bên phải. Nhiên liệu theo lỗ xuyên tâm thoát ra khỏi xy lanh (ta gọi điểm này là điểm dứt phun).

Piston vẫn tiếp tục đi xuống cho đến khi hết khoảng chạy, lỗ dầu bên phải mở hoàn toàn do đó nhiên liệu tiếp tục ra buồng chứa xung quanh xy lanh bơm nơi có vòng cản dầu và nhiên liệu được trả về thùng chứa. Khi cam không còn đội nữa thì lò xo, đệm đẩy kéo piston đi lên điểm cao nhất, nhiên liệu lại được nạp vào xy lanh bơm để chuẩn bị cho chu kỳ làm việc kế tiếp.

Muốn tăng hay giảm lưu lượng nhiên liệu tùy theo yêu cầu làm việc của động cơ thì ta chỉ cần điều khiển thanh răng để piston xoay qua lại tùy theo vị trí của cạnh xiên trên đóng lỗ dầu vào bên trái sớm hay trễ. Nếu đóng sớm, thì hành trình có ích của piston dài nhiên liệu bơm đi nhiều. Nếu đóng trễ thì khoảng chạy hữu ích của piston ngắn nhiên liệu bơm đi ít.

Khi piston xoay tới vị trí cúp nhiên liệu thì lưu lượng bằng không. Khi đó hai lỗ bên trái và bên phải không bao giờ bị đóng kín, nhiên liệu không bị nén mặc dù piston vẫn chuyển động lên xuống.

Khi động cơ làm việc ở tốc độ cầm chừng thì nhiên liệu được cung cấp vừa đủ cho hoạt động của động cơ chạy không tải. Khi piston ở vị trí cung cấp nhiên liệu tối đa thì nhiên liệu được cung cấp nhiều nhất, giúp cho động cơ phát huy hết công suất, khi đó hành trình có ích của piston lớn nhất.

III.2. Bơm tiếp vận

Trong hệ thống nhiên liệu của đa số những động cơ Diesel trên ô tô đều sử dụng bơm tiếp vận để cung cấp nhiên liệu đến bơm cao áp, bởi hầu hết chúng đều có bình chứa nhiên liệu đặt thấp hơn bơm cao áp và các bầu lọc tạo nên sức cản khá lớn cho nhiên liệu khi đi trong hệ thống. Chính vì thế nên cần phải trang bị bơm tiếp vận để giúp nhiên liệu vận chuyển dễ dàng trong hệ thống.

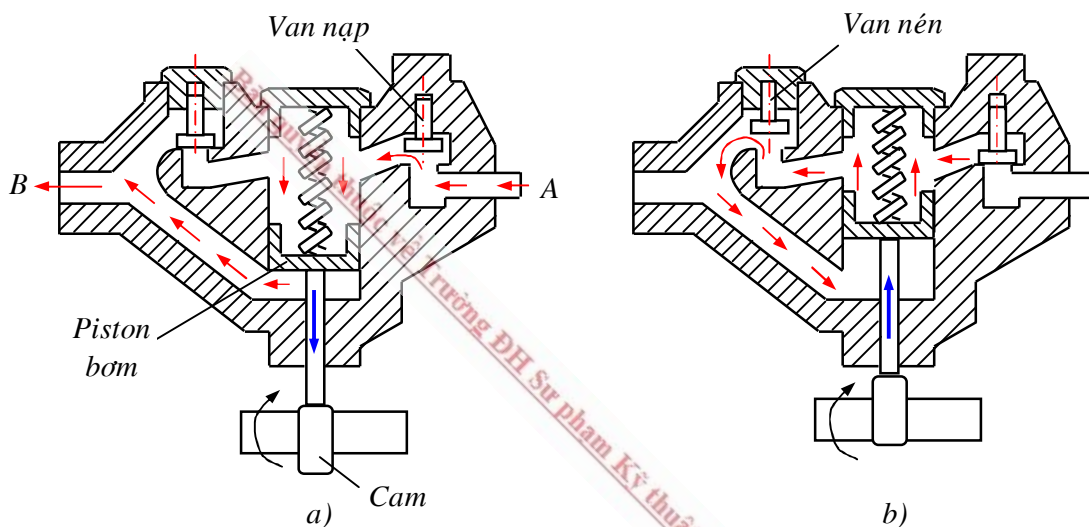
Hiện nay, hệ thống nhiên liệu trên động cơ Diesel sử dụng các dạng bơm sau:

III.2.1. Bơm màng

Bơm màng có cấu tạo và nguyên lý làm việc tương tự như bơm nhiên liệu của hệ thống cung cấp nhiên liệu trên động cơ xăng dùng chế hoà khí (hình 6.4).

III.2.2. Bơm piston

Bơm piston có cấu tạo và nguyên lý làm việc được thể hiện trên (hình 7.13).



Hình 7.13. Sơ đồ nguyên lý làm việc của bơm piston.

a) Hành trình cam không đội: nhiên liệu nạp vào bơm từ A và thoát ra B.

b) Hành trình cam đội: nhiên liệu được nạp vào không gian bên dưới piston.

Ở hành trình cam không đội (hình 7.13a): piston dịch chuyển xuống van nạp mở ra, van nén đóng lại nhiên liệu được nạp vào bơm tiếp vận từ bình chứa vào đường A, đồng thời được nén trong không gian bên dưới đỉnh piston và thoát ra đường B đến bầu lọc rồi đến bơm cao áp.

Ở hành trình cam đội (hình 7.13b): piston dịch chuyển lên van nạp đóng lại, van nén mở ra nhiên liệu từ trong bơm tiếp vận được nạp vào không gian bên dưới của piston để chuẩn bị cho chu trình cung cấp nhiên liệu tiếp theo.

III.2.3. Bơm bánh răng

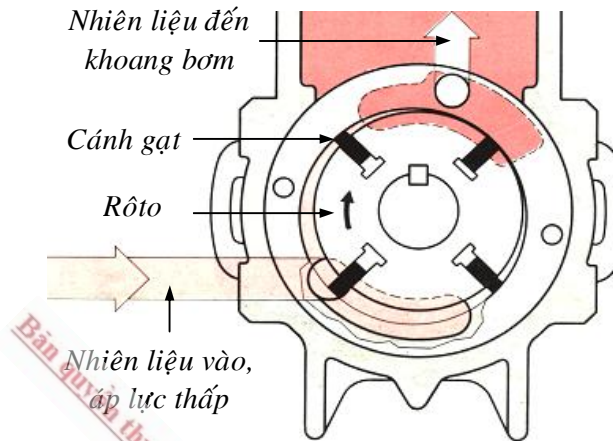
Bơm bánh răng có cấu tạo và nguyên lý làm việc tương tự như bơm bánh răng ăn khớp ngoài của hệ thống bôi trơn (hình 4.6).

III.2.4. Bơm cánh gạt

Bơm tiếp vận kiểu cánh gạt được dùng khá phổ biến, có cấu tạo như (hình 7.14). Trục bơm được lắp với trục truyền chính, rôto của nó được lắp đồng tâm với trục và được truyền động qua mối

lắp then. Rôto xoay bên trong vòng lệch tâm cố định trên vỏ bơm, bốn cánh gạt của rôto được đẩy ra ngoài bởi lực ly tâm và áp lực nhiên liệu ở phía dưới các cánh gạt và rôto.

Khi rôto quay, nhiên liệu di chuyển qua lỗ nhỏ ở khoang bơm cao áp vào khoảng không gian hình quả thận được tạo ra bởi rôto, cánh gạt và vòng lệch tâm. Sự chuyển động xoay tròn làm nhiên liệu giữa các cánh gạt kế tiếp nhau được đẩy lên trên không gian hình quả thận và xuyên qua một lỗ nhỏ vào khoang bơm. Đồng thời một phần nhiên liệu chảy xuyên qua lỗ thứ hai đến van điều áp.



Hình 7.14. Bơm tiếp vận cánh gạt.

III.3. Vòi phun

III.3.1. Nhiệm vụ và phân loại vòi phun

Vòi phun nhiên liệu thường được lắp trên nắp xy lanh, dùng để phun tới nhiên liệu thành những hạt có kích thước rất nhỏ vào buồng cháy, giúp hỗn hợp được hình thành nhanh chóng và kịp thời; Tạo điều kiện tốt nhất cho quá trình cháy xảy ra, nâng cao tính năng kinh tế và kỹ thuật của động cơ.

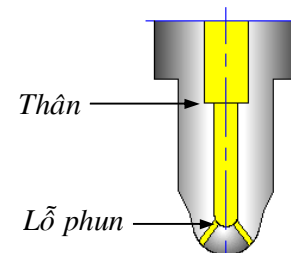
Vòi phun nhiên liệu có nhiều loại khác nhau, tuy nhiên căn cứ vào sự khác biệt của đốt kim (đầu kim) và lỗ tia ta có thể chia kim phun làm những loại sau:

- Vòi phun hở.
- Vòi phun kín có kim.
- Vòi phun kín có chốt.

III.3.2. Nguyên lý làm việc và kết cấu của vòi phun

a) Vòi phun hở

Vòi phun hở là vòi phun không có van ngăn dòng chảy ngược của nhiên liệu trong quá trình phun, nó có một hoặc vài lỗ phun lắp ở cuối đường nhiên liệu cao áp. Số lượng, đường kính và vị trí đặt lỗ phun phải phù hợp với dạng buồng cháy và tính lưu động của môi chất trong buồng cháy để nhiên liệu khi phun vào phân bố đều nhất. Tạo điều kiện tốt nhất cho sự hình thành hỗn hợp. Vòi phun hở có kết cấu như (hình 7.15).



Hình 7.15. Kết cấu vòi phun hở.

Vòi phun này tuy có kết cấu đơn giản, thuận tiện trong quá trình gia công và chế tạo nhưng có khá nhiều nhược điểm:

- Thời gian đầu và cuối mỗi lần phun, áp suất nhiên liệu thường thấp nên khó phun tới. Khi kết thúc phun, một ít nhiên liệu bị đọng lại ở miệng vòi phun nên rất dễ kết muội than và làm nghẹt lỗ phun.
- Do không có van ngăn dòng nhiên liệu chảy ngược nên một phần nhiên liệu có thể chèn khỏi lỗ phun và nhường chỗ cho dòng khí từ xylanh vào, làm cản trở cho hành trình cung cấp nhiên liệu kế tiếp.

Những nhược điểm trên làm ảnh hưởng xấu đến chất lượng phun tới nhiên liệu, làm giảm công suất và hiệu suất động cơ. Chính vì vậy, loại vòi phun này hiện nay ít sử dụng và thay vào đó là loại vòi phun kín.

b) Vòi phun kín có kim

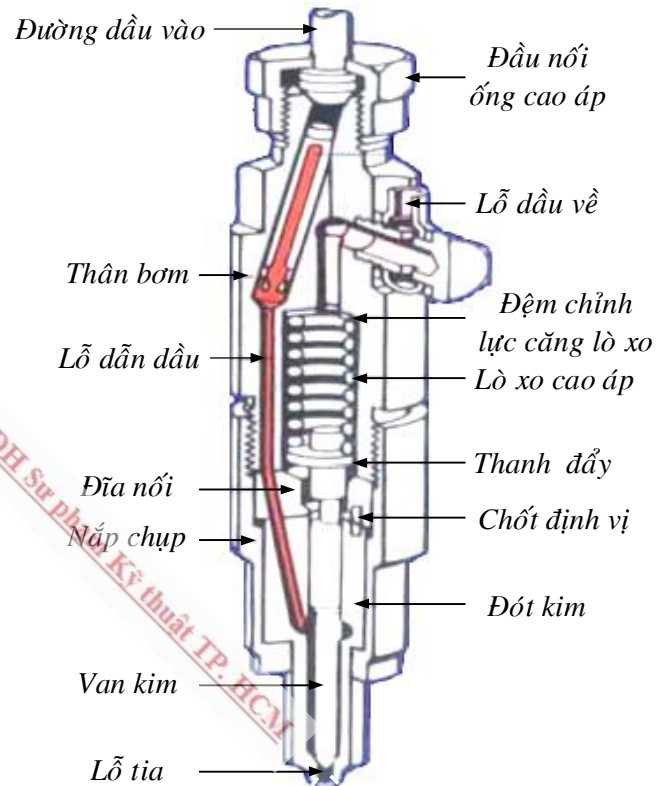
Vòi phun kín có kim là loại vòi phun có kim đóng kín ở đầu đốt kim (hình 7.16).

Vòi phun cấu tạo gồm một thân kim và trên đó có các lỗ để bắt đường ống dầu từ bơm cao áp đến và đường dầu trở về thùng chứa. Trong kim phun có khoan một lỗ nhỏ để dẫn dầu cao áp đến đốt kim, bên trong thân kim chứa thanh đẩy lò xo, phía trên lò xo là vít để điều chỉnh sức nén của lò xo, trên cùng là chụp đậy. Đốt kim nối với thân kim nhờ một khâu nối, bên trong đốt kim có đường dầu cao áp đến buồng chứa dầu cao áp. Dưới cùng là lỗ tia phun nhiên liệu, được đóng mở nhờ van kim.

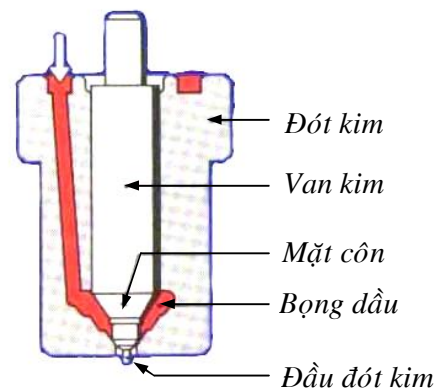
Khi động cơ làm việc, nhiên liệu từ bơm cao áp theo đường ống cao áp và vòi phun xuống đốt kim nằm tại buồng chứa dầu cao áp. Bình thường lò xo luôn luôn tác dụng làm van kim đóng các lỗ tia. Vào lúc cấp nhiên liệu, nhờ áp suất nhiên liệu tác dụng vào mặt côn lớn của kim, nhấc kim lên mở các lỗ tia phun nhiên liệu vào buồng đốt.

Đến khi dứt phun, áp suất nhiên liệu giảm, nhỏ hơn lực ép của lò xo. Kim đóng kín các lỗ tia trên bề mặt đốt, ngăn không cho nhiên liệu phun ra. Độ nâng của kim thường từ 0,3 ÷ 0,5 mm và được giới hạn bởi mặt lắp ghép giữa đốt kim và thân kim.

Một phần nhỏ nhiên liệu sẽ bị rò rỉ qua khe hở giữa van kim và đốt kim lên trên theo đường ống dầu trở về thùng chứa, lượng dầu này rất cần thiết để làm trơn và làm mát kim khi chuyển động trong đốt.



Hình 7.16. Kết cấu của vòi phun kín có kim.



Hình 7.17. Đốt kim lỗ tia kín.

Áp suất phun của nhiên liệu có thể điều chỉnh được bằng vít điều chỉnh trên lò xo hoặc thay đổi miếng chêm (nếu không có vít điều chỉnh), khi tăng lực nén lò xo sẽ tăng áp suất phun và ngược lại. Lực căng lò xo tăng thì tia nhiên liệu càng dài và càng sương nhưng không thể tăng áp suất lớn, vì giá trị áp suất này phụ thuộc vào tình trạng bơm cao áp và dạng buồng đốt. Vòi phun kín có kim được sử dụng rất rộng rãi trong các động cơ Diesel buồng cháy thống nhất.

c) Vòi phun kín có chốt

Vòi phun kín có chốt có van kim hình trụ, một đầu tựa vào thanh đẩy nơi thân kim, đầu còn lại có hai mặt côn, mặt côn lớn là nơi tác dụng của dầu cao áp để nâng kim lên, mặt côn nhỏ để đẩy kín van. Thân kim phun có một lỗ phun lớn, đường kính từ $0,8 \div 2\text{mm}$.

Khi không làm việc van kim luôn đẩy kín lỗ tia và nhô ra ngoài lỗ khoảng $0,4 \div 0,5\text{ mm}$ (hình 7.17). Lỗ tia được đẩy kín nên ít bị nghẹt do kết muội than và nhiên liệu phun ra khỏi lỗ tia dưới dạng hình côn rỗng, với đỉnh côn đặt ở miệng ra của lỗ phun. Góc côn của tia nhiên liệu phụ thuộc vào góc côn của đầu kim (từ 10° đến 60°). Độ nâng kim nằm trong giới hạn từ $0,3 \div 0,5\text{ mm}$.

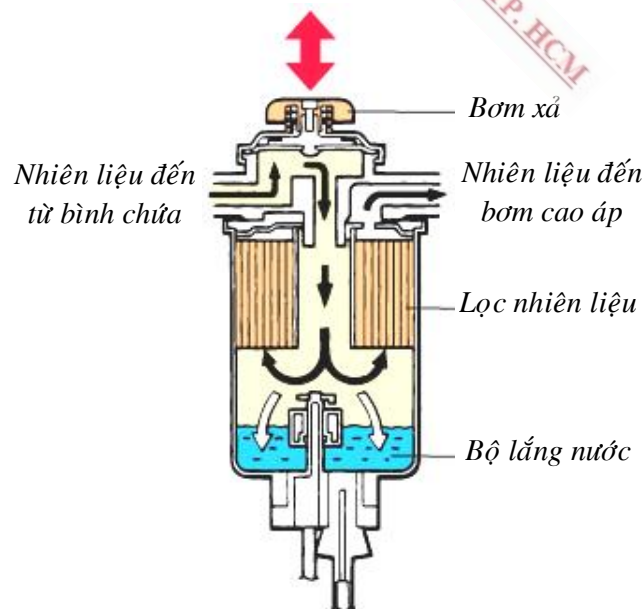
Các loại kim phun này thường dùng đầu kim hình chóp cụt và nhô ra ngoài nên không bị kết muội than ở vòi phun. Dòng nhiên liệu qua vòi phun có mức độ chảy rối tốt nên nhiên liệu được xé tơi với áp suất phun không lớn (áp suất nâng kim khoảng $8 \div 13\text{ MPa}$).

Vòi phun kín có chốt được sử dụng rộng rãi trong các loại động cơ Diesel có buồng cháy ngăn cách (buồng cháy dự bị và buồng cháy xoáy lốc).

III.4. Lọc nhiên liệu

Trong hệ thống nhiên liệu của động cơ Diesel thường có hai bình lọc nối tiếp nhau gồm bình lọc thô và bình lọc tinh, các chi tiết của lọc được chế tạo với độ chính xác rất cao. Lọc nhiên liệu có tác dụng loại bỏ tạp chất cơ học, nước có lẫn trong nhiên liệu để bảo vệ cho bơm cao áp và vòi phun.

Bụi bẩn và nước phải được loại bỏ khỏi nhiên liệu để tránh cho bơm cao áp khỏi bị kẹt hoặc bị gỉ (oxy hoá), do các chi tiết của bơm được bôi trơn bằng chính nhiên liệu Diesel.



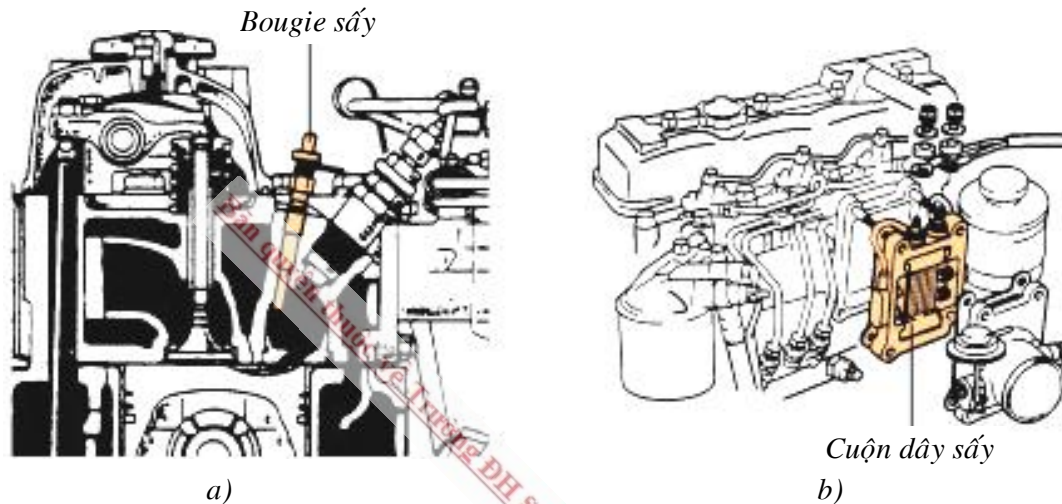
Hình 7.18. Cấu tạo của lọc nhiên liệu.

III.5. Giới thiệu thiết bị sấy nóng khí nạp

Khi khởi động động cơ hoặc động cơ làm việc trong vùng có nhiệt độ thấp, nhiệt độ sinh ra vào cuối quá trình nén không đủ để đốt cháy hỗn hợp trong xylanh. Hệ thống sấy sơ bộ sẽ sấy nóng không khí nạp để nâng cao khả năng bốc cháy của nhiên liệu. Hệ thống này dùng năng lượng của accu để sấy nóng không khí nạp vào động cơ.

Có hai loại hệ thống sấy nóng sơ bộ khí nạp (hình 7.19):

- Loại bougie sấy: sấy nóng buồng cháy.
- Loại sấy nóng khí nạp: sấy nóng không khí nạp.



Hình 7.19. Hệ thống sấy nóng sơ bộ khí nạp.

a) Loại bougie sấy: sấy nóng buồng cháy.

b) Loại sấy nóng khí nạp: sấy nóng không khí nạp.

IV. CƠ CẤU ĐIỀU TỐC

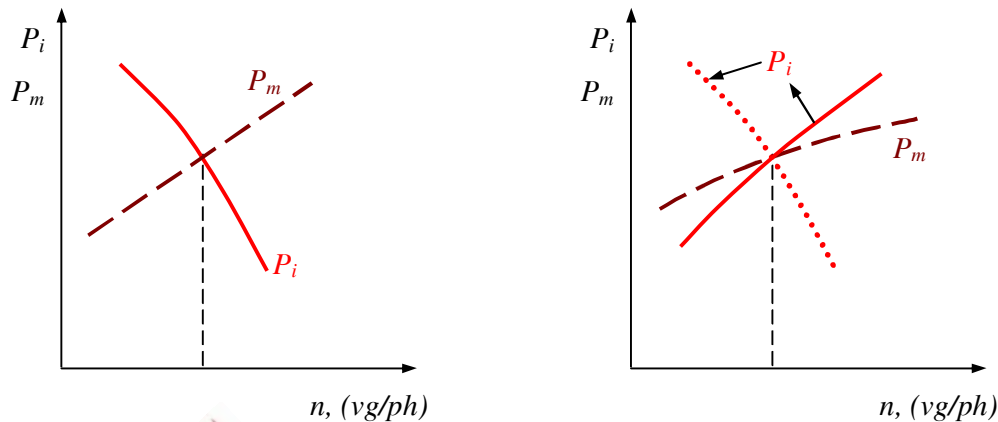
IV.1. Tính cần thiết phải lắp bộ điều tốc trên động cơ Diesel

Khi động cơ làm việc ở chế độ không tải, áp suất chỉ thị trung bình P_i bằng áp suất tổn hao cơ khí, để giảm tiêu hao nhiên liệu và những tác hại không tốt cho động cơ cần cho động cơ làm việc ở chế độ tốc độ ổn định nhỏ nhất. Vì vậy cơ cấu cung cấp nhiên liệu (thanh răng bơm cao áp hoặc bướm ga) phải ở vị trí cung cấp nhiên liệu ít nhất.

Đối với động cơ xăng, khi làm việc ở chế độ không tải (đóng nhỏ bướm ga) thì hệ số nạp η_v và hiệu suất cơ giới η_m sẽ giảm rất nhanh, nhờ vào đó P_i cũng giảm nhanh theo mức độ tăng của tốc độ động cơ n (hình 7.20a). Do đó động cơ xăng chạy rất ổn định ở chế độ cân bằng. Bất kỳ tác dụng nhiễu nào của P_m đều làm cho động cơ chạy ổn định lại chế độ cân bằng cũ.

Trên động cơ Diesel, khi làm việc ở chế độ không tải, áp suất chỉ thị trung bình P_i tăng nhanh hơn so với áp suất tổn hao cơ khí P_m khi tăng tốc độ n (hình 7.20b). Vì đặc điểm biến thiên của P_i lúc này phụ thuộc vào đặc tính tốc độ của bơm cao áp tại vị trí thanh răng nhỏ nhất. Hầu hết các loại bơm cao áp đều tăng lượng nhiên liệu trong chu trình g_{ct} khi tăng tốc độ động cơ. Chính vì vậy với chế độ dừng, chỉ cần có nhiễu nhỏ về P_m sẽ làm cho tốc độ động cơ mất ổn định. Để khắc phục hiện tượng trên, cần lắp bộ điều tốc để động cơ Diesel có thể làm việc ổn định ở chế độ không tải.

Sau khi lắp bộ điều tốc, đặc tính không tải về P_i của động cơ từ đường liền chuyển sang đường nét đứt như (hình 7.20b). Lúc đó, nếu tốc độ động cơ tăng bộ điều tốc sẽ cắt bớt nhiên liệu, nếu tốc độ động cơ giảm thì bộ điều tốc sẽ cấp thêm nhiên liệu nhờ đó đường P_i sẽ giảm nhanh khi tăng tốc độ động cơ n , giúp động cơ làm việc ổn định.



Hình 7.20. Chế độ làm việc không tải của động cơ xăng (a) và động cơ Diesel (b).

Trên động cơ Diesel có nhiều loại bộ điều tốc khác nhau, nhưng bất kỳ bộ điều tốc loại nào cũng phải thực hiện tốt các nhiệm vụ sau:

- Điều hoà tốc độ động cơ dù có tải trọng hay không có tải (giữ vững một tốc độ hay trong một phạm vi cho phép tùy theo loại), khi cố định vị trí cơ cấu cung cấp nhiên liệu đều phải giữ được tốc độ làm việc ổn định cho động cơ.
- Đáp ứng được mọi vận tốc theo yêu cầu của động cơ. Ví dụ: lúc chạy cầm chừng động cơ quay 500 vòng/phút, khi lên ga tối đa 2.000 vòng/phút dầu có tải hay không tải.
- Phải giới hạn được mức tải để tránh gây hư hỏng máy.
- Phải tự động cúp dầu để tắt máy khi: số vòng quay vượt quá mức ấn định.

IV.2. Phân loại bộ điều tốc

Hiện nay có rất nhiều loại điều tốc. Trên động cơ sử dụng loại điều tốc nào là tùy thuộc vào loại động cơ, vào đặc điểm của máy công tác và yêu cầu của toàn bộ thiết bị. Khi phân loại bộ điều tốc dựa theo nguyên tắc tác dụng của các phần tử cảm biến, ta chia thành 3 loại cơ bản:

- Bộ điều tốc cơ khí.
- Bộ điều tốc chân không.
- Bộ điều tốc thuỷ lực.

IV.2.1. Bộ điều tốc cơ khí

Hầu hết các loại điều tốc cơ khí đều có 4 bộ phận chính, cùng phối hợp với nhau làm việc.

1) Bộ phận động lực

Trục của bộ điều tốc thường được lắp với trục của bơm cao áp. Cốt bơm truyền mômen trực tiếp qua các quả văng. Hai quả văng dang ra do tác dụng của lực ly tâm (hình 7.21).

2) Cần liên lạc

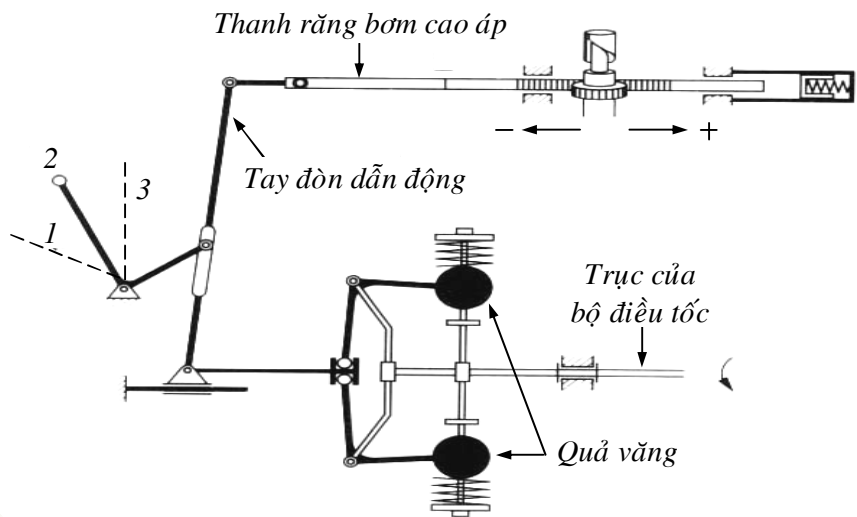
Là một hệ thống tay đòn dẫn động, thanh kéo, trục tay đòn,...liên lạc với bộ phận động lực và thanh răng điều khiển lưu lượng nhiên liệu.

3) Thanh răng điều khiển

Thanh răng điều khiển để đưa lượng nhiên liệu vào nhiều hay ít đến kim phun và điều khiển phun vào xy lanh tùy theo vị trí.

4) Các lò xo tốc độ

Các lò xo được đặt ở vị trí chống lại lực ly tâm của hai quả tạ và đẩy thanh răng về chiều tăng nhiên liệu khi động cơ chưa làm việc. Đồng thời có các vít điều chỉnh, khâu trượt. Tất cả các cơ phận trên đều được bố trí trong bộ điều tốc.



Hình 7.21. Sơ đồ nguyên lý làm việc của bộ điều tốc cơ khí.
1 – vị trí tắt máy; 2 – chế độ cầm chừng; 3 – chế độ đầy tải.

Nguyên lý làm việc

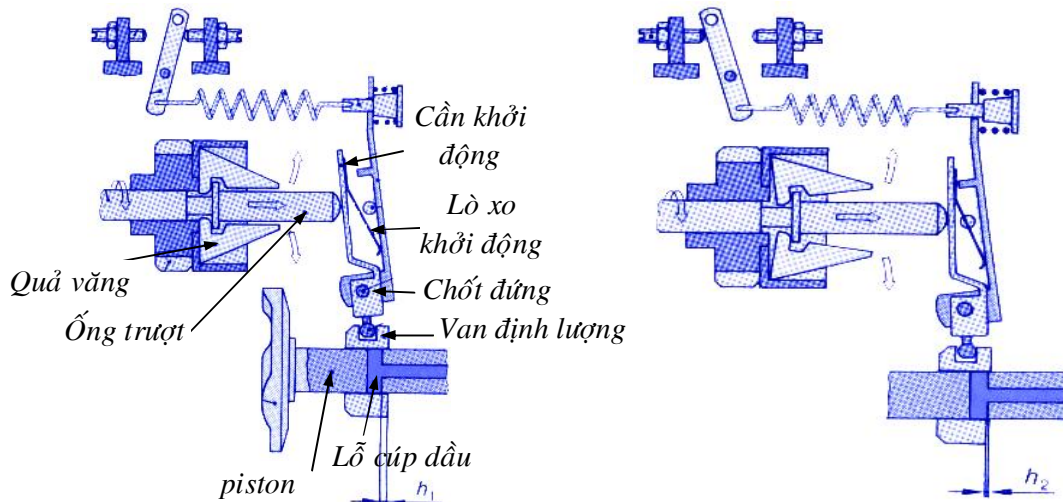
Khi động cơ khởi động ta kéo ga theo chiều tăng lượng nhiên liệu cung cấp. Qua trung gian lò xo tốc độ, tay đòn, cần liên hệ kéo thanh răng dịch chuyển làm xoay vành răng theo chiều tăng nhiên liệu, động cơ phát hành dễ dàng. Khi động cơ đã vận hành, cốt bơm quay và lực ly tâm của hai quả tạ bung ra đẩy khâu trượt tỳ lên tay đòn, điều khiển thanh răng về chiều giảm nhiên liệu cung cấp, tốc độ giảm xuống. Khi lực ly tâm cân bằng với lò xo, ống trượt sẽ không di chuyển nữa.

Khi động cơ đang làm việc ở chế độ ổn định. Ví dụ tải tăng khi xe đang lên dốc, vì tải tăng nên tốc độ động cơ giảm, nên lực ly tâm của hai quả tạ giảm theo, hai quả tạ xếp lại, lò xo điều tốc thắng lực ly tâm nên đẩy khâu trượt đi ra, qua trung gian tay đòn và cần điều khiển kéo thanh răng về chiều tăng nhiên liệu, hai quả tạ lại bung ra cân bằng với lực lò xo điều tốc.

Nếu ta giảm tải như xe xuống dốc, tốc độ động cơ có khuynh hướng tăng lên, lực ly tâm hai quả tạ tăng theo, hai quả tạ giăng ra thắng sức căng lò xo điều tốc, qua cần liên lạc kéo thanh răng về chiều giảm dầu để tốc độ giảm lại về vị trí ban đầu, đến khi ổn định hai quả tạ ở vị trí thẳng đứng, cân bằng với sức căng lò xo điều tốc. Ví dụ vì lý do nào đó tốc độ động cơ vượt quá tốc độ giới hạn, lúc này lực ly tâm quả tạ lớn, hai quả tạ bung ra hết hành trình để đẩy khâu trượt ra xa nhất, qua tay đòn và cần liên hệ đẩy thanh răng về chiều cúp dầu, động cơ ngừng làm việc.

Giới thiệu bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ (hình 7.22)

Bộ điều tốc nhiều chế độ điều khiển tất cả các chế độ làm việc của động cơ từ giá trị tốc độ khởi động cho tới giá trị tốc độ cực đại. Ngoài ra cũng có loại bộ điều tốc điều khiển tốc độ động cơ ở tốc độ cầm chừng và cực đại, điều này cần thiết đối với những trường hợp cá biệt khi những hệ thống phụ trợ như: kéo tời, bơm nước chữa cháy, cần trục,... được truyền động bởi xe hoặc những động cơ tĩnh lại. Nhưng những bộ điều tốc này cũng được sử dụng ở những xe khách và những xe nông nghiệp như máy kéo hoặc máy gặt.



Hình 7.22. Bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ.

Khi động cơ không hoạt động, các quả nặng và ống trượt đều ở vị trí ban đầu của chúng. Cần khởi động được di chuyển tới vị trí khởi động bởi lò xo khởi động và xoay quanh chốt, đồng thời van định lượng ở piston phân phối được giữ ở vị trí khởi động, lúc này lượng nhiên liệu cung cấp là tối đa (hành trình có ích của piston là lớn nhất). Ngay sau khi khởi động các quả nặng bung ra làm ống trượt di chuyển sang phải, cần khởi động ép lò xo khởi động lại từ lên cần lắc. Cần khởi động một lần nữa xoay quanh chốt làm giảm lượng nhiên liệu phân phối một cách tự động tới tốc độ cầm chừng.

Khi động cơ hoạt động bàn đạp ga được nhả ra, cần điều khiển tốc độ động cơ trở về vị trí cầm chừng và tựa vào đai ốc điều chỉnh tốc độ cầm chừng. Tốc độ cầm chừng được chọn sao cho động cơ chạy không tải không bị tắt máy. Nhờ lò xo cầm chừng mà tốc độ cầm chừng được giữ ổn định, khi tốc độ cầm chừng tăng lên, lò xo cầm chừng bị ép lại van định lượng di chuyển sang trái làm giảm dầu và ngược lại. Khi tốc độ cầm chừng giảm, van định lượng di chuyển sang phải làm tăng nhiên liệu cung cấp. Khi tốc độ động cơ lớn hơn tốc độ cầm chừng lò xo cầm chừng bị nén lại một khoảng và lúc này lò xo cầm chừng sẽ hết tác dụng.

Trong trường hợp tải tăng đến mức van định lượng ở vị trí đầy tải nhưng tốc độ động cơ vẫn tiếp tục giảm (tức tải tiếp tục tăng) ví dụ như xe đang lên dốc, lực ly tâm của các quả nặng sẽ giảm. Nhưng vì van định lượng đã ở vị trí tối đa nên việc cung cấp nhiên liệu không thể tăng được nữa. Trong trường hợp này động cơ bị quá tải và người tài xế phải giảm ga hoặc phải trả số.

Khi xuống dốc động cơ bị kéo bởi thân xe và tốc độ động cơ có xu hướng gia tăng, các quả nặng bung ra đẩy ống trượt ép cần khởi động và cần lắc làm cho van định lượng trở về vị trí giảm dầu. Nếu hiện tượng này vẫn tiếp tục lượng nhiên liệu cung cấp ngày càng giảm dần để thích hợp với điều kiện tải mới. Thậm chí lượng nhiên liệu có thể giảm xuống đến không.

IV.2.2. Bộ điều tốc chân không

Bộ điều tốc áp thấp là loại điều tốc nhiều chế độ, thường được áp dụng trên động cơ Diesel vận tải, nó hoạt động theo quy luật biến thiên của áp thấp trong đường ống hút theo số vòng quay của động cơ.

Ưu điểm của bộ điều tốc này là cấu tạo đơn giản, kích thước nhỏ gọn, lực dùng để điều khiển tốc độ động cơ tương đối nhỏ. Không có các chi tiết mài mòn. Người ta lắp bộ điều tốc áp thấp trên các động cơ vận tải cao tốc hoạt động trong phạm vi tương đối rộng.

Trong phạm vi thay đổi tốc độ lớn bộ điều tốc chân không có thể bảo đảm dễ dàng, độ đồng đều như nhau, trong khi đó đối với bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ thì rất khó thực hiện thêm vào đó là nặng nề, kền càng. Vì những lý do trên, người ta thay thế bộ điều tốc cơ khí (lực ly tâm của quả văng) bằng bộ điều tốc áp thấp (sức hút do áp thấp).

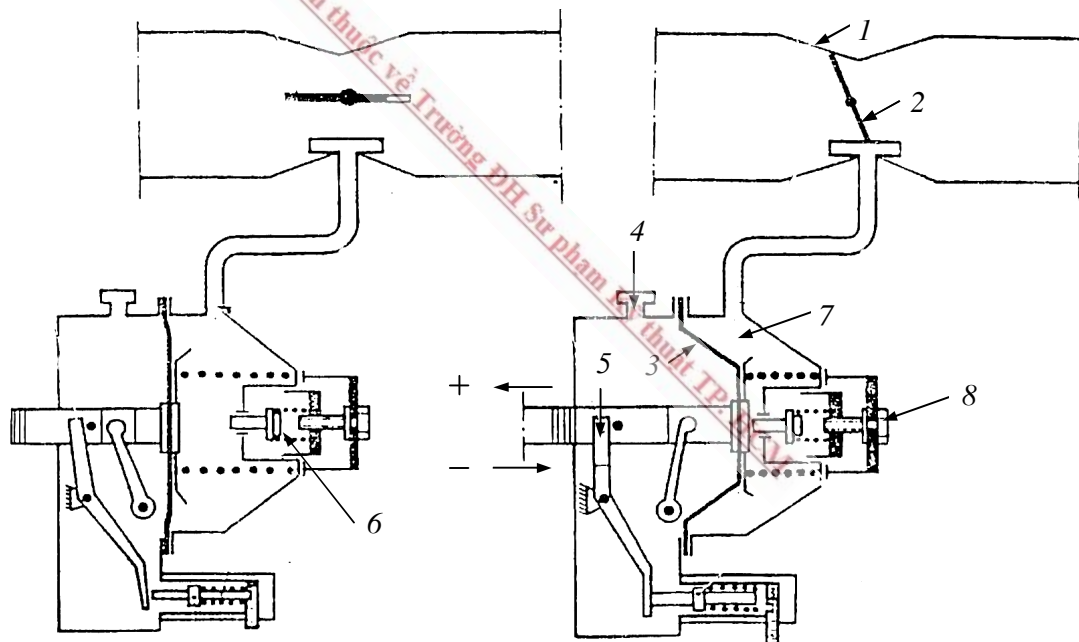
1) Cấu tạo

Bộ điều tốc áp thấp thường dùng trên xe Toyota và một ít xe ISUZU gồm hai phần riêng biệt

- Ống khuếch tán có cánh bướm.
- Hệ thống màng.

Ống khuếch tán nằm giữa bình lọc gió và ống góp hút tại tiết diện nhỏ nhất của ống lắp một cánh bướm ga được điều khiển bằng bàn đạp ga.

Bộ điều tốc được phân làm hai ngăn bằng một màng da. Phòng chân không thông với họng khuếch tán nhờ một đường ống. Màng bộ điều tốc nối với thanh răng bơm cao áp và mặt đối diện tựa vào mặt lò xo điều tốc. Phía bên ngăn áp thấp còn có một lò xo nhỏ và chốt tỳ có tác dụng làm tăng tốc độ ổn định của bộ điều tốc khi động cơ chạy cầm chừng. Một vít dùng để điều chỉnh lực nén của lò xo nhỏ. Một nút kéo nối liền với một thanh ở phòng không khí liên lạc với thanh răng để tắt máy.



Hình 7.23. Cấu tạo của bộ điều tốc áp thấp (điều tốc chân không).

- 1 – ống khuếch tán; 2 – bướm gió; 3 – màng; 4 – ống thông khí trời; 5 – tay đòn;
6 – chốt tỳ; 7 – buồng chân không; 8 – bulông điều chỉnh.

2) Nguyên lý làm việc

Nguyên lý làm việc cơ bản của bộ điều tốc dựa trên tốc độ không khí trong ống khuếch tán thay đổi, làm áp thấp phát sinh ngay tại họng (tại ngăn áp thấp) thay đổi, dẫn đến sự di chuyển của màng da và thanh răng làm tăng giảm nhiên liệu. Khi cánh bướm gió ở vị trí nhất định, nếu thay đổi số vòng quay của động cơ thì tốc độ không khí đi qua họng sẽ thay đổi theo từ đó làm thay đổi áp suất ở họng.

Càng tăng số vòng quay động cơ thì áp thấp trong ngăn áp thấp càng tăng. Khi áp thấp tăng, áp suất bên ngăn khí trời lớn hơn, nên gây ra áp lực đẩy màng, ép lò xo điều tốc, kéo thanh răng sang phải về phía giảm nhiên liệu. Nếu giảm tốc độ động cơ xuống thì áp thấp sẽ giảm theo, lò xo điều tốc sẽ đẩy màng và thanh răng sang trái về phía tăng nhiên liệu.

Với tốc độ động cơ không thay đổi, nếu thay đổi vị trí cánh bướm gió sẽ dẫn đến thay đổi tốc độ không khí tại họng và làm áp thấp thay đổi. Cánh bướm gió đóng càng nhỏ thì áp thấp càng lớn kéo màng bộ điều tốc và thanh răng về trái giảm nhiên liệu. Mỗi vị trí cánh bướm gió do bàn đạp ga điều khiển sẽ tương ứng với một tốc độ động cơ, càng mở rộng cánh bướm gió thì tốc độ động cơ càng lớn.

Chế độ khởi động

Lúc động cơ ngừng, cả hai ngăn đều thông với khí trời, lò xo điều tốc sẽ đẩy màng và thanh răng sang phía tăng nhiên liệu, làm giàu nhiên liệu lúc khởi động, giúp động cơ khởi động dễ dàng. Ngay khi động làm việc áp suất phát sinh tại ngăn áp thấp kéo màng và thanh răng về phía giảm nhiên liệu tương ứng với vị trí cánh bướm gió.

Chế độ cầm chừng

Ở chế độ này cánh bướm gió đóng gần kín họng khuếch tán, chỉ chừa một đường ống lùa gió nhỏ không cho không khí đi qua và tạo áp thấp lớn tại phía sau bướm ga. Lực hút chân không trong buồng chân không sẽ tăng lên hút màng da về phía trái, ép lò xo, kéo thanh răng về phía ít nhiên liệu tương ứng với tốc độ cầm chừng của động cơ, vào lúc này màng da bộ điều tốc vừa vặn tiếp xúc với chốt tỳ để giảm bớt sự rung động của màng, tăng độ ổn định của bộ điều tốc.

Chế độ tốc độ cực đại

Cánh bướm gió mở lớn, áp thấp sinh ra tại ống dẫn mềm trong ống khuếch tán sẽ yếu, lực hút chân không trong buồng chân không yếu, lò xo điều tốc đẩy màng và thanh răng sang trái, về phía tăng nhiên liệu đến vị trí đạt tốc độ tối đa ấn định của bộ điều tốc.

Chế độ quá tải

Với vị trí cần ga tối đa, động cơ làm việc ở chế độ đầy tải, tiếp tục tăng tải thì tốc độ động cơ giảm. Do đó, áp thấp sinh ra sẽ yếu hơn (so với lúc đầy tải), lò xo điều tốc đẩy màng về phía tăng nhiên liệu để đáp ứng cho mức tăng quá tải.

Tốc độ vượt quá giới hạn

Khi tốc độ động cơ vượt quá mức giới hạn yêu cầu, độ chân không sinh ra đủ lớn để kéo thanh răng về đến vị trí cúp dầu.

Ngừng động cơ

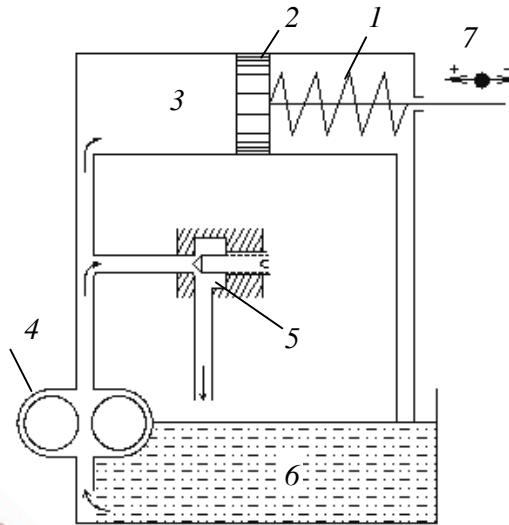
Khi tắt máy, nạng đẩy màng thanh răng về chiều tắt máy, ép lò xo tốc độ lại ngừng cung cấp nhiên liệu.

IV.2.3. Bộ điều tốc thủy lực

Bộ điều tốc thủy lực có sơ đồ nguyên lý làm việc như hình 7.24. Dầu nhờn từ bơm 4, do trục khuỷu dẫn động tạo áp suất trong xy lanh 3, và qua van tiết lưu 5 trở về bể chứa 6.

Khi tăng tốc độ của động cơ, áp suất dầu trong xy lanh 3 sẽ tăng ép lò xo điều tốc 1 đẩy piston và cán 7 về phía giảm nhiên liệu làm cho tốc độ động cơ giảm xuống.

Ngược lại khi tốc độ động cơ giảm, áp suất dầu trong xylanh 3 giảm, không đủ sức để thắng lực căng lò xo và làm cho piston 2 dịch chuyển về phía trái, theo chiều hướng làm tăng lượng nhiên liệu cung cấp làm cho tốc độ động cơ tăng lên.



Hình 7.24. Sơ đồ nguyên lý làm việc của bộ điều tốc thủy lực.

1 – lò xo điều tốc; 2 – piston; 3 – xylanh; 4 – bơm dầu;
5 – van tiết lưu; 6 – bể chứa; 7 – thanh nối với thanh răng bơm cao áp.

V. SƠ ĐỒ VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA HỆ THỐNG EDC

Hệ thống điều khiển động cơ Diesel bằng điện tử (EDC) ra đời từng bước thay thế cho các hệ thống trước đây. Việc cung cấp nhiên liệu vào trong xylanh được định lượng bằng điện tử, nhiên liệu được phun một cách hoàn chỉnh bởi các dữ liệu xử lý linh hoạt cũng như việc tác động đóng mở các van điện điều khiển với các bộ tác động bằng điện tử. Như vậy, điều khiển động cơ Diesel bằng điện tử đã cải tiến được những chức năng điều khiển so với bộ điều tốc cơ khí trước đây.

Trên động cơ Diesel, sự hoạt động và quá trình cháy của động cơ phụ thuộc vào:

- Lượng nhiên liệu phun vào động cơ.
- Thời điểm phun nhiên liệu.
- Áp suất khí thải, áp suất nạp.
- Lượng luân hồi khí thải.

Để hoàn thiện quá trình hoạt động của động cơ Diesel thì tất cả các chỉ tiêu trên cần phải hoàn thiện. Để đạt được mục đích này, EDC được cung cấp những thông số chính để tự động đóng mở các van điều khiển.

Về mặt nguyên lý thì hệ thống điều khiển bằng điện tử trên động cơ Diesel (EDC) có thể điều khiển tất cả các loại hệ thống nhiên liệu (PF, PE, VE, GM, ROOSA-MASTER,...). Tuy nhiên, trên thực tế, hệ thống điều khiển bằng điện tử có thể phân ra 4 loại cơ bản: PE, VE, GM, HEUI. Dưới đây ta chỉ xét về mặt nguyên lý chung của hệ thống điều khiển.

V.1. Sơ đồ hệ thống EDC

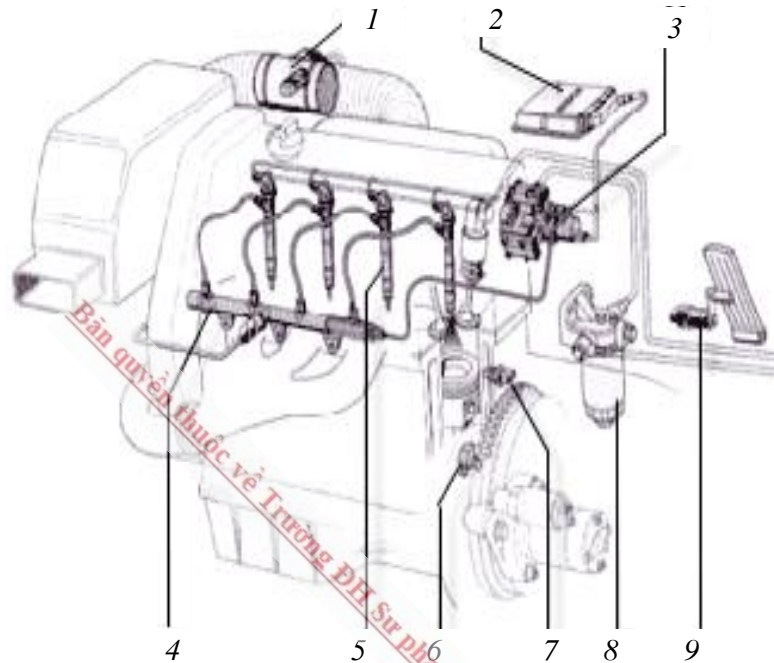
Sơ đồ nguyên lý của hệ thống EDC được thể hiện trên (hình 7.25), gồm có ba cụm hệ thống:

1) Tín hiệu đầu vào

Tín hiệu đầu vào là các cảm biến dùng để xác định các chế độ làm việc trên động cơ. Các tín hiệu nhận được từ cảm biến sẽ được chuyển thành tín hiệu điện để đưa về bộ điều khiển.

2) Bộ điều khiển điện tử (ECU – Electronic Control Unit)

ECU nhận các tín hiệu vào, qua bộ vi xử lý để tính toán và xuất các tín hiệu đầu ra.



Hình 7.25. Hệ thống điều khiển điện tử động cơ Diesel (EDC).

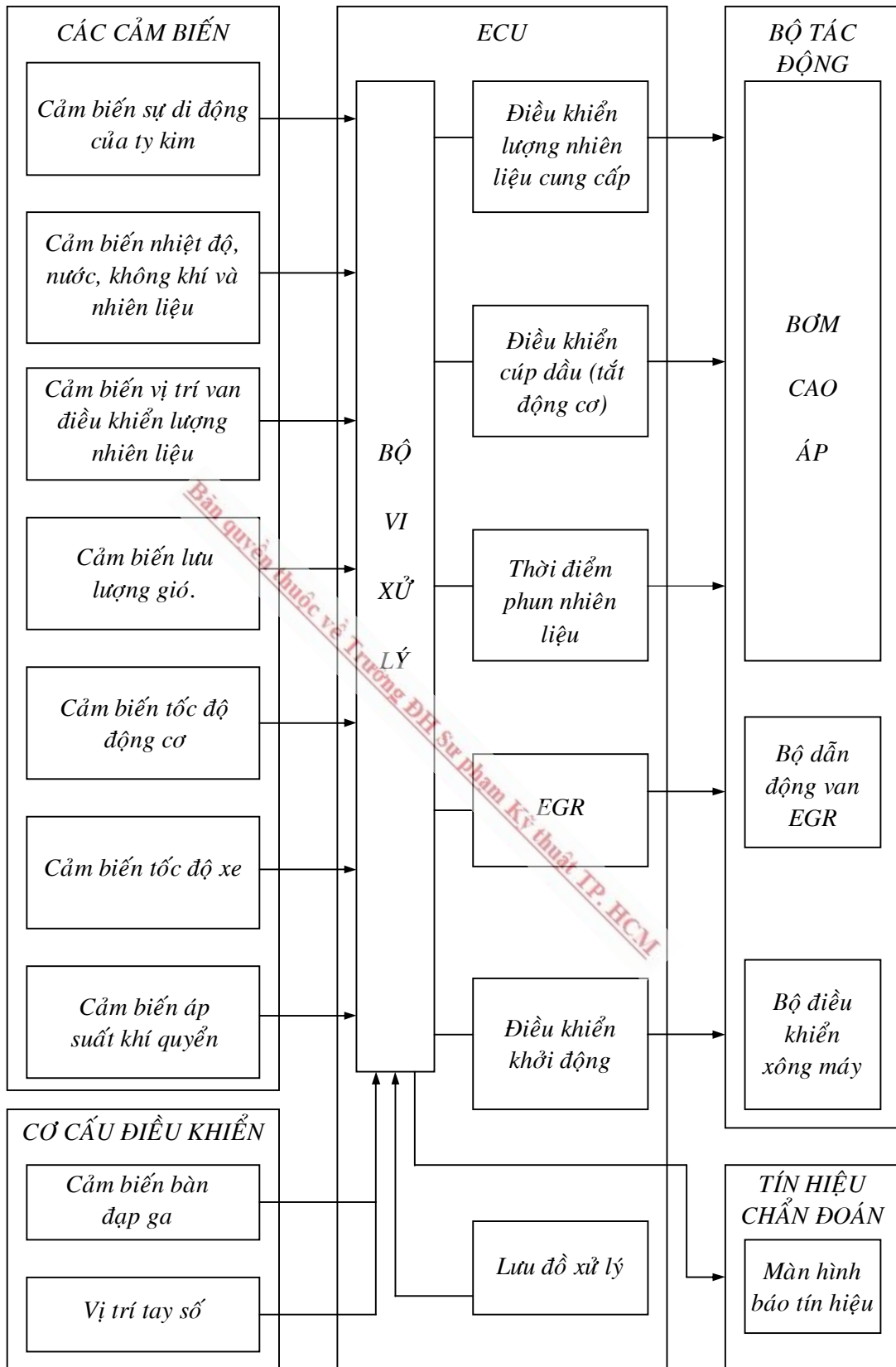
1 – cảm biến lưu lượng gió; 2 – ECU; 3 – bơm nhiên liệu;
4 – ống trừ chính; 5 – kim phun; 6 – cảm biến tốc độ động cơ;
8 – lọc nhiên liệu; 9 – cảm biến bàn đạp ga.

3) Tín hiệu ra

Các tín hiệu điều khiển từ ECU được đưa đến các bộ phận chấp hành để trực tiếp điều khiển các chế độ làm việc trên động cơ.

Khi động cơ làm việc, chế độ của nó được các tín hiệu đầu vào (các cảm biến) tiếp nhận và chuyển tín hiệu này đến bộ điều khiển. ECU tiếp nhận và xử lý tín hiệu. Sau đó các tín hiệu đầu ra được nhận lệnh điều khiển từ ECU đưa đến các cơ cấu chấp hành. Các cơ cấu này sẽ điều khiển và can thiệp trực tiếp vào quá trình làm việc của động cơ.

Sơ đồ khối điển hình của hệ thống điều khiển điện tử (EDC) được thể hiện trên (hình 7.26).



Hình 7.26. Sơ đồ khối hệ thống điều khiển điện tử trên động cơ Diesel (EDC).

V.2. Nguyên lý làm việc của hệ thống EDC

1) Bộ điều khiển điện tử (ECU)

ECU sử dụng công nghệ số, các mạch vi xử lý được lắp đặt bên trong nhận tín hiệu vào và xuất tín hiệu ra. Trong các ECU có những bộ điều khiển và những bộ biến đổi các tín hiệu đặt vào (các tín hiệu cảm biến) tương ứng. ECU xác định các thay đổi khác nhau để xử lý từ những tín hiệu của các cảm biến đưa vào.

ECU lưu trữ một số lưu đồ về chế độ làm việc của động cơ, do đó tín hiệu điều khiển ECU tùy thuộc vào những tín hiệu đặt vào nó và chịu sự ảnh hưởng của các thông tin như :

- Chế độ tải của động cơ.
- Tốc độ của động cơ.
- Nhiệt độ nước làm mát.
- Lượng không khí nạp.

Để đạt sự chính xác theo yêu cầu, các tín hiệu vào và ra phải tránh hiện tượng nhiễu tín hiệu hay ngắn mạch. Để làm được điều này, phải trang bị cầu chì bảo vệ ngắn mạch và các hệ thống lọc nhiễu điện tử trên xe để các tín hiệu được tiếp nhận và phản hồi được trung thực.

2) Solenoid tác động điều khiển nhiên liệu cung cấp

Solenoid tác động là một bộ tác động xoay ăn khớp với vòng đai điều khiển lượng nhiên liệu (van định lượng) qua một chốt lệch tâm của trục. Độ mở của lỗ thoát nhiên liệu ra được điều khiển theo từng vị trí của van định lượng, cách thức này cũng giống như việc định lượng bằng cơ khí (dùng cơ khí để điều khiển van cao áp).

Lượng nhiên liệu phun được thay đổi liên tục từ nhỏ nhất cho đến lớn nhất, bằng cách thay đổi góc quay làm cho bộ tác động quay dẫn đến thay đổi vị trí của van định lượng. Sự thay đổi được gửi về ECU, nơi quyết định lượng nhiên liệu phun vào sao cho phù hợp với chế độ làm việc của động cơ.

Để an toàn khi không có điện áp (0 volt) cung cấp đến bộ tác động thì lò xo hồi vị trong bộ phát động tác động để lượng phun nhiên liệu bằng không (không cung cấp nhiên liệu)

3) Van điều khiển thời điểm phun nhiên liệu

Áp suất trong bơm phụ thuộc tốc độ bơm. Nhà chế tạo sử dụng một thiết bị điều chỉnh thời điểm phun bằng cơ khí để điều chỉnh áp suất này thông qua van điện tử. Van điện tử tác dụng lên bộ phun dầu sớm giống như bộ phun dầu sớm bình thường. Van điện tử đóng mở phụ thuộc vào thời gian tồn tại dòng điều khiển.

Nếu van điện tử được mở liên tục (do sự giảm áp suất) thì thời điểm phun nhiên liệu sẽ trễ hơn. Ngược lại, nếu van điện tử đóng hoàn toàn thì thời điểm phun nhiên liệu sẽ sớm hơn. Tỷ số đóng / mở có thể được thay đổi một cách liên tục giữa hai giá trị đầu và giá trị cuối được cho trước.

4) Van lưu hồi khí thải EGR

Van EGR có nhiệm vụ điều khiển một lượng khí thải đi trở lại vào đường ống nạp. Lượng khí thải cần thiết đi vào đường ống nạp đã được tính toán và định trước ở những thời điểm thích hợp được lưu trữ trong ECU.

Van EGR được đặt trên đường ống nối giữa đường ống nạp và đường thải của động cơ. Nó đóng mở theo sự điều khiển của ECU.

5) Hoạt động của hệ thống phun nhiên liệu trên động cơ Diesel điều khiển bằng điện tử

Trong bơm cao áp VE, nguyên tắc của đầu thủy lực, bộ phận dẫn động,... hoàn toàn giống bơm VE thường. Nó chỉ khác nhau ở cơ chế định lượng, cách ghi nhận và phản hồi thông tin ở bộ ECU

Vì nhiên liệu phải được phun vào động cơ ở áp suất cao nên đầu thủy lực, bơm cao áp và các bộ phận dẫn động được duy trì thành 1 hệ thống dưới sự kiểm soát của bộ điều khiển điện tử. Bộ dẫn động điện tử sẽ điều chỉnh vị trí van định lượng, nghĩa là điều chỉnh hành trình cung cấp nhiên liệu của bơm. Việc phun sớm được dẫn động nhờ áp lực nhiên liệu trong bơm qua việc điều khiển của một van điện tử.

6) Hoạt động thu nhận dữ liệu

Bộ dẫn động của bơm phân phối sẽ xác định vị trí van định lượng, nhờ đó nó cho ra một điện áp phản hồi đến ECU tương ứng với một giá trị vị trí hiện tại của van định lượng. Cảm biến bàn đạp ga sẽ ghi nhận vị trí của bàn đạp ga. Cảm biến tốc độ sẽ ghi nhận tốc độ của động cơ. Cảm biến sự dịch chuyển của ty kim phun sẽ ghi nhận kim bắt đầu phun.

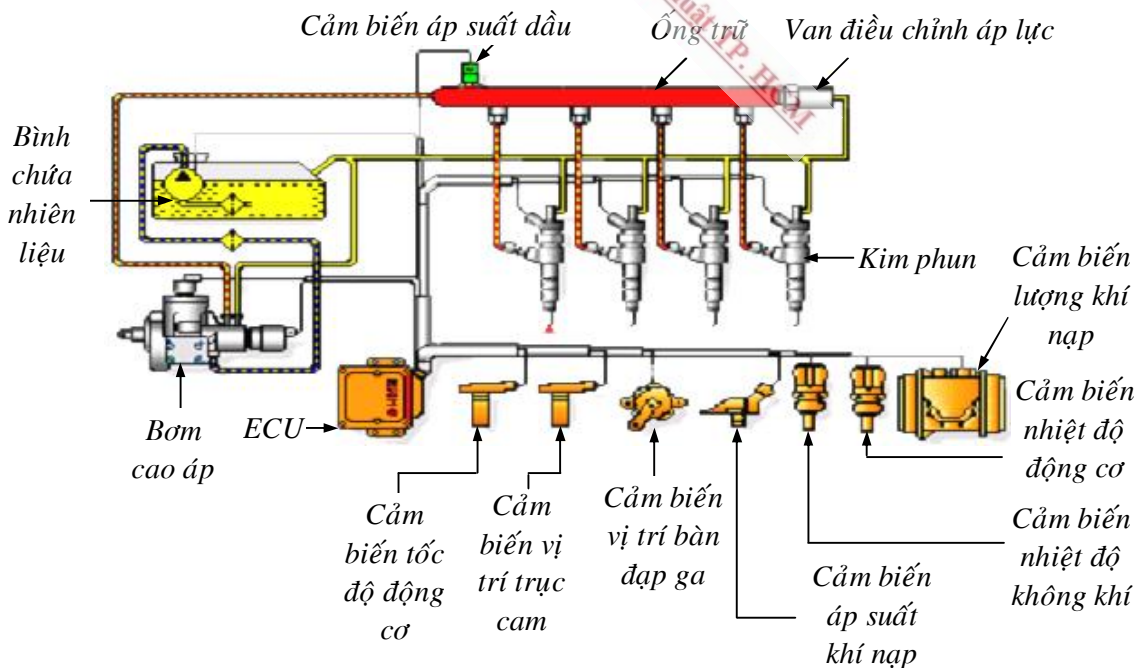
Để tăng độ tin cậy, tín hiệu từ đèn STOP cũng được ghi nhận vì khi động cơ đang hoạt động ở tốc độ cao mà đạp thắng thì nhiên liệu cung cấp sẽ bị ngắt. Bên cạnh đó các tín hiệu như nhiệt độ dầu, nước, khí nạp, áp suất khí nạp, lượng khí nạp, tốc độ xe, vị trí bàn đạp ly hợp,... đều được các cảm biến ghi nhận báo về ECU.

7) Hoạt động xử lý dữ liệu

ECU nhận được các dữ liệu hoạt động cần thiết từ các cảm biến và xử lý các thông tin nhận từ các cảm biến để điều chỉnh lượng nhiên liệu phun, thời gian xông của bougie giúp các chế độ làm việc của động cơ được hoàn hảo.

VI. SƠ ĐỒ VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA HỆ THỐNG PHUN COMMON – RAIL

VI.1. Sơ đồ hệ thống



Hình 7.27. Sơ đồ hệ thống nhiên liệu Common – Rail.

Trong hệ thống Common – Rail, nhiên liệu có áp suất cao được bơm vào ống trữ để từ đó cung cấp cho các kim phun, tương tự như hệ thống phun xăng trên động cơ xăng.

Nhiên liệu từ thùng chứa được bơm chuyển vào trong bơm cao áp. Tại đây áp suất nhiên liệu được tạo ra và được bơm liên tục vào trong ống trữ. Bơm cao áp chỉ có nhiệm vụ duy nhất là tạo cho nhiên liệu có một áp suất cao và đưa vào trong ống trữ. Tại ống trữ có các đường ống cao áp nối đến các kim phun. Các kim phun được lắp trên nắp máy, nó có nhiệm vụ phun nhiên liệu vào trong buồng đốt động cơ với sự điều khiển từ ECU.

ECU sau khi nhận các tín hiệu từ các cảm biến (cảm biến tốc độ động cơ, cảm biến vị trí cốt cam, nhiệt độ nhiên liệu, vị trí bàn đạp ga, nhiệt độ không khí, nhiệt độ khí nạp, cảm biến nhiệt độ nước làm mát, cảm biến lượng khí nạp,...) sẽ xử lý các tín hiệu này và sau đó đưa ra các xung tín hiệu để điều khiển kim phun.

VI.2. Kết cấu và nguyên lý làm việc của một số chi tiết chính

1) Bình chứa nhiên liệu

Bình chứa nhiên liệu phải làm từ vật liệu chống ăn mòn và phải giữ cho không bị rò rỉ ở áp suất gấp đôi áp suất hoạt động bình thường. Van an toàn phải được lắp để áp suất quá cao có thể tự thoát ra ngoài. Nhiên liệu cũng phải bảo đảm không bị rò rỉ ở cổ nối với bình lọc nhiên liệu hay ở thiết bị bù áp suất khi xe bị rung xóc nhỏ, cũng như khi xe vào cua, tăng tốc hoặc giảm tốc đột ngột.

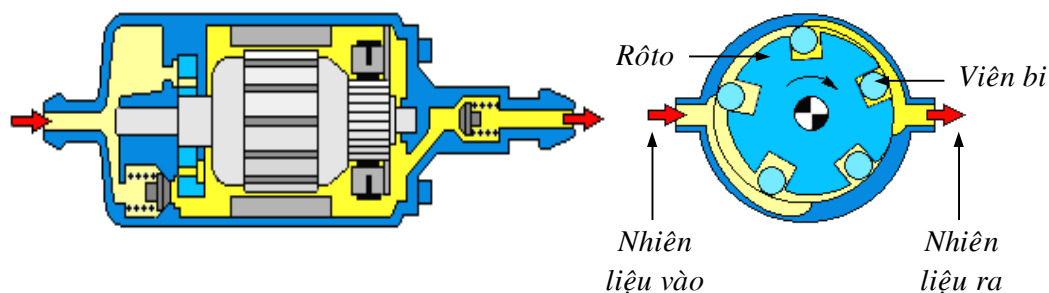
2) Đường nhiên liệu áp suất thấp

Đường ống nhiên liệu mềm được bọc thép thay thế cho đường ống bằng thép và được dùng trong ống áp suất thấp. Tất cả các bộ phận mang nhiên liệu phải được bảo vệ một lần nữa khỏi tác động của nhiệt độ. Đối với xe buýt, đường ống nhiên liệu không được đặt trong không gian của hành khách hay trong cabin xe.

3) Bơm tiếp vận

Bơm tiếp vận bao gồm một bơm bằng điện với lọc nhiên liệu, hay một bơm bánh răng. Bơm hút nhiên liệu từ bình chứa và tiếp tục đưa nhiên liệu với lưu lượng đầy đủ đến bơm cao áp.

Lưu lượng nhiên liệu từ bơm cung cấp sẽ qua kẽ hở giữa rotor và stator của động cơ điện, dưới tác dụng của áp suất nhiên liệu làm van một chiều mở và nhiên liệu được cung cấp vào hệ thống. Van an toàn bố trí bên trong bơm có chức năng giới hạn áp suất cung cấp nhiên liệu của bơm nhằm kéo dài tuổi thọ của bơm xăng. Khoảng không gian giữa hai con lăn khi quay có thể tích tăng dần là mạch hút của bơm, khoảng không gian có thể tích giảm dần là mạch thoát của bơm (hình 7.28).

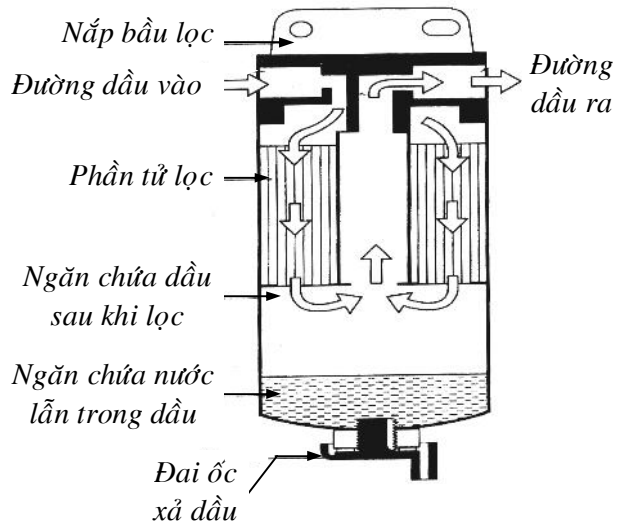


Hình 7.28. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của bơm chuyển nhiên liệu.

4) Lọc nhiên liệu

Một bộ lọc nhiên liệu không thích hợp có thể dẫn đến hư hỏng cho các thành phần của bơm, van phân phối và kim phun. Bộ lọc nhiên liệu làm sạch nhiên liệu trước khi đưa đến bơm cao áp, và do đó ngăn ngừa sự mài mòn nhanh của các chi tiết của bơm.

Nước lọt vào hệ thống nhiên liệu có thể làm hư hỏng hệ thống ở dạng ăn mòn. Tương tự với các hệ thống nhiên liệu khác, hệ thống Common – Rail cũng cần một bộ lọc nhiên liệu có bình chứa nước, từ đó nước sẽ được xả. Một số xe du lịch lắp động cơ Diesel thường có thiết bị cảnh báo bằng đèn khi lượng nước trong bình lọc vượt quá mức (hình 7.29).

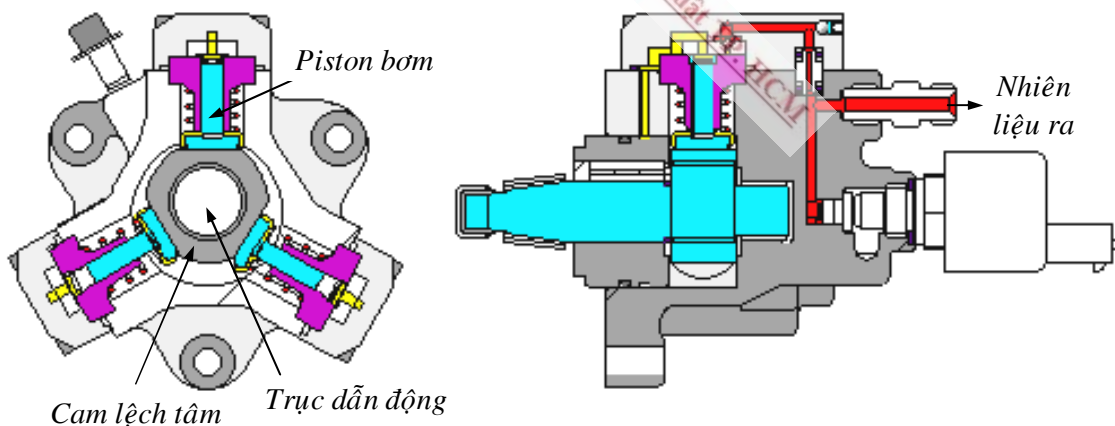


Hình 7.29. Lọc nhiên liệu.

5) Bơm cao áp

Bơm cao áp có công dụng tạo áp lực cho nhiên liệu đến một áp suất lên đến 1.350 bar. Nhiên liệu được tăng áp này sau đó di chuyển đến đường ống áp suất cao và được đưa vào bộ tích nhiên liệu áp suất cao có hình ống.

Bơm cao áp được lắp đặt ngay trên động cơ như ở hệ thống nhiên liệu của bơm phân phối loại cũ. Nó được dẫn động bằng động cơ (tốc độ quay bằng 1/2 tốc độ động cơ, nhưng tốc độ tối đa là 3.000 vòng/phút) thông qua khớp nối, bánh răng xích hay dây đai có răng và được bôi trơn bằng chính nhiên liệu bơm. Tùy thuộc vào không gian sẵn có, van điều khiển áp suất được lắp trực tiếp trên bơm hay lắp xa bơm.



Hình 7.30. Cấu tạo của bơm cao áp.

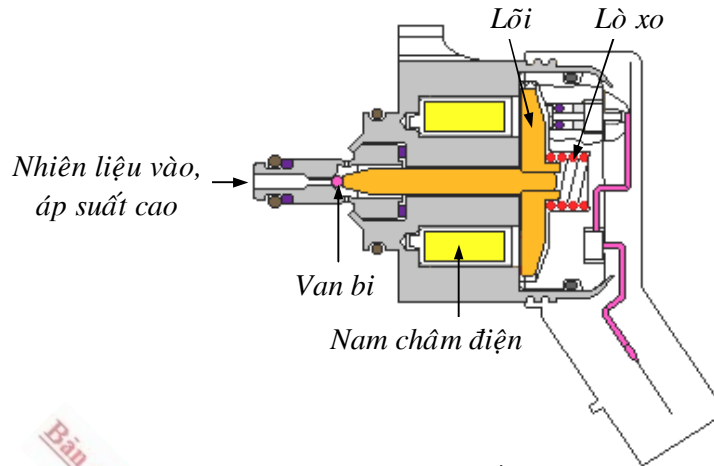
Bên trong bơm cao áp (hình 7.30), nhiên liệu được nén bằng 3 piston bơm được bố trí hướng kính và đường tâm của các piston hợp với nhau một góc bằng 120° . Do 3 piston bơm hoạt động luân phiên trong 1 vòng quay nên chỉ làm tăng lực cản của bơm.

6) Van điều khiển áp suất

Van điều khiển áp suất giữ cho nhiên liệu trong ống phân phối có áp suất ổn định, thích hợp với từng chế độ làm việc của động cơ.

Nếu áp suất trong ống quá cao thì van điều khiển áp suất sẽ mở ra do tác dụng của nam châm điện và một phần nhiên liệu sẽ trở về bình chứa thông qua đường ống dầu về.

Nếu áp suất trong ống quá thấp thì van điều khiển áp suất sẽ đóng lại và ngăn khu vực áp suất cao với khu vực áp suất thấp.

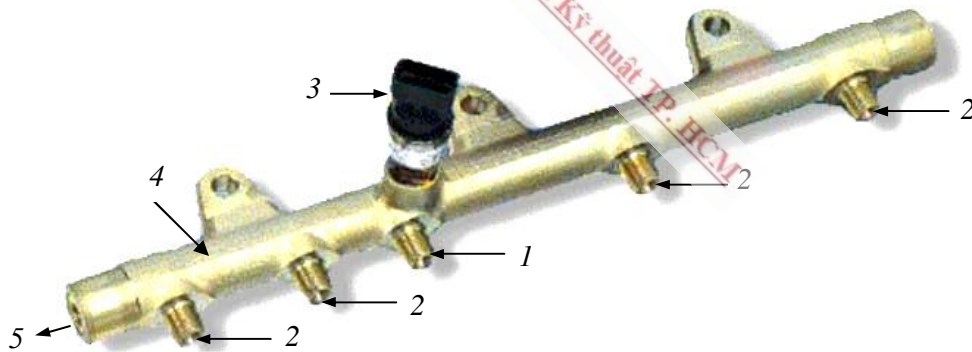


Hình 7.31. Cấu tạo van điều áp.

7) Ống trữ nhiên liệu áp suất cao (ống phân phối)

Ống cao áp dùng để chứa nhiên liệu áp suất cao và chịu sự dao động của áp suất do bơm cao áp tạo ra. Sự dao động này sẽ được giảm chấn bởi ống.

Để thích hợp với các điều kiện lắp đặt khác nhau trên động cơ, ống phải được thiết kế với nhiều kiểu để phù hợp với bộ hạn chế dòng chảy và các vị trí dự phòng để gắn các cảm biến, van điều khiển áp suất, van hạn chế áp suất.

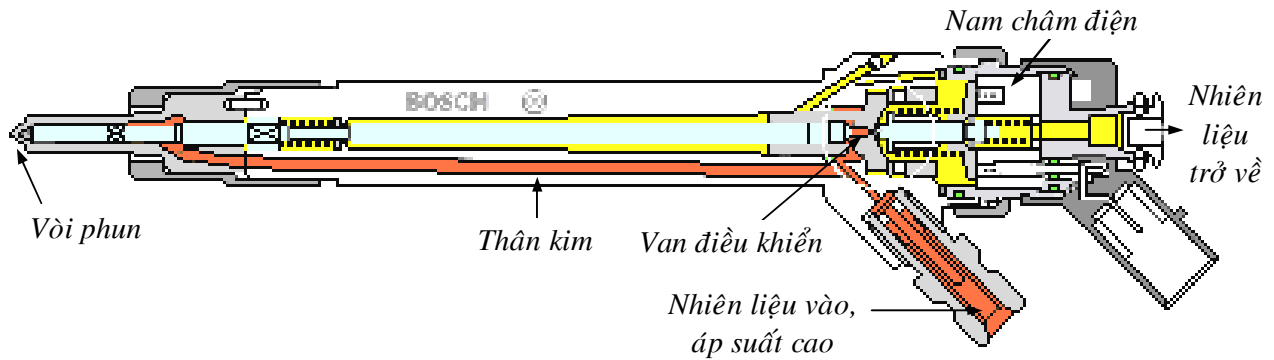


Hình 7.32. Cấu tạo ống trữ nhiên liệu áp suất cao.

- 1 – nhiên liệu vào từ bơm cao áp; 2 – nhiên liệu đến các kim phun;
3 – cảm biến áp suất; 4 – ống trữ; 5 – đường dầu hồi về bình chứa.

8) Kim phun (Injectors)

Kim phun trên hệ thống nhiên liệu Common – Rail được điều khiển bằng lực từ của nam châm điện. Để phun được nhiên liệu có áp suất cao, các chi tiết của kim phun được gia công với độ chính xác rất cao. Van áp suất, nam châm điện và vòi phun được đặt trong thân kim. Nhiên liệu có áp suất cao được đưa vào kim từ bơm cao áp, qua các van tiết lưu sau đó phun ra tại vòi phun vào buồng cháy động cơ.



Hình 7.33. Cấu tạo của kim phun.

Theo hình 7.33, nhiên liệu từ đường dầu đến kim phun, theo đường ống dẫn sẽ đi đến buồng điều khiển có van điều khiển bằng điện. Buồng điều khiển được nối với đường dầu về để đưa lượng nhiên liệu thừa trong mỗi lần phun về bình chứa.

9) Đường ống dẫn nhiên liệu áp suất cao

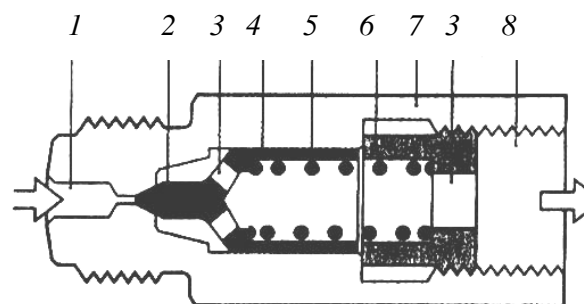
Những đường ống nhiên liệu này mang nhiên liệu có áp suất cao. Do đó, chúng phải thường xuyên chịu áp suất cực đại của hệ thống và trong suốt quá trình phun. Vì vậy, chúng được chế tạo bằng thép ống, thông thường có đường kính ngoài khoảng 6 mm và đường kính trong khoảng 2,4 mm.

Các đường ống nằm giữa ống phân phối và kim phun phải có chiều dài như nhau. Sự khác biệt chiều dài giữa ống phun phối và các kim phun được bù bằng cách uốn cong ở các đường ống nối. Tuy nhiên, đường ống nối này nên được giữ càng ngắn càng tốt để tổn thất xảy ra ít nhất.

10) Van giới hạn áp suất

Van giới hạn áp suất có chức năng như một van an toàn. Trong trường hợp áp suất vượt quá cao thì van giới hạn áp suất sẽ giới hạn áp suất trong ống bằng cách mở cửa thoát. Van giới hạn áp suất cho phép áp suất tức thời tối đa trong ống khoảng 1.500 bar.

Van giới hạn áp suất là một thiết bị cơ khí bao gồm các thành phần như (hình 7.34).

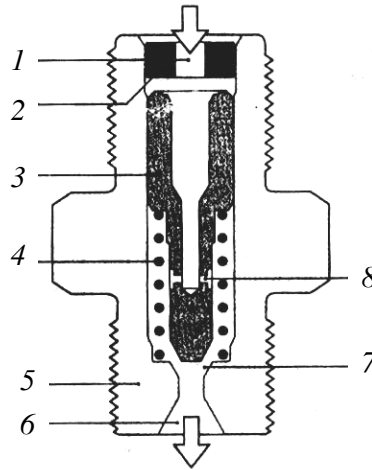


Hình 7.34. Van giới hạn áp suất.

1 – mạch cao áp; 2 – van; 3, 5 – lỗ dầu; 4 – lò xo;
6 – đế van; 7 – thân van; 8 – đường dầu về.

11) Van hạn chế dòng chảy

Nhiệm vụ của bộ hạn chế dòng chảy là ngăn cho kim không phun liên tục, ví dụ trong trường hợp kim không đóng lại được. Để thực hiện điều này, khi lượng nhiên liệu rời khỏi ống vượt quá mức đã được định sẵn thì van giới hạn dòng chảy sẽ đóng đường dầu nối với kim lại.



Hình 7.35. Van giới hạn dòng chảy.

- 1 – mạch dầu đến ống; 2 – vòng đệm; 3 – piston; 4 – lò xo; 5 – thân van;
6 – mạch dầu đến kim; 7 – mặt côn; 8 – van tiết lưu.

Van giới hạn dòng chảy bao gồm một buồng bằng kim loại với ren phía trong để bắt với ống (có áp suất cao) và ren ngoài để bắt với đường dầu đến kim phun. Van có một đường dẫn dầu tại mỗi đầu để nối với ống và đường dầu đến kim phun.

Chương 8

HỆ THỐNG ĐÁNH LỬA TRONG ĐỘNG CƠ XĂNG

Chương 8

HỆ THỐNG ĐÁNH LỬA TRONG ĐỘNG CƠ XĂNG

I. NHIỆM VỤ, YÊU CẦU VÀ PHÂN LOẠI HỆ THỐNG ĐÁNH LỬA

I.1. Nhiệm vụ

Hệ thống đánh lửa trên động cơ xăng có nhiệm vụ biến nguồn điện có điện thế thấp (12 hoặc 24 V) thành các xung điện thế cao (từ 15.000 đến 40.000 V). Các xung điện thế cao này sẽ được phân bố đến bougie của các xylanh đúng thời điểm, để tạo tia lửa điện cao thế đốt cháy hoà khí trong xylanh động cơ.

I.2. Yêu cầu

Hệ thống đánh lửa phải sinh ra sức điện động thứ cấp đủ lớn để phóng tia lửa điện qua khe hở giữa hai điện cực của bougie trong mọi chế độ làm việc của động cơ.

Tia lửa điện trên bougie phải đủ năng lượng và thời gian phóng để đốt cháy hoàn toàn hoà khí trong xylanh.

Góc đánh lửa sớm phải phù hợp với sự thay đổi tốc độ và tải trọng của động cơ.

Hệ thống phải hoạt động tốt và ổn định trong mọi điều kiện làm việc của động cơ.

I.3. Phân loại

Dựa vào cấu tạo, hoạt động, phương pháp điều khiển người ta phân loại hệ thống đánh lửa theo các cách phân loại sau:

1.3.1. Phân loại theo phương pháp điều khiển bằng cảm biến

Hệ thống đánh lửa sử dụng cảm biến điện tử, gồm hai loại: cảm biến nam châm đứng yên và cảm biến nam châm quay.

Hệ thống đánh lửa sử dụng cảm biến quang.

Hệ thống đánh lửa sử dụng cảm biến từ trở.

Hệ thống đánh lửa sử dụng cảm biến cộng hưởng.

1.3.2. Phân loại theo kiểu phân bố điện áp

Hệ thống đánh lửa có bộ chia điện (delco).

Hệ thống đánh lửa trực tiếp hay không có bộ chia điện.

1.3.3. Phân loại theo kiểu ngắt mạch sơ cấp

Hệ thống đánh lửa sử dụng vít lửa.

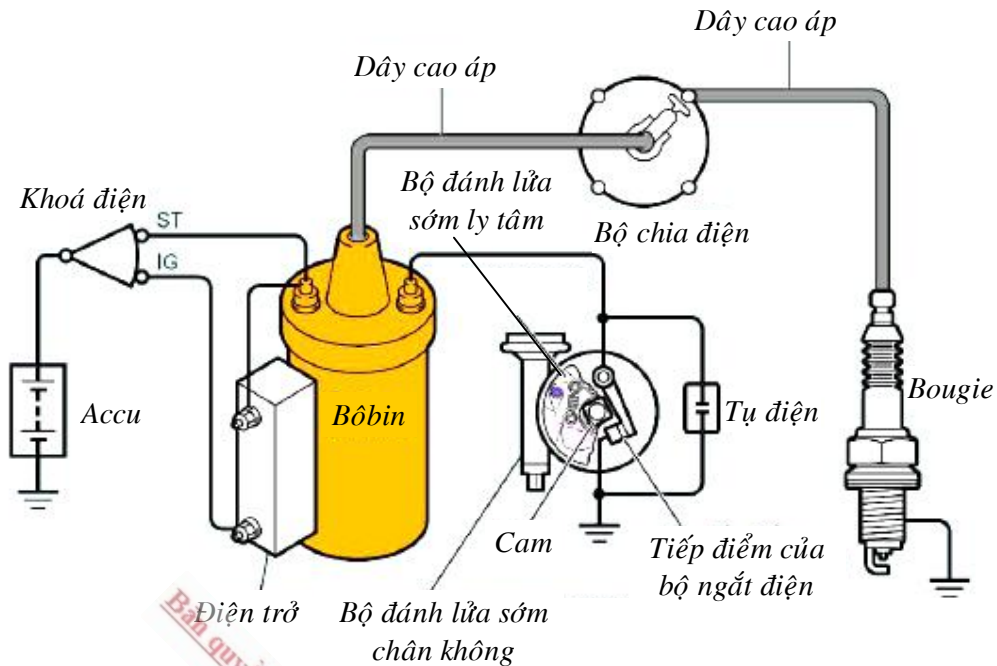
Hệ thống đánh lửa sử dụng Transistor.

Hệ thống đánh lửa sử dụng Thyristor.

II. HỆ THỐNG ĐÁNH LỬA ĐỘC LẬP

II.1. Hệ thống đánh lửa vít

Hệ thống đánh lửa sử dụng vít lửa hay còn gọi là hệ thống đánh lửa thường, có sơ đồ nguyên lý được thể hiện trên hình 8.1.



Hình 8.1. Sơ đồ nguyên lý làm việc của hệ thống đánh lửa vít.

Khi động cơ làm việc, tiếp điểm IG được đóng sẽ có dòng điện đi từ cực dương của accu (dòng sơ cấp) qua điện trở vào cuộn sơ cấp của bôbin rồi đến tiếp điểm của bộ ngắt điện. Tiếp điểm này được đóng mở bởi cam, trục cam này thường đồng trục với trục bộ chia điện. Khi tiếp điểm đóng, dòng sơ cấp qua tiếp điểm rồi về cực âm của accu. Khi cam điều khiển tiếp điểm mở, dòng sơ cấp của bôbin bị mất đột ngột, khi đó làm xuất hiện sức điện động cảm ứng trên cuộn thứ cấp của bôbin. Điện thế này qua con quay của bộ chia điện và dây dẫn cao áp đến các bougie, đánh lửa theo thứ tự công tác của động cơ.

Cũng vào lúc tiếp điểm của bộ ngắt điện mở, trong cuộn sơ cấp cũng sinh ra sức điện động tự cảm khá lớn (khoảng $200 \div 300$ V) có thể tạo ra tia lửa điện, làm giảm tuổi thọ của cặp tiếp điểm. Tia lửa này được dập tắt nhờ tụ điện lắp song song với tiếp điểm để bảo vệ cho cặp tiếp điểm và đồng thời tụ còn có tác dụng làm tăng điện áp đánh lửa.

Khi động cơ khởi động bằng accu, do accu vừa cung cấp năng lượng cho hệ thống khởi động và cả hệ thống đánh lửa nên accu bị sụt áp khá lớn. Lúc này dòng sơ cấp nhỏ dẫn đến dòng thứ cấp nhỏ, làm cho động cơ càng khó khởi động. Để khắc phục hiện tượng trên, trong hệ thống có tiếp điểm ST. Khi khởi động cho động cơ, tiếp điểm ST được đóng, dòng điện không qua điện trở nên dòng sơ cấp không bị giảm so với chế độ làm việc bình thường (sau khi động cơ khởi động, tiếp điểm ST được mở ra và dòng sơ cấp lại phải qua điện trở).

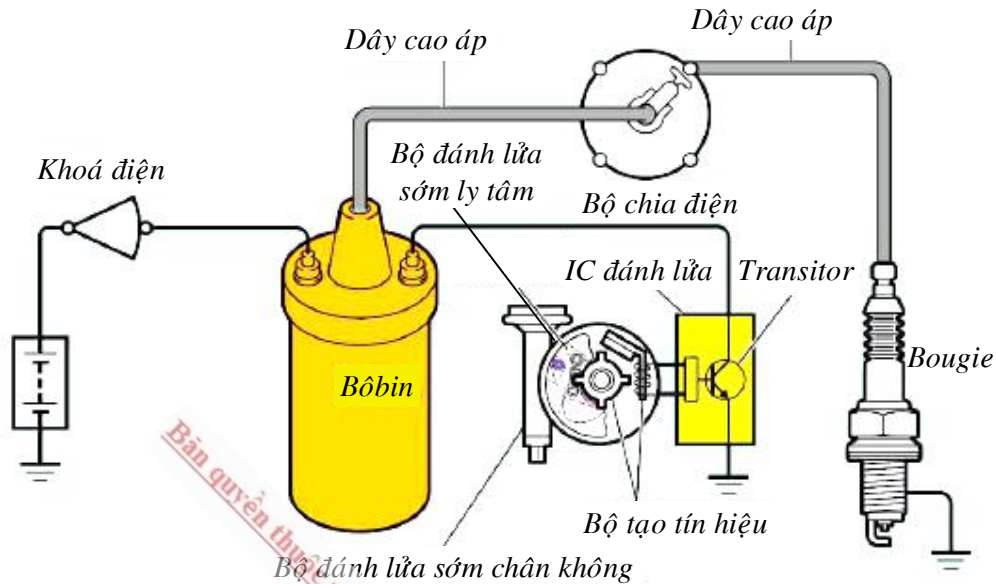
Bộ đánh lửa sớm ly tâm và bộ đánh lửa sớm chân không có tác dụng điều chỉnh thời điểm đánh lửa cho phù hợp với sự thay đổi của tốc độ và tải trên động cơ trong quá trình làm việc.

II.2. Hệ thống đánh lửa dùng transistor (không có tiếp điểm)

Trong hệ thống đánh lửa vít, cặp tiếp điểm của bộ ngắt điện cần được bảo dưỡng và điều chỉnh thường xuyên thậm chí khi làm việc một thời gian phải thay mới. Đây là một hạn chế lớn đối với hệ thống đánh lửa vít. Với thống đánh lửa dùng transistor, nó sẽ khắc phục được nhược điểm này.

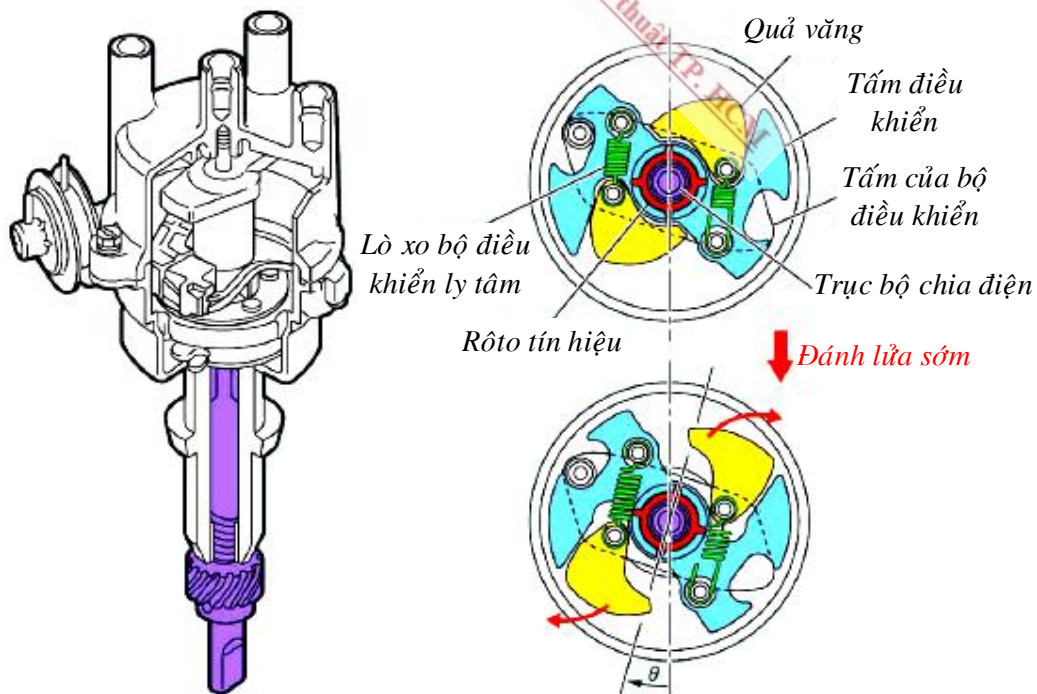
Hệ thống đánh lửa dùng transistor có sơ đồ nguyên lý được thể hiện trên hình 8.2.

Trong hệ thống đánh lửa này, transistor thay thế vai trò của cặp tiếp điểm bộ ngắt điện trong hệ thống đánh lửa vít để điều khiển dòng sơ cấp. Tương tự như hệ thống đánh lửa vít, bộ đánh lửa sớm ly tâm và bộ đánh lửa sớm chân không có tác dụng điều chỉnh thời điểm đánh lửa cho phù hợp với sự thay đổi của tốc độ và tải trên động cơ trong quá trình làm việc.



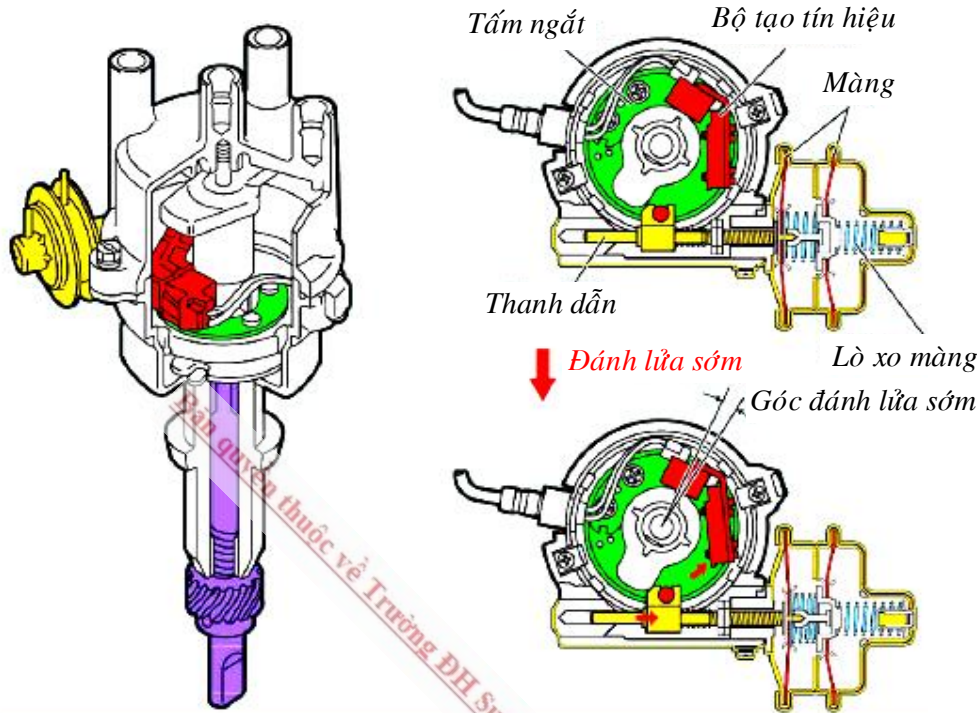
Hình 8.2. Sơ đồ nguyên lý làm việc của hệ thống đánh lửa dùng transistor.

- Bộ đánh lửa sớm ly tâm điều khiển đánh lửa sớm theo tốc độ của động cơ (hình 8.3). Thông thường, vị trí ban đầu của các quả văng được xác định bởi các lò xo. Khi tốc độ của trục bộ chia điện tăng lên cùng với tốc độ động cơ, lực ly tâm thắng lực căng của các lò xo. Kết quả là vị trí của rôto tín hiệu dịch chuyển vượt quá một góc đã định và làm tăng góc đánh lửa sớm.



Hình 8.3. Bộ đánh lửa sớm ly tâm.

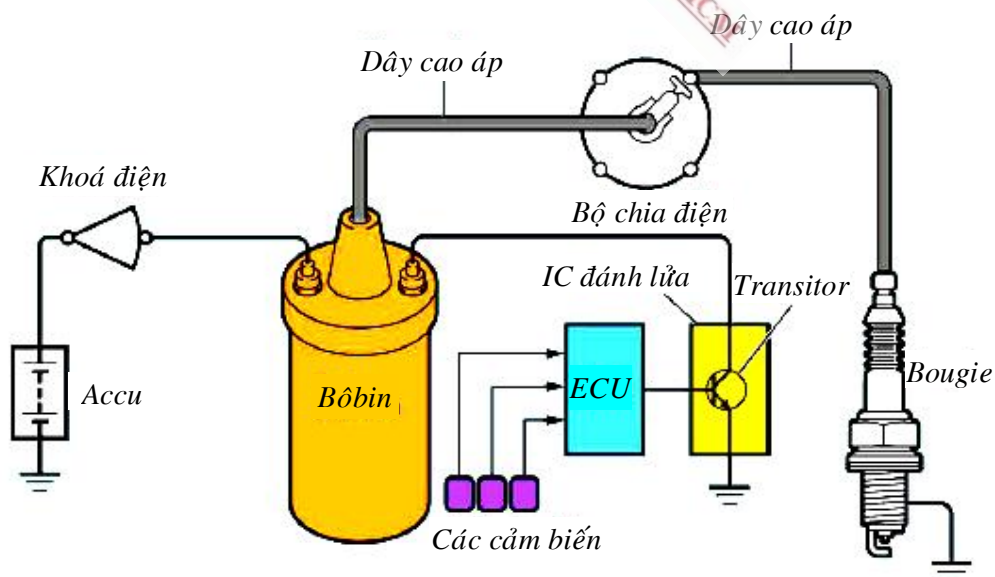
- Bộ đánh lửa sớm chân không điều khiển đánh lửa sớm theo tải trọng của động cơ (hình 8.4). Màng được liên kết với tấm ngắt thông qua thanh dẫn hoặc bộ chế hoà khí. Buồng màng được nối thông với cửa trước của đường ống nạp. Khi bướm ga hé mở, áp suất chân không từ cửa trước sẽ hút màng để làm quay tấm ngắt. Kết quả là bộ phát tín hiệu dịch chuyển và tạo ra đánh lửa sớm.



Hình 8.4. Bộ đánh lửa sớm chân không.

III. HỆ THỐNG ĐÁNH LỬA DÙNG ECU (Electronic Control Unit)

III.1. Hệ thống đánh lửa có bộ chia điện (hình 8.5)



Hình 8.5. Sơ đồ nguyên lý hệ thống đánh lửa dùng ECU, có bộ chia điện.

Trong hệ thống đánh lửa này không sử dụng bộ đánh lửa sớm chân không và bộ đánh lửa sớm ly tâm. Thay vào đó, chức năng đánh lửa sớm của bộ điều khiển điện tử (ECU) sẽ điều khiển thời điểm đánh lửa. ECU của động cơ tiếp nhận tín hiệu đầu vào để xác định các chế độ làm việc của động cơ từ các cảm biến, sau đó tính toán và xuất tín hiệu điều khiển thời điểm đánh lửa tối ưu với từng chế độ làm việc của động cơ. Nguyên lý làm việc của hệ thống được diễn ra như sau:

- ECU động cơ nhận tín hiệu từ các cảm biến khác nhau và gửi tín hiệu đánh lửa đến bộ đánh lửa (ECU cũng có tác dụng điều khiển đánh lửa sớm).
- Bộ đánh lửa nhận tín hiệu đánh lửa và lập tức cho chạy dòng sơ cấp.
- Cuộn đánh lửa với dòng sơ cấp bị ngắt đột ngột, sinh ra dòng cao áp.
- Bộ chia điện sẽ phân phối dòng cao áp từ cuộn thứ cấp đến các bougie.
- Bougie nhận dòng cao áp và đánh lửa để đốt cháy hỗn hợp.

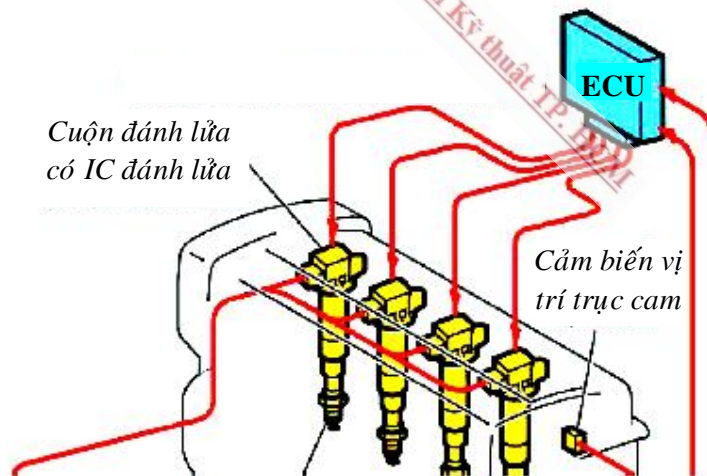
III.2. Hệ thống đánh lửa không có bộ chia điện

Trong hệ thống đánh lửa không có bộ chia điện (*DLI – Distributorless Ignition System*), thay vào đó là một cuộn đánh lửa cùng với một IC đánh lửa độc lập cho mỗi xy lanh. Vì thế nên hệ thống không cần dây cao áp, từ đó có thể giảm được tổn thất năng lượng và tăng độ bền. Ngoài ra hệ thống còn giảm đến mức tối đa tác dụng nhiễu từ, bởi vì không sử dụng tiếp điểm trong khu vực cao áp.

Việc điều khiển thời điểm đánh lửa được thực hiện thông qua chức năng điều khiển đánh lửa sớm điện tử. Hệ thống đánh lửa không có bộ chia điện được biết đến như hệ thống đánh lửa trực tiếp.

III.3. Hệ thống đánh lửa trực tiếp

Trong hệ thống đánh lửa trực tiếp (*DIS – Direct Ignition System*), thay vì sử dụng bộ chia điện hệ thống này sử dụng cuộn đánh lửa đa bội để cung cấp điện áp cao trực tiếp cho bougie (hình 8.6).



Hình 8.6. Hệ thống đánh lửa trực tiếp (*DIS – Direct Ignition System*).

Thời điểm đánh lửa được điều khiển bởi chức năng đánh lửa sớm của ECU động cơ. ECU của động cơ nhận tín hiệu từ các cảm biến khác nhau, tính toán thời điểm đánh lửa, truyền tín hiệu đánh lửa đến IC đánh lửa. Thời điểm đánh lửa được tính toán liên tục theo điều kiện của động cơ, dựa trên giá trị thời điểm đánh lửa sớm tối ưu đã được lưu trữ trong máy tính. Hệ thống này giúp cải thiện tính kinh tế về nhiên liệu và tăng công suất của động cơ.

Ngày nay, hệ thống đánh lửa trực tiếp được ứng dụng rất rộng rãi nhờ các ưu điểm sau:

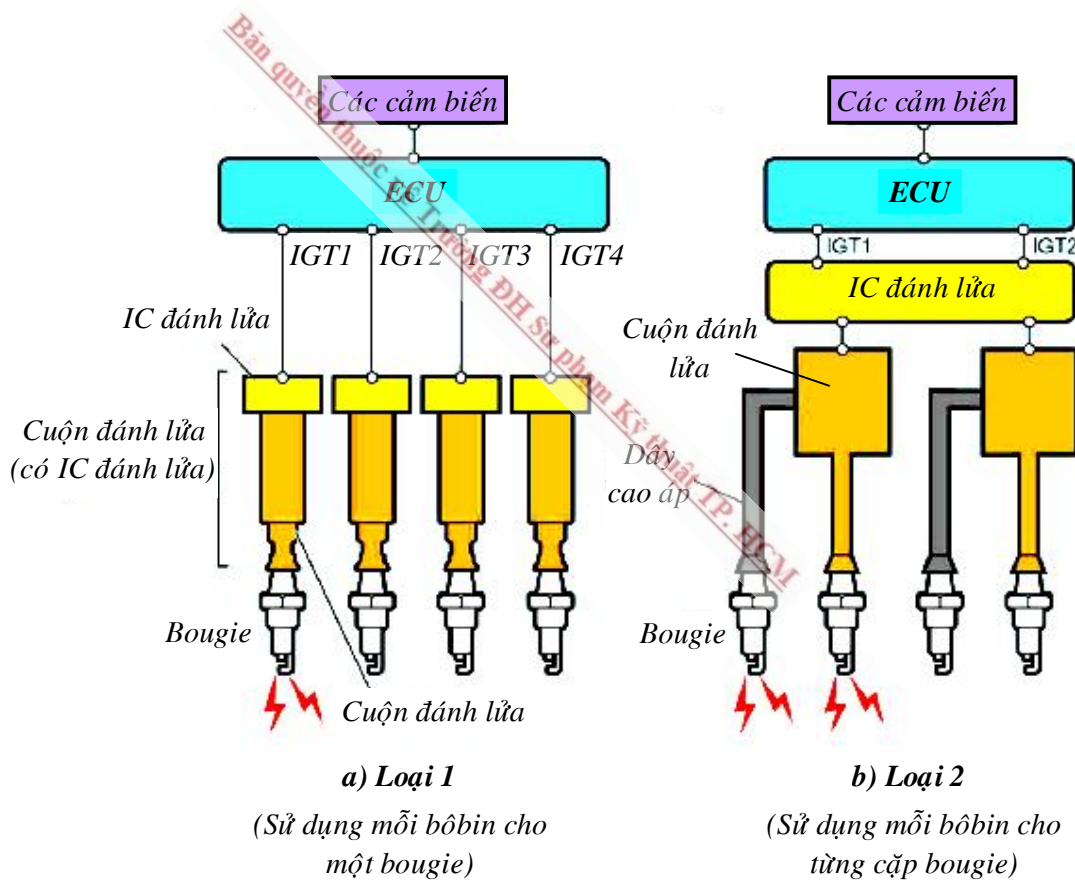
- Dây cao áp ngắn hoặc không có dây cao áp nên giảm thiểu mất mát năng lượng và giảm nhiều tín hiệu trên mạch thứ cấp.
- Không dùng mở quạt nên không có khe hở giữa mở quạt và dây cao áp.
- Không có những hư hỏng thường gặp do hiện tượng phóng điện trên mạch cao áp và giảm chi phí bảo dưỡng.

Hệ thống đánh lửa trực tiếp có hai dạng được thể hiện trên hình 8.7.

Loại 1: Sử dụng mỗi bobin cho một bougie

Nhờ tần số hoạt động của các bobin nhỏ hơn trước nên các cuộn dây sơ cấp và thứ cấp ít nóng hơn. Trong hệ thống này, kích thước của bobin rất nhỏ và được gắn với nắp chụp bougie.

Trên hình 8.7a, sau khi ECU xử lý tín hiệu từ các cảm biến sẽ gửi tín hiệu điều khiển việc đánh lửa theo thứ tự nổ và chế độ làm việc của động cơ.



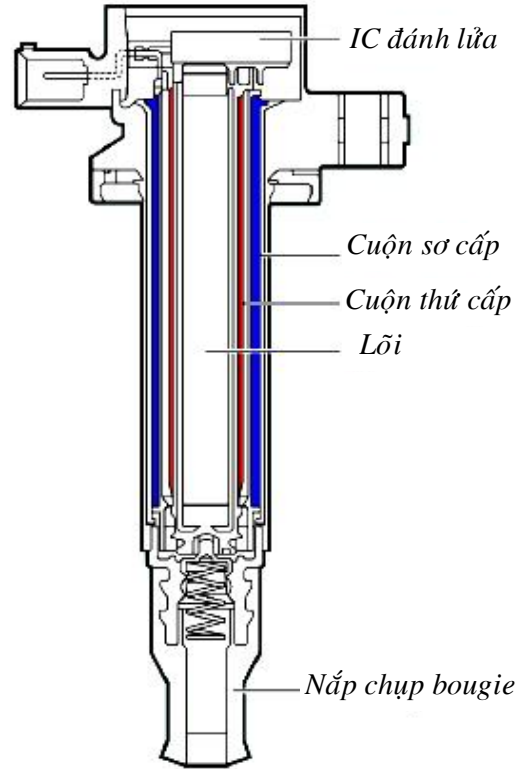
Hình 8.7. Sơ đồ nguyên lý hệ thống đánh lửa trực tiếp.

Cuộn đánh lửa có IC đánh lửa

Thiết bị này gồm có IC đánh lửa và cuộn dây đánh lửa kết hợp với nhau thành một cụm.

Trước đây, dòng điện cao áp được dẫn đến xylanh bằng dây cao áp. Nhưng ngày nay, cuộn dây đánh lửa được nối trực tiếp đến bougie của từng xylanh thông qua việc sử dụng cuộn đánh lửa kết hợp với IC đánh lửa.

Khoảng cách dẫn điện cao áp được rút ngắn nhờ nối trực tiếp cuộn đánh lửa với bougie, làm giảm tổn thất năng lượng và nhiễu từ. Nhờ vậy, độ tin cậy của hệ thống đánh lửa được nâng cao.



Hình 8.8. Cuộn đánh lửa có IC đánh lửa.

Loại 2: sử dụng mỗi bobin cho từng cặp bougie

Các bobin đôi phải được gắn vào bougie của hai xylanh song hành. Ví dụ: khi thứ tự công tác của động cơ 4 xylanh là 1 – 3 – 4 – 2, ta sử dụng hai bobin. Bobin thứ nhất có hai đầu của cuộn thứ cấp được nối trực tiếp với bougie số 1 và số 4 còn bobin thứ hai được nối với bougie số 2 và số 3.

Ở thời điểm đánh lửa, một bougie phát tia lửa trong quá trình nén và một còn lại xuất hiện trong quá trình thải. Chẳng hạn, xylanh số 1 đang ở kỳ nén và xylanh số 4 đang ở kỳ thải, piston cùng ở vị trí gần điểm chết trên nhưng trong hai quá trình khác nhau nên điện trở khe hở bougie của các xylanh này cũng khác nhau ($R_1 \gg R_4$). Chính điều này đã làm cho tia lửa chỉ xuất hiện mạnh ở bougie số 1 và rất yếu ở bougie số 4. Trong trường hợp ngược lại, tia lửa sẽ xuất hiện ở bougie số 4. Quá trình tương tự cũng xảy ra đối với bougie số 2 và số 3.

Đối với động cơ sáu xylanh, để đảm bảo thứ tự nổ 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4. Hệ thống đánh lửa trực tiếp sử dụng ba bobin, một cho xylanh số 1 và số 6, một cho xylanh số 2 và số 5, và một còn lại cho xylanh số 3 và số 4.

Chương 9

HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG ĐỘNG CƠ

Chương 9

HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG ĐỘNG CƠ

I. NHIỆM VỤ VÀ YÊU CẦU VÀ PHÂN LOẠI HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG

I.1. Nhiệm vụ

Hệ thống khởi động có nhiệm vụ truyền cho trục khuỷu động cơ một mômen với số vòng quay nhất định nào đó để khởi động được động cơ. Cơ cấu khởi động chủ yếu trên động cơ ô tô hiện nay là khởi động bằng động cơ điện một chiều.

Tốc độ khởi động của động cơ xăng phải trên 50 vòng/phút và của động cơ Diesel phải trên 100 vòng/phút.

I.2. Yêu cầu

Hệ thống khởi động phải làm quay được trục khuỷu động cơ với tốc độ thấp nhất mà động cơ có thể nổ được.

Mômen truyền động phải đủ lớn.

Phải đảm bảo dễ điều khiển và khởi động lại được nhiều lần.

Tỷ số truyền từ bánh răng của máy khởi động và vành răng trên bánh đà động cơ nằm trong giới hạn từ 9 đến 18.

Chiều dài và điện trở của dây dẫn nối từ accu đến máy khởi động phải nằm trong giới hạn quy định (< 1m).

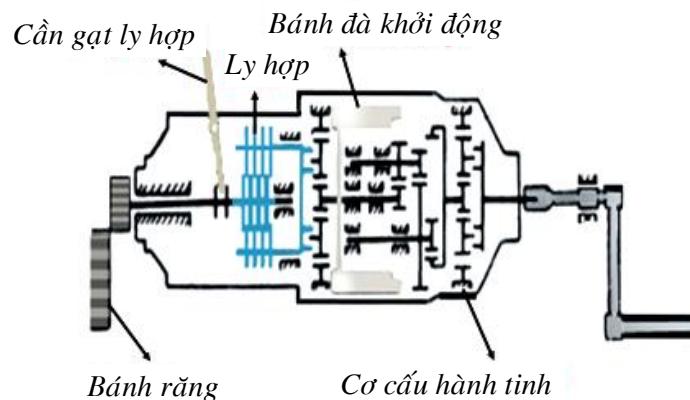
II. PHÂN LOẠI HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG TRÊN Ô TÔ

Dựa vào nguồn năng lượng khởi động người ta chia hệ thống khởi động ra các loại sau:

- Khởi động bằng tay quay (dùng sức người).

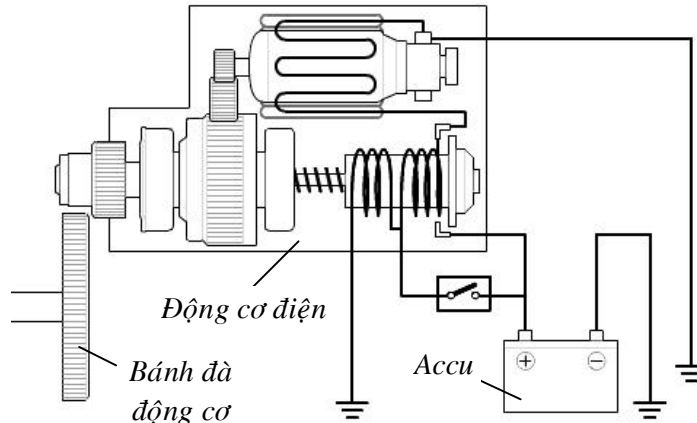
Phương pháp này đơn giản và tiện lợi, nó ứng dụng trong các động cơ xăng hay Diesel loại nhỏ vì động cơ lớn, tỷ số nén cao, công suất lớn, sức người khó quay nổi để đạt đến tốc độ khởi động.

Để khởi động được nhẹ, người ta trang bị thêm cơ cấu giảm áp có nghĩa là dùng cơ cấu cam để điều khiển supap nạp hay thải mở. Nếu ta quay trục khuỷu đến một tốc độ nhất định, khi đóng supap lại thì năng lượng tích ở bánh đà sẽ thực hiện việc khởi động cho động cơ.



Hình 8.1. Hệ thống khởi động bằng tay quay.

- Khởi động bằng động cơ điện.



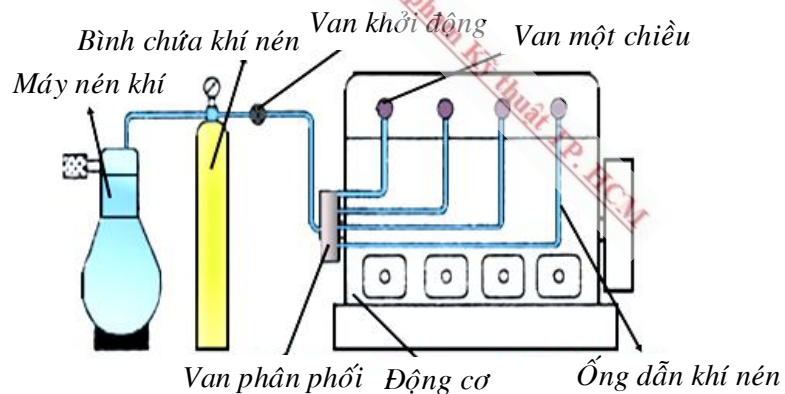
Hình 8.2. Hệ thống khởi động bằng động cơ điện.

Hệ thống bao gồm động cơ điện một chiều và cơ cấu khởi động. Trục của động cơ khởi động được nối với trục khuỷu động cơ qua bánh răng khởi động và vành răng trên bánh đà động cơ. Tỷ số truyền của cặp bánh răng phải đảm bảo cho trục khuỷu động cơ quay tới vòng quay khởi động.

- Khởi động bằng động cơ xăng cỡ nhỏ (động cơ phụ).

Nhiều động cơ Diesel, máy kéo cỡ lớn dùng động cơ xăng phụ làm thiết bị khởi động. Thiết bị truyền động từ động cơ phụ tới động cơ có cơ cấu tách nối tự động và cơ cấu giảm tốc. Cơ cấu giảm tốc thường là một bánh răng nhỏ ăn khớp với vành răng lắp trên bánh đà của động cơ.

- Khởi động bằng khí nén.



Hình 8.3. Hệ thống khởi động bằng khí nén.

Khi khởi động van khởi động mở khí nén được dẫn đến van phân phối. Van phân phối được dẫn từ trục cam của động cơ có nhiệm vụ phân phối khí nén đến các xy lanh đúng thời điểm và đúng thứ tự làm việc. Từ van phân phối khí nén theo các ống dẫn qua van một chiều vào các xy lanh.

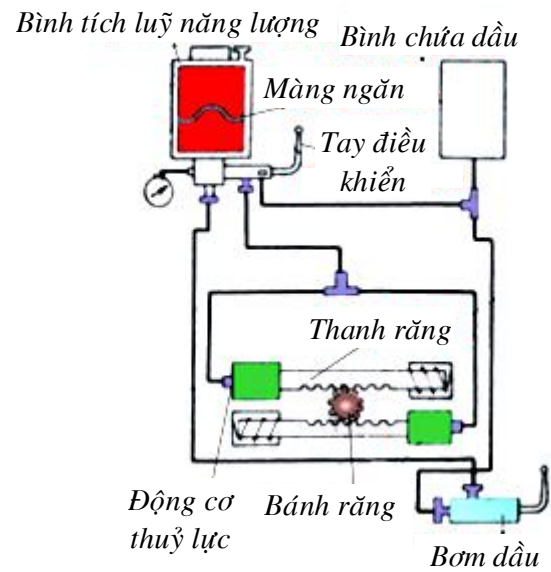
Khi không khí nén được đưa vào xy lanh tương ứng với hành trình giãn nở sinh công sẽ làm đẩy piston đi xuống và làm quay trục khuỷu để khởi động động cơ.

- Khởi động bằng động cơ thủy lực.

Sơ đồ nguyên lý được thể hiện trên hình 8.4.

Thiết bị gồm có bình tích lũy năng lượng, bên trong có màng mỏng ngăn làm hai phần, phần trên chứa nitơ, phần dưới chứa chất lỏng công tác (thường là dầu), hai động cơ thủy lực, cán piston của động cơ là thanh răng ăn khớp với bánh răng của trục truyền động, Trục này nối với trục khuỷu của động cơ, bình chứa dầu và tay điều khiển.

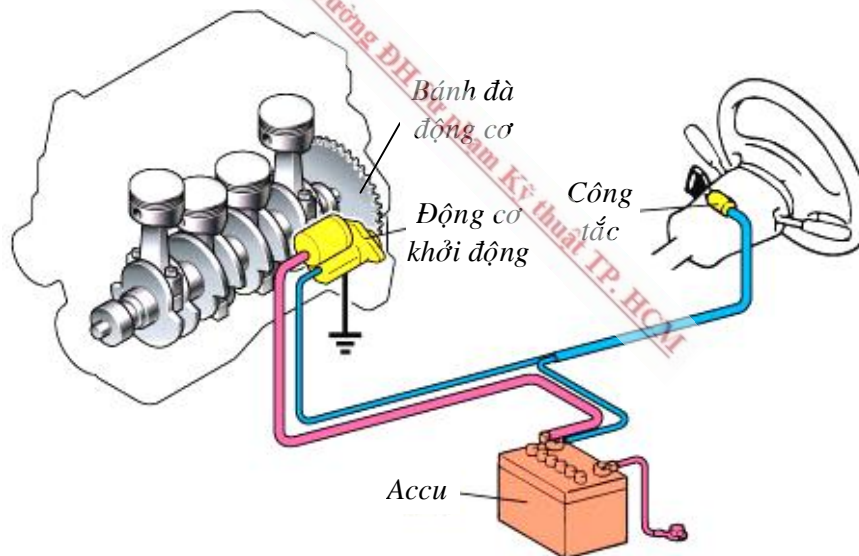
Vào lúc khởi động, gạt tay điều khiển để mở van cho chất lỏng trong bình tích năng lượng chạy tới động cơ thủy lực làm dịch chuyển các thanh răng qua đó làm quay bánh răng và trục khuỷu động cơ. Sau mỗi lần khởi động lò xo ở cuối thanh răng sẽ đẩy piston động cơ thủy lực về vị trí ban đầu và chất lỏng công tác về bình chứa dầu. Sau đó dùng bơm hoặc bơm do động cơ dẫn động về bình tích năng lượng để nén khí nitơ tới áp suất $20 \div 30 \text{ MN/m}^2$ chuẩn bị cho lần khởi động sau.



Hình 8.4. Hệ thống khởi động bằng thủy khí.

Tuy nhiên đối với các động cơ trên ô tô hiện nay hầu hết được khởi động bằng động cơ điện nên ta chỉ xét riêng và cụ thể cho trường hợp này.

II.1. Cấu tạo chung



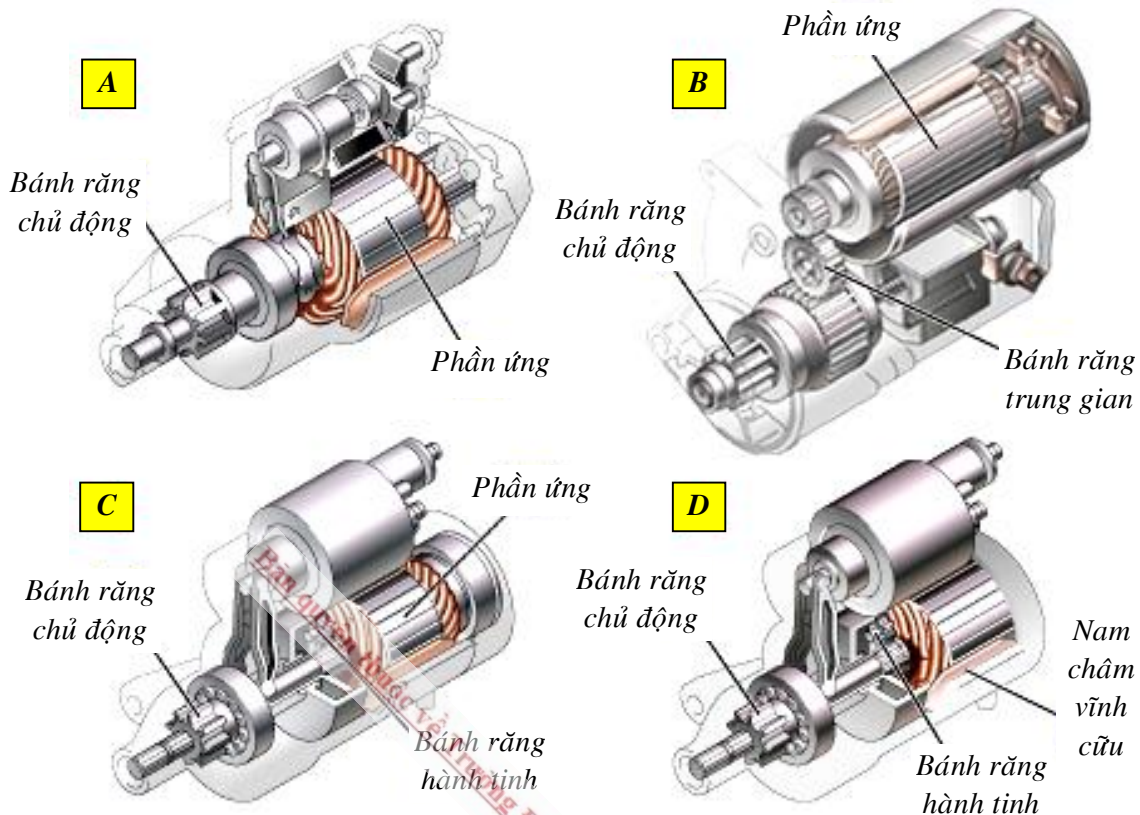
Hình 8.5. Cấu tạo chung của hệ thống khởi động bằng động cơ điện.

II.2. Nguyên lý làm việc

Khi bật công tắc khởi động, rơle kiểu con trượt sẽ dịch chuyển sang bên trái (hình 8.2) đồng thời đưa dòng điện vào stator qua cổ góp rồi vào rôto làm cho động cơ điện quay. Cùng lúc rôto quay, khớp trượt dịch chuyển sang trái ăn khớp với vành răng trên bánh đà để truyền mômen với tốc độ quay vòng đủ lớn khởi động cho động cơ.

Khi động cơ đã khởi động xong, khoá khởi động được mở ra. Do tác dụng của lực lò xo hồi vị, rơle dịch chuyển về vị trí ban đầu. Khớp trượt tách bánh răng khởi động khỏi vành răng trên bánh đà, động cơ khởi động ngừng làm việc và động cơ đốt trong làm việc bình thường.

Các loại động cơ khởi động



Hình 8.6. Các loại động cơ khởi động.

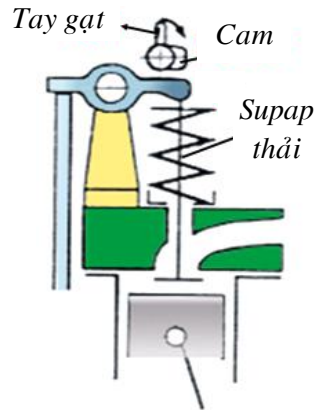
- A – Loại thường.
- B – Loại giảm tốc.
- C – Loại bánh răng hành tinh.
- D – Loại giảm tốc hành tinh-mô tơ thanh dẫn.

- Loại thường: phần ứng và bánh răng chủ động quay cùng tốc độ.
- Loại giảm tốc: sử dụng bánh răng trung gian làm giảm bớt tốc độ phần ứng.
- Loại bánh răng hành tinh: bánh răng hành tinh có tác dụng giảm tốc độ cho phần ứng (gọn nhẹ hơn loại giảm tốc).
- Loại giảm tốc hành tinh-mô tơ thanh dẫn: nam châm vĩnh cửu được sử dụng trong cuộn dây phần cảm. Cuộn dây phần ứng được chế tạo gọn hơn, làm rút ngắn được chiều dài tổng thể của động cơ khởi động.

III. CÁC THIẾT BỊ HỖ TRỢ KHỞI ĐỘNG

III.1. Cơ cấu giảm áp

Cơ cấu giảm áp bố trí trên nắp xylanh của động cơ (hình 8.7). Khi khởi động, kéo tay gạt 1 theo chiều mũi tên, cam 2 sẽ tỳ lên cò mổ làm cho supap luôn luôn mở. Do không có quá trình nén hay nói cách khác không tốn công nén nên có thể quay trục khuỷu động cơ một cách dễ dàng đến tốc độ vòng quay khởi động. Sau đó, gạt tay gạt về vị trí ban đầu, supap được giải phóng, quá trình nén lại diễn ra để động cơ nổ và khởi động. Cơ cấu giảm áp này rất phổ biến ở động cơ Diesel.

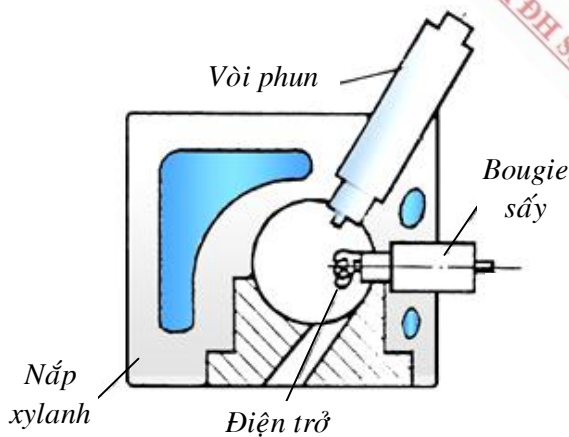


Hình 8.7. Cơ cấu giảm áp.

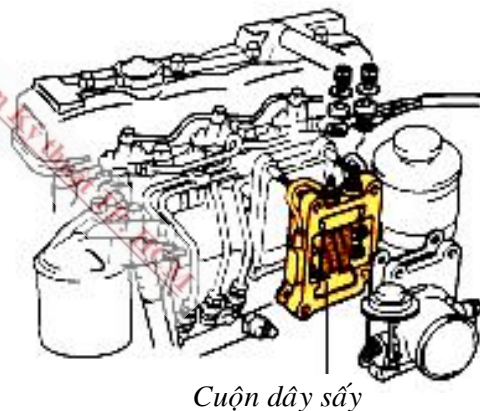
Một số động cơ xăng hai kỳ cỡ nhỏ quét vòng như động cơ xe máy, để hỗ trợ khởi động, người ta thiết kế một van riêng trên nắp xy lanh gọi là van giảm áp cũng hoạt động theo nguyên tắc trên.

III.2. Thiết bị sấy không khí nạp

Một số động cơ diesel ô tô, máy kéo sử dụng sấy nóng không khí nạp vào động cơ bằng cách đốt nóng không khí trên đường ống nạp hoặc trong buồng cháy động cơ. Nhất là đối với động cơ trong buồng cháy ngăn cách (do diện tích buồng cháy lớn, mất mát nhiệt nhiều nên khó khởi động) thường sử dụng điện trở sấy nóng trong buồng cháy phụ, gọi là bougie sấy. Điện năng cung cấp cho điện trở được lấy từ accu (hình 8.8).



Hình 8.8. Thiết bị sấy nóng khí nạp.



Hình 8.9. Thiết bị sấy nóng toàn bộ động cơ.

III.3. Thiết bị sấy toàn bộ động cơ

Sấy nóng toàn bộ động cơ nhằm tăng nhiệt độ của môi chất công tác và dầu bôi trơn, từ đó giảm độ nhớt của dầu. Qua đó tạo điều kiện cho quá trình bay hơi, hoà trộn của nhiên liệu với không khí tạo thành hỗn hợp và giảm ma sát cũng như tổn thất nhiệt trong quá trình nén nên động cơ khởi động dễ dàng hơn (hình 8.9).

Đối với động cơ Diesel thường dùng cuộn dây nhiệt điện trở để sấy nóng động cơ. Khi đường ống nạp được sấy nóng thì không khí đi qua đường ống nạp cũng được sấy nóng, từ đó giúp cho nhiên liệu dễ bay hơi và động cơ được khởi động dễ dàng.