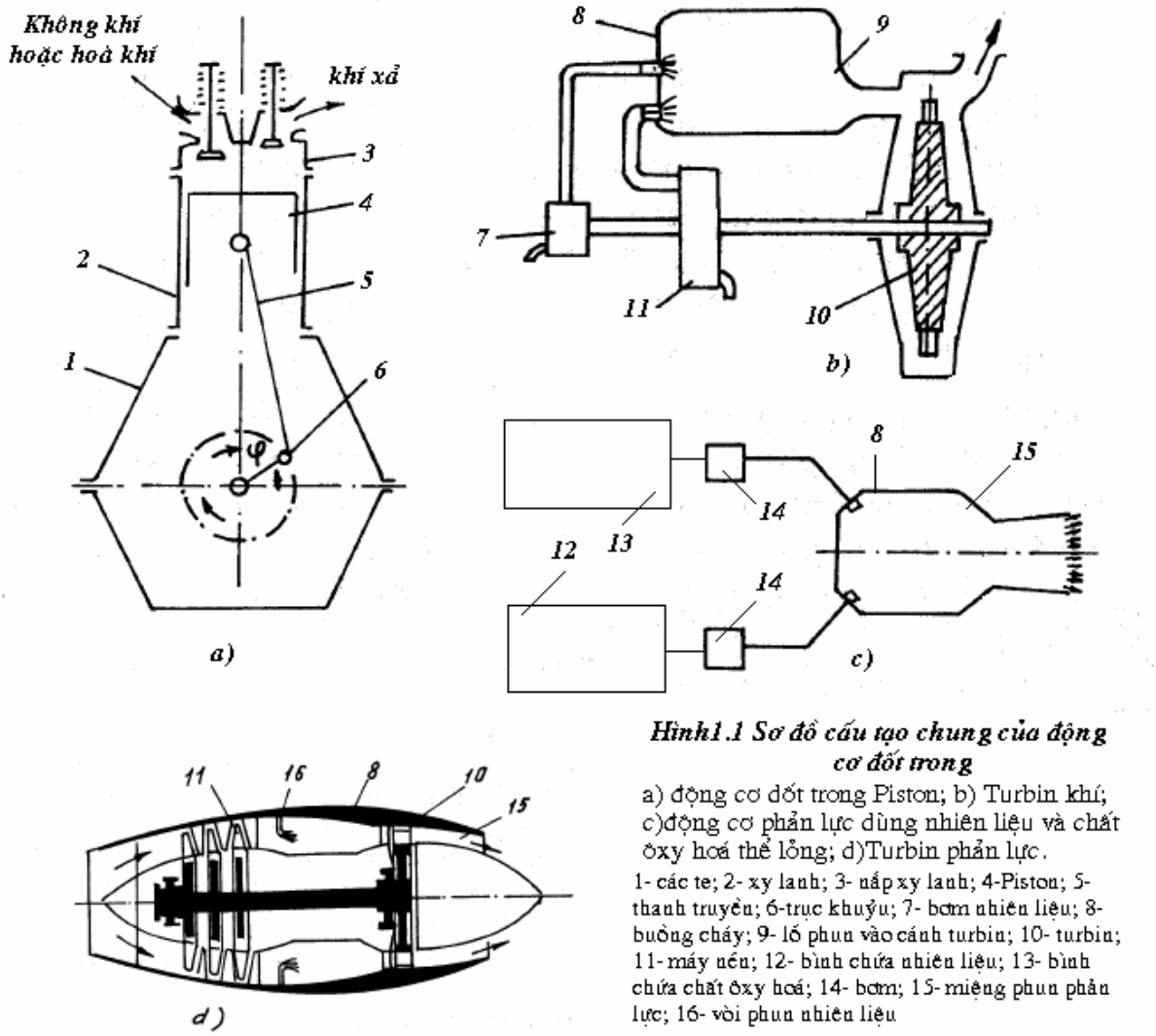
Chương 1
ĐẠI CƯƠNG VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.1 Khái quát về động cơ đốt trong

Trong các loại động cơ nhiệt, nhiệt lượng do động cơ đốt cháy tạo ra, được trở thành công có ích thì động cơ đốt trong được dùng rộng rãi nhất với số lượng lớn nhất trong mọi lĩnh vực: giao thông vận tải (đường bộ, đường sắt, đường thuỷ, hàng không), nông nghiệp, xây dựng, công nghiệp, quốc phòng...



Hình1.1 Sơ đồ cấu tạo chung của động cơ đốt trong

a) động cơ đốt trong Piston; b) Turbin khí; c)động cơ phản lực dùng nhiên liệu và chất ôxy hoá thể lỏng; d)Turbin phản lực.

1- các te; 2- xy lanh; 3- nắp xy lanh; 4-Piston; 5- thanh truyền; 6-trục khuỷu; 7- bơm nhiên liệu; 8- buồng cháy; 9- lỗ phun vào cánh turbin; 10- turbin; 11- máy nén; 12- bình chứa nhiên liệu; 13- bình chứa chất ôxy hoá; 14- bơm; 15- miệng phun phản lực; 16- vòi phun nhiên liệu

Tổng công suất do động cơ đốt trong tạo ra chiếm khoảng 90% công suất thiết bị động lực do mọi nguồn năng lương tạo ra (nhiệt năng, động năng, năng lượng nguyên tử, năng lượng mặt trời...)

Trong động cơ đốt trong, các quá trình đốt cháy nhiên liệu, và chuyển biến nhiệt năng thành cơ năng được thực hiện bên trong động cơ.

Động cơ đốt trong gồm có: động cơ đốt trong pittông, tua bin khí và động cơ phản lực (hình 1.1).

Các chi tiết chính của động cơ pittông (hình 1.1a) gồm: xilanh 2, nắp xilanh 3, cácte 1, pittông 4, thanh truyền 5 và trục khuỷu 6. Nhiên liệu và không khí cần cho quá trình cháy được đưa vào thể tích xilanh động cơ, giới hạn bởi nắp xilanh, thành xilanh và đỉnh pittông.

Khí thể được tạo ra sau khi cháy có nhiệt độ lớn tạo nên áp suất đẩy pittông chuyển dịch trong xilanh. Chuyển động tịnh tiến của pittông thông qua thanh truyền chuyển tới trục khuỷu, lắp trong cácte, tạo thành chuyển động quay của trục khuỷu.

Trong tua bin khí (hình 1.1b), việc đốt cháy nhiên liệu được thực hiện trong buồng cháy 8. Nhiên liệu vào buồng cháy là nhờ bơm 7 và được xé tơi qua vòi phun. Không khí cần cho sự cháy, được máy nén 11 (lắp trên đầu trục của tua bin khí 10) cung cấp cho buồng cháy, sản vật cháy qua lỗ phun 9 đi vào các cánh bánh công tác của tua bin 10 để giãn nở và sinh công.

Tua bin khí, chỉ có các chi tiết quay tròn, nên có thể chạy ở tốc độ cao. Ngoài ra, các cánh của tua bin có thể lợi dụng triệt để năng lượng của khí nóng. Nhược điểm chính của tua bin là hiệu suất thấp và các cánh tua bin phải hoạt động trong môi trường nhiệt độ cao (giảm nhiệt độ của khí thể để tăng độ tin cậy của các cánh sẽ làm giảm hiệu suất của tua bin). Tua bin khí được dùng rộng rãi làm thiết bị phụ của động cơ pittông và động cơ phản lực

Trong động cơ phản lực dùng chất ôxy hoá thể lỏng (hình 1.1c), nhiên liệu và chất ôxy hoá thể lỏng từ thùng chứa 12 và 13 được bơm 14 cấp cho buồng cháy 8. Sản vật cháy giãn nở trong ống phun 15, và phun ra môi trường với tốc độ lớn. Lưu động của dòng khí ra khỏi các ống phun là nguyên nhân sản sinh phản lực(lực kéo) của động cơ. Hình 1.1d giới thiệu động cơ phản lực dùng chất ôxy hoá thể khí (không khí). Đặc điểm chính của động cơ phản lực là lực kéo hầu như không phụ thuộc vào tốc độ của thiết bị phản lực, còn công suất của động cơ tỉ lệ thuận với tốc độ không khí vào máy tức là tốc độ chuyển động của thiết bị phản lực. đặc điểm trên được sử dụng trong động cơ tua bin phản lực của máy bay. Nhược điểm chính của động cơ phản lực là hiệu suất tương đối thấp.

Động cơ đốt trong pittông có hiệu quả cao nhất vì nhiệt độ cực đại trong quá trình cháy có thể tới 1800 ÷2800 K, còn nhiệt độ khí xả thải ra ngoài trời chỉ là 900 ÷1500 K Tuy nhiệt độ cao như vậy nhưng do quá trình hoạt động của động cơ có tính chu kỳ và các chi tiết tiếp xúc với khí nóng luôn được làm mát nên không gây ảnh hưởng đến độ tin cậy trong hoạt động của động cơ. Nhược điểm chính của động cơ pittông là ở cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền ; cơ cấu này làm cho cấu tạo của động cơ phức tạp và còn hạn chế khả năng tăng tốc độ động cơ.

Ngày nay người ta sử dụng rộng rãi động cơ tăng áp tua bin khí, đó là loại động cơ liên hợp gồm động cơ pittông 1, máy nén khí 3 và tua bin khí 2 (hình 1.2) liên kết với nhau. Khí xả của động cơ pittông có nhiệt độ và áp suất cao, truyền năng lượng cho cánh tua bin khí 2để dẫn động cơ máy nén khí 3. Máy nén khí hút không khí từ môi trường nén tới áp suất nào đó rồi nạp vào xilanh động cơ pittông. Việc tăng lượng khí nạp vào xilanh động cơ bằng cách tăng áp suất không khí trên đường nạp được gọi là tăng áp. Khi tăng áp, mật độ không khí sẽ tăng, do đó làm tăng lượng môi chất mới nạp vào xilanh động cơ so với trường hợp không tăng áp.

Muốn đốt nhiên liệu phun vào xilanh động cơ, cần có một lượng không khí thích hợp (ví dụ muốn đốt kiệt 1kg nhiên liệu lỏng về mặt lí thuyết cần có khoảng 15kg không khí). Do đó không khí nạp vào xilanh càng nhiều thì số nhiên liệu có thể đốt cháy càng nhiều tức là được công suất càng lớn.

Động cơ tăng áp tua bin khí so với động cơ không tăng áp không những có công suất lớn hơn mà hiệu suất cũng cao hơn, vì nó đã sử dụng thêm năng lượng của khí xả.

Ưu điểm chính của động cơ tăng áp tua bin khí là khối lượng và thể tích của động cơ qui về 1kW nhỏ hơn và hiệu suất cao hơn so với động cơ không tăng áp.

Ở động cơ đốt trong, việc sử dụng hoá năng của nhiên liệu ngay bên trong xilanh động cơ là một trong các phương pháp tốt nhất, vì nó không cần đến môi chất trung gian (ví dụ hơi nước trong máy hơi và tua bin hơi nhờ đó không có các thiết bị phụ khác (như nồi hơi, thùng ngưng hơi, bộ quá nhiệt...) tránh được nhiều tổn thất nhiệt.

Động cơ đốt trong pittông, đặc biệt là động cơ tăng áp tua bin khí là loại có hiệu suất cao nhất trong các động cơ nhiệt hiện nay.

Ngày nay động cơ đốt trong pittông chiếm số lượng lớn nhất và được sử dụng rộng rãi nhất. Vì vậy thuật ngữ "động cơ đốt trong" được dùng với ý khái quát chung cho các loại động cơ đốt trong, đồng thời cũng có ý dùng ngắn gọn để chỉ động cơ đốt trong pittông.

1.2. Ưu, khuyết điểm và lĩnh vực sử dụng động cơ đốt trong

So với các loại động cơ nhiệt khác, ưu điểm chính của động cơ đốt trong là:

1. Hiệu suất có ích η_e cao, động cơ điêden tăng áp tua bin khí hiện đại đạt tới η_e =0,4÷0,52 , trong khi đó hiệu suất có ích của máy hơi nước η_e = 0,09÷0,14, của tua bin hơi nước η_e = 0,22÷0,28 và của tua bin khí η_e không quá 0,3.

2. Kích thước nhỏ gọn, khối lượng nhẹ vì toàn bộ chu trình của động cơ đốt trong được thực hiện trong một thiết bị duy nhất (ngược lại thiết bị tua bin khí hoặc hơi cần có nhiều trang bị phụ như: nồi hơi, buồng cháy, máy nén... rất nặng và cồng kềnh).

Động cơ pittông hiện đại đạt khối lượng trên 1kW là : 0,25÷ 0,23 (kg/kW) và công suất lít là: 1,2÷38 (kW/l).

3. Khởi động nhanh. Bất kỳ động cơ đốt trong nào trong moị điều kiện chỉ cần từ vài giây đến vài phút là có thể cho máy nổ và chyển đến toàn tải. Động cơ điêden lớn nhất, từ khởi động rồi chuyển đến toàn tải chỉ cần 30÷40 phút, trong khi đó, trang bị động lực hơi nước (máy hơi và tua bin hơi) muốn khởi động rồi chuyển đến chạy toàn tải phải cần tới từ mấy giờ đến mấy ngày đêm.

4. Hao ít nước. Động cơ đốt trong có thể không dùng nước hoặc tiêu hao rất ít nước, trong khi đó trang bị động lực hơi nước phải tiêu thụ một lượng lớn kể cả trường hợp thu hồi hơi nước ngưng tụ. Ưu điểm này của động cơ đốt trong có giá trị đặc biệt trong một số trường hợp (ví dụ : trong vùng sa mạc).

5. Bảo dưỡng đơn giản và thuận tiện hơn hẳn so với trang bị động lực hơi nước. Động cơ đốt trong chỉ cần 1 người chăm sóc, bảo dưỡng.

Nhược điểm của động cơ đốt trong là:

1.Trong xilanh không thể đốt nhiên liệu rắn, và nhiên liệu kém phẩm chất. Động cơ đốt trong chủ yếu dùng nhiên liệu lỏng hoặc khí sạch không chứa các thành phần kim loại cũng như tạp chất cơ học.

2. Công suất thiết bị bị giới hạn. Về mặt này trang bị hơi nước có nhiều ưu việt hơn so với động cơ đốt trong. Động cơ điêden không thể vượt công suất 37.000kW; với công suất 20.000kW, cấu tạo của động cơ trở nên rất phức tạp hoạt động thiếu linh hoạt, trong khi đó trang bị tua bin hơi nước có thể đạt công suất trên 200.000kW.

3. Trên thiết bị vận tải đường bộ, không thể nối trực tiếp trục động cơ với trục của máy công tác do hạn chế về đặc tính của động cơ đốt trong. Do đó, trên hệ thống truyền động phải có bộ li hợp và hộp số để thay đổi mômen của trục thụ động trong một phạm vi rộng.

4. Động cơ hoạt động khá ồn, nhất là động cơ cao tốc. Người ta phải dùng các bộ tiêu âm trên đường thải và đường nạp để hạn chế bớt nhược điểm này. Nhưng như vậy sẽ làm ảnh hưởng xấu tới ưu điểm của động cơ như hiệu suất và khối lượng động cơ qui về một kW/h...

Do những ưu điểm kể trên, nên động cơ đốt trong đã phát triển trên khắp các lĩnh vực công nghiệp, nông lâm ngư nghiệp, giao thông vận tải.

Trong lĩnh vực công nghiệp, phát điện, vận tải biển, động cơ đốt trong được sử dụng song hành với động cơ nhiệt khác. Một số lĩnh vực, cho tới nay chưa sử dụng được các loại động cơ khác, ví dụ trên ôtô, máy kéo, hàng không, tàu ngầm, các trạm phát điện di động, động cơ đốt trong vẫn là động lực duy nhất được sử dụng trong các lĩnh vực này. Ngoài ra toàn bộ tàu sông, tàu ven biển, tầu biển dưới 10.000 tấn, các máy xây dựng, các trang bị kĩ thuật quân sự đều sử dụng động lực chính là động cơ đốt trong.

Chính vì vậy ngành công nghiệp chế tạo động cơ đốt trong đươc coi là bộ phận tất yếu của ngành cơ khí và nền kinh tế quốc dân của hầu hết các nước.

Động cơ đốt trong là một ngành cơ khí phức tạp. Bên trong động cơ thực hiện các quá trình khác nhau: biến đổi hoá học, nhiệt động học, các quá trình cơ khí và điện khí, các cơ cấu đảm bảo các quá trình trên đều phức tạp. Khi chế tạo cũng vậy, vì hình dạng của các chi tiết rất phức tạp, kích thước lớn , đòi hỏi nhiều loại nguyên vật liệu khác nhau, nhiều loại máy công cụ đặc chủng phức tạp để đạt độ chính xác cao...

Sau cùng, việc bảo dưỡng, sửa chữa động cơ đốt trong cũng đòi hỏi có hiểu biết về nhiều loại kiến thức phong phú.

Vì vậy tất cả các nước đều rất coi trọng đào tạo đội ngũ chuyên gia về động cơ đốt trong có số lượng và chất lượng nhất định đáp ứng yêu cầu về thiết kế, chế tạo, sử dụng bảo dưỡng, sửa chữa các loại động cơ đốt trong dùng trong nước mình.

1.3. Phân loại động cơ đốt trong

Động cơ đốt trong được phân loại theo những đặc trưng sau đây:

1. Theo phương pháp thực hiện chu trình công tác có:

- Động cơ bốn kỳ - chu trình được thực hiện trong bốn hành trình pittông hoặc hai vòng quay trục khuỷu.
- Động cơ hai kỳ - chu trình được thực hiện trong hai hành trình pittông hoặc một vòng quay trục khuỷu.

2. Theo loại nhiên liệu dùng cho động cơ có:

- Động cơ dùng nhiên liệu lỏng, nhẹ (xăng, benzen, dầu hoả, cồn...)
- Động cơ dùng nhiên liệu lỏng, nặng (nhiên liệu điêden, dầu mazút, gazôin...)
- Động cơ dùng nhiên liệu khí (khí lò ga, khí thiên nhiên, khí hoá lỏng, nhiên liệu khí nén).
- Động cơ dùng nhiên liệu khí cộng với nhiên liệu lỏng (phần chính là nhiên liệu khí, phần mồi là nhiên liệu lỏng).
- Động cơ đa nhiên liệu (dùng các nhiên liệu lỏng từ nhẹ đến nặng).

3. Theo phương pháp nạp của chu trình công tác có:

- Động cơ không tăng áp. Quá trình hút không khí hoặc hoà khí vào trong xilanh là do pittông hút trực tiếp từ khí trời (động cơ bốn kỳ) hoặc do không khí quét được nén tới áp suất đủ để thực hiện việc thay đổi môi chất và nạp đầy xilanh (động cơ hai kỳ).

- Động cơ tăng áp, không khí hoặc hoà khí vào xilanh động cơ có áp suất không khí lớn hơn áp suất khí trời, nhờ thiết bị tăng áp (động cơ bốn kỳ) hoặc việc quét xilanh và nạp không khí hoặc hoà khí được không khí thực hiện nhờ không khí có áp suất cao, đảm bảo chẳng những tăng lượng môi chất mà còn tăng lượng khí nạp vào xilanh. Thuật ngữ "tăng áp" có nghĩa là tăng lượng môi chất mới nhờ nâng cao áp suất trên đường nạp qua đó tăng mật độ khí nạp.

4. Theo phương pháp hình thành hoà khí (hỗn hợp giữa không khí và nhiên liệu) có:

- Động cơ hình thành hoà khí bên ngoài – trong đó hoà khí (còn gọi là hỗn hợp khí cháy) gồm hơi nhiên liệu lỏng nhẹ và không khí hoặc gồm nhiên liệu thể khí và không khí được hoà trộn trước bên ngoài bên ngoài xilanh động cơ (bao gồm toàn bộ động cơ dùng bộ chế hoà khí và động cơ dùng nhiên liệu thể khí) và được đốt cháy bằng tia lửa điện.

- Động cơ hình thành hoà khí bên trong – trong đó hoà khí được hìng thành bên trong xilanh là nhờ bơm cao áp cấp nhiên liệu cao áp để phun tơi vào khối không khí nóng trong xilanh động cơ (động cơ điêden) hoặc nhờ phun nhiên liệu nhẹ trực tiếp vào xilanh động cơ (động cơ phun xăng trực tiếp vào xilanh).

Quá trình hình thành hoà khí trong động cơ điêden chủ yếu phụ thuộc vào loại buồng cháy, vì vậy động cơ điêden được chia thành ba loại sau:

+ Động cơ điêden dùng buồng cháy thống nhất, trong đó thể tích buồng cháy là một khối thống nhất các quá trình hình thành hoà khí và quá trình cháy thực hiện ở đây.

+ Động cơ điêden dùng buồng cháy dự bị, trong đó thể tích buồng cháy được ngăn làm hai phần : buồng cháy chính và buồng cháy dự bị, nhiên liệu dược phun vào buồng cháy dự bị, qua đó tạo ra chênh áp giữa hai buồng cháy. Nhờ chênh áp đó sản vật cháy, nhiên liệu và không khí chưa cháy được phun ra buồng cháy chính để tiếp tục hình thành hoà khí và kết thúc quá trình cháy trong buồng cháy chính.

+ Động cơ điêden dùng buồng cháy xoáy lốc, trong đó thể tích buồng cháy cũng được chia làm hai phần : buồng cháy chính và buồng cháy lốc. Giữa hai buồng cháy này có đường nối thông nằm trên đường tiếp tuyến với buồng cháy xoáy lốc, nhờ đó tạo ra dòng xoáy lốc của môi chất ở đây vào cuối quá trình nén. Trước tiên việc hình thành hoà khí là nhờ nhiên liệu được phun tơi vào dòng xoáy lốc này, tiếp đó nhiên liệu bốc cháy tạo ra chênh áp giữa hai buồng cháy. Nhờ chênh áp, sản vật cháy, nhiên liệu và không khí chưa cháy được phun ra buồng cháy chính để tiếp tục hình thành hoà khí và kết thúc quá trình cháy trong buồng cháy chính.

5. Theo phương pháp đốt cháy hoà khí có :

- Động cơ nhiên liệu tự cháy (động cơ điêden), trong đó nhiên liệu lỏng được phun tơi vào buồng cháy và tự bốc cháy nhờ nhiệt độ cao của môi chất cuối quá trình nén.

- Động cơ đốt cháy cưỡng bức, trong đó hoà khí được đốt cháy cưỡng bức nhờ nguồn nhiệt bên ngoài (tia lửa điện). Loại này gồm toàn bộ động cơ dùng chế hoà khí và máy ga.

- Động cơ đốt cháy hỗn hợp, trong đó hoà khí được đốt cháy nhờ hai nguồn nhiệt : một nguồn do nhiệt độ môi chất cuối quá trình nén (không đủ tự cháy) và nguồn khác do tác dụng

của thành nóng trong buồng cháy hoặc do mồi lửa (cầu nhiệt). Loại này gồm toàn bộ động cơ có cầu nhiệt.

- Động cơ đốt cháy tổ hợp (động cơ ga-điêden), trong đó hoà khí của nhiên liệu thể khí hoặc nhiên liệu lỏng được đốt cháy cưỡng bức, nhờ ngọn lửa do tự cháy của nhiên liệu mồi còn nhiên liệu điêden mồi được phun vào xilanh cuối quá trình nén tự bốc cháy nhờ nhiệt độ cao của môi chất nén.

6. Theo loại chu trình công tác có:

- Động cơ cấp nhiệt đẳng tích ($V \approx const$) gồm tất cả động cơ có tỉ số nén thấp ($\varepsilon \approx 5 \div 11$) và đốt nhiên liệu cưỡng bức (động cơ dùng chế hoà khí và máy ga).

- Động cơ cấp nhiệt đẳng áp ($p \approx$ const) gồm các động cơ có tỉ số nén cao ($\varepsilon \approx 12 \div 14$), phun tơi nhiên liệu nhờ không khí nén và nhiên liệu tự bốc cháy (hiện nay không sản xuất loại này), ngoài ra còn động cơ đốt trong tăng áp cao.

- Đọng cơ cấp nhiệt hỗn hợp, trong đó một phần nhiệt cấp trong điều kiện đẳng tích ($V \approx$ const) phần còn lại cấp trong điều kiện đẳng áp ($p \approx$ const) gồm các động cơ có tỉ số nén cao ($\varepsilon \approx 12 \div 16$), phun nhiên liệu trực tiếp và nhiên liệu tự bốc cháy. Phần lớn động cơ điêden hoạt động theo chu trình này.

7. Theo đặc điểm cấu tạo động cơ :

Theo đặc điểm cơ cấu thanh truyền có :

-Động cơ có dạng hòm – trong đó lực ngang bên sườn máy mà đầu mỏ thanh truyền tạo ra là do bản thân pittông tiếp nhận (hình 1.1 a) .

- Động cơ có guốc trượt, trong đó lực ngang bên sườn máy mà đầu mỏ thanh truyền tạo ra được guốc trượt tiếp nhận (hình 1.3 a, f).

Theo số xilanh có :

- Động cơ một xilanh

- Động cơ nhiều xilanh (hình 1.3 e, h).

Theo cách đặt xilanh có :

- Động cơ đặt đứng – xilanh đặt đứng (hình 1.3 a, g).

- Động cơ nằm ngang – xilanh nằm ngang (hình 1.3 f).

- Động cơ một hàng – xilanh đặt thành một hàng, đường tâm xilanh song song với nhau và cùng nằm trên một mặt phẳng (hình 1.3 g).

- Động cơ hai hàng song song hoặc hai hàng chữ V (hình 1. 3 b, h).

- Động cơ nhiều hàng theo dạng chữ X, dạng chữ H, dạng chữ W và các loại động cơ nhẹ cao tốc khác.

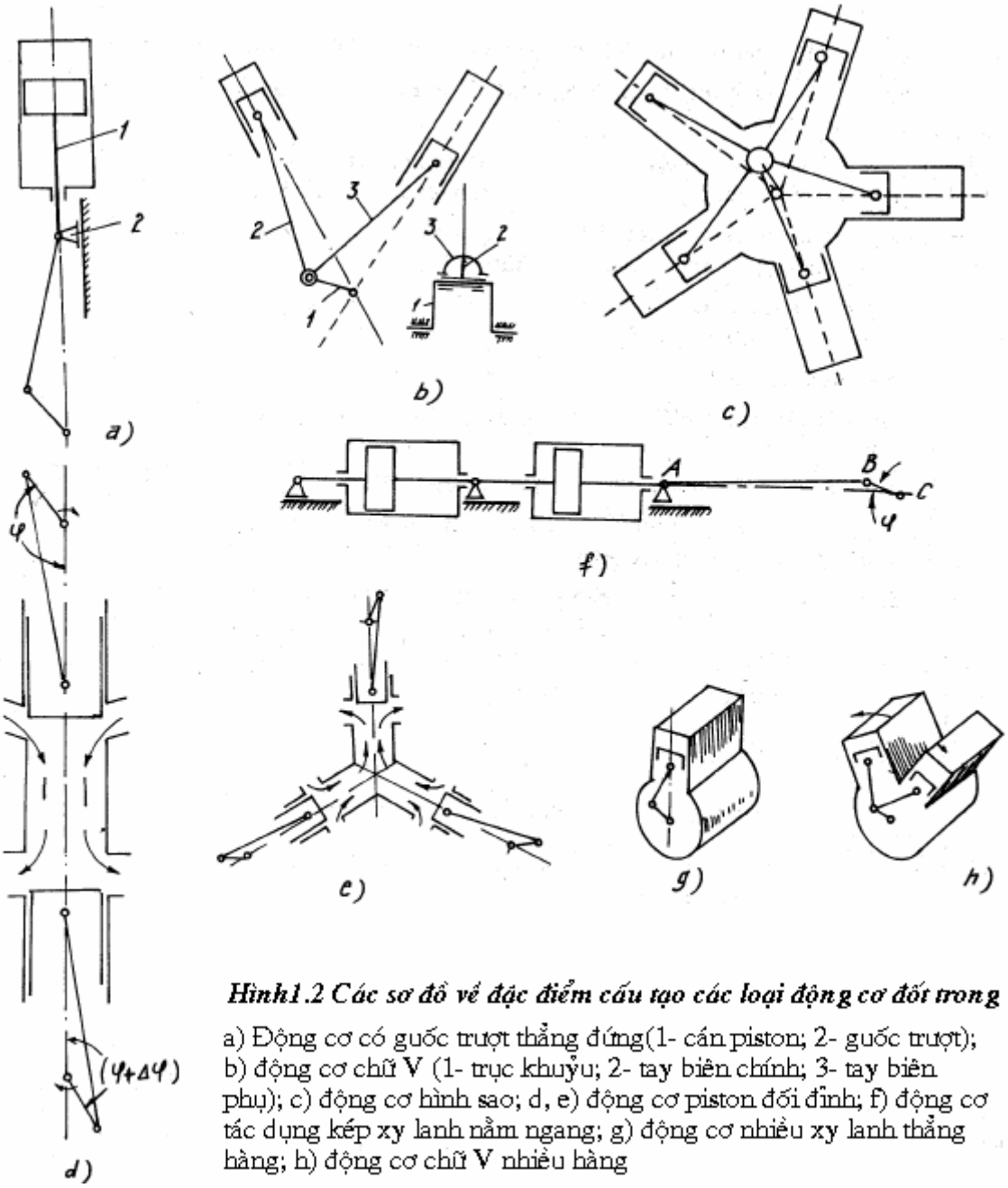
- Động cơ hình sao, một hàng các đường tâm xilanh đặt theo hướng kính và nằm trên cùng một mặt phẳng - động cơ điêden cao tốc (hình 1.3 c, e).

8. Theo khả năng thay đổi chiều quay của trục khuỷu có :

- Động cơ chỉ quay phải – trục khuỷu động cơ quay theo chiều kim đồng hồ nếu nhìn từ bánh đà tới mũi tầu (động cơ tầu thuyền) hặc nhìn từ đầu tự do (các động cơ khác).

- Động cơ quay trái – trục khuỷu động cơ quay ngược với chiều kể trên.

- Động cơ quay được hai chiều – chiều quay của trục khuỷu động cơ có thể thay đổi nhờ cơ cấu đảo chiều (chỉ dùng cho động cơ chính tầu thuỷ).



Hình1.2 Các sơ đồ về đặc điểm cấu tạo các loại động cơ đốt trong

a) Động cơ có guốc trượt thẳng đứng(1- cán piston; 2- guốc trượt); b) động cơ chữ V (1- trục khuỷu; 2- tay biên chính; 3- tay biên phụ); c) động cơ hình sao; d, e) động cơ piston đối đỉnh; f) động cơ tác dụng kép xy lanh nằm ngang; g) động cơ nhiều xy lanh thẳng hàng; h) động cơ chữ V nhiều hàng

9. Theo chiều lực khí thể tác dụng trên pittông có :

- Động cơ tác dụng đơn – trong đó chỉ có một phía của pittông có chu trình công tác (hình 1.3 b, c, d, e, g, h).

- Động cơ tác dụng kép – trong đó cả hai phía pittông (phía trên và phía dưới) đều có chu trình công tác (hình 1.3 a, f).

10. Theo tốc độ trung bình của pittông ($C_m = S.\frac{n}{30}$; m/s) có :

- Động cơ tốc độ thấp ($C_m \leq$ 6,5 m/s)

- Động cơ cao tốc ($C_m >$ 6,5 m/s) ; trong đó : s – hành trình pittông (m); n – số vòng quay trục khuỷu (vg/ph).

11. Theo công dụng của động cơ có:

- Động cơ tĩnh tại – hoạt động cố định ở một điểm (trạm bơm, trạm phát điện...).

- Động cơ tầu thủy – gồm máy chính dùng để quay chân vịt hoặc máy phát điện để truyền động điện tới chân vịt tầu thủy và máy phụ dùng cho các nhu cầu khác trên tầu (cụm phát điện điêden, cụm điêden máy nén ... dùng cho các nhu cầu trên tầu.
- Động cơ đầu xe lửa.
- Động cơ ôtô máy kéo.
- Động cơ máy bay.
- Động cơ dùng trong máy nông nghiệp, máy xây dựng, máy làm đường, các máy móc của trang thiết bị quân sự.

Ngoài những đặc trưng kể trên, cũng có thể dựa vào những đặc trưng phụ khác để phân loại động cơ như : theo hệ thống làm mát, theo cơ cấu điều chỉnh... Về mặt nguyên lý làm việc các loại động cơ đốt trong đều phải thực hiện các quá trình (hình 1.4) ;

- Thay đổi môi chất (môi chất là môi giới được sử dụng trong động cơ nhiệt, để thực hiện việc chuyển đổi năng lượng nhiệt thành công cơ học, môi chất trong động cơ đốt trong gồm không khí, hơi nhiên liệu và sản vật cháy...) Cuối mỗi chu trình, phải thải hết khí thải (sản vật cháy) và nạp đầy môi chất mới (không khí hoặc hoà khí) vào xilanh để thực hiện chu trình mới, thay đổi môi chất gồm hai quá trình : thải và nạp.
- Hình thành hoà khí (hoà trộn nhiên liệu với không khí tạo thành hoà khí, làm thuận lợi cho quá trình cháy).
- Nén (nhằm làm tăng áp suất và nhiệt độ môi chất tạo điều kiện tốt để thực hiện quá trình cháy đồng thời giúp quá trình giãn nở sinh công được triệt để) .
- Đốt hoà khí (hoà khí tự cháy nhờ nhiệt độ cao của môi chất hoặc được đốt cháy cưỡng bức nhờ tia lửa điện).
- Cháy và giãn nở (nhiên liệu bốc cháy nhờ ngọn lửa được hình thành sau khi đốt hoà khí hoặc sau khi tự cháy, tiếp theo môi chất giãn nở sinh công). Bảng 1-1 giới thiệu tóm tắt phân loại động cơ đốt trong đang sử dụng hiện nay theo đặc trưng của nguyên lý làm việc.

Các loại động cơ ghi trên đều có thể thực hiện các phương án sau :

a) Bốn kỳ hoặc hai kỳ

b) Tăng áp hoặc không tăng áp

Việc hình thành hoà khí có thể được thực hiện bên trong hoặc bên ngoài xilanh. Trường hợp hoà khí bên ngoài thì nhiên liệu và không khí được hoà trộn trước ở bên ngoài xilanh, trên đường nạp rồi mới nạp vào xilanh động cơ. Còn trường hợp hoà khí bên trong thì nhiên liệu được phun tơi vào xilanh, cuối quá trình nạp, trong quá trình nén (động cơ xăng) hoặc cuối quá trình nén (điêden), nhờ năng lượng của nhiên liệu cao áp đi qua lỗ phun nhỏ (năng lượng cơ khí) hoặc nhờ động năng của dòng khí trong buồng cháy (năng lượng khí động).

Về phương pháp điều chỉnh trong động cơ, nhằm thay đổi công suất có thể dùng điều chỉnh chất lượng tức là điều chỉnh số lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình hoặc điều chỉnh lượng, tức là thay đổi số lượng hoà khí đưa vào xilanh trong mỗi chu trình.

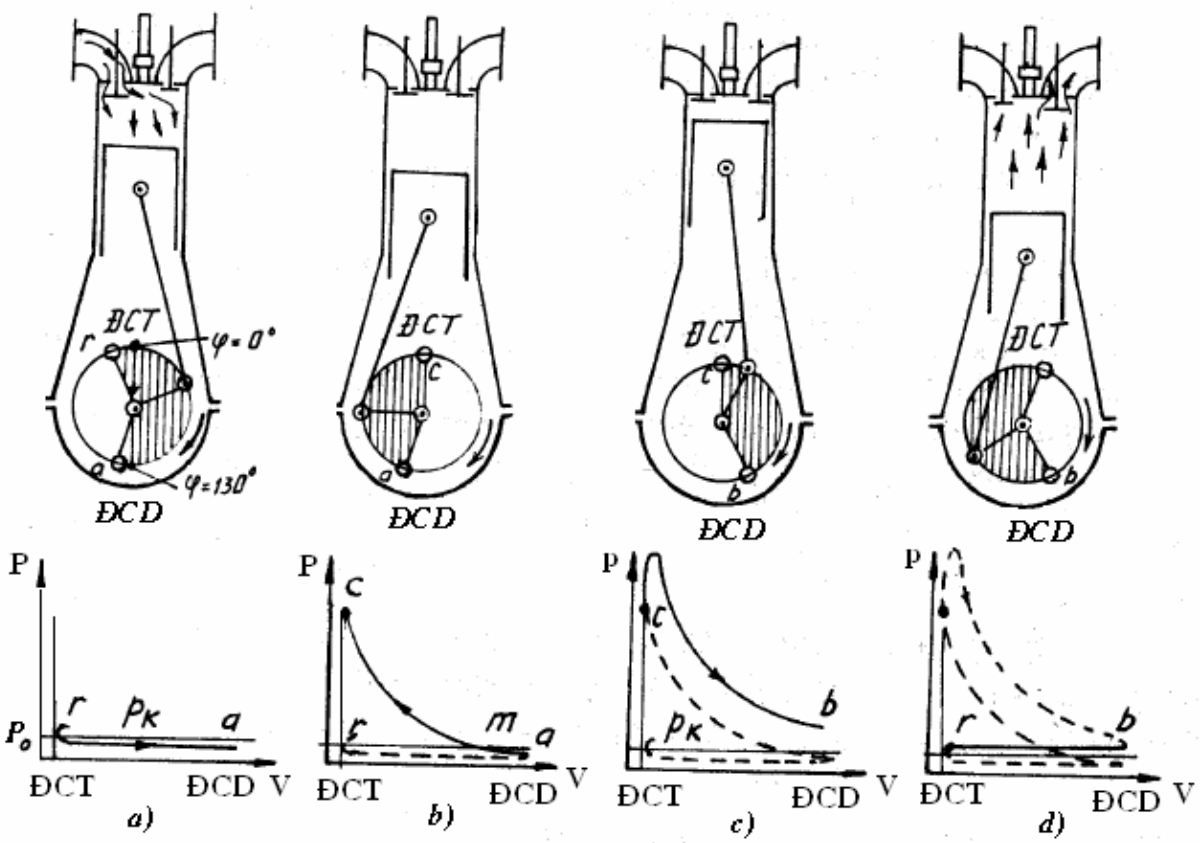
1.4. Đại cương về nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong

1.4.1. Thuật ngữ và định nghĩa cơ bản

Điểm chết (ĐC)

- Vị trí của cơ cấu khuỷu – trục thanh truyền khiến đường tâm thanh truyền nằm trong mặt phẳng của khuỷu trục ($\varphi = 0$ và $\varphi = 180^0$) (hình 1.6 a) được gọi là vị trí điểm chết, vì khi

nằm ở vị trí ấy thì lực bất kì tác dụng lên pittông theo hướng dọc của đường tâm xilanh sẽ không thể tạo ra chuyển động quay của trục khuỷu (vị trí, khoá chết của cơ cấu). Hình 1.6 a chỉ rõ, các điểm chết tương ứng với các vị trí giới hạn ngoài (pittông nằm xa tâm quay nhất) và vị trí giới hạn trong (pittông nằm gần tâm quay nhất) của pittông. Theo thói quen vị trí giới hạn ngoài của pittông (φ = 0) (được gọi là điểm chết trên (Đ. C. T), vị trí giới hạn trong của pittông (φ = 180^0) được gọi là điểm chết dưới (ĐCD).



Hình1.3 Sơ đồ các quá trình làm việc và đồ thị công P-V của động cơ Diezel 4 kỳ

a) kỳ 1 - hút; b) kỳ2 - nén; c)kỳ 3- cháy và giãn nở; d) kỳ 4 - xả

Khoảng cách khi pittông chạy từ vị trí giới hạn này sang vị trí giới hạn kia được gọi là hành trình pittông s: s = 2R (R – bán kính quay của trục khuỷu).

Quá trình hoạt động trong thời gian một hành trình pittông được gọi là kỳ (một phần của chu trình hoạt động). Khi pitông chuyển dịch sẽ làm thay đổi thể tích xilanh. Cần đặc biệt chú ý đến những thể tích sau :

V_c- thể tích buồng cháy là thể tích của xilanh khi pittông nằm ở ĐCT.

V_a- thể tích toàn phần là thể tích của xilanh khi pittông nằm ở ĐCD.

V_h- thể tích công tác là thể tích được tạo ra hoặc chèn mất của xilanh khi pittông chuyển dịch một hành trình : $V_h = \frac{\pi D^2}{4}.s$ trong đó : D - đường kính xilanh ; s – hành trình pittông. Thể tích công tác V_h thường được đo bằng lít (l) . Thể tích toàn phần V_a sẽ là :

$$V_a = V_c + V_h$$

Tỉ số nén ε - là tỉ số giữa thể tích toàn phần V_a và thể tích buồng cháy V_c :

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

Tỉ số nén ε chỉ rõ : thể tích xilanh phía trên pittông bị giảm bao nhiêu lần, tức là bị ép nhỏ bao nhiêu lần khi pittông đi từ ĐCD lên ĐCT.

Trong quá trình động cơ hoạt động, tỉ số nén ε gây ảnh hưởng tới các thông số của chu trình, đặc biệt là tới chất lượng quá trình cháy giãn nở và hiệu suất của động cơ, vì vậy nó có vị trí quan trọng trong nguyên lý làm việc của động cơ.

Khi nghiên cứu quá trình làm việc của động cơ đốt trong người ta thường dùng các đồ thị công đọc vẽ trên toạ độ p -V hoặc p - φ, trong đó : p - là áp suất tuyệt đối của môi chất trong xilanh động cơ ; V – thể tích xilanh ; φ - góc quay trục khuỷu.

Các đồ thị trên sở dĩ được gọi là đồ thị công vì dựa vào nó người ta tính được lượng công do môi chất tạo ra trong mỗi chu trình. Đồ thị công được thiết bị vẽ đồ thị công vẽ ra, thiết bị trên gồm có hai cơ cấu : một cơ cấu tiếp nhận và ghi áp suất p trong xilanh còn cơ cấu kia, cùng lúc đó ghi vị trí của pittông hoặc vị trí quay của khuỷu trục. Trên các đồ thị công, giá trị của áp suất p đặt ở tung độ, thể tích xilanh V hoặc góc quay khuỷu trục φ đặt trên hoành độ, các đường giới hạn vuông góc với hoành độ thể hiện vị trí giới hạn của pittông (ĐCT hoặc ĐCD).

Khi hoạt động, các xilanh động cơ đều phải lặp đi lặp lại thực hiện các quá trình : hút (nạp) , nén , cháy giãn nở và xả. Do đó tập hợp các quá trình trên tạo nên chu trình làm việc (chu trình công tác) của động cơ đốt trong.

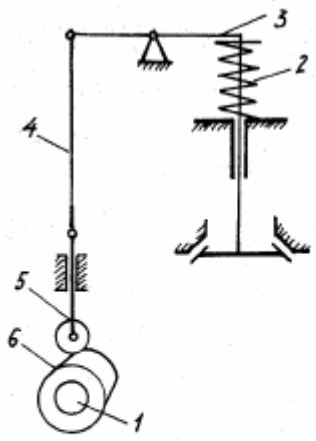
Chu trình làm việc của động cơ có thể được thực hiện nhờ hai vòng quay trục khuỷu, tức là bốn hành trình pittông (động cơ bốn kỳ) hoặc một vòng quay trục khuỷu, tức là hai hành trình pittông (động cơ hai kỳ).

1.4.2. Nguyên lý làm việc của động cơ bốn kỳ

Xilanh của động cơ bốn kỳ được nắp xilanh bịt kín, trên nắp có các xupáp để hút môi chất mới và xả khí thải. Xupáp ở trạng thái bịt kín xilanh là nhờ lực lò xo 2 và lực do áp suất môi chất trong xilanh tạo ra trong các quá trình nén, cháy và giãn nở. Việc mở thông đường qua xupáp tại thời điểm thích hợp là nhờ cơ cấu phân phối khí (hình 1.1 a).

Cơ cấu phân phối khí (H 1.4) gồm có : cần bẩy 3, đũa đẩy 4, con đội 5 được vấu cam 6 của trục cam 1 điều khiển. Trục cam được dẫn động từ trục khuỷu. Số vòng quay của trục cam bằng $\frac{1}{2}$ số vòng quay trục khuỷu và các xupáp sẽ mở 1 lần khi trục cam quay 1 vòng (lúc ấy trục khuỷu quay hai vòng).

Động cơ đốt trong bốn kỳ các loại (hoà khí hình thành bên ngoài cũng như bên trong xilanh động cơ), chu trình làm việc đều gồm các quá trình : hút (nạp), nén, cháy giãn nở và thải, trong đó công có ích chỉ do quá trình cháy giãn nở thực hiện.



Hình 1.4 Cơ cấu phân phối khí dùng xupáp

1- trục cam; 2- lò xo xupáp; 3- cần đẩy; 4- đũa đẩy; 5- con đội; 6- Vấu cam

Chu trình làm việc của động cơ bốn kỳ được thực hiện như sau (hình 1.3):

- Kỳ một – hút : đầu kỳ một, pittông còn nằm ở ĐCT. Lúc ấy trong thể tích V_c của buồng cháy, choán đầy khí sót (sản vật cháy) do chu trình trước để lại, áp suất khí sót hơi cao hơn áp suất khí trời. Trên đồ thị công, vị trí bắt đầu kỳ một tương ứng với điểm r (hình 1.3 a). Khi trục khuỷu quay (theo chiều mũi tên), thanh truyền làm cho pittông chuyển dịch từ ĐCT xuống ĐCD, cơ cấu phân phối khí mở thông đường qua xupáp nạp, nối không gian bên trên pittông với đường ống nạp.

Cùng với mức tăng tốc độ của pittông, áp suất môi chất trong xilanh cũng nhỏ dần so với áp suất môi chất trên đường nạp p_k (chênh lệch áp suất giữa đường nạp và xilanh vào khoảng 0,01 – 0,03Mpa). Chênh lệch áp suất kể trên tạo nên quá trình hút (nạp), môi chất mới (không khí đối với điêden và hoà khí đối với động cơ xăng) từ đường ống nạp vào xilanh.

Trên đồ thị công (hình 1.3 a), kỳ nạp được thể hiện qua đường r-a. áp suất môi chất trên đường nạp có thể bằng áp suất khí trời $p_k \approx 0,1$ Mpa (động cơ không tăng áp) hoặc lớn hơn áp suất khí trời tuỳ thuộc ở mức độ tăng áp ($p_k = 0,13 \div 0,35$ Mpa trong động cơ tăng áp). Sử dụng tăng áp sẽ làm tăng mật độ môi chất trên đường nạp và nhờ đó làm tăng lượng môi chất mới nạp vào động cơ trong quá trình hút so với động cơ không tăng áp. Việc tăng lượng môi chất mới nạp vào xilanh động cơ trong quá trình hút sẽ làm tăng công của chu trình và công suất của động cơ, nhưng sẽ làm tăng áp suất và nhiệt độ môi chất trong chu trình.

Kỳ hai – nén : pittông chuyển dịch từ ĐCD lên ĐCT, môi chất bên trong xilanh bị nén. Cuối kỳ một khi pittông ở vị trí ĐCD áp suất môi chất trong xilanh p_a còn nhỏ hơn p_k. Đầu kỳ hai, pittông từ ĐCD đi lên một đoạn (tới điểm m) áp suất môi chất trong xilanh mới đạt tới giá trị p_k. Do đó để hoàn thiện quá trình nạp người ta vẫn để xupáp nạp tiếp tục mở (mở một thời gian ở đầu kỳ hai phía trước điểm m). Việc đóng muộn xupáp nạp như trên để nạp thêm môi chất mới vào xilanh là nhờ tác dụng của chênh áp giữa xilanh và đường nạp cùng động năng của dòng khí đang vận động trên đường nạp.

Sau khi đóng xupáp nạp, chuyển động đi lên của pittông sẽ làm cho áp suất và nhiệt độ môi chất trong xilanh tiếp tục tăng lên. Giá trị của áp suất cuối kỳ nén (áp suất p_c tại điểm c) phụ thuộc vào tỉ số nén ε, độ kín khít của không gian, chứa môi chất, mức độ tản nhiệt của thành xilanh và áp suất môi chất đầu kỳ nén p_a.

Việc đốt cháy và bốc cháy của hoà khí trong động cơ hình thành hoà khí bên ngoài, cũng như loại hình thành hoà khí bên trong xilanh đều cần một thời gian nhất định, mặc dù rất ít. Muốn tận dụng tốt nhiệt lượng do nhiên liệu được đốt cháy tạo ra, thì điểm bắt đầu và điểm kết thúc quá trình cháy cần nằm ở khu vực sát ĐCT. Do đó việc đốt cháy hoà khí trong động cơ hình thành hoà khí bên ngoài, nhờ tia lửa điện, cũng như việc phun nhiên liệu vào xilanh trong động cơ hình thành hoà khí bên trong đều được thực hiện trước khi pittông tới ĐCT.

Như vậy trong kỳ hai, bên trong xilanh, chủ yếu thực hiện quá trình nén môi chất. Ngoài ra ở đầu kỳ nén còn thực hiện việc nạp thêm và cuối kỳ thì bắt đầu đốt cháy hoà khí hoặc phun nhiên liệu. Trên đồ thị công (hình 1.3 b) kỳ hai được thể hiện qua đường a-c.

- Kỳ ba – cháy và giãn nở, được thực hiện khi pittông từ ĐCT xuống ĐCD (hình 1.3 c).

Đầu kỳ ba số hoà khí nạp vào xilanh hoặc được chuẩn bị ở cuối kỳ ba được bốc cháy nhanh. Do đó có một nhiệt lượng lớn được nhả ra, khiến áp suất và nhiệt độ môi chất tăng mạnh, mặc dù thể tích xilanh đã tăng lên chút ít (đường c-z trên đồ thị công). Dưới tác dụng

đẩy của lực do áp suất môi chất tạo ra, pittông tiếp tục được đẩy xuống thực hiện quá trình giãn nở của môi chất trong xilanh. Trong quá trình giãn nở môi chất đẩy pittông sinh công, do đó kỳ ba còn được gọi là hành trình công tác (sinh công). Trên đồ thị công kỳ ba được thể hiện qua đường c-z-b (hình 1.3 c) .

- Kỳ bốn – xả : trong kỳ bốn thực hiện quá trình xả sạch khí thải ra khỏi xilanh (hình 1.3 d). Pittông chuyển dịch từ ĐCD lên ĐCT đẩy khí thải từ xilanh qua xupáp xả đang mở vào ống thải. Do áp suất môi chất trong xilanh cuối kỳ cháy giãn nở còn khá cao nên xupáp xả phải bắt đầu mở ở cuối kỳ giãn nở khi pittông còn cách ĐCD khoảng $40 \div 60^0$ góc quay trục khuỷu. Nhờ đó giảm được lực cản đối với chuyển động của pittông trong kỳ xả và cải thiện việc quét sạch khí thải ra khỏi xilanh động cơ. Trên đồ thị công, kỳ bốn được thể hiện qua đường b-r (hình 1.3 d).

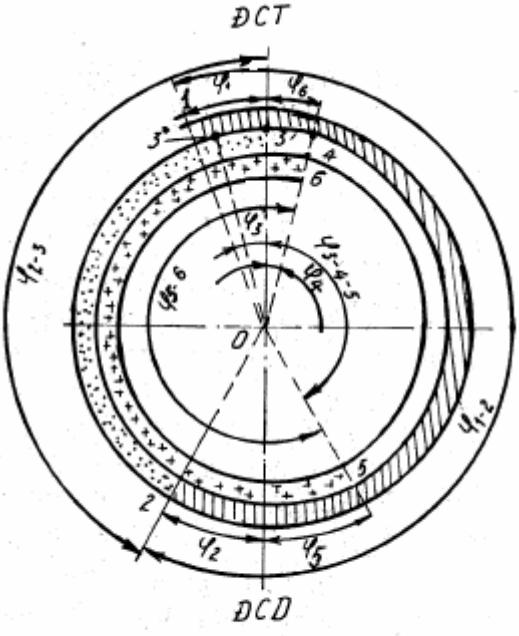
Kỳ bốn kết thúc chu trình công tác, tiếp theo chuyển động của pittông sẽ lặp lại theo trình tự của chu trình công tác giới thiệu ở trên.

Các loại động cơ, mà chu trình công tác được thực hiện trong bốn hành trình pittông hoặc hai vòng quay trục khuỷu được gọi là động cơ bốn kỳ. Trong bốn kỳ ấy chỉ có kỳ cháy và giãn nở là kỳ công tác (sinh công), còn lại ba kỳ khác của xilanh, là các kỳ cản được thực hiện nhờ động năng của bánh đà và của các chi tiết quay hoặc nhờ công của các xilanh khác (động cơ nhiều xilanh).

Càng thải sạch sản vật cháy ra khỏi xilanh thì nạp càng nhiều môi chất mới và nhờ đó càng thu được nhiều công trong mỗi chu trình.

Để thải sạch sản vật cháy ra khỏi xilanh, xupáp xả không đóng tại vị trí ĐCT mà chậm hơn một chút (khi khuỷu trục đã quay quá ĐCT vào khoảng $5 – 30^0$ góc quay trục khuỷu, nghĩa là khi đã bắt đầu kỳ một).

Để giảm cản cho quá trình nạp, có nghĩa là đảm bảo cho đường thông qua xupáp nạp đã được mở rộng dần trong khi pittông đi xuống trong kỳ một, xupáp nạp cũng được mở sớm một chút (trước khi pittông đến ĐCT khoảng $10 - 40^0$góc quay trục khuỷu). Như vậy vào cuối kỳ bốn và đầu kỳ một cả xupáp nạp và xả đều mở. Giai đoạn cùng mở của các xupáp nạp và xả được gọi là thời kỳ cùng mở (trùng điệp) của các xupáp. Thời kỳ này có tác dụng tốt với sự thải sạch khí xả và nạp đầy môi chất mới vào xilanh nhờ tác dụng hút của dòng khí xả trên đường ống thải.



Hình 1.5 Sơ đồ pha phân phối khí của động cơ 4 kỳ

Giai đoạn từ lúc mở đến lúc đóng các xupáp (tính bằng góc quay trục khuỷu) được gọi là pha phân phối khí.

Hình 1.5 giới thiệu pha phân phối khí của động cơ bốn kỳ, trong đó : O – là tâm quay của trục khuỷu. Các tia xuất phát từ tâm quay, đánh đấu vị trí của khuỷu trục,

ví dụ :

01 – vị trí mở xupáp nạp ;

02 – vị trí đóng xupáp nạp ;

03* - vị trí bật tia lửa điện hoặc phun nhiên liệu ;

03' – vị trí ĐCT ;

05 – vị trí mở xupáp xả ;

06 – vị trí đóng xupáp xả.

Các góc φ_1, φ_2, φ_3. φ_4,... thể hiện các giá trị :

φ_1 – góc mở sớm xupáp nạp ;

φ_2 – góc đóng muộn xupáp nạp ;

$\varphi_{1\text{-}2}$ – thời gian mở xupáp nạp ;

φ_3 – góc đánh lửa sớm hoặc phun sớm nhiên liệu ;

$\varphi_{2\text{-}3}$ – thời gian quá trình nén ;

φ_4 – vị trí cuối quá trình cháy ;

φ_5 – góc mở sớm xupáp xả ;

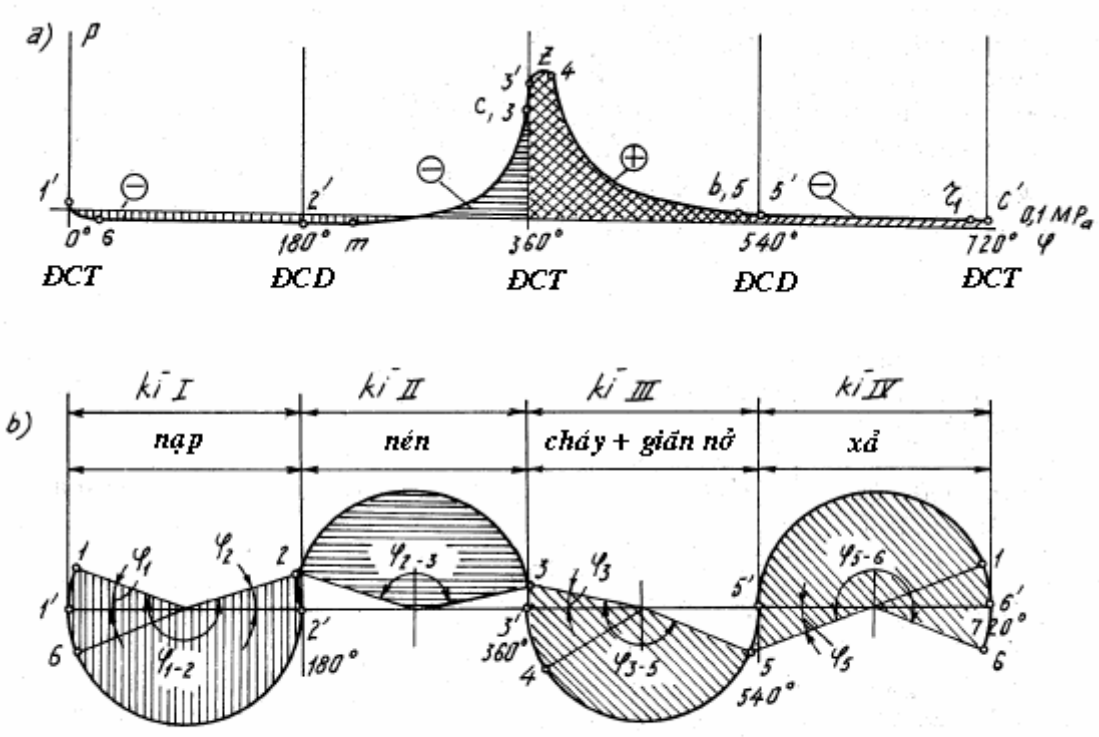
$\varphi_{3\text{-}4\text{-}5}$ – thời gian quá trình cháy, giãn nở ;

φ_6 – góc đóng muộn xupáp xả ;

$\varphi_{5\text{-}6}$ – thời gian quá trình thải ;

$\varphi_1 + \varphi_6$ – thời kỳ trùng điệp của các xupáp nạp và xả.

Trên hình 1.6a giới thiệu đồ thị công khai triển p-φ của động cơ bốn kỳ. Hình 1.6b giới thiệu đồ thị khai triển của pha phân phối khí động cơ bốn kỳ.



Hình1.6 Đồ thị công khai triển p -φ (a) và đồ thị phân phối khí khai triển (b)

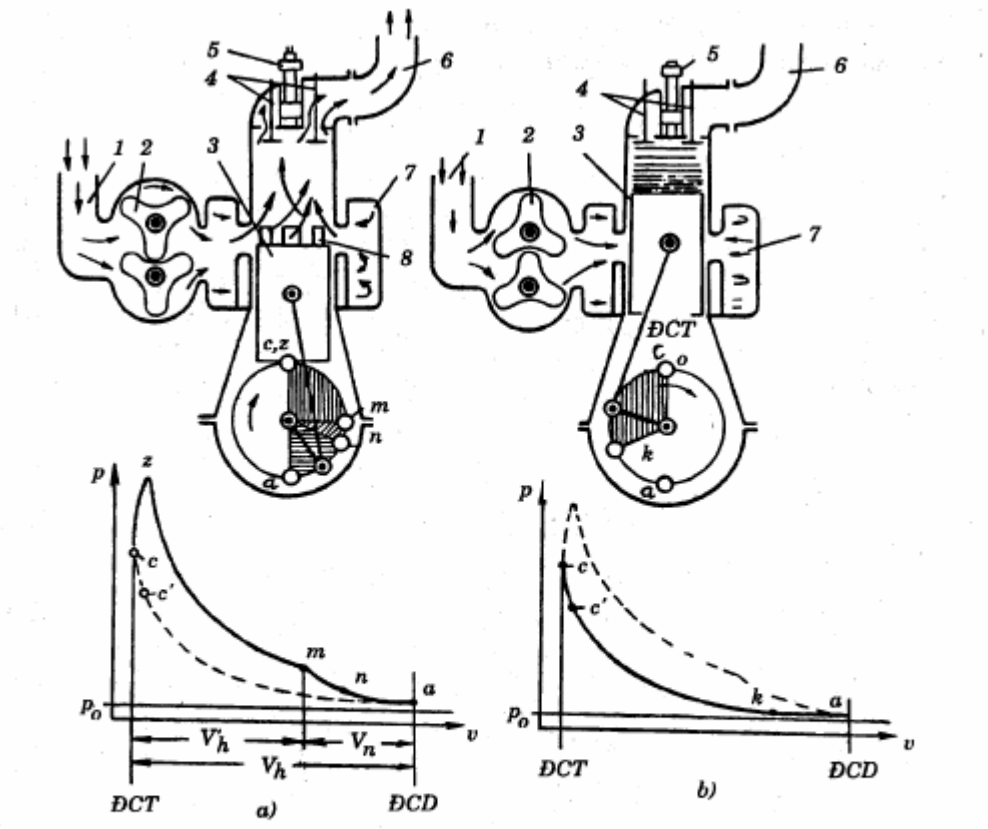
1', 3', 6' - vị trí ĐCT; 2', 5' - vị trí ĐCD

1.4.3. Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ

Qua khảo sát hoạt động của chu trình động cơ bốn kỳ thấy rằng : động cơ bốn kỳ chỉ sử dụng một nửa thời gian của chu trình làm chức năng chu trình của động cơ nhiệt (kỳ nén và kỳ giãn nở). Thời gian còn lại (kỳ hút và kỳ xả), động cơ làm việc như một bơm khí.

Thời gian cho chu trình công tác được sử dụng triệt để hơn trong động cơ hai kỳ, tức động cơ mà chu trình công tác được thực hiện trong một vòng quay trục khuỷu (hoặc hai hành trình pittông). Khác với động cơ bốn kỳ, trong động cơ hai kỳ việc thải sạch sản vật cháy khỏi xilanh và nạp đầy môi chất mới vào xilanh (nói khác đi là quá trình thay đổi môi chất) được thực hiện trong khu vực chuyển động của pittông ở gần ĐCD. Lúc đấy việc xả sạch khí thải ra khỏi xilanh được thực hiện không phải nhờ pittông đẩy khí thải ra ngoài mà là nhờ không khí hoặc hoà khí được nén trước tới một áp suất nhất định. Việc nén trước không khí hoặc hoà khí được thực hiện trong một bơm khí quét riêng.

Trong động cơ hai kỳ cỡ nhỏ người ta dùng không gian cácte của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền và pittông động cơ làm bơm khí quét. Trong quá trình thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ, một phần môi chất mới (không khí hoặc hoà khí) chưa tham gia cháy đã cùng khí xả rời khỏi xilanh qua đường thải gây nên tổn thất môi chất mới.



Hình1.7 Sơ đồ hoạt động của động cơ hai kỳ quét thẳng qua xupáp xả

a) kỳ 1: cháy, giãn nở, xả, quét; kỳ 2: xả; quét; nén, phun nhiên liệu. 1- ống hút; 2- bơm khí quét; 3- piston; 4- xupáp xả; 5- vòi phun; 6- ống xả; 7- không gian chứa khí quét; 8- cửa quét

Hình 1.7 giới thiệu sơ đồ hoạt động của động cơ điêden hai kỳ quét thẳng qua xupáp xả. Phần cấu tạo đặc biệt của động cơ có :

1. Cửa quét 8, đặt ở phần dưới của xilanh, chiều cao của cửa quét chiếm 10 – 15% hành trình pittông. Việc mở hoặc đóng các cửa quét được thực hiện nhờ pittông khi chuyển dịch trong xilanh.

2. Xupáp xả 4, đặt trên nắp xilanh, do trục cam của cơ cấu phối khí dẫn động, số vòng quay của trục cam đảm bảo cho xupáp xả được mở một lần trong mỗi vòng quay trục khuỷu.

3. Bơm khí quét 2, nén không khí có áp suất vào không gian 7, sau đó vào xilanh quét sạch khí xả ra ống thải và nạp đầy môi chất mới vào xilanh. Chu trình làm việc của động cơ hai kỳ được thực hiện như sau :

- Kỳ một : giãn nở tương ứng với hành trình pittông từ ĐCT xuống ĐCD. Trong xilanh vừa mới thực hiện quá trình cháy (đường cz của đồ thị công) và bắt đầu thực hiện quá trình giãn nở tức là thực hiện quá trình công tác (sinh công). Khi pittông sắp mở cửa quét thì xupáp xả 4 được mở trước, sản vật cháy bắt đầu từ xilanh thoát ra ống thải; lúc ấy áp suất trong xilanh tụt nhanh (đoạn mn trên đồ thị công). Pittông mở cửa quét muộn hơn khi áp suất môi chất trong xilanh xấp xỉ bằng áp suất khí quét trong không gian 7. Không khí quét qua cửa quét đi vào xilanh, tiếp tục đẩy sản vật cháy còn lại qua xupáp xả ra đường thải và thay thế khí xả nạp đầy xilanh. Quá trình đó được gọi là quá trình thay đổi môi chất (đoạn na trên đồ thị công).

Như vậy trong thời gian của kỳ một trong xilanh thực hiện quá trình cháy của nhiên liệu và nhả nhiệt, giãn nở của môi chất, xả khí thải, quét và nạp đầy môi chất mới.

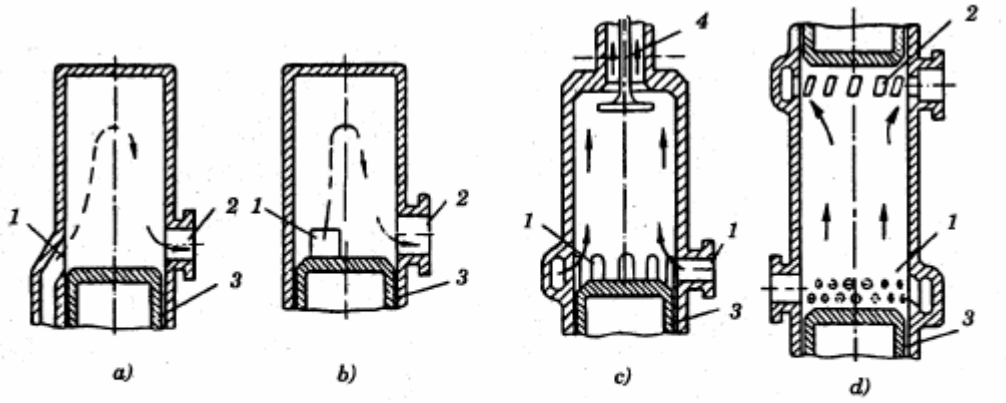
- Kỳ hai – nén : tương ứng với hành trình pittông từ ĐCD lên ĐCT (hình 1.9b).Đầu kỳ hai, tiếp tục quá trình quét và nạp đầy môi chất mới vào xilanh (đường ak trên đồ thị công). Thời điểm đóng kín cửa quét và đóng xupáp xả quyết định thời điểm kết thúc quá trình thay đổi môi chất (điểm k trên đồ thị công). Cửa quét có thể đóng đồng thời hoặc muộn hơn so với xupáp xả. Áp suất môi chất trong xilanh động cơ cuối thời kỳ thay đổi môi chất thường lớn hơn áp suất khí trời và phụ thuộc vào áp suất khí quét p_k. Từ lúc kết thúc quá trình thải và đóng kín cửa quét sẽ bắt đầu quá trình nén. Trước khi pittông tới ĐCT (trước ĐCT khoảng 10 - 30^0 góc quay trục khuỷu) nhiên liệu được phun qua vòi phun 5 vào xilanh động cơ.

Như vậy trong thời gian của kỳ hai, trong xilanh thực hiện các quá trình sau : kết thúc các quá trình thải, quét và nạp đầy môi chất mới vào xilanh ở đầu hành trình, sau đó thực hiện quá trình nén. Khác với động cơ bốn kỳ, trong động cơ hai kỳ không có các kỳ nạp và xả riêng, các kỳ này đòi hỏi một vòng quay trục khuỷu. Ở động cơ hai kỳ, quá trình thay đổi môi chất được thực hiện trên đoạn nhỏ của các kỳ chính, cuối kỳ giãn nở và đầu kỳ nén.

Phương án quét thẳng qua xupáp xả vừa giới thiệu, không phải là phương án duy nhất. Trong động cơ hai kỳ còn sử dụng nhiều phương án khác của sơ đồ thay đổi môi chất (hình 1.8). Phương án quét vòng, cửa khí đặt ngang theo hướng song song (hình 1.8a) đã đơn giản hoá cấu tạo động cơ so với phương án đã nghiên cứu (không có xupáp và cơ cấu dẫn động xupáp), nhưng làm giảm chất lượng thay đổi môi chất và mất nhiều môi chất mới đi ra đường thải.

Phương án quét vòng, cửa khí đặt ngang theo hướng lệch tâm (hình 1.8b) giảm được lượng môi chất mới lọt ra đường thải, ngoài ra còn tạo ra chuyển động quay của môi chất mới vào xilanh làm cho nhiên liệu và không khí được hoà trộn tốt hơn. Các phương án nàu được dùng trên động cơ hai kỳ của xe máy hoặc động cơ ôtô.

Phương án quét thẳng dùng trong động cơ pittông đối đỉnh, trong đó một pittông điều chỉnh cửa quét còn pittông kia điều khiển cửa thải, có thể đạt chất lượng cao về thay đổi môi chất (hình 1.8d).

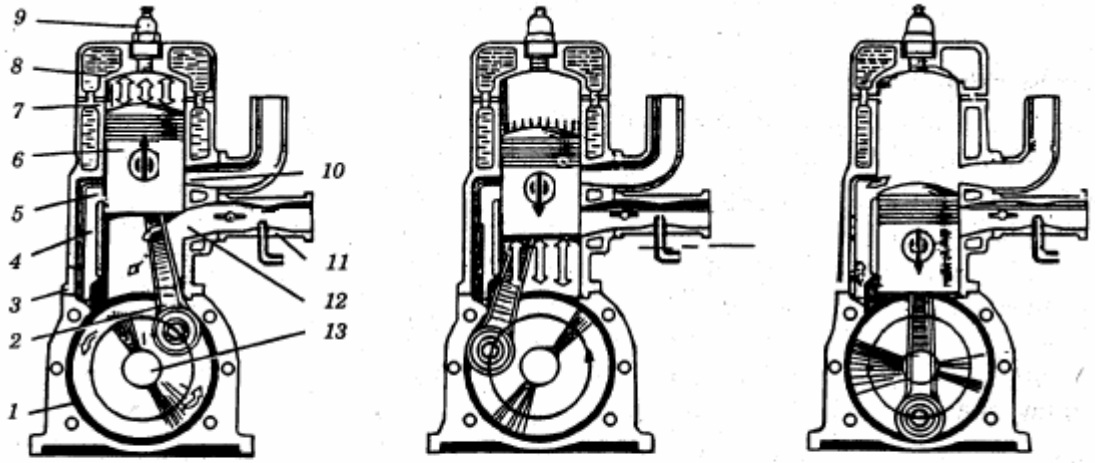


Hình1.8 Các phương án quét thải

a) quét vòng- của khí đặt ngang theo hướng song song; b) quét vòng- của khí đặt ngang theo hướng lệch tâm; c) quét thẳng qua xupáp xả; d) quét thẳng qua cửa xả dùng piston đối đỉnh. 1- cửa quét; 2- cửa xả; 3- piston; 4- xupáp xả

Trong động cơ hai kỳ có thể dùng không gian cácte làm thiết bị tạo khí quét được gọi là động cơ dùng cácte tạo khí quét, trong đó cácte được dùng làm bơm tạo khí quét. Khi pittông đi từ ĐCD lên ĐCT sẽ làm tăng không gian bên dưới pittông khiến áp suất ở đây thấp hơn áp suất khí trời (có độ chân không). Nhờ đó không khí ngoài môi trường được hút trực tiếp (động cơ điêden) hoặc qua bộ chế hoà khí (động cơ xăng) đi vào không gian cácte khi pittông mở cửa hút 12, (hình 1.9). Trong hành trình ngược lại (pittông từ ĐCT xuống ĐCD), pittông nén môi chất mới trong cácte trước khi mở cửa quét. Sau khi cửa quét mở môi chất mới được đẩy vào xilanh thực hiện quá trình quét và nạp đầy xilanh. Hình 1.9 giới thiệu sơ đồ phân phối khí của phương án quét vòng, vị trí đóng và mở các cửa quét và cửa thải đối xứng qua ĐCD.

Ưu điểm chính của động cơ dùng cácte làm bơm khí quét là cấu tạo đơn giản. Nhưng so với các phương án có bơm khí quét riêng thì chất lượng thay đổi môi chất rất kém, vì vậy gây ảnh hưởng xấu tới công suất và hiệu suất động cơ.



Hình1.9 Sơ đồ động cơ xăng hai kỳ dùng các te tạo khí quét

1- không gian các te; 2-biên; 3- đường nối thông không gian dưới piston với đường dẫn khí quét; 4- đường dẫn khí quét; 5- cửa quét; 6- piston; 7- xy lanh; 8- nắp xy lanh; 9- bougie; 10- cửa xả; 11- bộ chế hoà khí; 12- cửa hút; 13- trục khuỷu

Trong động cơ hai kỳ một phần hành trình S_n dùng để thay đổi môi chất, sẽ không thực hiện quá trình sinh công. Do đó thể tích công tác thực tế của xilanh V'_h khi pittông từ k đi lên ĐCT (hình 1.7b) sẽ là :

$$V'_h = V_h - V_n \qquad (1-4)$$

trong đó V_n – thể tích xilanh tương ứng với phần hành trình S_n.

Tỉ số nén thực tế của động cơ hai kỳ ε' sẽ là :

$$\varepsilon' = \frac{V'_h + V_c}{V_c}$$

Phần hành trình tổn thất ψ, là tỉ lệ giữa V_n và V_h :

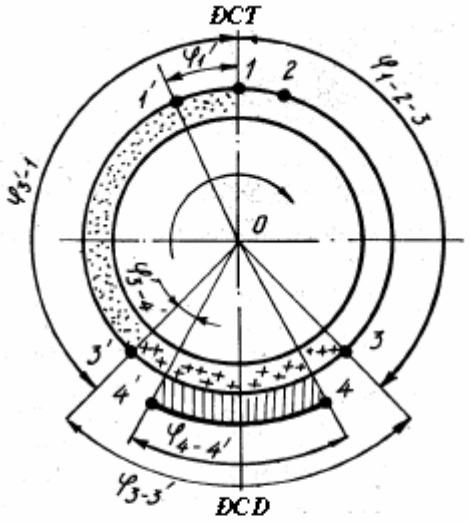
$$\psi = \frac{V_n}{V_h}$$

Trong động cơ hai kỳ $\psi = 10 \div 38\%$.

So sánh động cơ hai kỳ với động cơ bốn kỳ thấy rằng : với cùng kích thước xilanh và số vòng quay n của động cơ, công suất của động cơ hai kỳ về mặt lý thuyết có thể gấp hai lần động cơ bốn kỳ. Trên thực tế chỉ đạt khoảng 1,5 – 1,7 lần do phần hành trình tổn thất ψ cho quá trình thay đổi môi chất, vì chất lượng quét thải kém và vì cần tốn một ít công suất dẫn động bơm cấp khí quét.

Ưu điểm chính của động cơ hai kỳ là mômen quay đều hơn vì mỗi chu trình chỉ cần hai hành trình pittông hoặc một vòng quay trục khuỷu (thay cho hai vòng quay của động cơ bốn kỳ).

Nhược điểm chính của động cơ hai kỳ là thời gian thay đổi môi chất rất ngắn, quá trình quét và thải lại xảy ra đồng thờinên chất lượng quét sạch sản vật cháy từ xilanh và nạp đầy môi chất mới vào xilanh không hoàn hảo bằng động cơ bốn kỳ.



Hình 1.10 Pha phân phối khí của động cơ 2 kỳ quét vòng

0-4'- là vị trí đóng cửa quét; 0-3' - vị trí đóng cửa xả; 0-1'- là vị trí bật tia lửa điện hoặc phun nhiên liệu; 0-1- là vị trí ĐCT; 0-3 - vị trí mở cửa xả; 0-4 -vị trí mở cửa quét

Trong động cơ hình thành hoà khí bên ngoài, dùng hoà khí để quét xilanh, không tránh khỏi việc mất mát một phần hoà khí cùng khí xả thoát ra đường thải, vì vậy chu trình động cơ hai kỳ thường chỉ dùng trong động cơ điêden. Trường hợp động cơ xe máy, thuyền máy công suất nhỏ do cấu tạo đơn giản và gọn có yêu cầu cao hơn so với tính kinh tế nên người ta thường dùng động cơ xăng.

Chương 2

NHIÊN LIỆU VÀ MÔI CHẤT CÔNG TÁC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

2.1 KHÁI NIỆM MÔI CHẤT

Môi chất công tác là môi chất giới dùng để thực hiện quá trình chuyển hoá từ nhiệt năng sang cơ năng trong chu trình thực tế của động cơ đốt trong.

Khác với chu trình lý tưởng, trong chu trình thực tế môi chất công tác là những khí thực mà tính chất lý hoá luôn biến động trong suốt chu trình, chúng gồm có: không khí, nhiên liệu và sản vật cháy.

Ở hành trình nạp, tuỳ thuộc vào loại hình thành hoà khí mà người ta đưa vào xilanh không khí (động cơ hình thành hoá bên trong) hoặc hoà khí (động cơ hình thành hoà khí bên ngoài). Không khí hoặc hoà khí mới nạp được gọi là môi chất mới. Trong hành trình nạp môi chất mới hoà trộn với khí sót còn lại trong xilanh của chu trình trước, tạo nên môi chất công tác của quá trình, về thực chất khí sót là sản vật cháy của nhiên liệu và không khí.

Ở hành trình nén, môi chất công tác cuối quá trình nạp được dùng làm môi chất của quá trình nén.

Ở quá trình cháy, môi chất cuối quá trình nén được chuyển dần thành sản vật cháy.

Ở các hành trình giãn nở và thải, môi chất công tác là sản vật cháy.

Nhiệt năng được dùng để chuyển biến thành cơ năng trong động cơ là do phản ứng cháy của hoà khí (hỗn hợp giữa hơi nhiên liệu và không khí) tạo ra. Cần tạo mọi điều kiện để phản ứng cháy này được diễn ra đúng lúc, kịp thời, triệt để, đồng thời đảm bảo cho máy chạy êm. Tất cả những điều đó lại phụ thuộc vào chất lượng hình thành hoà khí và tính chất của nhiên liệu dùng trong động cơ.

Đối với động cơ đốt trong, người ta chỉ sử dụng nhiên liệu dễ hoà trộn với không khí để tạo thành hoà khí, ngoài ra trong sản vật cháy không được có tro, vì tro sẽ làm cho vòng găng bị liệt và làm tăng độ mài mòn của xilanh, piston và vòng gãy. Nhiên liệu thể rắn chỉ có thể sử dụng sau khi đã được hoá lỏng hoặc được khí hoá trong lò ga.

Trong chương này sẽ nghiên cứu tính chất lý hoá của nhiên liệu và môi chất dùng cho động cơ.

2.2 NHIÊN LIỆU THỂ KHÍ

Nhiên liệu thể khí dùng cho động cơ đốt trong gồm có: khí thiên nhiên (sản phẩm của các mỏ khí), khí công nghiệp (sản phẩm xuất hiện trong quá trình luyện cốc, luyện gang (khí lò cao) và tinh luyện dầu mỏ) và khí lò ga (khí hoá nhiên liệu thể rắn trong các lò ga). Một nhiên liệu thể khí đều là hỗn hợp cơ học của các loại khí cháy và khí trơ khác nhau. Thành phần chính của nhiên liệu thể khí gồm có: ôxít cácbon (CO), mêtan (CH_4), các loại hydrôcacbon (C_mH_m), khí cácbônich (CO_2), ôxy (O_2), hyđrô (H_2), hyđrôsunfua (H_2S) và các loại khí trơ, chủ yếu là nitơ (N_2) với những tỷ lệ khác nhau.

Nhìn chung, công thức hỗn hợp của các chất trong nhiên liệu thể khí có chứa cácbon C0, hyđrô H hoặc ôxy O, đều có thể viết dưới dạng:

$$C_nH_mO_r + N_2 = 1 \text{ kmol } (1m^3 \text{ tiêu chuẩn}) \qquad (2\text{-}1)$$

Nhiên liệu khi dùng cho động cơ đốt trong được chia làm ba loại (theo nhiệt trị thấp):

a. Loại có nhiệt trị lớn (Q_m- nhiệt trị của $1m^3$ nhiên liệu khí),

$Q_m \geq 23$ MJ/m^3 tiêu chuẩn. Loại này gồm khí thiên nhiên và khí thu được khi khai thác hoặc tinh luyện dầu mỏ và khí nhân tạo. Thành phần chính của nó là khí mêtan chiếm từ 30 ÷ 99%, còn lại là các khí hydrôcacbon khác.

b. Loại có nhiệt trị vừa (chiếm vị trí trung gian):

$Q_m = 16 \div 23$ MJ/m^3 tiêu chuẩn

Loại này chủ yếu là khí thu được từ luyện cốc, thành phần chính có H_2 (khoảng 40 ÷ 60%) còn lại là CO, CH_4

c. Loại có nhiệt trị nhỏ:

$Q_m = 4 \div 16$ MJ/m^3 tiêu chuẩn

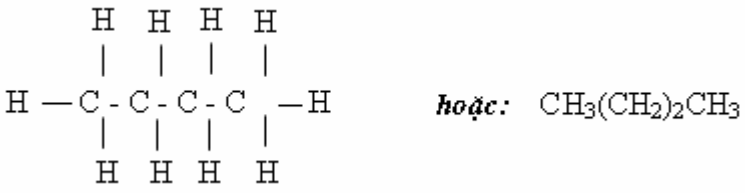
Loại này bao gồm khí lò hơi và khí lò ga. Thành phần chủ yếu là CO và H_2 chiếm tới 40%, còn lại khí trơ N_2và CO_2.

2.3 NHIÊN LIỆU THỂ LỎNG

Nhiên liệu thể lỏng dùng cho động cơ đốt trong chủ yếu là các sản phẩm được tạo ra từ dầu mỏ vì loại này có nhiệt trị lớn, ít tro, dễ vận chuyển và bảo quản. Mỗi loại nhiên liệu lỏng kể trên đều là một hỗn hợp của nhiều loại hyđrôcacbon có cấu tạo hoá học rất khác nhau, chính cấu tạo đó gây ảnh hưởng lớn tới các tính chất lý - hoá cơ bản, đặc biệt là tới quá trình bay hơi, tạo hoà khí và bốc cháy của nhiên liệu trong động cơ.

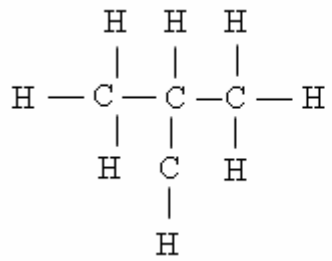
Trong dầu mỏ có các hyđrô các bon sau : paraphin (anlan) C_nH_{2n+2}; hyđrôcacbon vòng xyclôankan C_nH_{2n} và hyđrôcacbon thơm (aren), C_nH_{2n-6} và C_nH_{2n-12}. Ngoài ra trong dầu mỏ còn chứa rất ít chất ôlêphin (anken) C_nH_{2n} điôlêphin (ankan đien) C_nH_{2n-2}. Trong hyđrôcacbon no (bão hoà) các nguyên tử cacbon liên kết với nhau theo mạch thẳng (ankan chính) hoặc mạch nhánh (izôan kan) chất đồng phân của (ankan chính) hoặc mạch kín vòng (xyclôankan) bằng các mạch đơn, số mạch (hóa trị) còn lại của C được bão hoà bằng các nguyên tử H. Trong dầu mỏ ngoài ankan chính trong phân tử được liên kết theo mạch thẳng đơn còn có các chất đồng phân. Ví dụ dưới đây là cấu tạo phân tử của butan chính, 2 - izôbutan, ôctan chính là 2,2,4 - izôôctan.

Butan chính

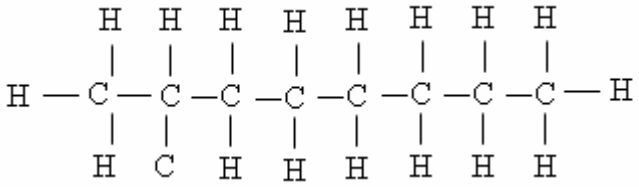


hoặc: $CH_3(CH_2)_2CH_3$

2- izôbutan (số 2 là thứ tự của nguyên tử cacbon có mạch nhánh)



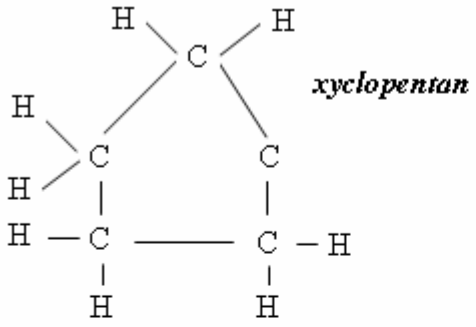
hoặc $CH_3CHCH_3\ CH_3$



hoặc $CH_3(CH_2)_6CH_3$

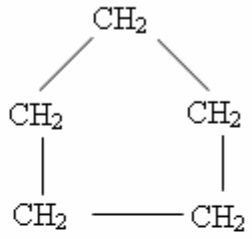
Ankan chính, do các nguyên tử C được liên kết đơn theo mạch thẳng nên các mạch C (dễ gẫy phản ứng hoá học) làm cho nó dễ tự cháy (Mạch liên kết càng dài càng dễ tự cháy), vì vậy không phải là thành phần lý tưởng của nhiên liệu dùng trong động cơ xăng đốt cháy cưỡng bức, nhưng nó lại rất thích hợp với động cơ điêden. Với izôankan (chất đồng phân của ankan) thì hoàn toàn trái ngược, rất khó bị gãy mạch, tức là khó tự cháy. Trong ankan do tỉ số C/H nhỏ nên tính cất của nó rất ổn định khó biến chất.

Nhiên liệu dùng trong động cơ xăng đốt cháy cưỡng bức, cần có nhiều izôankan để tránh kích nổ. Người ta đã dùng 2,2,4 - izôôctan làm nhiên liệu chuẩn để đo tính chống kích nổ của các loại xăng. Trong đó động cơ điêden lại dùng thành phần tương đối nặng của sản phẩm dầu mỏ làm nhiên liệu (vì chứa nhiều ankan chính dễ tự cháy). bằng các mạch thẳng đơn tạo nên một vòng kín như ví dụ dưới đây:

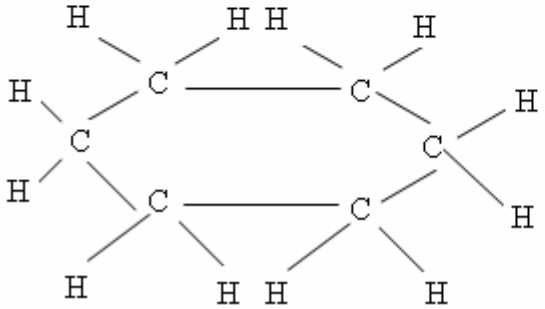


xyclopentan

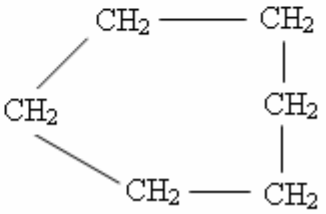
hoặc



xyclohecxan

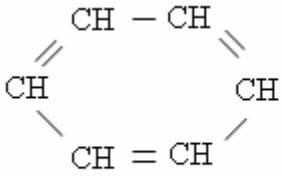


hoặc

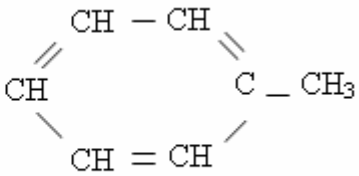


araphin vòng có tính cháy tự nằm giữa ankan chính và izoankan, còn khối lượng riêng hơi lớn hơn và nhiệt trị hơi nhỏ hơn so với ankan, vì tỉ lệ $\frac{C}{H}$ lớn.

Hyđrôcacbon thơm (aren) là loại hyđrôcabon không no, các nguyên tử C cũng nối với nhau thành một vòng kín nhưng bằng các liên kết đôi và liên kết đơn xen kẽ nhau, cấu tạo điển hình là chất benzen và mêtylbenzen:



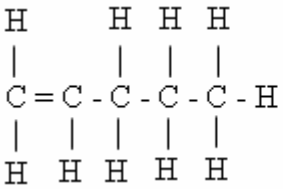
Benzen (C_6H_6)



Metylbenzen $C_6H_5(CH_3)$

Kết cấu trên giúp hyđrôcabon thơm có tính ổn định cao, khó tự cháy và là thành phần lý tưởng của xăng dùng trong động cơ đốt cháy cưỡng bức. Do hàm lượng H ít nên chúng có khối lượng riêng lớn và nhiệt trị nhỏ.

Các loại ôlêphin, điôphin và axêtylen là những hyđrôcácbon không no, các nguyên tử C nối với nhau theo mạch thẳng trong đó có một mạch kép, hai mạch kép hoặc một mạch ba, ví dụ chất pentyl - 1 - C_5H_{10} (số 1 chỉ mạch nối C thứ nhất là mạch kép):



hoặc $CH_2CH(CH_2)_2\ CH_3$

Do có mạch kép và mạch ba khiến các chất này khó tự cháy, thích hợp với nhiên liệu động cơ xăng đốt cháy cưỡng bức, không thích hợp với nhiên liệu của động cơ điêden. Hàm lương các loại hyđrôcacbon không no trong dầu mỏ rất ít, nhưng lại chiếm tỉ lệ đáng kể trong các loại nhiên liệu qua cracking nhiệt phân. Các mạch C không bão hoà, nên tính chất không ổn định, dễ oxy hoá, biến chất, thành các chất keo đa phân tử.

Điểm khác biệt lớn nhất của các loại hyđrôcacbon kể trên là điểm sôi, Vì vậy có thể dùng biện pháp vật lý- phân cất (sôi bay hơi và ngưng tụ) để sản xuất xăng, dầu hoả - nhiên liệu điêden, dầu nhờn từ sản phẩm thô của dầu mỏ. Các thành phần chính của các sản phẩm chưng cất từ dầu thô là ankan, xyclôankan và aren.

Để tăng sản lượng xăng từ dầu thô, người ta dùng phương pháp nhiệt phân (cracking), ở nhiệt độ $t \approx 400^0C$, đối với các thành phần nặng của dầu mỏ nhằm làm gãy các mạch liên kết C của các phân từ lớn để tạo ra các phân tử nhỏ và nhẹ hơn. Do hàm lượng tương đối của H trong các phân tử lớn nặng, không đủ nên hyđrôcacbon nhẹ được tạo ra sau nhiệt phân phải có các thành phần không bão hoà (không no). Vì vậy sản phẩm sau khi nhiệt phân thường có nhiều ôlêphin, điôlêphin và axêtylen. Trong khi nhiệt phân nếu có thêm các chất xúc tác (nhiệt phân có xúc tác) một mặt sẽ có thể giảm bớt nhiệt độ cracking, nhờ đó giảm được hàm lượng hyđrôcacbon dạng khí, mặt khác có thể tạo phản ứng tách H_2 khỏi các xyclôankan để biến thành aren hoặc tạo phản ứng tách H_2 khỏi ankan rồi vòng hoá để thành aren, cũng như tạo điều kiện tăng H_2 cho ôlêphin, điôlêphin và axêtylen. Như vậy, phương pháp nhiệt phân có xúc tác sẽ làm tăng hàm lượng aren, làm giảm hàm lượng các loạt hyđrôcacbon mạch thẳng chưa bão hoà nhờ đó làm tăng chất xăng.

Ngoài ra, người ta còn dùng nhiều giải pháp công nghệ khác đối với dầu mỏ nhằm làm tăng H_2, izôankan hoá đối với các ankan, tuyển hợp, aren hoá … để sản xuất xăng cao cấp.

Xăng và nhiên liệu điêzen chưng cất từ dầu mỏ chứa khoảng 80 ÷ 90% an kan và xyclôankan. Trong khi đó muốn nâng cao tính năng chống kích nổ, thì trong xăng phải có tối

thiểu 40% aren. Vì vậy các loại xăng cao cấp hiện nay đều là các sản phẩm đã qua các giải pháp công nghệ đặc biệt.

Tính chất lý hoá của nhiên liệu phụ thuộc vào tỉ lệ thành phần của các nhóm hyđrôcacbon kể trên. Tùy theo phương pháp hình thành và đốt cháy hoà khí trong chu trình công tác mà có các yêu cầu khác nhau đối với nhiên liệu. Vì vậy người ta chia nhiên liệu lỏng thành hai nhóm:

- Nhiên liệu dùng cho động cơ tạo hoà khí bên ngoài, đốt cháy cưỡng bức;
- Nhiên liệu dùng cho động cơ điêden

Các loại nhiên liệu lỏng lấy từ dầu mỏ đều có các nguyên tố chính sau: cácbon (C), hyđrô (H_2) và oxy (O_2); đôi khi cũng còn một hàm lượng nhỏ lưu huỳnh (S) và nitơ (N_2).

Nếu bỏ qua hàm lượng của S và N_2 thì ***thành phần khối lượng*** c,h,o_{nl} của các nguyên tố C,H,O trong nhiên liệu được viết như sau:

$$c + h + o_{nl} = 1kg \qquad (2\text{-}2)$$

2.4 NHỮNG TÍNH CHẤT CHÍNH CỦA NHIÊN LIỆU

2.4.1 Nhiệt trị

Nhiệt trị là nhiệt lượng thu được khi đốt cháy kiệt 1kg (hoặc $1m^3$ tiểu chuẩn) nhiên liệu (điều kiện tiêu chuẩn p = 760 mmHg và $t = 0^0C$)

Khi đo nhiệt trị người ta đốt nhiên liệu ở nhiệt độ nào đó (nhiệt độ môi trường), nhiệt lượng được sản ra do nhiên liệu bốc cháy sẽ được nước hấp thụ; nước làm lạnh sản vật cháy tới nhiệt độ môi trường trước khi đốt, sau đó dựa vào lượng nhiên liệu tiêu hao, lưu lượng và mức tăng nhiệt độ của nước sẽ tính được nhiệt trị của nhiên liệu.

Cần phân biệt : nhiệt trị đẳng áp với nhiệt trị đẳng tích; nhiệt trị thấp với nhiệt trị cao.

a. Nhiệt trị đẳng áp Q_p

Nhiệt trị đẳng áp Q_p là nhiệt lượng thu được sau khi đốt cháy kiệt 1kg (hoặc $1m^3$ tiêu chuẩn) nhiên liệu trong điều kiện đảm bảo áp suất môi chất trước va sau khi đốt bằng nhau. Nhiệt trị đẳng tích Q_v được xác định trong điều kiện giữ cho thể tích sản vật cháy (môi chất sau khi cháy) bằng thể tích hoà khí (môi chất trước khi cháy).

Mối quan hệ giữa Q_p và Q_v được xác định theo biểu thức:

$$Q_v = Q_p + p_t (V_s - V_t) \ J/kg \ (J/m^3) \qquad (2\text{-}3)$$

trong đó: p_t (N/m^2) - áp suất môi chất trước khi cháy;

V_t, V_s (m^3) - Thể tích hoà khí trước khi cháy và của sản vật cháy đã quy dẫn về áp suất p_t và nhiệt độ t_0 trước khi cháy.

Đối với nhiên liệu lỏng sản xuất từ dầu mỏ Q_p nhỏ hơn Q_v khoảng 0,2%, vì $V_s > V_t$ (sau khi cháy thể tích môi chất lớn lên).

b. Nhiệt trị cao Q_c

Nhiệt trị cao Q_c là toàn bộ số nhiệt lượng thu được sau khi đốt cháy kiệt 1kg nhiên liệu, trong đó có cả số nhiệt lượng do hơi nước được tạo ra trong sản vật cháy ngưng tụ lại thành nước nhả ra, khi sản vật cháy được làm lạnh tới bằng nhiệt độ trước khi cháy được gọi là nhiệt ẩn trong hơi nước trong khi xả chưa kịp ngưng tụ đã bị thải mất, vì vậy chu trình công tác của động cơ không thể sử dụng số nhiệt ẩn này để sinh công. Do đó khi tính chu trình công tác của động cơ, người ta dùng nhiệt trị thấp Q_t nhỏ hơn Q_c một số nhiệt lượng vừa bằng nhiệt ẩn của hơi nước được tạo ra khi cháy.

Mối quan hệ giữa Q_c và Q_t được xác định theo các biểu thức như sau:

- Nhiên liệu lỏng: (nhiệt trị của 1kg - Q_{tk} và Q_{ck}

$$Q_{tk} = Q_{ck} - 2{,}512\ (9h + w),\ 1MJ/kg \qquad (2\text{-}4)$$

Trong đó : 2,512 MJ/kg - nhiệt ẩn của 1 kg hơi nước

h - thành phần khối lượng của H trong nhiên liệu

w - thành phần khối lượng của nước trong nhiên liệu

Nhiên liệu khí: (nhiệt trị của $1m^3$ tiêu chuẩn Q_{tm} và Q_{cm})

$$Q_{tm} = Q_{cm} - 2{,}512[\frac{18}{22{,}4}\sum\frac{m}{2}C_nH_mO_r] \ (MJ/m^3 \text{ tiêu chuẩn}) \qquad (2\text{-}5)$$

trong đó : 18 - phân tử lượng của hơi nước ;

22,4(m^3) - thể tích phân tử của hơi nước ở điều kiện tiêu chuẩn

p = 760 mmHg và $t = 0^0C$;

$\frac{m}{2}$ - Thể tích hơi nước khi đốt m.h kg khí H_2

Có thể xác định gần đúng nhiệt trị thấp Q_{tk} hoặc Q_{tm} của nhiên liệu theo công thức Menđêlêép sau đây, nếu biết thành phần khối lượng của nhiên liệu lỏng hoặc thành phần thể tích của nhiên liệu khí

- Nhiên liệu lỏng:

$$Q_{tk} = 33{,}915C + 126{,}0.h - 10{,}89\ (O_{nl} - s) - 2{,}512\ (9h + W),\ MJ/kg \qquad (2\text{-}6)$$

- Nhiên liệu thể khí:

$$Q_{tm} = 12{,}8CO + 10{,}8H_2 + 35{,}8CH_4 + 56{,}0C_2H_2 + 59{,}5C_2H_4 + 63{,}4\ C_2H_6 + $$
$$+ 91C_3H_8 + 120\ C_4H_{10} + 144C_5H_{12},\ (MJ/m^3 \text{ tiêu chuẩn}) \qquad (2\text{-}7)$$

Rất dễ cho rằng khi chọn nhiên liệu lỏng dùng cho động cơ phải dùng loại nhiên liệu có nhiệt trị lớn; nhưng trên thực tế gây ảnh hưởng trực tiếp tới công suất động cơ lại là nhiệt trị của $1m^3$ hoà khí (động cơ xăng) hoặc $1m^3$ không khí (động cơ điêden).

Q'_{tm} (MJ/m^3), tiêu chuẩn được xác định theo biểu thức sau:

$$\left.\begin{array}{l} \text{- Hình thành hoà khí bên ngoài : } Q^{1'}{}_{tm} = \dfrac{Q_{tk}}{22{,}4(\dfrac{1}{\mu_{nl} + M_0})} \\ \text{- Hình thành hoà khí bên trong : } Q^{1}{}_{tm} = \dfrac{Q_{tk}}{22{,}4M_0} \end{array}\right\} \qquad (2\text{-}8)$$

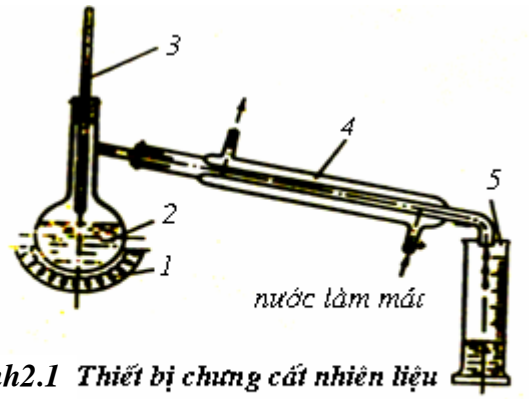
trong đó: Q_{tk} (MJ/kg) - nhiệt trị thấp của nhiên liệu lỏng; μ_{nl} (kmol) - phân tử lượng nhiên liệu

M_0 (kg/kmol) - lượng không khí lý thuyết cần đê đốt kiệt 1kg nhiên liệu lỏng; 22,4 (m^3) - thể tích phân tử trong điều kiện tiêu chuẩn: p = 760 mmHg, $t = 0^0C$.

2.4.2 Tính bay hơi

Tính bay hơi (thành phần chưng cất) của nhiên liệu gây ảnh hưởng lớn tới tính năng hoạt động của cả động cơ xăng lẫn động cơ điêden. Trên thực tế người ta thường dùng các đường cong chưng cất để đánh giá tính bay hơi của nhiên liệu. Dùng thiết bị chưng cất (H.2.1), cứ 10^0C một lần xác định số lượng chất lỏng chưng cất được, cuối cùng vẽ các đường cong (H.2.2), đó là các đường chưng cất của các loại nhiên liệu. Cách chưng cất như trên,

nhiên liệu hoàn toàn cách ly với không khí. Trên thực tế, do đó điều kiện bay hơi của nhiên liệu trong động cơ khác xa điều kiện chưng cất, mặc dù cách chưng cất kể trên có thể đánh giá mức độ khó hoặc dễ hoá hơi của các loại nhiên liệu.



Hình2.1 Thiết bị chưng cất nhiên liệu

1- bếp điện; 2- nhiên liệu chử nghiệm (100ml); 3- nhiệt kế; 4- bình ngưng; 5- bình đo

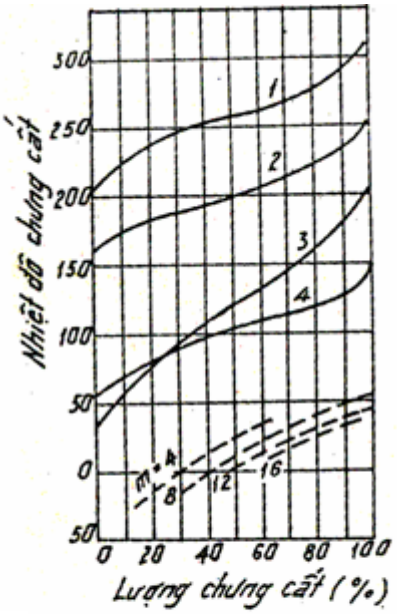
Vì vậy còn có cách chưng cất cân bằng trong không khí, tức là cho không khí và nhiên liệu hoà trộn trước với nhau theo tỉ lệ $m=G_k/G_{nl}$(G_k - khối lượng không khí; G_{nl} - khối lượng nhiên liệu (được bay hơi trong điều kiện cân bằng ấy). Kết quả xác định số phần trăm nhiên liệu bay hơi ở các nhiệt độ khác nhau với tỉ lệ hoà trộn khác nhau (các đường đứt (khuất) trên hình 2.2). Qua thí nghiệm trên thấy rõ, nhiệt độ bay hơi thực tế thấp hơn nhiều so với nhiệt độ chưng cất cách li với không khí.

Ảnh hưởng tính bay hơi của nhiên liệu tới tính năng hoạt động của động cơ xăng và động cơ điêden rất khác nhau, Vì vậy cần xét cụ thể cho từng trường hợp.

2.4.2.1 Mối quan hệ giữa tính bay hơi của xăng và tính năng hoạt động của động cơ dùng chế hoà khí.

a) Tính năng khởi động

Khi bật tia lửa điện, hoà khí dễ bén lửa nhất ở tỉ lệ hoà trộn m= 12:1÷13:1. Khi khởi động tốc độ động cơ rất chậm, không khí và xăng hoà trộn không tốt, nhiệt độ bề mặt thành ống nạp , xilanh, piston vv… rất thấp, do đó chỉ có khoảng 1/5 ÷ 1/10 xăng được bay hơi. Nếu bộ chế hoà khí đã được điều chỉnh ở thành phần hoà khí tốt nhất, thì hoà khí thực tế vào động cơ lúc khởi động sẽ rất nhạt (đặc biệt khi trời lạnh), rất khó bén lửa và khởi động. Vì vậy phải đóng bướm gió để cung cấp hoà khí có thành phần m ≈ 1:1, làm cho hoà khí thực tế vào xilanh có giá trị sát với hoà khí tốt nhất. Lúc ấy chỉ cần khoảng 8% xăng phun vào được bay hơi là đủ.



Hình2.2 Đường đặc tính chưng cất cách ly của nhiên liệu (đường liền) và đường đặc tính chưng cất cân bằng trong không khí (đường đứt)

1-nhiên liệu diezel nhẹ; 2- dầu hoả; 3- xăng Ôtô; 4- xăng máy bay

Trên đường cong chưng cất, tương ứng với 10% nhiên liệu bay hơi, toả nút hơi trên đường từ thùng chứa đến bộ hoà khí khi trời nóng, khiến lưu động của đường xăng thiếu linh hoạt, có thể còn gây tắc bơm xăng làm cho động cơ chạy không ổn định, thậm chí làm chết máy. Tình trạng ấy dễ làm cho xe đang

chạy nhanh với trọng tải lớn, đột nhiên chậm lại rồi dừng hẳn, không thể khởi động lại được. Do đó điểm 10% không thể quá thấp, trong quy phạm về xăng thường quy định áp suất bão hoà của xăng không quá 500mmHg . Tất nhiên nếu thiết kế đường xăng một cách hợp lý, tăng cường năng lực hoạt động của bơm xăng và có biện pháp cách nhiệt hợp lý cũng có thể làm tăng khả năng tránh nút hơi kể trên.

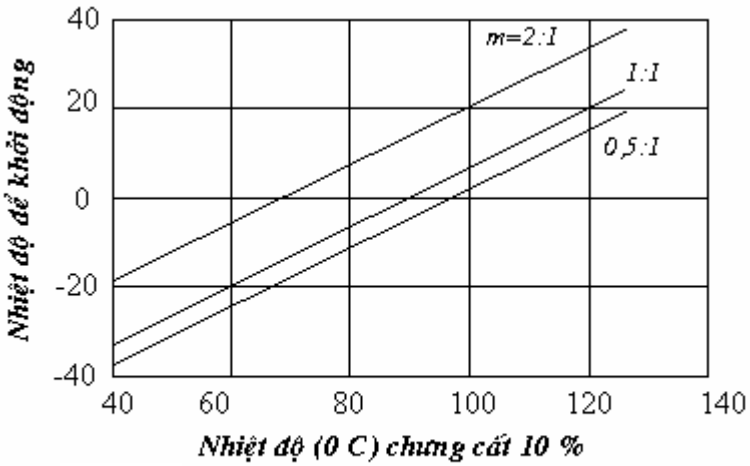
b)Nút hơi

Nhiên liệu có điểm 10% càng tháp , càng dễ hình thành bọt hơi tạo ra nút hơi trên đường từ thùng chứa đến bộ chế hoà khí khi trời nóng, khiến lưu động của đường xăng thiếu linh hoạt có thể còn gây tắc bơm xăng làm cho động cơ chạy không ổn định, thậm chí làm chết máy. Tình trạng ấy dễ làm cho xe đang chạy nhanh vớ trọng tải lớn, đột nhiên châm lại dồi dừng hẳn, không thể khởi động lại được. Do đó điểm 10% không thể quá thấp , trong quy phạm xăng thường quy dịnh áp suất bão hoà của xăng không quá 500mmHg. Tất nhiên nếu thiết kế đường xăng và có biện pháp cách nhiệt hợp lí cũng có thể làm tăng khả năng tránh nút hơi kể trên.

c) Chạy ấm máy

Sau khi khởi động, cần cho động cơ chạy chậm đợi máy ấm dần để nhiên liệu lỏng còn đọng trên thành ống được bay hơi, sau đó có thể tăng tải dần cho động cơ. Thời gian từ lúc khởi động đến lúc tăng tải là thời gian chạy ấm máy. Thí nghiệm chỉ rằng, xăng có điểm 20% ÷ 50% càng thấp, thì thời gian chạy ấm máy càng ngắn và tính cơ động của động cơ càng tốt.

d) Tính tăng tốc



Hình2.3 ảnh hưởng của nhiệt độ chưng cất 10 % và tỷ lệ hoà trộn m tới tính năng khởi động động cơ

Lúc mở bướm ga đột ngột làm động cơ tăng tốc, mặc dù cả nhiên liệu và không khí đi vào không gian chế hoà khí đều tăng nhưng một phần xăng chưa kịp bay hơi đọng lại trên thành ống là cho hoà khí thực tế đi vào xilanh động cơ trở nên loãng, gây ảnh hưởng tới tính năng tốc độ của động cơ. Mức độ gây ảnh hưởng ấy tuỳ thuộc vào hình dạng của đường chưng cất, nhiệt độ động cơ và tỉ lệ hoà trộn m khi tăng tốc. Ví dụ, nếu nhiệt độ thấp, hoà khí loãng thì phần dưới của đường chưng cất gây tác dụng lớn, ngược lại thì phần trên sẽ gây tác dụng không lớn. Nếu nhiệt độ đường ống nạp lớn mà dùng xăng dễ bay hơi trong động cơ có thiết bị tăng tốc, có thể làm cho hoà khí quá đậm, gây tác hại xấu cho tính tăng tốc. Nhìn chung muốn cho động cơ dễ tăng tốc cần dùng loại xăng có điểm 35 ÷ 65 % tương đối thấp. Thông thường người ta lấy điểm 50% làm tiêu chuẩn đánh giá tính năng của xăng.

e) Phân phối

Thực nghiệm chỉ rằng: khoảng 1/2 xăng kịp bay hơi trên được nạp sẽ đảm bảo nhiên liệu phân phối đều vào các xilanh. Do đó điểm 50% có ý nghĩa quan trọng đối với chất lượng phân phối xăng khi đi vào các xilanh.

g) Cháy

Muốn có chất lượng cháy tốt trong động cơ xăng cần đảm bảo cho xăng kịp bay hơi hết trước khi bật tia lửa điện. Do đó điểm hoá sương mù của hoà khí phải rất thấp. Điểm sương mù lại phụ thuộc vào điểm 90%. Nếu điểm 90% cao quá sẽ làm cho nhiên liệu cháy không kiệt, tạo khói đen, trong buồng cháy có nhiều muội than. Nếu điểm 90% thấp quá sẽ làm cho hoà khí vào xilanh quá "khô", gây giảm công suất và làm tăng khuynh hướng kích nổ.

h) Gây loãng dầu nhờn trang cácte

Nếu tính bay hơi chung của xăng không tốt và nếu điểm sương mù của hoà khí quá cao, xăng có thể ngưng đọng trên thành xilanh và lọt xuống cácte làm loãng và phá hỏng dầu nhờn ở cácte. Tình trạng này càng trầm trọng khi khởi động lạnh và khi chạy ấm máy. Vì vậy điểm 90% của đường chưng cất không được cao quá.

i) Lượng khí nạp

Nếu nhiệt độ đường nạp thấp, sẽ làm tăng mật độ khí nạp. Do đó tính bay hơi của nhiên liệu càng tốt, lúc ấy do nhiệt độ ẩn của nhiên liệu bay hơi gây ra sẽ làm giảm càng nhiều nhiệt độ và tăng càng nhiều lượng khí nạp vào xilanh.

2.4.2.2 Tính bay hơi của nhiên liệu điêden

Nhiên liệu phun vào buồng cháy động cơ điêden được bốc cháy sau khi hình thành hoà khí. Trong thời gian cháy trễ tốc độ và số lượng bay hơi của nhiên liệu phụ thuộc nhiều vào tính bay hơi của nhiên liệu phun vào động cơ. Tốc độ bay hơi của nhiên liệu ảnh hưởng tới tốc độ hình thành hoà khí trong buồng cháy. Thời gian hình thành hoà khí của động cơ điêden cao tốc rất ngắn, do đó cần đòi hỏi tính bay hơi cao của nhiên liệu. Nhiên liệu có nhiều thành phần chưng cất nặng rất khó bay hơi hết, nên không thể hình thành hoà khí kịp thời , làm tăng cháy rớt, ngoài ra phần nhiên liệu chưa kịp bay hơi khi hoà khí đã cháy, do tác dụng của nhiệt độ cao dễ bị phân giải (cracking) tạo nên các hạt C khó cháy. Kết quả, làm tăng nhiệt độ khí xả của động cơ, tăng tổn thất nhiệt, tăng muội than trong buồng cháy và trong khi xả làm giảm hiệu suất và độ hoạt động tin cậy của động cơ. Nhưng nếu thành phần chưng cất nhẹ quá, sẽ khiến hoà khí khó tự cháy, làm tăng cháy trễ và khi hoà khí đã bắt đầu tự cháy thì hầu như toàn bộ thành phần chưng cất nhẹ của nhiên liệu đã phun vào động cơ sẽ bốc cháy tức thời, khiến tốc độ tăng áp suất lớn, gây tiếng nổ thô bạo, không êm.

Mỗi loại buồng cháy của động cơ điêden có đòi hỏi khác nhau về tính bay hơi của nhiên liệu. Các buồng cháy dự bị và xoáy lốc có thể dùng nhiên liệu với thành phần chưng cất nhẹ. Thực nghiệm chỉ rằng: các buồng cháy ngăn cách có thể dùng nhiên liệu có thành phần chưng cất khá rộng từ 150 ÷ 180^{0}C đến 360 ÷ 400^{0}C, buồng cháy thống nhất dùng nhiên liệu có thành phần chưng cất trong khoảng 200 ÷ 330^{0}C. Riêng động cơ đa nhiên liệu không có yêu cầu gì đặc biệt đối với tính bay hơi của nhiên liệu.

2.4.3. Tính lưu động ở nhiệt độ thấp và tính phun sương của nhiên liệu điêden

2.4.3.1. Điểm kết tủa

Ở nhiệt độ thấp hàm lượng paraphin (chất ankan cao phân tử) và nước lẫn trong nhiên liệu điêden sẽ kết tinh tạo ra những tinh thể nhỏ khiến nhiên liệu trở thành dịch thể dạng đục. Lúc ấy tính, lưu động của nhiên liệu tuy chưa mất hẳn, nhưng các tinh thể trên có thể gây tắc bình lọc và đường ống làm ngưng cấp nhiên liệu. Nhiệt độ khiến nhiên liệu bắt đầu xuất hiện các tinh thể kể trên được gọi là điểm đục. Tiếp tục hạ thấp nhiệt độ sẽ hình thành các tinh thể dạng lưới, làm mất dần tính lưu động do bị kết tủa. Nhiệt độ của điểm này được gọi là điểm kết tủa, người ta thường dùng nó để phân loại nhiên liệu điêden.

Khi chọn nhiên liệu điêden cần đảm bảo cho điểm kết tủa thấp hơn nhiệt độ cực tiểu của môi trường khoảng 3 ÷ 5^0C, ngoài ra điểm đục và điểm kết tủa phải sát nhau (thường không quá 7^0C).

Điểm kết tủa của nhiên liệu điêden phụ thuộc chủ yếu vào thành phần hoá học của nó. Càng nhiều thành phần ankan chính điểm kết tủa càng cao, càng dễ tự cháy, izôankan có điểm kết tủa thấp, khó tự cháy, các loại hyđrôcacbon mạch thẳng không bão hoà có điểm kết tủa thấp, nhưng rất không ổn định, dễ kết keo, tích than. Thành phần lý tưởng của nhiên liệu điêden là izôankan phân tử lớn dài có mạch ngang.

Nhiên liệu điêden có gốc paraphin thường có điểm kết tủa cao, có thể được hạ thấp bằng cách xử lý khử paraphin để khử bớt các phần tử lớn của ankan, nhưng cách đó làm giảm tính tự cháy của nhiên liệu, có thể làm giảm điểm kết tủa bằng cách pha thêm phụ gia.

2.4.3.2 Độ nhớt

Lực cản giữa các phân tử khi chất lỏng chuyển động dưới tác dụng của ngoại lực được gọi là nhớt. Nếu độ nhớt của nhiên liệu điêden quá lớn sẽ gây khó khăn cho lưu động của nhiên liệu từ thùng chứa đến bơm, giảm độ tin cậy cho hoạt động của bơm, gây khó khăn cho việc xả khí khỏi hệ thống và việc xé tới phun sương nhiên liệu qua vòi phun sẽ kém, khiến nhiên liệu và không khí hoà trộn không đều, làm giảm công suất và hiệu suất động cơ, Nhưng nếu độ nhớt của nhiên liệu điêden nhỏ quá sẽ gây khó khăn cho việc bôi trơn mặt ma sát của các cặp bộ đôi bơm cao áp và hành trình tia nhiên liệu trong buồng cháy. Như vậy cần đảm bảo độ nhớt hợp lý.

2.4.4 Nhiệt độ bén lửa và nhiệt độ tự bốc cháy

2.4.4.1 Nhiệt độ bén lửa

Nhiệt độ bén lửa là nhiệt độ thấp nhất để hoà khí bén lửa. Nhiệt độ bén lửa phản ánh số lượng thành phần chưng cất nhẹ của nhiên liệu, nó được dùng làm chỉ tiêu phòng hoả với nhiên liệu dùng trên tàu thuỷ không được thấp hơn 65 ^{0}C

2.4.4.2 Nhiệt độ tự bốc cháy

Nhiệt độ tự bốc cháy là nhiệt độ thấp để hoà khí (hỗn hợp nhiên liệu và không khí) tự bốc cháy mà không cần nguồn nhiệt bên ngoài châm cháy. Nhiệt độ tự cháy của hoà khí phụ thuộc vào nhiên liệu. Thông thường phân tử lượng nhiên liệu càng lớn thì nhiệt độ tự cháy càng thấp và ngược lại.

Nhiệt độ tự cháy của nhiên liệu còn phụ thuộc vào khối lượng riêng (mật độ) của hoà khí, mật độ càng lớn thì nhiệt độ tự cháy càng thấp, vì số lần va đập giữa các phân tử tham gia phản ứng trong một đơn vị thời gian tỉ lệ thuận với mật độ.

2.4.5 Đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu điêden

Tính tự cháy của hoà khí (nhiên liệu) trong buồng cháy là một chỉ tiêu quan trọng của nhiên liệu điêden. Trong động cơ điêden, nhiên liệu được phun vào buồng cháy ở cuối kỳ nén, nó sẽ không bốc cháy ngay mà phải qua một thời gian chuẩn bị làm thay đổi các tính chất vật lý và hoá học (xé tơi tia nhiên liệu thành các hạt nhỏ, các hạt được sấy nóng, bay hơi và hoà trộn với không khí tạo nên hoà khí trong buồng cháy, các phân tử O_2 và nhiên liệu trong hoà khí va đập với nhau tạo phản ứng chuẩn bị cháy vv…) sau đó mới tự bốc cháy. Thời gian tính từ lúc bắt đầu phun nhiên liệu tới lúc hoà khí bốc cháy được gọi là thời kỳ cháy trễ và được đo bằng thời gian τ_i (giây) hoặc góc quay trục khuỷu φ_i (độ).

Trên thực tế nhiều ta thường dùng các chỉ tiêu sau để đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu điêden.

2.4.5.1. Tỷ số nén tới hạn ε_{th}

Được xác định trên các động cơ thử nghiệm. Điều kiện thử nghiệm như sau:

Tốc độ động cơ	$n = 900 \pm 1$ vòng/ phút
Góc phun sớm	$\varphi_{ps} = 13^0$ góc quay trục khuỷu, trước ĐCT;
Nhiệt độ nước làm mát	$t_n = 100 \pm 2^0C$;
Nhiệt độ không khí trên đường nạp	$t_k = 65 \pm 1^0C$;
Nhiệt độ dầu trong cácte	$t_d = 50 \div 65^0C$;
Áp suất dầu	$p_d = 0,17 \div 0,21$ MPa;
Áp suất nâng kim phun	$p_{ph} = 10,5 \pm 0,4$ MPa;
Lưu lượng nhiên liệu	$Q_{nl} = 10$ml/phút;
Khe hở xupáp lúc lạnh	$\delta_{nạp} = 0,20$mm;
	$\delta_{xả} = 0,25$ mm.

Cho động cơ hoạt động bằng nhiên liệu cần thử nghiệm, thay đổi tỉ số nén ε sao cho thời gian cháy trễ $\varphi_i = 13^0$ góc quay trục khủyu (thời điểm bắt đầu cháy tại ĐCT). Tỷ số nén thu được trong điều kiện đó chính là ε_{th}(đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu trong động cơ).

Nhiên liệu nào có ε_{th} càng thấp , tính tự cháy của nó càng tốt (dễ tự cháy).

2.4.5.2 Số xêtan.

Số xêtan của nhiên liệu điêden được xác định theo nhiên liệu mẫu do hỗn hợp của hyđrôcacbon: chất xêtan chính ($C_{16}H_{34}$) và chất α - Mêtylnaptalin (α - $C_{10}H_7CH_3$) với tính tự cháy rất khác nhau. Tính tự cháy của xêtan được lấy là 100 đơn vị, còn α - Mêtylnaptalin là 0 đơn vị. Pha trộn hai chất trên theo tỉ lệ thể tích khác nhau sẽ được các nhiên liệu mẫu có tính tự cháy thay đổi từ 0 đến 100 đơn vị.

Số xêtan của nhiên liệu điêđen là số phần trăm thể tích của chất xêtan chính ($C_{16}H_{34}$) có trong hỗn hợp của nhiên liệu mẫu, hỗn hợp này có tính tự cháy bên trong xi lanh động cơ thử nghiệm với các điều kiện thử nghiệm quy định vừa bằng tính tự cháy của nhiên liệu cần thử nghiệm.

Ví dụ: Hỗn hợp của nhiên liệu mẫu pha chế theo thể tích gồm 40% chất xêtan chính và 60% chất α - Mêtylnaptalin; trong buồng cháy của động cơ thử nghiệm có tính tự cháy (ε_{th}) như nhiên liệu cần thử nghiệm. Như vậy nhiên liệu cần thử nghiệm có số xêtan là 40.

2.4.5.3 Số xêten

Được xác định tương tự như số xêtan, chỉ khác là trong hỗn hợp của nhiên liệu mẫu người ta thay xêtan bằng xêten (Ghecxađêken) $C_{16}H_{32}$. Tính tự cháy của xêten kém hơn xêtan, do đó số xêten lớn hơn số xêtan:

số xêten ≈ 0,88 số xêtan

Nhưng vì chất xêten có tính ổn định kém, nên hiện nay không dùng xêten làm thành phần của nhiên liệu mẫu.

2.4.5.4 Chỉ số điêden.

Chỉ số diêden Đ là đại lượng quy ước, được dùng để đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu điêden. Chỉ số điêden Đ được xác định theo biểu thức sau:

$$Đ = \frac{1}{100\gamma}(141{,}5 - 131{,}5\gamma)(1{,}8A + 32) \qquad (2\text{-}9)$$

Trong đó: γ (kg/cm^3) - Khối lượng riêng của nhiên liệu ở 15^{0}C;

A(^{0}C) - Điểm anilin, tức là nhiệt độ kết tủa của nhiên liệu cần thí nghiệm pha trong anilin theo tỷ lệ thể tích 1:1;

Chỉ số điêden Đ được xác định ở phòng thí nghiệm hoá chất tương đối đơn giản, nhưng kém chính xác.

Ngoài ra hằng số độ nhớt - khối lượng W cũng là một chỉ tiêu đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu bằng phương pháp gián tiếp được xác định trong phòng thí nghiệm hoá chất.

Hiện nay thường dùng số xêtan để đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu điêđen.

2.4.6 Đánh giá tính chất chống kích nổ của nhiên liệu động cơ xăng

Quá trình cháy của động cơ xăng được bắt đầu từ tia lửa điện phóng qua 2 cực nến điện, xuất phát từ đó màng lửa lan rộng dần, đốt hết hoà khí trong buồng cháy. Trường hợp cháy bình thường, tốc độ lan của màng lửa vào khoảng 20 ÷40 m/s. Có thể xảy ra trường hợp số hoà khí ở xa cực nến lửa do bị dồn ép làm tăng nhanh áp suất và nhiệt độ khiến tự nó bốc cháy khi màng lửa chưa lan tới, đó là hiện tượng kích nổ. Nếu xảy ra kích nổ, do phần hoà khí gây ra kích nổ có thể tới 1500 ÷2000 m/s, khiến áp suất tăng nhanh tạo ra sóng kích nổ với cường độ lớn, va đập lên thành buồng cháy và sinh ra sóng phản hồi, các sóng trên gây rung động thành buồng cháy, gây tiếng gõ kim loại và gây nhiều tác hại nghiêm trọng khác cho động cơ. Vì vậy, người ta đã tìm mọi giải pháp tránh không để xảy ra kích nổ, trước tiên là các giải pháp về nhiên liệu. Kích nổ có liên hệ mật thiết với tính tự cháy của nhiên liệu. Nhiên liệu khó tự cháy sẽ khó sinh ra kích nổ. Như vậy tính năng chống kích nổ của nhiên liệu gắn liền với tính năng khó tự cháy của nó. Để đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu, người ta dùng tỉ số nén có lợi nhất ε_{cl}, đó là tỉ số nén lớn nhất cho phép về mặt kích nổ. Xác định ε_{cl} được thực hiện trên động cơ khảo nghiệm một xi lanh, có thể thay đổi tỉ số nén với các quy định chặt chẽ về: tốc độ động cơ, góc đánh lửa sớm, nhiệt độ nước, dầu và khí nạp, loại dầu, áp suất dầu, loại nến điện, khe hở xupáp, đường kính họng bộ chế hoà khí, tải, thành phần hoà khí…. Khi làm thực nghiệm người ta tăng dần tỉ số nén cho tới khi xảy ra kích nổ sẽ tìm được ε_{cl} cuả nhiên liệu khảo nghiệm. Nhiên liệu có ε_{cl} càng lớn, tính chống kích nổ càng tốt.

Thực tế người ta thường dùng số ốctan để đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu. Bản chất của việc xác định số ốctan của nhiên liệu trên động cơ khảo nghiệm là so sánh nhiên

liệu cần khảo nghiệm với nhiên liệu mẫu, khi động cơ hoạt động trong điều kiện thực nghiệm được quy định chặt chẽ. Nhiên liệu mẫu gồm hai thành phần: izôôctan (2,2,4 - Trimêtylpentan C_8H_{18}) và heptan chính(C_7H_{17}) có tính chất lý hoá tương tự nhưng lại rất khác nhau về tính tự cháy (tính gây kích nổ). Izôôctan rất khó tự cháy (khó kích nổ) còn heptan chính rất dễ tự cháy (dễ kích nổ) . Khả năng chống kích nổ của Izôôctan có giá trị là 100 đơn vị, còn heptan chính là 0 đơn vị. Hoà trộn hai thành phần trên theo tỉ lệ thể tích khác nhau sẽ được các hỗn hợp của nhiên liệu mẫu với số ốc tan thay đổi từ 0 đến 100 đơn vị.

Như vậy số ốctan là chỉ tiêu đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu. Giá trị của số ốctan là số phần trăm (thành phần thể tích) của hàm lượng Izôôctan chứa trong hỗn hợp nhiên liệu mẫu pha chế với heptan chính.

2.5 LƯỢNG KHÔNG KHÍ CẦN THIẾT ĐỂ ĐỐT CHÁY HOÀN TOÀN MỘT KILÔGAM NHIÊN LIỆU LỎNG HOẶC 1 KMOL (1 M^3) NHIÊN LIỆU KHÍ

2.5.1 Lượng không khí cần thiết để đốt cháy kiệt 1kg nhiên liệu lỏng

Hoà khí dùng cho động cơ đốt trong có hai thành phần: Thành phần thứ nhất là nhiên liệu, còn thành phần thứ hai là không khí . Muốn xác định lượng hoà khí trên đối với 1 kg nhiên liệu lỏng, trước tiên phải xác định lượng không khí cần thiết để đốt kiệt số nhiên liệu đó.

Khi đốt kiệt 1kg nhiên liệu lỏng, các thành phần c của C và h của H_2 sẽ chuyển thành CO_2 và H_2O theo phương trình phản ứng sau:

$$\left.\begin{aligned} C + O_2 &= CO_2 + 406976\ kJ \\ H_2 + \frac{1}{2}O_2 &= H_2O\ (\text{thể nước}) + 287000\ kJ \end{aligned}\right\} \quad (2 - 10)$$

Nếu 1 kg nhiên liệu lỏng gồm có: c kg C, h kg H_2 và O_{nl} kg O_2 , từ (2 - 10) có thể viết:

$$12kg\ C + 32kg\ O_2 = 44\ kg\ CO_2$$

$$2kg\ H_2 + 16kg\ O_2 = 18kg\ H_2O$$

Từ đó có: $$c\ kg\ C + \frac{8}{3}kg\ O_2 = \frac{11}{3}kg\ CO_2 \quad (2 -11)$$

$$h\ kg\ H_2 + 8h\ kg\ O_2 = 9h\ kg\ H_2O \quad (2 - 12)$$

Nếu tính số lượng O_2, CO_2 và H_2O theo đơn vị kmol sẽ được:

$$c\ kg\ C + \frac{c}{12}kmol\ O_2 = \frac{c}{12}\ kmol\ CO_2 \quad (2 - 13)$$

$$h\ kg\ H_2 + \frac{h}{4}kmol\ O_2 = \frac{h}{2}\ kmol\ H_2O \quad (2 - 14)$$

Trong hoà khí của động cơ hình thành hoà khí bên trong, thành phần C và H_2 ở các dạng thể lỏng của nhiên liệu, thể tích rất nhỏ có thể lược bỏ (không đáng kể). Các biểu thức (2 - 13) và (2 - 14) chỉ rằng: Phản ứng của C khiến thể tích môi chất trước và sau phản ứng được giữ nguyên không đổi, còn phản ứng của H_2 khiến thể tích môi chất tăng gấp hai lần sau khi phản ứng. Nếu O' (kg/kg) và O_{ct} (kmol/kg) là lượng O_2 lý thuyết cần thiết để đốt cháy kiệt 1 kg nhiên liệu lỏng, theo (2 - 2) và (2 - 12) sẽ tính được:

$$O'_{ct} = \frac{8}{3}c + 8h - O_{nl}\ (\text{kg/kg nhiên liệu}) \quad (2 - 15)$$

Theo (2 - 2), (2 - 13) và (2 - 14) sẽ tính được:

$$O_{ct} = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{O_{nl}}{32} \text{ (kmol/kg nhiên liệu)} \quad (2 - 16)$$

Lượng O_2, dùng để đốt nhiên liệu trong buồng cháy động cơ, là lượng O_2 trong không khí. Không khí gồm hai thành phần chính là: O_2 và N_2. Tính theo thành phần khối lượng của không khí khô: O_2 chiếm 0,232 (23,2%) còn N_2 chiếm ≈ 76,8%. Tính theo thành phần thể tích (thành phần mol) O_2 chiếm 0,209 (≈21%) , còn N_2 chiếm ≈ 79%. Do đó lượng không khí lý thuyết cần để đốt kiệt 1 kg nhiên liệu là L_0 (kg không khí /kg nhiên liệu) hoặc M_0 (kmol không khí/ kg nhiên liệu) sẽ là:

$$L_0 = \frac{O'_{ct}}{0,232} = \frac{1}{0,232}(\frac{8}{3}c + 8h - O_{nl}); \text{ (kg không khí /kg nhiên liệu)} \quad (2 - 17)$$

$$M_0 = \frac{O_{ct}}{0,21} = \frac{1}{0,21}(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{O_{nl}}{32}) = \frac{c}{0,21x12}(1 + 3\frac{h}{3} - 0,375\frac{O_{nl}}{c}) \text{ ;(kmol/kg nhiên liệu)}$$

(2 - 18)

Thông thường để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu lỏng cần phải có xấp xỉ 15 kg không khí khô.

2.5.2. Đối với nhiên liệu thể khí

Nếu coi các thành phần nhiên liệu thể khí gồm khí trơ N_2 và H_2S và những chất khí do các nguyên tử C, H, O tạo nên được viết dưới dạng $\sum C_n H_m O_r$ và nếu lược bỏ lượng rất nhỏ của H_2S thì 1mol nhiên liệu thể khí được thể hiện qua biểu thức (2-1). Trong một phân tử chất $C_nH_mO_r$ có n nguyên tử C, m/2 phân tử H_2 và r/2 phân tử O_2. Do đó để đốt kiệt n mol C cần có n mol O_2, và thu được n mol khí CO_2 ; đốt kiệt m/2 mol H_2 cần có m/4 mol khí O_2 và thu được m/2 mol hơi nước (H_2O). trong nhiên liệu có r/2 mol khí O_2 vì vậy phương trình phản ứng oxy hoá của một mol $C_nH_mO_r$ sẽ là :

$$C_nH_mO_r + (n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2})\, O_2 = nCO_2 + \frac{m}{2} H_2O \quad (2\text{-}19)$$

Thí dụ : phương trình phản ứng của C_2H_4 với O_2, theo (3-19) sẽ là :

$$C_2H_4 + (2 + 4/4 - 0)\, O_2 = 2CO_2 + 2H_2O$$

Do đó lượng không khí lý thuyết M_O kmol cần để đốt kiệt 1 kmol hoặc V_O (m^3) để đốt $1m^3$ nhiên liệu thể khí với thứ nguyên (kmol không khí/kmol nhiên liệu) hoặc(m^3 không khí/m^3 nhiên liệu) sẽ là :

$$M_O = V_O = \frac{1}{0,21} \sum (n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2})\, C_nH_mO_r \quad (2\text{-}20)$$

trong đó : $C_nH_mO_r$ - thành phần thể tích của mỗi khí thành phần tương ứng trong nhiên liệu khí.

Nếu lượng không khí thực tế được đưa vào động cơ để đốt một kg nhiên liệu lỏng là M(kmol không khí/kgnhiên liệu) hoặc L(kg không khí/kg nhiên liệu) hoặc (m^3 không khí/m^3 nhiên liệu) sẽ được biểu thức sau :

$$\alpha = \frac{M}{M_o} = \frac{L}{L_o} = \frac{V}{V_o} \quad (2\text{-}21)$$

Từ (2-21) sẽ xác định được lượng không khí thực tế để đốt 1kg nhiên liệu lỏng hoặc 1kmol (hay 1 m^3) nhiên liệu khí như sau :

- Đối với nhiên liệu lỏng :

$$M = \alpha M_O \text{ (kmol không khí /kg nhiên liệu)} \qquad (2\text{-}22)$$

hoặc $$L = \alpha L_O \text{ (kg không khí /kg nhiên liệu)} \qquad (2\text{-}23)$$

- Đối với nhiên liệu khí :

$$M = \alpha M_O \text{ (kmol không khí /kmol nhiên liệu)} \qquad (2\text{-}24)$$

$$V = \alpha V_O \text{ (m^3 không khí/m^3 nhiên liệu)}$$

Khi dùng đơn vị m^3 cần đưa về điều kiện tiêu chuẩn với p = 760 mmHg và t = 0^OC.

2.6. HOÀ KHÍ MỚI VÀ SẢN VẬT CHÁY

2.6.1. Hoà khí mới

Hoà khí trong động cơ điêden gồm không khí và nhiên liệu, được hình thành bên trong buồng cháy động cơ vào cuối quá trình nén. Thể tích nhiên liệu lỏng so với thể tích không khí trong buồng cháy động cơ là rất nhỏ, nên khi tính số kmol hoà khí mới của động cơ điêden, người ta thường lược bỏ thể tích này và coi hoà khí chỉ là số kmol (hoặc m^3) không khí mới. Vì vậy nếu M_1 là hoà khí mới của động cơ quy về 1 kg nhiên liệu lỏng, đối với động cơ điêden sẽ là :

$$M_1 = M = \alpha M_O \text{ (kmol/kg nhiên liệu)} \qquad (2\text{-}25)$$

- Động cơ xăng hình thành hoà khí bben ngoài nên trong hoà khí, ngoài không khí còn có hơi của một kg nhiên liệu, vì vậy M_1 sẽ là :

$$M_1 = M + \frac{1}{\mu_{nl}} = \alpha M_O + \frac{1}{\mu_{nl}} \text{ (kmol/kg nhiên liệu)} \qquad (2\text{-}26)$$

trong đó μ_{nl} - phân tử lượng của xăng ; $\mu_{nl} \approx 114$

- Trong máy ga – hoà khí mới gồm không khí và nhiên liệu thể khí, vì vậy để đốt 1kmol (hoặc $1m^3$) nhiên liệu khí, hoà khí mới sẽ là :

$$M_1 = M + 1 = \alpha M_O + 1 \text{ ; kmol/kmol nhiên liệu}$$

$$V_1 = V + 1 = \alpha V_O + 1 \text{ ; } m^3/m^3 \text{ nhiên liệu}$$

Biết số lượng hoà khí M_1 (kmol) của 1 kg nhiên liệu lỏng hoặc V_1 (m^3) của $1m^3$ nhiên liệu khí, sẽ tính được nhiệt trị của $1m^3$ tiêu chuẩn của hoà khí Q'_{tm} (MJ/m^3 hoà khí) khi $\alpha = 1$.

-Nhiên liệu động cơ điêden :

$$Q'_{tm} = \frac{Q_{tk}}{22{,}4M_o} \text{ ; (MJ/}m^3\text{)}$$

- Nhiên liệu xăng, hình thành hòa khí bên ngoài :

$$Q'_{tm} = \frac{Q_{tk}}{22{,}4(\frac{1}{\mu_{nl}} + M_o)} \text{, (MJ/}m^3\text{)}$$

- Nhiên liệu khí :

$$Q'_{tm} = \frac{Q_{tm}}{V_o + 1} \text{ , (MJ/}m^3\text{) ;}$$

trong đó : Q_{tk} (MJ/kg) – nhiệt trị thấp của 1 kg nhiên liệu lỏng ;

$Q_{tm}^{'}$ (MJ/m^3) – nhiệt trị thấp của 1 m^3 tiêu chuẩn nhiên liệu khí.

2.6.2. Sản vật cháy đối với trường hợp cháy hoàn toàn ($\alpha \geq 1$)

1) Nhiên liệu lỏng

Với $\alpha \geq 1$ sản vật cháy sẽ gồm CO_2, hơi nước H_2O, ôxy thừa và N_2 (chứa trong không khí đưa vào động cơ). Số mol các chất khí tương ứng M_{CO_2}, M_{H_2O}, M_{O_2} và M_{N_2} (dựa vào (2-13), (2-14) và thành phần thể tích của O_2 và N_2 trong không khí khô) sẽ là :

$$M_{CO_2} = \frac{c}{12};\ M_{H_2O} = \frac{h}{2};\ M_{O_2} = 0{,}21\ (\alpha\ -\ 1)\mathrm{M_O};\ M_{N_2} = 0{,}79\ \alpha\ \mathrm{M_O}$$

Nếu M_2 (kmol/kg nhiên liệu) là sản vật cháy của một kg nhiên liệu sẽ tính M_2 như sau :

$$\mathrm{M_2} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0{,}21\ (\alpha\ -\ 1)\mathrm{M_O} + 0{,}79$$

$$\alpha\ \mathrm{M_O} = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + \alpha\ \mathrm{M_O}\ -\ 0{,}21\mathrm{M_O}\ .$$

Thay $0{,}21\mathrm{M_O}$ nhờ (2-18) vào biểu thức trên, rồi chỉnh lý sẽ được :

$$\mathrm{M_2} = \alpha\ \mathrm{M_O} + \frac{h}{2} + \frac{O_{nl}}{32}\ \text{(kmol/kg nhiên liệu)} \qquad (2\text{-}28)$$

2) Nhiên liệu khí

Các thành phần trong sản vật cháy của nhiên liệu khí được tính theo (kmol/kmol nhiên liệu hoặc m^3/m^3 nhiên liệu) nhờ biểu thức (2-19) và thành phần thể tích O_2 và N_2 trong không khí khô, sẽ được :

$$M_{CO_2} = \sum \mathrm{nC_nH_mO_r}\ ;\ M_{H_2O} = \sum \frac{\mathrm{m}}{2}\mathrm{C_nH_mO_r}\ ;\ M_{O_2} = 0{,}21\ (\alpha\ -\ 1)\mathrm{M_O}$$

$M_{N_2} = 0{,}79\ \alpha\ \mathrm{M_O} + \mathrm{N_2}$ (trong đó N_2 – thành phần thể tích của N_2 trong 1kmol hoặc 1m^3 nhiên liệu khí).

Nếu M_2 hoặc V_2 (kmol/kmol nhiên liệu hoặc m^3/m^3 nhiên liệu khí, ta sẽ được :

$$\mathrm{M_2} = \sum_{i=1}^{i=4} \mathrm{M_i} = \sum (\mathrm{n} + \frac{\mathrm{m}}{2})\mathrm{C_nH_mO_r} + \alpha\ \mathrm{M_O}\ -\ 0{,}21\mathrm{M_O} + \mathrm{N_2} \qquad (2\text{-}29)$$

Thay giá trị $0{,}21\mathrm{M_O}$ nhờ (2-20), cộng và trừ vế phải của (2-29) với $\sum C_nH_mO_r$ sẽ được :

$$M_2 = \sum (\mathrm{n} + \frac{\mathrm{m}}{2} - \mathrm{n} - \frac{\mathrm{m}}{4} + \frac{\mathrm{r}}{2} - 1)\mathrm{C_nH_mO_r}\ + \sum C_nH_mO_r\ + \mathrm{N_2} + \alpha\ \mathrm{M_O}$$

Nhờ (2-1) biểu thức trên sẽ có dạng :

$$M_2 = \sum (\frac{\mathrm{m}}{4} + \frac{\mathrm{r}}{2} - 1)\mathrm{C_nH_mO_r}\ + (1 + \alpha\ \mathrm{M_O})\ ;\ \text{kmol/kmol nhiên liệu}$$

Tương tự như trên sẽ được :

$$\mathrm{V_2} = \sum \left(\frac{\mathrm{m}}{4} + \frac{\mathrm{r}}{2} - 1\right)\mathrm{C_nH_mO_r} + \left(1 + \alpha \mathrm{V_o}\right)\ \mathrm{m^3/m^3}\ \text{nhiên liệu}$$

2.6.3. Sản vật cháy của nhiên liệu lỏng đối với trường hợp cháy không hoàn toàn (α < 1)

Đối với trường hợp (α < 1), ở động cơ hình thành hoà khí bên ngoài do thiếu O_2 (vì thiếu không khí) nên một phần C của nhiên liệu được cháy thành CO và một phần H_2 của hiên liệu không được cháy. Như vậy trong trường hợp α < 1, thành phần của sản vật cháy gồm có M_{CO_2}, M_{H_2O}, M_{O_2} và M_{N_2}. Phân tích thành phần sản vật cháy trong trường hợp α < 1 thấy rằng tỉ số giữa M_{H_2} (chưa cháy) và M_{CO} hầu như không đổi và không phụ thuộc vào α. Gọi K là giá trị của tỉ số trên ta có :

$$K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} \qquad (2\text{-}31)$$

Giá trị K chủ yếu phu thuộc vào tỉ số $\frac{h}{c}$ của nhiên liệu. Với $\frac{h}{c}$ = 0,13 thì K = 0,3 ; nếu $\frac{h}{c}$ = 0,17 ÷ 0,19 thì K = 0,45 ÷ 0,50. Phản ứng của C với O_2 trong điều kiện thiếu O_2 có dạng sau :

$$C + 1/2\ O_2 = CO + 124019\ kJ \qquad (2\text{-}32)$$

Từ (2-32) sẽ được :

$$c\ kg\ C + \frac{c}{24}\ kmol\ O_2 = \frac{c}{12}\ kmol\ CO \qquad (2\text{-}33)$$

So sánh (2-13) với (2-33) thấy rằng : nếu đủ O_2 ($\frac{c}{12}$ kmol) đốt cháy c kg C sẽ thu được $\frac{c}{12}$kmol khí CO_2 ; nếu số O_2 là $\frac{c}{24}$ kmol chỉ đủ đốt c kg C thành CO ta cũng sẽ thu được $\frac{c}{12}$ kmol, nhưng là khí CO. Như vậy nếu $\frac{c}{24} < M_{O_2} < \frac{c}{12}$, thì một phần C sẽ chuyển thành CO_2, phần còn lại do thiếu O_2 chỉ chuyển thành CO, nhưng bao giờ ta cũng có :

$$M_{CO} + M_{CO_2} = \frac{c}{12}\ kmol \qquad (2\text{-}34)$$

Đối với H_2 cũng vậy, do thiếu O_2 nên một phần H_2 được chuyển thành H_2O theo (2-14), còn một phần H_2 không được cháy vẫn giữ nguyên H_2.

Nếu h kg H_2 có đủ $\frac{h}{4}$kmol O_2 để cháy hết (3-14), sẽ thu được $\frac{h}{2}$ kmol H_2O, còn nếu h kg H_2 không có O_2 để cháy sẽ có số kmol là $\frac{h}{2}$ kmol H_2. Cũng lập luận như trên, nếu $0 < M_{O2} < \frac{h}{4}$, khi đốt h kg H_2 ta sẽ thu được M_{H_2O} và M_{H_2}, luôn thoả mãn :

$$M_{H_2O} + M_{H_2} = \frac{h}{2}\ kmol \qquad (2\text{-}35)$$

Ngoài ra khi cân bằng lượng O_2 chứa trong M_{CO_2}, M_{CO} và M_{H_2O} với số O_2 chứa trong không khí và nhiên liệu ta được :

$$M_{CO_2} + \frac{1}{2} M_{CO} + \frac{1}{2} M_{H_2O} = 0{,}21\ \alpha M_O + \frac{O_{nl}}{32} \qquad (2\text{-}36)$$

Bốn phương trình (2-31), (2-34), (2-35) và (2-36) cho ta tìm 4 ẩn số M_{CO} , M_{CO_2}, M_{H_2}, M_{H_2O} còn giá trị M_{N_2} sẽ tính theo thành phần thể tích của N_2 trong không khí. Cuối cùng thu được :

$$M_{CO} = 0{,}42\ \frac{1-\alpha}{1+K} M_o \qquad (2\text{-}37)$$

$$M_{CO_2} = \frac{c}{12} - 0{,}42\ \frac{1-\alpha}{1+K} M_o\ ; \qquad (2\text{-}38)$$

$$M_{H_2} = 0{,}42K\ \frac{1-\alpha}{1+K} M_o\ ; \qquad (2\text{-}39)$$

$$M_{H_2O} = \frac{h}{2} - 0{,}42K\ \frac{1-\alpha}{1+K} M_o\ ; \qquad (2\text{-}40)$$

$$M_{N_2} = 0{,}79\ \alpha M_O \qquad (2\text{-}41)$$

và : $M_{2(\alpha<1)} = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \frac{c}{12} + \frac{h}{12} + 0{,}79\ \alpha M_O$

(2-42)

2.6.4. Thay đổi số phân tử môi chất khi cháy

So sánh các biểu thức (2-25), (2-26), (2-27) với các biểu thức (2-28), (2-29) và (2-30) thấy rằng : số lượng sản vật cháy sau khi cháy M_2 hoặc V_2 không bằng số lượng hoà khí trước khi cháy M_1 hoặc V_1, vì trong quá trình cháy có sự thay đổi số kmol của môi chất. Ví dụ phản ứng (2-10) của H_2 với O_2, trước khi cháy ở dạng lỏng (động cơ điêden) hoặc chỉ là một phần nhỏ của một kmol hyđrôcacbon (động cơ điêden và xăng) có thể tích rất nhỏ không đáng kể, do đó hỗn hợp trước khi cháy chỉ là một kmol O_2 (ở dạng khí), còn sau khi cháy lại tạo ra 2 kmol hơi nước. Nhìn chung với nhiên liệu thể lỏng số kmol sản vật cháy lớn hơn số kmol hoà khí trước khi cháy. Nếu gọi ΔM là số kmol môi chất thay đổi khi cháy ta sẽ có :

- Đối với động cơ điêden (α < 1), từ biểu thức (2-25) và (2-28), ta được :

$$\Delta M = \alpha M_O + \frac{h}{4} + \frac{O_{nl}}{32} - \alpha M_O = \frac{h + \frac{O_{nl}}{8}}{4} \text{ (kmol/kg nhiên liệu)} \qquad (2\text{-}43)$$

Đối với động cơ xăng, hình thành hoà khí bên ngoài, đốt cháy bằng tia lửa điện, trong trường hợp α > 1, từ (2-26) và (2-28), ta được :

$$\Delta M = \frac{h + \frac{O_{nl}}{8}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}}\ \text{, (kmol/kg nhiên liệu)} \qquad (2\text{-}44)$$

Trong trường hợp 0,7 < α < 1, từ (2-26) và (2-43), ta được :

$$\Delta M = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0{,}79\ \alpha M_O - (\alpha M_O + \frac{1}{\mu_{nl}})$$

$$= \frac{c}{12} + \frac{h}{2} - 0{,}21\ \alpha M_O - \frac{1}{\mu_{nl}} + \frac{O_{nl}}{32} - \frac{O_{nl}}{32}$$

$$= 0{,}21\ (1-\alpha)M_O + \frac{h+\frac{O_{nl}}{8}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}} \text{ (kmol/kg nhiên liệu)} \quad (2\text{-}45)$$

Các biểu thức (2-43), (2-44) và (2-45) chỉ rằng : khi đốt nhiên liệu lỏng, só phân tử (kmol) môi chất luôn luôn tăng ($\Delta M > 0$), chính vì trong một phân tử hyđrôcacbon lỏng hầu hết đều chứa từ bốn phân tử H_2 trở lên khiến cho các phân tử này chỉ là một phần nhỏ nằm trong thể tích của một phân tử hyđrôcacbon đã hoặc chưa hoá hơi. Kết quả cuả $\Delta M > 0$ sẽ làm tăng áp suất sau khi cháy (nếu giữ thể tích không đổi), còn trong trườn hợp giữ áp suất p = const sẽ làm tăng thể tích để sinh công.

- Đối với nhiên liệu thể khí, trong trường hợp $\alpha \geq 1$, từ (2-20), (2-27) và (2-30) ta được :

$$\Delta M = \sum(\frac{m}{4}+\frac{r}{2}-1)C_nH_mO_r \text{ (kmol/kmol n.l hoặc m}^3\text{/m}^3\text{ n.l)} \quad (2\text{-}46)$$

Từ (2-46) thấy rằng : ΔM phụ thuộc vào hàm lượng nguyên tử của các nguyên tố hoá học có trong các chất $C_nH_mO_r$. Nếu $(\frac{m}{4}+\frac{r}{2}) < 1$ thì $\Delta M < 0$ (số môi chất sẽ giảm sau khi cháy) và nếu $(\frac{m}{4}+\frac{r}{2}) = 1$ thì $\Delta M = 0$.

Sự thay đổi tương đối của M_2 (sản vật cháy) và M_1 (môi chất mới trước khi cháy) được gọi là hệ số thay đổi phân tử lý thuyết β_o, được tính theo biểu thức :

$$\beta_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_1+\Delta M}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} \quad (2\text{-}47)$$

- Đối với động cơ điêden :

$$\beta_o = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha M_o} = 1 + \frac{\frac{h}{4}+\frac{O_{nl}}{32}}{\alpha M_o} \quad (2\text{-}48)$$

- Đối với động cơ xăng :

+ Trường hợp $\alpha \geq 1$

$$\beta_o = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}} = 1 + \frac{\frac{h+\frac{O_{nl}}{8}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}} \quad (2\text{-}39)$$

+ Trường hợp $\alpha < 0$

$$\beta_o = 1 + \frac{0{,}21(1-\alpha)M_o + \frac{h+\frac{O_{nl}}{8}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}} \quad (2\text{-}50)$$

- Đối với động cơ ga :

$$\beta_o = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha M_o + 1} \qquad (2\text{-}51)$$

Tuỳ thuộc vào dấu của ΔM ($\Delta M \gtrless 0$) mà có $\beta_o \gtrless 1$.

2.6.5. Số lượng và thành phần môi chất trong xi lanh đầu quá trình nén

Trong quá trình nạp, ngoài số môi chất mới được đua vào xilanh M_1, chu trình trước còn để lại trong buồng cháy một lượng khí sót M_r, vì vậy lượng môi chất có trong xilanh tại thời điểm cuối quá trình nạp hoặc đầu quá trình nén M_a sẽ là :

$$M_a = M_1 + M_r = M_1(1 + \gamma_r) \qquad (2\text{-}52)$$

trong đó: M_r – số mol khí sót quy về 1kg nhiên liệu lỏng hoặc 1kmol (hoặc m^3)nhiên liệu khí;

$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}$ - hệ số khí sót.

- Đối với động cơ điêden :

$$M_a = M_1(1 + \gamma_r) = \alpha\, M_O(1 + \gamma_r); \text{ kmol/kg nhiên liệu} \qquad (2\text{-}53)$$

- Đối với động cơ xăng, hình thành hoà khí bên ngoài :

$$M_a = M_1(1 + \gamma_r) = (\alpha\, M_O + \frac{1}{\mu_{nl}})\,(1 + \gamma_r); \text{ kmol/kg nhiên liệu} \qquad (2\text{-}54)$$

- Đối với máy ga :

$$M_a = M_1(1 + \gamma_r) = (\alpha\, M_O + 1)(1 + \gamma_r); \text{ kmol/kg nhiên liệu}$$

(hoặc m^3/m^3 nhiên liệu) (2-55)

Thành phần của khí sót là thành phần của sản vật cháy M_2. Đối với trường hợp nhiên liệu thể lỏng hoặc thể khí, $\alpha \geq 1$, ta có :

$$M_r = M_{rCO_2} + M_{rH_2O} + M_{rO_2} + M_{rN_2} \text{ ; kmol/kg nhiên liệu} \qquad (2\text{-}56)$$

Các lượng khí CO_2, H_2O, O_2 và N_2 trong khí sót được tính như sau :

$$M_{rCO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}.\ M_r = M_{CO_2}\frac{\gamma_r}{\beta_o}$$

$$M_{rH_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}.\ M_r = M_{H_2O}\frac{\gamma_r}{\beta_o}$$

$$M_{rO_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2}.\ M_r = \frac{\gamma_r}{\beta_o}.\ 0{,}79\ \alpha\, M_O$$

Thay các giá trị trên vào (2-56), được :

$$M_r = \frac{\gamma_r}{\beta_o}[M_{CO_2} + M_{H_2O} + (\alpha - 0{,}21)M_O]$$

Thay giá trị M_r vừa thu được vào (3-52), được :

$$M_a = M_1 + M_r = M_1 + \frac{\gamma_r}{\beta_o}[M_{CO_2} + M_{H_2O} + (\alpha - 0{,}21)M_O]\ ; \qquad (2\text{-}57)$$

kmol/kg nhiên liệu (hoặc m^3/m^3 nhiên liệu).

2.6.6. Số lượng các thành phần của môi chất tại điêm bất kỳ của quá trình cháy

Tại một điểm bất kì của quá trình cháy, nếu biết x phần nhiên liệu đã bốc cháy, ta có thể xác định hàm lượng các thành phần của môi chất với giả thiết : hàm lượng các thành phần trong khí sót giữ nguyên không đổi, còn hàm lượng của khí CO_2 và H_2O mới tạo ra tỉ lệ thuận với x. Trên cơ sơ ấy hàm lượng các thành phần của môi chất tại một điểm bất kỳ của quá trình cháy được tính như sau :

$$M_{xCO_2} = x.\ M_{CO_2} + M_{rCO_2} = M_{CO_2}(x + \frac{\gamma_r}{\beta_o});$$

$$M_{xH_2O} = x.\ M_{H_2O} + M_{rH_2O} = M_{H_2O}(x + \frac{\gamma_r}{\beta_o});$$

$$M_{xN_2} = M_{N_2} + M_{N_2} = 0{,}79\,\alpha\, M_O\,(1 + \frac{\gamma_r}{\beta_o});$$

$$M_{xO_2} = 0{,}21(\alpha - x)M_O + M_{rO_2} = 0{,}21M_O\,[\alpha\,(1 + \frac{\gamma_r}{\beta_o}) - (x + \frac{\gamma_r}{\beta_o})];$$

$$M_{x.\ n.\ liệu} = M_{n.\ liệu}(1 - x) = (M_1 - \alpha\, M_O)(1-x)$$

$$M_{x2} = \sum M_{xi} = [M_{CO_2} + M_{H_2O} - 0{,}21M_O]\,(x + \frac{\gamma_r}{\beta_o}) + \alpha\, M_O(1 + \frac{\gamma_r}{\beta_o}) + (M_1 - \alpha\, M_O)(1-x)$$, kmol/kg n.l (hoặc kmol/kmol n.l) (2-58)

trong đó : $M_{n.\ liệu}$ – số kol hoặc m^3 nhiên liệu trong hoà khí mới.

2.6.7. Hệ số thay đổi phân tử thực tế

Trong động cơ đốt trong thực tế số môi chất cuối quá trình nạp gồm có môi chất mới M_1 và khí sót M_r. Sau khi cháy môi chất mới M_1 chuyển thành sản vật cháy M_2, còn số khí sót M_r vẫn giữ nguyên không đổi. Nếu lấy tổng số môi chất sau khi cháy chia cho tổng số môi chất trước khi cháy ta sẽ được hệ số thay đổi phân tử thực tế β. Tại thời điểm bất kì của quá trình cháy, biết phần nhiên liệu đã cháy là x ($0 < x < 1$), thì hệ số thay đổi thực tế β_x sẽ là :

$$\beta_x = \frac{M_1 + M_r + \Delta M_x}{M_1 + M_r} = \frac{(1+\gamma_r)M_1 + \Delta M_x}{(1+\gamma_r)M_1} = 1 + \frac{\frac{\Delta M}{M_1}x}{1+\gamma_r}$$

$$= 1 + \frac{\frac{M_2 - M_1}{M_1}x}{1+\gamma_r} = 1 + \frac{(\beta_o - 1)x}{1+\gamma_r} \qquad (2\text{-}59)$$

Như vậy khi x = 1 (nhiên liệu đã cháy kiệt) thì $\beta_x = \beta$, do đó :

$$\beta = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1+\gamma_r} \qquad (2\text{-}60)$$

2.6.8. Phương pháp xác định thành phần hoà khí và mức độ cháy kiệt nhiên liệu qua phân tích thành phần sản vật cháy

Nếu biết thành phần nhiên liệu và phân tách được sản vật cháy, ta có thể tính được tỉ lệ hoà trọn của hoà khí và mức độ cháy kiệt của nhiên liệu. Nhưng việc phân tách (xác định qua đo đạc) tất cả các tành phần của sản vật cháy là việc rất khó khăn, phức tạp, do đó trên thực tế người ta chỉ phân tách những thành phần dễ đo đạc rồi dùng mối quan hệ hoá học tìm ra các

thành phần khác nhờ đó vấn đề trở thành đơn giản thuận tiện hơn. Dưới đây là cách giải quyết thực tế.

1) Trường hợp cháy hoàn toàn

Nếu gọi V' (m^3/kg nhiên liệu) là thể tích sản vật cháy (ở điều kiện tiêu chuẩn) khi cháy kiệt 1 kg nhiên liệu ; bao gồm V_{N_2}, V_{O_2}, V_{CO_2}, và V_{H_2O} là thể tích các khí N_2, O_2, CO_2, H_2O quy về một kg nhiên liệu và c, h là thành phần khối lượng của nhiên liệu, ta có :

$$V' = V_{N_2} + V_{O_2} + V_{CO_2} + V_{H_2O} \qquad (2\text{-}61)$$

trong đó :

$$V_{N_2} = 22{,}4\ M_{N_2} = 22{,}4.\ 0{,}79\ \alpha\ M_O\ (m^3/\text{kg nhiên liệu})$$

$$V_{O_2} = 22{,}4\ M_{O_2} = 22{,}4.\ 0{,}21(\alpha - 1)\ M_O\ ;\ (m^3/\text{kg nhiên liệu})$$

$$V_{CO_2} = 22{,}4\ M_{CO_2} = 22{,}4.\frac{c}{12}\ ;\ (m^3/\text{kg nhiên liệu})$$

$$V_{H_2O} = 22{,}4\ M_{HO_2} = 22{,}4.\ \frac{h}{2}\ ;\ (m^3/\text{kg nhiên liệu})$$

Thay các giá trị thu được vào (3-61), sẽ được :

$$V' = 22{,}4\ [(\alpha - 0{,}21)M_O + \frac{c}{12} + \frac{h}{2}],\ (m^3/\text{kg nhiên liệu}) \qquad (2\text{-}62)$$

Khi phân tách hoá học lượng hơi nước V_{H_2O} đã ngưng tụ thành nước, còn lại thể tích sản vật cháy khô sẽ là :

$$V = V' - V_{H_2O} = 22{,}4\ [(\alpha - 0{,}21)M_O + \frac{c}{12}],\ (m^3/\text{kg nhiên liệu}) \qquad (2\text{-}63)$$

Gọi $r_{CO_2}, r_{O_2}, r_{N_2}$ là thành phần thể tích của các khí CO_2, O_2, N_2 tương ứng, trong sản vật cháy khô, ta được :

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V} = \frac{1{,}867c}{V} \qquad (2\text{-}64)$$

$$r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V} = \frac{4{,}704(\alpha - 1)M_o}{V} \qquad (2\text{-}65)$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V} = \frac{17{,}697\alpha.M_o}{V} \qquad (2\text{-}66)$$

Nếu phân tách được khí CO_2 và O_2 và nếu biết c, h và M_O qua hai biểu thức (2-64) và (2-65) sẽ tính được α và V, qua biểu thức (2-66) tính được r_{N_2}.

Khi $\alpha = 1$ sẽ được $r_{CO_2\,max}$, lúc ấy V trở thành V_O, từ (2-63) và (2-18) tìm được

$$V_O = 22{,}4.\ 0{,}79M_O + 1{,}867c$$

$$= \frac{0{,}79}{0{,}21}(\frac{22{,}4}{12}c + \frac{22{,}4}{4}h) + 1{,}867c$$

$$= 8{,}89c + 21{,}1h\ ;\ m^3/\text{kg nhiên liệu}$$

$$r_{CO_2\,max} = \frac{1{,}867c}{V_o} = \frac{1{,}867c}{8{,}89c + 21{,}1h} = \frac{0{,}21}{1 + 2{,}37\frac{h}{c}} \qquad (2\text{-}67)$$

$r_{CO_2\,max}$ phụ thuộc vào thành phần nhiên liệu, nếu xăng có c = 0,85 và h = 0,15 thì :

$r_{CO_2\,max}$ = 0,148.

2) Trường hợp cháy không hoàn toàn

Trong trường hợp này thành phần sản vật cháy của nhiên liệu hyđrôcacbon gồm có khí CO, khí H_2 và C (muội than), thành phần thể tích của chúng trong sản vật cháy khô gồm : r_{CO} , r_{H_2} (muội C không chiếm thể tích), ngoài ra một kg nhiên liệu tạo ra số muội C là c.x (x là phần C tạo muội than, 0 < x < 1), như vậy hiệu suất cháy η_{ch} được tính theo biểu thức :

$$\eta_{ch} = 1 - \frac{V(Q_{CO}.r_{CO} + Q_{H_2}.r_{H_2}) + Q_C.c.x}{Q_{tk}} \qquad (2\text{-}68)$$

trong đó :

Q_{CO} và Q_{H_2} (kJ/m^3) – là nhiệt trị thể tích của khí CO và H_2 ;

Q_{tk} – nhiệt trị của 1kg nhiên liệu lỏng (kJ/kg nhiên liệu).

Từ các biểu thức (3-7) sẽ có :

Q_{CO} = 12800 kJ/m^3

Q_{H_2} = 10800 kJ/m^3

Q_C (kJ/kg) – nhiệt trị khối lượng của C, theo (3-6) tímh được :

Q_C = 33915 kJ/kg

Do đó : $$\eta_{ch} = 1 - \frac{V(12800r_{CO} + 10800r_{H_2}) + 33915c.x}{Q_{tk}} \qquad (2\text{-}69)$$

Qua biểu thức (3-66), tính được :

$$V = \frac{17{,}697}{2{,}52}.\frac{c}{r_{N_2}}.\alpha.\sigma = \frac{7{,}02.c.\alpha.\sigma}{r_{N_2}} \qquad (2\text{-}70)$$

Trong 1 kmol (22,4 m^3 tiêu chuẩn) khí CO_2 và CO đều có 12 kg C vì vậy 1m^3 của các khí trên sẽ có $\frac{12}{22{,}4}$ = 0,536kg C. Nếu cho rằng số C không cháy thành CO_2 và CO sẽ là muội than, ta sẽ có :

$$c.x = c - 0{,}536V\,(r_{CO_2} + r_{CO}) \qquad (2\text{-}71)$$

Thay (3-70) vào (3-71) sẽ được :

$$x = 1 - 3{,}76.\alpha.\sigma\,(\frac{r_{CO_2} + r_{CO}}{r_{N_2}}) \qquad (2\text{-}72)$$

Nếu x = 0, thay vào (3-71) sẽ tìm được :

$$V = \frac{22{,}4}{12}.\frac{c}{r_{CO_2} + r_{CO}} = \frac{1{,}876c}{r_{CO_2} + r_{CO}} \qquad (2\text{-}73)$$

Nếu gọi g_{O_2} và g_{N_2} là khối lượng khí O_2 và N_2 của môi chất mới tham gia cháy, sẽ tính được :

$$g_{O_2} = 0{,}21 \cdot \alpha M_O \cdot 32 = 0{,}232 \alpha L_O = \frac{V}{22{,}4}(32 r_{O_2} + 32 r_{O_2} + 16 r_{CO}) + $$

$$+ 8 \left(h - \frac{2.V.r_{H_2}}{22{,}4} \right) ; \text{(kg/kg)} \qquad \text{(2-74)}$$

và $$g_{N_2} = 0{,}768 \alpha L_O = V. r_{N_2} . \frac{28}{22{,}4} ; \text{(kg/kg)} \qquad \text{(2-75)}$$

Do đó :

$$g_{O_2} + g_{N_2} = \alpha M_O . 28{,}8 = \alpha L_O = \frac{V}{22{,}4}(28 r_{N_2} + 32 r_{O_2} + 32 r_{CO_2} + 16 r_{CO} - 16 r_{H_2}) +$$

8h ; (kg/kg) (2-76)

trong đó : 28,8 là phân tử lượng của không khí khô ;

Thay biểu thức (2-18a) và (2-70) vào (2-76) sẽ được :

$$11{,}49. \alpha . \sigma . c = \frac{1}{22{,}4} 7{,}02. \alpha . \sigma . c((28 r_{N_2} + 32 r_{O_2} + 32 r_{CO_2} + 16 r_{CO} -$$

$16 r_{H_2}) + 8h$

Chia tất cả cho c, từ (2-18c) có $\frac{h}{c} = \frac{\sigma - 1}{3}$, thay giá trị trên vào biểu thức thu được, sau đó chia tất cả cho σ, sau khi chỉnh lý được :

$$\alpha . r_{N_2} = 3{,}76 \alpha (r_{O_2} + r_{CO_2} + 0{,}5 r_{CO} - 0{,}5 r_{H_2}) + (1 - \frac{1}{\sigma}) r_{N_2}$$

Cuối cùng tìm được α :

$$\alpha = \frac{r_{N_2}(1 - \frac{1}{\sigma})}{r_{N_2} - 3{,}76(r_{O_2} + r_{CO_2} + 0{,}5 r_{CO} - 0{,}5 r_{H_2})} \qquad \text{(2-77)}$$

Nếu phân tách được tất cả các thành phần r_{N_2}, r_{O_2}, r_{CO_2}, r_{CO}, r_{H_2} sẽ dễ dàng tìm được các giá trị α, x, V, η_{ch} v.v…, nhưng phân tách toàn bộ như vậy rất khó khăn, phứ tạp, nên ta chỉ phân tách các thành phần dễ tách r_{CO_2} và r_{O_2}, các thành phần và các chỉ tiêu khác được tính nhờ các biểu thức kể trên.

a) Động cơ điêden

Ta có $r_{CO} = 0$ và $r_{H_2} = 0$, pần không cháy của nhiên liệu chủ yếu là muội than c.x. Như vậy sản vật cháy khô gồm ba loại khí N_2, CO_2, O_2 và muội than c.x.

$$r_{N_2} + r_{CO_2} + r_{O_2} = 1. \qquad \text{2-78)}$$

Do đó biểu thức (3-77) trở thành :

$$\alpha = \frac{(1 - r_{CO_2} - r_{O_2})(1 - \frac{1}{\sigma})}{1 - 4{,}76(r_{CO_2} + r_{O_2})} \qquad \text{(2-79)}$$

Thay (2-78) vào (2-72), được :

$$x = 1 - 3{,}76\frac{r_{CO_2}}{1-(r_{CO_2}+r_{O_2})}\alpha.\sigma \qquad (2\text{-}80)$$

Theo (2-68), tìm được :

$$\eta_{ch} = 1 - \frac{Q_c.c.x}{Q_{tk}} \qquad (2\text{-}81)$$

Như vậy chỉ cần phân tách các thành phần r_{CO_2} và r_{O_2} qua (2-79), (2-80) và (2-81) sẽ xác định được ba tham số α, x và η_{ch}.

b) Động cơ xăng

Ta có x = 0, có thể cho rằng các thành phần cháy chưa hết là CO và H_2, còn lại có thể bỏ qua không tính. Viết phương trình cân bằng trước và sau phản ứng, ta được :

- Cân bằng khối lượng H :

$$\frac{V}{22{,}4}[2.\ r_{H_2} + 2.\ r_{H_2O}] = h$$

- Cân bằng thể tích H :

$$V(r_{H_2} + r_{H_2O}) = 11{,}2h$$

Thể tích O_2 còn sót gồm thể tích O_2 chứa trong không khí thừa : $22{,}4 . 0{,}21(\alpha - 1)M_O$, do hình thành 1kmol H_2 và một kmol CO, mỗi loại đều để dư lại 0,5 kmol O_2, do đó :

$$V.\ r_{O_2} = 22{,}4 . 0{,}21(\alpha - 1)M_O + 0{,}5V(r_{H_2} + r_{H_2O}) \qquad (2\text{-}83)$$

Sản vật cháy khô V do các chất cháy sau hợp thành : số không khí thừa $22{,}4 . 0{,}21(\alpha - 1)M_O$, khí N_2 trong số không khí lí thuyết $22{,}4. 0{,}79M_O$, khí CO_2 nếu cháy hoàn toàn 1,87C, số thể tích CO tạo ra cùng một lượng O so với thể tích khí CO_2 được tăng lên 0,5V. r_{CO}, nếu hình thành 1kmol H_2 sẽ dư ra 0,5 mol O_2, kết qủa làm cho thể tích tăng lên 1,5V. r_{H_2}, vì vậy :

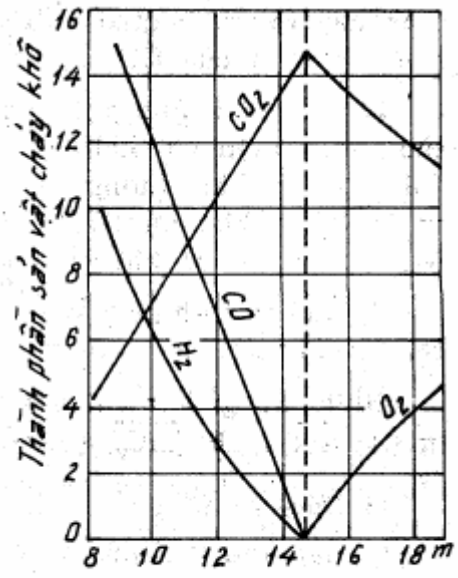
$$V = 22{,}4. 0{,}21(\alpha - 1)M_O + 1{,}867c + 1{,}5V.\ r_{H_2} + 0{,}5V.\ r_{CO} \qquad (2\text{-}84)$$

Hiện đã có 4 biểu thức (2-73), (2-82), (2-83) và (2-84). Nếu đã biết các giá trị c, h, M_O, r_{CO_2} và r_{O_2} thì còn lại 5 ẩn số α, r_{CO}, r_{H_2}, V và r_{H_2O}. Thiếu một phương trình để giải, có thể sử dụng biểu thức theo dạng (2-31) :

$$K = \frac{r_{H_2}}{r_{CO}} = f(\frac{h}{c}) \qquad (2\text{-}85)$$

Ngoài ra dựa vào (2-69), ta có :

$$\eta_{ch} = 1 - \frac{V(12800r_{CO} + 10800r_{H_2})}{Q_{tk}} \qquad (2\text{-}86)$$



Hình2.4 Kết quả tính các thành phần sản vật cháy khô theo tỷ lệ hoà khí

Nếu phân tách được cả CO sẽ không cần biểu thức (2-85), vì vậy chỉ còn 4 ẩn, với 4 phương trình đã đủ để giải các ẩn ấy.

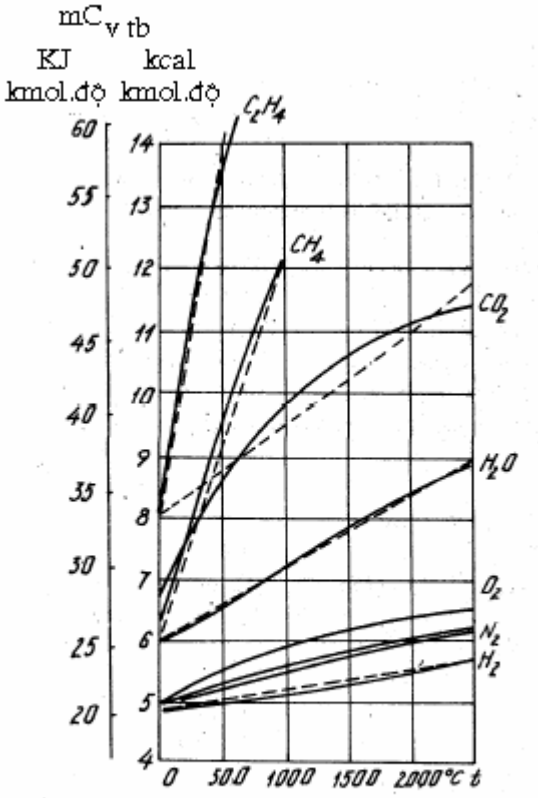
Hình 2.4 giới thiệu biểu thức các thành phần trong sản vật cháy theo m ($m=G_K/G_{nl}$). Tất nhiên nếu không đủ không khí, hàm lượng CO_2 sẽ giảm làm tăng khí CO và H_2. Khí CO gây độc hại cơ thể, ô nhiễm môi trường, ảnh hưởng đến sức khoẻ con người sống trong môi trường đó, vì vậy cần tránh hoà khí đậm.

3.7. Tỷ nhiệt (nhiệt dung riêng) của môi chất

Những kiến thức chính về tỉ nhiệt đã giới thiệu cơ bản và toàn diện trong các tà liệu về nhiệt kĩ thuật. ở đây giới thiệu các ứng dụng thức tế để tính các quá trình làn việc của động cơ.

Môi chất của động cơ đốt trong là khí thực, do đó tỉ nhiệt của nó không còn là hằng số như khí lí tưởng (dùng để nghiên cứu chu trình lí tưởng của động cơ). Tỉ nhiệt của các loại khí thực là hàm số của nhiệt độ và thành phần của nó. Ở động cơ đốt trong nhiệt độ và thành phần môi chất thay đổi liên tục trong suốt chu trình, vì vậy tính toán tỉ nhiệt của môi chất trong chu trình công tác của động cơ đốt trong rất phức tạp.

Khi tính toán vế tỉ nhiệt có thể dùng bảng số, hoặc dựa vào các đồ thị tỉ nhiệt (được xây dựng theo số liệu của bảng số). Nhưng dựa vào bảng số rất không tiện vì phải dùng phương pháp nội suy, còn phương pháp đồ thị thì thiếu chính xác. Cả hai phương pháp trên có một thiếu sót chung là rất không thuận tiện khi cần dựa vào kết quả tính tỉ nhiệt để xác định nhiệt độ (vì tỉ nhiệt là hàm của nhiệt độ). Do đó phần lớn là phải dùng phương pháp mò nghiệm qua việc chọn trước hoặc tính gần đúng nhiệt độ thích hợp, đặc biệt khó khăn đối với trường hợp tính tỉ nhiệt của hỗn hợp môi chất phức tạp.



Hình 2.5 Quan hệ giữa tỷ nhiệt mol đẳng tích trung bình mC_{vtb} với nhiệt độ

Vì vậy người ta thường xây dựng mối quan hệ giải tích giữa tỉ nhiệt và nhiệt độ theo hàm tuyến tính sát với những giá trị thực tế (hình 2.5). Để đảm bảo độ chính xác cao đối với hàm số tuyến tính đó, cần đặc biệt lưu ý tới các đặc điểm sau của các thành phần trong môi chất công tác của động cơ :

1. Khí CO_2 có nồng độ lớn trong môi chất công tác ở phạn vi nhiệt độ từ 500^OC đến 2500^OC (quá trình cháy - giãn nở), vì vậy cần đặc biệt lưu ý trong quá trình tuyến tính hoá hàm tỷ nhiệt của CO_2 trong phạm vi nhiệt độ này.

2. Có thể không cần xác lập quan hệ giải tích của khí O_2, vì khí O_2 bao giờ cũng cùng xuất hiện với khí N_2 theo tỉ lệ như đối với không khí (trước lúc cháy), còn sau khi cháy thì hàm lượng O_2 giảm nhiều. Ngoài ra giữa N_2 và không khí sự sai lệch về tỉ nhiệt chỉ khoảng

1%, vì vậy có thể dùng một đường thẳng tỉ nhiệt chung cho O_2, N_2, không khí và khí CO hơi nhích hơn so với tỉ nhiệt của N_2 (khoảng 0,5%).

3. Sai số tính tỉ nhiệt theo cách tuyến tính hoá đối với các thành phần môi chất đôi khi đem lại tính bù trừ, vì vậy sai số thực tế tính toán thường rất nhỏ.

Hình 2.5 giới thiệu mối quan hệ thực và quan hệ tuyến tính về tỉ nhiệt mol đẳng tích trung bình ($\overline{mC_v}$) biến thiên theo nhiệt độ của các thành phần trong môi chất công tác của động cơ đốt trong.

Giá trị tức thời của tỷ nhiệt mol đẳng tích mC_V (theo nhiệt độ t^o C) hoặc mC'_V(theo nhiệt độ tuyệt đối T(K)) có giá trị như nhau khi ở cùng nhiệt độ< vì vậy:

$$\left.\begin{aligned} mC_V &= a_v + b.t \\ mC'_v &= a'_v + b.t \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}87)$$

Mối quan hệ giữa a'_v và a_v xác định như sau:

$$mC_v = mC'_v = a_v + b.t = a'_v + b(t + 273)$$

từ đó tính ra được $a'_v = a_v - 273.b$ (2-88)

tỷ nhiệt trung bình $\overline{mC_v}$ và $\overline{mC'_v}$ sẽ có giá trị khác nhau:

$$\overline{mC_v} = \frac{\int_0^t (a_v + bt)dt}{t - 0} = \frac{a_v t + \frac{b}{2}t^2}{t} = a_v + \frac{b}{2}t \qquad (2\text{-}89)$$

$$\overline{mC'_v} = \frac{\int_0^T (a'_v + bT)dT}{T - 0} = \frac{a'_v T + \frac{b}{2}T^2}{T} = a'_v + \frac{b}{2}T \qquad (2\text{-}90)$$

$$= a'_v + b/2\ (t + 273) = a'_v + b/2\ .t + 273.b/2$$

vì vậy $\overline{mC'_v} = a_v - 273.b + 273.b/2 + b/2.t = \overline{mC_v} - 273\ .b/2$ (2-91)

tỷ nhiệt mol đẳng tích tức thời của môi chất công tác:

$$mC_v = \frac{\sum V_i.mC_{vi}}{\sum V_i} = \sum r_i.mC_{vi} \qquad (2\text{-}92)$$

trong đó: V_i – thể tích của thành phần thứ i trong môi chất:

mC_{vi} – tỷ nhiệt mol đẳng tích của thành phần thứ i:

$r_i = \frac{v_i}{\sum V_i}$ - thành phần thể tích của thành phần thứ i

nếu thay $mC_{vi} = a_{vi} + b_i t$ vào (3-92) sẽ được:

$$mC_v = \sum r_i a_{vi} + \sum\ r_i b_i.t = a_v + b.t \qquad (2\text{-}93)$$

đối với $\overline{mC_v}$ ta được : $\overline{mC_v} = \sum r_i a_{vi} + \frac{1}{2}\sum\ r_i b_i.t$ (2-94)

Dưới đây là tỷ nhiệt tức thời của các thành phần của môi chất công tác rất sát với giá trị thực:

- N_2, O_2. không khí và khí CO

$$mC_v = 20{,}950 + 0{,}00419.t \quad \text{(kj/kmol.độ)}$$

- Khí CO_2

$$mC_v = 33{,}520 + 0{,}01257.t \quad \text{(kj/kmol.độ)}$$

- Hơi nước H_2O

$$mC_v = 25{,}140 + 0{,}01005.t \quad \text{(kj/kmol.độ)} \qquad (2\text{-}95)$$

- Khí H_2

$$mC_v = 20{,}531 + 0{,}00293.t \quad \text{(kj/kmol.độ)}$$

- Khí CH_4

$$mC_v = 25{,}978 + 0{,}05028.t \quad \text{(kj/kmol.độ)}$$

- Khí C_2H_4

$$mC_v = 33{,}520 + 0{,}10056.t \quad \text{(kj/kmol.độ)}$$

Đó là những biểu thức để tính tỷ nhiệt tức thời của các thành phần trong môi chất công tác của động cơ. Dựa theo (2-89) ta tính tỷ nhiệt trung bình $\overline{mC_v}$ của chúng từ 0_oC đến t_0C.

Để tính tỷ nhiệt mol đẳng áp tức thời mC_p theo (2-95)

$$mC_p = mC_v + 8{,}314 = a_p + b.t \quad (\text{kj / kmol.độ})$$

và tỷ nhiệt mol đẳng áp trung bình $\overline{mC_p}$

$$\overline{mC_p} = \overline{mC_v} + 8{,}314 = a_p + b/2\ .t$$

trong đó: $a_p = a_v + 8{,}314$

Nếu tính tỉ nhiệt theo nhiệt độ tuyệt đối T (K), dựa theo (2-95) giữ không đổi hệ số b, còn giá trị a_v xác định theo (2-88) sẽ được giá trị tức thời của mC'_{v_i} và theo (2-90) sẽ được $\overline{mC'_v}$. Muốn xác định mC_p' chỉ cần thay $a_p' = a_v' + 8{,}314$, sau đó $\overline{mC'_p}$ cũng theo phương pháp tính của $\overline{mC'_v}$. Dưới đây là các biểu thức tính mC_v' của các thành phần trong môi chất công tác.

- Khí N_2, O_2, không khí và khí CO :

$$mC_v' = 19{,}806 + 0{,}00419T \ (\text{kJ/kmol độ})$$

- Khí CO_2 :

$$mC_v' = 30{,}088 + 0{,}01257T \ (\text{kJ/kmol độ})$$

- Hơi nước H_2O :

$$mC_v' = 22{,}397 + 0{,}01005T \ (\text{kJ/kmol độ}) \qquad (2\text{-}96)$$

- Khí H_2 :

$$mC_v' = 19{,}731 + 0{,}00293T \ (\text{kJ/kmol độ})$$

- Khí CH_4 :

$$mC_v' = 12{,}252 + 0{,}05028T \ (\text{kJ/kmol độ})$$

- Khí C_2H_4

$$mC_v' = 6{,}6067 + 0{,}10056T \ (\text{kJ/kmol độ})$$

Do thành phần khối lượng của các loại nhiên liệu lỏng có gốc từ dầu mỏ thay đổi không đáng kể, dựa vào đặc điểm trên người ta nêu lên công thức đơn giản hơn để tính tỉ nhiệt của sản vật cháy.

Đối với nhiên liệu lỏng lấy từ dầu mỏ tỷ nhiệt mol đẳng tích tức thời của sản vật cháy mC_v (kJ/kmol độ) khi $\alpha > 1$ là :

$$mC_v = (21,034 + \frac{2,137}{\alpha}) + (427,38 + \frac{184,36}{\alpha}).\ 10^{-5}t \qquad (2\text{-}97)$$

và khi $1 > \alpha > 0,7$;

$$mC_v = (18,981 + 4,19\alpha) + (360,34 + 251,4\alpha)10^{-5}t \qquad (2\text{-}98)$$

Các biểu thức trên cho giá trị phù hợp với cách tính tỉ nhiệt hỗn hợp của các thành phần trong sản vật cháy.

Nếu tính theo nhiệt độ tuyệt đối T (K) tỷ nhiệt mol đẳng tích tức thời của sản vật cháy có dạng sau :

khi $\alpha > 1$;

$$mC_v' = (19,867 + \frac{1,634}{\alpha}) + (427,38 + \frac{184,36}{\alpha})10^{-5}T \qquad (2\text{-}99)$$

khi $0,7 \leq \alpha < 1$;

$$mC_v' = (17,997 + 3,504\alpha) + (360,34 + 252,4.\ \alpha).\ 10^{-5}T \qquad (2\text{-}100)$$

Trong khoảng nhiệt độ từ 0^0 đến 2500^OC và với hệ số thừa không khí α bất kỳ, sai số giữa kết quả tính tỉ nhiệt mol trung bình so với giá trị thực tế nằm trong khoảng $\pm$ 3%. Nhưng nếu loại trừ các trường hợp không gặp trên thực tế (ví dụ không khí ở $t \geq 1000^OC$ hoặc sản vật cháy với $\alpha = 1$ và $t < 200^OC$) thì sai số không quá $\pm$ 2%.

Sai số đối với tỷ nhiệt trung bình đẳng áp ($\overline{mC_p}$)hoặc ($\overline{mC_p'}$)không quá $\pm$ 1,5%.

Trong trường hợp dùng thứ nguyên (kcal/kmol.độ) mối quan hệ giữa mC_p và mC_v là :

$$mC_p = mC_v + 1,985 \text{ (kcal/kmol.độ)}$$

Chương 3

CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

3.1. NHỮNG KHÁI NIỆM CƠ BẢN

3.1.1.Đặc điểm của chu trình lý tưởng

Để cho việc nghiên cứu các quá trình làm việc của động cơ đốt trong được thuận tiện dễ dàng, người ta thay các quá trình phức tạp bằng các quá trình có dạng đơn giản hơn nhưng vẫn sát với các quá trình thực tế, bằng cách bỏ qua những hiện tượng và tổn thất thứ yếu xuất hiện trong các chu trình thực tế. Cách làm như vậy ta sẽ được chu trình lý tưởng của động cơ.

Như vậy, chu trình lý tưởng của động cơ là một chu trình kín, thuận nghịch trong đó không có sự tổn thất năng lượng nào ngoài sự tổn thất do nhả nhiệt cho nguồn lạnh.

Đặc điểm chủ yếu của chu trình lý tưởng là:

- Môi chất công tác trong chu trình là khí lý tưởng, nhiệt dung riêng là hằng số, không phụ thuộc vào nhiệt độ và áp suất.

- Lượng môi chất cho một chu trình là không thay đổi, trong chu trình không có chu trình quét sạch khí thải ra khỏi xi lanh và nạp khí mới vào xilanh.

- Không có sự tổn thất về nhiệt đối với môi trường xung quanh, quá trình nén và giãn nở là quá trình đoạn nhiệt.

- Các quá trình đốt cháy nhiên liệu, toả nhiệt và quét sạch khí trong xilanh được thay thế tương ứng bằng cách cung cấp bằng một lượng nhiệt Q_1 từ nguồn nóng và nhả nhiệt cho nguồn lạnh Q_2 trong điều kiện đẳng tích và đẳng áp.

- Việc chuyển hoá từ nhiệt sang công trong chu trình về mặt lý thuyết là lớn nhất, tức là hiệu suất nhiệt của chu trình so với hiệu suất nhiệt chỉ thị của động cơ có trị số lớn nhất.

3.1.2. Các chỉ tiêu chủ yếu của chu trình

3.1.2.1.Tính kinh tế của chu trình

Tính kinh tế của chu trình được thể hiện qua hiệu suất nhiệt của chu trình η_t, , là tỉ số giữa lượng nhiệt chuyển biến thành công và lượng nhiệt cấp cho chu trình.

Công thức xác định:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \qquad (3\text{-}1)$$

Trong đó:

L_t - Công do môi chất tạo ra trong một chu trình(J/chu trình).

Q_1 - Lượng nhiệt cấp cho môi chất trong một chu trình(J/chu trình).

Q_2 - Lượng nhiệt nhả ra cho nguồn lạnh trong chu trình(J/chu trình).

3.1.2.2.Tính hiệu quả của chu trình.

Đượcc thể hiện qua áp suất trung bình P_t của chu trình, về thực chất nó là tỉ số giữa công của chu trình và thể tích công tác của chu trình.

Công thức xác định:

$$p_t = \frac{L_t}{V_h} \quad (Nm/m^3 \text{ hay } N/m^2) \qquad (3\text{-}2)$$

Trong đó:

$V_h = V_{max} - V_{min}$ (m^3) - Thể tích công tác của chu trình.

V_{max} - Thể tích lớn nhất của chu trình (m^3) .

V_{min} - Thể tích nhỏ nhất của chu trình (m^3).

Qua biểu thức (2-2) thấy rằng: áp suất p_t còn bằng diện tích của đồ thị công thể hiện qua L_t chia cho hoành độ của đồ thị V_h , về thực chất đó là áp suất trung bình của chu trình.

Với kích thước xilanh và số vòng quay đã cho của động cơ thì áp suất thì áp suất trung bình p_t càng lớn sẽ cho ta công suất càng cao.

Các giá trị của chỉ tiêu η_t và p_t của chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong được coi là các giới hạn trên của tất cả động cơ thực tế có cùng thông số chu trình như chu trình lý tưởng, đó cũng là mục tiêu của động cơ vươn tới.

3.2. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG TỔNG QUÁT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG.

3.2.1. Diễn biến

Được thể hiện trên đồ thị P- V và T- S (Hình 2.1)

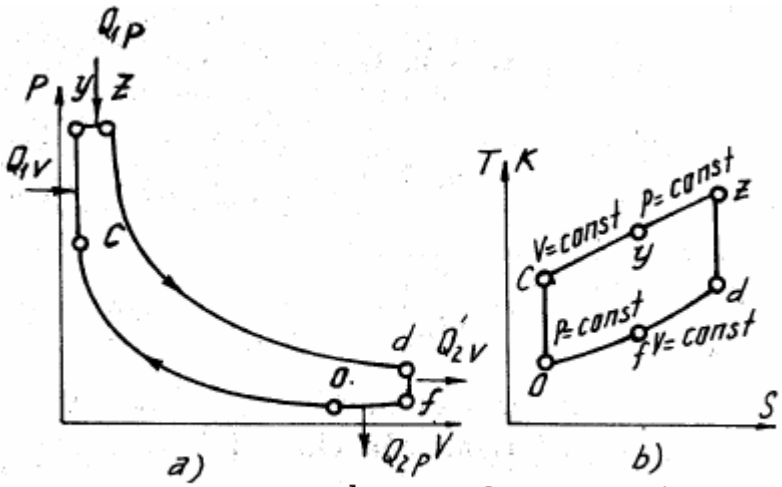
Gồm các quá trình sau:

- Đoạn oc: Nén đoạn nhiệt, đặc trưng cho động cơ đốt trong và máy nén khí.

- Đoạn cy: Cấp nhiệt đẳng tích, đặc trưng cho động cơ xăng và một phần của động cơ điêzen hiện đại.

- Đoạn yz: Cấp nhiệt đẳng áp, đặc trưng cho động cơ tăng áp và tua bin khí.

- Đoạn zd: Giãn nở đoạn nhiệt, đặc trưng cho động cơ đốt trong và tua bin khí.



Hình2.1 Chu trình tổng quát của động cơ đốt trong

a) đồ thị P-V; b) Đồ thị T-S

- Đoạn đf: Nhả nhiệt đẳng tích, đặc trưng cho đông cơ đốt trong piston.

- Đoạn fo: nhả nhiệt đẳng áp, đặc trưng cho tua bin khí.

3.2.2. Các định nghĩa theo chu trình lý tưởng

- Tỷ số nén : $\varepsilon = \dfrac{V_o}{V_c}$

V_0 và V_c thể tích bắt đầu và cuối quá trình nén.

- Tỷ số tăng áp khi cháy: $\lambda = \dfrac{P_z}{P_c}$.

P_z - Áp suất cực đại khi cháy, P_c - Áp suất cuối quá trình nén.

- Tỷ số giãn nở khi cháy : $\varsigma = \dfrac{V_z}{V_c}$

V_z- Thể tích cuối quá trình cấp nhiệt. V_c- Thể tích đầu quá trình cấp nhiệt.

- 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 nhả nhiệt: $\sigma = \frac{P_d}{P_f}$

P_d - Áp suất cuối quá trình giãn nở. P_f - Áp suất cuối quá trình nhả nhiệt cho nguồn lạnh

3.2.3. Hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình.

3.2.3.1. Hiệu suất nhiệt (γ_t)

nếu gọi M là số kmol của môi chất trong chu trình.

Ta có:

$$Q_1 = Q_{v1} + Q_{1p} = \left[mc_v(T_y - T_c) + mc_p(T_z - T_y)\right]M$$

$$Q_2 = Q_{2v} + Q_{2p} = \left[mc_v(T_d - T_f) + mc_p(T_f - T_0)\right]M$$

Trong đó: mc_p và mc: Nhiệt dung riêng đẳng áp và đẳng tích của một kmol khí(J/kmol.độ)

Thay vào công thức ta có:

$$\gamma_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{(T_d - T_f) + k(T_f - T_0)}{(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)} \quad (3\text{-}3)$$

Trong đó: $k = \frac{mc_p}{mc_v}$

là chỉ số đoạn nhiệt.

Dựa vào mối quan hệ của các quá trình nhiệt động để tính nhiệt độ tại các điểm cuối các quá trình của chu trình trong biểu thức (2-3) theo T_0 sẽ được:

- Quá trình nén đoạn nhiệt : $T_c = T_0\left(\frac{V_0}{V_C}\right)^{k-1} = T_0.\varepsilon^{k-1}$;

- Quá trình đẳng tích : $T_y = T_C.\frac{p_y}{p_c} = T_0.\varepsilon^{k-1}.\lambda$;

- Quá trình đẳng áp : $T_z = T_y\frac{V_z}{V_y} = T_y.\rho = T_0.\varepsilon^{k-1}.\lambda.\rho$

- Quá trình đoạn nhiệt : $T_d = T_z\left(\frac{p_d}{p_z}\right)^{k-1} = T_z\left(\frac{p_0.\sigma}{p_0.\varepsilon^k.\lambda}\right) =$

$$= T_o.\varepsilon^{k-1}.\rho.\left(\frac{\sigma}{\varepsilon_k.\lambda}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_0.\lambda.^{\frac{1}{k}}.\rho.\sigma^{\frac{k-1}{k}}$$

- Quá trình đẳng tích:

$$T_f = T_d \frac{p_f}{p_d} = T_d . \frac{1}{\sigma} = T_0 . \lambda^{\frac{1}{k}} . \rho . \sigma^{\frac{-1}{k}}$$

Thay kết quả thu được vào (2-3) sau khi chính lý sẽ được :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} . \frac{\rho . \lambda^{\frac{1}{k}} . (\sigma - 1) + k(\rho . \lambda^{\frac{1}{k}} . \sigma^{\frac{1}{k}})}{\sigma^{\frac{1}{k}} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \qquad (3\text{-}4)$$

Từ (2-4) thấy rằng: hiệu suất η_t phụ thuộc vào tỉ số nén ε, cách cấp nhiệt cho môi chất từ nguồn nóng thể hiện qua λ và ρ cách nhả nhiệt từ môi chất cho nguồn lạnh thể hiện qua σ và chỉ số đoạn nhiệt k, thể hiện thành phần và tính chất của môi chất,. Tăng tỉ số nén ε sẽ làm tăng η_t. ảnh hưởng của những thông số còn lại tới η_t sẽ được chỉ rõ trong từng trường hợp cụ thể sau này.

3.2.3.3. Áp suất trung bình

Áp suất trung bình p_t tính theo (2-2), trong trường hợp của chu trình tổng quát sẽ được viết như sau:

$$P_t = \frac{L_t}{V_f - V_c} \qquad \text{hoặc} \qquad P_t = \frac{L_t}{V_0 - V_c} (N/m^2) \qquad (3\text{-}5)$$

trong đó : V_f, V_c, V_0 tính theo m^3

Đã biết:

$$L_t = Q_1 - Q_2 = [mC_v(T_y - T_c) + mC_p(T_z - T_y)]\, M -$$
$$-M[mC_v(T_d - T_f)] + mC_p (T_f - T_0)],(J/\text{ chu trình})$$

Thay các giá trị nhiệt độ có vào, sau khi ước lượng và chỉnh lý sẽ được:

$$L_t = mC_v T_0 M \left\{ \varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\upsilon - 1)] - [\rho . \lambda^{\frac{1}{k}} (\sigma^{\frac{k-1}{k}} - \frac{1}{\sigma^{\frac{1}{k}}}) + k(\rho . \lambda^{\frac{1}{k}} \frac{1}{\sigma^{\frac{1}{k}}} - 1)] \right\} \qquad (3\text{-}6)$$

Thể tích công tác của chu trình được xác định thep phương trình trạng thái

$$V_h = V_f - V_c = \frac{MRT_f}{P_f} - \frac{MRT_c}{P_c} = MR\left(\frac{T_f}{P_f} - \frac{T_c}{P_c}\right)$$

Trong đó R - hằng số khí của 1kmol môi chất (R = 8314 J/kmol. độ)

Do : $P_f = P_0$ và $P_c = P_0 . \varepsilon^k$, thay các giá trị đã biết vào biểu thức trên sẽ được:

$$V_h = V_f - V_c = MRT_0 \frac{1}{P_0 \varepsilon . \sigma^{\frac{1}{k}}} (\varepsilon . \rho . \lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k)}})$$

Thay L_t và $(V_f - V_c)$ tìm được vào (2-5) và rút gọn ta được:

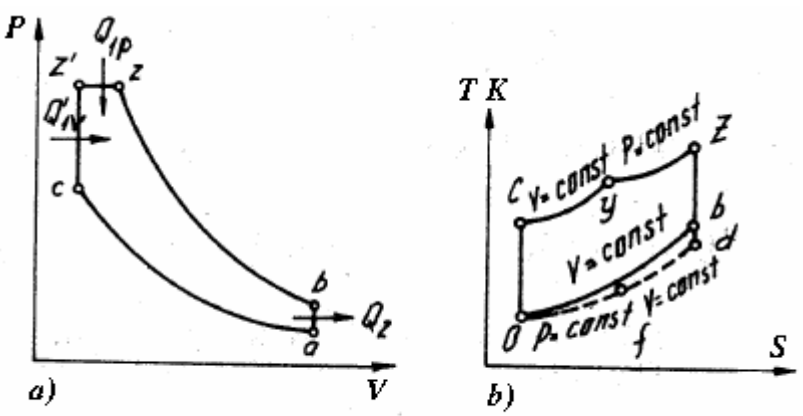
$$P_t = \frac{\varepsilon . P_0}{R} . m . C_v . \frac{\sigma^{\frac{1}{k}} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)] \varepsilon^{1-k} - \rho . \lambda^{\frac{1}{k}} (\sigma - 1) + k(\rho . \lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}})}{\varepsilon\rho\lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}}} \qquad (3\text{-}7)$$

3.3. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT HỖN HỢP

3.3.1. Diễn biến

Chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp của động cơ đốt trong được thể hiện trên đồ thị P-V và T -S (hình 2.2).

- Ở động cơ đốt trong pittong, chỉ có quá trình nhả nhiệt đẳng tích mà không có phần nhả nhiệt đẳng áp. Như vậy đây là trường hợp riêng của chu trình tổng quát, trong điều kiện $T_f = T_0$; $T_b = T_d$; $V_b = V_d = V_0 = V_f$ và $V_h = V_0 - V_c$



Hình 2.2 Chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp
a) đồ thị P-V; b) đồ thị T-S

Trong điều kiện ấy giá trị σ được xác định như sau:

- Quá trình đẳng tích:

$$\sigma = \frac{P_b}{P_0} = \frac{T_b}{T_0} = \lambda^{\frac{1}{k}}.\rho.\sigma^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{Hoặc } \sigma = \lambda \,.\, S^k \tag{3-8}$$

3.3.2. Hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình

Thay vào (2-8) và (2-4) sẽ được:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.\frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \tag{3-9}$$

Thay vào (2-8) vào (2-6), (2-7) ta sẽ tìm được :

$$L_t = m.C_v.T_0.M\left\{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)(\lambda\rho^k - 1)]\right\} \tag{3-10}$$

hoặc

$$L_t = m.C_v.T_0.M.\varepsilon^{k-1}.\eta_t[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \tag{3-11}$$

và

$$P_t = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}.\frac{P_0}{k - 1}\left\{[\neg\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]\varepsilon^{k-1} - (\lambda\rho^k - 1)\right\} \tag{3-12}$$

hoặc

$$P_t = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1}.\frac{P_0}{k - 1}\eta_t[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \tag{3-13}$$

Trong chu trình cấp nhiệt hỗn hợp nhiệt lượng Q_1 do nguồn nóng cấp cho chu trình là:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_{1v} + Q_{1p} = M[mC_v(T_y - T_c) + mC_p(T_z - T_y)] \\ &= m.C_v.T_0.\varepsilon^{k-1}.M[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \end{aligned} \tag{3-14}$$

3.4. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT ĐẲNG TÍCH (V=const hoặc S =1)

3.4.1. Diễn biến

Chu trình cấp nhiệt đẳng tích được thể hiện trên đồ thi P - V.

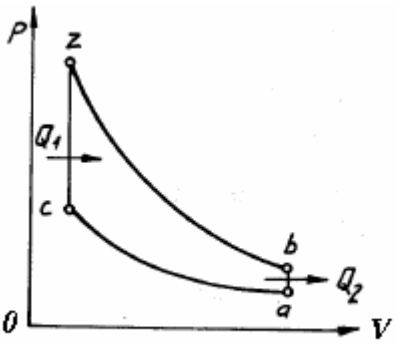
Chu trình đẳng tích là một trường hợp riêng của chu trình hỗn hợp, trong đó chỉ cấp nhiệt đẳng tích mà không có cấp nhiệt đẳng áp. Đó là chu trình lý tưởng của động cơ hình thành hoà khí bên ngoài và đốt cháy cưỡng bức bằng tia lửa điện

3.4.2. Hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình

Thay ρ=1 vào (2-9) sẽ được hiệu suất nhiệt η_t của chu trình đẳng tích:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{1}{k}}} \qquad (3\text{-}15)$$

Từ (3-15) thấy rằng hiệu suất nhiệt η_t của chu trình đẳng tích chỉ phụ thuộc vào tỉ số nén ε và chỉ số nhiệt k của môi chất (do tính chất của môi trường quyết định)



Hình 2.3 Chu trình cấp nhiệt đẳng tích

Trong (3-15) không xuất hiện λ, chứng tỏ lượng nhiệt Q_1 cấp cho chu trình (phụ tải của động cơ) không gây ảnh hưởng gì tới η_t

Công của chu trình L_t, áp suất trung bình của chu trình P_t được tính theo (3-10), (3-11) và (3-13) nếu thay ρ =1 vào những biểu thức ấy:

$$L_t = m.C_{v.}T_0.M(\varepsilon^{k-1} - 1)(\lambda - 1) \qquad (3\text{-}16)$$

$$L_t = m.C_{v.}T_0.M\varepsilon^{k-1}(\lambda - 1)\eta_t \qquad (3\text{-}17)$$

$$P_t = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}.\frac{P_0}{k - 1}(\lambda - 1)(\varepsilon^{k-1} - 1) \qquad (3\text{-}18)$$

$$\text{Hoặc } p_t = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1}.\frac{p_0}{k - 1}(\lambda - 1)\,\eta_t \qquad (3\text{ -}19)$$

Nếu Q = const (không đổi tải), khi tăng tỉ số nén thì công L_1 và áp suất trung bình p_t sẽ tăng nhưng chậm hơn so với mức tăng của η_t. Ví dụ: nếu tăng ε từ 4 lên 7 (khi k = 1,3) thì η_t tăng 30% còn L_1 và p_t chỉ tăng 14%.

Nếu tăng λ (tức là tăng nhiệt lượng Q_1) thì L_t và p_t sẽ tăng nhanh hơn so với mức tăng của λ.

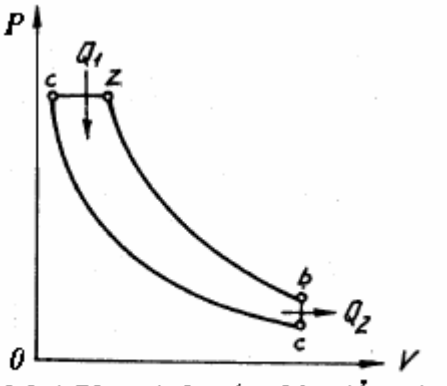
3.5. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT ĐẲNG ÁP **(p = const)**

3.5.1. Diễn biến

Chu trình cấp nhiệt đẳng áp cũng là trường hợp riêng của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp, trong đó không có cấp nhiệt đẳng tích mà chỉ có cấp nhiệt đẳng áp, được thể hiện trên đồ thị P - V (Hình 3.4)

Trong điều kiện áp suất

Điểm C của chu trình hỗn hợp trùng với điểm y và $\lambda = \frac{p_y}{p_c} = 1$



Hình3.4 Chu trình cấp nhiệt đẳng áp

Chu trình đẳng áp là chu trình lý tưởng của động cơ điêden phun nhiên liệu bằng khí nén có áp suất khoảng 5,0 ÷ 6,0 MPa và của động cơ điêden tốc độ chậm tăng áp cao.

3.5.2. Hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình.

Thay λ= 1 vào các biểu thức (3 - 9), (3 - 10), (3 - 11), (3 - 12) và (3 - 13)

sẽ tìm được các biểu thức tính η_t và p_t của chu trình đẳng áp:

$$\eta_t = 1 - \frac{p^k - 1}{k(p-1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}; \quad (3 - 20); \quad L_t = mC_vT_0M\left[\varepsilon^{k-1}.k(p-1) - (p^k - 1)\right] \qquad (3\text{-}21)$$

Hoặc $$L_t = mC_v.T_0.M\varepsilon^{k-1}(p-1)\eta_t \qquad (3\text{-}22)$$

$$p_t = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_0}{k-1}\left[k(p-1)\varepsilon^{k-1} - (p^k - 1)\right] \qquad (3\text{-}23)$$

Hoặc $$p_t = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_0}{k-1} k(p-1)\eta_t \qquad (3 - 24)$$

Biểu thức (3 - 20) chỉ rằng η_t của chu trình đẳng áp, chẳng những phụ phuộc vào ε và k mà còn phụ thuộc vào tỉ số giãn nở p khi cháy (tức Q_1). Ảnh hưởng của ε và k tới η_t cũng tương tự như các chu trình hỗn hợp và chu trình đẳng tích. Hình 3.3 giới thiệu quan hệ η_t và p theo các giá trị ε và k khác nhau.

Tăng p tức là tăng lượng nhiệt cấp cho chu trình Q_1 (tăng tải động cơ) thì L_t và p_t sẽ tăng, còn η_t thì giảm chút ít.

Cũng tương tự như chu trình đẳng tích, trong chu trình đẳng áp nếu tăng ε (Q_1 = const) thì p_t cũng tăng nhưng tăng chậm hơn so với η_t.

3.5.3 So sánh hiệu suất nhiệt (η) của các chu trình

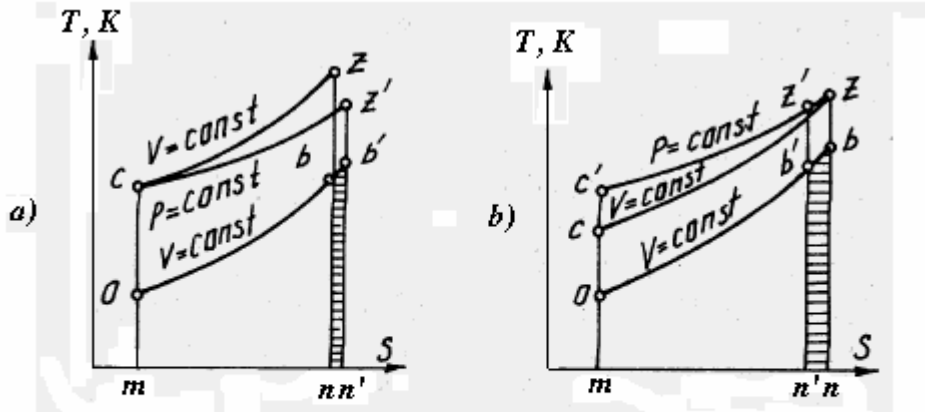
Qua những phần trên thấy rằng trong ba chu trình : cấp nhiệt hỗn hợp, cấp nhiệt đẳng tích và cấp nhiệt đẳng áp của động cơ đốt trong pittông, thì chu trình hỗn hợp nằm ở vị trí trung gian còn hai chu trình kia nằm ở hai thái cực, vì vậy việc so sánh chỉ cần thực hiện ở hai chu trình thái cực này. Các chỉ tiêu để so sánh của chu trình hỗn hợp đều nằm ở vị trí trung gian khi điều kiện so sánh như nhau.

Ví dụ ở cùng một tỉ số nén η_t của chu trình đẳng áp là lớn nhất (H3.5). Khi $\rho = 1$, η_t đạt giá trị cực đại không phụ thuộc vào Q_1 (A hoặc α) hoặc λ. Còn khi $\lambda = 1$ (chu trình đẳng áp) với mỗi A (hoặc) sẽ có giá trị nhỏ nhất của η_t. Chu trình hỗn hợp sẽ có η_t nằm ở vị trí trung gian tuỳ thuộc vào λ và ρ.

Hình 3.5 giới thiệu đồ thị T-S nhằm so sánh η_t của các chu trình đẳng tích và đẳng áp trong các trường hợp sau đây :

- Có cùng các giá trị T_O, ε và Q_1.
- Có cùng các giá trị T_O, p_Z và Q_1.

Trong các trường hợp trên do Q_1 như nhau, muốn biết η_t của chu trình nào lớn hơn, cần xác định thêm Q_2. Chu trình nào có giá trị Q_2 lớn hơn thì theo (3-1), chu tình ấy sẽ có η_t nhỏ hơn.



Hình 3.5 So sánh các chu trình nhiệt động

a) có ε, Q_1, T_o như nhau

b) có p_z, Q_1 T_o như nhau

Hãy xét trường hợp thứ nhất (H. 3.5), do T_O và ε như nhau nên đường nén OC của hai chu trình trùng nhau. Xuất phát từ C đường cấp nhiệt đẳng tích (V = const) sẽ dốc hơn đường cấp nhiệt đẳng áp (p = const). Để đảm bảo Q_1 như nhau, tức là đảm bảo cho diện tích mCzn bằng diện tích mCz'n' và bằng Q_1 thì đường z'n' phải nằm bên phải đường zn. Ta gọi Q_{ZP}, Q_{ZV} là nhiệt nhả cho nguồn lạnh của chu trình đẳng áp và chu trình đẳng tích. Sau khi nhả nhiệt trạng thái môi chất của cả hai chu trình trên đều trở về điểm 0, vì cậy hai đường nhả nhiệt bo và b'o chồng lên nhau. Do đó ta có : Q_{2P} = diện tích mob'n' và Q_{2V} = diện tích mobn.

Do đó : $Q_{2P} > Q_{2V}$ và theo (3-1) sẽ làm cho : $\eta_{tp} < \eta_{tv}$ tức hiệu suất η_{tv} của chu tình đẳng tích lớn hơn, còn hiệu suất η_t của chu trình hỗn hợp nằm giữa hai hiệu suất trên.

Nếu có cùng một tỉ số nén ε thì áp suất cực đại p_Z của chu tình đẳng tích lớn nhất, như vậy trong trường hợp thứ nhất kể trên, chu trình cấp nhiệt đẳng tích có hiệu suất cao nhất cũng sẽ làm cho áp suất $p_Z = \lambda . p_C$ của chu tình lớn hơn nhiều so với các chu trình khác.

Trên thực tế động cơ hình thành hoà khí bên ngoài và đốt cháy cưỡng bức chỉ thực hiện ở tỉ số nén ε thấp (ε = 4,5 ÷ 12), trong khi đó động cơ điêden làm việc ở tỉ số nén cao (ε = 14 ÷ 20). Vì vậy mặc dù động cơ điêden làm việc theo chu trình kém hơn về kinh tế nhưng nó vẫn cho hiệu suất cao hơn so với động cơ xăng.

Vì vậy, trên quan điểm thực tiễn, cần so sánh các chu tình theo trường hợp hai (H. 3.5b). Do đường cấp nhiệt đẳng tích sốc hơn so với đường cấp nhiệt đẳng áp nên để đạt được p_Z giống nhau, thì điểm c cuối quá trình nén của chu tình đẳng tích phải nằm thấp hơn điểm c' (điểm cuối quá trình nén của chu tình đẳng áp). Trong tình huống ấy để đảm bảo Q_1 như nhau thì điểm z (cuối quá trình cấp nhiệt của chu trình đẳng tích) phải nằm trên đường $p = p_Z$ = const và nằm bên phải điểm z' (điểm cuối quá trình cấp nhiệt của chu tình đẳng áp). Ta biết : Q_{1P} = diện tích mc'z'n' và Q_{1V} = diện tích mczn với điều kiện $Q_{1P} = Q_{1V} = Q_1$. Phân tích tương tự như trường hợp một sẽ có : Q_{2P} = diện tích mobn. ở đây $Q_{2P} < Q_{2V}$ làm cho $\eta_{tp} > \eta_{tv}$.

Như vậy trong trường hợp thứ hai hiệu suất nhiệt η_{tp} của chu trình đẳng áp lớn hơn so với chu trình đẳng tích η_{tv}, còn chu trình hỗn hợp nằm ở vị trí trung gian.

3.6. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ TĂNG ÁP.

Tăng áp cho động cơ bằng cách tăng áp suất môi chất trên đường nạp, qua đó làm tăng áp suất đầu quá trình nén, vì vậy làm tăng tính hiệu quả của chu trình, tức tăng áp suất p_t theo (3 -7), (3 - 12) hoặc (3 - 13).

Trên động cơ tăng áp, ngoài bản thân động cơ còn có máy nén khí. Dẫn động máy nén khí dùng năng lượng của trục khuỷu động cơ (qua hệ thống truyền động) hoặc dùng năng lượng của khí xả nhờ sinh công trong tua bin khí. Như vậy ta chia động cơ tăng áp thành các loại sau:

- Động cơ tăng áp truyền động cơ khí.
- Động cơ tăng áp tua bin khí.

Do đó chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp sẽ lần lượt được giới thiệu theo các dạng động cơ tăng áp kể trên.

3.6.1. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp truyền động cơ khí.

Chu trình gồm hai bộ phận (Hình3.5) Chu trình lý tưởng của bản thân động cơ kcyzb; chu trình lý tưởng của máy nén nokm. Trước tiên trong máy nén môi chất được nén đoạn nhiệt từ áp suất p_0 lên p_k, tiếp theo môi chất được nén tiếp theo quá trình đoạn nhiệt từ p_k lên p_c.

Hiệu suất nhiệt toàn thiết bị $\eta_t\Sigma$ của chu trình được tăng áp truyền động cơ khí sẽ là: $\eta_t \sum = \frac{L_{td} - L_{tN}}{Q_1} = \eta_{td} - \frac{L_{tN}}{Q_1} = \eta_{td} - \frac{L_{tN}}{L_{td}}\eta_{td} = \eta_{td}(1 - \delta_N)$ (3- 25)

Trong đó:

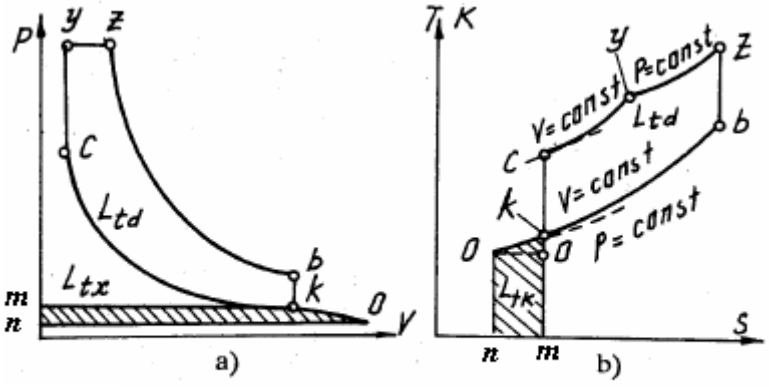
L_{td} (J/ chu trình) - công của chu trình động cơ được tính theo (3 - 10), (3-11)

$L_{td} = mC_v.T_k.M\left[\varepsilon^{k-1}(\lambda - 1 + k\lambda(p-1) - (\lambda p^k - 1)\right]$

hoặc $L_{td} = mC_v.T_k.M.\varepsilon^{k-1}\left[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)\right]\eta_{td}$;

L_{tN} (J/chu trình) - công của chu trình máy nén:

$$L_{tN} = \frac{k}{k-1}MRT_0\left[\left(\frac{p_k}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = \frac{k}{k-1}MRT_0(\varepsilon_k^{k-1} - 1)$$



Hình3.5 Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp truyền động cơ khí *a) đồ thị P-V; b) đồ thị T-S*

Q_1 (J/chu trình) - Nhiệt lượng cấp cho chu trình từ nguồn nóng;

η_{td} - Hiệu suất nhiệt của bản thân động cơ, có chu trình cấp nhiệt hỗn hợp:

$\eta_{td} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda p^{k-1}}{\lambda - 1 + k\lambda(p-1)}$; $\delta_N = \frac{L_{tN}}{L_{td}}$ - công tương đối của máy nén;

$\varepsilon_k = \frac{V_0}{V_k}$ - Tỉ số nén trong máy nén; $\varepsilon = \frac{V_0}{V_k}$ - Tỉ số nén của động cơ

T_k (K) - nhiệt độ không khí sau máy:

Thay L_{tN} và L_{td} vào biểu thức tính δ_N được:

$$\delta_N = \frac{L_{tN}}{L_{td}} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{R}{mC_v} \cdot \frac{\varepsilon_k^{k-1} - 1}{\varepsilon_k^{k-1} . \varepsilon^{k-1} \left[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)\right] \eta_{td}}$$

Trong đó: $\frac{R}{mC_v} = \frac{mC_p - mC_c}{mC_v} = k - 1;$

$\varepsilon_k . \varepsilon = \varepsilon_0 = \frac{V_0}{V_c}$ - Là tỉ số nén chu trình động cơ tăng áp.

Vì vậy: $\delta_N = \frac{k(\varepsilon_k^{k-1} - 1)}{\varepsilon_0^{k-1}\left[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)\right]\eta_{td}}$

Hoặc: $\delta_N = \frac{k(1 - \varepsilon_k^{k-1})}{\varepsilon_{0k}^{k-1}\left[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)\right]n_{td}} = \frac{k\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_k}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{\varepsilon^{k-1}\left[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)\right]\eta_{td}}$;

Thay giá trị của δ_N vào (3 - 34) được:

$$\eta_t \Sigma = \eta_{td} - \frac{k\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_k}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{\varepsilon^{k-1}\left[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)\right]}$$

Như vậy hiệu suất nhiệt toàn thiết bị của động cơ tăng áp cơ khí η_{td} nhỏ hơn hiệu suất nhiệt bản thân động cơ η_{td} vì động cơ phải tiêu hao cho máy nén càng lớn, ngoài ra nếu tỉ số nén ε của động cơ và lượng nhiệt cấp cho chu trình Q_1 càng nhỏ thì δ_N càng lớn và do đó $\eta_{t\Sigma}$ càng nhỏ hơn η_{td}

Những điều trình bày trên đây đối với $\eta_{t\Sigma}$ nhưng nó cũng đúng đối với áp suất trung bình $P_t\Sigma$ của chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp truyền động cơ khí vì

$$P_t\Sigma = \frac{L_{td} - L_{tN}}{V_h} = P_{td} - \frac{L_{tN}}{L_{td}} \cdot \frac{L_{td}}{V_h} = P_{td}(1 - \delta_N) \text{ hoặc:}$$

$$P_t\Sigma = Ptd\left\{1 - \frac{k[1 - \left(\frac{p_0}{P_k}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)]\eta_{td}}\right\}$$

trong đó P_{td} được tính theo (3-14):

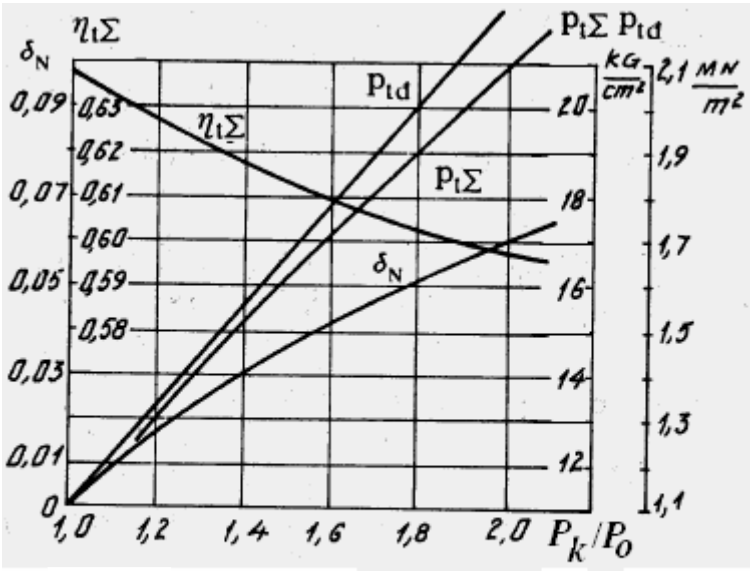
$$P_{td} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} . \frac{P_k}{k - 1} . \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda (p - 1)] \eta_{td}$$

Thay giá trị của p_{td} vào biểu thức (3-25) được

$$P_i \Sigma = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} . \frac{p_k}{k - 1} \left\{ \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda (p - 1)] \eta_{td} - k \left[1 - \left(\frac{P_0}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\} \quad (3.26)$$

Hình 3.6 giới thiệu mối quan hệ giữa $\eta_{t\Sigma}$, $p_{t\Sigma}$, p_{td} và δ_N với tỉ số tăng áp $\frac{p_k}{p_o}$.

Qua hình 3.6 thấy rằng : hiệu suất chu trình tăng áp $\eta_{t\Sigma}$ sẽ giảm khi tăng tỉ số tăng áp ($\frac{p_k}{p_o}$) vì phải tiêu hao một phần công của chu trình động cơ để dẫn động máy nén. Khi tăng p_K từ 0,1 MPa lên 0,2 MPa (tăng 100%) $\eta_{t\Sigma}$ giảm từ 0,637 xuống 0,595 (6,6%).



Hình 3.6 Quan hệ giữa $\eta_{t\Sigma}$, $P_{t\Sigma}$, P_{td} và δ_N của chu trình lý tưởng động cơ tăng áp truyền động cơ khí với tỷ số tăng áp P_k/P_o (ε =14; A=2,25; λ=2,1; ρ=1,4)

Khi tăng p_K, mức độ tăng của $p_{t\Sigma}$ chậm hơn so với p_{td}, ví dụ : tăng p_K từ 0,1 MPa đến 0,2MPa (100%) $p_{t\Sigma}$ tăng từ 1,1 lên 2,08 MPa (89%), lúc ấy công tương đối của máy nén tăng từ 0 đến 0,062.

Mặc dù tiêu hao một phần công của chu trình động cơ để dẫn động máy nén tăng áp, nhưng dùng biện pháp tăng áp vẫn làm tăng áp suất chu trình của toàn thiết bị $p_{t\Sigma}$ lên nhiều, nhờ đó làm tăng công suất động cơ, Nhưng lại không gây ảnh hưởng lớn tới hiệu suất có ích η_e của toàn bộ thiết bị động cơ tăng áp. Trong động cơ tăng áp cơ khí thực tế $\eta_{t\Sigma}$ có bị giảm nhưng hiệu suất cơ giới $\eta_{m\Sigma}$ của thiết bị lại tăng khi tăng áp, vì khi tăng áp các phần tổn thất cơ giới trong động cơ gần như giữ nguyên không thay đổi, trong lúc đó công chỉ thị của chu trình lại tăng lên nhiều.

Các giá trị của $\eta_{t\Sigma}$, $p_{t\Sigma}$, p_{td}, η_{td}, L_{td} và δ_N của hai chu trình sau sẽ tính từ các giá trị tương ứng của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp sau khi thay ρ = 1 hoặc λ = 1 vào các biểu thức tính.

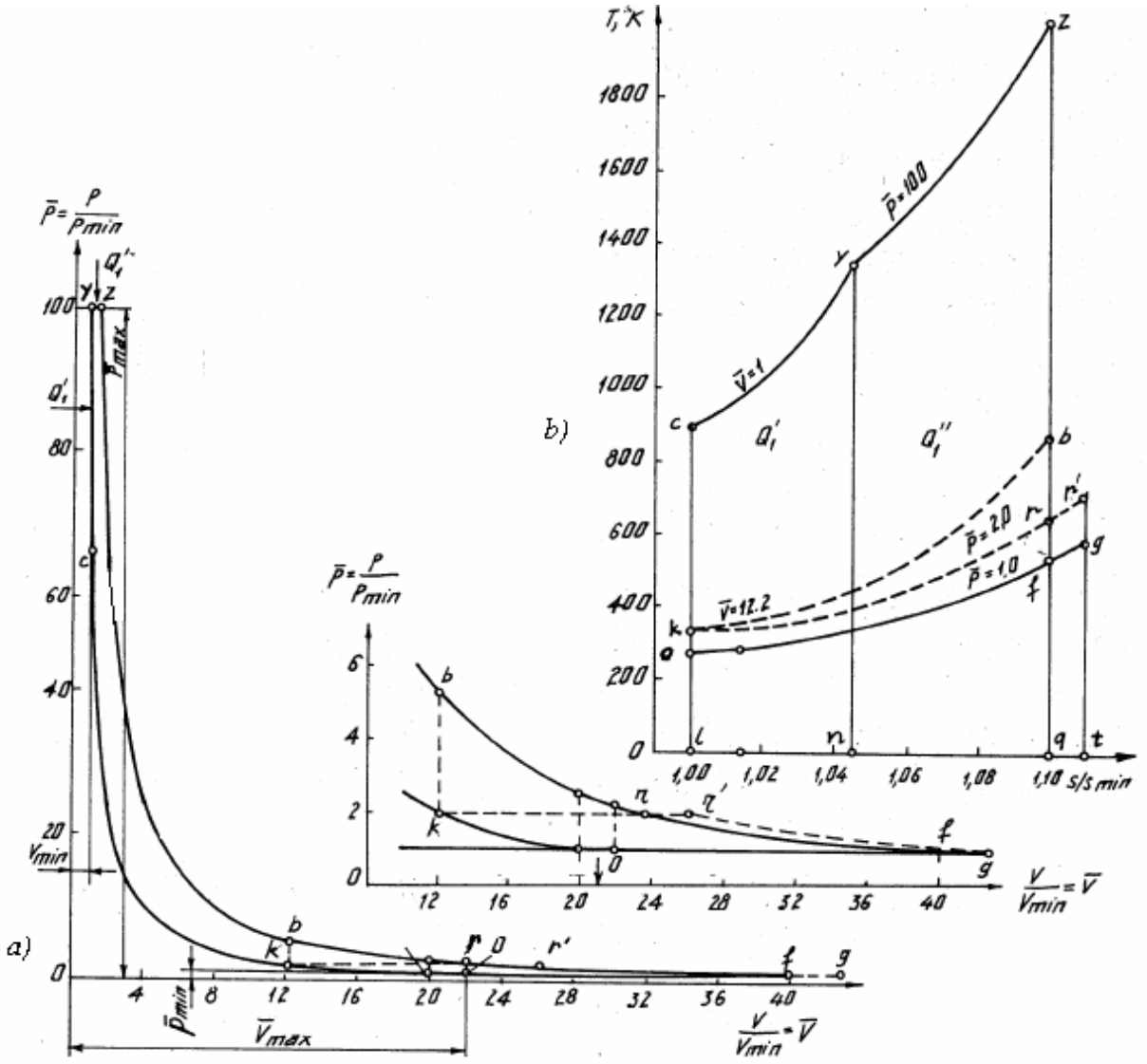
3.6.2. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp tua bin khí

Tất cả các loại động cơ không tăng áp truyền động cơ khí có một đặc điểm chung là quá trình nhả nhiệt cho nguồn lạnh được thực hiện trong điều kiện đẳng tích (V=const). Đặc trưng quá trình đó được thể hiện qua biểu thức $\delta = \lambda\rho^{k.}$.

Những động cơ đốt trong ngày nay sử dụng rộng rãi phương pháp tăng áp tua bin khí, trong đó dùng tua bin khí chạy năng lượng khí thải động cơ để dẫn động máy nén tăng áp. Có hai loại tua bin khí chạy bằng năng lượng của khí thải.

a) Tua bin đẳng áp

Trong hệ thống tua bin đẳng áp trên đường ống thải từ động cơ đến tua bin có một bình ổn áp. Tác dụng chính của bình là giữ cho áp suất của khí thải từ động cơ ra được ổn định không đổi trước khi tới các lỗ phun của tua bin đạt hiệu suất cao. Tuy nhiên trong hệ thống này động năng của dòng khí từ động cơ đi ra bị hãm trong bình qua các lỗ phun vào sinh công



Hình3.7 Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp turbin khí

a) đồ thị P-V; b) đồ thị T-S

trong cánh tua bin. Các quá trình chuyển đổi đó gây ra tổn thất nhất định về năng lượng.

b) Tua bin biến áp

Trong hệ thống turbin biến áp, trên đường ống thải không có bình ổn áp, dòng khí từ xilanh đi ra đường ống thải rồi đi thẳng tới các lỗ phun vào cánh tua bin để sinh công. Như vậy động năng của dòng khí thải được duy trì , tránh được tổn thất năng lượng như trường hợp có bình ổn áp. Tuy nhiên áp suất dòng khí đi vào thải biến động liên tục, khiến tốc độ dòng khí đi vào cánh tua bin không ổn định, ảnh hưởng xấu tới hiệu xuất tua bin. Trong hệ thống

tua bin biến áp, cần bố trí ống thải sao cho tổn thất động năng của dòng khí thải trên suốt đường ống là ít nhất, muốn vậy phải giữ cho tiết diện lưu thông của đường ống ít thay đổi và chiều dài đường ống ngắn nhất.

3.6.2.1. Chu kỳ lý tưởng của động cơ tăng áp dùng tua bin biến áp (Hình3.7a) gồm các quá trình sau:

Ok - nén đoạn nhiệt của không khí trong máy nén kc - nén đoạn nhiệt trong xi lanh động cơ cyz - cấp nhiệt hỗn hợp ; z.b - giãn nở đoạn nhiệt trong động cơ ; brf- giãn nở của khí thải trong xilanh và trong tua bin biến áp ; fo - nhả nhiệt đẳng áp.

Công của chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp của động cơ tăng áp tua bin biến áp được thể hiện qua diện tích okcyzbfo trên đồ thị p - V và đồ thị T -S. So với chu trình lý tưởng tổng quát, ở đây không có phần nhả nhiệt đẳng tích, vì vậy điểm d trùng với điểm f (Hình3.1) và (Hình3.6), do đó $p_d = p_f = p_0$ và $\delta = p_d/p_f = 1$ Thay $\delta = 1$ vào (3-4) được

$$\eta_t\Sigma = 1 - \frac{k.(p\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(p-1)}.\frac{1}{\varepsilon^{k-1}{}_0} \tag{3-27}$$

trong đó: ε_0 - tỉ số nén của chu trình , $\varepsilon_0 = \frac{V_0}{V_c} = \frac{V0}{V_k}.\frac{V_k}{V_c} = \varepsilon_k.\varepsilon$

ε_k - tỉ số nén trong máy nén;

ε - tỉ số nén trong xilanh động cơ

Tương tự như trên thay $\delta = 1$ vào (3-6), (3-7) ta được

$$L_t\Sigma = m.C_v.T_0.M\{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)] - k(p\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)\} \tag{3-28}$$

$$P_t\Sigma = \frac{\varepsilon_0.p_0}{k-1}.\frac{[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)]\varepsilon_0{}^{k-1} - k(p\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)}{\varepsilon_0.p.\lambda^{\frac{1}{k}} - 1}$$

hoặc $$P_t\Sigma = \frac{\varepsilon_0^{k}.p_0}{k-1.}\frac{\eta_t\Sigma[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)]}{\varepsilon_0.p.\lambda^{\frac{1}{k}} - 1} \tag{3-29}$$

Biểu thức (3-29) là kết quả của việc lấy công của chu trình chia cho hiệu :

$(V_{max} - V_{min}) = (V_f - V_c)$ của chu trình

Để làm tín hiệu quả của động cơ , cần phải lấy $L_t\Sigma$ chia cho thể tích công tác xilanh V_h. Do đó ta có :

$$P'_t\Sigma = \frac{L_t\Sigma}{V_h} = \frac{L_t\Sigma}{V_k - V_c}$$

Mặt khác ta có:

$$V_k = \frac{MRT_k}{P_k};\ V_C = \frac{MRT_C}{P_C};\ \frac{mC_v}{R} = \frac{mC_v}{mC_p - mC_v} = \frac{1}{k-1}$$

Thay vào giá trị $L_t\Sigma$, V_k, V_C vào biểu thức $P_t\Sigma$ sau chỉnh lý được

$$P'_t\Sigma = \frac{\varepsilon P_k}{(\varepsilon-1).\varepsilon_k^{\,k-1}.(k-1)}\{\varepsilon_0^{\,k-1}[\lambda-1+k\lambda(p-1)]-k(p\lambda^{\frac{1}{k}}-1)\}$$

hoặc:

$$P'_t\Sigma = \frac{\varepsilon^k P_k}{(\varepsilon-1).(k-1)}\eta_t\Sigma[\lambda-1+k\lambda(p-1] \quad (3\text{-}30)$$

Biểu thức (2-30) chỉ rằng : tăng p_k (hoặc ε_ksẽ làm tăng $P_t\Sigma$)

Nếu là chu trình cấp nhiệt đẳng tích của động cơ tăng áp dùng tua bin biến áp, chỉ cần thay λ=1 vào (3-27) và (3-30) sẽ được

$$\eta_t\Sigma = 1-\frac{k(\lambda^{\frac{1}{k}}-1)}{\lambda-1}.\frac{1}{\varepsilon_o^{\,k-1}} \quad (3\text{-}31)$$

$$L_t\Sigma = mC_v T_0 M[\varepsilon_0^{\,k-1}(\lambda-1)-k(\lambda^{\frac{1}{k}}-1)]$$

$$P'_t\Sigma = \frac{\varepsilon^k p_k}{(\varepsilon-1)(k-1)}\eta_t\Sigma(\lambda-1) \quad (3\text{-}32)$$

Nếu là chu trình lý tưởng cấp nhiệt đẳng áp của động cơ tăng áp dùng tua bin đẳng áp , chỉ cần thay λ =1 vào (3-27) và (3-30) sẽ được

$$\eta_t\Sigma = 1-\frac{1}{\varepsilon_o^{\,k-1}} \quad (3\text{-}33)$$

$$L_t\Sigma = mC_v T_0[\varepsilon_0^{\,k-1}(\lambda-1)-k(p-1)M]$$

$$P'_t\Sigma = \frac{\varepsilon^k p_k}{(\varepsilon-1)(k-1)}\eta_t\Sigma.k(p-1) \quad (3\text{-}34)$$

So sánh (3-15) và (3-33) thấy rằng nếu có cùng một tỷ số nén thì hiệu suất chu trình đẳng áp của động cơ tăng áp dùng tua bin biến áp vừa bằng hiệu suất của chi trình cấp nhiệt đẳng tích của động cơ không tăng áp.

Biểu thức (3-33) cũng là biểu thức của tua bin khi cấp nhiệt và nhả nhiệt đẳng áp.

Phương án tua bin biến áp chỉ dùng cho trường hợp tăng áp thấp, nghĩa là giá trị p_k không quá 0,16 ÷ 0,17 MPa, vượt quá giới hạn đó sẽ gây ảnh hưởng xấu tới hiệu suất tua bin. Do đó với động cơ tăng áp cao phải dùng hệ thống tua bin đẳng áp.

3.6.2.2. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp dùng tua bin đẳng áp (H3.7b).

Trong chu trình có các quá trình sau: ok- quá trình nén đoạn nhiệt trong máy nén;

kc-nén đoạn nhiệt trong xilanh; xyz - cấp nhiệt hỗn hợp Q_1; zb - giãn nở đoạn nhiệt trong xilanh; bk - nhả nhiệt đẳng tích Q_{II} của xilanh; kr' -cấp nhiệt đẳng áp Q_I trong tua bin đẳng áp; r'g- giãn nở đoạn nhiệt trong tua bin; go - nhả nhiệt từ tua bin cho môi trường Q_2. Trong các quá trình trên có ràng buộc sau: $Q_{II} = Q_I$.

Hiệu suất nhiệt $\eta_{td} = 1-\frac{Q_{II}}{Q_1}$ từ đó có

$$Q_{II} = Q_1(1-\eta_{td}) = Q_1.\frac{\lambda p^k-1}{\lambda-1+k\lambda(p-1)}.\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

Hiệu suất nhiệt $\eta_{tT} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_k^{k-1}} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$

Từ đó tính được Q_2 : $Q_2 = \frac{Q_I}{\varepsilon_k^{k-1}}$

Do $Q_{II} = Q_I$ nên:

$$Q_2 = Q_1 . \frac{\lambda p^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(p-1)} . \frac{1}{(\varepsilon\ \varepsilon_k)^{k-1}}$$

Hiệu suất nhiệt của chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp dùng tua đẳng áp $\eta_{t\Sigma}$ sẽ là :

$$\eta_t \Sigma = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\lambda p^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(p-1)} . \frac{1}{(\varepsilon\ \varepsilon_k)^{k-1}} \qquad (3\text{-}35)$$

Trong đó : $\varepsilon_0 = \varepsilon.\varepsilon_0$- tỉ số nén tổng hợp của chu trình

Từ (3-35) sẽ suy ra $\eta_{t\Sigma}$ của các chu trình lý tưởng cấp nhiệt đẳng tích (p=1) hoặc cấp nhiệt đẳng áp (λ=1) vào biểu thức ấy.

So sánh (3-35) với (3-9) cho thấy , biểu thức tính hiệu suất nhiệt của chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp của động cơ tăng áp dùng tua bin đẳng áp hoàn toàn giống biểu thức tính hiệu suất nhiệt của chu trình hỗn hợp của động cơ không tăng áp khi tỉ số nén của chúng bằng nhau (thay ε bằng ε_0). Kết luận trên cho phép suy ra tất cả các biểu thức về $\eta_{t\Sigma}$, $L_{t\Sigma}$, $P_{t\Sigma}$ của các chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp đẳng tích hoặc đẳng áp của động cơ tăng áp dùng tua bin đẳng áp khi biết các biểu thức tương ứng của các chu trình lý tưởng cùng loại của động cơ không tăng áp.

Nếu áp suất trung bình của chu trình tăng áp dụng tua bin đẳng áp cũng quy về thể tích xilanh V_h, sẽ được:

$$P'_t\Sigma = \frac{L_t}{V_h} = \frac{L_t\Sigma}{V_k - V_c} . \frac{V_0 - V_c}{V_0 - V_c} = P_t\Sigma . \frac{\varepsilon_0 - 1}{\varepsilon - 1}$$

$$= \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon - 1} . \frac{P_0}{k-1} \{[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)]\varepsilon_0^{k-1} - (\lambda p^k - 1)\}$$

Hoặc $P'_t\Sigma = \frac{\varepsilon^k . P_k}{(\varepsilon - 1)(k-1)} \eta_t\Sigma[\lambda - 1 + k\lambda(p-1)]$ (3-36)

Từ (3-36) thấy rằng: tăng P_k sẽ làm tăng $P'_{t\Sigma}$. Sử dụng tăng áp tua bin khí chẳng những làm tăng tính hiệu quả của chu trình , mà tính kinh tế của chu trình cũng tăng.

Những điều trình bày trên về động cơ tăng áp tua bin khí dùng cho trường hợp bộ tua bin máy nén có liên hệ có khí với động cơ đốt trong . Trong trường hợp bộ tuan bin máy nén không có liên hệ cơ khí mà chỉ liên hệ khí thể với động cơ, nghĩa là công suất do tua bin sản ra chỉ đủ dùng để quay máy nén khí, thì hiệu suất $\eta_{t\Sigma}$ và áp suất trung bình $P_t\Sigma$ sẽ chỉ được xác định bằng công của chu trình bản thân động cơ và áp suất tăng áp p_k tương ứng.

Với tỷ số nén ε = 14÷18 (động cơ điêden), sử dụng tăng áp nhờ tua bin đẳng áp sẽ làm tăng hiệu suất 5 ÷ 6%. Với động cơ có tỉ số nén thấp ε= 5÷7% (động cơ xăng và động cơ ga) phương án trên có thể làm hiệu suất tăng 10÷12%.

Chương4

CHU TRÌNH LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Công suất, hiệu suất, đội tin cậy khi hoạt động và tuổi thọ của động cơ phụ thuộc vào mức độ hoàn hảo của chu trình làm việc. Vì vậy cần nghiên cứu chi tiết các quá trình tạo nên chu trình làm việc để tìm ra quy luật diễn biến và phát hiện những yếu tố ảnh hưởng tới các quá trình ấy, trên cơ sở đó xác định phương hướng nâng cao tính hiệu quả và tính kinh tế của động cơ.

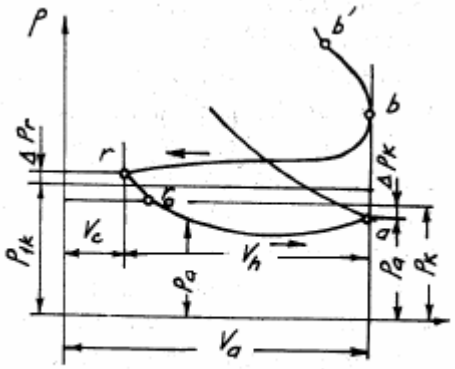
Các thông số của chu trình làm việc được xác định từ đồ thị công, do các thiết bị vẽ đồ thị công tạo ra. Do đó đồ thị công thu được phản ánh trung thành và cơ bản nhất chất lượng chu trình làm việc của động cơ. Qua đồ thị công có thể phân tích nghiên cứu một cách toàn diện động cơ đã có, hoặc động cơ mới thiết kế, cần cải tiến đưa vào sản xuất. Phương pháp tính các thông số của chu trình lý thuyết càng hoàn hảo thì sự khác biệt giữa chu trình lý thuyết và chu trình làm việc càng ít.

Chu trình làm việc của động cơ đốt trong gồm có các quá trình: Quá trình nạp, quá trình nén, quá trình cháy, quá trình giãn nở và quá trình thải.

4.1. QUÁ TRÌNH NẠP

4.1.1 Khái niệm chung và các thông số cơ bản.

Trong chu trình làm việc của động cơ đốt trong cần thải sạch sản vật cháy của chu trình trước ra khỏi xi lanh để nạp vào môi chất mới (không khí hoặc hoà khí), hai quá trình thải và nạp liên quan mật thiết với nhau. Vì vậy hình 4.1: Phần đồ thị công của quá trình thay đổi khí trong động cơ bốn kỳ



Hình4.1 Phần đồ thị công của quá trình thay đổi khí trong động cơ 4 kỳ

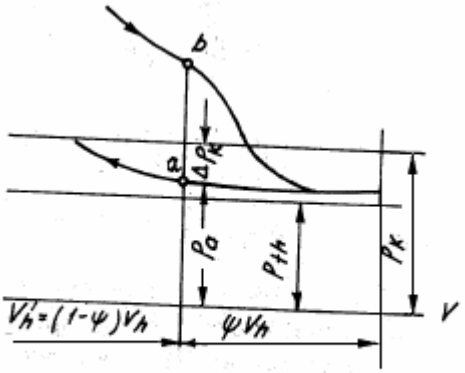
Vì vậy khi phân tích quá trình nạp cần lưu ý đến những thông số đặc trưng của quá trình thải, tức là xét chung các hiện tượng của quá trình thay đổi môi chất.

Trong động cơ bốn kỳ, quá trình thay đổi môi chất được thực hiện lúc bắt đầu mở xupáp thải (điểm b', hình 4.1). Từ b' đến ĐCD (góc mở sớm xupáp thải) nhờ chênh áp, sản vật cháy tự thoát ra đường thải, sau đó từ ĐCD tới ĐCT nhờ sức đẩy pittong sản vật cháy được đẩy tiếp. Tại ĐCT (điểm r), sản vật cháy chứa đầy thể tích buồng cháy V_c với áp suất $p_r > p_{thải}$ tạo ra chênh áp Δp_r ($\Delta p_r = p_r - p_{th}$;). Trong đó p_{th} là áp suất khí trong ống thải). Chênh áp pΔp_r phụ thuộc vào hệ số cản, tốc độ dòng khí qua xupáp thải và vào trở lực của bản thân đường thải.

Xupáp thải thường được đóng sau ĐCT (đóng muộn) nhằm tăng thêm giá trị "tiết diện – thời gian" mở cửa thải, đồng thời tận dụng chênh áp p_r và quán tính của dòng khí thải tiếp tục thải sạch khí sót ra ngoài.

Quá trình nạp môi chất mới vào xi lanh được thực hiện khi pittông đi từ ĐCT xuống ĐCD. Lúc đầu (tại điểm r), do $p_r > p_k$ (p_k – áp suất môi chất mới ở trước xupáp nạp) và $p_r > p_{th}$ – một phần sản vật cháy trong thể tích V_c vẫn tiếp tục chạy ra ống thải; bên trong xi lanh, khí sót giãn nở đến điểm r_0 (bằng p_k) rồi từ đó trở đi, môi chất mới có thể bắt đầu nạp vào xi lanh.

Quá trình thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ không có các kỳ thải và nạp riêng biệt như ở động cơ bốn kỳ, mà được thực hiện từ điểm b (hình4.2) cuối kỳ giãn nở, lúc bắt đầu mở cơ cấu thải, bằng cách dựa vào chênh áp sản vật cháy được thoát tự do ra đường thải, sau đó môi chất mới đã được nén trước với áp suất p_k (lúc này p_k > áp suất sản vật cháy trong xi lanh) đi vào xi lanh tạo lực cưỡng bức đẩy tiếp sản vật cháy ra đường thải, còn bản thân môi chất mới được nạp đầy xi lanh cho tới điểm a (đầu quá trình nén).



Hình4.2 Phần đồ thị công của quá trình trao đổi khí của động cơ 2 kỳ

Như vậy quá trình thay đổi môi chất (thải và nạp) trong động cơ hai kỳ hầu như diễn ra đồng thời xen kẽ nhau khiến vấn đề càng phức tạp hơn.

Quá trình nạp lệ thuộc vào rất nhiều yếu tố, khiến cho môi chất mới nạp vào xi lanh trong mỗi chu trình nhỏ hơn lượng nạp lý thuyết, môi chất mới chứa đầy thể tích công tác V_h, có nhiệt độ T_k và áp suất p_k của môi chất mới ở phía trước xupáp nạp (động cơ đieden) hoặc môi chất mới ở phía trước bộ chế hoà khí hoặc bộ hoà trộn (động cơ xăng, máy ga), áp suất p_k của động cơ bốn kỳ không tăng áp suất thường nhỏ hơn p_0, vì khi đi vào đường ống nạp thường gặp cản của bình lọc khí. Trong các động cơ tăng áp và động cơ hai kỳ, thường $p_k > p_0$ vì trước khi vào động cơ không khí đã được nén trước trong máy nén tăng áp hoặc trong bơm quét khí. Nhiệt độ T_k cũng có thể khác nhiệt độ khí trời T_0. Do đó đối với động cơ bốn kỳ không tăng áp (xăng và điêden):

$$p_k = p_0 - \Delta p_0$$

Trong đó: Δp_0 - Tổn thất áp suất do cản của bình lọc khí và đường ống nạp.

p_0- Áp suất của khí trời.

$T_k \approx T_0$ – Nhiệt độ của khí trời.

Lượng môi chất mới nạp vào xi lanh trong mỗi chu trình động cơ bốn kỳ phụ thuộc nhiều nhất vào chênh áp $\Delta p_k = p_k - p_a$ (p_a - áp suất môi chất trong xi lanh cuối quá trình nạp tại a) (hình4.1). Suốt kỳ nạp áp suất trong xi lanh đều thấp hơn p_k, chênh áp ấy tạo nên dòng chảy của môi chất mới đi vào xi lanh qua xupáp nạp.

Đối với động cơ hai kỳ, lúc đóng cơ cấu (cửa) quét, áp suất trong xi lanh thường nhỏ hơn p_k nhưng lớn hơn áp suất khí trên đường thải p_{th}.

Các thông số sau đây gây ảnh hưởng chính tới quá trình nạp:

4.1.2. Áp suất cuối quá trình nạp p_a

Khi tính toán nhiệt, áp suất p_a (cuối quá trình nạp) được xác định nhờ số liệu thực nghiệm.

Với động cơ bốn kỳ không tăng áp: $p_a = (0,8 \div 0,9)p_k$

Với động cơ bốn kỳ tăng áp: $p_a = (0,9 \div 0,96)p_k$;

Với động cơ hai kỳ:

- Loại thấp tốc, quét vòng: $p_a \approx \dfrac{p_k + p_{th}}{2}$;

- Loại cao tốc quét thẳng: $p_a \approx (0,85 \div 1,05)p_k$

4.1.3. Lượng khí sót

Cuối quá trình thải, trong xi lanh còn lưu lại một ít sản vật cháy được gọi là khí sót. Trong quá trình nạp số khí sót trên sẽ giãn nở, chiếm chỗ trong xi lanh và trộn với khí nạp mới làm giảm lượng khí nạp mới.

Nếu gọi M_r và M_1 là số lượng khí sót và số lượng môi chất mới khi đốt 1 kg nhiên liệu, m_r ,m_1 là số lượng khí sót và số lượng môi chất mới của mỗi chu trình thì hệ số khí sót γ_r sẽ là:

$$\gamma_r = \frac{m_r}{m_1} = \frac{M_r}{M_1} \qquad (4\text{-}1)$$

Ở động cơ bốn kỳ không tăng áp, góc trùng điệp thường không quá $30 \div 40^0$ góc quay trục khuỷu và thường không quét buồng cháy nên có thể cho rằng: tại điểm r (cuối kỳ thải) (hình4.1) khí sót chiếm toàn bộ thể tích V_c với áp suất p_r và nhiệt độ T_r, sẽ có:

$$m_r = \frac{p_r.V_c}{RT_r}$$

trong đó: p_r, T_r - Áp suất và nhiệt độ khí sót ở thể tích V_c ; R- Hằng số một kmol khí.

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$$ - Thể tích buồng cháy.

V_h- thể tích công tác của xi lanh; Để tính γ_r có thể chọn p_r và T_r theo các số liệu kinh nghiệm sau:

Ở động cơ bốn kỳ không tăng áp và trên đường thải không lắp thêm bình tiêu âm, bình chứa khí thải…. thì p_r phụ thuộc vào tốc độ n của trục khuỷu và nằm trong giới hạn sau (tại N_c thiết kế) :

- Động cơ có tốc độ thấp $p_r = (1{,}03 \div 1{,}06)p_0$;
- Động cơ cao tốc $p_r = (1{,}05 \div 1{,}1)p_0$;

Đối với trường hợp lắp bình tiêu âm cần lấy $p_{th} = (1{,}02 \div 1{,}04)p_0$;

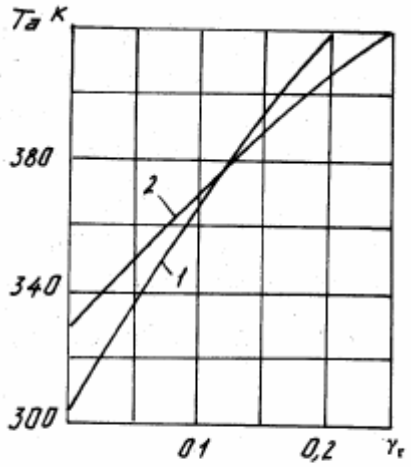
Nhiệt độ T_r nằm trong phạm vi sau:

- Động cơ xăng: T_r =900 ÷1000 K;
- Động cơ điêden: T_r =700 ÷900 K;
- Máy ga: T_r = 750 ÷ 1000 K;

Người ta còn dùng biện pháp quét buồng cháy để giảm γ_r của động cơ bốn kỳ bằng cách tăng góc mở trùng của các xupáp nạp và thải.

Hệ số khí sót γ_r của động cơ hai kỳ phụ thuộc vào chất lượng của các quá trình thải và quét khí, thường thay đổi trong phạm vi rất rộng, tuỳ thuộc hệ thống quét cụ thể:

- Quét vòng : $\gamma_r = 0{,}08 \div 0{,}25$;
- Quét thẳng: $\gamma_r = 0{,}06 \div 0{,}15$;
- Quét buồng cháy bằng khí nén của cácte: $\gamma_r = 0{,}25 \div 0{,}40$;



Hình4.3 Ảnh hưởng của hệ số khí sót tới nhiệt độ T_a

1 - T_K = 288 K; ΔT = 15°C
T_T = 1000 K ;
2 - T_K = 288 K; ΔT = 40°C ;
T_r = 800 K.

Đối với động cơ hai kỳ người ta còn dùng hệ số thải sạch η_s để đánh gía chất lượng quét và thải của động cơ:

$$\eta_s = \frac{m_1}{m_1 + m_r} = \frac{M_1}{M_1 + M_r} = \frac{1}{1+\gamma_r} \qquad (4\text{-}2)$$

Do đó có thể rút ra một số nhận xét sau về hệ số khí sót:

γ_r - của động cơ xăng lớn hơn so với động cơ điieden (vì động cơ điieden có ε lớn);

- Khi giảm tải: γ_r của động cơ xăng tăng, còn γ_r của động cơ điieden trên thực tế không thay đổi:

- Khi tăng áp, γ_r của động cơ xăng và động cơ điieden đều giảm.

γ_r *của động cơ bốn kỳ nằm trong phạm vi sau:*

- Động cơ xăng và máy ga không tăng áp: $\gamma_r = 0{,}06 \div 0{,}10$;

- Động cơ điieden không tăng áp: $\gamma_r = 0{,}03 \div 0{,}06$;

4.1.4. Nhiệt độ sấy nóng môi chất mới ΔT .

Khi đi trên đường nạp và vào xi lanh, môi chất mới tiếp xúc với các bề mặt nóng của động cơ, được sấy nóng và tăng nhiệt độ lên một gia số ΔT.

Giá trị của ΔT phụ thuộc vào tốc độ lưu động, thời gian tiếp xúc với bề mặt nóng và chênh lệch nhiệt độ của môi chất mới so với vật nóng. Nếu nhiệt độ của môi chất mới tăng sẽ làm giảm mật độ và do đó làm giảm khối lượng môi chất mới nạp vào động cơ. Vì vậy trong động cơ xăng, số nhiệt lượng cần thiết để sấy nóng môi chất mới chỉ nhằm làm cho xăng dễ bay hơi trên đường nạp, nếu quá mức ấy sẽ làm giảm lượng môi chất mới nạp vào động cơ. Gia số ΔT của môi chất mới được tính như sau:

$$\Delta T = \Delta T_t - \Delta T_{bh} \qquad (4\text{ -}3)$$

Trong đó: ΔT_t - mức tăng nhiệt độ của môi chất mới do sự truyền nhiệt từ các bề mặt nóng;

$\Delta T_{b.h}$ – Mức giảm nhiệt độ của môi chất mới do bay hơi của nhiên liệu, động cơ điieden $\Delta T_{b.h} = 0$.

ΔT được xác định theo số liệu thực nghiệm và theo cách tính gián tiếp, được lấy theo các số liệu sau:

$\Delta T = 20 \div 40^0C$ - Đối với động cơ điêden.

$\Delta T = 0 \div 20^0C$ - Đối với động cơ xăng.

Động cơ điêden và động cơ xăng tăng áp không làm mát trung gian cho khí nén, ΔT thường rất nhỏ vì chênh nhiệt ít. Nếu T_s (nhiệt độ môi chất sau máy nén) lớn hơn nhiệt độ vách thì môi chất mới được làm mát và $\Delta T < 0$.

4.1.5. 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 mới khi tiếp xúc và việc hoà trộn của môi chất mới với khí sót nóng hơn. Có thể xác định T_a (tại điểm a, hình 4.1)

Công thức xác định như sau:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t . \gamma_r . T_r}{1 + \gamma_r} \quad (4 - 4)$$

Nếu lấy $\lambda_t = 1$, sai số tính T_a thường không lớn, ta có:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r . T_r}{1 + \gamma_r} \quad (4 - 5)$$

Trong đó: λ_t – Hệ số hiệu đính tỷ nhiệt, nó phụ thuộc vào hệ số dư lượng không khí α và nhiệt độ T_r

Các công thức (4 – 4) và (4 - 5) đúng cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ. Biến động của T_a trong phạm vi sau:

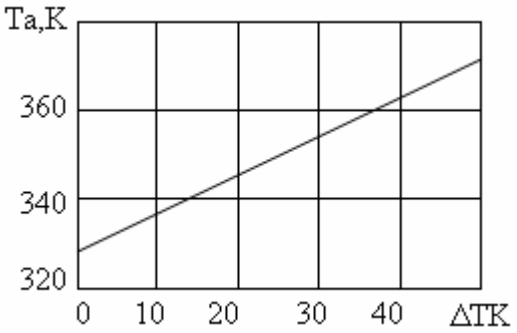
Với động cơ bốn kỳ không tăng áp:

$T_a = 310 \div 350$ K

Với động cơ bốn kỳ tăng áp và động cơ hai kỳ:

$T_a = 320 \div 400$ K

Ảnh hưởng của γ_r và ΔT tới nhiệt độ T_a được thể hiện trên (hình4.4). Qua hai đồ thị trên thấy rõ, tăng γ_r và ΔT đều làm tăng T_a và do đó làm giảm mật độ môi chất mới nạp vào xi lanh.



Hình4.4 Ảnh hưởng của ΔT tới nhiệt độ T_a (T_k = 288 K; γ_r = 0,06 và T = 1000 K);

4.1.6. Hệ số nạp

4.1.6.1 Định nghĩa

Hệ số nạp η_v là tỉ số giữa lượng môi chất mới thực tế nạp vào xi lanh ở đầu quá trình nén khi đã đóng các cửa nạp, cửa thải và lượng môi chất mới lý thuyết M_h, có thể nạp đầy vào thể tích công tác của xi lanh V_h ở điều kiện áp suất và nhiệt độ môi chất phía trước xupáp nạp (p_k và T_k). Môi chất mới của động cơ điêden là không khí, của động cơ xăng là hoà khí.

4.1.6.2. Công thức xác định

Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng, hệ số nạp η_v xác định theo công thức sau:

$$\eta_v = \frac{g_{ct} . M_1}{M_h} = \frac{G_k}{\gamma_k . V_h} = \frac{V_k}{V_h} \quad (4 - 6)$$

Trong đó: g_{ct} – Lượng nhiên liệu cấp cho một chu trình (kg/chu trình); M_1 – Lượng môi chất thực tế đi vào xi lanh để đốt 1 kg nhiên liệu (kmol/kg nhiên liệu); V_k – Thể tích khí nạp mới chứa trong xi lanh, sau khi quy về điều kiện p_k và T_k (m^3); G_k – Khối lượng không khí nạp vào xi lanh mỗi chu trình (kg/chu trình);

Với động cơ hai kỳ, ngoài hệ số nạp η_v tính cho toàn bộ thể tích công tác V_h, còn có hệ số nạp $\eta_v^{'}$ tính cho thể tích $V_h^{'}$ của hành trình có ích. (Hình4.2).

$$\eta_v^{'} = \frac{g_{ct} . M_1}{M_h^{'}} = \frac{G_k}{\gamma_k . V_h^{'}} = \frac{V_k}{V_h^{'}} \quad (4\text{-}7)$$

Trong động cơ hai kỳ gọi η_v là hệ số nạp lý thuyết còn η_v' là hệ số nạp thực tế. Quan hệ giữa η_v và η_v' như sau:

Từ đó: $$\eta_v = (1 - \psi).\ \eta_v' \qquad (4\text{-}8)$$

Trong đó: ψ - phần tổn thất hành trình của pittong dùng để thay đổi môi chất, phụ thuộc vào sơ đồ quét – thải với hệ thống quét thẳng qua xupáp: $\psi = 0{,}12 \div 0{,}14$; với hệ thống quét thẳng qua cửa thải: $\psi \approx 0{,}25$.

Động cơ tăng áp cũng như động cơ hai kỳ luôn luôn có một phần môi chất mới tổn hao cho quét khí không tham gia các quá trình nén và cháy – giãn nở. Người ta dùng hệ số quét khí η_q để đánh giá tổn hao trên:

$$\eta_q = \frac{G_q}{G_k} = \frac{M_q}{M_1} \qquad (4 - 9)$$

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 xi lanh khi nén.

Động cơ bốn kỳ nếu góc trùng không quá $40 \div 50^0$ góc quay trục khuỷu thì $\eta_q = 1$.

Đối với động cơ bốn kỳ ta có:

$$\eta_v = \frac{T_K}{T_K + \Delta T}.\frac{1}{\varepsilon - 1}\left(\varepsilon\frac{p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k}\right) \qquad (4 - 10)$$

và

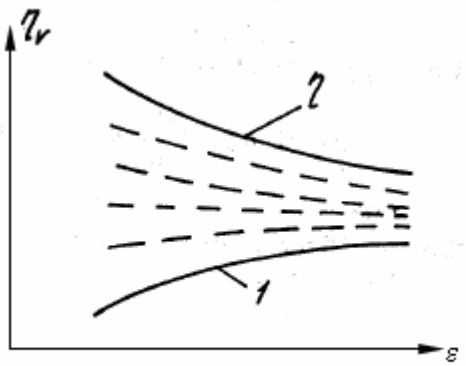
$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_K}.\frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \qquad (4\text{-}11)$$

4.1.7. Những yếu tố ảnh hưởng tới hệ số nạp của động cơ bốn kỳ

4.1.7.1. Tỷ số nén ε

Thực tế chỉ ra rằng trong trường hợp không quét buồng cháy, tăng ε sẽ làm tăng η_v (hình 4.5 - đường 1). Trên (hình 4.5) là mối quan hệ giữa hệ số nạp η_v và tỉ số nén ε.

Các đường 1 và 2 thể hiện ảnh hưởng của ε tới η_v ở hai thái cực: Không quét và quét sạch buồng cháy. Trên thực tế tất cả động cơ bốn kỳ đều sử dụng góc trùng điệp của các xupáp nạp và xả, vì vậy tuỳ mức độ quét buồng cháy nhiều hay ít mà biến thiên của $\eta_v = f(\varepsilon)$ có xu hướng sát với đường 2 hoặc đường 1 (các đường đứt nét ở giữa hai đường 1 và 2).



Hình4.5 Mối quan hệ giữa hệ số nạp η_v và tỷ số nén ε

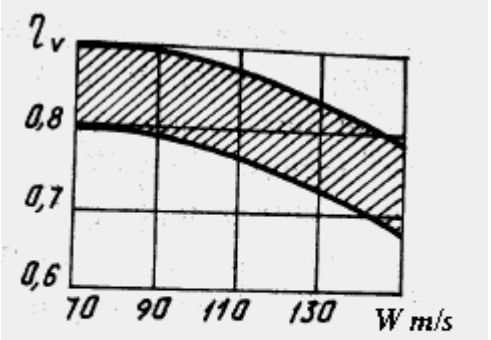
Ngoài ra, khi tăng ε sẽ làm sản vật cháy được giãn nở triệt để khiến nhiệt độ thành xi lanh thấp hơn, kết quả sẽ làm giảm chút ít giá trị ΔT có lợi cho hệ số nạp η_v.

4.1.7.2. Áp suất cuối quá trình nạp p_a

Áp suất p_a gây ảnh hưởng trực tiếp tới η_v. Muốn tăng p_a cần giảm tổn thất Δp_k và giảm cản cho đường nạp

Trong động cơ bốn kỳ η_v tỉ lệ thuận với $(\varepsilon\frac{p_a}{p_k}-\frac{p_r}{p_k})$ ở (4 - 10); vì vậy trong điều kiện bị hạn chế vị trí đặt xupáp cần ưu tiên mở rộng tiết diện lưu thông của xupáp nạp, mặc dù phải thu nhỏ tiết diện lưu thông của xupáp xả.

Trong trường hợp ấy cả hai tỉ số: $\frac{p_a}{p_k}$ và $\frac{p_r}{p_k}$ đều tăng nhưng $\frac{p_r}{p_k}$ chỉ tăng 1 lần còn $\frac{p_a}{p_k}$ tăng ε lần, vì vậy $(\varepsilon\frac{p_a}{p_k}-\frac{p_r}{p_k})$ tăng, dẫn đến η_v tăng



***Hình4.6** Ảnh hưởng của tốc độ dòng khí W qua xupáp nạp tới hệ số nạp η_v*

Áp suất p_a của động cơ hai kỳ phụ thuộc vào p_k, trở lực của hệ thống quét và thải, góc phối khí của hệ thống.

Trên hình 4.6 giới thiệu mối quan hệ $\eta_v = f(W)$ (W – tốc độ dòng khí qua xupáp). Tăng tốc độ dòng khí W qua xupáp sẽ làm giảm η_v - đường giới hạn phía trên là của động cơ điedeen còn đường dưới của động cơ xăng.

4.1.7.3. Nhiệt độ và áp suất trước xupáp nạp T_k, p_k

Tăng T_k làm giảm chênh nhiệt độ giữa thành xilanh và môi chất, qua đó làm giảm ΔT nên η_v tăng. Mối quan hệ giữa η_v và T_k thể hiện qua công thức kinh nghiệm:

$$\frac{\eta_{v_1}}{\eta_{v_2}}=\left(\frac{T_{k_1}}{T_{k_2}}\right)^m$$

Số mũ m tỉ lệ thuận với tốc độ dòng khí đi vào xi lanh, m= 0,25 ÷ 0,5. Cần chỉ ra rằng tăng T_k sẽ làm tăng η_v, nhưng lúc ấy môi chất đi vào xi lanh sẽ giảm vì mật độ môi chất nhỏ.

- Tăng áp suất p_k, nếu giữ T_k và tốc độ dòng chảy đi vào động cơ không thay đổi thì $\frac{p_a}{p_k}$ không thay đổi. Lúc ấy ảnh hưởng của p_k tới η_v qua (4 - 10) được viết dưới dạng:

$$\frac{\eta_{v_2}}{\eta_{v_1}}\approx\alpha\frac{T_k+\Delta T}{T_k+\Delta T_2}\cdot\frac{\varepsilon-\left(\frac{p_{r_2}}{p_{a_2}}\right)}{\varepsilon-\left(\frac{p_{r_1}}{p_{a_1}}\right)}\approx\frac{\varepsilon-\left(\frac{p_{r_2}}{p_{a_2}}\right)}{\varepsilon-\left(\frac{p_{r_1}}{p_{a_1}}\right)}$$

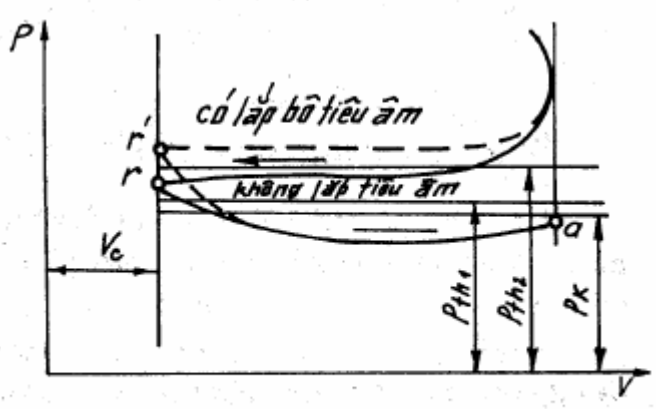
Các chỉ số 1, 2 tương ứng với trước và sau khi tăng p_k.

Nếu $\frac{p_{r_1}}{p_{a_1}}=\frac{p_{r_2}}{p_{a_2}}$ Thì $\eta_{v_1}=\eta_{v_2}$ (η_v giữ nguyên sau khi tăng p_k).

Nếu tăng p_k làm cho $\frac{p_{r_2}}{p_{a_2}}<\frac{p_{r_1}}{p_{a_1}}$ tức là khí sót bị nén bởi p_k, đồng thời do môi chất mới vào nhiều nên được sấy nóng ít hơn ($\Delta T_2 < \Delta T_1$), kết quả tăng p_k thì η_v sẽ tăng.

4.1.7.4. Áp suất khí sót p_r

Nếu T_r không đổi, khi tăng P_r sẽ làm tăng lượng khí sót chứa trong thể tích V_c, nên khi pittông đi từ ĐCT xuống dưới một phần hành trình của pittông sẽ dành cho giãn nở của khí sót, khiến môi chất mới đi vào xi lanh muộn hơn gây giảm hành trình hút và giảm lượng môi chất mới của chu trình g_{ct}. M_1, do đó làm tăng hệ số khí sót γ_r và giảm hệ số nạp η_v



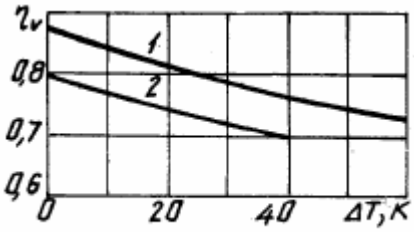
Hình4.7 ảnh hưởng của bình tiêu âm trên ống xả tới áp suất khí sót p và áp suất trên ống xả p

Nhưng trường hợp tăng của P_r, do rút bớt tiết diện lưu thông của xupáp xả để tăng cho xupáp nạp, trong trường hợp này cũng làm tăng p_a do vậy η_v tăng.

4.1.7.5. Nhiệt độ sấy nóng đối với môi chất mới ΔT

Ảnh hưởng của ΔT đối với η_v được thể hiện qua đồ thị (Hình4.8). Đồ thị được xây dựng với T_k = 288K và p_k = 1 (x 10^5 p_a). Qua đồ thị ta thấy ΔT tăng sẽ làm giảm η_v. Vì vậy động cơ điêden đã hạn chế giá trị của ΔT bằng cách bố trí đường nạp ở khu vực nhiệt độ thấp cách ly với đường thải và hệ thống nước nóng. Riêng trường hợp động cơ hoạt động ở những vùng lạnh, người ta phải trang bị thêm thiết bị sấy nóng đường nạp nhằm mục đích là giúp động cơ dễ khởi động, sau đó tắt thiết bị sấy nóng.

Hình 4.8: Ảnh hưởng của nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới ΔT tới hệ số nạp η_v



1 - điêden: ε = 17, p_r = 0,12 Mpa; p_a = 0,08Mpa

2 – động cơ xăng: ε = 7, p_r = 0,125 Mpa; p_a = 0,085 Mpa;

Ở trường hợp động cơ xăng hình thành hoà khí bên ngoài, cần sấy nóng đường nạp để xăng bay hơi, sau đó hoà trộn với không khí hình thành hoà khí đi vào động cơ. Vì vậy đường thải hoặc đường nước nóng thường cuốn lấy đường nạp để cấp nhiệt giúp xăng dễ bay hơi. Nhưng nếu cấp nhiệt quá mức làm tăng ΔT sẽ gây ảnh hưởng xấu tới η_v.

Cần thấy rõ dòng xoáy của không khí trong quá trình nạp hoặc quét khí (động cơ hai kỳ) cũng có ảnh hưởng tới ΔT. Vận động xoáy lốc mạnh sẽ làm tăng ΔT, đặc biệt là động cơ làm mát bằng không khí và động cơ hai kỳ vì thành xi lanh 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.

4.1.7.6. Ảnh hưởng của thành phần hoà khí α và tải tới η_v

Giảm hệ số dư lượng không khí α của động cơ điêden có nghĩa là làm tăng lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} để tăng tải cho động cơ, do đó sẽ làm tăng nhiệt độ thành xi lanh, tăng ΔT, vì vậy làm giảm η_v. Trong động cơ xăng hoà khí hình thành bên ngoài, gồm xăng và không khí trộn lẫn với nhau bên ngoài sau đó đưavào xi lanh động cơ. Nhiên liệu trong hoà

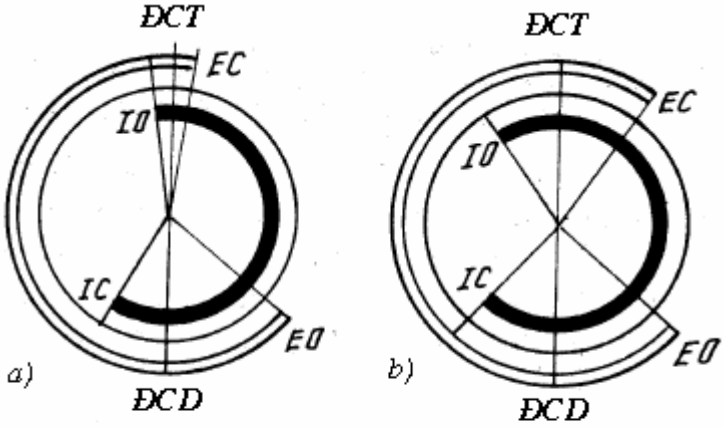
khí bay hơi, sẽ hút nhiệt độ của môi chất trên đường nạp vào trong xi lanh làm cho nhiệt độ của hoà khí giảm một lượng $\Delta T_{b.h}$, mặt khác hơi nhiên liệu trong hoà khí cũng làm giảm phần áp suất không khí. Nếu ảnh hưởng của yếu tố thứ nhất vượt quá so với yếu tố thứ 2 thì sẽ làm tăng η_v, ảnh hưởng kể trên rất nhỏ chỉ khoảng 1 ÷ 2% khi hoà khí rất đậm, trong trường hợp hoà khí nhạt, nhiệt độ thành xi lanh sẽ gây ảnh hưởng chính làm cho η_v tăng theo α.

4.1.7.7. Ảnh hưởng của số vòng quay n tới η_v

Tốc độ gây ảnh hưởng lớn nhất tới η_v. Khi tăng n sẽ làm tăng tốc độ môi chất đi qua xupáp hút cũng như xupáp 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. Đó là nguyên nhân chính hạn chế công suất cực đại của động cơ cao tốc.

4.1.8 Pha phân phối khí

Ảnh hưởng của pha phân phối khí tới quá trình thải và nạp của động cơ bốn kỳ được thể hiện qua hệ số nạp thêm λ_1 và hệ số quét buồng cháy λ_2. Các hệ số ấy làm cho giá trị của η_v và γ_r tính theo pha phân phối lý thuyết được sát với giá trị thực trong động cơ thực tế.



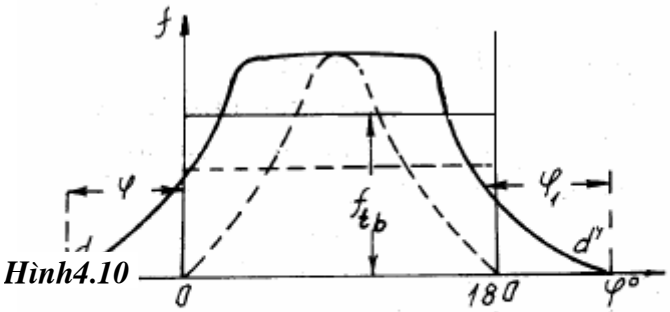
Hình4.9 Pha phân phối của động cơ
a) động cơ không tăng áp; b) động cơ tăng áp; IO-mở nạp; IC-đóng nạp; EO-mở xả; EC- đóng xả

Để thải sạch và nạp đầy môi chất mới vào xi lanh thì các xupáp của động cơ phải mở sớm và đóng muộn, được đo theo góc quay trục khuỷu và tính bằng độ. Các góc mở sớm và đóng muộn các xupáp tạo thành pha phân phối khí của động cơ.

Pha phân phối khí thể hiện qua các góc mở sớm và đóng muộn các xupáp còn làm tăng trị số "thời gian - tiết diện" A(m^2.s) của đường thông đi qua xupáp nạp cũng như xupáp xả từ lúc mở đến lúc đóng xupáp, nhờ đó làm giảm tốc độ dòng chảy và giảm cản của các xupáp, kết quả là làm tăng η_v. Giá trị A được tính theo biểu thức:

$$A = \frac{1}{6n}\int_{mo}^{dong} f d\varphi \qquad (m^2.s) \quad (4\text{-}12)$$

trong đó: n (vòng/phút)- tốc độ động cơ; f(m^2) – Tiết diện lưu thông qua xupáp; dφ (độ) - Vi lượng góc quay trục khuỷu; Giá trị $\int_{mo}^{dong} f$ - Tính qua diện tích đồ thị phía dưới đường f = f(φ).

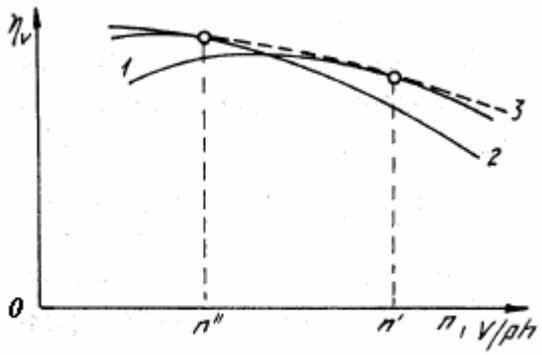


Hình4.10
Hình3.10 Trị số " thời gian - tiết diện" của xupáp nạp
φ - góc mở sớm trước ĐCT
φ_1 - góc đóng muộn, sau ĐCD

Động cơ vận tải hoạt động ở các tốc độ khác nhau, mỗi tốc độ đều tương ứng với một pha phân phối khí tối ưu đảm bảo cho hệ số nạp η_v đạt cực đại ở tốc độ đó.

Đường đứt 3 (hình 4.11) là đường biến thiên của $\eta_v = f(n)$, nhờ pha phân phối khí tối ưu cho từng tốc độ. Trên thực tế không thể thực hiện được điều đó

Pha phân phối khí thực tế của động cơ được chọn tối ưu ở một số vòng quay nào đó hoàn toàn phụ thuộc vào điều kiện sử dụng động cơ. Đường 1 trên (H.4.11) là biến thiên của $\eta_v = f(n)$ khi góc phối khí tối ưu được chọn ở tốc độ lớn n' (điểm điều chỉnh ở tốc độ thấp), còn đường 2 – ở tốc độ nhỏ n" (điều chỉnh thấp tốc).



Hình4.11 Ảnh hưởng của pha phân phối tới hệ số nạp đầy η_v

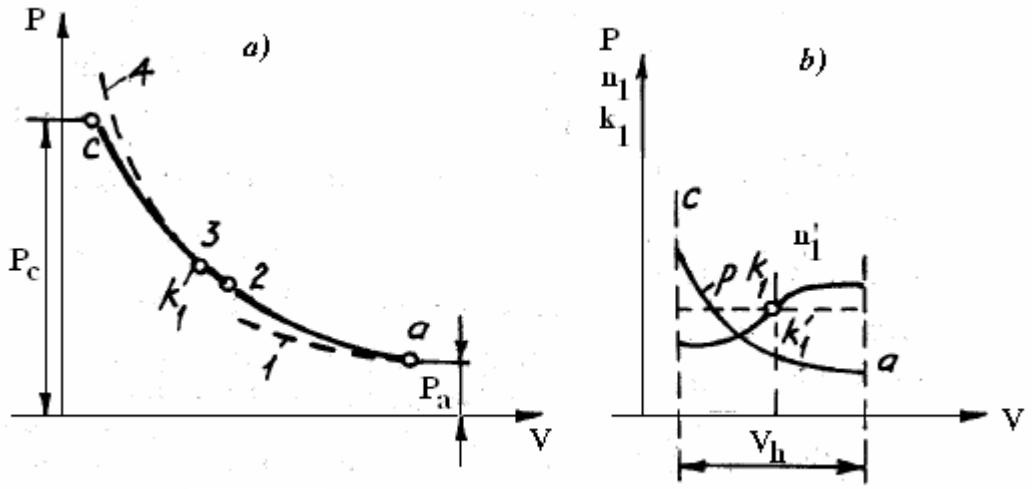
4.2. QUÁ TRÌNH NÉN

4.2.1. Diễn biến và các thông số cơ bản của quá trình nén

4.2.1.1. Diễn biến

Khác với quá trình nén của chu trình lý tưởng, diễn biến quá trình nén của chu trình thực tế rất phức tạp. Giữa môi chất công tác và thành xi lanh luôn luôn trao đổi nhiệt qua lại với nhau.

Đầu quá trình nén nhiệt độ môi chất T_a (H.4.12)thấp hơn nhiệt độ trung bình của xi lanh, pittông, nắp xi lanh…nên các chi tiết nóng kể trên truyền nhiệt độ cho môi chất, vì vậy đường nén trong giai đoạn này (a - 2) dốc hơn đường nén đoạn nhiệt của chu trình lý tưởng (a -1). Nếu coi quá trình nén thực tế là một quá trình đa biến, với chỉ số đa biến n_1' thì phương trình đặc trưng của quá trình sẽ là : $pV^{n_1'} = const$, giá trị n_1' ở đầu quá trình nén lớn nhất vì có chênh nhiệt độ lớn giữa các chi tiết nóng và môi chất khiến môi chất vừa chịu nén vừa nhận nhiệt thêm.



Hình4.12 Đồ thị P - V phân tích các đường cong đặc trưng trạng thái của quá trình nén

Tiếp theo pittông càng nén càng làm tăng nhiệt độ môi chất trong xi lanh và làm chênh lệch nhiệt độ giữa các chi tiết nóng và môi chất giảm dần, môi chất được nhận nhiệt ngày càng ít làm cho quá trình nén càng gần với quá trình đoạn nhiệt và chỉ số nén n_1' tiến sát tới chỉ số đoạn nhiệt k_1. Tới một điểm nào đó nhiệt độ môi chất bằng nhiệt độ trung bình của vách xi lanh và có thể coi điểm đó là nén đoạn nhiệt, chỉ số nén $n_1' = k_1$ (chỉ số đoạn nhiệt khi nén). Tiếp theo của quá trình nén sẽ làm cho nhiệt độ môi chất trở nên lớn hơn nhiệt độ vách xi lanh và chiều truyền nhiệt sẽ thay đổi, môi chất truyền nhiệt cho vách xi lanh, kết quả làm cho đường nén thực tế (3 - c) ít dốc hơn so với đường nén đoạn nhiệt (3 - 4); chỉ số nén n_1' càng ngày càng nhỏ hơn k_1

Như vậy, quá trình nén thực tế của động cơ là một quá trình đa biến với chỉ số đa biến n_1' giảm dần từ đầu đến cuối quá trình

4.2.1.2. Các thông số cơ bản

Tính toán quá trình nén nhằm xác định các giá trị áp suất p_c và nhiệt độ T_c, đảm bảo điều kiện cháy của hoà khí, nếu dùng các giá trị tức thời của n_1' để tính sẽ gặp nhiều khó khăn không cần thiết. Để đơn giản hoá việc tính toán, người ta dùng các chỉ số nén đa biến trung bình n_1 thay cho các giá trị tức thời của n_1'. Điều kiện ràng buộc của giá trị n_1 trung bình là đảm bảo cho các thông số p_c và T_c, cũng như công tiêu hao cho quá trình nén, dựa theo kết quả tính phải sát với các 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 ÷ 1,39, rất hiếm trường hợp đạt n_1 =1,40 ÷ 1,41

Áp suất cuối quá trình nén p_c xác định theo phương trình của quá trình nén đa biến:

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1}$$; từ đó tìm được

$$p_c = p_a.(\frac{V_a}{V_c})^{n_1} = p_a.\varepsilon^{n_1} \qquad (4 - 13)$$

Nhiệt độ cuối quá trình nén T_c được xác định nhờ 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 , m_c – lượng môi 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:

$$\frac{T_c}{T_a} = \frac{p_c}{p_a}.\frac{V_c}{V_a};$$ từ đó có:

$$T_c = T_a.\frac{p_c}{p_a}.\frac{V_c}{V_a} = T_a(\frac{V_a}{V_c})^{n_1-1} = T_a.\varepsilon^{n_1-1} \qquad (4 - 14)$$

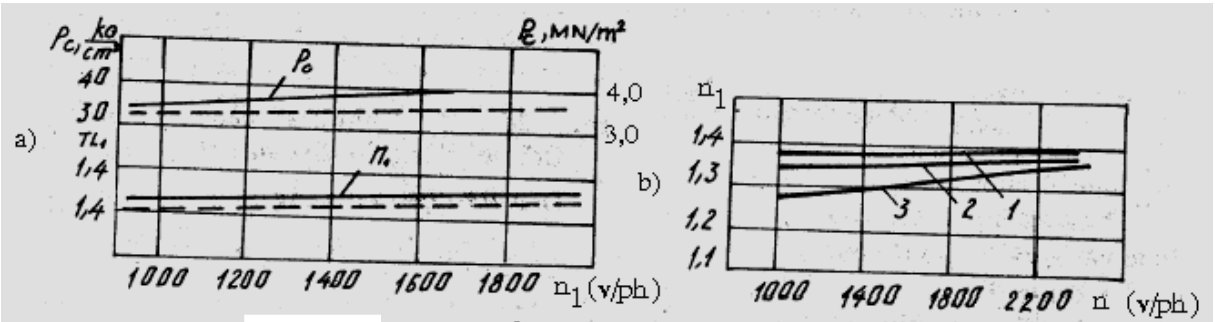
Vì $$\frac{p_c}{p_a} = (\frac{V_a}{V_c})n_1$$

4.2.2. Những nhân tố gây ảnh hưởng tới n_1 trung bình

4.2.2.1. Tốc độ 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 xi lanh, giảm thời gian rò khí và thời gian tiếp xúc giữa môi

chất và thành xi lanh. Kết quả tổng hợp những thay đổi trên sẽ làm môi chất tản nhiệt ít hơn, làm cho n_1 tiến sát tới k_1. Như vậy tăng tốc độ sẽ làm tăng n_1.



Hình4.13 ***Sự thay đổi P và n theo số vòng quay n***

a) diezel (-) - Tatra 912; (---) AM3-236; b) động cơ xăng(-) 3il-130; 1- mở hoàn toàn van tiết lưu; 2- mở 40%; 3- mở 20%

Trên (hình 4.13a): Giới thiệu sự thay đổi p_c theo n_1 của động cơ Tatra – 912 và AM3 – 236. (4.13 b) là biến thiên của n_1 theo n của động cơ xăng zill – 130 ở bơm tăng áp vị trí bớm ga khác nhau

4.2.2.2. Phụ tải của động cơ

Khi tăng tải sẽ làm tăng trạng thái nhiệt và nhiệt độ trung bình của thành xi lanh, qua đó làm tăng nhiệt độ cấp cho môi chất ở đầu kỳ nén và giảm tải nhiệt ở cuối kỳ nén, kết quả sẽ làm tăng n_1.

4.2.2.3. Tình trạng kỹ thuật

Nếu pittông- xi lanh mòn nhiều sẽ làm tăng lọt khí, gây mất nhiệt làm giảm n_1. Có muội than bám trên đỉnh pittông, mặt nắp xi lanh, có lớp cặn bám trên mặt tiếp xúc với môi chất làm mát của xi lanh sẽ ngăn tản nhiệt độ của môi chất, làm tăng n_1.

Tất cả các biện pháp nhằm giảm nhiệt độ trung bình của xilanh như: tăng tốc độ tuần hoàn của nước làm mát, làm mát đỉnh pittông…đều làm giảm n_1. Nếu tăng tỉ số nén ε sẽ làm tăng p_c và T_c, do đó sẽ làm tăng phần nhiệt tản cho xi lanh và làm giảm n_1.

4.2.2.4. Kích thước xi lanh (đường kính D và hành trình S của xi lanh)

Tỉ số $\frac{F_{lm}}{V_h}$ (trong đó F_{lm}, V_h là diện tích làm mát và thể tích công tác của xi lanh) tỷ lệ thuận với $\frac{1}{D}$, do đó tăng D sẽ làm cho môi chất khó tản nhiệt hơn qua đó làm tăng n_1.

Nếu V_h = const trong trường hợp $\frac{S}{D} > 1$ nếu giảm tỉ số $\frac{S}{D}$ sẽ làm giảm nhờ đó n_1 sẽ tăng, nếu tăng $\frac{F_{lm}}{V_h}$ kết quả sẽ ngược lại

4.2.2.5. Chế độ làm việc của động cơ

Hình4.14: Quan hệ giữa n_1 với gia tốc góc trục khuỷu của (động cơ M – 20)

Các chế độ làm việc không dừng (chế độ chuyển tiếp) của động cơ khi tăng tải hoặc tăng tốc đều có n_1 nhỏ hơn so với chế độ dừng

Sự sai khác lớn hay nhỏ của n_1 phụ thuộc vào gía trị gia tốc (H.4.14), ở các chế độ giảm tải hoặc giảm tốc thì n_1 lớn hơn so với chế độ dừng

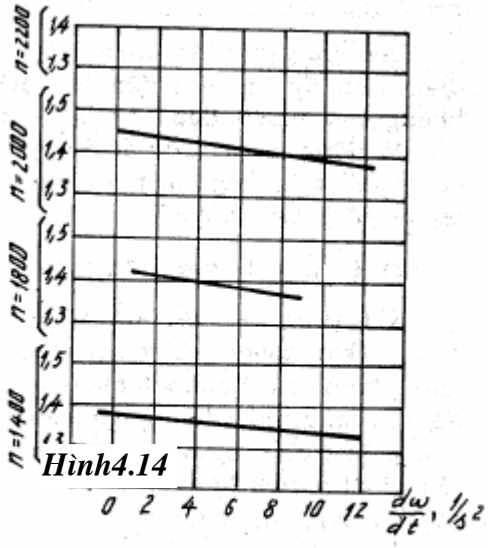
4.2.3 Chọn tỷ số nén

Công thức tính hiệu suất nhiệt của chu trình lý tưởng cấp nhiệt đẳng tích $\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}$ chỉ ra rằng giải pháp muốn tăng η_t thì phải tăng ε.

4.3. QUÁ TRÌNH CHÁY

4.3.1 Quá trình cháy của động cơ xăng

Trong động cơ xăng, quá trình cháy của hoà khí được bắt đầu từ nguồn lửa xuất hiện ở cực buji sau đó màng lửa lan truyền theo mọi hướng tới khắp không gian buồng cháy. Trong quá trình cháy hoá năng của nhiên liệu được chuyển thành nhiệt năng làm tăng áp suất và nhiệt độ môi chất. Nếu nhiên liệu được cháy càng kiệt, kịp thời thì năng lượng nhiệt nhả ra được chuyển thành công càng tốt làm tăng công suất và hiệu suất động cơ.



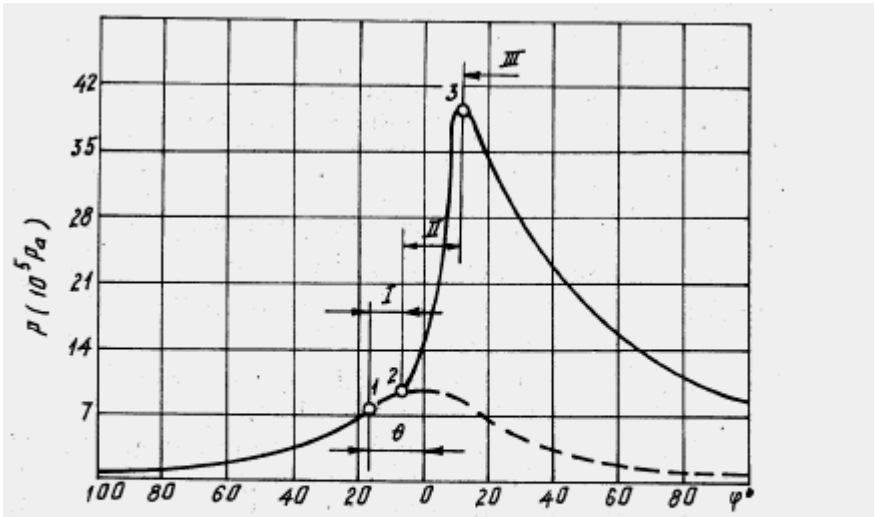
Hình4.14 *Quan hệ giữa n_1 với gia tốc góc trục khuỷu (động cơ M-20, thí nghiệm trên đường)*

4.3.1.1 Diễn biến bình thường của quá trình cháy trong động cơ xăng

Diễn biến bình thường của quá trình cháy động cơ xăng đều bắt đầu từ cực buji, tạo nên màng lửa rồi lan truyền với tốc độ tăng dần theo mọi hướng tới khi đốt hết hoà khí. Được thể hiện qua đồ thị P - φ (H. 4.15)

Dựa vào đặc trưng biến thiên áp suất trên đồ thị P - φ, người ta chia quá trình cháy của động cơ xăng thành 3 thời kỳ

a) Thời kỳ cháy trễ I (từ điểm 1 đến điểm 2) tính từ lúc đánh lửa đến khi áp suất p tăng đột ngột. Trong thời kỳ này áp suất trong xi lanh thay đổi tương tự như trường hợp không đánh lửa, vì sau khi buji đã bật tia lửa điện, hoà khí trong xi lanh không cháy ngay mà phải thực hiện một loạt phản ứng sơ bộ tạo nên sản vật trung gian…Trong thời



Hình4.15 *Quá trình cháy của động cơ xăng đốt cháy cưỡng bức*

1- cháy trễ; II - cháy nhanh; III cháy rớt. 1- đánh lửa; 2- hình thành màng lửa trung tâm; 3- áp suất lớn nhất p_z

kỳ này nhiệt lượng nhả ra của các phản ứng rất nhỏ, vì vậy không thấy rõ sự khác biệt của nhiệt độ và áp suất so với trường hợp chưa đánh lửa.

Thời kỳ cháy trễ dài hay ngắn phụ thuộc vào nhiều yếu tố: tính chất, trạng thái (áp suất, nhiệt độ) của hoà khí trước khi đánh lửa, năng lượng của tia lửa điện…

b) Thời kỳ cháy nhanh II được tính từ điểm 2 đến điểm 3 (điểm áp suất cực đại). Thời kỳ này cũng tương ứng với thời kỳ lan truyền của màng lửa tính từ lúc xuất hiện màng lửa trung tâm tới khi màng lửa lan truyền khắp buồng cháy. Trong quá trình lan truyền, màng lửa có dạng mặt cầu nhấp nhô lồi lõm. Trong thời kỳ này màng lửa được lan truyền với tốc độ tăng dần, hoà khí trong xi lanh có phản ứng ôxy hoà ngày một mãnh liệt và nhả ra một số nhiệt lượng lớn, trong khi dung tích xi lanh thay đổi ít làm cho áp suất và nhiệt độ môi chất tăng nhanh.

Thời kỳ cháy nhanh là giai đoạn chính trong quá trình cháy hoà khí của động cơ xăng, phần lớn nhiệt lượng được nhả ra trong giai đoạn này; quy luật nhả nhiệt sẽ quyết định việc tăng áp suất, tức là quyết định khả năng đẩy pittông sinh công, vì vậy thời kỳ này có ảnh hưởng quyết định tới tính năng của động cơ xăng.

Để nâng cao hiệu suất 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 cực đại và nhiệt độ cực đại xuất hiện tại vị trí gần sát ĐCT, khiến số nhiệt lượng nhả ra được lợi dụng đầy đủ, làm tăng công suất và hiệu suất động cơ.

Tốc độ cháy u của hỗn hợp được tính theo công thức sau:

$$u = \gamma.S_r\,(kg/m^2.s)$$

Trong đó γ - Khối lượng riêng của hoà khí (kg/m^3)

S_r - Tốc độ lan truyền của màng lửa (m/s)

Trường hợp cháy bình thường, tốc độ lan màng lửa vào khoảng 20 ÷ 30 m/s, số nhiệt lượng Q nhả ra trong một đơn vị thời gian:

$$Q = U.F_T.H_m = \gamma.S_r.F_T.H_m\,(kJ/s)$$

Trong đó: F_T - Diện tích màng lửa (m^2)

H_m - Nhiệt trị của hoà khí (kJ/kg)

Từ đây thấy rằng quy luật nhả nhiệt của thời kỳ cháy nhanh, tức quy luật biến thiên của Q phụ thuộc tốc độ lan truyền màng lửa S_r, diện tích màng lửa F_T và mật độ môi chất γ

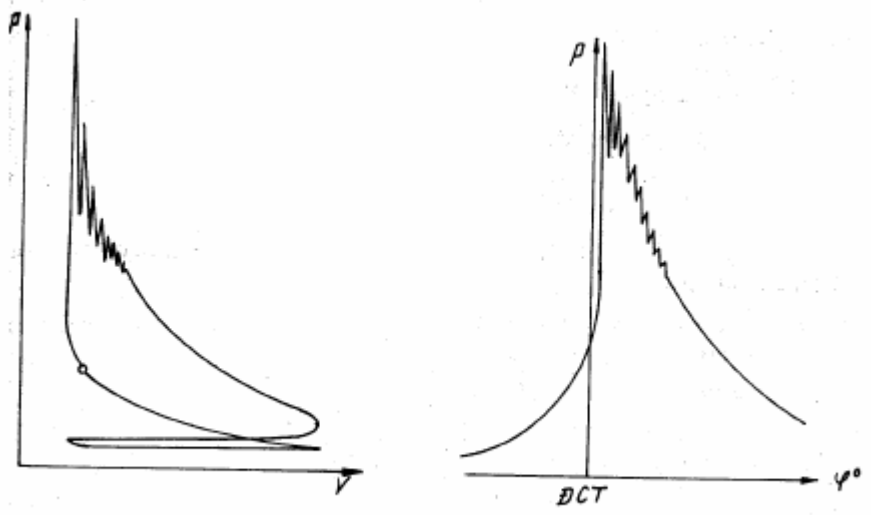
c) Thời kỳ cháy rớt III được tính từ điểm 3 (điểm áp suất cực đại) trở đi. Mặc dù cuối thời kỳ II màng lửa đã lan khắp buồng cháy, nhưng do hoà khí phân bố không thật đều, điều kiện áp suất và nhiệt độ ở mọi khu vực trong buồng cháy không hoàn toàn giống nhau, nên có những khu vực nhiên liệu chưa cháy hết. Trong quá trình giãn nở, do điều kiện hoà trộn thay đổi sẽ làm cho số nhiên liệu chưa cháy được hoà trộn và bốc cháy tiếp tạo nên thời kỳ cháy rớt. Trong thời kỳ này, nhiệt lượng nhả ra tương đối ít, dung tích động cơ lại tăng nhanh nên áp suất trong xilanh sẽ giảm dần theo góc quay trục khuỷu. Thời kì cháy rớt dài hay ngắn là tuỳ thuộc vào số lượng hoà khí cháy rớt, nhìn chung đều mong muốn rút ngắn thời kì cháy rớt. Nhưng cũng có trường hợp cháy rớt còn kéo dài sang cả quá trình thải, thậm chí đến khi bắt đầu quá trình nạp của chu trình kế tiếp, khí thải đang cháy còn chui vào đường nạp đốt cháy

hoà khí tại đây, đó là hiện tượng hồi hoả của động cơ xăng (nổ trên đường nạp). Nói chung thời kỳ cháy rớt của động cơ xăng thường rất ngắn.

4.3.1.2. Những hiện tượng cháy không bình thường trong động cơ xăng.

a) Cháy kích nổ.

Hiện tượng cháy kích nổ: Sau khi bật tia lửa điện và hình thành màng lửa thì màng lửa bắt đầu lan truyền. Trong quá trình lan truyền, áp suất và nhiệt độ phần hoà khí ở phía trước màng lửa được tăng lên liên tục do bức xạ nhiệt và do bị chèn ép bởi kết quả nhả nhiệt của phần hoà khí đã cháy gây ra, làm gia tăng phản ứng hoá học tại khu vực phía trước màng lửa. Càng ở xa màng lửa trung tâm, phản ứng phía trước màng lửa của hoà khí càng sâu. Nếu màng lửa lan tới kịp thời đốt cháy số hoà khí này thì hiện tượng cháy bình thường. Nếu số hoà khí trên tự phát hoả bốc cháy khi màng lửa chưa lan tới sẽ tạo nên màng lửa mới thì đó chính là hiện tượng cháy kích nổ của động cơ. Khi hiện tượng cháy kích nổ xảy ra, tốc độ lan truyền của màng lửa mới đạt tới 1500 ÷ 2000 m/s, làm cho hoà khí chưa cháy được bốc cháy với tốc độ cực lớn. Trên thực tế hiện tượng bốc cháy kể trên mang tính nổ phá. Do tốc độ cháy nhanh, dung tích hoà khí không kịp giãn nở làm cho áp suất và nhiệt độ tăng lên đột ngột, tạo nên sóng áp suất, truyền đi mọi phương theo tốc độ truyền âm, đập vào thành vách xi lanh tạo nên tiếng gõ kim loại sắc và đanh.



Hình4.16 Cháy kích nổ: a) đồ thị P - V; b) đồ thị P - φ

Qua đồ thị p - v và p - φ (Hình 4.16)ta thấy cuối quá trình cháy nhanh tạo thành sóng dao động rất lớn trong dòng khí xả. Do truyền động qua lại của sóng áp suất, kích nổ đã gây phá hoại bề mặt của thành xi lanh, cũng như lớp dầu nhờn phủ trên bề mặt này. Kết quả sẽ làm tăng tản nhiệt cho thành xi lanh, làm tăng nhiệt các chi tiết máy trong buồng cháy, hệ thống làm mát trở nên quá nóng, đồng thời gia tăng tổn thất nhiệt.

Khi cháy kích nổ xảy ra còn làm xuất hiện khói đen và tàn than đỏ một cách gián đoạn. Vì vậy không cho phép động cơ hoạt động lâu ở tình trạng cháy kích nổ, nếu không chẳng những công suất và tính kinh tế (hiệu suất) của động cơ kém mà còn gây cháy pittông, xupáp, làm hỏng bạc, phá vỡ lớp sứ cách điện của buji… Nhưng nếu chỉ cháy kích nổ nhẹ trong thời gian rất ngắn, sẽ không gây tác hại rõ rệt đối với động cơ.

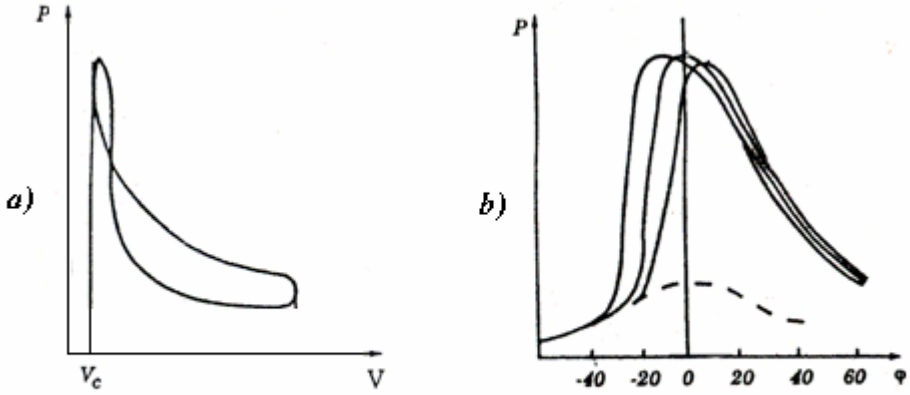
Các nhân tố ảnh hưởng tới kích nổ: Có rất nhiều nhân tố ảnh hưởng tới kích nổ. Để phân tích có thể lí giải việc phát sinh kích nổ như: Sau khi đã bật tia lửa điện, màng lửa trung tâm bắt đầu lan truyền, đồng thời xảy ra phản ứng phía trước màng lửa của phần hoà khí chưa cháy, những phản ứng trên là tiên đề chuẩn bị phát hoả. Nếu gọi t_1 là thời gian lan truyền của màng lửa (tính từ lúc màng lửa trung tâm bắt đầu lan đến khi màng lửa lan hết buồng cháy) và t_2 là quãng thời gian từ lúc màng lửa trung tâm bắt đầu lan, tới khi hoà khí chưa cháy tự phát hoả. Lý giải như vậy có thể thấy rằng: bất kỳ một nhân tố nào làm giảm t_1 và làm tăng t_2 đều làm giảm khuynh hướng kích nổ, ngược lại các nhân tố làm tăng t_1 và giảm t_2 đều làm tăng khuynh hướng kích nổ.

Vì vậy có thể thấy rằng rút ngắn hành trình lan truyền của màng lửa cũng như tăng tốc độ lan truyền của màng lửa đều làm giảm t_1; giảm nhiệt độ hoặc làm tăng hàm lượng khí sót của phần hoà khí ở khu vực cuối hành trình màng lửa đều làm cho hoà khí trở thành đậm đặc hoặc quá nhạt, gây tác dụng tương tự như sử dụng nhiên liệu có số ốctan cao, làm tăng t_2. Có rất nhiều nhân tố để thực hiện các yêu cầu trên nhưng những nhân tố chính gồm: Phẩm chất nhiên liệu (số ốc tan), tỉ số nén ε, cấu tạo buồng cháy, thời gian đánh lửa, thành phần hoà khí, và chế độ làm việc của động cơ thể hiện qua tốc độ và chế độ tải của động cơ…

b) Cháy sớm.

Cháy sớm xảy ra trước khi buji bật tia lửa điện, làm sai quy luật cháy bình thường của động cơ. Có hiện tượng cháy sớm của hoà khí trong xi lanh động cơ vì xuất hiện những đặc điểm hoặc mặt nóng rực trong buồng cháy, phần lớn muội than tích nhiệt trên nấm xupáp thải hoặc trên cực bugi.

Đặc trưng bên ngoài của hiện tượng cháy sớm cũng tương tự như cháy kích nổ, không những gây tiếng gõ kim loại mạnh (tiếng gõ do cháy sớm tạo ra hơi trầm, đục) mà còn làm cho áp suất tăng cao, gây tăng phụ tải đối với chi tiết động cơ, rút ngắn tuổi thọ sử dụng, do đó cũng là hiện tượng không mong muốn xảy ra của động cơ đánh lửa cưỡng bức.



Hình4.17 Quá trình cháy sớm. a) trên đồ thị P-V; b) nhiều chu trình cháy sớm liên tiếp trên đồ thị P- φ.

Cháy sớm là do kết quả châm cháy hoà khí của một điểm hoặc một diện tích nhỏ nóng rực tạo ra, nói chung cháy sớm xuất hiện trước thời điểm bật tia lưả điện, và không tạo ra sóng áp suất. Cháy sớm được thể hiện qua đồ thị p - v và p -φ (Hình 4.17a và 4.17b).

Có rất nhiều nguyên nhân gây ra cháy sớm, ví dụ cấu tạo của động cơ, tình trạng sử dụng, lọc nhiên liệu, loại dầu bôi trơn… tất cả các yếu tố làm tăng áp suất và nhiệt độ môi

chất trong xi lanh, thúc đẩy việc tạo muội than hoặc hình thành các điểm hoặc các mặt nóng rực bên trong buồng cháy đều là những nguyên nhân gây cháy sớm.

c) Những hiện tượng cháy không bình thường khác.

- Rất khó tắt máy khi ngắt điện. Ngắt điện rồi động cơ còn tiếp tục làm việc bình thường khá lâu ở chế độ không tải, với tiếng gõ máy rất đanh và không ổn định. Có hiện tượng đó là do tỉ số nén cao đã làm cho hoà khí tự bốc cháy khi nén, vì nhiệt độ và áp suất cuối kỳ nén đảm bảo cho thời gian cháy trễ của hoà khí ngắn hơn thời gian lưu lại của hoà khí ở trạng thái chịu nén trong xi lanh, khi tốc độ quay là 200 ÷ 300 vòng/ phút

Với động cơ có tỉ số nén cao, thì nhiệt độ 375^0C cuối kỳ nén có thể đạt được ngay khi chạy ở tốc độ thấp. Khi chạy ở tốc độ thấp, chuyển động rối của hoà khí trong xi lanh rất yếu làm cho các lớp hoà khí sát với thành xi lanh có nhiệt độ xấp xỉ nhiệt độ vách, thường không nhỏ hơn 80^0C hoặc 353K. Nếu tỉ số nén $\varepsilon = 8$ và chỉ số nén $n_1 = 1,3$ thì nhiệt độ cuối kỳ nén $Tc = 353.8^{0,3} = 658$ K hoặc 353^0C

Như vậy muốn tắt máy phải cắt nhiên liệu cấp cho động cơ nhờ một cơ cấu riêng trên bộ chế hoà khí .

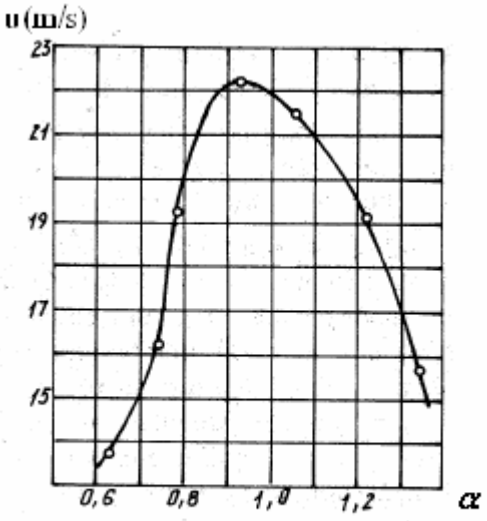
- Nổ trên ống xả là do có hiện tượng bỏ lửa của một vài xi lanh, tạo nên sự tồn tại của hoà khí chưa cháy trên đường thải và trong bình tiêu âm, số hoà khí trên lại được châm cháy bởi khí thải của các xi lanh khác, hoặc là hiện tượng cháy rớt của các xi lanh kéo dài tới đầu quá trình thải. Như vậy, về thực chất của hiện tượng nổ trên đường ống thải là việc bốc cháy của hoà khí còn tồn tại trên đường ống thải - Muốn khắc phục hiện tượng trên cần điều chỉnh lại bộ chế hoà khí để khắc phục tình trạng hoà khí quá đậm hoặc quá loãng gây kéo dài cháy rớt, đồng thời phải kiểm tra bảo dưỡng hệ thống đánh lửa nhằm khắc phục hiện tượng bỏ lửa.

4.3.1.3 Các nhân tố chính ảnh hưởng tới quá trình cháy ở động cơ xăng

a) Ảnh hưởng của chất lượng hoà khí tới quá trình cháy.

1. Thành phần hoà khí. Quá trình cháy có thể được cháy kiệt và kịp thời hay không phụ thuộc vào tốc độ lan truyền màng lửa. Nhân tố gây ảnh hưởng chính đến tốc độ lan truyền màng lửa là thành phần hoà khí.

Kết quả thực nghiệm chứng minh rằng: Thành phần hoà khí khác nhau sẽ cho tốc độ màng lửa khác nhau (Hình 4.18) với $\alpha = 0,85 \div 0,95$ tốc độ lan màng lửa cao nhất, áp suất cực đại p_z và nhiệt độ cực đại cũng lớn nhất, do đó công suất động cơ cao nhất. Thành phần trên của hoà khí được gọi là thành phần công suất. Nếu hoà khí nhạt hơn (so với $\alpha = 0,85 \div 0,95$), tốc độ lan truyền màng lửa giảm bớt nên công suất động cơ giảm dần. Nhưng so nhiên liệu cháy kiệt hơn (vì có đủ ôxy hơn) nên hiệu suất cao hơn. Khi $\alpha = 1,05 \div 1,1$, nhiên liệu được cháy hoàn toàn, hiệu suất đạt cao nhất, vì vậy $\alpha = 1,05 \div 1,1$ được gọi là thành phần tiết kiệm.



Hình4.18 Ảnh hưởng của thành phần hoà khí α tới tốc độ lan màng lửa u

Tiếp tục làm nhạt hoà khí tức là khi α >1,05 ÷ 1,1, nếu có giải pháp thích hợp, đảm bảo cho hoà khí cháy kiệt, thì hiệu suất lợi dụng nhiệt vẫn có thể tiếp tục tăng. Nhưng nói chung, hoà khí càng nhạt, tốc độ lan truyền màng lửa càng giảm, tốc độ cháy chậm chạp, tăng phần cháy rớt, hiệu suất giảm. Nếu hoà khí quá nhạt, thời gian cháy rớt sẽ kéo dài tới cuối kỳ thải có thể gây nên hiện tượng hồi hoả.

2. Phân phối hoà khí vào xi lanh. Trong động cơ nhiều xilanh chất lượng hoà khí còn liên quan đến sự phân phối số lượng và thành phần hoà khí vào các xi lanh. Nếu phân phối không đều về số lượng cũng như thành phần hoà khí thì các xi lanh của động cơ không thể cùng một lúc đều sử dụng hoà khí có thành phần công suất hoặc thành phần tiết kiệm nhất, do đó làm giảm công suất và hiệu suất của động cơ.

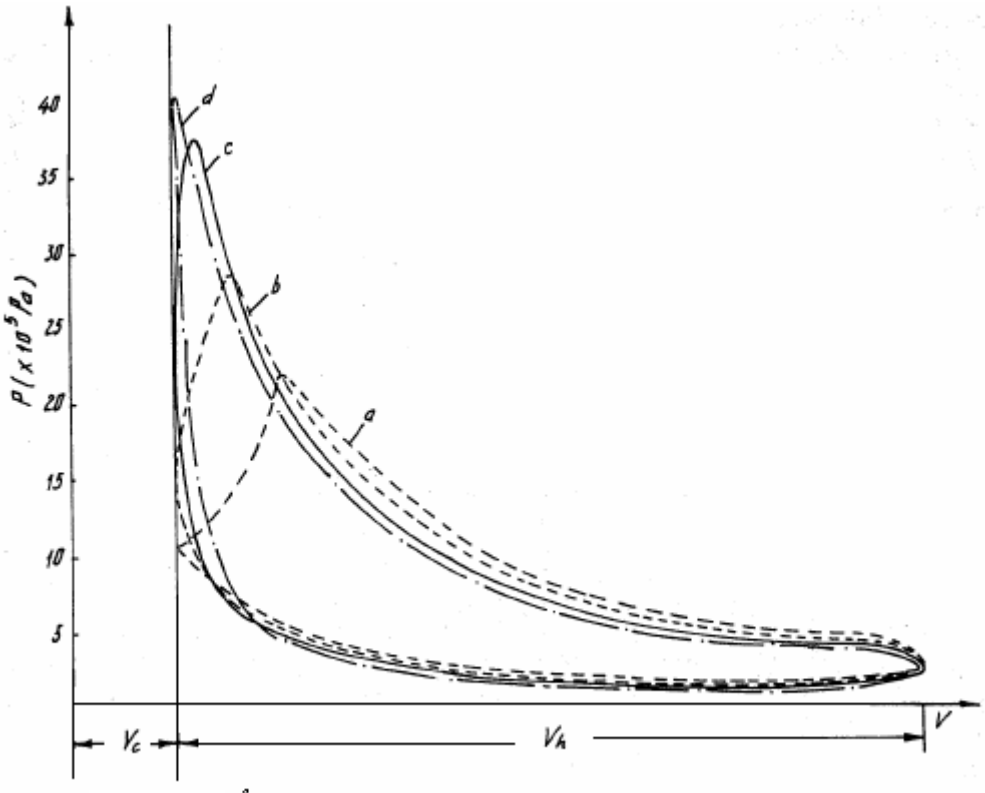
Trong động cơ xăng, bay hơi của nhiên liệu và hình thành hoà khí phần lớn được thực hiện trên đường nạp. Vì vậy việc phân phối đồng đều về số lượng cũng như thành phần hoà khí phụ thuộc chính vào cấu tạo, tức là hình thức phân bố đường ống nạp.

Phân phối không đều chủ yếu là do phần nhiên liệu nặng khó bay hơi, thành phần này lại dễ gây kích nổ, vì vậy việc phân phối hoà khí không đều sẽ làm tăng khuynh hướng gây kích nổ của một số xi lanh.

b) Ảnh hưởng của tia lửa điện tới quá trình cháy.

Ảnh hưởng của tia lửa điện tới quá trình cháy gồm có: Góc đánh lửa sớm, vị trí đặt buji, loại buji , năng lượng của tia lửa điện…

1. Góc đánh lửa sớm. Người ta dùng góc đánh lửa sớm làm căn cứ để đo thời điểm đánh lửa. Góc đánh lửa sớm θ (độ, góc quay trục khuỷu) được tính từ thời điểm bắt đầu bật tia lửa điện cho tới ĐCT, nó có ảnh hưởng rất lớn tới tính kịp thời của quá trình cháy. Giá trị tốt nhất của θ phụ thuộc vào tính chất nhiên liệu, tốc độ và phụ tải của động cơ, ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm θ tới tính kịp thời của quá trình cháy được thể hiện trên hình 4.19.



Hình4.19 Ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm tới quá trình cháy

Đồ thị công c được xác định khi $\theta = 26^0$, đó là góc đánh lửa sớm hợp lý, áp suất và nhiệt độ cháy cao nhất xuất hiện sau ĐCT khoảng $10 \div 15^0$, quá trình cháy tương đối kịp thời nhiệt lượng được lợi dụng tốt nên diện tích đồ thị công lớn nhất, công suất và hiệu suất động cơ cao nhất. Lúc ấy tốc độ tăng áp suất cũng như áp suất cực đại khi cháy đều không lớn quá. Góc đánh lửa tương ứng với công suất và hiệu suất cao nhất được gọi là góc đánh lửa tối ưu.

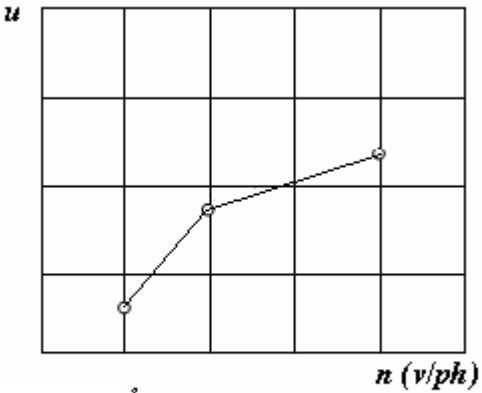
Đồ thị công d, được xác định khi $\theta = 39^0$, do bật tia lửa điện sớm qúa nên phần hoà khí được bốc cháy ở trước ĐCT, không những làm cho áp suất trong xi lanh tăng lên quá sớm, mà còn làm tăng áp suất lớn nhất khi cháy, vì vậy đã làm tăng phần công tiêu hao cho quá trình nén và làm giảm diện tích đồ thị công. Đồng thời do đánh lửa quá sớm làm cho nhiệt độ của số hoà khí ở khu vực cuối của hành trình màng lửa tăng cao, qua đó làm tăng khuynh hướng kích nổ của hoà khí

2. Vị trí đặt buji: Vị trí đặt buji trong buồng cháy gây ảnh hưởng lớn đến khuynh hướng gây kích nổ. Khoảng cách từ nến lửa đến khu vực xa nhất của buồng cháy càng dài (tức hành trình màng lửa càng dài) thì khuynh hướng gây kích nổ càng lớn. Nếu đặt buji gần sát xupáp nạp xa xupáp xả sẽ làm tăng khả năng nâng cao nhiệt độ của khối hoà khí ở cuối hành trình màng lửa, do nhiệt độ lớn của xupáp xả gây ra, vì vậy làm tăng khuynh hướng kích nổ. Do đó cần phải đặt buji sát với khu vực giữa buồng cháy và gần bộ phận nóng nhất của buồng cháy, qua đó một mặt rút ngắn hành trình màng lửa, mặt khác còn giảm bớt nhiệt độ của khối hoà khí ở khu vực cuối hành trình màng lửa làm giảm khuynh hướng gây kích nổ.

3. Loại buji có phù hợp không sẽ ảnh hưởng lớn tới tính năng của động cơ: chọn loại buji phải dựa vào trạng thái phụ tải nhiệt của động cơ. Năng lực chịu phụ tải nhiệt của buji được gọi là đặc tính nhiệt của buji và được thể hiện qua trị số nhiệt. Chọn đúng buji, cần phải đảm bảo cho động cơ hoạt động tốt ở tốc độ thấp và không được tạo ra điểm nóng rực để gây đánh lửa bề mặt khi chạy ở tải lớn. Thực nghiệm chỉ rằng: nhiệt độ phần đầu của sứ cách điện phải nằm trong phạm vi $580 \div 850^0$C động cơ mới hoạt động được bình thường, vì trong phạm vi nhiệt độ ấy dầu nhờn vào xi lanh và dính trên cực buji sẽ bị đốt cháy, làm giảm khả năng gây tích muội than tại khe hở của cực buji. Nếu thấp hơn 580^0C sẽ gây tích than trên cực buji làm đoản mạch gây nên hiện tượng bỏ lửa (không có tia lửa điện). Nếu nhiệt độ lớn hơn 850^0C sẽ làm cho cực buji trở thành điểm nóng rực gây đánh lửa bề mặt, kết quả làm chảy cực buji và phá vỡ sứ cách điện.

Vì vậy phải chọn loại buji có đặc tính nhiệt đúng với động cơ sử dụng

4. Năng lượng đánh lửa. Muốn cho quá trình cháy được thực hiện bình thường cần đảm bảo tia lửa điện xuất hiện ở khe hở buji có đủ năng lượng để châm cháy hoà khí. Nếu tia lửa điện yếu sẽ làm cho thời gian cháy trễ kéo dài, sẽ ảnh hưởng tới tốc độ cháy nhanh của động cơ



***Hình4.19** Ảnh hưởng của tốc độ động cơ n tới tốc độ lan truyền màng lửa u*

c) Ảnh hưởng của tốc độ và phụ tải tới quá trình cháy.

1) Ảnh hưởng của tốc độ. Khi tăng tốc độ

động cơ, một mặt làm tăng tốc độ dòng khí nạp vào xi lanh, mặt khác tăng tốc độ chuyển dịch của pittông sẽ làm tăng cường độ dòng khí khi nén, vì vậy đã cải thiện chất lượng hoà trộn của hoà khí . Ngoài ra khi tăng tốc độ cũng làm tăng nhiệt độ hoà khí cuối kỳ nén, tăng quá trình chuẩn bị cháy của hoà khí, kết quả làm tăng nhanh tốc độ lan truyền màng lửa (hình 3.18) 2. Ảnh hưởng của tải. Động cơ xăng có bộ chế hoà khí sử dụng biện pháp điều chỉnh lượng hoà khí ở tải nhỏ, đóng bớt bướm ga, tạo cản đối với dòng khí nạp, qua đó làm giảm lượng hoà khí đi vào xi lanh. Nhưng lúc ấy 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 độ loãng của hoà khí và tăng thời gian cháy trễ, quá trình cháy trở nên chậm chạp, kết quả làm tăng thời gian quá trình cháy.

Ở tải lớn lượng hoà khí mới nạp vào xi lanh tăng, làm tăng áp suất cháy. Mặt khác do hệ số khí sót γ_r giảm, nên dễ gây kích nổ.

d) 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 ε, áp suất nhiệt độ cuối quá trình nén đều tăng, tạo điều kiện tốt cho các phản ứng ôxy hoá của hoà khí, nhờ đó sẽ rút ngắn thời kỳ cháy trễ và làm tăng tốc độ lan màng lửa. Vì vậy trong các động cơ có tỷ số nén ε cao, thời gian cháy trễ t_i (φ_i), và thời gian lan tràn màng lửa đều được rút ngắn, áp suất cháy cực đại càng nằm sát khu vực ĐCT, tốc độ tăng áp suất Δ_p/Δ_φ và áp suất cháy cực đại đều lớn.

- Ảnh hưởng của loại buồng cháy tới quá trình cháy. Loại buồng cháy và cách bố trí xupáp có liên hệ mật thiết với nhau. Với loại buồng cháy khác nhau thì tỷ số F_{lm}/V_c sẽ khác nhau nên tốc độ lan truyền của màng lửa cũng khác nhau. Nếu tỷ số F_{lm}/V_c càng lớn thì tốc độ lan truyền của màng lửa càng nhỏ và ngược lại

4.3.2. Diễn biến quá trình cháy của động cơ điêden.

4.3.2.1. Đặc điểm hình thành hoà khí trong động cơ điêden.

Động cơ điêden hoà khí được hình thành trực tiếp bên trong xi lanh. Sau đó hoà khí cũng qua giai đoạn phản ứng hoá học phức tạp của ngọn lửa lạnh, ngọn lửa xanh, ngọn lửa nóng và tự phát hoả bốc cháy. Do cuối kỳ nén mới phun nhiên liệu vào xi lanh động cơ nên quá trình hình thành hoà khí rất ngắn, chỉ chiếm khoảng $15 \div 35^0$ góc quay trục khuỷu, do đó tạo nên tình trạng không đều về thành phần hoà khí trong các khu vực buồng cháy động cơ. Mặt khác không thể đem số nhiên liệu cấp cho chu trình phun cùng một lúc vào xi lanh động cơ, do vậy trong suốt thời gian phun nhiên liệu, thành phần hoà khí trong xi lanh cũng biến động liên tục. Tại khu vực hoà khí đậm, nhiên liệu do thiếu ôxy nên cháy chậm, thậm chí gây cháy không kiệt tạo ra khói đen trong khí xả, còn khu vực hoà khí nhạt gây nên tình trạng không tận dụng hết ôxy.

Như vậy muốn nâng cao tính năng của động cơ cần phải đảm bảo nạp nhiều nhất không khí mới vào xi lanh, phải nâng cao hết mức hiệu suất sử dụng số không khí này, có nghĩa là phải đảm bảo cho nhiên liệu được cháy kiệt với hệ số dư lượng không khí α nhỏ nhất và quá trình cháy phải được kết thúc ở khu vực gần điểm chết trên.

4.3.2.2 Bốn thời kỳ của quá trình cháy trong động cơ điêden

Được thể hiện trên đồ thị P, T - φ^0 (hình 4.20).

a) Thời kỳ cháy trễ I.

Được tính từ lúc bắt đầu phun nhiên liệu vào xi lanh động cơ (điểm 1) tới khí phát hỏa bốc cháy (điểm 2) (giai đoạn I trên hình 4.20). Đặc điểm của thời kỳ cháy trễ là:

- Tốc độ phản ứng của hoá học tương đối chậm, sản vật của phản ứng là sản vật trung gian (như quá trình của ngọn lửa lạnh).

- 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 tốc độ cá biệt có thể phun 100% nhiên liệu trong thời kỳ này.

- Do tốc độ nhả nhiệt dQ/đồ thị công rất thấp.

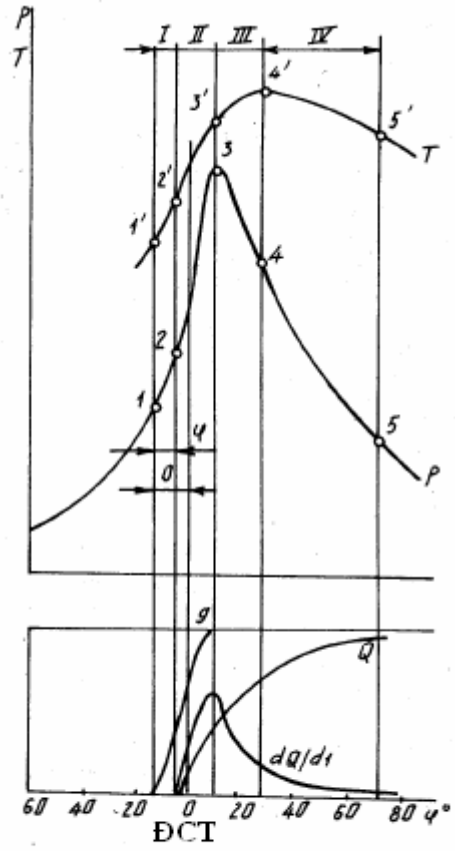
b) Thời kỳ cháy nhanh II

Được tính từ điểm 2 đến khi đạt áp suất cực đại trong xi lanh (điểm 3). Ở động cơ cao tốc p_z thường xuất hiện ở vị trí 6 ÷ 10^0 góc quay trục khuỷu, phía sau ĐCT. Đặc điểm của thời kỳ này là:

- Nguồn lửa được hình thành, tốc độ cháy tăng nhanh, tốc độ toả nhiệt dQ/đồ thị công thường 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 cao nhất tới 6 ÷ 9 (MPa)

- Nhiên liệu được phun tiếp vào buồng cháy (số lượng nhiên liệu phun vào thời kỳ này phụ thuộc vào độ dài ngắn của thời gian cháy trễ và thời gian phun nhiên liệu c chu trình) làm tăng nồng độ nhiên liệu trong hoà khí.



Hình4.20 Đồ thị khai triển quá trình cháy ở động cơ Diezel

g- lượng nhiên liệu cấp cho chu trình;
Q- nhiệt lượng cấp cho chu trình;
dQ/dt - tốc độ nhả nhiệt

Trong thời kỳ cháy nhanh, tốc độ tăng áp suất $\Delta p/\Delta\varphi$ rất lớn. Nhưng nếu $\Delta p/\Delta\varphi$ vượt quá 4 ÷ 6 (x 10^5 Pa/độ) sẽ tạo nên các xung áp suất đập vào bề mặt các chi tiết trong buồng cháy, gây tiếng gõ đanh, sắc, các chi tiết chịu tải của động cơ dễ hỏng, rút ngắn tuổi thọ, đồng thời còn gây khó khăn cho việc điều khiển của lái xe, vì vậy cần tìm biện pháp tránh gây ra hiện tượng trên

c) Thời kỳ cháy chính (hoặc cháy chậm) tính từ điểm 3 đến điểm 4 (điểm có nhiệt độ lớn nhất) (đoạn III). Điểm nhiệt độ lớn nhất thường xuất hiện phía sau ĐCT khoảng 20 ÷ 25^0 góc quay trục khuỷu. Đặc điểm của thời kỳ này là:

- Quá trình cháy tiếp diễn với tốc độ cháy lớn, cuối kỳ cháy chậm số nhiệt lượng đã nhả ra chiếm khoảng 70 ÷ 80% nhiệt lượng cấp cho chu trình

- Trong thời kỳ này, thông thường đã kết thúc phun nhiên liệu, do sản vật cháy tăng nhanh làm giảm nồng độ của nhiên liệu và ôxy.

- Nhiệt độ tăng lên tới giá trị lớn nhất (1700 ÷ 2000^{0}C), nhưng do pittông đã bắt đầu đi xuống nên áp suất hơi 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, mới đầu tốc độ cháy rất lớn, sau đó do lượng ôxy trong buồng cháy giảm dần, sản vật cháy tăng lên nhiều, điều kiện cháy trở nên không lợi vì vậy cuối thời kỳ tốc độ cháy càng ngày càng chậm.

Nếu tăng cường cung cấp ôxy cho nhiên liệu để cải thiện chất lượng hình thành hoà khí sẽ làm tăng tốc độ cháy, rút ngắn thời kỳ cháy chậm làm cho nhiên liệu cháy hoàn toàn, nâng cao thêm tính năng động lực và tính năng kinh tế của động cơ.

d) Thời kỳ cháy rớt: Bắt đầu từ điểm nhiệt độ cực đại 4 tới khi cháy hết 5. Rất khó xác định điểm 5, trên thực tế điểm 5 có thể kéo dài tới lúc mở cửa thải. Thông thường coi điểm 5 là điểm có nhiệt lượng do cháy nhả ra chiếm 95 ÷ 97% nhiệt lượng cấp cho chu trình. Trong những động cơ cao tốc, thời kỳ cháy rớt có thể chiếm khoảng 50% thời gian hình thành hoà khí và cháy của chu trình. Đặc điểm của thời kỳ này là:

- Tốc độ cháy giảm dần tới kết thúc cháy, do đó tốc độ nhả nhiệt dQ/đt công cũng giảm dần tới không.

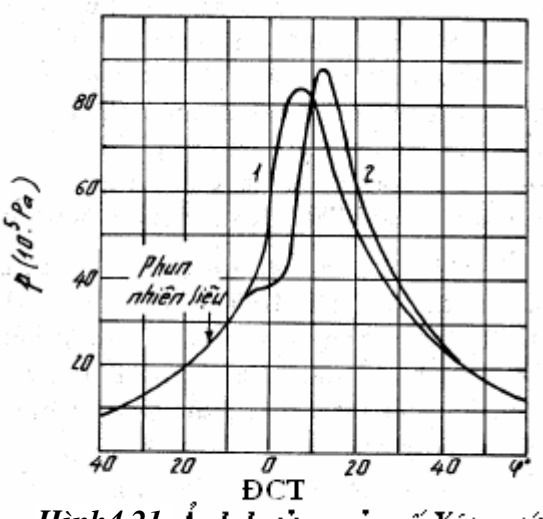
- Do thể tích môi chất trong xi lanh tăng dần nên áp suất và nhiệt độ đều hạ thấp.

Ở thời kỳ cháy rớt, do áp suất và nhiệt độ môi chất trong xi lanh đều hạ thấp, chuyển động của dòng khí yếu dần, sản vật cháy tăng nhiều làm cho điều kiện cháy của nhiên liệu kém hơn so với thời kỳ cháy chậm, khả năng hình thành muội than (C) càng lớn, mặt khác trong thời kỳ cháy rớt, sự cháy 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. Do đó luôn luôn mong muốn giảm thời kỳ cháy rớt tới mức ngắn nhất. Muốn vậy phải tăng cường chuyển động của dòng khí trong buồng cháy động cơ cải thiện chất lượng hình thành hoà khí làm cho nhiên liệu và không khí được hoà trộn tốt với nhau, đồng thời phải giảm lượng nhiên liệu phun vào xi lanh trong thời gian cháy chậm, làm quá trình cháy về cơ bản kết thúc ở sát ĐCT.

4.3.2.3 Những nhân tố ảnh hưởng tới quá trình cháy của động cơ điêden

Có nhiều nhân tố gây ảnh hưởng tới quá trình cháy, chủ yếu là: tính chất nhiên liệu, tỷ số nén, quy luật phun nhiên liệu và góc phun sớm, tốc độ và phụ tải…

a. Ảnh hưởng của tính chất nhiên liệu: Nếu các điều kiện khác giống nhau, cứ tăng thích đáng số xê tan của nhiên liệu sẽ rút ngắn thời kỳ trễ. Dùng nhiên liệu có thành phần chính là Hyđro - cacbur no - họ paraphin với số xêtan lớn sẽ rút ngắn thời kỳ cháy trễ, khiến tốc độ áp suất trong thời kỳ cháy nhanh không lớn, máy chạy êm (đường 1, hình 4.21). Nếu dùng nhiên liệu có thành phần chính là hyđrô - cacbon thơm với số xêtan nhỏ sẽ kéo dài thời kỳ cháy trễ, làm



Hình4.21 Ảnh hưởng của số Xétan tới quá trình cháy. 1- xétan lớn; 2- xétan nhỏ

cho thời kỳ cháy nhanh có tốc độ tăng áp suất lớn, động cơ hoạt động thô bạo. Như vậy cần dùng nhiên liệu có số xê tan tương đối cao, động cơ điêden cao tốc thường dùng nhiên liệu có số xê tan trong khoảng 40 ÷45

Động cơ điêden, cần đảm bảo chắc chắn để nhiên liệu được phát hoả bốc cháy trong mọi điều kiện sử dụng, muốn vậy nhiệt độ môi chất cuối quá trình nén, phải vượt quá nhiệt độ phát hoả tự cháy của nhiên liệu lúc đó (khoảng 300^0C), muốn vậy phải có tỷ số nén ε đủ lớn.

Tăng tỷ số nén ε sẽ làm tăng nhiệt độ và áp suất cuối quá trình nén, làm tăng tốc độ sấy nóng, bay hơi và phản ứng hoá học, rút ngắn thời kỳ cháy trễ, nên tốc độ tăng áp suất của thời kỳ cháy nhanh tương đối thấp, điều đó rất lợi cho việc phòng ngừa hoạt động thô bạo của động cơ. Nhìn chung, nâng cao tỷ số nén ε , rất có lợi để cải thiện việc khởi động lạnh của động cơ, nhưng nếu dùng tỷ số nén lớn quá, áp suất cực đại của chu trình sẽ tăng lên quá nhiều, làm tăng quá mức phụ tải của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền, gây ảnh hưởng tới tuổi thọ động cơ.

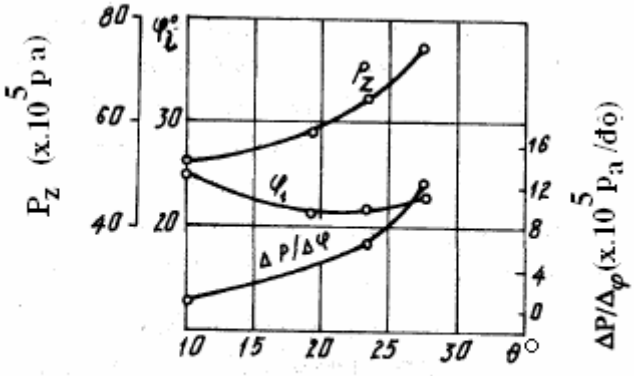
c) Ảnh hưởng của quy luật phun nhiên liệu.

Biến thiên của lượng nhiên liệu phun vào động cơ (lượng nhiên liệu tương ứng với một đơn vị góc quay) theo góc quay trục khuỷu được gọi là quy luật phun. Quy luật phun hợp lý nhất là: lúc bắt đầu phun, cần có tốc độ phun nhỏ, áp suất phun thấp, để giảm lượng nhiên liệu phun vào xi lanh trong thời kỳ cháy trễ. Giai đoạn giữa và cuối quá trình phun cần tăng nhanh tốc độ và áp suất phun làm cho lượng nhiên liệu phun vào xi lanh tăng nhanh. Để giảm lượng nhiên liệu phun vào xi lanh trong thời kỳ cháy trễ, giảm tình trạng hoạt động thô bạo của động cơ, người ta còn sử dụng quy luật phun hai lần, tức là lần thứ nhất phun nhiên liệu mồi vào xi lanh trước ĐCT, với góc phun sớm lớn, do số nhiên liệu mồi phát hoả thì bắt đầu phun lần thứ hai, như vậy có thể rút ngắn thời kỳ cháy trễ của đa phần nhiên liệu phun vào xi lanh, động cơ hoạt động rất êm. Tuy nhiên số nhiên liệu phun lần thứ hai phải được phun với tốc độ lớn, nếu không sẽ kéo dài thời gian cháy, giảm hiệu suất động cơ. Do đó rất ít động cơ điêden cao tốc dùng quy luật phun nhiên liệu hai lần.

d. Ảnh hưởng của góc phun sớm.

Góc phun sớm là giai đoạn từ thời điểm bắt đầu phun nhiên liệu đến ĐCT, tính theo góc quay trục khuỷu (θ^0), ảnh hưởng của θ^0 đối với thời kỳ cháy trễ φ_i, hình4.22 ảnh hưởng tốc độ của góc phun sớm θ tới φi , áp suất lớn nhất Pz và tốc độ tăng áp suất ΔP/Δφ.

Tăng θ^0, do nhiên liệu được phun vào khối không khí có áp suất và nhiệt độ không lớn, điều kiện chuẩn bị vật lý và hoá học tương đối kém, đã kéo dài thời kỳ cháy trễ làm cho tốc độ tăng áp suất $\Delta p/\Delta\varphi$ và áp suất p_z tăng cao, động cơ làm việc thô bạo. Nhưng nếu phun nhiên liệu muộn quá, quá trình cháy sẽ kéo dài sang kỳ giãn nở, do đó làm giảm $\Delta p/\Delta\varphi$ và p_z, tăng nhiệt độ khí xả, tăng tổn thất nhiệt



Hình4.22 Ảnh hưởng của góc phun sớm θ tới φ_i, P_z và $\Delta P/\Delta_\varphi$

cho nước làm mát và giảm hiệu suất động cơ. Góc phun sớm tốt nhất phụ thuộc vào loại buồng cháy của động cơ, các loại buồng cháy phun trực tiếp, θ tốt nhất nằm trong giới hạn $25 \div 35^0$ góc quay trục khuỷu, các loại buồng cháy ngăn cách (các buồng cháy dự bị và xoáy lốc), θ tốt nhất nhỏ hơn, khoảng $15 \div 20^0$ góc quay trục khuỷu

e. Ảnh hưởng của chất lượng phun sương.

Trong động cơ điêden, nhiên liệu có cháy kiệt và kịp thời hay không, phụ thuộc rất nhiều vào chất lượng phun tơi nhiên liệu, vì nếu nhiên liệu không được phun tơi và phân bố không đều trong không gian buồng cháy sẽ gây khó khăn cho sự hình thành hoà khí, kéo dài thời gian cháy rớt, làm giảm công suất và hiệu suất động cơ, ngoài ra còn thải khói đen gây ô nhiễm môi trường, tích muội than trên thành buồng cháy làm cho động cơ hoạt động không bình thường. Nếu chất lượng phun sương tốt (kích thước của hạt nhỏ, đều và được phân bố đều trong không gian buồng cháy)sẽ làm tăng nhanh tốc độ hình thành hoà khí, rút ngắn quá trình cháy làm cho nhiên liệu được đốt kiệt và cháy kịp thời, chất lượng phun sương có tác dụng rất quan trọng đối với động cơ điêden dùng buồng cháy thống nhất.

g. Ảnh hưởng của điều kiện nạp và thải.

Nếu tăng áp, áp suất và nhiệt độ môi chất đi vào xi lanh đều tăng, do đó làm tăng áp suất và nhiệt độ môi chất cuối thời kỳ nén và nhờ đó cải thiện môi trường hình thành hoà khí, làm giảm thời gian cháy trễ và rút ngắn thời gian của quá trình cháy, kết quả sẽ làm giảm $\Delta p/\Delta\varphi$, giảm cháy rớt nhưng làm tăng chút ít p_z vì p_c cao hơn.

Áp suất trên đường thải tăng lên do cản của đường thải gây ra, sẽ làm tăng số lượng khí sót và hệ số khí sót của môi chất công tác, vì vậy sẽ làm giảm hệ số nạp η_v. Nếu không thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình thì tình trạng trên sẽ làm thay đổi thành phần hoà khí, lượng ôxy bị thiếu làm kéo dài thời gian của quá trình cháy.

h. Vật liệu làm pittông và nắp xi lanh

Nếu dùng vật liệu bằng gang, bề mặt pittông và nắp xi lanh sẽ nóng hơn so với trường hợp dùng hợp kim nhôm vì gang hấp thụ nhiệt nhanh, tản nhiệt chậm hơn so với hợp kim nhôm. Kết quả dùng vật liệu gang sẽ rút ngắn thời gian cháy trễ và do đó giảm $\Delta p/\Delta\varphi$ và p_z.

i. Ảnh hưởng của tốc độ n và phụ tải động cơ

Khi tăng tốc độ n, cường độ chuyển động của dòng khí trong xi lanh được gia cường, đồng thời còn làm tăng áp suất phun, cải thiện tốt hơn điều kiện hình thành hoà khí, vì vậy nếu tính theo giây thì khi tăng n sẽ làm giảm thời gian cháy trễ.

Tăng tải sẽ làm tăng nhiệt độ động cơ, cải thiện điều kiện chuẩn bị cháy, vì vậy sẽ rút ngắn thời gian cháy trễ. Nhưng do tăng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình và do tăng thời gian phun nên thời gian của toàn bộ quá trình cháy thường kéo dài thêm.

4.4. QUÁ TRÌNH GIÃN NỞ.

4.4.1 Diễn biến của quá trình giãn nở và các thông số cơ bản.

4.4.1.1 Diễn biến

Quá trình giãn nở thực tế là quá trình đa biến với trị số tức thời của chỉ số đa biến $n^1_2 > k_2$ (k_2 chỉ số đoạn nhiệt của sản vật cháy) tới một điểm trung gian khi nhiệt lượng cấp cho

môi chất cân bằng với nhiệt lượng bị tản mất thì $n^1_2 = k_2$, sau đó phần nhiệt bị tản mất nhiều hơn nên $n_2^{'} > k_2$ (hình 3.22).

Hình 3.22: Diễn diễn thực tế của áp suất P và quá trình giãn nở n^1_2. Trong quá trình giãn nở mục đích tính quá trình giãn nở thực tế nhằm xác định các thông số cuối quá trình giãn nở để tránh những khó khăn phức tạp không cần thiết mà vẫn đảm bảo được độ chính xác mong muốn, người ta đã dùng chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2 thay các giá trị tức thời của n_2^1. Như vậy quá trình giãn nở trong sơ đồ tính, trở thành quá trình giãn nở đa biến với chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2.

Có thể xác định gía trị n_2 (trung bình) gần đúng qua phương trình cân bằng nhiệt của quá trình giãn nở, hoặc qua các số liệu thực nghiệm.

4.4.1.2 Các thông số cơ bản.

Các thông số đầu quá trình giãn nở là: p_z, T_z, V_z, m_z, các thông số cuối quá trình 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 môi chất tại các điểm z và b, với giả thiết xupáp thải được mở tại ĐCD ($V_b = V_a$). Quá trình giãn nở từ z đến b ta có:

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2} \qquad (3 - 15)$$

Các phương trình trạng thái tại z và tại b:

$$\left.\begin{aligned} p_z V_z &= 8314 m_z . T_z \\ p_b V_b &= 8314 m_b . T_b \end{aligned}\right\} \qquad (3 - 16)$$

Số lượng môi chất tại z:

$$m_z = \beta_z g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)$$

Số lượng môi chất tại b:

$$m_b = \beta_b g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)$$

Trong đó: β_z, β_b - hệ số thay đổi phân tử (thể tích) tại z và b

Gọi $\delta = \dfrac{V_b}{V_z} = \dfrac{V_a}{V_z}$ là hệ số giãn nở trong quá trình giãn nở, ta có:

$$\delta = \frac{V_a}{V_z} . \frac{V_c}{V_c} = \frac{\varepsilon}{\rho} \qquad (3 - 17)$$

Với động cơ điêden qua (5 -1 5) sẽ tìm được:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \quad \text{và} \quad T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} \qquad (3 - 18)$$

Với động cơ xăng:

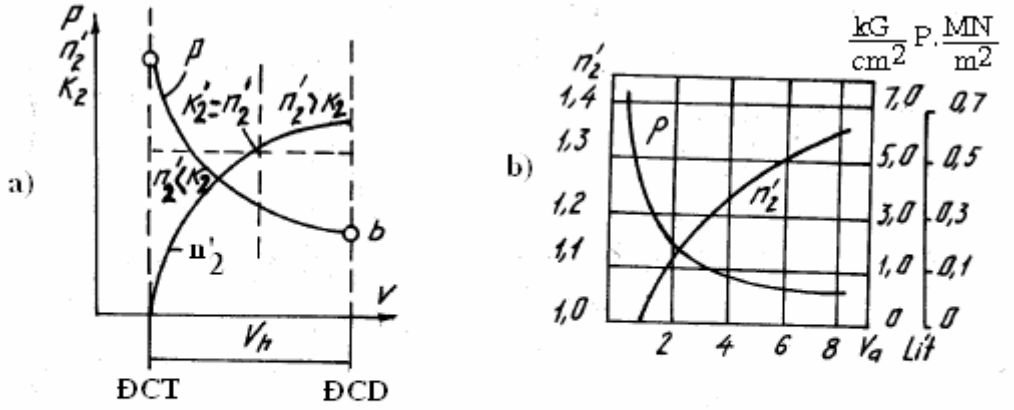
ρ=1 nên $\delta = \varepsilon$ theo (5 - 17). Thay ε vào (5 - 18) sẽ được:

$$p_b \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}};\ T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \qquad (3 - 19)$$

4.4.1.3. Những nhân tố ảnh hưởng đến chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2

Trong quá trình giãn nở bất kỳ yếu tố nào làm tăng cháy rớt sẽ làm giảm n_2, còn làm tăng mất nhiệt của môi chất sẽ làm cho n_2 tăng. Những yếu tốc gây ảnh hưởng lớn tới chỉ số

giãn nở đa biến trung bình n_2 gồm có: tốc độ và phụ tải của động cơ, kích thước xi lanh, trạng thái nhiệt của động cơ, chất lượng và diễn biến quá trình cháy….



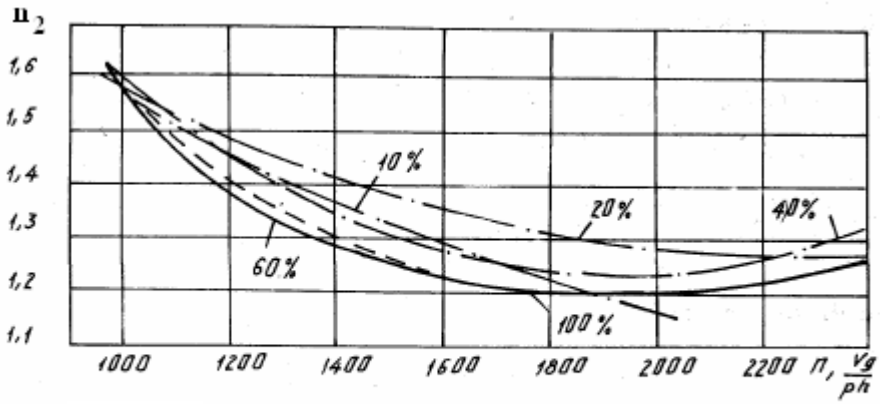
Hình4.23 Diễn biến thực tế của áp suất p và chỉ số giãn nở n'_2 trong quá trình giãn nở

a) phân tích trao đổi nhiệt trong quá trình giãn nở; b) p và n'2 của động cơ Tatra - 912, đầy tải trong quá trình giãn nở

Tốc độ động cơ n.

Nếu tăng tốc độ động cơ sẽ làm giảm số nhiệt lượng từ môi chất tản cho bên ngoài qua truyền nhiệt và rò khí (vì giảm thời gian tiếp xúc giữa môi chất và thành xi lanh cũng như thời gian rò khí của mỗi chu trình) , trong khi đó đối với động cơ điêden lại tăng thời kỳ cháy rớt khiến môi chất được nhận nhiệt càng nhiều hơn, kết quả sẽ làm giảm n_2. Nếu giảm tốc độ n sẽ cho kết quả ngược lại đối với n_2. Biến thiên của n_2 có dạng hàm bậc nhất: $n_2 = a – bn$. Trong đó: a,b - là hằng số, còn n - tốc độ động cơ.

Động cơ xăng cũng có xu hướng tương tự, n_2 cũng giảm khi tăng n (hình4.23), nhưng sự thay đổi của n_2 theo n của động cơ xăng có những đặc điểm riêng đặc biệt khi động cơ hoạt động ở toàn tải hoặc sát toàn tải. Trong phạm vi tốc độ thấp (từ 1000 ÷ 1600 vòng/ phút) giá trị n_2 giảm tương đối nhanh khi tăng n, khi vượt quá 1800 vòng/ phút n_2 không những không giảm mà có chiều gia tăng khi tăng n, vì ở tốc độ này vận động rối loạn (xoáy lốc) của dòng khí trong buồng cháy được gia tăng làm giảm cháy rớt, gảim tổn thất nhiệt cho thành xi lanh và giảm rò khí.



Hình4.24 Sự thay đổi chỉ số giãn nở đa biến trung bình n2 của động cơ 3il - 130 theo số vòng quay trục khuỷu khi mở van tiết lưu ở vị trí khác nhau

Phụ tải của động cơ

Phụ tải của động cơ có ảnh hưởng tới n_2 trên hai mặt:

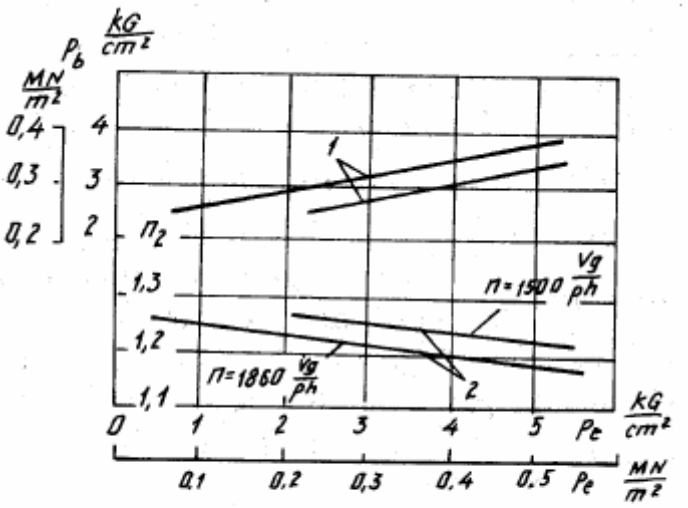
- Khi tăng tải, một mặt do nhiệt độ và áp suất môi chất trong quá trình giãn nở đều tăng, do đó làm tăng chênh áp và tăng chênh nhiệt độ giữa môi chất và môi trường xung quanh, qua đó làm tăng phần nhiệt tổn thất qua truyền nhiệt và rò khí.

- Mặt khác, tăng tải với động cơ điieden là tăng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình, qua đó làm giảm hệ số dư lượng không khí α và làm tăng cháy rớt trên đường giãn nở, vì vậy làm tăng phần nhiệt cấp cho động cơ trong quá trình giãn nở.

Đối với động cơ điêden đặc biệt động cơ điieden cao tốc ảnh hưởng thứ hai rõ rệt hơn, vì vậy khi tăng tải, môi chất được nhiệt nhiều hơn do đó làm giảm n_2 (hình4.25)

1- Áp suất cuối quá trình dãn nở p_b;

2- Chỉ số dãn nở đa biến trung bình n_2;

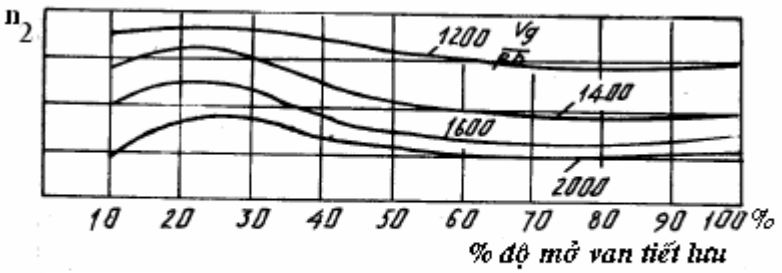


***Hình4.25** Sự thay đổi của n2 và áp suất cuối quá trình giãn nở theo phụ tải (động cơ Tatra - 920)*
1- áp suất cuối quá trình giãn nở pb;
2- chỉ số giãn nở đa biến trung bình n2

Đối với động cơ xăng, hai ảnh hưởng trên tương đương nhau, nên bù trừ lẫn nhau. Khi mở 50% đến 100% bướm ga hầu như giữ nguyên không đổi. Nhưng khi giảm tải từ 50% xuống 20% độ mở bướm ga n_2 có xu hướng tăng đạt tới cực đại, nếu mở nhỏ hơn 20% thì n_2 lại giảm xuống.

Kích thước xi lanh

Nếu V_h = const mà giảm $(\frac{S}{D})$ (trường hợp $(\frac{S}{D})$ >1), sẽ làm giảm $(\frac{F_{lm}}{V_h})$, mức độ tản nhiệt từ môi chất cho thành xi lanh sẽ làm giảm qua đó làm giảm n_2. Nếu giữ $\frac{S}{D}$ = const mà giảm V_h, sẽ làm tăng $(\frac{F_{lm}}{V_h})$ khiến môi chất tản nhiệt nhiều hơn qua đó làm tăng n_2.



***Hình4.26** Sự biến đổi n2 của động cơ zil-130 theo độ mở van tiết lưu ở số vòng quay khác nhau*

Cấu tạo buồng cháy

Buồng cháy có tỉ số $(\frac{F_{lm}}{V_c})$ càng nhỏ, tản nhiệt càng khó, làm giảm n_2 (ví dụ buồng cháy thống nhất của động cơ điêden, buồng cháy bán cầu, buồng cháy hình chêm của động cơ xăng), ngược lại sẽ làm tăng n_2 (ví dụ buồng cháy xoáy lốc và buồng cháy dự bị của động cơ điêden)

4.4.2. Diễn biến của quá trình cháy.

Tăng tốc độ cháy của hoà khí trong thời kỳ cháy nhanh và cháy chính sẽ giảm hoà khí bốc cháy trong thời kỳ cháy rớt, kết quả làm tăng n_2, như phần trên đã giới thiệu bất kỳ giải pháp nào làm tăng hệ số lợi dụng nhiệt tại điểm z (ξ_z), sẽ làm giảm cháy rớt và làm tăng n_2.

4.4.2.1. Trạng thái nhiệt của động cơ.

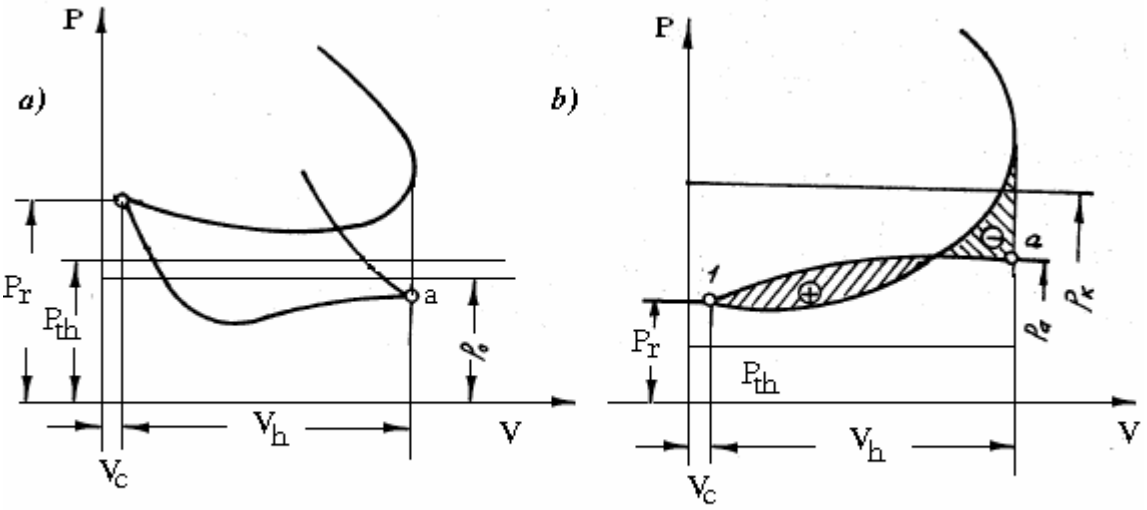
Khi tăng trạng thái nhiệt, tức là tăng nhiệt độ bề mặt các chi tiết trong thành xi lanh trong thời kỳ giãn nở, mặt khác sẽ làm giảm cháy rớt trên đường giãn nở. Nhưng hiện tượng cháy rớt rất ít xảy ra đối với động cơ xăng (đặc biệt ở chế độ tải lớn và tải trung bình), vì vậy trong động cơ xăng khi tăng trạng thái nhiệt cho động cơ sẽ làm giảm n_2 chút ít. Trong động cơ điêden, hiện tượng cháy rớt là phổ biến và tương đối trầm trọng vì vậy khi tăng trạng thái nhiệt sẽ làm giảm cháy rớt nhiều làm cho n_2 tăng lên chút ít.

4.5. QUÁ TRÌNH THẢI.

4.5.1 Diễn biến của quá trình thải.

Quá trình thải đã được trình bày khi nghiên cứu quá trình nạp, ở đây chỉ giới thiệu thêm về vấn đề thải sạch và công tiêu hao cho quá trình thay đổi môi chất. Để thải sạch khí sót và nạp đầy môi chất mới vào xi lanh, hầu hết các động cơ hiện đại đều sử dụng hiệu ứng dao động áp suất trong hệ thống nạp thải nhằm tạo nên sóng áp dương ở khu vực xupáp nạp trước khi kết thúc nạp và tạo nên sóng áp âm ở khu vực xupáp xả trước khi kết thúc quá trình thải. ở động cơ tăng áp người ta đã lợi dụng chênh áp từ đường nạp - xi lanh - đến đường thải để mở rộng, kéo dài thời kỳ trùng điệp của các xupáp để quét buồng cháy, thải sạch khí sót và nạp đầy môi chất mới vào xi lanh.

Công tiêu hao cho quá trình thay đổi môi chất được thể hiện bằng diện tích đồ thị p - V giữa đường nạp và đường thải. Nếu đường thải nằm cao hơn đường nạp (động cơ không tăng áp hình 4.27a) thì công tiêu hao cho thời kỳ thay đổi môi chất là công âm. Nếu đường thải thấp hơn đường nạp (động cơ tăng áp hình 4.27b) - thì đó là công dương.



Hình4.27 Diễn biến của quá trình thải trong động cơ 4 kỳ

a) động cơ không tăng áp khi Pr > 1; b) động cơ tăng áp khi Pr > 1

Trong động cơ ô tô máy kéo, để hạn chế tiếng ồn, người ta đã lắp bình tiêu âm trên đường thải, vì vậy đã gây thêm cản cho đường thải. Nhiều động cơ xe du lịch còn lắp thêm

bình xúc tác khí xả để giảm độc hại của khí xả đối với môi trường sống, đồng thời kiêm chức năng của bình tiêu âm, biện pháp trên cũng tạo thêm cản trên đường thải. Cấu tạo của bộ tiêu âm, bộ xúc tác khí xả trên đường thải phải giữ cho trở lực của đường thải là nhỏ nhất.

4.5.2 Những phương pháp khử độc của khí thải động cơ.

Khí thải từ xi lanh động cơ đi ra môi trường, ngoài các sản vật cháy hoàn toàn CO_2, H_2O, N_2, còn chứa các sản vật chưa được cháy hoàn toàn, các sản vật được phân giải từ sản vật cháy hoặc từ nhiên liệu.

Nhiều chất trong khí thải rất độc làm cho không khí ngoài trời trở nên độc hại:

Các chất độc chứa trong khí thải gồm có:

- Ôxit cacbon CO, có trong khí thải do thiếu ôxy nên C không được cháy hoàn toàn. Động cơ xăng hoạt động với hoà khí đậm (α <1) lượng CO có thể tới 10 ÷12 % thể tích sản vật cháy. Ở động cơ điêden mặc dù α >1 vẫn xảy ra hiện tượng cháy không hoàn toàn , CO có thể tới 0,5%

- Ôxit nitơ, NO và NO_2, gọi chung là NO_x tồn tại rất ít trong sản vật cháy (khoảng vài miligam trong 1lít)

- Khí SO_2 và H_2S, chứa trong khí thải của động cơ dùng nhiên liệu có lưu huỳnh. Số lượng SO_2 có thể tới 250 mg/m^3, hàm lượng H_2S thường rất nhỏ không đáng kể.

- Các sản vật chứa ôxy chủ yếu là alđêhít (khoảng vài mg/l)

- Các chất hyđrôcacbua chứa trong sản vật cháy dưới dạng các chất C_nH_m độc hại của chúng không kém khí CO. Một trong các chất trên là benzơpiren – 3,4, rất dễ gây bệnh ung thư, ở nồng độ nhỏ nó cũng gây tác hại lớn.

Ngày nay vận chuyển bằng ô tô trong các thành phố (đặc biệt xe du lịch, mô tô, xe máy) đang phát triển nhanh, khiến môi trường không khí trong thành phố bị nhiễm độc nặng bởi khí thải, gây tác hại không nhỏ tới người dân đô thị. Trên thế giới đã có nhiều công trình nghiên cứu nhằm "khử độc trong khí thải động cơ " hoặc "ảnh hưởng khí thải tới sức khoẻ của con người". Đó là những vấn đề phức tạp, liên quan tới nhiều lĩnh vực khoa học khác nhau.

Vấn đề khử độc trong khí thải động cơ được giải quyết theo hai hướng sau:

4.5.2.1. Hoàn thiện chu trình làm việc của động cơ

Được thực hiện bằng các giải pháp sau:

- Tối ưu hoá cấu tạo buồng cháy theo hướng thu gọn, giảm thể tích khe kẽ, giảm diện tích bề mặt để hạn chế số lượng hình thành hyđrôcácbua cháy dở HC (buồng cháy bán cầu của động cơ xăng).

- Tăng cường chuyển động rối và chuyển động xoáy lốc của môi chất trong quá trình cháy.

- Tối ưu hoá tỉ số nén ε - tỉ số nén quá cao của máy xăng sẽ làm tăng hiệu suất động cơ, nhưng đồng thời lại làm tăng nguy cơ kích nổ, và tăng mức độc hại trong khí xả, vì sự gia tăng nhiệt độ trong quá trình cháy sẽ tạo điều kiện thuận lợi cho kích nổ và cho sự hình thành NO_x. Vì vậy Mỹ và Nhật Bản là hai nước đầu tiên có quy định ngặt nghèo nhất về mức độ độc hại của khí xả, đã dùng động cơ có tỉ số nén thấp hơn so với động cơ xe cùng loại ở Châu Âu.

- Tối ưu hoá vị trí đặt buji nhằm rút ngắn hành trình màng lửa.

- Cải thiện quá trình và cơ cấu phân phối khí, cụ thể là:

+ Dùng bốn xupáp cho một xi lanh nhằm thu gọn buồng cháy, cải thiện chất lượng thải qua đó nâng cao hiệu quả của chu trình

+ Thay đổi pha trùng điệp các xupáp nạp và thải tuỳ theo chế độ làm việc của động cơ. Biện pháp này dùng trên động cơ có hai trục cam dẫn động xupáp treo, nhằm tăng pha trùng điệp khi động cơ chạy ở số vòng quay lớn và giảm – khi động cơ chạy ở tốc độ thấp, qua đó hạn chế được lượng HC cháy dở trong khí xả.

- Tối ưu hoá kết cấu đường thải nhằm lợi dụng hiệu ứng động của dao động áp suất trong hệ thống đường nạp và thải, nhằm giảm khí sót và cải thiện mức độ nạp đầy. Hệ thống phun xăng điện để sử dụng trong động cơ xăng cũng như hệ thống nạp thải của động cơ điêden có điều kiện để sử dụng hiệu ứng trên vì chúng không có chức năng phân phối đều hoà khí vào các xi lanh.

- Cải thiện chất lượng hình thành hoà khí, nhằm tạo hoà khí tối ưu phù hợp với mọi chế độ làm việc của động cơ, rút ngắn thời gian khởi động chạy ấm máy.

- Giảm công suất tổn hao ma sát và dẫn động các cơ cấu phụ của động cơ (bơm, quạt, máy phát điện…)

- Tối ưu hoá quá trình đánh lửa bằng hệ thống đánh lửa điện tử chương trình hoá, cho phép thực hiện góc đánh lửa sớm tối ưu với mọi chế độ làm việc của động cơ.

- Dùng biện pháp phân lớp hoà khí đảm bảo cho khu vực cực buji luôn có $\alpha = 0,85 \div 0,9$ để tạo màng lửa trung tâm, sau đó lan truyền đốt phần hoà khí còn lại với α nhạt, vì vậy đảm bảo trên toàn bộ buồng cháy $\alpha > 1$ nhằm giảm hàm lượng CO và NO_x.

- Lắp thêm một hệ thống van và đường ống đảm bảo cho động cơ hoạt động tốt ở chế độ không tải cưỡng bức, không gây ô nhiễm môi trường khi hoạt động ở chế độ này.

4.5.2.2. Thiết bị trung hoà khí xả.

Hiện nay có ba loại thiết bị trung hoà khí xả:

Trung hoà bằng cách đốt tiếp những thành phần chưa cháy hết đi theo khí xả để tạo nên sản vật cháy cuối cùng CO_2 và H_2O. Khuyết điểm của thiết bị này là hoạt động không ổn định khi thay đổi phụ tải động cơ.

Thiết bị trung hoà thể lỏng, khí thải được đi qua dung dịch các chất: Na_2SO_3, $FeSO_4$, Na_2CO_3 có thêm 0,5% hyđrôquimôn, sẽ khử được alđêhyt, NO_x; còn muội than được tách bằng phương pháp cơ khí. Khuyết điểm của loại này là không nhạy cảm lắm đối với Chế tạo ô tô, khối lượng và kích thước lớn, không thể hoạt động khi nhiệt độ môi trường nhỏ hơn 0^0C.

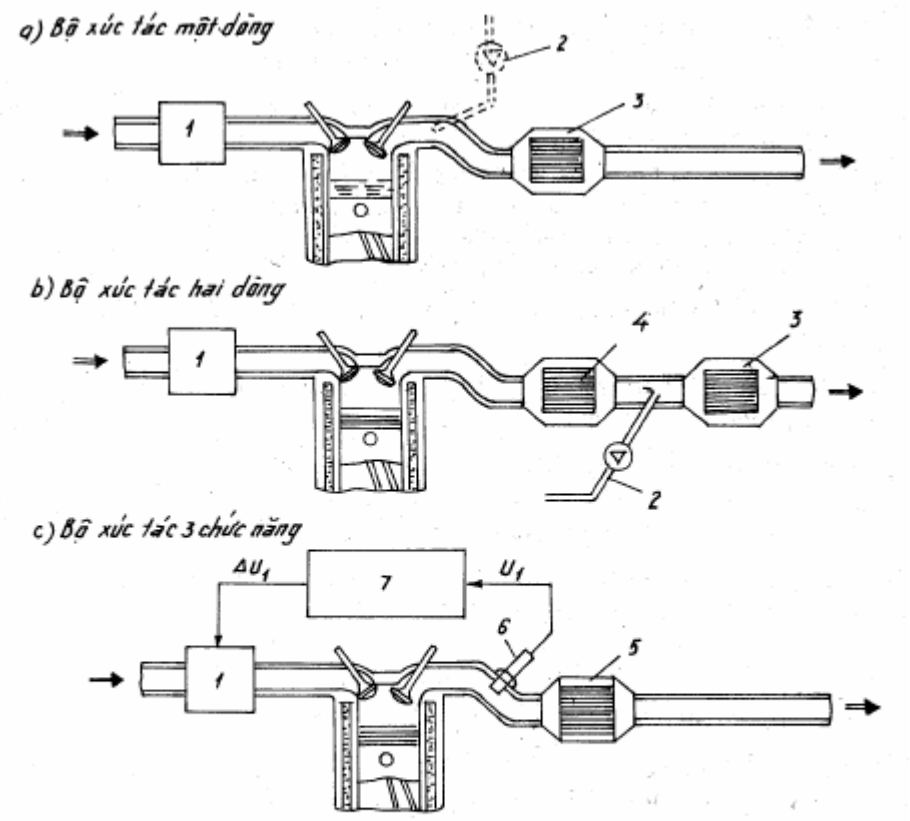
Thiết bị trung hoà loại xúc tác, ôxy hoá các sản vật cháy chưa kiệt xảy ra rất mãnh liệt trong môi trường các chất xúc tác. Chất xúc tác được làm thành thỏi đặc hoặc rỗng, có dạng cầu hoặc dạng hạt được sắp xếp trong hệ thống thải. Ưu điểm các loại xúc tác là kích thước nhỏ gọn, bảo dưỡng đơn giản. Thí nghiệm cho hay nó có thể khử hoàn toàn CO, giảm bớt N_2O_5 và CH_4 trong khí thải. Tuy nhiên loại này không thật nhậy, đắt và còn tồn tại nhiều nhược điểm. Hiện nay có ba loại bình xúc tác khí xả:

- Bộ xúc tác một dòng (H.4.28a) còn gọi là loại ôxy hoá - cho phép đốt khí hyđrôcacbua cháy dở HC và CO, nhưng loại này hầu như không có tác dụng với NO_x.

Ở động cơ phun xăng, nhờ tạo ra hoà khí nhạt nên ôxy cần cho phản ứng ôxy hoá được lấy ngay trong khí thải. Đối với động cơ dùng bộ chế hoà khí cổ điển, không khí được đưa bổ sung vào bộ xúc tác nhờ bơm hoặc van điện từ.

Bộ xúc tác hai dòng (H.4.28b) ít được sử dụng trên các xe sản xuất ở Châu Âu. Ngược lại ở Mỹ lại được dùng rất rộng rãi vì giá nhiên liệu rẻ, nhưng thường được kết hợp với bộ điều chỉnh Lambda. Hệ thống cải tiến này tuy phức tạp nhưng cho phép thiết bị xúc tác hoạt động với thành phần hoà khí chuẩn, hạn chế việc tiêu hao nhiên liệu.

- Bộ xúc tác ba dòng hoặc ba chức năng (Hình4.28c) là hệ thống xử lý khí thải hiệu quả nhất hiện nay, cho phép loại trừ ba chất độc hại cơ bản HC, CO và NO_x với điều kiện phải đảm bảo thành phần hoà khí là chuẩn ($\lambda = 1$) $\alpha = 1$ sai lệch không quá 1%, vì vậy bình xúc tác phải hoạt động song song với một cơ cấu tự động điều chỉnh thành phần hoà khí (động cơ phun xăng điều khiển điện tử) nhờ bộ điều chỉnh lambda.



Hình4.28 Các bộ xúc tác khí xả

1- thiết bị tạo hỗn hợp (chế hoà khí hoặc phun xăng); 2- mạch bổ xung không khí; 3- bình xúc tác ôxy hoá (để khử HC, CO); 4- bình xúc tác (khử NOx); 5- bình xúc tác ba chức năng (khử NOx, HC, CO); 6- cảm biến khí xả; 7- bộ điều khiển trung tâm

Các xe có bình xúc tác khí xả thường sử dụng các kim loại xúc tác như platin, paladium…

- Bộ xúc tác hai dòng gồm hai bình xúc tác mắc nối tiếp. Trong trường hợp này động cơ phải được cung cấp một hoà khí đậm để cho phản ứng khử NO_x được thực hiện. Không khí bổ sung được đưa vào cả hai bình. Bình thứ nhất giảm bớt hàm lượng NO_x, bình thứ hai khử HC và CO nhờ ôxy hoá. Giải pháp này bắt buộc động cơ phải hoạt động với hoà khí đậm, tốn

nhiên liệu, ngoài ra khi amôniac NH_3 được hình thành khi khử NO_x, có thể bi ôxy hoá bộ phận và tạo NO_x mới khi gặp ôxy bổ sung vào khu vực giữa hai bình xúc tác.

4.6. Cân bằng nhiệt của động cơ.

4.6.1 Phương trình cân bằng nhiệt.

Phương trình cân bằng nhiệt có dạng (số lượng nhiệt của mỗi vế được đo trong một đơn vị thời gian – 1s hoặc 1 giờ, thông thường tính cho 1s):

$$Q_0 = Q_e + Q_{mát} + Q_{thải} + Q_{cc} + Q_{dầu} + Q_{cl} \quad (3 - 20)$$

Trong đó:

Q_0 – Tổng số nhiệt lượng cấp cho động cơ tại chế độ hoạt động khi đo (j/s)

Q_e – Nhiệt lượng tương đương với công ích của động cơ (j/s)

$Q_{mát}$ - Nhiệt lượng đem theo nước làm mát (J/s)

$Q_{thải}$ – Nhiệt vật lý đem theo khí thải (J/s)

$Q_{cơ\ cấu}$ – Nhiệt lượng mất mát đem theo nhiên liệu chưa cháy (J/s)

$Q_{dầu}$ – Nhiệt lượng đem theo dầu bôi trơn (J/s)

Q_{cl} – Phần còn lại của các tổn thất nhiệt chưa tính gồm nhiệt bức xạ từ động cơ cho môi trường, nhiệt lượng tương đương của động năng khí xả …. (J/s)

Các thành phần được xác định như sau:

$$Q_0 = Q_{tk} .G_{nl} \quad (J/s) \quad (3- 21)$$

Trong đó:

G_{nl} tính theo kg/s, Q_{tk} tính theo J/kg

$$Q_e = N_e \text{ , W hoặc J/s} \quad (3 - 22)$$

Nhiệt lượng truyền cho nước mát thông qua vách xi lanh, nắp xi lanh, pittông và xécmăng khi làm mát bằng nước $Q_{mát}$

$$Q_{mát} = G_n.C_n (t_r - t_v) \text{ , J/s} \quad (3 - 23)$$

Trong đó:

G_n - số lượng nước qua động cơ trong 1 giây, kg/s;

C_n – nhiệt dung riêng của nước 41,86 J/kg.độ;

t_r - nhiệt độ nước ra từ động cơ , ^{0}C ;

t_v – nhiệt độ nước đi vào động cơ, ^{0}C;

Nhiệt lượng vật lý đem theo khí thải $Q_{thải}$:

$$Q_{thải} = G_{nl}[M_2(\overline{mC_p}'')t_{thải} – M_1(\overline{mC_{p(0)}}).t_0]. \text{ J/s} \quad (3 - 24)$$

Trong đó:

G_{nl} – Tính theo kg/s;

M_2, M_1 – sản vật cháy và môi chất mới quy về 1 kg nhiên liệu, kmol/kg;

$\overline{mC_p}''$, $\overline{mC_{p(0)}}$ - nhiệt dung riêng đẳng áp của sản vật cháy và môi chất mới ,(J/kmol.độ);

$t_{thải}$, t_0 – nhiệt độ khí xả trên đường thải và nhiệt độ môi chất mới đi vào đường nạp, ^{0}C

Nhiệt lượng đem theo dầu $Q_{dầu}$ (J/s) được xác định qua số nhiệt lượng của dầu bôi trơn truyền cho nước làm mát trong két làm mát dầu.

Trường hợp $\alpha \geq 1$ thì $Q_{cc} = 0$. Nếu $\alpha < 1$ thì Q_{cc} được tính như sau:

$$Q_{cc} = \Delta Q_t . G_{nl}, \text{ J/s} \qquad (3 - 25)$$

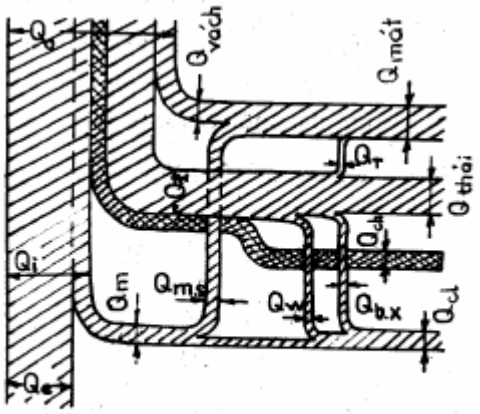
Trong đó:

ΔQ_t – là phần tổn thất nhiệt tất yếu do thiếu ôxy

$\Delta Q_t = 120.10^6 (1 - \alpha). M_0$; (J/kg nhiên liệu)

4.6.2 Sơ đồ cân bằng nhiệt của động cơ trong thực tế.

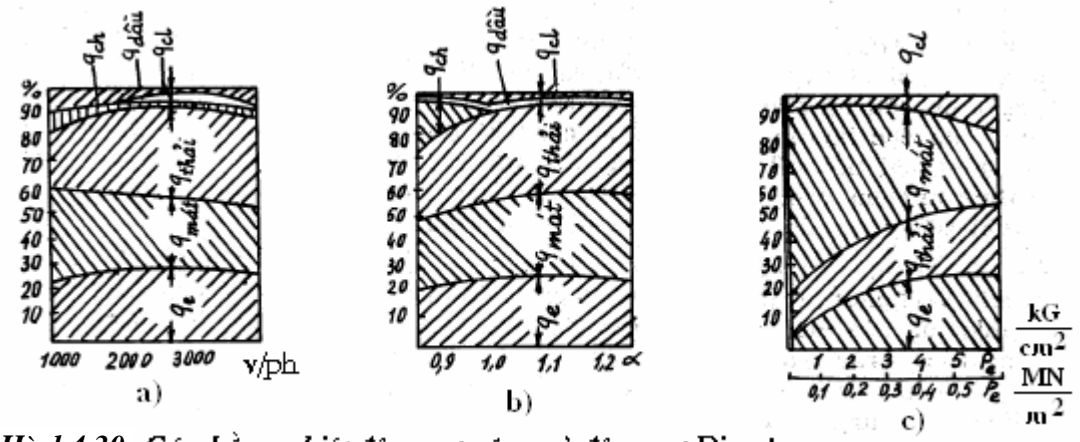
Các thành phần trong sơ đồ cân bằng nhiệt (Hình4.29) như sau:



Hình4.29 Sơ đồ cân bằng nhiệt động cơ

Q_0 – nhiệt lượng do nhiên liệu đưa vào động cơ; Q_i – nhiệt lượng tương đương với công chỉ thị của động cơ; Q_e – nhiệt lượng tương đương với công có ích của động cơ; $Q_{vách}$ – nhiệt lượng truyền cho vách quanh thể tích xi lanh; $Q_{mát}$ - nhiệt lượng toả ra cho môi trường làm mát; $Q\sum$ - nhiệt lượng tổng cộng chứa trong khí thải; Q_m – nhiệt lượng tương đương với công tiêu hao cho ma sát và cho việc dẫn động các cơ cấu phụ; Q_{ms} – nhiệt lượng truyền cho môi trường làm mát do ma sát pittông và xéc măng; Q_{cc} – Phần nhiệt lượng mất mát của nhiên liệu do cháy không hoàn toàn; Q_{cl} - phần nhiệt lượng tổn thất khác; Q_w – nhiệt lượng ứng với động năng của khí thải; Q_{bx} - nhiệt lượng mất mát do bức xạ; Q_T - nhiệt lượng do khí trong ống thải tỏa ra cho hệ thống làm mát; $Q_{thải}$ – nhiệt lượng do khí thải mang theo ra ngoài.

Mỗi thành phần trong biểu thức (5 - 20) phụ thuộc vào các yếu tố vận hành(sử dụng)cũng như mặt cấu tạo. Được thể hiện trên giản đồ cần bằng nhiệt (Hình4.30)



Hình4.30 Cân bằng nhiệt động cơ xăng và động cơ Diezel

Trên hình4.30a giới thiệu biến thiên về cân bằng nhiệt của động cơ xăng ô tô theo số vòng quay, tăng n từ 1000 đến 3600 vòng/phút, q_e sẽ tăng từ 24 đến 27,5%, q_w giảm từ 36 đến 27%, $q_{thải}$ tăng nhiều, q_{cc} khá cao (ở tốc độ thấp, phần q_{cl} chiếm khoảng 10 ÷ 7,5%)

Hình4.30b giới thiệu ảnh hưởng của thành phần hoà khí đến cần bằng nhiệt của động cơ xăng dùng chế hoà khí với n = 2600 vòng/ phút, q_e lớn nhất ở khu vực α = 1,1 – 1,15; với α = 0,85 thì q_{cc} = 20%

Hình4.30c giới thiệu ảnh hưởng của tải đối với cần bằng nhiệt của động cơ điêden máy kéo, dùng buồng cháy xoáy lốc. Với p_e = 0,63 MPa, thì q_e = 29%, $q_{mất}$ = 32%, $q_{thải}$ = 27%.

Chương 5

CÁC CHỈ TIÊU KINH TẾ - KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ

5.1. CÁC LOẠI CHỈ TIÊU KINH TẾ - KỸ THUẬT

Để đánh gía chất lượng động cơ, ta dùng các chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật chủ yếu sau:

- Công suất.
- Gía thành một đơn vị công.
- Hiệu suất của động cơ .
- Tuổi thọ .
- Trọng lượng.
- Kích thước bề ngoài và vì vậy…

Tùy thuộc và công dụng cũng như điều kiện sử dụng động cơ mà các chỉ tiêu trên giữ những vai trò chủ yếu khác nhau. Đó là vì chất lượng của mỗi loại động cơ ảnh hưởng khác nhau tới các chỉ tiêu của toàn bộ thiết bị động lực hoặc các phương tiện vận tải. Sau đây cần làm rõ khái niệm và nội dung đối với từng chỉ tiêu nói trên của động cơ.

a. Công suất của động cơ nói lên yêu cầu đối với thiết bị động lực mà ta sử dụng. Công suất có ích là công suất thu được trên trục máy của động cơ. Đó là chỉ tiêu rất quan trọng, nó không phụ thuộc vào công dụng và kiểu loại động cơ, bởi vì nâng cao công suất là mục đích thiết kế và chế tạo của bất kỳ một loại động cơ nào.

b. Giá thành một đơn vị công của động cơ được thể hiện bằng đồng (đ) trên một KW có ích giờ hoặc (mã lực có ích trong một giờ). Nó do những chi phí dưới đây hợp thành.

- Chi phí về nhiên liệu
- Chi phí về chế tạo động cơ
- Chi phí cho việc sửa chữa động cơ
- Chi phí cho việc bảo dưỡng sử dụng động cơ

Mỗi một loại chi phí trên đều phụ thuộc vào các thông số của động cơ

Thí dụ: Chi phí về nhiên liệu chủ yếu phụ thuộc vào hiệu suất động cơ loại nhiên liệu và thời gian làm việc của động cơ ở các chế độ công tác khác nhau. Chi phí về chế tạo động cơ phụ thuộc vào kích thước, cấu tạo của động cơ phương thức sản xuất (hàng loạt, đơn chiếc vv…) cường độ sử dụng chi phí cho sửa chữa - phụ thuộc vào tuổi thọ và tính chất phức tạp về mặt cấu tạo động cơ.

c. Hiệu suất có ích của động cơ có liên quan tới chi phí về nhiên liệu , do đó ảnh hưởng đến giá thành một đơn vị công. Ngoài ra thời gian làm việc của động cơ mà không cần bổ sung nhiên liệu dự trữ cũng phụ thuộc vào hiệu suất điều này rất quan trọng đối với động cơ dùng cho vận tải.

d. Tuổi thọ của động cơ là thời gian sử dụng động cơ giữa hai kỳ đại tu. Trị số này ảnh hưởng đến giá thành một đơn vị công thông qua chi phí cho sửa chữa (quy về một đơn vị công)

e. Trọng lượng của động cơ có liên quan tới chi phí kim loại dùng để chế tạo động cơ, cho nên thường người ta tìm cách giảm thưa quá trọng lượng trong những điều kiện gần giống nhau, do đó giảm được giá thành mỗi đơn vị công của động cơ thông qua việc giảm chi phí về chế tạo động cơ.

e. Kích thước bên ngoài được xác định người ba kích thước dài, cao, và rộng giữa các điểm ngoài cùng (chỗ lồi nhất). Thường người ta dùng khái niệ thể tích bên ngoài, tứclà tích số của ba loại kích thước đó, hoặc một khái niệm khác gọi là "suất thể tích bề ngoài " (tức là dùng thể tích bề ngoài chia cho công suất của động cơ) hay số đảo của trị số (công suất của động cơ chia cho thể tích bề ngoài) để đánh giá chỉ tiêu về kích thước của động cơ. Nhưng cách đánh giá động cơ theo một trong ba khái niệm này rất trừu tượng và không cho ta rút ra được một kết luận cụ thể có ích nào.

Ngoài ra người ta còn dùng các chỉ tiêu khác như tính thích ứng của động cơ, hiệu suất đối với mỗi một chế độ làm việc khác nhau của động cơ (ngoài chế độ quy định), chiều cao trọng tâm vv… để đánh giá chất lượng làm việc của động cơ và trong một vài trường hợp những chỉ tiêu này có thể quan trọng hơn.

5.2. ÁP SUẤT CHỈ THỊ TRUNG BÌNH

Áp suất chỉ thị trung bình của chu trình công tác là công chỉ thị củ một đơn vị thể tích công tác của xilanh trong một chu trình thể hiện qua biểu thức :

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} \qquad (J / m^3 \text{ hoặc } N/m^2 = Pa) \qquad (5\text{-}1)$$

trong đó: L_i (J hoặc N.m) – công chỉ thị trung bình

V_h (m^3) – thể tích công tác của xy lanh, xác định theo

thứ nguyên của p_i là thứ nguyên của áp suất Pa (N/m^2)

Thông thường người ta dùng MPa (MN/m^2) làm đơn vị tính áp suất, do đó từ (5-1)có:

$$P_i = 10^{-6} . \frac{L_i}{V_h} \qquad (MPa) \qquad (5\text{-}2)$$

Trong thời gian hoạt động, ngoài áp suất P của môi chất trong xi lanh còn có áp suất khí thể dưới các te cũng luôn luôn tác dụng lên piston theo hướng ngược chiều so với P. Phần lớn các động cơ các te đều được nối thông với khí trời hoặc với đường nạp qua hệ thống thông gió các te, vì vậy có thể coi áp suất khí thể trong các te bằng áp suất khí trời P_0;

Như vậy khi piston chuyển động trong xi lanh, hợp lực khí thể F_P tác dụng đẩy piston trong xi lanh sẽ là:

$$F_p = (p - p_0) \frac{\pi D^2}{4} \qquad (5\text{-}3)$$

trong đó : D (m) đường kính xi lanh.

Hợp lực khí thể F_p đẩy piston dịch chuyển một vi lượng hành trình ds sẽ tạo ra vi lượng công dL_i theo biểu thức:

$$dL_i = F_p.ds = (p - p_0) \frac{\pi D^2}{4} .ds = (p - p_0)\, dv \qquad (5\text{-}4)$$

trong đó dv là vi lượng biến thiên của thể tích công tác

tích phân biểu thức (5-4) theo một chu trình sẽ tìm được công chỉ thị của chu trình L_i:

$$L_i = \int_{chu\ trinh} dL_i = \int_{chu\ trinh} (p - p_0).dv \qquad (5\text{-}5)$$

thay (5-5) vào (5-1) sẽ được:

$$p_i = \frac{1}{Vh} \int_{chu\ trinh} (p - p_0)dv \quad \text{(Pa)} \qquad (5\text{-}6)$$

Muốn xác định p_i theo (5-6) càn biết hàm $(p - p_0) = f(V)$. Đó chính là đồ thị công của động cơ 4 kỳ hoặc động cơ 2 kỳ mà gốc toạ độ là p_0.

Tích phân chu trình trong biểu thức (5-6) là tổng tích phân của các quá trình tạo nên chu trình đó. Vì vậy đối với động cơ 4 kỳ:

$$p_i = \frac{1}{V_h}\left[\int_{hut} (p - p_0).dv + \int_{nen} (p - p_0).dv + \int_{chay-gian\ no} (p - p_0)dv + \int_{xa} (p - p_0)dv\right] \quad (5\text{-}7)$$

đối với động cơ 2 kỳ:

$$p_i = \frac{1}{V_h}\left[\int_{nen} (p - p_0)dv + \int_{chay-gian\ no} (p - p_0)dv\right] \qquad (5\text{-}8)$$

Giá trị của các số hạng trong biểu thức (5-7) và (5-8) thể hiện qua diện tích đồ thị (trên đồ thị p – v) , giữa đường p của các quá trình và đường p_0 còn dấu của mỗi số hạng lại phụ thuộc vào dấu cảu hai thừa số $(p\text{-}p_0)$ và dv trong số hạnh đó. Nếu hai thừa số trên cùng dấu thì tích phân sẽ có dấu (+), ngược lại khác dấu, tích phân sẽ có dấu âm (-); $(p - p_0) > 0$ nếu $p > p_0$ và ngược lại, còn $dv > 0$ nếu thể tích xilanh tăng và ngược lại

Mỗi tích phân trong biểu thức (5-7) và (5-8) xác định số lượng công của mỗi kỳ(hút, nén, cháy – giãn nở và xả)

Do: $\int_{hut} + p_0 dv = \int_{xa} - p_0 dv$ và $\int_{chay-gian\ no} + p_0 dv = \int_{nen} - p_0 dv$ nên (4-7) và (5-8) được viết thành:

$$p_i = \frac{1}{V_h}\left[\int_{hut} pdv + \int_{nen} pdv + \int_{chay-gian\ no} pdv + \int_{xa} pdv\right] \qquad (5\text{-}9)$$

và

$$p_i = \frac{1}{V_h}\left[\int_{nen} pdv + \int_{chay-gian\ no} pdv\right] \qquad (5\text{-}10)$$

Đồ thị công p = f(V) hoặc p = f(φ) (trong đó φ là góc quay trục khuỷu) là do thiết bị xác định đồ thị (indicateur) vẽ ra khi động cơ đang hoạt động. Tung độ của đồ thị phản ánh các giá trị của áp suất trong xi lanh, còn hoành độ của đồ thị là vị trí của đỉnh piston hoặc vị trí bán kính quay của trục khuỷu phản ánh thể tích của xi lanh hoặc góc quay trục khuỷu φ.

Khái niệm về áp suất chỉ thị trung bình P_i là một khái niệm quan trọng, thường gặp trong giáo trình và các tài liệu khoa học nghiên cứu về động cơ đốt trong. Do đó cần phải làm sáng tỏ thêm một vài khía cạnh của khái niệm này.

Thực hiện phân tích đồ thị dựa theo đồ thị công và dựa theo các tích phân trong móc vuông của các biểu thức (5-7), (5-9) hoặc (5-8), (5-10) sẽ xác định được diện tích f, thể hiện công chỉ thị của chu trình công tác :

$$f = \sum f\,(+) - \sum f\,(-)\ ;\ (mm^2) \qquad (5\text{-}11)$$

trong đó : f(+) – diện tích công dương của chu trình, chiều diễn biến thuận chiều kim đồng hồ ;

f(-) – diện tích công âm của chu trình, chiều diễn biến ngược chiều kim đồng hồ (hình 4.1a)

Nếu tỉ lệ xích tung độ (áp suất) là : m_p (MPa/mm) tỉ lệ xích hoành độ (thể tích V) là m_V (m^3/mm) thì công chỉ thị L_i của chu trình sẽ là :

$$L_i = f. m_p . m_v \quad (MN.m)$$

Thể tích công tác V_h (m^3) được xác định bằng 1 (mm) trên đồ thị với tỉ lệ xích m_v (m^3/mm). Do đó $V_h = l.m_v$ (m^3).

Vì vậy, theo (5-7), (5-9) hoặc (5-8), (5-10) sẽ được :

$$p_i = \frac{f}{l} m_p \text{ , (MPa} = \frac{MN}{m^2}) \qquad (5\text{-}12)$$

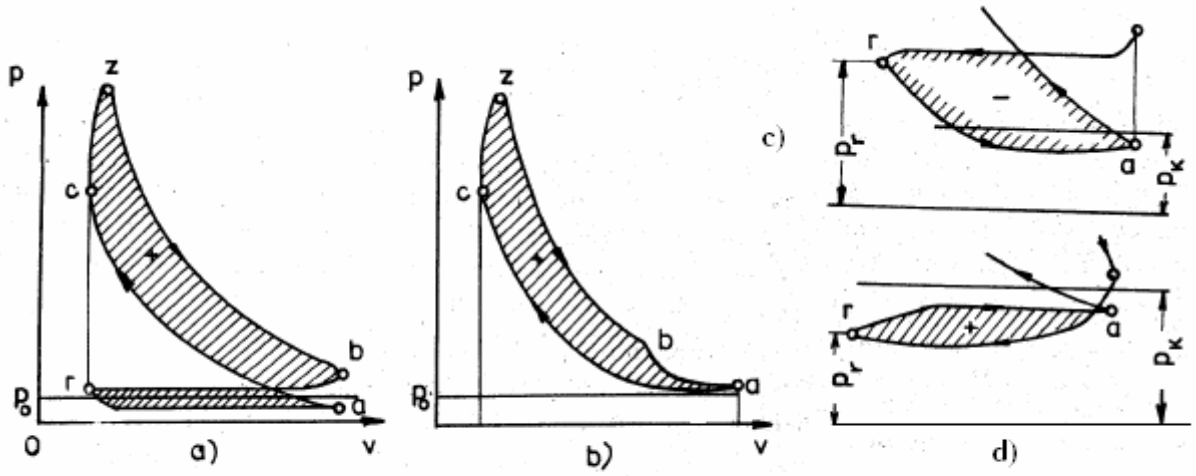
Nếu gọi $h = \frac{f}{l}$ (mm) là chiều cao trung bình của đồ thị công, thì từ (5-12) có thể dịnh nghĩa về p_i như sau : áp suất chỉ thị trung bình p_i là chiều cao trung bình của đồ thị công (đồ thị p-V) nhân với tỉ lệ xích tung độ của đồ thị. Biểu thức (5-12) rất tiện lợi, thường được sử dụng, vì nó chỉ rõ phương pháp xác định p_i nhờ đồ thị công.

Diện tích đồ thị công của động cơ bốn kì gồm hai phần :

Phần diện tích của kỳ nén và kì công tác (cháy giãn nở) ;

Phần diện tích của kì hút và kì xả.

Phần thứ nhất là phần chính, tạo nên công dương của môi chất. Phần thứ hai là phần phụ, được gọi là các hành trình bơm của pittông vì chức năng của phần này là chức năng của một bơm pittông, làm nhiệm vụ thay đổi môi chất của chu trình. Công của môi chất ở phần hai có thể âm (động cơ khồn tăng pá hoặc tăng áp thấp) hoặc dương (với động cơ tăng áp cao) (H. 5.1 c,d).



Hình5.1 **Đồ thị công P -V của chu trình thực tế**

a) động cơ 4 kỳ; b) động cơ 2 kỳ; c) đồ thị quá trình nạp thải của động cơ 4 kỳ không tăng áp; d) đồ thị nàp thải của động cơ 4 kỳ tăng áp

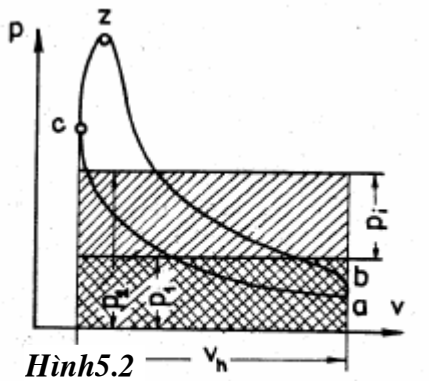
Nhìn chung, công của hành trình bơm thường không lớn (trừ trường hợp tăng áp cao) và rất khó xác định theo đồ thị công vì đường nạp và đường xả trên đồ thị hầu như trùng nhau. Muốn xcs định phần công bơm của đồ thị, ngoài đồ thị công kể trên, người ta phải xác định đồ

thị công của các hành trình bơm với tỉ lệ xích tung độ lớn hơn, làm cho công việc thực nghiệm trở nên phức tạp hơn. Vì vậy khi xác định áp suất chỉ thị trung bình p_i người ta thường bỏ qua phần công này, coi nó là một trong các tổn thất cơ giới của động cơ.

Dựa trên nguyên tắc ấy, có thể lược bỏ các tích phân của các chu trình hút và xả của động cơ 4 kì (5-7) và (5-9), kết quả sẽ làm cho biểu thức xác định p_i của động cơ bốn kì và động cơ hai kì có chung một dạng sau (H. 5.2) :

$$p_i = \frac{1}{V_h}\left[\int_{nen} pdV + \int_{chay-gian\ no} pdV\right] \qquad (5\text{-}13)$$

Tích phân thứ nhất trong ngoặc có giá trị âm vì p và dV khác dấu ($p > 0$ và $dV < 0$) còn tích phân thứ hai luôn luôn dương vì p và dV cùng dấu ($p > 0$ và $dV > 0$).



Hình5.2 *Áp suất chỉ thị trung bình pi mô tả trên đồ thị*

Nếu gọi p_{ct} (p_2) là áp suất trung bình theo thể tích của kì công tác (cháy – giãn nở) và p_n (P_i) – áp suất trung bình theo thể tích của kì nén, sẽ có :

$$\frac{1}{V_h}\int_{chay-gian\ no} pdV = p_{ct} = p_2 ; \qquad (5\text{-}14)$$

$$\frac{1}{V_h}\int_{nen} pdV = -p_n = -p_1 ;$$

Thay (5-14) và (5-15) vào (5-13) :

$$p_1 = p_{ct} - p_n = p_2 - p_1 ;$$

Biểu thức (5-16) cho ta một định nghĩa thứ ba về áp suất chỉ thị trung bình p_i : là hiệu số giữa các áp suất trugn bình theo thể tích của kì cháy – giãn nở p_2 và kì nén p_1. Cần lưu ý trong định nghĩa thứ ba của p_i đã lược bỏ không tính công của hành trình bơm. Các chương sau chúng ta chỉ định nghĩa về p_i theo các biểu thức (5-13) và (5-16). Tất nhiên khái nhiệm về p_i đầy dủ nhất và có ứng dụng thức tế vẫn là định nghĩa có tính cả công của các hành trình bơm.

Hiện nay giá trị p_i nằm trong giới hạn sau :

- động cơ không tăng áp : $p_i = 0,7 \div 1,2$ MPa
- động cơ tăng áp có thể đạt $p_i = 3,0$ MPa hoặc lớn hơn.

5.3. Công suất của động cơ

Công do khí sinh ra trong xylanh đối với một chu trình được xác định bằng đồ thị công gọi là công chỉ thị của chu trình.

Căn cứ vào định nghĩa về khái niệm P_i công chỉ thị của chu trình bằng

$$L = P_i . V_h \qquad Nm \qquad (5\text{-}4)$$

Trong đó V_h tính theo m^3: P_i - N/m^2

Công suất chỉ thị của động cơ - đó là công suất ứng với công chỉ thị của chu trình. Số chu trình trong một giây của xylanh bằng:

$$m = \frac{2n}{\tau} \quad \text{chu trình/s} \qquad (5\text{-}5)$$

Trong đó : n - số vòng quay trong một giây của trục khuỷu

τ - số kỳ trong một chu trình (số hành trình pitông trong một chu trình)

Công chỉ thị trong 1 giây (công suất):

$$L_i = \frac{2n}{\tau} L_i \qquad Nm/s; \tag{5-6}$$

Trong đó : i - số xylanh của động cơ

Còn nếu như các xylanh có thể tích không giống nhau, thì

$$L_i = \frac{2n}{\tau}(L_1 i_1 + L_2 i_2 + ...) \tag{5-7}$$

Động cơ có thể tích không đồng đều trong các xylanh thương là động cơ mà cơ cấu thanh truyền khuỷu trục có thanh truyền phụ thuộc và loại động cơ tác dụng kép.

5.3.1. Công suất chỉ thị

$$N_i = \frac{2}{\tau} P_i n(V_{h1} i_1 + V_{h2} i_2 + ...)$$

Tổng số các số hạng trong ngoặc là thể tích tổng cộng của tất cả các xylanh.

$$V_{hi} = \Sigma V_{h_k} i_{k;} \tag{5-8}$$

Trong trường hợp đơn giản (thể tích công tác của từng xylanh đều như nhau);

$$V_{hi} = i.V_h \tag{5-9}$$

Lúc đó, công suất chỉ thị :

$$N_i = \frac{2}{\tau} P_i.V_h.n \ .i \qquad W \tag{5-10}$$

Nếu trong công thức (5-10) P_i hiển thị bằng MN/m^2, thể tích công tắc xylanh V_h bằng lít (l) và n - bằng vg/ph thì ta sẽ được công suất động cơ tính theo kilô oát (kw)

$$N_i = \frac{P_i V_{hi}.n}{30\tau} \qquad kW \tag{5-11}$$

hoặc trong trường hợp đơn giản :

$$N_i = \frac{P_i V_h.n.i}{30\tau} \qquad kW \tag{5-12}$$

5.3.2. Công suất có ích

Công suất có ích là công suất đo được tại đầu ra của trục khuỷu, ở đó công của động cơ được truyền đến những nơi cần năng lượng (máy công tác hoặc hộp số). Công suất có ích của động cơ nhỏ hơn công suất chỉ thị một trị số bằng công công của tất cả các lực cản tác dụng trong các cơ cấu của động cơ gồm:

a) Công tiêu hao cho ma sát;

b) Dẫn động các cơ cấu phụ (bơm nước , bơm dầu, bơm nhiên liệu vv…);

c) Dẫn động các cơ cấu phân phối khí;

d) Tổn thất "bơm", tức là những lực cản ở hành trình "bơm" của pisttông trong động cơ bốn kỳ (hành trình nạp và thải) và quay máy nén khi tăng áp động cơ.

Tổng số công trong một giây của tất cả các loại trở lực đó hợp thành công suất cơ giới N_mkW. Do đó công suất có ích của động cơ bằng :

$$N_e = N_i - N_m \qquad (kW) \tag{5-13}$$

Tỷ số giữa công suất có ích chia cho công suất chỉ thị gọi là hiệu suất cơ giới của động cơ : $\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$ (5-14)

Hiệu suất cơ giới của động cơ đốt trong thường nằm trong khoảng

$\eta_m = 0,65 \div 0,93$. Tích số giữa áp suất chỉ thị trung bình với hiệu suất cơ giới gọi là áp suất có ích trung bình của động cơ.

$$P_e = \eta_m P_i. \qquad \text{(Pa- N/m}^2\text{ hoặc MPa- MN/m}^2\text{)} \qquad (5\text{-}15)$$

rõ ràng là:

$$N_e = \eta_m . N_i . \frac{P_e . n . V_h . i}{30.\tau}; \qquad \text{kW;} \qquad (5\text{-}16)$$

Trong đó P_e tính theo MN/m^2

5.3.3. Mô men

Trong kỹ thuật người ta xác định N_e trên băng thử công suất trên cơ sở mômen (M_e). Giữa công suất N_e và mô men M_e có mối quan hệ sau:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e . 60}{2.n.\pi} \approx 9,55 . \frac{N_e}{n} \qquad \text{(N.m)} \qquad (5\text{-}17)$$

trong đó: N_e- (W) công suất có ích của động cơ; n – (v/ph) số vòng quay động cơ. So sánh (5.16) và (5.17) ta có:

$$N_e = \frac{M_e . n . 2\pi}{60} = \frac{p_e . V_h . i . n}{20.\tau}$$

$$p_e = \pi . \tau \frac{M_e}{i . Vh}$$

trong đó ω: Tốc độ góc của trục khuỷu

5.3.4. Công suất lít

Công suất lít N_L là tỷ số giữa công suất qui định của động cơ và tổng thể tích công tác i. V_h đo bằng lít của động cơ:

$$N_L = \frac{N_e}{i . V_h} \qquad \text{(kW/l)} \qquad (5\text{-}18)$$

Thay (5-16) vào (5-18) sẽ được: $N_L = \frac{p_e . n}{30.\tau}$ (kW/l) (5-19)

5.4. HIỆU SUẤT

5.4.1. Hiệu suất

Hiệu suất có ích là tỷ số giữa nhiệt lượng tương đương với công có ích chia cho số nhiệt lượng do nhiên liệu phát ra.

Hai lượng nhiệt này cần phải xác định trong cùng một khoảng thời gian như nhau, thí dụ 1 giây chẳng hạn . Lúc đó, nhiệt lượng tương đương với công có ích chính bằng công suất có ích N_e tính theo oát (W) hoặc N_e, W (hoặc J/s)

Số lượng nhiệt do nhiên liệu phát ra bằng : $G_{nl}. Q_H$ J/s

trong đó G_{n1}- lượng tiêu hao nhiên liệu trong 1 giây (kg/s hoặc m^3/s); Q_H - nhiệt trị thấp của nhiên liệu tương ứng tính theo (J/kg hoặc J/m^3)

Hiệu suất có ích của động cơ, căn cứ theo định nghĩa, bằng :

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{nl}.Q_H} \qquad (5\text{-}20)$$

hoặc tính theo suất tiêu hao nhiên liệu có ích:

$$g_e = \frac{G_{nl}}{N_e}, \qquad kg(\text{hoặc } m^3)/Ws; \qquad (5\text{-}21)$$

ta sẽ được hiệu suất có ích theo dạng sau:

$$\eta_e = \frac{1}{g_e.Q_H} \qquad (5\text{-}22)$$

Trong thực tế thí nghiệm động cơ, lượng tiêu hao nhiên liệu (G_{nl}) thường đo bằng số kilôgam trong 1 giờ và công suất theo kilôat (kW). Do đó, suất tiêu hao nhiên liệu thường được xác định theo gam: $g_e = \frac{G_{nl}}{N_e}.10^3$, g/kW.h;

còn hiệu suất có ích η cũng vì vậy mà thay đổi theo, cụ thể là: $\eta_e = \frac{3{,}6.10^3}{g_e.Q_H}$

Trong đó Q_H- tính theo MJ/kg và g_e - (g/kW.h)

5.4.2. Hiệu suất chỉ thị

Hiệu suất chỉ thị của động cơ cũng được xác định tương tự nó là tỷ số giữa công chỉ thị của động cơ với số nhiệt lượng do nhiên liệu sinh ra:

$$\eta_i = \frac{Ni}{G_{n1}.Q_H}; \qquad (5\text{-}23)$$

hoặc: $$\eta_i = \frac{1}{g_i.Q_H}; \qquad (5\text{-}24)$$

trong đó:

$$g_i = \frac{G_{n1}}{N_i}, \qquad kg(hoặc\ m^3)/Ws \qquad (5\text{-}25)$$

g_i suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị :

Từ các công thức (5-21) và (5-25) ta được:

$g_e.\ N_e = g_i.\ N_i = G_{nl}$

nếu xét cả công thức (5-14) ta sẽ được :

$$g_i = g_e \cdot \frac{N_e}{N_i} = g_e.\eta_m \qquad (5\text{-}26)$$

Đưa công thức (5-26) vào công thức (5-24), đồng thời tham khảo công thức (5-22) ta sẽ được :

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_m} \text{ hoặc } \eta_e = \eta_i.\eta_m. \qquad (5\text{-}27)$$

hiệu suất chỉ thị của các loại động cơ thường nằm trong phạm vi : $\eta_i = 0{,}22 \div 0{,}5$

5.5. GIÁ THÀNH MỘT ĐƠN VỊ CÔNG

Gía thành một đơn vị công là một chỉ tiêu kinh tế quan trọng đặc trưng cho chất lượng sử dụng động cơ. Nó gồm một số phần sau đây, mà mỗi một bộ phận đó đều được tính cho một đơn vị công (một kiloóat có ích giờ)

a) Giá thành nhiên liệu

b) Giá thành bản thân động cơ

c) Giá thành sửa chữa

d) Giá thành sử dụng

Nếu biết giá tiền một đơn vị nhiên liệu là $x_{nhiên\ liệu}$ (x_{nl}) thì ta có thể tính được giá thành nhiên liệu dùng cho động cơ:

$$x_{ni}.g_e = x_{ni}.\frac{3{,}6.10^3}{\eta_e.Q_H} \text{ đồng/ KW có ích giờ.}$$

Nếu biết giá tiền động cơ là x_d và thời gian phục vụ của nó là τ_d (tính theo giờ) ta có thể tính được thành phần, thứ hai của giá thành một đơn vị công:

$$\frac{x_d}{\tau_d N_e} \quad \text{đồng / kW có ích giờ}$$

Nếu biết tiền sửa chữa động cơ (đại tu, trung tu và tiểu tu)là x_{sc} trong toàn bộ thời gian phục vụ τ_d của động cơ, thì có thể tính được phần giá trị thnfh một đơn vị cộng tương ứng

$$\frac{x_{sc}}{\tau_d N_e} \quad \text{đồng/ kW có ích giờ}$$

Nếu biết giá thành sử dụng động cơ (lượng thợ máy, vật liệu bôi trơn vv…) trong một năm là x_{sd} và số giờ làm việc của động cơ trong một năm τ_gvới công suất trung bình là N_e thì có thể tính được thành phần giá thành một đơn vị công cuối cùng.

$$\frac{x_{sd}}{\tau_d N_e} \quad \text{đồng /kW có ích giờ}$$

Tổng cộng tất cả các bộ phận trên ta sẽ được giá thành toàn bộ cho một đơn vị công của động cơ :

$$x = x_{nl}\frac{3{,}6.10^3}{\eta_e.Q_H} + \frac{1}{N_e}\left(\frac{x_d + x_{sc}}{\tau_d} + \frac{x_{sd}}{\tau_g}\right) \quad \text{đồng / kW có ích giờ}$$

5.6. NHỮNG CHỈ TIÊU KHÁC

Trọng lượng động cơ P_d phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố có liên quan tới quá trình công tác và kết cấu của động cơ. Để so sánh động cơ về mặt đó người ta dùng khái niệm suất trọng lượng (G_e)

$$G_e = \frac{P_d}{N_{e\,qd}} \quad \text{N/kW có ích} \quad (5\text{-}28)$$

Tức là trọng lượng ứng với 1kW có ích của động cơ quy định. Suất trọng lượng của động cơ xê dịch trong khoảng G_e= 13 ÷700N/kW có ích ; trị số nhỏ ứng với các loại động cơ cao tốc sử dụng kim loại nhẹ (hợp kim nhôm) và thép quý. Động cơ xăng có thể nhẹ hơn so

với các loại động cơ khác do điều kiện hình thành hỗn hợp cháy tốt và đồng đều .Động cơ ga nặng hơn các loại khác do có thêm trọng lượng của thiết bị lò ga hoặc các bình chứa khí với áp suất cao.

Đối với các động cơ dùng cho đầu máy xe lửa chở hàng G_e nằm trong khoảng 90 ÷130 N/kW có ích và đối với động cơ dùng cho đầu máy xe lửa chở khách G_e = 40 ÷ 70N/kW có ích.

Người ta còn dùng khái niệm trọng lượng lít (G_L):

$$G_L = \frac{P_d}{V_h.i} \qquad N/l \qquad (5\text{-}29)$$

Kích thước bề ngoài của động cơ phụ thuộc vào đặc tính quá trình công tác và kết cấu động cơ và được đặc trưng bằng công suất lít (N_L):

$$N_L = \frac{N_{eqd}}{V_h.i} \qquad \text{kW có ích} \qquad (5\text{-}30)$$

hoặc

$$N_L = \frac{p_e n}{30\tau} \qquad \text{kW có ích} \qquad (5\text{-}31)$$

Công thức (5-31) cho thấy rõ nhưng yếu tố ảnh hưởng tới công suất lít. Căn cứ vào công thức (5-28) và (5-29) và (5-30) ta sẽ được:

$$N_L = \frac{G_h}{G_0} \qquad (5\text{-}32)$$

Nếu như không cần phải tăng số vòng quay mà giảm được kích thước bề ngoài và thể tích bề ngoài tức là không làm giảm tuổi thọ và hiệu suất của động cơ, thì bao giờ cũng có lợi và trong một vài trường hợp còn là cần thiết. Giảm kích thước bể ngoài, đặc biệt đối với động cơ vận tải rất quan trọng.

5.7. Tổn hao cơ giới và cách xác định

Trong các tổn hao cơ giới, riêng tổn hao ma sát giữa piston, vòng găng với thành xy lanh chiếm 50 – 60 %. Trong đó tổn hao ma sát giữa vòng găng lớn hơn tổn hao ma sát của piston. Ma sát trong các ổ trục chiếm 10 – 30 %, tổn hao cho các hành trình bơm khoảng 15 – 30 %.

Chương 6

CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

6.1. CÁC CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Chế độ làm việc của động cơ được đặc trưng bằng một tổ hợp những thông số công tác chủ yếu của động cơ (phụ tải, số vòng quay, trạng thái nhiệt…).

Chế độ làm việc luôn luôn thay đổi theo đặc điểm sử dụng động cơ

Nhân tố chính thể hiện công của động cơ đối với bên ngoài là công suất có ích N_e kW, tính theo mômen M_e kNm, và tốc độ góc quay ω hoặc số vòng quay n, vg/ph của trục khuỷu.

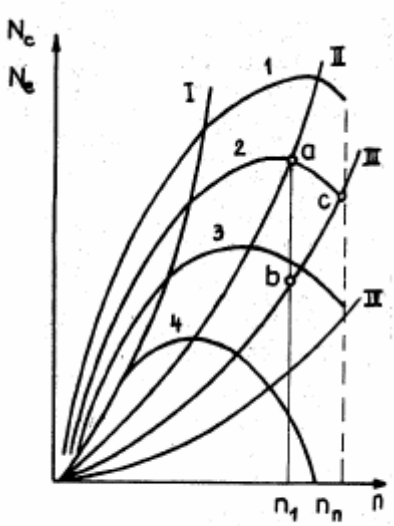
$$N_e = M_e \frac{2\pi n}{60} = 0{,}1047 M_e n \qquad (6 - 1)$$

Trong suốt quá trình làm việc phụ tải và tốc độ của động cơ luôn luôn thay đổi.

Tốc độ nhỏ nhất, phụ thuộc vào điều kiện làm việc ổn định của động cơ.

Tốc độ cho phép lớn nhất của động cơ lại phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố như: Các điều kiện đảm bảo chu trình công tác tiến hành được tốt, mức độ tăng của lực quán tính và ứng suất nhiệt của các chi tiết, mức giảm của hệ số nạp và nhiều yếu tố khác ảnh hưởng xấu tới chu trình công tác tới tuổi thọ và độ tin cậy của động cơ.

Tốc độ của động cơ có thể thay đổi trong phạm vi từ tốc độ nhỏ nhất đến tốc độ lớn nhất. Trong mỗi chế độ tốc độ, công suất hoặc mômen có thể thay đổi từ không (chế độ không tải) tới trị số lớn nhất ứng với chế độ tốc độ ấy. Như vậy tổng hợp mọi chế độ có thể làm việc được của động cơ trên đồ thị mà hoành độ là số vòng quay và tung độ là công suất hoặc mômen của động cơ sẽ là diện tích giới hạn bởi bốn đường là: hai đường tung độ đi qua số vòng quay nhỏ nhất và số vòng quay lớn nhất, đường thẳng của hoành và đường nối các điểm công suất hoặc mômen quay cực đại ứng với mỗi chế độ tốc độ.



Hình6.1 Đặc tính của động cơ và máy công tác

Trên hình 6.1 Giới thiệu bốn đường cong thể hiện sự biến thiên về công suất của động cơ theo số vòng quay $N_e = f(n)$. Mỗi đường cong từ số 1 đến số 4 đều ứng với một vị trí cố định của cơ cấu điều khiển. Trong động cơ xăng cơ cấu điều khiển là bướm ga, còn trong động cơ điêden là thanh răng trong bơm cao áp.

Nói chung, tính chất của máy công tác cũng có thể được đặc trưng bằng các đường cong thể hiện mối quan hệ giữa công suất tiêu thụ và số vòng quay của trục truyền động trong các điều kiện làm việc khác nhau (ví dụ: điện trở khác nhau trong mạch điện bên ngoài của máy phát điện, độ dốc và trạngn thái đường sá khác nhau đối với ô tô….). Các đường cong từ I đến IV (hình 6.1) thể hiện sự biến thiên về công suất của máy công tác theo số vòng quay trong các điều kiện làm việc khác nhau.

Nếu động cơ làm việc ở chế độ mà các thông số công tác (số vòng quay, công suất, mômen, trạng thái nhiệt…) không thay đổi theo thời gian, ta nói: động cơ làm việc ở chế độ ổn định. Chế độ ổn định ở động cơ chỉ tồn tại khi công suất của động cơ N_e bằng công suất

của máy công tác N_e và điều kiện bên ngoài không thay đổi.

Nếu nối liền trục của máy công tác với trục của động cơ thì số vòng quay của máy công tác bằng số vòng quay của động cơ, lúc ấy muốn xác định chế độ làm việc của động cơ ta chỉ cần đặt đồ thị của máy công tác lên đồ thị của động cơ (hình 6.1). Các điểm cắt giữa các đường công của động cơ và của máy công tác (a.c…) đều là các chế độ có thể làm việc ổn định của cả hệ thống.

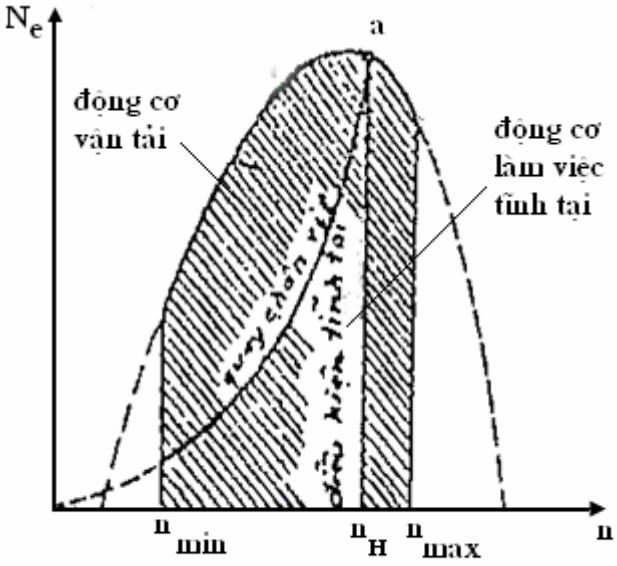
Trong mỗi chế độ làm việc ổn định của hệ thống, cơ cấu điều khiển động cơ nằm ở vị trí nhất định và máy công tác cũng làm việc trong điều kiện nhất định với điều kiện làm việc đã cho trước của động cơ và của máy công tác thì chế độ làm việc ổn định của hệ thống sẽ là điểm cắt của hai đường cong. Ví dụ đường 2 của động cơ và đường II của máy công tác cắt nhau tại a, điểm α sẽ là chế độ làm việc ổn định của hệ thống.

Thay đổi điều kiện làm việc của máy công tác (ví dụ: thay đổi điện trở mang điện bên ngoài đối với máy phát điện, thay đổi độ dốc và chất lượng đường sá đối với ô tô….) sẽ làm thay đổi đường đặc tính về công suất tiêu thụ cho máy công tác N_e.

Nếu công suất tiêu thụ cho máy công tác từ điểm α giảm xuống điểm b đường III thì ở số vòng quay n_1 công suất của động cơ sẽ lớn hơn chuyển động của máy công tác một đoạn ab, làm cho cân bằng về năng lượng tại số vòng quay ổn định n_1 bị phá hoại. Phần công suất dư ab sẽ được dùng để tăng động năng, tăng số vòng quay của hệ thống cho tới lúc cân bằng về năng lượng được hồi phục tức là đạt tới chế độ ổn định mới (điểm c).

Nếu thay đổi cơ cấu điều khiển động cơ thì quá trình chuyển biến về chế độ làm việc của hệ thống cũng tương tự như trên. Như vậy bất kỳ thay đổi công suất của động cơ hoặc công suất của máy công tác đều tạo ra cân bằng mới với công suất nhưng ở số vòng quay khác so với số vòng quay cũ của trục khuỷu.

Trong nhiều trường hợp (như động cơ quay máy phát điện, máy nén khí, bơm nước…) đòi hỏi phải giữ cho động cơ chạy ở số vòng quay nhất định. Muốn vậy cần phải thay đổi vị trí của cơ cấu điều khiển động cơ khi tải trọng thay đổi (hình6.2). Trên động cơ thực tế muốn thực hiện yêu cầu đó người ta lắp trên động cơ một bộ điều tốc, nếu số vòng quay thay đổi thì bộ điều tốc sẽ tác dụng lên cơ cấu điều khiển động cơ làm cho chế độ ổn định mới vẫn giữ ở số vòng quay cũ. Điều kiện làm việc như vậy của động cơ được gọi là điều kiện tĩnh tại. Thực ra trong điều kiện tĩnh tại, khi thay đổi tải trọng của động cơ, số vòng quay của động cơ cũng biến động trong một giới hạn nhỏ và người ta đã dùng hệ số không đồng đều của bộ điều tốc để đánh giá mức độ dao động của số vòng quay so với số vòng quay trung bình của động cơ.



Hình6.2 Các chế độ làm việc ổn định của các loại động cơ

Tất cả các chế độ làm việc của động

cơ tĩnh tại được biểu thị bằng một đường thẳng vuông góc với trục hoành đi qua số vòng quay thiết kế n_n,. Giới hạn trên của đường thẳng ấy là công suất cực đại ứng với số vòng quay thiết kế (điểm a).

Động cơ tĩnh tại và động cơ phụ của tàu thuỷ chỉ làm việc ở số vòng quay nhất định, nhưng công suất lại thay đổi theo tải trọng của động cơ. Các chế độ làm việc khác như khi khởi động, tăng tốc hoặc khi chạy quá tải làm cho số vòng quay của động cơ giảm nhanh… chỉ là những chế độ chuyển tiếp không ổn định.

Động cơ chính của tàu thuỷ làm việc với số vòng quay và phụ tải thay đổi được nối trực tiếp hoặc thông qua cơ cấu truyền động trung gian (như truyền động bánh răng, thuỷ lực hoặc điện) nối với chân vịt tàu thuỷ.

Động cơ lắp trên các thiết bị vận tải đường bộ thường phải làm việc trong điều kiện thay đổi lớn cả về công suất lần số vòng quay. Thông thường giữa số vòng quay và công suất của các loại động cơ này lại không phụ thuộc lẫn nhau; với bất kỳ một chế độ tốc độ nào, phụ tải của động cơ đều có thể biến động từ không tới trị số cực đại.

Vì vậy các chế độ làm việc của động cơ vận tải vẽ trên đồ thị $N_e = f(n)$ (hình6.2) được thể hiện bằng diện tích giới hạn bởi đường công suất cực đại, trục hoành và các đường thẳng song song với trục tung đi qua số vòng quay lớn nhất n_{max} và số vòng quay ổn định nhỏ nhất n_{min}. Nhưng trong điều kiện sử dụng thực tế phần lớn thời gian động cơ vận tải đều chạy ở chế độ không tải hoặc ít tải.

Động cơ dùng trên đầu máy xe lửa cũng phần lớn đều chạy ở chế độ ít tải. Ví dụ khi xe lửa chạy trên đường phẳng công suất của động cơ thường không quá 50% công suất thiết kế.

Thời gian chạy ở chế độ không tải của động cơ vận tải và động cơ xe lửa thường chiếm tới một nửa số thời gian sử dụng.

6.2. CÁC LOẠI ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ

Người ta dùng các đặc tính để đánh giá các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ, làm việc trong các điều kiện khác nhau. Đặc tính của động cơ là hàm số thể hiện sự biến thiên của một trong các chỉ tiêu công tác chủ yếu của động cơ, thay đổi theo chỉ tiêu công tác khác hoặc thay đổi theo nhân tố nào đó gây ảnh hưởng tới chu trình công tác của động cơ.

Các đặc tính được sử dụng nhiều nhất trong động cơ đốt trong là những đặc tính sau:

- Đặc tính tốc độ gồm đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận.
- Đặc tính chân vịt.
- Đặc tính tổng hợp.
- Đặc tính điều tốc.
- Đặc tính không tải.
- Đặc tính tải.
- Đặc tính điều chỉnh.

Trên thực chất các đặc tính chân vịt, tổng hợp, điều tốc và không tải đều là những trường hợp đặc biệt của đặc tính tốc độ.

Sau đây sẽ lần lượt giới thiệu từng loại đặc tính.

6.2.1 Các biểu thức dùng để phân tích đặc tính động cơ

Muốn phân tích đặc tính động cơ cần lập mối quan hệ toán học giữa các chỉ tiêu kinh

tế kỹ thuật của động cơ, như công suất có ích Ne, mô men có ích Me, áp suất có ích trung bình pe, suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e, lưu lượng nhiên liệu G_{nl} với các thông số của chu trình như: $\eta_v, \eta_i\eta_m, \alpha$ …

Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng ta có biểu thức sau:

$$N_e = \frac{1}{30.\tau}.V_h \frac{Q_{1k}}{\alpha.L_o}\rho_k\eta_v\eta_i\eta_m.i.n \quad (W) \quad (6\text{-}2)$$

$$p_e = p_i.\eta_m = \frac{Q_{1k}}{\alpha.L_o}\rho_k\eta_v\eta_i\eta_m \quad (pa) \quad (6\text{-}3)$$

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e}{n}.\frac{30}{\pi} = \frac{Q_{1k}}{\alpha.L_o}.\frac{1}{\pi\tau}.V_h\rho_k\eta_v\eta_i\eta_m.i \quad (6\text{-}4)$$

$$g_e = \frac{1}{Q_{1k.}.\eta_i.\eta_m} \ (kg/Ws) \quad (6\text{-}5)$$

$$G_{nl} = g_e.N_e = \frac{V_h.i}{30.\tau}.\frac{\rho_k}{L_o}.\frac{\eta_v}{\alpha}.n \quad (kg/s) \quad (6\text{-}6)$$

Hiệu suất cơ học η_m được xác định theo công thức sau:

$$\eta_m = 1 - \frac{a + b.\overline{Cm}}{\frac{Q_{1k}}{\alpha.L_o}.\eta_k.\eta_v.\eta_i} \quad (6\text{-}7)$$

Đối với động cơ đưa vào thử nghiệm các thông số sau đều là hằng số: hệ số kỳ τ, thể tích công tác của xy lanh Vh, nhiệt trị thấp khối lượng của nhiên liệu Q_{1k}, lượng không khí lý thuyết cần để đốt cháy 1kg nhiên liệu Lo, số xy lanh động cơ i …

Nếu thay tích của các hằng số trong các biểu thức trên bằng các hằng số từ A1 đến A5 và chú ý thứ nguyên mới của các chỉ tiêu sẽ được:

$$N_e = A_1\frac{\eta_v}{\alpha}.\eta_i\eta_m.n.\rho_k \quad (kW) \quad (6\text{-}8)$$

$$p_e = A_2\frac{\eta_v}{\alpha}.\eta_i\eta_m.\rho_k \quad (Mpa) \quad (6\text{-}9)$$

$$M_e = A_3\frac{\eta_v}{\alpha}.\eta_i\eta_m.\rho_k \quad (N.m) \quad (6\text{-}10)$$

$$g_e = A_4\frac{1}{\eta_i.\eta_m} \quad (g/kWh) \quad (6\text{-}11)$$

$$G_{nl} = A_5\frac{\eta_v}{\alpha}.n \quad (kg/h) \quad (6\text{-}12)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{a + b.\overline{C_m}}{A_2.\frac{\eta_v}{\alpha}\eta_i.\rho_k}.\eta_i\eta_m.\rho_k \quad (6\text{-}13)$$

Các biểu thức trên dùng để phân tích đặc tính của động cơ xăng, đặc biệt là động cơ xăng dùng chế hoà khí vì hệ số nạp η_v của các biểu thức trên gây ảnh hưởng trực tiếp đến các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của chúng. Đối với động cơ Diezel cần thay η_v bằng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct}. Vì g_{ct} gây ảnh hưởng trực tiếp đến các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ Diezel. Theo định nghĩa hệ số dư lượng không khí có thể viết:

$$\alpha = \frac{\eta_v.V_h.\rho_k}{g_{ct}.L_o} \quad \text{suy ra:} \quad \frac{\eta_v}{\alpha} = \frac{L_o}{V_h.\rho_k}.g_{ct} \qquad (6\text{-}14)$$

trong đó: V_h tính theo m^3; g_{ct} - kg/chu trình; ρ_k - kg/m^3; Lo- kg không khí/kg nhiên liệu

thay biểu thức (6-14) vào các biểuthức từ (6-8) đến (6-13) và thay tích của $L_o / V_h.\rho_k$ với các hằng số trong các biểu thức trên bằng các hằng số tương ứng C1 – C5 ta sẽ được các biểu thức dùng để phân tích đặc tính của động cơ Diezel:

$$N_e = C_1.g_{ct}.\eta_i.\eta_m.n \qquad (6\text{-}15)$$

$$p_e = C_2.g_{ct}.\eta_i.\eta_m \qquad (6\text{-}16)$$

$$M_e = C_3.g_{ct}.\eta_i.\eta_m \qquad (6\text{-}17)$$

$$g_e = A_4 \frac{1}{\eta_i \eta_m} \qquad (6\text{-}18)$$

$$G_{nl} = C_5.g_{ct}.n \qquad (6\text{-}19)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{a + b.\overline{C_m}}{C_2.g_{ct}\eta_i} \qquad (6\text{-}20)$$

Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu khí số hạng $Q_{1k} / \alpha.L_o$ trong biểu thức (6-2) sẽ được thay bằng $Q_{tm} / 1 + \alpha V_o$ (trong đó Q_{tm} - (J/m^3) nhiệt trị thấp của $1m^3$ nhiên liệu khí ở điều kiện tiêu chuẩn, Vo (m^3/m^3)- số m^3 không khí lý thuyết dùng để đốt $1m^3$ nhiên liệu khí, do đó sẽ có:

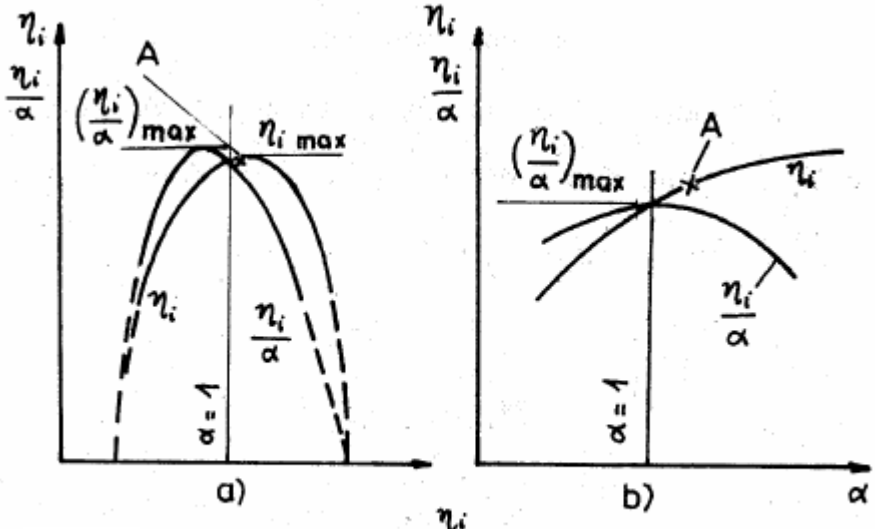
$$N_e = \frac{1}{30.\tau}.V_h.\frac{Q_{tm}}{1+\alpha.V_o}.\rho_k.\eta_v\eta_i.\eta_m.n.i \qquad (6\text{-}21)$$

thay hằng số $B = \frac{1}{30.\tau}.V_h.Q_{tm}.\rho_k$ sẽ được: $N_e = B.\eta_v \frac{Q_{tm}}{1+\alpha.V_o} \eta_i.\eta_m.n$ (6-22)

6.2.2. Mối quan hệ gữa η_i và η_i / α với α

Trong động cơ xăng do hoà trộn đồng đều hỗn hợp không khí và nhiên liệu nên tồn tại một giới hạn nồng độ nhất định để màng lửa lan truyền, bên ngoài giới hạn ấy hoà khí không cháy (hình6.3a). Hiệu suất chỉ thị η_i của động cơ xăng sẽ giảm dần khi hệ số dư lượng không khí α đến gần giới hạn bốc cháy của hoà khí và đạt giá trị cực đại tại 1 giá trị nào đó của α trong phạm vi giới hạn trên, sau đó tiếp tục tăng α sẽ làm cho η_i giảm nhanh . Giá trị cực đại của η_i / α tương ứng với giá trị $\alpha \approx 0{,}85 – 0{,}9$ phụ thuộc đặc điểm cấu tạo của động cơ. Hoạt động tại $\alpha \approx 0{,}85 – 0{,}9$ hoà khí có tốc độ cháy lớn nhất. Thành phần của sản vật cháy trong trường hợp này chứa một lượng lớn khí CO và H2. Ngoài ra còn chứa một lượng Nox (0-

0,8mg/l) khí CnHm (0,2 – 3,0 mg/l) và OH (0 – 0,2 mg/l). Đó là những khí không mầu, không tạo muội nhưng với mật độ xe lớn thì tạo nên nồng độ cao các chất trên vượt quá giới hạn cho phép chúng sẽ gây độc hại cho con người và môi trường xung quanh. Vì vậy phải có biện pháp và tạo các thiết bị trung hoà các chất độc hại kể trên của sản vật cháy.



Hình6.3 Biến thiên của η_i và $\frac{\eta_i}{\alpha}$ theo hệ số dư lượng không khí α
a) động cơ xăng; b) động cơ Diezel; A-vị trí bắt đầu không cháy hết

Nguyên tắc bốc cháy của nhiên liệu trong hoà khí của động cơ Diezel trên thực tế không bị giới hạn bởi hệ số dư lượng không khí α trung bình. Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp ding trong động cơ Diezel có hiệu suet cao hơn khi giảm bớt phần nhiệt cung cấp trong giai đoạn đẳng áp của chu trình. Vì vậy hiệu suất η_i sẽ tăng khi tăng hệ số dư lượng không khí α. Ngoài ra khi tăng α thì tỷ nhiệt của môi trường công tác cũng giảm, nhờ đó giảm bớt các tổn thất nhiệt đem theo khí thải. Nhưng nếu tăng α lớn quá ($\alpha > 4$) thì hiệu suất η_i bắt đầu giảm vì chất lượng phun sẽ giảm làm tăng tổn thất nhiệt khi cháy.

Trong động cơ Diezel hiện tượng cháy không kiệt của nhiên liệu bắt đầu xuất hiện tại hệ số dư lượng không khí lớn hơn so với máy xăng dùng chế hoà khí. Vì trong động cơ Diezel α được tính theo giá trị trung bình với số lượng nhiên liệu và không khí có trong buồng cháy tại điểm xét. Xuất hiện sản vật cháy không hoàn toàn thể hiện sự thiếu không khí cục bộ tại một điểm nào đó trong buồng cháy. Từ thời điểm bắt đầu cháy không hết, nếu tiếp tục giảm α sẽ làm cho hiệu suất chỉ thị η_i giảm nhanh (H.6.3b).

Cháy không hoàn toàn của động cơ Diezel xuất hiện trong khí thải muội than (0,01 – 1,1 g/m^3), khí CO (0,01 – 0,5 % thể tích) NOx (0,0002 – 0,5 mg/l) CnHm (0,009 – 0,05 mg/l) và một phần lượng nhỏ hơi nhiên liệu và hơi dầu.

Hiện tượng cháy không hết của động cơ Diezel trở nên đặc biệt nghiêm trọng khi $\alpha <$ 1, giá trị cực đại của η_i/α thường xuất hiện ở $\alpha \approx 1$.

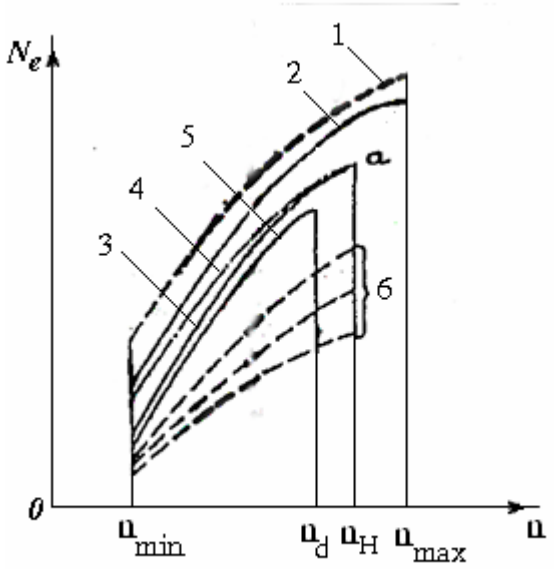
6.2.3. ĐẶC TÍNH TỐC ĐỘ

Các hàm số thể hiện biến thiên của công suất, mômen quay (hoặc áp suất có ích trung bình), suất tiêu hao nhiên liệu hoặc các chỉ tiêu công tác khác của động cơ thay đổi theo số

vòng quay được gọi là các đặc tính tốc độ $N_e, M_e, G, g_e = f(n)$.

Đặc tính tốc độ biểu thị công suất cực đại của động cơ ứng với từng chế độ tốc độ của động cơ được gọi là đặc tính ngoài.

Do công suất cực đại của động cơ còn phụ thuộc vào việc điều chỉnh lượng nhiên liệu cực đại cung cấp cho mỗi chu trình, vì vậy đặc tính ngoài của động cơ cũng phụ thuộc vào việc điều chỉnh đó. Trong động cơ điêden có các loại đặc tính ngoài sau đây (hình 6.4).



Hình6.4 Đặc tính tốc độ của động cơ Diezel

- Đặc tính ngoài tuyệt đối (đường 1) là đặc tính tốc độ trong đó công suất của động cơ ở mỗi số vòng quay đều đạt tới trị số giới hạn lớn nhất.

- Đặc tính giới hạn bơm cao áp (đường 2) là đặc tính tốc độ trong đó cơ cấu điều khiển được kéo tới chốt hạn chế trên bơm cao áp.

Khi thiết kế, thông thường bơm cao áp đều có một phần thể tích dự trữ, nghĩa là bơm cao áp có thể cung cấp một lượng nhiên liệu nhiều hơn so với yêu cầu của mỗi chu trình. Vì vậy trong động cơ điêden bắt buộc phải đặt một chốt hạn chế trên bơm cao áp nhằm hạn chế lượng nhiên liệu cực đại cung cấp cho động cơ trong mỗi chu trình.

- Đặc tính ngoài theo công suất thiết kế là đặc tính tốc độ trong đó cơ cấu điều kiện được giữ ở vị trí ứng với công suất thiết kế N_{en} và số vòng quay thiết kế n_n (đường 3). Đặc tính ngoài thiết kế là đặc tính chính của động cơ, các thông số kinh tế kỹ thuật chính của động cơ trên đường đặc tính nàu đều được nhà máy chế tạo đảm bảo.

- Đặc tính ngoài sử dụng thường gọi tắt là đặc tính ngoài (đường 4) là đặc tính tốc độ trong đó cơ cấu điều khiển được giữ ở vị trí ứng với công suất sử dụng N_{ed} và số vòng quay sử dụng n_d. Trên thực tế thường dùng đặc tính sử dụng n_d để lựa chọn động cơ cho các thiết bị động lực.

- Đặc tính nhả khói đen là đặc tính tốc độ, trong đó ứng với mỗi số vòng quay của động cơ, cơ cấu điều khiển bơm cao áp nằm ở vị trí bắt đầu có khói đen trong khí thải (đường 5).

Tất cả các đường đặc tính tốc độ khác, khi giữ nguyên không đổi vị trí của cơ cấu điều khiển bơm cao áp ở các vị trí đảm bảo cho công suất của động cơ thấp hơn so với công suất của các đường đặc tính ngoài kể trên, được gọi là đặc tính bộ phận (các đường 6).

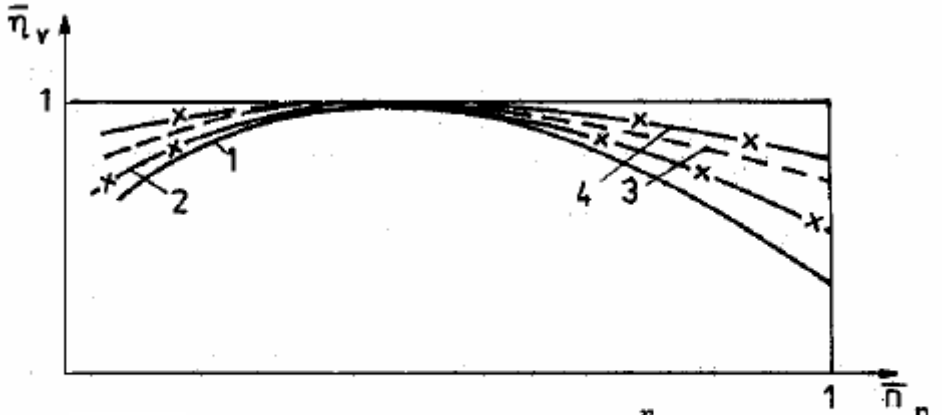
Thông thường phải dùng biện pháp thực nghiệm để xác định các loại đặc tính tốc độ của động cơ thực tế.

Đối với động cơ xăng dùng bộ chế hoà khí, các hàm $N_e, p_e, M_e, g_e, G_{nl}$... thay đổi theo tốc độ n, khi mở 100 % van tiết lưu (mở hoàn toàn) gọi là đặc tính ngoài. Còn khi van ở các vị trí mở nhỏ hơn 100 % gọi là các đặc tính bộ phận (đặc tính riêng phần).

Khi mở 100% bướm ga sự biến thiên của hàm Ne = f(n), Me = f(n) … phụ thuộc vào

sự thay đổi của $\eta_v, \eta_m, \eta_i / \alpha, \rho_k$ theo số vòng quay n. Biến thiên của η_v khi động cơ chạy theo đặc tính ngoài phụ thuộc sự thay đổi của tốc độ dòng khí qua xupáp nạp, pha phân phối của các xupáp và độ mở của bướm ga. Càng tăng tốc độ dòng khí qua xupáp nạp và xupáp xả thì hệ số nạp đầy η_v càng thấp.

Lực cản trên đường nạp của động cơ Diezel nhỏ hơn so với động cơ xăng, vì vậy đặc tính ngoài về η_v của động cơ xăng hơi dốc hơn so với η_v của động cơ Diezel (hình6.5)



Hình6.5 Sự hướng biến thiên của $\bar{\eta}_v$ ***và*** $\frac{\eta_v}{\eta_{vmax}}$ ***theo tốc độ*** $\bar{n} = \frac{n}{n_n}$

1,3 - động cơ xăng và Diezel không tăng áp; 2, 4 - động cơ xăng và Diezel tăng áp

Trong các động cơ tăng áp do có giảm tương đối về tổn thất áp suất trên đường nạp nên khi tăng số vòng quay n thì đường $\overline{\eta_v} = f(n)$ của động cơ tăng áp phẳng hơn so với động cơ không tăng áp, ví dụ trên động cơ 4 kỳ tăng áp khi cho tốc độ động cơ thay đổi trong phạm vi $(1,0 – 0,45)\, n_n$ thì η_v chỉ tăng khoảng 4% khi giảm n. Mối quan hệ giữa hệ số nạp tương đối $\overline{\eta_v} = \eta_v / \eta_{v\,max}$ và tốc độ tương đối $\bar{n} = n / n_n$ (trong đó n_n - tốc độ thiết kế; $\eta_{v\,max}$ - hệ số nạp cực đại) thay đổi trong phạm vi $\pm 50\%\ n_m$ (n_m - tốc độ động cơ tại điểm có $\eta_{v\,max}$). Đối với động cơ Diezel ding trong lĩnh vực vận tải được tính theo công thức kinh nghiệm:

$$\overline{\eta_v} = 1 - \frac{C}{\eta_{v\,max}} (\overline{n^2} - 1)$$

trong đó: C = 0,027 với động cơ Diezel không tăng áp và C=0,014 với động cơ Diezel tăng áp.

Các đặc tính bộ phận do không tác động gì đến đường nạp nên đặc tính thay đổi của η_v theo số vòng quay n của động cơ Diezel , về mặt lý thuyết vẫn có dạng giống như khi chạy ở đặc tính ngoài. Trên thực tế η_v có thay đổi chút ít khi chuyển từ đặc tính ngoài sang các đặc tính bộ phận vì có sự thay đổi về sấy nóng môi chất và về điều kiện trên đường nạp, trong xy lanh và trên đường thải. Song không thể tính được về mặt lý thuyết những thay đổi kể trên.

Đối với động cơ đốt cháy cưỡng bức, khi chuyển sang các đặc tính bộ phận phảI đóng bướm ga nhỏ dần làm tăng lực cản đối với đường nạp. vì vậy mỗi vị trí bướm ga có mối quan hệ riêng giữa η_v và n. Có thể xác định gần đúng mối quan hệ sau:

$$\eta_v = a – b.\Delta p_g$$ trong đó a, b - là hệ số thực nghiệm

Lưu lượng khối lượng trong một giây của không khí đi qua tiết diện lưu thông ở bướm ga f_g : $G_k = \mu_g.f_g\sqrt{p_k.\rho_k}.\varphi$

trong đó: μ_g - hệ số lưu lượng qua bướm ga

$$\psi = \sqrt{\frac{2.k}{k-1}\left[\left(\frac{P_g}{P_k}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_g}{p_k}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

trong đó: f_g - tiết diện lưu thông qua bướm ga(m^2); p_g - áp suất không khí sau bướm ga; p_k, ρ_k - áp suất (Pa) và khối lượng riêng (kg/m^3) của không khí phía trước bướm ga.

Nếu động cơ không tăng áp hoặc động cơ tăng áp mà máy nén đặt phía sau bộ chế hoà khí thì $p_k = p_o$ và $\rho_k = \rho_o$

Lưu lượng Gk của động cơ 4 kỳ: $G_k = \frac{\eta_v.V_h.i.n}{120}.\rho_k$

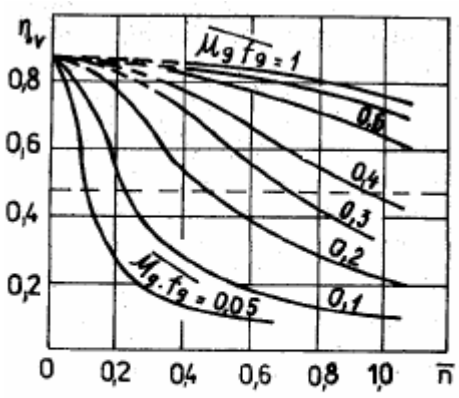
Từ các biểu thức trên ta có: $\eta_v = \frac{120.\mu_g.f_g.\sqrt{p_k.\rho_k}.\psi}{V_h.i.n.\rho_k}$

Nếu thay tiết diện lưu thông tương đối $\overline{\mu_g f_g} = \frac{\mu_g.f_g}{(\mu_g.f_g)_{max}}$ và tốc độ tương đối $\bar{n} = n/n_n$ vào biểu thức trên ta sẽ có: $\eta_v = B.\frac{\overline{\mu_g.f_g}.\psi}{\bar{n}}$

Trong đó: B – là hằng số đối với động cơ cần xét và điều kiện phía trước bướm ga đã biết:

$$B = \frac{120.(\mu_g.f_g)_{max}\sqrt{p_k/\rho_k}}{V_h.i.n_n}$$

trên hình 6.6 là quan hệ giữa hệ số nạp η_v theo n tại các vị trí khác nhau của bướm ga. Càng đóng nhỏ bướm ga thì mức giảm η_v theo n càng dốc nhưng η_v chỉ giảm tiệm cận tới giá trị thu được khi đóng nhỏ tiết diện lưu thông tại đây.



***Hình6.6** Biến thiên của hệ số nạp η_v theo n tại các vị trí khác nhau của bướm ga*

Giảm độ chân không sau bướm ga xuống dưới giá trị tới hạn sẽ làm cho $\psi = \psi_{max} = const$ lúc đó:

$$\eta_v = \frac{B.\overline{\mu_g.f_g}.\psi_{max}}{\bar{n}}$$

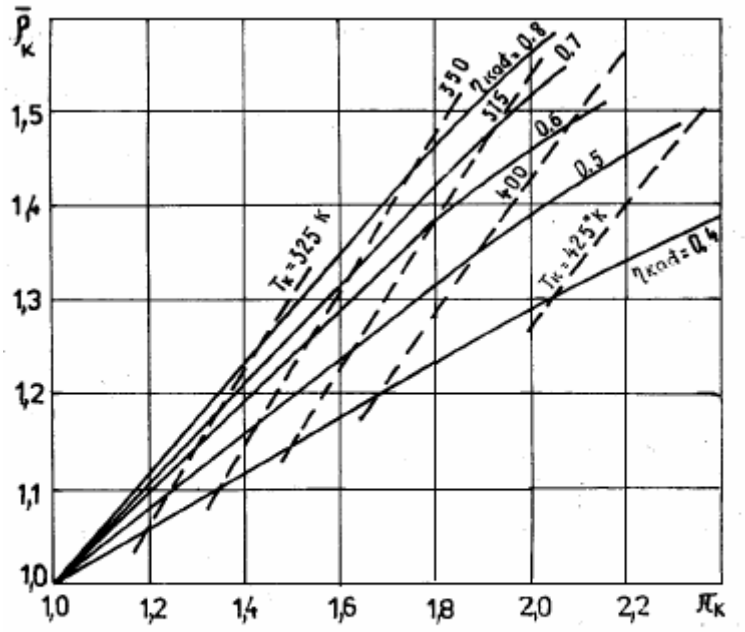
Khi $\overline{\mu_g.f_g}$ không thay đổi thì: $\eta_v = B_1/\bar{n}$

Trong đó $B_1 = B.\overline{\mu_g.f_g}.\psi_{max}$

Đối với động cơ Diezel tăng áp, sự thay đổi của khối lượng không khí nạp vào động cơ còn phụ thuộc khối lượng riêng của không khí ρ_k.

Số lượng môi chất mới nạp vào xilanh chẳng những phụ thuộc hệ số nạp η_v mà còn phụ thuộc khối lượng riêng của không khí ρ_k. Động cơ không tăng áp có $\rho_k = \rho_0$. Trong động cơ tăng áp, ρ_k phụ thuộc mức độ tăng áp hiệu suất đoạn nhiệt của máy nén và mức độ làm mát trung gian cho khí nén trước khi vào động cơ. Mức độ tăng của khối lượng riêng tương đối $\overline{\rho_k}$ của không khí đi vào động cơ theo mức độ nén khác nhau, với các giá trị của hiệu suất đoạn nhiệt $\eta_{kđn}$ của máy nén và không làm mát trung gian của khí nén (hình 6.7). Các đường khuất trên hình 6.7 là các đường biến thiên của $\overline{\rho_k}$ khi T_k = const.

Tăng π_k, do T_k tăng theo nên làm cho $\overline{\rho_k}$ tăng chậm, vì vậy đã làm giảm ảnh hưởng tăng áp tới mức độ tăng khối lượng môi chất mới nạp vào động cơ, thể hiện qua tích số $\eta_v.\rho_k$. Vì vậy làm mát trung gian cho không khí tăng áp chẳng những làm giảm ứng suất nhiệt của động cơ mà còn làm tăng khối lượng môi chất nạp vào động cơ. Nếu làm mát trung gian đảm bảo cho $T_k = T_0$ thì khối lượng không khí nạp vào động cơ tỉ lệ thuận với mức độ tăng áp trong máy nén.



Hình 6.7 Biến thiên của $\overline{\rho_k} = \rho_k / \rho_o$ theo π_k
(T_o = 288^{0}K; ρ_o =1,225 kg/m^3)

Khi động cơ tăng áp hoạt động theo đặc tính ngoài, nếu giảm số vòng quay n sẽ làm giảm π_k và sau đó làm giảm ρ_k. Trong trường hợp tăng áp bằng máy nén ly tâm dẫn động cơ khí và dẫn động bằng tua bin khí thải thì π_k và ρ_k sẽ giảm nhanh làm cho khối lượng không khí nạp vào xilanh $\eta_v.\rho_v$ giảm theo mức giảm của n.

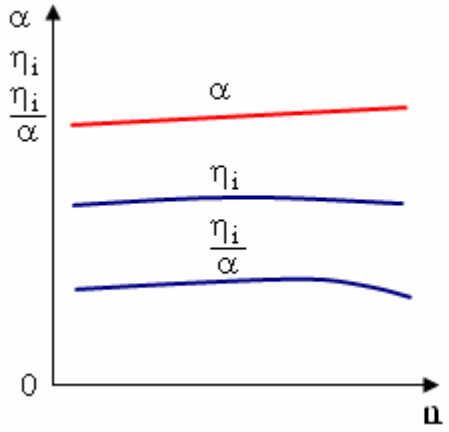
- Giá trị η_i của động cơ xăng với ε = const, trên đặc tính ngoài phụ thuộc biến thiên của α theo n. Tỉ số nén ε_k của động cơ xăng tăng áp, trong điều kiện giữ không đổi số ốctan của nhiên liệu phải nhỏ hơn tỉ số nén ε_0 của động cơ chưa tăng áp để tránh kích nổ. Nếu vẫn giữ nguyên tỉ số nén như của động cơ xăng chưa tăng áp thì cần dùng nhiên liệu có số ốctan cao hơn. Thông thường cứ tăng số ốctan lên 6 ÷ 8 đơn vị thì tỉ số nén của động cơ có thể tăng 1 đơn vị.

Khi động cơ xăng hoạt động theo đặc tính ngoài thì hệ số dư lượng không khí α sẽ giảm khi giảm n. Ví dụ nếu thay đổi tốc độ trong giới hạn (0,25 ÷ 1)n_n thì α sẽ thay đổi trong phạm vi 0,8 ÷ 0,9. Đặc tính trên của α vẫn tiếp tục duy trì khi chuyển sang các đặc tính bộ phận. Tuy nhiên, khi điều chỉnh bộ chế hoà khí ở vị trí gần mở hết bướm ga người ta đều để

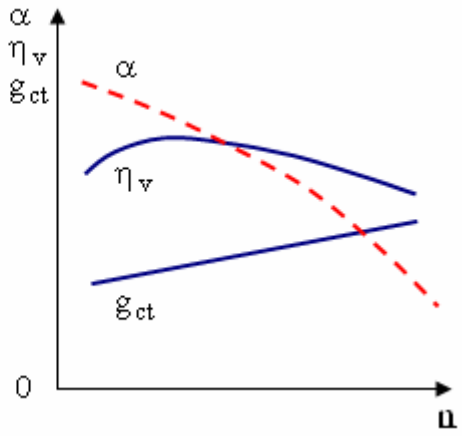
cho hệ số dư lượng không khí α nhạt hơn so với đặc tính ngoài để tiết kiệm xăng. Hình 6.8 giới thiệu đồ thị điển hình của η_i, α và $\frac{\eta_i}{\alpha}$ theo tốc độ, ta thấy rõ $\frac{\eta_i}{\alpha}$ thay đổi rất ít.

Hiệu suất chỉ thị η_i của động cơ điêzen khi chạy theo đặc tính ngoài phụ thuộc hệ số dư lượng không khí α, tỉ số tăng áp khi cháy λ, khối lượng riêng của không khí nạp vào động cơ ρ_k và tốc độ n của động cơ. Ảnh hưởng của bản thân tốc độ n và khối lượng riêng của không khí ρ_k đến η_i thường không nhiều, mà chủ yếu chúng gây ảnh hưởng tới α và tỉ số tăng áp khi cháy λ. Phần trên đã thấy rõ tăng α sẽ làm tăng η_i.

Động cơ điêzen không tăng áp, hệ số nạp η_v hơi tăng khi giảm tốc độ n. Lượng nhiên liệu cấp cho chu trình của bơm Bosch lại hơi tăng khi tăng tốc độ n (hình 6.9) do tăng tiết lưu và giảm rò nhiên liệu. Sự biến động của η_v và g_{ct} kể trên khi thay đổi n làm cho α hơi giảm khi tăng n, qua đó ảnh hưởng xấu tới quá trình cháy. 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 đặc tính tốc độ. Người ta dùng cơ cấu đặc biệt đặt trên bơm Bosch để hiệu chỉnh đặc tính tốc độ của bơm.



Hình 6.8 Biến thiên của ηi, α và ηi/α theo n của động cơ xăng



Hình 6.9 Biến thiên của ηv, α và g_{ct} theo n của động Điezel

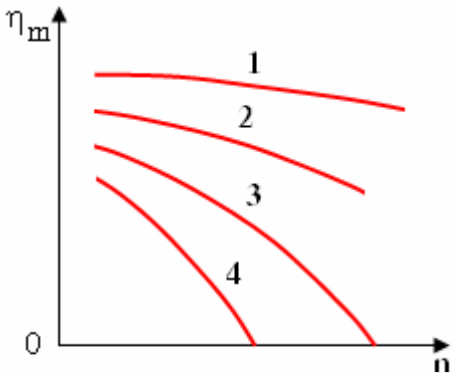
Động cơ điêzen tăng áp, sự thay đổi của khối lượng không khí nạp vào động cơ còn phụ thuộc khối lượng riêng của không khí ρ_k. Khi giảm tốc độ n, giá trị của ρ_k sẽ giảm càng nhanh nếu ρ_k ở chế độ định mức càng lớn. Vì vậy động cơ điêzen tăng áp sẽ làm tăng α khi tăng n. Còn tỉ số tăng áp suất khi cháy λ sẽ tăng khi giảm n vì lúc ấy sẽ làm tăng thời gian cháy trễ. Thực nghiệm chỉ 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 điêzen chạy theo đặc tính ngoài như sau: η_i sẽ tăng khi tăng n nhưng tỉ số $\frac{\eta_i}{\alpha}$ sẽ giảm.

Hiệu suất cơ khí η_m khi động cơ chạy ở đặc tính ngoài sẽ giảm khi tăng n vì lúc ấy $\overline{C_m}$ tăng còn $\frac{\eta_i}{\alpha}$ và η_v lại giảm (theo biểu thức 6-3). Đối với động cơ tăng áp, khi tăng n thì η_m sẽ giảm chậm hơn so với động cơ không tăng áp vì lúc ấy ρ_k sẽ tăng, η_m giảm càng chậm khi

tăng n nếu động cơ tăng áp càng cao.

Đặc tính bộ phận của động cơ xăng tương ứng với các vị trí đóng mở bướm ga, sẽ làm giảm hệ số nạp η_v qua đó giảm áp suất chỉ thị trung bình p_i (6-3).

Từ biểu thức (6-3) thấy rằng, khi đóng nhỏ bướm ga η_m càng giảm nhanh, khi tăng n, nếu bướm ga đóng càng nhỏ, vì áp suất tổn hao cơ giới trung bình sẽ tăng khi tăng n còn tích số ($\frac{\eta_i}{\alpha}.\eta_v.\rho_k$) sẽ giảm và càng giảm nhanh nếu đóng nhỏ bướm ga.

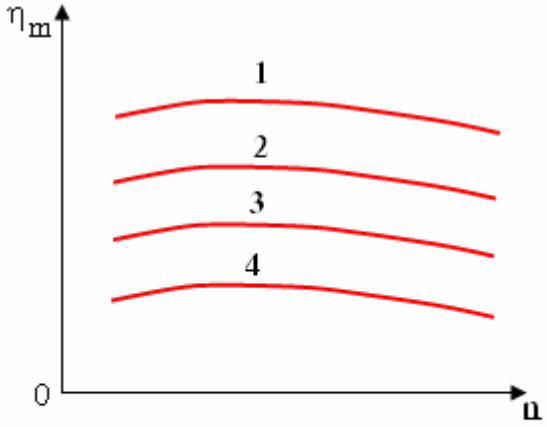


Hình6.10 Biến thiên của η_m theo số vòng quay của động cơ xăng 1-mở bướm ga 100%; 2-4 -đóng dần bướm ga

Khi đóng bướm ga đủ nhỏ, thì áp suất chỉ thị trung bình sẽ giảm nhanh tới mức làm cho $p_m = a+b.\overline{C_m} = p_i = A_2.\eta_v.\frac{\eta_i}{\alpha}.\rho_k$ và $\eta_m = 0$. Vì vậy mối quan hệ giữa η_m và tốc độ n ở các vị trí đóng bướm ga khác nhau có dạng như trên hình 6.10.

- Đặc tính bộ phận của động cơ điêzen không tăng áp với các vị trí khác nhau của cơ cấu điều khiển thanh răng bơm cao áp có dạng tương tự như đặc tính ngoài. Ở đặc tính bộ phận với g_{ct} nhỏ hơn so với đặc tính ngoài sẽ làm cho môi chất mới được sấy nóng ít hơn, nhờ đó làm tăng khối lượng môi chất nạp vào xilanh mặc dầu tăng ít. Do đó giảm g_{ct} sẽ làm tăng η_i chút ít. Đặc điểm kể trên của η_i cũng thể hiện trên đặc tính bộ phận của động cơ tăng áp dẫn động cơ khí.

- Động cơ điêzen tăng áp tua bin khí khi chuyển sang đặc tính bộ phận sẽ làm giảm nhiệt độ và tốc độ dòng khí xả, do đó làm giảm công suất tua bin, giảm áp suất và số lượng không khí do máy nén cấp cho động cơ, vì vậy đã làm cho α tăng chậm khi chuyển sang đặc tính bộ phận. Ngoài ra, nếu p_k càng cao ở đặc tính ngoài đòi hỏi g_{ct} càng lớn, thì khi chuyển sang đặc tính bộ phận g_{ct} giảm càng nhiều sẽ làm giảm chất lượng phun và hình thành hoà khí đặc biệt khi chạy chậm. Do đó có thể làm giảm η_i khi chạy với g_{ct} nhỏ.



Hình 6.11 Biến thiên của η_m theo n của động cơ điêzel. 1- vị trí cấp nhiên liệu lớn nhất; 2 – 4 –cấp một phần nhiên liệu

- Hệ thống nhiên liệu của động cơ điêzen hiện đại đã giữ không thay đổi quy luật cung cấp nhiên liệu trong một phạm vi tốc độ rộng khi giữ không thay đổi cơ cấu điều khiển bơm cao áp. Do đó áp suất chỉ thị trung bình khi chạy ở đặc tính bộ phận cứ tăng lên đều đều khi tăng tốc độ. Với động cơ điêzen tăng áp tua bin lùa khí khi chạy ở đặc tính bộ phận với g_{ct} tương đối nhỏ sẽ làm cho p_i giảm nhanh khi giảm n. Biểu thức (6-3) cho phép đưa ra kết luận : $\eta_m = f(n)$ là một đường cong hơi lồi,

càng giảm g_{ct} giá trị của η_m càng giảm và η_m càng giảm nhiều ở khu vực n nhỏ (hình6-11).

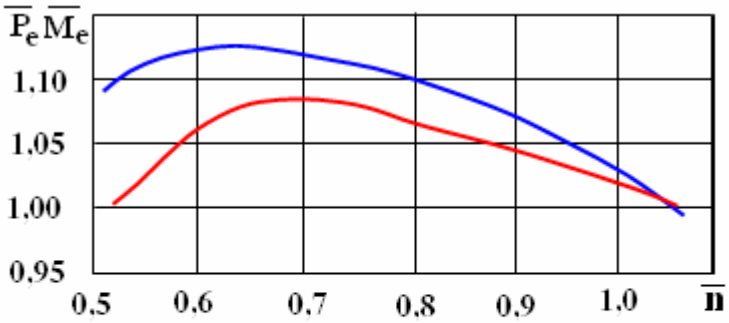
Biến thiên của N_e sẽ có dạng tương tự và tỉ lệ thuận với biến thiên của p_e.

Trong động cơ không tăng áp, ở tốc độ nhỏ áp suất có ích trung bình $\overline{p_e}$ sẽ tăng khi tăng n, đạt tới cực đại rồi sau đó giảm dần. Tốc độ động cơ tương ứng với p_{emax}, đối với động cơ xăng vào khoảng (0,45 ÷ 0,55)n_n, đối với động cơ điêzen vào khoảng (0,55 ÷ 0,75)n_n. Động cơ điêzen dùng bơm Bosch do g_{ct} tăng khi tăng n nên p_e cũng có dạng tương tự như trên nhưng giảm ít hơn so với động cơ xăng khi tăng n.

Động cơ tăng áp do p_k tăng khi tăng n, nên p_e có thể thay đổi tương tự như động cơ không tăng áp hoặc tăng từ từ khi tăng n.

Giá trị p_{emax} trên đặc tính tốc độ xuất hiện ở động cơ tăng áp thấp. Vì đường η_v tương đối phẳng và vì ρ_k tăng nên p_{emax} xuất hiện ở tốc độ cao hơn so với động cơ không tăng áp.

Hình 6.12 giới thiệu biến thiên của áp suất có ích trung bình tương đối $\overline{p_e} = \frac{p_e}{p_{en}}$ (hoặc mô men $\overline{M_e} = \frac{M_e}{M_{e_n}}$) theo đặc tính ngoài của động cơ không tăng áp ($8\text{Ч}\frac{13}{14}$) và động cơ tăng áp ($8\text{ЧН}\frac{13}{14}$) với $p_k \approx 0{,}18$Mpa và n = 2100 vòng/phút.

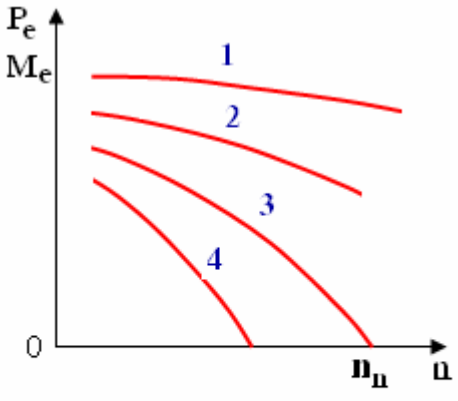


Hình 6.12 Biến thiên của $\overline{P_e}$ và $\overline{M_e}$ của động cơ 4ЧН13/14 theo đặc tính ngoài.
1- không tăng áp; 2- tăng áp

Phạm vi thay đổi p_e của động cơ không tăng áp khoảng 12%. Tốc độ tương ứng với p_{emax} của hai trường hợp kể trên là ~ $0{,}72n_n$ và $0{,}62n_n$.

Động cơ tăng áp cao là nhờ bộ tua bin tăng áp làm cho khối lượng không khí nạp vào xilanh (η_v,ρ_k) tăng liên tục khi tăng n, nhất là trong trường hợp có làm mát trung gian cho không khí nén, nên p_e có thể tăng liên tục theo mức tăng của n, làm cho động cơ này không phù hợp với điều kiện vận tải trên bộ.

Động cơ xăng khi chuyển sang các đặc tính bộ phận do η_v và η_m giảm khi tăng n, nên p_e giảm theo và giảm càng nhanh khi đóng bướm ga càng nhỏ (hình 6.13). Khi đóng bướm ga nhỏ và tăng n thì p_e = 0, tức là chế độ không tải sẽ xuất hiện tại $n < n_n$.

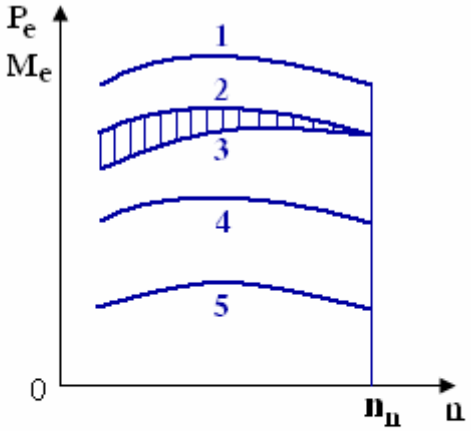


Hình 6.13 Biến thiên của pe và Me theo n của động cơ xăng
1- đặc tính ngoài; 2 – 4 - đặc tính bộ phận

Đặc tính bộ phận của động cơ điêzen được thực hiện ở các vị trí thanh răng có g_{ct} nhỏ hơn so với đặc tính ngoài. Những phân tích trên về g_{ct}, η_i, η_m cho thấy p_e trên các đặc tính bộ phận (đường

4, 5 trên hình6.13) cũng có dạng tương tự như đặc tính ngoài (đường 3).

Khi động cơ chạy theo đặc tính ngoài, ở tốc độ n = n_n, nếu g_{ct} đạt tới giá trị bắt đầu nhả khói đen thì khi giảm n do g_{ct} giảm η_v tăng sẽ làm tăng α. Do đó p_e theo đặc tính ngoài 3 sẽ nhỏ hơn so với giá trị p_e trên đường giới hạn nhả khói đen 2, và đường 2 sẽ lồi hơn so với đường 3 (hình6.14).

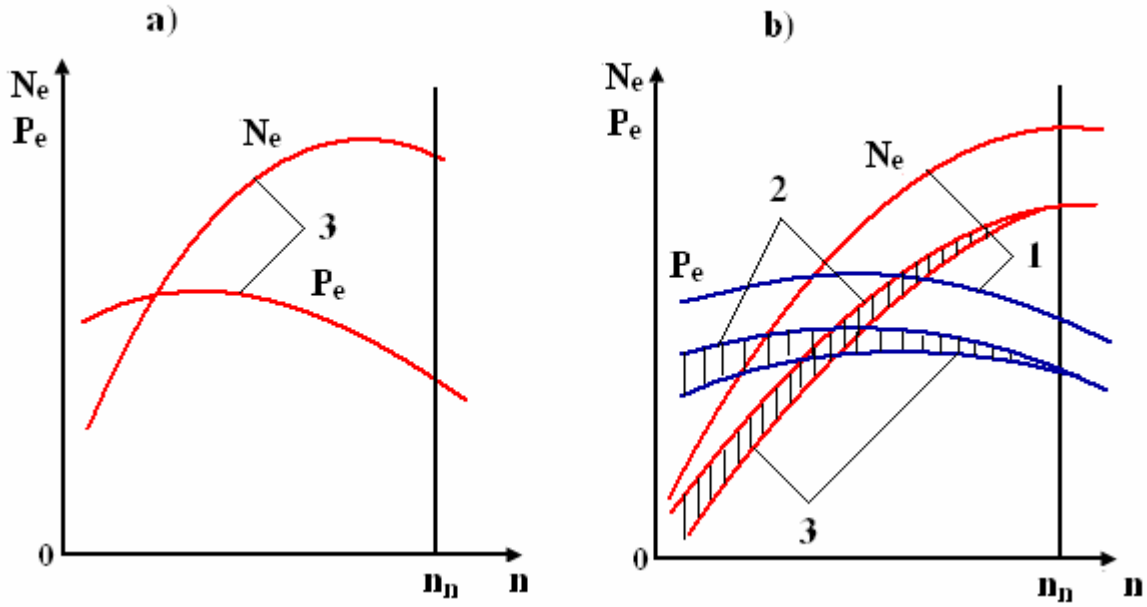


Hình 6.14 Biến thiên của Pe và Me theo n của động cơ Điezel
1- đặc tính ngoài tuyệt đối; 2- đặc tính nhả khói đen; 3- đặc tính ngoài; 4 – 5 - đặc tính bộ phận

Các biểu thức (11-10) và (11-18) chỉ rằng công suất N_e chỉ tăng theo mức tăng của n khi ảnh hưởng của việc tăng n lớn hơn những ảnh hưởng làm giảm p_e. Như vậy sau khi tới một tốc độ n nào đó mà mức giảm của p_e trở nên bằng rồi lớn hơn so với mức tăng của n, thì tốc độ đó đạt tới chế đọ N_{emax}. Ở động cơ xăng tốc độ tương ứng với N_{emax} thường nhỏ hơn n_n (hình 6.15a). Hình6.15b giới thiệu các đặc tính ngoài tuyệt đối 1, đặc tính nhả khói đen 2 và đặc tính ngoài 3 của động cơ điêzen.

Chuyển từ đặc tính ngoài tuyệt đối sang đặc tính ngoài sử dụng, điều kiện hoạt động của động cơ xăng thường thay đổi không nhiều, vì vậy hình dáng của đặc tính ngoài sử dụng có dạng tương tự như đặc tính ngoài tuyệt đối, nhưng ở vị trí thấp hơn.

Khi chọn bơm cao áp cho động cơ điêzen, thường có một lượng dự trữ về lưu lượng để có thể dùng cùng một loại bơm cho các động cơ điêzen có mức độ cường hoá khác nhau về công suất và để bù trừ việc giảm g_{ct} do mòn pittông xilanh bơm cao áp gây ra.



Hình 6.15 Đặc tính tốc độ

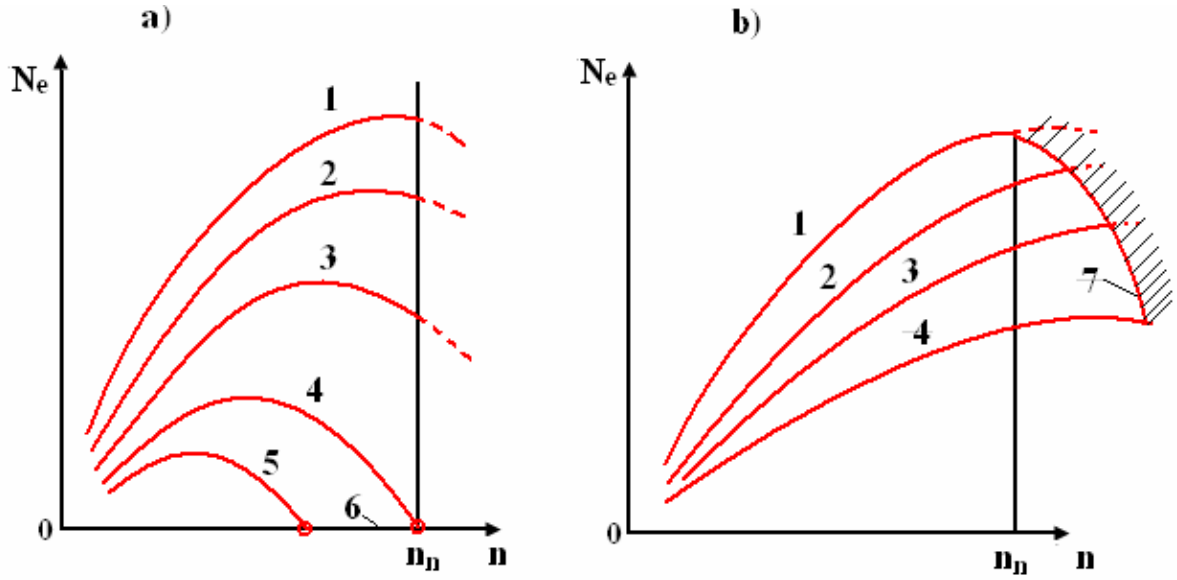
a) Động cơ xăng dùng chế hoà khí ; b) Động cơ Diezel
1- đặc tính ngoài tuyệt đối; 2- đặc tính nhả khói đen; 3- đặc tính ngoài

Nếu không có biện pháp đặc biệt, khi đạp chân ga có thể làm tăng g_{ct} tới mức làm cho

nhiên liệu cháy không kiệt. Do đó trên bơm cao áp phải đặt vít hạn chế vị trí lớn nhất của thanh răng bơm cao áp.

Như vậy, công suất và áp suất có ích trung bình lớn nhất của động cơ điêzen trong sử dụng thực tế phụ thuộc vào vị trí hạn chế của thanh răng bơm cao áp. Do đó sự biến thiên về công suất N_e trên đường đặc tính ngoài sử dụng dốc hơn so với đặc tính nhả khói đen, phần lớn đều không xuất hiện N_{emax}.

Đặc tính bộ phận của động cơ xăng theo công suất có ích N_e (hình 6.16a). Càng đóng nhỏ bướm ga, công suất N_{emax} càng chuyển về hướng giảm n. Với mức độ đóng bướm ga nhất định, $N_e = 0$ xuất hiện ngay trong giới hạn biến thiên của n.



Hình 6.16 Đặc tính tốc độ

a) Động cơ xăng dùng chế hoà khí ; b) Động cơ Diezel
1- đặc tính ngoài ; 2- 5 đặc tính bộ phận; 7- giới hạn khói đen

Đặc tính bộ phận của động cơ điêzen theo N_e (hình 6.16b). Hầu hết ở các vị trí của cơ cấu điều khiển bơm cao áp, đường N_e đều không cắt trục hoành. So sánh các đặc tính bộ phận của động cơ xăng và động cơ điêzen thấy rõ chúng rất khác nhau. Ở động cơ xăng dùng bộ chế hoà khí, đóng nhỏ dần bướm ga sẽ làm áp suất có ích trung bình trên các đặc tính bộ phận giảm càng nhanh khi tăng n, chế độ N_{emax} chuyển dần về phía n nhỏ và tồn tại các chế độ không tải tại các tốc độ n nhỏ hơn n_n. Còn ở động cơ điêzen dùng bơm Bosch, khi giảm dần vị trí điều khiển thanh răng bơm cao áp qua đó giảm g_{ct} thì đường p_e chuyển dịch xuống phía dưới hầu như theo khoảng cách đều nhau. Đường công suất N_e có dạng các tia hơi cong xuất phát từ gốc toạ độ, không có N_{emax} và không thể xuất hiện chế độ không tải tại $n < n_n$.

Sự thay đổi của hiệu suất có ích $\eta_e = \eta_i.\eta_m$ trên các đặc tính tốc độ phụ thuộc vào biến thiên của hiệu suất chỉ thị η_i và hiệu suất cơ giới η_m.

Biến thiên của η_i và η_m của động cơ không tăng áp theo đặc tính tốc độ như đã giới thiệu ở phần trên, nên η_m theo đặc tính ngoài sẽ có η_{emax} nằm tại tốc độ n, trong khu vực từ tốc độ tương ứng với mômen cực đại tới tốc độ tương ứng với công suất cực đại.

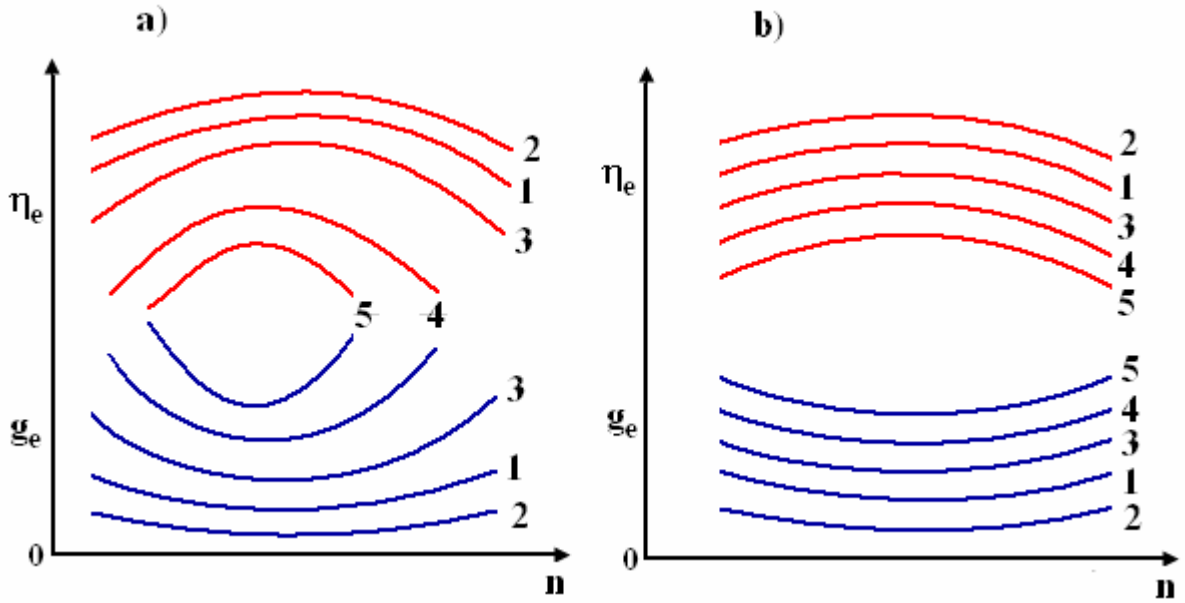
Động cơ tăng áp đặc biệt là động cơ tăng áp cao, thì mức tăng của η_e nhanh hơn nhiều

so với động cơ không tăng áp khi tăng n từ tốc độ không tải ổn định tới tốc độ tương ứng với mômen cực đại, vì lúc ấy áp suất p_k tăng rất nhanh khi tăng n, đó là điểm rất đặc biệt của động cơ tăng áp nhờ bộ tua bin tăng áp độc lập.

Khi chuyển sang các đặc tính bộ phận, quy luật biến thiên của η_e vẫn tương tự như đặc tính ngoài. Do tăng hệ số dư lượng không khí α nên η_i có tăng chút ít. Trong khi đó hiệu suất cơ giới η_m lại giảm so với η_m của đặc tính ngoài.

Do η_m giảm nhanh hơn so với mức tăng của η_i, nên hiệu suất có ích η_e trên các đặc tính bộ phận nhỏ hơn so với đặc tính ngoài. Hiệu suất có ích η_e giảm nhiều khi chạy ở đặc tính bộ phận có g_{ct} nhỏ, vì lúc ấy do chất lượng phụ kém gây ảnh hưởng xấu tới η_i. Hiện tượng trên thể hiện rất rõ trên các động cơ tăng áp bằng bộ tua bin máy nén độc lập, vì ngoài việc chất lượng phun kém của nhiên liệu còn thêm việc giảm nhanh của p_k. Hoạt động tại đặc tính bộ phận với g_{ct} nhỏ hơn chút ít so với chế độ công suất định mức và tương ứng với chế độ làm việc tiết kiệm nhất của động cơ điêzen, hiệu suất η_e có thể lớn hơn so với hiệu suất có ích theo đặc tính ngoài.

Động cơ xăng dùng bộ chế hoà khí khi chạy ở các đặc tính bộ phận nếu trên bộ chế hoà khí không có hệ thống làm đậm thì η_e thường nhỏ hơn so với đặc tính ngoài, vì lúc ấy cả η_i và η_m đều giảm. Nếu có hệ thống làm đậm trên bộ chế hoà khí khi chạy ở các đặc tính bộ phận với độ đóng bướm ga khoảng 20 ÷ 30% thì η_e sẽ cao hơn so với đặc tính ngoài. Suất tiêu hao nhiên liệu g_e (11-12) và (11-19) tỷ lệ nghịch với $\eta_e = \eta_i.\eta_m$.



Hình 6.17 Xu hướng biến thiên của η_e và g_e theo n

a) Động cơ xăng dùng chế hoà khí ; b) Động cơ Diezel
1- đặc tính ngoài ; 2- đặc tính ngoài sử dụng tiết kiệm nhiên liệu; 3- 5 các đặc tính bộ phận

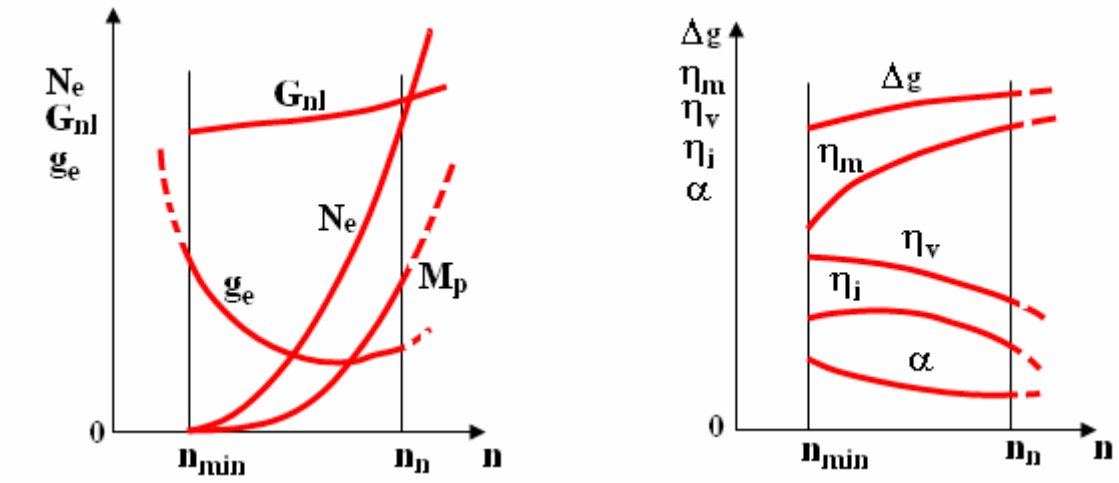
6.2.4 ĐẶC TÍNH CHÂN VỊT

Đặc tính tốc độ của động cơ trong trường hợp động cơ nối trực tiếp với chân vịt tầu thuỷ hoặc nối với cơ cấu phanh, tương tự như chân vịt tầu thuỷ được gọi là đặc tính chân vịt.

Nếu động cơ tầu thuỷ được nối trực tiếp với chân vịt không đổi bước xoắn thì đặc tính chân vịt được tính theo biểu thức sau:

$$N_e = cn^3$$

Trong đó: c- hệ số tỷ lệ, phụ thuộc vào các thông số của chân vịt, tốc độ và mớn nước của tàu thuỷ và khối lượng riêng của nước.



Hình 6.18. Đặc tính chân vịt của động cơ điêden

Nếu một động cơ nối trực tiếp với chân vịt tàu thuỷ chạy ở số vòng quay nhỏ hơn n_n thì công suất tiêu thụ cho chân vịt sẽ nhỏ hơn công suất của đường đặc tính ngoài; do đó động cơ sẽ chạy không hết tải, có nghĩa là động cơ còn công suất dự trữ không được sử dụng. Như vậy khi nối trực tiếp với chân vịt tàu thuỷ, động cơ có một chế độ thiết kế tại điểm cắt của đường đặc tính chân vịt và đường đặc tính ngoài của động cơ (điểm α). Còn các chế độ làm việc khác sẽ là điểm cắt giữa các đường đặc tính bộ phận của động cơ với đường đặc tính chân vịt.

Đặc điểm chạy không hết tải của động cơ khi làm việc ở số vòng quay thấp đã ảnh hưởng xấu tới các chỉ tiêu kinh tế của thiết bị và tới tính ổn định của bản thân động cơ.

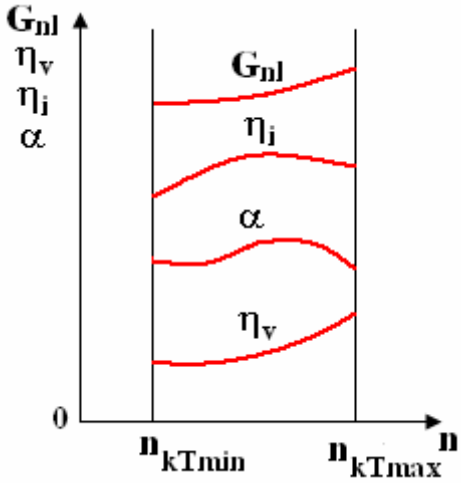
Số vòng quay ổn định nhỏ nhất của động cơ n_{min} phụ thuộc vào loại động cơ và khả năng làm việc ở số vòng quay thấp với Δg_{ct} nhỏ của bơm cao áp.

Nếu lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình Δg_{ct} càng nhỏ thì áp suất phun nhiên liệu càng thấp, do đó làm cho quá trình hình thành khí hỗn hợp và quá trình cháy bình thường của động cơ càng dễ bị phá hoại. Trường hợp sử dụng thiết bị có nhiều trục tiêu thụ công suất hoặc thiết bị có lắp một vài động cơ cùng quay một chân vịt, nếu biết phối hợp tắt dần một vài động cơ cá biệt sẽ có thể lợi dụng công suất dự trữ của những động cơ còn lại, mặt khác còn có thể làm tăng tính ổn định của động cơ, tăng tuổi thọ và chỉ tiêu kinh tế của toàn bộ thiết bị.

6.2.5 ĐẶC TÍNH KHÔNG TẢI

Đặc tính không tải là trường hợp đặc biệt của đặc tính tốc độ. Nó là hàm số biểu thị lượng tiêu hao nhiên liệu trong một giờ G_{nl} thay đổi theo số vòng quay của động cơ khi động cơ không mang phụ tải (tức là $N_e = M_e = p_e = 0$ và do đó $\eta_m = 0$ và $g_e = \infty$).

Đặc tính không tải dùng để xác định số vòng quay ổn định nhỏ nhất và số vòng quay cực đại khi động cơ chạy không tải, đồng thời xác định lượng tiêu hao nhiên liệu trong một giờ G_{nl} ở phạm vi các số vòng quay ấy. Dựa vào đường đặc tính không tải có thể phán đoán về tính kinh tế của động cơ khi chạy ở chế độ không tải, đánh giá chất lượng điều chỉnh động cơ, kiểm tra chất lượng làm việc của các giclơ trong bộ chế hoà khí hoặc bơm cao áp.



Hình 6.19. Đặc tính không tải của động cơ xăng

Việc điều chỉnh hệ thống nhiên liệu khi động cơ chạy ở chế độ không tải cần đảm bảo tốn ít nhiên liệu và động cơ chạy ổn định. Khi xác định đặc tính không tải muốn thay đổi số vòng quay chỉ cần thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình bằng cách tác dụng vào cơ cấu điều khiển động cơ.

Đối với động cơ xăng muốn thay đổi số vòng quay cần thay đổi vị trí bướm ga. Khi động cơ chạy ở số vòng quay ổn định nhỏ nhất của chế độ không tải, bướm ga hầu như đóng hoàn toàn và lúc ấy hệ số nạp nhỏ nhất. Mở rộng dần bướm ga hệ số nạp tăng dần và số vòng quay của động cơ cũng tăng dần. Khi mở hết bướm ga hệ số nạp đạt trị số lớn nhất, lúc ấy động cơ chạy ở số vòng quay không tải lớn nhất (hình6.19).

Hệ số dư lượng không khí α trên đường đặc tính không tải, cũng thay đổi theo mức độ mở bướm ga và phụ thuộc vào cấu tạo của bản thân bộ chế hoà khí, nhưng phạm vi biến động của α tương đối hẹp.

Hiệu suất chỉ thị η_i trên đường đặc tính không tải chủ yếu phụ thuộc vào số vòng quay, hệ số dư lượng không khí α à hệ số khí sót γ_r. Số vòng quay càng tăng η_i càng lớn. Mở dần bướm ga sẽ làm tăng hệ số dư lượng không khí α và giảm hệ số khí sót γ_r, qua đó làm cho η_i tăng. Khi động cơ chạy ở tốc độ sát với số vòng quay không tải lớn nhất (n_{KTmax}), η_i có giảm xuống một ít, vì lúc ấy khí hỗn hợp đậm hơn. Qua công thức trên ta thấy rằng: trong động cơ xăng lượng nhiên liệu tiêu hao trong một giờ G_{nl} trên đường đặc tính không tải tăng dần, vì hệ số nạp η_v và số vòng quay n (hoặc số chu trình) của động cơ đều tăng.

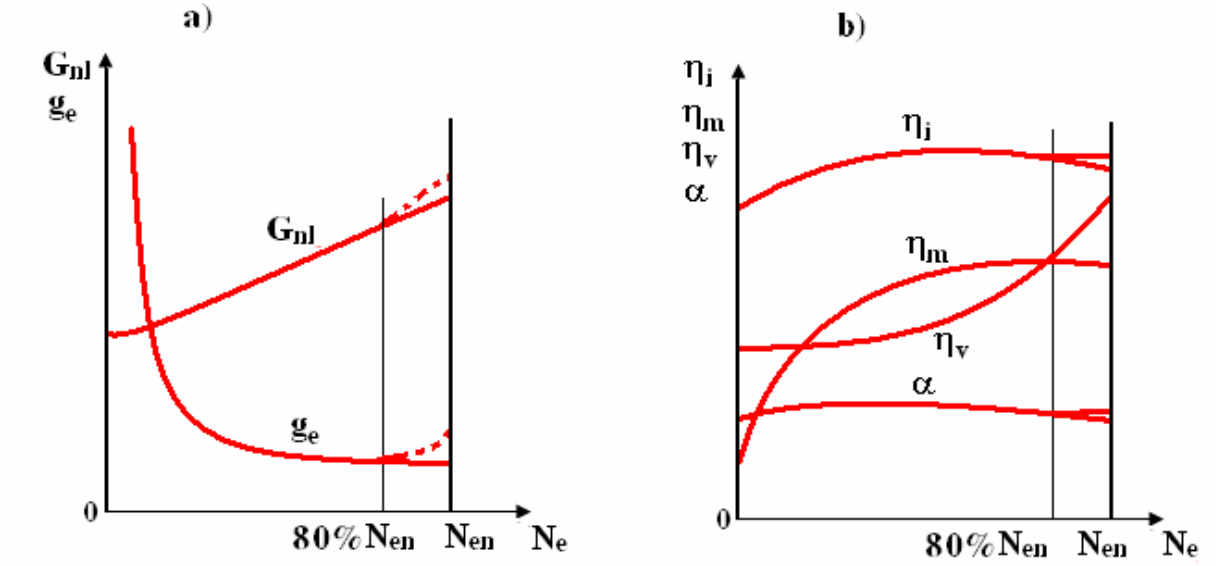
6.2.6 ĐẶC TÍNH TẢI TRỌNG

Các hàm số thể hiện sự biến thiên của suất tiêu hao nhiên liệu và các chỉ tiêu công tác khác của động cơ theo công suất, mômen hoặc áp suất có ích trung bình khi động cơ chạy ở số vòng quay không đổi được gọi là đặc tính tải.

Qua đường đặc tính tải có thể xác định suất tiêu hao nhiên liệu g_e và lượng tiêu hao nhiên liệu trong một giờ G_{nl} đối với từng số vòng quay khi cho thay đổi phụ tải của động cơ, xác định suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất g_{emin}, lượng nhiên liệu giới hạn cung cấp cho mỗi chu trình Δg_{ct}, trên cơ sở ấy xác định những chế độ làm việc tốt nhất của động cơ theo công suất và số vòng quay. Ngoài ra, dựa vào một loạt đường đặc tính ứng với số vòng quay khác

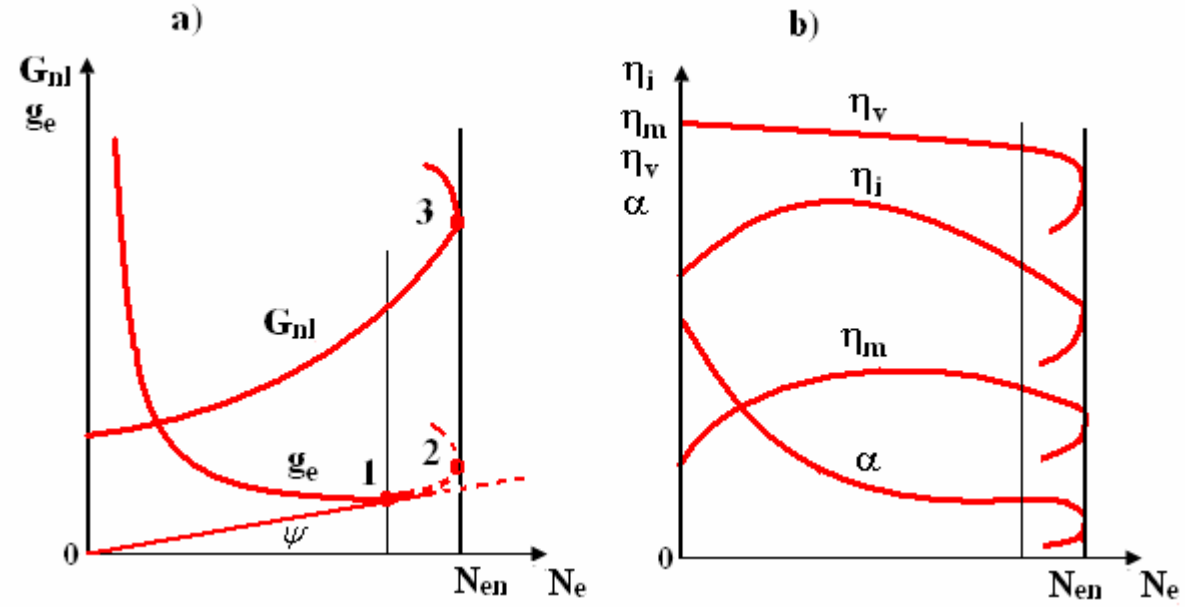
nhau có thể xây dựng các đường đặc tính ngoài và đặc tính chân vịt.

Trên (hình 6.20) giới thiệu đặc điểm biến thiên của các thông số chính theo đường đặc tính tải của động cơ xăng. Hình dạng đường đặc tính tải về suất tiêu hao nhiên liệu g_e và lượng tiêu hao nhiên liệu trong một giờ G_{nl} được xác định theo các công thức trên.



Hình 6.20. Đặc tính tải trọng của động cơ xăng

Khi xác định đường đặc tính tải của động cơ xăng cần phải thay đổi độ mở của bướm ga và giữ không đổi số vòng quay của động cơ, do đó trị số G_{nl} phụ thuộc vào hai yếu tố: hệ số nạp η_v và hệ số dư lượng không khí α.



Hình 6.21. Đặc tính tải trọng của động cơ điêden

Càng đóng nhỏ bướm ga (giảm tải) càng làm tăng sức cản khí động trên đường ống

nạp, do đó càng làm giảm η_v. Khi động cơ chạy ở chế độ không tải, do tiết lưu rất mạnh nên lượng không khí nạp vào động cơ bị giảm tới 4 -5 lần làm cho G_{nl} giảm theo.

Biến thiên về suất tiêu hao nhiên liệu trên đường đặc tính tải phụ thuộc vào biến thiên của hiệu suất chỉ thị η_i và hiệu suất cơ giới $\eta_{m.}$

Trong động cơ xăng, bộ chế hoà khí bao giờ cũng đảm bảo cho môi chất có thành phần tiết kiệm nhất trừ trường hợp động cơ chạy ở toàn tải, vì vậy khi tăng tải thì η_i cũng tăng. Khi động cơ ở chế độ toàn tải hoặc sát với toàn tải (khoảng 80% N_{en}) thì hệ thống làm đậm của bộ chế hoà khí bắt đầu gây tác dụng làm cho η_i giảm nhanh (đường gạch trên hình6.21).

Hình 6.21 giới thiệu biến thiên của η_v, α, η_i, η_m, g_e, G_{nl} của động cơ điêzen không tăng áp khi chạy theo đặc tính tải, tại tốc độ n_n = const. Điểm 2 là giới hạn công suất lớn nhất tại tốc độ thử.

Trong sử dụng thực tế nghiêm cấm không để động cơ chạy tới điểm 2 vì có nhiều nhiên liệu cháy không hết, khí thải có nhiều muội than, động cơ bị nóng... chóng hỏng.

Đường tiếp tuyến với đường g_e đi qua gốc toạ độ, tiếp xúc với g_e tại điểm 1, được coi là giới hạn nhả khói đen. Tăng tải từ 1 đến 2 sẽ có nhiều nhiên liệu cháy không hết, xuất hiện nhiều muội than, động cơ nhả khói đen, máy nóng. Từ điểm 2 trở đi nếu tiếp tục tăng thêm g_{ct}, sẽ làm cho chất lượng quá trình cháy giảm nhanh, làm giảm η_v, α, η_i, η_m một mặt làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu g_e, mặt khác làm giảm công suất N_e.

Phụ tải cho phép sử dụng được quy định tại điểm bắt đầu nhả khói đen 1 (hình 6.21). Tại điểm 1 tỷ số $\frac{g_e}{N_e}$ có giá trị cực tiểu (với n = const thì $\frac{g_e}{p_e}$ cũng cực tiểu hoặc $p_e.\eta_e$ đạt cực đại), ta có:

$$tg\ \psi = \left(\frac{g_e}{N_e}\right)_{min}$$

Đặc tính tải của động cơ điêzen tăng áp cũng tương tự như của động cơ điêzen không tăng áp, chỉ khác ở chỗ α của động cơ tăng áp phụ thuộc vào g_{ct} theo quy luật phức tạp hơn.

Với động cơ điêzen không tăng áp khi chạy theo đặc tính tải có thể coi η_v = const và:

$$\alpha = \frac{g_{ctn}}{g_{ct}}.\alpha_n$$

Biểu thức trên có thể dùng cho động cơ tăng áp dẫn động cơ khí.

Trong động cơ tua bin khí tăng áp độc lập, giá trị tức thời của α được xác định theo biểu thức:

$$\alpha = \frac{\rho_k}{\rho_{kn}}\frac{\eta_v}{\eta_{vn}}\frac{g_{ctn}}{g_{ct}}.\alpha_n$$

Biểu thức η_v trong trường hợp này lớn hơn nhiều so với động cơ không tăng áp và động cơ tua bin khí tăng áp có liên hệ cơ khí.

Càng tăng tải, làm tăng nhiệt độ khí xả, tăng công suất tua bin, do đó càng làm tăng p_k

và tỷ số $\frac{p_a}{p_k}$, kết quả η_v sẽ tăng theo mức tăng của p_e.

Động cơ điêzen tăng áp cao khi chạy theođặc tính tải η_v có thể thay đổi tới 10 ÷20% hoặc lớn hơn, không cần quan tâm đến ảnh hưởng của α tới $\frac{\eta_i}{\eta_{i\max}}$ vì giá trị α rất lớn, thông thường $\alpha_n \geq 1{,}7 \div 1{,}9$.

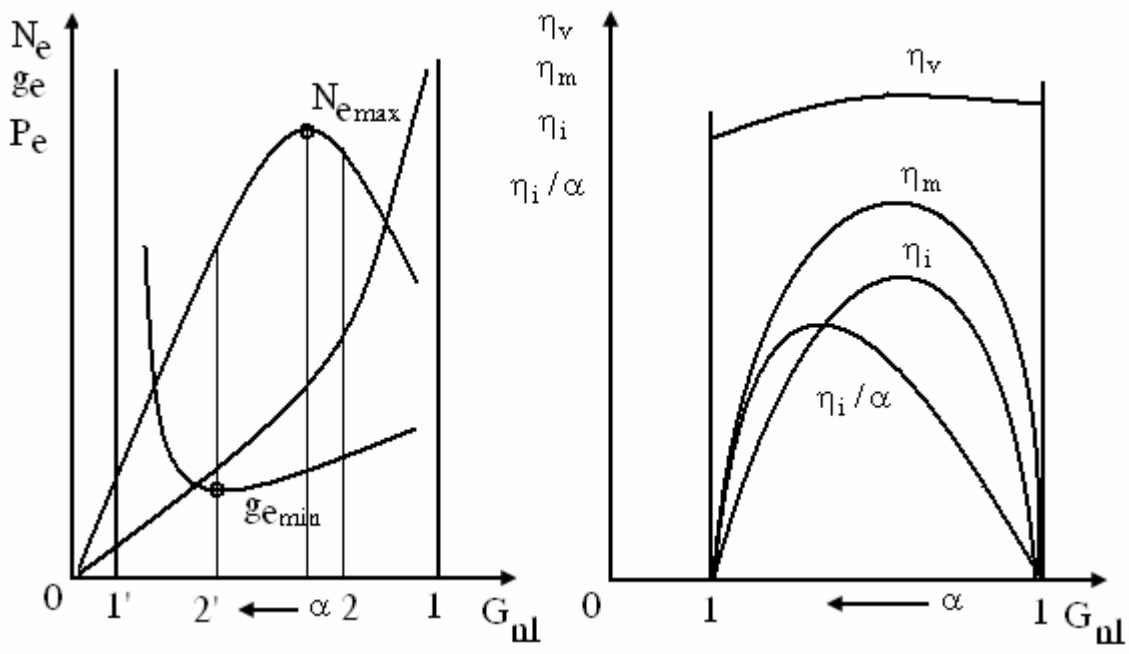
Biến thiên của $\frac{\rho_k}{\rho_{kn}}$ phụ thuộc g_{ct}, đối với động cơ tua bin khí cao tốc tăng áp độc lập thường dùng công thức kinh nghiệm:

$$\frac{\rho_k}{\rho_{kn}} = \frac{1}{11}\left(5 + 6\frac{g_{ct}}{g_{ctn}}\right)$$

6.2.7 ĐẶC TÍNH ĐIỀU CHỈNH

6.2.7.1 Đặc tính điều chỉnh thành phần khí hỗn hợp

Đặc tính điều chỉnh thành phần khí hỗn hợp là hàm số thể hiện sự biến thiên của công suất động cơ N_e suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e theo lượng tiêu hao nhiên liệu trong một giờ G_{nl} (hoặc theo hệ số dư lượng không khí α).



Hình 6.22. Đặc tính điều chỉnh thành phần hỗn hợp của động cơ xăng

Đặc tính điều chỉnh thành phần khí hỗn hợp của động cơ xăng dùng để lựa chọn chế độ điều chỉnh tốt nhất đối với bộ chế hoà khí, đảm bảo cho động cơ chạy đỡ tốn nhiên liệu và phát công suất lớn nhất trong điều kiện động cơ chạy lâu dài ổn định, không nóng và không xảy ra kích nổ.

Trên hình 6.22 giới thiệu đặc tính điều chỉnh thành phần khí hỗn hợp của động cơ xăng. Về mặt lý thuyết hệ số dư lượng không khí α có thể biến động bên trong giới hạn bốc cháy của khí hỗn hợp các điểm 1 và 1' ứng với giới hạn bốc cháy dưới ($\alpha = 1,3 \div 1,4$) và trên ($\alpha = 0,4 \div 0,5$) của khí hỗn hợp.

Nếu dùng khí hỗn hợp đồng chất của hơi xăng và không khí có thành phần gần những giá trị số giới hạn ấy động cơ sẽ chạy không ổn định, vì vậy trên thực tế giới hạn làm việc ổn , vì vậy trên thực tế giới hạn làm việc ổn định của động cơ sẽ hẹp hơn (giữa các điểm 2 và 2' trên hình 6.22).

Công suất cực đại và công suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất của động cơ thường ứng với các thành phần môi chất không giống nhau.

Theo biểu thức $g_e = G_{nl}/N_e$, điểm tiếp xúc (A) giữa đường thẳng đi qua gốc toạ độ và đường công suất của đặc tính điều chỉnh thành phần khí hỗn hợp sẽ ứng với điểm có công suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất g_{emin}.

Trong động cơ xăng khi $\alpha = 0,8 \div 0,9$ tốc độ cháy của môi chất đạt trị số lớn nhất làm cho $\frac{\eta_i}{\alpha}$ và η_m, η_v và công suất của động cơ đều đạt tới trị số cực đại. Biến thiên của η_v theo đặc tính điều chỉnh chủ yếu phụ thuộc vào mức độ sấy nóng môi chất, mức độ sấy nóng môi chất lại phụ thuộc vào tốc độ cháy. Tốc độ cháy càng nhanh thì nhiệt độ khi thải và nhiệt độ khí sót còn lại trong xilanh càng thấp, do đó càng giảm mức độ sấy nóng môi chất và làm tăng hệ số nạp. Vì vậy khi $\alpha = 0,8 \div 0,9$ trị số η_v trên đường đặc tính điều chỉnh thành phần hỗn hợp đạt trị số cực đại. Nếu thay đổi α về phía đậm hơn cũng như phía loãng hơn đều làm giảm tốc độ cháy, quá trình kéo dài trên đường giãn nở, làm tăng tổn thất nhiệt truyền cho nước làm mát, tăng mức độ sấy nóng môi chất và do đó làm giảm.

Tuy nhiên của hiệu suất chỉ thị trên đường đặc tính điều chỉnh chủ yếu phụ thuộc vào hệ số dư lượng không khí α.

Đường cong của công suất có ích N_e biến thiên theo α chủ yếu phụ thuộc vào đặc điểm biến thiên của $\eta_{m,}$ $\frac{\eta_i}{\alpha}$ (hình6.22a,b). Trên đường đặc tính điều chỉnh, công suất cực đại của động cơ ứng với mômen và áp suất có ích trung bình cực đại vì lúc ấy số vòng quay không thay đổi. Đặc điểm biến thiên của M_e và p_e tương tự như đặc điểm biến thiên của N_e vì:

$$M_e = \frac{30}{\pi}.\frac{N_e}{n}$$

$$p_e = \frac{30\tau}{iV_h}.\frac{N_e}{n}$$

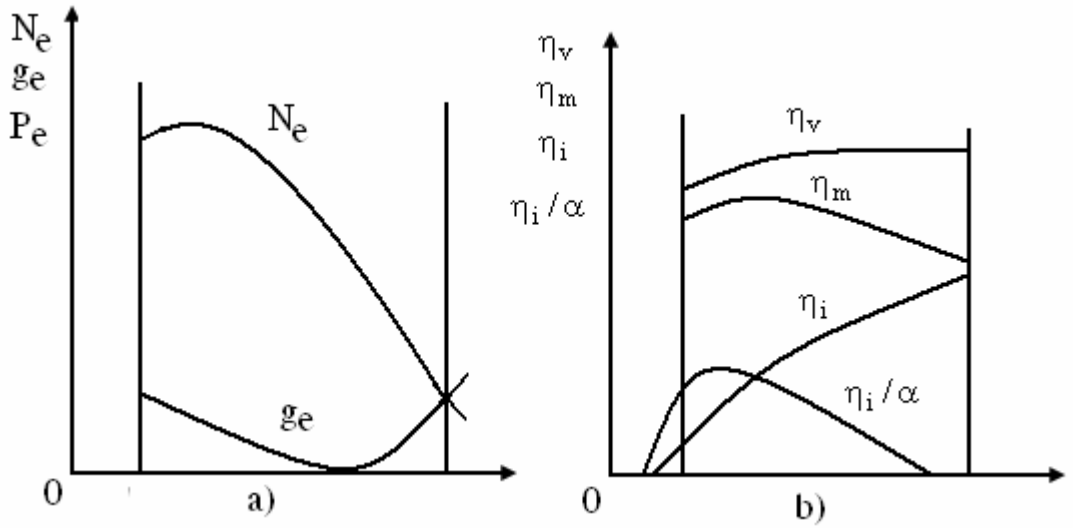
Suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất g_{emin} của động cơ thường ứng với $\alpha > 1$ vì lúc ấu nhiên liệu cháy kiệt và phần tổn thất nhiệt tương đối ít.

Đối với động cơ xăng, g_{emin} ứng với $\alpha = 1,05 \div 1,1$ lúc ấy η_i đạt giá trị cực đạ. Với α nhỏ hơn hoặc lớn hơn giá trị trên đều làm tăng g_e của động cơ vì môi chất đậm hơn sẽ làm tăng phần nhiên liệu không cháy hết và tăng tổn thất nhiệt.

Đặc tính điều chỉnh thành phần khí hỗn hợp của động cơ điêden có thể biểu thị dưới

dạng hàm số của công suất N_e hoặc áp suất có ích trung bình p_e và suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e thay đổi theo lượng nhiên liệu cung cấp cho 1 lít thể tích công tác trong một chu trình Δg_e hoặc hệ số dư lượng không khí α .

Qua đường đặc tính điều chỉnh giới thiệu trên hình 6.23 thấy rằng:



Hình6.23. Đặc tính điều chỉnh thành phần khí hỗn hợp của động cơ điêden

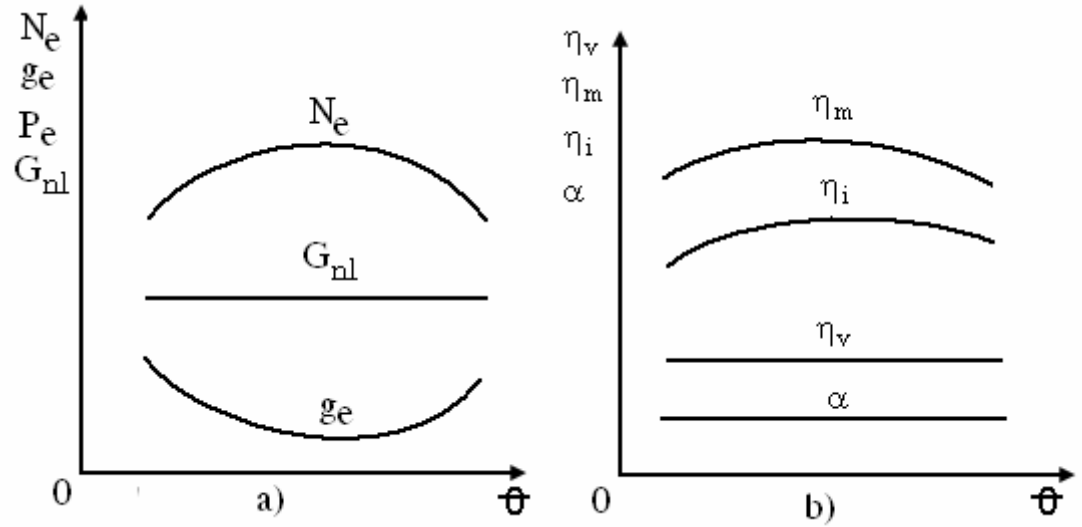
Trị số p_{emax} hoặc N_{emax} trên đường đặc tính điều chỉnh, khi số vòng quay của động cơ không đổi, ứng với α gần bằng 1, trùng với trị số α làm cho $\frac{\eta_i}{\alpha}$ có giá trị cực đai. Suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất g_{emin} ứng với trị số α lớn hơn($\alpha \approx 2$). Trị số α ứng với η_{max} còn lớn hơn so với α đạt g_{emin}.

Các giá trị làm cho pe (hoặc Ne), ge và ηi đạt trị số tốt nhất (tối ưu) chủ yếu phụ thuộc vào phương pháp hình thành khí hỗn hợp và loại nhiên liệu dùng cho dùng động cơ điêden.

6.2.7.2 Đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm và góc phun sớm

Đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm của động cơ xăng và góc phun sớm của động cơ điêden dùng để xác định góc đánh lửa (hoặc góc phun sớm tốt nhất, đó là điều rất quan trọng vì góc đánh lửa (góc phun sớm gây ảnh hưởng lớn tới chất lượng của quá trình cháy và do đó ảnh hưởng tới công suất và hiệu suất động cơ.

Nếu quá trình bốc cháy của nhiên liệu xảy ra tức thời thì thời gian bắt đầu đánh lửa (phun nhiên liệu) tốt nhất là tại ĐCT. Nhưng do ảnh hưởng của rất nhiều yếu tố tới quá trình cháy đã làm cho góc này tốt nhất không phải là hằng số đối với mọi chế độ làm việc của động cơ. Đối với mỗi động cơ cần dựa vào đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa (hoặc phun) sớm để tìm ra các trị số điều chỉnh tốt nhất cho từng chế độ làm việc của động cơ. Người ta dùng các đường đặc tính điều chỉnh ứng với từng chế độ phụ tải và số vòng quay để kiểm tra, điều chỉnh thiết bị tự động điều chỉnh góc đánh lửa (hoặc góc phun) sớm (bộ điều chỉnh li tâm hoặc chân không). Mỗi đường đặc tính điều chỉnh đều ứng với một số vòng quay và một vị trí của bướm ga (hoặc một lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình Δg_{ct}).



Hình6.24. Đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm của động cơ xăng

Góc đánh lửa sớm (hoặc góc phun) sớm tốt nhất θ tính theo góc quay trục khuỷu, đối với mỗi chế độ làm việc, được đánh giá bằng suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất và công suất cực đại trong chế độ làm việc ấy của động cơ.

Trên hình6.24 giới thiệu đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm của động cơ xăng, biến thiên của η_v trên đường đặc tính điều chỉnh là do mức độ sấy nóng môi chất gây ra. Nhưng ảnh hưởng của yếu tố tới η_v rất nhỏ, trên thực tế có thể coi η_v là hằng số trên suốt đường đặc tính điều chỉnh.

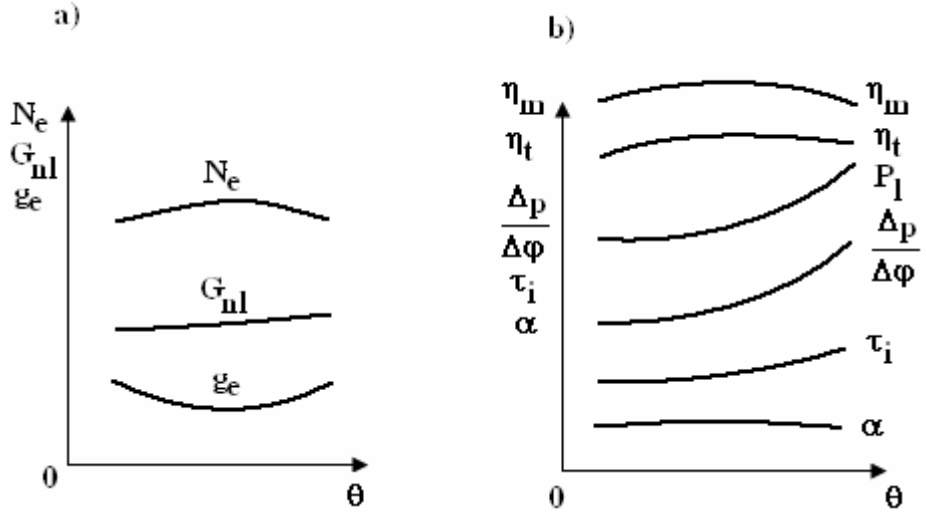
Khi thay đổi góc đánh lửa sớm hệ số dư lượng không khí α cũng giữ nguyên không đổi vì đó là một trong các điều kiện chính để xác định đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm. Hiệu suất chỉ thị trên đường đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm chủ yếu phụ thuộc vào số nhiệt lượng truyền cho thành xilanh và số nhiệt lượng đem theo khí thải. Tăng góc đánh lửa sớm lớn hơn trị số tốt nhất sẽ làm cho phần lớn nhiên liệu đều cháy ở khu vực trước ĐCT trong điều kiện thể tích xilanh nhỏ dần, do đó làm tăng nhiệt độ và áp suất trong quá trình cháy dễ sinh kích nổ, làm tăng phần nhiệt truyền cho nước làm mát. Nếu đánh lửa quá sớm có thể tạo ra hiình bản lề (có công âm) trên đồ thị công. Tất cả những điều ấy đều làm giảm η_i.

Nếu đánh lửa muộn quá, quá trình cháy sẽ kéo dài trên đường giãn nở làm cho phần lớn nhiên liệu sẽ cháy trong lúc thể tích xilanh đang tăng. Vì quá trình cháy bị kéo dài và trên thực tế giải ra trên đường giãn nở, nên đã làm tăng tổn thất nhiệt cho nước làm mát và đem theo khí thải do đó làm giảm hiệu suất chỉ thị η_i.

Giảm tải của động cơ khi động cơ chạy ở số vòng quay nhất định sẽ làm tăng góc đánh lửa sớm tốt nhất. Sở dĩ như vậy là vì khi giảm tải (đóng nhỏ bướm ga) sẽ làm giảm hệ số nạp, tăng hệ số khí sót làm cho tốc độ cháy giảm theo do đó phải tăng góc đánh lửa sớm.

Trong động cơ điêden, thời điểm bắt đầu phun nhiên liệu gây ảnh hưởng lớθn tới thời kỳ cháy trễ và do đó gây ảnh hưởng tới các thông số của quá trình cháy: tốc độ tăng áp suất, áp suất cực đại của quá trình cháy, thời gian cháy và mức độ cháy kiệt, trên cơ sở đó ảnh hưởng đến công suất và hiệu suất của động cơ

Trên hình 6.25 giới thiệu đặc tính điều chỉnh góc phun sớm của động cơ điêden. Đặc điểm biến thiên các thông số chính của chu trình và các chỉ tiêu công tác cuả động cơ trên đường đặc tính điều chỉnh góc phun sớm cũng tương tự như đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm của động cơ xăng.



Hình 6.25. Đặc tính điều chỉnh góc phun sớm của động cơ điêden

Khi nghiên cứu quá trình cháy ta đã thấy rõ: tăng góc phun sớm lớn hơn trị số tốt nhất sẽ làm tăng $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$, làm giảm công suất và tăng suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ, ngược lại nếu góc phun sớm nhỏ hơn giá trị tốt nhất sẽ làm cho áp suất cực đại và nhiệt độ của quá trình cháy đều giảm nhưng nhiệt độ khí thải lại tăng do đó cũng làm giảm công suất và hiệu suất chỉ thị của động cơ.

Khác với động cơ xăng, trong động cơ điêden càng giảm tải càng phải giảm góc phun sớm. Muốn thay đổi phụ tải của động cơ điêden cần phải thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình Δg_{ct} , nếu giảm lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình sẽ làm giảm số nhiệt lượng toả ra trong quá trình cháy làm cho nhiệt độ của chu trình và nhiệt độ của buồng cháy đều giảm, điều kiện chuẩn bị cho nhiên liệu bốc cháy kém hơn, vì vậy trong điều kiện đó cần độ phun nhiên liệu với góc phun sớm nhỏ hơn tức là phun nhiên liệu vào lúc nhiệt độ môi chất trong xilanh tương đối cao. Ngoài ra, cần thấy rằng nếu giảm lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình, thời gian phun nhiên liệu tính theo góc quay trục khuỷu giảm.

Nếu giảm số vòng quay của động cơ thì góc phun sớm tốt nhất cũng giảm.

Ngòai phụ tải và số vòng quay ra còn nhiều yếu tố khác gây ảnh hưởng tới góc phun sớm tốt nhất như phương pháp hình thành khí hỗn hợp, điều kiện nạp và thải, quy luật cung cấp nhiên liệu vào xilanh và nhiều yếu tố khác.

Chương 7

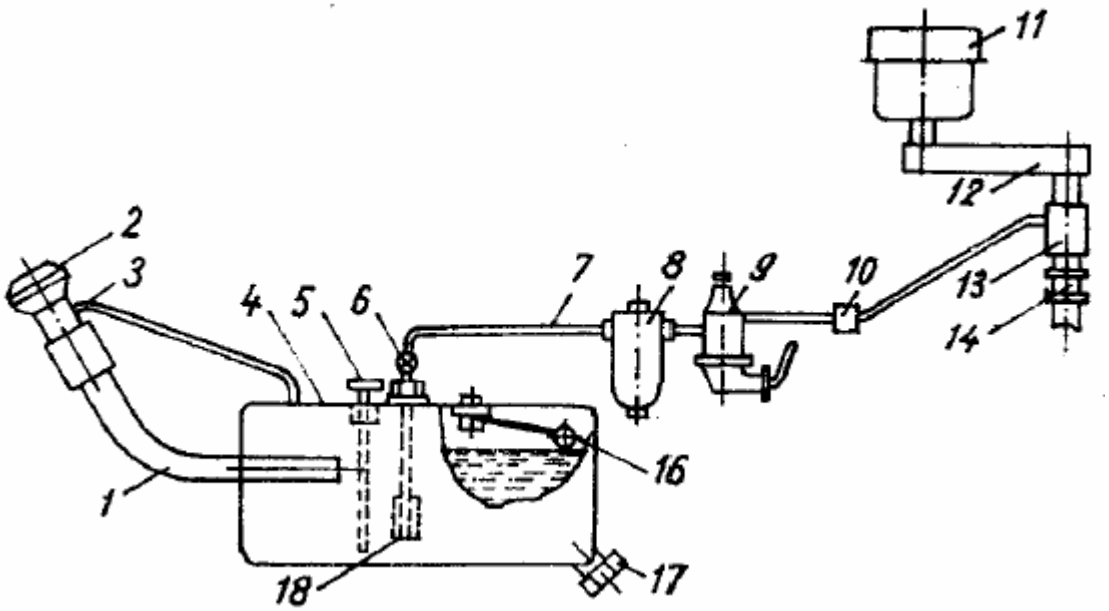
HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU CỦA ĐỘNG CƠ XĂNG

7.1 SƠ ĐỒ HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ XĂNG DÙNG BỘ CHẾ HOÀ KHÍ

Hệ thống nhiên liệu có nhiệm vụ chuẩn bị và cung cấp hỗn hợp khí cháy gồm không khí và xăng cho động cơ đảm bảo về số lượng và thành phần (thể hiện qua hệ số dư lượng không khí) phù hợp với chế độ làm việc của động cơ.

Dựa vào phương pháp cấp nhiên liệu cho bộ chế hoà khí , người ta chia hệ thống thành hai loại loại cưỡng bức và loại tự cháy.

Hệ thống nhiên liệu cưỡng bức dùng trên ô tô (hình7.1), do thùng xăng 4 đặt thấp hơn bộ chế hoà khí 13 nên phải dùng bơm chuyển xăng 9, hút xăng từ thùng 4, qua lưới lọc 18, ống dẫn 7, lọc thô 8 vào bơm để bơm qua bình lọc lắng 10 vào bộ chế hoà khí 13. Động cơ xăng dùng trong một số trường hợp khác (động cơ tĩnh tại động cơ lắp trên máy kéo hoặc xe máy ..) thường dùng hệ thống nhiên liệu tự chảy vì ở đây thùng xăng thường đặt cao hơn bộ chế hoà khí khoảng 300-500mm nên nhờ trọng lượng bản thân xăng có thể tự chảy từ thùng chứa qua bình lọc vào bộ chế hoà khí không cần bơm xăng.



Hình7.1 Sơ đồ hệ thống nhiên liệu kiểu cưỡng bức của động cơ xăng ôtô dùng bộ chế hoà khí.

Bộ chế hoà khí làm nhiệm vụ chuẩn bị và cung cấp hoà khí cho động cơ, là cụm chi tiết quan trọng nhất của hệ thống, các bộ chế hoà khí thường dùng hiện nay đều có nguồn gốc từ bộ chế hoà khí đơn giản.

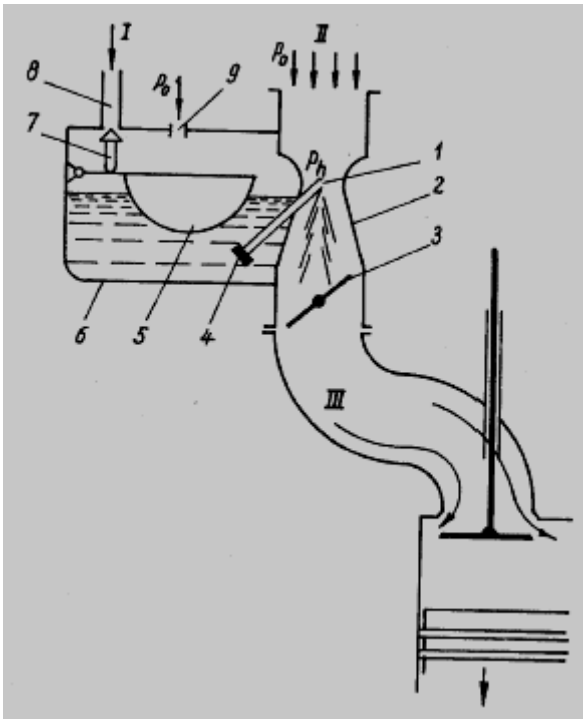
7.2 ĐẶC TÍNH BỘ CHẾ HOÀ KHÍ ĐƠN GIẢN

7.2.1 SƠ ĐỒ CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG

Bộ chế hoà khí đơn giản (hình 7.2) còn được gọi là bộ chế hoà khí một vòi phun và một jiclơ gồm có: buồng phao 6, jiclơ 4, vòi phun 1, họng2, không gian hoà trộn và bướm ga 3. Nguyên tắc hoạt động: xăng từ thùng chứa do tự chảy hoặc nhờ bơm xăng đi qua ống 8 vào buồng phao 6. Nếu mức xăng trong buồng phao hạ thấp, phao 5 sẽ đi xuống mở đường thông

qua van kim 7, cho nhiên liệu đi vào buồng phao, nhờ đó xăng trong buồng phao được giữ ở mức hầu như không đổi. Lỗ 9 lối thông buồng phao với áp suất khí trời p_o.

Không khí từ ngoài trời qua miệng vào rồi qua họng 2 (Nơi tiết diện lưu thông bị thắt lại) của bộ chế hoà khí làm tăng tócc độ và giảm áp suất tại họng p_h. Nhờ chênh áp $\Delta p_h = p_o - p_h$, xăng từ buồng phao được hút qua vòi phun 1 vào họng 2. Lưu lượng qua vòi phun 1, phụ thuộc chênh áp Δp_h, đường kính và hệ số lưu lượng của jiclơ 4. Miệng vòi phun thường đặt tại đường tâm họng. Ra khỏi vòi phun xăng được không khí đi qua họng xé tơi và hoà trộn đều trong dòng không khí qua họng. Không gian giữa họng 2 và bướm ga 3 được gọi là không gian hoà trộn, ở đây một phần xăng được bay hơi và hoà trộng đều với không khí đi vào động cơ phụ thuộc vào đọ mở bướm ga 3. Vì vậy bướm ga là cơ cấu chính điều khiển hoạt động của động cơ. Các hạt xăng chưa kịp bay hơi hết trong không gian hoà trộn bị cuốn theo dòng chảy, sẽ tiếp tục bay hơi và hoà trộn với không khí trên suốt đường nạp trong xilanh động cơ, suốt các hành trình hút và nén của các xilanh.



Hình 7.2 Sơ đồ bộ chế hoà khí đơn giản.

7.2.2 ĐẶC TÍNH CỦA BỘ CHẾ HOÀ KHÍ ĐƠN GIẢN

Để tăng tốc độ bay hơi cần phải xé xăng thật tơi, vì vậy cần tạo ra mức chênh lệch lớn giữa tốc độ của không khí và của xăng qua họng, càng tăng tốc độ tương đối của dòng khí so với xăng sẽ làm tăng được xé tơi tốt. Kinh nghiệm cho biết: Xăng bắt đầu được xé tơi khi tốc độ tương đối kể trên đạt tới 4 - 6 m/s, khi tốc độ trên đạt tới 30m/s thì xăng được xé tơi hoàn toàn.

Tốc độ không khí qua họng bộ chế hoà khí động cơ xăng hiện nay đạt tới 150-200m/s. Tốc độ dòng nhiên liệu qua vòi phun nhỏ hơn tốc độ đó khoảng 25 lần, như vậy khi chạy ở vòng quay cực đại tốc độ tia xăng ra khỏi vòi phun vào khoang 6-8m/s. Thành phần hoà khí đi vào xilanh động cơ phụ thuộc vào tốc độ dòng khí qua họng, tốc độ xăng qua vòi phun và thông số cấu tạo của họng và vòi phun. Thành phần hoà khí, thể hiện qua hệ số dư lượng không khí $\propto$, sẽ thay đổi theo chế độ làm việc của bộ chế hoà khí. Đặc tính của bộ chế hoà khí dùng để đánh giá sự hoạt động của bộ chế hoà khí dùng để thay đổi chế độ làm việc.

1. Đặc tính của bộ chế hoà khí

Đặc tính là hàm số thể hiện mối liên hệ giữa hệ số dư không khí $\propto$ của hoà khí với một trong các thông số đặc trưng cho lưu lượng của hoà khí được bộ chế hoà khí chuẩn bị và cấp cho động cơ(có thể là lưu lượng không khí G_k, độ chân không ở họng Δp_h hoặc công suất động cơ N_e…) Theo định nghĩa về hệ hệ số dư lượng không khí, ta có:

$$\alpha = \frac{Gk}{Gnl.Lo} \qquad (7.1)$$

Trong đó : - G_k, G_{nl} lưu lượng không khí và nhiên liệu qua bộ chế hoà khí (kg/s);
-L_o lượng không khí lý thuyết dùng để đốt 1kg nhiên liệu(kg/kg nhiên liệu).
Muốn xác định đặc tính của bộ chế hoà khí đơn giản cần phải xác định :

$$G_k = f(\Delta p_h);\ G_{nl} = f(\Delta p_h)$$

qua bộ chế hoà khí đơn giản, sau đó thay vào (7-1) sẽ được đăc tính $\alpha = f(\Delta p_h)$ của nó.

2. *Xác định G_k qua bộ chế hoà khí đơn giản*

Do động cơ hoạt động có tính chu kì nên lưu động của không khí qua họng và xăng qua vòi phun của bộ chế hoà khí có tính dao động rõ rệt, về thực chất đố là các dồng chảy không dừng. Chuyển từ động cơ 4 chu kì sang động cơ 2 kì hoặc tăng số xilanh nối với một bộ chế hoà khí sẽ giảm bớt tính dao động của dòng chảy. Nếu bốn xilanh của động cơ bốn kì hoặc hai xilanh của động cơ hai kì nối với bộ chế hoà khí sẽ không thấy rõ tính dao động của dòng chảy. Vì vậy có thể coi dòng chảy của xăng và không khí trong bộ chế hoà khí như một dòng chảy dừng. Mặt khác độ chân không tại họng bộ chế hoà khí Δp_h thường không quá 2000mm cột nước ($\approx$20kPa) khi động cơ hoạt động ở tốc độ cực đại và mở bướm ga. Như vậy với Δp_h biến động từ 0 đến 20kPa có thể bỏ qua tính chịu nén của không khí và coi lưu lượng của không khí như của chất lỏng không chịu nén. Với một dòng chảy của một lưu chất không chịu nén, qua mặt cắt O-O và H-H, có thể viết phương trình Benoullie dưới dạng sau, nếu coi tốc độ không khí tại miệng vào bộ chế hoà khí $W_0 = 0$ và nếu lược bỏ sai lệch về thế năng giữa hai mặt cắt (mật độ không khí và khoảng cách chiều cao hai tiết diện quá nhỏ) (hình 7.3).

$$\frac{p_o}{\rho_o} = \frac{p_h}{\rho_o} + \frac{W_h^2}{2} + \xi\frac{W_h^2}{2} \qquad (7.2)$$

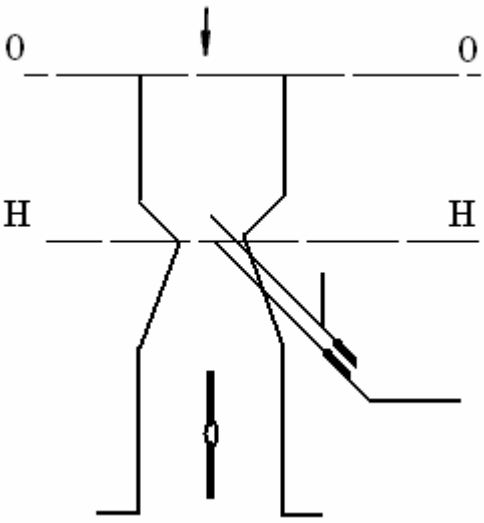
Trong đó : - p_o áp suất khí trời;
- ρ_o mật độ không khí ở áp suất $p_o$và nhiệt độ T_o của khí trời;
-W_h tốc độ không khí qua họng;
- ξ hệ số cản của dòng chảy giữa hai mặt cắt.
Từ (7-2) rút ra:

$$\Delta p_h = \frac{\rho_o W_h^2}{2}(1+\xi)$$

Từ đó tìm được

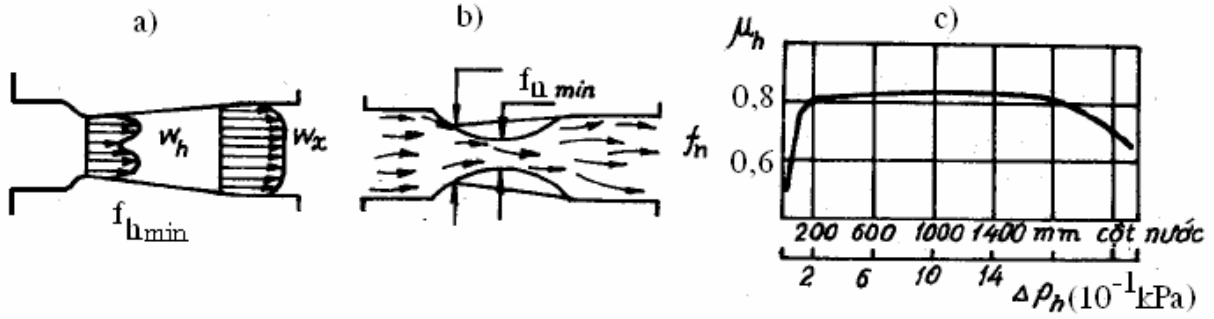
$$W_h = \sqrt{\frac{1}{1+\xi}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_o}\Delta p_h} = \varphi_h \sqrt{\frac{2}{\rho_o}\Delta p_h} \qquad (7.3)$$

Trong đó: φ_h – hệ số tốc độ của họng, φ_h=0,8 ÷ 0,9



Hình 7.3 Sơ đồ tính tốc độ không khí đi qua họng Wh

Hình7.4 giới thiệu sơ đồ phân bố tốc độ không khí tại tiết diện ngang qua của họng. Hình 7.4b, là sơ đồ chuyển động của dòng không khí và sơ đồ bóp dòng khi dòng vượt qua tiết diện hẹp nhất của họng.



Hình 7.4 Lưu lượng không khí qua họng khuếch tán

a- Biểu đồ phân bố tốc độ tại họng và trong không gian hỗn hợp

b- Hiệu ứng bóp dòng khí trong họng

c- Biến thiên của hệ số lưu lượng theo độ chân không ở họng

Sau khi đi qua tiết diện hẹp nhất của họng f_{hmin}, tiết diện thực tế của dòng khí f_{nmin} bị bóp nhỏ ($f_{nmin}<f_{hmin}$), hiện tượng trên được thể hiện qua hệ số bóp dòng $\alpha_b(\alpha_b=\frac{fn\min}{fh\min})$.

Thông thường α_b =0,97-0,99. W_x - tốc độ của dòng khí trong không gian hỗn hợp.

Tích số của φ_h và α_b được gọi là hệ số lưu lượng μ_h của họng: $\mu_h=\varphi_h\alpha_b$.

Như vậy lưu lượng của dòng khí đi qua họng G_k sẽ là: $G_k=\alpha_b.\ f_{nmin}.\ W_h.\ \rho_o$ kg/s

Thay W_h theo(7-3)vào biểu thức trên lấy, $f_h=f_{hmin}$ và $\mu_h=\varphi_h\alpha_b$. sẽ được:

$$G_k=\mu_h f_h\sqrt{2\Delta p_h\rho_o} \qquad (7.4)$$

Thí nghiệm cho biết nếu Δp_h thay đổi trong phạm vi 2-15 kPa , với hình dạng hợp lý của họng thì μ_h thực tế gần như một hằng số. Nếu $\Delta p_h \le 2$kPa thì μ_h sẽ giảm theo Δp_h vì tốc độ dòng khí rất thấp sẽ làm tăng chiều dày lớp biên, do đó làm giảm tiết diện lưu thông thực tế khi giảm Δp_h. nếu $\Delta p_h \ge$ 15kPa , μ_h cũng sẽ giảm nhanh khi tăng Δp_h vì hình dạng họng không còn thích hợp với tốc độ dòng khí lúc ấy đã tạo ra dòng khí quẩn ở sát thành ống phía sau họng , làm giảm hệ số bóp dòng α_h. Nếu họng có hình dạng hợp lý có thể tránh được hiện tượng trên. với loại họng mà độ côn miệng vào khoảng 30^0 và miệng ra khoảng7^0 thường rất thích hợp với lưu động của dòng khí , nếu góc độ miệng vào quá lớn sẽ làm dòng khí va đập ở miệng và tạo ra dòng chảy quẩn, nhưng nếu nhỏ quá sẽ làm tăng chiều dài của họng qua đó làm tăng chiều cao bộ chế hoà khí.

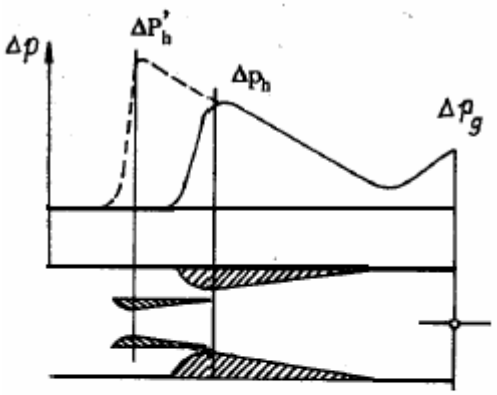
Nếu giảm đường kính họng sẽ làm giảm tỷ số $\frac{\Delta p_h}{\Delta p_g}$ (Δp_g- độ chân không ở khu không gian hỗn hợp sau bướm ga) và tăng sức cản khí động. Muốn tăng tỷ số $\frac{\Delta p_h}{\Delta p_g}$ cần sử dụng bộ chế hoà khí có hai hoặc ba họng lắp nối tiếp, đảm bảo cho tốc độ dòng khí ra khỏi họng nhỏ

xấp xỉ bằng tốc độ lớn nhất của dòng khí trong họng lớn. Trong bộ chế hoà khí ba họng , $\frac{\Delta p_h}{\Delta p_g}$ có thể tăng tới 2,5- 2,6. Dùng bộ chế hoà khí nhiều họng nối tiếp (2,3 họng)có thể giảm lực cản của họng mặc dù tốc độ dòng khí trong họng nhỏ rất lớn, còn chiều cao bộ chế hoà khí cũng tương tự như khi dùng một họng.

Tổng hệ số lưu lượng của bộ chế hòa khí nhiều họng hơi thấp hơn loại một họng , vì vậy tổng tiết diện lưu thông tương đương phải lớn hơn loại một họng, nhờ đó đã giảm được tốc độ trung bình của dòng khí qua họng nhưng mở rộng được giới hạn thay đổi Δp_hđảm bảo μ_h hầu như không đổi.

Hình 7.5 giới thiệu biểu đồ biến thiên của độ chân không dọc đường ống của bộ chế hoà khí hai họng.

Điều kiện sử dụng, công nghệ và vật liệu chế tạo họng thường gây ảnh hưởng đến mức độ làm việc ổn định của họng (giữ cho μ_h= 0,7-0,9). Ví dụ khi dùng các loại họng làm bằng chất dẻo thì chất lượng bề mặt họng thường thay đổi nhanh. Nếu bình lọc khí bị hỏng thì họng bị mòn nhanh. Các bộ chế hoà khí cần được kiểm tra định kỳ trạng thái bề mặt và kích thước họng.



Hình 7.5 Biểu đồ biến thiên độ chân không trong bộ chế hoà khí hai họng

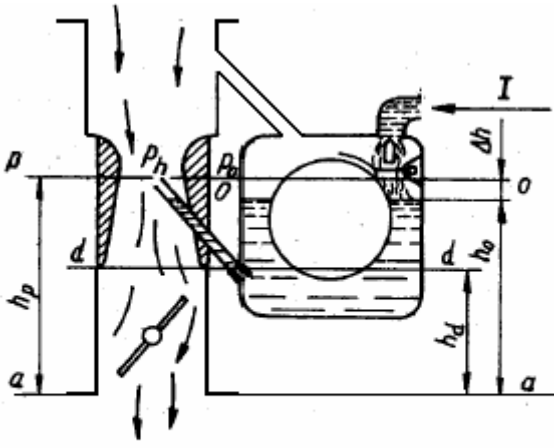
$\Delta P'_h$, ΔP_h - độ chân không ở họng nhỏ và to, ΔP_g - độ chân không sau bướm ga

Biểu thức (7.4) được dựa trên giả thiết coi lưu động của không khí trong bộ chế hoà khí đơn giản như một dòng chảy đừng không chịu nén. Trên thực tế nếu tăng Δp_h>400mm cột nước thì mật độ không khí đi qua họng sẽ giảm dần, tạo nên sai số của biểu thức (7-4) khi coi ρ_o= const. Sai số áy sẽ được hiệu chỉnh qua hệ số lưu lượng μ_h, vì vậy càng tăng Δp_hthì μ_h có khuynh hướng giảm dần.

3. Xác định G_{nl} trong bộ chế hoà khí đơn giản

Hình 7.6 giới thiệu sơ độ tính G_{nl} đi qua jiclơ và vòi phun. Jiclơ có thể đặt ở địa điểm bất kỳ trên đường từ bầu phao tới miệng ra của vòi phun. Miệng ra của vòi phun đặt cao hơn mặt thoáng của xăng trong bầu phao một khoảng Δh=5-8 mm nhằm tránh không cho xăng qua đó trào ra ngoài do mao dẫn hoặc do bộ chế hoà khí ở vị trí nằm nghiêng khi động cơ ngừng hoạt động.

Viết phương trình Bernoullie cho dòng chảy đi qua các mặt o-o và d-d sẽ được:



Hình 7.6 Sơ đồ làm việc của bộ chế hoà khí đơn giản

⟶ Đường xăng

$$Gh_o+\frac{p_o}{\rho_{nl}}=gh_d+\frac{P_g}{P_{nl}}+\frac{W_{dt}^2}{2} \qquad (7.5)$$

Trong đó : h_o, h_d – khoảng cách thẳng đứng từ mặt o-o và d-d tới mặt chuẩn a-a;

ρ_{nl}- khối lượng riêng (mật độ) của xăng ;

P_o, p_d- áp suất tĩnh tại mặt o-o và d-d;

W_{dt}- tốc độ lý thuyết của dòng xăng đi qua mặt d-d(qua jiclơ);

Từ (7.5), xác định W_{dt}:

$$W_{dt}=\sqrt{2\ g(h_o\quad h_d)+\frac{p_o\quad p_d}{\rho_{nl}}}$$

Áp suất tĩnh p_d tại tiết diện d-d được tính qua áp suất p_h như sau:

$$P_d=p_h+g\rho_{nl}(h_o-h_d+\Delta h)$$

Trong đó : $\Delta h= h_p-h_o$ (h_p- chiều cao mặt p-p, mặt ra của vòi phun so với mặt chuẩn a-a).

Thay giá trị p_d vào biểu thức W_{dt} sẽ được:

$$W_{dt}= \sqrt{2.\frac{\Delta p_h - g.\Delta h.\rho_{nl}}{\rho_{nl}}}\ ; \qquad (7.6)$$

Nếu φ_d- là hệ số tốc độ của jiclơ, đánh giá tốc độ của dòng chảy đi qua jiclơ, sẽ được tốc độ thực tế của dòng xăng đi qua jiclơ:

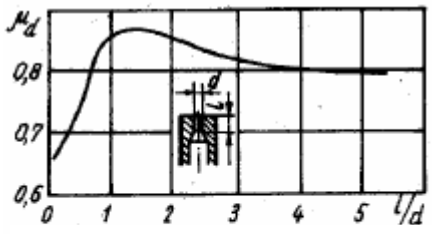
$$W_d= \varphi_d.W_{dt}= \varphi_d\sqrt{2.\frac{\Delta p_h - g.\Delta h.\rho_{nl}}{\rho_{nl}}}\ ; \qquad (7.7)$$

Trong đó α_d là hệ số bóp dòng của xăng đi qua tiết diện f_d của jiclơ, sẽ tính được lưu lượng của xăng qua jiclơ G_{nl}:

$$G_{nl}= W_d.\alpha_d.f_d.\rho_{nl}= \mu_d.f_d\sqrt{2(\Delta p_h - g.\Delta h.\rho_{nl}).\rho_{nl}}\ ; \qquad (7.8)$$

Hệ số lưu lượng $\mu_d= \varphi_d.\alpha_d$ được xác định bằng thực nghiệm và phụ thuộc vào tỷ lệ các kích thước hình học của lỗ(chủ yếu là tỷ lệ l/d, trong đó : l- chiều dài và d- đường kính lỗ), hình dạng mép lỗ, áp suất nhiệt độ và độ nhớt của xăng qua lỗ jiclơ…

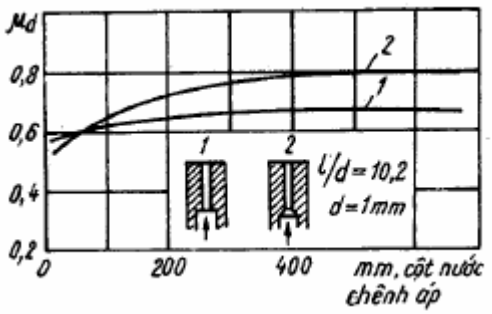
Nếu tăng dần $\frac{l}{d}$ đến 1,3 sẽ làm μ_d tăng nhanh, sau đó giảm nhưng giảm chậm(H 7.7). Vì vậy thường lấy $\frac{l}{d}$= 1,5-2,5, trong phạm vi này μ_d ít thay đổi khi có biến động về ΔP_h.



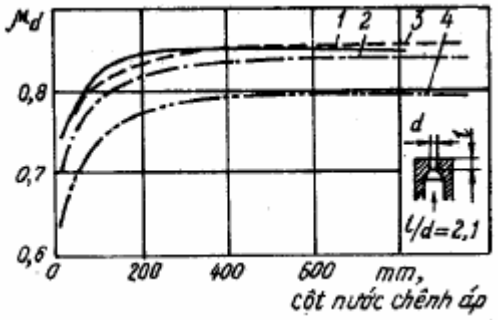
Hình 7.7 Ảnh hưởng tỷ số l/d của Jiclo tới hệ số lưu lượng μ_d

Hình dạng mép dầu vào của jiclơ gây ảnh hưởng lớn của μ_d(H 7.8). Mép vát (đường 2) có μ_d lớn hơn so với mép phẳng (đường 1), mặt khác giá trị của μ_d trong trường hợp mép phẳng rất ít thay đổi về ΔP_h, tuy nhiên loại mép phẳng thường thiếu ổn định trong sử dụng. Vì vậy thường dùng loại mép vát. Ảnh hưởng của loại nhiên liệu tới μ_d của jiclơ mép vát, giữ nhiệt độ nhiên liệu ở 20^{o}c được giới thiệu ở hình 7.9. Từ đó thấy rằng: trong sử dụng thực tế

nếu cho động cơ chạy bằng loại nhiên liệu khác với quy định của nhà sản xuất cần phải điều chỉnh lại chế hoà khí. Tăng nhiệt độ nhiên liệu sẽ làm tăng μ_d đồng thời làm giảm mật độ nhiên liệu ρ_{nl}. Thí nghiệm cho biết, tăng nhiệt độ từ 10 đến 40°c sẽ làm lưu lượng xăng tăng từ 2-3%, còn lưu lượng dầu hoả tăng 6-7%.



Hình 7.8 Ảnh hưởng hình dạng nêm dầu vào jiclơ tới hệ số lưu lượng μ_d



Hình 7.9 Ảnh hưởng của loại nhiên liệu tới μ_d ***ở 20°c***

4. đặc tính bộ chế hoà khí đơn giản

Thay các biểu thức 7.4 và 7.8 vào 7.1 sẽ tìm ra đặc tính của bộ chế hoà khi đơn giản dưới dạng sau:

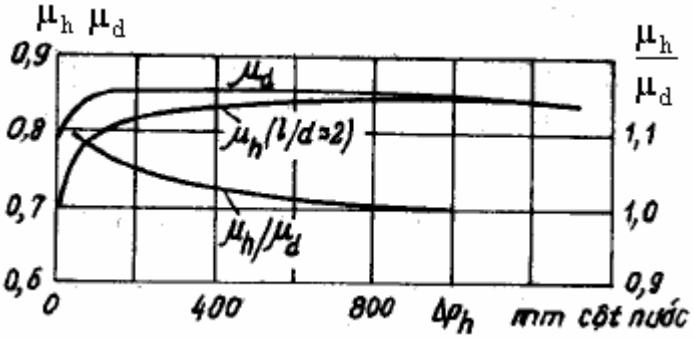
$$\alpha = \frac{1}{Lo}\frac{f_h}{f_d}\frac{\mu_h}{\mu_d}\sqrt{\frac{\rho_o}{\rho_{nl}}}\sqrt{\frac{\Delta p_h}{\Delta p_h - \Delta h\rho_{nl}g}} \qquad (7.9)$$

Trong đó : $\frac{1}{Lo}\frac{f_h}{f_d}\sqrt{\frac{\rho_o}{\rho_{nl}}}$ =const

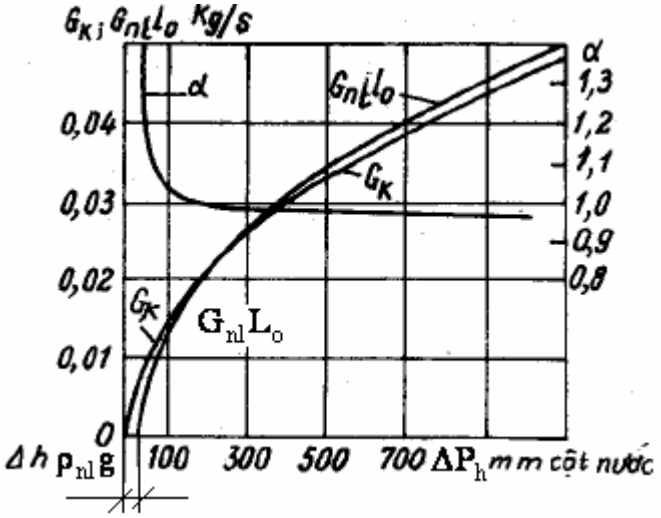
$\frac{\mu_h}{\mu_d}\sqrt{\frac{\Delta p_h}{\Delta p_h - \Delta h\rho_{nl}g}}$ là biến số phụ thuộc Δp_h

Khi tăng Δp_h tăng dần từ $\Delta p_h = \Delta h\rho_{nl}g$ đến độ chân không tuyệt đối thì $\sqrt{\frac{\Delta p_h}{\Delta p_h - \Delta h\rho_{nl}g}}$ giảm từ $+\infty$ xuống sát 1 còn $\frac{\mu_h}{\mu_d}$ cũng giảm dần (H7.10).

Do đó hệ số dư không khí α của hoà khí trong bộ chế hoà khí đơn giản sẽ giảm dần (tức hoà khí đậm dần lên) khi tăng độ chân không ở họng hoặc tăng lưu lượng không khí qua họng (H7.11). Trên thực tế , mật độ không khí giảm dần khi tăng Δp_h trong khi đó ρ_{nl} hầu như không thay đổi , đó là lý do chính làm cho hoà khí đạm dần khi tăng Δp_h.



Hình7.10 Biến thiên của $\mu_{h,}\mu_d$ ***và*** μ_h/μ_d ***theo*** Δp_h



Hình 7.11 đặc tính của bộ chế hoà khí đơn

7.3 ĐẶC TÍNH CỦA BỘ CHẾ HOÀ KHÍ LÝ TƯỞNG

Bộ chế hoà khí lý tưởng cần đảm bảo cho hoà khí có thành phần tối ưu theo điều kiện hoạt động của động cơ. Quy luật thay đổi thành phần tối ưu của hoà khí được xác định qua đặc tính điều chỉnh thành phần hoà 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 Tung độ của đồ thị đặc tính điều chỉnh là suất tiêu hao nhiên liệu g_e (theo % của g_{emiu})và công suất có ích N_e(theo % N_{emax} được xác dịnh bằng thực nghiệm ở tốc độ đã định và mở hết bướm ga). Các đường I (hình 7.12) là kết quả khảo nghiệm khi mở 100% bướm ga; còn các đường II-II và III- III… tương ứng với các vị trí bướm ga nhỏ dần. Hoành độ của đồ thị là α .

Qua đồ thị thấy rằng: với n=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 so với những điểm có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (các điểm 5,6,7 của đường I', II',III'…hoặc 8,9,10 của các đường I.II,III…) ở mọi vị trí bướm ga các điểm đạt công suất cực đại đều có α<1.

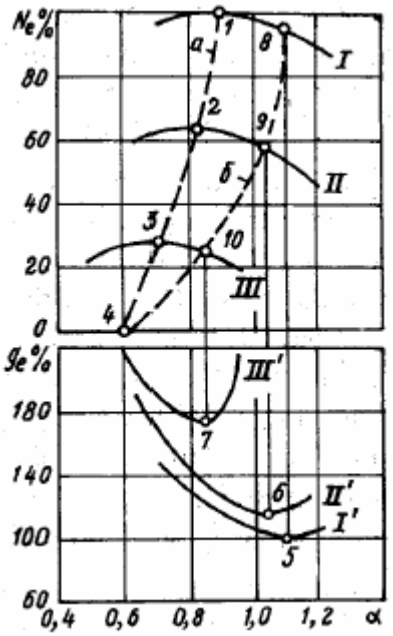
Càng đóng nhỏ bướm ga, α của điểm công suất cực đại càng giảm .

Khi mở 100% bướm ga, suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất xuất hiện tại α=1,1. càng đóng nhỏ bướm ga vị trí xuất hiện g_{emin} càng chuyển về hướng giảm của α , khi đóng bướm ga gần kín giá trị α tương ứng với g_{emin}<1.

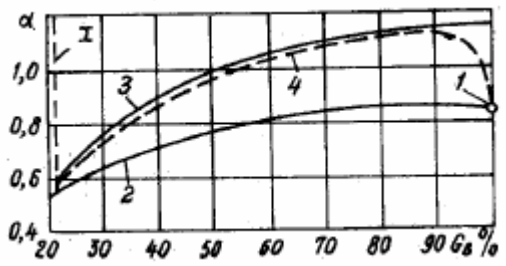
Như vậy khi đóng bướm ga nhỏ dần, muốn có công suất cực đại cũng như muốn có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất đều phải làm cho hoà khí đậm lên. nối các điểm 1,2,3 và các điểm 8,9,10 trên các đường I, II, III sẽ được hai đường a và b thể hiện sự biến thiên của thành phần hoà khí của công suất cực đại (đường a) và suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (đường b)khi mở dần bướm ga. Khu vực giữa hai đường a,b là khu vực có thành phần hoà khí tương đối tốt, cải thiện tính năng kinh tế kỹ thuật của động cơ. Khu vực bên ngoài hai đường sẽ làm giảm công suất và tăng suất tiêu hao nhiên liệu, không được để động cơ hoạt động ở các khu vực này.

Tuỳ theo công dụng và điều kiện hoạt động của động cơ mà thực hiện điều chỉnh để N_e và g_e biến thiên theo thành phần hoà khí α được sát với đường a hoặc dường b . Điểm 4 thể hiện thành phần hoà khí động cơ chạy không tải.

Với một tốc độ đã định , mỗi đường cong I, II hoặc III (I',II',III') đều được đo ở một vị trí của bướm ga và do đó độ chân không ở họng Δp_hcũng như lưu lượng không khí G_k tương ứng với mỗi đường đó đều là hằng số. Như vậy nhờ các đường a,b rất dễ xây dựng sự biến thiên của thành phần hoà khí trên toạ độ α-G_h hoặc α-Δp_h theo công suất cực đại hoặc theo suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất. Hình 7.13 là đồ thị α-G_k thể hiện sự biến thiên của α theo G_k (theo % lưu lượng không khí khi mở hoàn toàn bướm ga) ở chế độ công suất cực đại (đường 2) và suất tiêu hao nhỏ nhất(đường 3).

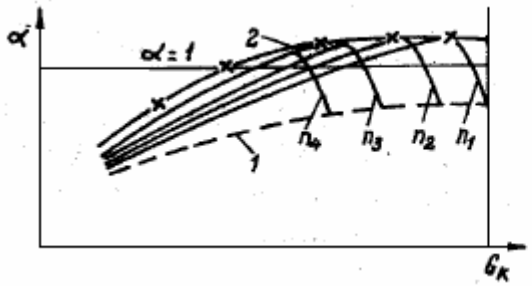


Hình7.12 Các đặc tính điều chỉnh thành phần hoà khí



Hình7.13Đặc tính của bộ chế hoà khí lý tưởng

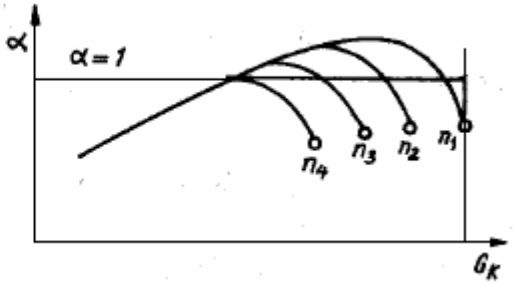
Trong thực tế sử dụng, người ta chỉ đòi hỏi công suất cực đại khi mở 100% bướm ga (điểm 1 hình 7.12 và7.13), còn lại tất cả các vị trí đóng nhỏ bướm ga cần điều chỉnh động cơ hoạt động với thành phần hoà khí đảm bảo tiết kiệm nhiên liệu. Vì vậy mối quan hệ lý tưởng nhất giữa α và G_k sẽ là đường 4 (hình 7.13), đó chính là đặc tính của bộ chế hoà khí lý tưởng khi chạy ở một số vòng quay nhất định.



Hình7.13 Các đặc tính của bộ chế hoà khí lý tưởng ở tốc độ khác nhau ($n_1 \succ n_2 \succ n_3 \succ n_4$)

1-các chế độ $N_{e.max}$khi mở hết bướm ga

2-các chế độ $g_{e.min}$ khi mở hết bướm ga



Hình7.14 Các đặc tính của bộ chế hoà khí hoạt động ở các tốc độ khác nhau

Lặp lại thử nghiệm với số vòng quay khác đều thu được đặc tính lý tưởng mới có dạng tương tự. Vẽ tất cả các đường cong thu được ở các tốc độ quay khác nhau trên một đồ thị (hình 7.13) sẽ được một họ đặc tính của một bộ chế hoà khí lý tưởng. Đường bao của hai họ đặc tính

trên thể hiện các chế độ làm việc tiết kiệm nhất của động cơ ở mọi số vòng quay khi mở hết bướm ga và đường 1 là đường nối các điểm công suất cực đại của họ đặc tính trên ở các số vòng quay khác nhau, khi mở 100% bướm ga.

Trên thực tế, để giảm bớt mức độ phức tạp về mặt cấu tạo của bộ chế hoà khí, người ta dùng một đường trung bình thay cho họ đặc tính lý tưởng α - G_k được xác định qua thực nghiệm trong khu vực có thành phần tiết kiệm nhất đối với mọi tốc độ động cơ.

So sánh đặc tính của các bộ chế hoà khí đơn giản (hình 7.11) và bộ chế hoà khí lý tưởng thấy rằng: bộ chế hoà khí đơn giản không thể chuẩn bị hoà khí cho động cơ với thành phần tốt nhất ở mọi chế độ hoạt động. Do đó muốn hiệu chỉnh để được hình dạng sát với đặc tính của bộ chế hoà khí lý tưởng, thì trên cơ sở bộ chế hoà khí đơn giản cần bổ xung thêm một số cơ cấu và hệ thống đảm bảo thoả mãn các yêu cầu sau:

- Ở chế độ không tải, muốn động cơ chạy ổn định cần có hoà khí đậm ($\alpha \approx 0{,}4$- 0.8), và phải tạo điều kiện để xăng phun tơi, phân bố đều và dễ bay hơi trong khí nạp.

- Khi bướm ga mở tương đối rộng cần cung cấp hoà khí tương đối loãng ($\alpha \approx 1{,}07$-1,15).

- Để đạt công suất cực đại khi mở 100% bướm ga cần đảm bảo $\alpha \approx 0{,}75$- 0,9.

Ngoài ra cần có các yêu cầu phụ, đảm bảo động cơ làm việc tốt trong các chế độ làm việc sau:

- Khi khởi động lạnh cần hoà khí đậm ($\alpha \approx 0{,}3$- 0,4 hoặc đậm hơn) để dễ khởi động.

- Khi cho ôtô bắt đầu lăn bánh hoặc khi cần tăng tốc nhanh phải mở nhanh bướm ga để hút nhiều hoà khí vào xilanh, những lúc ấy thường làm cho hoà khí bị nhạt(do quán tính của xăng nhỏ hơn nhiều so với không khí làm cho tốc độ xăng đi vào động cơ chậm hơn). Vì vậy khi mở nhanh bướm ga cần có biện pháp tức thời phun thêm xăng tới mức cần thiết để hoà khí khỏi nhạt, qua đó rút ngắn thời gian bắt đầu lăn bánh cũng như thời gian tăng tốc độ của ôtô và máy kéo.

Những yêu cầu trên được thực hiện trong các hệ thống phun chính và hệ thống phụ của bộ chế hoà khí.

7.4 HỆ THỐNG PHUN CHÍNH

Đó là hệ thống cung cấp số lượng xăng chủ yếu cho các chế độ có tải của động cơ. Đặc tính lý tưởng của bộ chế hoà khí cho thấy: càng đầy tải (tăng $G_k, \Delta p_h$ hoặc N_e) thì hoà khí phải càng nhạt (α tăng), trừ khi mở 100% bướm ga.Nhưng bộ chế hoà khí đơn giản thì ngược lại, càng tăng Δp_h- hoà khí càng đậm nên α giảm. Như vậy muốn có bộ chế hoà khí hoạt động như bộ chế hoà khí lý tưởng cần cải tạo bộ chế hoà khí đơn giản bằng cách bổ xung thêm một số cơ cấu hoặc hệ thống điều chỉnh thành phần hòa khí, sao cho khi tăng Δp_h, sẽ giảm bớt nhiên liệu hoặc tăng thêm không khí cấp cho động cơ so với bộ chế hoà khí đơn giản, để hoà khí được nhạt dần như đặc tính của bộ chế hòa khí lý tưởng. Cho tới nay người ta thường sử dụng một trong ba biện pháp điều chỉnh thành phần hoà khí sau:

-Giảm chênh áp ở jiclơ chính

-Giảm độ chân không ở họng khuếch tán

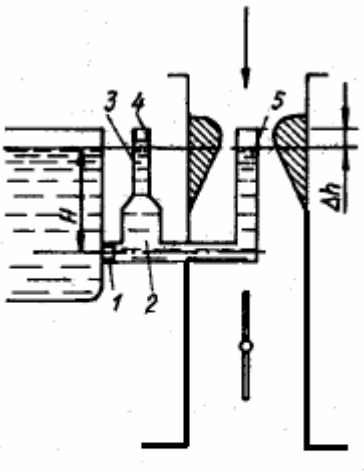
-Điều chỉnh tiết diện lưu thông của jiclơ chính kết hợp hợp với hệ thống không tải .

7.4.1 Điều chỉnh thành phần hoà khí bằng cách giảm chênh áp ở jiclơ chính (hình 7.15)

Xăng từ buồng phao qua jiclơ chính 1 vào không gian 2 rồi từ đó qua vòi phun 5 vào họng . ống không khí 3 nối với không gian 2. Trên miệng ống 3 có jiclơ không khí 4. Khi động cơ hoạt động có tải (bướm ga mở rộng) mà độ chân không ở họng $\Delta p_h \geq (H+\Delta h)\rho_{nl}.g$ thì xăng trong ống không khí 3 được hút hết ; lúc ấy qua jiclơ 1 xăng được hút ra vòi phun và qua jiclơ không khí 4, không khí ngoài trời được hút vào hoà với nhiên liệu trong vòi phun tạo nên các bong bóng xăng rồi phun vào họng bộ chế hoà khí . Trong quá trình ấy không khí ngoài trời qua jiclơ 4 vào không gian 2 sẽ làm giảm chênh áp ở jiclơ chính 1 nhờ đó lưu lượng xăng $G_{nl\ qua\ jiclơ\ 1}$ sẽ nhỏ hơn so với trường hợp bộ chế hoà khí đơn giản có cùng độ chân không Δp_h ở họng ; mức chênh lệch áy càng nhiều khi Δp_h càng lớn. Nhờ đó sẽ làm cho hoà khí cấp cho động cơ được nhạt dần khi tăng Δp_h(hoặc G_k).

Số không khí đi qua jiclơ 4 vào không gian 2 tới vòi phun còn hoà trộn với xăng hút qua jiclơ chính 1 tạo bong bóng xăng. Ra khỏi vòi phun bong bóng xăng dễ được xé tơi gúp xăng bay hơi nhanh và trộn đều với dòng không khí qua họng tạo nên hoà khí có nhiều hàm lượng hơi xăng. Hệ thống này còn có tên là hệ thống dùng không khí để hãm bớt xăng.

Khi thực hiện điều chỉnh muốn được hoà khí có thành phần như bộ chế hoà khí lý tưởng, có thể thay đổi các tiết diện lưu thông của jiclơ chính 1 và jiclơ không khí 4. Do có nhiều ưu điểm, hệ thống này đang được sử dụng rất rộng rãi trong các bộ chế hoà khí hiện nay.



Hình7.16 Sơ đồ hệ thống giảm chênh áp ở giclơ chính

1- giclơ chính, 2- không gian tạo bọt xăng, 3- ống không khí, 4- giclơ không khí, 5- ống phun

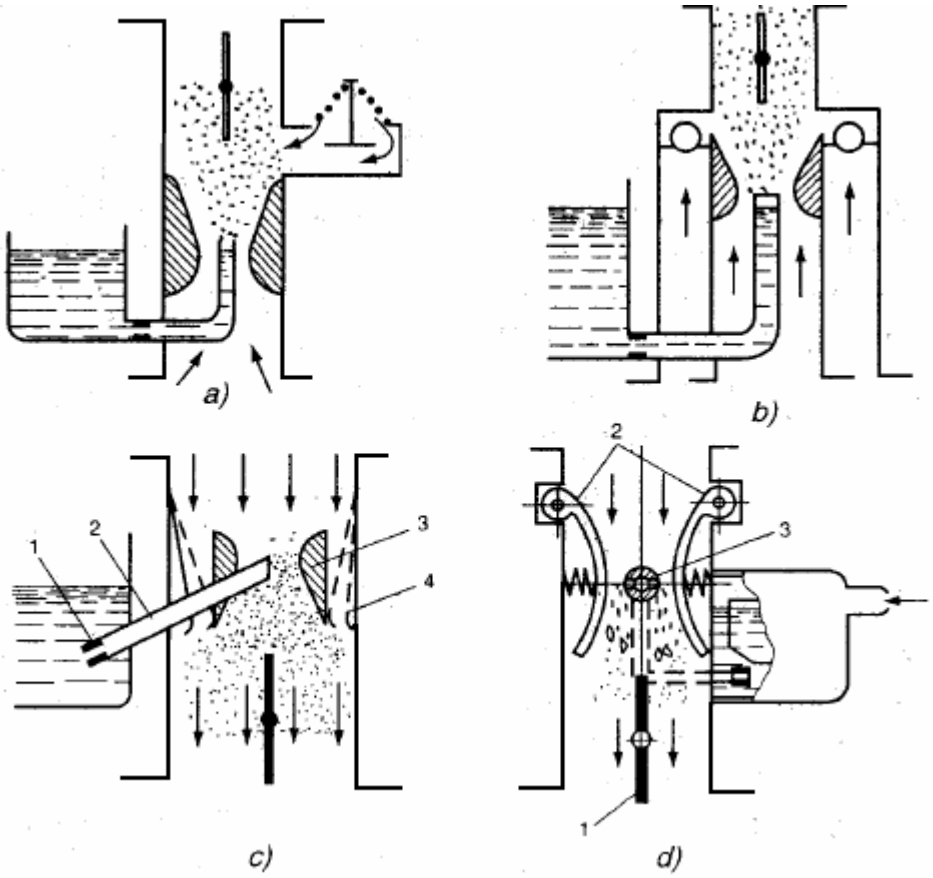
7.4.2 Điều chỉnh thành phần hoà khí bằng biện pháp giảm bớt độ chân không ở họng Δp_h

Biện pháp điều chỉnh được thực hiện theo 1 trong hai cách sau:

- Đưa thêm không khí vào khu vực phía sau họng;
- Tăng tiết diện lưu thông ở họng khi tăng ΔP_h.

Cả hai cách trên đều làm cho độ chân không ở họng ΔP_h tăng lên chậm hơn so với bộ chế hoà khí đơn giản khi tăng G_k trong khi đó lưu lượng nhiên liệu G_{nl} chỉ phụ thuộc vào ΔP_h, do đó nó cũng tăng chậm hơn so với G_k, nhờ đó hoà khí được nhạt dần như bộ chế hoà khí lý tưởng.

Cách thứ nhất: được giới thiệu trên hình 7.17 a,b,c bằng cách đặt một van phụ trên đường nạp tại khu vực khong gian hỗn hợp (hình 7.17 a), cho một phần không khí đi tắt qua van một chiều hình cầu(hình 7.17 c) trên đường bao quanh họng, khi độ chân không ở họng $\Delta P_h \geq \Delta P_{hq}$ - độ chân không quy định ở họng). Từ ΔP_{hq} trở đi, cang tăng ΔP_h, đương thông qua các van và các lo xo đươc láy càng mở rộng, làm tăng số không khí đi tắt vào không gian hoà khí (không qua họng) nên đã hạn chế bớt tốc độ tăng của ΔP_h khi tăng lưu lượng G_k, qua đó làm giảm G_{nl} so vói bộ chế hoà khí đơn giản kết quả sẽ làm được hoà khí nhạt dần theo yêu cầu (hình 7.18).

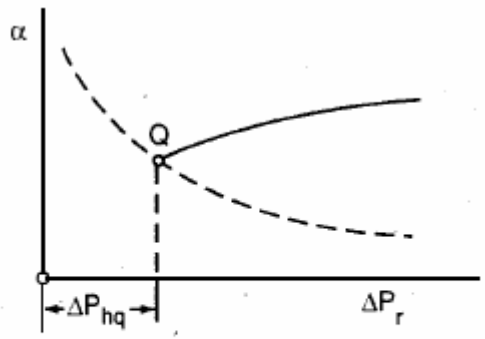


Hình 7.17. Các phương án giảm độ chân không ΔP_h ở họng

A, b, c - dùng van phụ đi tắt, 1- giclơ, 2- vòi phun, 3- họng, 4- lò xo
d- thay đổi tiết diện họng: 1- bướm ga, 2- vòi phun, 3- họng

Ưu điểm chính của cách thứ nhất là có thể giảm bớt đường kính họng nên khi đóng mở bướm ga, tốc độ dòng khí qua họng tương đối cao, nhờ đó xăng từ vòi phun ra được xé tơi tốt.

Khuyết điểm chính là rất khó điều chỉnh để được hoà khí có thành phần tốt nhất ở mọi chế độ có tải vì khó chọn đươc chính xác tiết diện lưu thôngcủa jiclơ, lực đàn hồi của lò xo và khối lượng hợp lý của các van hình cầu. Hoạt động của hệ thống điều chỉnh ổn định, chỉ sau một thời gian ngắn sử dụng, tính đàn hồi của các lò xo đã thay đổi (các lò xo dễ bị kẹt vì keo bụi của xăng và không khí), mặt khác các chi tiết chuyển động đa hệ thống thường làm cho bộ chế hoà khí hoạt động chính xác. Ngày nay rất ít dùng biện pháp này.



Hình 7.18 đặc tính của bộ chế hoà khí khi điều chỉnh độ chân không ở họng

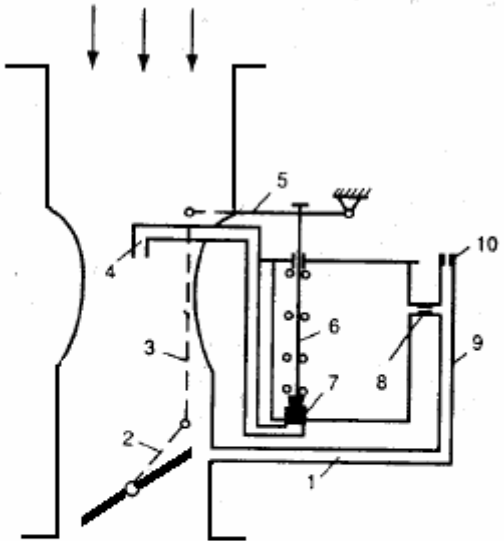
Cách thứ hai: được thể hiện trên hình 7.17d. Càng mở rộngbướm ga, các cánh tạo thành họng càng mở rộng làm tăng tiết diện lưu thông của hởng khu vực đặt vòi phun 3, khiến mức độ tăng của dòng khí qua họng, mức tăng của ΔP_h vàc của G_{nl} đều chậm hơn so với mức tăng của G_k, nhờ đó làm cho hoà khí được nhạt dần theo mong muốn, khi tăng G_k.

7.4.3. Điều chỉnh thành phần hoà khí bằng cách điều chỉnh tiết diện lưu thông của jiclơ chính kết hợp với hệ thống không tải

Trong hệ thống có đường xăng không tải 1, jiclơ 8 và van kim 6 (hình 7.19). ở chế độ khong tải bướm ga đóng nhỏ, ΔP_grất nhỏ không thể hút xăng ra vòi phun 4. Lúc ấy độ chân không ở khu vực sau bướm ga ΔP_g rất kớn chuyền vào các đương 1, 9 hút xăng qua jiclơ 8 và không khí qua jiclơ 10 vào ống 9, ở đây chúng hoà chộn vào nhautạo bang xăng rồi được hút qua đường 1 vào không gian sau bướm ga.

Hệ thống không tải ở đây không chỉ hoạt động ở chế độ không tải mà vẫn làm việc ở chế độ ít tải và tải trung bình. Tải nhỏ và tải trung bình qua jiclơ 7 cấp ít xăng cho vòi phun 4, vì van kim 6 được lò xo ép xuống ngăn đường thông của jiclơ 7.

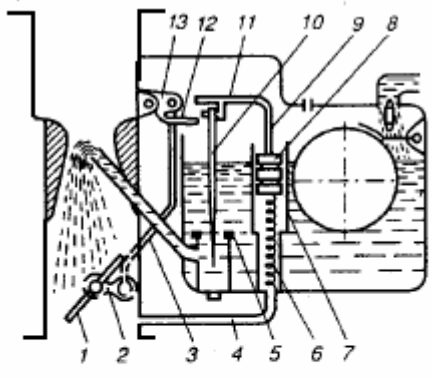
Khi tăng tải bướm ga mở rộng dần khiến độ chân không sau jiclơ ΔP_g giảm dần và số xăng hút qua đường không tải 9, 1 cũng giảm theo. Trong quá trình ấy jiclơ 7 cũng được mở rộng dần, nhờ tay gạt 2 , thanh kéo 3 và thanh ngang 5 nhấc mở kim 6 làm tăng lưu lượng xăng qua jiclơ 4 , nhờ đó hoà khí vào xylanh không bị nhạt quá.lựa chọn hình dạng hợp lý của van kim và tiết diện lưu thông của các jiclơ 7,8,10 sẽ được hoà khí có thành phần tiết kiệm nhất ở các chế độ tải vừa và tải nhỏ. Cơ cấu dẫn động van kim kiểu cơ khí như hình 7.19 có nhược điểm chính là: tiết diện lưu thông của jiclơ 7 chỉ phụ thuộc vào vị trí bướm ga, vì vậy với một vị trí bướm ga, nếu cho thay đổi tốc độ thì Δp_hvàΔp_g sẽ thay đổi, đòi hỏi tiết diện jiclơ 7 phải thay đổi theo. Biện pháp dẫn động cơ khí không thực hiện được yêu cầu này. Với hệ thống dẫn động chân không sẽ khắc phục được nhược điểm trên vì lúc ấy độ mở van kim chỉ phụ thuộc Δp_g, tức chỉ phụ thuộc cả vị trí bướm ga và tốc độ động cơ.



Hình 7.19 Hệ thống điều chỉnh tiết diện giclơ chính kết hợp với hệ thống không tải.

1, 9- ống dẫn chân không, 2- taz gạt, 3- thanh kéo, 4- vòi phun, 5- thanh ngang, 6-van kim, 7, 8, 10- giclơ

Hiện nay người ta thường dùng hệ thống dẫn động hỗn hợp (cơ khí lẫn chân không hình7.20). Khi mở bướm ga 1, van kim 8 được nâng lên nhờ hệ tay đòn 2,3,12 và 13. Ở một vị trí bướm ga nếu giảm tốc độ động cơ, sẽ làm giảm Δp_g, nên nó không đủ sức hút piston chân không 9 khiến lò xo 6 đẩy piston 9 và qua cần 11 nhấc kim 8 lên làm tăng diện tích lưu thông qua jiclơ 5 nên hoà khí đậm hơn. Nếu tăng tốc động cơ sẽ làm tăng Δp_g đủ sức hút piston 9 và van kim 10 đi xuống tới vị trí chặn của tay đòn 12 đối với cần 11, trường hợp này vị tí van kim chỉ phụ thuộc vị trí bướm ga, nhờ tác dụng chặn của tay đòn 12.



Hình 7.20 Sơ đồ hệ thống điều chỉnh tiết diện giclơ chính dẫn động hỗn hợp

1- bướm ga, 2, 12, 13- tay đòn, 3 thanh kéo, 4- ống truzền độ chân không, 5- giclơ, 6- lò xo, 7- xy lanh, 8- piston

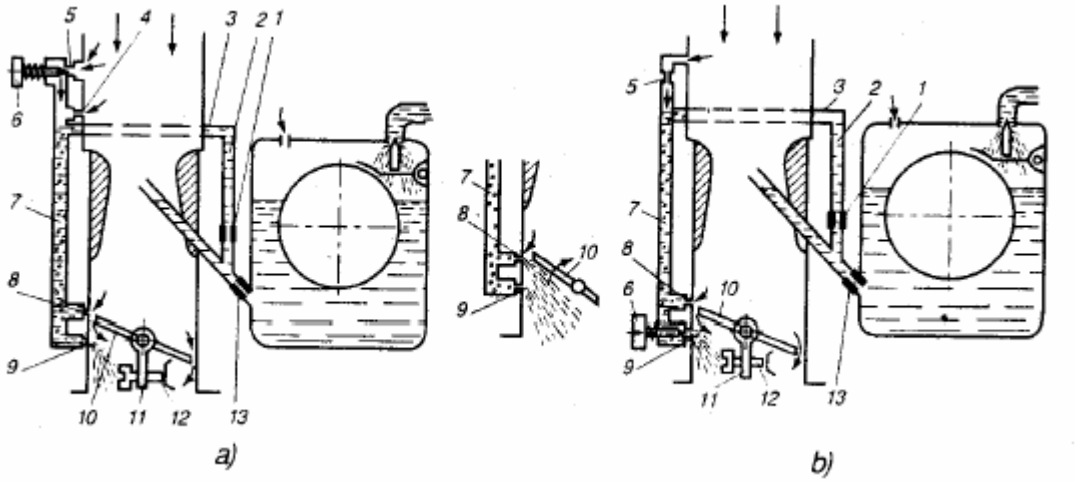
Nhìn chung hệ thống điều chỉnh tiết diện lưu thông của jiclơ chính kết hợp với hệ thống không tải có nhiều khuết điểm, chủ yếu là hàm lượng hơi trong hoà khí vì không có bong bóng xăng phun qua vòi phun chính, mặt khác van kim khó chế tạo chính xác trong sử dụng lại chóng mòn, vì vậy ngày nay ít dùng trên ôtô.

7.5 CÁC HỆ THỐNG VÀ CƠ CẤU PHỤ CỦA BỘ CHẾ HOÀ KHÍ

Để tạo thành phần hoà khí có thành phần phù hợp với mọi chế độ hoạt động của động cơ, ngoài hệ thống phun chính các bộ chế hoà khí hiện nay đều có thêm các hệ thống phụ sau: hệ thống không tải, hệ thống làm đậm(còn gọi là hệ thống tiết kiệm), bơm tăng tốc, cơ cấu khởi động và các cơ cấu khác.

7.5.1 Hệ thống không tải

Ở chế độ không tải, bướm ga hầu như đóng kín, độ chân không ở họng Δp_h giảm xuống chỉ còn vài mm cột nước, nên không thể hút xăng ra vòi phun chính (hình 7.21a,b). Lúc ấy, trong xy lanh có hệ số khí sót γ_r rát lớn, muốn cho động cơ chạy ổn định, đòi hỏi phải có hoà khí đậm ($\alpha \approx 0{,}6$). Muốn vậy người ta sử dụng độ chân không sau bướm ga Δp_g (đạt tới 400mm cột nước hoặc lớn hơn), cho truyền qua lỗ 9 vào đường không tải 7, 3 để hút xăng từ buồng phao qua các jiclơ 13, 1 vào hoà trộn với không khí được hút qua jiclơ không khí 4,5 tạo thành bong bóng xăng trong đường không tải 7. Sau đó bong bóng xăng được hút qua lỗ 9 vào không gian sau bướm ga, hoà trộn với không khí đi qua khe hở nhỏ giữa mép ống ga và thành ống hút tạo nên hoà khí cấp cho xylanh động cơ. Lỗ 8 được đặt cao hơn mép bướm ga khi bướm ga đóng kín tức là nằm trong vùng áp suất khí trời nên bong bóng xăng chỉ hút qua lỗ 9 còn lỗ 8 để hút không khí phía trước bướm ga vào hoà trộn với bong bóng xăng trong đường không tải rồi cùng được hút qua lỗ 9 vào đường nạp, lỗ 8 có tác dụng ngăn không để hoà khí qúa nhạt khi chuyển từ chế độ không tải chậm sang chế độ không tải nhanh vì lúc ấy bướm ga đã mở rộng hơn khiến lỗ 8 nằm ở khu vực sau bướm ga có độ chân không Δp_g nên nó chuyển thành lỗ hút bong bóng xăng từ đường không tải vào lỗ nạp giống như lỗ 9. nhờ đó hoà khí có thành phần phù hợp để chuyển qua chế độ có tải một cách êm dịu.



Hình 7.21 Hệ thống không tải.

1- giclơ không tải, 2, 3, 7- đường thông, 4,5 – lỗ thông khí, 6- vít điều chỉnh, 8- lỗ không tải, 9- lỗ phun, 10- bướm ga, 11- tay gạt, 12- vít tỳ, 13- giclơ chính

Vít 6 dùng để điều chỉnh thành phần hoà khí của chế độ không tải. Có thể đặt vít 6 ở lỗ không khí 5 (hình 7.21.a), trường hợp này có tác dụng tăng hoặc giảm số lượng không khí vào đường không tải, qua đó làm giảm độ chân không ở đây và làm thay đổi lượng xăng hút qua jiclơ không tải 1. Nếu đặt vít 6 ở lỗ 9 (hình 7.21b) sẽ làm thay đổi lượng bong bóng xăng phun qua lỗ 9 vào không gian hỗn hợp , đồng thời cũng làm thay đổi chút ít độ chân không trong đường không tải.

Phương án trên hình 7.21a rất ít dùng vì nếu làm nhạt hoà khí ở chế độ không tải chậm, sẽ làm cho hoà khí tiếp tục nhạt khi chuyển qua chế độ có tải, còn nếu làm cho hoà khí đậm ở chế đọ không tải chậm sẽ gây tốn xăng và làm loãng dầu bôi trơn…

ưu điểm của phương án trênhình 7.21b là ở chỗ chỉ điều chỉnh thành phần hoà khí ở chế độ không tải chậm và hoà khí chỉ đậm trong giới hạn cho phépcủa tiết diện jiclơ không tải.

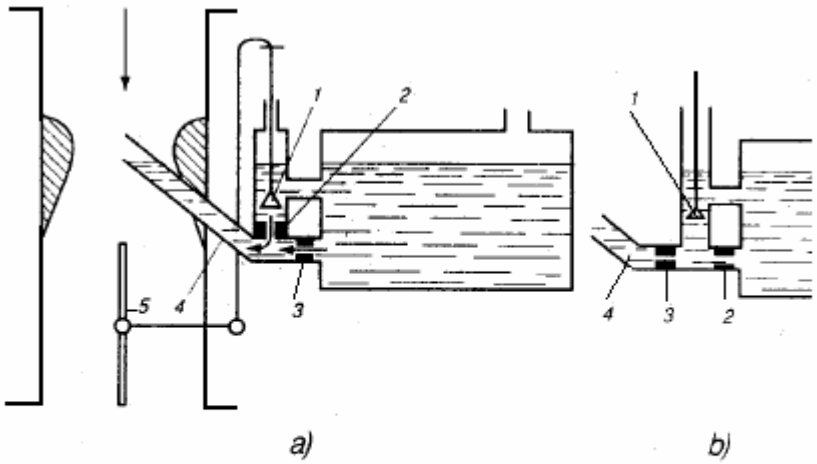
Muốn cho động cơ chạy ổn định ở chế độ không tải chậm cần phỉa điều chỉnh từ từ và điều chỉnh xen kẽ các vít 6 và vít tỳ 12 (vít hạn chế mức độ đóng nhỏ bướm ga ở chế độ không tải chậm) khi động cơ chạy không tải.

7.5.2 Hệ thống làm đậm (hệ thống tiết kiệm)

Đó là hệ thống đảm bảo cho hoà khí có thành phần đậm cần thiết để động cơ phát công suất cực đại khi mở hết bướm ga. Nhờ hệ thống làm đậm, lưu lượng xăng cấp cho động cơ G_{nl} sẽ tăng ở chế độ công suất cực đại (mở hết bướm ga) và G_{nl} sẽ giảm khi bướm ga đóng nhỏ để chạy ở chế độ tiết kiệm nhất. Vì vậy hệ thống làm đậm còn được gọi là hệ thống tiết kiệm. Lượng xăng làm đậm đi qua jiclơ làm đậm đặc song song hoặc nối tiếp với jiclơ chính.

Phương án đặt song song (hình7.22 a) có: jiclơ chính 3 và jiclơ làm đậm 2, khi mở 100% bướm ga, nhờ hệ thống truyền động cơ khí kéo van 1 mở thông jiclơ 2, bổ xung thêm khoảng 10-15% xăng đi qau jic lơ 2 vào vòi phun để cấp cho động cơ. Khi đóng kín jiclơ làm đậm (ở tải vừa và nhỏ), jiclơ chính đảm bảo hoà khí có thành phần tiết kiệm nhất.

Trong phương án lắp nối tiếp (hình7.22b), nhiên liệu từ buồng phao lần lượt qua jiclơ làm đậm 2 và jiclơ chính 3 tới vòi phun, khi mở hết bướm ga van 1 mở, một phần xăng đi tắt qua van này tới jiclơ chính 3 vào vòi phun 4, giảm bớt cản của dòng xăng tới jiclơ chính nhờ đó làm tăng lưu lượng xăng và làm đậm hoà khí, tiết diện jiclơlàm đậm trong trường hợp này, lớn hơn jiclơ chính. Kết quả thực nghiệm cho thấy khi xăng qua hai jiclơ như nhau lắp nối tiếp, lưu lượng sẽ giảm 20%. Nếu muốn lưu lượng xăng giảm bớt 15-20%, jiclơ làm đậm phải lớn hơn jiclơ chính khoảng 1,33-1,5 lần.

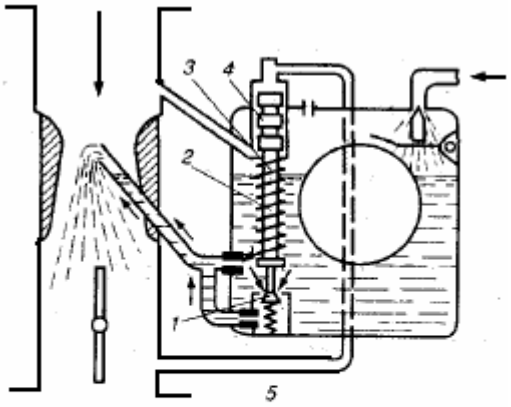


Hình7.22 Hệ thống làm đậm dẫn động cơ khí

a) lắp song song, b) lắp nối tiếp
1- van, 2- giclơ làm đậm, 3- gic lơ chính, 4- vòi phun, 5- bướm ga

Dẫn động van 1 của phương án hình 7.22 là dẫn động cơ khí. Hình 7.23 là phương án dẫn động chân không nhờ piston 4 và cần 2. Khi động cơ hoạt động ở tải nhỏ và trung bình bướm ga đóng một phần, độ chân không bướm ga Δp_g tương đối lớn truyền qua đường 5 hút piston 4 ép lò xo 3 để cần 2 không tỳ lên van 1 đóng kín lỗ thông. Khi mở rộng bướm ga, Δp_g giảm, lực lò xo trở nên lớn hơn lực hút piston, khiến cần 2 bị đẩy xuống mở đường thông của van 1bổ xung xăng làm đậm tới jiclơ chính và vòi phun. Thời điểm mở van dẫn số 1 của phương án dẫn động chân không được bắt đầu khi Δp_g đạt khoảng 70-80mm cột thuỷ ngân.

Điểm khác biệt cơ bản của phương án dẫn động chân không so với phương án dẫn động cơ khí là ở vị trí bướm ga khi hệ thống làm đậm hoạt động, phương án dẫn động chân không điều chỉnh cho hệ thống làm đậm ở các vị trí bướm ga hoạt động khác nhau tuỳ theo tốc độ động cơ, động cơ chạy càng chậm, hệ thống làm đậm bắt đầu hoạt động ở các vị trí đóng bướm ga càng nhỏ, nhờ tác dụng tốt đối với tính năng tăng tốc của xe. Thông thường hệ thống bắt đầu hoạt động khi $\Delta p_g \approx$60-100mm cột thuỷ ngân, như vậy khi bướm ga mở 100% hệ thống dẫn động chân không sẽ hoạt động ở mọi tốc độ động cơ.

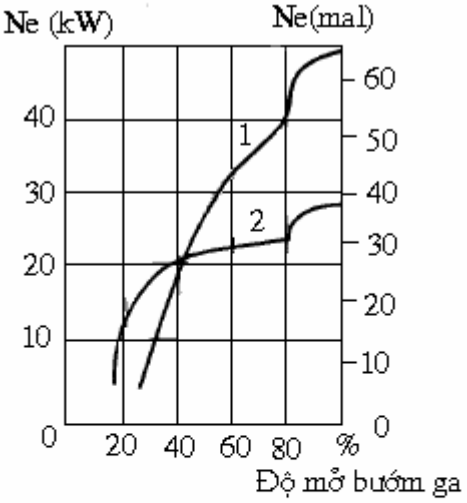


Hình 7.23 Hệ thống làm đậm dẫn động chân không

1- van làm đậm, 2,4 – cần và piston, 3- lo xo, 5- ống

Nhược điểm chính của phương án dẫn động chân không là cấu tạo hơi phức tạp, khó điều chỉnh khi sử dụng, có yêu cầu cao đối với độ kín khít của hệ thống, khi độ mòn của piston 4 thay đổi thì giá trị của Δp_g khiến hệ thống bắt đầu hoạt động sẽ thay đổi theo.

Ở phương án dẫn động cơ khí, jiclơ chỉ làm việc tại vị trí mở nhất định của bướm ga không phụ thuộc tốc độ động cơ, mặc dầu biến thiên về công suất theo độ mở của bướm ga rất khác biệt khi chạy ở tốc độ khác nhau. Ở n= 2000vòng/phút, hệ thống làm đậm bắt đầu hoạt động khi công suất còn đang tăng (đường 1 hình 7.24), nhưng ở n= 100 vòng/phút hệ thống chỉ hoạt động sau một vài khoảng dài kể từ vị trí của bướm ga làm cho công suất hầu như không đổi (đường 2).



Hình 7.24. Biến thiên về công suất của động cơ theo độ mở của bướm ga

1- n = 2000 v/phut
2- n = 1000 v/phut

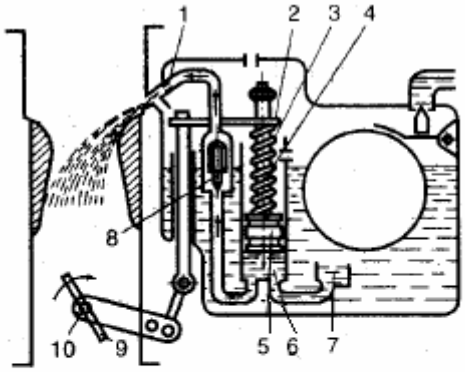
Nhiều bộ chế hoà khí dùng cả hai loại dẫn động cơ khí và dẫn động chân không nhằm sử dụng ưu điểm và khắc phục nhược điểm của cả hai loại.

Bộ chế hoà khí xe máy cũng có hệ thống làm đậm, để cấu tạo đơn giản, thay vào đó người ta thường sử dụng hình của van kim để hoà khí được làm đậm khi mở hết bướm ga.

Động cơ xăng lắp trên xe du lịch rất ít khi dùng hệ thống làm đậm vì mục đích giảm bớt ô nhiễm môi trường trong thành phố(hoà khí đậm sẽ tạo nhiều khí độc hại). Để cải thiện tính năng động lực học của xe du lịch người ta thường dùng công suất dự trữ của động cơ.

7.5.3. Bơm tăng tốc (hình 7.25)

Muốn cho tải hoặc tốc độ tăng nhanh, phải mở bướm ga đột ngột, do cản trên đường nạp giảm, nên không khí ngoài trời tràn vào nhanh làm tăng Δp_h ở họng và tốc độ xăng qua jiclơ W_d. Vì quán tính của xăng lớn hơn quán tính của không khí gần 1000 lần nên lưu lượng xăng G_{nl} tăng chậm hơn lưu lượng không khí G_k. Mặt khác do không khí tràn vào nhiều làm tăng áp suất giảm nhiệt độ trong không gian hoà trộn khiến xăng khó bay hơi và đọng thành màng trên thành ống nạp, kết quả làm cho hoà khí bị nhạt rất nhanh trong giai đoạn đầu mở đột ngột bướm ga, gây khó cháy thậm chí còn bỏ lửa. Muốn cải thiện tình trạng trên cần phải phun thật nhanh một lượng xăng bổ xung vào một lượng xăng cho hoà khí nhạt kể trên, giúp hoà khí được đậm bình thường, việc này thực hiện nhờ bơm tăng tốc.

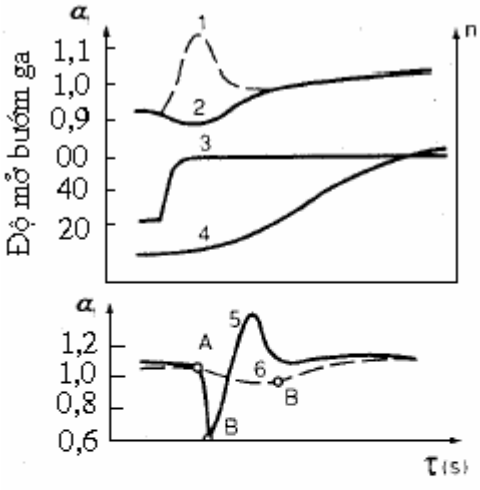


Hình 7.25. Bơm tăng tốc dẫn động cơ khí

1- gic lơ tăng tốc, 2- thanh ngang, 3- lò xo, 4- cần piston, 5- piston, 6- xy lanh, 7- van lá, 8- van kim, 9- tay gạt, 10- bướm ga

Dẫn động bơm tăng tốc thường dùng dẫn động cơ khí hoặc chân không và thường được kết hợp với hệ thống làm đậm.

Bơm tăng tốc dẫn động cơ khí(hình 7.25) gồm có: lò xo 3 lồng vào cần 4 của piston 5, mặt dưới lò xo tỳ lên vai piston còn mặt trên tỳ vào thanh ngang 2 của tay đòn nối với tay gạt 9 của bướm ga 10. Ở vị trí đóng mở bướm ga, thông qua hệ tay đòn, thanh ngang 2 kéo piston lên trên. Xăng từ buồng phao qua của van 7 vào chứa đầy xi lanh 6 lúc ấy van 7 bịt kín lỗ thông vào buồng phao. Dòng xăng từ xi lanh đẩy mở van kim 8, phun qua jiclơ tăng tốc 1 vào họng bộ chế hoà khí đảm bảo làm đậm chế hoà khí khi tăng tốc. Nếu chỉ mở bướm ga một cách từ từ thì xăng trong xi lanh 6 sẽ lọt qua van 7 và qua kẽ hở giữa piston 5 và xi lanh 6 quay về buồng phao. Do hoà khí bị nhạt nhất vào lúc bắt đầu mở đột ngột bướm ga nên phải đặt vị trí tay đòn 9 sao cho piston có hành trình lớn nhất vào lúc bắt đầu mở đột ngột bướm ga.



Hình 7.26. Biến thiên của α, độ mở của bướm ga và số vòng quay của động cơ trong thời gian tăng tốc

1- không làm đậm, 2- có làm đậm, 3- độ mở bướm ga, 4- tốc độ động cơ, 5- truyền động cứng với piston, 6- truyền động qua lò xo, a- bắt đầu phun, b- kết thúc phun

Truyền động từ thanh ngang 2 tới piston được thông qua lò xo 3, 1-2 giây (đường 6 hình 7.26b) tránh cho hoà khí khỏi đậm lên đột ngột (đường 5 hình 7.26b).

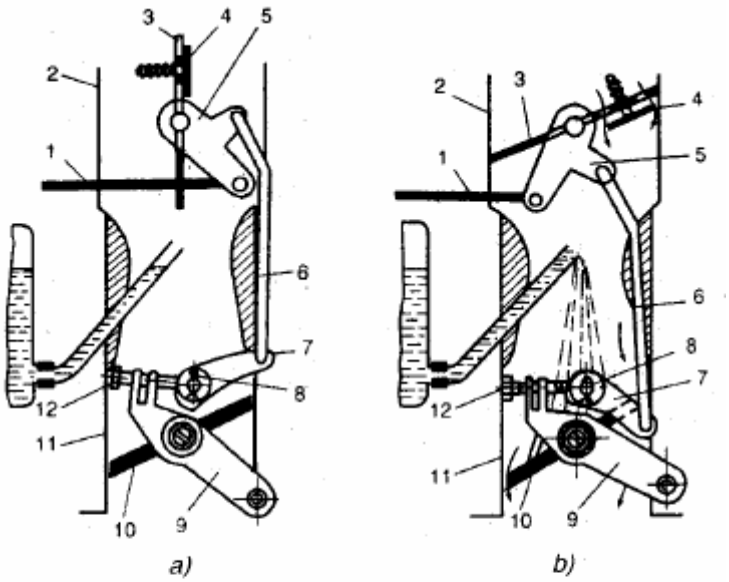
Khi trời càng lạnh phải cung cấp càng nhiều xăng tăng tốc, vì vậy khi trời lạnh nối tay đòn vào lỗ ngoài của tay gạt.

Bơm tăng tốc cũng còn được dẫn động bằng chân không tương tự như giới thiệu ở hệ thống làm đậm, tuy nhiên chúng ít được sủ dụng vì hoạt động chậm không kịp thời.

Trong động cơ xe máy, do đường nạp và đường thải rất ngắn nên hoà khí ít bị nhạt khi mở bướm ga đột nhột, vì vậy không dùng bơm tăng tốc.

7.5.4 Hệ thống khởi động

Lúc khởi động, tốc độ động cơ rất thấp (n≈ 50-100 vòng/phút), tốc độ dòng khí qua họng và Δp_h đều rất thấp, nên vòi phun cung cấp rất ít xăng. Mặt khác khi đó máy lạnh xăng khó bay hơi nên hoà khí đi vào động cơ thành phần rất loãng, khó cháy nên khó khởi động. Muốn khởi động dễ dàng trường hợp trời lạnh, cần phải cấp hoà khí đậm($\alpha \approx 0,3$-0,4)đảm bảo thừa xăng để thành phần nhẹ trong xăng kịp bay hơi tạo nên hoà khí dễ cháy khi khởi động.Thường dùng bướm gió (hình 7.27) lắp ở miệng vào của bộ chế hoà khí làm đậm cơ cấu chính của hệ thống khởi động. Khi khởi động đóng kín bướm gió (hình 7.27b), lúc đó mặt cam trên tay gạt 7, thông qua vít tỳ 12, đẩy bướm ga nhích mở so cới vị trí không tải chuẩn. Khi quay động cơ để khởi động, số khí nén trên đường nạp được hút vào xi lanh làm cho độ chân không trên suốt đường nạp và tại họng bộ chế hoà khí tăng nhanh, do đó các vòi phun chính và không tải đều hoạt động làm cho hoà khí đậm hẳn lên. Để ngăn không cho hoà khí quá đậm khi động cơ đã nổ mà chưa kịp mở bướm ga, trên bướm có van an toàn 4 và lò xo. Độ chân không trong ống nạp tự động hút mở van 4 bổ xung không khí giúp hoà khí có thành phần nằm trong giới hạn cháy.



Hình7.27 Sơ đồ cơ cấu khởi động

a- vị trí không khởi động, b- vị trí khởi động
1-thanh kéo, 2- cửa vào chế hoà khí, 3- bướm gió, 4- van an toàn, 5, 7, 9 – tay gạt, 6- họng khuếch tán, 8- cam, 10- bướm ga, 11- thành ống, 12- vít tỳ

Bướm gió chỉ được đóng lúc khởi động và chạy không tải nhanh, các chế độ khác của động cơ bướm gió mở hoàn toàn.

7.6 CÁC CƠ CẤU VÀ HỆ THỐNG KHÁC CỦA BỘ CHẾ HOÀ KHÍ

Tuỳ theo điều kiện sử dụng, bộ chế hoà khí còn có các cơ cấu và hệ thống khác nhau:

- Hiệu chỉnh theo độ cao so với mặt biển;
- Hiệu chỉnh theo trạng thái nhiệt động cơ;
- Hiệu chỉnh không tải nhanh;
- Hiệu chỉnh không tải cưỡng bức;
- Hạn chế tốc độ cực đại;

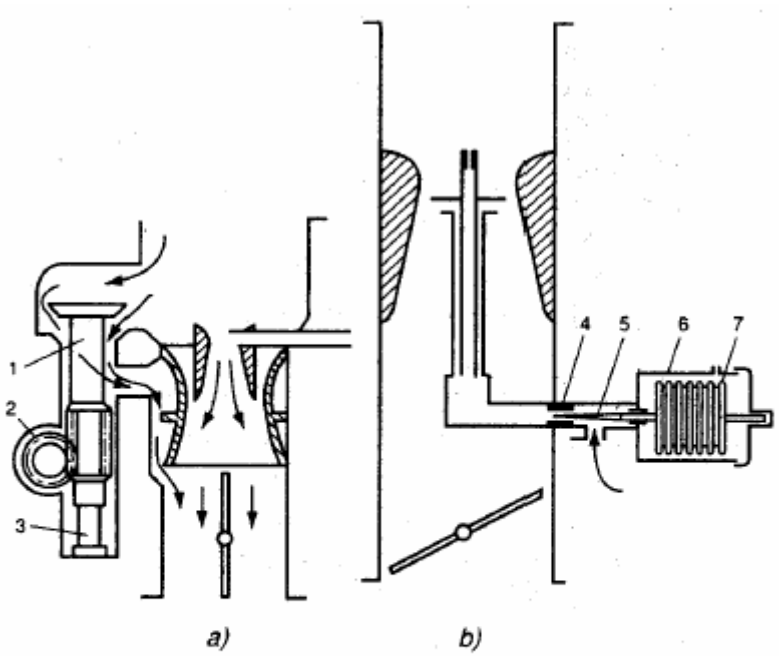
7.6.1. Cơ cấu hiệu chỉnh theo độ cao (so với mặt biển)

Biểu thức (7-9) chỉ rằng: hệ số dư lượng không khí α tỷ lệ thuận với $\sqrt{\frac{\rho_{oz}}{\rho_o}}$. Ở vùng cao mật độ không khí $\rho_{oz} < \rho_o$ (mật độ khí mặt biển). Biến thiên của ρ_{oz} theo độ cao sau:

$\rho_{oz} = \rho_o(1\text{-}0{,}000022569Z)^{0,4263}$

Trong đó: Z- độ cao so với mặt biển (m); Z càng lớn, ρ_{oz} càng nhỏ.

Như vậy khi hoạt động ở vùng cao nếu không có cơ cấu hiệu chỉnh, bộ chế hoà khí sẽ cấp hoà khí đậm hơn so với khi hoạt động ở độ cao mặt biển, gây tốn xăng và hại máy, người ta thường thực hiện hiệu chỉnh theo hai phương án:



Hình 7.28 Cơ cấu điều chỉnh theo độ cao Z

A) không cho đi tắt, b) hạn chế bớt lỗ gic lơ chính
1- van; 2- bánh răng điều chỉnh; 3- xupáp; 4- giclơ chính; 5- kim; 6- vỏ hộp xếp; 7- hộp xếp

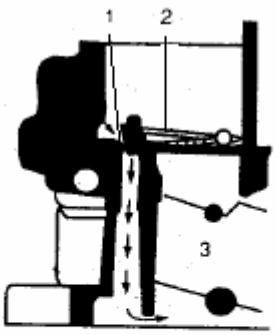
- Mở đường cho không khí đi tắt vào không gian hoà trộn không qua họng (hình 7.28).
- Hạn chế bớt tiết diện của jiclơ chính bằng cơ cấu hộp xếp. Khi giảm áp suất ngoài trời hộp xếp bung ra, kim 5 sẽ bịt bớt lỗ jiclơ chính (hình 7.28b).

7.6.2. Hiệu chỉnh không tải

Lưu lượng không khí vào xi lanh tỷ lệ nghịch với căn bậc hai của nhiệt độ dòng khí nạp:

($G_{kx} = G_{ko}\sqrt{\frac{T_o}{T_{âT}}}$; T_o- nhiệt độ chuẩn; T_x – nhiệt độ thực tế của khí nạp).

Nếu nhiệt độ tăng cao sẽ làm tăng lượng xăng bay hơi trên bề mặt thoáng buồng phao. Qua ống nối không gian sau bình lọc khí với buồng phao (ống cân bằng áp suất) hơi xăng phía trên mặt thoáng buồng phao bổ xung vào buồng nạp khiến hoà khí đậm lên (lưu lượng không khí càng ít khiến hiện tượng trên càng trầm trọng). Những ngày nắng nóng, khi động cơ đang chạy ở chế độ tải lớn chuyển sang chế độ tải nhỏ hoặc không tải, nhiệt lượng tích tụ trong bộ chế hoà khí rất khó tản đi khiến hơi xăng có thể được phun qua jiclơ chính hoặc jiclơ không tải làm cho hoà khí đậm lên quá mức, động cơ chạy không ổn định, thậm chí gây tắt máy, hơn thế nữa sau khi máy bị tắt rất khó khởi động trở lại. Hệ thống không tải nóng nhằm khắc phục hiện tượng trên. Có rất nhiều giải pháp, nhưng được dùng chủ yếu là



Hình 7.29 Hiệu chỉnh không tải nóng

1- van; 2- thanh lưỡng kim; 3- bướm ga

van bổ xung không khí (hình 7.29). Nếu nhiệt độ của bộ chế hoà khí ở trạng thái bình thường thì van đóng, khi nóng quá thanh lưỡng kim 2 mở van 1, không khí bổ xung làm cho hoà khí được nhạt trở lại, quá trình cháy trở lại bình thường làm mát máy.

7.6.3. Hiệu chỉnh không tải nhanh

Khi máy lạnh cần mở bướm ga rộng hơn vị trí đóng nhỏ nhất để tốc độ không tải lúc ấy nhanh hơn so với tốc độ không tải chuẩn, nếu không có thể gây chết máy. Chế độ không tải nhanh đòi hỏi có đủ hoà khí và có tốc độ lớn của không khí để tăng hàm lượng hơi xăng và cải thiện độ đồng đều trong hoà khí. Chế độ không tải nhanh chỉ được dùng khi khởi động lạnh còn nhằm rút ngắn thời gian chạy ấm máy.

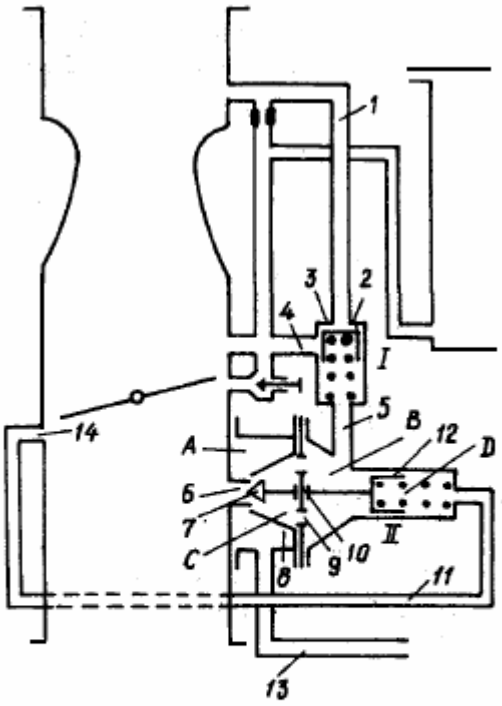
Người ta thực hiện chế độ không tải nhanh nhờ mặt cam đầu tay gạt 7(hình 7.27), tay gạt này được nối với bướm gió qua các tay đòn 5,7. khi đóng bướm gió,mặt cam đầu tay gạt 7 đẩy vít tỳ 12 lắp trên tay gạt 9 làm bướm ga mở rộng hơn so với vị trí không tải chuẩn. Sau khi chạy ấm máy chỉ cần mở bướm gió sẽ làm cho bướm ga trở lại vị trí không tải chuẩn. Ngày nay việc điều chỉnh bướm gió được thực hiện tự động nhờ van nhiệt và truyền động chân không. Khi máy đã nóng, dưới tác dụng của van nhiệt và truyền động chân không, bướm gió được mở tự động lúc ấy bướm ga sẽ tự động trở về vị trí không tải chuẩn.

7.6.4 Hiệu chỉnh không tải cưỡng bức

Có một số trường hợp động cơ được sử dụng như một phương tiện để phanh (hãm xe), đó là chế độ không tải cưỡng bức. Thời gian hoạt động ở chế độ này phụ thuộc điều kiện đường xá, thời tiết trong năm và trình độ người lái… Ví dụ ở các thành phố lớn thời gian trên chiếm 20-25% thời gian xe chạy. Hoạt động ở chế độ này rất tốn xăng, tốn dầu bôi trơn và làm tăng ô nhiễm môi trường.

Ở chế độ không tải cưỡng bức, bướm ga đóng kín, hệ thống truyền động của xe làm quay trục khuỷu động cơ. Động năng tích luỹ trên xe khi chạy được tiêu hao vào tổn thất cơ giới và tổn thất cho các hành trình bơm của động cơ. Áp suất cực đại trong xy lanh lúc ấy không quá 0,3-0,4 MPa; độ chân không trong ống nạp lúc ấy lên tới 600-650mm thuỷ ngân,

chênh áp lớn trước và sau bướm ga làm cho tốc độ không khí đạt tốc độ âm thanh, do đó lưu lượng hoà khí đi vào động cơ trong một giây hầu như không đổi ở mọi số vòng quay. Kết quả làm giảm hoà khí cấp cho chu trình khi tăng tốc độ, nên động cơ hoạt động thiếu ổn định thậm chí gây bỏ nổ, xăng không cháy xả ra ngoài trời gây ô nhiễm môi trường. Như vậy nhiệm vụ của cơ cấu hiệu chỉnh không tải cưỡng bức là làm tăng lực hãm của động cơ đối với xe, đảm bảo mức tổn hao về xăng và dầu nhờn cũng như mức gây ô nhiễm môi trường nhỏ nhất.



Hình 7.30 Bộ hiệu chỉnh không tải cưỡng bức

1, 4, 5, 11 – ống nối; 2- xy lanh; 3, 12 – piston; 6, 9, 14 – lỗ thông; 7- van, 8- thân van; 10- màng; 13- ống nối vói không gian sau bình lọc khí

Cơ cấu gồm hai phần: bộ tiết kiệm không tải và bộ điều chỉnh chân không(hình7.30)

Bộ tiết kiệm không tải gồm : xylanh 2 và piston 3. đường 1 nối phía trên piston với không gian phía sau bình lọc khí và đường không tải. Đường 5 nối không gian phía dưới piston với không gian B của bộ điều chỉnh chân không. Ở chế độ không tải chuẩn, trong không gian B , không tồn tại độ chân không nên piston 3 ngăn không để đường 4 thông với đường 1. Ở chế độ không tải cưỡng bức trong không gian B có độ chân không lớn đã hút piston 3 đi xuống nối thông hai đường 1 và 4 với nhau gây cắt xăng vào đường không tải.

Bộ điều chỉnh chân không gồm: van7 (đặt trong vỏ 8) nối cứng màng 10 của piston 12. Không gian A nối thông với không gian sau bình lọc khí. Không gian C thông với không gian B qua lỗ 9 của màng 10. không gian D qua đường 11 và lỗ 14 nối thông với không gian sau bướm ga. Ở chế độ không tải cưỡng bức do chênh áp giữa lỗ 6 và đường 11 và chênh lệch về diện tích của van 7 với piston 12 làm van 7 mở.

Do chênh áp lớn giữa các không gian A và không gian phía sau bướm ga nên không khí đi qua khe hở hình vành khuyên của van 7 với tốc độ rất lớn (nhờ đó giảm bớt độ chân không trong ống nạp và trong xylanh động cơ) nên tạo ra độ chân không lớn ở đây. Độ chân không này truyền qua lỗ 9 vào không gian B.

Bộ điều chỉnh chân không sẽ ngừng hoạt động ngay sau khi giảm chênh áp giữa lỗ 6 và đường 11, tức là khi chuyển từ chế độ không tải cưỡng bức sang chế độ không tải chuẩn hoặc chế độ có tải.

Chạy ở chế độ có tải (bướm ga mở), lỗ 14 thông với không gian phía trước bướm ga tạo nên cân bằng áp suất giữa lố 6 và đường 11. Khi chênh áp giữa lỗ 6 và đường 11 nằm dưới quy định, lực lò xo sẽ đẩy piston 12 sang trái đóng kim van 7, lúc ấy cũng không tồn tại độ chân không trong không gian B.

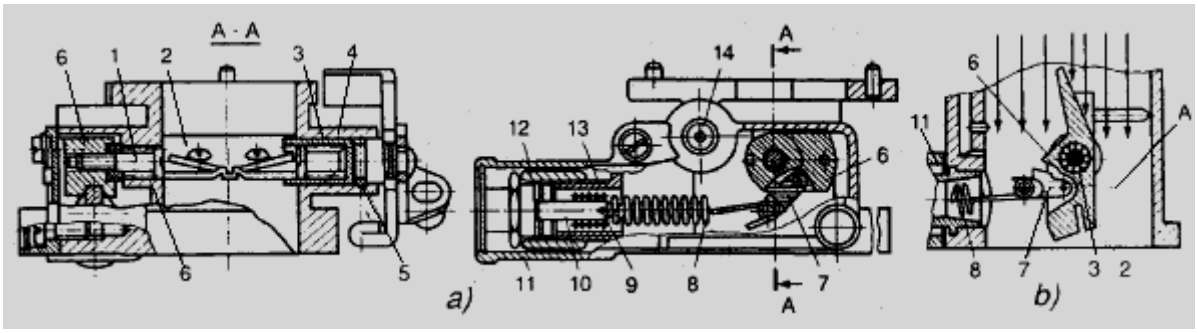
Bộ hiệu chỉnh không tải cưỡng bức kể trên tiết kiệm 2-5 % xăng và khoảng50% dầu bôi trơn , ngoài ra còn hạ hấp rõ rệt mức độ gây ô nhiễm môi trường khi chạy ở chế độ không tải cưỡng bức.

7.6.5 Cơ cấu hạn chế tốc độ động cơ

Nếu động cơ chạy quá số vòng quay 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, đặc biệt là động cơ cao tốc dùng trên ô tô có bộ phận hạn chế tốc độ để điều khiển bướm ga khi tốc độ động cơ vượt quá n_{max}. Phần cảm biến của bộ hạn chế tốc độ được thực hiện một trong hai nguyên tắc: khí động hoặc li tâm.

Cảm biến khí động cấu tạo đơn giản, giá thành hạ, bản thân bướm ga đảm nhiệmu luôn hai chức năng của phần tử cảm biến và phần tử chấp hành. Nếu là bướm phẳng (hình 7.31a) thì trục bướm đặt lệch đường kính ống nạp khoảng 2-3.5mm.

Ở vị trí mở 100%, mặt ống nghiêng so với tâm ống nạp một góc 9^0 về phía bướm. Nếu bướm dầy với kết cấu phức tạp (hình 7.31b) thì trục bướm trùng với đường kính ống nạp, mặt đối diện với dòng khí được nghiêng khoảng $12\text{-}15^0$. Lò xo tạo mô men cân bằng với mô men do lực khí động tạo ra được móc vào tai 7 và được điều chỉnh qua ốc 12.



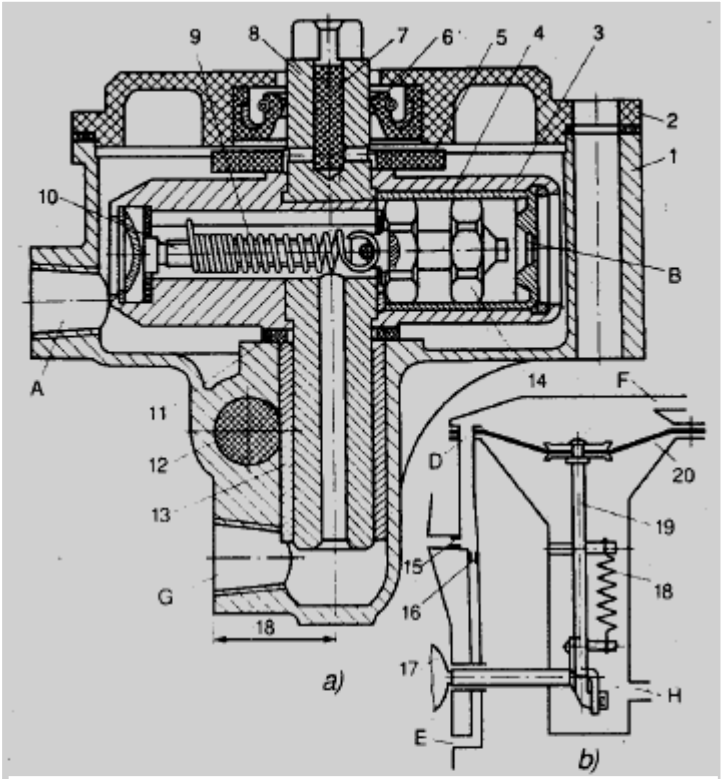
Hình 7.31. Bộ hạn chế tốc độ kiểu khí động

a)bướm ga phẳng; b) bướm ga dầy phức tạp: 1- trục bướm ga; 2- bướm ga; 3- ổ bị đũa; 4- khớp dẫn động bướm ga; 5- vòng hãm; 6- đối trọng; 7- tai; 8- lò xo; 9- chốt; 10- vít điều chỉnh; 11- chụp; 12- ốc điều chỉnh; 13- thân bộ hạn chế tốc độ; 14- lỗ nối với ống chân không điều chỉnh góc phun sớm.

Nhược điểm chính của phương án khí động là: quá nhạy cảm vì bướm ga đóng càng nhỏ, mô men do lực khí động và chênh áp tạo ra tăng rất nhanh khiến bướm ga phải đóng với tốc độ tăng dần, nên chỉ cần có biến động nhỏ của tốc độ dòng khí tại vị trí gới hạn, bướm ga sẽ dao động liên tục khiến động cơ làm việc thiếu ổn định và làm trục bướm ga chóng mòn.

Bộ hạn chế tốc độ kiểu ly tâm thường được lắp thêm phần tử chấp hành kiểu điều khiển chân không (hình 7.32a,b). Cơ cấu này gồm hai cụm: Cụm a (phần tử cảm biến) là một rô to lắp ở đầu trục cam, được trục cam dẫn động; Cụm b (cơ cấu chấp hành) là phần tủ khuyếch đại chân không.

Khi tốc độ động cơ $n > n_{max}$ (tốc độ cực đại cho phép), lực ly tâm của quả văng 14, thắng lực lò xo 9, nên quả văng bung ra bịt kín lỗ thông B, ngăn không cho đường A thông với đường G. Không gian phía trên và phía dưới màng 20 cách ly với nhau, phía trên màng thông với họng và không gian sau bướm ga, phía dưới màng thông với không gian phía sau bình lọc khí được dẫn qua lỗ H. Khi lỗ B bịt lại, độ chân không phía trên màng 20 hút màng đi lên kéo cần 19, đóng bướm ga 17 qua đó hạn chế tốc độ động cơ. Lò xo 18 dùng để kéo bướm ga trở về vị trí ban đầu



Hình 7.32 Bộ hạn chế tốc độ kiểu ly tâm

a) phần tử cảm biến; b) cơ cấu chấp hành; A,H- đường nối với không gian sau bình lọc gió; G và F – hai miệng nối với nhau; D và E hai miệng nối không gian phía trên màng với Δp_h và Δp_g

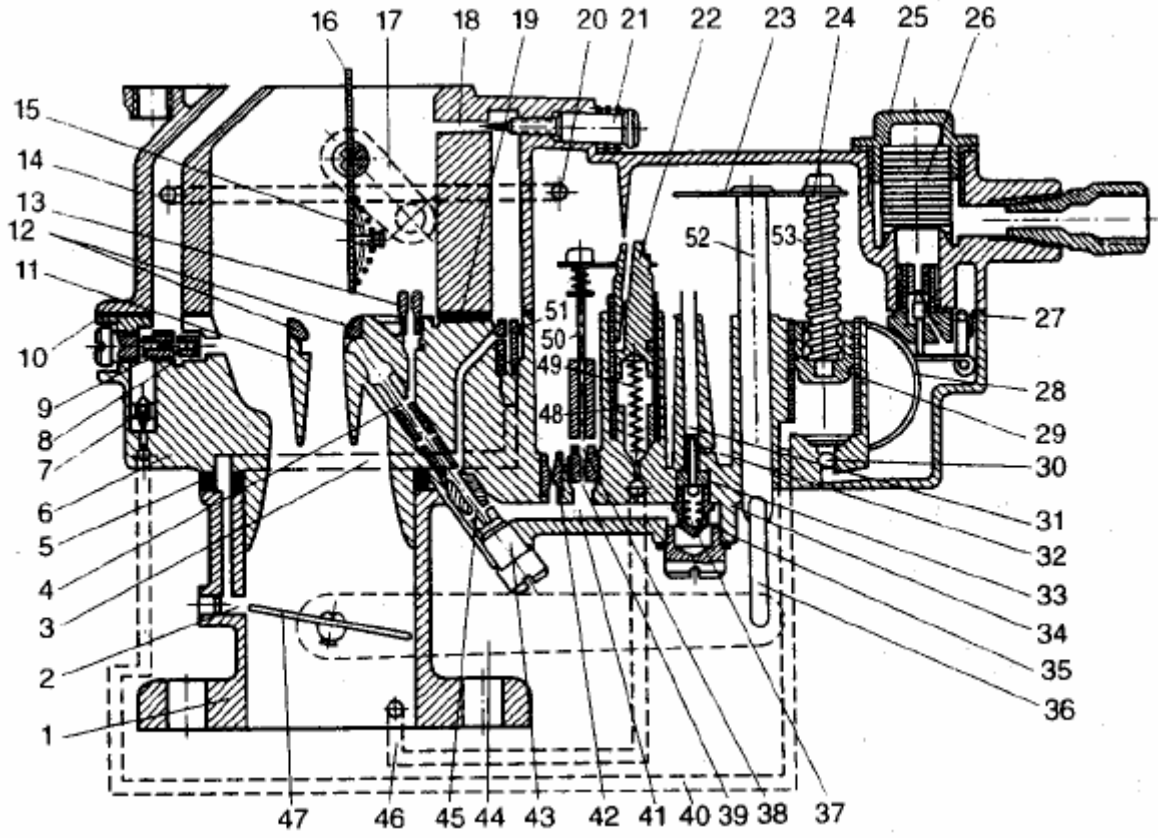
1- vỏ cảm biến; 2- nắp; 3- thân rotor; 4- đế van; 5- đệm tỳ; 6- vòng bao kín; 7,12- bông tẩm dầu bôI trơn; 8- trục rôtor; 9, 18- lò xo; 10- vít; 11- vòng đệm;13- ống lót; 14- quả văng; 15, 16- giclơ không khí; 17- bướm ga; 18- cần màng; 20- màng

khi không còn chênh áp giữa hai màng.

Dẫn động màng 20 phải dùng độ chân không lớn ở họng hoặc sau bướm ga(khi đóng nhỏ bướm ga phải dùng Δp_g, còn khi mở rộng bướm ga phải dùng Δp_h) nhờ đó đã thích ứng với mọi vị trí bướm ga.

7.7. SƠ ĐỒ CẤU TẠO CỦA BỘ CHẾ HOÀ KHÍ ĐIỂN HÌNH

Bộ chế hoà khí K-82 (hình 7.33), là bộ chế hoà khí cân bằng áp suất không gian trong buồng phao ăn thông với không gian phía sau bướm ga, qua đường 20 đảm bảo cho áp suất của hai không gian này cân bằng với nhau, nhờ đó tình trạng của bình lọc khí tốt hay kém không ảnh hưởng đấn thành phần hoà khí, có hai họng, dòng khí hút xuống, có hệ thống chính được điều chỉnh nhờ giảm chênh áp trước và sau jiclơ chính 42. Có hai hệ thống làm đậm: dẫn động cơ khí (qua van 34)và dẫn động chân không (qua van 50 và đế van 38); có bơm tăng tốc dẫn động cơ khí kéo piston 29.



Hình7.33 Sơ đồ bộ chế hoà khí K-82

1- thân buồng hoà trộn; 2- lỗ không tải; 3- đường không tải; 4- lỗ khí; 5, 10- đệm; 6- thân buồng phao; 7- van kim bơm tăng tốc; 8- lỗ trên thân giclơ; 9- giclơ tăngtốc; 11- họng nhỏ; 12- khe của họng nhỏ; 13- giclơ không khí; 14- thân lắp bướm gió; 15- van an toàn; 16- bướm gió; 17- cần gạt bướm gió; 18- lỗ không khí của hệ thống không tải; 19- lỗ không khí; 20- đường không khí; 21- vít điều chỉnh; 22- piston làm đậm dẫn động chân không; 23- thanh ngang; 24- cần piston; 25- nắp lọc; 26- lưới lọc; 27- van kim; 28- phao; 29- piston của bơm tăng tốc dẫn động cơ khí; 30- van bi; 31- đũa đẩy; 32- lỗ thông xăng; 33- đế van làm đậm; 34- thân; 35- thân giclơ lầm đậm; 36- thanh nối; 37- van; 38, 39- lỗ và giclơ làm đậm dẫn động chân không; 40- đường xăng tăng tốc; 41- đường xăng chính; 42- giclơ; 43- ống tạo bọt; 44- tay đòn bướm ga; 45- giclơ chính; 46- đường thông điều khiển chân không; 47- bướm ga; 48- sơmi bao kín; 49- lò xo; 50- kim; 51- giclơ không tải; 52- đũa

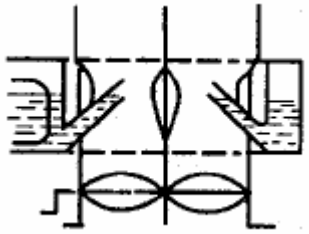
Hệ thống không tải gồm jiclơ không tải 51, vít điều chỉnh 21, đường ống và lỗ phun không tải 4; có hệ thống khởi động gồm bướm gió 16, tay gạt 17 và van an toàn 15. Hệ thống chính và các hệ thống phụ kể trên phối hợp với nhau đảm bảo cung cấp hoà khí phù hợp với mọi chế độ hoạt động của động cơ.

7.8 BỘ CHẾ HOÀ KHÍ HIỆN ĐẠI

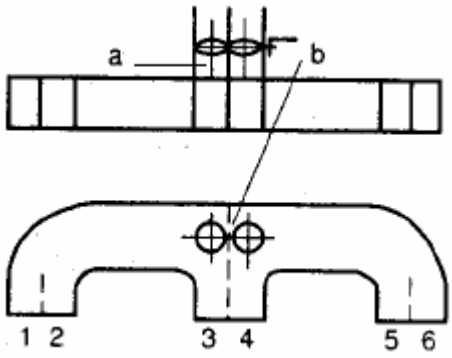
Bộ chế hoà khí hiện đại là một cơ cấu tổng hợp phức tạp gồm các cơ cấu đảm bảo cho các chế độ hoạt động của động cơ được điều chỉnh chính xác và linh hoạt hơn nhờ bộ điều khiển điện tử (ECU) giống như ở hệ thống phun xăng điện tử, ngoài ra nó còn làm tăng số lượng không gian hoà khí theo hai hướng sau: có hai không gian hỗn hợp giống nhau cùng hoạt động hoặc hai không gian hỗn hợp khác nhau cả về cấu tạo và nhiệm vụ thực hiện.

7.8.1 Chế hoà khí có hai không gian hỗn hợp giống nhau cùng hoạt động (hình7.34)

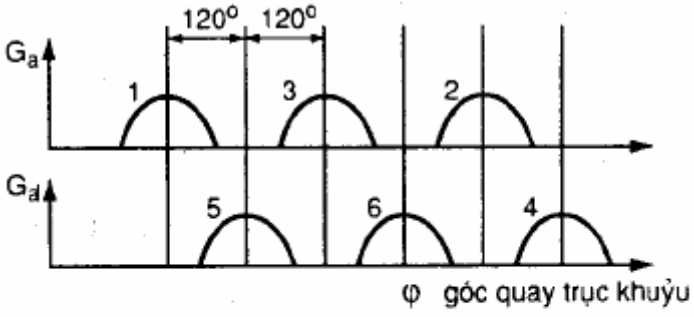
Về thực chất đó là phương án ghép hai bộ chế hoà khí với nhau, mỗi bộ cấp cho một nửa số xylanh của động cơ. Đối với động cơ nhiều xylanh, ưu điểm của phương án là tránh hiện tượng can thiệp của các xylanh gần nhau theo trình tự làm việc, qua đó là tăng hệ số nạp và công suất cực đại của xylanh. Dùng phương án này cần phân nhánh đường ống nạp. Sơ đồ phân nhánh của động cơ 6 xylanh giới thiệu trên hình 7.33, nét khuất trong hình là vách ngăn. Nửa bên trái của đường nạp nối với các xylanh 1,2,3 còn nửa bên phải của các xylanh 4,5,6. Nếu trình tự làm việc của động cơ là 1-5-3-6-2-4 thì trên mỗi nửa khoảng cách đánh lửa của hai xylanh gần nhau theo trình tự làm việc không còn là $720^0/6=120^0$ mà là 240^0 (hình 7.34). số xy lanh càng nhiều, tốc độ động cơ càng cao hiệu quả của phương án càng tốt.



Hình 7.34 chế hào khí có hai không gian hỗn hợp giống nhau cùng hoạt động



Hình 7.35 phân nhánh đường nạp lắp chế hoà khí có hai không gian hỗn hợp giống nhau cùng hoạt động



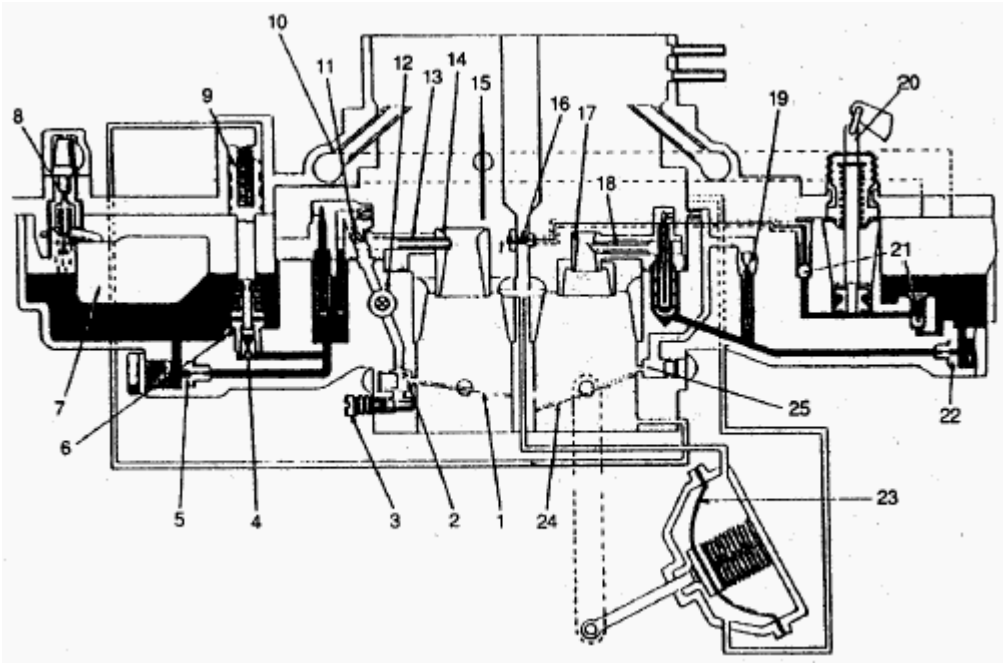
Hình 7.36 Sơ đồ nạp của các xy lanh động cơ dùng chế hoà khí có hai không gian cùng hoạt động. 1 – 6 : thứ tự các xy lanh

Nhược điểm của phương án là làm tăng hiện tượng dao động của dòng khí và dòng xoáy trong mỗi không gian, không có lợi cho điều kiện làm việc ổn định của động cơ, ngoài ra tốc độ trung bình của dòng khí trong mỗi không gian đều nhỏ khi chạy ở tốc độ thấp về tải và tốc độ, xăng khó được xé tơi. Để giảm bớt dao động của dòng khí và

xăng người ta thường đục một lỗ cân bằng trên vách ngăn. Cần chọn hợp lý kích thước và vị trí lỗ này.

7.8.2 Chế hoà khí có hai không gian hỗn hợp khác nhau về cấu tạo và nhiệm vụ

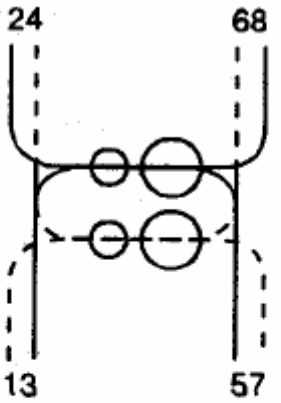
Phương án này (hình 7.37) đáp ứng tốt yêu cầu đối với tốc độ dòng khí ở mọi chế độ và tải của động cơ. Có hai không gian hỗn hợp dùng chung cho cả động cơ.



Hình7.37 bộ chế hoà khí có hai không gian hỗn hợp(hãng Toyota).

1- bướm ga chính; 2- lỗ phun không tải chính; 3- vít không tải chính; 4- giclơ làm đậm; 5- giclơ chính thứ nhất; 6- van làm đậm; 7- phao; 8- van kim; 9- piston làm đậm; 10- đường thông khí; 11- giclơ tiết kiệm; 12- van điện từ; 13- vòi phun chính thứ nhất; 14- họng nhỏ chính; 15- bướm gió; 16- lỗ phun tăng tốc; 17- họng nhỏ phụ; 18- vòi phun chính thứ 2; 19- giclơ không tải thứ hai; 20- bơm tăng tốc; 21- van bi; 22- giclơ chính thứ hai; 23- màng; 24- bướm ga phụ; 25- lỗ phun.

Không gian chính với bướm ga 1và không gian phụ với bướm ga 24. Chạy ở tốc độ thấp, tải nhỏ chỉ có bướm ga 1 của không gian chính hoạt động. Khi độ chân không trong họng chính đạt tới một giá trị quy định thì thông qua hộp màng 23 sẽ làm cho bướm ga 24 của không gian phụ mở theo cùng bướm ga 1. Cả hai bướm ga sẽ cùng đạt tới độ mở lớn nhất khi động cơ chạy ở tốc độ và tải lớn nhất. Về cấu tạo, không gian hoà khí chính có: hệ thống phun chính 5,13; hệ thống làm đậm dẫn động chân không 6, 9; hệ thống không tải 2,3 12,11; hệ thống khởi động 15 ; hệ thống tăng tốc dẫn động cơ khí 16, 20, 21. Không gian hoà khí phụ có: hệ thống phun chính 22,18 và hệ thống chuyển tiếp 22, 19, 25 (khi bướm ga đóng kín, nếu lỗ 25 nằm phía trước bướm ga, hệ thống này không hoạt động, khi bướm 24 hé mở lỗ 25 sẽ nằm trong vùng chân không để xăng và hoà khí trong hệ thống được hút qua lỗ này).



Hình 7.38 Phân nhánh đường nạp động cơ 8 xy lanh dùng 4 không gian hoà khí (hai cặp khác nhau về cấu tạo và nhiệm vụ thực hiện)

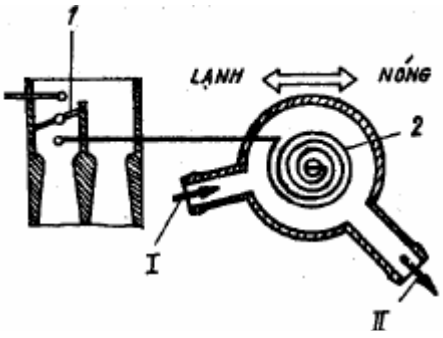
Trên miệng nối đường chân không vào hộp màng 23 có van bi, một chiếu chắn lỗ thông, khi độ chân không tăng đột ngột nhờ tác dụng của van bi độ chân không trong hộp chỉ thay đổi từ từ làm cho màng 23 và bướm ga 24 được mở nhẹ êm tránh cho thành phần hoà khí không thay đổi lớn.

Các bộ chế hoà khí 4 bướm ga (bốn không gian hoà khí) về thực chất là nhờ ghép hai bộ của phương án này, lúc ấy mỗi cặp bướm ga chính và phụ điều khiển hoà khí cho một nửa số xylanh của động cơ. Các đường ống nạp của các xylanh phải tương ứng với sự phân công trên. Hình 7.38 giới thiệu sự phân nhánh đường nạp của động cơ 8 xylanh dùng 4 không gian hoà khí. Một cặp không gian hoà khí chính và phụ cấp hoà khí cho các xylanh 2,3,5,8 (đường đậm), còn cặp kia – cho các xylanh 1,4,6,7 (đường đứt).

7.8.3 Các hệ thống khác của bộ chế hoà khí hiện đại

1) Hệ thống khởi động

Hệ thống khởi động vẫn dùng bướm gió. Mở bướm gió được điều khiển tự động nhờ nguồn nhiệt của nước làm mát, của khí thải hoặc nguồn điện khi máy nóng (hình 7.39).



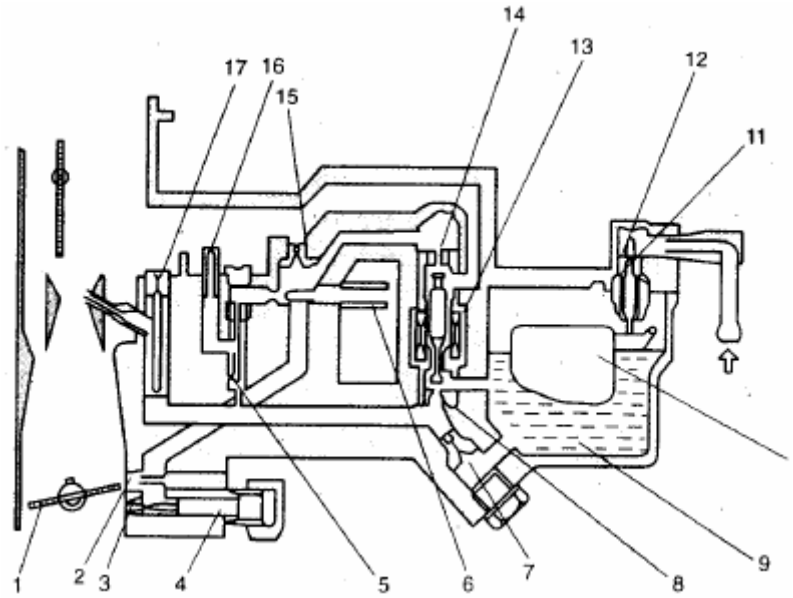
Hình7.39 Điều khiển bướm gió nhờ nguồn nhiệt nước làm mát

1- bướm gió; 2- lò xo lưỡng kim;
I- nước từ ống góp tới
II- nước ra mạch nước phụ

2) Hệ thống không tải

Hệ thống không tải có không tải nhanh (n=2300-3000vòng/phút), không tải chuẩn (n = 7050 - 900 v/p) và không tải cưỡng bức.

a) Không tải chuẩn: là chế độ không tải khi máy đã ấm(hình 7.40) gồm: jiclơ không tải 5, jiclơ không khí 16 và hai lỗ phun không tải 2,3 ngoài ra còn bổ sung một jiclơ không khí tiết kiệm 1 và vít điện từ 6, làm nhiệm vụ hãm bớt xăng không tải để động cơ chạy tiết kiệm, lỗ 3 được nhà sản xuất điều chỉnh tốt nhờ vít 4 rồi dùng nắp cao su bịt kín.



Hình 7.40 Hệ thống không tải chuẩn và nhanh

1- bướm ga chính; 2- lỗ chuyển tiếp; 3-lỗ phun không tải; 4- vít điều chỉnh; 5- giclơ không tải; 6- vít điện từ; 7- giclơ chính; 8- giclơ làm đậm; 9- buồng phao; 10- phao; 11, 12- van và đế van kim; 13- van điện từ; 14- giclơ không khí tiết kiệm; 15- giclơ không khí không tải; 16- giclơ không khí; 17- giclơ không khí vòi phun chính

Van điện từ 13, jiclơ không khí 14 và lỗ xăng 8, cũng có tác dụng điều chỉnh thành phần hoà khí . Khi có hoà khí đậm , bộ điều khiển điện tử (ECU) ra lệnh mở lỗ xăng 8 và đóng jiclơ không khí 14 , nếu cần hoà kí nhạt thì điều khiển ngược lại. Mở lỗ xăng 8, xăng qua cả lỗ

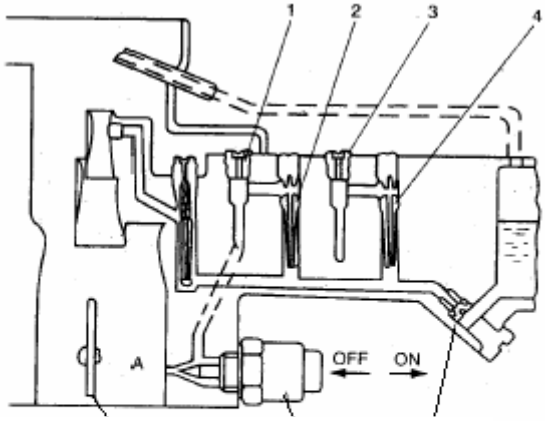
7 và 8, tăng lưu lượng cho jiclơ 5 , còn khi mở jiclơ 14 thì lỗ 8 đóng kín , không khí đi vào đường không tải hãm bớt xăng vào.

Chạy ở chế độ không tải chuẩn khi điện ắc quy yếu, muốn cho đèn pha, điều hoà nhiệt độ, quạt gió ...hoạt động thì hệ thống bù công suất ở chế độ không tải chuẩn được van điện từ 6 (hình7.41) mở lỗ A thông với jiclơ không khí 1, lúc đó jiclơ xăng 2 sẽ cấp thêm bong bóng xăng qua lỗ A kết hợp với mở rộng thêm bướm ga, đảm bảo ổn định tốc độ không tải chuẩn. Van điện từ hoạt động theo nguyên tắc mở đóng (ON- OFF) và do ECU điều khiển. Ở vị trí OFF lỗ A đóng kín, hệ thống ngừng hoạt động. Đây là hệ thống riêng biệt tách khỏi hệ thống không tải, thường đặt ở không gian hỗn hợp phụ.

b) Chế độ không tải nhanh

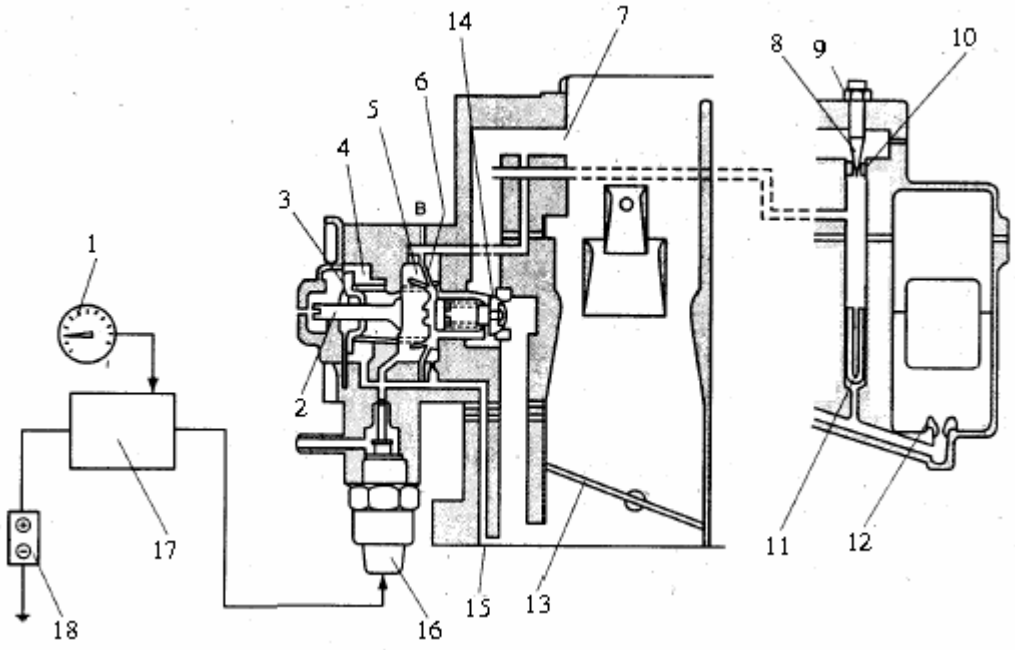
ECU ra lệnh van điện từ 6 điều khiển mở lỗ thông kết hợp với việc mở rộng thêm bướm ga để đạt số lượng và thành phần hoà khí phù hợp với chế độ không tải nhanh. Van điện từ 6 có tác dụng cắt xăng không tải, khi tắt máy tránh hiện tượng máy vẫn nổ nếu chưa cắt điện của động cơ có tỷ số nén cao.

c) Chế độ không tải cưỡng bức (hình 7.42): gồm van điện từ 16, màng 3, màng 6, van khí 14…ở chế độ không tải cưỡng bức, bướm ga 13 đóng độ ngột. Độ chân không sau bướm ga Δp_gtruyền tới không gian bên phải màng 3, hút



Hình7.41 Hệ thống bù công suất ở chế độ không tải chuẩn

1, 3- giclơ không khí; 2, 4- giclơ không tải; 5- giclơ chính; 6- van điện từ; 7- bướm ga phụ



Hình 7.42 Chế độ không tải cưỡng bức

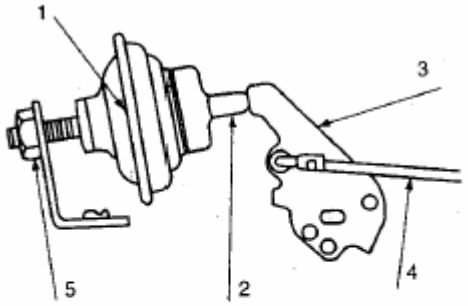
1- đồng hồ tốc độ; 2- van điều chỉnh chân không; 3, 6- màng đàn hồi;4, 5- buồng chân không; 7- lỗ thông với sau lọc gió; 8- vít điều chỉnh; 9- ốc hãm; 10- giclơ không khí; 11- giclơ nhiên liệu; 12- giclơ chính; 13- bướm ga; 14- van không khí; 15- đường dẫn bong bang xăng; 16- van điện; 17- bộ khuếch đại; 18- ắc qui

màng sang phải và mở van 2 ; Δp_g truyền vào buồng chân không 5, hút màng 6 qua trái mở van 14 để không gian phía sau bướm ga ăn thông lỗ 7 thông với không gian phía sau bình lọc khí, khắc phục những hiện tượng có hại của chế độ không tải cưỡng bức. Qua đường 15, Δp_g truyền tới jiclơ 11 hút một ít xăng và qua jiclơ hút một ít không khí tạo nên bong bóng xăng cấp cho không gian phía sau bướm ga tạo hoà khí phù hợp yêu cầu.

Buồng 5 bên trái màng 6 còn thông với không gian phía sau bình lọc khí nhờ lỗ B, còn phía phải màng 6 thông với không gian sau bướm ga nhờ lỗ A nhờ đó đảm bảo cho hệ thống chỉ tham gia hoạt động khi độ chân không sau bướm ga đạt tới một giá trị nhất định(thường $\geq 81{,}3$ kPa)

Van điện từ 16 có tác dụng cắt hoạt động của hệ thống không tải cưỡng bức khi tốc độ xe rất thấp hoặc khi xe dừng. Lúc ấy cảm biến tốc độ xe báo tới bộ khuếch đại 17, điều khiển van 16 mở đường thông để đóng kín các van 2 và 14.

Chất lượng của chế độ không tải cưỡng bức còn phụ thuộc vào hoạt động của bộ giảm chấn cho cần ga(hình 7.43) gồm: hộp màng1, con đội 2, cần ga và đòn nối 4. Màng da nối với con đội. Hộp màng da có lỗ thông với khí trời gây tác dụng hãm đối với chuyển dịch của màng. Khi tăng ga, lò xo trong cần ga đè lên con đội đẩy khí trời qua lỗ thông, do lỗ nhỏ dòng khí bị hãm nên bướm ga đóng từ từ . Có thể điều chỉnh thời điểm và khoảng tác dụng của bộ giảm chấn ga nhờ đai ốc 5.



Hình7.43 Giảm chấn cần ga

1- buồng màng; 2- con đội; 3- cần ga; 4- tay đòn nối; 5- đai ốc

3) Hệ thống làm đậm

Hệ thống làm đậm được dẫn động chân không như kiểu cổ điển, cấp nhiên liệu cho không gian chính, còn không gian pụ đặt thêm vòi phun cao tốc, hút không khí và xăng qua để phun thêm bong bóng xăng vào dòng khí.

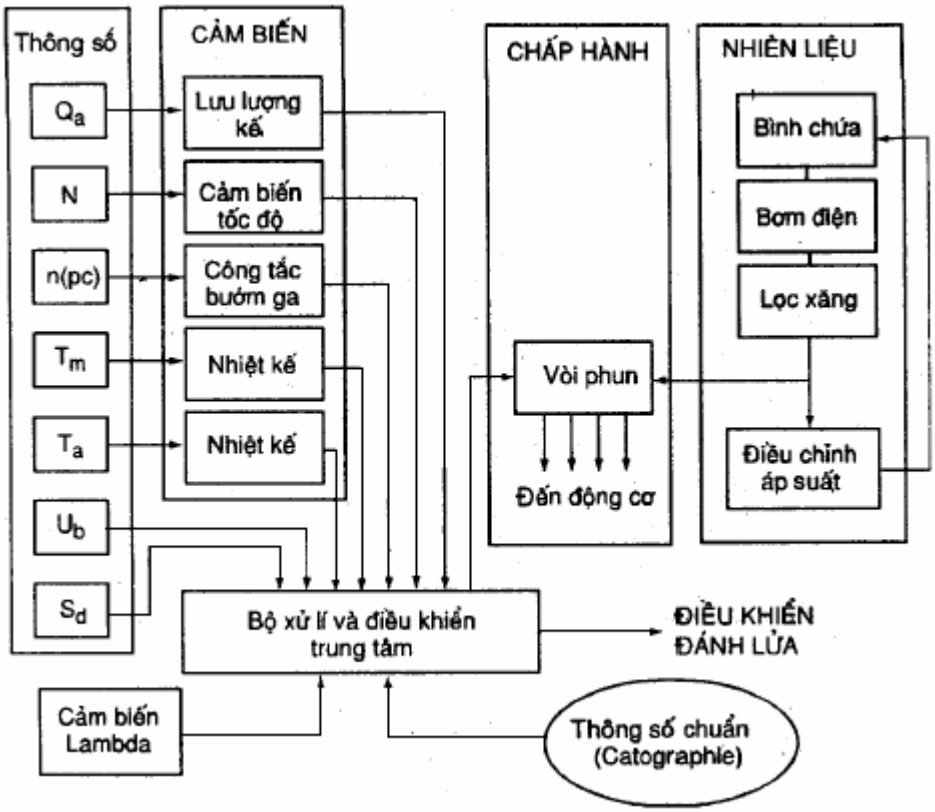
4) Bơm tăng tốc được dẫn động như kiểu cổ điển. Các bộ chế hoà khí điều khiển điện tử (nhờ ECU) con dùng thêm van điện từ . Khi tăng tốc, nếu nhiệt độ còn thấp và hoà khí còn nhạt thì bộ ECU chỉ huy mở van để bổ xung xăng vào hoà với xăng tăng tốc giúp xăng phun tơi và bay hơi tốt hơn. Nếu động cơ đủ nóng và thành phần hoà khí bình thườngbộ ECU sẽ chỉ huy van đóng.

7.9. HỆ THỐNG PHUN XĂNG

Trong hệ thống dùng vòi phun để phun xăng vào xi lanh ngay phía sau xuppáp nạp, vào các nhánh ống nạp hoặc đường nạp chung ở phía trước bướm ga (giống trường hợp dùng bộ chế hoà khí của động cơ nhiều xi lanh) để cấp hoà khí có thành phần phù hợp với phụ tải và tốc độ cho xi lanh động cơ trước kỳ nén và đánh lửa. Dựa vào nguyên tắc người ta chia hệ thống phun xăng thành ba loại: cơ khí, điện tử và cơ điện tử.

7.9.1 Hệ thống phun xăng điện tử

Sơ đồ nguyên lý hoạt động và cấu tạo của hệ thống thể hiện trên hình 7.46 và 7.47, đó là loại điều khiển điện tử hiện đại nhất hiện nay, nó điều khiển cả hai quá trình phun xăng và đánh lửa của động cơ, gồm ba khối thiết bị sau:



Hình7.46. Sơ đồ nguyên lý của HTPX điện tử Bosch Motronic

Các thông số cảm biến cung cấp: Q_a- lưu lượng khí nạp; n – vòng quay của động cơ; n (pc) – vị trí bướm ga; T_m- nhiệt độ động cơ; T_a- nhiệt độ khí nạp; U_b- điện áp ác qui; S_d- tín hiệu khởi động động cơ.

1. *Các cảm biến ghi nhận các thông số hoạt động của động cơ gồm:*

- Lưu lượng khí nạp Q_a đo qua lưu lượng kế không khí 16;
- Tốc độ động cơ N- đo qua cảm biến tốc độ 24;
- vị trí bướm ga n(pc)- đo qua cảm biến 16;
- Nhiệt độ máy T_m- đo qua nhiệt kế 20;
- Nhiệt độ khí nạp T_a- đo qua nhiệt kế 17;
- Điện áp ắcquy- đo qua điện kế (potentiomètre);
- Tín hiệu khởi động động cơ - đo qua công tắc khởi động 26;
- Nồng độ ôxi trong khí xả - đo qua cảm biến Lambda 18.

Các tín hiệu của các cảm biến được chuyển thành tín hiệu điện.

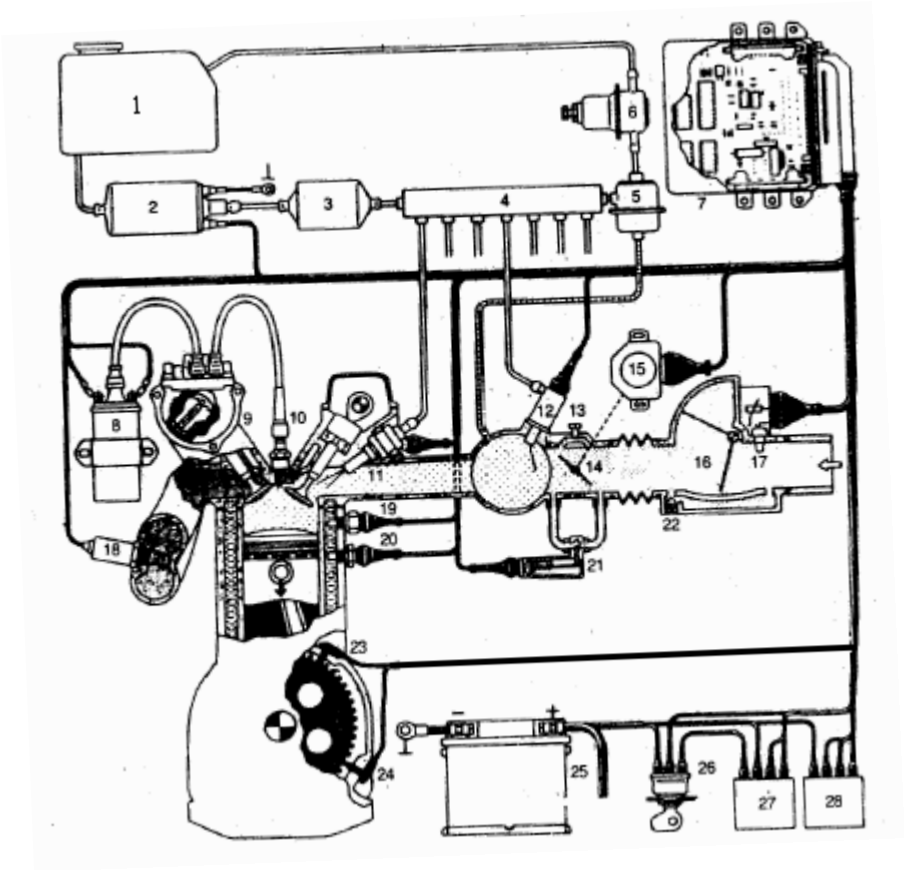
2. *Bộ xử lý và điều khiển trung tâm ECU* 7 (gọi tắt là bộ điều khiển trung tâm) tiếp nhận các tín hiệu dưới dạng tín hiệu điện do các cảm biến truyền tới, chuyển thành tín hiệu số sau đó được xử lý theo một chương trình đã vạch sẵn. Những tín hiệu số liệu khác cần cho việc tính toán đã được ghi trong bộ nhớ của máy tính với dạng đồ thị (cartographie) hoặc dạng số. Bộ điều khiển trung tâm bao gồm các bộ phận sau:

- Bộ xủ lý CPU (Central Processor Unit).

- Bộ nhớ chết ROM (Real Only Memory) và bộ nhớ sống RAM (Radom Access Memory) để lưu trữ các số liệu vào chương trình tính.

- Mạch "vào/ra" (I/O- Input/Output), để lọc chuẩn hoá các tín hiệu và khuyếch đại tín hiệu ra.

- Bộ chuyển đổi tín hiệu từ dạng tương tự (analogique): cơ, điện, từ, quang sang dạng số (numerique).
- Tầng khuyếch đại công suất cho mạch phun xăng - do dòng điện kích thích vòi phun xăng có giá trị khá lớn (tới 7A) nên phải đặt một tầng khuếch đại riêng đảm bảo cho vòi phun hoạt động tin cậy.
- Tầng công suất đánh lửa.
- Bộ nguồn nuôi đồng hồ điện tử.



Hình 7.47 Sơ đồ cấu tạo của một hệ thống phun xăng điện tử nhiều điểm Bosch Motronic

1- bình chứa xăng; 2- bơm xăng điện; 3- bộ lọc xăng; 4- dàn phân phối xăng; 5- bộ điều chỉnh áp suất; 6- bộ giảm dao động áp suất; 7- ECU; 8- bôbin; 9- bộ phân phối đánh lửa;10- bougie; 11- vòi phun; 12- vòi phun khởi động; 13- vít điều chỉnh không tải; 14- bướm ga; 15- cảm biến vị trí bướm ga; 16- lưu lượng kế không khí; 17- cảm biến nhiệt độ không khí; 18- cảm biến lamda; 19- công tắc nhiệt khởi động; 20- cảm biến nhiệt độ động cơ; 21- thiết bị bổ xung không khí; 22- vít điều chỉnh không tải; 23- cảm biến vị trí trục khuỷu; 24- cảm biến tốc độ động cơ; 25- ác qui; 26- công tắc khởi động; 27- rơ le chính; 28- rơ le bơm xăng

3. Bộ chấp hành

Các tín hiệu ra của bộ điều khiển trung tâm được khuếch đại và đưa vào bộ chấp hành để phát ra xung điện chỉ huy việc phun xăng, đánh lửa và điều hành một số cơ cấu và thiết bị khác (luân hồi khí xả, điều khiển các mạch chung và mạch khí khác…) đảm bảo động cơ hoạt động tối ưu ở mọi chế độ.

đặc điểm hoạt động của hệ thống phun xăng điện tử được thể hiện qua các phần sau:

-Mạch cung cấp xăng ;

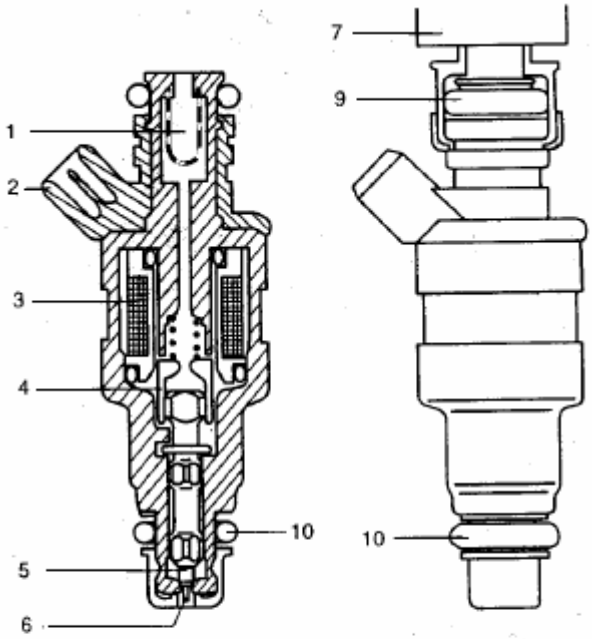
-Định lượng hoà khí;

-Các chế độ hoạt động đặc biệt của hệ thống;

-Các chức năng bổ sung.

a) **Mạch cung cấp xăng** (hình7.47) gồm: bình xăng 1, bơm điện kiểu phiến gạt 2, bình lọc xăng dùng lõi giấy 3, dàn phân phối xăng (bình trữ xăng ổn áp) 4, bộ điều chỉnh áp suất 5, bộ giảm dao động áp suất 6.

Sơ đồ cấu tạo của vòi phun xăng thể hiện trên hình 7.48. Khi chưa có điện vào cuộn kích từ 3, lò xo ép kim 5 bịt kín lỗ phun. Khi có điện cuộn kích từ 3 sinh ra lực hút lõi từ 4, kéo kim phun 5 lên khoảng 0,1mm và xăng được phun vào đường nạp. Quán tính của kim 5(thời gian để mở và đóng kín) vào khoảng 1-1,5ms, để giảm quán tính đóng mở thường có thêm điện trở phụ sao cho cường độ dòng điện kích thích lúc mở là 7,5A và dòng duy trì khoảng 3A. Quá trình phun xăng được thực hiện đồng bộ theo pha làm việc của xylanh (cũng có trường hợp phun đồng thời), được xác định qua cảm biến 23 (hình 7.47). Khi đấu mạch điện của các vòi phun, cần lưu ý tới thứ tự nổ của xylanh như đối với điện cao áp của nến điện .

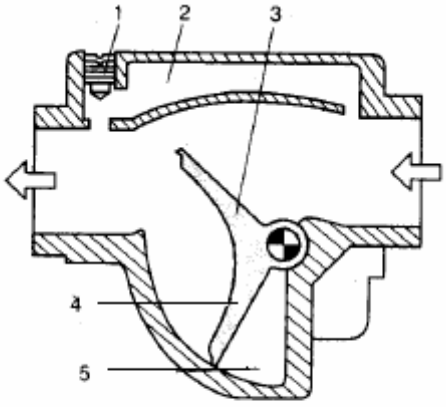


Hình 7.48 Vòi phun xăng kiểu điện tử

1- lọc xăng; 2- đầu nối điện; 3- cuộn kích từ; 4- lõi từ tính; 5- kim phun; 6- đầu kim phun; 7- dàn phân phối xăng; 8- chụp bảo vệ; 9- doăng trên; 10- doăng dưới.

b) Định lượng hoà khí (nhờ lưu lượng kế thể tích)

Dòng khí vào ống nạp sẽ tác dụng một lực, làm quay cánh bướm 3 một góc α (hình7.49) tỷ lệ với lưu lượng khí Q_L, lực này cân bằng với lực lò xo kéo đóng cánh bướm 3. Để tránh ảnh hưởng động của dòng khí nạp đối với vị trí cánh bướm người ta dùng hai cánh cân đối 3 và 4 và không gian phía sau bướm 4. Một điện thế kế tạo ra tín hiệu U_stỉ lệ với α và do đó tương ứng với lưu lượng Q_L (hình7.50). Lúc lưu lượng Q_L còn nhỏ, cửa 3 đóng gần kín, không khí qua đường 2 và lỗ thông, có thể điều chỉnh vít 1 để thay đổi lượng khí cấp cho chế độ không tải.



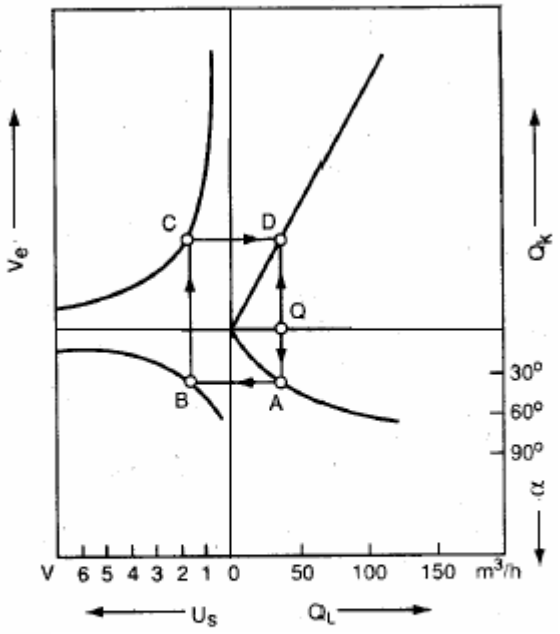
Hình 7.49 Lưu lượng kế

1- vít điều chỉnh nồng độ hỗn hợp chạy không; 2- kênh nối; 3- cửa đo lưu lượng; 4- cửa bù trừ; 5- thể tích giảm dao động

Đồ thị hình 7.50 giới thiệu mối quan hệ giữa Q_L, α, U_s và lưu lượng xăng cung cấp V_e. Ví dụ không khí vào xylanh được xác định tại Q, lúc ấy lưu lượng xăng lý thuyết Q_k sẽ là D góc quay của bướm α là B và lượng xăng do vòi phun cung cấp V_e là C ngang bằng với D.

Lưu lượng hoà khí còn được xác định theo lưu lượng kế khối lượng kiểu dây đốt, tâm đốt hoặc lưu lượng kế dùng hiệu ứng Karman(kiểu siêu âm hoặc kiểu dùng cảm biến áp suất).

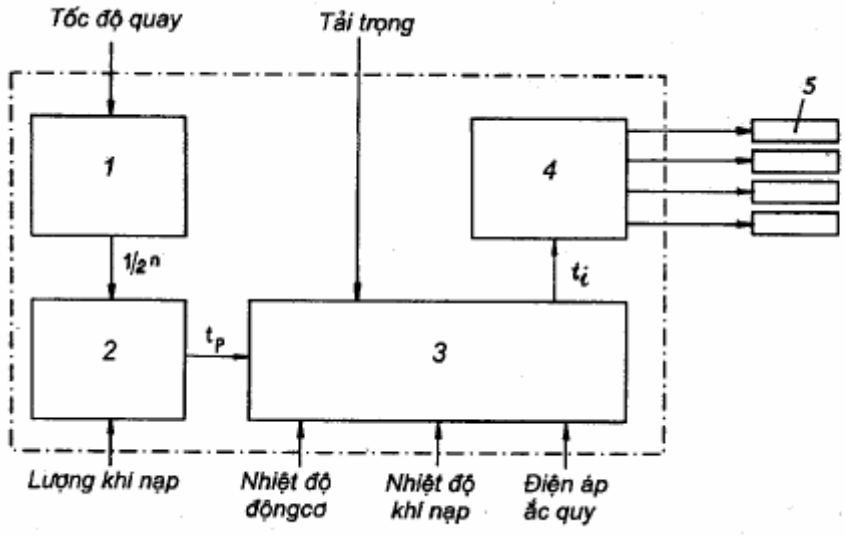
Tốc độ động cơ, vị trí trục khuỷu (hoặc pha làm việc của các xylanh) được xác định qua cảm biến 23, 24 (hình 7.47) hoạt động theo nguyên tắc quang học hoặc từ tính. Thông tin tốc độ động cơ còn được lấy từ tiếp điểm của bộ phân phối đánh lửa, hoặc từ đầu ra số 1 của bô bin đánh lửa.



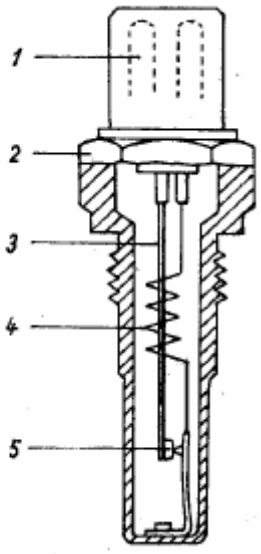
Hình 7.50 Biểu đồ quan hệ giữa lưu lượng thể tích khí Q_l góc quay cửa đo α điện thế tín hiệu lưu lượng U_s và lượng xăng phun V_e

Lượng xăng phun vào xylanh ở hệ thống Jetronic dựa vào tín hiệu về tốc độ động cơ n và lưu lượng khí nạp Q_L sẽ tính ra thời gian phun cơ sở t_p(hình 7.51) 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 ăcquy tính thêm thời gian hiệu chỉnh t_s, do sụt áp (sụt áp ắc quy sẽ làm tăng quán tính đóng mở kim phun). Cuối cùng tính được thời gian phun thực tế $t_i = t_p + t_m + t_s$, để điều khiển kim phun.

Ở hệ thống motronic, t_i cũng được tính như trên nhưng phải nằm trong giới hạn quy định đối với từng chế độ đã được lưu trữ sẵn trong bộ nhớ, nếu ra ngoài giới hạn trên thì sẽ dùng giá trị giới hạn.



Hình7.51 Sơ đồ nguyên lý làm việc của thiết bị điều khiển điện tử(hệ thống Bosch L- Jetronic)



Hình 7.52 Công tắc nhiệt

c) Các chế độ đặc biệt của động cơ

Khởi động- dùng vòi phun khởi động kết hợp với công tắc nhiệt (hình 7.52) lắp ở hộp ổn định nhiệt độ của hệ thông làm mát. Khi máy lạnh mạch đóng, vòi phun khởi động làm việc; lúc máy nóng thì ngược lại, cũng có trường hợp cho thay đổi đặc tính phun khi khởi động nhờ một chương trình thích hợp đã được lập trình sẵn trong bộ nhớ. Ngoài giải pháp trên còn điều khiển góc đánh lửa tối ưu theo tốc độ động cơ và nhiệt độ khi khởi động.

Chạy ấm máy, nhờ van lưỡng kim 21 (hình 7.47) mở đường phụ đưa thêm không khí không tải để rút ngắn thời gian chạy ấm máy. Cùng lúc ấy qua tín hiệu về Q_l, bộ ECU tự động điều khiển phun thêm xăng và thay đổi góc đánh lửa tối ưu đảm bảo thành phần hoà khí và chất lượng cháy tốt nhất. Máy nóng dần lên van lưỡng kim càng đóng nhỏ bớt đường thông.

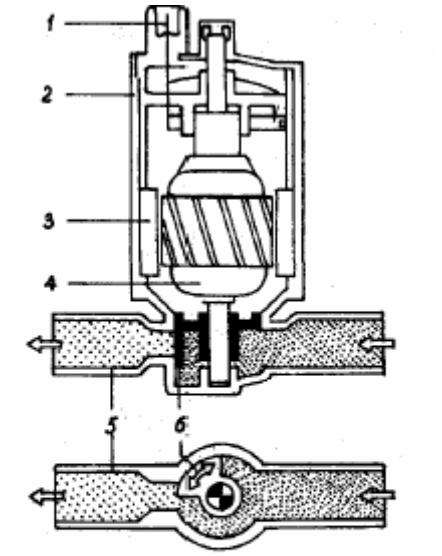
Các chế độ không tải được đảm bảo nhờ thay đổi tiết diện lưu thông đường khí không tải bằng bộ điều khiển chạy không tải kiểu quay (hình 7.53 và hình 7.54). Cửa quay 6 gắn trên roto 4 được quay trong giới hạn 90^0. Hai thiết bị điều chỉnh chạy không tải và chạy ấm máy có thể được kết hợp thành một hệ thống chung, cần phân biệt chức năng của hai cơ cấu này.

Chế độ toàn tải, thời gian phun t_i được tính nhằm đảm bảo cho $\alpha = 0{,}9 \div 0{,}95$; góc đánh lửa sớm điều chỉnh tối ưu để đạt mô men cực đại và tránh kích nổ. Lúc ấy mạch điều chỉnh lamda được ngắt tự động.

Giảm tốc độ đột ngột- sẽ cắt xăng (để tiết kiệm xăng và giảm ô nhiễm môi trường) quá trình phun sẽ tiếp diễn nếu $n \leq$ 1500 vòng/ phút.

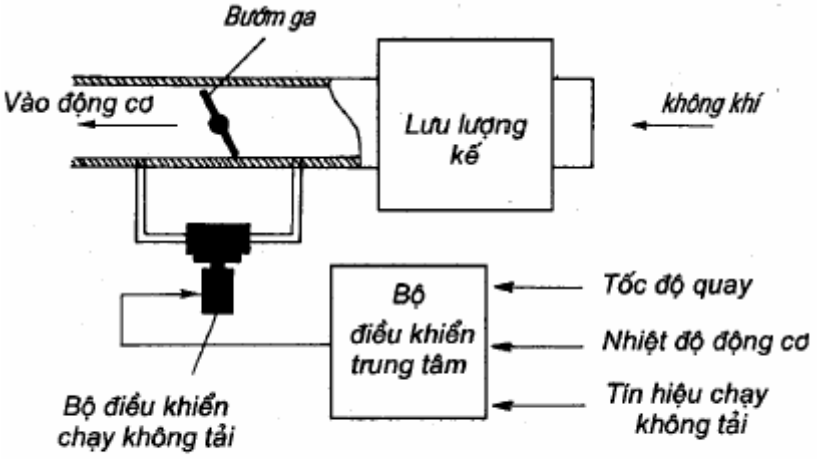
Tăng tốc nhận biết qua tín hiệu đo lưu lượng. Bộ ECU chỉ huy phun xăng đảm bảo α =0,9.

Hiệu chỉnh theo nhiệt độ khí nạp, và theo sự giảm điện áp ăcquy U_s- được nhận biết nhờ thiết bị đo sẽ được tăng hoặc giảm thời gian phun t_i theo kết quả tính.



Hình 7.53 thiết bị điều khiển chạy không tải kiểu quay

1- hộp đấu dây; 2- vỏ; 3- nam châm vĩnh cửu; 4- rôtor; 5- kênh nối tắt qua bướm ga; 6- cửa quay



Hình 7.54 Sơ đồ điều chỉnh lượng nạp vào xy lanh trong quá trình chạy không tải

d) Các chức năng làm việc bổ sung

Giới hạn tốc độ cực đại n_{max} được điều khiển "ngừng /phun" đảm bảo tốc độ n dao động trong khoảng ± 40vòng/ phút xung quanh giá trị giới hạn n_0.

Điều khiển bơm xăng, bơm xăng chỉ hoạt động khi đầu ra của rơ le khởi động chính nối cực dương của ăc quy hoặc khi tốc độ động cơ n vượt quá một ngưỡng tối thiểu (do lý do an toàn).

e) Ngắt điện của hệ thống đánh lửa khi n ≤ 30 vòng / phút(nhằm tránh không để bô bin bị nung nóng).

Điều khiển luân hồi khí xả(nhằm giảm NO_x).

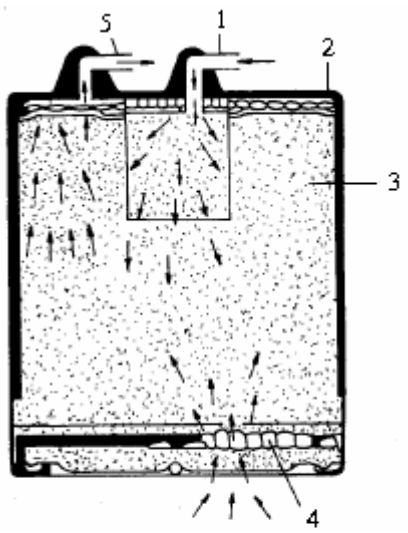
Ngừng hoạt động ở một số xylanh (dùng ở xe du lịch công suất lớn).

Thu hồi hơi xăng(hình 7.55).

Điều khiển hoạt động trong trường hợp sự cố .

Điều khiển hộp số tự động.

Điều khiển bàn đạp ga điện tử làm việc theo nguyên tắc điện thế kế. Cung cấp tín hiệu điện theo chỉ số trên điện thế kế tới ECU. Ở đây sẽ tính vị trí tương ứng của bướm ga và điều khiển quay bướm ga tới vị trí yêu cầu.



Hình 7.55 Sơ đồ cấu tạo của bộ tích tụ hơi xăng(canister)

1- hơi xăng từ bình chứa; 2- vỏ; 3- bình than hoạt tính; 4- không khí vào; 5- không khí về đường nạp

7.9.2 Hệ thống phun xăng cơ khí K-jetronic

Sơ đồ nguyên lý hoạt động và cấu tạo của hệ thống thể hiện trên các hình 7.56 và 7.57 gồm 3 nhóm sau:

-Mạch cấp xăng có bình chứa, bơm xăng 1, bộ lọc 3 (hình 7.56);

-Mạch cấp khí có đường nạp và bộ lọc khí 4;

-Bộ điều khiển hoà khí 5 gồm thiết bị đo lưu lượng khí và bộ định lượng xăng.

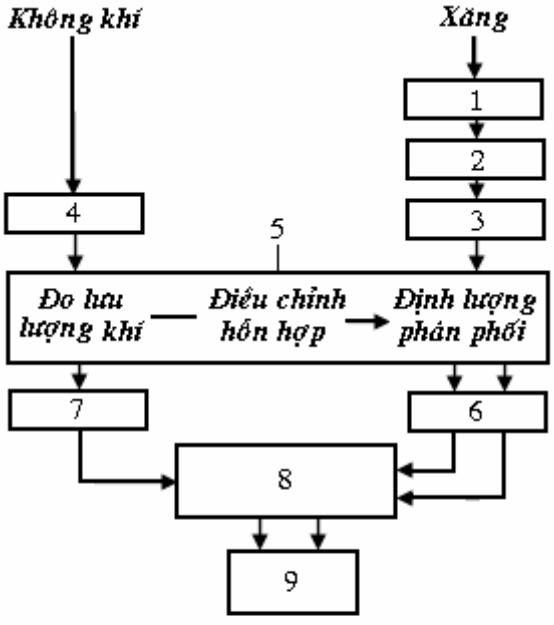
Dựa vào lượng khí nạp thực tế, lưu lượng kế chỉ huy định lượng xăng. Qua vòi phun 6 xăng được phun vào đường ống nạp 8 ngay trước xupap nạp, hoà với không khí đi qua bướm ga7 tạo thành hoà khí nạp vào xylanh. Bình trữ xăng 2 nhằm giảm dao động áp suất của xăng và giữ xăng trong mạch một thời gian với một áp suất cần thiết khi động cơ đã dừng, để dễ khởi động trở lại .

Van ổn áp (điều chỉnh áp suất) có nhiệm vụ giữ cho không thay đổi áp suất xăng trong bộ định lượng phân phối (0,5 MPa).

+Vòi phun xăng thuộc loại vòi phun cơ khí có áp suất mở 0,33MPa (hình 7.57). Cấu tạo của kim phun3 tạo ra đóng mở cao tần của kim, cải thiện chất lượng phun sương.

+Thiết bị đo lưu lượng không khí hoạt động theo nguyên lý vật nổi (hình 7.58).

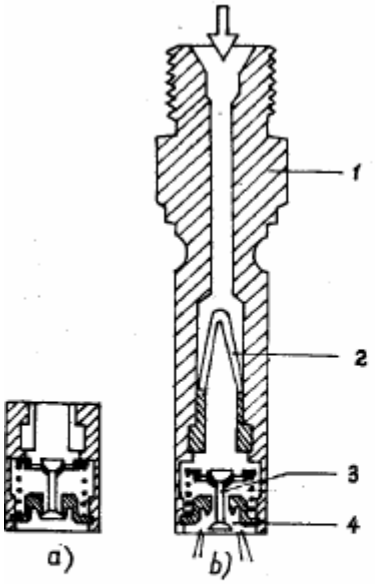
+Thiết bị định lượng xăng được điều khiển bởi



Hình 7.56 Sơ đồ nguyên lý của HTPX cơ khí kiểu Bosch K- Jetronic

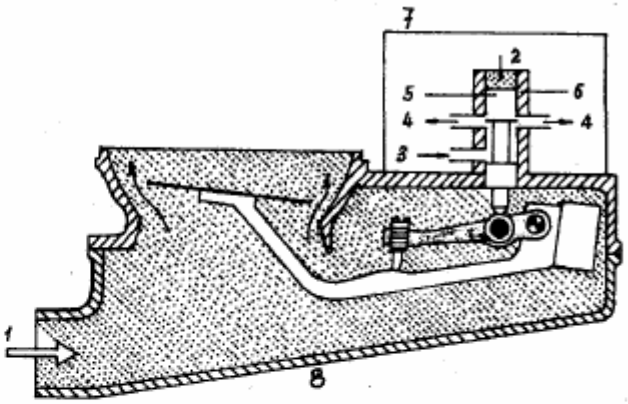
1- bơm xăng; 2- bình trữ xăng; 3- bộ lọc; 4- lọc không khí; 5- bộ điều khiển tạo hỗn hợp; 6- vòi phun; 7- bướm ga; 8- đường ống nạp; 9- buồng đốt động cơ

vị trí của piston xylanh định lượng (hình 7.59) do cân bằng giữa hai lực được tạo ra từ hai phía mân đo và lực từ phía piston, do mạch điều khiển thuỷ lực tạo ra.



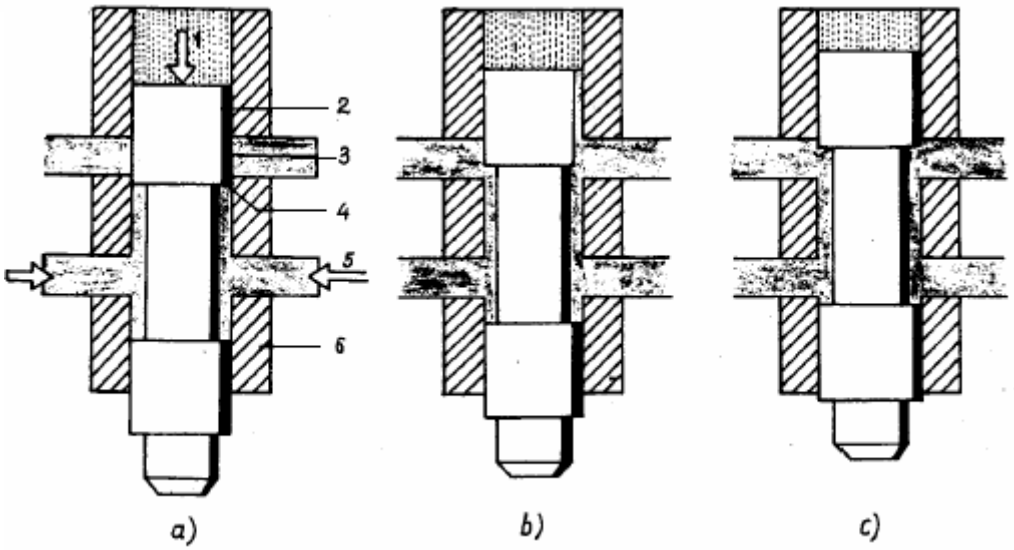
Hình 7.57 Vòi phun cơ khí

a) vị trí không làm việc; b) làm việc
1- thân vòi phun; 2- lọc cao áp; 3- van kim; 4- đế van



Hình 7.58 Sơ đồ bộ phận đo lưu lượng kiểu vật nổi và bộ đôi piston – xy lanh định lượng

1- đường nạp; 2- áp suất điều khiển thuỷ lực; 3- đường xăng vào; 4- lượng xăng phun ra; 5- piston định lượng; 6- xy lanh có xeranhx tiết lưu; 7- thiết bị định lượng phân phối; 8- lưu lượng kế không khí

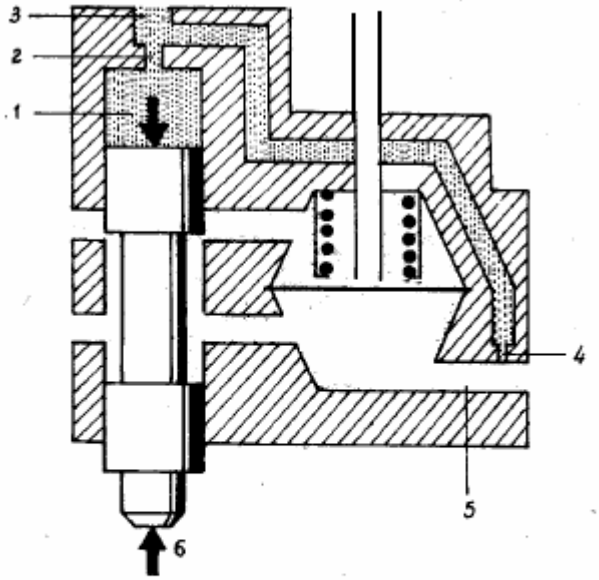


Hình 7.59 Sơ đồ hoạt động của bộ định lượng chính kiểu piston – xy lanh

a) vị trí đóng; b) chế độ tải trọng bộ phận; c) chế độ toàn tải
1- áp suất điều khiển; 2- piston định lượng; 3- rãnh xẻ tiết lưu trên xy lanh;
4- bề mặt làm việc của piston; 5- đường xăng vào; 6- xy lanh xẻ rãnh

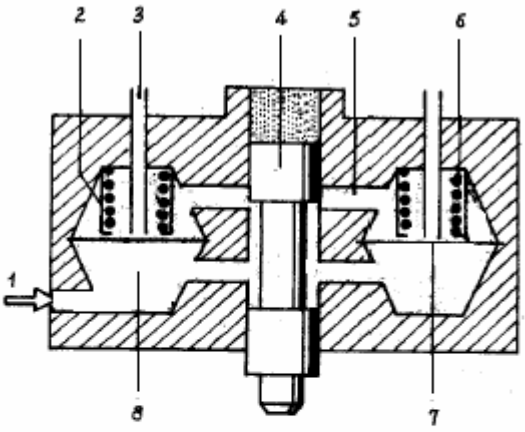
Trong mạch điều khiển thuỷ lực áp suất được lấy từ mạch cấp xăng qua jiclơ 4(hình7.60). Áp suất điều khiển 1 còn nối với đường hiệu chỉnh chạy ấm máy (sấy nóng để khi khởi động lạnh áp suất trên được giảm bớt khoảng 0,05MPa. Khi máy đã nóng áp suất này là 0,37 MPa. Lỗ 2 có tác dụng giảm dao động áp suất trong không gian phía trên đỉnh piston.

+Thiết bị điều chỉnh độ chênh áp (hình 7.61) dùng để giữ không đổi chênh áp (khoảng 0,01MPa) giữa các rãnh sẻ trên xylanh bộ đôi định lượng, đảm bảo lưu lượng xăng phun vào ống nạp chỉ phụ thuộc tiết diện mở của piston định lượng.



Hình 7.60 Mạch điều khiển thuỷ lực

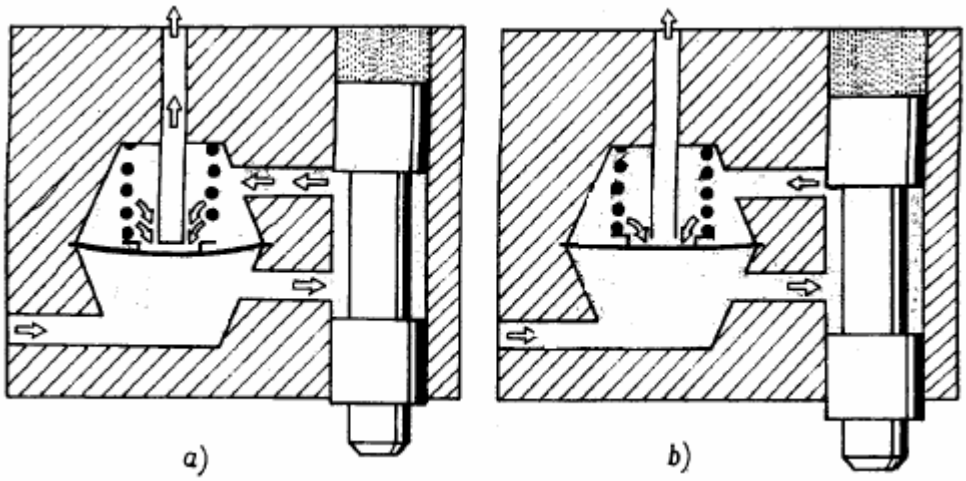
1- áp suất điều khiển; 2- lỗ tiết lưu giảm chấn; 3- đường nối với bộ điều chỉnh chạy sấy nóng; 4- giclơ phân cách; 5- áp suất xăng từ mạch cung cấp nhiên liệu; 6- lực tác dụng từ mâm đo lưu lượng kế.



Hình7.61 Bộ điều chỉnh độ chênh áp

1- đường xăng vào;2- buồng bên; 3- đường ống dẫn tới vòi phun xăng ; 4- piston định lượng; 5- dàn phân phối và rãnh xẻ; 6- lò xo xoắn; 7- màng ngăn; 8- buồng dưới.

Nguyên tắc hoạt động của thiết bị định lượng nhiên liệu được giới thiệu trên hình 7.62.



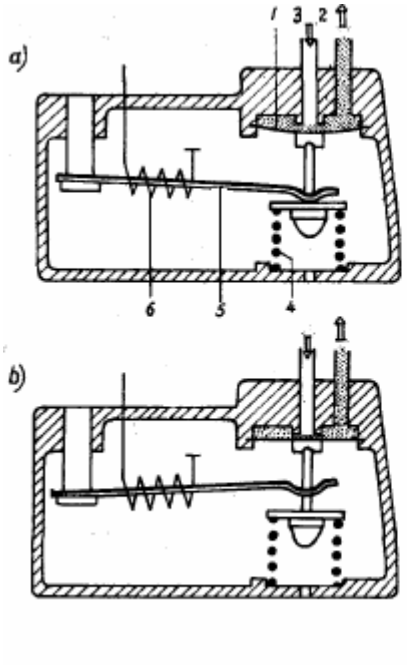
Hình 7.62 Sơ đồ hoạt động của bộ điều chỉnh độ chênh áp

a) khi lưu lượng xăng lớn; b) khi lưu lượng xăng nhỏ

+ Hiệu chỉnh hoà khí theo chế độ làm việc của động cơ.

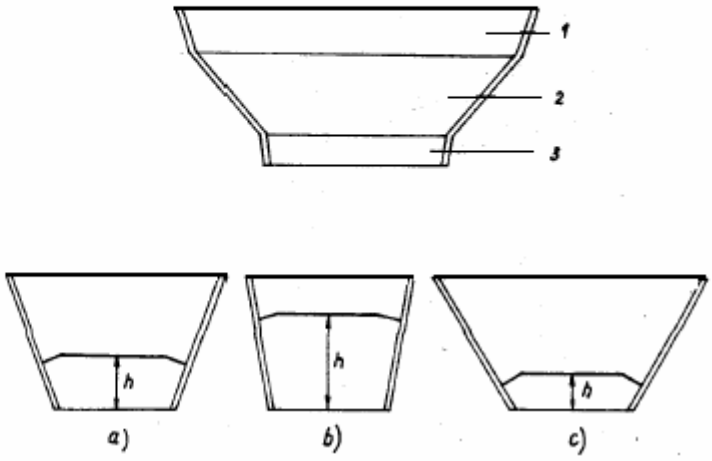
- Khởi động và chạy ấm máy (hình 7.63)- khi còn lạnh thanh lưỡng kim 5 ép lò xo 4 kéo màng 1 làm giảm áp suất không gian điều khiển.

-Dùng lưu lượng kế có ba góc côn khác nhau (hình7.64):1- toàn tải, 2-phụ tải bộ phận, 3-không tải.



Hình 7.63 Thiết bị hiệu chỉnh chạy ấm máy

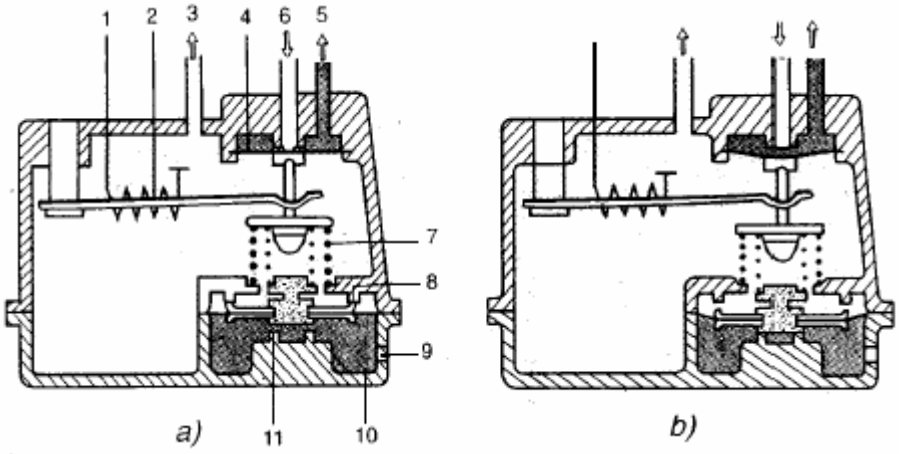
a) động cơ lạnh: b) động cơ nóng
1- màng; 2- đường xăng hồi; 3- áp suất điều khiển thiết bị định lượng –phân phối; 4- lò xo; 5- thanh lưỡng kim; 6- dây đốt



Hình 7.64 Ống khuếch tán của thiết bị đo lưu lượng với tiết diện thay đổi

a) côn cơ bản; b) côn hẹp; c) côn rộng
1- khu vực tương ứng với chạy toàn tải
2- tương ứng với tải trọng bộ phận
3- tương ứng với chế độ không tải

-Làm đậm hoà khí ở toàn tải là nhờ giảm áp suất ở không gian điều khiển (hình7.65), được ghép vào thiết bị điều khiển chạy ấm máy. Trong trường hợp này thiết bị có hai lò xo. Lò xo thứ hai tỳ lên màng 10. Buồng trên nối với đường nạp phía sau bướm ga nhờ ống nối 3; buồng dưới thông với áp suất khí trời qua lỗ 9.



Hình 7.65 Thiết bị hiệu chỉnh chạy ấm máy kết hợp với hiệu chỉnh nồng độ hỗn hợp

a) Khi chạy không tải và tải trọng bộ phận; b) khi chạy toàn tải

1- dây đốt; 2- thanh lưỡng kim; 3- ống nối với đường nạp; 4- màng; 5- đường hồi xăng; 6- áp suất điều khiển bộ định lượng; 7- lò xo; 8- cữ giới hạn trên; 9- đường nối thông khí quyển; 10- vách ngăn; 11- cữ giới hạn dưới.

Ở chế độ ít tải, bướm ga đóng nhỏ. Chênh áp trên và dưới màng sẽ đẩy màng đi lên tỳ vào gờ chặn 8. Ở toàn tải chênh áp giảm, lò xo trong đẩy màng 10 cong xuống tỳ lên gờ chặn dưới 11, qua đó kéo màng điều khiển 4, giảm áp suất ở phía trên piston điều khiển.

-Gia tốc- kết cấu của hệ thống đảm bảo tốt yêu cầu gia tốc.

-Khởi động lạnh dùng vòi phun khởi động 8, được điều khiển qua công tắc nhiệt, giống như ở hệ thống phun xăng điện tử.

7.9.3 Hệ thống phun xăng cơ điện tử KE - jetronic

Hệ thống được hoàn thiện thêm trên cơ sở K- JETRONIC, nhờ một số chức năng được điều khiển điện tử.

-Hoàn thiện việc làm đậm hoà khí ở các chế độ chạy ấm máy, khi gia tốc hoặc toàn tải;

-Cắt xăng khi giảm tốc độ đột ngột;

-Hạn chế tốc độ cực đại n_{max};

-Hiệu chỉnh ảnh hưởng của độ cao mặt biển;

-Điều chỉnh lambda kết hợp với bộ xúc tác khí xả.

Dựa trên các thông tin truyền tới từ cảm biến vị trí bướm ga, tốc độ động cơ, công tắc khởi động, nhiệt kế áp kế và cảm biếm lamda thông qua bộ chấp hành độc đáo kiểu điện – thuỷ làm thay đổi chênh áp ở khu xẻ rãnh trên xylanh định lượng qua đó hiệu chỉnh lượng xăng phun ra.

7.9.4 Điều chỉnh lamda kết hợp với bộ xúc tác khí xả

1. Xử lý khí xả

Xử lý khí xả nhằm giảm về cơ bản mức độ độc hại khí xả bằng cách lắp bình xúc tác trên đường ống xả. Hiện có ba loại bình xúc tác:

+ Xúc tác hai dòng - đó là bình xúc tác lắp nối tiếp. Không khí bổ xung đưa vào cả hai bình: Bình thứ nhất giảm bớt NO_x, bình thứ hai khử HC và CO bằng oxi hoá. Loại này tốn xăng vì hoà khí phải đậm, mặt khác NH_3 được tạo ra khi khử NO_x có thể một phần bị oxi hoá để trở lại NO_x khi gặp không khí bổ xung giữa hai bình.

+ Xúc tác ba dòng hay ba chức năng - cho phép sử lý ba chất độc hại HC, CO và NO_x với điều kiện là hoà khí chuẩn $\alpha = 1$ với sai số 1%. Ra ngoài giới hạn trên, hoạt động của thiết bị sẽ bị rối loạn. Do đó bình xúc tác ba chức năng phải hoạt động với cơ cấu hiệu chỉnh α của hoà khí nhờ một thiết bị riêng gọi là điều chỉnh Lambda. Hệ thống này chỉ hoạt động với xăng không pha chì.

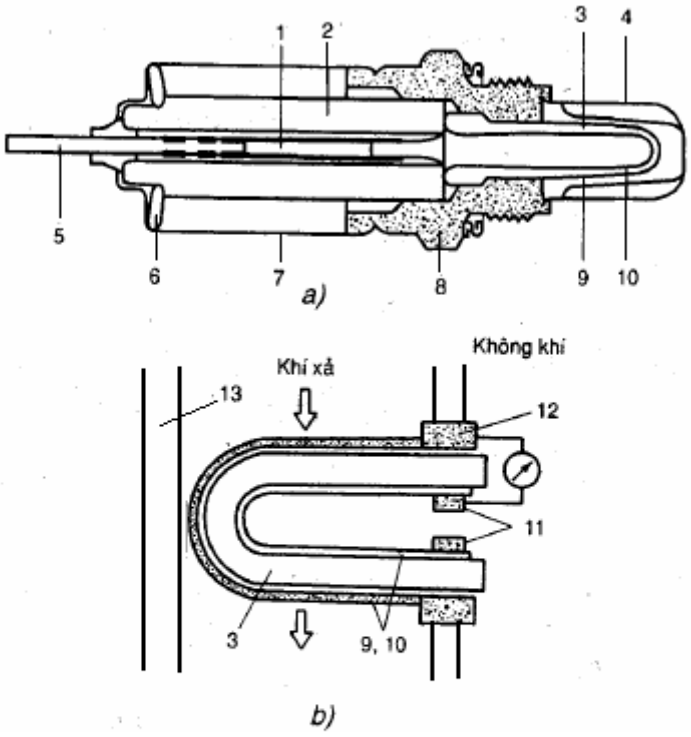
2. Mạch điều chỉnh Lambda

Mạch này hoạt động theo nguyên tắc đo liên tục nồng độ khí xả và hiệu chỉnh kịp thời lưu lượng xăng phun ra theo kết quả đo nhờ bộ hiệu chỉnh trung tâm ECU. Phần tử chính của mạch là cảm biến Lambda 18 (7.47) lắp trên đường xả chung sau chỗ nối các nhánh ống xả từ xilanh ra. Hình 7.66 giới thiệu sơ đồ cấu tạo của một cảm biến Lambda. Phần tử đo là một ống sứ đặc biệt 3 (dioxide de zirconium), một đầu bịt kín hai bề mặt trong, ngoài là các điện cực bằng lớp platine mỏng, rỗng, khí thể thẩm thấu qua được. Điện cực mặt ngoài tiếp xúc với khí xả của động cơ, điện cực mặt trong tiếp xúc với không khí. Mặt ống đo phía khí xả được phủ một lớp sứ rỗng bảo vệ lớp platine, ống bảo vệ 4 chịu được nhiệt độ tới 1000^0C được xẻ rãnh so le tránh xung trực tiếp của khí xả.

Nguyên tắc đo dựa trên hàm lượng khí ôxy trong không khí và khí xả, được đốt tới nhiệt độ nhất định ống sứ trở nên dẫn điện, tín hiệu đo xuất hiện khi có khác biệt về nồng độ ôxy ở hai điện cực, khi α=1 điện áp sẽ có bước nhảy đột ngột (hình 7.67) do hiệu ứng xúc tác của bề mặt phía khí xả tạo ra tín hiệu từ cảm biến lambda đưa tới bộ điều khiển trung tâmECU.

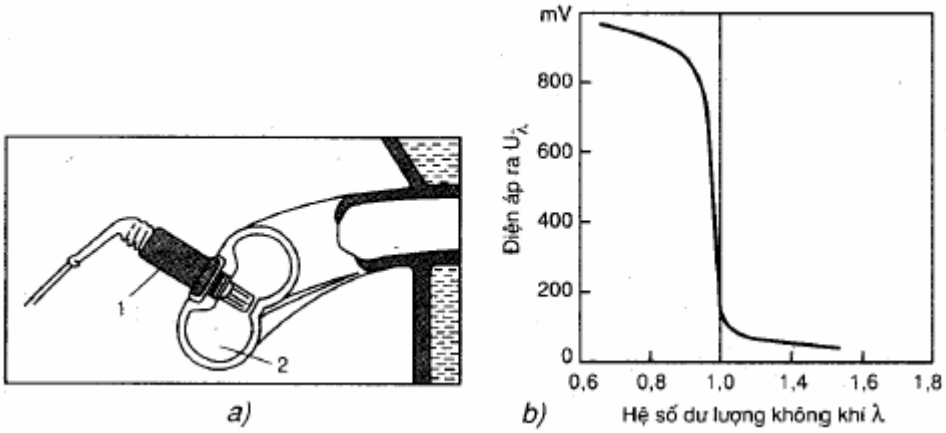
Mạch hiệu chỉnh (hình 7.68) hoạt động theo nguyên tắc thích ứng cho phép hiệu chỉnh lượng xăng phải đảm bảo hoà khí chuẩn α=1. Để thực hiện điều đó một ngưỡng điều chỉnh (khoảng 500mV) được lập trình trong bộ điều chỉnh trung tâm. Khi tín hiệu nhỏ hơn ngưỡng trên (hoà khí nhạt) xăng sẽ được phun nhiều hơn. Ngược lại (hoà khí đậm) sẽ giảm lượng xăng. Quá trình này được xử lý êm tránh tránh hiện tượng đột ngột.

Cảm biến lambda chỉ hoạt động khi nhiệt độ phần tử đo ≥ 250^{0}C. Người ta thường sấy nóng nó, duy trì nhiệt độ ổn định để nó hoạt động không phụ thuộc tải của động cơ. Nếu có sai sót, sự cố về cảm biến lambda do mạch kiểm tra phát hiện, mạch điều chỉnh sẽ tự động ngắt (để tránh những điều chỉnh sai lệch về một phía chỉ làm đậm hoặc làm nhạt hoà khí).



Hình 7.66 Sơ đồ cấu tạo (a) và lắp đặt (b) của cảm biến Lamda

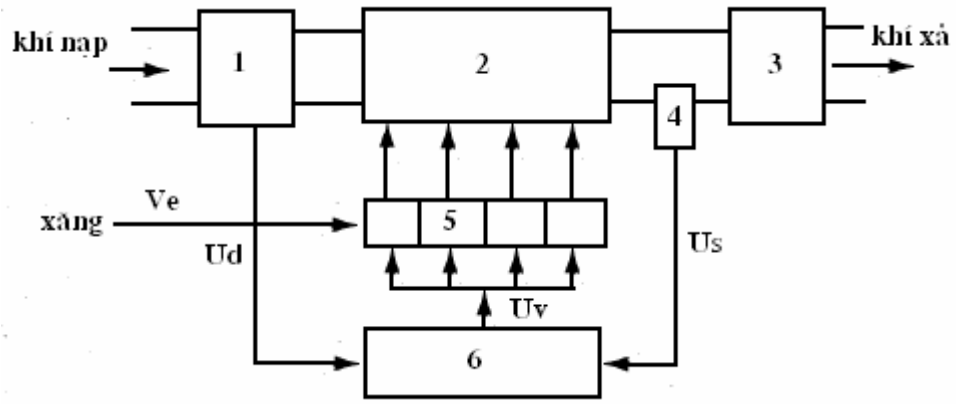
1- chi tiết tiếp xúc; 2- ống đỡ bằng sứ; 3- phần tử đo bằng sứ; 4- ống bảo vệ (phía khí xả); 5- dây điện; 6- vòng đệm; 7- vỏ bảo vệ (phía không khí); 8- thân; 9- điện cực âm; 10- điện cực dương; 11, 12- điểm tiếp xúc; 13- đường ống xả.



Hình 7.67 Cảm biến hệ số dư lượng không khí lambda

a) sơ đồ lắp đặt; b) điện áp ra của cảm biến

1- cảm biến Lamda; 2- ống xả



Hình7.68 Sơ đồ điều chỉnh mạch lambda

1- lưu lượng kế không khí; 2- động cơ; 3- bình xúc tác khí xả; 4- cảm biến Lamda; 5- vòi phun xăng; 6- bộ điều khiển trung tâm

Khi khởi động, chạy ấm máy, chạy toàn tải hoặc gia tốc, đòi hỏi hoà khí đậm, mạch điều chỉnh lambda cũng được ngắt tạm thời.

Đặc tính cơ bản của ba loại cảm biến lambda đang sử dụng hiện nay được giới thiệu trên bảng 7-1

Ba loại cảm biến lambda hiện có trên thị trường

Đặc tính	Cảm biến không đốt nóng	Cảm biến được đốt nóng	Cảm biến đốt nóng dùng cho hoà khí nhạt
Phạm vi điều chỉnh	$\lambda = 1$	$\lambda = 1$	$\lambda \geq 1$
Nhiệt độ làm việc	$350 \div 850^0$C	$150 \div 850^0$C	$150 \div 850^0$C
ứng dụng	động cơ xăng	động cơ xăng, có thể lắp ở vùng nhiệt độ khí xả thấp	-động cơ hoà khí nhạt -động cơ diezen
Xăng sử dụng	Không pha chì	Không pha chì	Tối đa 0,4g/l
Tuổi thọ	80.000km	>160.000km	80.000km

7.9.5 Ưu nhược điểm của hệ thống phun xăng

So với hệ thống dùng chế hoà khí, hệ thống phun xăng có những ưu điểm sau:

-Số lượng và thành phần hoà khí vào các xylanh đều hơn nhờ đó trong điều kiện sử dụng có thể dùng hoà khí nhạt hơn, đặc biệt là các hệ thống phun xăng nhiều điểm;

-Hệ số nạp của động cơ lớn hơn vì không có họng trong đường nạp do không có bộ chế hoà khí, giảm mức độ sấy nóng trên đường nạp, khi phun nhiên liệu vào xylanh động cơ khối lượng không khí nạp sẽ nhiều hơn;

-Tỷ số nén ε lớn hơn vì giảm sấy nóng ống nạp khiến phần lớn xăng bay hơi trong xylanh. Tỷ số nén lớn hơn khoảng 1 đơn vị;

-Tính hưởng ứng của động cơ được cải thiện vì không thấy rõ tính chậm chạp lạc hậu của dòng xăng so với không khí trong các chế độ chuyển tiếp;

- Định lượng xăng phun vào xylanh động cơ lúc khởi động chính xác hơn làm cho động cơ khởi động lạnh dễ hơn;

- Công suất động cơ cao hơn;

-Dùng hệ thống phun xăng trong động cơ nhiều xylanh cho phép hiệu chỉnh công suất động cơ ở chế độ tải nhỏ bằng cách ngừng cấp hoà khí cho một số xylanh;

- Qúa trình cháy được thực hiện tối ưu nhờ điều khiển đánh lửa hợp lý;

- Ô nhiễm môi trường do khí thải tạo ra là nhỏ nhất, đặc biệt trong hệ thống có cảm biến lambda;

-Động cơ hoạt động tốt ở mọi điều kiện thời tiết, địa hình tư thế xe;

-Dễ thực hiện biện pháp phân lớp hòa khí để khu vực gần buji luôn có $\alpha = 0,85 \div 0,95$; các khu vực còn lại trong buồng cháy là hoà khí nhạt.

Những ưu điểm trên làm cho công suất động cơ tăng khoảng 10%, tiêu hao nhiên liệu giảm từ $10 \div 16\%$ và giảm nhiều độc hại của khí xả.

Hệ thống phun xăng còn có một số tồn tại sau:

- Cấu tạo phức tạp có độ nhậy cảm cao và yêu cầu cao đối với chất lượng xăng và không khí (phải lọc sạch dùng xăng không pha chì …) khó bảo dưỡng sửa chữa, đòi hỏi người bảo dưỡng sửa chữa phải có trình độ chuyên môn và tay nghề cao.

- Giá thành cao.

Hiện nay hệ thống phun xăng được dùng rộng rãi trên các loại xe du lịch. Song song với sự phát triển của kỹ thuật phun xăng, sự giảm liên tục giá thành, các linh kiện của thiết bị điện tử, nhất là những quy định ngày càng ngặt nghèo về mức độc hại khí xả của ôtô, các hệ thống phun xăng sẽ được sử dụng ngày càng rộng rãi trên các xe ôtô.

Chương 8

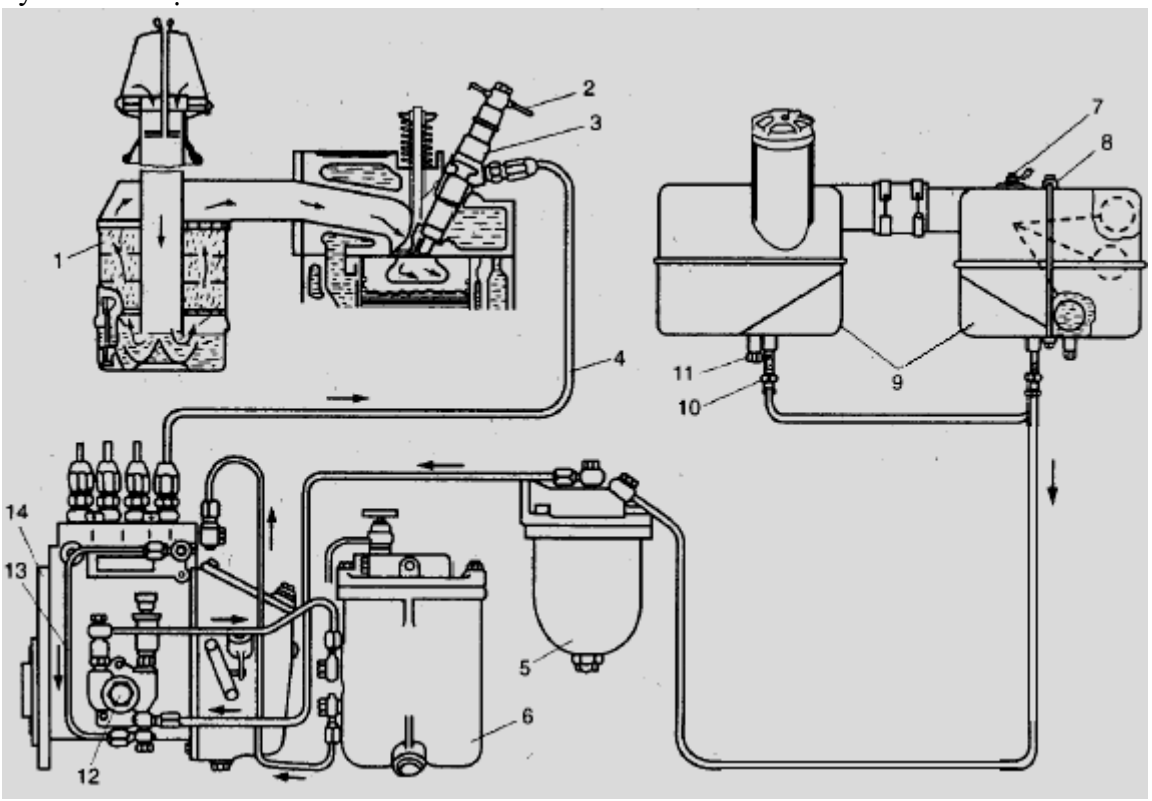
HỆ THỐNG CUNG CẤP CỦA ĐỘNG CƠ DÙNG NHIÊN LIỆU DIÊZEL

8.1 MỘT SỐ VẤN ĐỀ CHUNG

8.1.1 Sơ đồ hệ thống nhiên liệu động cơ diezen

Điểm khác biệt lớn của động cơ diezen so với động cơ xăng là địa điểm và thời gian hình thành hoà khí. Trong động cơ xăng, hoà khí bắt đầu hình thành ngay từ khi xăng được hút khỏi vòi phun vào đường nạp (động cơ dùng bộ chế hoà khí) hoặc được phun vào xylanh động cơ (động cơ phun xăng). Quá trình trên còn tiếp diễn bên trong xylanh, suốt quá trình nạp và quá trình nén cho tới khi được đốt cháycưỡng bức bằng tia lửa điện. Ở động cơ diezen gần cuối quá trình nén , nhiên liệu mới được phun vào buồng cháy động cơ để hình thành hoà khí, rồi tự bốc cháy. Hệ thống nhiên liệu động cơ diezen được chỉ ra trên hình 8.1

Bơm 12 hút nhiên liệu từ bình chứa 9 qua lọc thô 5 vào bơm rồi được bơm qua bình lọc tinh 6, tới bơm cao áp 14, các bình lọc 5 và 6, lọc sạch sạn bẩn lẫn trong nhiên liệu. Bơm cao áp đẩy nhiên liệu đi tiếp vào đường cao áp 4, tới vòi phun để phun vào buồng cháy động cơ, nhiên liệu dư thừa trong bơm cao áp đi qua van tràn ra đường 13 trở về cửa hút của bơm chuyển nhiên liệu 12.



Hình 8.1 Hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ Diezel

1- bình lọc không khí; 2- ống dẫn nhiên liệu thừa; 3-vòi phun; 4- ống dẫn cao áp; 5- bình lọc thô; 6- bình lọc tinh; 7- cảm biến mức nhiên liệu; 8- đai giữ; 9- thùng nhiên liệu; 10- van; 11- nút xả; 12- bơm chuyển nhiên liệu; 13- đường dẫn nhiên liệu ; 14- bơm cao áp

Một phần nhiên liệu rò rỉ trong vòi phun (khoảng 0,02% nhiên liệu phun vào xylanh) đi theo đường 2 trở về thùng chứa.

Không khí từ ngoài trời qua bình lọc khí 1 vào ống nạp, rồi qua xupap nạp đi vào động cơ. Trong quá trình nén các xupap hút và xả đều đóng kín, khi piston đi lên không khí trong

xy lanh bị nén. Piston càng tới sát điểm chết trên, không khí bên trên piston bị chèn chui vào phần khoét lõm ở đỉnh piston, tạo ra ở đây dòng xoáy lốc hướng kính ngày càng mạnh. Cuối quá trình nén, nhiên liệu được phun vào dòng xoáy lốc này, được xé nhỏ, sấy nóng, bay hơi và hoà trộn đều với không khí tạo ra hoà khí rồi tự bốc cháy.

8.1.2 Nhiệm vụ và yêu cầu đối với hệ thống nhiên liệu động cơ diezen

1- Nhiệm vụ

a) Dự trữ nhiên liệu đảm bảo cho động cơ có thể làm việc liên tục trong một thời gian nhất định, khôngh cần cấp thêm nhiên liệu ; lọc sạch nước, tạp chất cơ học lẫn trong nhiên liệu ; giúp nhiên liệu chuyển động thông thoáng trong hệ thống.

b) Cung cấp nhiên liệu cho động cơ đảm bảo tốt các yêu cầu sau:

Lượng nhiên liệu cấp cho mỗi chu trình phải phù hợp với chế độ làm việc của động cơ.

Phun nhiên liệu vào đúng thời điểm, đúng quy luật mong muốn.

Lưu lượng nhiên liệu vào các xylanh phải đông đều

Phải phun nhiên liệu vào xylanh qua lỗ phun nhỏ với chênh áp lớn phía trước và sau lỗ phun, để nhiên liệu được xé tơi tốt.

c) Các tia nhiên liệu phun vào xylanh động cơ phải đảm bảo kết hợp tốt giữa số lượng, phương hướng, hình dạng, kích thước của các tia phunvới hình dạng buồng cháy và với cường độ và phương hướng chuyển động của môi chất trong buồng cháy để hoà khí được hình thành nhanh và đều.

2- Yêu cầu đối với hệ thống

Hệ thống nhiên liệu động cơ diezen phải thảo mãn các yêu cầu sau:

-Hoạt động lâu bền có độ tin cậy cao;

-Dễ dàng, thuận tiện trong sử dụng, bảo dưỡng và sửa chữa;

-Dễ chế tạo, giá thành hạ;

8.1.3 Đặc điểm và phân loại sự hình thành hoà khí trong động cơ diezen

1- Đặc điểm hình hành hoà khí trong động cơ diezen

Có hai đặc điểm sau:

- Hoà khí được hình thành bên trong xylanh động cơ với thời gian rất ngắn; tính theo góc quay trục khuỷu, chỉ bằng $\frac{1}{10}$ đến $\frac{1}{20}$ so với trường hợp của máy xăng; ngoài ra nhiên liệu diezen lại khó bay hơi hơn xăng nên phải được phun thật tơi và hoà trộn đều trong không gian buồng cháy. Vì vậy phải tạo điều kiện để nhiên liệu được sấy nóng, bay hơi nhanh và hoà trộn đều với không khí trong buồng cháy nhằm tạo ra hoà khí; mặt khác phải đảm bảo cho nhiệt độ không khí trong buồng cháy tại thời gian phun nhiên liệu đủ lớn để hoà khí có thể tự bốc cháy.

- Quá trình hình thành hoà khí và quá trình bốc cháy nhiên liệu của động cơ diezen chồng chéo lên nhau. Sau khi phun nhiên liệu, trong buồng cháy diễn ra một loạt thay đổi lý hoá của nhiên liệu, sau đó phần nhiên liệu phun vào trước đã tạo ra hoà khí, tự bốc cháy, trong khi nhiên liệu vẫn được phun tiếp, cung cấp cho xylanh của động cơ. Như vậy sau khi đã cháy một phần, hoà khí vẫn tiếp tục được hình thành, và thành phần hoà khí thay đổi liên tục trong không gian của quá trình.

2- Những đặc trưng của động cơ diezen

Do thời gian hình thành hoà khí bên trong ngắn, làm cho chất lượng hoà trộn rất khó đạt tới mức độ đồng đều, vì vậy động cơ có những đặc trưng sau:

- Trong quá trình nén, bên trong xylanh chỉ là không khí, do đó có thể tăng tỷ số nén ε, qua đó làm tăng hiệu suất động cơ, đồng thời tạo điều kiện thuận lợi làm tăng nhiệt độ môi chất giúp hoà khí dễ tự bốc cháy.

- Đường nạp chỉ có không khí nén nên không cần để ý đến vấn đề sấy nóng, bay hơi của nhiên liệu trên đường nạp như máy xăng. Có thể dùng đường nạp có kích thước lớn ít gây cản và không cần sấy nóng với cấu tạo đơn giản.

- Có thể dùng hoà khí rất nhạt trong buồng cháy (do tính hoà trộn không đều của hoà khí) nên có thể sử dụng cách điều chỉnh chất (tức chỉ điều chỉnh lượng nhiên liệu cấp cho chu trình mà không điều chỉnh lượng không khí) khi cần thay đổi tải của động cơ.

- Động cơ diezen có một mặt bất lợi (do tính chất hoà trộn không đều tạo ra) là bị hạn chế khả năng giảm α (tức là không thể sử dụng hết không khí thừa trong buồng cháy để đốt thêm nhiên liệu) và khả năng nâng cao tốc độ động cơ (do tốc độ cháy của hoà khí không đều chậm hơn). Những hạn chế trên đã làm cho công suất lít (công suất đơn vị) của động cơ diezen nhỏ hơn so với động cơ xăng.

3- Phân loại hình thành hoà khí trong động cơ diezen

1.Dựa vào vị trí bay hơi của nhiên liệu chia thành :

+ Hình thành hoà khí kiểu không gian: nhiên liệu được phun tơi vào không gian buồng cháy, được sấy nóng, bay hơi và hoà trộn đều với không khí tại đây, tạo thành hoà khí .

+ Hình thành hoà khí trên bề mặt: nhiên liệu được phun vào tráng thành màng trên bề mặt thành buồng cháy, được sấy nóng bay hơi tại đây để hoà trộn với không khí .

+ Hình thành hoà khí kiểu hỗn hợp: theo yêu cầu của các chế độ vận hành khác nhau, một phần nhiên liệu được hình thành hoà khí theo kiểu không gian, còn một phần hình thành trên bề mặt buồng cháy.

2.Dựa vào nhân tố điều khiển, sự hình thành hoà khí chia thành:

- Phun trực tiếp, hình thành hoà khí chủ yếu dựa vào sự phối hợp giữa chất lượng phun sương của nhiên liệu với hình dạng buồng cháy, tác dụng phụ là vận động xoáy lốc của dòng khí nạp và dòng khí chèn cuối quá trình nén.

- Kiểu xoáy lốc, hình thành hoà khí chủ yếu dựa vào sự phối hợp giữa chuyển động xoáy lốc của dòng môi chất đi vào buồng cháy phụ và tia nhiên liệu trong buồng cháy, ngoài ra còn dựa vào cường độ của dòng môi chất từ buồng cháy phụ phun ra sau khi bốc cháy kết hợp với hình dạng buồng cháy chính.

- Kiểu dự bị, hình thành hoà khí chủ yếu dựa vào áp suất cao của môi chất trong buồng cháy dự bị, sau khi một phần nhiên liệu đã được cháy trước ở đây tạo ra để phun vào buồng cháy chính, giúp nhiên liệu chưa cháy kịp và không khí được hoà trộn tốt và cháy kiệt nhanh trong buồng cháy chính.

8.2 BƠM CAO ÁP

8.2.1 Nhiệm vụ

Bơm cao áp có nhiệm vụ cung cấp nhiên liệu cho xylanh động cơ đảm bảo:

- Nhiên liệu có áp suất cao, tạo nên chênh áp lớn trước và sau lỗ phun;

- Cung cấp nhiên liệu đúng thời điểm và theo quy luật mong muốn;

-Cung cấp nhiên liệu đồng đều vào các xylanh động cơ ;

- Dễ dàng và nhanh chóng thay đổi lượng nhiên liệu cung ấp cho chu trình phù hợp với chế độ làm việc của động cơ.

8.2.2 Phân loại bơm cao áp

Để thực hiện những nhiệm vụ đã nêu, tới nay đã xuất hiện nhiều loại bơm cao áp. Người ta phân loại bơm cao áp theo những đặc điểm sau.

a) Theo phương pháp thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình người ta chia bơm cao áp thành hai loại; bơm cao áp thay đổi và không thay đổi hành trình toàn bộ của piston .

1- Bơm cao áp thay đổi hành trình toàn bộ của piston khi thay đổi lượng nhiên liệu chu trình gồm ba loại sau:

- Dịch chuyển trục cam với các vấu cam có prôfin thay đổi (cam có dạng côn);

- Thay đổi tỷ số truyền của cơ cấu truyền động từ cam dẫn động tới con đội bơm cao áp.

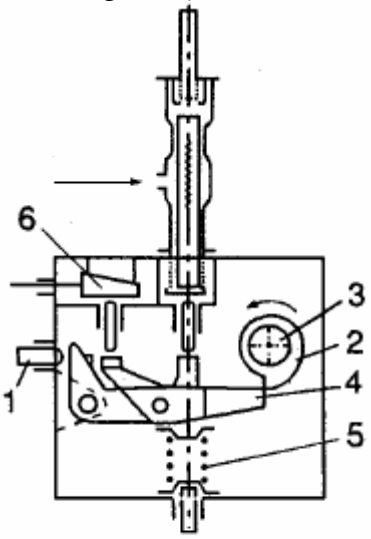
- Thay đổi độ dầy của chêm hãm (hình8.2)

Trong loại này, cam 3 quay theo chiều mũi tên đẩy hệ tay đòn 4 đi xuống ép lò xo 5, lúc ấy lò xo bơm cao áp cũng đẩy piston đi xuống thực hiện hành trình hút nhiên liệu. Khi mũi đỉnh cam rời khỏi tay đòn 4 thì lò xo 5 đẩy hệ thống tay đòn 4 tỳ lên vít hạn chế 1. Hành trình bơm được thay đổi theo vị trí đầu chêm hình thang 6 gắn với bộ điều tốc của động cơ. Đẩy đầu chêm đi vào tăng chiều dày chêm hãm sẽ làm tăng hành trình bơm, rút đầu chêm ra sẽ ngược lại.

2- Bơm cao áp không thay đổi hành trình toàn bộ của piston gồm 3 loại:

- Bơm cao áp có van xả lắp trên đường cao áp, mở rộng van xả sẽ làm tăng lượng xả về đường hút, qua đó làm giảm lượng nhiên liệu cấp cho chu trình; đóng nhỏ van xả sẽ ngược lại.

- Bơm cao áp có van tiết lưu trên đường hút. Tăng mức tiết lưu của van sẽ làm giảm nhiên liệu hút vào xylanh, qua đó làm giảm lượng nhiên liệu cấp cho chu trình, giảm mức tiết lưu của van sẽ ngược lại.



Hình 8.2 Sơ đồ bơm cao áp thaydổi hành trình toàn bộ của piston dẫn động bằng lò xo

- Bơm Bosch là loại bơm được sử dụng nhiều nhất hiện nay(H8.3). Hành trình toàn bộ không thay đổi, trong hành trình toàn bộ ấy chỉ có một phần hành trình của nó là có ích, dùng để cấp nhiên liệu cao áp cho vòi phun, phần còn lại là để đẩy nhiên liệu qua các lỗ nạp a và lỗ xả b trở lại không gian bao quanh xylanh, do đó có thể điều khiển tăng hoặc giảm số nhiên liệu trở lại đó để đạt mục đích điều khiển số nhiên liệu phun vào xylanh động cơ.

a) Theo phương pháp phân phối nhiên liệu cho các xylanh động cơ chia thành:

- Bơm nhánh, gồm nhiều tổ bơm(số tổ bơm bằng số xylanh động cơ). Bơm nhánh có thể là bơm rời hoặc cụm bơm;

- Bơm phân phối dùng một tổ bơm cung cấp nhiên liệu cho nhiều xylanh động cơ;

c) theo phương pháp dẫn động hành trình, bơm cao áp chia thành hai loại:

- Dẫn động bằng trục cam (hình 8.3)

- Dẫn động bằng lực lò xo(hình8.2)

d) Theo quan hệ lắp đặt giữa bơm cao áp và vòi phun chia thành hai loại:

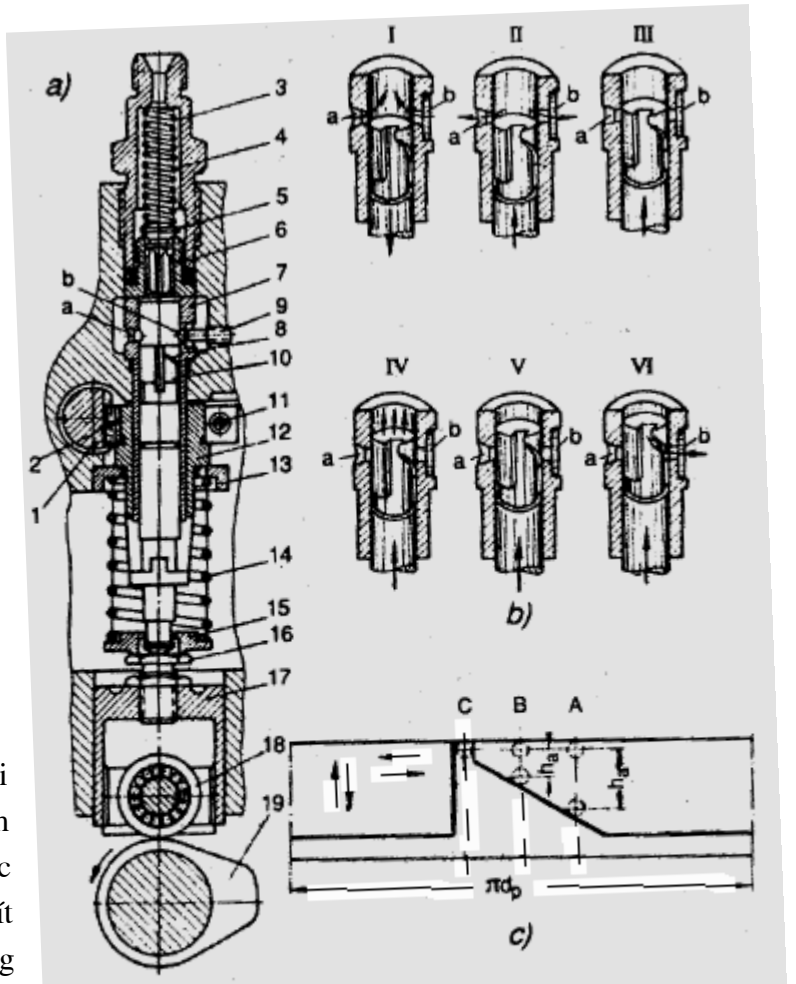
- Bơm cao áp và vòi phun lắp rời nhau (bơm và vòi phun nối với nhau qua đường cao áp);

- Bơm cao áp và vòi phun liền nhau(không có đường cao áp);

Hiện nay trên động cơ xe ôtô hầu hết dùng bơm Bosch.

8.2.3 Bơm bosch

1- Cấu tạo



Hình 8.3 Bơm Bosch

a) 1 tổ bơm; b) quá trình cung cấp; c) thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình. 1- thanh răng; 2- vành răng; 3- đầu ống nối; 4- lò xo van cao áp; 5- van cao áp; 6- đế van cao áp; 7- xy lanh; 8- gờ xả nhiên liệu; 9, 11- vít; 10- piston; 12- ống xoay; 13,15- đĩa trên, dưới lò xo; 14- lò xo; 16- bulông; 17- con đội; 18- con lăn; 19

Phần chính của bơm là cặp bộ đôi siêu chính xác piston – xylanh bơm cao áp , lắp khít nhau. Piston 10 được cam 19 đẩy lên qua con đội 17 và vít điều chỉnh 16. Hành trình đi xuống của piston là nhờ lò xo 4 và đĩa lò xo 15. Ngạnh chữ thập ở phần đuôi piston 10 được ngàm trong rãnh dọc của ống xoay 12. Vành răng 2, bắt chặt trên đầu ống xoay 12, ăn khớp với thanh răng 1. Như vậy dịch chuyển thanh răng 1 sẽ làm xoay piston 10. Phần đầu piston xẻ một rãnh nghiêng, không gian phía bên dưới rãnh nghiêng thông với không gian phía trên đỉnh piston là nhờ rãnh dọc.

2- Nguyên tắc hoạt động

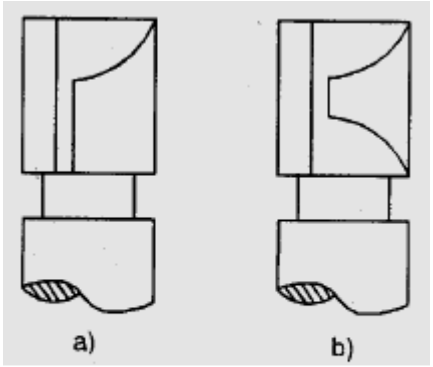
Piston đi xuống nhờ lực đẩy của lò xo 14 (hình 8.3), van 5 đóng kín, nhờ độ chân không được tạo ra trong không gian phía trên piston, nhờ mở các lỗ a,b nhiên liệu được nạp đầy vào không gian này cho tới khi piston nằm ở vị trí thấp nhất.

- Piston đi lên (nhờ cam 19), lúc đầu nhiên liệu bị đẩy qua các lỗ a, b ra ngoài; khi đỉnh piston che kín hai lỗ a và b thì nhiên liệu ở không gian phía trên piston 10 bị ép tăng áp suất, đẩy mở van cao áp 5, nhiên liệu đi vào ống cao áp tới vòi phun. Quá trình cấp nhiên liệu được tiếp diễn tới khi rãnh nghiêng trên đầu piston mở lỗ xả b (thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu), từ lúc ấy nhiên liệu từ không gian phía trên piston qua rãnh dọc thoát qua lỗ b ra ngoài và áp suất trong xylanh giảm đột ngột, van cao áp được đóng lại (dưới tác dụng của lò xo 4 và áp suất dư của đường cao áp).

Do hiện tượng tiết lưu của các lỗ hút a và lỗ xả b, do tính chịu nén của nhiên liệu và tính đàn hồi của kim loại nên thời điểm bắt đầu và kết thúc cấp nhiên liệu thực tế có thể sai khác chút ít so với thời điểm đóng mở theo kích thước hình học của các lỗ và của piston.

Thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình được diễn tả trên đồ thị khai triển(hình 8.3c) (triển khai chu vi $\pi.d$ phần đầu piston và mặt trong của xylanh trên mặt phẳng- trong đó d là đường kính xylanh). Trên đồ thị lỗ b(hình 8.3a) nằm trên xylanh (các lỗ khuất trên hình 8.3c). Hành trình bơm của piston tương đương với việc chuyển dịch lỗ b chạy một hành trình toàn bộ S_{tb} từ trên xuống khi piston đứng yên. Vị trí mà mép trên của đỉnh piston che kín lỗ b(vòng tròn b tiếp tuyến với đỉnh) thể hiện thời điểm bắt đầu cấp nhiên liệu , còn vị trí mà mép của rãnh chéo mở lỗ b- thể hiện thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu (vòng tròn b tiếp tuyến với rãnh chéo), khoảng cách tâm của hai vòng tròn trên thể hiện hành trình có ích S_e của piston . Ba vị trí A, B, C của lỗ b tương úng với ba vị trí khác nhau của thanh răng bơm cao áp, vị trí A cho hành trình có ích S_e lớn nhất ; vị trí B cho S_e nhỏ hơn, còn vị trí C cho S_e =0. Như vậy cho lỗ b (lỗ thoát nhiên liệu trên xylanh) trên đồ thị khai triển chuyển dần sang phải (tức là cho piston bơm cao áp xoay tho chiều kim đồng hồ nếu nhìn từ trên xuống) sẽ làm tăng hành trình có ích S_e.

Mép trên của đầu piston quyết định thời điểm bắt đầu cấp nhiên liệu, còn mép chéo phía dưới của đầu piston quyết định thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu. Với piston bơm cao áp có đỉnh bằng và rãnh chéo nằm phía dưới (hình 8.3) thì thời điểm bắt đầu cấp nhiên liệu luôn luôn không thay đổi, muốn thay đổi lượng nhiên liệu của chu trình cần phải thay đổi hành trình có ích S_e, tức là thay đổi thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu.



Hình 8.4 Hình dạng phần đầu trên của piston bơm cao áp

Nếu phần rãnh chéo trên đầu piston bơm cao áp được làm ở phía trên (hình 8.4a), thì lượng nhiên liệu chu trình được thay đổi bằng cách thay đổi thời điểm bắt đầu cấp nhiên liệu, còn rãnh chéo nằm cả phía trên và phía dưới đầu piston (hình 8.4b), thì khi thay đổi lượng nhiên liệu chu trình cả thời gian bắt đầu và thời gian kết thúc cấp nhiên liệu đều thay đổi theo.

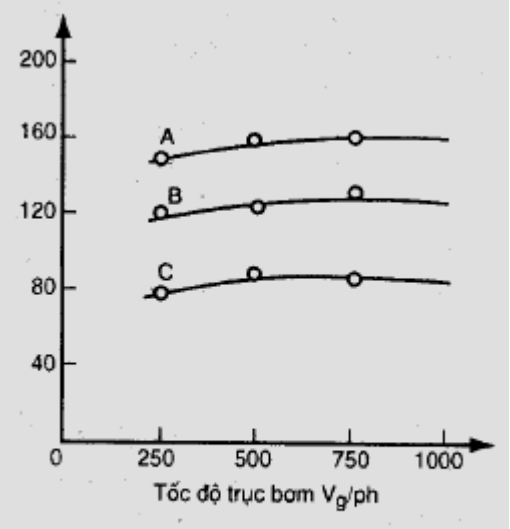
3) Đặc tính của bơm Bosch

Tại một vị trí của thanh răng bơm cao áp, biến thiên lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct}(lượng nhiên liệu của một hành trình bơm)theo tốc độ trục khuỷu n của bơm Bosch được gọi là đặc tính cung cấp của bơm. Trên đồ thị khai triển phần đầu piston bơm cao áp (hình 8.3c) hành trình có ích h_a được xác định theo kích thước hình học của piston và xylanh bơm.

Trên thực tế nhiên liệu đi qua lỗ thoát b, do có tổn thất lưu động nên thời gian đầu của quá trình cung cấp, áp suất nhiên liệu bên trong xylanh sẽ tăng lên sớm hơn so với thời đóng kín lỗ b theo kích thước hình học. Tương tự như trên thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu tực tế không xảy ra cùng thời điểm mở lỗ thông do gờ rãnh nghiêng phía dưới thực hiện mà thường muộn hơn. Vì vậy hành trình cấp nhiên liệu thực tế thường lớn hơn so với 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 kể trên càng lớn nếu tốc độ động cơ càng cao. Các đặc tính A, B, C của bơm Bosch (hình 8.5) tương ứng với ba vị trí khác nhau của thanh răng bơm cao áp, biến thiên của

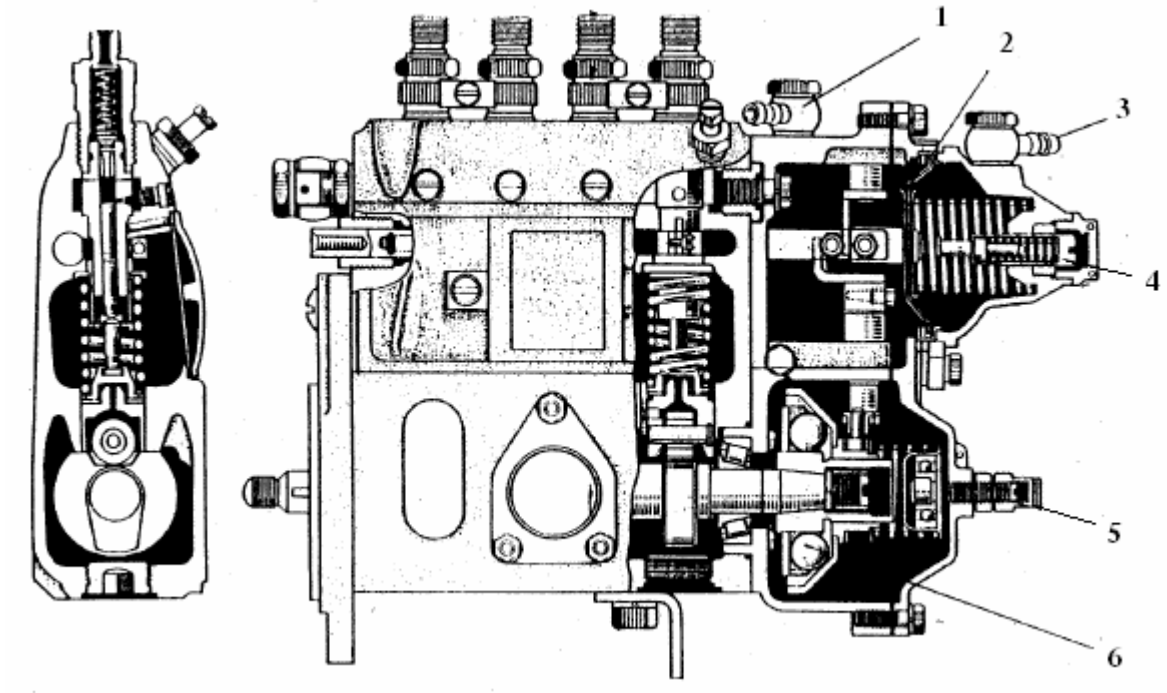
ba đặc tính ấy có xu hướng tương tự , tức là càng tăng tốc độ n (khi giữ không đổi vị trí thanh răng) càng làm tăng lượng nhiên liệu chu trình g_{ct}.

Đặc tính cung cấp của bơm Bosch trái ngược với đặc tính về thay đổi hệ số nạp η_v của động cơ khi tăng tốc độ n (càng tăng n hệ số nạp η_v càng giảm). Vì vậy nếu điều chỉnh sao cho thành phần hoà khí thích hợp ở tốc độ cao thì khi giảm tốc độ n, do nhiên liệu chu trình g_{ct} giảm và không khí nạp lại tăng khiến hoà khí bị nhạt đi làm giảm mô men của động cơ. Ngược lại nếu điều chỉnh thích hợp ở số vòng quay thấp thì khi tăng tốc độ sẽ làm cho hoà khí quá đậm gây cháy không hết (xuất hiện nhiều muội than do thiếu ôxy). Chính vì vậy trong hệ thống nhiên liệu lắp bơm Bosch thường có thêm cơ cấu hiệu chỉnh đặc tính cung cấp của bơm.



Hình 8.5 Đặc tính tốc độ của bơm cao áp Bosch

Trong bơm Bosch mỗi cặp piston và xylanh bơm cao áp tạo nên một tổ bơm, mỗi tổ bơm cấp nhiên liệu cho một xylanh. Động cơ dùng nhiều xylanh phải dùng nhiều tổ bơm, các tổ bơm ấy có thể làm rời tách riêng trong tổ (loại bơm rời) hoặc ghép liền với nhau thành bộ bơm cao áp (hình 8.6).



Hình 8.6 Bơm cao áp của ôtô TOYOTA – LAND CRUISER

- loại 4 nhánh , điều tốc cơ khí (cao tốc) và chân không (thấp tốc)-
1-đầu nối với áp suất khí sau bình lọc; 2- màng chân không; 3- đầu nối chân không; 4, 5- vít điều chỉnh; 6- quả văng

4) đặc điểm cấu tạo các cụm chi tiết chính của bơm Bosch

a) Bộ đôi piston và xylanh bơm cao áp (bộ đôi siêu chính xác)

Để có thể tạo áp suất cao và hoạt động lâu bền, piston và xylanh bơm cao áp phải được chế tạo chính xác và dùng vật liệu có độ chống mòn tốt.

1- Vật liệu chế tạo là loại thép hợp kim dùng làm ổ bi hoặc dùng làm dụng cụ cắt gọt kim loại như X15, XBГ , 25X5M. Bộ đôi làm bằng thép X15 sẽ có hình dạng kích thước ổn điịnh vì cấu trúc tế vi của nó ổn định. Nếu dùng thép 25X5M cần phải thấm Nitơ.

2- Nhiệt luyện để các mặt ma sát đạt độ cứng không nhỏ hơn HRC = 58, các mặt đầu không nhỏ hơn HRC = 55.

3- Điều kiện kỹ thuật của bộ đôi piston xylanh bơm cao áp như sau:

- Độ bóng các mặt ma sát không nhỏ hơn ∇ 11, mặt đầu xylanh không nhỏ hơn ∇ 10.
- Các mép gờ đỉnh, gờ rãnh nghiêng trên piston và gờ các lỗ thoát, lỗ hút của xylanh phải sắc cạnh;
- Sai lệch hình dáng hình học đối với đỉnh và gờ xả của piston không quá 0,02 trên chiều dài làm việc;
- Độ côn của piston và xylanh không quá 0,0006 trên chiều dài 20mm mặt làm việc;
- Độ ô van không quá 0,0005mm;
- Không có các vết xước trên bề mặt làm việc của bộ đôi;
- Khe hở bộ đôi được xác định trên thiết bị thuỷ lực đo độ kín ;
- Khi hỏng phải thay cả cặp bộ đôi.

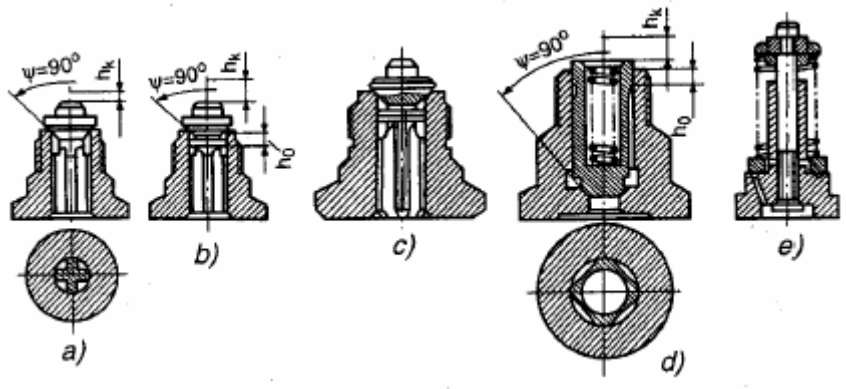
b) Bộ đôi van cao áp và đế van

1.Van cao áp và đế van là cặp chi tiết chính xác thứ hai của bơm cao áp, có nhiệm vụ:

- Ngăn không cho khí thể từ buồng cháy vào xylanh bơm cao áp (nếu dùng vòi phun hở).
- Giúp quá trình cung cấp nhiên liệu được ổn định (nếu dùng vòi phun kín).
- Giảm áp và dập tắt dao động áp suất trên đường ống cao áp sau khi kết thúc cấp nhiên liệu.
- Hiệu chỉnh đặc tính cung cấp tốc độ của bơm cao áp .

Tuỳ theo đặc điểm cấu tạo, van cao áp có thể thực hiện một hoặc một vài nhiệm vụ trên.

2. Đặc điểm cấu tạo(hình 8.7)



Hình 8.7 Cấu tạo của van cao áp (van một chiều)

a) van nấm không có vành giảm áp; b) van nấm có vành giảm áp; c) van hiệu chỉnh có vành giảm áp; d) van trụ có lò xo kim; e) van dập dao động

Diện tích lưu thông qua van f_k phải đủ lớn để dòng chảy gặp cản nhỏ nhất. Đối với van hình nấm có :

$$f_k = \pi h_k (d_k + h_k) \sin\frac{\Psi}{2}$$

trong đó : h_k- hành trình nâng của van; d_k- đường kính nhỏ nhất của mặy côn tỳ; Ψ - góc côn mặt tỳ: thường dùng $\Psi = 90^0$.

Tiết diện lưu thông qua van f_k còn có thể phụ thuộc yếu tố khác tuỳ theo cấu tạo cụ thể.

Cần đảm bảo $f_k = (1,5 \div 2,5)f_0$ (f_o- tiết diện lỗ của ống cao áp)

Đường kính trong của ống cao áp d_0

$$d_0 = \frac{d_p}{4,5 \div 6}$$ (d_p đường kính của piston bơm)

Thể tích nhiên liệu được van giảm áp hút là ΔV(H10.7b,d) (h_0 hành trình hút của van):

$$\Delta V = \pi \frac{d_0^2}{4} h_0 = \Delta p_0 . \quad \alpha_{nl} . V_\Sigma$$

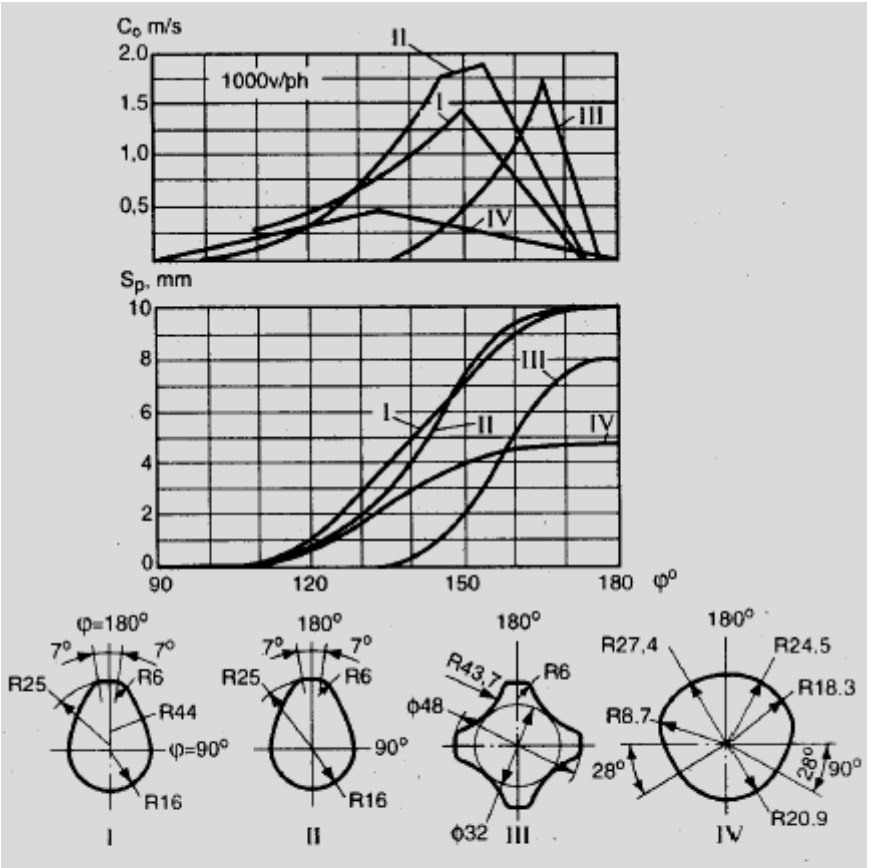
trong đó d_o- đường kính phần dẫn hướng của van; Δp_0 - độ chênh áp cần giảm của đường cao áp; α_{nl} - hệ số chịu nén của nhiên liệu ; V_Σ - thể tích nhiên liệu trên đường cao áp,vòi phun.

3. Điều kiện kỹ thuật:

- Vật liệu chế tạo: dùng hợp kim X15, XBГ .
- Độ cứng sau nhiệt luyện: mặt van đạt HRC $56 \div 62$, đế van đạt HRC $60 \div 64$.
- Van và đế van phải mài rà với nhau
- Kiểm tra độ kín khít của van; thường dùng khí nén có áp suất dư $0,4 \div 0,5$ MPa nhúng vào thùng dầu hoả không được sủi bọt khí .
- Khi hỏng phải thay cả cặp.

c) Cam dẫn động bơm cao áp

Quy luật cung cấp nhiên liệu của bơm cao áp thể hiện qua hàm lưu lượng thay đổi theo góc quay trục khuỷu, phụ thuộc vào chính biên dạng cam. C_0 là tốc độ của piston bơm cao áp khi trục cam chạy ở số vòng quay n_{co}=1000vòng/phút. Tốc độ thực tế của piston bơm cao áp C_p phụ thuộc số vòng quay thực tế của trục cam n_c, được tính theo $C_p = 0,001 C_o . n_c$(động cơ không cường hoá $C_p = 0,7 \div 2,0$m/s, động cơ cường hoá theo tốc độ $C_p = 3 \div 3,2$m/s). Trên đồ thị $C_0 = f(\varphi_c)$ (trong đó φ_c góc quay trục cam),



Hình8.8 Độ nâng và tốc độ piston với các cam có profin khác nhau khi tốc độ trục bơm n_c= 1000 v/ph

I, II – cam lồi nhiều cung tròn và cam tiếp tuyến ; III- cam dạng lõm của bơm phân phối HD – 21/4; IV- cam có tốc độ nâng ban đầu tương đối nhỏ của loại bơm – vòi phun trên động cơ Diezen Cumins (Mỹ)

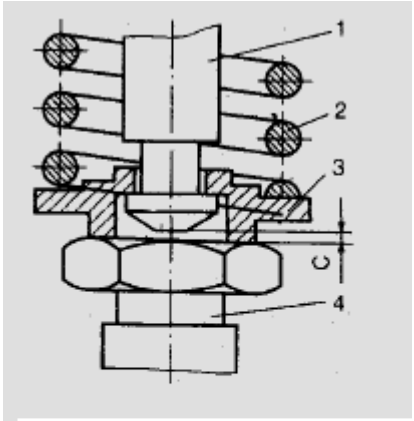
hành trình cấp nhiên liệu của piston bơm cao áp được đặt tại khu vực có C_0 lớn nhằm đảm bảo tính dứt khoát của thời điểm bắt đầu cũng như kết thúc cấp nhiên liệu, đồng thời duy trì áp suất phun tương đối cao trong suốt thời gian cung cấp (hình 8.8)

d) Biện pháp giảm lực cản khi xoay piston bơm cao áp

Muốn thay lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} của bơm Bosch cần phải chuyển dịch thanh răng bơm cao áp, qua đó làm xoay piston của bơm, để giảm lực cản tới mức nhỏ nhất khi kéo thanh răng người ta đã dùng hai giải pháp sau:

- Giảm bán kính mặt tiếp xúc giữa đuôi piston bơm cao áp và bulông con đội.

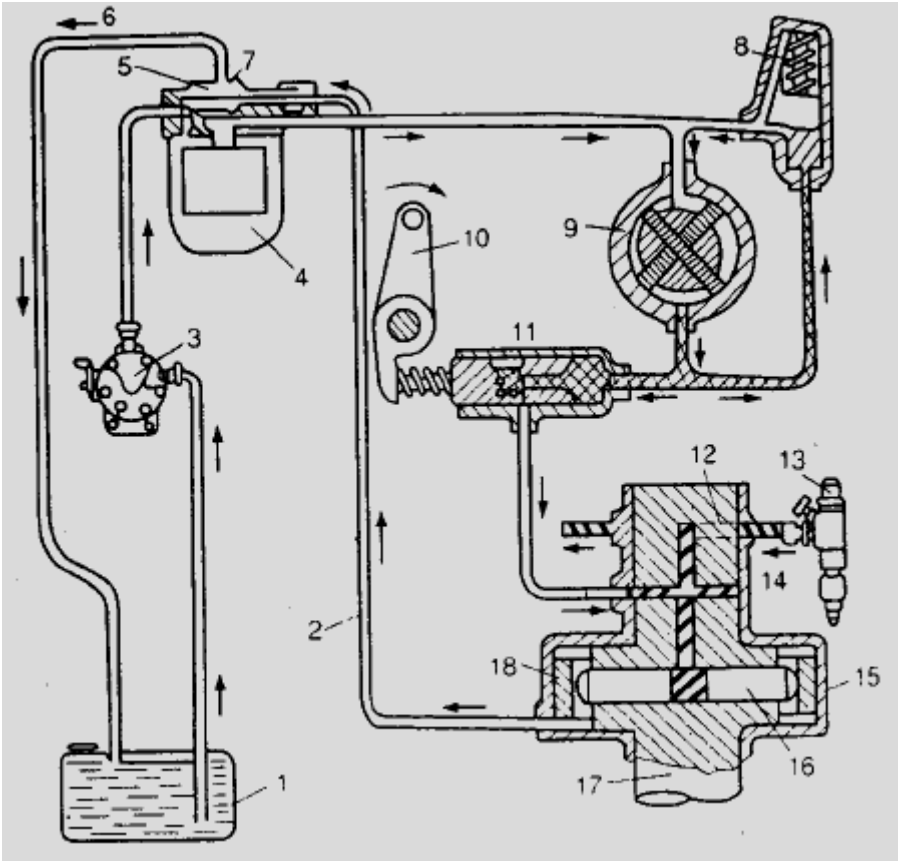
- Đặt phần tán của đuôi piston nằm gọn trong phần khoét lõm của đĩa dưới lò xo bơm cao áp, tạo ra một khe hở nhỏ c giữa đuôi piston và đầu bulông con đội. Nhờ đó piston bơm cao áp được xoay nhẹ nhàng trong khoảng thời gian giữa hai lần cung cấp nhiên liệu liền nhau của cùng một tổ bơm(trong cụm bơm cao áp có 6 tổ bơm thì thời gian mà áp suất nhiên liệu đẩy piston tỳ lên bulông con đội gây cản đối với chuyển dịch của thanh răng chỉ chiếm khoảng25%(hình 8.9).



Hình 8.9 Mối quan hệ giữa đuôi piston đĩa lò xo và bulông con đội.

1- piston bơm cao áp; 2- lò xo; 3- đĩa lò xo; 4- bu lông con đội; 5- khe hở

8.2.4 Bơm cao áp kiểu phân phối



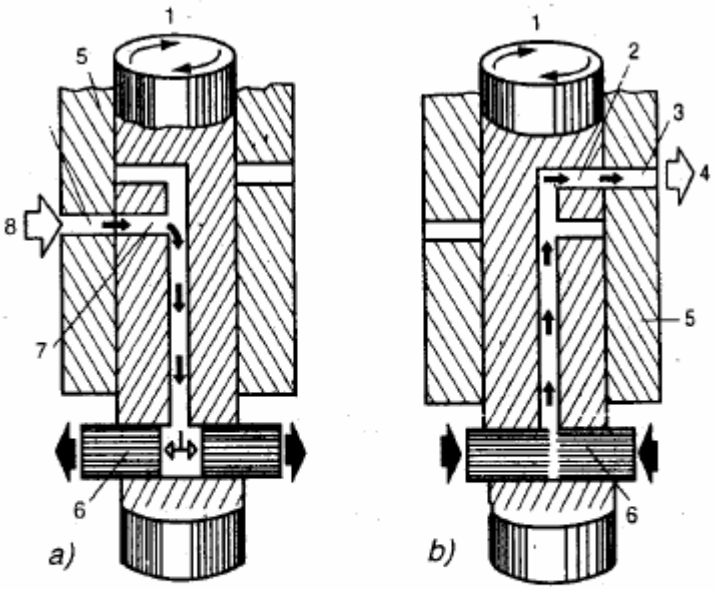
Hình8.10 Hệ thống nhiên liệu dùng bơm DPA

1- thùng nhiên liệu; 2- ônga hồi dầu; 3, 9 – bơm chuyển dầu; 4- bình lọc dầu; 5- lỗ gây cản; 6- ống dẫn dầu dò; 7- van tiết lưu; 8- van điều chỉnh áp suất tự động; 10- tay điều khiển; 11- van điều khiển nạp dầu; 12- lỗ phân phối; 13- vòi phun; 14- lỗ dầu vào; 15- con đội con lăn; 16- piston cao áp; 17- rôto; 18- bánh cam trong

Bơm phân phối là loại bơm chỉ dùng một hoặc hai cặp piston – xylanh đồng thời dùng cách phân phối và định lượng thích hợp để đưa nhiên liệu cao áp tới các xylanh của động cơ nhiều xylanh. So với bơm bộ, ưu điểm chính của bơm phân phối là: nhỏ nhẹ ít ồn. Hình 8.10 giới thiệu hệ thống nhiên liệu dùng bơm phân phối DPA của công ty C.A.V(Mỹ). Rôto 17

được dẫn động từ trục khuỷu động cơ. Phần dưới rôto có một lỗ trụ chính xác bên trong lắp hai piston 16 tạo nên hai cặp piston xylanh bơm cao áp. Khi rôto quay, nhờ tác dụng của bánh cam trong 18 và qua con đội con lăn đẩy piston 16 đi vào thực hiện hành trình bơm. Sau khi con đội lăn qua đỉnh cam, dưới tác dụng lực ly tâm của bản thân và lực do áp suất dầu đi vào xylanh nên hai piston chạy theo hướng ly tâm thực hiện nạp nhiên liệu.

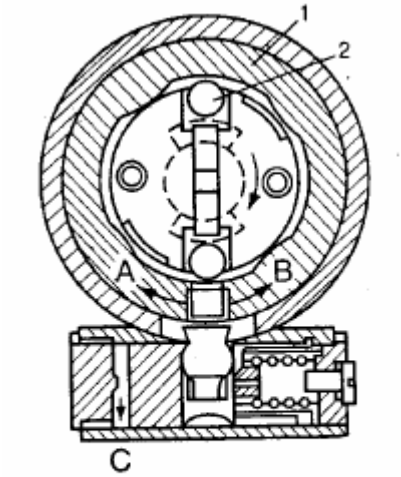
Phần giữa của rôto có các lỗ nạp 14 trùng với lỗ thông trên đường đưa dầu vào, nhiên liệu qua van điều khiển 11 nạp vào xylanh bơm. Rôto quay tiếp, lỗ nạp 14 được đóng kín, sau đó vấu cam đẩy piston 16 đi vào thực hiện hành trình bơm, lúc ấy một trong các lỗ thoát 12 ở phần trên của rôto(hình 8.10) trùng với đường thông đưa nhiên liệu cao áp tới một vòi phun cấp cho xylanh động cơ. Tiếp theo lỗ nạp 14 lại thông với đường nhiên liệu của van điều khiển 11 để bắt đầu một chu trình công tác mới cấp nhiên liệu cho một vòi phun khác (hình 8.11).



Hình 8.11 Nạp và bơm nhiên liệu ở bơm phân phối

1- rôto; 2- lỗ phân phối; 3- lỗ ra; 4- dầu tới vòi phun; 5- xy lanh; 6- piston; 7- đường nạp; 8- của nạp; 9- lỗ định lương

Sau khi đi qua bơm chuyển nhiên liệu 3 và bình lọc 4, nhiên liệu đi vào bơm phiến gạt 9 được nâng lên một áp suất ổn định nhờ van điều chỉnh áp suất 8 sau đó đi vào van điều khiển 11, nhờ tay đòn 10 điều khiển tiết diện lưu thông trong van 11 mà thay đổi định lượng nhiên liệu nạp, cách định lượng này được gọi là cách định lượng van tiết lưu trên đường nạp, lượng nạp tăng thì hành trình hút của piston 16 sẽ tăng, còn lượng nạp nhỏ sẽ ngược lại. Trong hệ thống còn có thiết bị điều chỉnh góc phun sớm, được điều khiển bằng cách thay đổi vị trí tương đối giữa vành cam và rôto nhờ áp suất dầu phía sau van điều khiển 11(hình 8.12).



Hình 8.12 Bộ điều chỉnh góc phun sớm

1- bánh cam trong; 2- con đội con lăn

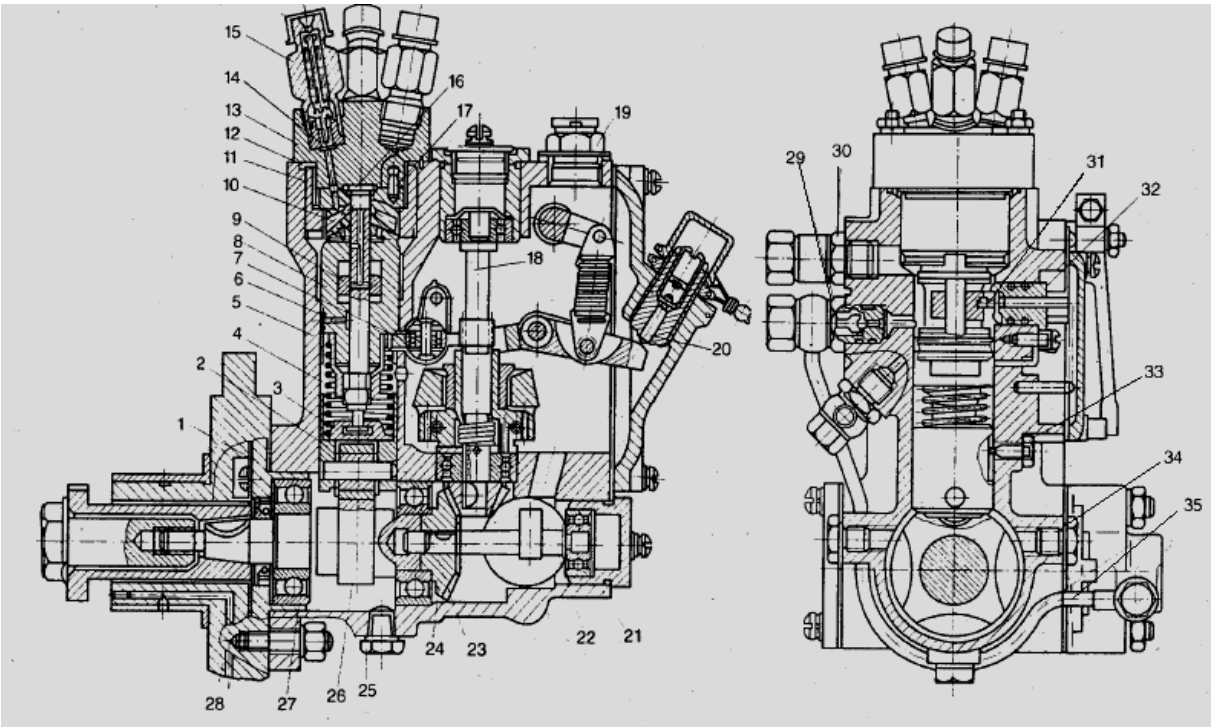
Đặc điểm chính của bơm phân phối là dùng một bộ đôi định lượng duy nhất chung cho mọi xylanh động cơ, một cặp piston –xylanh chính xác để tạo nhiên liệu cao áp và một hệ thống lỗ được phối hợp và chế tạo chính xác để phân phối nhiên liệu nhờ đó có thể đảm bảo độ đồng đều và chính xác về số lượng, thời điểm và quy luật cung cấp nhiên liệu vào các xylanh động cơ. Điều quan trọng cần thực hiện khi sử dụng là phải đảm bảo đồng đều về sức cản thuỷ lực trên đường cao áp tới các vòi phun. Trong vận hành nếu gây sai lệch về tính đồng đều của sức cản thuỷ lực kể trên sẽ làm cho động cơ hoạt động không đều làm cho máy rung.

Ngoài bơm DPA, hiện nay thường dùng bơm phân phối sau :

- Đường tâm piston bơm vuông góc với đường tâm trục cam(hình 8.13).
- Đường tâm piston bơm trùng với đường tâm trục cam (hình 8.14)

1) Đặc điểm chung của hai loại bơm

- Chuyển động tịnh tiến của piston, là chức năng nạp và bơm nhiên liệu nhờ các vấu cam và lò xo bơm cao áp(tương tự như bơm Bosch).
- Hành trình toàn bộ của piston cũng như thời điểm bắt đầu cung cấp nhiên liệu đều không thay đổi. Muốn thay đổi định lượng cấp cho chu trình phải thay đổi thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu nhờ bạc xả 9 (hình 8.13) (bạc định lượng) được dẫn động từ bộ điều tốc.

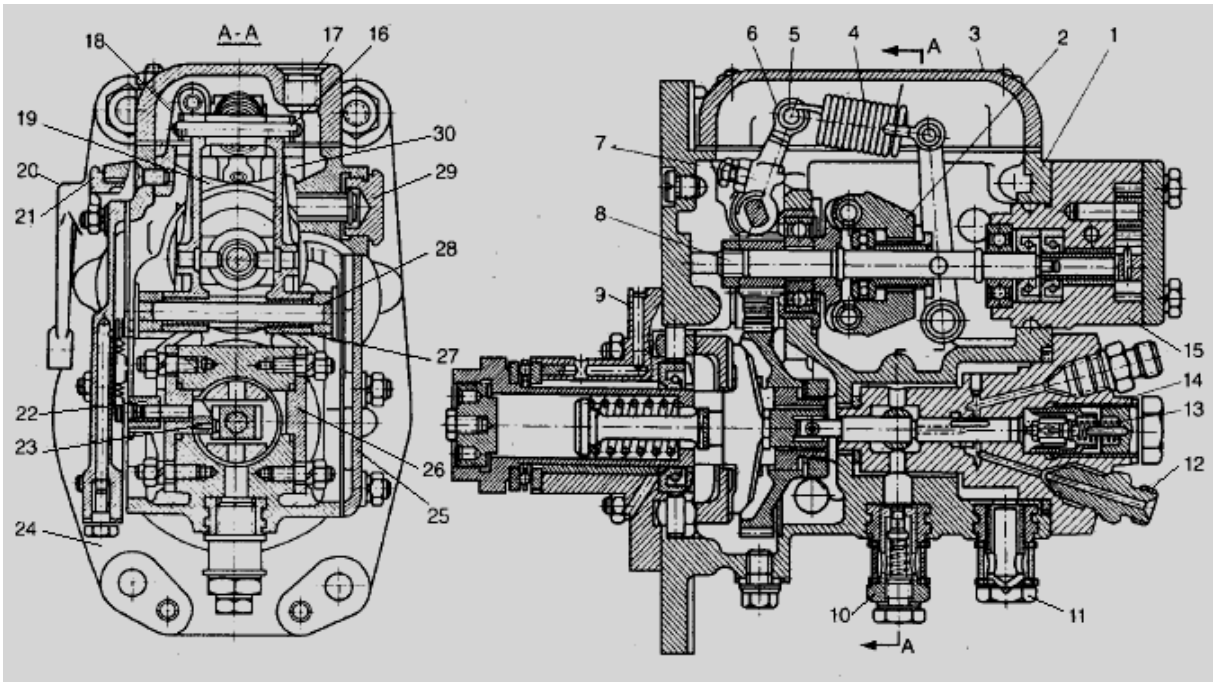


Hình8.13 Bơm phân phối HD21/4 động cơ diezen 4 xylanh

1- mặt bích; 2- con đội; 3- đĩa lò xo; 4- lò xo; 5, 7- bánh răng; 6- vòng bao kín; 8- xy lanh; 9- bạc định lượng; 10- piston; 11- ren; 12, 16- đệm; 13- đầu xy lanh; 14- van cao áp; 15- đầu nối ống cao áp; 17- chốt định vị; 18, 22- trục truyền động; 19- nút ren; 20- đĩa đẩy; 21- thân chứa trục cam; 23, 27- ổ bi; 24- bánh răng côn; 25- nút xả dầu; 26- cam; 28- thân động cơ; 29, 30- đầu nối ống; 31- ống trượt; 32- đầu sọc lệch tâm; 33- vít hãm; 34- nút ren; 35- ống niên liệu

2) Sự khác biệt giữa hai loại bơm

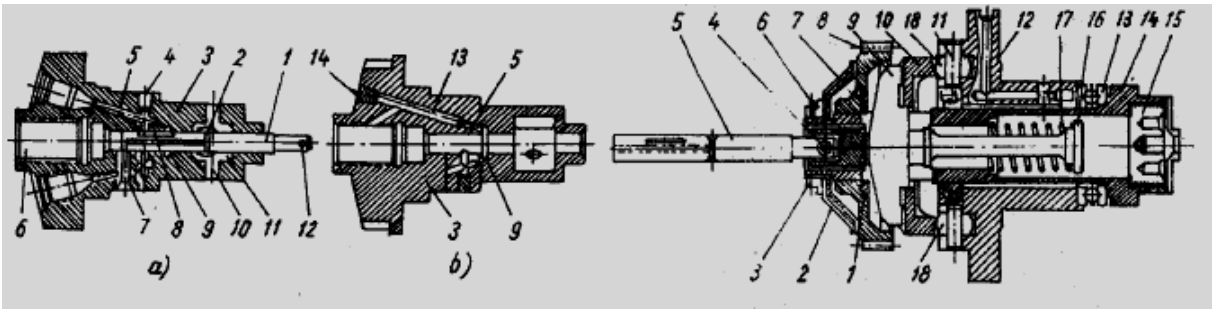
- Chuyển động xoay của piston, làm chức năng phân phối nhiên liệu cao áp vào các xylanh. Trên hình 8.14 chuyển động trên là do trục cam trực tiếp dẫn động, vì vậy tốc độ trục cam và tốc độ xoay piston bằng nhau. Trên hình 8.13 chuyển động trên được truyền từ trục cam qua hệ thống bánh răng tới ống xoay 5. Vì vậy tốc độ quay của trục cam và của piston có thể bằng hoặc không bằng nhau, với điều kiện ràng buộc: mỗi chu trình hoạt động của động cơ, piston bơm cao áp phải xoay một vòng để phân phối nhiên liệu cao áp tới khắp các vòi phun trong khi đó tốc độ quay của trục cam có thể bằng gấp đôi hoặc gấp ba … so với tốc độ xoay của piston bơm, số vấu cam lúc ấy sẽ bằng $\frac{1}{2}$ hoặc $\frac{1}{3}$ lần …tương ứng với số xylanh của động cơ.



Hình 8.14 Bơm phân phối (đường tâm piston trùng với đường tâm trục cam)

1- thân bơm; 2- quả văng; 3- nắp; 4- lò xo điều tốc; 5- chốt tay đòn; 6- tay đòn; 7- bu lông điều chỉnh; 8- trục bộ điều tốc; 9- mặt bích; 10- van tràn; 11- đầu nối ống nạp; 12- đầu nối ống cao áp; 13- van cao áp; 14- đầu bơm; 15- bơm chuyển nhiên liệu; 16- chốt lò xo; 17- nút; 18- bộ hiệu chỉnh; 19- tay đòn bên trái bộ điều tốc; 20- tay điều khiển; 21- thân bộ bao kín; 22- đầu điều khiển con trượt; 23- con trượt; 24- nắp trước; 25- nắp sau; 26- nắp sườn; 27- ống lót; 28- trục tay đòn; 29- nút; 30- tay đòn bên phải bộ điều tốc.

- Số van cao áp. Trường hợp (H 8.14) mỗi xylanh động cơ (hoặc mỗi vòi phun) có một van cao áp riêng, đặt ở đầu nối với đường cao áp của mỗi vòi phun.



Hình 8.15 Đầu bơm phân phối

a) Đầu bơm lắp với piston; b) Đầu bơm
1- piston; 2- bạc định hướng; 3- đầu bơm; 4, 14- nút; 5- ống cao áp; 6- không gian cao áp; 7- đường hút; 8- lỗ phân phối; 9- rãnh; 10- đường dẫn; 11- không gian xả; 12- lỗ nối; 13- đường nối

Hình 8.16 Dẫn động bơm phân phối

1- đĩa bánh răng; 2, 7- lò xo ép chặt; 3- ốc; 4- chốt; 5- piston; 6- vòng hãm; 8- bánh răng; 9- vấu tỳ; 10- vành cam; 11- trục con lăn; 12- mặt bích; 13- ổ bi; 14- trục bơm; 15- nắp trục; 16- đũa đẩy; 17- lò xo; 18- con lăn

Hình 8.15 giới thiệu phần đầu của bơm phân phối (gồm piston và xylanh của bơm phân phối trong hình 8.14). Hình 8.16 giới thiệu phần truyền động của bơm phân phối.

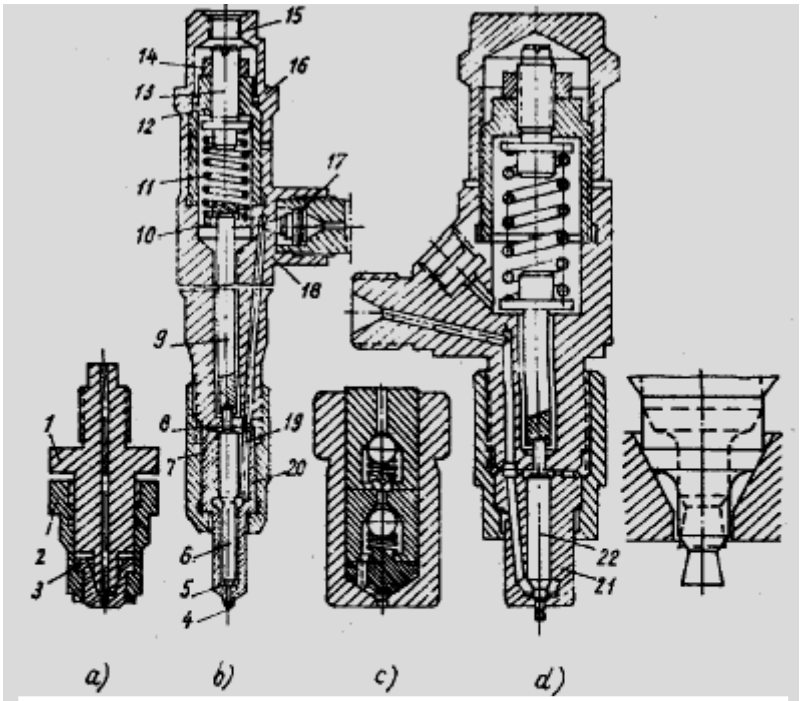
8.3 VÒI PHUN

Vòi phun thường được lắp trên nắp xylanh, dùng để phun tơi nhiên liệu vào buồng cháy động cơ. Vòi phun trên động cơ diezen chia thành hai loại: vòi phun hở và vòi phun kín.

8.3.1 Cấu tạo và nguyên tắc hoạt động

1. Vòi phun hở là một miệng phun, có một hoặc vài ba lỗ phun, lắp ở đầu đường nhiên liệu cao áp. Số lượng, đường kính, vị trí và phương hướng của các lỗ phun phải phù hợp với dạng buồng cháy và tình hình lưu động của môi chất trong buồng cháy để nhiên liệu được phun vào phân bố đều trong không gian này. Vòi phun hở (hình8.17a)gồm: thân 1, miệng phun 3 và êcu tròng 2. Do không có vách ngăn dòng chảy ngược nên quá trình cấp nhiên liệu dễ bị nhiễu. Do dao động áp suất trên đường nhiên liệu cao áp giữa hai lần phun liên tiếp một phần nhiên liệu có thể bị chèn khỏi vòi phun và nhường chỗ cho khí nóng từ xylanh đi vào; thời gian đầu và cuối mỗi lần phun, áp suất nhiên liệu thường thấp nên khó phun tơi, sau khi phun nhiên liệu thường vẫn tiếp tục rỉ ra gây kết cốc miệng lỗ phun. Những nhược điểm trên gây ảnh hưởng xấu tới chất lượng phun tơi nhiên liệu, làm giảmm công suất và hiệu suất động cơ tạo nhiều muội than ở miệng lỗ phun và trong buồng cháy vì vậy ngày nay ít dùng.

2. Vòi phun kín được chia thành: vòi phun kín tiêu chuẩn, vòi phun kín có chốt trên mũi kim và vòi phun kín dùng van.



Hình8.17 các dạng vòi phun: a) Hở; b) Kín tiêu chuẩn; c) Kín có van; d) có chốt trên đầu kim.
1- thân; 2, 7- êcu tròng; 3- miệng phun; 4- lỗ phun; 5- đế kim; 6, 22- kim; 8- chốt; 9- đũa đẩy; 10- đĩalò xo; 11- lò xo; 12- cốc; 13- vít điều chỉnh; 14- êcu hãm; 15- đầu nối; 16- chụp; 17- lưới lọc; 18- thân vòi phun; 19- đường nhiên liệu; 20, 21- thân kim

Vòi phun kín tiêu chuẩn (hình 8.17b) có hai mặt tiết lưu : một thay đổi tiết diện tại đế tỳ mặt côn của thân kim và một không thay đổi tiết diện tại lỗ phun. Phần cấu tạo của vòi phun kín tiêu chuẩn có : thân kim 20 và van kim 6 là cặp chi tiết chính xác được chọn lắp với khe hở phần dẫn hướng khoảng 2 $\div 3\,\mu$m. Mặt côn 5 của kim tỳ lên đế côn của thân dùng để đóng mở đường thông của nhiện liệu từ đường cao áp đến các lỗ phun 4. Với đường kính khoảng 0,34 mm, các lỗ phun được phân bố đều xung quanh và tạo góc nghiêng 75^0 so với đường tâm kim. Êcu tròng 7 bắt chặt thân kim 20 vào thân 18 với hai chốt định vị . Hai mặt tiếp xúc của thân kim và thân vòi phun được mài bóng, bao kín cho đường nhiên liệu 8 và 19, cố 12 với vít điều chỉnh 13 và êcu hãm 14 được vặn chặt vào đầu trên của thân vòi phun. Lò xo 11, qua đĩa 10 và đũa đẩy 9 ép kim 6 tỳ lên đế. Phía trên cốc 12 có chụp bảo vệ 16, trên đó có lỗ ren 15 nối với đường hồi dầu. Vít điều chỉnh 13 nối với êcu hãm 14 dùng để điều chỉnh áp suất nhiên liệu bắt đầu nâng kim phun và khoá chặt vít ở vị trí điều chỉnh tốt. Miệng vào vòi phun có lưới lọc 17.

- Nguyên tắc hoạt động. Nhiên liệu từ đường cao áp qua lưới lọc 17, đường 19 vào không gian phiá trên đế côn của kim phun. Áp suất nhiên liệu tác dụng lên mặt côn của kim tạo ra lực chống lại lực ép của lò xo 11. Khi lực trên thắng lực lò xo, kim phun sẽ được đẩy lên mở đường thông và bắt đầu phun nhiên liệu. Áp suất nhiên liệu, đảm bảo đẩy kim phun và bắt đầu phun nhiên liệu được gọi là áp suất nâng kim phun (hoặc áp suất bắt đầu phun), với vòi phun kín tiêu chuẩn áp suất trên vào khoảng $15 \div 25$MPa. Trong quá trình phun áp suất nhiên liệu có thể đạt tới 100MPa. Độ nâng kim được hạn chế bằng khe hở giữa mặt trên của kim và mặt dưới của thân vòi phun khi kim đóng kín, vào khoảng $0,3 \div 0,5$ mm. Nếu lớn quá sẽ gây hỏng đế van (do va đập). Vòi phun kín tiêu chuẩn được sử dụng rộng rãi trên động cơ diezen có buồng cháy thống nhất.

- Vòi phun kín có chốt trên mũi kim (hình 8.17d).Thân kimphun 21 có một lỗ phun lớn đường kính từ $0,8 \div 2$mm. Mũi kim có một chốt dài nhô ra ngoài khoảng $0,4 \div 0,5$mm. ở trạng thái mở, lỗ phun và chốt của kim tạo nên một khe hở hình vành khuyên rộng khoảng $0,1 \div 0,2$mm. Tia nhiên liệu qua lỗ phun này có dạng côn rỗng mà đỉnh côn đặt tại miệng ra của lỗ phun. Góc côn của tia nhiên liệu phụ thuộc góc côn của đầu chốt kim phun và độ nâng của kim. Góc côn của chốt biến động trong một phạm vi rộng (từ -10^0 dền $50 \div 60^0$). Tương tự vòi phun kín tiêu chuẩn, độ nâng của kim được giới hạn từ $0,3 \div 0,5$mm. vòi phun kín có chốt trên mũi kim được sử dụng rộng rãi trên động cơ diezen có buồng cháy ngăn cách (buồng cháy dự bị và buồng cháy xoáy lốc). Do dòng nhiên liệu qua lỗ phun có mức chảy rối lớn nên nhiên liệu được xé tơi tốt với áp suất phun không lớn (áp suất nâng kim phun khoảng $8 \div 13$MPa), trên thực tế miệng lỗ phun không có hiện tượng kết cốc nên không cần đặt bộ lọc ở miệng vào của vòi phun.

- Vòi phun kín dùng van(hình 8.7c). Tương tự như vòi phun kín tiêu chuẩn, có hai mặt tiết lưu: một mặt không đổi tại tiết diện lỗ phun và một mặt thay đổi tiết diện tại đế van. Điểm khác cơ bản so với vòi phun kín tiêu chuẩn là van mở cùng chiều so với dòng nhiên liệu, nhờ đó có thể dùng lò xo yếu; vì áp suất môi chất từ phía buồng cháy động cơ cũng có tác dụng ép van tỳ lên đế van. Miệng vòi phun kín dùng van có thể có một hoặc vài ba lỗ phun. Đặc điểm cơ bản của loại này là: kích thước nhỏ, cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo.

Miệng vòi phun tiếp xúc với khí nóng trong buồng cháy có thể bị nung nóng làm biến dạng van và kim, làm giảm khe hở giữa kim và thân kim phun, gây kẹt kim phun rò nhiên liệu qua đế van, phá hỏng điều kiện hoạt động bình thường của vòi phun. Để tránh tình trạng trên, người ta đã đặt phần dẫn hướng của kim cách xa miệng vòi phun(khu nhiệt độ cao) đồng thời dùng số nhiên liệu chuẩn bị phun vào xylanh làm mát kim. Nhờ đó tránh được hiện tượng kẹt kim và giúp nhiên liệu được xé tơi tốt hơn, nhờ độ nhớt nhiên liệu giảm khi nhiệt độ tăng.

8.4. BƠM CAO ÁP CỦA VÒI PHUN P.T CỦA HÃNG CUMINS

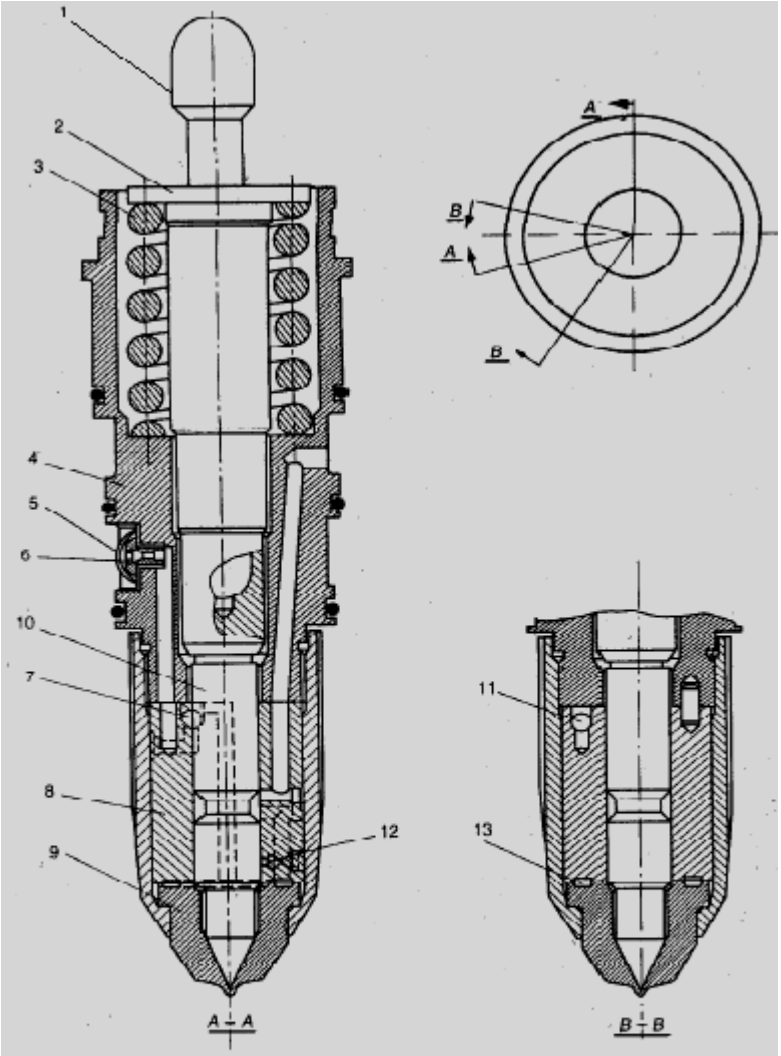
Hệ thống nhiên liệu của hãng Cumins gồm hai phần: bơm cao áp- vòi phun P.T và bơm chuyển nhiên liệu p của nhiên liệu cấp cho bơm- vòi phun P.T.

8.4.1. Bộ bơm cao áp - vòi phun p.t

+ Đặc điểm cấu tạo: kim10 làm chức năngcủa piston bơm cao áp , đồng thời làm chức năng van trượt đóng mở lỗ định lượng (jiclơ) 12, lỗ phun nhiên liệu và lỗ nối với đường hồi dầu . xylanh 8 có các đường nạp, đường hồi dầu , lỗ định lượng và các lỗ nối đường nạp với đường hồi dầu. Cốc phun 9 có các lỗ phun và mặt tỳ hình côn của kim 10. Trên mặt tiếp xúc giữa xylanh 8 và cốc phun9 có rãnh nhiên liệu 13, nối thông đường nhiên liệu phía sau van một

chiều 11 với lỗ định lượng 12. Êcu tròng 7 ép chặt cốc phun 9, xylanh 8 vàothan bơm 4. lò xo 3 thông qua đĩâ 2 đẩy piston 10 đi lên, còn đũa đẩy 1 nhờ vấu cam và hệ tay đòn đẩy piston 10 đi xuống.

Khi kết thúc cấp nhiên liệu vào xy lanh động cơ , piston 10 đóng kín lỗ định lượng, đồng thời mở thông đường dầu hồi. Hình 8.19 giới thiệu hệ thống dẫn động kim 10.



Hình 8.18 Bơm cao áp của vòi phun kiểu P.T

1- cần piston; 2- đĩa lò xo; 3- lò xo; 4- thân bơm; 5- lưới lọc; 6- lỗ đưa dầu vào; 7- êcu tròng; 8- xy lanh; 9- đầu vòi phun; 10- piston; 11- van bi; 12- lỗ định lượng; 13- rãnh nhiên liệu

+ Nguyên tắc hoạt động: hành trình đi lên của kim (nhờ lò xo 3), hút một lượng khí nóng từ buồng cháy qua lỗ phun vào cốc. Lúc mở lỗ điịnh lượng 12 cũng là lúc đóng kín đường hồi dầu, từ lúc đó nhiên liệu được qua lỗ định lượng nàp vào cốc , hỗn hợp với khí nóng trong cốc. Hành trình đi xuống của kim(nhờ vấu cam), lúc kim lỗ định lượng bắt đầu bơm, cũng là lúc mở thông đường hồi dầu, từ lúc đó nhiên liệu và khí nóng trong cốc bị nén và được phun qua lỗ phun vào xylanh động cơ dưới dạng nhũ tương (bọt nhiên liệu). Do độ dốc mặt cam tăng liên tục khi phun nên càng về cuối tốc độ phun càng lớn làm cho bọt xăng được xé rất tơi và được hoà trộn đều với không khí trong buồng cháy, lúc đũa đẩy 3 ở vị trí cao nhất thì mũi kim tỳ sát lên mặt côn của cốc, kết thúc phun. Sau điểm cao nhất mặt cam được hạ thấp chút ít để giảm tải trọng tiếp xúc giữa kim và cốc. Do số lượng nhiên liệu được nén (trong cốc phun) rất ít nên áp suất nhiên liệu dao động rất ít.

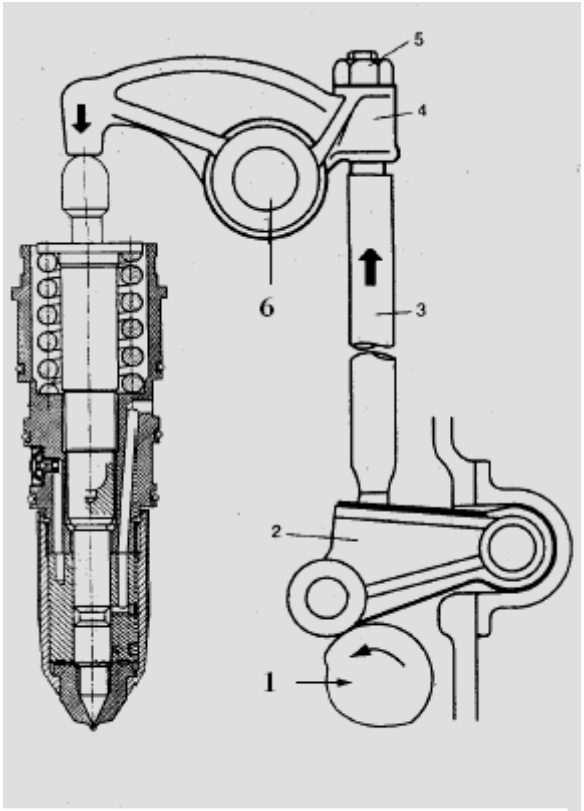
Về thực chất trong bơm vòi phun P.T, đã dùng bơm cao áp không thay đổi hành trình piston và vòi phunhở với van một chiều 11, ngăn không cho nhiên liệu và khí nóng quay về đường nạp.

Định lượng nhiên liệu cấp cho chu trình được thực hiện nhờ thay đổi áp suất p của nhiên liệu phía trước lỗ và rthời gian T(s) mở lỗ định lượng. Thời gian T(s) mở lỗ định lượng. Thời gian T tỷ lệ nghịch với tốc độ n(vòng/phút) của động cơ, còn áp suất p được điều khiển nhờ bơm chuyển nhiên liệu và các ***bộ điều chỉnh.***

8.4.2. Bơm chuyển nhiên liệu và các bộ điều chỉnh (hình 10.20)

Hình 8.20 Bơm chuyển nhiên liệu và các bộ điều chỉnh

Bơm bánh răng I chuyển nhiên liệu từ thùng chứa, qua lọc II vào điều chỉnh áp suất kiểu cơ khí III, sau đó nhiên liệu đi vào bộ điều chỉnh áp suất thuỷ lực IV qua van điện từ tới bơm- vòi phunP.T. Van tiết lưu V có tiết diện không đổi khi lắp trên máy ủi, máy xúc hoặc máy cày; nếu lắp trên thiết bị vận tải, thường dùng tay để thay đổi tiết diện tiết lưu của van, qua đó cũng làm thay đổi áp suất p của nhiên liệu phía trước lỗ định lượng. Van điện từ VI dùng để cắt nhiên liệu khi có sự cố, ngắt điện vào van sẽ cắt nhiên liệu.

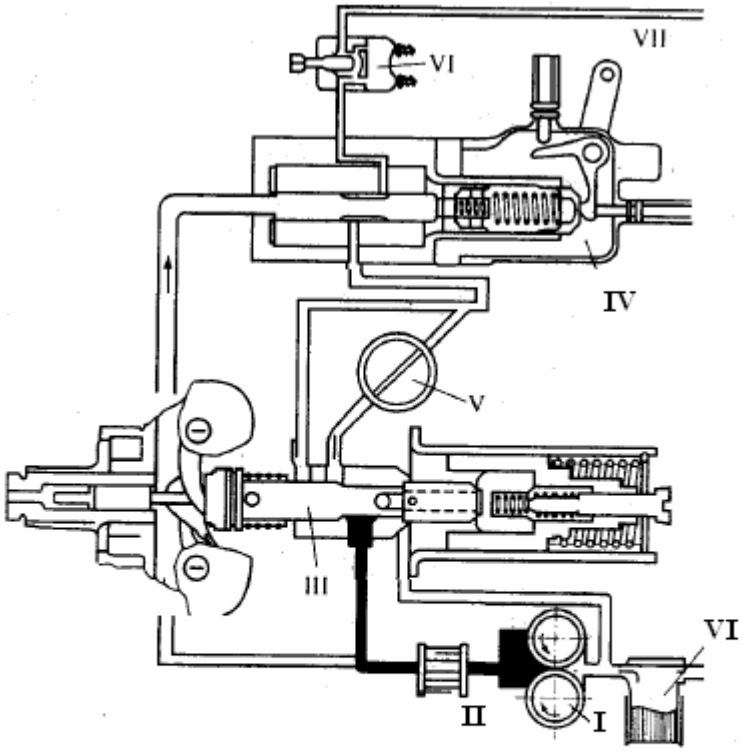


Hình 8.19 Hệ thống dẫn động bơm – vòi phunP.T

1- cam; 2- cần lắc; 3- đũa đẩy; 4- vít điều chỉnh; 5- êcu công; 6- trục đòn bẩy

+ Hoạt động của bộ điều chỉnh áp suất kiểu cơ khí (hình 8.21) như sau: nhiên liệu từ bơm bánh răng tới cửa A, vào lỗ tâm của van trượt 2, tạo lực đẩy lên đầu bên trái cốc 3, cân bằ tốc độ cực đại 5. Lực ly tâm của quả văng 1 đẩy lực đẩy cốc 3 lớn hơn lực đẩy dọc trục do lực ly tâm của quả văng tạo ra thì cốc 3 tách rời van trượt, tạo nên khe hở thoát nhiên liệu. Do lực ly tâm tỷ lệ thuận với n^2, nên cơ cấu trên cũng làm cho p tỷ lệ thuận với n^2 (hình 8.22a). Trên thiết bị còn có lò xo chạy cầm chừng 9 và lò xo chạy nhanh 10 nhằm giảm bớt p khi chạy chậm, qua đó cải thiện thêm đặc tính động cơ (hình 8.22b). Lò xo 10 tỳ lên vai van trượt.

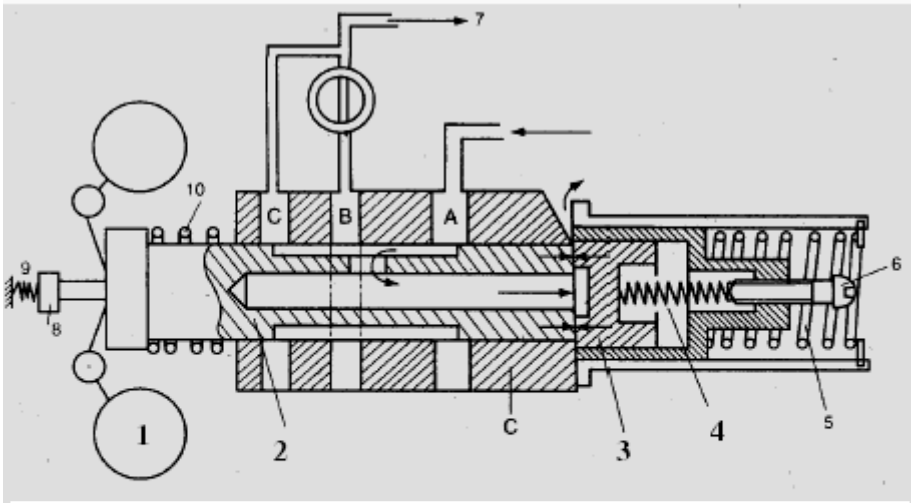
ế o



Hình 8.20 Bơm chuyển nhiên liệu và các bộ điều chỉnh

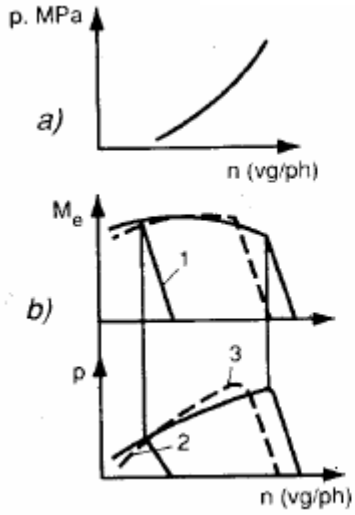
I- Bơm chuyển nhiên liệu; II – bình lọc; III- bộ điều chỉnh áp suất kiểu cơ khí; IV- bộ điều chỉnh áp suất kiểu thuỷ lực; V- van tiết lưu; VI- van điện từ; VII- đường nhiên liệu đến van PT

Hoạt động của bộ điều khiển áp suất kiểu thuỷ lực (hình 8.23) gồm có: van trượt 1, thân van2, lò xo không tải 3, lò xo điều tốc 4, cốc tỳ 5, 6 , 7 của các lò xo, càng điều khiển 8.



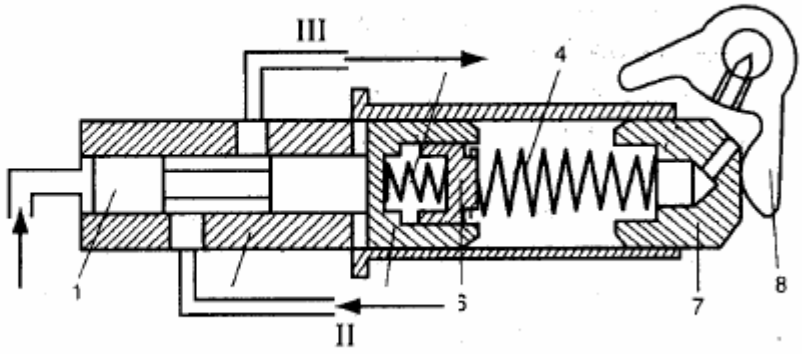
Hình 8.21 Bộ điều chỉnh áp suất kiểu cơ khí

1- Quả văng; 2- van trượt; 3- cốc; 4- lò xo thấp tốc (không tải); 5- lò xo tốc độ giới hạn; 6- vít điều chỉnh; 7- đường đến bơm P-T; 8- đĩa tỳ lò xo; 9- lò xo hiệu chỉnh thấp tốc; 10- lò xo hiệu chỉnh cao tốc



Hình 8.22 Quan hệ giữa p, M_e với n

a) p tỷ lệ với n^2; b)M_e=f(n), p = g(n); 1- khi chạy chậm; 2- không có lò xo thấp tốc; 3- không có lò xo cao tốc



Hình 8.23 Bộ điều chỉnh p kiểu thuỷ lực

1- van trượt; 2- thân van trượt; 3- lò xo thấp tốc; 4- lò xo cao tốc; 5- cốc; 6- cốc tỳ của các lò xo 3 và 4; 7- cốc tỳ phía trên của lò xo 4; 8- càng điều khiển;

I- đường nhiên liệu tới từ bơm bánh răng; II- đường nhiên liệu đi tới từ bộ điều chỉnh khí, III- đường nhiên liệu tới từ bơm P - T

Đầu trái của van trượt chịu lực đẩy của áp suất nhiên liệu, phía sau bơm bánh răng, còn đầu phải là lực của các lò xo điều tốc. Ở chế độ đã chọn nếu tốc độ tăng lên, lực đẩy từ phía trái van trượt sẽ thắng lực của các lò xo điều tốc, nên đẩy van trượt qua phải đóng bớt cửa thông của đường II làm giảm áp suất p của nhiên liệu vào đường III và tới lỗ định lượng, qua đó giảm bớt lượng nhiên liệu cấp cho chu trình, giữ ổn định tốc độ đã chọn. Nếu tốc độ giảm diễn biến sẽ ngược lại.

Điều khiển tay gạt 8 sẽ làm thay đổi chế độ tốc độ của động cơ.

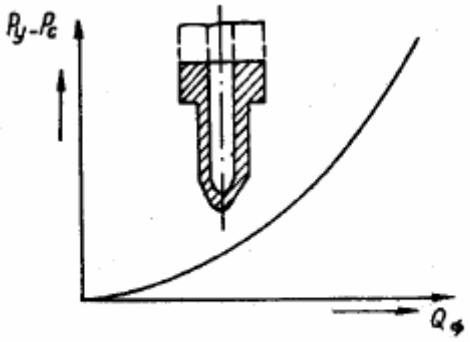
8.5. ĐẶC TÍNH VÒI PHUN

Đặc tính vòi phun là hàm số thể hiện mối quan hệ giữa chênh áp trước và sau lỗ phun với lưu lượng nhiên liệu qua lỗ

Đơn giản nhất là vòi phun hở, tiết diện lưu thông của lỗ phun luôn luôn là hằng số. Nhờ phương trình Bernoulli, đặc tính vòi phun hở có dạng:

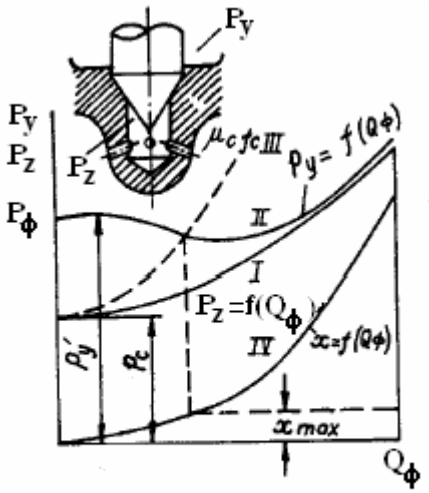
$$P_y - p_c = \frac{Q_\varphi^2 \rho_{nl}}{2(\mu_c f_c)^2};$$

Trong đó : p_y- áp suất nhiên liệu trước lỗ phun (Pa); P_c- áp suất môi hcất trong buồng cháy (Pa); Q_ϕ - lưu lượng nhiên liệu qua lỗ phun (m^3/s); ρ_{nl} - khối lượng riêng của nhiên liệu (kg/m^3).



Hình 8.24 Đặc tính vòi phun hở

Hình 8.24 giới thiệu hàm (10-1). Động cơ ôtô máy kéo hoạt động trong một phạm vi tốc độ rất rộng từ 500 ÷600 vòng /phút ở chế độ không tải, đến 3500÷4000 vòng/phút ở chế độ toàn tải. Trong phạm vi thay đổi, độ chênh áp kể trên thay đổi khoảng 40 đến 70 lần. Như vậy kể cả trường hợp có áp suất phun rất lớn ở tốc độ cực đại (p_y-$p_c \approx$ 150MPa) vẫn không tránh khỏi trường hợp chênh áp rất thấp (p_y-$p_c \approx$ 3÷6MPa) khi chạy chậm không tải làm cho nhiên liệu không thể xé tơi tốt nếu không có thêm giải pháp đặc biệt. Ngoài ra vòi phun hở thường xuyên có hiện tượng nhỏ giọt sau khi kết thúc phun (do dao động áp suất trên đường nhiên liệu cao áp và trong xylanh) tại thời điểm mà áp suất dư trên đường cao áp lớn hơn áp suất trong xylanh. Hiện tượng trên sẽ làm các giọt nhiên liệu bốc hơi chậm, khó cháy kiệt, dễ tạo muội kết keo gây tắc lỗ phun làm giảm công suất và hiệu suất động cơ.



Hình 8.25 Đặc tính vòi phun kín tiêu chuẩn

Các loại vòi phun có thể tránh được hiện tượng trên.

Vòi phun kín tiêu chuẩn(hình 8.25) có kim tỳ lên đế van, gây ngăn cách giữa không gia 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 là:

$$p_2 - p_c = \frac{Q_\phi^2 \rho_{nl}}{2(\mu_c f_c)^2};$$

hàm $p_2 = f(Q_\phi)$, thể hiện qua đường I (hình8.25) giống đặc tính vòi phun hở.

Biến thiên áp suất p_y trong không gian phía trước đế tỳ được xác định nhờ hai biểu thức (10-3) và (10-4) sau:

Phương trình cân bằng lực tác dụng trên kim phun :

$$A + Bx = p_2 \frac{\pi d_1^2}{4} + p_y \frac{\pi\left(d_0^2 - d^2{}_1\right)}{4};$$

Trong đó: A- lực ép ban đầu của lò xo lực ép kim phun (N); B- độ cứng của lò xo(N/m);x – hành trình nâng kim(m);d_1, d_0 - đường kính trung bình mặt tỳ mũi kim và đường kính phần dẫn hướng của kim (m).

- Phương trình Bernoulli của dòng nhiên liệu đi qua đế tỳ của kim cho ta biểu thức sau:

$$P_y - p_c = \frac{Q_\phi^2 \rho_{nl}}{2(\mu_1 f_1)^2};$$

Trong đó : μ_1, f_1 – hệ số lưu lượng và diện tích lưu thông qua đế tỳ của kim $f_1 = x.\pi d_1 \sin\alpha$

Với: 2α - góc côn của mũi kim

Hàm $p_y = f(Q_\phi)$ thể hiện qua đường II (hình 8.25), càng tăng Q_ϕ 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 làm tăng chuyển động rối của nhiên liệu tại đây, cải thiện chất lượng phun tơi, nên có thể giảm bớt áp suất phun (không vượt quá 40MPa khi động cơ chạy toàn tải ở tốc độ lớn nhất). Ở chế độ không tải, chạy chậm vòi phun kín tiêu chuẩn cho chất lượng phun tốt. Nhờ có kim phun ngăn cách hai không gian trước và sau đế tỳ của kim, nên khi kết thúc phun đã tránh được hiện tượng nhỏ giọt. Áp suất nâng kim phun vào khoảng $15 \div 60$MPa. Hành trình nâng kim khoảng $0{,}3 \div 0{,}5$mm để tránh hư hỏng đế tỳ do va đập. Thông thường $\frac{f_1}{f_c} \geq 1{,}5 \div 2{,}0$ để tránh gây cản của tiết diện lưu thông tại đó.

Đường IV là hàm $x = f(Q_\phi)$. Áp suất nâng kim p_ϕ tác dụng lên diện tích hình vành khuyên f_v [$f_v = \frac{\pi}{4}\left(d_0^2 - d_k^2\right)$ - tr ong đó – d_k đường kính lớn của mặt tỳ hình côn của kim]. Khi kim phun đã mở, áp suất trong vòi phun tác dụng lên toàn bộ diện tích ngang f_0 phần dẫn hướng của kim {$f_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}$ }. Nếu p'_ϕ là áp suất bắt đầu đóng kim , thì quan hệ giữa p'_ϕ và p_ϕ như sau:

$$p_\phi f_v = p'_\phi f_0 \qquad (10\text{-}6)$$

từ đó :

$$p_\phi = p'_\phi \frac{f_v}{f_0} = p_0 . \delta \qquad (10\text{-}7)$$

trong đó: $\delta = f_v / f_o$

Cuối quá trình phun áp suất trong vòi phun còn tương đối lớn, muốn cho kim phun được đóng nhanh cần chọn $\delta \geq 0{,}75$ và chọn độ cứng lò xo trong khoảng $150 \div 300$N/mm.

Đường III (hình 8.25) là hàm $p_y = f(Q_\phi)$ khi $x = x_{max}$ (hành trình nâng kim bị hạn chế).

8.6. PHUN NHIÊN LIỆU TRONG ĐỘNG CƠ DIEZEN

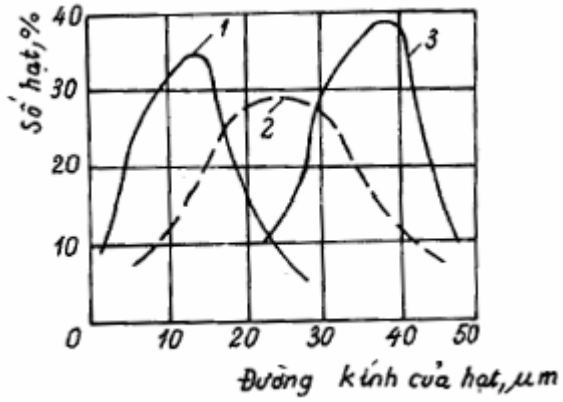
Hình thành hoà khí trong động cơ diezen dùng buồng cháy thống nhất có đòi hỏi cao với chất lượng phun, tức là nhiên liệu phải được phun rất nhỏ, đều và được phân bố khắp không gian buồng cháy, chỉ có thế mới đảm bảo cho nhiên liệu được sấy nóng, bay hơi nhanh và hoà trộn đều với không khí trong đó để tạo ra hoà khí .

Phun và xé tơi được thực hiện khi tia nhiên liệu đi qua các lỗ phun nhỏ (đường kính khoảng $0,3 \div 0,35$mm) với tốc độ lớn.

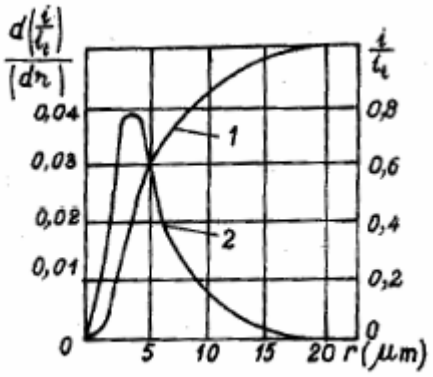
Do quá trình diễn biến rất phức tạp, nên việc nghiên cứu lý thuyết để xác định các thông số của tia phun gặp rất nhiều khó khăn trở ngại, vì vậy người ta phải dùng phương pháp thực nghiệm để nghiên cứu các hệ thống phun thực tế.

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 lỗ phun với những khoảng cách khác nhau, trên mặt kính phủ một lớp glyxerin hoặc nước thuỷ tinh mỏng chụp ảnh các vết hằn của các hạt nhiên liệu trên mặt phẳng ấy, đếm số hạt, đo đường kính từng hạt và xây dựng đặc tính phun nhiên liệu cho từng trường hợp.

Đặc tính phun nhiên liệu (hình 8.26) thể hiện cả hai mặt của chất lượng phun: nhỏ và đều. Đường 1- thể hiện vừa nhỏ vừa đều; đường 2- không nhỏ và không đều. Như vậy hai nhánh lên và xuống của đặc tính càng dốc thì độ phun đều càng tốt, còn đỉnh đường đặc tính càng sát trục tung thì độ phun nhỏ càng tốt



Hình 8.26 Các đường đặc tính phun nhiên liệu



Hình 8.27 các đường đặc tính phun nhiên liệu
1- đường tổng số tương đối;
2- đường tần xuất tương đối

Người ta còn xây dựng đặc tình phun theo đồ thị hình 8.27, trục hoành đặt bán kính hạt, trục tung đặt tỷ số tương đối $\frac{i}{i_t}$ (i- số hạt trong tia có bán kính từ 0 đến r tương ứng trên trục hoành; i_t là tổng số tất cả các hạt trong tia). Đường $\frac{i}{i_t}$=f(r) là đường tổng số tương đối. Lấy đạo hàm $d(i/i_t)/dr = f'(r)$ - sẽ được đường tần suất tương đối. điểm cực đại của f'(r) càng sát trục tung thì chất lượng phun càng nhỏ, còn hiệu giữa bán kính hạt lớn nhất và hạt nhỏ nhất trong tia càng nhỏ thì chất lượng phun càng đều.

Khi xác định bán kính trung bình của các hạt trong tia cần đảm bảo điều kiện sau: tỷ số giữa thể tích V_{tb} và diện tích F_{tb} của hạt nhiên liệu có đường kính trung bình phải bằng tỷ số giữa tổng tể tích V_Σ và tổng diện tích F_Σ của tất cả các hạt nhiên liệu trong tia.

Kích thước trung bình của các hạt trong tia tính theo điều kiện trên phản ánh chủ yếu mặt chất lượng phun, vì tốc độ sấy nóng, bay hơi của nhiên liệu trong buồng cháy phụ thuộc vò diện tích bề mặt hạt của một đơn vịi nthể tích nhiên liệu.

Nếu n là số hạt có bán kính từ r đến dr, sẽ có: $N=i_t . f'(r)dr$

Bán kính trung bình của hạt trong tia r_{tb}, tính theo điều kiện trên sẽ là :

$$r_{tb}= 3\frac{V_{tb}}{F_{tb}} = 3\frac{V_\Sigma}{F_\Sigma}$$

trong đó:

$$V_\Sigma = \sum_{r_1}^{r_2} \frac{4}{3}\pi r^3 n = \frac{4}{3}\pi i_t \int_{r_1}^{r_2} f'(r) r^3 dr$$

$$F_\Sigma = \sum_{r_1}^{r_2} 4\pi r^2 n = 4\pi i_t \int_{r_1}^{r_2} f'(r) r^2 dr$$

Trong đó $r_{1,}$, r_2 – bán kính của hạt nhỏ nhất và lớn nhất trong tia.

Cuối cùng tìm được:

$$r_{tb} = \frac{\int_{r_1}^{r_2} f'(r).r^3.dr}{\int_{r_1}^{r_2} f'(r).r^2.dr}$$

Cách tích phân trong biểu thức trên được xác địnhk theo tích phân đồ thị, dựa vào đặc tính phun(hình 8.27).

Chất lượng phun (nhỏ và đều) của nhiên liệu phụ thuộc vào các yếu tố sau: kích thước lỗ phun, tốc độ trục cam , độ nhớt và lực căng mặt ngoài của nhiên liệu. Tăng áp suất phun sẽ làmg tăng độ phun nhỏ.

Giảm đường kính lỗ phun sẽ làm tăng độ phun nhỏ và đều.

Tăng tốc độ trục 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 và phun đều của tia nhiên liệu.

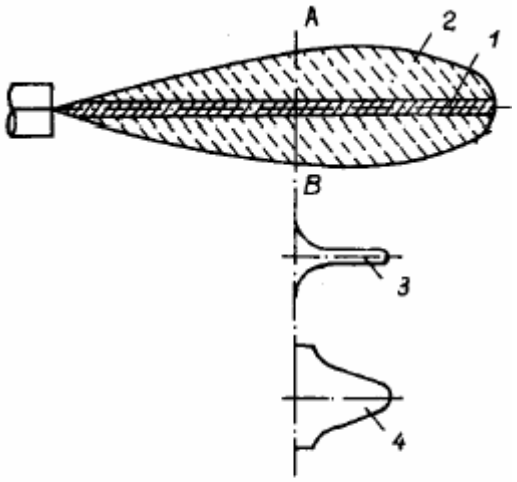
Sơ đồ cấu tạo của một tia nhiên liệu thể hiện trên hình 8.28.

Sau khi ra khỏi lỗ phun, dòng nhiên liệu được xé nhỏ và tạo thành tia. Vì gặp cản của môi trường phun, nên càng xa lỗ phun tốc độ các hạt nhiên liệu trong tia càng thấp dần.

Chuyển động của các hạt nhiên liệu thường tạo lực hút đối với lớp không khí bao quanh hạt đặc biệt là phần lõi tia, vì tại đây tốc độ, kích thước mật độ hạt đều lớn. Không khí cuốn theo tia nhiên liệu, một mặt làm giảm tốc độ tương đối của hạt so với không khí nhờ đó giảm lực cản của không khí đối với tia, mặt khác còn làm cho không khí trong tia bị dồn ra ngoài.

Phần nhiên liệu phun vào trước thường gặp sức cản lớn của môi trường phun lên tốc độ bị giảm nhanh, số nhiên liệu phun sau đi vào môi trường cùng chiều chuyển động của tia ít gặp cản, nên sẽ đuổi kịp và gạt số nhiên liệu phun trước ra rìa ngoài để trở thành mũi tia. Như vậy tia nhiên liệu được chia thành hai phần với những đặc điểm khác nhau: phần lõi 1(hình 8.28) mật độ và kích thước hạt lớn và phần vỏ 2 mật độ và kích thước hạt rất nhỏ. Phần lõi gặp cản của môi trường ít, tập trung các hạt có kích thước lớn và tốc độ cao nên động năng khá lớn. Từ lõi đi ra, kích thước, mật độ và tốc độ hạt giảm dần (hình 8.28). Những hạt nhiên liệu nhỏ nhất thường nằm ở khu vực ngoài cùng của tia.

Các kích thước hình học của tia nhiên liệu gồm có: hành trình (độ xuyên thấu) góc côn và chiều rộng của tia nhiên liệu, gây ảnh hưởng lớn tới chất lượng hình thành hoà khí trong buồng cháy của động cơ diezen dùng buồng cháy thống nhất.



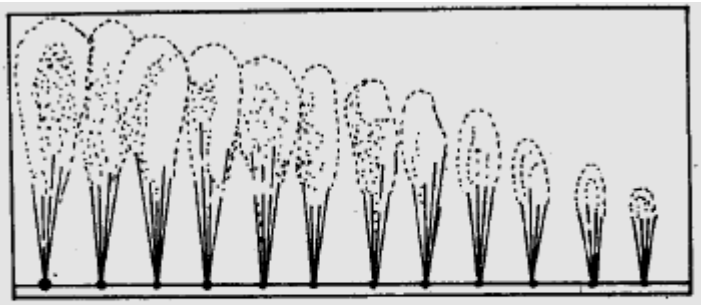
Hình 8.28 Sơ đồ cấu tạo của tia nhiên liệu

1- phần lõi tia; 2- phần vỏ tia; 3- mật độ hạt; 4- phân bố tốc độ

Trong thời kỳ cháy trễ hình dạng kích thước của tia nhiên liệu phải phù hợp với hình dạng buồng cháy.

Quy luật hình thành và phát triển của tia nhiên liệu được nghiên cứu qua thực nghiệm bằng cách phun nhiên liệu vào một buồng khí nén, chứa đầy Nitơ, thành buồng làm bằng vật liệu trong suốt, dùng phương pháp chop ảnh cao tần với một nguồn sáng mạnh. Có thể thay đổi áp suất trong buồng kín. Hình 8.29 giới thiệu quá trình phát triển của tia nhiên liệu. Dựa vào kích thước các tia trên phim ảnh và khoảng thời gian giữa hai ảnh kề nhau, có thể xác định quy luật thay đổi chiều dài L, tốc độ mũi tia W, chiều rộng tia B theo thời gian hoặc theo góc quay trục khuỷu.

Kết quả thực nghiệm chỉ rõ: tăng áp suất khí nén của môi trường phun sẽ làm W giảm nhanh, làm hành trình L của tia phát triển theo thời gian gần giống với quy luật parabol (hình 10.30, 10.31, 10.32).



Hình 8.29 quá trình phát triển của tia nhiên liệu (dựa theo các tấm phim ảnh cao tần)

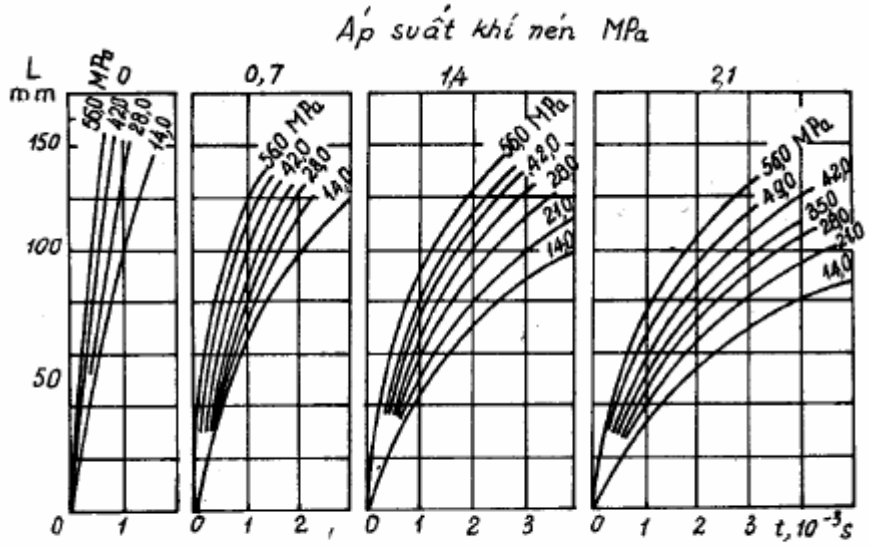
Trên hình 8.30 đã chỉ ra ảnh hưởng của áp suất phun và mật độ của môi trường phun thể hiện bằng áp suất khí nén tới hành trình của tia

Ở hình 8.31 là các đường cong tốc độ W, chiều dài L của tia nhiên liệu , ứng với các dạng cam khác nhau. Còn trên hình 8.32 các đường cong tốc độ W, chiều dài L của tia nhiên liệu khi thay đổi lỗ phun

Nếu phun nhiên liệu qua lỗ phun hình trụ thì góc côn γ của tia nhiên liệu vào khoảng $20 \div 25^0$.

Cho thay đổi điều kiện thực nghiệm sẽ có thể nghiên cứu ảnh hưởng của từng nhân tố tới sự phát triển của tia phun.

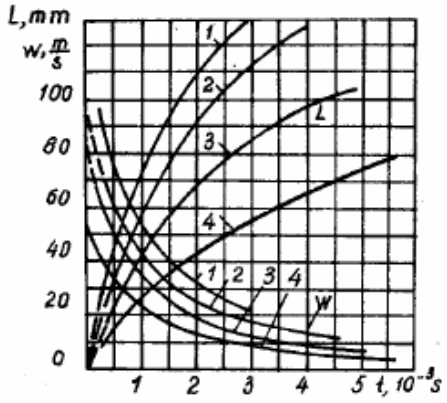
Tăng áp suất phun p_ϕ từ 14 đến 56 MPa sẽ làm tăng hành trình L của tia (hình 8.30), tăng áp suất khí nén của môi trường phun sẽ làm giảm L đồng thời tăng góc côn γ của tia nhiên liệu.



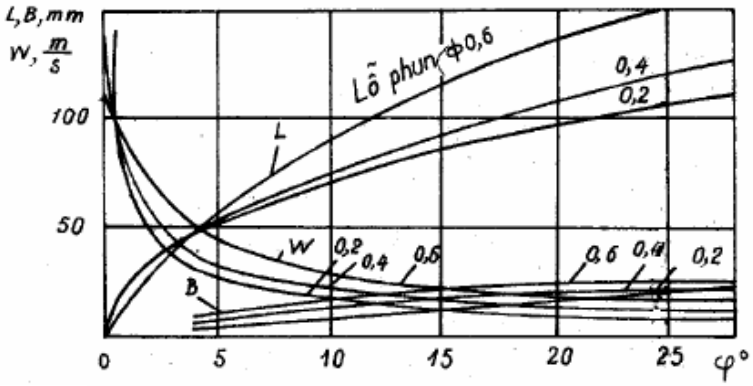
Hình 8.30 Ảnh hưởng của áp suất phun và mật độ của môi trường phun thể hiện bằng áp suất khí nén tới hành trình của tia

Thay đổi dạng cam của bơm cao áp cũng gây ảnh hưởng lớn tới L và W (hình8.31) đường 1 là cam dốc nhiều nhất , đường 4 là cam dốc ít nhất.

Tăng tốc độ trục cam sẽ làm giảm thời gian cấp nhiên liệu, làm tăng L và W.



Hình8.31 Các đường cong tốc độ W, chiều dài L của tia nhiên liệu ứng với các dạng cam khác nhau
1- cam dốc nhiều nhất; 2- cam dốc ít nhất



Hình 8.32 Các đường cong tốc độ W, chiều dài L và chiều rộng B của tia khi thay đổi đường kính lỗ phun

Tăng đường kính lỗ khi giữ không đổi áp suất phun và áp suất khí nén sẽ làm tăng W và L, đồng thời còn làm tăng bán kính trung bình các hạt và tăng mật độ hạt trong lõi tia (hình 8.32). Giảm đường kính lỗ sẽ làm tăng độ phun nhỏ đồng thời làm giảm L và W của tia.

Cấu tạo vòi phun và các thông số hình học của lỗ phun gây ảnh hưởng lớn tới quy luật phát triển của tia nhiên liệu. Chuyển từ lỗ phun hình trụ nhẵn sang cac lỗ phun có vận động rối mạnh của nhiên liệu qua lỗ sẽ làm tăng góc côn và giảm hành trình của tia nhiên liệu (vòi phun có chốt ở mũi kim).

8.7 BUỒNG CHÁY ĐỘNG CƠ DIEZEN

Buồng cháy động cơ diezen là nơi hoà khí được hình thành và bốc cháy, gây ảnh hưởng lớn tới các chỉ tiêu: công suất, hiệu suất, độ tin cậy của động cơ cũng như ô nhiễm môi trường của khí xả.

8.7.1 Phân loại buồng cháy động cơ diezen

Người ta phân loại buồng cháy động cơ diezen theo đặc diểm cấu tạo và theo nguyên tắc hình thành hoà khí.

1) Phân loại buồng cháy dựa theo đặc điểm cấu tạo

Phun trực tiếp

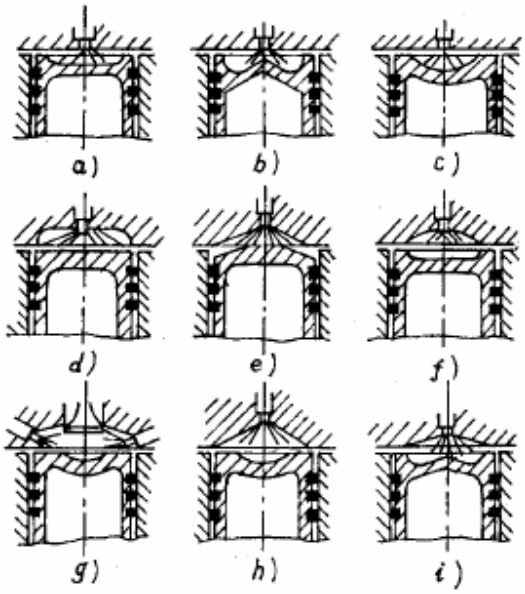
- Buồng cháy thống nhất: dạng đĩa nông, dạng ω nông…
- Buồng cháy khoét lõm sau đỉnh piston :dạng cầu, dạng ω, dạng lõm sâu…

Phun gián tiếp

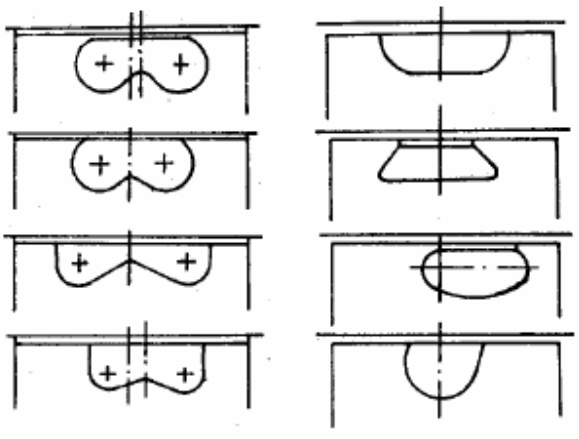
Buồng cháy ngăn cách: kiểu xoáy lốc, kiểu dự bị.

1- Đặc điểm cấu tạo của buồng cháy thống nhất là: piston khi ở ĐCT giữa đỉnh piston và nắp xylanh là một không gian thống nhất, không có hoặc chỉ có một ít diện tích chèn khí. Nắp xylanh có thể hơi lõm hoặc phẳng. Đỉnh piston có thể hơi lõm, phẳng hoặc hơi lồi (hình 8.33). Vòi phun nhiều lỗ trực tiếp phun nhiên liệu vào mỗi khu vực của buồng cháy.

2- Buồng cháy khoét lõm sâu đỉnh piston (buồng cháy nửa thống nhất)tương tự như buồng cháy thống nhất, chỉ khác ở chỗ có một diện tích chèn khí khá lớn giữa đỉnh piston và nắp xylanh, phần khoét lõm đỉnh piston khá sâu theo dạng cầu, dạng ω, hình thang hoặc bán cầu…(hình 8.34). Nhiên liệu cũng được phun trực tiếp vào buồng cháy, vì vậy cùng với buồng cháy thống nhất chúng được gọi chung là buồng cháy phun trực tiếp.



Hình 8.33 Các dạng buồng cháy thống nhất



Hình 8.34 Buồng cháy khoét sâu trên đỉnh piston

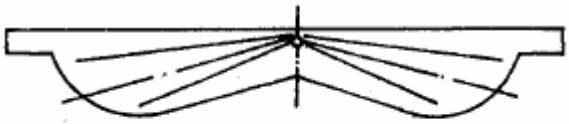
3- Buồng cháy ngăn cách là loại mà toàn bộ không gian buồng cháy được ngăn thành hai phần rõ rệt: buồng chính và buồng phụ, giữa hai buồng có các đường thông nhỏ. Dựa vào nguyên tắc lưu động của dòng chảy trong buồng phụ hoặc công dụng của buồng phụ mà các buồng cháy ngăn cách được chia thành: buồng cháy xoáy lốc và buồng cháy dự bị.

So sánh về mặt cấu tạo: buồng cháy xoáy lốc có một đường thông lớn đặt theo hướng tiếp tuyến với buồng cháy phụ, đôi khi còn có thêm một đường thông nhỏ nhằm cải thiện chất lượng hoà trộn, dung tích buồng cháy phụ khá lớn. Còn buồng cháy dự bị thì dung tích buồng cháy phụ khá nhỏ và có nhiều lỗ thông nhỏ nối buồng cháy phụ với buồng cháy chính.

2- Phân loại buồng cháy dựa theo nguyên tắc hình thành hoà khí

1. Hình thành hoà khí kiểu màng dựa trên kết quả phối hợp giữa dòng chảy xoáy lốc của môi chất với màng nhiên liệu được tráng trên thành buồng cháy. Hơi nhiên liệu từ màng bay hơi lên được cuốn theo dòng xoáy lốc tạo thành hoà khí; chất lượng hoà khí phụ thuộc nhiệt độ thành buồng cháy và diện tích màng nhiên liệu tráng trên thành. Nguyên tắc hình thành hoà khí kiểu màng được kỹ sư Meurer của hãng MAN sáng chế, vì vậy còn được gọi là qúa trình M.

2. Hình thành hoà khí kiểu không gian là cách phun tơi nhiên liệu vào hầu hết khắp không gian buồng cháy để các hạt nhiên liệu được sấy nóng bay hơi và hoà trộn đều với không khí tạo ra hoà khí (hình8.35).



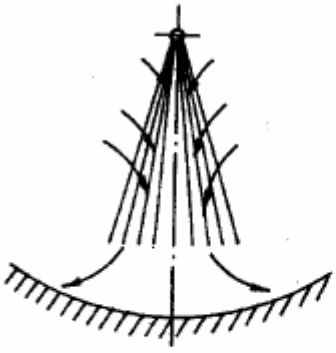
Hình 8.35 Phối hợp giữa tia phun và hình dạng buồng cháy

Thực ra phân loại buồng cháy theo nguyên tắc hình thành hoà khí không có tính tuyệt đối vì trong quá trình M có khoảng 20÷30% nhiên liệu được hình thành hoà khí theo kiểu không gian, và trong các buồng cháy hình thành hoà khí theo kiểu không gian cũng có một ít nhiên liệu được hình thành hoà khí theo kiểu màng

8.7.2 Buồng cháy thống nhất

Hình thành hoà khí trong buồng cháy thống nhất được dựa trên hai yếu tố cơ bản: đảm bảo chất lượng phun đều và nhỏ của nhiên liệu, kết hợp hình dạng các tia nhiên liệu với hình dạng buồng cháy tạo ra hoà khí phân bố đều trong không gian (hình8.35).

Xét về mặt tế vi : sự ma sát giữa tia nhiên liệu và môi chất trong môi trường phun đã gây ra sự trao đổi động lượng, xé nhỏ các hạt nhiên liệu và tăng tốc cho dòng khí, không khí chuyểnđộng theo chiều mũi tên (hình 8.36) bị cuốn vào tia nhiên liệu. Nếu tồn tại chuyển động xoáy trong buồng cháy, dong khí sẽ từ phía sườn của các tia bị cuốn vào, thổi ngang các tia nhiên liệu, tạo ra hoà khí (hình 8.37)



Hình 8.36 Không khí bị cuốn vào tia nhiên liệu (trường hợp không có chuyển động xoáy của dòng khí)

Hình 8.37 Không khí thổi ngang qua tia nhiên liệu (trường hợp có chuyển động xoáy của dòng khí)

Với cường độ tthích hợp của dòng xoáy có thể bổ khuyết một phần về sự bất cập của chất lượng phun làm tăng tốc độ hình thành hoà khí. Nhưng cường độ dòng xoáy có một giá trị tối ưu. Nói chung dòng cháy trong buồng cháy thống nhất tương đối yếu. Đường kính xylanh càng lớn, dòng xoáy càng yếu. Cường độ xoáy của dòng khí nạp cũng gây ánh hưởng tới hiệu suất động cơ.

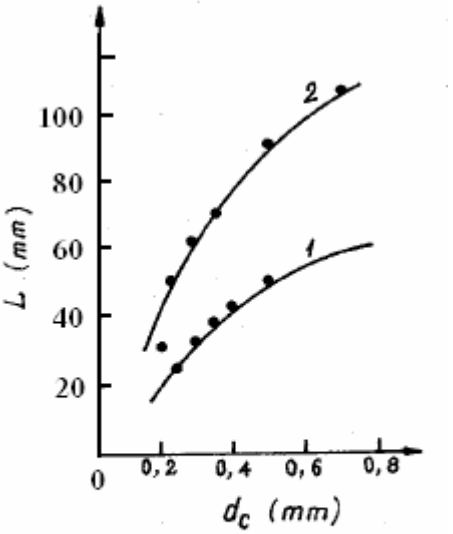
1). Những điểm chính của hình thành hoà khí trong buồng cháy thống nhất

Do việc hình thành hoà khí chủ yếu dựa vào chất lượng phun và sự phối hợp giữa hình dạng các tia nhiên liệu với hình dạng buồng cháy nếu muốn tạo được hoà khí đạt chất lượng tốt, cần đặc biệt lưu ý những điểm sau về chất lượng phun.

1- Dùng vòi phun nhiều lỗ, đảm bảo cho các tia nhiên liệu được phân bố khắp không gian buồng cháy. Số lỗ phun từ 4 đến 12 lỗ, phần lớn là 10 lỗ tuỳ thuộc vào cường độ chuyển động của dòng xoáy trong buồng cháy. Góc côn của các tia nhiên liệu trước khi cháy vào khoảng $20 \div 25^0$, sau khi cháy tăng lên tới 35^0. Nếu nhiều lỗ phun quá sẽ gây hiện tượng can thiệp giữa các tia phun, ảnh hưởng tới quá trình cháy. Nếu tồn tại dòng xoáy trong buồng cháy có thể giảm bớt số lỗ phun.

2- Áp suất phun phải lớn – Muốn có chất lượng phun hạt nhỏ và đều để tăng tốc độ hình thành hoà khí , cần có áp suất phun lớn. Nói chung áp suất bắt đầu nâng kim phun $p_\phi \approx 20 \div 40$ MPa, áp suất phun cực đại có thể đạt tới 100MPa.

3- Độ xuyên sâu $\frac{L}{S}$ (L- hành trình tia phun trong thời gian cháy trễ, S – khoảng cách từ lỗ phun đến thành buồng cháy). Lúc bắt đầu cháy nếu $\frac{L}{S}>1$ thì độ xuyên sâu quá lớn. Cả hai trường hợp đều ảnh hưởng xấu tới hiệu suất và độ khói của động cơ. Trường hợp độ xuyên sâu không đủ, phần lớn không khí nằm sát thành xylanh không được hoà trộn với nhiên liệu , nếu độ xuyên sâu quá lớn sẽ có nhiều nhiên liệu phun lên thành buồng cháy lạnh, khó bay hơi, không kịp cháy ở khu vực gần ĐCT.

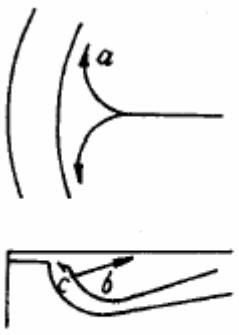


Hình 8.38 Mối quan hệ giữa đường kính d_c của lỗ phun và hành trình L của tia nhiên liệu

Tổng hợp những số liệu thực nghiệm Ricardo đưa ra kiến nghị sau: nếu không có dòng xoáy không khí thì $\frac{L}{S} \approx 0{,}85$; nếu có dòng xoáy $\frac{L}{S}$ = 1,05. Để thảo mãn độ xuyên sâu kể trên, khi đường kính xylanh càng lớn thì hành trình L của tia nhiên liệu trước khi bốc cháy phải càng dài, muốn vậy phải tăng đường kính lỗ phun (hình8.38). Các số liệu thực nghiệm trên đồ thị: tốc độ trục cam n_c=800 vòng/ phút; áp suất nâng kim phun p_ϕ =20MPa.

4- Góc kẹp của tia nhiên liệu (góc kẹp của đường tâm lỗ phun trên mặt phẳng chứa đường tâm xylanh). Hình 10.39 giới thiệu hướng chuyển động của mũi tia nhiên liệu sau khi bốc cháy, trong trường hợp không có dòng xoáy của không khí. Hướng a mở rộng sang hai bên mép ngoài; hướng b đi vòng lên vào tâm xylanh; hướng c đi lên mở rộng ra ngoài.

Góc kẹp của tia nhiên liệu vào khoảng $120 \div 160^0$, dạng ω nông vào khoảng 150^0, còn piston đỉnh bằng vào khoảng 140^0.



Hình 8.39 Chuyển động của mũi tia sau khi bốc cháy

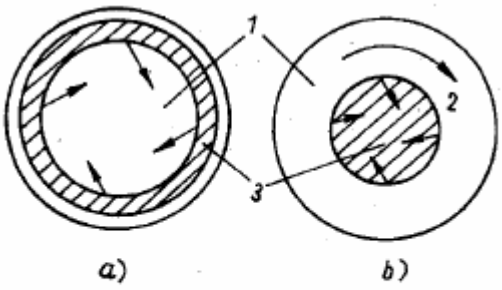
2) Đặc tính buồng cháy thống nhất

Buồng cháy thống nhất không có dòng xoáy mạnh của không khí , tỷ số F_{lm}/V_c (F_{lm} - diện tích thành buồng cháy; V_c- thể tích buồng cháy) rất nhỏ, nên tổn thất nhiệt

ít, hiệu suất cao, ứng suất nhiệt của nắp xylanh và đỉnh piston nhỏ, dễ khởi động lạnh. Buồng cháy thống nhất có yêu cầu cao đối với hệ thống nhiên liệu. Nếu thay đổi chế độ hoạt động, chất lượng phun sẽ thay đổi, ví dụ nếu độ xuyên sâu hợp lý ở tốc độ lớn thì khi giảm tốc độ quay, độ xuyên sâu không còn phù hợp, vì vậy tính thích ứng của buồng cháy với chế độ hoạt động của động cơ bị hạn chế. Hình thành hoà khí trong buồng cháy thống nhất chủ yếu dựa vào chất lượng phun nhiên liệu, nên thường chỉ có thể sử dụng 60% không khí trong buồng cháy. Động cơ diezen không tăng áp, dùng buồng cháy thống nhất thường chạy không êm vì áp suất cực đại p_z và tốc độ tăng áp suất khi cháy $\Delta_p / \Delta_\varphi$ tương đối lớn.

8.7.3. Buồng cháy khoét sâu trên đỉnh piston

Loại buồng cháy này thường tạo được dòng xoáy tiếp tuyến của dòng khí nạp và dòng xoáy hướng kính của khí chèn khi nén, kết hợp với vòi phun nhiều lỗ nên dễ tạo ra hoà khí tốt. Khi có dòng xoáy (hình 8.37) không khí từ sườn tia thổi phần nhiên liệu đã bay hơi ra ngoài, khiến những hạt nhiên liệu còn lại trong tia dễ bay hơi, tăng tốc độ hình thành hoà khí, mặt khác còn sử dụng không khí trong không gian giữa các tia tham gia hoà trộn ngay khi nhiên liệu chưa cháy. Những phần hoà khí đã cháy do giãn nở nên mật độ giảm, còn phần hoà khí chưa cháy mật độ lớn, dưới tác dụng của dòng xoáy tạo ra các lực ly tâm khác nhau: phần hoà khí chưa cháy theo quỹ đạo xoắn ốc mở ra ngoài, còn phần đã cháy theo quỹ đạo xoắn ốc cụp vào trong, mở rộng phần "hỗn hợp nóng" (hình 8.40a) nhờ đó làm tăng tốc độ hình thành hoà khí và tốc độ cháy. Nếu cường độ dòng xoáy lớn quá, không những làm các tia phun can thiệp lẫn nhau mà còn làm giảm độ xuyên sâu của tia nên hoà khí chỉ bốc cháy ở khu vực trung tâm buồng cháy tạo ra tác dụng khoá nhiệt (hình 8.40b)

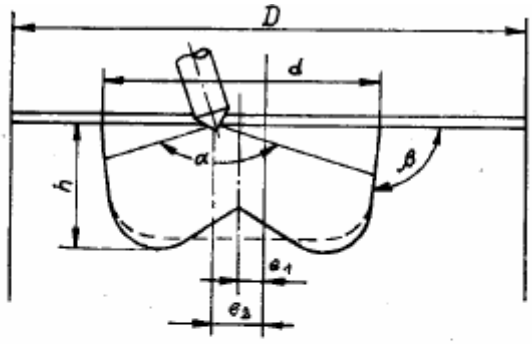


Hình 8.40 tác dụng của hỗn hợp nóng và khoá nhiệt

1- không khí; 2- dòng xoáy; 3- khu vực đã cháy

1- Những điểm quan trọng của buồng cháy khoét sâu trên đỉnh piston

- Hình dạng kích thước, đường kính miệng của phần khoét lõm (hình 8.41) có tác dụng lớn tới cường độ dòng xoáy hướng kính, qua đó cải thiện hình thành hoà khí và điều kiện cháy. Cường độ dòng xoáy hướng kính tỷ lệ thuận với $\left(\frac{D}{d}\right)^2$ (D - đường kính xylanh ; d đường kính miệng phần khoét lõm); d càng nhỏ dòng xoáy càng mạnh, nhưng sẽ làm chiều sâu h của phần khoét lõm càng lớn. Thông thường d =(0,35~0,65)D; $\frac{d}{h}$=2:1 ÷ 4:1.



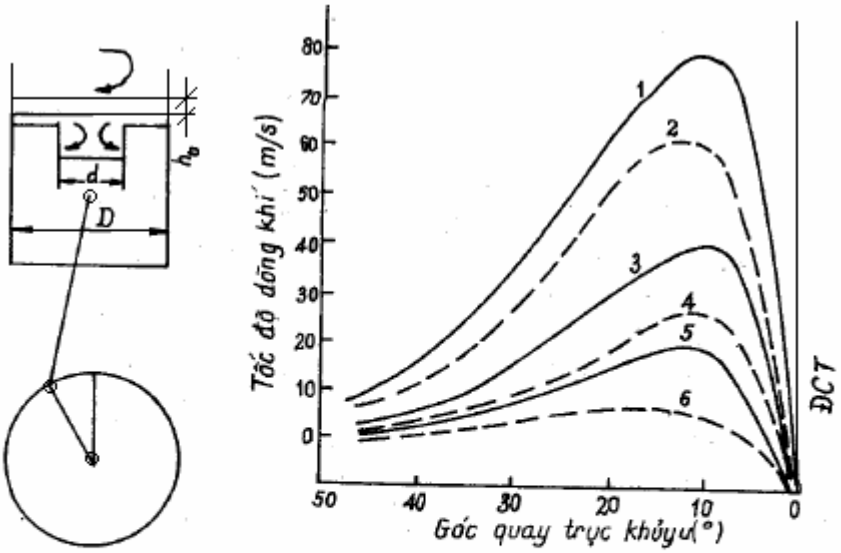
Hình 8.41 Kích thước của buồng cháy khoét sâu trên đỉnh piston

D- đường kính xy lanh; d- đường kính phần lõm; h- chiều sâu phần lõm; e_1- lệch tâm của phần lõm; e_2- lệch tâm của mũi vòi phun; α- góc kẹp của các tia phun; β-góc nghiêng của phần khoét lõm

Ở tải lớn, ứng suất nhiệt tại miệng phần khoét lõm (đỉnh β) thường lớn, muốn giảm ứng suất

nhiệt kể trên cần phải làm cho vách phần khoét lõm thẳng đứng. Theo kinh nghiệm của công ty Ricardo chỉ cần phối hợp tốt giữa đặc tính tia phun, dòng cháy khí nạp với hình dạng buồng cháy, còn hình dạng đáy phần khoét lõm không gây ảnh hưởng gì tới tính năng của động cơ.

- Dung tích phần khoét lõm V_k- chiếm khoảng $(0.75 \div 0,85)V_c$, trong đó V_c- là dung tích buồng cháy. V_k càng lớn, nhờ giảm khe hở chin h_0 sẽ làm tăng tốc độ khí chèn và cường độ dòng xoáy hướng kính trong không gian khoét lõm (hình 8.42), đồng thời còn làm giảm số không khí trong khe hở chèn, qua đó làm tăng hệ số sử dụng không khí trong buồng cháy.



Hình8.42 Ảnh hưởng của D/d và h_0 tới tốc độ dòng xoáy trong buồng cháy khoét sâu trên đỉnh piston

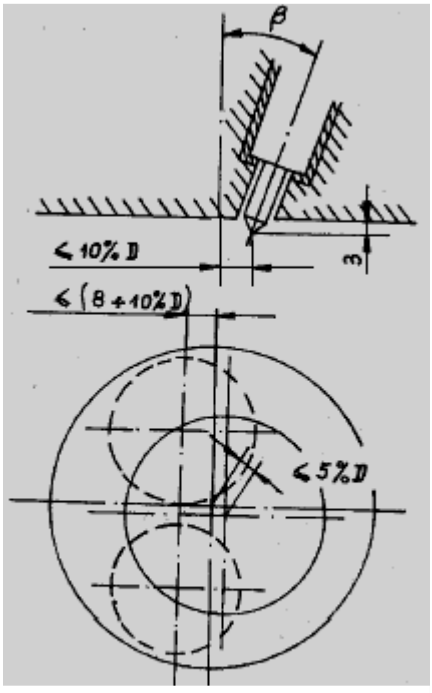
1- d/D= 0,3; h_0 = 1 mm; 2- d/D= 0,3; h_0 = 1,5 mm; 3- d/D= 0,5; h_0 = 1 mm; 4- d/D= 0,5; h_0 = 1,5 mm; 5- d/D= 0,7; h_0 = 1 mm; 6- d/D= 0,7; h_0 = 1,5 mm;

Khó khăn của việc tăng V_k là ở việc giảm nhỏ khe hở chèn, bị giới hạn bởi khả năng chế tạo chính xác. Công ty Ricardo đưa ra số liệu ki

$$h_0 = (8 \div 10)10^{-3} S$$

(S hành trình piston)- dùng cho động cơ có đường kính xylanh D =$110 \div 165$mm.

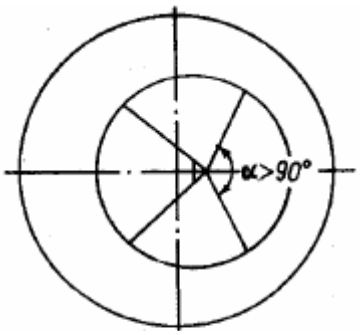
- Vị trí phần khoét lõm. Nếu điều kiện cho phép đường tâm phần khoét lõm thường trùng với tâm xylanh, tâm vòi phun cũng đặt trùng với tâm trên làm cho khoảng cách giữa các lỗ phun tới thành buồng cháy đều bằng nhau, có lợi cho việc hình thành hoà khí. Nếu điều kiện không cho phép, ví dụ hai xupap và đường kính xupap nạp lớn hơn thì không thể đặt vòi phun ở tâm xylanh nên đường tâm phần khoét lõm và miệng vòi phun có thể đặt lệch so với tâm xylanh (hình 8.43). Cho phép dùng các số liệu kinh nghiệm sau: độ lệch chuẩn miệng vòi phun <10%D; độ lệch đường tâm xupap <$(8 \div 10)$%, độ lệch phần khoét lõm <5%D (D- đường kính xylanh).



Hình 8.43 Vị trí phần khoét lõm của buồng cháy khoét sâu trên đỉnh piston

Trong trường hợp miệng vòi phun đặt lệch so với tâm xylanh, để giữ cho sai lệch về hành trình của các tia phun nằm trong giới hạn cho phép cần phải phân bố các lỗ phun không đều nhau trên miệng vòi phun (hình 8.44).

- Dòng xoáy không khí : với cường độ hợp lý của dòng xoáy sẽ có lợi cho chất lượng hoà khí cũng như chất lượng cháy. Nhưng không có nghĩa là dòng xoáy càng mạnh càng tốt. Dòng xoáy quá mạnh sẽ làm tăng tổn thất nhiệt, còn tạo ra hiện tượng can thiệp của các tia phun gần nhau giảm dộ xuyên sâu nên quá trình cháy chỉ xuất hiện ở khu vực trung tâm buồng cháy không tạo "hoà khí nóng" mà còn gây "khóa nhiệt".



Hình8.44 Phân bố các tia không đối xứng trong buồng cháy khoét sâu trên đỉnh piston

2- Đặc tính buồng cháy khoét sâu trên đỉnh piston

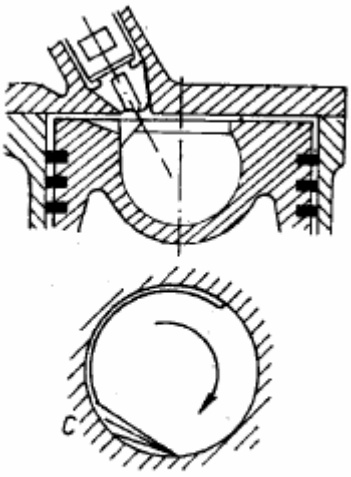
- Dùng vòi phun nhiều lỗ (số lỗ phun ít hơn so với buồng cháy thống nhất), kết hợp với dòng xoáy thích hợp, làm tăng tốc độ hình thành hoà khí và tốc độ cháy, giảm yêu cầu đối với hệ thống phun, rất thích hợp với động cơ diezen trung và cao tốc. Số lỗ phun phần lớn là 4, áp suất nâng kim phun ≥ 17,5MPa.

- Giống như buồng cháy thống nhất, nếu phạm vi thay đổi tốc độ khá lớn thì làm cho độ xuyên sâu quá lớn hoặc không đủ khi thay đổi tốc độ.

8.7.4. Quá trình M (hệ thống cháy kiểu M)

Buồng cháy phần lớn có dạng cầu, cá biệt cũng có dạng elip tròn xoay, nên có tên là buồng cháy hình cầu. Tuy nhiên việc hình thành hoà khí cũng như quá trình cháy không giống cac loại buồng cháy khoét sâu trên đỉnh piston thông thường.

1- Điểm quan trọng nhất của quá trình M là dùng vòi phun có 1 hoặc hai lỗ phun, nhiên liệu được phun thuận chiều dòng xoáy và tiếp tuyến với tthành buồng cháy (hình 8.45). Nhờ tác dụng của dòng xoáy mạnh, nhiên liệu được tráng đều lên thành buồng cháy tạo ra màng mỏng. Nhiệt độ thành buồng cháy được giữ nhất định, điều khiển tốc độ bay hơi nhiên liệu. Dưới tác dụng của dòng khí lướt qua bề mặt màng, tầng tầng lớp lớp hơi nhiên liệu cuốn theo dòng khí tạo ra hoà khí. Một phần nhiên liệu được phun vào không gian, hình thành hoà khí trong không gian, có nhiệt độ cao với thành phần hoà khí thích hợp sẽ tự bốc cháy trước tạo nên nguồn lửa châm cháy số hoà khí được tạo thành từ màng nhiên liệu. Trong khi cháy nhiệt độ môi chất tăng dần càng làm tăng tốc độ bay hơi của nhiên liệu và tốc độ hình thành hoà khí.



Hình 8.45 Quá trình M
C- màng nhiên liệu

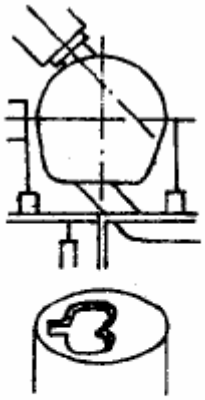
2- Đặc tính quá trình M

- Một ít nhiên liệu được hình thành hoà khí theo kiểu không gian tự bốc cháy, sau đó châm cháy số hoà khí hình thành từ màng. Do số hoà khí được chuẩn bị trong trong thời kỳ cháy trễ tương đối ít, nên máy chạy êm, không có hiện tượng gõ máy do tính tự cháy kém của nhiên liệu làm tăng thời gian cháy trễ gây ra, nên động cơ có thể dùng nhiều loại nhiên liệu, thích hợp với động cơ đa nhiên liệu. Tất nhiên số xê tan rất thấp nên phải tăng tỷ số nén và phải dùng hệ thống phun thích hợp.

- Do phần lớn nhiên liệu được bay hơi từ màng, không có hiện tượng nhiên liệu bị phân giải ở nhiệt độ cao do thiếu oxy, nên giảm hàm lượng muội than trong khí xả, mặt khác hệ số sử dụng không khí khi cháy rất lớn, ở chế độ thiết kế có thể dùng α =1,05.

8.7.5. Buồng cháy xoáy lốc

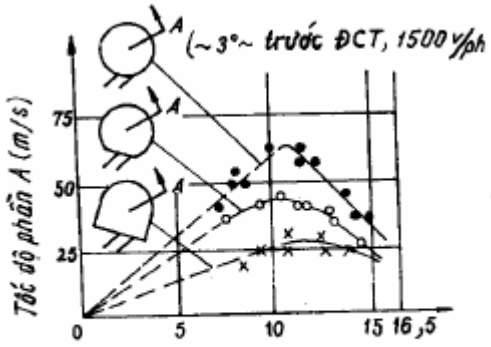
Toàn bộ buồng cháy được ngăn thành hai phần: buồng xoáy lốc và buồng cháy chính, hai phần nối với nhau bằng một đường thông lớn. Buồng cháy xoáy lốc Ricardo (hình 8.46) dùng trên động cơ ô tô, có dạng hình chuông , nối với buồng cháy chính nhờ đường thông tiếp tuyến. Trong quá trình nén môi chất từ buồng cháy chính bị đẩy vào buồng xoáy lốc và tạo ra ở đây một dòng xoáy nén mạnh. Nhiên liệu được phun vào cùng hướng với dòng xoáy lốc. Các hạt nhiên liệu nhỏ nhẹ ở vỏ tia bị cuốn theo vòng xoáy lốc, được sấy nóng, bay hơi cùng không khí nóng tạo ra hoà khí và bốc cháy ở khu vực miệng đườngthông. Màng lửa chuyển động theo quỹ đạo lò xo xoắn cụp vào khu trung tâm buồng cháy. Hoà khí chưa cháy nồng độ lớn bị đẩy ra xung quanh và được phun vào buồng cháy chính, do tác dụng chênh áp được tao ra sau khi một phần nhiên liệu đã cháy trong buồng xoáy lốc. Dòng chảy phun ra buồng cháy chính, tạo nên dòng xoáy thứ hai ở đây, thúc đẩy sự hoà trộn nhiên liệu và không khí để hình thành hoà khí và bốc cháy trong buồng cháy chính. Chênh áp giữa buồng xoáy lốc và buồng cháy chính, sau khi cháy lên tới 0,1÷0,2 MPa. Tốc độ cực đại của dòng khí qua đường thông lên tới 100÷150m/s.



Hình8.46 Buồng cháy xoáy lốc Ricardo (phần khoét trên đỉnh piston có dạng trái tim)

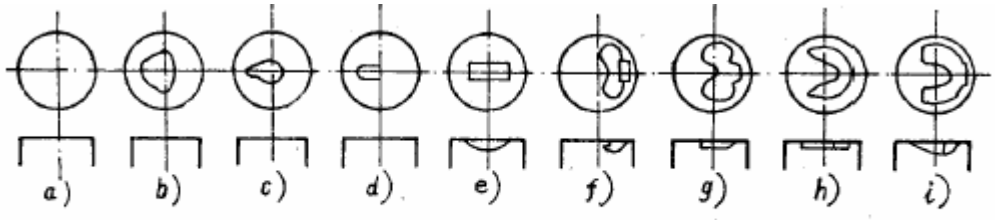
1- Những đặc điểm chính của buồng xoáy lốc

- Hình dạng buồng cháy xoáy lốc rất khác nhau, nên cường độ xoáy lốc tại thời điểm cuối kỳ nén cũng không giống nhau (H8.47). Ba dạng buồng cháy hình cầu, hình đáy phẳng và hình chuông tạo nên tốc độ cuối kỳ nén tại mặt cắt A rất khác nhau. Buồng cháy dạng cầu có tốc độ tăng nhanh từ tâm buồng cháy đến r= 11mm , sau đó tốc độ giảm nhanh đến vị trí r=15,5mm; buồng cháy dạng chuông tốc độ dòng khí tăng theo bán kính r chậm nhất; sau r=11mm tốc độ cũng giảm chậm nhất. Nếu tốc độ dòng xoáy lớn quá sẽ gây tổn thất lưu động lớn đặc biệt khi chạy ở tốc độ cao.



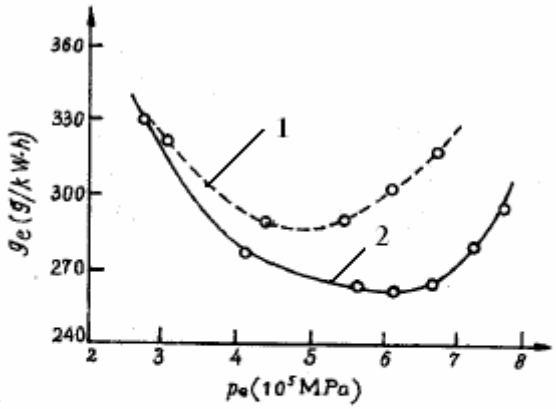
Hình 8.47 Tốc độ dòng xoáy của các buồng xoáy lốc khác nhau

Nếu giảm bớt tỷ lệ V_k / V_c (v_k- dung tích buồng cháy xoáy lốc; V_c- dung tích buồng cháy động cơ) thì hình dạng buồng cháy chính trở thành một yếu tố quan trọng, lúc ấy cần tạo ra dòng xoáy thứ hai trong buồng cháy chính (hình 8.48).



Hình 8.48 Các hình dạng khác nhau của buồng cháy chính

Công ty Ricardo, thay piston đỉnh bằng và dùng các loại piston khoét lõm đỉnh tạo ra hai dòng xoáy đối nhau trong buồng cháy chính đã cải thiện tính năng rõ rệt của động cơ (hình 8.49). Hình dạng rãnh dẫn hướng dòng khí trong phần khoét lõm đỉnh cần phối hợp với hình dạng đường thông nhằm đưa dòng chảy vào khu vực khoét lõm đỉnh và tạo ra dòng xoáy lốc mạnh trong buồng cháy chính.

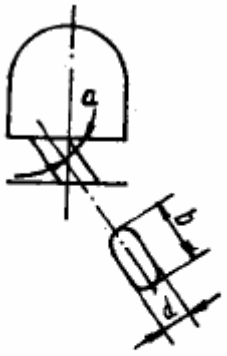


Hình8.49 ảnh hưởng hình dạng buồng cháy chính tới tính năng của động cơ
1- đỉnh bằng;
2- đỉnh khoét lõm tạo 2 dòng xoáy

- Tỷ số $V_k / V_c \approx 0,7 \div 0,5$ – giá trị nhỏ làm giảm tổn thất tản nhiệt và tổn thất lưu động và tăng hiệu suất động cơ, trong trường hợp này có thể tăng đường kính các xupap qua đó làm tăng hệ số nạp ở tốc độ lớn. Để dễ khởi động lạnh cần tăng tỷ số nén($\varepsilon \geq 20$). Với động cơ có thể tích công tác V_h tương đối nhỏ và tỷ số nén ε lớn, việc giảm V_k còn làm cho khe hở giữa đỉnh piston và nắp xylanh không trở nên quá nhỏ, tạo điều kiện dễ dàng cho sửa chữa và bảo dưỡng kỹ thuật.

- Vị trí đường thông không những phải quan tâm đến dòng xoáy trong buồng xoáy lốc, mà còn phải lưu ý cả dòng xoáy lốc thứ hai trong buồng cháy chính. Đặt đường thông tiếp tuyến dễ tạo ra dòng xoáy nén; còn đặt đường thông ở khu vực giữa, dễ đưa dòng chảy đi ra. Kết quả thực nghiệm chỉ rằng: $\alpha = 40^0$ và đặt mép sắc phía trong của đường thông sát với tâm của buồng xoáy lốc (hình 8.50) sẽ cho kết quả tốt. Hình dạng đường thông cần đảm bảo cho dòng xoáy được bao trùm toàn bộ không gian buồng xoáy lốc.

Tăng tỷ số b/d (b- chiều dài; d- chiều rộng đường thông)và f/F_p (f – diện tích ngang của đường thông; F_p- diện tích đỉnh piston) sẽ có lợi cho hiệu suất động cơ , đặc biệt là tăng f/F_p. Nhìn từ góc đọ trnhs tạo muội than khi chạy ở tốc độ thấp, thì tỷ số f/F_p phải nhỏ hơn còn b/d phải lớn. Ngoài ra f/F_p càn ảnh hưởng đến tốc độ tăng áp khi cháy cũng như tiếng ồn của động cơ. thông thường các tỷ số trên nằm trong giới hạn: $f/F_p = 1,9 \div 3,3\%$;$b/d = 2,2 \div 2,5$.



Hình 8.50 Vị trí kích thước và hình dạng đường thông của buồng xoáy lốc

- Hướng tia phun là hướng lệch tâm theo chiều dòng xoáy. Nếu tia phun theo hướng tâm, hoặc lệch tâm ngược chiều dòng xoáy, thì màng lửa đầu tiên sẽ xuất hiện ở trung tâm buồng cháy, mặc dầu có lợi cho việc dễ khởi động nhưng sẽ tạo ra hiện tượng khoá nhiệt. Còn nếu tia phun lệch tâm theo chiều dòng xoáy khi tâm tia phun cùng với đường qua tâm buồng cháy tạo một góc kẹp lớn sẽ tạo nên một quá trình tương tự quá trình M. Trong điều kiện nhiệt độ thành buồng cháy còn thấp, sẽ làm kém tính năng khởi động lạnh, ngoài ra phần nhiên liệu được bốc cháy ở những giai đoạn tiếp theo do thiếu một dòng xoáy mạnh nên thường kéo dài thời gian cháy, làm giảm hiệu suất động cơ. Độ nhạy đối với phương hướng tia phun của các buồng xoáy lốc rất khác nhau, buồng hình cầu, đáy phẳng chịu ảnh hưởng ít nhất.

-Đường thông vào buồng cháy xoáy lốc thường làm trên nắp buồng cháy (một chi tiết rời). Kết cấu đó một mặt giảm nhẹ phần gia công hình dạng, kích thước buồng xoáy lốc, mặt khác còn tạo điều kiện chọn vật liệu chịu nhiệt cho đường thông qua đó gây ảnh hưởng lớn tới thời gian cháy trễ và tốc độ tăng áp suất khi cháy. Thông thường tăng nhiệt độ nắp buồng cháy sẽ rút ngắn thời gian cháy trễ và giảm tốc độ tăng áp khi cháy.

2- Đặc tính của buồng cháy xoáy lốc

Với dòng xoáy lốc mạnh của không khí trong buồng cháy phụ, lại dùng vòi phun một lỗ có chốt trên kim phun, làm cho buồng cháy xoáy lốc không còn nhạy cảm đối với mức độ hoàn hảo của hệ thống phun. Vì vậy trong phạm vi rộng của tốc độ động cơ, nhiên liệu và không khí vẫn được phối hợp hoà trộn với nhau tạo ra hoà khí tốt.

Dòng xoáy lốc được tạo ra khi nén có cường độ lớn hơn so với dòng xoáy được tạo ra khi nạp, nên hoà khí được hình thành nhanh hơn. Vì vậy kể cả trường hợp phun nhiên liệu rất trễ, quá trình cháy vẫn kết thúc kịp thời và động cơ có thể chạy ở tốc độ cao. Mặt khác số màng lửa xuất hiện đầu tiên trong vòi phun một lỗ ít hơn so với vòi phun nhiều lỗ, nhờ đó giảm được tốc độ cháy, tốc độ tăng áp khi cháy và tiếng ồn của động cơ.

Trong buồng xoáy lốc, muốn cho động cơ đạt tính năng tốt, cần làm cho thời điểm bắt đầu cháy hơi muộn một chút (sát điểm chết trên), vì vậy trong thời gian cháy ở buồng cháy chính, piston đã bắt đầu đi xuống, nhiệt độ môi chất sẽ giảm do giãm nở, đã hạn chế sự hình thành NO_x.

Do tốc độ dòng chảy qua đường thông rất lớn, khi nén cũng như khi cháy, gây ra ứng suất nhiệt tương đối lớn ở đỉnh piston cũng như nắp xylanh, mặt khác còn làm tăng truyền nhiệt cho nước làm mát nên hiệu suất của động cơ có buồng cháy xoáy lốc hơi kém. Động cơ diezen đặt trên xe du lịch cần giải quyết tốt tiếng ồn ở chế độ không tải và chạy chậm.

8.7.6 Buồng cháy dự bị

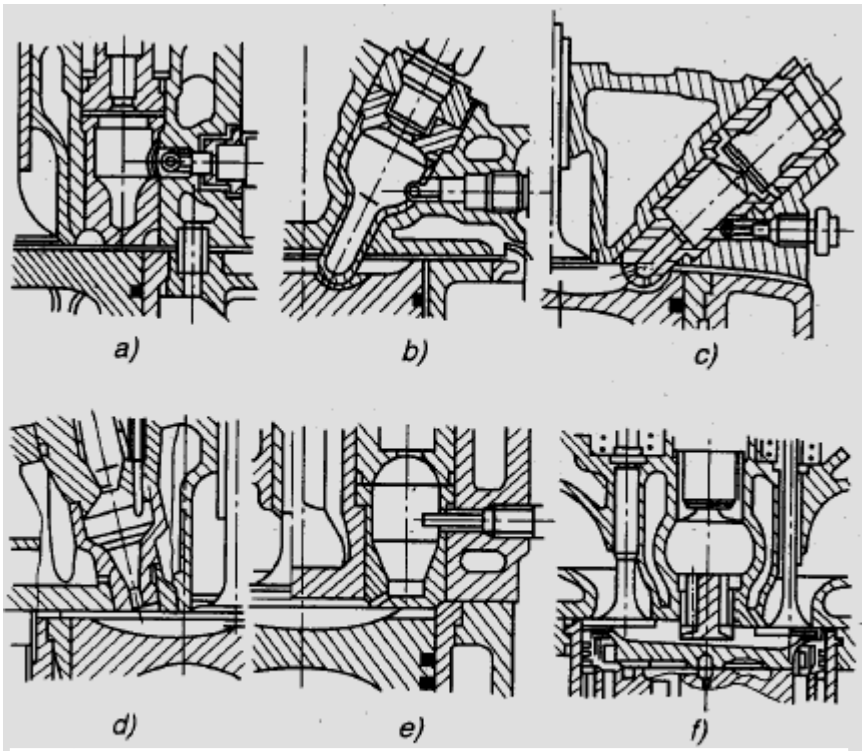
Toàn bộ không gian buồng cháy V_c được ngăn làm hai phần: buồng cháy dự bị có dung tích là V_k và buồng cháy chính, dung tích V_k khá nhỏ, thường không quá $35 \div 40\% V_c$, có trường hợp chỉ chiếm $10 \div 15\% V_c$, giữa hai buồng có một hoặc một vài lỗ nhỏ nối thông. Tổng diện tích f của các lỗ thông chỉ chiếm$0{,}3 \div 0{,}6\% F_p$ (F_p – diện tích đỉnh piston). Bố trí các lỗ thông trong buồng cháy dự bị không nhằm tạo ra dòng xoáy mạnh như trong buồng cháy xoáy lốc mà chỉ nhằm phối hợp tốt phương hướng của các lỗ thông với hình dạng buồng cháy chính, làm cho dòng chảy từ buồng cháy dự bị đi ra được phân bố đều và được hoà trộn nhanh với không khí trong buồng cháy chính; nhiên liệu phun vào buồng dự bị.

Hình thức cấu tạo của buồng cháy dự bị rất đa dạng (hình 8.51). Bản chất hình thành hoà khí trong buồng cháy dự bị như sau: nhiệt lượng do một phần nhỏ nhiên liệu phun vào được bốc cháy trong buồng dự bị tạo nên chênh áp giữa hai buồng cháy, làm cho nhiên liệu và hoà khí chưa kịp cháy trong buồng dự bị được phun ra buồng cháy chính với tốc độ rất lớn. Nhờ bố trí hợp lý hình dạng phù hợp của các lỗ thông tạo nên chuyển động rối của môi chất, nên nhiên liệu và hoà khí chưa cháy được phun vào buồng cháy chính tiếp tục hoà trộn với không khí và kết thúc cháy tại đây. Chênh áp lớn giữa hai buồng cháy đạt tới $0{,}6 \div 1{,}0$MPa.

1- Những đặc điểm chính của buồng cháy dự bị

a) Nguyên tắc tổ chức dòng chảy và đốt nhiên liệu trong buồng cháy dự bị

Khi nhiên liệu được phun vào và bắt đầu bốc cháy trong buồng dự bị, áp suất môi chất tăng cao ra chênh áp nhờ đó hoà khí và nhiên liệu chưa kịp cháy được phun qua các lỗ thông với tốc độ rất lớn, tạo ra dòng chảy rối và hoà trộn với không khí trong buồng cháy chính để tiếp tục hình thành hoà khí và bốc cháy tại đây. Như vậy động năng của dòng chảy từ buồng cháy dự bị đi ra là nhân tố chủ yếu ảnh hưởng tới chất lượng hình thành hoà khí và bốc cháy của nhiên liệu trong buồng cháy chính, do đó trong buồng cháy dự bị có những điểmsau:



Hình 8.51 Các buồng cháy dự bị điển hình

a) Dodge; b) Benz- OM.315; c) TOYOTA –D2; d)Cartepilla; e) Hanomag; f)Maybach MD 330.

- Các tỷ số $\delta_k = \frac{V_k}{V_c}$ và f/F_P. Nhìn chung tăng δ_k sẽ làm tăng p_e nhưng cũng làm tăng thêm các tổn thất khi cháy, vì vậy làm tăng tiêu hao nhiên liệu g_e. Tăng f/F_P làm tăng hiệu suất động cơ nhưng lại làm giảm áp suất có ích trung bình p_e. nhờ kết quả thực nghiệm, người ta đã xây dựng biểu thức kinh nghiệm sau:

$$f = \frac{1}{\mu}.\frac{F_p.\overline{C_M}\delta_K}{700+50\varepsilon}$$

Trong đó ;f- tổng diện tích các lỗ thông(cm^2); F_p- diện tích đỉnh piston (cm^2); μ - hệ số lưu lượng của các lỗ thông ($0,7 \div 0,8$), nhiều lỗ thông μ sẽ nhỏ;

$$\delta_k = \frac{V_k}{V_c} \text{-(} \delta_k \approx 0,25 \div 0,4 \text{);}$$

$\overline{C_m}$ - tốc độ trung bình của piston $C_m = \frac{S.n}{30}$ (m/s), S- hành trình piston (m); n- số vòng quay của trục khuỷu (vòng /phút); ε - tỷ số nén.

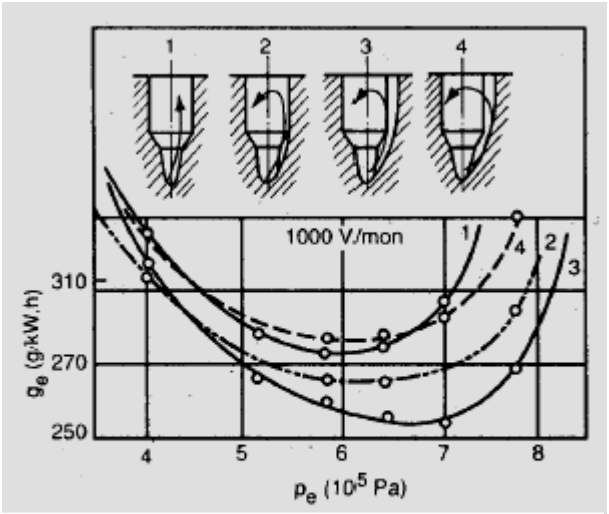
- Hình dạng buồng cháy dự bị, vị trí lỗ thông, phương hướng tia nhiên liệu

Vị trí bắt đầu cháy trong buồng cháy có ảnh hưởng lớn tới năng lượng dòng chảy và chất lượng hoà trộn giữa nhiên liệu chưa cháy với không khí trong buồng cháy chính. Điểm bắt đầu cháy trong buồng cháy dự bị phải ở xa lỗ thông, qua đó làm tăng nhanh áp suất ở đây khi cháy và đảm bảo cho dàng chảy phun vào buồng cháy chính có năng lượng lớn, sớm được hoà trộn đều với không khí trong buồng cháy chính.

Nhiên liệu và hoà khí chưa kịp cháy trong buồng cháy dự bị phải tập trung ở vùng các lỗ thông, để sau khi bắt đầu cháy sẽ được phun trước tiên vào buồng cháy chính.

Muốn vậy phải tạo tia phun, mật độ lớn, đồng thời hạn chế thành phần hơi nhiên liệu của hoà khí trong buồng dự bị, tăng năng lực xuyên sâu của tia để nhiên liệu sớm tới miệng lỗ phun.

Tránh không để mũi tia nhiên liệu gặp trực diện dòng khí nóng đi qua lỗ thông vào buồng cháy dự bị cuối kỳ nén. Muốn vậy thường dùng các lỗ thông nghiêng tiếp tuyến để dòng khí đi theo hướng hơi lệch tâm tới miệng lỗ thông (hình 10.52)



Hình 8.52 Ảnh của cấu tạo buồng dự bị tới dòng khí nén đi vào tới tính năng của động cơ

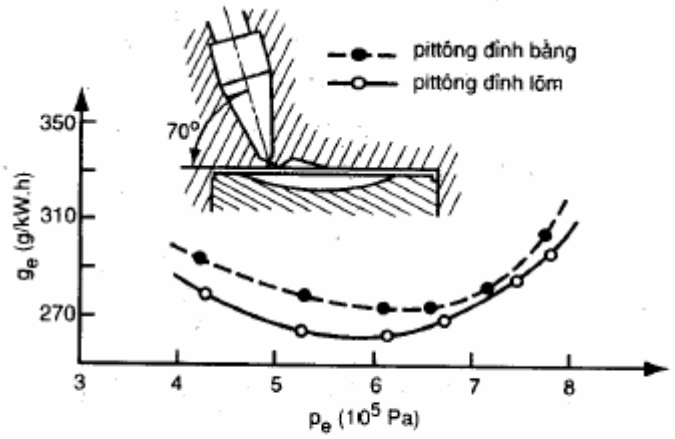
Nếu tạo một rãnh nông trong buồng dự bị (số 3 hình 8.52) để khí nóng men theo sẽ cho hiệu quả cháy cao nhất (tốt hơn nhiều so với rãnh sâu số 4 hình 8.52).

B)Buồng cháy chính

Chất lượng cháy trong buồng cháy chình phụ thuộc chất lượng hình thành hoà khí tại đây. Không khí trong buồng cháy chính càn được tập trung tại miệng các lỗ thông và cần phối hợp tốt với số lượng và phương hướng của các lỗ thông để số không khí này sớm tham gia hình thành hoà khí và đốt cháy nhiên liệu. Khoét lõm đỉnh piston gần khu vực lỗ thông sẽ đảm bảo cho quá trình cháy của động cơ dùng buồng cháy dự bị được cải thiện rõ rệt so với đỉnh piston bằng (hình 8.53).

Đặc tính của buồng cháy dự bị

Buồng cháy dự bị ó thể chạy với hệ số dư lượng không khí α rất nhỏ ($\alpha = 1{,}1 \div 1{,}2$) mà chất lượng cháy vẫn tốt, mặt khác lại có thể chạy ở tốc độ cao. Do chế độ nhiệt của buồng dự bị khá ổn định nên giảm được thời gian cháy trễ, hạn chế tốc độ tăng áp suất cũng như áp suất cực đại khi cháy và đảm bảo cho động cơ hoạt động rất ổn định trong mọi điều kiện.



Hình 8.53 Ảnh hưởng cấu tạo của buồng cháy chính tới tính năng của động cơ

Do chất lượng hình thành hoà khí và đốt cháy nhiên liệu của động cơ chủ yếu dựa vào năng lượng của dòng chảy từ buồng dự bị đi ra, nên chất lượng quá trình cháy rấta ít nhạy cảm, đối với tốc độ động cơ , nó có thể hoạt động trong một phạm vi rất rộng mà không ảnh hưởng xấu tới hiệu suất động cơ. Buồng cháy dự bị không có yêu cầu cao đối với phẩm chất nhiên liệu cũng như đối với hệ thống nhiên liệu, cũng không nhậy cảm khi thời tiết thay đổi. Tuy nhiên nó cũng có nhược điểm tương tự như nhược điểm của buồng cháy xoáy lốc: suất tiêu hao nhiên liệu g_e lớn (vì $\frac{F_{lm}}{V_C}$ lớn và $\frac{f}{F_p}$ nhỏ làm

tăng tổn thất nhiệt và tổn thất lưu động của dòng chảy cháy rớt thường kéo dài…). Do $\frac{F_{lm}}{V_C}$ lớn nên khó khởi động lạnh, muốn khắc phục phải tăng tỷ số nén ε hoặc dùng một thiết bị khởi động riêng.

8.7.7. So sánh tính năng các loại buồng cháy (bảng10-1)

Mỗi loại buồng cháy đều có ưu nhược điểm riêng và thích hợp với những điều kiện sử dụng nhất định. Ưu điểm các buồng cháy ngăn cách là: tính năng cao tốc tốt, ít ô nhiễm môi trường, tiếng ồn nhỏ.. vì vậy cần lựa chọn thích hợp theo điều kiện sử dụng thực tế. Nói chung động cơ diezen cỡ lớn, động cơ diezen xe tải nặng thường dùng buồng cháy phun trực tiếp, các xe loại vừa (cả xe khách lẫn xe tải, dùng cả buồng cháy ngăn cách và buồng cháy phun trực tiếp, còn xe loại nhỏ chủ yếu dùng buồng cháy ngăn cách vì gây ô nhiễm ít.

Bảng 10-1

SO SÁNH TÍNH NĂNG CÁC LOẠI BUỒNG CHÁY

Các tính năng	Buồng cháy thống nhất	Buồng cháy dự bị	Buồng cháy xoáy lốc
$p_{e\,max}$(MPa)	0,75	$0,75 \div 0,8$	$0,8 \div 0,85$
g_e(g/kW.h)	Khoảng 120	Khoảng 146	Khoảng 140
n_{max}(vòng/phút)	3000	4000	4500
$p_{z\,max}$(MPa)	$6 \div 8$	$5 \div 6$	$5 \div 7$
$t_{thải}$(^{0}C)	650(thấp)	750(cao)	750(cao)
áp suất nâng kim phun p_ϕ	$18 \div 25$	$6,5 \div 15$	$10 \div 14$
Góc phun sớm(trước ĐCT)	$35 \div 50$	$40 \div 50$	$25 \div 30$
Hệ số dư không khí α	$1,25 \div 1,4$	1,1	1,1
Tỷ số nén ε	$14 \div 17$(thấp)	$18 \div 22$(cao)	$17 \div 20$(cao)
Tổn thất nhiệt cho nước	Nhỏ nhất	Lớn	Vừa
đặc tính ô nhiễm	Nhiều NO_x động cơ nhỏ nhiều HC	ít NO_x	ít NO_x
tính khởi động lạnh	Tốt	kém nhất	kém
Tổn thất cơ giới	ít nhất	Lớn	Vừa
Tiếng ồn khi cháy	Lớn (trừ quá trình M)	Nhỏ	Vừa