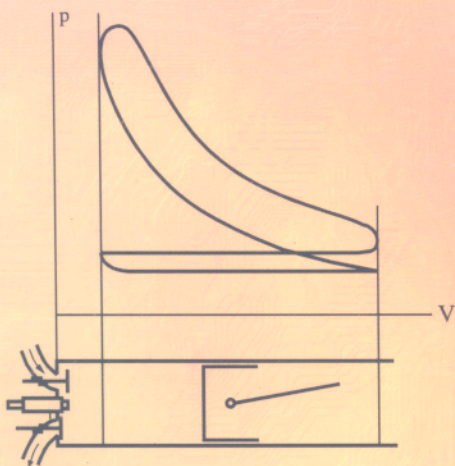


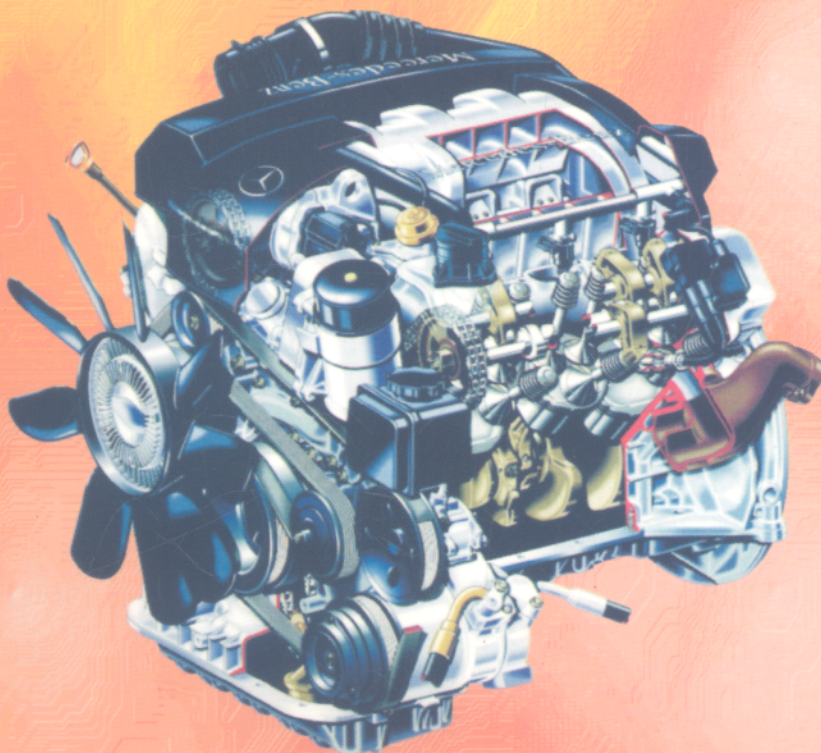
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI

PGS.TS. PHẠM MINH TUẤN



LÝ THUYẾT

ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI

PGS.TS. Phạm Minh Tuấn

LÝ THUYẾT ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

(Dùng cho sinh viên các trường đại học, cao đẳng kỹ thuật)



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI

LỜI NÓI ĐẦU

Môn Lý thuyết động cơ đốt trong là môn học cung cấp những kiến thức cơ bản và cốt lõi nhất của chuyên ngành Động cơ đốt trong.

Trong chương trình đào tạo kỹ sư ngành Động cơ đốt trong của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, sinh viên học môn Lý thuyết động cơ tiếp theo môn Đại cương Động cơ đốt trong là môn đầu tiên của chuyên ngành. Với những kiến thức được trang bị của môn học Lý thuyết động cơ đốt trong, sinh viên sẽ học tiếp các môn khác của chuyên ngành như Hệ thống nhiên liệu và Tự động điều chỉnh, Động lực học và dao động, Thiết kế tính toán, Tăng áp động cơ đốt trong...

Nhằm giúp sinh viên tài liệu tham khảo trong quá trình học môn Lý thuyết động cơ đốt trong, tác giả đã viết cuốn giáo trình này theo chương trình đào tạo nêu trên. Trong cuốn sách, tác giả đã cố gắng thể hiện tính kế thừa những giáo trình, tài liệu truyền thống của chuyên ngành, đồng thời cập nhật những kiến thức hiện đại đang được áp dụng rộng rãi trong thực tế về công nghệ động cơ đốt trong.

Cuốn sách được biên soạn trước hết với mục đích làm giáo trình cho sinh viên chuyên ngành Động cơ đốt trong, Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội. Tuy nhiên, cuốn sách cũng có thể làm tài liệu tham khảo cho sinh viên các chuyên ngành khác của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội như Ô tô và Xe chuyên dụng hay Cơ khí chế tạo máy. Ngoài ra, sinh viên của các ngành Cơ khí Ô tô, Máy xây dựng, Động cơ tàu thủy... của các trường đại học kỹ thuật khác và các cán bộ kỹ thuật các ngành nói trên cũng có thể tìm thấy trong cuốn sách những kiến thức tham khảo bổ ích.

Tác giả xin bày tỏ lời cảm ơn chân thành đến các đồng nghiệp ở Bộ môn Động cơ đốt trong, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội về sự động viên cũng như những đóng góp quý báu cho nội dung cuốn sách.

Do trình độ có hạn, do thời lượng của môn học bị hạn chế, đồng thời phải tuân thủ chặt chẽ chương trình đào tạo như đã nói ở trên nên chắc chắn bố cục và nội dung cuốn sách còn có những thiếu sót. Tác giả kính mong nhận được sự góp ý của các đồng nghiệp và bạn đọc để hoàn chỉnh cuốn sách trong những lần xuất bản sau. Xin cảm ơn.

Hà Nội, ngày 25 tháng 1 năm 2008

Tác giả

CHƯƠNG I

KHÁI QUÁT VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.1 Động cơ động cơ đốt trong là một loại động cơ nhiệt

Động cơ nhiệt là một loại máy biến đổi nhiệt năng của nhiên liệu thành cơ năng. Có thể phân quá trình công tác của động cơ nhiệt thành hai quá trình cơ bản như sau:

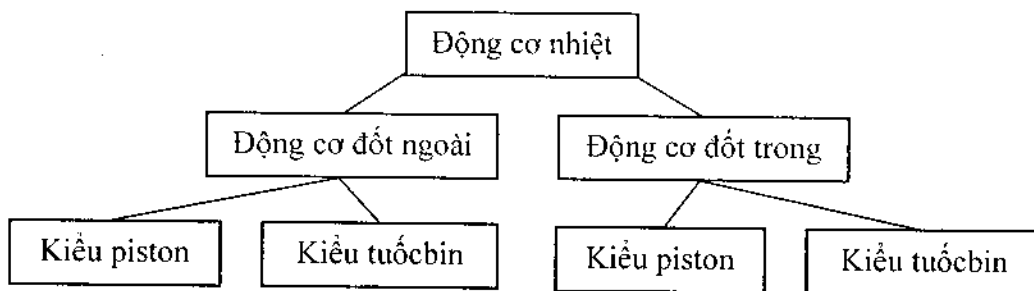
- Đốt cháy nhiên liệu, giải phóng hoá năng thành nhiệt năng và gia nhiệt cho môi chất công tác. Trong giai đoạn này xảy ra các hiện tượng lý hoá rất phức tạp.
- Biến đổi trạng thái của môi chất công tác, hay nói cách khác, môi chất công tác thực hiện chu trình nhiệt động để biến đổi một phần nhiệt năng thành cơ năng.

Trên cơ sở đó có thể phân loại động cơ nhiệt thành hai loại chính là **động cơ đốt ngoài** và **động cơ đốt trong**.

Ở **động cơ đốt ngoài**, ví dụ máy hơi nước cổ điển trên tàu hoả, hai giai đoạn trên xảy ra ở hai nơi khác nhau. Giai đoạn thứ nhất xảy ra tại buồng đốt và nồi xúp-ê, kết quả được hơi nước có áp suất và nhiệt độ cao. Còn giai đoạn thứ hai là quá trình giãn nở của hơi nước trong buồng công tác và sinh công làm quay bánh xe.

Còn ở **động cơ đốt trong**, hai giai đoạn trên diễn ra tại cùng một vị trí, đó là bên trong buồng công tác của động cơ.

Hai loại động cơ nói trên đều có hai kiểu kết cấu, đó là động cơ kiểu piston và kiểu tuốcbin theo sơ đồ dưới đây, hình 1-1.



Hình 1-1. Động cơ đốt trong thuộc họ động cơ nhiệt

Do giới hạn của giáo trình, chúng ta chỉ xét động cơ đốt trong kiểu piston và từ đây gọi vắn tắt là động cơ đốt trong. Trong thực tế, động cơ kiểu tuốcbin là đối tượng khảo sát của chuyên ngành máy tuốcbin.

1.2 So sánh động cơ đốt trong với các động cơ nhiệt khác

1.2.1 Ưu điểm

- Hiệu suất có ích η_c lớn nhất, có thể đạt tới 50% hoặc hơn nữa. Trong khi đó, máy hơi nước cổ điển kiểu piston chỉ đạt khoảng 16%, tuốcbin hơi nước từ 22 đến 28%, còn tuốcbin khí cũng chỉ tới 30%. Lý do chủ yếu là vì chu trình Cárnot tương đương của động cơ đốt trong có chênh lệch nhiệt độ trung bình của nguồn nóng và nguồn lạnh lớn nhất

(Theo định luật Carnot hiệu suất nhiệt $\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}$, trong đó T_1 là nhiệt độ nguồn nóng và T_2 là nhiệt độ nguồn lạnh). Cụ thể trong động cơ đốt trong, nhiệt độ quá trình cháy rất cao có thể đến 1800 đến 2700 K, trong khi nhiệt độ cuối quá trình giãn nở khá nhỏ, chỉ vào khoảng 900 đến 1500 K.

- Kích thước và trọng lượng nhỏ, công suất riêng lớn. Nguyên nhân chính là do quá trình cháy diễn ra trong xylanh của động cơ nên không cần các thiết bị công kênh như lò đốt, nồi hơi... và do sử dụng nhiên liệu có nhiệt trị cao (ví dụ như xăng, nhiên liệu diesel... so với than, củi, khí đốt... dùng trong động cơ đốt ngoài). Do đó, động cơ đốt trong rất thích hợp cho các phương tiện vận tải với bán kính hoạt động rộng.

- Khởi động, vận hành và chăm sóc động cơ thuận tiện, dễ dàng.

1.2.2 Nhược điểm

- Khả năng quá tải kém, cụ thể không quá 10% trong 1 giờ.
- Tại chế độ tốc độ vòng quay nhỏ, mômen sinh ra không lớn. Do đó, động cơ không thể khởi động được khi có tải và phải có hệ thống khởi động riêng.
- Công suất cực đại không lớn. Ví dụ, một trong những động cơ lớn nhất thế giới là động cơ của hãng MAN B&W có công suất 68.520 kW (số liệu 1997), trong khi tuốcbin hơi bình thường cũng có công suất tới vài chục vạn kW.
- Cấu tạo phức tạp, giá thành chế tạo cao.
- Nhiên liệu cần có những yêu cầu khắt khe như hàm lượng tạp chất thấp, tính chống kích nổ cao, tính tự cháy cao... nên giá thành cao. Mặt khác, nguồn nhiên liệu chính là dầu mỏ ngày một cạn dần. Theo dự đoán, trữ lượng dầu mỏ của những mỏ dầu đã phát hiện chỉ đủ dùng cho đến giữa thế kỷ 21. Tuy nhiên, gần đây người ta vẫn tiếp tục phát hiện những mỏ dầu mới với trữ lượng không lồ, đặc biệt ở những vùng khí hậu khắc nghiệt như Bắc và Nam Cực.
- Ô nhiễm môi trường do khí thải và ồn.

Tuy nhiên, động cơ đốt trong hiện nay vẫn là máy động lực chủ yếu, đóng vai trò vô cùng quan trọng trong các lĩnh vực của đời sống con người như giao thông vận tải, xây dựng, khai thác mỏ, nông nghiệp, ngư nghiệp... Theo các nhà khoa học, trong vòng nửa thế kỷ tới vẫn chưa có động cơ nào có thể thay thế được động cơ đốt trong vai trò là máy động lực hàng đầu.

1.3 Phân loại động cơ đốt trong

• Theo cách thực hiện chu trình

- *Động cơ bốn kỳ*: là động cơ có chu trình công tác thực hiện sau bốn hành trình của piston hay hai vòng quay của trục khuỷu.

- *Động cơ hai kỳ*: là động cơ có chu trình công tác thực hiện sau hai hành trình của piston hay một vòng quay của trục khuỷu.

• Theo nhiên liệu

- Động cơ nhiên liệu lỏng như xăng, diesel, cồn (methanol, ethanol), cồn pha xăng hoặc diesel, dầu thực vật...

- Động cơ nhiên liệu khí (còn gọi là động cơ gas). Nhiên liệu khí bao gồm: khí thiên nhiên (Compressed Natural Gas - CNG), khí hoá lỏng (Liquidfied Petroleum Gas - LPG), khí lò ga, khí sinh vật (Biogas)...

- Động cơ nhiên liệu kép (Dual Fuel) ví dụ như động cơ gas mỗi bằng nhiên liệu lỏng như xăng hay diesel.

- Động cơ đa nhiên liệu (Multi Fuel) là động cơ có thể dùng được cả nhiên liệu nặng như diesel và nhiên liệu nhẹ như xăng, hoặc động cơ dùng cả xăng và khí đốt (gas).

• Theo phương pháp hình thành hòa khí

- Hình thành hòa khí bên ngoài như động cơ xăng dùng bộ chế hoà khí hay phun xăng vào đường nạp còn gọi là phun gián tiếp và động cơ gas.

- Hình thành hòa khí bên trong như động cơ diesel và động cơ phun xăng trực tiếp (Gasoline Direct Injection - GDI) vào xy lanh.

Đối với mỗi loại động cơ cụ thể, ví dụ như động cơ xăng hay diesel, lại có các loại hình thành hòa khí khác nhau sẽ xét sau ở chương VII.

• Theo phương pháp đốt cháy hòa khí

- Đốt cháy cưỡng bức dùng tia lửa điện như động cơ xăng, động cơ gas.

- Đốt bằng tự cháy do nén như động cơ diesel.

• Theo dạng chu trình nhiệt động

- Chu trình đẳng tích ở động cơ xăng, động cơ gas.

- Chu trình hỗn hợp ở động cơ diesel.

• Theo phương pháp nạp

- Động cơ không tăng áp: không khí hay hỗn hợp không khí - nhiên liệu được hút vào xy lanh.

- Động cơ tăng áp: không khí hay hỗn hợp không khí - nhiên liệu được nén trước khi nạp vào xy lanh.

• Theo tốc độ trung bình của piston

Gọi tốc độ trung bình của piston là c_m . Dễ dàng tính được $c_m = \frac{S.n}{30}$ (m/s) với S là hành trình piston (m) và n là tốc độ vòng quay của trục khuỷu (vg/ph). Theo c_m người ta phân loại động cơ như sau:

- $3,5 \text{ m/s} \leq c_m < 6,5 \text{ m/s}$: động cơ tốc độ thấp

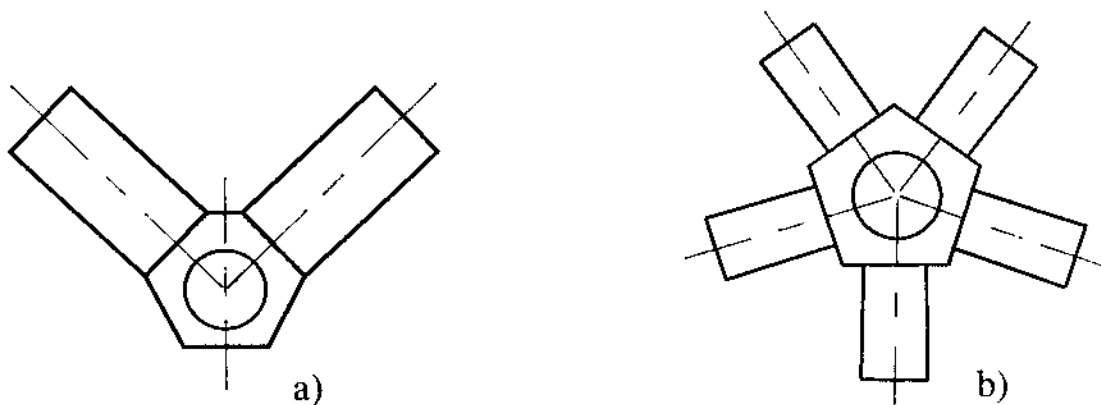
- $6,5 \text{ m/s} \leq c_m < 9 \text{ m/s}$: động cơ tốc độ trung bình

- $c_m \geq 9 \text{ m/s}$: động cơ tốc độ cao hay còn gọi là động cơ cao tốc.

• Theo dạng chuyển động của piston

- Động cơ piston tịnh tiến thường gọi ngắn gọn là *động cơ piston*. Đa số động cơ đốt trong là động cơ piston.

- *Động cơ piston quay* hay *động cơ rôto* (do Wankel phát minh năm 1954 nên còn gọi là *động cơ Wankel*).



Hình 1-2. a) Động cơ chữ V, b) Động cơ hình sao

• Theo số xylanh

- Động cơ một xylanh (Single-Cylinder Engine).
- Động cơ nhiều xylanh (Multi-Cylinder Engine).

• Theo cách bố trí hàng xylanh (của động cơ nhiều xylanh)

- Động cơ một hàng
- Động cơ đối đỉnh (2 hàng xylanh)
- Động cơ chữ V, hình 1-2a
- Động cơ hình sao, hình 1-2b.

• Theo môi chất làm mát

- Động cơ làm mát bằng nước hay chất lỏng đặc biệt
- Động cơ làm mát bằng gió (không khí).

• Theo công dụng

- Động cơ tĩnh tại như máy phát điện
- Động cơ tàu thủy
- Động cơ ô tô và xe máy
- Động cơ máy kéo
- Động cơ tàu hỏa
- Động cơ máy bay...

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

1.4.1 Những khái niệm và định nghĩa cơ bản

Dựa vào lược đồ động cơ trên hình 1-3, chúng ta hãy đưa ra một vài khái niệm và định nghĩa cơ bản làm cơ sở để xét nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong.

- *Quá trình công tác* là tổng hợp tất cả biến đổi của môi chất công tác xảy ra trong xylanh của động cơ và trong các hệ thống gắn liền với xylanh như hệ thống nạp - thải.

- *Chu trình công tác* là tập hợp những biến đổi của môi chất công tác xảy ra bên trong xylanh của động cơ và diễn ra trong một chu kỳ.

- *Điểm chết* là điểm mà tại đó piston đổi chiều chuyển động. Có hai điểm chết là điểm chết trên (ĐCT) và điểm chết dưới (ĐCD).

- *Hành trình piston S* là khoảng cách giữa hai điểm chết.

- *Kỳ* là một phần của chu trình công tác xảy ra khi piston dịch chuyển một hành trình.

- *Thể tích công tác V_h* là thể tích xylanh giới hạn bởi hai tiết diện đi qua các điểm chết.

$$V_h = V_{\max} - V_{\min}$$

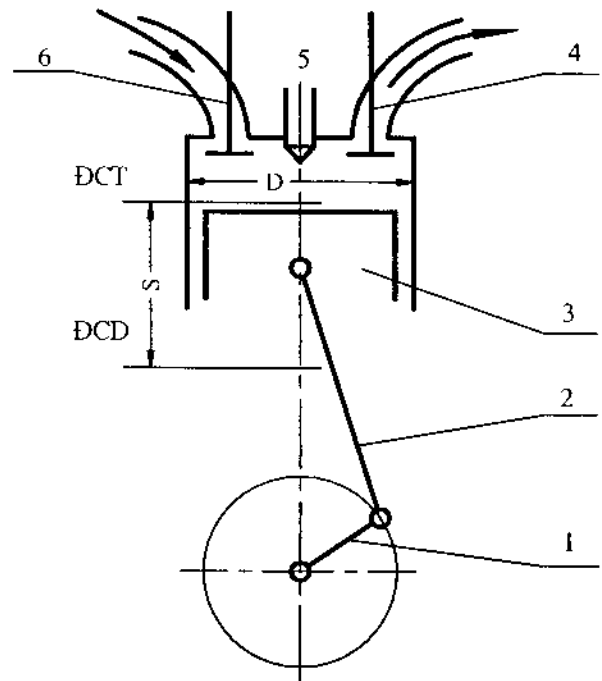
trong đó:

$V_{\max}$ và $V_{\min}$ là thể tích xylanh khi piston ở ĐCD và ĐCT. $V_{\min}$ còn được gọi là thể tích buồng cháy V_c . Dễ dàng có thể tính được:

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

với D là đường kính xylanh và S là hành trình piston.

- *Tỷ số nén ϵ* là tỷ số giữa thể tích lớn nhất và thể tích nhỏ nhất (thể tích buồng cháy):



Hình 1-3. Lược đồ động cơ bốn kỳ:

1: Trục khuỷu; 2: Thanh truyền; 3: Piston;
4: Xupáp thải; 5: Vòi phun (động cơ diesel)
hay bugi (động cơ xăng; 6: Xupáp nạp;
ĐCT: Điểm chết trên; ĐCD: Điểm chết dưới;
S: Hành trình piston; D: Đường kính xylanh

$$\epsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

Riêng với động cơ 2 kỳ, tỷ số nén theo công thức trên được gọi là tỷ số nén lý thuyết. Còn tỷ số nén thực tế là tỷ số giữa thể tích xylanh khi bắt đầu quá trình nén và thể tích buồng cháy. Về vấn đề này xin xem thêm mục 1.4.3 và 4.1.1.3.

1.4.2 Nguyên lý làm việc của động cơ bốn kỳ không tăng áp

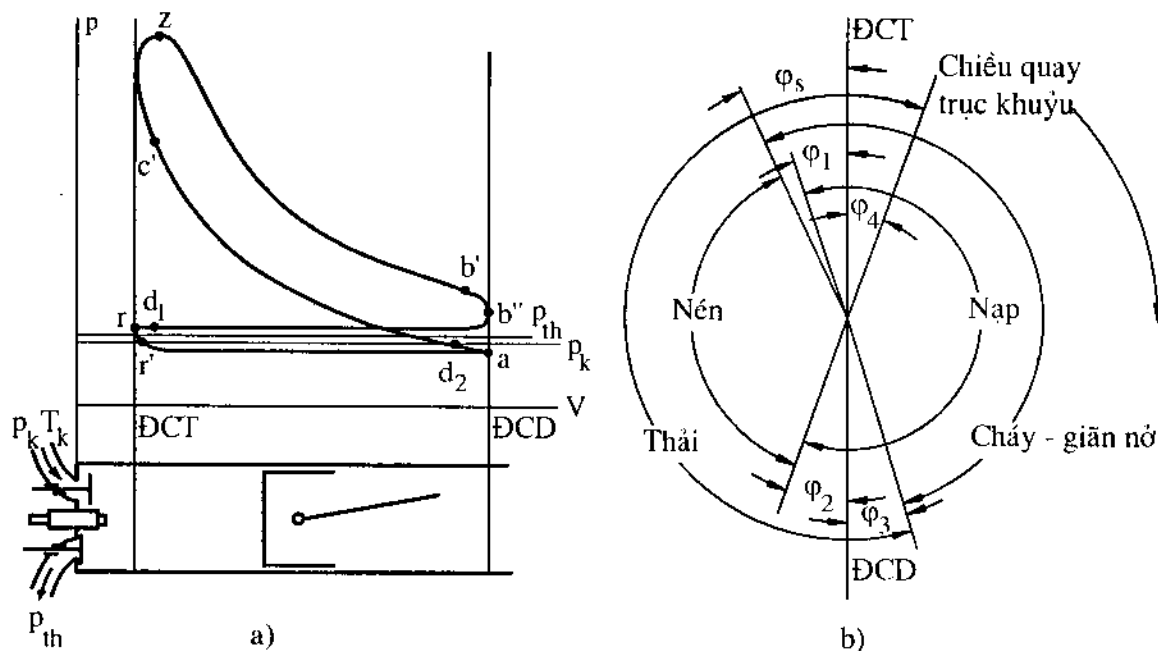
Như đã nêu ở phần phân loại, động cơ bốn kỳ có chu trình công tác được thực hiện sau bốn hành trình của piston hay hai vòng quay của trục khuỷu. Sau đây sẽ khảo sát một cách khái quát diễn biến các quá trình lý-hoá xảy ra trong từng hành trình của piston, hình 1-4.

• Hành trình thứ nhất: hành trình nạp

Piston đi từ ĐCT xuống ĐCD tạo nên độ chân không trong xylanh. Không khí (ở động cơ diesel) hay hỗn hợp không khí - nhiên liệu (ở động cơ xăng tạo thành hòa khí bên ngoài và động cơ gas...) từ đường nạp gọi là *khí nạp* mới được *hút* vào xylanh qua xupáp nạp (đang mở) và hoà trộn với khí sót của chu trình trước tạo thành *hỗn hợp công tác*. Để tiết diện lưu thông của xupáp khá lớn khi khí nạp mới thực sự đi vào xylanh nhằm nạp được đầy hơn, xupáp nạp *mở sớm* một góc là φ_1 tại điểm d_1 .

• Hành trình thứ hai: hành trình nén

Piston đi từ ĐCD lên ĐCT. Xupáp nạp *đóng muộn* một góc φ_2 tại điểm d_2 nhằm tận dụng quán tính của dòng khí để *nạp thêm*. Hỗn hợp công tác bị nén khi hai xupáp cùng



Hình 1-4. a) Đồ thị công; b) Đồ thị pha của động cơ bốn kỳ không tăng áp

đóng dẫn tới tăng áp suất và nhiệt độ trong xylanh. Tại điểm c' gần ĐCT tương ứng với góc φ_s , bugi (động cơ xăng, động cơ gas) bật tia lửa điện hay vòi phun (động cơ diesel) phun nhiên liệu vào xylanh. Góc φ_s được gọi là *góc đánh lửa sớm* (động cơ xăng, động cơ gas) hay *góc phun sớm* (động cơ diesel). Sau một thời gian chuẩn bị rất ngắn, quá trình cháy thực sự diễn ra làm cho áp suất và nhiệt độ trong xylanh tăng lên rất nhanh.

• **Hành trình thứ ba:** *hành trình cháy- giãn nở (hành trình sinh công)*

Piston đi từ ĐCT xuống ĐCD. Sau ĐCT, quá trình cháy tiếp tục diễn ra nên áp suất và nhiệt độ tiếp tục tăng, sau đó giảm do thể tích xylanh tăng nhanh. Khí cháy giãn nở sinh công. Gần cuối hành trình, xupáp thái *mở sớm* một góc φ_3 tại điểm b' để *thải tự do* một lượng đáng kể sản vật cháy ra khỏi xylanh vào đường thải.

• **Hành trình thứ tư:** *hành trình thái*

Piston đi từ ĐCD lên ĐCT, sản vật cháy bị *thải cưỡng bức* do piston đẩy ra khỏi xylanh. Để tận dụng quán tính của dòng khí nhằm thái sạch thêm, xupáp thái *đóng muộn* sau ĐCT một góc φ_4 ở hành trình nạp của chu trình tiếp theo.

Sau khi khảo sát, ta rút ra một số **nhận xét** như sau:

- Trong bốn hành trình chỉ có một hành trình sinh công. Các hành trình còn lại đều tiêu hao công từ động năng của các chi tiết chuyển động quay như bánh đà, trục khuỷu...

- Các xupáp đều có các góc mở sớm và đóng muộn nhằm *thải sạch và nạp đầy*. Tập hợp các góc mở sớm đóng muộn của xupáp được gọi là pha phối khí, hình 1-4, b. Giá trị tối ưu của pha phối khí cùng các góc phun sớm và đánh lửa sớm φ_s rất khó xác định bằng tính toán nên thường được lựa chọn bằng thực nghiệm.

- Trong khoảng góc $\varphi_1 + \varphi_4$ (cuối quá trình thái, đầu quá trình nạp), hình 1-4, b, hai xupáp đều mở. Do đó $\varphi_1 + \varphi_4$ được gọi là góc trùng điệp của xupáp.

1.4.3 Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ

Động cơ hai kỳ, như đã nêu trong phần phân loại (mục 1.3), có chu trình công tác thực hiện sau hai hành trình của piston hay một vòng quay của trục khuỷu. Sau đây, ta xét một dạng động cơ hai kỳ đơn giản nhất, hình 1-5, qua đó khảo sát nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ.

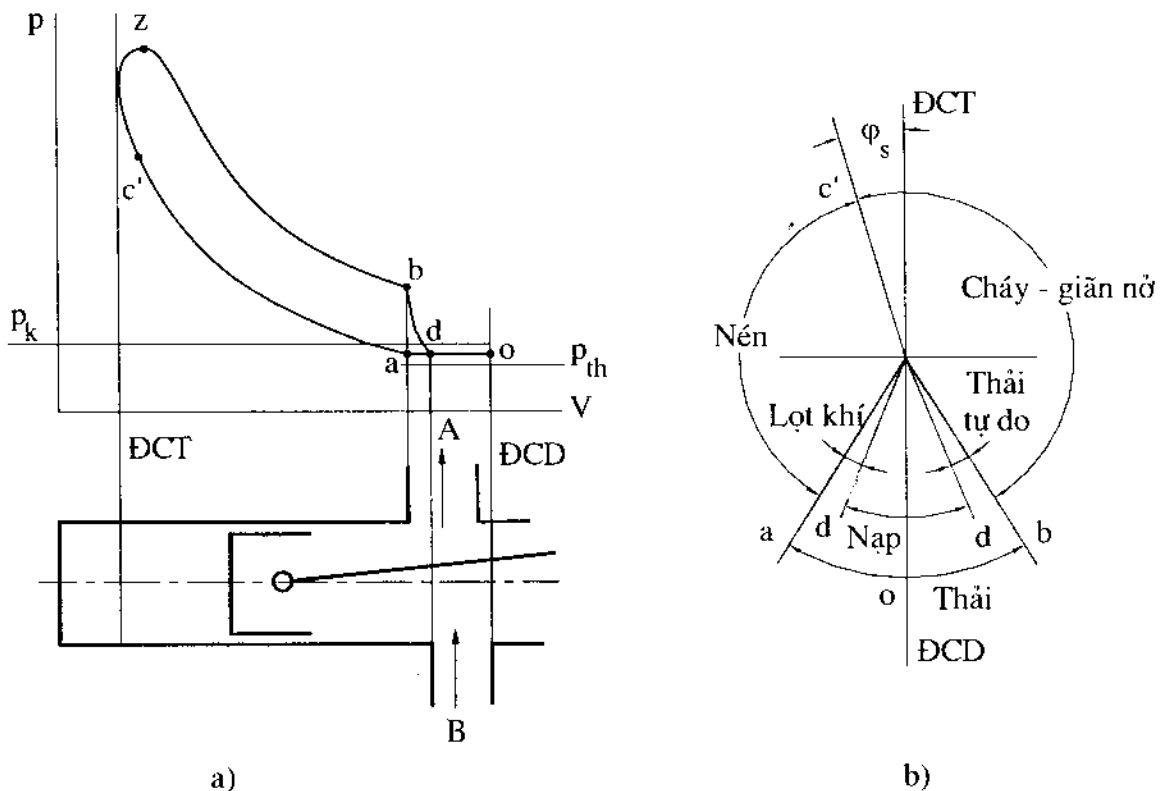
• **Hành trình thứ nhất**

Piston di chuyển từ ĐCT đến ĐCD, khí đã cháy và đang cháy trong xylanh giãn nở sinh công. Khi piston mở cửa thái A, khí cháy có áp suất cao được thải tự do ra đường thải. Từ khi piston mở cửa quét B cho đến khi đến điểm chết dưới, khí nạp mới có áp suất cao nạp vào xylanh đồng thời quét khí đã cháy ra cửa A.

Như vậy trong hành trình thứ nhất gồm các quá trình: *cháy giãn nở, thải tự do, quét khí và nạp khí mới*.

• **Hành trình thứ hai**

Piston di chuyển từ ĐCD đến ĐCT, quá trình *quét nạp vẫn tiếp tục* cho đến khi piston đóng cửa quét B. Từ đó cho đến khi piston đóng cửa thái A, môi chất trong xylanh bị đẩy qua cửa thái ra ngoài, vì vậy giai đoạn này gọi là giai đoạn *lọt khí*. Tiếp theo là quá

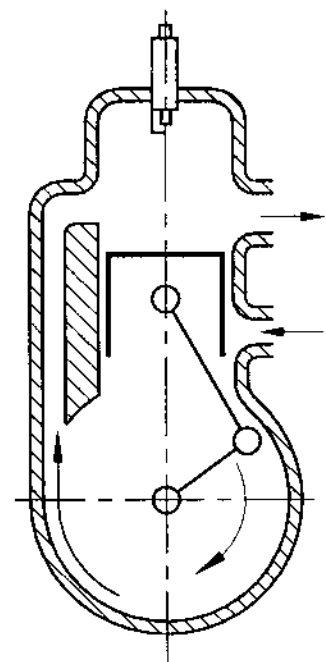


Hình 1-5. a) Đồ thị công, b) Đồ thị pha của động cơ hai kỳ

trình *nén* bắt đầu từ khi piston đóng cửa thải A cho tới khi nhiên liệu phun vào xylanh (động cơ diesel) hoặc bugi (động cơ xăng, động cơ gas) bật tia lửa điện. Sau một thời gian cháy trễ rất ngắn quá trình *cháy* sẽ xảy ra.

Như vậy trong hành trình thứ hai gồm có các quá trình: *quét và nạp khí, lọt khí, nén và cháy*.

Đặc điểm của động cơ hai kỳ là khí nạp mới phải có áp suất p_k đủ lớn để quét khí đã cháy ra đường thải có áp suất p_{th} . Thông thường người ta thiết kế máy nén khí riêng lắp trên động cơ hoặc tận dụng không gian bên dưới piston là hộp cacte-trục khuỷu để nén khí nạp như ở một vài động cơ xăng cỡ nhỏ, hình 1-6.



Hình 1-6. Nén khí quét bằng hộp cacte-trục khuỷu

1.4.4 So sánh động cơ bốn kỳ và động cơ hai kỳ

- Nếu cùng đường kính xylanh D , hành trình piston S và tốc độ vòng quay n thì về lý thuyết công suất của động cơ hai kỳ gấp hai lần công suất của động cơ bốn kỳ. Trong thực tế do có tổn thất hành trình cho các quá trình nạp thải và tổn công để nén và quét thải khí hơn nên công suất chỉ gấp 1,6 đến 1,8 lần.

- Cơ cấu phối khí của động cơ hai kỳ đơn giản hơn.
- Mômen của động cơ hai kỳ đều hơn.
- Động cơ bốn kỳ dễ lựa chọn pha phối khí tối ưu hơn.
- Quá trình quét thải ở động cơ bốn kỳ hoàn hảo hơn vì thực hiện trong hai hành trình của piston, tức là lâu hơn nhiều so với động cơ hai kỳ.
- Tăng áp động cơ bốn kỳ dễ dàng hơn vì ứng suất nhiệt thấp và dễ bố trí hệ thống tăng áp. Vấn đề tăng áp động cơ sẽ được khảo sát sau này trong môn học Tăng áp động cơ đốt trong.

CHƯƠNG II

CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

2.1 Những khái niệm cơ bản

Chu trình thực tế của động cơ bao gồm các quá trình lý hoá rất phức tạp và chịu ảnh hưởng của nhiều yếu tố khác nhau. Về thực chất, chu trình thực tế của động cơ là chu trình hở, không thuận nghịch và không thể tính toán hoàn toàn chính xác được. Chu trình thực tế được đơn giản hoá bằng một số giả thiết nhằm những mục đích cụ thể (sẽ xét dưới đây) được gọi là *chu trình lý tưởng*.

2.1.1 Những đặc điểm của chu trình lý tưởng và mục đích nghiên cứu

- Lượng môi chất không thay đổi tức là không có quá trình thay đổi khí (quá trình nạp thải).

- Nhiệt lượng cấp cho chu trình từ bên ngoài, như vậy không có quá trình cháy và toả nhiệt của nhiên liệu cũng như tổn thất cho quá trình này. Đồng thời, thành phần môi chất cũng không đổi.

- Quá trình nén và giãn nở là đoạn nhiệt và không có tổn thất nhiệt do lọt khí.

- Tỷ nhiệt của môi chất trong suốt chu trình không đổi và không phụ thuộc vào nhiệt độ.

Với những đặc điểm nêu trên, *chu trình lý tưởng* của động cơ đốt trong sẽ là *chu trình kín, thuận nghịch và không có tổn thất nào khác ngoài tổn thất nhiệt cho nguồn lạnh theo định luật nhiệt động II*.

Nghiên cứu chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong nhằm các mục đích sau:

- Thấy rõ ảnh hưởng của những thông số chủ yếu đến sự hoàn thiện của việc biến đổi nhiệt thành công.

- Tạo điều kiện so sánh các chu trình khác nhau một cách dễ dàng.

- Xác định được giới hạn cao nhất của chu trình thực tế của động cơ.

2.1.2 Các chỉ tiêu đánh giá chu trình lý tưởng

2.1.2.1 Hiệu suất nhiệt

Hiệu suất nhiệt η_t đặc trưng cho *tính kinh tế* của việc biến đổi nhiệt thành công của chu trình lý tưởng. Theo định nghĩa:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2-1)$$

với L_t là công của chu trình, Q_1 là nhiệt cấp từ nguồn nóng và Q_2 là nhiệt nhả cho nguồn lạnh. L_t có thể tính theo công thức sau:

$$L_t = \oint p dV$$

Hình 2-1 nêu một ví dụ về chu trình lý tưởng với diện tích gạch gạch biểu thị công L_t của chu trình.

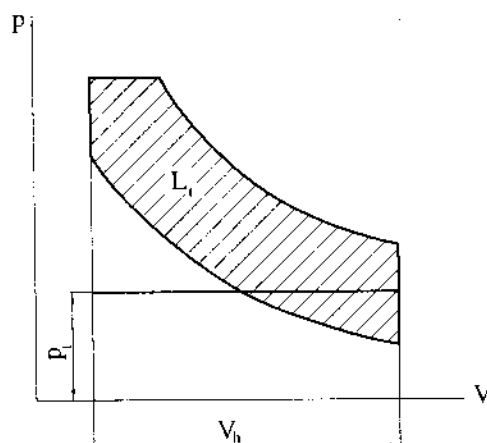
2.1.2.2 Áp suất trung bình p_t

Theo định nghĩa:

$$p_t = \frac{L_t}{V_h} \quad (2-2)$$

Về thực chất, p_t là công riêng của chu trình tính cho một đơn vị thể tích công tác của xy lanh. Do đó, p_t đặc trưng cho *tính hiệu quả sử dụng thể tích công tác* của chu trình. Cụ thể, p_t càng lớn tức là tính hiệu quả càng cao. Từ (2-2) có thể dễ dàng tìm được thứ nguyên của p_t là thứ nguyên của áp suất (N/m^2).

Về ý nghĩa vật lý, p_t là áp suất giả định không đổi tác dụng lên piston dịch chuyển một hành trình từ ĐCT và sinh ra một công bằng công của chu trình L_t . Còn về ý nghĩa hình học, p_t chính là chiều cao của hình chữ nhật có cạnh đáy là V_h và diện tích biểu thị công của chu trình L_t , hình 2-1.



Hình 2-1. Xác định áp suất trung bình p_t trên đồ thị công

2.2 Các chu trình lý tưởng thông dụng

Động cơ đốt trong kiểu piston có hai chu trình lý tưởng cơ bản, đó là chu trình đẳng tích ứng với động cơ cháy cưỡng bức (động cơ xăng, động cơ gas) và chu trình hỗn hợp ứng với động cơ cháy do nén (động cơ diesel). Các chu trình lý tưởng nói trên đã được khảo sát trong giáo trình Nhiệt kỹ thuật. Sau đây, ta sẽ tính toán các thông số cơ bản là η_t và p_t của mỗi chu trình và phân tích các nhân tố ảnh hưởng của chúng. Về thực chất, chu trình đẳng tích là một trường hợp riêng của chu trình hỗn hợp. Vì vậy, để thuận tiện trước hết ta khảo sát chu trình hỗn hợp, hình 2-2.

2.2.1 Chu trình hỗn hợp

Trước hết, ta gọi:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ là tỷ số nén} \quad (2-3)$$

với a là điểm đầu và c là điểm cuối quá trình nén,

$$\lambda = \frac{p_y}{p_c} = \frac{p_z}{p_c} \text{ là tỷ số tăng áp suất} \quad (2-4)$$

với y là điểm cuối quá trình gia nhiệt đẳng tích và z là điểm cuối quá trình gia nhiệt đẳng áp;

$$\rho = \frac{V_z}{V_y} = \frac{V_z}{V_c} \text{ là tỷ số giãn nở sớm;} \quad (2-5)$$

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} \text{ là tỷ số giãn nở sau;} \quad (2-6)$$

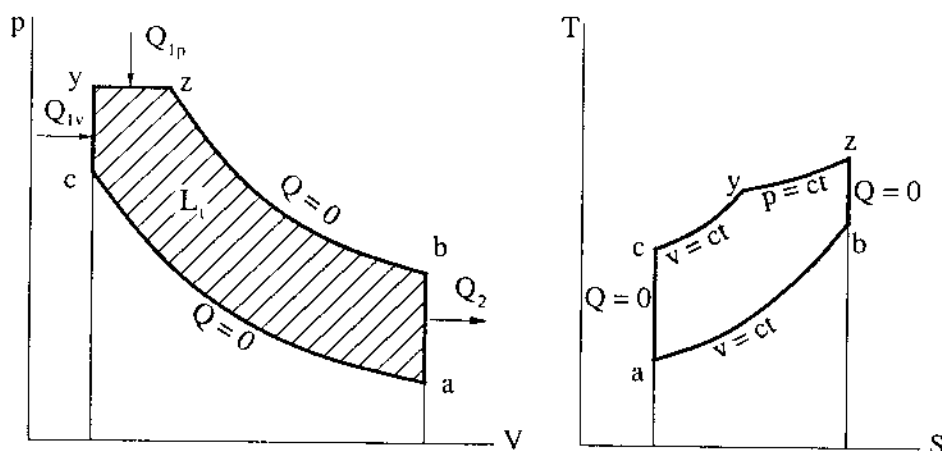
với b là điểm cuối quá trình giãn nở.

Từ (2-3), (2-5) và (2-6) dễ dàng suy ra:

$$\varepsilon = \rho \cdot \delta$$

Với những đại lượng này, sau đây ta sẽ xác định các thông số cơ bản của chu trình.

2.2.1.1 Hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$



Hình 2-2. Chu trình hỗn hợp trên đồ thị p - V và T - S

Theo (2-1)

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2-7)$$

Nhiệt lượng cấp bởi nguồn nóng Q_1 là tổng nhiệt lượng của quá trình đẳng tích $Q_{1,v}$ và của quá trình đẳng áp $Q_{1,p}$:

$$Q_1 = Q_{1,v} + Q_{1,p} = mC_v(T_y - T_c) + mC_p(T_z - T_y) = mC_v[(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)] \quad (2-8)$$

$$Q_2 = mC_v(T_b - T_a) \quad (2-9)$$

trong đó, m là khối lượng môi chất, C_v và C_p là nhiệt dung riêng đẳng tích và nhiệt dung riêng đẳng áp của môi chất, còn $k = \frac{C_p}{C_v}$ là hệ số đoạn nhiệt. Thay (2-8) và (2-9) vào (2-7) ta được:

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_y - T_c + k(T_z - T_y)} \quad (2-10)$$

Điểm a với các thông số nhiệt động p_a , T_a , và V_a được qui ước chọn là điểm xuất phát của chu trình. Từ đây, ta sẽ tính các nhiệt độ các điểm khác của chu trình theo T_a .

Từ quá trình nén đoạn nhiệt a-c:

$$T_c = T_a \varepsilon^{k-1}$$

Từ quá trình gia nhiệt đẳng tích c-y:

$$T_y = \lambda T_c = T_a \lambda \varepsilon^{k-1}$$

Từ quá trình gia nhiệt đẳng áp y-z:

$$T_z = \rho T_y = T_a \lambda \rho \varepsilon^{k-1}$$

Từ quá trình giãn nở đoạn nhiệt z-b:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{k-1}} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} T_z$$

tìm được:

$$T_b = \lambda \rho^k T_a$$

Thay T_c , T_y , T_z và T_b vào (2-10) và rút gọn, cuối cùng ta được:

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \quad (2-11)$$

2.2.1.2 Áp suất trung bình $p_{t,h}$

Từ (2-2), ta có:

$$p_{t,h} = \frac{L_{t,h}}{V_h} \quad (2-12)$$

• Công của chu trình $L_{t,h}$ có thể xác định như sau:

$$L_{t,h} = \eta_{t,h} Q_1 = m C_v [(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)] \eta_{t,h} = m C_v \varepsilon^{k-1} T_a [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{t,h}$$

thay $C_v = \frac{R}{k-1}$ với R là hằng số khí lý tưởng,

cuối cùng ta có:

$$L_{t,h} = m \frac{R}{k-1} \varepsilon^{k-1} T_a [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{t,h} \quad (2-13)$$

• Từ định nghĩa V_h và phương trình trạng thái, ta tìm được:

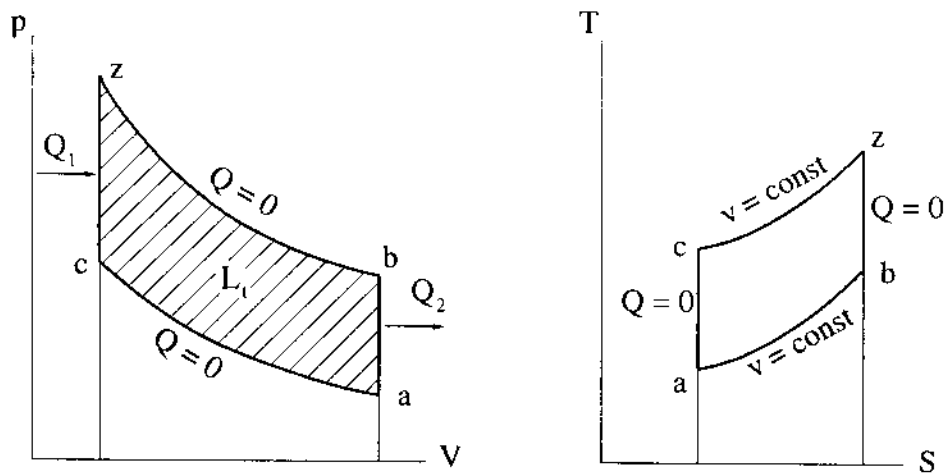
$$V_h = V_a - V_c = mR \left(\frac{T_a}{p_a} - \frac{T_c}{p_c} \right) = mR \frac{T_a}{p_a} \left(1 - \frac{\varepsilon^{k-1}}{\varepsilon^k} \right) = mR \frac{T_a}{p_a} \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right) \quad (2-14)$$

Thay (2-13), (2-14) vào (2-12) và rút gọn, ta được:

$$p_{t,h} = \frac{p_a \varepsilon^k}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{t,h} \quad (2-15)$$

2.2.2 Chu trình đẳng tích

Như đã nói ở trên, chu trình đẳng tích là một trường hợp riêng của chu trình hỗn hợp có $\rho = 1$. Vì vậy, khi thay $\rho = 1$ vào các công thức (2 - 10) và (2 - 14) ta có thể dễ



Hình 2-3. Chu trình đẳng tích trên đồ thị p-V và T-S

dễ dàng tính được hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình đẳng tích.

$$\eta_{t,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (2-16)$$

$$p_{t,v} = \frac{\lambda - 1}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \varepsilon^k \eta_{t,v} p_a \quad (2-17)$$

2.3 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình lý tưởng

Để thuận lợi, ta xét chu trình đẳng tích là chu trình đơn giản trước.

2.3.1 Chu trình đẳng tích

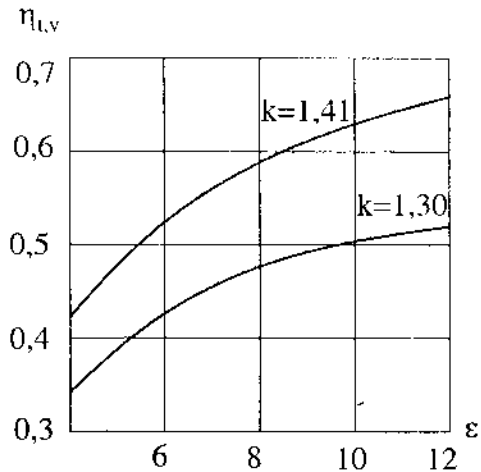
2.3.1.1 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt $\eta_{t,v}$

Từ (2-16) ta thấy $\eta_{t,v}$ chỉ phụ thuộc chỉ số đoạn nhiệt k của môi chất công tác và tỷ số nén ε của động cơ.

- Rõ ràng là khi tăng k thì $\eta_{t,v}$ tăng. Tuy nhiên, k là một thông số vật lý của môi chất phụ thuộc vào số nguyên tử chứa trong một phân tử. Đối với khí 1 nguyên tử $k = 1,6$; khí 2 nguyên tử (có thể coi không khí gần đúng là khí 2 nguyên tử) $k = 1,41$ và khí 3 nguyên tử có $k = 1,3$.

- Khi tăng ε thì $\eta_{t,v}$ tăng. Vì vậy, một trong những phương hướng chủ yếu để tăng hiệu suất của động cơ khi thiết kế là sử dụng các biện pháp sao cho có thể có tỷ số nén cao.

Tổng hợp ảnh hưởng của k và ε được thể hiện trên hình 2-4. Ta có thể nhận thấy tốc độ tăng $\eta_{t,v}$ giảm dần khi tăng ε . Mặt khác cần lưu ý rằng, càng tăng ε động cơ đốt cháy càng bức xúc càng dễ bị kích nổ (sẽ đề cập ở chương III và IV), do đó ε bị giới hạn.



Hình 2-4. Các nhân tố ảnh hưởng đến $\eta_{t,v}$

Cần phải lưu ý rằng, $\eta_{t,v}$ chỉ phụ thuộc vào ε và k mà không phụ thuộc vào lượng nhiệt cấp cho chu trình Q_1 .

2.3.1.2 Các yếu tố ảnh hưởng đến áp suất trung bình $p_{t,v}$

Từ công thức (2-17) ta thấy, $p_{t,v}$ phụ thuộc vào ε , k và p_a , trong đó ảnh hưởng của ε và p_a là rõ nét và có ý nghĩa thực tế hơn cả.

- $p_{t,v}$ tăng tỷ lệ với p_a . Vì vậy trong thực tế cần áp dụng các biện pháp để tăng áp suất quá trình nạp để nạp được nhiều khí nạp mới, do đó đốt được nhiều nhiên liệu dẫn tới tăng áp suất trung bình và tăng công suất động cơ.

- Khi tăng ε , $\frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1}$ tăng do $k > 1$, do đó $p_{t,v}$ tăng. Ngoài ra, $p_{t,v}$ còn tăng là do $\eta_{t,v}$ như đã xét ở trên. Rõ ràng là tỷ số nén ε là một thông số ảnh hưởng rất quan trọng của động cơ.

- Ngoài ra, khác với $\eta_{t,v}$, $p_{t,v}$ chịu ảnh hưởng rất lớn của lượng nhiệt cấp cho chu trình Q_1 . Khi tăng Q_1 sẽ làm tăng nhiệt độ T_2 và áp suất p_2 (cuối quá trình đẳng tích c-z trên hình 2-3). Điều đó dẫn tới tỷ số tăng áp λ theo (2-4) tăng nên $p_{t,v}$ theo (2-17) cũng tăng, do đó tăng mômen và công suất động cơ.

2.3.2 Chu trình hỗn hợp

2.3.2.1 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$

Từ (2-11) tính $\eta_{t,h}$ ta thấy:

- ε tăng thì $\eta_{t,h}$ tăng.
- Đối với λ và ρ thì ta phải xét ảnh hưởng tổng hợp. Giả sử Q_1 , ε , k , T_a , m , C_v không thay đổi, ta có:

$$Q_1 = mC_v[(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)] = mC_v\varepsilon^{k-1}T_a[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = \text{const}$$

Do đó:

$$[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = \text{const} \quad (2-18)$$

Điều đó có nghĩa là, khi λ tăng (Q_{1v} tăng) thì ρ giảm (Q_{1p} giảm) và ngược lại. Ngoài ra $\varepsilon^{k-1}T_a[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]$ cũng không đổi, đặt bằng A . Hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$ theo (2-11) nay có dạng đơn giản như sau:

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{A} \quad (2-19)$$

và chỉ phụ thuộc vào $\lambda\rho^k$ mà thôi. Ta hãy khảo sát $\lambda\rho^k$ bằng cách tính đạo hàm:

$$\frac{d(\lambda\rho^k)}{d\lambda} = \rho^k + k\lambda\rho^{k-1} \frac{d\rho}{d\lambda} \quad (2-20)$$

Lấy đạo hàm hai vế của (2-18) ta có:

$$1 + k\left(\rho - 1 + \lambda \frac{d\rho}{d\lambda}\right) = 0$$

Rút gọn ta có:

$$k\lambda \frac{d\rho}{d\lambda} = -[1 + k(\rho - 1)] \quad (2-21)$$

Thay (2-21) vào (2-20) ta được:

$$\frac{d(\lambda^k)}{d\lambda} = \rho^k - \rho^{k-1}[1 + k(\rho - 1)] = -\rho^{k-1}(\rho - 1)(k - 1) < 0$$

Như vậy, khi λ tăng thì $\lambda\rho^k$ giảm, theo (2-19) thì $\eta_{t,h}$ tăng. Tổng hợp ảnh hưởng của ρ và λ được thể hiện trên hình 2-5.

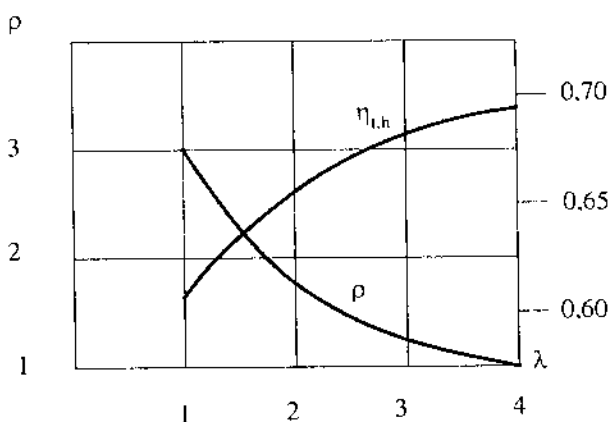
Từ đây ta có thể rút ra ý nghĩa thực tế sau. Khi $Q_1 = \text{const}$, λ tăng (tức ρ giảm, Q_{1v} tăng và Q_{1p} giảm) hiệu suất nhiệt của chu trình hỗn hợp tăng. Từ đó suy ra, $\eta_{t,h}$ đạt max khi $\lambda_{\max}$ hay $\rho = 1$ (chu trình đẳng tích). Nói cách khác, hiệu suất của chu trình đẳng tích cao hơn của chu trình hỗn hợp nếu như cùng Q_1 và ε . Chúng ta sẽ trở lại vấn đề này ở mục 2.4 dưới đây. Tuy nhiên, tăng λ trong chu trình hỗn hợp (tăng cường cho cháy đẳng

tích) sẽ làm tăng áp suất cực đại p_z và tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ dẫn tới tải trọng tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền tăng lên.

2.3.2.2 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$

Từ (2-15) ta có thể kết luận:

- p_a, ε tăng sẽ làm cho $p_{t,h}$ tăng.
- λ tăng nếu $Q_1 = \text{const}$ thì ρ giảm và $\eta_{t,h}$ tăng như đã xét ở trên nên $p_{t,h}$ tăng.



Hình 2-5. Ảnh hưởng tổng hợp của λ và ρ đến $\eta_{t,h}$

2.4 So sánh hiệu suất chu trình hỗn hợp và đẳng tích

Để so sánh các chu trình hỗn hợp và đẳng tích đã xét ở trên một cách thuận tiện, ta sử dụng đồ thị T-S, cụ thể cho hai trường hợp sau.

2.4.1 Cùng Q_1 và ε

Từ đồ thị trên hình 2-6 ta thấy, do cùng Q_1 nên diện tích của các hình giới hạn bởi các đường gia nhiệt và trục hoành bằng nhau:

$$S(Aacz_v b_v B) = S(A, a c y z_h b_h C)$$

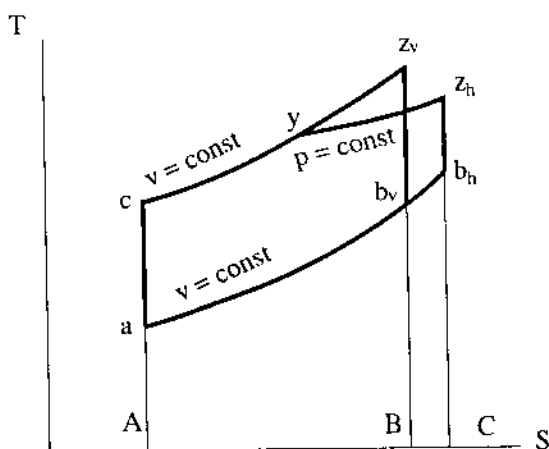
Lượng nhiệt thải cho nguồn lạnh Q_2 của mỗi chu trình tương ứng với các diện tích của đường thải nhiệt và trục hoành:

$$Q_{2,h} \sim S(ab_h CA) > S(ab_v BA) \sim Q_{2,v}$$

Do đó:

$$\eta_{t,h} < \eta_{t,v}$$

Một lần nữa chúng ta lại chứng minh được kết luận đã rút ra ở mục 2.3.2. Tuy nhiên so sánh này ít ý nghĩa vì trong thực tế tỷ số nén của động cơ diesel lớn hơn nhiều so với tỷ số nén của động cơ xăng.



Hình 2-6. So sánh các chu trình khi cùng Q_1 và ε

2.4.2 Cùng Q_1 và p_z

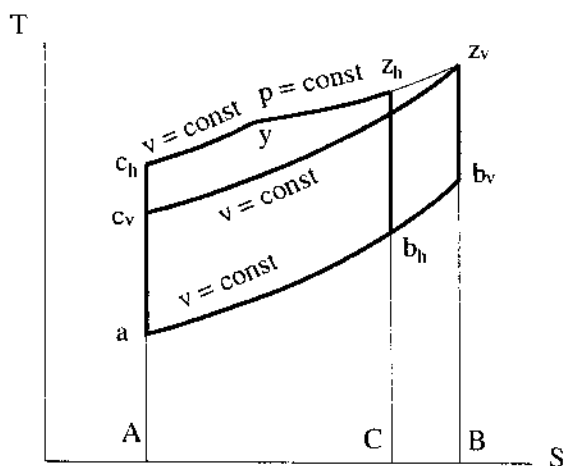
Cùng p_z có thể coi là cùng điều kiện về tải trọng tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền. Tương tự như trên, qua đồ thị T-S (hình 2-7), ta có:

$$Q_{2,h} \sim S(Aab_hC) < S(A,ab_vB) \sim Q_{2,v}$$

Do đó:

$$\eta_{l,h} > \eta_{l,v}$$

Điều này hoàn toàn phù hợp với thực tế. Mặc dù cháy kéo dài ảnh hưởng xấu đến tính kinh tế nhưng do có tỷ số nén cao hơn nên động cơ diesel đạt hiệu suất cao hơn so với động cơ xăng.



Hình 2-7. So sánh các chu trình khi cùng Q_1 và p_2

CHƯƠNG III

MÔI CHẤT CÔNG TÁC

Môi chất công tác là chất trung gian để thực hiện chu trình công tác, bao gồm chất oxy hoá như không khí (hoặc oxy trong những trường hợp đặc biệt), nhiên liệu và sản phẩm cháy. Trong số đó, hỗn hợp giữa nhiên liệu và không khí được gọi là *hỗn hợp khí*. Trong chu trình công tác, môi chất công tác luôn thay đổi thành phần và tính chất lý hoá.

Trong quá trình nạp, môi chất nạp vào xy lanh (là không khí đối với động cơ diesel và hỗn hợp khí đối với hầu hết động cơ xăng và động cơ gas) được gọi là *khí nạp mới*. Trong quá trình nén, môi chất công tác là một hỗn hợp bao gồm khí nạp mới và khí sót còn được gọi là *hỗn hợp công tác*. Trong quá trình giãn nở và quá trình thải, môi chất công tác là *sản phẩm cháy*.

3.1 Nhiên liệu

Nhiên liệu là thành phần quan trọng nhất của môi chất công tác, có ảnh hưởng quyết định đến kết cấu cũng như các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ. Động cơ đốt trong thông thường sử dụng chủ yếu nhiên liệu khí và nhiên liệu lỏng.

3.1.1 Nhiên liệu khí

Nhiên liệu khí bao gồm: khí thiên nhiên như khí từ mỏ dầu hoặc mỏ khí đốt; khí công nghiệp như khí do chưng cất dầu mỏ, luyện than cốc; khí lò ga do khí hoá nhiên liệu rắn như gỗ, than; khí sinh vật (biogas).

Bất kỳ loại nhiên liệu khí nào cũng là hỗn hợp cơ học của các khí cháy và khí trơ (chủ yếu là nitơ) với điều kiện bỏ qua các thành phần tạp chất. Một cách tổng quát có thể coi cấu trúc phân tử của mỗi khí cháy bao gồm cacbon, hydro và oxy là $C_mH_nO_r$. Vì vậy, đối với một đơn vị nhiên liệu khí (ví dụ như 1 kg, kmol hay m^3 tiêu chuẩn - viết tắt là m^3_{tc}) ta có:

$$\Sigma C_mH_nO_r + N_2 = 1$$

Dựa vào nhiệt trị Q (kJ/m^3_{tc}) người ta phân nhiên liệu khí thành ba loại sau:

- Nhiệt trị cao: $Q = 23 \div 28$ (kJ/m^3_{tc}) ví dụ như khí thiên nhiên, khí phụ phẩm chưng cất dầu mỏ.
- Nhiệt trị trung bình: $Q = 16 \div 23$ (kJ/m^3_{tc}) như khí lò luyện than cốc.
- Nhiệt trị thấp: $Q = 4 \div 16$ (kJ/m^3_{tc}) như khí lò ga và khí sinh vật.

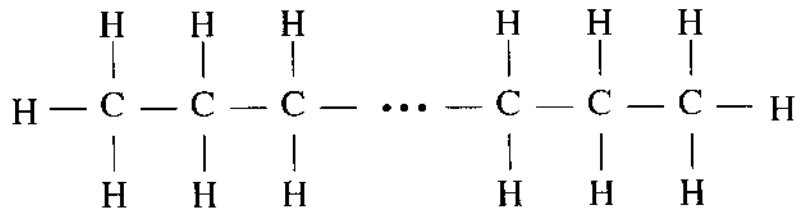
Động cơ chạy các nhiên liệu khí như khí thiên nhiên nén CNG (Compressed Natural Gas) hay khí hoá lỏng LPG (Liquidfied Petroleum Gas) có ưu điểm là ít ô nhiễm môi trường do khí thải sạch hơn và tiết kiệm vì khí đốt rẻ hơn so với xăng. Nhiều hãng taxi ở Việt Nam đã và đang chuyển đổi xe chạy xăng sang chạy cả xăng và khí đốt. Tuy nhiên, do giới hạn của giáo trình nên chúng ta không xét chi tiết về nhiên liệu khí.

3.1.2 Nhiên liệu lỏng

3.1.2.1 Thành phần của nhiên liệu lỏng

Phần lớn động cơ đốt trong sử dụng nhiên liệu lỏng. Nhiên liệu lỏng có nhiều loại nhưng theo nguồn gốc có thể chia thành hai loại. Loại thứ nhất có nguồn gốc hoá thạch như xăng, dầu hoả, diesel... Loại thứ hai có nguồn gốc thực vật như methanol (CH_3OH), ethanol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$), dầu thực vật như dầu dừa, dầu hạt cải... còn gọi là nhiên liệu sinh học (biofuel). Đa số nhiên liệu lỏng hiện nay có nguồn gốc hoá thạch. Chính vì vậy và mặt khác do hạn chế về khuôn khổ của giáo trình nên sau đây ta chỉ xét hai loại nhiên liệu lỏng là xăng và diesel chế biến từ dầu mỏ.

Trong quá trình chưng cất dầu mỏ, người ta thu được lần lượt xăng, dầu hoả, diesel, dầu máy và nhựa đường. Trong số đó, xăng và diesel được dùng chủ yếu làm nhiên liệu cho động cơ đốt trong.



Hình 3-1. Cấu trúc phân tử của xetan $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$

a. Thành phần chính

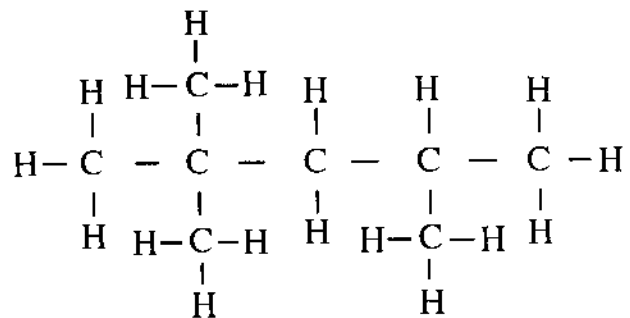
Thành phần chính của xăng và diesel thực chất là hỗn hợp của các loại hydrocarbon khác nhau chia thành các nhóm sau đây [7].

- *Hydrocarbon mạch hở*: gồm hai loại no và chưa no.

- *Paraphin* hay còn gọi là *ankan* có công thức hoá học là $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ là hydrocarbon no có nhiều trong dầu thô.

Paraphin có hai dạng là paraphin thường (*n*-paraphin) và paraphin đồng vị (isoparaphin).

Paraphin thường có mạch thẳng, ví dụ như xetan $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$, hình 3-1. Đặc điểm chung của paraphin thường là tính ổn định hoá học ở nhiệt độ cao kém, do đó dễ dàng tham gia phản ứng với oxy tạo nên quá trình tự cháy do nén. Vì vậy, nếu nhiên liệu diesel có nhiều paraphin thường thì có tính tự cháy càng cao (xem mục 3.1.3 dưới đây).



Hình 3-2. Cấu trúc phân tử của isooctan C_8H_{18}

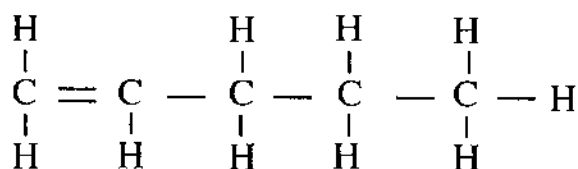
Paraphin đồng vị có mạch nhánh nên cấu trúc phân tử khá bền vững, có tính ổn định hoá học cao, khó tự cháy hay nói cách khác khó bị kích nổ (xem 3.1.4 dưới đây). Ví

dự điển hình của paraffin đồng vị là isooctan C_8H_{18} , hình 3-2. Nếu xăng có càng nhiều thành phần paraffin đồng vị thì tính chống kích nổ càng cao.

- Olefin là hydrocacbon chưa no có công thức hóa học C_nH_{2n} . Khác với paraffin có rất ít trong dầu thô, olefin xuất hiện đáng kể trong quá trình chưng cất dầu mỏ.

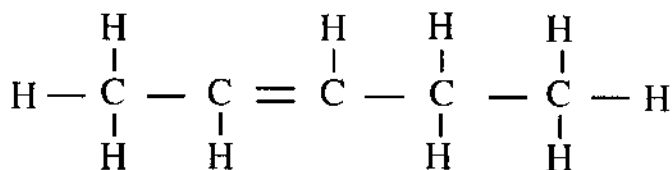
Giống như paraffin, olefin cũng tồn tại ở hai dạng là olefin thường và olefin đồng vị.

Olefin thường có kết cấu phân tử mạch thẳng nhưng vì chưa no nên có một mạch kép, so với paraffin thường thì kết cấu bền vững hơn nên có tính tự cháy kém hơn. Hình 3-3 nêu kết cấu phân tử của một loại olefin thường là penten-1- C_5H_{10} (số 1 chỉ mạch nối cacbon thứ nhất là mạch kép).



Hình 3-3. Cấu trúc phân tử penten-1- C_5H_{10}

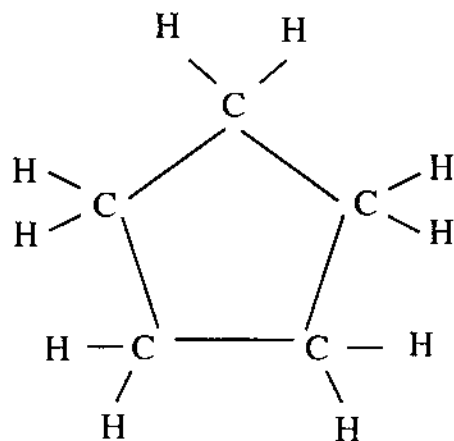
Olefin đồng vị có kết cấu phân tử mạch nhánh. Tương tự như đối với paraffin, olefin đồng vị có kết cấu phân tử bền vững hơn nên có tính chống kích nổ cao hơn so với olefin thường. Hình 3-4 nêu kết cấu phân tử của một loại olefin đồng vị là penten-2- C_5H_{10} (số 2 chỉ mạch nối cacbon thứ hai là mạch kép).



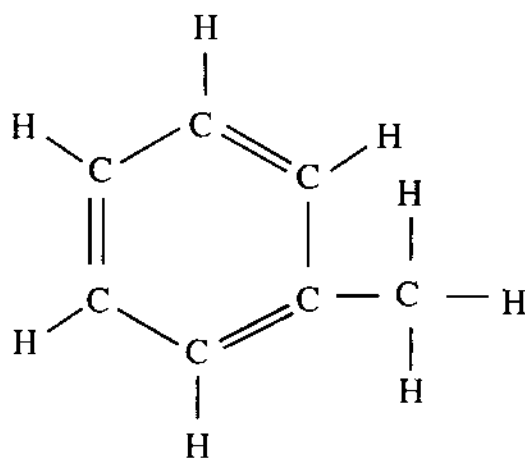
Hình 3-4. Cấu trúc phân tử penten-2- C_5H_{10}

• Hydrocacbon mạch kín:

còn gọi là hydrocacbon mạch vòng cũng bao gồm hai loại là no và chưa no.



Hình 3-5. Cấu trúc phân tử xyclopentan C_5H_{10}



Hình 3-6. Cấu trúc phân tử metylbenzen $C_6H_5CH_3$

- *Napten*: C_nH_{2n} còn gọi là *xyclan* là hydrocacbon no, ví dụ: xyclopentan C_5H_{10} , hình 3-5. Với kết cấu phân tử mạch vòng rất bền vững nên napten có tính chống kích nổ rất cao.

- *Hydrocacbon thơm*: là hydrocacbon chưa no có cấu trúc phân tử mạch vòng với nhân benzen nên rất bền vững, chống kích nổ rất tốt, ví dụ: metylbenzen $C_6H_5CH_3$, hình 3-6.

Các loại hydrocacbon trong thành phần chính của xăng và diesel được thể hiện một cách tóm tắt trong bảng 3.1.

Bảng 3-1. Các loại hydrocacbon trong thành phần chính của xăng và diesel

Chủng loại		No	Chưa no
Hydrocacbon mạch hở	Mạch thẳng	Paraphin thường C_nH_{2n+2} , ví dụ: xetan $C_{16}H_{34}$	Olefin thường C_nH_{2n} , ví dụ: penten-1- C_5H_{10}
	Mạch nhánh	Paraphin đồng vị, ví dụ: isooc tan C_8H_{18}	Olefin đồng vị, ví dụ: penten-2- C_5H_{10}
Hydrocacbon mạch kín		Napten C_nH_{2n} , ví dụ: xyclopentan C_5H_{10}	Hydrocacbon thơm, ví dụ: metylbenzen $C_6H_5CH_3$

Về mặt tỷ lệ, xăng và diesel sau khi chưng cất có tới 80-90% là paraphin và napten. Khi đó những chế phẩm này chưa đáp ứng những yêu cầu cần thiết đối với nhiên liệu dùng cho động cơ, ví dụ như tính chống kích nổ quá thấp... Vì vậy, chúng phải được tiếp tục xử lý bằng các giải pháp công nghệ đặc biệt như cracking, cải thiện cấu trúc (reforming), isome hóa (đồng vị hóa), polime hóa, ankan hóa...

b. Chất phụ gia

Ngoài thành phần chính nêu trên, người ta còn pha vào nhiên liệu lỏng một lượng nhỏ các chất phụ gia (additive) để cải thiện tính chất của nhiên liệu. Có nhiều chất phụ gia với các tác dụng khác nhau: phụ gia tăng tính chống kích nổ, đối với xăng không chỉ thường dùng các hợp chất hữu cơ chứa oxy như ethanol, methanol, methyl tertiary butyl ether (MTBE), tertiary butyl alcohol (TBA) hay ethyl tertiary butyl ether (ETBE); phụ gia chống ăn mòn; phụ gia chống oxy hóa; phụ gia tăng tính tẩy rửa; phụ gia chống hiện tượng sắt hóa trong động cơ dùng bộ chế hòa khí (thường dùng ethanol hay glycol); phụ gia giữ cho độ nhớt được ổn định lâu dài; phẩm màu để phân biệt các loại xăng khác nhau; phụ gia tăng trị số octan dùng cho xe đua là động cơ cường hóa cao như toluol, nitrobenzol, ethanol, methanol...

c. Tạp chất

Trong nhiên liệu còn có các tạp chất như lưu huỳnh, chì, nước và các tạp chất cơ học khác... (xem mục 3.1.2.2).

Nếu bỏ qua các thành phần tạp chất, nhiên liệu lỏng nói chung kể cả xăng và diesel chỉ bao gồm cacbon, hydro và oxy. Do đó công thức cấu tạo tính cho một đơn vị đo lường (ví dụ như 1 kg, 1 kmol...) như sau:

$$C + O + H = 1 \quad (3-1)$$

với C, O và H là tỷ lệ của cacbon, hydro và oxy trong nhiên liệu. Ví dụ, nhiên liệu diesel D1 và D2 theo TCVN 5689 : 92 có $C = 0,84 \div 0,88$ (kg/kg); $H = 0,10 \div 0,14$ (kg/kg); phần còn lại là O (kg/kg).

Tỷ lệ các loại hydrocacbon trong thành phần chính của nhiên liệu quyết định bản chất của nó. Ví dụ, ankan thường có nhiều trong diesel hơn trong xăng; ngược lại, xăng có nhiều hydrocacbon mạch nhánh và mạch vòng hơn so với diesel. Tỷ lệ các loại hydrocacbon trong thành phần chính của nhiên liệu cùng với các chất phụ gia có ảnh hưởng quyết định tới tính chất lý hoá của nhiên liệu. Dưới đây sẽ trình bày một số thông số lý hoá cơ bản.

3.1.2.2 Tính chất vật lý của nhiên liệu lỏng

a. Khối lượng riêng

Thông thường, khối lượng riêng ρ của nhiên liệu được cho ở nhiệt độ 20°C . Căn cứ vào khối lượng riêng cũng có thể sơ bộ biết được khả năng bay hơi và từ đó phán đoán khả năng bốc cháy của nhiên liệu.

Đối với nhiên liệu nhẹ, dễ bay hơi như xăng, $\rho = 0,65 \div 0,8$ g/cm³. Còn nhiên liệu nặng, khó bay hơi như nhiên liệu diesel, $\rho = 0,80 \div 0,95$ g/cm³.

b. Độ nhớt

Độ nhớt của nhiên liệu cũng thường được cho ở 20°C và ở hai dạng:

- *Độ nhớt động học ν* : có đơn vị là m²/s và cm²/s tức St - Stóc. Đối với xăng, $\nu = 0,6 \div 2,5$ cSt (cSt: xăngti Stóc bằng 0,01 St). Còn nhiên liệu diesel có $\nu = 2,5 \div 8,5$ cSt.

- *Độ nhớt tương đối E_t* : là tỷ số giữa thời gian chảy của 200ml nhiên liệu ở nhiệt độ t và của 200ml nước cất ở 20°C qua lỗ đo của thiết bị đo độ nhớt. Độ nhớt tương đối còn gọi là độ nhớt Engole ký hiệu là E_t có đơn vị là độ Engole ($^\circ\text{E}$) và thiết bị đo gọi là Engole kế. Nếu $E_{20} > 5$ $^\circ\text{E}$ thì phải hâm nóng nhiên liệu trước khi sử dụng.

Độ nhớt lớn gây khó khăn cho việc xé nhỏ và hòa trộn nhiên liệu với không khí, do đó ảnh hưởng xấu đến chất lượng của quá trình hình thành và cháy hòa khí. Ngoài ra, độ nhớt lớn làm tăng sức cản lưu động trong hệ thống nhiên liệu và khó xả khí (xả air) nếu như trong hệ thống có lẫn khí.

Ngược lại, độ nhớt nhỏ làm cho việc bôi trơn các bề mặt ma sát của bơm cao áp, vòi phun khó khăn, làm tăng lượng rò lọt qua khe hở của các bộ phận này, đồng thời cản trở sự phát triển của tia phun từ vòi phun (kể cả trong động cơ xăng cũng như diesel).

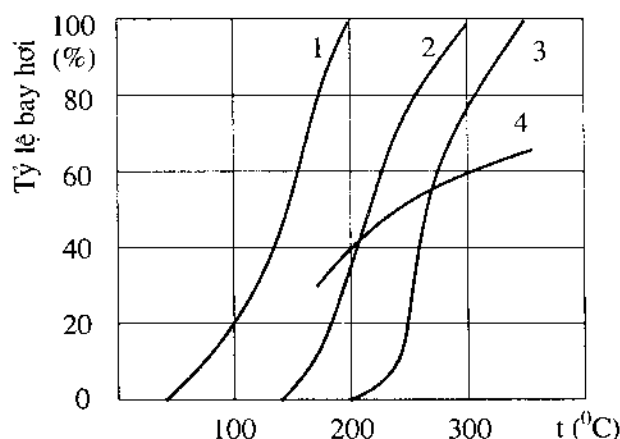
Khối lượng riêng và độ nhớt là hai thông số ảnh hưởng quyết định đến đặc tính cháy của nhiên liệu.

c. Độ hóa hơi

Độ hóa hơi của nhiên liệu quyết định tính chất và thời gian của quá trình hình thành hòa khí trong mỗi xy lanh và phân phối đồng đều hòa khí giữa các xy lanh.

Về cơ bản, nhiên liệu phải có đủ khả năng hóa hơi để khởi động dễ dàng, nhanh chóng hâm nóng máy và bảo đảm tính kinh tế nhiên liệu cho động cơ. Mặt khác, nhiên liệu không được quá dễ hóa hơi làm tăng tổn hao bay hơi và tạo nút hơi trong hệ thống nhiên liệu.

Độ hóa hơi phụ thuộc thành phần của nhiên liệu và được thể hiện thông qua đường cong chưng cất, hình 3-7. Đường cong chưng cất được xác định theo tiêu chuẩn ASTM-D.86 (ASTM viết tắt từ American Society for Testing and Materials) thể hiện sự phụ thuộc vào nhiệt độ của tỷ lệ (thể tích) nhiên liệu đã bay hơi trong điều kiện cách ly hoàn toàn với không khí rồi được ngưng tụ trong thiết bị chưng cất tiêu chuẩn. Trên đồ thị thể hiện rõ, xăng có các thành phần bay hơi trong vùng nhiệt độ từ 40 đến 200°C. So với diesel và dầu hỏa thì xăng có tính bốc hơi cao nhất.



Hình 3-7. Đường cong chưng cất của nhiên liệu

1. Xăng; 2. Dầu hỏa; 3. Diesel; 4. Dầu mỡ

Đường cong chưng cất của nhiên liệu có ý nghĩa rất quan trọng đối với sự làm việc của động cơ. Ví dụ, điểm 10 (% nhiên liệu bay hơi) ở đầu đường chưng cất cần phải ở nhiệt độ thấp để động cơ dễ dàng khởi động. Tuy nhiên, nếu điểm này thấp quá có thể sinh bọt hơi trong nhiên liệu khi động cơ nóng lên trong quá trình làm việc. Tương tự, điểm 90% (cuối đường chưng cất) không được cao quá vì nhiên liệu khi đó có nhiều thành phần nặng, khi nhiên liệu lọt xuống cacte thì những thành phần này không bay hơi sẽ phá hủy dầu bôi trơn. Ngoài ra, những thành phần nặng khi cháy sẽ tạo nhựa làm bẩn bugi...

Theo tiêu chuẩn châu Âu, tỷ lệ thể tích chưng cất đối với xăng ở nhiệt độ 180°C ít nhất là 85%. Chỉ tiêu này không qui định tỷ lệ thể tích chưng cất lớn nhất, nhưng qui định giá trị nhiệt độ sôi lớn nhất là 215°C. Điều đó có nghĩa là chỉ có 15% thể tích xăng có nhiệt độ sôi nằm trong khoảng nhiệt độ 180 đến 215°C.

Những ảnh hưởng khác của độ bay hơi của nhiên liệu đối với sự làm việc của động cơ được trình bày chi tiết hơn trong các tài liệu chuyên khảo về hóa nhiên liệu [4].

d. Nhiệt độ bắt cháy

Nhiệt độ bắt cháy hay còn gọi là nhiệt độ bén lửa (Flashing Point) là nhiệt độ thấp nhất mà hỗn hợp nhiên liệu - không khí với tỷ lệ nhất định trong điều kiện áp suất không khí bắt lửa từ nguồn lửa bên ngoài và lan truyền một cách nhanh chóng. Nhiệt độ bén lửa tỷ lệ với thành phần chưng cất nhẹ trong nhiên liệu và được dùng làm chỉ tiêu phòng hỏa khi vận chuyển và bảo quản nhiên liệu. Trong thực tế, nhiệt độ bén lửa không được thấp hơn 65°C.

e. Nhiệt độ tự bốc cháy

Nhiệt độ tự bốc cháy là nhiệt độ thấp nhất mà hỗn hợp nhiên liệu- không khí với tỷ lệ nhất định tự bốc cháy không cần nguồn lửa từ bên ngoài. Nhiệt độ tự cháy thường tỷ lệ nghịch với khối lượng riêng ρ . Parafin thường có nhiệt độ tự bốc cháy thấp nhất còn hydrocarbon thơm có nhiệt độ tự bốc cháy cao nhất.

f. Nhiệt độ đông đặc

Nhiệt độ đông đặc chỉ có ý nghĩa đối với nhiên liệu nặng như nhiên liệu diesel. Nếu nhiệt độ đông đặc cao thì phải hâm nóng trước khi sử dụng. Người ta thường sử dụng phụ gia để giảm nhiệt độ đông đặc. Đối với nhiên liệu diesel, nhiệt độ đông đặc nằm trong khoảng $-60 \div +5^{\circ}\text{C}$.

g. Tạp chất cơ học

Tạp chất cơ học có thể xuất hiện trong nhiên liệu trong quá trình vận chuyển và tồn trữ nhiên liệu bao gồm cặn cacbon, kim loại và các tạp chất vô cơ khác. Cặn tạo thành do một số nguyên nhân như chất bẩn trong bể hay đường ống; các chất bẩn lẫn vào nhiên liệu khi bảo quản, tồn chứa và bơm chuyển; bụi bẩn trong không khí rơi vào... Đối với nhiên liệu thông thường, tạp chất cơ học không được vượt quá 1% trọng lượng. Còn đối với nhiên liệu cho động cơ cao tốc không cho phép có tạp chất cơ học.

h. Thành phần nước

Nước cũng có thể xuất hiện trong nhiên liệu khi vận chuyển và tồn trữ và do đó cũng có thể coi là một dạng tạp chất. Nước gây ăn mòn cơ học và hoá học đối với các chi tiết của hệ thống nhiên liệu, nhất là đối với bơm cao áp, vòi phun của động cơ diesel. Ngoài ra, nước bay hơi trong quá trình cháy thu nhiệt làm giảm nhiệt trị của nhiên liệu. Vì vậy, giới hạn nước trong nhiên liệu được qui định không quá 1% trọng lượng đối với nhiên liệu động cơ tốc độ thấp. Trong thực tế, động cơ sử dụng nhiên liệu diesel nặng thường trang bị hệ thống hâm nóng kết hợp tách nước và tạp chất cơ học. Còn đối với nhiên liệu cho động cơ cao tốc không cho phép có nước.

3.1.2.3 Tính chất hoá học của nhiên liệu lỏng

a. Nhiệt trị

Nhiệt trị là nhiệt lượng thu được khi đốt cháy hoàn toàn 1 đơn vị đo lường nhiên liệu. Trong tính toán, người ta phân biệt hai loại nhiệt trị là nhiệt trị cao và nhiệt trị thấp.

Nhiệt trị cao Q_G là toàn bộ nhiệt lượng thu được, còn nhiệt trị thấp Q_H là nhiệt lượng cao trừ đi phần nhiệt lượng toả ra khi ngưng tụ hơi nước trong sản phẩm cháy. Trong tính toán thường sử dụng nhiệt trị thấp Q_H vì nhiệt độ khí thải thường lớn hơn nhiều so với nhiệt độ ngưng tụ hơi nước ở cùng áp suất. Nhiệt trị thường cho trong các tài liệu về nhiên liệu. Đối với nhiên liệu diesel, trong tính toán có thể lấy $Q_H = 42,5 \text{ MJ/kg}$; còn đối với xăng $Q_H = 44 \text{ MJ/kg}$.

b. Cặn cacbon

Cặn cacbon là lượng cặn còn lại sau khi cho bay hơi và nhiệt phân nhiên liệu. Cặn cacbon bám lên thành buồng cháy khi bong ra gây mài mòn xecmăng, piston, xy lanh, xupáp, đế xupáp, làm rối cánh tuốcbin và làm cho khí thải có màu đen.

Hàm lượng cặn cacbon trong nhiên liệu cho phép không vượt quá $0,03 \div 0,1\%$ cho động cơ cao tốc và không quá $3 \div 4\%$ đối với động cơ tốc độ thấp.

c. Thành phần lưu huỳnh và tạp chất

Lưu huỳnh có trong nhiên liệu ở dạng tạp chất còn lại khi chưng cất dầu mỏ. Lưu huỳnh khi cháy tạo thành SO_2 , một phần SO_2 bị oxy hóa tiếp thành SO_3 sẽ kết hợp với hơi nước (cũng tạo thành khí cháy nhiên liệu) tạo thành axit H_2SO_4 dù với một lượng rất nhỏ cũng gây ăn mòn các chi tiết của động cơ, tạo cặn và làm biến chất dầu bôi trơn. Thành phần lưu huỳnh là một thông số chủ yếu đánh giá chất lượng nhiên liệu. Hiện tại, các nước châu Âu giới hạn tạp chất lưu huỳnh không quá $10 \div 50$ ppm (trọng lượng). Từ 1/1/2007 giới hạn lưu huỳnh ở Việt Nam theo tiêu chuẩn TCVN 5689 : 2005 là 500 ppm đối với nhiên liệu diesel nhẹ và 2500 ppm với diesel nặng. Còn đối với xăng RON 90, 92 và 95 theo TCVN 6776 : 2005, giới hạn lưu huỳnh là 500 ppm. Trong tương lai, giới hạn này sẽ càng ngặt nghèo hơn để đáp ứng yêu cầu hội nhập với thế giới.

d. Độ axit

Độ axit của nhiên liệu được biểu thị bằng số mg hydroxyt kali KOH cần thiết để trung hoà lượng axit có trong 1 g nhiên liệu. Độ axit càng cao càng gây mòn các chi tiết như xecmăng- xylanh, xupáp và đế xupáp... và làm tăng kết muội than. Đối với nhiên liệu diesel, độ axit không được vượt quá 10 mg KOH.

e. Thành phần tro

Thành phần tro là tỷ lệ (khối lượng) của tro (Ash) còn lại sau khi đốt nhiên liệu. Các chất tạo tro gồm các hạt rắn và các xà phòng kim loại tan. Nhiên liệu có nhiều chất tạo tro gây sinh mài mòn các chi tiết của hệ thống nhiên liệu (bơm, vòi phun) và trong buồng cháy (piston, xylanh, xecmăng), ngoài ra còn tạo cặn trong động cơ. Giới hạn đối với nhiên liệu động cơ tốc độ thấp là 0,08%, còn đối với động cơ cao tốc là 0,02%.

3.1.3 Đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel

Trong số các thông số vật lý có nhiệt độ tự cháy phân nào nói lên tính tự cháy của nhiên liệu diesel. Tuy nhiên, nhiệt độ tự cháy xác định như trên chưa nêu lên bản chất của quá trình tự cháy trong động cơ diesel, đó là quá trình cháy của hỗn hợp nhiên liệu-không khí trong buồng cháy động cơ tự cháy do nén. Vì thế, người ta còn sử dụng những thông số đặc trưng cho tính tự cháy của nhiên liệu diesel sau đây.

a. Trị số xetan

Để đi đến khái niệm trị số xetan (Cetane Number - CN), trước hết ta sử dụng một đại lượng trung gian gọi là *tỷ số nén tới hạn* ϵ_{th} . Đó là tỷ số nén của một động cơ có kết cấu đặc biệt (có thể thay đổi được tỷ số nén) dùng làm động cơ thí nghiệm, làm việc ở một chế độ nhất định và có góc phun sớm 13° trước điểm chết trên (ĐCT), khi đó hỗn hợp nhiên liệu - không khí bốc cháy đúng tại ĐCT.

Động cơ thử nghiệm thường là động cơ diesel một xylanh. Có nhiều loại động cơ thử nghiệm nhưng động cơ của Hội đồng phối hợp nghiên cứu nhiên liệu Mỹ (Coordinating Fuel Research Committee, USA) được gọi là CFR Motor được dùng khá phổ biến với các thông số và chế độ làm việc cho trong bảng 3-2. Ngoài ra, trên thế giới

còn có động cơ thử nghiệm khác như BASF (Đức) và IT9 (Nga). Rõ ràng là ϵ_{th} càng nhỏ thì tính tự cháy của nhiên liệu càng cao.

Trị số xetan Xe của nhiên liệu là phần trăm thể tích của xetan $C_{16}H_{34}$ mạch thẳng trong hỗn hợp với α -metylnaphtalin $\alpha-C_{10}H_7CH_3$, hình 3-8, hỗn hợp này có tỷ số nén tới hạn ϵ_{th} giống như ϵ_{th} của nhiên liệu.

Bảng 3-2. Các thông số của động cơ diesel CFR để xác định trị số xetan [7]

Tỷ số nén	7- 28
Tốc độ vòng quay	900 ± 9 (vg/ph)
Lưu lượng nhiên liệu tiêu thụ	13 ± 2 (ml/ph)
Góc phun sớm	13^0 TK (độ trục khuỷu) trước ĐCT
Thời điểm bốc cháy	ĐCT
Góc cháy trễ	13^0 TK

Theo định nghĩa trên, xetan $C_{16}H_{34}$ có Xe = 100, còn α -metylnaphtalin có Xe = 0. Nhiên liệu diesel dùng trong thực tế có Xe = 35 ÷ 55. Trị số Xe càng lớn thì tính tự cháy của nhiên liệu càng cao.

b. Chỉ số xetan

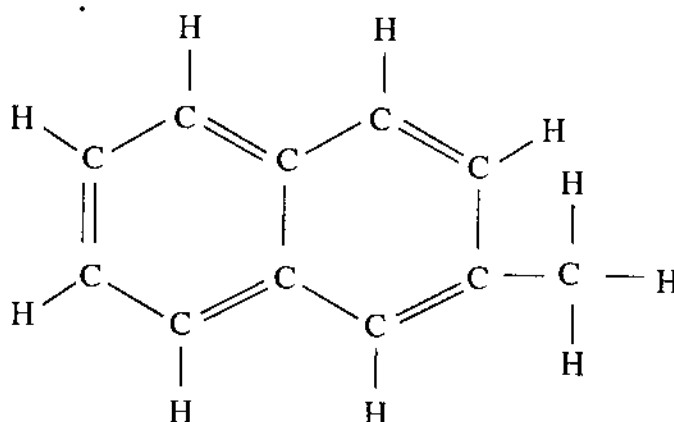
Việc xác định trị số xetan Xe bằng động cơ thử nghiệm như trên tốn rất nhiều thời gian và chi phí, vì thế người ta còn sử dụng phương pháp tính toán chỉ số xetan (Cetane Index - CI) trên cơ sở các công thức thực nghiệm đã

được cụ thể hóa thành tiêu chuẩn ASTM-D976. Để thuận tiện trong sử dụng, từ công thức này người ta đã tính toán và đưa ra đường đặc tính để có thể tra ra trị số xetan Xe. Tuy nhiên, phương pháp này không thay thế được phương pháp đo trực tiếp bằng động cơ mà chỉ được dùng để dự đoán giá trị Xe với độ chính xác chấp nhận được nếu áp dụng cho các nhiên liệu phù hợp (đây là nhược điểm chung của phương pháp dùng công thức kinh nghiệm). Dưới đây trình bày hai công thức làm ví dụ [8, 9].

Công thức 1:

$$CI = -420,34 + 0,016 G^2 + 0,192 G \log M + 65,01 (\log M)^2 - 0,0001809 M^2$$

trong đó:



Hình 3-8. Cấu trúc phân tử α -metylnaphtalin
 $\alpha-C_{10}H_7CH_3$

G: tỷ trọng (API Gravity, được xác định theo ASTM-D.287 hoặc D.1298);

M: nhiệt độ sôi trung bình của nhiên liệu ($^{\circ}\text{F}$).

Công thức 2:

$$\text{CI} = 454,74 - 1641,416 D + 774,74 D^2 - 0,554 B + 97,803 (\log B)^2$$

trong đó:

D: khối lượng riêng của nhiên liệu ở 15°C (g/ml);

B: điểm chưng cất 50% ($^{\circ}\text{C}$).

c. Chỉ số diesel

Chỉ số diesel (Diesel Index) D cũng là một đại lượng qui ước được xác định trong phòng thí nghiệm hóa theo công thức thực nghiệm sau [1]:

$$D = \frac{1}{100\gamma} (141,5 - 131,5\gamma)(1,8A + 32) \quad (3-2)$$

trong đó:

γ là khối lượng riêng (g/cm^3) của nhiên liệu ở 15°C ;

A là điểm anilin của nhiên liệu. Đó là nhiệt độ kết tủa ($^{\circ}\text{C}$) của hỗn hợp nhiên liệu cần thí nghiệm và anilin ($\text{C}_6\text{H}_5\text{NH}_2$) có tỷ lệ thể tích 1:1.

Nhiên liệu có D càng lớn thì tính tự cháy càng cao. Xác định chỉ số D theo (3-2) tương đối đơn giản nhưng độ chính xác của D khi dùng để đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel không cao.

3.1.4 Đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu xăng

Tính chống kích nổ biểu thị khả năng giữ cho nhiên liệu không tự cháy trước khi màng lửa từ bugi lan tràn tới. Ta sẽ xét kỹ hiện tượng kích nổ ở chương 4. Tính chống kích nổ là một trong những chỉ tiêu chất lượng quan trọng của xăng và được đánh giá thông qua *trị số octan O* (Octane Number - ON).

Tương tự như đối với trị số xetan, để đi đến khái niệm trị số octan, ta sử dụng một đại lượng trung gian gọi là *tỷ số nén có lợi* ϵ_{cl} . Người ta sử dụng một động cơ thử nghiệm là động cơ xăng một xylanh (CFR Motor, xem 3.1.3) có thể thay đổi tỷ số nén. Trong quá trình thử nghiệm, tỷ số nén được điều chỉnh tăng dần cho đến khi xuất hiện kích nổ. Giá trị của tỷ số nén ứng với kích nổ được gọi là *tỷ số nén có lợi* ϵ_{cl} . Như vậy, ϵ_{cl} là tỷ số nén lớn nhất cho phép về mặt kích nổ. Rõ ràng là ϵ_{cl} càng lớn thì tính chống kích nổ của nhiên liệu càng cao.

Trị số octan O của nhiên liệu là phần trăm thể tích của isooctan C_8H_{18} mạch nhánh, hình 3-2, trong hỗn hợp với heptan C_7H_{16} mạch thẳng, hỗn hợp này có tỷ số nén có lợi bằng với tỷ số nén có lợi của nhiên liệu.

Trong thực tế người ta dùng nhiều trị số octan khác nhau. Hai loại dùng phổ biến hơn cả được trình bày dưới đây.

- *Trị số octan nghiên cứu* (Research Octane Number - RON) ứng với chế độ thử nghiệm tốc độ thấp, động cơ làm việc không nặng nhọc (tải nhỏ).
- *Trị số octan động cơ* (Motor Octane Number - MON) ứng với chế độ thử nghiệm tốc độ cao, động cơ làm việc nặng nhọc hơn (tải lớn).

Các thông số làm việc của động cơ thử nghiệm để xác định RON và MON được nêu trong bảng 3-3.

Bảng 3-3. Các thông số của động cơ CFR để xác định trị số octan [7]

Thông số	Phương pháp nghiên cứu (xác định RON)	Phương pháp động cơ (xác định MON)
Tốc độ vòng quay	600 ± 6 (vg/ph)	900 ± 9 (vg/ph)
Tỷ số nén	$4 \div 10$	$4 \div 10$
Góc đánh lửa sớm/ứng với tỷ số nén	Không đổi 13°TK (độ trục khuỷu)	$26 (^{\circ}\text{TK})/5,00$ $24 (^{\circ}\text{TK})/5,41$ $22 (^{\circ}\text{TK})/5,91$ $20 (^{\circ}\text{TK})/6,54$ $18 (^{\circ}\text{TK})/7,36$ $16 (^{\circ}\text{TK})/8,45$ $14 (^{\circ}\text{TK})/10$ (Điều chỉnh tự động)
Nhiệt độ không khí nạp	$25 (^{\circ}\text{C})$	$52 (^{\circ}\text{C})$
Nhiệt độ sấy nóng hòa khí	$149 (^{\circ}\text{C})$	Không sấy nóng
Nhiệt độ làm mát	$100 (^{\circ}\text{C})$	
Nhiệt độ dầu bôi trơn	$57 (^{\circ}\text{C})$	
Khe hở bugi	$0,508$ (mm) ($0,02$ inch)	
Hệ số dư lượng không khí λ	Điều chỉnh sao cho kích nổ mạnh nhất	
Độ chính xác trị số O	± 1	

Nói chung, MON thường nhỏ hơn RON. Hiệu số RON - MON được gọi là độ nhạy của nhiên liệu FS (Fuel Sensitive). Xăng tốt có FS không được vượt quá 10, trong thực tế thường nằm trong khoảng $8 \div 10$.

Theo định nghĩa trị số octan trình bày ở trên thì isooctan có RON = 100 và heptan có RON = 0. Các loại xăng thông dụng hiện nay có RON = $80 \div 100$. Nhiên liệu cho động cơ cường hoá, ví dụ như xe đua chẳng hạn, có thể có RON > 100. Bảng 3-4 cho trị số octan của một số loại hydrocarbon có trong thành phần chính của xăng và diesel.

Bảng 3-4. Trị số octan RON của một số loại hydrocacbon [7]

Chủng loại		No	Chưa no
Hydrocacbon mạch hở	Mạch thẳng	Heptan C_7H_{16} : 0	Hexylen C_6H_{12} : 76
	Mạch nhánh	Isooctan C_8H_{18} : 100	Diisobuten C_8H_{16} : 106
Hydrocacbon mạch kín		Xyclohexan C_6H_{12} : 83	Benzen C_6H_6 : 100

Để tăng tính chống kích nổ của xăng, trước kia người ta thường pha vào xăng các chất phụ gia chứa chì như tetrametyl chì $Pb(CH_3)_4$ (từ 1921) và tetraetyl chì $Pb(C_2H_5)_4$ (từ 1960). Trong sản phẩm cháy của xăng pha chì có các hợp chất chứa chì ở dạng hạt rắn rất nhỏ, tuy có tác dụng rửa khí xupáp với để xupáp nhưng cũng gây mài mòn các chi tiết của động cơ, đồng thời gây tác hại đối với môi trường và sức khỏe con người. Để giảm ảnh hưởng mài mòn các chi tiết của động cơ, người ta pha vào xăng các hợp chất vô cơ của nhóm halogen (như clo và brom). Các hợp chất này có tác dụng làm giảm nhiệt độ sôi của oxyt chì. Sau phản ứng cháy, các hợp chất của nhóm halogen với chì sẽ được thải ra khỏi buồng cháy ở dạng khí. Do những tác hại nêu trên, phụ gia chứa chì ngày càng ít được sử dụng mà thay thế bằng các hợp chất hữu cơ chứa oxy như ethanol, methanol, methyl tertiary butyl ether (MTBE), tertiary butyl alcohol (TBA) hay ethyl tertiary butyl ether (ETBE)...

Đối với xăng có RON > 100, người ta dùng hỗn hợp giữa isooctan và tetraetyl chì $Pb(C_2H_5)_4$ làm hỗn hợp so sánh khi thử nghiệm xác định số octan.

Nhiều nước đã thực hiện thành công cấm hoàn toàn xăng pha chì như Mỹ, Nhật, Canada, Áo, Thụy Điển, Braxin, Columbia, Costarica, Hondurat, Thái Lan... Với sự giúp đỡ của Ngân hàng Thế giới và quyết tâm của Chính phủ, chúng ta đã chính thức sử dụng xăng không chì từ 1/7/2001. Như vậy, xăng pha chì đã bị loại bỏ hoàn toàn, trừ trong lĩnh vực khí tài quân sự phục vụ sẵn sàng chiến đấu.

Hiện nay ở Việt Nam đang sử dụng ba loại xăng không chì theo TCVN 6776 : 2005 là RON 90, 92 và 95. Ba loại xăng này có chỉ số ốctan tối thiểu RON lần lượt là 90, 92 và 95; MON tối thiểu là 79, 81 và 84; hàm lượng chì khoáng tối đa là 0,013 g/l.

Rõ ràng là đối với mỗi loại nhiên liệu cụ thể nếu tính tự cháy càng cao thì tính chống kích nổ càng kém và ngược lại. Quan hệ này được thể hiện qua công thức kinh nghiệm sau đây:

$$O = 120 - 2 Xe$$

3.2 Phản ứng cháy của nhiên liệu và sản vật cháy

Quá trình cháy của hỗn hợp nhiên liệu- không khí diễn ra trong buồng cháy bao gồm hàng loạt các phản ứng hoá học với các sản phẩm trung gian nối tiếp nhau rất phức tạp. Để đơn giản, chúng ta chỉ xét phản ứng cháy của cacbon và hydro trong nhiên liệu tạo ra sản phẩm cháy cuối cùng cho hai trường hợp là cháy hoàn toàn và cháy không hoàn toàn.

3.2.1 Nhiên liệu cháy hoàn toàn

Nhiên liệu được coi là cháy hoàn toàn khi đủ và thừa không khí để cháy hết lượng cacbon và hydro trong thành phần của nó, tạo thành cacbonic và nước.

3.2.1.1 Phản ứng cháy và lượng không khí cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu

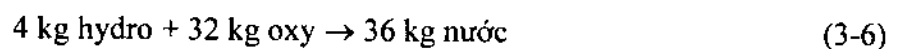
Cacbon và hydro trong nhiên liệu phản ứng cháy hoàn toàn với oxy theo các phản ứng sau:



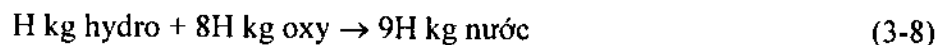
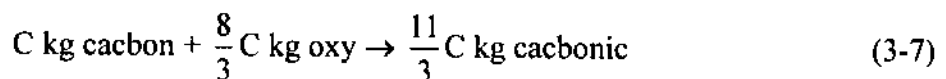
Để tính lượng không khí cần thiết đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu (nl), ta sử dụng (3-3) và (3-4) cho hai trường hợp là L_o (kg/kgnl) và M_o (kmol/kgnl).

• L_o

Từ các phương trình (3-3) và (3-4), ta có thể viết:



Theo công thức (3-1), trong 1 kg nhiên liệu có C kg cacbon, H kg hydro và O kg oxy. Các quan hệ (3-5) và (3-6) tính cho C kg cacbon và H kg hydro sẽ có dạng:



Lượng oxy cần thiết O_o để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là tổng lượng oxy của (3-7) và (3-8) trừ đi lượng oxy có sẵn trong nhiên liệu O.

$$O_o = \frac{8}{3} C + 8H - O \text{ (kg/kgnl)} \quad (3-9)$$

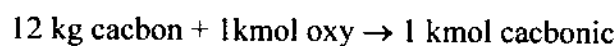
Trong không khí có thể coi khối lượng oxy chiếm 23% tức là thành phần khối lượng $m_{O_2} = 0,23$. Do đó lượng không khí cần thiết L_o để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là:

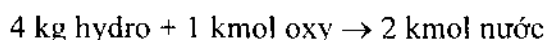
$$L_o = \frac{O_o}{m_{O_2}} = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \text{ (kg/kgnl)} \quad (3-10)$$

Đối với xăng nói chung (với C, H, O cụ thể) có thể lấy giá trị của L_o vào khoảng 14,3 kg/kgnl.

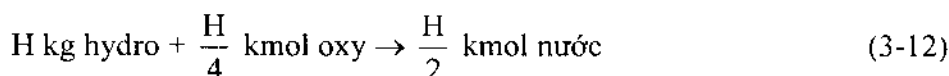
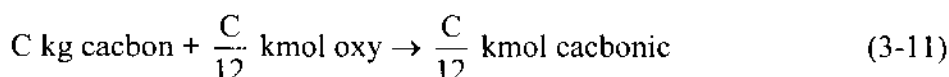
• M_o

Để tính M_o ta có thể sử dụng hai phương pháp. Theo *phương pháp thứ nhất*, ta cũng xuất phát từ các phương trình (3-3) và (3-4).





Tương tự tính cho C kg cacbon và H kg hydro:



Tương tự như trên, lượng oxy cần thiết M_o để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là tổng lượng oxy của (3-11) và (3-12) trừ đi lượng oxy có sẵn trong nhiên liệu với lưu ý rằng phân tử lượng của oxy là 32.

$$O_o = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-13)$$

Thành phần thể tích của oxy trong không khí r_{O_2} có thể lấy bằng 0,21. Do đó lượng không khí cần thiết M_o để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là:

$$M_o = \frac{O_o}{r_{O_2}} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-14)$$

Theo phương pháp thứ hai, sử dụng (3-9) để tính O_o theo kmol/kgnl bằng cách chia về phải của nó cho 32 là phân tử lượng của oxy, ta lại được (3-13):

$$O_o = \frac{1}{32} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \text{ (kmol/kgnl)}$$

Tiếp theo, tương tự như trên ta tính được M_o theo (3-14).

3.2.1.2 Hệ số dư lượng không khí

Tỷ lệ giữa lượng không khí thực tế nạp vào động cơ và lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn cùng một lượng nhiên liệu là một đại lượng đặc trưng cho mức độ đậm nhạt của hòa khí, gọi là hệ số dư lượng không khí λ .

$$\lambda = \frac{L}{L_o} = \frac{M}{M_o}$$

L (kg/kgnl) và M (kmol/kgnl) là lượng không khí thực tế nạp vào động cơ ứng với 1 kg nhiên liệu còn L_o và M_o là lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu được xác định theo (3-10) và (3-14).

Với định nghĩa hệ số dư lượng không khí λ như trên ta có thể nói: khi $\lambda \geq 1$ tức là đủ và thừa không khí thì nhiên liệu cháy hoàn toàn, còn khi $\lambda < 1$ tức là thiếu không khí thì nhiên liệu cháy không hoàn toàn.

3.2.1.3 Lượng khí nạp mới

Lượng khí nạp mới M_1 là số kmol môi chất nạp vào động cơ ứng với 1 kg nhiên liệu.

Đa số động cơ xăng hiện nay tạo hòa khí từ bên ngoài xy lanh động cơ (trừ động cơ phun xăng trực tiếp, xem chương VII) nên khí nạp mới bao gồm không khí và nhiên liệu:

$$M_1 = M + \frac{1}{\mu_{n1}} = \lambda M_0 + \frac{1}{\mu_{n1}} \quad (3-15)$$

với μ_{n1} là phân tử lượng của xăng, có thể lấy bằng 114 kg/kmol.

Đối với động cơ diesel, khí nạp mới chỉ có không khí nên:

$$M_1 = M = \lambda M_0 \quad (3-16)$$

3.2.1.4 Sản vật cháy

Sản vật cháy M_2 của quá trình cháy hoàn toàn nhiên liệu bao gồm cacbonic CO_2 , hơi nước H_2O , oxy thừa O_2 và nitơ N_2 . Một cách gần đúng, có thể coi không khí chỉ bao gồm oxy và nitơ (coi là khí trơ), do đó thành phần thể tích của nitơ $r_{N_2} = 0,79$. Xét cho 1 kg nhiên liệu, ta có:

$$\text{từ (3-11)} \quad M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} \text{ (kmol/kgnl)}$$

$$\text{từ (3-12)} \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} \text{ (kmol/kgnl)}$$

$$\text{lượng oxy thừa} \quad M_{\text{O}_2} = 0,21(M - M_0) = 0,21(\lambda - 1)M_0$$

$$\text{và lượng nitơ} \quad M_{\text{N}_2} = 0,79M = 0,79\lambda M_0$$

Lượng sản vật cháy M_2 sẽ là tổng các thành phần cấu thành:

$$\begin{aligned} M_2 &= \sum M_i = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,21(\lambda - 1)M_0 + 0,79\lambda M_0 \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \lambda M_0 - 0,21M_0 \end{aligned} \quad (3-17)$$

Thay $0,21M_0$ từ (3-14) vào (3-17) và rút gọn ta được:

$$M_2 = \lambda M_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \quad (3-18)$$

3.2.2 Nhiên liệu cháy không hoàn toàn

Khi không đủ không khí ($\lambda < 1$) nhiên liệu sẽ cháy không hoàn toàn. Do cháy thiếu oxy, một phần cacbon cháy tạo thành CO_2 và phần còn lại cháy tạo thành CO . Tương tự, một phần hydro cháy tạo thành hơi nước, phần còn lại ở dạng khí hydro H_2 . Sản phẩm cháy khi đó gồm các thành phần sau: cacbonic CO_2 , monoxit cacbon CO , hơi nước H_2O , hydro H_2 và nitơ N_2 .

Thí nghiệm phân tích khí thải động cơ chỉ ra rằng: tỷ lệ thành phần H_2 và CO chỉ phụ thuộc loại nhiên liệu (phụ thuộc tỷ lệ $\frac{H}{C}$) mà không phụ thuộc vào λ nên có thể đặt bằng một hằng số k:

$$k = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = \text{const} \quad (3-19)$$

Ví dụ, khi $\frac{H}{C} = 0,17 \div 0,19$ thì $k = 0,45 \div 0,5$; còn khi $\frac{H}{C} = 0,13$ thì $k = 0,3$.

Để tính toán các thành phần trong sản vật cháy, ta sử dụng thêm phương trình phản ứng cháy không hoàn toàn của cacbon sau đây:



Gọi k_C là tỷ lệ cacbon cháy tạo thành CO. Vậy lượng cacbon (tính cho 1 kg nl) cháy tạo thành CO là $k_C C$, phần còn lại $(1 - k_C)C$ cháy tạo thành CO_2 .

Để tính M_{CO} ta dựa vào (3-20) thiết lập quan hệ:

24 kg cacbon + 1 kmol oxy $\rightarrow$ 2 kmol monoxit cacbon

$$k_C C \text{ kg cacbon} + \frac{k_C C}{24} \text{ kmol oxy} \rightarrow \frac{k_C C}{12} \text{ kmol monoxit cacbon} \quad (3-21)$$

Như vậy:

$$M_{CO} = \frac{k_C C}{12} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-22)$$

Để tính M_{CO_2} ta phải dựa vào (3-11) với chú ý thay C bằng $(1 - k_C)C$, ta có:

$$(1 - k_C)C \text{ kg cacbon} + (1 - k_C) \frac{C}{12} \text{ kmol oxy} \rightarrow (1 - k_C) \frac{C}{12} \text{ kmol cacbonic} \quad (3-23)$$

Như vậy

$$M_{CO_2} = (1 - k_C) \frac{C}{12} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-24)$$

Gọi k_H là tỷ lệ hydro không cháy và do đó tồn tại ở dạng khí. Lượng hydro không cháy sẽ là $k_H H$ (kg/kgnl). Với chú ý rằng phân tử lượng của hydro bằng 2, ta có:

$$M_{H_2} = \frac{k_H H}{2} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-25)$$

Phần hydro còn lại $(1 - k_H)H$ (kg/kgnl) cháy tạo thành H_2O . Để tính M_{H_2O} ta dựa vào (3-12) với chú ý thay H bằng $(1 - k_H)H$:

$$(1 - k_H)H \text{ kg hydro} + \frac{(1 - k_H)H}{4} \text{ kmol oxy} \rightarrow \frac{(1 - k_H)H}{2} \text{ kmol nước} \quad (3-26)$$

Như vậy:

$$M_{H_2O} = \frac{(1 - k_H)H}{2} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-27)$$

Thành phần nitơ:

$$M_{N_2} = 0,79M = 0,79\lambda M_o$$

Tổng sản vật cháy M_2 sẽ là:

$$\begin{aligned} M_2 &= \sum M_i = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\lambda M_o \end{aligned} \quad (3-28)$$

Để có thể tính toán từng thành phần cụ thể, không phụ thuộc vào các tỷ lệ k_C và k_H ta thiết lập hệ phương trình sau:

Từ (3-22) và (3-24) ta được:

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12} \quad (3-29)$$

Từ (3-25) và (3-27) ta được:

$$M_{H_2} + M_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad (3-30)$$

Các phương trình (3-29), (3-30) cùng với (3-19) ($k = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = \text{const}$) tạo thành một hệ 3 phương trình với 4 ẩn số là M_{CO_2} , M_{CO} , M_{H_2} , M_{H_2O} . Để tìm các thành phần này, ta phải thiết lập thêm một phương trình độc lập xuất phát từ điều kiện tổng lượng oxy cho các phản ứng cháy tạo thành CO_2 , CO và H_2O bằng tổng lượng oxy do không khí và nhiên liệu cung cấp.

$$M_{O_2}^{CO_2} + M_{O_2}^{CO} + M_{O_2}^{H_2O} = 0,21\lambda M_o + \frac{O}{32} \quad (3-31)$$

Từ (3-23) ta có thể viết:

$$M_{O_2}^{CO_2} = \frac{(1 - k_C)C}{12} = M_{CO_2} \quad (3-32)$$

Tương tự, từ (3-21)

$$M_{O_2}^{CO} = \frac{k_C C}{24} = \frac{M_{CO}}{2} \quad (3-33)$$

và từ (3-26) ta có:

$$M_{O_2}^{H_2O} = \frac{(1 - k_H)H}{4} = \frac{M_{H_2O}}{2} \quad (3-34)$$

Thay (3-32), (3-33) và (3-34) vào (3-31) ta được:

$$M_{\text{CO}_2} + \frac{M_{\text{CO}}}{2} + \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{2} = 0,21\lambda M_0 + \frac{O}{32} \quad (3-35)$$

Giải hệ phương trình (3-19), (3-29), (3-30) và (3-35) ta được:

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}} &= 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \\ M_{\text{CO}_2} &= \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \\ M_{\text{H}_2} &= 0,42k \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{H}{2} - 0,42k \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \end{aligned} \quad (3-36)$$

Kết thúc phần tính toán sản vật cháy cho cả hai trường hợp cháy hoàn toàn và cháy không hoàn toàn chúng ta cần lưu ý một số điểm sau đây.

Thứ nhất, các phản ứng cháy đã được đơn giản hoá là các phản ứng oxy hoá thông thường và chỉ xét đến sản phẩm cuối cùng, không qua các phản ứng trung gian theo lý thuyết động học phản ứng. Ngoài ra, phản ứng của nitơ với oxy trong điều kiện nhiệt độ cao cũng không được xét đến. Trong thực tế, khí thải của động cơ xăng và diesel đều chứa oxit nitơ NO_x là một trong những thành phần độc hại cần phải khống chế. Vấn đề này sẽ được khảo sát trong chuyên đề Khí thải động cơ và vấn đề ô nhiễm môi trường.

Thứ hai, các phản ứng oxy hoá chỉ xảy ra trong một giới hạn nhất định của hệ số dư lượng không khí λ gọi là giới hạn cháy. Giới hạn trên của λ_{max} là giá trị mà ngoài giới hạn này hòa khí quá nhạt không cháy được. Đối với nhiên liệu xăng λ_{max} nằm trong khoảng $1,2 \div 1,6$ còn đối với nhiên liệu diesel λ_{max} có thể lớn hơn 10. Giới hạn dưới λ_{min} là giá trị mà dưới đó hòa khí quá đậm (quá thiếu oxy) nên không thể cháy được. Trong tính toán khí cháy không hoàn toàn ($\lambda < 1$) ứng với trường hợp động cơ xăng, người ta coi λ_{min} là giá trị mà tại đó toàn bộ cacbon trong nhiên liệu chỉ cháy tạo thành CO. Nói cách khác, $M_{\text{CO}_2} = 0$. Từ (3-36):

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\lambda_{\text{min}}}{1+k} M_0 = 0$$

ta rút ra:

$$\lambda_{\text{min}} = 1 - \frac{C}{12} \cdot \frac{1+k}{0,42M_0}$$

Ví dụ, với xăng có $C = 0,855$; $H = 0,145$ ($O = 0$) và $k = 0,5$ thì $\lambda_{\text{min}} \approx 0,5$.

3.2.3 Thay đổi thể tích khí cháy

Lượng sản phẩm cháy là M_2 nói chung khác với lượng khí nạp mới M_1 . Do đó có thể kết luận rằng môi chất có sự thay đổi thể tích khí cháy. Sau đây ta sẽ xét một cách cụ thể.

3.2.3.1 Lượng biến đổi phân tử

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

a. Cháy hoàn toàn ($\lambda \geq 1$)

Xét hai trường hợp:

• Xăng

M_2 tính theo (3-18) còn M_1 theo (3-15):

$$\begin{aligned} M_2 - M_1 &= \lambda M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} \\ \Delta M &= \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \end{aligned} \quad (3-37)$$

• Diesel

M_2 tính theo (3-18) còn M_1 theo (3-16)

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \quad (3-38)$$

b. Cháy không hoàn toàn ($\lambda_{\min} < \lambda < 1$)

Trường hợp này chỉ có ở động cơ xăng vì λ của động cơ diesel luôn lớn hơn 1 (xem phần quá trình cháy, mục 4.3). M_2 tính theo (3-28) còn M_1 theo (3-15).

$$\begin{aligned} \Delta M &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\lambda M_o - \lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - 0,21\lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} \end{aligned}$$

Ta thêm vào và bớt đi $\frac{O}{32}$ rồi biến đổi:

$$\begin{aligned} \Delta M &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - 0,21\lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} + \frac{O}{32} - \frac{O}{32} \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} + \frac{H}{4} - 0,21\lambda M_o + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \end{aligned}$$

Từ (3-14) ta có:

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} = 0,21M_o$$

Vậy cuối cùng ta có:

$$\begin{aligned}\Delta M &= 0,21M_o - 0,21\lambda M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \\ &= 0,21(1 - \lambda)M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}}\end{aligned}\quad (3-39)$$

3.2.3.2 Hệ số biến đổi phân tử lý thuyết

Người ta định nghĩa hệ số biến đổi phân tử lý thuyết đặc trưng cho mức độ thay đổi thể tích tương đối khi cháy như sau:

$$\beta_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_1 + \Delta M}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}$$

Để tính β_o ta phân biệt các trường hợp cụ thể.

a. Xăng

Đối với xăng, ta phân biệt hai trường hợp sau:

• Cháy hoàn toàn ($\lambda \geq 1$)

ΔM tính theo (3-37) còn M_1 theo (3-16)

$$\beta_o = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}}$$

• Cháy không hoàn toàn ($\lambda_{\min} < \lambda < 1$)

ΔM tính theo (3-39) còn M_1 theo (3-16)

$$\beta_o = 1 + \frac{0,21(1 - \lambda)M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}}$$

b. Diesel

ΔM lấy từ (3-38) còn M_1 theo (3-16):

$$\beta_o = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\lambda M_o}$$

3.2.3.3 Hệ số biến đổi phân tử thực tế

Thực tế trong động cơ trước và sau quá trình cháy luôn có một lượng khí sót M_r trong thành phần của môi chất công tác. Vì vậy, để tính đến sự thay đổi thể tích diễn ra trong động cơ có kể đến vai trò của khí sót, người ta định nghĩa hệ số biến đổi phân tử thực tế như sau:

$$\beta = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \quad (3-40)$$

Chia tử và mẫu số của (3-40) cho M_1 và gọi:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} \quad (3-41)$$

là hệ số khí sót, ta được:

$$\beta = \frac{\beta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

Trong quá trình cháy, tính đến thời điểm khi tỷ lệ nhiên liệu cháy cháy hết là x (-) thì hệ số biến đổi phân tử lúc đó được gọi là hệ số biến đổi phân tử tức thời β_x . Giả thiết gần đúng rằng, lượng biến đổi phân tử tức thời tỷ lệ với lượng nhiên liệu đã cháy, ta có thể viết:

$$\beta_x = \frac{M_1 + M_r + x\Delta M}{M_1 + M_r} = 1 + \frac{x(M_2 - M_1)}{M_1 + M_r} = 1 + x \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} \quad (3-42)$$

Sau khi tính toán sự thay đổi phân tử của quá trình cháy, ta có thể rút ra một số nhận xét sau đây:

- $\Delta M > 0$ và $\beta_o, \beta, \beta_x > 1$ do đó có thể kết luận rằng khi cháy thể tích tăng dẫn tới có lợi về công.

- Khi cháy hoàn toàn ($\lambda \geq 1$) ΔM chỉ phụ thuộc vào thành phần của nhiên liệu (C, H, O). Còn khi cháy không hoàn toàn ($\lambda_{\min} < \lambda < 1$) ΔM không những phụ thuộc thành phần nhiên liệu mà còn phụ thuộc λ .

3.3 Tỷ nhiệt của môi chất công tác

Tỷ nhiệt của môi chất là một thông số vật lý cần thiết trong tính toán nhiệt động. Vấn đề này đã được đề cập kỹ lưỡng ở trong các giáo trình vật lý hoặc nhiệt kỹ thuật. Sau đây chúng ta chỉ nhắc lại tóm tắt những ý chính cần thiết cho việc tính toán chu trình công tác thực tế của động cơ.

3.3.1 Tỷ nhiệt phụ thuộc nhiệt độ

Tỷ nhiệt của môi chất nói chung phụ thuộc vào nhiệt độ. Một cách gần đúng chúng ta có thể coi đây là quan hệ tuyến tính:

$$C_{\mu T} = a_v + bT \quad (3-43)$$

với $C_{\mu T}$ (kJ/kmol.K) là tỷ nhiệt đẳng tích của một kmol, T (K) là nhiệt độ tuyệt đối của môi chất, a_v và b là các hằng số thực nghiệm.

Ví dụ, đối với không khí, N_2 , O_2 , CO là các khí có hai nguyên tử có thể sử dụng công thức [2]:

$$C_{\mu VT} = 19,806 + 0,00419T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-44)$$

Trong tính toán người ta thường sử dụng giá trị tỷ nhiệt trung bình trong khoảng nhiệt độ từ 0 (K) đến nhiệt độ T (K) đang khảo sát:

$$\bar{C}_{\mu VT} = a_v + \frac{b}{2}T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-45)$$

Tỷ nhiệt đẳng áp trung bình được xác định theo công thức sau:

$$\bar{C}_{\mu pT} = \bar{C}_{\mu VT} + 8,314 \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-46)$$

3.3.2 Tỷ nhiệt của khí nạp mới

Khí nạp mới trong động cơ diesel là không khí còn khí nạp mới trong phần lớn động cơ xăng là hỗn hợp xăng - không khí. Nói chung tỷ lệ nhiên liệu trong hỗn hợp rất nhỏ nên có thể bỏ qua khi tính toán tỷ nhiệt. Vì vậy có thể coi tỷ nhiệt của khí nạp mới nói chung cho cả hai loại động cơ là tỷ nhiệt của không khí tính toán theo công thức (3-44).

3.3.3 Tỷ nhiệt của sản vật cháy

Sản vật cháy là một hỗn hợp khí phức tạp. Khi tính toán có thể sử dụng những công thức kinh nghiệm sau [2]:

- $\lambda \geq 1$

$$C''_{\mu VT} = \left(19,867 + \frac{1,634}{\lambda} \right) + \left(427,38 + \frac{184,36}{\lambda} \right) 10^{-5} T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

- $0,7 \leq \lambda < 1$

$$C''_{\mu VT} = (17,997 + 3,504\lambda) + (360,34 + 252,4\lambda) 10^{-5} T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

3.3.4 Tỷ nhiệt của hỗn hợp công tác

Trong quá trình nén, hỗn hợp công tác gồm khí nạp mới và khí sót. Tỷ nhiệt đẳng tích của hỗn hợp công tác khi đó được tính toán theo công thức sau:

$$C'_{\mu VT} = \sum_{i=1}^n \Gamma_i C_{\mu VTi}$$

Trong trường hợp này $n = 2$, ta có:

$$C'_{\mu VT} = \frac{M_l}{M_l + M_r} C_{\mu VT} + \frac{M_r}{M_l + M_r} C''_{\mu VT} = \frac{M_l C_{\mu VT} + M_r C''_{\mu VT}}{M_l + M_r} = \frac{C_{\mu VT} + \gamma_r C''_{\mu VT}}{1 + \gamma_r} \quad (3-47)$$

Sau khi thay $C_{\mu VT}$ và $C''_{\mu VT}$ vào (3-47) và rút gọn, ta lại được $C'_{\mu VT}$ có dạng tuyến tính như (3-43):

$$C'_{\mu VT} = a'_v + b'T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

Tỷ nhiệt đẳng tích trung bình của hỗn hợp $\bar{C}'_{\mu VT}$ được xác định theo (3-45):

$$\bar{C}'_{\mu VT} = a'_v + \frac{b'}{2} T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-48)$$

Tỷ nhiệt đẳng áp trung bình của hỗn hợp $\bar{C}'_{\mu pT}$ được xác định theo (3-46):

$$\bar{C}'_{\mu pT} = a'_v + \frac{b'}{2} T + 8,314 = a'_p + \frac{b'}{2} T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

với:

$$a'_p = a'_v + 8,314 \text{ (kJ/kmol.K)}$$

CHƯƠNG IV

CHU TRÌNH THỰC TẾ CỦA ĐỘNG CƠ ĐÓT TRONG

Khác với chu trình lý tưởng, chu trình thực tế của động cơ đốt trong cũng giống như mọi chu trình thực tế của các máy công tác khác là chu trình hở, không thuận nghịch. Cụ thể, chu trình thực tế có quá trình trao đổi khí và do đó có tổn thất khí nạp thải (ví dụ tổn thất áp suất); các quá trình nén và giãn nở không phải đoạn nhiệt mà có tổn thất nhiệt cho môi trường xung quanh; quá trình cháy có tổn thất như cháy không hết và phân giải sản vật cháy... Ngoài ra, môi chất công tác thay đổi trong một chu trình nên tỷ nhiệt của môi chất cũng thay đổi.

Nghiên cứu chu trình thực tế nhằm những mục đích sau:

- Tìm qui luật diễn biến của các quá trình tạo nên chu trình thực tế và xác định những nhân tố ảnh hưởng. Qua đó tìm ra phương hướng nâng cao tính kinh tế và hiệu quả của chu trình.
- Xác lập những phương trình tính toán các thông số của động cơ khi thiết kế và kiểm nghiệm động cơ.

4.1 Quá trình nạp

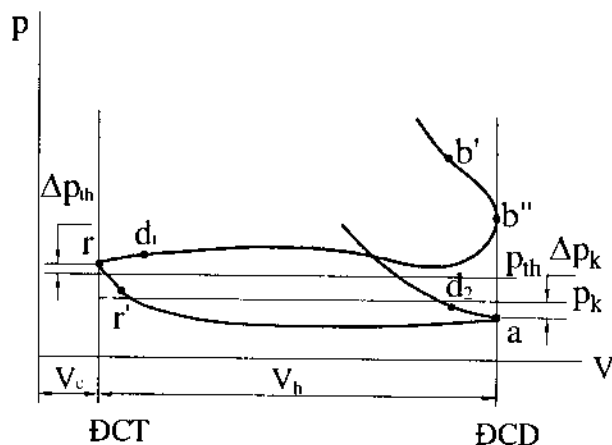
4.1.1 Diễn biến quá trình nạp và hệ số nạp

Quá trình nạp là một bộ phận của quá trình trao đổi khí, tiếp theo quá trình thải và có liên hệ mật thiết với quá trình này. Vì vậy khi nghiên cứu quá trình nạp không thể tách rời khỏi mối liên hệ với quá trình thải. Đối với mỗi loại động cơ khác nhau, quá trình nạp diễn ra với những nét đặc trưng riêng.

4.1.1.1 Động cơ bốn kỳ không tăng áp

Quá trình nạp bắt đầu ngay sau quá trình thải. Tại điểm r, hình 4-1, trong xy lanh chứa đầy khí sót. Khi piston đi xuống, khí sót giãn nở, áp suất trong xy lanh giảm xuống. Xupáp thải đóng muện tại điểm r. Từ thời điểm áp suất trong xy lanh bằng áp suất trước xupáp nạp trở đi, khí nạp mới thực sự đi vào trong xy lanh và hoà trộn với khí sót tạo thành hòa khí công tác. Áp suất trong xy lanh phụ thuộc vào tốc độ của piston, có giá trị nhỏ nhất tại vị trí vận tốc piston cực đại. Tại điểm ĐCD (điểm a), ta có thể viết:

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$



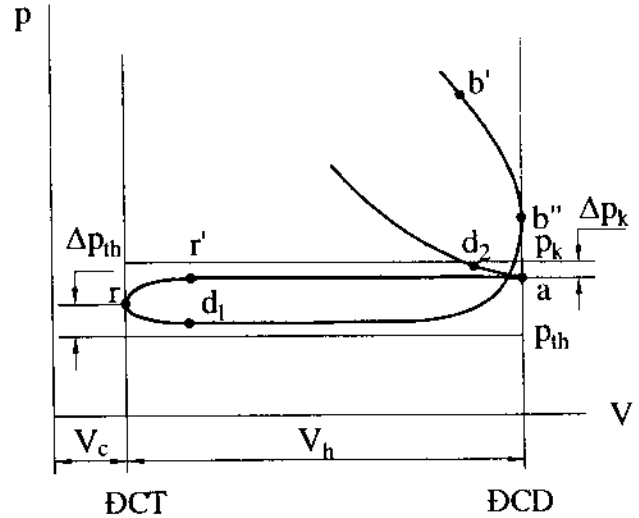
Hình 4-1. Diễn biến quá trình nạp động cơ bốn kỳ không tăng áp

với Δp_k là tổn thất áp suất nạp. Đối với động cơ không tăng áp, có thể coi gần đúng $p_k \approx p_0$ và $T_k \approx T_0$.

4.1.1.2 Động cơ bốn kỳ tăng áp

Đặc điểm của động cơ tăng áp là áp suất đường nạp lớn hơn áp suất đường thải $p_k > p_{th} > p_0$, hình 4-2. Khi xupáp nạp mở sớm tại điểm d_1 thì khí nạp mới đi ngay vào xylanh quét khí đã làm việc qua xupáp thải ra đường thải. Từ điểm r' ứng với thời điểm xupáp thải đóng muộn trở đi thì chỉ có quá trình nạp khí nạp mới vào xylanh. Cũng như ở động cơ bốn kỳ không tăng áp, xupáp nạp đóng muộn tại điểm d_2 . Từ hình 4-2 ta cũng có thể viết:

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$



Hình 4-2. Diễn biến quá trình nạp động cơ bốn kỳ tăng áp

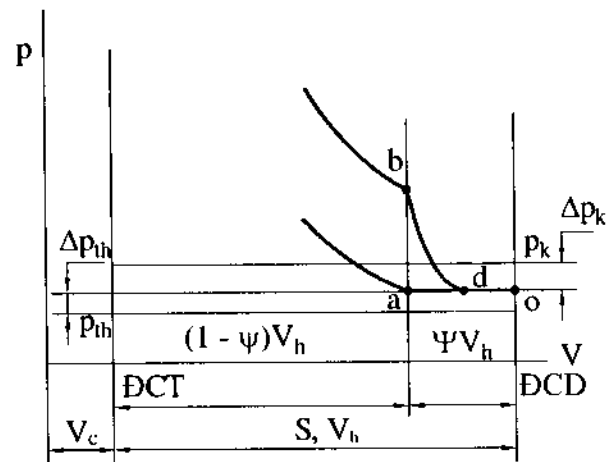
4.1.1.3 Động cơ hai kỳ
Ta trở lại loại động cơ hai kỳ đơn giản nhất quét thải qua cửa, xem hình 1-5. Từ khi piston mở cửa quét tại điểm d cho đến khi đến ĐCD (hình 4-3) khí nạp mới có áp suất cao đi vào xylanh đồng thời quét khí đã cháy ra cửa thải. Khi piston đổi chiều chuyển động đi từ ĐCD đến ĐCT, quá trình quét nạp vẫn tiếp tục cho đến khi piston đóng cửa quét tại d . Từ đó cho đến khi piston đóng cửa thải tại a , môi chất trong xylanh bị đẩy qua cửa thải ra đường thải (giai đoạn lọt khí). Như vậy, quá trình quét (nạp) - thải trong động cơ 2 kỳ so với động cơ 4 kỳ phức tạp hơn nhiều do dùng khí quét khí. Chúng ta sẽ trở lại vấn đề này trong chương VI.

Từ hình 4-3 ta cũng có thể viết:

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$

Từ phân tích diễn biến quá trình nạp trong các động cơ khác nhau ta có thể rút ra một vài nhận xét sau:

- Khí nạp mới đi vào trong xylanh phải khắc phục sức cản lưu động nên có tổn thất áp suất Δp_k .



Hình 4-3. Diễn biến quá trình nạp động cơ hai kỳ

- Trong tất cả các loại động cơ nêu trên không thể quét hết sản vật cháy ra khỏi xylanh. Nói cách khác, trong xylanh vẫn còn một lượng khí sót hoà trộn với khí nạp mới.

- Khí nạp mới đi vào xylanh tiếp xúc với các chi tiết trong buồng cháy và hoà trộn với khí sót có nhiệt độ cao nên được sấy nóng.

Tất cả những điều đó làm cho lượng khí nạp mới trong xylanh khi kết thúc quá trình nạp thông thường khác so với lượng khí nạp mới lý thuyết có thể chứa trong thể tích xylanh V_h qui về điều kiện ở đường nạp với nhiệt độ T_k và áp suất p_k . Vì vậy, để đánh giá chất lượng quá trình nạp, người ta đưa ra thông số hệ số nạp η_v được định nghĩa như sau:

$$\eta_v = \frac{G_l}{G_h} = \frac{M_l}{M_h} = \frac{V_l}{V_h} \quad (4-1)$$

G_l (kg) và M_l (kmol) là lượng khí nạp mới thực tế trong xylanh khi kết thúc quá trình nạp và V_l là thể tích của lượng khí nạp mới đó qui về điều kiện nhiệt độ T_k và áp suất p_k .

G_h (kg) và M_h (kmol) là lượng khí nạp mới lý thuyết chứa trong thể tích V_h trong điều kiện nhiệt độ T_k và áp suất p_k .

Với:

$$G_h = \rho_k V_h$$

Hệ số nạp là một thông số đặc trưng cho chất lượng quá trình nạp, thông thường nhỏ hơn 1, sẽ được khảo sát kỹ lưỡng ở các phần sau.

Đối với động cơ hai kỳ hệ số nạp tính theo (4-1) là hệ số nạp lý thuyết vì trong động cơ hai kỳ có tồn thất hành trình. Thể tích công tác thực tế không phải là V_h mà là $(1-\psi)V_h$ với ψ là hệ số tồn thất hành trình

$\psi = \frac{a_0}{S}$ (hình 4-3) với S là hành trình piston.

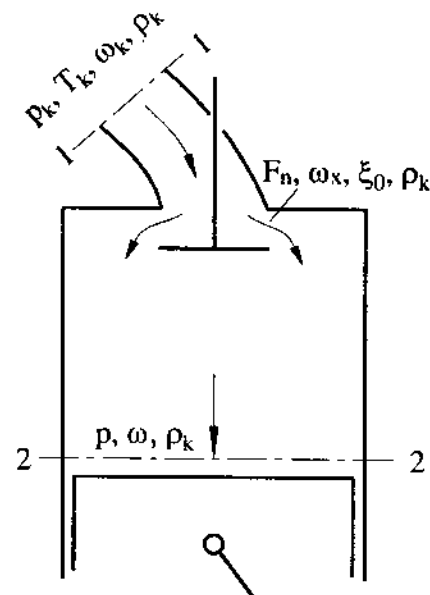
Hệ số nạp thực tế được tính như sau:

$$\eta'_v = \frac{V_l}{V'_h} = \frac{V_l}{(1-\psi)V_h} = \frac{\eta_v}{(1-\psi)}$$

4.1.2 Những thông số cơ bản của quá trình nạp

4.1.2.1 Áp suất cuối quá trình nạp p_a

Áp suất cuối quá trình nạp p_a là một thông số quan trọng để đánh giá chất lượng quá trình nạp. Nếu p_a càng lớn thì lượng khí nạp mới càng nhiều và ngược lại. Để tìm hiểu mối quan hệ giữa p_a với các thông số kết cấu và thông số làm việc của động cơ, ta dựa vào lược đồ tính toán trên hình 4-4 với những giả thiết đơn giản hoá.



Hình 4-4. Lược đồ tính toán áp suất p_a

Trong thực tế, áp suất dọc theo dòng chảy thay đổi ít nên có thể coi khối lượng riêng của môi chất $\rho_k \approx \text{const}$. Phương trình Bernoulli cho dòng chảy giữa mặt cắt 1-1 và 2-2 có dạng:

$$\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{\omega_k^2}{2} = \frac{p}{\rho_k} + \frac{\omega^2}{2} + \xi_0 \frac{\omega_x^2}{2} \quad (4-2)$$

trong đó:

p_k : áp suất đường nạp tại mặt cắt 1-1 sau lọc gió (có thể coi $p_k \approx \text{const}$ vì nơi này giống như một bình ổn áp);

ω_k : vận tốc môi chất tại mặt cắt 1-1, $\omega_k \approx 0$;

ω : vận tốc môi chất tại mặt cắt 2-2;

ω_x : vận tốc môi chất tại họng xupáp;

p : áp suất trong xylanh;

ξ_0 : hệ số tổn thất đường nạp qui dẫn về họng xupáp.

Gọi $\beta = \frac{\omega}{\omega_x}$ là hệ số hãm dòng khí, phương trình (4-2) khi đó có dạng:

$$\frac{p_k}{\rho_k} = \frac{p}{\rho_k} + (\beta^2 + \xi_0) \frac{\omega_x^2}{2} \quad (4-3)$$

Một cách gần đúng có thể coi dòng chuyển động là ổn định, vận tốc của môi chất trong xylanh bằng vận tốc trung bình của piston c_m . Khi đó phương trình liên tục có dạng:

$$F_n \omega_x = F_p c_m = F_p \frac{S_n}{30}$$

với F_n là diện tích thông qua của xupáp nạp và F_p là diện tích tiết diện ngang piston. Từ đó rút ra:

$$\omega_x = \frac{F_p S_n}{30 F_n} = k \frac{n}{F_n} \quad (4-4)$$

với k là hằng số. Từ (4-3) ta tìm giá trị tổn thất áp suất $\Delta p'_k = p_k - p$ và chú ý đến (4-4):

$$\Delta p'_k = p_k - p = (\beta^2 + \xi_0) \frac{\rho_k}{2} k^2 \frac{n^2}{F_n^2} = k' \frac{n^2}{F_n^2} \quad (4-5)$$

trong đó k' là hệ số.

Dựa vào (4-5) ta có thể phân tích những thông số ảnh hưởng đến tổn thất áp suất quá trình nạp. Dễ dàng nhận thấy rằng khi β , ξ_0 , n giảm và F_n tăng thì $\Delta p'_k$ giảm và ngược lại.

Tại điểm a cuối hành trình nạp $\Delta p'_k = \Delta p_k = p_k - p_a$, khi đó Δp_k cũng có dạng như (4-5):

$$\Delta p_k = p_k - p_a = k_n \frac{n^2}{F_n^2} \quad (4-6)$$

với k_n là hệ số đường nạp phụ thuộc chủ yếu vào thời gian và các thông số kết cấu của cơ cấu phối khí.

Từ (4-6) ta rút ra:

$$p_a = p_k - \Delta p_k = p_k - k_n \frac{n^2}{F_n^2} \quad (4-7)$$

Trong thực tế, muốn tăng p_a ta áp dụng những biện pháp sau:

- Thiết kế đường nạp có hình dạng, kích thước hợp lý và bề mặt ống nạp phải nhẵn để giảm sức cản khí động.

- Chọn tỷ số $\frac{F_n}{F_p}$ thích hợp để β nhỏ nhất có thể.

- Tăng F_n bằng cách tăng đường kính xupáp với những biện pháp sau: giảm S/D tức tăng D và giảm S; tăng số xupáp như dùng 2, thậm chí 3 xupáp nạp nhằm tận dụng tối đa diện tích bố trí xupáp; bố trí xupáp nghiêng so với đường tâm xy lanh trong buồng cháy chòm cầu.

Chú ý rằng trong động cơ xăng, hệ số cản toàn bộ của đường nạp ξ_0 còn phụ thuộc rất nhiều vào độ mở của van tiết lưu tức là phụ thuộc tải trọng. Cụ thể, khi tăng tải, van tiết lưu mở to hơn thì sức cản giảm (ξ_0 giảm) và ngược lại.

Tính toán p_a theo (4-7) hoàn toàn không đơn giản vì nhiều thông số rất khó xác định. Vì vậy, trong tính toán người ta thường chọn p_a theo các số liệu kinh nghiệm.

- Động cơ bốn kỳ không tăng áp:

$$p_a = (0,8 \div 0,9)p_k$$

- Động cơ bốn kỳ tăng áp:

$$p_a = (0,9 \div 0,96)p_k$$

- Động cơ hai kỳ quét vòng:

$$p_a = \frac{p_k + p_{th}}{2}$$

- Động cơ hai kỳ quét thẳng:

$$p_a \approx (0,85 \div 1,05)p_k$$

Hiện nay, với công cụ mô hình hoá sử dụng các phần mềm 3D CFD (Computational Fluid Dynamics) như FLUENT (Mỹ), FIRE (Áo)... có thể tính toán khá chính xác dòng chảy cùng với diễn biến áp suất trong đường nạp và trong xy lanh động cơ (xem mục 4.6.3).

4.1.2.2 Hệ số khí sót γ_r

Hệ số khí sót γ_r đã được định nghĩa bởi công thức (3-41):

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_l}$$

có thể xác định bằng tính toán hay bằng thực nghiệm.

a. Tính toán hệ số khí sót

Lượng sản vật cháy còn lại khi kết thúc quá trình thải của chu trình trước M_r (p_r , V_r , T_r) là khí sót. Xuất phát từ phương trình trạng thái đối với khí sót và biến đổi, ta có:

$$M_r = \frac{p_r V_r}{8314 T_r} = \frac{p_r V_r}{8314 T_r} \frac{V_c}{V_c} = \frac{p_r V_c}{8314 T_r} \lambda_q \quad (4-8)$$

với $\lambda_q = \frac{V_r}{V_c}$ gọi là hệ số quét buồng cháy.

Đối với động cơ bốn kỳ thì $0 \leq \lambda_q \leq 1$, khi không quét buồng cháy $\lambda_q = 1$ còn khi quét sạch buồng cháy $\lambda_q = 0$. Khi tính toán động cơ có thể chọn $\lambda_q = 1$ cho động cơ không tăng áp và $\lambda_q = 0,9 \div 0,95$ cho động cơ tăng áp.

Trong động cơ hai kỳ thì λ_q thay đổi trong dải rất rộng, giới hạn trên có thể lớn hơn 1.

Thay $V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$ vào (4-8), sau đó thay M_r vào công thức định nghĩa γ_r và chú ý đến (4-1) ta có:

$$\gamma_r = \lambda_q \frac{p_r V_h}{8314(\varepsilon - 1)M_l T_r} = \lambda_q \frac{p_r V_h}{8314(\varepsilon - 1)\eta_v M_h T_r} \quad (4-9)$$

Công thức (4-9) là công thức tổng quát để xác định γ_r . Tuy nhiên, để tính được γ_r theo (4-9) ta phải biết M_l hay η_v (còn M_h được xác định từ phương trình trạng thái $M_k = \frac{p_k V_h}{8314 T_k}$). Trong phần 4.1.2.5 dưới đây sẽ diễn giải tới công thức (4-18) tính γ_r độc lập với η_v thường được sử dụng khi tính toán chu trình công tác của động cơ bốn kỳ.

b. Xác định hệ số khí sót bằng phân tích khí

Bằng phương pháp phân tích khí (lấy mẫu rồi phân tích, xem bài giảng Khí thải và ô nhiễm môi trường) có thể xác định thành phần của CO_2 của môi chất công tác trong quá trình nén là r'_{CO_2} và của khí thải (sản vật cháy) là r''_{CO_2} . Xuất phát từ nhận xét: lượng CO_2 của môi chất trong quá trình nén chính là lượng khí CO_2 trong khí sót của chu trình trước $M_{\text{CO}_2, r}$, ta có:

$$r'_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2,r}}{M_i + M_r}$$

$$r''_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2,r}}{M_r}$$

Từ đó ta có:

$$\frac{r''_{\text{CO}_2}}{r'_{\text{CO}_2}} = 1 + \frac{1}{\gamma_r}$$

và tìm được γ_r :

$$\gamma_r = \frac{r'_{\text{CO}_2}}{r''_{\text{CO}_2} - r'_{\text{CO}_2}}$$

Về nguyên tắc có thể xác định γ_r bằng tính toán và thực nghiệm cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ. Tuy nhiên, trong động cơ hai kỳ có quá trình quét thải phức tạp do dùng khí quét khí nên rất khó xác định chính xác λ_q . Do đó γ_r của động cơ 2 kỳ thường được xác định bằng thực nghiệm theo phương pháp phân tích khí nêu trên.

c. Những thông số ảnh hưởng đến γ_r

• Áp suất p_r

Theo (4-9) khi tăng p_r thì γ_r sẽ tăng. Nếu như thải vào tuốcbin hay bộ xử lý khí thải thì p_r sẽ tăng so với trường hợp chỉ thải vào bình tiêu âm.

Đối với quá trình thải ta cũng có thể xét tương tự như quá trình nạp nên có thể áp dụng công thức (4-6) và (4-7) với lưu ý đến chiều dòng chảy:

$$p_r = p_{th} + \Delta p_r = p_{th} + k_{th} \frac{n^2}{F_{th}^2} \quad (4-10)$$

trong đó k_{th} hệ số phụ thuộc chủ yếu vào các thông số kết cấu đường thải và F_{th} là tiết diện thông qua của xu páp thải.

Những thông số ảnh hưởng đến Δp_r cũng tương tự như những thông số ảnh hưởng đến Δp_k đã xét ở 4.1.2.1.

Tương tự như đối với p_a , khi xác định p_r thay vì tính theo (4-10) người ta thường chọn p_r theo kinh nghiệm.

Động cơ tốc độ thấp: $p_r = (1,03 \div 1,06)p_{th}$

Động cơ cao tốc: $p_r = (1,05 \div 1,10)p_{th}$

Hầu hết động cơ đều thải qua bình tiêu âm, khi đó: $p_{th} = (1,02 \div 1,04)p_0$.

Đối với động cơ tăng áp, p_{th} là áp suất trước tuốc bin. Vấn đề này sẽ được nghiên cứu trong giáo trình Tăng áp động cơ.

• Nhiệt độ T_r

Khi T_r tăng, theo (4-9) thì γ_r sẽ giảm và ngược lại. Nhưng trong thực tế, khi T_r tăng sẽ làm cho T_a tăng và do đó làm giảm lượng khí nạp mới M_1 lại dẫn tới γ_r tăng. Tổng hợp lại có thể kết luận rằng T_r ít ảnh hưởng đến γ_r .

T_r phụ thuộc vào nhiều yếu tố. Tải trọng nhỏ và hệ số truyền nhiệt α giữa môi chất công tác qua các chi tiết trong buồng cháy ra môi trường làm mát lớn thì T_r nhỏ và ngược lại.

Khi tính toán thường lựa chọn T_r trong phạm vi sau:

Động cơ xăng: $T_r = 900 \div 1000 \text{ K}$

Động cơ diesel: $T_r = 700 \div 900 \text{ K}$

• Tỷ số nén ϵ

Theo (4-9), khi ϵ tăng thì γ_r giảm và ngược lại. Từ đó suy ra, so với động cơ xăng thì động cơ diesel có γ_r nhỏ hơn vì có tỷ số nén lớn hơn.

• Lượng khí nạp mới M_1

Theo định nghĩa γ_r và theo (4-9), rõ ràng là M_1 tăng thì γ_r giảm và ngược lại.

• Tải trọng

Khi xét ảnh hưởng của tải trọng, ta xét hai trường hợp.

Đối với *động cơ xăng* thông thường khi giảm tải phải đóng bớt van tiết lưu. Khi đó sức cản tăng nên M_1 giảm và γ_r tăng nhanh. Còn ở *động cơ diesel* thì γ_r ít phụ thuộc vào tải trọng.

Theo kinh nghiệm thực tế γ_r có giá trị như sau:

Đối với *động cơ bốn kỳ*:

• Động cơ xăng: $\gamma_r = 0,06 \div 0,1$

• Động cơ diesel: $\gamma_r = 0,03 \div 0,06$.

Đối với *động cơ hai kỳ*, γ_r phụ thuộc rất lớn vào phương pháp quét thải.

• Quét thẳng: $\gamma_r = 0,03 \div 0,12$

• Quét vòng: $\gamma_r = 0,08 \div 0,25$

• Quét vòng bằng hộp cacte - trục khuỷu: $\gamma_r = 0,25 \div 0,40$

4.1.2.3 Nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới

Khí nạp mới từ đường nạp có nhiệt độ T_k đi vào xylanh sẽ được sấy nóng bởi các chi tiết có nhiệt độ cao trong buồng cháy, đồng thời nhiên liệu trong hòa khí đối với động cơ xăng sẽ bay hơi. Nhiệt độ khí nạp mới khi đó sẽ thay đổi một lượng là ΔT :

$$\Delta T = \Delta T_t - \Delta T_{bh}$$

trong đó ΔT_i là độ tăng nhiệt độ của khí nạp mới do truyền nhiệt còn ΔT_{bh} là độ giảm nhiệt độ do nhiên liệu trong khí nạp mới bay hơi. Động cơ diesel có $\Delta T_{bh} = 0$.

ΔT_i phụ thuộc chủ yếu vào các yếu tố sau:

- Hệ số trao đổi nhiệt α giữa môi chất và vách các chi tiết: ΔT_i tăng theo α .
- Thời gian tiếp xúc giữa môi chất và vách các chi tiết: tốc độ n càng lớn, thời gian tiếp xúc giảm dẫn tới ΔT_i càng nhỏ.
- Tải trọng của động cơ: ở chế độ tải trọng lớn, nhiệt độ các chi tiết T_w cao nên ΔT_i lớn.

Cần chú ý rằng, nhiều động cơ xăng dùng nhiệt của động cơ (ví dụ từ ống thải) để sấy nóng đường nạp, tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình bay hơi và hoà trộn của xăng với không khí nên T_k tăng dẫn đến ΔT_i giảm. Tuy nhiên sấy nóng đường nạp làm giảm mật độ của khí nạp mới tức là làm giảm M_1 , vì vậy đường nạp không được sấy nóng quá. Chính vì lý do này nên không sấy nóng đường nạp ở động cơ diesel.

Trong thực tế đối với động cơ không tăng áp:

$$\Delta T = 20 \div 40 \text{ K đối với động cơ diesel}$$

$$\Delta T = 0 \div 20 \text{ K đối với động cơ xăng.}$$

Còn đối với động cơ tăng áp nhưng không làm mát trung gian khí tăng áp thì ΔT nhỏ hơn một chút.

4.1.2.4 Nhiệt độ cuối quá trình nạp

Để tính toán nhiệt độ cuối quá trình nạp T_a trong động cơ bốn kỳ, giả thiết rằng khí nạp mới và khí sót hoà trộn đẳng áp tại áp suất p_a .

Lượng khí nạp mới $M_1(p_k, T_k)$ đi vào xylanh được sấy nóng tới trạng thái $M_1(T_k + \Delta T, p_a)$.

Lượng khí sót $M_r(T_r, p_r)$ giãn nở đến trạng thái mới $M_r(T'_r, p_a)$. Coi khí sót giãn nở đa biến từ (p_r, T_r) đến (p_a, T'_r) ta có:

$$T'_r = T_r \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (4-11)$$

với m là chỉ số giãn nở đa biến của khí sót, trong tính toán có thể chọn m trong khoảng $1,45 \div 1,5$.

Với điều kiện hoà trộn đẳng áp thì entanpi trước và sau hoà trộn bảo toàn, ta có:

$$\bar{C}_{\mu p}(T_k + \Delta T)M_1 + \bar{C}_{\mu p}''M_r T'_r = \bar{C}_{\mu p}'(M_1 + M_r)T_a \quad (4-12)$$

Coi gần đúng $\bar{C}_{\mu p}' \approx \bar{C}_{\mu p}$ và đặt

$$\lambda_t = \frac{C_{\mu p}''}{C_{\mu p}}$$

là hệ số hiệu chỉnh tỷ nhiệt. Theo kinh nghiệm λ_t phụ thuộc hệ số dư lượng không khí λ như sau:

	λ	0,8	1,0	1,2	1,4
Đối với động cơ xăng:	λ_t	1,13	1,17	1,14	1,11

Đối với động cơ diesel: khi $\lambda = 1,5 \div 1,8$ thì có thể lấy $\lambda_t = 1,1$.

Chia hai vế của (4-12) cho M_1 rồi thay T_r' từ (4-11) và biến đổi ta được:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t \gamma_r T_r \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{m-1}{m}}}{1 + \gamma_r} \quad (4-13)$$

Khi tính toán có thể tham khảo các số liệu đối với T_a như sau:

$T_a = 310 \div 350$ K đối với động cơ không tăng áp,

$T_a = 320 \div 400$ K đối với động cơ tăng áp.

4.1.2.5 Hệ số nạp

Hệ số nạp có thể xác định bằng tính toán hoặc bằng thực nghiệm dựa vào định nghĩa (4-1):

$$\eta_v = \frac{G_l}{G_b} = \frac{M_l}{M_b} = \frac{V_l}{V_b}$$

a. Tính toán hệ số nạp

Xét tổng quát cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ, tại điểm a cuối quá trình nạp, hình 4-1, 4-2 và 4-3, lượng môi chất công tác bao gồm khí nạp mới và khí sót là $M_a = M_{la} + M_r$.

Trong động cơ bốn kỳ, cho đến khi đóng xupáp nạp tại điểm d_2 , hình 4-1 và 4-2, khí nạp mới được nạp thêm một lượng, khi đó lượng môi chất công tác là $M_l + M_r$. Đặt:

$$\lambda_m = \frac{M_l + M_r}{M_a} = M_l \frac{1 + \gamma_r}{M_a}$$

là hệ số nạp thêm, theo kinh nghiệm nằm trong khoảng $\lambda_m = 1,02 \div 1,06$.

Trong động cơ hai kỳ, có thể coi như quá trình quét thải kết thúc khi piston đóng cửa nạp nên không có hiện tượng nạp thêm, khi đó $\lambda_m = 1$.

Một cách tổng quát có thể viết:

$$M_l = \frac{\lambda_m}{1 + \gamma_r} M_a = \frac{\lambda_m}{1 + \gamma_r} \cdot \frac{p_a V_a}{8314 T_a}$$

Từ định nghĩa M_h xuất phát từ (4-1) và áp dụng phương trình trạng thái ta có:

$$M_h = \frac{p_k V_h}{8314 T_k}$$

Thay M_1 và M_h vào công thức tính η_v ở trên, ta có:

$$\eta_v = \lambda_{nt} \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{V_a}{V_h} \cdot \frac{T_k}{T_a(1 + \gamma_r)} \quad (4-14)$$

với chú ý rằng:

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

Thay $T_a(1 + \gamma_r)$ từ công thức (4-13) vào (4-14) rồi rút gọn ta được:

$$\eta_v = \lambda_m \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r \lambda_r T_r \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{1}{m}}} \quad (4-15)$$

Tuy nhiên, để tính η_v ta cần biết γ_r , nhưng theo (4-9) thì γ_r lại phụ thuộc M_1 . Vì vậy, để có thể xác định độc lập η_v và γ_r ta biến đổi như sau.

Thay M_1 từ định nghĩa η_v (4-1):

$$M_1 = \eta_v M_h = \eta_v \frac{p_k V_h}{8314 T_k}$$

vào γ_r trong phương trình (4-9) ta được:

$$\gamma_r = \frac{\lambda_q}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_r}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_r} \cdot \frac{1}{\eta_v} \quad (4-16)$$

Giải hệ phương trình (4-15) và (4-16) ta được:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[\varepsilon \lambda_m - \lambda_r \lambda_q \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \quad (4-17)$$

$$\gamma_r = \lambda_q \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{1}{\varepsilon \lambda_m - \lambda_r \lambda_q \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}}} \quad (4-18)$$

b. Xác định hệ số nạp bằng thực nghiệm

Lưu lượng khí nạp mới, tốc độ vòng quay động cơ và các thông số trạng thái như p_k và T_k được đo trực tiếp trên băng thử động cơ. Từ kết quả đo tính toán được lượng khí

nạp mới G_1 và G_h rồi thay vào công thức định nghĩa (4-1) để tìm η_v . Vấn đề này sẽ xét kỹ hơn ở môn học Thí nghiệm động cơ.

4.1.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến hệ số nạp

Trong số các thông số cơ bản của quá trình nạp thì hệ số nạp η_v là thông số tổng hợp đặc trưng cho chất lượng quá trình nạp. Sau đây ta sẽ khảo sát ảnh hưởng của các yếu tố và qua đó tìm ra những phương pháp nhằm nâng cao hệ số nạp. Các công thức tính toán hệ số nạp ở mục 4.1.2.5 a về nguyên tắc dùng cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ. Tuy nhiên, trong động cơ hai kỳ rất khó xác định hệ số quét λ_q , mặt khác quá trình quét thải rất phức tạp nên sẽ được khảo sát riêng kỹ lưỡng hơn trong chương 6. Do đó, dưới đây ta chỉ sử dụng những công thức tính toán nói trên để khảo sát các nhân tố ảnh hưởng đến hệ số nạp trong động cơ bốn kỳ nhưng những kết luận rút ra vẫn có tính tổng quát chung cho cả động cơ hai kỳ.

4.1.3.1 Tỷ số nén ε

Ta sử dụng công thức (4-17) xét cho hai trường hợp.

- $\lambda_q = 0$: quét sạch buồng cháy

$$\eta_v = \lambda_m \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} = k \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

với $k = \text{const}$. Một cách dễ dàng nhận thấy khi ε tăng thì η_v giảm và ngược lại.

- $\lambda_q = 1$: không quét buồng cháy

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[\varepsilon \lambda_m - \lambda_t \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^m \right] \quad (4-19)$$

Để đơn giản khi khảo sát ta coi $\lambda_m = \lambda_t = m = 1$. Khi đó (4-19) có dạng:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \left[\varepsilon \frac{p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right] \quad (4-20)$$

Đạo hàm (4-20) ta được:

$$\frac{d\eta_v}{d\varepsilon} = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1)^2} \left(\frac{p_r}{p_k} - \frac{p_a}{p_k} \right) > 0$$

vì $p_r > p_a$

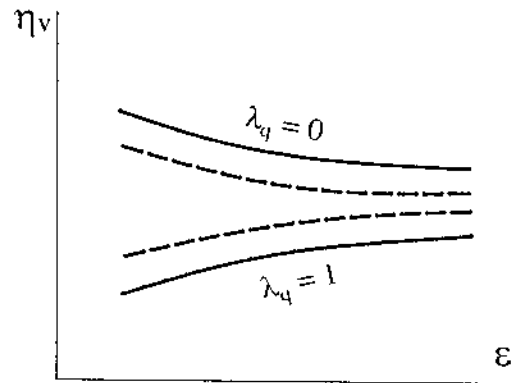
Điều đó chứng tỏ khi tăng ε sẽ làm tăng η_v và ngược lại.

Kết quả tổng hợp hai trường hợp được trình bày trên hình (4-2). Trong thực tế $0 < \lambda_q < 1$ nên các đường biểu diễn sẽ là các đường ---. Thực nghiệm chứng tỏ ε ảnh hưởng ít đến η_v .

4.1.3.2 Áp suất p_a

Theo (4-17) áp suất p_a ảnh hưởng quyết định đến η_v . Từ quan hệ $p_a = p_k - \Delta p_k$ dễ dàng nhận thấy rằng, những nhân tố làm giảm Δp_k sẽ làm tăng p_a và ngược lại (xem 4.1.3.1).

Tới đây ta có thể suy ra rằng, so với động cơ xăng thì động cơ diesel có tổn thất áp suất nạp nhỏ hơn (do cân cục bộ đường nạp và tốc độ vòng quay nhỏ hơn) nên có hệ số nạp cao hơn: $\eta_{vdiesel} > \eta_{vxăng}$.



Hình 4-5. Khảo sát ảnh hưởng của tỷ số nén đến hệ số nạp

4.1.3.3 Trạng thái nạp (p_k, T_k)

• p_k

Khi tăng p_k thì p_a sẽ tăng, tỷ số $\frac{p_a}{p_k} = \frac{p_k - \Delta p_k}{p_k} = 1 - \frac{\Delta p_k}{p_k}$ tăng một ít vì tổn thất áp suất tương đối $\frac{\Delta p_k}{p_k}$ theo kinh nghiệm thường giảm trong vùng làm việc của động cơ, do đó theo (4-17) η_v sẽ tăng.

• T_k

Khi tăng T_k thì ΔT giảm, theo (4-17) thì η_v tăng. Thực nghiệm chỉ ra rằng η_v tăng tỷ lệ với $\sqrt{T_k}$. Tuy nhiên phải lưu ý rằng, η_v tăng do tăng T_k không có nghĩa là làm tăng lượng khí nạp mới vào xy lanh, vì khi đó mật độ khí nạp mới ρ_k giảm.

4.1.3.4 Trạng thái thải (p_r, T_r)

• p_r

Theo (4-17), khi p_r tăng, η_v giảm. Điều đó cũng có thể dễ dàng nhận thấy qua suy luận sau đây: khi p_r tăng thì khí sót giãn nở nhiều hơn làm giảm thể tích dành cho khí nạp mới nên η_v giảm.

• T_r

Theo (4-9) khi tăng T_r sẽ làm cho γ_r giảm (xem 4.1.2.2) nên có thể coi như $\gamma_r T_r \approx \text{const}$ trong (4-15), tức là T_r hầu như không ảnh hưởng đến η_v .

4.1.3.5 Nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới ΔT

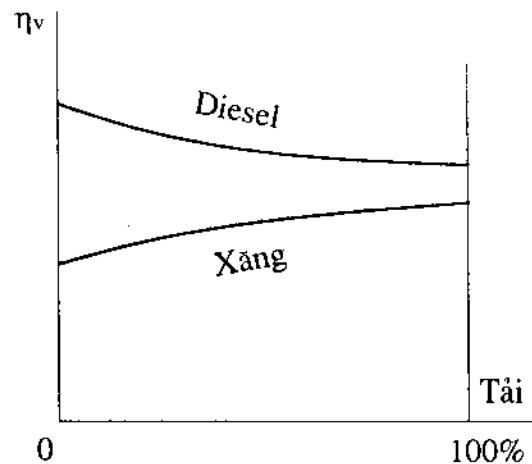
Theo (4-17) khi tăng ΔT thì η_v giảm. Điều này đã phân tích rõ ở mục 4.1.1. Tuy nhiên, ảnh hưởng của ΔT tới η_v không lớn.

4.1.3.6 Góc phối khí

Các góc mở sớm đóng muộn xupáp ảnh hưởng rất lớn đến hệ số nạp. Góc phối khí lớn làm tăng tiết diện thời gian mở xupáp, qua đó làm giảm tổn thất Δp_k và Δp_{th} nên η_v

tăng. Ngoài ra, góc đóng muộn xupáp nạp có tác dụng tận dụng quán tính nạp thêm khí nạp mới cũng làm tăng η_v . Đối với động cơ tăng áp, hiện tượng quét khí trong vùng góc trùng điệp (xupáp nạp và xupáp thải cùng mở cuối nạp đầu thải) cũng có tác dụng tăng η_v .

Góc phối khí đảm bảo hệ số nạp lớn nhất và công bơm nhỏ nhất là góc phối khí tối ưu. Góc phối khí tối ưu thường lựa chọn bằng thực nghiệm dựa vào đồ thị công. Đối với động cơ thông thường không thay đổi góc phối khí thì góc phối khí tối ưu chỉ ứng với một chế độ tốc độ cụ thể được lựa chọn bởi người thiết kế tùy theo tính năng sử dụng của động cơ (xem chương Đặc tính động cơ). Một số động cơ ô tô hiện đại, có góc phối khí thay đổi sao cho đạt được giá trị tối ưu cho hầu hết chế độ làm việc của động cơ, ví dụ TOYOTA dùng công nghệ VVT-i (Variable Valve Timing and Lift with Intelligence), HONDA dùng VTEC (Valve Timing Electronic Control), BMW có công nghệ VANOS (Variable Nockenwellen Steuerung).... Nguyên tắc chung là sử dụng hệ thống cơ điện tử bao gồm hai trục cam riêng cho cam nạp và cam thải trên nắp xylanh, giữa chúng bố trí một cơ cấu được điều khiển bởi một bộ ECU để xoay tương đối hai trục với nhau nhằm thay đổi góc phối khí cho phù hợp với chế độ làm việc của động cơ. Tất nhiên, cấu tạo và điều khiển cơ cấu phối khí khi đó sẽ rất phức tạp.



Hình 4-6. Ảnh hưởng của tải trọng đến hệ số nạp

4.1.3.7 Tải trọng

• Động cơ diesel

Khi tăng tải, nhiệt độ các chi tiết trong buồng cháy tăng nên ΔT tăng làm cho η_v giảm đôi chút. Theo kinh nghiệm, khi tải tăng từ không tải đến toàn tải thì η_v giảm khoảng 3 ÷ 4%.

• Động cơ xăng

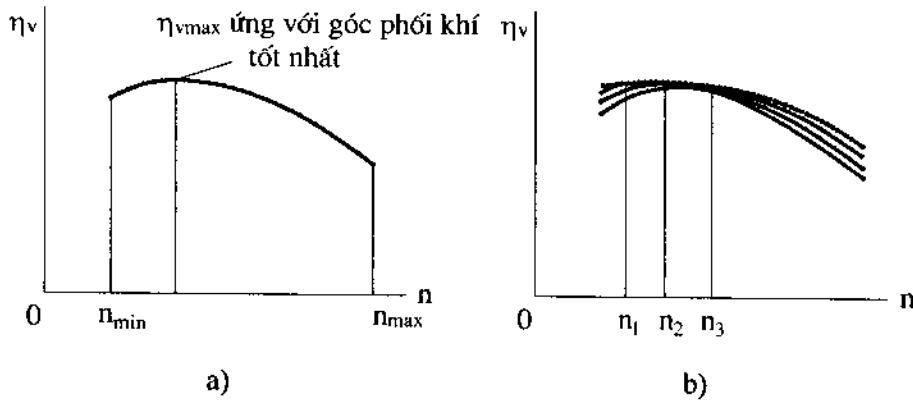
Khi tăng tải cũng làm cho ΔT tăng như trình bày ở trên. Tuy nhiên, khi tăng tải ở hầu hết động cơ xăng phải mở rộng van tiết lưu, sức cản đường nạp giảm đáng kể nên η_v tăng mạnh lấn át ảnh hưởng của ΔT .

Tổng hợp ảnh hưởng của tải trọng đến hệ số nạp được trình bày trên hình 4-6.

4.1.3.8 Tốc độ vòng quay n

Khi tăng n thì Δp_k và Δp_r cùng tăng làm giảm η_v . Đồng thời do thời gian sấy nóng khí nạp mới giảm nên ΔT giảm dẫn tới tăng η_v nhưng ảnh hưởng của ΔT nhỏ. Vì vậy nói chung η_v giảm. Tuy nhiên, nếu kể đến ảnh hưởng của pha phối khí tối ưu thì ban đầu η_v

tăng cho tới khi đạt cực đại tại tốc độ ứng với pha phối khí tối ưu rồi mới giảm, hình 4-7a. Nếu như động cơ có điều chỉnh tự động góc phối khí tối ưu thì hệ số nạp luôn đạt giá trị tối ưu ở mọi tốc độ vòng quay. Khi đó, đường hệ số nạp sẽ là đường bao --- trên hình 4-7b.



Hình 4-7. Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay đến hệ số nạp

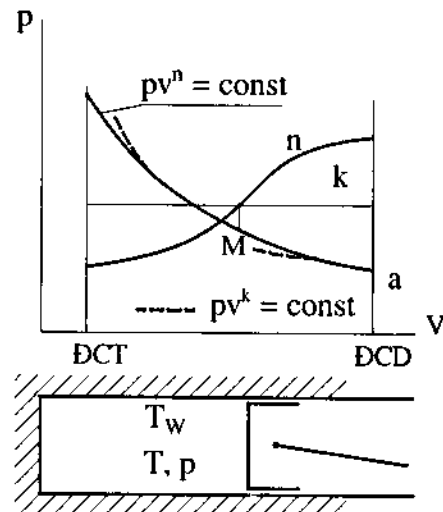
4.2 Quá trình nén

Quá trình nén nhằm mục đích mở rộng phạm vi nhiệt độ (giữa nguồn nóng và nguồn lạnh trong chu trình Cárnot tương đương) để nâng cao hiệu suất của chu trình.

4.2.1 Diễn biến và các thông số cơ bản

Trong quá trình nén, nhiệt độ, áp suất môi chất tăng dần, diện tích trao đổi nhiệt giữa môi chất và thành vách các chi tiết trong buồng cháy giảm... cho nên quá trình nén là quá trình trao đổi nhiệt phức tạp. Một cách tổng quát có thể coi đây là quá trình nén đa biến $pV^n = \text{const}$ với chỉ số đa biến n thay đổi. Nhiệt lượng trao đổi không những thay đổi trị số mà còn thay đổi về hướng.

Đầu quá trình nén, hình 4-8, nhiệt độ môi chất nhỏ hơn nhiệt độ vách các chi tiết $T < T_w$, môi chất nhận nhiệt, đường nén khí đó dốc hơn đường đoạn nhiệt, $n > k$ trong đó k là số mũ đoạn nhiệt của môi chất.



Hình 4-8. Diễn biến quá trình nén

Trong quá trình nén, áp suất và nhiệt độ của môi chất tăng dần, chênh lệch nhiệt độ $T - T_W$ giảm nên nhiệt lượng nhận giảm dần dần tới n cũng giảm dần. Cho tới khi $T = T_W$, nhiệt lượng trao đổi bằng 0, lúc đó $n = k$.

Trong giai đoạn tiếp theo, do $T > T_W$ nên môi chất mất nhiệt cho vách các chi tiết nên $n < k$.

Để đơn giản khi tính toán, ta thay quá trình nén đa biến với n thay đổi bằng quá trình nén với chỉ số nén đa biến $n_1 = \text{const}$ với điều kiện cùng điểm đầu a và cùng công nén. Chỉ số n_1 được gọi là chỉ số nén đa biến trung bình, theo kinh nghiệm nằm trong khoảng $1,32 \div 1,39$. Nếu coi gần đúng môi chất là không khí với $k = 1,41$ thì $n_1 < k$ nên có thể kết luận rằng tính cho toàn bộ quá trình nén thì môi chất mất nhiệt cho vách các chi tiết.

Nếu như biết được n_1 ta có thể dễ dàng tìm được nhiệt độ và áp suất cuối quá trình nén (không cháy) tại điểm c .

$$\begin{aligned} p_c &= p_a \varepsilon^{n_1} \\ T_c &= T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \end{aligned} \quad (4-21)$$

4.2.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình nén

Để xác định n_1 ta dựa vào định luật nhiệt động I

$$Q_{ac} = L_{ac} + \Delta U = L_{ac} + U_c - U_a \quad (4-22)$$

$$\bullet L_{ac} = -\frac{1}{n_1 - 1} (p_c V_c - p_a V_a) = -\frac{8314}{n_1 - 1} (M_c T_c - M_a T_a)$$

Nếu bỏ qua nạp thêm $M_a = M_c = M_1(1 + \gamma_r)$ thì:

$$L_{ac} = -\frac{8314 M_1 (1 + \gamma_r)}{n_1 - 1} (T_c - T_a) \quad (4-23)$$

$$\bullet U_c - U_a = M_c \bar{C}'_{\mu vc} T_c - M_a \bar{C}'_{\mu va} T_a = M_1 (1 + \gamma_r) (\bar{C}'_{\mu vc} T_c - \bar{C}'_{\mu va} T_a)$$

(với qui ước là chỉ số T trong (3-45) được thay bằng tên điểm tương ứng (a, c) cho đơn giản. Qui ước này cũng sẽ được dùng khi tính toán các quá trình tiếp theo).

$$\begin{aligned} &= M_1 (1 + \gamma_r) \left[\left(a'_v + \frac{b'}{2} T_c \right) T_c - \left(a'_v + \frac{b'}{2} T_a \right) T_a \right] \\ &= M_1 (1 + \gamma_r) \left[a'_v (T_c - T_a) + \frac{b'}{2} (T_c^2 - T_a^2) \right] \\ &= M_1 (1 + \gamma_r) (T_c - T_a) \left[a'_v + \frac{b'}{2} (T_c + T_a) \right] \end{aligned} \quad (4-24)$$

Thay (4-23), (4-24) và (4-21) vào (4-22) và chú ý $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$ rồi rút gọn, ta được:

$$\frac{Q_{ac}}{M_1(1 + \gamma_r)T_a(\epsilon^{n_1-1} - 1)} = a'_v + \frac{b'}{2} T_a(\epsilon^{n_1-1} + 1) - \frac{8314}{n_1 - 1} \quad (4-25)$$

Phương trình cân bằng nhiệt trong quá trình nén (4-25) có những ý nghĩa sau:

- Nếu biết n_1 sẽ tìm được Q_{ac} là đại lượng rất khó xác định trực tiếp bằng thực nghiệm. Bằng thiết bị chỉ thị kế (indicator) có thể lấy được đồ thị công p-V sau đó phân tích đồ thị để tìm được n_1 .
- Trong trường hợp chưa biết n_1 có thể dùng (4-25) để xác định sơ bộ n_1 với giả thiết rằng $Q_{ac} = 0$ ta rút ra:

$$n_1 - 1 = \frac{8314}{a'_v + \frac{b'}{2} T_a(\epsilon^{n_1-1} + 1)} \quad (4-26)$$

Đây là biện pháp thường dùng trong tính toán đồ án môn học Động cơ đốt trong. Đầu tiên ta chọn một giá trị n_1 nào đó. Thay lần lượt giá trị vừa chọn vào vế phải và vế trái của (4-26) rồi so sánh kết quả. Nếu sai lệch lớn thì chọn giá trị n_1 khác rồi tính lại. Cho đến khi sai lệch giữa hai vế đủ nhỏ thì giá trị chọn chính là n_1 cần tìm.

4.2.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến n_1

Như trên đã trình bày, tính trong toàn bộ quá trình nén thì môi chất mất nhiệt. Do đó những nhân tố nào làm giảm mất nhiệt sẽ làm cho n_1 tăng và ngược lại.

4.2.3.1 Tốc độ vòng quay n

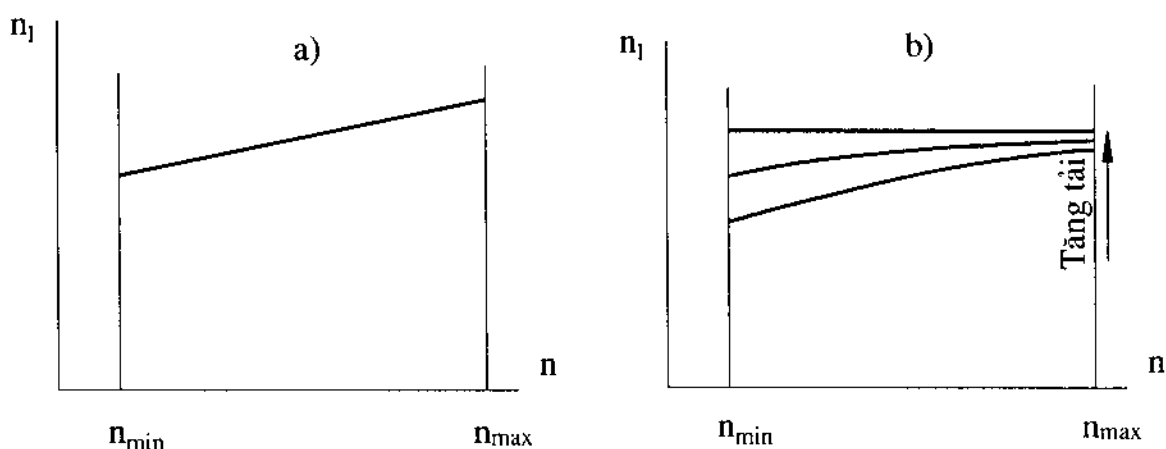
Xét tổng quát, khi tăng tốc độ vòng quay n , thời gian trao đổi nhiệt và lọt khí giảm nên môi chất mất nhiệt ít hơn làm cho n_1 tăng. Theo kinh nghiệm n_1 tăng gần như tỷ lệ với n . Điều này đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

Riêng với động cơ xăng, còn phải kể đến lượng nhiệt môi chất mất cho bay hơi xăng trong quá trình nén xét cho hai trường hợp.

- *Ở chế độ tải lớn*: van tiết lưu mở to, sức cản nhỏ (hệ số cản ξ_0 trong (4-2) nhỏ). Khi tăng n , tổn thất áp suất (tỷ lệ với $\xi_0 n^2$) tăng chậm nên áp suất sau van tiết lưu cũng giảm chậm. Do đó điều kiện bay hơi của xăng tại đây không được cải thiện là mấy trong khi thời gian bay hơi giảm. Điều đó làm cho lượng xăng bay hơi trên đường nạp giảm tức là lượng xăng còn lại bay hơi trong xy lanh sẽ tăng lên. Môi chất khi đó sẽ mất nhiệt nhiều hơn làm giảm n_1 . Tổng hợp lại với ảnh hưởng tổng quát, $n_1 \approx \text{const}$.

- *Ở chế độ tải nhỏ*: van tiết lưu mở bé, sức cản lớn (hệ số cản ξ_0 lớn). Khi tăng n , tổn thất áp suất (tỷ lệ với $\xi_0 n^2$) tăng nhanh nên áp suất sau van tiết lưu cũng giảm nhanh. Vì vậy, điều kiện bay hơi của xăng tại đây được cải thiện đáng kể cho nên mặc dù thời gian bay hơi giảm nhưng lượng xăng bay hơi tại đây không bị ảnh hưởng, do đó hầu như không làm thay đổi lượng xăng bay hơi trong xy lanh. Khi đó chỉ còn ảnh hưởng tổng quát làm tăng n_1 .

Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay n đến n_1 được thể hiện tổng hợp trên hình 4-9.



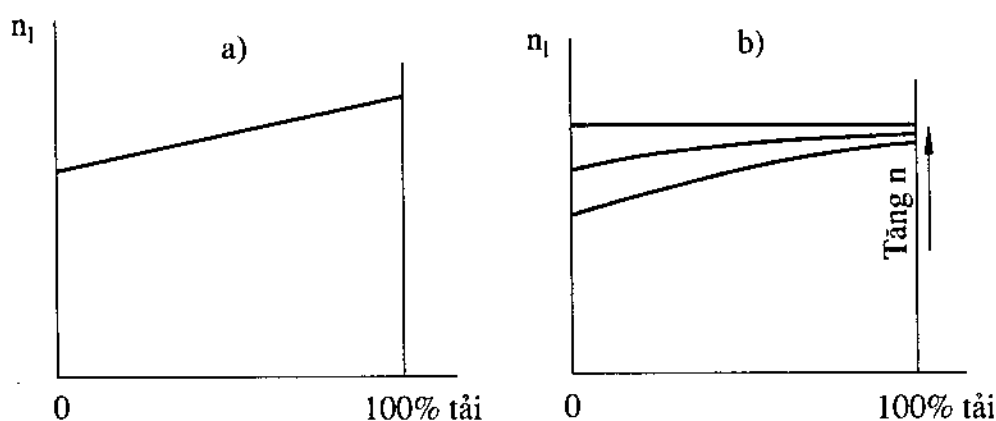
Hình 4-9. Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay tới n_l :

a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

4.2.3.2 Tải trọng

Xét tổng quát, khi tăng tải, nhiệt độ trung bình các chi tiết T_w tăng dẫn tới môi chất giảm mất nhiệt. Mặt khác lọt khí tăng nên môi chất mất nhiệt nhiều hơn. Tuy nhiên, thực nghiệm chứng tỏ ảnh hưởng thứ nhất mạnh hơn nên n_l tăng nhưng không nhiều. Điều này đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

Riêng với động cơ xăng, tương tự như xét ảnh hưởng của tốc độ vòng quay, ta còn phải kể đến lượng nhiệt môi chất mất cho bay hơi xăng trong quá trình nén. Bằng suy luận tương tự với lưu ý vai trò của ξ_0 và n^2 đổi chỗ cho nhau, ta có thể dễ dàng khảo sát cho hai trường hợp sau.



Hình 4-10. Ảnh hưởng của tải trọng tới n_l :

a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

- Ở chế độ tốc độ n lớn: khi tăng tải phải mở rộng thêm van tiết lưu, tổn thất áp suất giảm nhanh nên áp suất sau van tiết lưu tăng nhanh làm cho điều kiện bay hơi của

xăng tại đây kém đi. Mặt khác, thời gian bay hơi ngắn trong khi lượng nhiên liệu tăng theo tải. Tất cả những điều đó làm cho lượng xăng bay hơi trong xy lanh sẽ tăng lên. Môi chất khí đó sẽ mất nhiệt nhiều hơn làm giảm n_1 . Tổng hợp lại với ảnh hưởng tổng quát, n_1 gần như không đổi.

- Ở chế độ tốc độ n nhỏ: khi tăng tải cũng phải mở rộng thêm van tiết lưu, tổn thất áp suất giảm chậm nên áp suất sau van tiết lưu tăng chậm ảnh hưởng ít đến điều kiện bay hơi. Mặt khác, thời gian bay hơi đủ dài để phần lớn nhiên liệu bay hơi tại đây. Vì vậy, lượng xăng bay hơi trong xy lanh cũng ít bị ảnh hưởng. Do đó chỉ còn ảnh hưởng tổng quát xét ở trên, tức là n_1 tăng.

Tổng hợp ảnh hưởng của tải trọng đến n_1 được thể hiện trên hình 4-10.

4.2.3.3 Kích thước xy lanh

Ta xét hai trường hợp:

- $S/D = \text{const}$, khi giảm D (tức là giảm cả S nên V_h giảm) sẽ làm cho $\frac{F_{lm}}{V_h}$ tăng (vì

$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$ và nếu coi gần đúng diện tích mát mát nhiệt chỉ là diện tích xung quanh của

xy lanh $F_{lm} = \pi DS$ thì $\frac{F_{lm}}{V_h}$ tỷ lệ với $\frac{1}{D}$) nên mất nhiệt tăng, n_1 giảm. Như vậy động cơ nhỏ bất lợi hơn.

- $V_h = \text{const}$, khi giảm S/D (tức tăng D , giảm S) làm $\frac{F_{lm}}{V_h}$ giảm nên n_1 tăng. Như vậy động cơ có S/D nhỏ có lợi hơn.

4.2.3.4 Tình trạng kỹ thuật

Nếu các chi tiết như piston - xy lanh, xecmăng, mòn nhiều, xupáp đóng không kín khí thì lọt khí nhiều sẽ làm giảm n_1 .

Nếu trạng thái tản nhiệt từ buồng cháy không tốt như đóng cặn trong hệ thống làm mát, kết muội than trong buồng cháy... sẽ làm giảm mất nhiệt nên n_1 tăng. Tuy nhiên, cần lưu ý là những yếu tố trên có làm tăng n_1 (có lợi trong quá trình nén) nhưng lại dẫn đến những bất lợi khác như làm giảm hệ số nạp, tăng khả năng kích nổ... ảnh hưởng xấu đến chu trình công tác của động cơ.

4.2.4 Vấn đề chọn tỷ số nén ϵ

Từ phân tích chu trình lý tưởng ta đã thấy rằng, khi tăng tỷ số nén ϵ thì hiệu suất η_t và áp suất trung bình p_t đều tăng. Tuy nhiên trong thực tế ϵ thường bị giới hạn bởi những điều kiện cụ thể tùy thuộc vào loại động cơ.

• Động cơ đốt cháy cưỡng bức

Trong động cơ đốt cháy cưỡng bức như động cơ xăng và động cơ gas, nhiệt độ cuối quá trình nén phải nhỏ hơn nhiệt độ giới hạn xảy ra kích nổ.

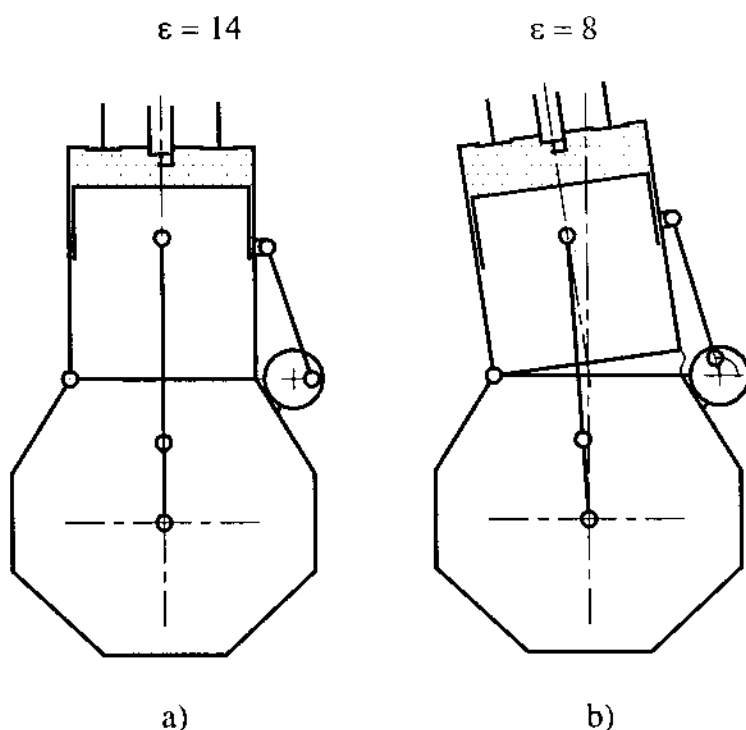
$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} < [T_{kn}]$$

Nhiệt độ giới hạn kích nổ $[T_{kn}]$ tùy thuộc vào số octan của nhiên liệu, cấu tạo và chế độ làm việc của động cơ. Nhiên liệu có trị số octan O cao, động cơ có buồng cháy gọn, tải trọng nhỏ thì $[T_{kn}]$ lớn và ngược lại. Từ đó có thể thấy rằng, để không xảy ra kích nổ thì tỷ số nén phải nhỏ hơn tỷ số nén giới hạn kích nổ:

$$\varepsilon < [\varepsilon_{kn}]$$

Động cơ xăng có $[\varepsilon_{kn}] = 11 \div 12$. Trong thực tế, tỷ số nén của động cơ xăng nằm trong khoảng $6 \div 12$.

Trong động cơ xăng, ở chế độ tải nhỏ, lượng hòa khí ít nên nhiệt độ khi cháy không cao, nếu có thể tăng tỷ số nén thì sẽ tăng được hiệu suất của động cơ mà vẫn không bị kích nổ. Theo hướng này, hãng ô tô SAAB (Thụy Điển) đã phát triển động cơ thay đổi tỷ số nén (Variable Compression Engine), hình 4-11, sử dụng một hệ thống cơ điện tử xoay tâm xy lanh. Khi động cơ làm việc ở chế độ tải nhỏ, tỷ số nén đạt đến 14, hình 4-11a, còn khi động cơ chạy toàn tải, tỷ số nén chỉ là 8, hình 4-11b.



Hình 4-11. Động cơ thay đổi tỷ số nén của hãng SAAB

• Động cơ diesel

Trong động cơ diesel, để xảy ra quá trình tự cháy thì nhiệt độ cuối quá trình nén phải lớn hơn nhiệt độ giới hạn tự cháy.

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} > [T_{tc}]$$

Từ đó rút ra:

$$\varepsilon > [\varepsilon_{tc}]$$

Để khởi động dễ dàng, người ta chọn tỷ số nén cao hơn một chút.

Động cơ có $\frac{F_{lm}}{V_h}$ lớn, vật liệu các chi tiết tạo thành buồng cháy như piston, xylanh, nắp xylanh có hệ số dẫn nhiệt lớn, sử dụng nhiên liệu có số xetan nhỏ thì phải chọn tỷ số nén lớn và ngược lại.

Trong thực tế, giới hạn dưới của tỷ số nén động cơ diesel vào khoảng 12. Còn giới hạn trên tùy thuộc vào giới hạn tải trọng tác dụng (giới hạn về sức bền) lên các chi tiết như piston, thanh truyền... cũng như giới hạn tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ liên quan đến tính êm dịu của quá trình cháy. Trong thực tế, tỷ số nén của động cơ diesel nằm trong khoảng $12 \div 24$.

4.3 Quá trình cháy

4.3.1 Khái niệm cơ bản

Quá trình cháy là quá trình oxy hoá nhiên liệu, giải phóng hoá năng thành nhiệt năng và diễn ra rất phức tạp.

Yêu cầu đối với quá trình cháy là nhiên liệu cháy đúng lúc, cháy kiệt để đạt tính hiệu quả và tính kinh tế cao, đồng thời tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ không quá lớn để động cơ làm việc ít rung giật và hạn chế tải trọng động tác dụng lên các chi tiết của cơ cấu trục khuỷu - thanh truyền. Ngoài ra, các thành phần độc hại trong khí thải phải nằm trong giới hạn cho phép theo qui định về bảo vệ môi trường.

Một số thông số đặc trưng của quá trình cháy là:

- Tốc độ cháy w : biểu thị lượng hòa khí tham gia phản ứng trong một đơn vị thời gian (kg/s hay kmol/s). Tốc độ cháy w quyết định tốc độ toả nhiệt $\frac{dQ}{d\varphi}$ và qua đó đến biến đổi áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và sự thay đổi nhiệt độ của môi chất trong xylanh.

- Tốc độ phản ứng oxy hoá w' : biểu thị tốc độ cháy riêng cho một đơn vị thể tích hòa khí (kg/sm³ hay kmol/sm³)

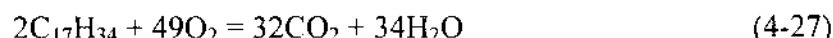
- Tốc độ lan tràn màng lửa u (m/s): quyết định thời gian cháy hòa khí.

Quá trình cháy phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố, trong đó phương pháp hình thành hòa khí và cách thức đốt cháy nhiên liệu có ảnh hưởng nhiều nhất.

4.3.2 Cơ sở lý hoá của quá trình cháy

4.3.2.1 Phản ứng dây chuyền nhiệt

Những phản ứng oxy hoá hydrocarbon trong nhiên liệu đã nghiên cứu ở chương III chỉ cho ta biết sản phẩm cuối cùng. Ví dụ như trong phản ứng oxy hoá của xetan:

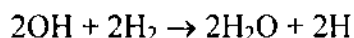
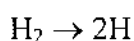


thì sản phẩm cháy là cacbonic và nước. Tuy nhiên, những phương trình dạng (4-27) không cho ta biết cơ chế của phản ứng. Nói chung, phản ứng cháy của nhiên liệu trong buồng cháy động cơ bao gồm các quá trình lý hoá rất phức tạp, nhiều vấn đề còn chưa được rõ ràng cần phải được nghiên cứu dựa trên lý thuyết động học phản ứng. Ví dụ, quá trình oxy hóa xetan xảy ra với khoảng 6000 phản ứng với 2000 chất và phần tử hóa học tham gia [14].

Trong số các công trình đã công bố thì lý thuyết về *phản ứng dây chuyền nhiệt* của Viện sỹ Xê-mê-nôp được sử dụng rộng rãi để giải thích cơ chế của quá trình cháy. Tóm tắt lý thuyết phản ứng dây chuyền-nhiệt như sau.

Trong quá trình nén, các phân tử của môi chất công tác, trong đó có các phân tử nhiên liệu và phân tử oxy, chuyển động hỗn loạn theo chuyển động Brao với cường độ ngày càng lớn do nhiệt độ tăng và va chạm với nhau. Khi năng lượng va chạm (bao gồm động năng và năng lượng hoá trị) vượt quá một giới hạn nào đó gọi là năng lượng kích động thì phản ứng mới xảy ra. Sản phẩm là các phân tử có ái lực hoá học rất cao gọi là phân tử hoạt tính. Đầu tiên, những trung tâm hoạt tính rất mạnh được hình thành ở vùng giữa hai cực của bugi (động cơ xăng) hay ở những vùng nóng nhất của tia phun nhiên liệu (động cơ diesel). Các phân tử hoạt tính mới sinh ra lại phản ứng với các phân tử khác tạo ra các phân tử hoạt tính mới trong các phản ứng phân nhánh.

Để đơn giản ta xét phản ứng của hydro với oxy làm ví dụ. Đầu tiên do va chạm trong điều kiện nhiệt độ cao, một phân tử hydro (của nhiên liệu) phân thành hai nguyên tử hydro là hai phân tử hoạt tính. Hai nguyên tử hydro này phản ứng với oxy tạo ra các nguyên tử oxy và gốc OH là các phân tử hoạt tính mới. Các phân tử hoạt tính mới lại phản ứng với hydro sinh ra các phân tử hoạt tính mới tiếp theo... và như vậy hình thành chuỗi phản ứng sau:



Cứ như vậy, các phân tử hoạt tính tích tụ ngày càng nhiều trong quá trình phân nhánh. Tuy nhiên, cũng có những va chạm không sinh ra các phân tử hoạt tính như va chạm với thành bình hay va chạm với khí trơ. Khi đó xảy ra hiện tượng đứt nhánh làm mất đi một số phân tử hoạt tính. Khi số phân tử hoạt tính sinh ra lớn hơn số phân tử mất đi thì số phân tử hoạt tính tích tụ được ngày càng nhiều và đạt đến một giới hạn nào đó thì phản ứng tăng tốc tới phát hoả còn gọi là nổ nhiệt, khi đó ngọn lửa thực sự hình thành và hòa khí bốc cháy. Trong trường hợp ngược lại, quá trình cháy không xảy ra.

Các phản ứng oxy hoá hydrocacbon trong nhiên liệu diễn ra theo cơ chế dây chuyền tương tự như trên và đều là phản ứng toả nhiệt. Vì vậy môi chất trong quá trình phản ứng cũng được tự sấy nóng làm xúc tiến quá trình phát hoả. Do đó lý thuyết của Viện sỹ Xê-mê-nôp trình bày ở trên được gọi là lý thuyết về phản ứng dây chuyền - nhiệt.

4.3.2.2 Sự châm cháy nhiên liệu trong xylanh

Trong động cơ xăng và động cơ diesel sự hình thành hòa khí hòa khí cũng như cách thức đốt hòa khí khác nhau nên sự châm cháy của nhiên liệu cũng khác nhau. Sau đây ta sẽ vận dụng lý thuyết dây chuyền - nhiệt để xét cụ thể sự châm cháy của nhiên liệu trong động cơ xăng và diesel.

a. Châm cháy ở nhiệt độ cao

Đây là dạng châm cháy của nhiên liệu trong động cơ xăng. Dưới tác dụng của tia lửa điện ở bugi, nhiệt độ tại đây có thể đạt $3000 \div 6000^{\circ}\text{C}$ [14, 15] làm cho cấu trúc phân tử nhiên liệu bị phá hủy, do đó tạo thành rất nhiều các phân tử hoạt tính. Đây chính là trung tâm hoạt tính đầu tiên để khởi phát phản ứng dây chuyền nhiệt. Cùng với sự phát triển phân nhánh của phản ứng dây chuyền, tốc độ tỏa nhiệt ngày một tăng. Khi tốc độ tỏa nhiệt vượt quá tốc độ truyền nhiệt ra vùng xung quanh thì phản ứng có thể tự gia tốc dẫn tới phát sinh ngọn lửa và hòa khí bốc cháy.

Quá trình châm cháy ở nhiệt độ cao là quá trình chuyển tiếp liên tục từ phản ứng khởi tạo dây chuyền đến phản ứng tự gia tốc do hòa khí ngày càng được đốt nóng mạnh hơn. Toàn bộ quá trình được coi là một giai đoạn vì không có sự thay đổi đột biến về chất. Về bản chất, bốc cháy ở nhiệt độ cao là một dạng châm cháy dây chuyền nhiệt.

b. Châm cháy ở nhiệt độ thấp

Đây là dạng châm cháy của nhiên liệu trong động cơ diesel, thực chất là hiện tượng tự châm cháy do nén. Khác với châm cháy trong động cơ xăng, quá trình châm cháy trong động cơ diesel có thể chia thành hai giai đoạn.

- *Giai đoạn 1* là giai đoạn hình thành ngọn lửa nguội. Ở nhiệt độ thấp, các phân tử nhiên liệu không bị phân hủy mà chỉ tác dụng với oxy tạo thành các peoxit, phản ứng này tỏa ít nhiệt. Theo thời gian, sự tích tụ các peoxit ngày một tăng. Khi nồng độ của nó vượt quá một giá trị giới hạn nào đó thì liên kết bên trong phân tử bị phá vỡ dẫn tới hình thành các phân tử hoạt tính kèm theo hiện tượng phát quang yếu gọi là "ngọn lửa nguội". Đặc trưng giai đoạn này là sự thay đổi áp suất và nhiệt độ rất ít, gọi là giai đoạn cháy trễ ngọn lửa nguội.

- *Giai đoạn 2* là giai đoạn tích tụ các phân tử hoạt tính cho đến khi phản ứng dây chuyền kết thúc bằng sự nổ nhiệt và xuất hiện "ngọn lửa nóng". Do phản ứng dây chuyền tiếp tục, các phân tử hoạt tính xuất hiện ở cuối giai đoạn 1 được bổ sung ngày một nhiều. Khi tốc độ phản ứng dây chuyền đạt đến một giá trị nào đó, phản ứng tự gia tốc với mức độ ngày càng lớn xảy ra sự nổ nhiệt và ngọn lửa thực sự xuất hiện, nhiên liệu thực sự tự châm cháy. Nhiệt độ và áp suất trong giai đoạn này tăng dần cho đến khi tăng vọt ở đoạn cuối.

Như vậy, châm cháy ở nhiệt độ thấp cũng có bản chất là phản ứng dây chuyền - nhiệt.

4.3.2.3 Thời gian cháy trễ

Thời gian tính từ lúc bật tia lửa điện (động cơ xăng) hoặc phun nhiên liệu (động cơ diesel) cho đến khi quá trình cháy thực sự diễn ra với sự tăng vọt về áp suất và nhiệt độ trong xylanh gọi là thời gian cháy trễ τ_i (s) tương ứng với góc φ_i ($^{\circ}\text{TK}$). Về thực chất đó

là toàn bộ thời gian của giai đoạn châm cháy nhiên liệu đã xét ở mục 4.3.2.2 hay còn gọi là thời gian chuẩn bị để cháy. Đây là thông số rất quan trọng có ảnh hưởng rất lớn đến diễn biến và chất lượng quá trình cháy (sẽ xét kỹ ở mục 4.3.3 và 4.3.4). Thời gian cháy trễ phụ thuộc nhiều yếu tố như loại nhiên liệu biểu thị qua các thông số như trị số xetan (diesel), trị số octan (xăng), khối lượng riêng và độ nhớt; thời gian đánh lửa và năng lượng của tia lửa; nhiệt độ và áp suất trong xy lanh tại thời điểm đánh lửa (động cơ xăng) hoặc phun nhiên liệu (động cơ diesel); mức độ chuyển động rối của môi chất và phương pháp hình thành hòa khí... Trong phạm vi nhiệt độ và áp suất nhất định, nói chung có thể sử dụng biểu thức sau đây để xác định thời gian cháy trễ [2]:

$$\tau = a p^{-n} e^{\frac{E}{RT}}$$

trong đó:

a: hằng số phụ thuộc loại nhiên liệu;

n: chỉ số, tùy thuộc loại phản ứng;

E: năng lượng hoạt hóa;

R: hằng số chất khí.

Trong động cơ xăng, góc đánh lửa sớm càng nhỏ (càng sát ĐCT) và thời gian đánh lửa càng dài (năng lượng tia lửa lớn) thì thời gian cháy trễ càng ngắn [7], trong điều kiện bình thường chiếm khoảng 6^oTK (độ trục khuỷu) [8]. Còn trong động cơ diesel có thể dùng công thức bán thực nghiệm dưới đây dùng để tính toán [8, 9].

$$\varphi_i(^oTK) = (0,36 + 0,22c_m) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{R_\mu T_c} - \frac{1}{17.190} \right) \left(\frac{21,2}{p_c - 12,4} \right)^{0,63} \right]$$

trong đó:

E_A : năng lượng kích hoạt, $E_A = \frac{618,840}{Xe + 25}$ với Xe là trị số xetan;

c_m : tốc độ trung bình của piston (m/s);

R_μ : hằng số phổ biến của khí lý tưởng, $R_\mu = 8,314$ kJ/(kmol.K);

T_c, p_c : nhiệt độ và áp suất tại thời điểm phun, có thể coi gần đúng:

$T_c = T_a \epsilon^{k-1}$ và $p_c = p_a \epsilon^k$ với T_a (K) và p_a (bar) là nhiệt độ và áp suất cuối quá trình nạp;

ϵ : tỷ số nén;

k: chỉ số đoạn nhiệt của không khí, trong trường hợp này lấy $k = 1,35$.

Từ $\varphi_i(^oTK)$ có thể dễ dàng tính được τ_i (s):

$$\tau_i = \frac{\varphi_i}{6n}$$

với n là tốc độ vòng quay của trục khuỷu động cơ (vg/ph).

4.3.2.4 Các dạng cháy trong động cơ

Tiếp theo quá trình chuẩn bị (sự châm cháy) là quá trình cháy thực sự của nhiên liệu diễn ra trong xy lanh theo các dạng sau.

a. Cháy nổ lan dần

Cháy nổ lan dần là hiện tượng cháy hòa khí đồng nhất do lan tràn màng lửa (hay vùng phản ứng) từ nguồn lửa. Đây là dạng cháy bình thường trong động cơ xăng và động cơ gas. Tốc độ lan tràn màng lửa được quyết định bởi sự giãn nở của sản vật cháy (sau màng lửa) và độ bền lửa của hòa khí chưa cháy (trước màng lửa). Sự cháy hòa khí tạo thành sản vật cháy kèm theo tỏa nhiệt về cơ bản được tiến hành trong màng lửa. Trong không gian tự do màng lửa có dạng hình cầu. Tại một thời điểm xác định, trong không gian chứa hòa khí có hai vùng là sản vật cháy và hòa khí chưa cháy được ngăn cách với nhau bằng màng lửa.

Nếu hòa khí không chuyển động trong điều kiện áp suất và nhiệt độ khí trời thì tốc độ lan tràn màng lửa không lớn, chỉ khoảng $0,03 \div 0,05$ m/s. Còn trong điều kiện buồng cháy động cơ, tốc độ này đạt tới $10 \div 25$ m/s. Lý do là chuyển động rối của các phần tử hòa khí làm rút ngắn thời gian phản ứng sơ bộ do tăng cường khuếch tán các phần tử hoạt tính và truyền nhiệt, đồng thời làm cho màng lửa bị nhăn hay vỡ khi cường độ rối lớn nên tăng diện tích tiếp xúc với vùng hòa khí chưa cháy.

Màng lửa chỉ lan tràn được trong hòa khí có λ nằm trong giới hạn cháy (xem 3.2.2). Tốc độ lan tràn màng lửa lớn nhất khi $\lambda = 0,8 \div 0,9$ ứng với chế độ công suất cực đại của động cơ (xem 8.2.1.1).

b. Cháy khuếch tán

Cháy khuếch tán là quá trình cháy của hòa khí không đồng nhất, không được chuẩn bị trước, trong đó tốc độ cháy được quyết định bởi tốc độ hòa trộn giữa nhiên liệu với không khí nhờ hiện tượng khuếch tán. Quá trình cháy này phát sinh ngọn lửa gọi là ngọn lửa khuếch tán, ví dụ ngọn lửa đèn dầu, ngọn lửa trong bếp gas hay trong lò đốt dùng nhiên liệu khí hay lỏng. Đây cũng là trường hợp cháy của những giọt nhiên liệu được xé nhỏ từ tia nhiên liệu phun vào không khí nén trong buồng cháy động cơ diesel.

Ngọn lửa khuếch tán là do một lớp trong khu phản ứng nhà nhiệt tạo thành, nó tạo nên một lớp ngăn cách giữa dòng nhiên liệu và dòng không khí. Hòa khí không được hòa trộn trước mà vừa chuẩn bị bằng cách vừa khuếch tán nhiên liệu và không khí vào vùng phản ứng (ngọn lửa) vừa cháy. Vì tốc độ phản ứng hóa học lớn hơn rất nhiều so với tốc độ hòa trộn tạo thành hòa khí nên tốc độ cháy thực tế được xác định bởi tốc độ tạo thành hòa khí nhờ hiện tượng khuếch tán. Trong trường hợp cháy những hạt nhiên liệu lỏng thì tốc độ cháy được xác định bằng tốc độ bay hơi của nó vì tốc độ khuếch tán của hơi nhiên liệu vào không khí xung quanh hạt thường lớn hơn tốc độ bay hơi.

So với trường hợp hòa khí chuẩn bị trước (cháy nổ lan dần), tốc độ tỏa nhiệt trong ngọn lửa khuếch tán nhỏ hơn và ngọn lửa dày hơn. Ngoài ra, do ảnh hưởng của nhiệt độ lớn, các hạt cacbon được phân giải từ nhiên liệu gây phản xạ ánh sáng làm cho ngọn lửa trở nên sáng rực.

c. Cháy nổ đồng thời

Cháy nổ đồng thời là hiện tượng tự bốc cháy trong toàn bộ thể tích hòa khí có thành phần thích hợp.

Đối với hòa khí đồng nhất về thành phần và nhiệt độ, phản ứng tỏa nhiệt khi châm cháy xảy ra khắp mọi nơi. Tốc độ phản ứng tăng theo nhiệt độ nên phản ứng phát triển với tốc độ ngày càng tăng ở khắp mọi nơi và hoàn thành đồng thời. Sự hoàn thành đồng thời này gây nên sự nổ nhiệt cùng một lúc ở toàn bộ thể tích. Tại mỗi thời điểm, trong thể tích chứa hòa khí đang cháy nổ chỉ có một pha duy nhất là hòa khí đang phản ứng.

Cháy nổ đồng thời là dạng cháy trong động cơ xăng, động cơ gas đối với phần hòa khí bị kích nổ. Quá trình cháy trong động cơ diesel ở giai đoạn cháy nhanh (giai đoạn II thuộc mục 4.3.4.1) cũng có đặc trưng của dạng cháy nổ đồng thời.

4.3.2.5 Qui luật cháy và tốc độ tỏa nhiệt

Một thông số rất quan trọng của quá trình cháy là qui luật cháy. Trong số các qui luật cháy tìm ra qua thực nghiệm thì qui luật cháy của Vibe được công nhận rộng rãi:

$$x = \frac{g(\tau)}{g_{ct}} = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\tau}{\tau_z} \right)^{m+1}} \quad (4-28)$$

trong đó:

- $g(\tau)$ là lượng nhiên liệu đã cháy tính cho đến thời điểm τ ;
- g_{ct} là lượng nhiên liệu chu trình;
- m : hệ số quá trình cháy, tùy thuộc loại động cơ;
- τ_z là thời gian cháy.

Từ qui luật cháy, ta có thể dễ dàng tìm được tốc độ cháy $\frac{dx}{d\varphi}$ và tốc độ tỏa nhiệt $\frac{dQ}{d\varphi}$:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = g_{ct} Q_H \frac{dx}{d\varphi}$$

trong đó Q_H là nhiệt trị thấp của nhiên liệu.

4.3.3 Quá trình cháy trong động cơ xăng

4.3.3.1 Diễn biến

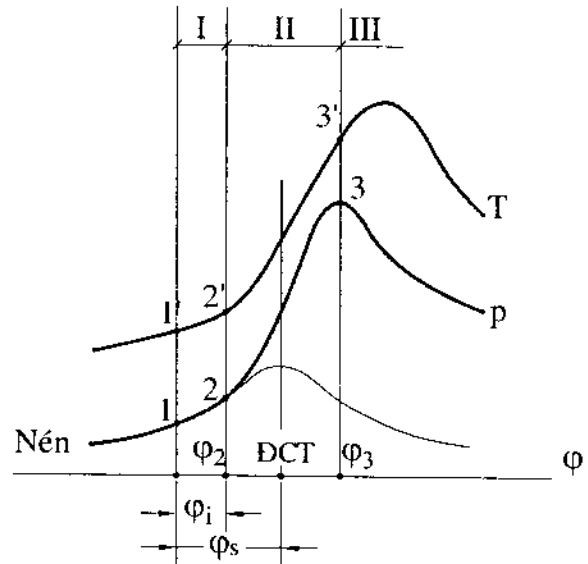
Do đặc điểm hình thành hòa khí bên ngoài xy lanh (trừ động cơ phun xăng trực tiếp), quá trình cháy trong động cơ xăng có thể chia ra thành 3 giai đoạn như sau, hình 4-12.

Giai đoạn I: giai đoạn cháy trễ, tính từ lúc bugi bật tia lửa điện tại điểm 1 đến khi đường cháy tách khỏi đường nén tại điểm 2, về bản chất là quá trình châm cháy ở nhiệt độ cao (xem 4.3.2.2 a). Trong giai đoạn này hình thành những nguồn lửa đầu tiên từ bugi

và bắt đầu dịch chuyển màng lửa. Lượng hòa khí tham gia phản ứng ít (chỉ tới khoảng 1,5%) nên lượng nhiệt toả ra nhỏ không làm thay đổi áp suất đường nén.

Các thông số đặc trưng của giai đoạn cháy trễ là thời gian cháy trễ τ_i (s) hay góc cháy trễ φ_i ($^{\circ}$ TK), phụ thuộc trước hết vào thành phần và tính chất của nhiên liệu, mức độ chuyển động rối của môi chất, nhiệt độ lân cận bugi tại thời điểm đánh lửa và năng lượng tia lửa...

Giai đoạn II: giai đoạn cháy nhanh, diễn ra từ điểm 2 đến điểm 3, màng lửa lan tràn với tốc độ lớn. Do hòa khí đã được chuẩn bị rất tốt từ trước (xăng rất dễ bay hơi; hơn nữa thời gian chuẩn bị dài: từ bên ngoài xy lanh rồi tiếp tục trong quá trình nạp và quá trình nén) nên phần lớn bị đốt cháy trong giai đoạn này. Do đó, tốc độ toả nhiệt rất lớn trong khi thể tích xy lanh thay đổi ít nên gần với quá trình cấp nhiệt đẳng tích. Cuối giai đoạn này màng lửa hầu như lan tràn khắp buồng cháy và áp suất trong xy lanh đạt cực đại. Về bản chất, cháy trong giai đoạn này là cháy nổ lan dần (xem 4.3.2.4 a).



Hình 4-12. Quá trình cháy trong động cơ xăng

Thông số đặc trưng của giai đoạn cháy nhanh là tốc độ tăng áp suất:

$$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \frac{p_3 - p_2}{\varphi_{23}} \quad (4-29)$$

Quá trình cháy diễn ra càng mãnh liệt thì tốc độ tăng áp suất càng lớn, động cơ làm việc không êm và ngược lại. Trong thực tế, $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ của động cơ xăng nằm trong khoảng 0,1 ÷ 0,2 MN/m² $^{\circ}$ TK.

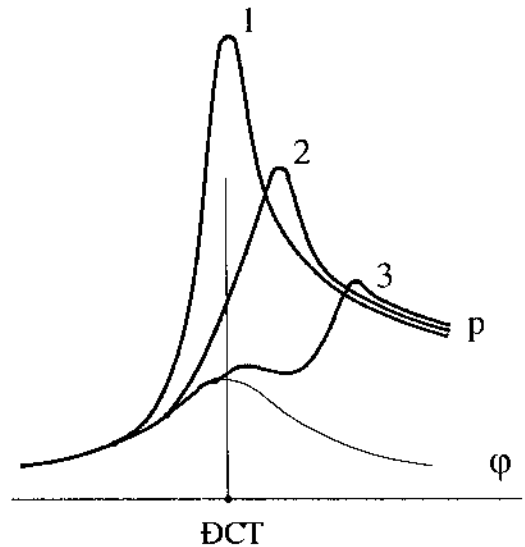
Từ lý thuyết và kinh nghiệm người ta rút ra qui luật sau: quá trình cháy có hiệu quả sinh công tốt nhất nếu như φ_2 và φ_3 đối xứng nhau qua ĐCT. Đây chính là một cơ sở để lựa chọn góc đánh lửa sớm (φ_s) tối ưu.

Giai đoạn III: giai đoạn cháy rút, diễn ra từ điểm 3 trở đi. Tốc độ cháy giảm vì chỉ cháy nốt những phần hòa khí chưa cháy như lớp sát vách hay ở khe kẽ của buồng cháy... trong điều kiện nồng độ oxy đã giảm nhiều nên tốc độ toả nhiệt nhỏ. Ngoài ra, piston đi càng xa khỏi ĐCT. Tất cả những điều đó dẫn tới hiệu quả sinh công thấp, nhiệt sinh ra chủ yếu làm nóng các chi tiết. Để hạn chế cháy rút có thể áp dụng các biện pháp như chọn góc đánh lửa sớm, cường độ xoáy lốc của môi chất thích hợp và sử dụng đúng loại nhiên liệu yêu cầu.

4.3.3.2 Những nhân tố ảnh hưởng

a. Góc đánh lửa sớm φ_s

Nếu φ_s quá lớn sẽ dẫn đến hiện tượng vừa cháy vừa nén làm tổn công nén và máy nóng, đường 1 hình 4-13. Ngược lại φ_s nhỏ quá làm cho quá trình cháy kéo dài trên đường giãn nở, nhiệt độ khí thải cao, máy nóng và hiệu quả sinh công kém, đường 3 hình 4-13. Lựa chọn được φ_s tối ưu sẽ cho tính kinh tế và tính hiệu quả cao nhất, đường 2 hình 4-13. Tuy nhiên cần lưu ý rằng với φ_s tối ưu chưa thể khẳng định rằng nồng độ độc hại trong khí thải động cơ là thấp nhất.



Hình 4-13. Ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm

b. Hệ số dư lượng không khí λ

Hòa khí trong động cơ xăng có giới hạn cháy hẹp $0,4 < \lambda < 1,68$ ở nhiệt độ 300°C . Vì vậy, để điều chỉnh tải trọng thường phải sử dụng phương pháp điều chỉnh lượng thông qua một van tiết lưu trên đường nạp.

Nếu λ càng lớn (hòa khí càng nhạt) nhiệt toả ra ít, công suất động cơ giảm. Ngoài ra, nếu hòa khí càng nhạt thì cháy rất kéo dài, hiệu quả sinh công giảm làm giảm tính hiệu quả và tính kinh tế của động cơ. Để khắc phục phần nào ảnh hưởng do cháy rất có thể tăng góc đánh lửa sớm φ_s .

Ngược lại, nếu λ nhỏ quá, hòa khí rất đậm, nhiên liệu cháy không hết làm giảm tính kinh tế của động cơ và tăng ô nhiễm môi trường.

Khi $\lambda = 0,8 \div 0,9$ thì tốc độ lan tràn màng lửa lớn nhất, động cơ đạt công suất lớn nhất và khi $\lambda = 1,05 - 1,10$ suất tiêu thụ nhiên liệu của động cơ nhỏ nhất (xem 8.2.1.1).

c. Tỷ số nén ϵ

Khi tăng ϵ làm cho nhiệt độ T_c và áp suất p_c tại thời điểm đánh lửa tăng dẫn tới giảm thời gian cháy trễ τ_i và φ_i . Để bảo đảm điều kiện $\varphi_2 = \varphi_3$ nói trên thì phải giảm góc đánh lửa sớm φ_s .

d. Kết cấu buồng cháy và bố trí bugi

Kết cấu buồng cháy gọn, bugi đặt giữa hoặc bố trí nhiều bugi làm cho thời gian và góc dành cho quá trình cháy nhanh là τ_{2-3} và φ_{2-3} (hình 4-12) được rút ngắn. Đồng thời

$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ tăng và cháy rất giảm.

Nếu trong buồng cháy tạo được chuyển động rối hợp lý thì tốc độ cháy tăng dẫn tới $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ tăng và giảm cháy rớt.

e. Tốc độ vòng quay n

Khi tăng n, thời gian (tính theo s) dành cho toàn bộ quá trình cháy giảm. Tuy nhiên, chuyển động rối tăng dẫn đến tăng tốc độ lan tràn màng lửa nên góc dành cho quá trình cháy nhanh φ_{2-3} (hình 4-12) gần như không đổi còn góc cháy trễ φ_1 và cháy rớt có tăng. Thực nghiệm chứng tỏ φ_1 tăng tỷ lệ với $\sqrt{n}$. Để bảo đảm điều kiện $\varphi_2 = \varphi_3$ (hình 4-12) thì phải tăng φ_s . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc đánh lửa sớm theo tốc độ vòng quay n trong động cơ xăng.

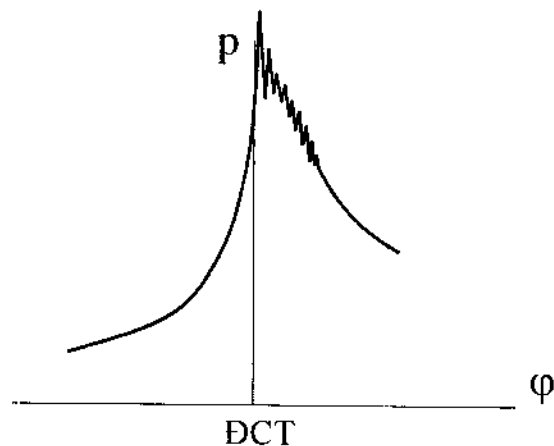
f. Tải trọng

Khi giảm tải trọng phải đóng bớt van tiết lưu trên đường nạp làm tăng hệ số khí sót γ_r (hòa khí “bẩn” hơn) và làm giảm áp suất và nhiệt độ cuối quá trình nén. Hòa khí khi đó phải đậm hơn (xem phần đặc tính của bộ chế hoà khí lý tưởng môn Động cơ đốt trong). Do đó φ_1 tăng và tốc độ cháy giảm làm cho quá trình cháy kéo dài, tính kinh tế giảm và tăng ô nhiễm môi trường. Để hạn chế ảnh hưởng này thì phải tăng góc đánh lửa sớm φ_s . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc đánh lửa sớm theo tải trọng trong động cơ xăng.

4.3.3.3 Các hiện tượng cháy không bình thường

a. Kích nổ

Do những yếu tố nào đó như vận hành hay sử dụng nhiên liệu... không đúng, nhiệt độ tại một hay một số vùng trong buồng cháy đủ lớn để hòa khí tự cháy với sự xuất hiện ngọn lửa cục bộ *khí ngọn lửa từ bugi chưa lan tràn tới*. Về bản chất, đây là dạng cháy nổ đồng thời (xem 4.3.2.4.c). Nguồn lửa này phát triển rất nhanh, lan tràn với tốc độ lớn và chèn ép với vùng cháy do ngọn lửa từ bugi, gây ra sóng và kèm theo tiếng gõ rất đánh và áp suất trong buồng cháy dao động với tần số lớn, hình 4-14. Nhiên liệu không kịp cháy bị phân huỷ thành các bon tự do nên khí thải có khói đen. Do kích nổ, động cơ rất nóng và công suất giảm nên không thể tiếp tục làm việc được.



Hình 4-14. Áp suất trong xylanh khi có kích nổ

Thời gian tự cháy của hòa khí τ_{tc} có thể xác định theo công thức thực nghiệm sau [9]:

$$\tau_{ic} = 17,68 \left(\frac{ON}{100} \right)^{3,402} p^{-1,7} \exp \left(\frac{3800}{T} \right) (\text{ms})$$

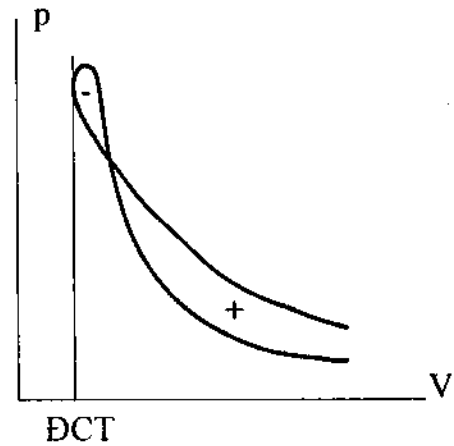
Trong đó ON là trị số octan (xem 3.1.4, p (at) và T (K) là áp suất và nhiệt độ của hòa khí.

Kích nổ là hiện tượng đặc thù ở động cơ đốt cháy cưỡng bức. Những yếu tố nào làm tăng nhiệt độ cục bộ chính là nguyên nhân gây kích nổ. Đó là tỷ số nén ϵ lớn, nhiên liệu có trị số octan nhỏ, tải trọng lớn, làm mát kém, góc đánh lửa sớm không phù hợp...

Trên những động cơ ô tô phun xăng hiện đại thường trang bị cảm biến kích nổ (knock sensor) thực chất là cảm biến gia tốc có dải đo tới 10g (g là gia tốc trọng trường) dùng để phát hiện kích nổ thông qua đặc tính dao động áp suất, hình 4-14. Tín hiệu kích nổ sẽ truyền về ECU (Electronic Control Unit) để tự động điều chỉnh các thông số làm việc của động cơ sao cho sát với giới hạn kích nổ để động cơ đạt hiệu suất cao nhất. Động cơ cao tốc và tải lớn có thể trang bị cho mỗi xylanh một cảm biến kích nổ, còn thông thường thì trang bị một cảm biến cho động cơ 4 xylanh, hai cảm biến cho động cơ 5, 6 xylanh và hai cảm biến hoặc nhiều hơn nữa cho động cơ 8, 12 xylanh.

b. Cháy sớm

Là hiện tượng cháy xảy ra khi bugi chưa bật tia lửa điện. Nguồn lửa có thể là các chi tiết quá nóng hoặc muội than nóng đỏ, nên cháy sớm không có qui luật và không điều khiển được. Cháy sớm làm tăng công nén, hình 4-15, máy rất nóng tới mức có thể làm chảy piston. Kích nổ và cháy sớm thường đi kèm với nhau vì có cùng nguyên nhân là nhiệt độ cao.



Hình 4-15. Áp suất trong xylanh khi có cháy sớm

c. Ngắt điện vẫn làm việc

Hiện tượng này xảy ra khi động cơ làm việc lâu ở trạng thái tải lớn, tốc độ vòng quay thấp. Khi đó nhiệt độ các chi tiết rất cao và thời gian cháy trễ đủ lớn để hòa khí tự cháy (xem 4.3.3.3a).

d. Nổ trong xylanh

Khi động cơ làm việc lâu ở chế độ không tải, hòa khí quá đậm, nhiên liệu cháy không hết phân huỷ thành muội than và bị nung nóng đỏ bám lên các chi tiết như bugi, xupáp. Khi động cơ chuyển về chế độ có tải, lượng hòa khí vào xylanh nhiều hơn sẽ bị những nguồn lửa nói trên đốt đồng thời ở nhiều điểm trong xylanh nên gây ra tiếng nổ.

e. Nổ trong đường thải

Khi động cơ đang làm việc ở chế độ tải lớn đột ngột chuyển về chế độ không tải, ví dụ như trường hợp phanh ô tô đột ngột, nếu động cơ dùng bộ chế hoà khí thì hòa khí khi đó sẽ quá đậm (do đặc điểm cấu tạo của bộ chế hoà khí khi động cơ bị kéo ở chế độ tốc

Thông số đặc trưng của giai đoạn cháy nhanh là tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$, xem (4-29). Lượng hòa khí được chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ càng nhiều thì $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ càng lớn, động cơ làm việc không êm và ngược lại.

Trong thực tế, $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ của động cơ diesel nằm trong khoảng $0,3 \div 0,6 \text{ MN/m}^2 \text{ } ^\circ\text{TK}$, lớn hơn nhiều (khoảng 3 lần) so với của động cơ xăng vì tỷ số nén cao hơn. Chính vì vậy nên động cơ diesel làm việc không êm như động cơ xăng.

Giai đoạn III: cháy chính, diễn ra từ điểm 3 đến điểm 4. Hòa khí vừa chuẩn bị vừa cháy nên quá trình cháy diễn ra từ từ theo dạng cháy khuếch tán (xem 4.3.2.4 b). Vì vậy quá trình cháy diễn ra êm dịu hơn. Có thể coi giai đoạn cháy chính gần với quá trình cấp nhiệt đẳng áp và toàn bộ quá trình cháy trong động cơ diesel gần với chu trình cấp nhiệt hỗn hợp. Tốc độ cháy được quyết định bởi tốc độ hoà trộn giữa nhiên liệu và không khí hay tốc độ chuẩn bị hòa khí. Mặt khác, tốc độ cháy giảm còn do nồng độ oxy giảm dần. Do đó, tuy quá trình cháy diễn ra êm nhưng hiệu quả biến đổi nhiệt thành công giảm (tính kinh tế giảm) và tăng khả năng cháy rớt ở giai đoạn sau. Trong thực tế khoảng $50 \div 60\%$ lượng nhiên liệu chu trình cháy trong giai đoạn III.

Giai đoạn IV: cháy rớt, cũng như ở động cơ xăng trong giai đoạn cháy rớt sẽ cháy nốt những phần hòa khí còn lại (lớp sát vách hay ở khe kẽ của buồng cháy...). Hiệu quả sinh công thấp, nhiệt sinh ra chủ yếu làm nóng các chi tiết. Giai đoạn cháy rớt được coi là kết thúc (hay toàn bộ quá trình cháy kết thúc) khi cháy hết $95 \div 97\%$ lượng nhiên liệu chu trình. Để hạn chế cháy rớt có thể áp dụng các biện pháp như chọn góc phun sớm φ_s , cường độ vận động rôli của môi chất thích hợp...

4.3.4.2 Những nhân tố ảnh hưởng

a. Tính chất của nhiên liệu

Nhiên liệu có trị số xetan Xe lớn (tính tự cháy cao), độ nhớt nhỏ (dễ phun tới), khối lượng riêng nhỏ (dễ bay hơi) thì thời gian cháy trễ τ_i nhỏ, lượng nhiên liệu chuẩn bị trong thời gian cháy trễ ít nên $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và $p_{\max}$ nhỏ, động cơ làm việc êm.

b. Tỷ số nén ε

Tăng ε làm tăng nhiệt độ T_c và áp suất p_c tại thời điểm phun nhiên liệu, tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình chuẩn bị nên τ_i giảm dẫn tới $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ giảm, động cơ làm việc êm hơn.

c. Góc phun sớm

Góc phun sớm φ_s lớn quá thì điều kiện cho quá trình chuẩn bị không thuận lợi do nhiệt độ và áp suất tại thời điểm phun nhiên liệu còn nhỏ. Do đó thời gian cháy trễ τ_i dài,

lượng hòa khí chuẩn bị nhiều nên $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ lớn, động cơ làm việc không êm. Ngoài ra, φ_s lớn làm tăng công nén dẫn tới giảm hiệu quả sinh công và máy nóng.

Góc phun sớm φ_s nhỏ quá làm cho quá trình cháy kéo dài trên đường giãn nở cũng dẫn tới giảm tính kinh tế và tính hiệu quả của động cơ.

Vì vậy, lựa chọn góc phun sớm tối ưu là một trong những nhiệm vụ đầu tiên của người thiết kế. Góc phun sớm φ_s tối ưu phụ thuộc vào chế độ làm việc (tốc độ vòng quay, tải trọng...) tỷ số nén, kết cấu buồng cháy... và thường được lựa chọn bằng thực nghiệm.

d. Chất lượng và qui luật phun nhiên liệu

Chất lượng

phun (xem 7.2.1.2)

ảnh hưởng rất lớn đến tạo thành hòa khí và cháy. Nếu nhiên liệu phun toi (ví dụ do áp suất phun lớn, xoáy lốc của không khí trong quá trình nén đủ mạnh) tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình chuẩn bị hòa khí thì thời gian cháy trễ τ_t và tốc độ tăng áp suất

$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ nhỏ, động cơ

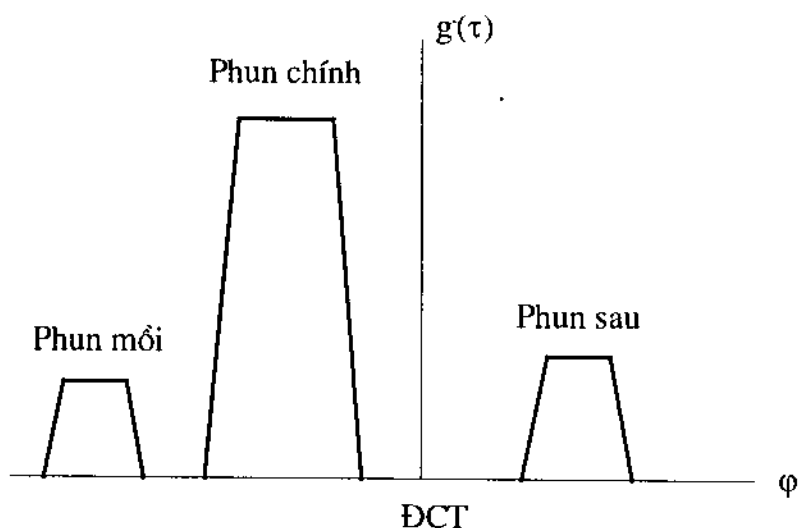
làm việc êm.

Chính vì vậy, áp

suất phun trong động cơ diesel hiện đại có xu hướng ngày càng tăng. Trong hệ thống nhiên liệu common rail, áp suất phun có thể tới 2000 bar (và có thể còn cao hơn nữa) nên nhiên liệu phun rất toi, hạt rất nhỏ và đều.

Qui luật phun cũng là một nhân tố ảnh hưởng quyết định đến diễn biến quá trình cháy. Nếu rút ngắn thời gian phun tức là tăng cường độ phun (bằng cách thay đổi dạng cam của bơm cao áp đối với hệ thống nhiên liệu thông thường hay thay đổi qui luật điều khiển phun nhiên liệu trong hệ thống nhiên liệu điện tử) sẽ làm cho lượng nhiên liệu chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ tăng lên dẫn tới tăng $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và $p_{\max}$, động cơ khi đó làm

việc ồn và rung giật. Trong động cơ dùng hệ thống nhiên liệu common rail có thể tổ chức phun thành nhiều giai đoạn. Hình 4-17 thể hiện lưu lượng phun theo góc quay trục khuỷu. Do điều khiển phun bằng điện tử nên có thể tổ chức phun thành nhiều giai đoạn bao gồm phun mỗi, phun chính và phun sau. Phun mỗi trước khi phun chính làm giảm tốc độ tăng áp suất khi cháy do hạn chế lượng nhiên liệu tham gia chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ



Hình 4-17. Phun nhiều giai đoạn trong động cơ dùng hệ thống nhiên liệu common rail

nên động cơ làm việc êm hơn, tiếng gõ đặc thù ở động cơ diesel giảm. Phun sau có tác dụng gia nhiệt trong quá trình giãn nở để tăng cường phản ứng oxy hoá các chất độc hại trong khí thải như CO , C_mH_n và muội than (xem bài giảng Khí thải và ô nhiễm môi trường).

e. Xoáy lốc không khí trong buồng cháy

Xoáy lốc làm tăng khả năng hoà trộn nhiên liệu với không khí, giảm thời gian cháy trễ τ_i và giảm cháy rớt. Tóm lại, xoáy lốc là một biện pháp rất hiệu quả nhằm hoàn thiện quá trình cháy. Tuy nhiên, xoáy lốc với cường độ quá lớn sẽ tổn nhiều năng lượng, làm tăng tổn thất cơ giới và có thể dẫn tới giảm tính kinh tế và tính hiệu quả của động cơ.

f. Tải trọng và hệ số dư lượng không khí λ

Hòa khí trong động cơ diesel có giới hạn cháy rất rộng trong khoảng $1,2 \div 10$. Lý do là hòa khí tạo thành bên trong xylanh không đồng nhất nên luôn có những vùng có $\lambda = 0,80 \div 0,90$ dễ cháy nhất trở thành mồi lửa để đốt phần hòa khí còn lại, do đó giới hạn trên rất cao. Mặt khác, cũng chính vì hòa khí không đồng nhất nên có những vùng rất nhạt, thậm chí không có nhiên liệu, trong khi có những vùng quá đậm khi cháy sẽ sinh khói đen, do đó giới hạn dưới cũng khá cao.

Do giới hạn cháy rộng nên người ta điều chỉnh tải của động cơ bằng phương pháp điều chỉnh chất tức là điều chỉnh chính λ thông qua điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} .

Khi giảm tải, g_{ct} giảm, λ tăng, thời gian phun giảm do đó quá trình cháy cũng được rút ngắn. Vì vậy phải giảm góc phun sớm φ_s . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc phun sớm theo tải trọng đối với động cơ diesel.

g. Tốc độ vòng quay n

Khi tăng tốc độ vòng quay, thời gian của quá trình cháy (tính theo s) bị rút ngắn (ảnh hưởng xấu đến quá trình cháy) nhưng cường độ xoáy lốc tăng và nhiên liệu phun tới hơn (ảnh hưởng tốt). Tổng hợp lại, góc dành cho hai giai đoạn cháy chủ yếu φ_{2-4} thay đổi ít nhưng góc cháy trễ φ_i tăng lên, do đó phải tăng góc phun sớm φ_s . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc phun sớm theo tốc độ vòng quay trong động cơ diesel.

4.3.5 Tính toán nhiệt động quá trình cháy

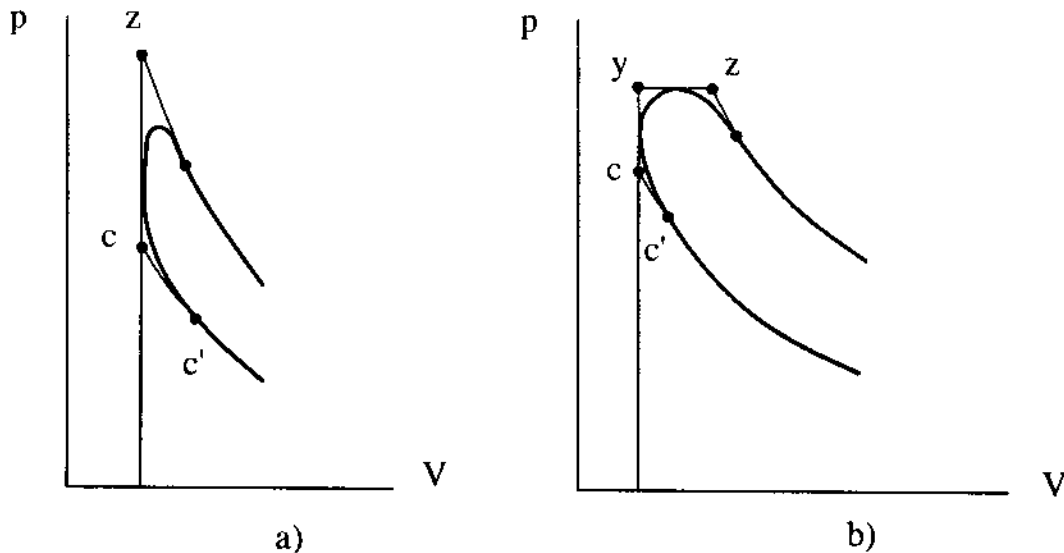
Tính toán nhiệt động quá trình cháy nhằm xác định các thông số trạng thái của môi chất như nhiệt độ và áp suất trong suốt quá trình. Trong thực tế, rất khó tính toán chính xác các đại lượng này vì quá trình cháy vốn rất phức tạp. Để đơn giản, chúng ta thay quá trình cháy thực tế (đường liền trên hình 4-18) bằng các quá trình cấp nhiệt cơ bản gồm cấp nhiệt đẳng tích và cấp nhiệt đẳng áp. Cụ thể, quá trình cháy của động cơ xăng thay bằng quá trình cấp nhiệt đẳng tích cz (xem 4.3.3.1) và quá trình cháy của động cơ diesel thay bằng quá trình cấp nhiệt hỗn hợp cyz (xem 4.3.4.1). Như vậy, mục đích tính toán cuối cùng chỉ là xác định nhiệt độ T_z , áp suất p_z và hệ số giãn nở sớm ρ (cũng có nghĩa là xác định toạ độ của điểm z trên đồ thị công).

Để tính toán, ta sử dụng định luật nhiệt động I cho quá trình $c-z$:

$$Q_{cz} = \Delta U_{cz} + L_{cz} \quad (4-30)$$

Trong đó: Q_{cz} là tổng (đại số) nhiệt lượng mà môi chất trao đổi với môi trường, bao gồm nhiệt nhận được do cháy nhiên liệu Q_{ch} (dương) và nhiệt mất mát cho vách các chi tiết rồi truyền cho môi chất làm mát Q_{lm} (âm); $\Delta U = U_z - U_c$ là biến đổi nội năng của môi chất và L_{cz} là công của quá trình. Sau đây ta sẽ xác định từng thành phần cụ thể.

- Q_{cz} có thể tính theo phương trình cân bằng năng lượng sau:



Hình 4-18. Sơ đồ tính toán nhiệt động quá trình cháy:

a) Động cơ xăng, b) Động cơ diesel

$$Q_{cz} = Q_{ch} - Q_{lm} = (Q_H - \Delta Q_H - Q_{ch} - Q_p) - Q_{lm} \quad (4-31)$$

trong đó:

Q_H : nhiệt trị thấp của nhiên liệu

ΔQ_H : nhiệt lượng của phần nhiên liệu không cháy được do thiếu không khí. Khi $\lambda \geq 1$ có thể coi $\Delta Q_H = 0$. Còn khi $\lambda < 1$ có thể dùng công thức thực nghiệm sau:

$$\Delta Q_H = 126 \cdot 10^6 (1 - \lambda) M_0 \text{ (J/kg)} \quad (4-32)$$

Q_{lm} : nhiệt lượng truyền cho môi chất làm mát

Q_{ch} : nhiệt lượng trong phần nhiên liệu chưa cháy, sẽ cháy ở giai đoạn sau

Q_p : nhiệt lượng mất mát cho phân giải sản vật cháy.

Tuy nhiên rất khó xác định chính xác từng thành phần của (4-31). Để đơn giản và thuận tiện cho tính toán, ta gọi:

$$\xi_z = \frac{Q_{cz}}{Q_H - \Delta Q_H} \quad (4-33)$$

là hệ số lợi dụng nhiệt tại điểm z, được lựa chọn theo các số liệu kinh nghiệm, $\xi_z = 0,85 \div 0,95$ đối với động cơ xăng, $\xi_z = 0,70 \div 0,85$ đối với động cơ diesel. Từ đó có thể tính:

$$Q_{cz} = \xi_z (Q_H - \Delta Q_H) \quad (4-34)$$

$$\bullet \Delta U_{cz} = U_z - U_c = M_z \bar{C}_{\mu vz}^* T_z - M_c \bar{C}_{\mu vc}' T_c \quad (4-35)$$

Tại điểm z, môi chất gồm khí sót của chu trình trước, sản vật cháy do đã cháy x_z (%) nhiên liệu và khí nạp mới còn lại chưa cháy. Tỷ nhiệt của môi chất khí đó được tính theo công thức tỷ nhiệt của hỗn hợp khí như sau [11]:

$$\bar{C}_{\mu vz}^* = \frac{\beta_0 \left(x_z + \frac{\gamma_r}{\beta_0} \right) \bar{C}_{\mu vz}'' + (1 - x_z) \bar{C}_{\mu vz}}{\beta_0 \left(x_z + \frac{\gamma_r}{\beta_0} \right) + (1 - x_z)} \quad (4-36)$$

Để tính (4-36) cần phải xác định x_z . Ta đã biết, quá trình cháy thực tế còn kéo dài trên đường giãn nở. Gọi lượng nhiệt do nhiên liệu cháy sinh ra trừ đi lượng nhiệt mất mát cho vách các chi tiết tính đến điểm b (xem mục 4.4) là Q_{cb} . Tương tự như ξ_z , xem (4-33), ta đặt:

$$\xi_b = \frac{Q_{cb}}{Q_H - \Delta Q_H}$$

gọi là hệ số lợi dụng nhiệt tại điểm b. Theo kinh nghiệm $\xi_b = 0,85 \div 0,95$ đối với động cơ xăng và $0,80 \div 0,90$ đối với động cơ diesel. Có thể coi:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$$

Từ đó xác định được (4-36) có dạng:

$$\bar{C}_{\mu vz}^* = a_v^* + \frac{b^*}{2} T_z$$

còn tỷ nhiệt của môi chất tại điểm c được xác định theo (3-48):

$$\bar{C}_{\mu vc}' = a_v' + \frac{b'}{2} T_c$$

• L_{cz}

- Đối với động cơ xăng:

$$L_{cz} = 0 \quad (4-37)$$

- Đối với động cơ diesel, đó là công của quá trình giãn nở đẳng áp yz:

$$L_{cz} = L_{yz} = p_z (V_z - V_y) = p_z V_z - \lambda p_c V_c = 8314 M_z T_z - 8314 \lambda M_c T_c \quad (4-38)$$

với λ là hệ số tăng áp suất, có thể chọn λ theo kinh nghiệm nằm trong khoảng $1,2 \div 2,4$.

Đến đây ta đã xác định được tất cả các thông số cần thiết của (4-30). Sau đây ta sẽ khảo sát (4-30) cụ thể cho từng loại động cơ để từ đó tìm các thông số trạng thái tại điểm z.

a. Động cơ xăng

Thay các phương trình (4-34), (4-35) và (4-37) vào (4-30), ta được:

$$\xi_z(Q_H - \Delta Q_H) = M_z \bar{C}_{\mu vz}'' T_z - M_c \bar{C}_{\mu vc}' T_c$$

Với lưu ý:

$$M_c = M_1(1 + \gamma_r)$$

$M_z = \beta_z M_c$ trong đó β_z là hệ số biến đổi phân tử tại điểm z, xác định theo (3-42):

$$\beta_z = 1 + x_z \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r}$$

ta được:

$$\frac{\xi_z(Q_H - \Delta Q_H)}{M_1(1 + \gamma_r)} + \bar{C}_{\mu vc}' T_c = \beta_z \bar{C}_{\mu vz}'' T_z \quad (4-39)$$

gọi là phương trình cháy của động cơ xăng. Sau khi thay tất cả các thông số đã xác định ở trên vào (4-39), ta được phương trình bậc 2 đối với T_z :

$$aT_z^2 + bT_z + c = 0 \quad (4-40)$$

Giải (4-40) và loại bỏ nghiệm âm, ta tìm được T_z . Theo kinh nghiệm, T_z nằm trong khoảng 2300 ÷ 2800 K đối với động cơ xăng.

Để tìm các thông số còn lại tại điểm z, ta sử dụng phương trình trạng thái cho hai điểm c và z:

$$p_c V_c = 8314 M_c T_c \text{ và } p_z V_z = 8314 M_z T_z$$

Lập lập tỷ số:

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_z}{M_c} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \text{ Chú ý rằng } \frac{p_z}{p_c} = \lambda, \frac{M_z}{M_c} = \beta_z \text{ và } \frac{V_z}{V_c} = \rho \text{ cuối cùng ta được:}$$

$$\lambda \rho = \beta_z \frac{T_z}{T_c} \quad (4-41)$$

Đối với động cơ xăng $\rho = 1$, tức là:

$$V_z = V_c$$

và theo (4-41) thì:

$$\lambda = \beta_z \frac{T_z}{T_c} \quad (4-42)$$

Cần chú ý rằng λ ở động cơ xăng được tính theo (4-42) chứ không phải chọn như ở động cơ diesel. Với λ tính được có thể dễ dàng xác định p_z :

$$p_z = \lambda p_c$$

b. Động cơ diesel

Tương tự, thay (4-34), (4-35) và (4-38) vào (4-30) đối với động cơ diesel, ta có:

$$\xi_z(Q_H - \Delta Q_H) = M_z \bar{C}_{\mu vz}^* T_z - M_c \bar{C}_{\mu vc}^* T_c + 8314 M_z T_z - 8314 \lambda M_c T_c$$

Với chú ý $\bar{C}_{\mu pz}^* = \bar{C}_{\mu vz}^* + 8314$ (J/kmol.K) và biến đổi tương tự như trường hợp động cơ xăng, ta được phương trình cháy cho động cơ diesel:

$$\frac{\xi_z(Q_H - \Delta Q_H)}{M_z(1 + \gamma_r)} + (\bar{C}_{\mu vc}^* + 8314\lambda)T_c = \beta_z \bar{C}_{\mu pz}^* T_z \quad (4-43)$$

Biến đổi tương tự, ta cũng được phương trình bậc hai dạng (4-40):

$$aT_z^2 + bT_z + c = 0$$

Giải phương trình này ta cũng tìm được T_z . Theo kinh nghiệm, $T_z = 1800 \div 2200$ K đối với động cơ diesel.

Ở trên đã chọn λ cho động cơ diesel nên:

$$p_z = \lambda p_c$$

Từ (4-41) có thể tính được ρ :

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (4-44)$$

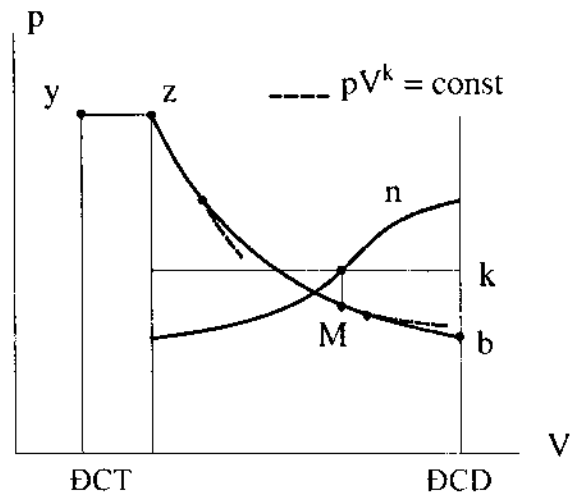
Từ đây dễ dàng tìm được:

$$V_z = \rho V_c$$

4.4 Quá trình giãn nở

4.4.1 Diễn biến

Trong quá trình giãn nở xảy ra nhiều quá trình vật lý phức tạp như cháy rớt, tái hợp sản vật cháy, truyền nhiệt phức tạp từ môi chất với vách các chi tiết và lọt khí... Tương tự như quá trình nén, có thể coi đây quá trình đa biến với chỉ số đa biến n thay đổi, hình 4-19. Đầu quá trình giãn nở, cháy rớt còn mạnh, môi chất nhận nhiệt nên đường giãn nở thoải hơn đường đoạn nhiệt (nằm trên), $n < k$. Piston càng đi xa ĐCT, cháy rớt giảm và diện tích trao đổi nhiệt tăng nên



Hình 4-19. Diễn biến quá trình giãn nở

lượng nhiệt nhận được giảm và lượng nhiệt mất mát tăng. Do đó n tăng dần cho đến điểm M với $n = k$, tại đó lượng nhiệt nhận được bằng lượng nhiệt mất mát. Nói cách khác, đó là chế độ đoạn nhiệt tức thời. Từ đó trở đi, môi chất mất nhiệt ngày càng nhiều, đường giãn nở dốc hơn đường đoạn nhiệt (nằm dưới), $n > k$.

Để tính toán đơn giản, cũng tương tự như quá trình nén, ta thay quá trình đa biến với n thay đổi bằng quá trình đa biến với chỉ số $n_2 = \text{const}$ với điều kiện cùng điểm đầu z và cùng công giãn nở. Theo kinh nghiệm n_2 nằm trong khoảng $1,25 \div 1,29$.

Nếu như biết được n_2 ta có thể dễ dàng tìm được nhiệt độ và áp suất cuối quá trình giãn nở tại điểm b .

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = p_z \left(\frac{V_z \cdot V_y}{V_b \cdot V_y} \right)^{n_2} = p_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} \quad (4-45)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1}$$

Đối với động cơ xăng $\rho = 1$:

$$p_b = p_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}} \quad (4-46)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \quad (4-47)$$

4.4.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình giãn nở

Để xác định n_2 , *thông số đặc trưng cho quá trình giãn nở*, ta dựa vào định luật nhiệt động I:

$$Q_{zb} = L_{zb} + \Delta U_{zb} \quad (4-48)$$

trong đó, Q_{zb} là tổng (đại số) nhiệt lượng mà môi chất trao đổi với môi trường, bao gồm nhiệt nhận được do cháy (dương) và nhiệt mất mát cho vách các chi tiết (âm); L_{zb} là công giãn nở và ΔU_{zb} là lượng biến đổi nội năng của môi chất. Sau đây ta sẽ tính toán từng thành phần cụ thể.

• Q_{zb}

Có thể viết như sau:

$$Q_{zb} = Q_{cb} - Q_{cz}$$

và sử dụng (4-34) và (4-42), ta có:

$$Q_{zb} = (\xi_b - \xi_z)(Q_H - \Delta Q_H)$$

• L_{zb}

$$L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z V_z - p_b V_b) = \frac{8314}{n_2 - 1} (M_z T_z - M_b T_b)$$

Thay $M_z = \beta_z M_c = \beta_z M_1 (1 + \gamma_r)$ và $M_b = \beta M_c = \beta M_1 (1 + \gamma_r)$ ta được:

$$L_{zb} = \frac{8314 M_1 (1 + \gamma_r)}{n_2 - 1} (\beta_z T_z - \beta T_b)$$

• ΔU_{zb}

$$\Delta U_{zb} = U_b - U_z = M_b \bar{C}_{\mu vb}^* T_b - M_z \bar{C}_{\mu vz}^* T_z = M_1 (1 + \gamma_r) (\beta \bar{C}_{\mu vb}^* T_b - \beta_z \bar{C}_{\mu vz}^* T_z)$$

Thay các giá trị tỷ nhiệt được xác định theo chương III và có dạng như (3-48):

$$\bar{C}_{\mu vb}^* = a_v'' + \frac{b''}{2} T_b$$

$$\bar{C}_{\mu vz}^* = a_v' + \frac{b'}{2} T_z$$

Trong phạm vi nhiệt độ $1200 \div 2600$ K có thể coi $\beta_z \approx \beta$, $a_v' \approx a_v''$ và $b' \approx b''$. Thay tất cả vào (4-48) và rút gọn, cuối cùng ta được:

$$n_2 - 1 = \frac{8314}{\frac{(\xi_b - \xi_z)(Q_H - \Delta Q_H)}{M_1 (1 + \gamma_r) \beta (T_z - T_b)} + a_v'' + \frac{b''}{2} (T_z + T_b)} \quad (4-49)$$

Hệ phương trình (4-47), (4-49) được giải bằng phương pháp mò nghiệm để tìm n_2 và T_b tương tự như tìm n_1 và T_c trong quá trình nén. Khác với n_1 , nếu như lựa chọn ξ_z và ξ_b chính xác thì kết quả n_2 nhận được là chính xác. Để tìm áp suất p_b ta sử dụng các phương trình (4-45) và (4-46).

4.4.3 Các nhân tố ảnh hưởng đến n_2

Để dễ dàng khi khảo sát, ta chú ý rằng, nhiệt mà môi chất nhận được tăng (hay nhiệt mà môi chất mất đi giảm) thì đường giãn nở càng thoải tức n_2 càng giảm.

4.4.3.1 Tốc độ vòng quay n

Tổng quát, khi tăng n thì thời gian truyền nhiệt và lọt khí giảm nên mất nhiệt giảm, đồng thời nhận nhiệt tăng do cháy rớt tăng. Tất cả những điều đó dẫn tới làm giảm n_2 . Điều này nói chung đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

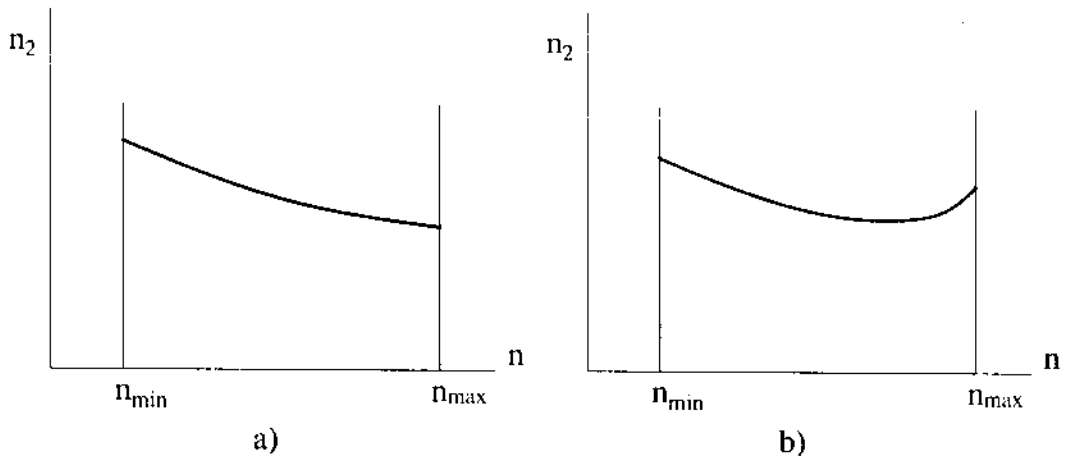
Riêng đối với động cơ xăng còn có thêm ảnh hưởng của tải trọng. Tại chế độ tải lớn và toàn tải, ban đầu n_2 giảm nhanh do những nguyên nhân trên, sau đó tăng một chút vì ở n lớn môi chất vận động rồi mạnh có tác dụng cải thiện quá trình cháy dẫn tới giảm cháy rớt.

Ảnh hưởng tổng hợp của tốc độ vòng quay n được thể hiện trên hình 4-20.

4.4.3.2 Tải trọng

Trong mọi trường hợp, khi tăng tải thì áp suất trong xy lanh tăng làm tăng lọt khí. Đồng thời chênh lệch nhiệt độ giữa môi chất và vách các chi tiết $T - T_w$ tăng. Những yếu tố đó làm tăng mất nhiệt nên n_2 tăng. Điều này đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

Riêng đối với động cơ diesel, khi tăng tải, hệ số dư lượng không khí λ giảm, góc dành cho quá trình cháy tăng tức quá trình cháy kéo dài làm tăng cấp nhiệt nên n_2 giảm. Tổng hợp lại, ảnh hưởng riêng mạnh hơn nên thực tế n_2 giảm.

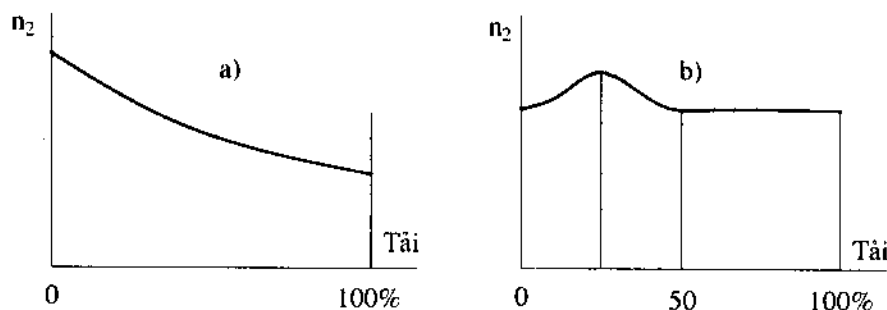


Hình 4-20. Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay đến n_2

a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

Đối với động cơ xăng cũng có ảnh hưởng riêng nhưng còn phức tạp hơn. Ta khảo sát cho một trường hợp cụ thể dùng bộ chế hoà khí với đặc tính hòa khí nhạt dần khi tăng tải (xem giáo trình Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ).

Thực nghiệm chứng tỏ, ảnh hưởng do lọt khí và tăng chênh lệch nhiệt độ (mất nhiệt tăng) và ảnh hưởng của cháy rớt tăng (nhận nhiệt tăng) cân bằng nhau trong khoảng từ 50 ÷ 100% tải nên n_2 gần như không đổi.



Hình 4-21. Ảnh hưởng của tải trọng đến n_2

a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

Ở chế độ không tải và tải nhỏ, van tiết lưu mở nhỏ, γ_r lớn, cháy rất nhiều, lượng nhiệt môi chất nhận được lớn nên n_2 nhỏ.

Khi tăng tải, van tiết lưu mở to dần, γ_r giảm dần, cháy bớt giảm làm giảm nhận nhiệt nên n_2 tăng và đạt cực đại ở khoảng $20 \div 25\%$ tải.

Tiếp tục tăng tải, cháy bớt lại tăng do hòa khí nhạt dần, nhận nhiệt tăng nên n_2 giảm.

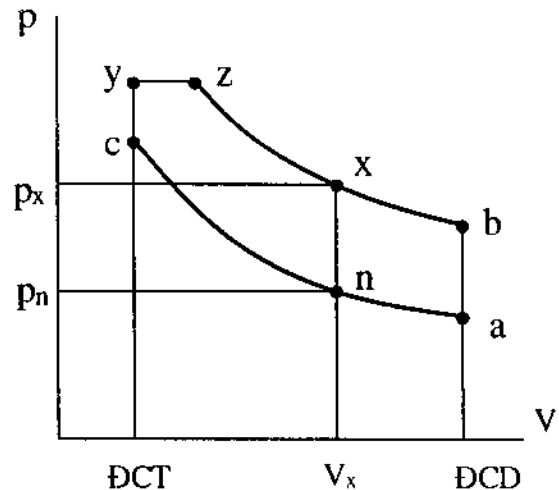
Ảnh hưởng tổng hợp của tải trọng đến n_2 được thể hiện trên hình 4-21.

4.4.3.3 Kích thước xylanh

Ta xét cho 2 trường hợp tương tự như 4.2.3.3.

- Khi giữ tỷ số $S/D = \text{const}$, tăng D (V_h tăng) làm cho $\frac{F_{lm}}{V_h}$ giảm nên mất nhiệt giảm dần tới n_2 giảm. Như vậy động cơ nhỏ bất lợi hơn.

- Nếu giữ $V_h = \text{const}$ và giảm S/D (tức tăng D , giảm S) làm cho F_{lm}/V_h giảm, mất nhiệt giảm nên n_2 giảm, công giãn nở thu được sẽ lớn hơn. Như vậy động cơ có S/D nhỏ có lợi hơn.



Hình 4-22. Xác định nhiệt độ của môi chất trong quá trình giãn nở

4.4.4 Xác định nhiệt độ của môi chất trong quá trình giãn nở

Trong quá trình giãn nở còn xảy ra hiện tượng cháy bớt kèm theo biến đổi phân tử nên tính toán nhiệt độ của môi chất không thể chỉ sử dụng một cách đơn giản phương trình của quá trình đa biến như trong quá trình nén mà phải kể đến yếu tố này. Tuy nhiên, ta có thể dựa vào nhiệt độ của quá trình nén làm cơ sở tính toán, hình 4-22.

Phương trình trạng thái cho điểm x nào đó trên đường giãn nở và điểm n trên đường nén có cùng thể tích V_x có dạng:

$$p_x V_x = 8314 M_x T_x$$

$$p_n V_x = 8314 M_n T_n$$

Lập tỷ số, ta được:

$$\frac{M_x}{M_n} \cdot \frac{T_x}{T_n} = \frac{p_x}{p_n}$$

Có thể coi $M_n = M_c = M_l(1 + \gamma_r)$ là lượng môi chất cuối quá trình nén khí không kể đến nạp thêm và lọt khí thì $\frac{M_x}{M_n} = \beta_x$ là hệ số biến đổi phân tử tại điểm x tính theo (3-42).

Từ đó tính được:

Phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội trong khoảng thời gian 2005-2007 đã sử dụng phần mềm AVL Boost (tính toán chu trình nhiệt động) và AVL Tycon (tính toán cơ cấu phối khí) để tính toán tối ưu pha phối khí cho động cơ diesel D243. Trên cơ sở đó đã thiết kế và chế tạo trục cam mới cho động cơ này để nâng cao hệ số nạp và qua đó tăng được công suất động cơ khoảng 5%.

4.5.2 Xử lý khí thải

Khí thải động cơ là một trong những nguồn chủ yếu gây ô nhiễm môi trường do ồn và nghiêm trọng hơn là thải vào môi trường nhiều chất độc hại. Ngày nay vấn đề bảo vệ môi trường được quan tâm ở mọi nơi trên thế giới nói chung và ở nước ta nói riêng cho nên chỉ tiêu về chất lượng khí thải là một trong những chỉ tiêu cơ bản để đánh giá chất lượng động cơ.

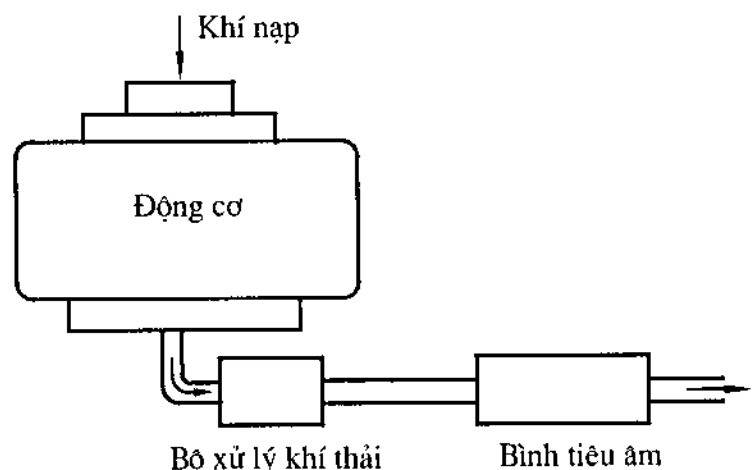
Để giảm tiếng ồn, động cơ được trang bị bình tiêu âm trên đường thải. Hiện nay mới chỉ có một số nước có ngành công nghiệp chế tạo động cơ phát triển đưa ra các tiêu chuẩn về tiếng ồn của động cơ. Do hạn chế về khuôn khổ giáo trình nên không đề cập đến vấn đề giảm ồn và bình tiêu âm ở đây, đề nghị xem giáo trình Kết cấu tính toán động cơ và Trang bị động lực.

Trong khí thải độc hại chứa các thành phần độc hại như CO, NO_x, C_mH_n, P-M (Particulate-Matter, tạm dịch là bụi khói)... Để kiểm soát phát thải độc hại hầu hết các nước đều áp dụng các tiêu chuẩn để các nhà chế tạo động cơ phải tuân thủ. Nói chung, các tiêu chuẩn này ngày càng được xiết chặt theo một lộ trình định trước được cân nhắc rất kỹ lưỡng. Hiện nay trên thế giới có 3 hệ thống tiêu chuẩn khí thải là tiêu chuẩn của Châu Âu (EU), của Mỹ và của Nhật Bản. Châu Âu áp dụng tiêu chuẩn của mình gọi là EURO với EURO 1 từ 1991, EURO 2 năm 1996, EURO 3 từ 2000, hiện đang áp dụng tiêu chuẩn EURO 4 từ 2005 và sẽ áp dụng EURO 5 từ 2008. Việt Nam áp dụng tiêu chuẩn EURO II từ 1/7/2007 và tiếp theo là các tiêu chuẩn EURO cao hơn.

Để bảo đảm các thành phần độc hại trong khí thải trong giới hạn cho phép của tiêu chuẩn, nói chung có nhiều phương pháp nhưng có thể chia thành hai nhóm.

Nhóm thứ nhất bao gồm các biện pháp liên quan đến loại nhiên liệu, cấu tạo và tổ chức các quá trình làm việc của động cơ... còn gọi là *các biện pháp nội tại động cơ*. Một số ví dụ có thể kể như dùng LPG, methanol, ethanol, luân hồi khí thải, phương pháp hình thành hòa khí phân lớp (động cơ xăng), dùng hệ thống nhiên liệu common rail (động cơ diesel), động cơ lai (hybrid engine)...

Nhóm thứ hai bao gồm *các biện pháp xử lý*



Hình 4-24. Các thiết bị trên đường thải

khí thải bằng các bộ xử lý trên đường thải như bộ xử lý oxy hóa (Oxydation Catalyst), bộ xử lý ba đường (Three Way-Catalyst, bộ khử NO_x (De- NO_x -Catalyst), bộ lọc bụi khói diesel (Diesel Particle Filter - DPF)... Nói chung, các bộ xử lý thường được bố trí trước bình tiêu âm trên đường thải và bản thân các bộ xử lý này cũng có tác dụng phần nào giảm âm, hình 4-24. Ngoài ra, các bộ xử lý cũng tạo ra sức cản đường thải nên có ảnh hưởng đến chu trình công tác của động cơ.

Vấn đề giảm độc hại trong khí thải động cơ đã được trình bày khái quát trong giáo trình Động cơ đốt trong và được trình bày chi tiết hơn trong chuyên đề Khí thải và ô nhiễm môi trường.

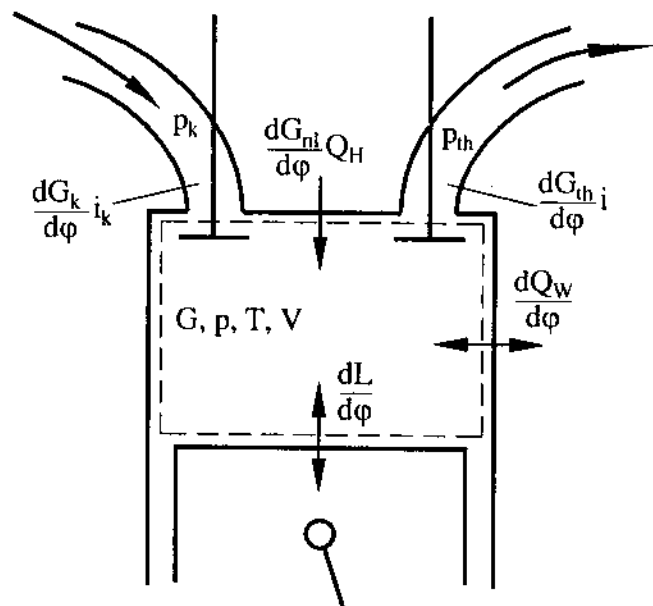
4.6 Tính toán mô phỏng chu trình làm việc của động cơ

Tính toán mô phỏng chu trình công tác của động cơ là một trong những mục tiêu nghiên cứu truyền thống của chuyên ngành. Sau đây sẽ trình bày một số phương pháp chủ yếu.

4.6.1 Phương pháp tính toán nhiệt động

Đây là phương pháp do Giáo sư Grinheveski và Giáo sư Mading thuộc Liên Xô (cũ) đề xuất từ những năm 30 của thế kỷ trước nên còn được gọi là phương pháp Grinhevesk - Mading

Nội dung chính của phương pháp đã được trình bày trong chương IV, đó là xác định được các thông số trạng thái (thể tích, nhiệt độ, áp suất) tại các điểm đặc biệt a, c, y, z và b. Chu trình làm việc với các điểm đặc biệt nói trên được gọi là chu trình tính toán. Trên cơ sở đó tính toán và hiệu chỉnh tiếp tục để xây dựng đồ thị công (p - V) của chu trình thực tế (xem chương V). Trình tự tính toán cụ thể được trình bày trong tài liệu Hướng dẫn làm Đồ án môn học Động cơ đốt trong. Có thể nói rằng phương pháp này chủ yếu dựa trên tính toán nhiệt động các quá trình thành phần (nạp, nén, cháy, giãn nở và thải) được đơn giản hóa khá nhiều (ví dụ: chọn áp suất của quá trình nạp, thải (p_a , p_r) bằng hằng số theo kinh nghiệm mà không tính quá trình trao đổi khí; hay chọn ξ_z , ξ_b chứ không tính toán diễn biến quá trình tỏa nhiệt khi cháy...) nên kết quả tính toán có độ chính xác không cao. Mặc dù vậy, phương pháp



Hình 4-25. Mô hình tính toán của phương pháp cân bằng năng lượng

Grinhevesk - Mading vẫn phản ánh được bản chất của các quá trình cũng như toàn bộ chu trình. Chính vì thế nên cho đến nay phương pháp này vẫn được coi là phương pháp kinh điển để tính toán nhiệt trong Đồ án môn học chuyên ngành Động cơ đốt trong.

4.6.2 Phương pháp cân bằng năng lượng

Đây là phương pháp mô phỏng chu trình làm việc của động cơ trên cơ sở xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả quá trình trao đổi nhiệt và trao đổi khí trong động cơ. Phương pháp này do GS Vô-lô-đin (Liên Xô cũ) đề xuất vào những năm 80 của thế kỷ 20 và được GS Woschni (CHLB Đức) tiếp tục phát triển, hiện nay được dùng phổ biến để tính toán nhiệt độ và áp suất trong xy lanh theo góc quay trục khuỷu và qua đó xây dựng được đồ thị công của chu trình.

4.6.2.1 Mô hình mô phỏng

Xét ví dụ một động cơ diesel 4 kỳ, hình 4-25, có các thông số cho trước bao gồm kích thước hình học cũng như qui luật điều khiển của cơ cấu phối khí. Hệ khảo sát có đường biên được thể hiện bằng nét đứt chứa lượng môi chất trong xy lanh có khối lượng là m và các thông số trạng thái p , T , V .

Hệ phương trình mô tả sự trao đổi năng lượng và trao đổi chất của hệ với môi trường xung quanh gồm các phương trình sau.

a. Phương trình cân bằng năng lượng

$$\frac{dG_{nl}}{d\varphi} Q_H + \frac{dQ_w}{d\varphi} + \frac{dG_k}{d\varphi} i_k - \frac{dG_{th}}{d\varphi} i = \frac{d(Gu)}{d\varphi} + \frac{dL}{d\varphi} \quad (4-50)$$

trong đó:

- $Q_H dG_{nl}$: lượng nhiệt cấp vào do cháy lượng nhiên liệu dG_{nl}
- dQ_w : lượng nhiệt trao đổi với môi trường xung quanh (vách, nắp xy lanh...)

$$dQ_w = \alpha F(T_w - T)d\varphi \quad (4-51)$$

với α là hệ số trao đổi nhiệt, F là diện tích trao đổi nhiệt và T_w là nhiệt độ vách (Wall) trao đổi nhiệt

- $i_k dG_k$: entanpi của khí nạp mới đi vào xy lanh với i_k là entanpi đơn vị
- $i_{th} dG_{th}$: entanpi của sản vật cháy ra khỏi xy lanh (khí thải) với i_{th} là entanpi đơn vị
- $d(Gu)$: biến thiên nội năng của môi chất với u là nội năng đơn vị
- dL : công giãn nở của môi chất: $dL = -pdV$

b. Phương trình cân bằng khối lượng

$$\frac{dG}{d\varphi} = \frac{dG_k}{d\varphi} - \frac{dG_{th}}{d\varphi} + \frac{dG_{nl}}{d\varphi} \quad (4-52)$$

c. Phương trình trạng thái

$$pV = GRT \quad (4-53)$$

4.6.2.2 Điều kiện biên

Hệ phương trình (4-50), (4-52) và (4-53) đòi hỏi nhiều điều kiện biên cần phải xác định. Trong số đó có một số điều kiện biên quan trọng được trình bày dưới đây.

a. Lượng môi chất nạp vào hoặc thải khỏi xy lanh

$$\frac{dG}{dt} = \frac{1}{6n} \frac{dG}{dt}$$

trong đó:

n : tốc độ động cơ (vg/ph)

$$\frac{dG}{dt} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \quad (4-54)$$

μ, f : hệ số lưu lượng và diện tích thông qua của xupáp, được xác định dựa trên kích thước qui luật vận động của xupáp

p_1 và v_1 : áp suất và thể tích riêng của môi chất trước tiết diện thông qua của xupáp

ψ : hàm lưu lượng.

$$\text{- Khi } \frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

với p_2 là áp suất sau tiết diện thông qua ($p_1 > p_2$) và k là chỉ số đoạn nhiệt, dòng lưu động dưới giới hạn

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4-55)$$

$$\text{- Khi } \frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

dòng lưu động trên giới hạn với tốc độ không đổi bằng tốc độ âm thanh cục bộ

$$\psi = \psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} = \text{const} \quad (4-56)$$

Áp suất tới hạn p_g được xác định theo công thức sau:

$$p_g = \frac{p_2}{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad (4-57)$$

b. Hệ số trao đổi nhiệt

Trao đổi nhiệt giữa môi chất trong xy lanh với bề mặt trao đổi nhiệt trong xy lanh là trao đổi nhiệt phức tạp nên xác định hệ số trao đổi nhiệt α trong phương trình (4-51) rất khó khăn. Nhiều công trình nghiên cứu về vấn đề này đã được tiến hành và đưa ra những công thức thực nghiệm. Trong số đó, công thức của GS Woschni cho kết quả sát với thực tế nên được áp dụng rộng rãi [7, 9, 15]:

$$\alpha = 130 p^{0,8} D^{-0,2} T^{-0,53} \left[C_1 c_m + C_2 V_h T_l \frac{p - p_{kc}}{p_l V_l} \right]^{0,8} \quad (\text{W/m}^2\text{K})$$

trong đó:

p : áp suất môi chất trong xy lanh (bar);

T : nhiệt độ môi chất trong xy lanh (K) ;

D : đường kính xy lanh (m);

c_m : vận tốc trung bình của piston (m/s);

V_h : thể tích công tác (m^3);

p_l (bar), T_l (K), V_l (m^3): áp suất, nhiệt độ và thể tích xy lanh tại một điểm biết trước trong quá trình nén gọi là điểm tham chiếu, thường chọn điểm a (đầu quá trình nén, cuối quá trình nạp) với p_a , T_a , và V_a (xem 4.1.2);

p_{kc} : áp suất trong xy lanh (bar) nếu như không đốt cháy nhiên liệu (không cháy);

C_1 : hằng số kể đến đặc trưng vận động chung của môi chất trong các quá trình thành phần của chu trình;

C_2 : hằng số kể đến ảnh hưởng riêng của vận động môi chất trong quá trình cháy và giãn nở. Trong quá trình trao đổi khí và nén thì $C_2 = 0$ và C_2 phụ thuộc vào phương pháp hình thành hòa khí và cháy;

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{c_u}{c_m} \quad (-) \text{ ứng với quá trình trao đổi khí;}$$

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{c_u}{c_m} \quad (-) \text{ ứng với quá trình nén và giãn nở;}$$

c_u : vận tốc vòng trong chuyển động xoay tròn của môi chất quanh tâm xy lanh

$$c_u = \omega \frac{D}{2} = \frac{\pi n_a D}{60}$$

với n_a là vận tốc của phong kế (anemometer) đo tốc độ góc của chuyển động xoay. Trong trường hợp không có giá trị n_a (đo) chính xác thì có thể chọn tỷ

lệ $\frac{c_u}{c_m} = 0 \div 3$ Đối với động cơ không tạo xoay tròn của môi chất trong xy lanh

thì $c_u = 0$.

$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$ (m/sK) đối với động cơ xăng và diesel buồng cháy thông nhất

$C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3}$ đối với động cơ có buồng cháy ngăn cách;

$C_2 = 2,3 \cdot 10^{-5}(T_w - 600) + 0,005$ (m/sK) khi $T_w > 600$ K, áp dụng cho động cơ diesel tăng áp và không tăng áp hình thành hòa khí kiểu màng và kiểu thể tích (xem mục 7.2.2.1).

c. Qui luật cháy

Để xác định tốc độ cháy nhiên liệu $\frac{dm_{nl}}{d\varphi} = g_{ct} \frac{dx}{d\varphi}$ cần phải biết qui luật cháy

$x = f(\varphi)$. Có nhiều công trình nghiên cứu về qui luật cháy nhưng do khuôn khổ giáo trình nên không trình bày ở đây, chỉ đưa ví dụ điển hình là qui luật cháy Vibe (4-28).

4.6.2.3 Giải hệ phương trình vi phân

Hệ phương trình vi phân (4-50), (4-52) và (4-53) cùng các điều kiện biên kèm theo chỉ có thể giải gần đúng bằng phương pháp số, ví dụ phương pháp Runge - Kutta. Đầu tiên người ta chọn thông số của môi chất tại một điểm nào đó của chu trình, thông thường chọn tại điểm đóng xupáp nạp, làm điều kiện đầu. Điểm chọn được gọi là điểm đầu của chu trình. Sau đó tiến hành tính toán theo bước cho đến khi kết thúc chu trình tức là quay lại điểm đầu. So sánh kết quả nhận được với kết quả chọn ban đầu nói chung có sự sai lệch. Căn cứ vào độ lệch sẽ chọn lại những thông số tại điểm đầu rồi tiến hành tính lần 2, lần 3... cho đến khi kết quả tính trùng với kết quả chọn thì dừng lại. Kết quả của lần tính cuối cùng chính là nghiệm của hệ phương trình vi phân, đó là khối lượng m , áp suất p và nhiệt độ T của môi chất trong xylanh theo góc quay trục khuỷu.

Quá trình giải đòi hỏi một khối lượng tính toán rất lớn nên thường phải lập trình giải trên máy tính. Kết quả có thể đưa ra ở dạng số hay đồ thị.

So với phương pháp tính toán nhiệt động thì mô hình mô tả các quá trình thành phần sát thực hơn nên kết quả chính xác hơn. Hiện nay, nhiều phần mềm mô phỏng xây dựng trên cơ sở phương pháp cân bằng năng lượng được phát triển và áp dụng khá phổ biến trong nghiên cứu - phát triển động cơ như AVL Boost (Áo), GT-Power (Mỹ)...

4.6.3 Phương pháp CFD (Computational Fluid Dynamics)

Đây là phương pháp mô phỏng hiện đại cho đối tượng là dòng lưu chất trong không gian 3 chiều. Do tính phức tạp cũng như do hạn chế về khuôn khổ của giáo trình nên dưới đây chỉ trình bày hết sức tóm tắt về phương pháp này [12].

Cơ sở lý thuyết của phương pháp CFD là hệ phương trình Navier - Stokes mô tả trao đổi năng lượng, động lượng và trao đổi chất của dòng môi chất là chất lỏng nhớt trong không gian 3 chiều. Đối với dòng lưu động là chất khí cần phải bổ sung thêm phương trình trạng thái. Ngoài ra, còn có các điều kiện biên để xác định các thông số trong các phương trình nói trên. Tất cả tạo thành hệ phương trình mô phỏng dòng khí thực.

Giải hệ phương trình mô phỏng thường dùng phương pháp thể tích hữu hạn (tương tự như phương pháp phần tử hữu hạn FEM - Finite Element Method) gồm các bước sau:

Bước 1: chia vùng khảo sát (liên tục) thành các thể tích rời rạc bằng các lưới. Các thể tích rời rạc được gọi là thể tích khảo sát (cell).

Bước 2: tích phân các phương trình đặc trưng cho dòng lưu chất trên thể tích khảo sát để xây dựng các phương trình vi phân rời rạc tại các nút lưới.

Bước 3: rời rạc hóa các phương trình tích phân bằng cách thay thế các vi phân bằng các sai phân tương ứng. Như vậy đã biến đổi các phương trình tích phân thành các phương trình đại số.

Bước 4: rời rạc hóa các điều kiện biên tương tự như bước 3.

Bước 5: giải hệ phương trình đại số cho kết quả gần đúng của bài toán đã cho.

Kết quả tính toán ở mỗi thời điểm, tại mỗi thể tích khảo sát thông thường gồm 6 giá trị là v_x , v_y , v_z (xác định vectơ vận tốc $\bar{v}$), nhiệt độ T , áp suất p và mật độ ρ . Nếu như thêm vào hệ phương trình mô phỏng các phương trình tính toán động học phản ứng trong quá trình cháy thì còn nhận được nồng độ các chất độc hại như NO, CO, P-M...

Do số thể tích khảo sát thường rất lớn và bước thời gian tính toán thường rất nhỏ để bảo đảm độ chính xác nên khối lượng tính toán rất lớn cần phải sử dụng máy tính lớn có tốc độ tính toán rất cao. Mặc dù vậy, thời gian tính toán một chu trình công tác của động cơ vẫn rất lâu, có thể đến nhiều ngày tùy theo bài toán và cấu hình của máy tính. Ngoài ra, việc chuẩn bị những số liệu, những thông số cần thiết để đưa vào mô hình mô phỏng cũng mất rất nhiều thời gian và công sức. Vì vậy, phương pháp CFD hiện nay chỉ được sử dụng ở các phòng thí nghiệm và các trường đại học lớn. Tuy vậy, đây là phương pháp mô phỏng hiện đại và có tiềm năng phát triển.

Hiện nay có nhiều phần mềm CFD trên thị trường như Fluent và Kiva (Mỹ), AVL-Fire (Áo), Star-CD (Anh), Promo (Đức)... Những phần mềm này đã được áp dụng tính toán các quá trình bên trong động cơ tạo nên chu trình làm việc bao gồm cả hình thành độc hại cho kết quả rất phù hợp với số liệu đo bằng thực nghiệm.

CHƯƠNG V

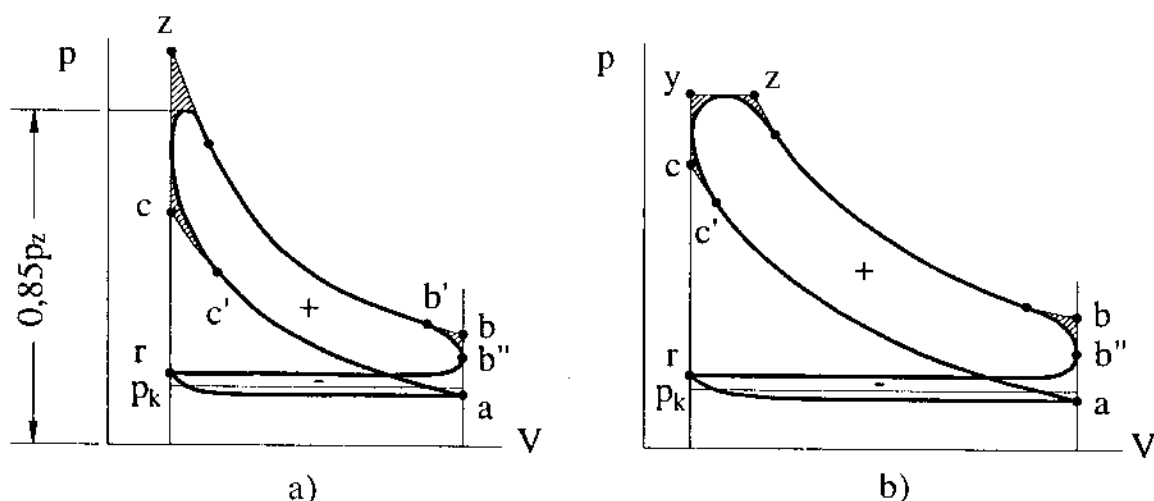
NHỮNG THÔNG SỐ CHỈ THỊ, CÓ ÍCH VÀ CÂN BẰNG NHIỆT

Sau khi khảo sát chu trình thực tế trong chương IV, ta có toàn bộ các thông số nhiệt động cần thiết để từ đó tính toán các thông số kỹ thuật và kinh tế của chu trình.

Không làm giảm tính tổng quát, chúng ta xét cho một trường hợp cụ thể là động cơ 4 kỳ không tăng áp và sử dụng kết quả tính toán nhiệt chu trình làm việc theo phương pháp tính toán chu trình nhiệt động (xem 4.6.1).

Trên hình 5-1, *chu trình thực tế* được biểu thị bằng những đường cong trơn tru khép kín chia thành hai phần rõ rệt với công dương thu được và công âm (còn gọi là công bơm) tiêu tốn cho quá trình nạp thải.

Chu trình được xây dựng trên cơ sở những thông số trạng thái tại các điểm đặc biệt như a, c, y, z và b đã được xác định trong chương IV gọi là *chu trình tính toán*, hình 5-1. Chu trình hỗn hợp acybz dùng cho động cơ diesel và chu trình đẳng tích aczb dùng cho động cơ xăng. Chu trình tính toán sẽ được dùng để tính toán các thông số chỉ thị và có ích của động cơ.



Hình 5-1. Chu trình thực tế và chu trình tính toán:

a) Động cơ xăng b) Động cơ diesel

5.1 Những thông số chỉ thị

Là những thông số nhận được dựa trên đồ thị công $p - V$ (indicating diagram) của chu trình thực tế.

5.1.1 Áp suất chỉ thị

Theo định nghĩa, áp suất chỉ thị:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} \quad (5-1)$$

trong đó L_i là công chi thị của chu trình thực tế, đó là tổng đại số của công dương và công âm của chu trình.

Có thể xác định chính xác p_i theo (5-1) nếu đo được đồ thị công. Khi làm thực nghiệm lấy đồ thị công, áp suất của đường nạp và đường thải thường khác nhau ít và rất thấp so với đường nén và cháy giãn nở nên phần công bơm khá nhỏ, khó xác định chính xác và coi nó là một phần trong các tổn thất cơ khí của động cơ.

Khi tính toán p_i dựa trên chu trình tính toán, công bơm cũng không được tính đến mà đưa vào tổn thất cơ khí (xem 5.2.1). Trước hết, người ta xác định áp suất chi thị tính toán p'_i tương tự như (5-1):

$$p'_i = \frac{L'_i}{V_h} \quad (5-2)$$

với L'_i là công của chu trình tính toán, sau đó sẽ dùng hệ số hiệu chỉnh để tính p_i (trình bày ở cuối mục 5.1.1 này).

5.1.1.1 Chu trình hỗn hợp

Theo hình 5-1 b, ta có:

$$L'_i = L_{yz} + L_{zb} + L_{ac} \text{ với:}$$

- $L_{yz} = p_z(V_z - V_y) = \lambda p_c V_c (\rho - 1)$
- $L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z V_z - p_b V_b) = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] = \frac{\lambda \rho p_c V_c}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right]$
- $L_{ac} = -\frac{1}{n_1 - 1} (p_c V_c - p_a V_a) = -\frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right)$

Thay tất cả vào (5-2) với lưu ý rằng:

$$\frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\epsilon - 1} \text{ và } p_c = p_a \epsilon^{n_1} \text{ cuối cùng ta được:}$$

$$p'_i = \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left\{ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} p_a \quad (5-3)$$

5.1.1.2 Chu trình đẳng tích

Thay $\rho = 1$ vào (5-3) ta được:

$$p'_i = \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] p_a$$

Trong thực tế, đồ thị của chu trình tính toán không trùng với chu trình thực tế, rõ nhất là ở quá trình cháy và cuối giãn nở. Vì vậy công của chu trình thực tế thường nhỏ hơn công của chu trình tính toán nên áp suất chỉ thị thực tế cũng nhỏ hơn. Để kể đến sai khác này khi tính p_i người ta dùng hệ số điền đầy đồ thị φ_d :

$$p_i = \varphi_d p_i'$$

Hệ số hiệu chỉnh đồ thị được lựa chọn theo kinh nghiệm $\varphi_d = 0,92 \div 0,97$. Giá trị nhỏ dùng cho động cơ diesel và giá trị lớn cho động cơ xăng do sự khác biệt giữa chu trình tính toán và chu trình thực tế của động cơ xăng nhỏ hơn.

Ngoài ra, khi hiệu chỉnh áp suất cực đại của động cơ xăng, hình 5-1, người ta thường chọn áp suất cực đại bằng $0,85p_z$.

5.1.2 Công suất chỉ thị

Đó là công suất nhiệt động của động cơ.

$$N_i = fL_i \quad (5-4)$$

trong đó f là số chu trình trong một giây. Tính cho 1 xylanh, động cơ 4 kỳ có $f = n/120$ và động cơ 2 kỳ có $f = n/60$. Có thể viết:

$$f = \frac{in}{30\tau} \quad (5-5)$$

với i là số xylanh và τ gọi là hệ số kỳ, $\tau = 4$ đối với động cơ 4 kỳ và $\tau = 2$ đối với động cơ 2 kỳ.

Từ (5-1) và thay (5-5) vào (5-4) ta được:

$$N_i = \frac{p_i V_h in}{30\tau} \quad (5-6)$$

5.1.3 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị

Hiệu suất chỉ thị chính là hiệu suất nhiệt của chu trình thực, được xác định như sau:

$$\eta_i = \frac{N_i}{G_m Q_H} \quad (5-7)$$

$$\text{Gọi } g_i = \frac{G_m}{N_i} \quad (5-8)$$

là suất tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị (kg/Ws), (g/mlh) hoặc (g/kWh), ta được:

$$\eta_i = \frac{1}{g_i Q_H} \quad (5-9)$$

Trong thực tế, η_i và g_i nằm trong khoảng sau đối với động cơ cao tốc:

	η_i	g_i (g/kWh)
Động cơ xăng:	$0,25 \div 0,40$	$230 \div 340$

Động cơ diesel 4 kỳ:	0,43 ÷ 0,56	170 ÷ 200
Động cơ diesel 2 kỳ:	0,40 ÷ 0,48	180 ÷ 220

5.2 Những thông số có ích

5.2.1 Tổn thất cơ khí

Đó là các tổn thất cho ma sát giữa các mối ghép động, công suất dẫn động các cơ cấu phụ của động cơ như bơm dầu, bơm nước, quạt gió... và công bơm của quá trình nạp thải. Nếu gọi p_m là áp suất tổn thất cơ khí, xác định tương tự như p_i theo (5-1):

$$p_m = \frac{L_m}{V_h}$$

với L_m là công tổn thất cơ khí tính cho một chu trình, có thể tính được công suất tổn thất cơ khí N_m tương tự như (5-6):

$$N_m = \frac{p_m V_h i n}{30\tau} \quad (5-10)$$

Trong thực tế, tổn thất do ma sát của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền chiếm đến 70% tổn thất cơ khí.

Áp suất tổn thất cơ khí p_m thông thường được xác định bằng thực nghiệm và phụ thuộc bậc nhất vào tốc độ trung bình của piston c_m :

$$p_m = a + b.c_m \quad (5-11)$$

với a và b là các hằng số thực nghiệm, tùy thuộc vào loại động cơ. Dưới đây là một số ví dụ.

Đối với động cơ diesel bốn kỳ không tăng áp có số xylanh $i \geq 4$, đường kính xylanh $90 \div 120$ mm, buồng cháy thống nhất:

$$p_m = 0,09 + 0,0102c_m \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Còn động cơ xăng bốn kỳ có số xylanh từ 4 đến 6 có $\frac{S}{D} > 1$, khi mở hoàn toàn bướm ga có thể sử dụng công thức:

$$p_m = 0,05 + 0,0155c_m \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Ngoài ra, p_m còn phụ thuộc vào tải trọng, trạng thái nhiệt của động cơ như nhiệt độ nước làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn. Đối với động cơ xăng cần chú ý rằng, p_m phụ thuộc vào tải trọng còn mạnh hơn vì khi thay đổi tải phải thay đổi vị trí của van tiết lưu nên sức cản đường nạp thay đổi nhiều, ảnh hưởng trực tiếp đến công bơm.

5.2.2 Công suất và áp suất có ích

Công suất có ích để kéo máy công tác là hiệu của công suất chỉ thị và công suất tổn thất cơ khí:

$$N_e = N_i - N_m \quad (5-12)$$

Nếu gọi p_e là áp suất có ích (effective) trung bình xác định tương tự như (5-1):

$$p_e = \frac{L_e}{V_h}$$

với L_e là công có ích của chu trình, có thể tính N_e tương tự như (5-6):

$$N_e = \frac{p_e V_h \text{in}}{30\tau}$$

Từ (5-10), (5-11) và (5-12) có thể dễ dàng rút ra:

$$p_e = p_i - p_m$$

5.2.3 Hiệu suất cơ khí

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}$$

Trong thực tế, $\eta_m = 0,65 \div 0,93$.

5.2.4 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu có ích

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_m Q_H} = \frac{N_e}{N_i} \frac{N_i}{G_m Q_H} = \eta_m \eta_i$$

Tương tự như (5-8) gọi:

$$g_e = \frac{G_m}{N_e}$$

là suất tiêu thụ nhiên liệu có ích với thứ nguyên như g_i . Tương tự như (5-9) ta có:

$$g_e = \frac{1}{\eta_e Q_H}$$

Vậy g_e và η_e đều là các thông số đặc trưng cho tính kinh tế của động cơ. Dưới đây là một vài số liệu để tham khảo đối với động cơ cao tốc.

	η_e	g_e (g/kWh)
Động cơ xăng:	0,20 ÷ 0,35	245 ÷ 360
Động cơ diesel 4 kỳ:	0,40 ÷ 0,50	180 ÷ 220
Động cơ diesel 2 kỳ:	0,35 ÷ 0,45	205 ÷ 240

5.3 Cân bằng nhiệt

Tính cân bằng nhiệt là giai đoạn cuối của tính toán nhiệt đối với động cơ nhằm những mục đích sau:

- Tính những tổn thất nhiệt, trên cơ sở đó tìm các biện pháp giảm các tổn thất để dùng nhiệt vào việc có ích.

• Kết quả cân bằng nhiệt làm cơ sở tính và thiết kế các hệ thống phụ trợ như hệ thống làm mát, hệ thống bôi trơn và hệ thống tăng áp dùng tuốcbin khí thải.

Cân bằng nhiệt được xác định bằng thực nghiệm trên băng thử công suất động cơ. Tại mỗi chế độ làm việc ổn định và tính trong một đơn vị thời gian, cân bằng nhiệt có dạng:

$$Q_0 = Q_e + Q_{lm} + Q_{th} + Q_d + Q_{kc} + Q_{cl} \quad (5-13)$$

trong đó:

Q_0 : nhiệt lượng của nhiên liệu đưa vào động cơ

$$Q_0 = Q_H G_{nl}$$

với Q_H là nhiệt trị thấp của nhiên liệu và G_{nl} là lượng nhiên liệu tiêu thụ trên một đơn vị thời gian;

Q_e : nhiệt lượng tương ứng với công suất có ích của động cơ

$$Q_e = N_e$$

Q_{lm} : nhiệt lượng truyền cho môi chất làm mát. Đối với hệ thống làm mát bằng nước:

$$Q_{lm} = G_n C_n (t_{nr} - t_{nv})$$

với G_n là lưu lượng khối của nước làm mát; C_n là nhiệt dung riêng của nước, có thể lấy $C_n = 4,186 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$; t_{nr} là nhiệt độ nước ra khỏi động cơ và t_{nv} là nhiệt độ nước vào động cơ;

Q_{th} : nhiệt lượng do khí thải mang đi. Nếu bỏ qua entanpi của nhiên liệu trong khí nạp mới M_1 đối với động cơ xăng, ta có công thức chung cho cả động cơ diesel và động cơ xăng như sau:

$$Q_{th} = G_{nl} (M_2 \bar{C}_{\mu ph}^* T_{th} - M_1 \bar{C}_{\mu pk} T_k)$$

với T_{th} là nhiệt độ khí thải (K) trong đường thải và T_k (K) là nhiệt độ khí nạp mới tại đường nạp;

Q_d : nhiệt lượng do dầu bôi trơn mang đi, tính tương tự như Q_{lm} :

$$Q_d = G_d C_d (t_{dr} - t_{dv})$$

với G_d là lưu lượng dầu làm mát; C_d là nhiệt dung riêng của dầu; t_{dr} là nhiệt độ dầu ra khỏi động cơ và t_{dv} là nhiệt độ dầu vào động cơ;

Q_{kc} : nhiệt lượng trong phần nhiên liệu không cháy được. Khi $\lambda \geq 1$ thì Q_{kc} được tính vào Q_{cl} còn khi $\lambda < 1$ thì Q_{kc} tính như sau:

$$Q_{kc} = G_{nl} \Delta Q_H$$

với ΔQ_H tính theo (4-32).

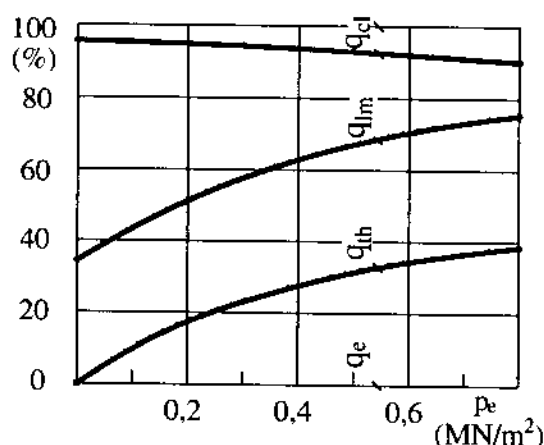
Q_{cl} : nhiệt lượng còn lại bao gồm nhiệt trao đổi bằng đối lưu và bức xạ với môi trường và lượng nhiệt tương ứng với động năng của khí thải. Sau khi đo các đại lượng cần thiết và tính tất cả các thành phần ở trên, Q_{cl} có thể tính như sau:

$$Q_{cl} = Q_0 - (Q_e + Q_{lm} + Q_{th} + Q_d + Q_{ch})$$

Thông thường, cân bằng nhiệt được thể hiện dưới dạng không thứ nguyên bằng cách chia hai vế của (5-13) cho Q_0 :

$$q_e + q_{lm} + q_{th} + q_d + q_{ch} + q_{cl} = 100\%$$

Hình 5-2 thể hiện cân bằng nhiệt của một loại động cơ theo p_e (tải trọng) ở tốc độ định mức. Trong bảng 5-1 cho giá trị kinh nghiệm của các thành phần trong cân bằng nhiệt tùy thuộc loại động cơ.



Hình 5-2. Cân bằng nhiệt ở các chế độ tải khác nhau

Bảng 5-1. Các thành phần cân bằng nhiệt

Loại động cơ	q_e (%)	$q_{lm} + q_d$ (%)	q_{th} (%)	q_{ch} (%)	q_{cl} (%)
Động cơ xăng	21 ÷ 33	12 ÷ 27	30 ÷ 50	0 ÷ 45	3 ÷ 10
Động cơ diesel	26 ÷ 47	15 ÷ 35	25 ÷ 40	0 ÷ 5	2 ÷ 5
Động cơ gas	23 ÷ 35	20 ÷ 25	35 ÷ 45	0 ÷ 5	2 ÷ 10

CHƯƠNG VI

TRAO ĐỔI MÔI CHẤT TRONG ĐỘNG CƠ HAI KỲ

Trao đổi môi chất trong động cơ hai kỳ diễn ra phức tạp hơn nhiều so với động cơ bốn kỳ. Thứ nhất, các quá trình quét-thải chỉ diễn ra trong khoảng $120^\circ - 150^\circ$ góc quay trục khuỷu, chỉ bằng $1/3 - 1/3,5$ so với động cơ bốn kỳ. Thứ hai, do sử dụng khí nạp mới để quét sản vật cháy trong xylanh (không dùng piston "đẩy" như ở động cơ 4 kỳ) nên khó quét sạch vì khí quét trộn lẫn với sản vật cháy và trong xylanh có những vùng chết. Thứ ba, một phần khí quét bị tổn thất vì theo cùng với sản vật cháy ra đường thải. Vì vậy, so với trong động cơ bốn kỳ thì việc nghiên cứu hệ thống trao đổi khí trong động cơ hai kỳ có ý nghĩa còn quan trọng hơn.

Nghiên cứu quá trình trao đổi môi chất trong động cơ hai kỳ nhằm tìm những biện pháp tăng chất lượng thải sản vật cháy và nạp khí nạp mới nhưng tổn hao ít khí quét. Qua đó, nâng cao công suất động cơ, giảm công suất tiêu thụ cho máy nén, làm tăng tính kinh tế và tính hiệu quả của động cơ.

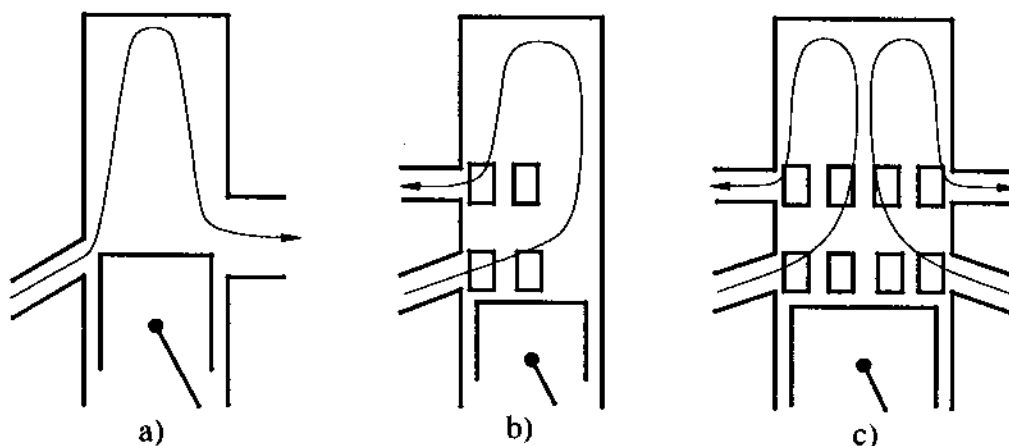
6.1 Các hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ

Tuỳ theo đường đi của khí quét, người ta chia ra thành hai loại là quét vòng và quét thẳng.

6.1.1 Quét vòng

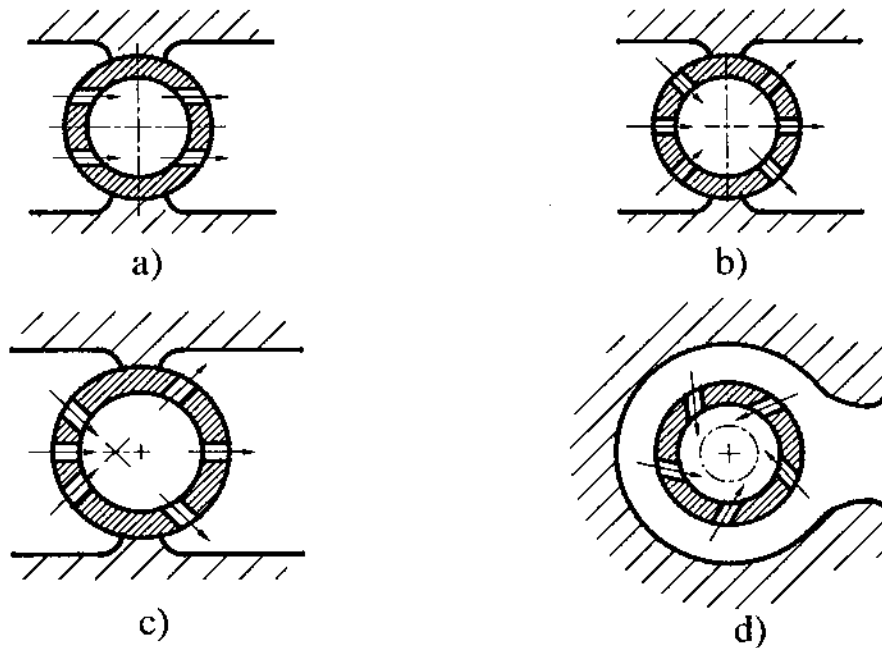
Đó là hệ thống quét thải với đường đi của khí quét từ cửa nạp lên nắp xylanh vòng xuống đáy khí đã làm việc qua cửa thải. Việc quét nạp được thực hiện qua các cửa trên vách xylanh nên cơ cấu phối khí rất đơn giản. Có nhiều loại kết cấu quét vòng được phân loại theo vị trí của các cửa quét nạp.

- Theo vị trí tương quan giữa các cửa, người ta chia thành quét vòng với các cửa đặt ngang, hình 6-1a, đặt bên, hình 6-1b, và đặt xung quanh, hình 6-1c. Theo cách phân loại này thì động cơ hai kỳ dùng hộp cacte - trục khuỷu làm máy nén khí (hình 1-6) là hệ thống quét vòng đặt ngang.



Hình 6-1. Hệ thống quét vòng: a) đặt ngang, b) đặt bên, c) đặt xung quanh

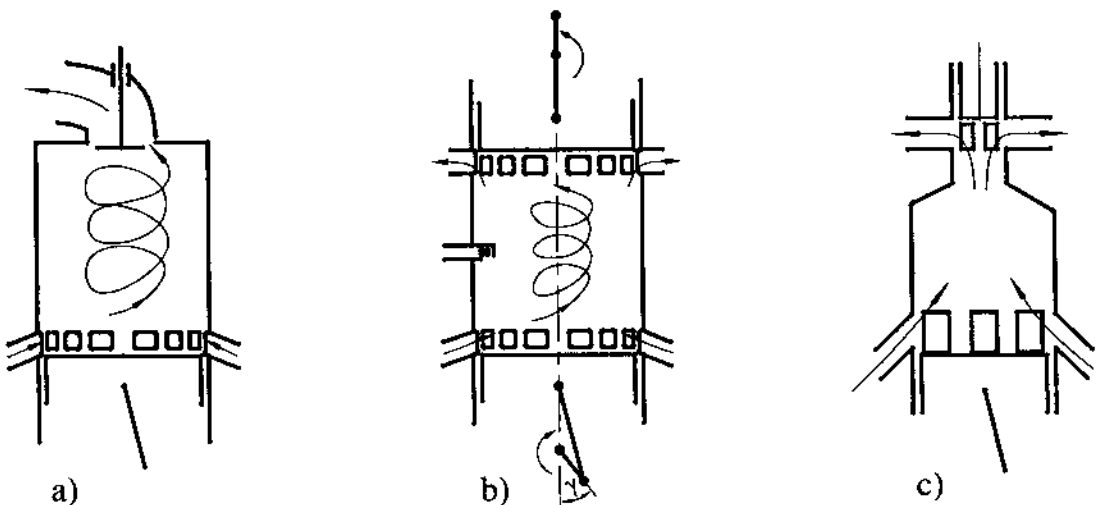
• Theo hướng các cửa, và qua đó quyết định đến hướng của các dòng khí, người ta chia thành quét vòng *hướng song song*, hình 6-2a, *hướng kính*, hình 6-2b, *hướng lệch tâm*, hình 6-2c và *hướng tiếp tuyến*, hình 6-2d. Đặc điểm của hệ thống quét vòng là có



Hình 6-2. Hệ thống quét vòng:

a) hướng song song, b) hướng kính, c) hướng lệch tâm, d) hướng tiếp tuyến

những vùng chết trong xylanh nên khó quét sạch. Ngoài ra, với việc quét thái đơn giản qua các cửa theo các sơ đồ trên thì chắc chắn có giai đoạn lọt khí (xem mục 1.4.3) dẫn tới



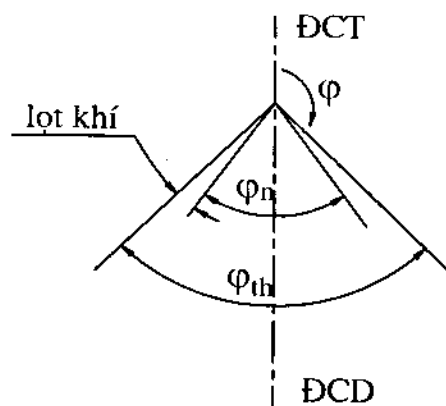
Hình 6-3. Hệ thống quét thẳng:

a) qua xupáp, b) qua piston đối đỉnh, c) qua van trượt

tăng tổn thất khí quét và tổn thất hành trình. Để khắc phục, ở một số động cơ người ta bố trí van xoay trên cửa thải (xem 6.2.2 dưới đây).

6.1.2 Quét thẳng :

Trong hệ thống quét thẳng, đường đi của khí quét từ cửa quét trên thành xylanh hướng thẳng lên nắp máy đẩy khí đã làm việc ra ngoài. Theo kết cấu, có những loại *quét thẳng qua xupáp*, hình 6-3a, *quét thẳng qua piston đối đỉnh*, hình 6-3b, và *quét thẳng qua van trượt*, hình 6-3c. Khi quét thẳng qua xupáp, hình 6-3a, động cơ có xupáp thải với kết cấu và cách dẫn động giống như ở động cơ bốn kỳ. Khi quét thẳng qua piston đối đỉnh, hình 6-3b, động cơ có hai trục khuỷu: một trục khuỷu dẫn động piston đóng mở cửa nạp còn trục khuỷu kia đóng mở cửa thải. Hai trục khuỷu phải liên kết với nhau, quay ngược chiều nhau với cùng tốc độ và lệch pha với nhau khoảng $8 - 20^\circ$. Còn khi quét thẳng qua van trượt, hình 6-3c, cửa thải được đóng mở bởi cơ cấu van trượt.



Hình 6-4. Pha phối khí đối xứng

6.1.3 So sánh quét thẳng và quét vòng

Với những phương án đã trình bày ở trên, quét vòng có ưu điểm nổi bật là đơn giản và làm việc chắc chắn, còn quét thẳng có những ưu điểm sau:

- Chất lượng quá trình quét thải tốt hơn với cùng một lượng khí quét, tức là thải sạch và nạp đầy hơn.

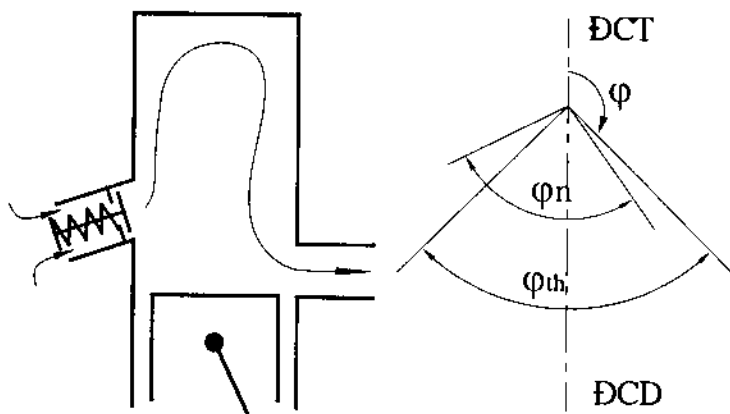
- Có thể tổ chức cho khí quét quay tròn trong xylanh để quét sạch, đồng thời cải thiện được quá trình hình thành hỗn hợp và cháy sau này.

- Tổn thất hành trình cho quá trình quét thải nhỏ hơn.

Tóm lại, chất lượng quét thải của quét thẳng tốt hơn nhưng kết cấu phức tạp hơn.

6.2 Pha phối khí và tiết diện thời gian

Như đã trình bày trong chương I, pha phối khí đóng vai trò rất quan trọng đến việc nạp đầy thải sạch và do đó đến đặc tính của động cơ. Trong



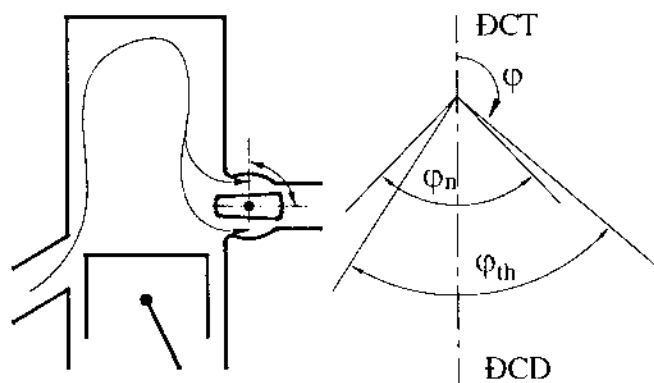
Hình 6-5. Pha phối khí không đối xứng có van một chiều trên cửa quét

động cơ hai kỳ, vai trò của pha phối khí còn lớn hơn vì quá trình trao đổi khí diễn ra rất ngắn và phức tạp nên khó lựa chọn pha phối khí tối ưu hơn.

Trên cơ sở những vấn đề đã trình bày trong mục 6.1 có thể chia thành hai loại pha phối khí sau đây.

6.2.1 Pha phối khí đối xứng

Pha phối khí đối xứng, hình 6-4, thuộc động cơ hai kỳ quét vòng qua cửa thải là loại động cơ hai kỳ đơn giản nhất, làm việc chắc chắn (xem mục 1.4.3). Các quá trình nạp thải tương ứng với các góc φ_n và φ_{th} có các điểm đầu và cuối quá trình đối xứng nhau qua điểm chết dưới nên có giai đoạn lọt khí (do cửa xả đóng sau cửa nạp) làm tăng tổn thất khí quét và tổn thất hành trình.



Hình 6-6. Pha phối khí không đối xứng có van xoay trên cửa thải

6.2.2 Pha phối khí không đối xứng

Để khắc phục nhược điểm của pha phối khí đối xứng, người ta thiết kế pha phối khí không đối xứng với những phương án sau.

- Đặt van một chiều trên cửa quét

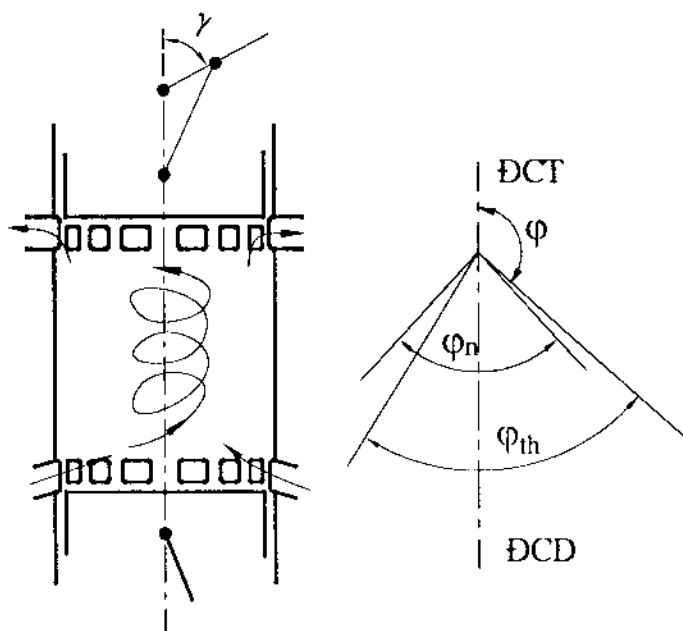
Trên cửa quét lắp một van một chiều, hình 6-5, với cửa quét cao hơn cửa thải. Tuy nhiên, van một chiều sẽ làm tăng tổn thất ở cửa quét.

- Đặt van xoay trên cửa thải

Van xoay lắp trên cửa thải, hình 6-6, được thiết kế sao cho mở trước và đóng trước cửa quét.

- Đặt lệch trục khuỷu

Trong động cơ quét thẳng dùng piston đối đỉnh, hình 6-7, hai trục khuỷu đặt lệch nhau một góc sao cho cửa thải mở trước và đóng trước cửa nạp.



Hình 6-7. Pha phối khí không đối xứng ở động cơ piston đối đỉnh

- Dùng xupáp thải với các góc mở và đóng thích hợp

Động cơ dùng quét thẳng qua xupáp thải có các góc mở và đóng thích hợp sẽ tạo ra pha phối khí không đối xứng tương tự như các loại trên, hình 6-8.

Các phương án pha phối khí không đối xứng nêu trên đều không có giai đoạn lọt khí. Ngoài ra còn có một ưu điểm nữa là tận dụng được quán tính của khí quét để nạp thêm vì cửa nạp đóng sau cửa thải.

6.2.3 Tiết diện thời gian

Tiết diện thời gian A là diện tích đồ thị biểu diễn diện tích f của các cửa thông khí (nạp hay thải) theo thời gian t hay góc quay trục khuỷu φ , đặc trưng cho khả năng thông qua của chúng:

$$A = \int_{t_1}^{t_2} f dt = \frac{30}{\pi n} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} f d\varphi \quad (6-1)$$

Trong đó t_1 (φ_1) và t_2 (φ_2) là thời điểm mở và đóng cửa; n là tốc độ vòng quay của trục khuỷu.

Đối với mỗi trường hợp cụ thể, ta có thể xác định dễ dàng diện tích $f(t)$ bằng đồ thị hay giải tích. Hình 6-9 nêu ví dụ tiết diện thời gian của cửa nạp ứng với trường hợp pha phối khí đối xứng, cửa có tiết diện hình chữ nhật với đáy là b và chiều cao là h . Diện tích f khi đó, hình 6-9a, được tính như sau:

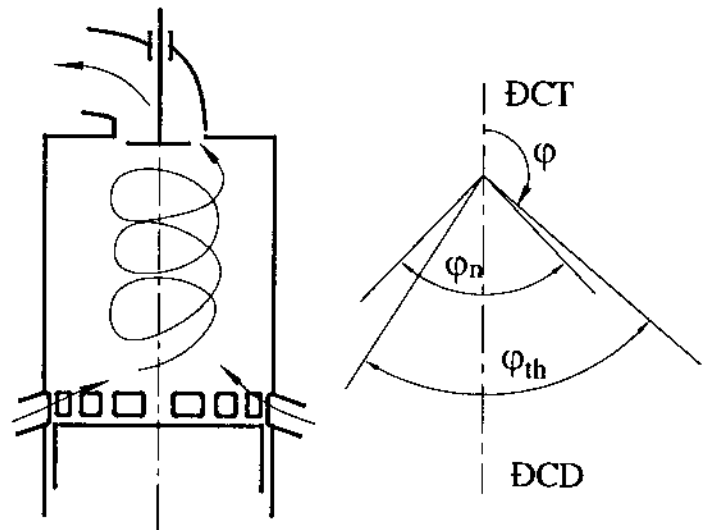
$$f = b(x - x_1)$$

Thay x và x_1 bằng công thức quen thuộc từ môn học Động cơ đốt trong:

$$x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ ta được:}$$

$$f = bR \left[\cos \varphi_1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (\cos 2\varphi_1 - \cos 2\varphi) \right]$$

trong đó φ_1 là góc của trục khuỷu, tại đó piston bắt đầu mở cửa nạp. Từ đó sẽ xây dựng được $f_{\text{nạp}}(\varphi)$, bằng cách tương tự sẽ xây dựng được $f_{\text{thải}}$, hình 6-9b.

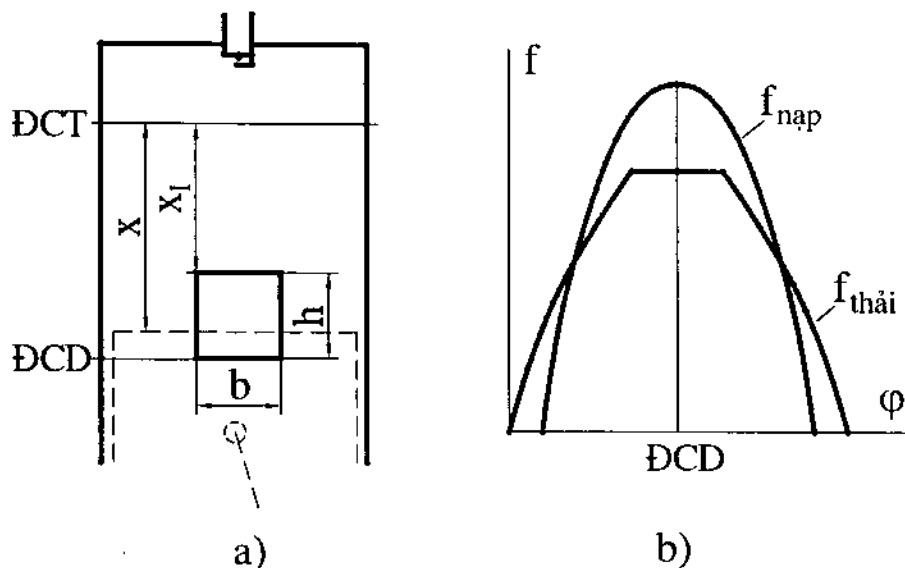


Hình 6-8. Pha phối khí không đối xứng ở động cơ thải qua xupáp

6.3 Diễn biến quá trình trao đổi khí và các thông số cần thiết khi tính toán

6.3.1 Diễn biến

Quá trình trao đổi khí trong động cơ hai kỳ diễn biến rất phức tạp trong điều kiện có dao động áp suất, trao đổi nhiệt phức tạp giữa môi chất với vách xylanh và thể tích xylanh thay đổi. Tuy vậy, về cơ bản có thể chia quá trình quét-thải thành ba giai đoạn là *thải tự do*, *thải cưỡng bức* và *nạp*, cuối cùng là *lọt khí* hay *nạp thêm* tùy thuộc loại hệ thống. Sau đây sẽ xét cụ thể từng giai đoạn của hệ thống quét vòng với pha phối khí đối xứng nhưng vẫn mang đặc trưng chung của động cơ hai kỳ, hình 6-10.



Hình 6-9. Thời gian tiết diện khi pha phối khí đối xứng

a. Giai đoạn thải tự do

Giai đoạn thải tự do I, hình 6-10b, được tính từ lúc mở cửa thải tại điểm b đến khi khí quét thực sự đi vào xylanh tại điểm N. Trong giai đoạn này môi chất ra khỏi xylanh dưới tác dụng của độ chênh áp giữa xylanh và đường thải $p - p_{th}$.

Ban đầu từ b đến g, áp suất trong xylanh lớn hơn áp suất tới hạn p_g (so với p_{th}) nên dòng lưu động trên giới hạn với tốc độ không đổi bằng tốc độ âm thanh khoảng $500 \div 600$ m/s. Từ g trở đi, áp suất xylanh nhỏ hơn p_g nên dòng lưu động dưới giới hạn với tốc độ giảm dần.

Trong giai đoạn này cửa quét mở tại H nhưng khí quét có áp suất p_k chưa vào ngay xylanh vì $p > p_k$. Trái lại, có một lượng sản vật cháy đi ngược vào đường nạp nhưng lượng không lớn do hiệu ứng hút của dòng khí đang lưu động vào đường thải và tiết diện cửa quét khí đó còn nhỏ. Từ H đến N cửa thải mở sớm nhằm tăng diện tích lưu thông khi khí quét thực sự đi vào xylanh để tăng lượng nạp (tương tự vai trò mở sớm xupáp nạp của động cơ 4 kỳ).

Trong giai đoạn thải tự do có thể thải đến 50% lượng sản vật cháy.

b. Giai đoạn quét và thải cưỡng bức

Giai đoạn quét và thải cưỡng bức và nạp II, hình 6-10b, kể từ lúc khí quét đi vào xylanh tại N cho đến khi đóng cửa quét tại d.

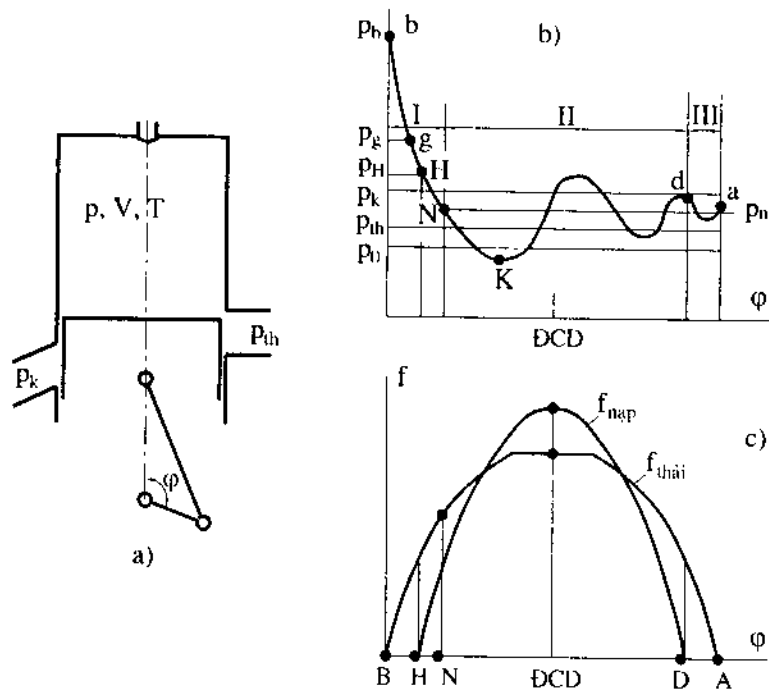
Trong thời kỳ này khí quét từ đường nạp vào xylanh và đẩy sản vật cháy ra đường thải, đồng thời chiếm chỗ trong xylanh thực hiện việc nạp.

Ban đầu, tuy khí quét đã đi vào xylanh nhưng áp suất vẫn tiếp tục giảm, thậm chí có thể giảm dưới áp suất khí trời p_0 xuống đến điểm K, hình 6-10b, trong động cơ cao tốc. Sở dĩ có hiện tượng đó là do tiết diện cửa quét và tốc độ dòng khí quét còn nhỏ, mặt khác dòng khí đang lưu động qua cửa thải với tiết diện và tốc độ lớn gây nên hiệu ứng hút. Tiếp theo, tiết diện cửa quét và tốc độ dòng khí quét tăng ngày càng lớn nên áp suất tăng và dao động tắt dần quanh đường áp suất trung bình trong xylanh ở giai đoạn này ký hiệu là p_n .

Trong thời kỳ này có khoảng 30 ÷ 50% sản vật cháy bị quét ra khỏi xylanh.

c. Giai đoạn lọt khí

Đối với hệ thống có cửa thải đóng sau, hình 6-10, thì từ d đến a được gọi là giai đoạn *lọt khí* III. Ngược lại, trong hệ thống có cửa nạp đóng trước thì là giai đoạn *nạp thêm* (tương tự như khi đóng muôn xupáp nạp của động cơ 4 kỳ).



Hình 6-10. Diễn biến quá trình quét thải trong động cơ hai kỳ

b: mở cửa thải, H: mở cửa quét, N: khi quét bắt đầu đi vào xylanh, d: đóng cửa quét, a: đóng cửa thải

6.3.2 Các thông số cần thiết khi tính toán

Khi tính toán lý thuyết để xác định sơ bộ trị số "thời gian tiết diện cần thiết" của các cửa quét, cửa thải cần có các thông số sau đây.

6.3.2.1 Quá trình quét

a. Áp suất khí quét p_k

Áp suất khí quét p_k trước cửa nạp được giả thiết không đổi, đặc trưng cho cường độ quét và quyết định áp suất trong xy lanh đầu quá trình nén p_a . Áp suất p_k phụ thuộc loại động cơ, kiểu loại của hệ thống, tốc độ vòng quay n , kích thước xy lanh D và mức độ cường hóa động cơ (tùy thuộc giá trị áp suất có ích trung bình p_e).

Tùy thuộc loại động cơ có thể chọn p_k theo kinh nghiệm, bảng 6-1.

Bảng 6-1. Áp suất khí quét p_k [2]

Loại động cơ	Động cơ dẫn động cơ khí máy nén	Tuốcbin khí thải dẫn động máy nén
Động cơ tàu thủy và tĩnh tại cỡ lớn, thấp tốc	$(1,1 \div 1,2)p_0$	$(1,3 \div 1,7)p_0$
Động cơ tàu thủy và tàu hỏa, tốc độ vừa	$(1,2 \div 1,4)p_0$	$(1,5 \div 3,0)p_0$
Động cơ ô tô máy kéo cao tốc	$(1,2 \div 1,5)p_0$	$(1,5 \div 1,7)p_0$
Động cơ cường hóa cao tốc, tăng áp		$(1,7 \div 5,0)p_0$

Tùy thuộc loại hệ thống, ví dụ: hệ thống thẳng qua xupáp cần p_k lớn hơn so với hệ thống quét dùng piston đối đỉnh.

Tùy thuộc loại động cơ và tốc độ vòng quay, động cơ có D và n càng lớn thì càng khó quét sạch nên phải tăng p_k theo tỷ lệ với tích Dn .

b. Nhiệt độ khí quét T_k

T_k phụ thuộc nhiệt độ khí trời p_0 và áp suất p_k (mức độ tăng áp); chủng loại và đặc điểm cấu tạo của máy nén; mức độ làm mát trung gian khí quét:

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_k$$

trong đó:

ΔT_k : độ giảm nhiệt độ khí quét qua làm mát trung gian, $\Delta T_k \approx 25 \div 50K$. Làm mát trung gian để giảm nhiệt độ của toàn chu trình và tăng mật độ khí nạp mới để nạp được nhiều hơn. Nếu không làm mát trung gian thì $\Delta T_k = 0$.

m : chỉ số đa biến khi nén môi chất trong máy nén, phụ thuộc loại máy nén:

Máy nén piston: $m = 1,45 \div 1,6$

Máy nén rôto: $m = 1,65 \div 1,8$

Máy nén ly tâm: $m = 1,45 \div 1,8$.

c. Các thông số khác

• Hệ số dư lượng khí quét

Hệ số dư lượng không khí quét φ_0 được định nghĩa như sau:

$$\varphi_0 = \frac{V_0}{V_h} \quad (6-2)$$

Trong đó V_h là thể tích công tác và V_0 là thể tích không khí đưa vào trong xy lanh trong một chu trình qui về điều kiện áp suất và nhiệt độ khí trời p_0, T_0 .

Hệ số φ_0 được sử dụng để tính toán cho động cơ có áp suất khí quét p_k nhỏ với $p_k \approx 1,05 \div 1,15$ MPa. Theo kinh nghiệm $\varphi_0 = 1,4 \div 2,4$.

Ngoài ra, người ta thường sử dụng hệ số dư lượng khí quét φ_k cho mọi loại động cơ hai kỳ:

$$\varphi_k = \frac{V_k}{V_h} \quad (6-3)$$

Trong đó V_k là thể tích không khí đưa vào trong xy lanh trong một chu trình qui về điều kiện áp suất và nhiệt độ đường nạp p_k, T_k .

Hệ số φ_k trong trường hợp này phản ánh được thông số trạng thái của khí quét trước cửa quét.

Có thể lựa chọn φ_k theo kinh nghiệm như sau:

Động cơ cỡ lớn tốc độ thấp:

- có áp suất p_k nhỏ: $\varphi_k = 1,15 \div 1,25$

- có áp suất p_k lớn (cường hóa như tăng áp): $\varphi_k = 1,4 \div 1,6$

Động cơ cao tốc dùng trên các phương tiện vận tải: $\varphi_k = 1,4 \div 1,5$

Động cơ dùng hộp cacte-trục khuỷu để nén khí: $\varphi_k = 1,5 \div 0,8$

Khi tăng p_k thì phải tăng φ_0 hay φ_k vì càng tăng áp thì càng tổn không khí quét. Hệ số dư lượng không khí quét là một thông số quan trọng để chọn lưu lượng máy nén cho động cơ hai kỳ.

Quan hệ giữa φ_0 và φ_k có thể dễ dàng tìm được từ (6-2) và (6-3):

$$\frac{\varphi_k}{\varphi_0} = \frac{V_k}{V_0}$$

Từ phương trình trạng thái:

$$V_k = \frac{G_q R T_k}{p_k} \text{ và } V_0 = \frac{G_q R T_0}{p_0}$$

trong đó G_q (kg) là lượng khí quét đi qua cửa quét vào xy lanh trong một chu trình.

Cuối cùng ta được:

$$\varphi_k = \varphi_0 \frac{p_0 T_k}{p_k T_0}$$

• Hệ số quét khí và hệ số lợi dụng khí quét

Hệ số quét khí φ đặc trưng cho mức độ tổn hao khí quét, được định nghĩa như sau:

$$\varphi = \frac{G_q}{G_l} = \frac{M_q}{M_l}$$

trong đó: G_q vừa nêu ở trên; G_l (kg) là lượng khí quét giữ lại trong xylanh trong một chu trình; M_q (kmol/kgnl) và M_l (kmol/kgnl) là lượng khí quét đi qua cửa quét vào xylanh và lượng khí quét giữ lại trong xylanh trong một chu trình ứng với 1 kg nhiên liệu.

Giá trị nghịch đảo của φ được gọi là hệ số lợi dụng khí quét η_d :

$$\eta_d = \frac{1}{\varphi} = \frac{M_l}{M_q}$$

Hệ số khí sót γ_r cũng là một thông số đánh giá chất lượng quét-thải: γ_r càng nhỏ thì chất lượng quét thải càng cao và ngược lại (xem 4.1.2.2). Để đạt một giá trị γ_r (nhỏ) nhất định, hệ số quét khí φ càng nhỏ (η_d càng lớn) tức là tổn hao khí quét càng nhỏ càng tốt. Trong một số trường hợp để làm mát các chi tiết trong buồng cháy hoặc giảm nhiệt độ trước tuốcbin tăng áp người ta có thể tăng φ .

Trong thực tế có thể lựa chọn hệ số quét khí như sau:

- Động cơ dùng máy nén riêng: $\varphi = 1,3 \div 1,6$
- Động cơ dùng hộp cacte-trục khuỷu để nén khí: $\varphi = 1,1 \div 1,2$

Quan hệ giữa hệ số quét khí φ và hệ số dư lượng khí quét φ_k cũng tìm được như sau:

$$\varphi = \frac{G_q}{G_l} = \frac{\frac{V_k}{v_k}}{\frac{V_b \eta_v}{v_k}} = \frac{V_k}{V_b} \cdot \frac{1}{\eta_v} = \frac{\varphi_k}{\eta_v}$$

trong đó:

- v_k : thể tích riêng của khí quét;
- V_k : thể tích khí quét qui về điều kiện p_k, T_k ;
- η_v : hệ số nạp.

6.3.2.2 Quá trình thải

a. Áp suất p_b và nhiệt độ T_b

Áp suất và nhiệt độ lúc mở cửa thải p_b và T_b phụ thuộc vào mức độ cường hóa động cơ theo áp suất có ích trung bình p_c , hệ số dư lượng không khí λ , tốc độ vòng quay n và hệ thống quét thải.

Khi thiết kế động cơ mới hoặc tính toán kiểm nghiệm động cơ đã có, p_b và T_b được xác định nhờ tính toán nhiệt chu trình hoặc có thể xác định nhờ đo đồ thị công trên động cơ thí nghiệm và từ đó tính ra T_b .

Có thể chọn p_b ở chế độ toàn tải theo kinh nghiệm như sau:

Động cơ tốc độ thấp: $p_b = (2 \div 3)p_k$

Động cơ cao tốc:

- dùng cửa thải: $p_b = (3 \div 4)p_k$

- dùng xupáp thải: $p_b = (4 \div 5,5)p_k$

Động cơ tăng áp dùng tuốcbin khí thải thường mở cửa thải sớm hơn so với trường hợp dùng máy nén dẫn động cơ khí nên p_b thường lớn hơn, mục đích nhằm tăng năng lượng của khí thải để tăng công của tuốcbin. Nếu áp suất p_z trong quá trình cháy càng cao, hệ số giãn nở sau δ và chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2 càng nhỏ thì p_b càng lớn.

Nhiệt độ T_b thường nằm trong phạm vi 1000 đến 1600K. Giáo sư Óclin (Liên Xô cũ) đưa ra công thức kinh nghiệm sau:

$$T_b = T_k \frac{p_b}{p_k}$$

b. Áp suất trên đường thải

Áp suất trên đường thải p_{th} cũng giống như áp suất đường nạp p_k được giả thiết không đổi khi chế độ làm việc ổn định. Áp suất trên đường thải p_{th} phụ thuộc vào cấu tạo đường thải và chế độ làm việc của động cơ.

Khi không dùng tăng áp tuốcbin khí thải: $p_{th} = (1,02 \div 1,04)p_0$

Khi dùng tăng áp tuốcbin khí thải: $p_{th} = (0,75 \div 0,9)p_k$

c. Áp suất trong xy lanh lúc mở cửa quét

Áp suất trong xy lanh lúc mở cửa quét p_H phụ thuộc hệ số quét khí và tốc độ vòng quay của động cơ. Do $p_H > p_k$ nên có hiện tượng lọt sản vật cháy vào đường nạp. Vì vậy không nên thiết kế cửa quét mở sớm quá.

Với động cơ hai kỳ quét thẳng, tốc độ $n = 1500 \div 2500$ vg/ph, Giáo sư Óclin đưa ra công thức kinh nghiệm:

$$p_H = (1,1 \div 1,8)p_k$$

Các động cơ tĩnh tại và tàu thủy hai kỳ cỡ lớn tốc độ thấp thường lắp van một chiều trên cửa nạp nên thường mở cửa quét khi $p_H \approx p_k$.

d. Áp suất trung bình trong giai đoạn thải cưỡng bức

Áp suất trung bình trong xy lanh trong giai đoạn thải cưỡng bức p_n được xác định theo hệ số tụt áp a được định nghĩa như sau:

$$a = \frac{p_n - p_{th}}{p_k - p_{th}}$$

Hệ số a có thể được chọn theo kinh nghiệm của Giáo sư Óclín như sau:

- Hệ thống quét thẳng qua xupáp: $a = 0,5 \div 0,9$
- Hệ thống quét thẳng qua piston đối đỉnh: $a = 0,3 \div 0,5$
- Hệ thống quét vòng: $a = 0,4 \div 0,75$

Từ đó tìm được:

$$p_n = a(p_k - p_{th}) + p_{th}$$

e. Thể tích V_N

Thể tích xy lanh V_N ứng với thời điểm khí quét thực sự đi vào xy lanh, hình 6-10b, có thể chọn theo kinh nghiệm phụ thuộc vào thể tích công tác của xy lanh V_h :

$$V_N = (0,9 \div 1,05)V_h$$

6.4 Tính toán lý thuyết quá trình trao đổi môi chất

Mục đích chính của tính toán lý thuyết quá trình trao đổi môi chất là xác định tiết diện thời gian cần thiết của cửa thải và cửa quét phục vụ cho tính kiểm nghiệm hay thiết kế động cơ. Trong phần này chúng ta sẽ thiết lập quan hệ toán học giữa tiết diện thời gian các cửa thải, cửa quét với các thông số của quá trình công tác. Trên cơ sở đó tính toán tiết diện các cửa này phục vụ cho việc thiết kế cũng như kiểm nghiệm động cơ.

6.4.1 Cơ sở tính toán

Quá trình thay đổi môi chất thực tế trong động cơ hai kỳ là quá trình không ổn định, diễn ra trong điều kiện thể tích xy lanh, tiết diện thông qua các cửa, áp suất, nhiệt độ môi chất thay đổi và trao đổi nhiệt phức tạp với môi trường bên ngoài. Để tính toán phải sử dụng những giả thiết đơn giản hóa và kết quả tính toán thường được hiệu chỉnh bằng các hệ số thực nghiệm tương tự như phần tính toán chu trình làm việc của động cơ đã trình bày ở chương 4 và chương 5.

Khi lựa chọn các thông số ở trên, ta đã giả thiết dòng lưu động qua các cửa nạp, thải là dòng một chiều, liên tục và đoạn nhiệt. Công thức tính lưu lượng của dòng khí đó được xác định theo (4-54):

$$\frac{dG}{dt} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}$$

Hệ số lưu lượng μ của các cửa quét, thải tương ứng với từng giai đoạn cụ thể có thể lựa chọn theo kinh nghiệm cho trong bảng 6-2.

Dưới đây ta sẽ áp dụng cơ sở chung về lưu động của dòng khí để tính toán cho từng giai đoạn cụ thể, hình 6-10.

Bảng 6-2. Hệ số lưu lượng μ của các cửa quét, thải [2]

Loại hệ thống quét thải	Cửa thải		Cửa quét μ_q
	Khi thải tự do μ_{td}	Khi thải cưỡng bức μ_{cb}	
Quét thẳng qua xupáp thải	0,6 ÷ 0,8	0,80 ÷ 1,2	0,70 ÷ 0,75
Quét thẳng dùng piston đối đỉnh	0,65 ÷ 0,75	0,5 ÷ 0,8	0,70 ÷ 0,75
Quét vòng	0,60 ÷ 0,75	0,3 ÷ 0,7	0,70 ÷ 0,75

6.4.2 Giai đoạn thải tự do

Thời kỳ thải tự do tính từ lúc mở cửa thải tại điểm b cho đến khi khí quét đi vào xylanh tại điểm N, hình 6-10b. Theo kinh nghiệm, giai đoạn thải tự do đều có hai dạng lưu động là trên giới hạn và dưới giới hạn.

Khối lượng sản vật cháy qua cửa thải dG_{td} trong khoảng thời gian dt trong thời kỳ thải tự do được xác định theo (4-54):

$$dG_{td} = \mu_{td} f_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}} dt \quad (6-4)$$

trong đó:

μ_{td} : hệ số lưu lượng cửa thải trong giai đoạn thải tự do. Chọn μ_{td} theo kinh nghiệm, bảng 6-2;

f_{td} : diện tích lưu thông của cửa thải trong thời kỳ thải tự do;

p, v : áp suất và thể tích riêng của môi chất trong xylanh;

ψ_{td} : hàm lưu lượng trong giai đoạn thải tự do.

$$\text{- Khi } \frac{p_{th}}{p} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

với p_{th} là áp suất đường thải được coi là không đổi và k là chỉ số đoạn nhiệt. Dòng khí đó lưu động trên giới hạn với tốc độ không đổi bằng tốc độ âm thanh, hàm lưu lượng ψ được xác định theo (4-56):

$$\psi_{td} = \psi_{td\max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} = \text{const} \quad (6-5)$$

Giá trị áp suất tới hạn p_g , hình 6-10b, được xác định theo (4-57):

$$p_g = \frac{p_{th}}{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad (6-6)$$

$$\text{- Khi } \frac{p_{th}}{p} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

đòng lưu động dưới giới hạn, hàm lưu lượng ψ_{td} được xác định theo (4-55):

$$\psi_{td} = \psi_{tdl} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[\left(\frac{p_{th}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{th}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (6-7)$$

Mặt khác, nếu không tính lượng sản vật cháy khá nhỏ lọt vào đường nạp trong khoảng từ H đến N thì lượng sản vật cháy đi qua cửa thải tính đến thời điểm đang xét bất kỳ từ b đến N có thể tính như sau:

$$G_{td} = G_b - G = \frac{V_b}{v_b} - \frac{V}{v} \quad (6-8)$$

trong đó:

G_b và G : lượng môi chất trong xy lanh tại b và tại thời điểm khảo sát;

V_b và V : thể tích xy lanh tại b và tại thời điểm khảo sát.

Vi phân hai vế của (6-8):

$$dG_{td} = -d\left(\frac{V}{v}\right) = \frac{Vdv - vdV}{v^2} \quad (6-9)$$

Cân bằng về phải của (6-4) và (6-9) rút ra:

$$\begin{aligned} \mu_{td} f_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}} dt &= \frac{Vdv - vdV}{v^2} \text{ và biến đổi tiếp tục:} \\ f_{td} dt &= \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}}} \end{aligned} \quad (6-10)$$

Tích phân hai vế (6-10) từ b đến N và chú ý đến (6-1) ta được tiết diện thời gian trong giai đoạn thải tự do:

$$A_{td} = \int_b^N f_{td} dt = \frac{30}{\pi n} \int_{\phi_b}^{\phi_N} f_{td} d\phi = \int_b^N \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}}} \quad (6-11)$$

Phân đoạn tích phân (6-11) thành hai tích phân với điểm trung gian là điểm giới hạn g tương ứng với lưu động trên giới hạn và dưới giới hạn:

$$A_{td} = \int_b^g \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{td \max} \sqrt{\frac{p}{v}}} + \int_g^N \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{tdl} \sqrt{\frac{p}{v}}} \quad (6-12)$$

với $\psi_{td\max}$ và ψ_{td} được xác định theo (6-5) và (6-7).

Để tính tích phân (6-12) còn phải tìm thêm một số điều kiện. Giả thiết môi chất giãn nở đa biến trong thời kỳ thái tự do, quan hệ $p(v)$ do đó sẽ được xác định từ phương trình:

$$p_b v_b^m = p v^m \quad (6-13)$$

với m là chỉ số giãn nở đa biến có thể chọn bằng 1,3 cho sản vật cháy.

Ngoài ra, các thông số như p_b , V_b , p_n , p_{th} được lựa chọn trong 6.2.2 và thông số tính p_g theo (6-6) là các thông số cần thiết khi tính tích phân (6-12).

Tính tích phân (6-12) tương đối phức tạp nhưng đã được trình bày chi tiết trong [2], do hạn chế về khuôn khổ giáo trình nên không trình bày ở đây. Tóm lại, về nguyên tắc đến đây chúng ta xác định được tiết diện thời gian trong giai đoạn thái tự do A_{td} .

6.4.3 Giai đoạn quét và thải cưỡng bức

Trong giai đoạn này diễn ra đồng thời hai dòng khí vào (quét) và ra (thải) khỏi xylanh ở hai cửa khí khác nhau nên sau đây ta sẽ khảo sát riêng.

6.4.3.1 Giai đoạn quét

Quá trình quét thực tế diễn ra từ N đến d , hình 6-10b. Theo kinh nghiệm, dòng khí quét chỉ có lưu động dưới giới hạn.

Lượng khí quét dG_q đi vào trong xylanh trong thời gian dt thuộc giai đoạn quét xác định theo (4-54) có dạng:

$$dG_q = \mu_q f_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}} dt$$

trong đó:

μ_q , f_q : hệ số lưu lượng và diện tích thông qua của cửa quét. Chọn μ_q theo kinh nghiệm, bảng 6-2;

p_k , v_k : áp suất, thể tích riêng của khí quét trên đường nạp với giả thiết p_k không đổi.

Hàm lưu lượng ψ_q được xác định theo (4-55):

$$\psi_q = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[\left(\frac{p_n}{p_k} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_n}{p_k} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = \text{const} \text{ với } k \text{ có thể chọn bằng } 1,4.$$

Từ đó rút ra:

$$f_q dt = \frac{dG_q}{\mu_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}}$$

Lấy tích phân hai vế của biểu thức trên trong suốt quá trình quét, ta được:

$$A_q = \int_n^a f_q dt = \frac{G_q}{\mu_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}} \quad (6-14)$$

Lượng khí quét G_q được xác định nếu chia từ số và mẫu số (6-3) cho v_k :

$$\varphi_k = \frac{\frac{V_k}{v_k}}{\frac{V_h}{v_k}} = \frac{G_q}{V_h} v_k$$

$$G_q = \frac{V_h}{v_k} \varphi_k \quad (6-15)$$

với φ_k là hệ số dư lượng khí được chọn trước (xem 6.3.2.1c).

Mặt khác, từ phương trình trạng thái $p_k v_k = R_k T_k$ với R_k và T_k là hằng số khí và nhiệt độ khí quét, rút ra:

$$p_k = \frac{R_k T_k}{v_k} \quad (6-16)$$

Thay (6-15) và (6-16) vào (6-14) rồi rút gọn, ta được:

$$A_q = \frac{V_h \varphi_k}{\mu_q \psi_q \sqrt{R_k T_k}} \quad (6-17)$$

6.4.3.2 Giai đoạn thải cưỡng bức

Quá trình thải cưỡng bức diễn ra tiếp theo quá trình thải tự do nhưng đồng thời với quá trình quét vừa xét ở trên. Thải cưỡng bức là quá trình lưu động của sản vật cháy từ xy lanh qua cửa thải dưới tác dụng đẩy của khí quét đang đi vào xy lanh. Khi thải cưỡng bức có một phần khí quét hòa trộn với sản vật cháy rồi cùng thoát ra đường thải. Theo kinh nghiệm, trong giai đoạn thải cưỡng bức chỉ có lưu động dưới giới hạn.

Để đơn giản, ta vẫn dùng giả thiết áp suất trong xy lanh và áp suất trong đường thải không đổi lần lượt bằng p_n và p_{th} , hình 6-10b. Ngoài ra, coi gần đúng rằng nhiệt độ môi chất trong xy lanh không đổi bằng nhiệt độ trung bình T_n .

Lượng khí đi từ xy lanh qua cửa thải trong giai đoạn thải cưỡng bức được xác định theo (4-54) có dạng:

$$dG_{cb} = \mu_{cb} f_{cb} \psi_{cb} \sqrt{\frac{p_n}{v_n}} dt$$

trong đó:

p_n, v_n : áp suất, thể tích riêng của môi chất trong xy lanh;

μ_{cb} , f_{cb} : hệ số lưu lượng và diện tích thông qua của cửa thải trong giai đoạn thải cưỡng bức. Chọn μ_{cb} theo kinh nghiệm, bảng 6-2.

Hàm lưu lượng ψ khi đó được xác định theo (4-55):

$$\psi_{cb} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[\left(\frac{p_{th}}{p_n} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{th}}{p_n} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = \text{const}, k \text{ có thể chọn bằng } 1,3 \text{ cho sản vật}$$

cháy.

Từ đó rút ra:

$$f_{cb} dt = \frac{dG_{cb}}{\mu_{cb} \psi_{cb} \sqrt{\frac{p_n}{v_n}}}$$

Tương tự như trên, áp dụng phương trình trạng thái $p_n v_n = R_n T_n$ với R_n và T_n là hằng số khí và nhiệt độ của môi chất:

$$f_{cb} dt = \frac{\sqrt{R_n T_n}}{\mu_{cb} \psi_{cb} p_n} dG_{cb}$$

Tích phân hai vế biểu thức trên trong thời toàn bộ kỳ thải cưỡng bức:

$$A_{cb} = \int_N^d f_{cb} dt = \frac{\sqrt{R_n T_n}}{\mu_{cb} \psi_{cb} p_n} G_{cb} \quad (6-18)$$

Có thể xác định lượng môi chất ra khỏi xylanh trong quá trình thải cưỡng bức G_{cb} theo lập luận sau:

Nếu bỏ qua sự khác biệt về khối lượng môi chất trong xylanh trong các quá trình nén và giãn nở do phun nhiên liệu (động cơ diesel) hay lọt khí và bỏ qua lượng khí lọt hay nạp thêm sau giai đoạn thải cưỡng bức thì khối lượng môi chất nằm trong xylanh ở đầu thời kỳ thải tự do và cuối thời kỳ thải cưỡng bức là hoàn toàn bằng nhau. Do đó tổng lượng môi chất ra khỏi xylanh qua cửa thải bằng lượng khí quét vào xylanh qua cửa nạp.

$$G_q = G_{td} + G_{cb}$$

Từ đó:

$$G_{cb} = G_q - G_{td} \quad (6-19)$$

Thay G_q (6-15) và

$$G_{td} = G_b - G_N = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_N V_N}{RT_N} \text{ (xem hình 6-10) vào (6-19), ta được:}$$

$$G_{cb} = \frac{V_h}{v_k} \varphi_k - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_N V_N}{RT_N} \quad (6-20)$$

Thay (6-20) vào (6-18) cuối cùng ta được:

$$A_{cb} = \left(\frac{V_b}{v_k} \varphi_k - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_N V_N}{RT_N} \right) \frac{\sqrt{R_n T_n}}{\mu_{cb} \psi_{cb} p_n} \quad (6-21)$$

Để tính được (6-21) cần phải xác định thêm một số thông số sau.

- Nhiệt độ môi chất trong xy lanh tại thời điểm bắt đầu quét-thải cưỡng bức T_N :

T_N được xác định theo quá trình đa biến biểu thị bằng (6-13):

$$T_N = T_b \left(\frac{p_N}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

với p_b và T_b đã được chọn trong 6.3.2.2.

- Nhiệt độ trung bình của môi chất trong xy lanh trong giai đoạn quét-thải cưỡng bức T_n phụ thuộc vào mức độ hòa trộn giữa khí quét và sản vật cháy, tức là phụ thuộc vào loại hệ thống quét thải. Có nhiều công thức kinh nghiệm để tính T_n , ví dụ như công thức của Giáo sư Ôclin dùng cho cả hai loại quét thẳng và quét vòng:

$$T_n = \frac{T_N - T_a}{\ln \frac{T_N}{T_a}}$$

với T_a là nhiệt độ môi chất trong xy lanh cuối quá trình nạp, xem 4.1.2.4.

6.4.4 Tốc độ trung bình lý thuyết của môi chất qua các cửa nạp, thải

Sau khi tính được tiết diện thời gian lý thuyết cần thiết A_{td} theo (6-12), A_q theo (6-17) và A_{cb} theo (6-21), ta có thể tính được tốc độ trung bình lý thuyết w của môi chất qua các cửa nạp, thải dựa trên cơ sở trạng thái môi chất qui về điều kiện đường nạp (p_k , T_k , v_k) như sau:

- Tốc độ trung bình của sản vật cháy qua cửa thải trong giai đoạn thải tự do:

$$w_{td} = \frac{G_{td} v_k}{A_{td}}$$

- Tốc độ trung bình của môi chất qua cửa thải trong giai đoạn thải cưỡng bức:

$$w_{cb} = \frac{\varphi_k V_h - G_{td} v_k}{A_t}$$

- Tốc độ trung bình của môi chất qua cửa quét trong giai đoạn quét khí:

$$w_q = \frac{\varphi_k V_h}{A_q}$$

trong đó:

A_{td} : tiết diện thời gian của cửa thải trong thời kỳ thải tự do;

A_{cb} : tiết diện thời gian của cửa thải trong thời kỳ thải cưỡng bức;

A_q : tiết diện thời gian của cửa nạp trong thời kỳ quét;

G_{td} : khối lượng khí thải đi từ xy lanh ra đường thải trong thời kỳ thải tự do.

Trong bảng 6-3 nêu các giá trị tốc độ trung bình lý thuyết theo kinh nghiệm. Trình tự tính toán các quá trình quét thải cho một động cơ hai kỳ cụ thể được trình bày chi tiết trong [1, 2].

Tính toán các quá trình thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ ở chế độ toàn tải như trình bày ở trên giúp ta đánh giá sơ bộ mức độ chính xác của sự lựa chọn kích thước tiết diện lưu thông và góc phối khí trong hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ khi thiết kế và nếu cần có thể thay đổi lại cho hợp lý.

Bảng 6-3. Tốc độ trung bình lý thuyết của môi chất qua các cửa nạp thải (m/s)[2]

Các thời kỳ		Loại động cơ	
		Thấp tốc	Cao tốc
Thải tự do		200 ÷ 500	400 ÷ 1000
Thải cưỡng bức	Dùng piston đẩy đỉnh	50 ÷ 150	100 ÷ 200
	Dùng xupáp	50 ÷ 100	75 ÷ 150
Quét khí	Cửa quét một hàng	120 ÷ 140	150 ÷ 250
	Cửa quét hai hàng, có van một chiều	60 ÷ 130	120 ÷ 200

Các tính toán trình bày trong 6.4 dựa trên các giả thiết đơn giản hóa rất nhiều nên kết quả chỉ mang tính chất gần đúng. Tuy nhiên, nếu biết dựa vào những số liệu thực nghiệm của động cơ có kết cấu tương tự thì có thể tránh được những sai sót trong quá trình thiết kế và do đó giảm được thời gian cũng như chi phí chế tạo thử.

Với sự phát triển của kỹ thuật tính toán hiện đại, phương pháp mô phỏng CFD ngày càng được sử dụng rất hiệu quả để tính toán quá trình trao đổi môi chất trong động cơ hai kỳ cho kết quả với độ chính xác cao, xem 4.6.3.

CHƯƠNG VII

HÌNH THÀNH HÒA KHÍ TRONG ĐỘNG CƠ

Hình thành hòa khí là quá trình tạo ra hỗn hợp giữa nhiên liệu và không khí có thành phần thích hợp với từng chế độ làm việc của động cơ. Hỗn hợp đó gọi là hòa khí. Hình thành hòa khí có ảnh hưởng quyết định đến quá trình cháy, qua đó đến tính kinh tế, tính hiệu quả, độ êm dịu và chất lượng khí thải của động cơ.

Hình thành hòa khí bao gồm các quá trình lý hoá phức tạp, đan xen hoặc kế tiếp nhau. Đối với động cơ dùng nhiên liệu lỏng, đó là các quá trình xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn nhiên liệu với không khí.

Những yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng hình thành hòa khí như tính chất của nhiên liệu, các thông số trạng thái (nhiệt độ, áp suất...) của không khí nơi hình thành hòa khí, vận tốc tương đối giữa các phân tử nhiên liệu và không khí, kết cấu của bộ phận tạo thành hòa khí...

Có thể phân loại hình thành hòa khí theo các tiêu chí sau.

Theo loại nhiên liệu: hình thành hòa khí trong động cơ xăng và hình thành hòa khí trong động cơ diesel.

Theo vị trí hình thành hòa khí: hình thành hòa khí bên trong (xylanh) và hình thành hòa khí bên ngoài.

Theo tính chất của hòa khí: hình thành hòa khí đồng nhất và hình thành hòa khí không đồng nhất.

Dưới đây, đề thống nhất trong toàn bộ giáo trình, ta sẽ khảo sát hình thành hòa khí phân theo loại nhiên liệu.

7.1 Hình thành hòa khí trong động cơ xăng

Trước khi đi khảo sát các phương pháp tạo thành hòa khí cụ thể, ta tìm hiểu cơ sở vật lý của quá trình tạo thành hòa khí nói chung.

7.1.1 Cơ sở vật lý

Cơ chế hình thành hòa khí chung trong động cơ xăng như sau: xăng dễ bay hơi được *hút* hay *phun* vào động cơ, được xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn với không khí tạo thành hòa khí.

Có thể coi quá trình tạo hòa khí gồm ba quá trình cơ bản là xé nhỏ, bay hơi xăng và hoà trộn với không khí xảy ra đồng thời hoặc đan xen và có tác dụng tương hỗ với nhau, trong đó quá trình bay hơi diễn ra trong suốt thời gian tạo thành hòa khí. Sau đây ta sẽ xét cụ thể.

7.1.1.1 Xé nhỏ nhiên liệu

Xăng phun ra từ vòi phun tạo thành tia có hình côn sẽ được xé nhỏ chủ yếu do chênh lệch vận tốc với không khí. Độ chênh lệch vận tốc càng lớn thì xăng càng được xé

nhỏ, với độ chênh lệch 6m/s thì xăng bắt đầu bị xé và được xé tới hoàn toàn ở 30m/s. Nếu xăng không được xé tới mà còn nhiều hạt lớn trong tia thì dễ đọng bám lên thành ống nạp tạo thành màng. Độ xé tới xăng được đánh giá thông qua giá trị trung bình của các hạt và tỷ lệ nghịch với giá trị này. Độ xé tới phụ thuộc kết cấu vòi phun, chênh lệch áp suất khi phun, nhiệt độ không khí tại vòi phun, tính chất vật lý của xăng... Khi xăng được hòa trộn sơ bộ với không khí, ví dụ như ở hệ thống chính có giclơ không khí hay hệ thống không tải (xem giáo trình Động cơ đốt trong) thì độ xé tới tăng. Ngược lại, sức căng mặt ngoài của xăng lớn thì độ xé tới giảm.

7.1.1.2 Bay hơi nhiên liệu

Quá trình bay hơi xăng xảy ra ngay sau khi xăng ra khỏi vòi phun nhưng tại đây lượng xăng bay hơi ít. Phần lớn xăng ở dạng hạt cuốn theo dòng không khí rồi tiếp tục bay hơi trên đường vào xylanh và ở bên trong xylanh. Những hạt xăng có kích thước lớn có thể tạo thành màng xăng trên đường nạp, màng xăng cũng bị dòng khí cuốn theo nhưng với tốc độ chậm hơn nhiều.

Xăng từ màng cũng bay hơi nhưng với tốc độ nhỏ hơn vì diện tích bề mặt bay hơi nhỏ. Xăng tạo màng trên đường nạp làm cho cung cấp nhiên liệu cho động cơ so với thiết kế bị sai lệch. Đây là một trong những nguyên nhân làm cho thành phần hòa khí cung cấp đến các xylanh không đều nhau, đặc biệt khi động cơ làm việc ở chế độ không ổn định vì khi đó màng xăng cũng thay đổi.

Đối với động cơ tạo thành hỗn hợp bên ngoài (xem 7.1.2.2 và 7.1.2.3a) thì trước khi vào đến xylanh xăng đã bay hơi tới 60 ÷ 80%. Phần còn lại sẽ tiếp tục bay hơi trong xylanh.

Tốc độ bay hơi là một thông số được đánh giá bằng lượng chất lỏng bay hơi vào hòa khí trong một đơn vị thời gian xác định theo công thức sau:

$$\frac{dG}{dt} = k \frac{p_b - p_{nl}}{p_h} A$$

trong đó:

p_b : áp suất hơi bão hòa của chất lỏng ở điều kiện nhiệt độ đã cho;

p_{nl} : áp suất riêng phần của hơi nhiên liệu trong hòa khí;

p_h : áp suất của hòa khí;

A: diện tích bề mặt bay hơi;

k: hệ số tỷ lệ.

Công thức này cho thấy tốc độ bay hơi phụ thuộc vào trạng thái trên bề mặt chất lỏng (áp suất, nhiệt độ, tốc độ chuyển động), độ xé tới và tính chất nhiên liệu. Cụ thể, khi đóng nhỏ bướm ga làm cho áp suất sau bướm ga giảm (p_h giảm) làm tăng tốc độ bay hơi tại đây; tăng tốc độ chuyển động của dòng khí làm nhiên liệu bay hơi nhanh hơn; hòa khí đã có nhiều nhiên liệu (đậm) thì p_{nl} lớn nên tốc độ bay hơi vào hòa khí giảm; tăng nhiệt độ (ví dụ sấy nóng đường nạp) làm tăng áp suất hơi bão hòa p_b dẫn đến tăng tốc độ bay hơi; nhiên liệu có nhiều thành phần nhẹ, dễ bay hơi nên tốc độ bay hơi lớn...

Trong một số động cơ xăng dùng biện pháp *sấy nóng đường nạp* để tăng tốc độ bay hơi và giảm hiện tượng đọng thành màng xăng. Sau đây ta sẽ tính toán xem nhiệt độ sấy nóng tối thiểu là bao nhiêu để xăng bay hơi hoàn toàn.

Khi khởi động lạnh, đường nạp chưa được sấy nóng, xăng bay hơi sẽ làm giảm nhiệt độ tại đây. Giả sử lượng giảm nhiệt độ do bay hơi Δt_{bh} của nhiên liệu và không khí là như nhau, bỏ qua trao đổi nhiệt với môi trường, phương trình cân bằng nhiệt khi bay hơi hoàn toàn nhiên liệu trong hòa khí có hệ số dư lượng không khí λ có dạng:

$$\Delta t_{bh}(\lambda L_0 C_{kk} + C_{nl}) = r_{nl} \quad (7-1)$$

trong đó:

L_0 : lượng không khí lý thuyết để đốt cháy 1kg nhiên liệu (xem chương 3);

C_{kk} và C_{nl} : tỷ nhiệt của không khí và tỷ nhiệt của nhiên liệu;

r : nhiệt hóa hơi của nhiên liệu.

Từ (7-1) rút ra:

$$\Delta t_{bh} = \frac{r_{nl}}{\lambda L_0 C_{kk} + C_{nl}}$$

Khi giảm nhiệt độ, áp suất hơi bão hòa p_b giảm. Nếu $p_b \leq p_{nl}$ thì nhiên liệu không thể bay hơi tiếp tục. Từ đó ta có thể xác định được nhiệt độ thấp nhất của không khí trước khi nhiên liệu bay hơi để bảo đảm cho nhiên liệu bay hơi hoàn toàn.

Theo định luật Đantông:

$$p_{nl} + p_{kk} = p_h \quad (7-2)$$

với p_{kk} là áp suất riêng phần của không khí trong hòa khí:

$$p_{kk} V = G_{kk} R_{kk} T_k$$

Tương tự đối với nhiên liệu:

$$p_{nl} V = G_{nl} R_{nl} T_k$$

với T_k là nhiệt độ của hòa khí.

Từ đó:

$$\frac{p_{kk}}{p_{nl}} = \frac{G_{kk}}{G_{nl}} \cdot \frac{R_{kk}}{R_{nl}}$$

Thay $\frac{G_{kk}}{G_{nl}} = \lambda L_0$ và $\frac{R_{kk}}{R_{nl}} = \frac{\mu_{nl}}{\mu_{kk}}$ ta được:

$$\frac{p_{kk}}{p_{nl}} = \lambda L_0 \frac{\mu_{nl}}{\mu_{kk}}$$

$$p_{kk} = \lambda L_0 \frac{\mu_{nl}}{\mu_{kk}} p_{nl} \quad (7-3)$$

Từ (7-2) và (7-3) tìm được:

$$p_{nl} = \frac{p_h}{1 + \lambda L_0 \frac{\mu_{nl}}{\mu_{kk}}}$$

Từ giá trị p_{nl} tìm được, tra đồ thị hay bảng áp suất hơi bão hòa phụ thuộc nhiệt độ để tìm được nhiệt độ t_l tương ứng. Nhiệt độ hòa khí khi bay hơi hết nhiên liệu tối thiểu là t_l và trước khi bay hơi tối thiểu là $t_l + \Delta t_{bh}$. Nếu coi nhiệt độ của hòa khí khi chưa sấy nóng gần đúng là t_0 thì nhiệt độ sấy nóng môi chất cần thiết trong đường nạp sẽ là $\Delta t_{sn} = t_l + \Delta t_{bh} - t_0$. Cần lưu ý không nên sấy nóng quá cần thiết vì khi đó chỉ làm giảm mật độ của khí nạp mới.

7.1.1.3 Hòa trộn nhiên liệu với không khí

Quá trình hòa trộn nhiên liệu với không khí cũng xảy ra ngay sau khi nhiên liệu ra khỏi vòi phun do khuếch tán của hơi nhiên liệu và chuyển động của không khí. Hạt nhiên liệu càng nhỏ có tính năng động càng cao và khả năng khuếch tán càng lớn. Do đó, nếu nhiên liệu càng được xé nhỏ, càng bay hơi tốt thì quá trình hòa trộn càng tốt. Mặt khác, tốc độ dòng khí tăng cũng làm cho quá trình hòa trộn diễn ra nhanh chóng và thuận lợi hơn.

Chất lượng quá trình tạo hòa khí được đánh giá bằng mức độ đáp ứng yêu cầu về phân bố hòa khí trong thể tích xylanh tùy thuộc vào phương pháp tạo thành hòa khí (ví dụ như cân đồng nhất hay không đồng nhất - phân lớp) và độ đồng đều về lượng cũng như về chất của hòa khí giữa các xylanh.

Cần chú ý rằng, cơ sở vật lý của quá trình tạo hòa khí trình bày ở trên cũng có thể được dùng để nghiên cứu sự hình thành hòa khí trong động cơ diesel.

7.1.2 Các phương pháp tạo thành hòa khí trong động cơ xăng

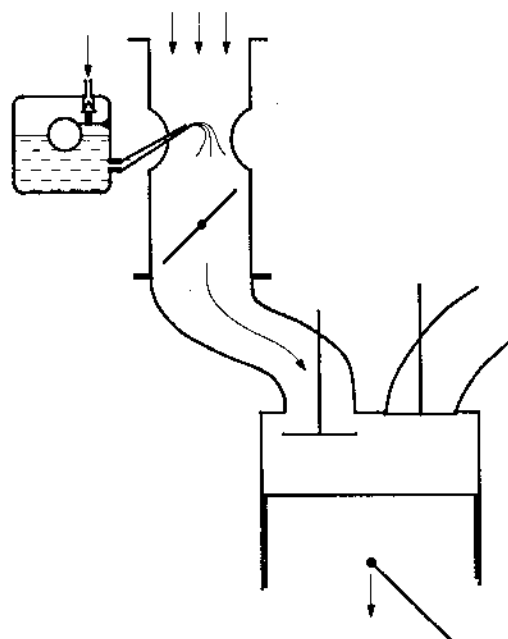
7.1.2.1 Khái quát

Tạo thành hòa khí trong động cơ xăng phải thỏa mãn các yêu cầu sau:

- Cung cấp hòa khí với thành phần λ thích hợp với từng chế độ làm việc của động cơ.

- Phần lớn nhiên liệu trong hòa khí ở dạng hơi, phần còn lại được xé tới ở dạng hạt có kích thước rất nhỏ.

- Hệ số dư lượng không khí λ phải đồng đều giữa các xylanh.



Hình 7-1. Tạo thành hòa khí trong bộ chế hòa khí

Những nhân tố ảnh hưởng tới tạo thành hòa khí gồm:

- Thời gian hỗn hợp càng dài thì chất lượng tạo hòa khí càng cao. Như vậy, tốc độ động cơ quá cao có ảnh hưởng xấu đến tạo thành hòa khí.

- Nhiệt độ môi trường và nhiệt độ động cơ càng cao thì tốc độ bay hơi càng cao, hòa trộn càng tốt nhưng làm giảm mật độ khí nạp mới dẫn đến giảm công suất động cơ.

- Thành phần và tính chất nhiên liệu ảnh hưởng đến tốc độ bay hơi, khả năng xé toí và hòa trộn. Nói chung, nhiên liệu nhiều thành phần chung cất nhẹ, dễ bay hơi sẽ tạo thành hòa khí dễ dàng hơn.

- Kết cấu các bộ phận như đường nạp, hệ thống nhiên liệu (bộ chế hòa khí, loại phun xăng...) có ảnh hưởng rất lớn đến chất lượng tạo thành hòa khí.

Có thể phân loại tạo thành hòa khí trong động cơ xăng thành hai loại là tạo thành hòa khí dùng bộ chế hòa khí và tạo thành hòa khí dùng phun xăng.

7.1.2.2 Tạo thành hòa khí dùng bộ chế hoà khí

Trên hình 7-1 thể hiện rõ sơ đồ hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hoà khí. Trong quá trình nạp, không khí được hút vào động cơ phải lưu động qua họng khuếch tán có tiết diện bị thu hẹp. Tại đây, do tác dụng của độ chân không Δp_h , xăng được hút ra từ buồng phao qua giclơ nhiên liệu. Giclơ định lượng chính xác lưu lượng xăng hút ra phù hợp với lưu lượng không khí để tạo thành hòa khí có hệ số dư lượng không khí λ đúng như thiết kế. Sau khi ra họng khuếch tán, nhiên liệu được dòng không khí xé toí với độ chênh lệch vận tốc có thể đạt tới 20-40 m/s. Đồng thời, nhiên liệu bay hơi và hoà trộn với không khí tạo thành hòa khí. Quá trình này còn tiếp tục diễn ra trên đường nạp và trong xy lanh ở các thời kỳ nạp và nén. Do xăng nhẹ và rất dễ bay hơi, được hút ra họng khuếch tán là nơi có áp suất chân không, được xé nhỏ bởi dòng không khí và khi vào trong xy lanh được sấy nóng bởi các chi tiết và khí sót nên gần cuối quá trình nén hòa khí có thể coi là đồng nhất.

Để tăng chất lượng tạo thành hòa khí, người ta thiết kế và đưa vào sử dụng bộ chế hoà khí có trang bị điện tử (xem giáo trình Động cơ đốt trong).

7.1.2.3 Hình thành hòa khí dùng phun xăng

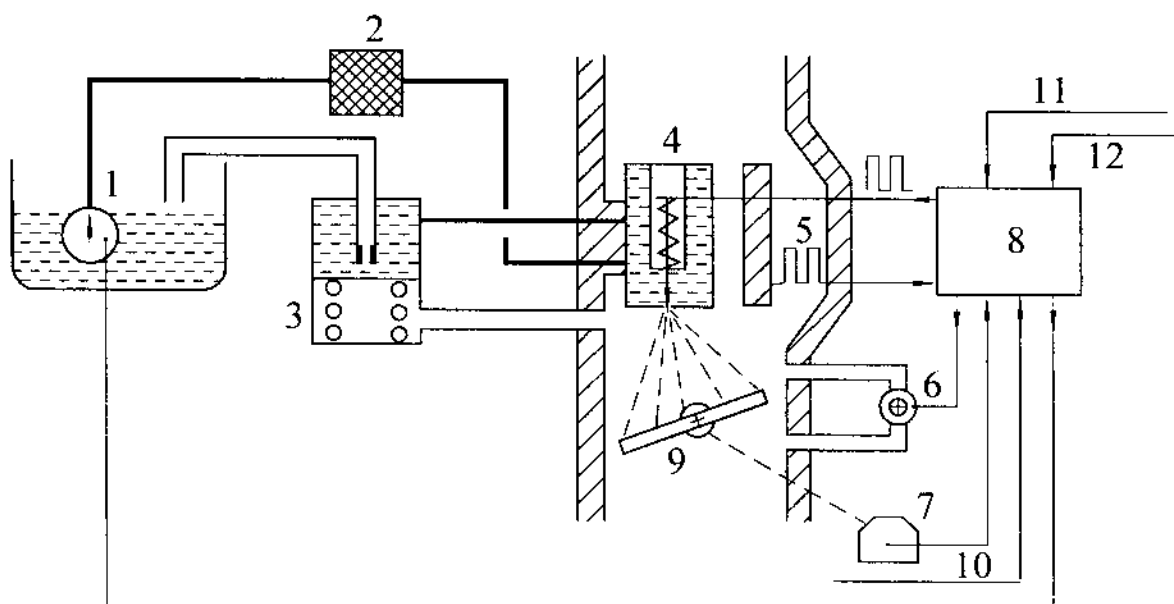
Trong hệ thống nhiên liệu phun xăng, xăng được phun vào động cơ với áp suất cao (khoảng 3-4 bar đối với phun xăng vào đường ống nạp và 40 bar đối với phun xăng trực tiếp) thay vì hút qua bộ chế hoà khí. Do được phun ra với áp suất cao và định lượng chính xác bằng điện tử nên xăng được xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn rất tốt với không khí tạo thành hòa khí. Có thể phân loại hòa khí dùng phun xăng thành hai loại là phun gián tiếp (vào đường nạp) và phun trực tiếp vào trong xy lanh.

a. Phun gián tiếp

Hệ thống phun xăng gián tiếp vào đường ống nạp (hòa khí bên ngoài) được sử dụng rất rộng rãi hiện nay chia thành phun xăng đơn điểm và đa điểm.

• Phun đơn điểm

Trong phương án phun đơn điểm (Single Point), hình 7-2, xăng được phun vào ống nạp chung để cung cấp hòa khí cho các xy lanh. Toàn bộ động cơ chỉ có một vòi phun ở



Hình 7-2. Hệ thống phun xăng đơn điểm

1: bơm; 2: lọc; 3: bộ ổn áp; 4: vòi phun điện từ; 5: nhiệt điện trở đo lưu lượng không khí; 6: van bỏ sung không khí (by pass); 7: cảm biến góc mở bướm ga; 8: bộ điều khiển điện từ; 9: bướm ga; 10: tín hiệu tốc độ vòng quay động cơ; 11: tín hiệu nhiệt độ động cơ; 12: cảm biến thành phần hỗn hợp λ .

đường ống nạp chung cho tất cả các xylanh. Về mặt nguyên tắc có thể sử dụng các phương pháp phun liên tục hay phun gián đoạn. Vòi phun được bố trí ngay trên bướm tiết lưu, tại đây vận tốc dòng không khí lớn nhất tạo điều kiện tốt cho quá trình xé toí xăng và hoà trộn với không khí. Bộ điều khiển điện từ ECU nhận tín hiệu từ các cảm biến khác nhau trên động cơ, trong đó thông số điều khiển chính là lưu lượng không khí nạp. Nói chung, về mặt giá thành và về mức độ hoàn thiện các chức năng, hệ thống phun đơn điểm là trạng thái trung gian giữa hệ thống dùng bộ chế hoà khí và hệ thống phun đa điểm sẽ xét dưới đây.

• Phun đa điểm

Trong hệ thống phun đa điểm (Multi - Point), hình 7-3, mỗi xylanh có một vòi phun bố trí ngay trước xupáp nạp. Hệ thống phun đa điểm so với hệ thống phun đơn điểm có ưu điểm là xăng được phun vào xupáp là nơi có nhiệt độ cao nên điều kiện bay hơi tốt hơn và tránh được hiện tượng đọng bám xăng trên thành ống nạp.

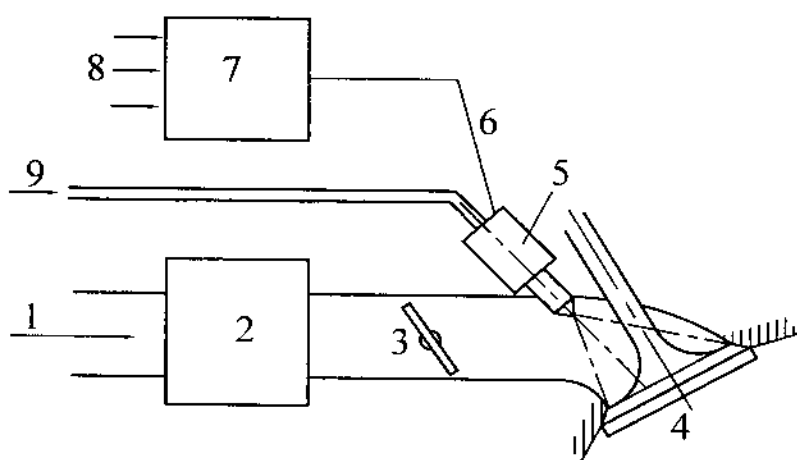
b. Phun trực tiếp

Động cơ phun xăng trực tiếp (Gasoline Direct Injection GDI Engine) có quá trình hòa khí bên trong xylanh.

Thay vì phun vào đường nạp, xăng được phun trực tiếp vào xylanh với áp suất khá cao (40 bar) nên rất toí, được sấy nóng bởi các chi tiết trong buồng cháy và khí sót nên nhanh chóng bay hơi và hoà trộn tạo thành hòa khí.

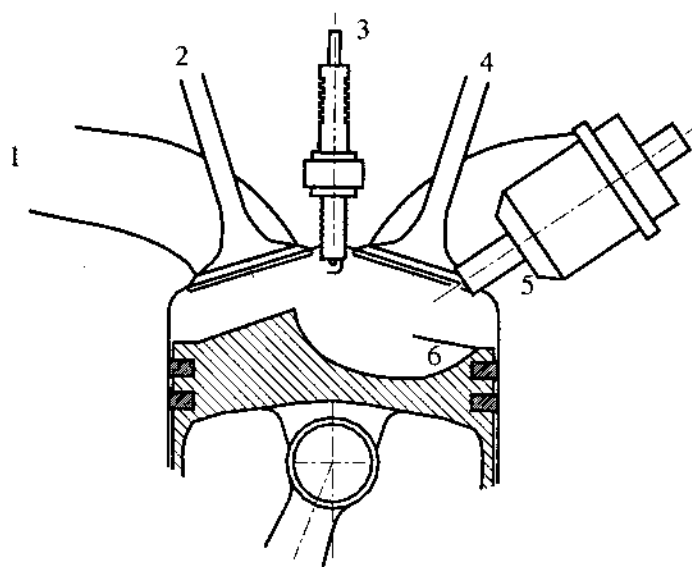
Để đốt được hòa khí nghèo (lean-burn) nhằm mục đích giảm tiêu thụ nhiên liệu và giảm độc hại trong khí thải (xem chuyên đề Khí thải và ô nhiễm môi trường) người ta sử dụng phương pháp hình thành hòa khí phân lớp (Stratified Mixture Formation). Bản chất của phương pháp này là tổ chức hình thành hòa khí sao cho tạo ra sự phân bố không đồng nhất (phân lớp) của hòa khí, bugi đánh lửa được bố trí tại vị trí sao cho khi bật tia lửa điện thì hòa khí thì tại đây có $\lambda \approx 0,85 \div 0,90$ để bén lửa tốt nhất, phần hòa khí này sau khi bốc cháy sẽ làm môi để đốt phần hòa khí còn lại có λ lớn hơn (hòa khí nhậy).

Hình 7-4 mô tả động cơ phun xăng trực tiếp Mitsubishi áp dụng phương pháp hình thành hòa khí phân lớp ở chế độ không tải đến 50% tải. Khi đó xăng được phun vào cuối kỳ nén, do ảnh hưởng của hình dạng buồng cháy trên đỉnh piston tạo thành đám mây hòa khí không đồng nhất bốc lên tới bugi, tại đây hòa khí đạt giá trị dễ dàng bén lửa. Để điều chỉnh tải ở chế độ này, người ta chỉ thay đổi lượng nhiên liệu phun vào buồng cháy còn lượng không khí nạp giữ không đổi (giống như điều chỉnh tải ở động cơ diesel). Còn khi động cơ làm việc từ 50% tải đến toàn tải, xăng được phun vào đầu quá trình nạp. Khi đó, xăng bay hơi và hòa trộn với không khí trong xy lanh tạo thành hòa khí trong suốt quá trình nạp và nén nên có



Hình 7-3. Sơ đồ hệ thống phun xăng đa điểm

1: không khí nạp; 2: thiết bị đo lưu lượng không khí;
3: bướm hỗn hợp; 4: xupáp nạp; 5: vòi phun; 6: tín hiệu điều khiển phun; 7: bộ điều khiển phun xăng; 8: các tín hiệu cảm biến vào bộ xử lý; 9: xăng từ bơm chuyển.



Hình 7-4. Động cơ phun xăng trực tiếp của hãng Mitsubishi

1: đường nạp; 2: xupáp nạp; 3: bugi;
4: xupáp thải; 5: vòi phun xăng; 6: piston

thể coi hòa khí là đồng nhất. Để điều chỉnh tải trọng ở chế độ này, người ta sử dụng van tiết lưu (bướm ga) để điều chỉnh lượng hỗn hợp giống như ở động cơ phun xăng gián tiếp vào đường nạp.

Phun xăng trực tiếp vào xy lanh có ưu điểm như hệ số dư lượng không khí λ của các xy lanh rất đồng đều, hệ số nạp lớn... Ngoài ra, xăng bay hơi trong xy lanh nên thu nhiệt làm giảm nhiệt độ của môi chất công tác, do đó có thể chọn tỷ số nén lớn hơn so với động cơ dùng bộ chế hoà khí mà không bị kích nổ. Động cơ phun xăng trực tiếp đạt được những chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật rất khả quan như suất tiêu hao nhiên liệu cũng như các thành phần độc hại chủ yếu trong khí thải thấp nên rất có triển vọng phát triển. Tuy nhiên, do nhiệt độ cực đại khi cháy trong động cơ xăng khá cao và hàm lượng oxy lớn (λ lớn vì đốt hỗn hợp nghèo) khi hình thành hòa khí kiểu phân lớp nên nhiều NO_x trong khí thải. Để đạt các tiêu chuẩn khí thải hiện hành trên thế giới phải dùng công nghệ xử lý NO_x kiểu hấp thụ (xem Giáo trình chuyên đề Khí thải và ô nhiễm môi trường). Ngoài ra, hệ thống nhiên liệu cần tạo ra áp suất khá cao (40 bar) nên chế tạo khó khăn. Tất cả những điều đó dẫn tới giá thành của động cơ phun xăng trực tiếp cao hơn so với động cơ phun xăng gián tiếp. Cho tới 5-2008 chưa nhà sản xuất, lắp ráp ô tô nào ở Việt Nam đưa ra thị trường ô tô trang bị động cơ phun xăng trực tiếp.

7.1.2.4 So sánh hệ thống phun xăng và hệ thống dùng bộ chế hoà khí

Hệ thống nhiên liệu dùng *bộ chế hoà khí* (kiểu cơ khí thông thường) có *ưu điểm* là đơn giản, giá thành thấp, làm việc chắc chắn, sử dụng, bảo dưỡng và sửa chữa dễ dàng.

Tuy nhiên, bộ chế hoà khí (thông thường) có những *nhược điểm* cơ bản sau:

- Khó có thể điều chỉnh chính xác hệ số dư lượng không khí λ đạt các giá trị tối ưu. Hơn nữa, mức độ chính xác của λ càng giảm theo thời gian vì gic lơ và các khâu khớp của bộ chế hoà khí mòn và biến dạng.

- λ giữa các xy lanh (ở động cơ nhiều xy lanh) chênh lệch đáng kể dẫn tới công suất khác nhau, mất cân bằng về lực và mômen so với thiết kế làm cho động cơ bị rung giật...

- Một nhược điểm cơ bản nữa của bộ chế hoà khí là có hòng khuếch tán và điều chỉnh tải ở mọi chế độ bằng điều chỉnh lượng với van tiết lưu đường nạp nên tổn thất khí động lớn làm giảm hệ số nạp, hạn chế khả năng tăng công suất động cơ.

Trái lại, *hệ thống nhiên liệu phun xăng* có các *ưu điểm* nổi bật sau.

- Hệ số nạp cao hơn vì không có chỗ thất như hòng khuếch tán để giảm áp suất như ở bộ chế hoà khí và không phải sấy nóng đường ống nạp.

- Trong hệ thống phun đa điểm, hệ số dư lượng không khí λ giữa các xy lanh đồng đều hơn. Đồng thời, phần lớn lượng xăng phun ra bay hơi trong xy lanh có tác dụng giảm nhiệt độ môi chất, do đó khi thiết kế có thể tăng tỷ số nén.

- Hai ưu điểm chủ yếu trên dẫn tới tăng tính hiệu quả (p_e lớn) và tính kinh tế (g_c nhỏ) của động cơ. Ngoài ra, tính kinh tế cao còn do những nguyên nhân khác như: xăng không đọng bám trên đường nạp khi động cơ khởi động và cắt cung cấp nhiên liệu khi động cơ bị kéo.

- Không cần hệ thống tăng tốc riêng rẽ do bộ điều khiển phản ứng tức thời để tăng lượng nhiên liệu phun phù hợp với lượng không khí nạp.
- Động cơ có tính thích ứng cao trong các điều kiện sử dụng khác nhau dù là tĩnh tại như ở trạm phát điện hay di động như trên ô tô, xuồng máy, máy bay...
- Hệ số dư lượng không khí λ được điều chỉnh chính xác nên có thể giảm được thành phần độc hại trong khí thải, giảm ô nhiễm môi trường (xem bài giảng Khí thải và ô nhiễm môi trường).

Chính vì những nhược điểm nêu trên mà hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hoà khí ngày càng ít được sử dụng và được thay thế bằng hệ thống phun xăng. Hiện nay, động cơ xăng dùng bộ chế hoà khí được sử dụng chủ yếu ở xe máy, xuồng máy, máy cưa, máy cắt cỏ, máy phát điện gia dụng... Còn động cơ phun xăng ngày càng được dùng phổ biến thay cho động cơ dùng bộ chế hoà khí. Hiện nay, hầu hết xe hơi du lịch của các hãng ô tô nổi tiếng trên thế giới đều lắp động cơ phun xăng.

7.2 Hình thành hòa khí trong động cơ diesel

Như đã nói ở trên, những vấn đề trình bày ở 7.1.1 cũng có thể dùng làm cơ sở vật lý chung để khảo sát hình thành hòa khí trong động cơ diesel. Tuy nhiên, hình thành hòa khí trong động cơ diesel có đặc thù riêng với vai trò quyết định của việc phun nhiên liệu vào xy lanh cuối quá trình nén. Dưới đây ta sẽ nghiên cứu vấn đề này chi tiết hơn.

7.2.1. Phun nhiên liệu trong động cơ diesel

7.2.1.1 Phương pháp nghiên cứu

Nghiên cứu phun nhiên liệu trong động cơ diesel là công việc hết sức quan trọng khi thiết kế, phát triển động cơ. Có thể tiến hành nghiên cứu bằng tính toán lý thuyết hay bằng thực nghiệm.

Tính toán lý thuyết quá trình phun nhiên liệu rất phức tạp, hiện nay đã có những phần mềm mô phỏng cao cấp (ví dụ phần mềm HYDISM của hãng AVL (Áo) hoặc các phần mềm CFD khác) dùng cho bài toán này. Tuy nhiên việc áp dụng cũng rất phức tạp do khó xác định chính xác các thông số điều kiện biên cho mô hình.

Phương pháp nghiên cứu bằng thực nghiệm được dùng phổ biến cho đến nay là phun nhiên liệu trong buồng kín điều chỉnh được áp suất môi trường phun. Dùng thiết bị chụp ảnh nhanh để nghiên cứu sự phát triển của tia phun. Để nghiên cứu sự phân bố hạt nhiên liệu để đánh giá chất lượng phun, người ta có thể dùng một tấm phẳng đặt vuông góc với tia phun ở những khoảng cách khác nhau. Tấm phẳng có khả năng đặc biệt là giữ lại được dấu vết của các hạt nhiên liệu phun lên để từ đó có thể đếm số hạt cũng như đo được đường kính hạt để xây dựng đặc tính phun.

Hiện nay, người ta thường dùng phối hợp nghiên cứu thực nghiệm và tính toán mô phỏng để nghiên cứu và phát triển hệ thống phun nhiên liệu trong động cơ.

7.2.1.2 Chất lượng phun và các nhân tố ảnh hưởng

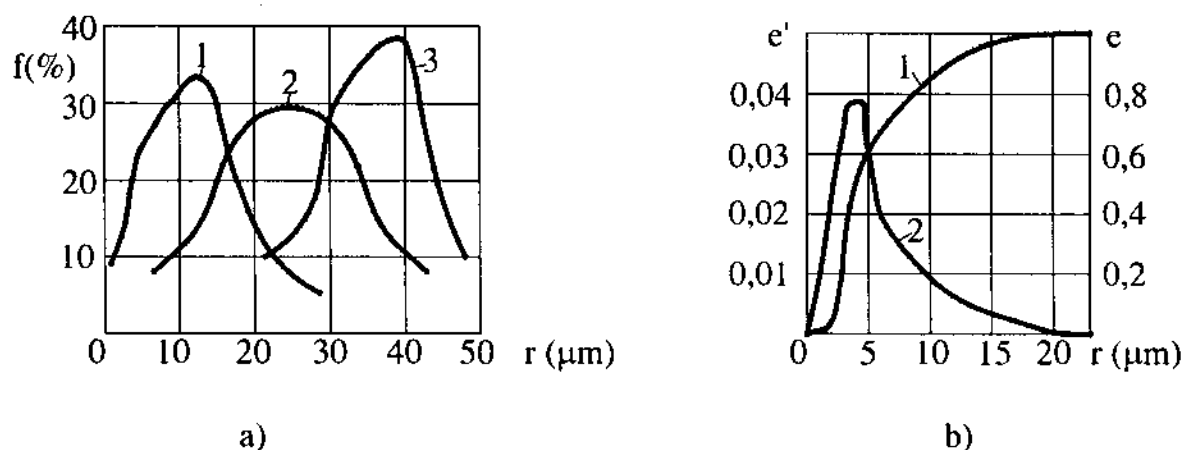
Chất lượng phun biểu thị bằng độ phun nhỏ (còn gọi là độ phun toi) và độ phun đều.

Độ phun nhỏ được đánh giá bằng đường kính trung bình của hạt r_{tb} . Giả thiết các hạt đều có dạng cầu. Khi xác định đường kính trung bình của hạt cần bảo đảm điều kiện thời gian bay hơi của hạt trung bình giả định và của toàn bộ các hạt trong tia là như nhau mà thời gian này lại phụ thuộc tỷ số giữa diện tích xung quanh và thể tích hạt nhiên liệu. Như vậy điều kiện nói trên được thể hiện qua biểu thức:

$$r_{tb} = 3 \frac{V_{tb}}{F_{tb}} = 3 \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{\sum_{i=1}^n F_i} \quad (7-4)$$

trong đó:

V_{tb} , F_{tb} : thể tích và diện tích của hạt trung bình, lần lượt bằng $\frac{3}{4}\pi r_{tb}^3$ và $4\pi r_{tb}^2$;



Hình 7-5. Các đường đặc tính phun nhiên liệu

$\sum_{i=1}^n V_i$ và $\sum_{i=1}^n F_i$: tổng thể tích và tổng diện tích mặt ngoài của tất cả các hạt.

Độ phun đều là đại lượng đặc trưng cho mức độ đồng đều về kích thước hạt. Đối với phương pháp hòa khí hỗn hợp thể tích yêu cầu độ phun nhỏ và độ phun đều cùng phải cao.

Trên hình 7-5a, trục hoành biểu thị bán kính hạt r , trục tung biểu thị giá trị hàm f là tỷ lệ (%) số hạt có bán kính r trên tổng số tất cả các hạt. Đường 1 thể hiện vừa nhỏ vừa đều, đường 2: không nhỏ và không đều; đường 3: không nhỏ nhưng đều. Như vậy hai

nhánh của đặc tính càng dốc hoặc hiệu số giữa $r_{\max}$ và $r_{\min}$ càng nhỏ thì độ phun đều càng tốt; đỉnh đặc tính càng gần trục tung thì độ phun nhỏ càng cao.

Đặc tính phun cũng có thể biểu thị thông qua đường đặc tính tổng tương đối thể hiện tỷ số tương đối $e = \frac{i}{i_1}$ với i là tổng số hạt có bán kính từ 0 đến r và i_1 là tổng số tất cả các hạt (đường 1 hình 7-5b) và đường đặc tính tần suất tương đối biểu thị đạo hàm $e' = \frac{de}{dr}$ (đường 2 hình 7-5b).

Dựa trên các đường $e' = f(r)$ có thể tìm được bán kính trung bình của hạt như sau.

Số hạt có bán kính từ r đến $r + dr$ là:

$$de = e' dr$$

Tổng thể tích hạt có bán kính từ 0 đến $r_{\max}$ là:

$$\sum_1^n V_i = \int_0^{r_{\max}} \frac{4}{3} \pi e' r^3 dr = \frac{4}{3} \pi \int_0^{r_{\max}} e' r^3 dr$$

Tổng diện tích hạt có bán kính từ 0 đến $r_{\max}$ là:

$$\sum_1^n F_i = \int_0^{r_{\max}} 4 \pi e' r^2 dr = 4 \pi \int_0^{r_{\max}} e' r^2 dr$$

Thay vào (7-4), ta được:

$$r_{tb} = \frac{\int_0^{r_{\max}} e' r^3 dr}{\int_0^{r_{\max}} e' r^2 dr}$$

Chất lượng phun chịu ảnh hưởng của nhiều *nhân tố ảnh hưởng* như áp suất phun, tính chất vật lý của môi trường phun và của nhiên liệu, kết cấu và kích thước lỗ phun...

Khi áp suất phun càng lớn thì tốc độ lưu động của nhiên liệu qua lỗ phun càng lớn, nhiên liệu càng được xé nhỏ và đều, chất lượng phun càng tốt. Trong hệ thống nhiên liệu common rail, áp suất phun có thể tới 2000 bar nên hạt rất nhỏ và đều.

Tăng mật độ không khí làm tăng sức cản nên nhiên liệu bị xé nhỏ và đều hơn. Tuy nhiên, áp suất trong buồng cháy động cơ diesel cuối kỳ nén chỉ thay đổi trong phạm vi 30 ÷ 50 bar nên ít ảnh hưởng tới chất lượng phun.

Sức căng mặt ngoài, độ nhớt của nhiên liệu càng lớn làm cho lực cản khi xé nhỏ tăng nên độ phun nhỏ và độ phun đều càng giảm.

Đường kính lỗ phun càng nhỏ, mép lỗ phun sắc cạnh thì hạt càng nhỏ và đều.

Khi tăng tốc độ động cơ, tốc độ nhiên liệu qua lỗ phun tăng làm tăng độ phun nhỏ và đều. Đối với hệ thống nhiên liệu điều khiển lượng nhiên liệu cung cấp tại bơm cao áp, khi đó áp suất phun cũng tăng nên chất lượng phun càng được cải thiện.

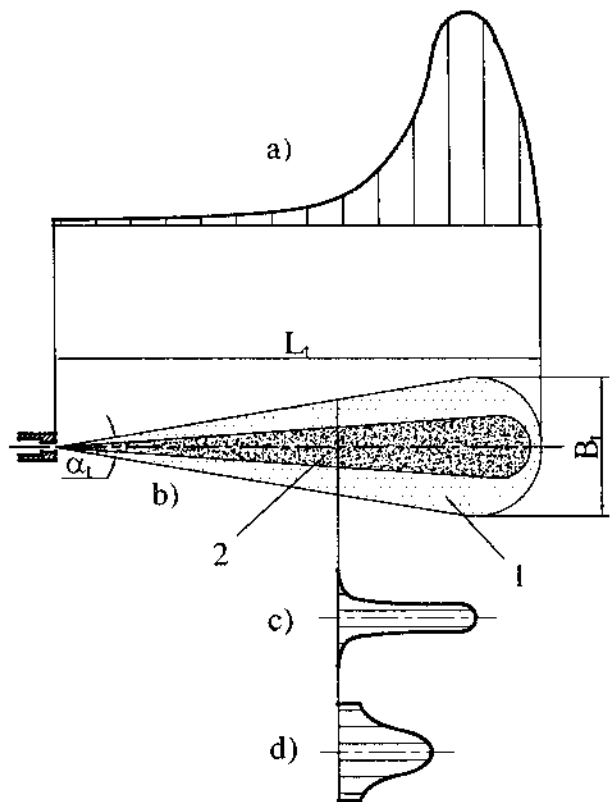
7.2.1.3 Cấu trúc và sự phát triển của tia nhiên liệu

Sau khi ra khỏi lỗ phun, dòng nhiên liệu bị xé nhỏ và tạo thành tia. Những phần tử nhiên liệu ra đầu tiên gặp sức cản khí động rất lớn nên tốc độ của nó giảm rất nhanh. Những phần tử nhiên liệu ra sau chịu sức cản nhỏ hơn nên tốc độ giảm chậm và đuổi kịp và gạt những phần tử đi trước sang hai bên để đi vào mũi tia. Vì vậy, về cấu trúc tia nhiên liệu chia thành hai phần là lõi và vỏ tia.

Phần lõi 2 có kích thước hạt lớn và phần vỏ 1 có mật độ và kích thước nhỏ, hình 7-6b và 7-6c. Phần lõi gặp sức cản ít hơn nên có tốc độ lớn hơn phần vỏ, hình 7-6d. Đồng thời, nhiên liệu cũng thay đổi mật độ theo chiều trục tia và tập trung nhiều vào khu vực mũi tia, hình 7-6a.

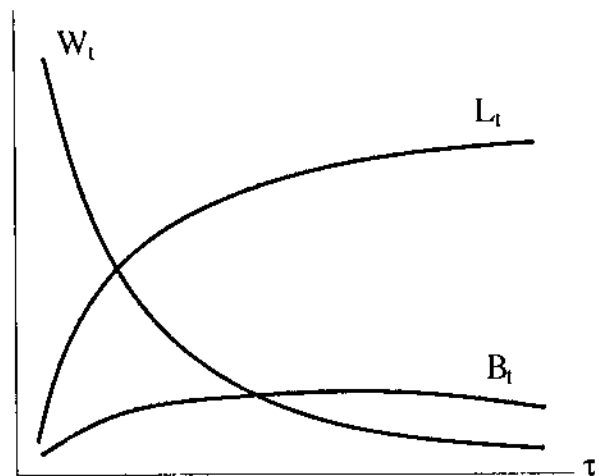
Hình dạng tia phun được biểu thị bằng chiều dài tia L_t , chiều rộng tia B_t và góc côn α_t . Hình dạng tia có ảnh hưởng rất lớn tới chất lượng tạo thành hòa khí trong buồng cháy thống nhất kiểu thể tích (xem 7.2.3.1a) do có yêu cầu phải phù hợp với hình dạng buồng cháy.

Trong quá trình phun, các thông số hình học của tia đều biến đổi, trong đó mức độ tăng chiều dài L_t được biểu thị bằng tốc độ vận động của mũi tia W_t . Hình 7-7 biểu thị sự thay đổi của L_t , B_t và W_t theo thời gian phun τ . Theo đó, trong khi L_t tăng gần như theo qui luật parabol thì W_t giảm rất nhanh do sức cản khí động của môi trường, còn B_t thì ít thay đổi.



Hình 7-6. Cấu tạo của tia nhiên liệu

a) mật độ dọc tia, b) hình dạng tia, c) mật độ trong tiết diện ngang của tia, d) tốc độ trong tiết diện ngang



Hình 7-7. Sự thay đổi các thông số của tia nhiên liệu theo thời gian phun

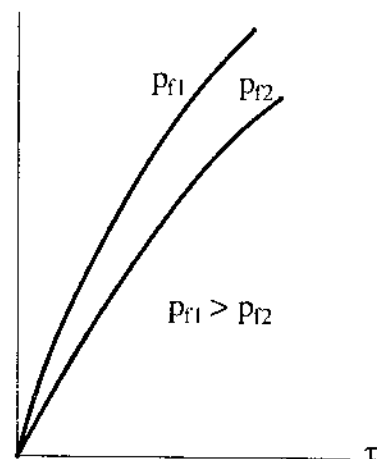
Nói chung, qui luật phát triển của tia phun phụ thuộc nhiều yếu tố như áp suất phun, mật độ môi trường phun, kết cấu và kích thước lỗ phun.

Khi tăng áp suất phun, tốc độ nhiên liệu lưu động qua lỗ phun tăng nên L_t tăng nhanh hơn, hình 7-8.

Khi tăng áp suất môi trường phun, sức cản khí động tăng nên W_t và L_t giảm, đồng thời α_t và B_t tăng.

Nếu tăng đường kính lỗ phun mà giữ nguyên áp suất phun và áp suất môi trường thì L_t tăng vì phần lõi tia khí ấy có kết cấu chặt chẽ hơn nên có động năng lớn hơn.

Ngoài ra, vận động rối của không khí trong buồng cháy cũng ảnh hưởng đến hình dạng và sự phát triển của tia và có vai trò rất quan trọng trong các loại buồng cháy tận dụng rối của không khí để tạo thành hòa khí như buồng cháy thống nhất hỗn hợp thể tích-màng, hỗn hợp màng và buồng cháy ngăn cách (xem 7.2.2.2b,c và 7.2.2.3).



Hình 7-8. Ảnh hưởng của áp suất phun đến chiều dài tia

7.2.2 Các phương pháp hình thành hòa khí trong động cơ diesel

7.2.2.1 Yêu cầu và các biện pháp

Nhiên liệu trong động cơ diesel được phun vào trong xylanh để hình thành hòa khí, quá trình này chỉ diễn ra trong thời gian vài phần nghìn giây và một phần đan xen với quá trình cháy.

Yêu cầu đối với quá trình tạo hòa khí là phải tạo được sự phân bố nhiên liệu theo thời gian và không gian trong buồng cháy một cách tốt nhất để nhiên liệu cháy đúng lúc, cháy hoàn toàn, đạt được chỉ tiêu kinh tế (g_c nhỏ) và hiệu quả cao (p_e lớn) nhưng áp suất cực đại (p_c) và tốc độ tăng áp suất ($\frac{\Delta p}{\Delta \phi}$) không quá lớn, đồng thời sinh ít độc hại trong khí thải.

Rõ ràng là rất khó đáp ứng đầy đủ và đồng thời các yêu cầu trên. Tùy từng trường hợp cụ thể (sẽ xét dưới đây) mà yêu cầu nào đó được ưu tiên hơn so với yêu cầu khác.

Để tạo thành hòa khí, người ta sử dụng các biện pháp:

- Kết hợp chặt chẽ giữa số lượng, hình dạng và sự phân bố tia nhiên liệu với hình dạng buồng cháy.

- Sử dụng chuyển động xoáy lốc mạnh của không khí trong buồng cháy được tạo ra trong quá trình nạp và nén.

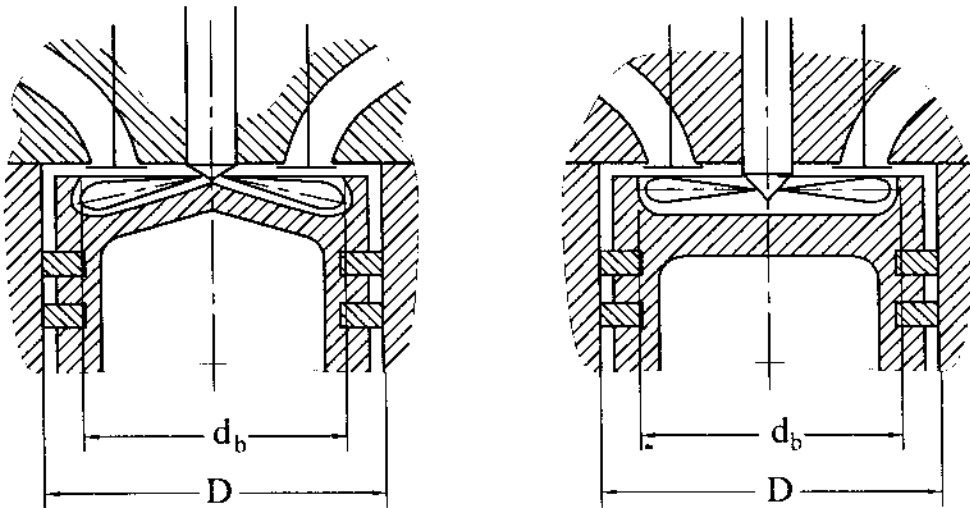
Tùy từng loại buồng cháy cụ thể mà các biện pháp trên được áp dụng riêng lẻ hay phối hợp với nhau ở mức độ cao hay thấp.

Theo sự phân chia về không gian, buồng cháy được phân thành hai loại là buồng cháy thống nhất và buồng cháy ngăn cách.

7.2.2.2 Buồng cháy thống nhất

Buồng cháy thống nhất là buồng cháy chỉ bao gồm một không gian duy nhất giới hạn bởi đỉnh piston, xylanh và nắp xylanh. Buồng cháy thống nhất có một số loại khác nhau theo phương pháp hình thành hòa khí.

a. Buồng cháy hòa khí thể tích



Hình 7-9. Buồng cháy thống nhất với phương pháp hòa khí thể tích

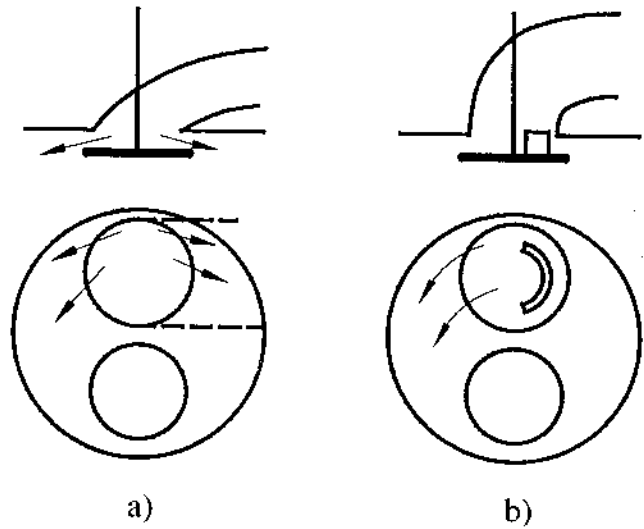
Về mặt kết cấu, phần lõm trên đỉnh piston có dạng tròn xoay đồng tâm, hình 7-9.

Tỷ số $\frac{d_b}{D} = 0,75 \div 0,90$ là khá lớn nên thành mỏng và không sâu. Vòi phun có nhiều lỗ phun với số lượng từ 5 đến 10. Đường kính lỗ rất nhỏ $d = 0,15 \div 0,25$ mm. Áp suất phun lớn khoảng $200 \div 600$ bar. Trong động cơ dùng bơm-vòi phun hoặc hệ thống phun tích áp (common rail), áp suất phun có thể đến 1000- 2000 bar, trong tương lai có thể còn cao hơn tới 2400 bar. Tia nhiên liệu phun tới sát thành buồng cháy nhưng không chạm.

Khi piston đi lên trong quá trình nén, hiện tượng không khí bị chèn vào không gian trên đỉnh piston xảy ra không mãnh liệt. Nói cách khác, xoáy lốc không mạnh nên ít ảnh hưởng đến quá trình hình thành hòa khí. Do đó, buồng cháy thuộc loại không tận dụng xoáy lốc. Nhiên liệu phun ra rất tơi và tia phun phù hợp với hình dạng buồng cháy do đó tia nhiên liệu thâm nhập phần lớn thể tích buồng cháy, tạo ra quá trình bay hơi, hoà trộn nhiên liệu với không khí tạo thành hòa khí. Chính vì vậy, người ta gọi đây là phương pháp hình thành hòa khí thể tích. Năng lượng chủ yếu tạo thành hòa khí là động năng của tia nhiên liệu.

Sau thời gian cháy trễ τ_i kể từ lúc phun nhiên liệu, quá trình cháy thực sự diễn ra hầu như trong toàn bộ thể tích buồng cháy.

Trong thực tế không thể tạo ra sự phù hợp hoàn toàn giữa tia phun nhiên liệu và hình dạng buồng cháy để thực hiện sự tạo thành hòa khí trong toàn bộ thể tích buồng cháy. Cụ thể là luôn tồn tại những vùng mà tia nhiên liệu không thâm nhập đến nên không tận dụng được không khí ở đây và cũng không thể bảo đảm không có hạt nhiên liệu nào bám lên thành buồng cháy. Để cải thiện sự hình thành hòa khí, người ta có thể tạo ra chuyển động xoáy tròn của không khí trong quá trình nạp với cường độ vừa phải bằng cách thiết kế đường nạp tiếp tuyến với xylanh, hình 7-10a, hoặc dùng tấm chắn trên nắp xupáp để hướng dòng, hình 7-10b, nhưng gây tổn thất nên ít dùng. Nếu cường độ xoáy tròn lớn quá mức độ cần thiết có thể làm cho việc hình thành hòa khí kém đi vì khi đó nhiên liệu có thể mang từ khu vực của tia phun này sang khu vực của tia phun khác. Cường độ xoáy tròn hợp lý nhất sao cho trong thời gian phun tia phun quét một góc bằng góc θ giữa hai tia kề nhau, hình 7-11.



Hình 7-10. Tạo xoáy tròn trong quá trình nạp

Động cơ sử dụng buồng cháy thống nhất kiểu thể tích có những ưu điểm sau:

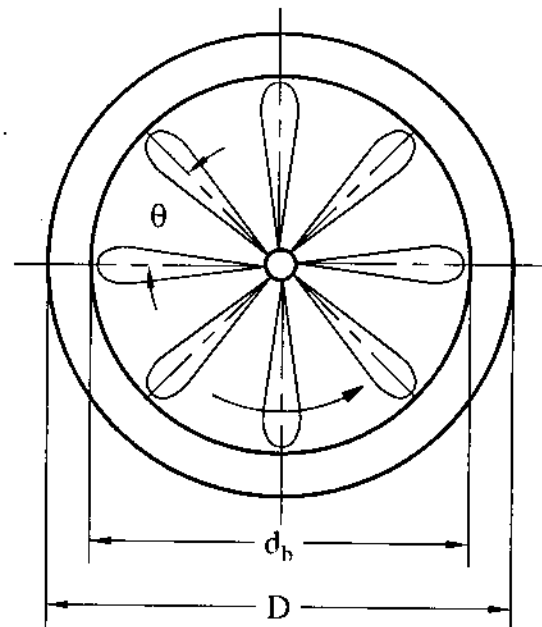
- Do quá trình cháy tập trung gần điểm chết trên nên hiệu quả sinh công cao. Mặt khác, kết cấu buồng cháy gọn nên tổn thất nhiệt nhỏ. Điều đó dẫn tới suất tiêu hao nhiên liệu thấp (g_e khoảng $220 \div 240$ g/kWh, hoặc có thể tới 200 g/kWh và thậm chí còn nhỏ hơn nữa trong các động cơ hiện đại).

- Do tổn thất nhiệt nhỏ nên động cơ khởi động dễ dàng.

- Buồng cháy, nắp xylanh đơn giản, bố trí xupáp dễ dàng (so với buồng cháy ngăn cách sẽ xét sau đây ở mục 7.2.2.3).

Tuy nhiên, buồng cháy thể tích có một số nhược điểm sau:

- Do không thể bảo đảm tia nhiên liệu thâm nhập toàn bộ thể tích buồng cháy nên một phần đáng kể không khí trong buồng cháy không được tham gia



Hình 7-11. Chuyển động quay của tia nhiên liệu

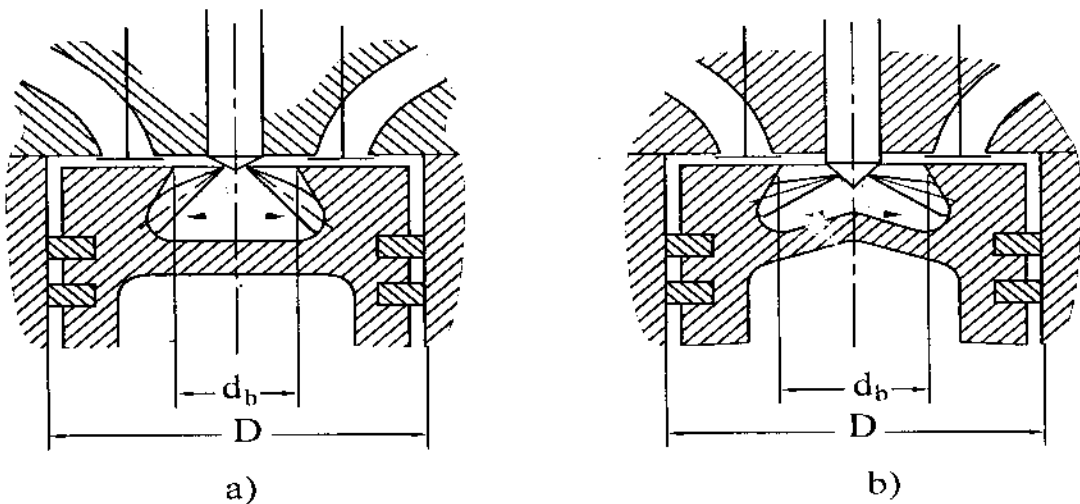
tạo thành hòa khí. Vì vậy, hệ số dư lượng không khí λ khá lớn có thể đến $1,7 \div 1,8$ nên tính hiệu quả của động cơ không cao (p_e nhỏ).

- Hòa khí tạo thành trong phần lớn thể tích buồng cháy nên lượng hòa khí chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ lớn sẽ bùng cháy mãnh liệt trong giai đoạn cháy nhanh với tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và áp suất cực đại p_{zmax} rất lớn làm cho động cơ làm việc không êm. Vì vậy cần sử dụng nhiên liệu có số xetan (Xe) cao từ 50 đến 60 để có thời gian cháy trễ τ_i nhỏ.

- Khi thay đổi chế độ làm việc, khó bảo đảm sự phù hợp của tia nhiên liệu với hình dạng buồng cháy nên động cơ rất nhạy cảm với sự thay đổi về tải trọng, tốc độ vòng quay cũng như loại nhiên liệu.

- Ngoài ra, vòi phun phải có nhiều lỗ rất nhỏ, áp suất phun lớn nên khó chế tạo vòi phun cũng như bơm cao áp. Khi động cơ làm việc, các bộ phận này dễ bị kẹt tắc vì cặn bẩn trong nhiên liệu.

Buồng cháy hòa khí thể tích được dùng ở động cơ cỡ trung bình và cỡ lớn như động cơ tàu thủy, tàu hỏa, tĩnh tại.



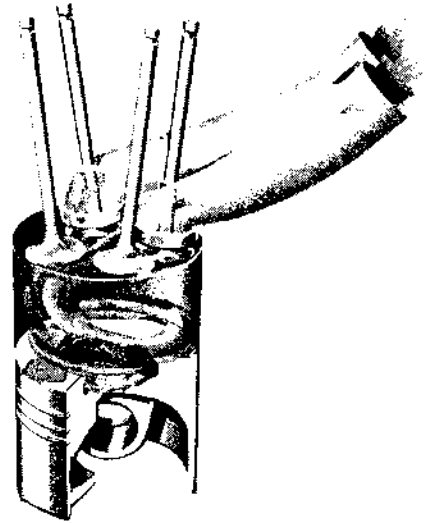
Hình 7-12. Buồng cháy thể tích - màng

b. Buồng cháy thể tích - màng

Phần lồi trên đỉnh piston, hình 7-12, có dạng tròn xoay đồng trục hoặc lệch tâm với piston với hình dáng đa dạng như Δ , hình 7-12a, ω , hình 7-12b... thành dày thể hiện qua tỷ lệ $\frac{d_b}{D} = 0,35 \div 0,75$ (nhỏ). Trái lại, tỷ lệ thể tích phần lồi trên đỉnh piston V_b và thể tích buồng cháy V_c khá lớn, nằm trong khoảng $0,75 \div 0,90$. Vòi phun có khoảng $3 \div 5$ lỗ với áp suất phun không lớn lắm khoảng $150 \div 200$ bar. Đường nạp được thiết kế dạng xoắn ốc hoặc tiếp tuyến với xylanh hay kết hợp dùng hai hòng nạp, hình 7-13, để tạo ra chuyển động xoáy tròn của khí nạp với cường độ lớn. Khi động cơ làm việc ở chế độ tải

nhỏ, một họng nạp được đóng lại bằng một van điều khiển tự động. Lượng khí nạp mới tuy ít nhưng chỉ đi qua họng nạp còn lại nên tốc độ dòng khí vẫn đủ lớn để tạo ra chuyển động xoáy tròn với cường độ mạnh trong xylanh để hình thành hòa khí.

Khi piston đi lên trong hành trình nén, khối không khí giữa nắp xylanh và đỉnh piston bị chèn mảnh liệt vào không gian trên đỉnh piston tạo ra chuyển động xoáy hình xuyên với cường độ lớn kết hợp với chuyển động xoáy tròn của không khí còn lưu lại trong quá trình nạp. Vì vậy buồng cháy loại này được gọi là buồng cháy thống nhất tận dụng xoáy lốc. Khi nhiên liệu phun vào cuối hành trình nén, một phần nhiên liệu bị xoáy lốc xé nhỏ, hoà trộn với không khí tạo thành hòa khí trong thể tích buồng cháy, sau thời gian cháy trễ sẽ bốc cháy tạo thành ngọn lửa khuếch tán. Phần nhiên liệu còn lại, có thể đến 50%, bám lên thành buồng cháy tạo thành màng, được gia nhiệt bởi ngọn lửa nên bay hơi từng lớp rồi được dòng khí xoáy cuốn dần vào không gian buồng cháy tạo thành hòa khí và cháy. Vì vậy, phương pháp này được gọi là hòa khí thể tích - màng. Năng lượng tạo thành hòa khí chủ yếu là động năng của không khí và một phần nhỏ hơn là động năng của tia nhiên liệu.



Hình 7-13. Kết cấu tạo xoáy tròn không khí trong quá trình nạp

So với buồng cháy hòa khí thể tích xét ở trên, buồng cháy thể tích - màng có những ưu điểm sau:

- Do tận dụng xoáy lốc nên không khí trong buồng cháy được tận dụng triệt để hơn, hệ số dư lượng không khí λ do đó cũng nhỏ hơn (nằm trong khoảng $1,5 \div 1,7$) làm tăng tính hiệu quả của động cơ. Cụ thể p_c tăng khoảng $10 \div 12\%$.

- Do lượng nhiên liệu tham gia vào quá trình chuẩn bị hòa khí trong giai đoạn cháy trễ bị khống chế (vì phần nhiên liệu ở dạng màng hầu như không tham gia vào quá trình chuẩn bị) nên lượng hòa khí được chuẩn bị trong giai đoạn này ít hơn, do đó $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và p_{zmax} nhỏ hơn, động cơ làm việc êm hơn.

- Do xoáy lốc với cường độ lớn ở mọi chế độ nên động cơ ít nhạy cảm với thay đổi chế độ làm việc cũng như loại nhiên liệu.

- Do áp suất phun nhỏ hơn, số lỗ phun ít hơn nên chế tạo bơm cao áp và vòi phun dễ dàng hơn.

- Bên cạnh đó, buồng cháy loại này vẫn thừa hưởng được những ưu điểm cơ bản của buồng cháy thống nhất kiểu hòa khí thể tích là buồng cháy khá gọn (mất mát nhiệt ít) nên tính kinh tế cao và khởi động dễ dàng.

Nhược điểm của loại buồng cháy này là:

- Tồn thất nhiệt và tổn thất lưu động lớn hơn một chút so với loại buồng cháy kiểu hòa khí thể tích đã xét ở trên.

- Điều kiện làm việc của piston nặng nề hơn vì nhiệt độ cao và lực quán tính lớn (vì phần lõm sâu trên đỉnh piston).

Buồng cháy này được dùng rộng rãi cho động cơ ô tô.

c. Buồng cháy màng

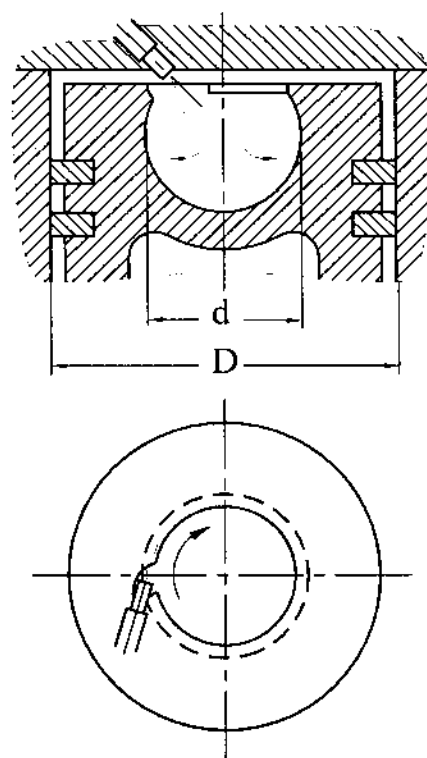
Buồng cháy màng do Giáo sư Meurer phát minh và hãng MAN áp dụng đầu tiên nên còn được gọi là buồng cháy M (viết tắt của Meurer) hay buồng cháy MAN. Phần lõm trên đỉnh piston có dạng hình cầu với đường kính $d = 0,5 D$ và được bố trí sâu trên đỉnh piston, hình 7-14. Vòi phun có $1 \div 2$ lỗ, áp suất phun tương đối nhỏ chỉ khoảng $150 \div 180$ bar. Tia phun ngắn và tiếp xúc thành buồng cháy với một góc rất nhỏ. Đỉnh piston được duy trì ở nhiệt độ $300 \div 400^\circ\text{C}$ bằng phun dầu làm mát từ đầu nhỏ thanh truyền. Đường nạp được bố trí hướng tiếp tuyến với xylanh để tạo ra chuyển động xoáy tròn của không khí nạp cùng chiều với tia nhiên liệu.

Cuối quá trình nén, nhiên liệu phun ra chỉ có một phần rất nhỏ phun vào thể tích buồng cháy vì tia phun ngắn, góc tiếp xúc nhỏ và do tác dụng của chuyển động quay của không khí. Phần nhiên liệu này nhanh chóng bị xé nhỏ, bay hơi và hòa trộn tạo thành hòa khí. Phần lớn nhiên liệu phun lên thành buồng cháy với nhiệt độ không quá cao nên không bị phân hủy. Nhờ chuyển động quay tròn của không khí duy trì từ quá trình nạp cùng với xoáy hình xuyên do không khí bị chèn vào không gian trên đỉnh piston trong quá trình nén, phần nhiên liệu phun lên thành buồng cháy được dàn trải tạo thành màng rất mỏng khoảng một vài chục μm . Hòa khí hình thành từ thể tích buồng cháy có tỷ trọng nhỏ bị cuốn vào tâm buồng cháy là nơi có nhiệt độ cao nhất nên bốc cháy trước tiên tạo thành ngọn lửa. Nhiên liệu trên màng được gia nhiệt từ thành buồng cháy và từ ngọn lửa nên nhanh chóng bay hơi rồi bị cuốn dần cùng với không khí vào ngọn lửa và cháy.

Bản chất của phương pháp tạo thành hòa khí này là khống chế lượng nhiên liệu tham gia chuẩn bị ở giai đoạn cháy trễ và tạo thành hòa khí chủ yếu từ màng để khống chế quá trình cháy ở giai đoạn sau. Vì thế, buồng cháy này được gọi là buồng cháy màng.

Ngoài những ưu điểm của buồng cháy thông nhất tận dụng xoáy lốc, buồng cháy màng có một số ưu điểm riêng nổi bật như:

- Do khống chế được lượng nhiên liệu chuẩn bị trong thời gian cháy trễ và tổ chức tạo thành hòa khí dần dần từ màng nhiên liệu ở giai đoạn sau (vừa tạo thành hòa khí vừa cháy) nên tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \phi}$ và $p_{z\max}$ nhỏ, động cơ làm việc êm.



Hình 7-14. Buồng cháy màng

- Do chuyển động của không khí cũng như do tác dụng sấy nóng nhiên liệu của thành buồng cháy nên động cơ ít nhạy cảm với thay đổi chế độ làm việc và loại nhiên liệu.

Buồng cháy MAN có một số nhược điểm như:

- Đầu piston dài (vì phần lõm sâu), điều kiện làm việc của xéc măng khó khăn.
- Với động cơ có $D > 200\text{mm}$ rất khó tổ chức một lượng lớn nhiên liệu tạo thành màng trên thành buồng cháy và hòa trộn hơi nhiên liệu với một thể tích không khí tương đối lớn.

Hòa khí màng được sử dụng rất phổ biến trong những năm 60 và 70 của thế kỷ trước cho động cơ có đường kính xylanh $D = 100 \div 130\text{ mm}$ có suất tiêu hao nhiên liệu khá nhỏ (chỉ vào khoảng 230 g/kWh) và tính hiệu quả khá cao ($p_e = 0,65 \div 0,75\text{ MN/m}^2$). Tuy nhiên, do có nhiều độc hại trong khí thải nên từ những năm 80 của thế kỷ 20 buồng cháy màng ngày càng ít được sử dụng.

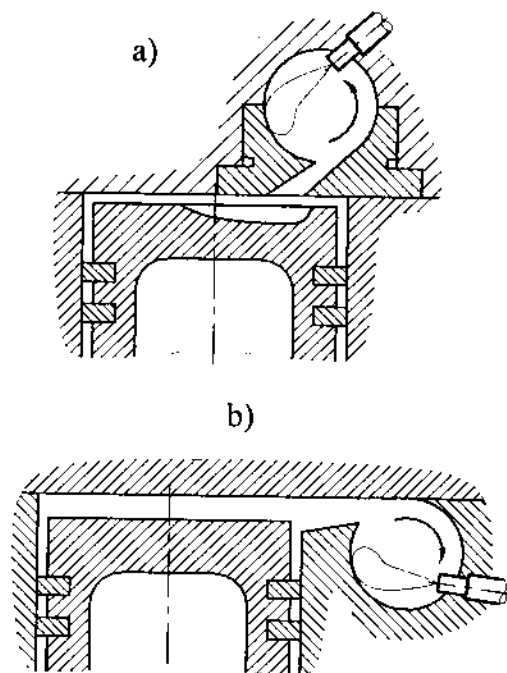
7.2.2.3 Buồng cháy ngăn cách

Buồng cháy ngăn cách là buồng cháy có hai không gian gọi là buồng cháy chính và buồng cháy phụ nối với nhau bằng những họng thông có tiết diện nhỏ. Về mặt kết cấu có hai loại buồng cháy ngăn cách gọi là buồng cháy xoáy lốc và buồng cháy dự bị.

a. Buồng cháy xoáy lốc

Về mặt kết cấu, buồng cháy phụ có hình cầu bố trí ở nắp xylanh, hình 7-15a, hay trên thân máy, hình 7-15b, chiếm khoảng 0,50 đến 0,70 thể tích toàn bộ buồng cháy V_c . Họng thông nối buồng cháy chính và buồng cháy phụ có tiết diện hình tròn hay ôvan, diện tích tiết diện khoảng $1,9 \div 3,3\%$ diện tích đỉnh piston F_p và lớn dần về phía buồng cháy chính. Hướng của họng thông tiếp tuyến với buồng cháy phụ. Đỉnh piston được khoét lõm ở vị trí đối diện với họng thông. Vòi phun chỉ có một lỗ với áp suất phun nhỏ vào khoảng $80 \div 150\text{ bar}$ bố trí trong buồng cháy phụ và hướng lệch tâm theo chiều dòng khí.

Trong hành trình nén, không khí từ buồng cháy chính trên đỉnh piston được dồn vào phần lõm trên đỉnh piston rồi được nén qua họng thông với vận tốc lớn (cực đại có thể đến $100 \div 150\text{ m/s}$) vào buồng cháy phụ và tạo ra ở đây chuyển động xoáy tròn (hình 7-15) với tốc độ quay rất lớn có thể gấp $20 \div 30$ lần tốc độ động cơ. Cuối hành trình nén, nhiên liệu phun vào buồng cháy



Hình 7-15. Buồng cháy xoáy lốc

phụ. Tia nhiên liệu bị xoáy lốc không khí bóc lớp vỏ ngoài và bị đánh dạt sang bên bám một phần lên thành buồng cháy tạo thành màng. Phần nhiên liệu trong lớp vỏ của tia bị bóc trước tiên, được xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn với không khí và bị cuốn tới vùng họng là nơi có nhiệt độ cao nhất (sẽ giải thích dưới đây). Sau thời gian cháy trễ, hòa khí nhanh chóng bốc cháy và ngọn lửa lan tràn đốt phần hòa khí đã được chuẩn bị. Trong khi đó, màng nhiên liệu dưới tác dụng của xoáy lốc sẽ bay hơi và hòa trộn tạo thành hòa khí. Do cháy nhiên liệu, áp suất và nhiệt độ trong buồng cháy phụ sẽ tăng vọt làm cho sản vật cháy, hòa khí đang cháy, hòa khí và nhiên liệu chưa cháy phun ngược trở lại qua họng thông với tốc độ rất lớn vào phần lõm trên đỉnh piston và tạo ra chuyển động rôi rất mạnh tại buồng cháy chính. Ngoài ra, môi chất lại được sấy nóng khi lưu động qua họng thông có nhiệt độ cao vì chi tiết này thường được chế tạo bằng thép hoặc gang chịu nhiệt và lắp ráp với xy lanh hoặc nắp máy có khe hở nên giữ được nhiệt. Do đó phần nhiên liệu chưa cháy có điều kiện thuận lợi để bay hơi và hòa trộn với không khí còn lại trong buồng cháy chính tạo thành hòa khí rồi tiếp tục cháy. Chính chuyển động rôi mạnh của không khí giúp cho quá trình cháy được triệt để hơn.

Với nguyên tắc như vậy, buồng cháy xoáy lốc có những ưu nhược điểm sau:

- Do tận dụng triệt để lượng không khí nạp vào xy lanh nên hệ số dư lượng không khí λ rất nhỏ, chỉ vào khoảng $1,2 \div 1,4$, do đó tính hiệu quả của động cơ khá cao ($p_e = 0,65 \div 0,75 \text{ MN/m}^2$).
- Do không chế lượng không khí tham gia hình thành hòa khí trong thời gian cháy trễ nên cũng không chế được lượng hòa khí tạo thành trong thời gian này làm cho $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ nhỏ, động cơ làm việc êm. Ngoài ra, áp suất cực đại $p_{z\max}$ trong buồng cháy chính nhỏ.
- Do cường độ xoáy lốc rất mạnh và do tác dụng sấy nóng môi chất qua họng thông nên động cơ ít nhạy cảm với thay đổi nhiên liệu và chế độ làm việc (tải trọng, tốc độ vòng quay)
- Vòi phun chỉ có một lỗ, áp suất phun thấp nên hệ thống nhiên liệu làm việc ít hư hỏng, chế tạo và bảo dưỡng bơm cao áp cũng như vòi phun đơn giản, dễ dàng.

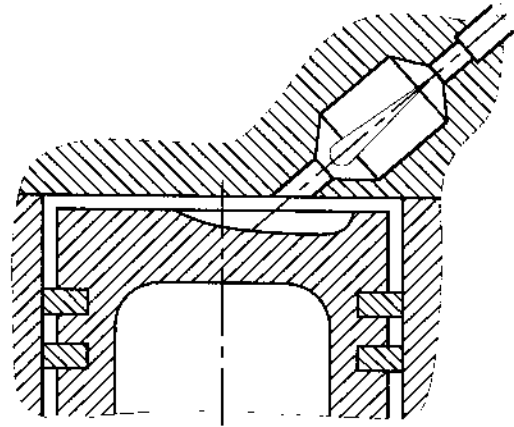
Nhược điểm của buồng cháy xoáy lốc:

- Hiệu suất thấp (suất tiêu thụ nhiên liệu cao, $g_c = 240 \div 265 \text{ g/kWh}$) do tổn thất lưu động qua họng thông và do tổn thất nhiệt vì buồng cháy không gọn nên diện tích làm mát buồng cháy quá lớn.
- Về mặt cấu tạo, kết cấu của buồng cháy khá phức tạp. Ngoài ra, chính vì diện tích mát mát nhiệt lớn nên động cơ khó khởi động, thông thường phải có bộ phận hỗ trợ khởi động.
- Phần lõm trên đỉnh piston thường quá nóng.

Buồng cháy xoáy lốc được sử dụng cho động cơ cao tốc có đường kính xy lanh nhỏ hơn 100 mm. Nếu dùng buồng cháy thông nhất cho những động cơ này thì rất khó tạo tia phun ngắn mà vẫn thỏa mãn các yêu cầu đối với hình thành hòa khí trong buồng cháy thông nhất.

b. Buồng cháy dự bị

Về mặt kết cấu, buồng cháy phụ trong buồng cháy dự bị có dạng tròn xoay đặt trên nắp xylanh, hình 7-16, chiếm 25 đến 40%, cá biệt có thể chỉ 10 đến 15% thể tích buồng cháy V_c . Giữa hai buồng có một vài lỗ thông nhỏ có tổng diện tích khoảng $0,3 \div 0,6\%$ diện tích đỉnh piston F_p . Vòi phun chỉ có một lỗ, áp suất phun thấp tương tự như ở buồng cháy xoáy lốc, tia phun nằm trên trục buồng cháy. Đỉnh piston khoét lõm đối diện với các lỗ thông.



Hình 7-16. Buồng cháy dự bị

Trong quá trình nén, không khí trong buồng cháy chính bị dồn vào buồng cháy phụ với tốc độ rất lớn (cực đại tới $230 \div 320$ m/s) gây ra chuyển động rối rất mạnh trong buồng cháy phụ. Cuối kỳ nén, nhiên liệu phun ra gặp dòng khí đi vào với tốc độ lớn nhất. Tia nhiên liệu sát với họng thông bị dòng khí bóc lớp vỏ bao gồm hơi và các hạt nhỏ mang lên phía trên. Tại đây, hỗn hợp được chuẩn bị và bốc cháy, áp suất tăng đột ngột đẩy sản vật cháy, hòa khí đang cháy, hòa khí và nhiên liệu chưa cháy trở lại buồng cháy chính qua họng thông với tốc độ rất lớn vào phần lõm trên đỉnh piston tạo ra chuyển động rối rất mạnh. Khi qua họng thông, môi chất cũng được sấy nóng. Nhờ tất cả những yếu tố đó, phần nhiên liệu còn lại được hòa trộn tốt trong buồng cháy chính và cháy khá triệt để.

Như vậy, buồng cháy dự bị về nguyên tắc cũng giống như buồng cháy xoáy lốc ở những nét cơ bản sau:

- Sử dụng một phần công nén tạo ra động năng rất lớn của không khí xé toạc và hòa trộn nhiên liệu trong buồng cháy phụ.
- Không chế lượng không khí tham gia vào quá trình tạo thành hòa khí trong thời gian cháy trễ trong buồng cháy phụ.
- Đốt cháy một phần nhiên liệu trong buồng cháy phụ tạo ra dòng khí thứ hai được sấy nóng bởi họng thông rồi phun ra buồng cháy chính giúp cho việc hòa trộn và cháy ở đây được tốt hơn.

Sự khác nhau chủ yếu giữa hai loại buồng cháy thể hiện ở tính chất dòng khí tạo thành trong buồng cháy phụ. Buồng cháy xoáy lốc sử dụng dòng xoáy có hướng với tốc độ cao, còn buồng cháy dự bị dùng dòng chảy rối mãnh liệt.

Do giống nhau về bản chất nên buồng cháy dự bị cũng có những ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng giống như buồng xoáy lốc.

7.3 Hình thành hòa khí đồng nhất đốt cháy do nén

Hình thành hòa khí đồng nhất và đốt do nén (Homogenous Charge Compression Ignition - HCCI) là một phương pháp hòa khí hiện đại đang được đầu tư nghiên cứu và phát triển [18].

Bản chất của phương pháp là tạo ra hòa khí nhậy và đồng nhất, nén trong xy lanh đến áp suất cao để hòa khí tự cháy trong toàn bộ thể tích. Có thể áp dụng phương pháp này cho cả nhiên liệu xăng và diesel.

Phương pháp này tận dụng được ưu điểm của cả động cơ diesel và động cơ xăng. Do nén với tỷ số nén cao để hòa khí tự cháy nên động cơ đạt hiệu suất cao giống như động cơ diesel. Mặt khác, giống như trong động cơ xăng thông thường, hòa khí được hòa trộn rất tốt với nhiên liệu ở dạng hơi nên cháy kiệt hầu như không tạo thành muội than (thành phần chính trong chất thải dạng hạt của khí thải - Particulate Matter, PM). Ngoài ra, quá trình cháy gần như đồng thời trong toàn bộ thể tích hòa khí nhậy (ít nhiên liệu) nên nhiệt độ cháy nhỏ dẫn tới tạo thành oxit nito ít hơn so với động cơ xăng cũng như động cơ diesel thông thường.

Tuy nhiên, rất khó có thể bảo đảm cho động cơ hoạt động bình thường ở tất cả các chế độ chỉ với phương pháp HCCI. Do đó, hầu hết động cơ loại này phải trang bị thêm hệ thống cháy truyền thống của động cơ xăng hoặc diesel để khởi động rồi chuyển sang HCCI ở chế độ không tải, tải nhỏ và tải trung bình. Khi cần làm việc ở chế độ tải lớn, động cơ lại chuyển về làm việc như động cơ xăng hay diesel thông thường.

Tuy nhiên, để phương án này trở thành hiện thực phải giải quyết nhiều vấn đề kỹ thuật phức tạp. Khó khăn lớn nhất của phương pháp HCCI là điều khiển được nhiệt độ, áp suất và thành phần hòa khí (λ) sao cho quá trình cháy xảy ra sát ĐCT. Chỉ với sự trợ giúp của điều khiển điện tử mới có thể vượt qua được khó khăn này. Phương án HCCI mặc dù đã được đề xuất từ vài chục năm trước nhưng cho đến nay mới dần dần trở thành hiện thực. Nhiều nhà nghiên cứu đã đưa ra những biện pháp cụ thể để điều khiển sự bốc cháy hòa khí như:

- Động cơ có tỷ số nén thay đổi (Variable Compression Ratio (VCR)), ví dụ như phương án kết cấu của hãng SAAB (xem 4.2.4).
- Thay đổi pha phối khí (Variable Valve Timing - VVT), xem 4.1.3.6.
- Dùng đồng thời hai loại nhiên liệu có số octan khác nhau. Nhiên liệu có số octan thấp sẽ cháy trước làm mỗi lửa đốt phần nhiên liệu còn lại.
- Kiểm soát nhiệt, ví dụ như sử dụng nhiệt của khí thải luân hồi kết hợp với tăng áp cơ khí để điều khiển quá trình cháy.

Về nguyên tắc, phương án HCCI có thể dùng với nhiên liệu xăng, diesel và nhiên liệu khí, cho động cơ từ cỡ nhỏ đến cỡ lớn với những công dụng khác nhau.

Tháng 8/2007, hãng General Motor đã đưa ra động cơ HCCI đầu tiên dùng xăng có thể tích 2,2 lít, công suất 180 mã lực lắp trên hai mẫu xe là Saturn Aura và Opel Vectra. Tuy nhiên, ở chế độ khởi động, hâm nóng máy và toàn tải vẫn phải dùng bugi như động cơ xăng thông thường.

Với những kết quả nghiên cứu đã tiến hành thành công, người ta hy vọng rằng, động cơ HCCI sẽ được sản xuất hàng loạt dùng cho xe con vào năm 2010 và nhờ đó đến năm 2015 sẽ tiết kiệm được mỗi ngày nửa triệu thùng nhiên liệu.

CHƯƠNG VIII

ĐẶC TÍNH ĐỘNG CƠ

8.1 Chế độ làm việc và các đặc tính của động cơ đốt trong

8.1.1 Chế độ làm việc

Chế độ làm việc của động cơ được thể hiện bằng tổ hợp các thông số làm việc của nó như công suất N_e hay mômen M_e và tốc độ vòng quay n .

Trong miền làm việc của động cơ, tốc độ n thay đổi từ $n_{\min}$ ứng với giới hạn ổn định của động cơ đến $n_{\max}$ ứng với giới hạn ứng suất cơ, ứng suất nhiệt và diễn biến bình thường của chu trình công tác.

Tại mỗi vị trí $n = \text{const}$ trong miền làm việc, công suất N_e của động cơ thay đổi từ 0 (chế độ không tải) đến $N_{\max}$ tại tốc độ vòng quay đó.

Chế độ làm việc được coi là ổn định khi các thông số làm việc như M_e , n không đổi trong thời gian khảo sát. Khi đó mômen của động cơ cân bằng với mômen cản của máy công tác $M_e = M_c$, hình 8-1. Chế độ làm việc của cụm thiết bị động cơ - máy công tác ổn định khi:

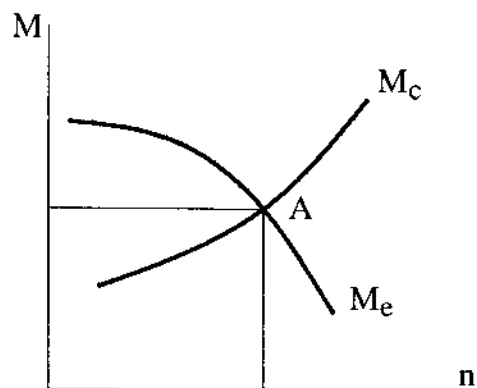
$$\frac{d(M_e - M_c)}{dn} < 0 \quad (8-1)$$

và càng ổn định khi vế trái của (8-1) càng âm tức là độ dốc tại điểm cắt nhau của hai đường mômen càng lớn.

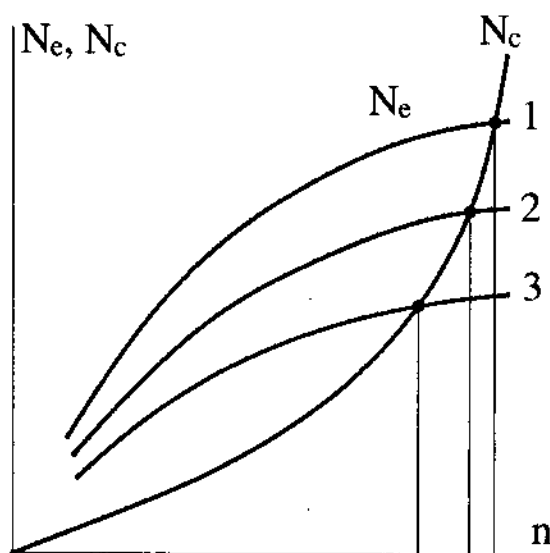
Chế độ làm việc có các thông số làm việc thay đổi trong thời gian khảo sát gọi là chế độ làm việc *không ổn định*, ví dụ khi động cơ khởi động, tắt máy hay tăng giảm tốc độ...

Trong chương này chúng ta chỉ khảo sát các chế độ làm việc ổn định của động cơ trong *miền làm việc* của nó khi kéo máy công tác cụ thể.

Do đặc tính của các máy công tác khác nhau nên miền làm việc của cụm động cơ-máy công tác cũng khác nhau.



Hình 8-1. Chế độ làm việc ổn định của cụm động cơ - máy công tác



Hình 8-2. Chế độ làm việc của động cơ dẫn động trực tiếp chân vịt

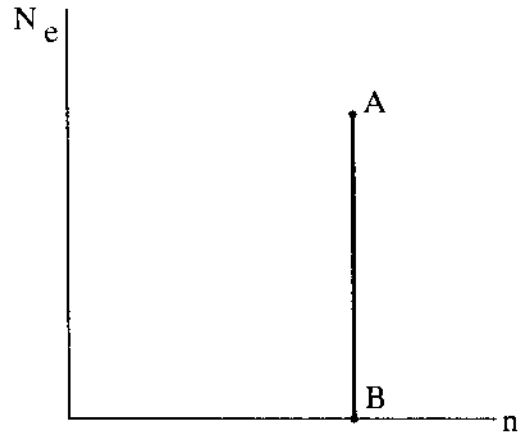
• Đối với *động cơ tàu thủy*, khi động cơ dẫn động trực tiếp chân vịt, hình 8-2, công suất cản của chân vịt thông thường phụ thuộc bậc 3 vào tốc độ vòng quay.

$$N_c = kn^3 \quad (8-2)$$

Miền làm việc của động cơ-máy công tác nằm trên đường đặc tính cản (8-2). Các đường 1, 2 và 3 tương ứng với các vị trí khác nhau của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu. Tốc độ động cơ thay đổi từ $n_{\min}$ đến $n_{\max}$.

• Động cơ kéo *máy phát điện* đòi hỏi $n = \text{const}$. Chức năng này do điều tốc (một chế độ) đảm nhận. Miền làm việc của động cơ-máy phát nằm trên đường AB, hình 8-3. Tại A ứng với chế độ định mức $N_e = N_{dm}$ và tại B ứng với chế độ không tải $N_e = 0$.

• Động cơ trên các phương tiện cơ giới như ô tô, xe máy, máy kéo... công suất và tốc độ động cơ thay đổi trong một phạm vi rất rộng. Miền làm việc của cụm thiết bị, hình 8-4, là diện tích giới hạn bởi đường công suất lớn nhất ứng với vị trí cực đại của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu (đó là đặc tính ngoài sử dụng, xem 8.3.1.1b) và các đường giới hạn $n_{\min}$ và $n_{\max}$.



Hình 8-3. Chế độ làm việc của động cơ kéo máy phát điện

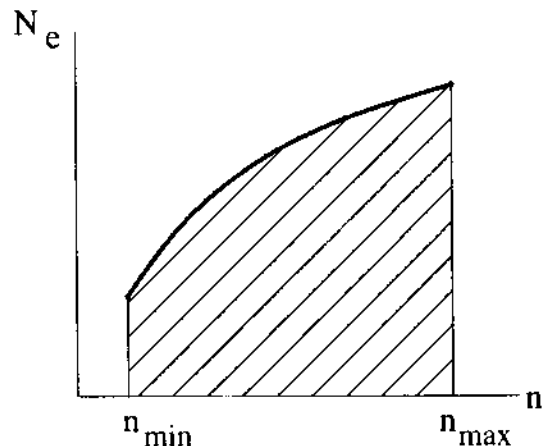
8.1.2 Các loại đặc tính động cơ đốt trong

Quan hệ giữa các thông số làm việc của động cơ như M_e , N_e , n , g_e , G_{nl} ... trong miền làm việc gọi là đặc tính của động cơ.

Đặc tính của động cơ được xây dựng bằng thực nghiệm trên băng thử công suất động cơ để có thể thay đổi dễ dàng chế độ làm việc của động cơ như tốc độ vòng quay, vị trí cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu, nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn v.v... Trên cơ sở đặc tính có thể đánh giá các chỉ tiêu của động cơ trong các điều kiện sử dụng khác nhau.

Động cơ đốt trong có các loại đặc tính sau:

- Đặc tính điều chỉnh: biến số là các thông số điều chỉnh.
- Đặc tính tốc độ: với tốc độ vòng quay n là biến số.
- Đặc tính chân vịt: là đặc tính tốc độ khi động cơ dẫn động chân vịt tàu thủy.



Hình 8-4. Chế độ làm việc của động cơ trên các phương tiện cơ giới

- Đặc tính tải: với công suất động cơ N_e (hay p_e) là biến số khi $n = \text{const}$
- Đặc tính tổng hợp: đặc tính của nhiều biến số
- Đặc tính không tải: đặc tính tốc độ khi động cơ chạy không tải
- Đặc tính điều tốc: đặc tính tốc độ khi động cơ có trang bị điều tốc.

8.1.3 Cơ sở phân tích đặc tính động cơ

Trước khi khảo sát các đặc tính nêu trên, ta hãy tìm hiểu cơ sở chung để giải thích và phân tích các đặc tính. Cụ thể, ta hãy tìm các công thức xác định các thông số kinh tế, kỹ thuật của động cơ như p_e , M_e , N_e , g_e , và G_{n1} . Qua đó tìm được các biến số chung để khảo sát và tiến tới xây dựng cũng như phân tích đặc tính.

8.1.3.1 Theo lượng hỗn hợp nạp vào xylanh

Ta bắt đầu từ công thức:

$$p_e = p_i \eta_m = \frac{L_i}{V_h} \eta_m \quad (8-3)$$

với: $L_i = g_{ct} Q_H \eta_i \quad (8-4)$

và: $V_h = \frac{8314 M_h T_k}{p_k} g_{ct}$

trong đó g_{ct} là lượng nhiên liệu (khối lượng) cung cấp cho 1 chu trình.

Từ định nghĩa hệ số nạp ta có:

$$M_h = \frac{M_1}{\eta_v}$$

Bỏ qua $\frac{1}{\mu_m}$ trong thành phần khí nạp mới M_1 trong trường hợp động cơ xăng trong (3-15), ta có thể viết tổng quát cho cả động cơ diesel và xăng:

$$M_1 = \lambda M_0$$

và lưu ý từ phương trình trạng thái: $\frac{T_k}{p_k} = \frac{v_k}{R} = \frac{1}{R \rho_k}$, cuối cùng:

$$V_h = \frac{8314 \lambda M_0}{\eta_v R \rho_k} g_{ct} \quad (8-5)$$

Thay (8-4) và (8-5) vào (8-3), ta được:

$$p_e = \frac{Q_H R \rho_k}{8314 M_0} \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m = k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m \quad (8-6)$$

với k_1 là hằng số.

Để tìm công suất N_e ta sử dụng công thức sau:

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{30\tau} = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n \quad (8-7)$$

với k_2 là hằng số.

Mômen M_e được xác định từ N_e :

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e}{\frac{\pi n}{30}} = \frac{k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n}{\frac{\pi n}{30}} = k_3 p_e \quad (8-8)$$

với k_3 là hằng số.

Như vậy, p_e và M_e chỉ khác nhau về tỷ lệ xích nên ta chỉ cần xác định 1 đại lượng là đủ. Ta qui ước sau đây chỉ xét M_e .

Suất tiêu thụ nhiên liệu g_e được xác định theo công thức:

$$g_e = \frac{1}{Q_H \eta_e} = \frac{1}{Q_H \eta_i \eta_m} = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m} \quad (8-9)$$

với k_4 là hằng số.

Tốc độ tiêu thụ nhiên liệu (lưu lượng khối) G_{nl} xác định theo định nghĩa g_e :

$$G_{nl} = g_e N_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m} \cdot k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n \quad (8-10)$$

với k_5 là hằng số.

Như vậy các biến số chung khi khảo sát các đặc tính động cơ là $\frac{\eta_i}{\lambda}$, η_v và η_m . Hiệu suất cơ khí η_m còn có thể xác định theo công thức sau:

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{\frac{p_e}{\eta_m}} = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v} \quad (8-11)$$

8.1.3.2 Theo lượng nhiên liệu chu trình

Từ định nghĩa hệ số dư lượng không khí λ (3-13):

$$\lambda = \frac{L}{L_0} \text{ thay } L = \frac{\eta_v V_h \rho_k}{g_{ct}} \text{ ta được:}$$

$$\lambda = \frac{\eta_v V_h \rho_k}{g_{ct} L_0}. \text{ Từ đây rút ra:}$$

$$\frac{\eta_v}{\lambda} = \frac{g_{ct} L_0}{V_h \rho_k} = k g_{ct} \quad (8-12)$$

với k là một hằng số. Thay (8-12) lần lượt vào (8-6), (8-7), (8-10) và (8-11) ta được:

$$p_e = k'_1 g_{ct} \eta_i \eta_m \quad (8-13)$$

với k'_1 là hằng số.

$$N_e = k'_2 g_{ct} \eta_i \eta_m n \quad (8-14)$$

với k'_2 là hằng số.

$$G_m = k'_3 g_{ct} n \quad (8-15)$$

với k'_3 là hằng số.

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k'_1 g_{ct} \eta_i} \quad (8-16)$$

Các công thức xây dựng được trong mục 8.1.3.1 và 8.1.3.2 về nguyên tắc đúng cho mọi loại động cơ. Tuy nhiên, đối với những động cơ điều chỉnh tải bằng điều chỉnh lượng hỗn hợp thông qua van tiết lưu như động cơ xăng (trừ động cơ phun xăng trực tiếp) và động cơ khí thì nên dùng các công thức phụ thuộc vào lượng hỗn hợp nạp từ (8-6) đến (8-11). Còn đối với động cơ diesel và động cơ phun xăng trực tiếp là động cơ điều chỉnh tải bằng điều chỉnh lượng nhiên liệu phun vào xy lanh thì nên dùng các công thức từ (8-13) đến (8-16).

8.2 Đặc tính điều chỉnh

Đó là đặc tính thể hiện mối quan hệ của các thông số làm việc như N_e (hay M_e , p_e) và g_e (hay G_m) phụ thuộc vào các thông số điều chỉnh như hệ số dư lượng không khí λ , góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm ϕ_s , nhiệt độ làm mát t_{lm} , nhiệt độ dầu bôi trơn, áp suất phun nhiên liệu... Trên cơ sở đặc tính điều chỉnh, người kỹ sư lựa chọn các thông số điều chỉnh tối ưu trong quá trình nghiên cứu-phát triển động cơ. Như vậy có rất nhiều đặc tính điều chỉnh, nhưng quan trọng nhất là đặc tính điều chỉnh theo λ và ϕ_s vì đây là hai thông số ảnh hưởng rất lớn đến tính kinh tế-kỹ thuật của động cơ. Sau đây ta sẽ chỉ xét hai đặc tính điều chỉnh này.

8.2.1 Đặc tính điều chỉnh λ

Đó là các quan hệ N_e và $g_e = f(\lambda)$. Đặc tính điều chỉnh λ được xây dựng trong phòng thí nghiệm trên động cơ mẫu (thường là động cơ nghiên cứu một xy lanh dùng để nghiên cứu-phát triển động cơ) để đưa ra những dữ liệu nhằm thiết kế và điều chỉnh hệ thống cung cấp nhiên liệu cho động cơ.

8.2.1.1 Động cơ xăng

Khi lấy đặc tính điều chỉnh λ , các thông số làm việc như tốc độ vòng quay, độ mở van tiết lưu và tất cả các thông số điều chỉnh khác như góc đánh lửa sớm, nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... phải giữ không đổi ở các giá trị phù hợp (ví dụ nhiệt độ nước làm mát 80-90°C, nhiệt độ dầu bôi trơn 95-100°C...). Để thay đổi λ phải thay đổi lượng

nhiên liệu cung cấp cho động cơ bằng cách thay đổi sức cản của giclơ đối với động cơ dùng bộ chế hoà khí hoặc thay đổi lượng nhiên liệu phun đối với động cơ phun xăng.

Khi thay đổi λ , các biến số đặc tính thay đổi như sau. Tất cả các giá trị kinh nghiệm của λ trình bày dưới đây ứng với trường hợp van tiết lưu mở hoàn toàn và tốc độ vòng quay n ở chế độ định mức (được chọn trước theo kinh nghiệm từ các động cơ tham đã có dùng để tham khảo).

- η_i : giới hạn cháy hỗn hợp đồng nhất xăng-không khí được xác định trong phòng thí nghiệm hoá nhiên liệu có giá trị khá hẹp: $0,4 - 0,5 < \lambda < 1,5 - 1,6$. Trong thực tế, để động cơ làm việc ổn định, vùng giá trị của λ còn hẹp hơn nữa (trong phạm vi đường liền trên hình 8-5). Khi tăng λ , ban đầu η_i tăng do hỗn hợp nhạt dần từ chế độ rất đậm và đậm rồi đạt cực đại với $\lambda = 1,15 - 1,20$, tại đây hỗn hợp cháy nhanh và kiệt nhất. Sau đó η_i giảm vì hỗn hợp tiến dần đến quá nhạt. Từ đồ thị η_i dễ dàng xác định được đồ thị

$\frac{\eta_i}{\lambda}$, hình 8-5, với $\left(\frac{\eta_i}{\lambda}\right)_{\max}$ tại $\lambda = 0,80 - 0,90$.

- η_v : như đã xét trong mục 4.1.2.5, hệ số nạp η_v phụ thuộc rất nhiều yếu tố, nhưng ảnh hưởng lớn nhất là độ mở van tiết lưu và tốc độ vòng quay. Hai thông số này khi lấy đặc tính điều chỉnh λ được giữ cố định. Vì thế có thể coi η_v không thay đổi.

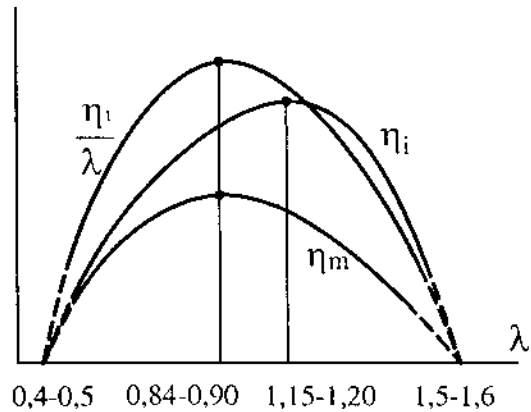
- η_m : theo công thức (8-11)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_l \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$$

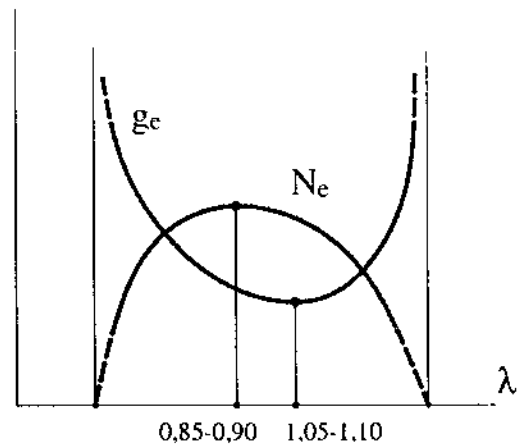
n , độ mở van tiết lưu, nhiệt độ làm mát và nhiệt độ dầu bôi trơn không đổi nên

$p_m = \text{const}$. Vì vậy η_m sẽ có dạng của $\frac{\eta_i}{\lambda}$ và cũng đạt cực đại tại $\lambda = 0,80 - 0,90$.

Từ đó ta có thể phân tích đặc tính điều chỉnh như sau.



Hình 8-5. Các biến số của đặc tính điều chỉnh λ trong động cơ xăng



Hình 8-6. Đặc tính điều chỉnh λ của động cơ xăng

• N_e : theo công thức (8-7) $N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n$. Do n và η_v không đổi nên N_e chỉ phụ thuộc $\frac{\eta_i}{\lambda} \eta_m$ và sẽ có dạng như trên hình 8-6 với $\lambda_{l\max} = 0,10 - 0,90$.

• g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$. Với diễn biến của η_i và η_m nói trên thì g_e đạt cực tiểu trong khoảng giữa của các giá trị ứng với $\eta_{i\max}$ và $\eta_{m\max}$, hình 8-6. Trong thực tế $\lambda_{gemin} = 1,05 - 1,10$.

Khi thay đổi chế độ tốc độ và vị trí van tiết lưu sẽ được họ các đặc tính điều chỉnh λ khác nhau.

Càng đóng nhỏ van tiết lưu thì hệ số khí sót γ_r tăng nên tốc độ cháy giảm và giới hạn cháy càng bị thu hẹp. Điều đó dẫn tới $\lambda_{N\max}$ và λ_{gemin} càng giảm và càng sát nhau hơn.

Càng tăng tốc độ vòng quay thì thời gian giành cho một chu trình giảm, đồng thời hệ số nạp η_v càng giảm và hệ số khí sót γ_r tăng cũng dẫn tới kết quả tương tự.

Bộ dữ liệu thu được về $\lambda_{N\max}$ và λ_{gemin} dùng để thiết kế và điều chỉnh bộ chế hoà khí hoặc hệ thống phun xăng cho động cơ xăng.

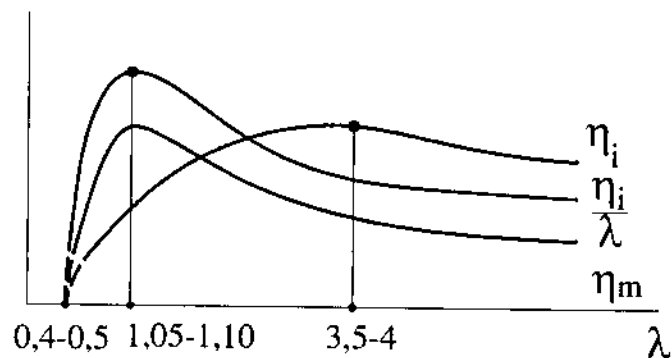
8.2.1.2 Động cơ diesel

Đối với động cơ diesel, khi lấy đặc tính điều chỉnh λ phải giữ tốc độ vòng quay và tất cả các thông số điều chỉnh khác như góc phun sớm, nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... không đổi ở các giá trị hợp lý. Để thay đổi λ phải thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ bằng cách thay đổi lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} .

Vì đang xét đặc tính điều chỉnh λ ta nên sử dụng các công thức từ (8-6) đến (8-11) (phụ thuộc λ) thì thuận lợi hơn cho việc khảo sát. Dưới đây sẽ trình

bày sự thay đổi các biến số đặc tính phụ thuộc vào λ . Các giá trị cụ thể của λ ứng với trường hợp tốc độ vòng quay ở chế độ định mức n_{dm} . Giá trị n_{dm} thường chọn trước theo kinh nghiệm khi thiết kế.

• η_i : hỗn hợp nhiên liệu diesel- không khí là hỗn hợp không đồng nhất có giới hạn cháy rất rộng: $0,4 - 0,5 < \lambda < 10$. Khi tăng λ , ban đầu η_i tăng do hỗn hợp nhạt dần từ chế



Hình 8-7. Các biến số của đặc tính điều chỉnh λ trong động cơ diesel

độ rất đậm và đạt cực đại với $\lambda = 3,5 - 4$, tại đây hỗn hợp cháy rất nhanh và cháy kiệt. Sau đó η_i giảm vì hỗn hợp tiến dần đến quá nhạt. Từ đồ thị η_i dễ dàng xác định được đồ thị $\frac{\eta_i}{\lambda}$, hình

8-7, với $\left(\frac{\eta_i}{\lambda}\right)_{\max}$ tại $\lambda = 1,05 - 1,10$.

- η_v : tương tự như đã xét ở động cơ xăng, do tốc độ vòng quay $n = \text{const}$ nên có thể coi η_v không thay đổi.

- η_m : theo công thức (8-11)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}. \text{ Tương tự như ở}$$

động cơ xăng có thể coi $p_m = \text{const}$. Do đó η_m có dạng tương tự như $\frac{\eta_i}{\lambda}$, hình 8-7, đạt cực đại tại $\lambda = 1,05 - 1,10$.

Với các biến thay đổi như đã trình bày, đặc tính điều chỉnh theo λ của động cơ diesel có dạng như sau.

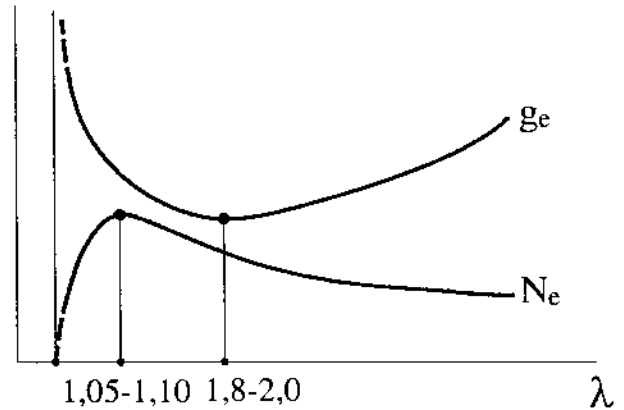
- N_e : theo công thức (8-7) $N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n$. Do η_v và n không đổi nên N_e có dạng

giống như $\frac{\eta_i}{\lambda}$ và η_m , đạt $N_{e\max}$ tại $\lambda = 1,05 - 1,10$, hình 8-8.

- g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$. Với những diễn biến của η_i và η_m như trên

thì g_e có dạng như trên hình 8-8, đạt $g_{e\min}$ tại $\lambda = 1,8 - 2,0$.

Khi thay đổi tốc độ vòng quay ta sẽ được họ đặc tính điều chỉnh λ . Khi giảm tốc độ vòng quay (từ chế độ định mức) thời gian chu trình tăng nên thuận lợi cho quá trình hình thành hỗn hợp và cháy. Tuy nhiên, khi đó cường độ xoáy lốc của không khí trong xy lanh giảm nên có tác dụng ngược lại. Vì vậy rất khó xác định qui luật về ảnh hưởng của tốc độ vòng quay n đến đặc tính điều chỉnh λ trong động cơ diesel nói chung mà phải khảo sát riêng tùy thuộc vào từng trường hợp động cơ cụ thể. Tương tự như ở động cơ xăng, các dữ liệu về $\lambda_{N_{e\max}}$ và $\lambda_{g_{e\min}}$ thu được khi thí nghiệm lấy đặc tính điều chỉnh trên động cơ mẫu sẽ được dùng để thiết kế và điều chỉnh hệ thống phun nhiên liệu của động cơ.



Hình 8-8. Đặc tính điều chỉnh λ của động cơ diesel

8.2.2 Đặc tính điều chỉnh φ_s

Đó là các quan hệ N_e và g_e phụ thuộc vào góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm φ_s . Đặc tính điều chỉnh theo φ_s được xây dựng trong phòng thí nghiệm trên động cơ mẫu dùng để đưa ra số liệu cụ thể nhằm thiết kế và điều chỉnh hệ thống đánh lửa cho động cơ.

8.2.2.1 Động cơ xăng

Khi lấy đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm φ_s phải giữ tốc độ vòng quay, vị trí van tiết lưu và tất cả các thông số điều chỉnh khác như hệ số dư lượng không khí λ , nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... không đổi tại các giá trị phù hợp (xem 8.2.1.1). Các biến số của đặc tính thay đổi như sau.

- η_v : hệ số nạp phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ vòng quay n và độ mở của van tiết lưu nên có thể coi như không đổi.

- η_i : khi φ_s lớn thì quá trình cháy xảy ra sớm nên vừa cháy vừa nén sẽ làm tăng công nén. Ngược lại, nếu φ_s nhỏ thì quá trình cháy kéo dài (tăng cấp nhiệt đẳng áp) nên η_i giảm. Tại φ_{stn} tốt nhất η_i đạt max, hình 8-9.

- η_m : theo công thức (8-11)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}. \text{ Với tốc độ vòng}$$

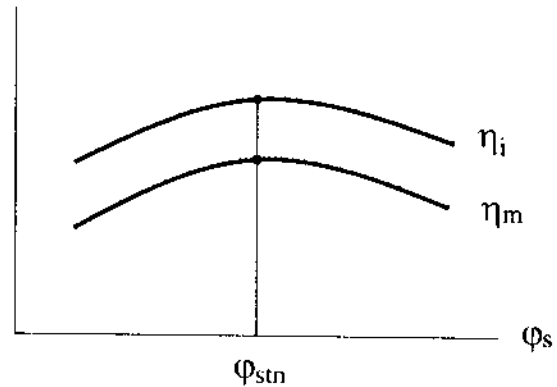
quay n , vị trí van tiết lưu, nhiệt độ làm mát và nhiệt độ dầu bôi trơn không đổi thì $p_m = \text{const}$. Như vậy η_m có dạng giống như η_i tức là cũng cực đại tại φ_{stn} , hình 8-9.

Các đặc tính điều chỉnh theo góc đánh lửa sớm sẽ có dạng sau đây.

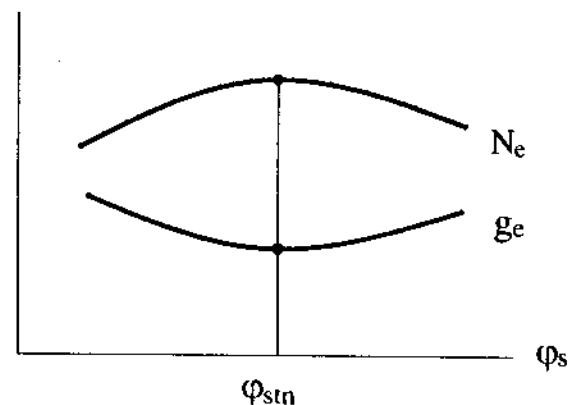
- N_e : theo công thức (8-7)

$$N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n. \text{ Với những điều}$$

kiện và sự thay đổi của các biến đặc tính như trên để dàng suy ra N_e đạt cực đại tại φ_{stn} , hình 8-10.



Hình 8-9. Các biến số của đặc tính điều chỉnh φ_s trong động cơ xăng



Hình 8-10. Đặc tính điều chỉnh φ_s của động cơ xăng

- g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$. Với những diễn biến của η_i và η_m như trên

thì g_e cũng đạt g_{emin} tại φ_{stn} , hình 8-10.

Như đã trình bày trong mục 4.3.3.2.e, khi tăng tốc độ vòng quay n thì phải tăng góc đánh lửa sớm φ_s ; ngược lại, khi giảm n phải giảm φ_s .

Khi thay đổi tải, xem mục 4.3.3.2.f, cụ thể đóng bớt van tiết lưu phải tăng góc đánh lửa sớm φ_s và ngược lại, phải giảm φ_s khi mở rộng van tiết lưu.

8.2.2.2 Động cơ diesel

Tương tự như ở động cơ xăng, khi lấy đặc tính điều chỉnh góc phun sớm φ_s trong động cơ diesel phải giữ tốc độ vòng quay n và tất cả các thông số điều chỉnh khác như hệ số dư lượng không khí λ , nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... không đổi tại các giá trị phù hợp. Các biến số của đặc tính thay đổi như sau.

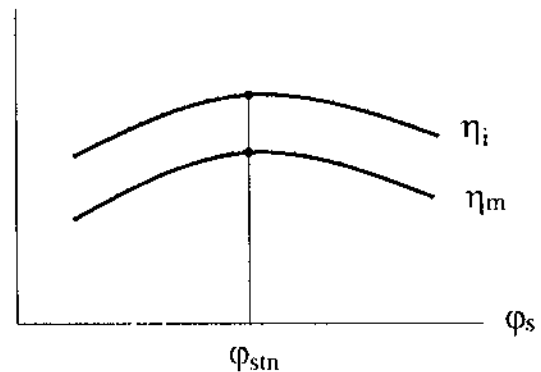
- g_{ct} : để giữ $\lambda = \text{const}$ ta phải thay đổi g_{ct} cho phù hợp với hệ số nạp. Tuy nhiên hệ số nạp (xem mục 4.1.2.5) phụ thuộc vào tốc độ vòng quay n , nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới ΔT ... nhưng ảnh hưởng lớn nhất là tốc độ vòng quay n . Vì $n = \text{const}$ nên có thể coi như g_{ct} không đổi.

- η_i : tương tự như khi thay đổi góc đánh lửa trong động cơ xăng, khi góc phun sớm φ_s lớn thì quá trình cháy xảy ra sớm nên vừa cháy vừa nén sẽ làm tăng công nén. Ngược lại, nếu φ_s nhỏ thì quá trình cháy kéo dài trên đường giãn nở nên η_i giảm. Tại φ_{stn} tốt nhất η_i đạt max, hình 8-11.

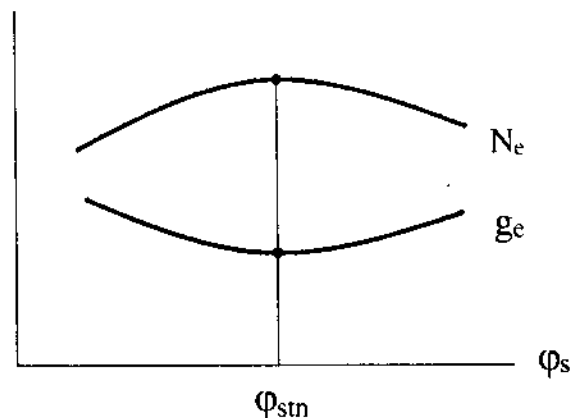
- η_m : theo công thức (8-16) $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k'_1 g_{ct} \eta_i}$. Với tốc độ vòng quay n , nhiệt độ làm mát và bôi trơn không đổi thì $p_m = \text{const}$. Như vậy η_m có dạng giống như η_i tức là cũng cực đại tại φ_{stn} , hình 8-11.

Các đặc tính điều chỉnh theo góc phun sớm sẽ có dạng sau đây.

- N_e : theo công thức (8-14) $N_e = k'_2 g_{ct} \eta_i \eta_m n$. Với những điều kiện và sự thay đổi các biến đặc tính như trên dễ dàng suy ra N_e đạt cực đại tại φ_{stn} , hình 8-12.



Hình 8-11. Các biến số của đặc tính điều chỉnh φ_s trong động cơ diesel



Hình 8-12. Đặc tính điều chỉnh φ_s trong động cơ diesel

- g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$. Với những diễn biến của η_i và η_m như trên

thì g_e cũng đạt g_{emin} tại φ_{sin} , hình 8-12.

Như đã trình bày trong mục 4.3.4.2.g, khi tăng tốc độ vòng quay n thì phải tăng góc phun sớm φ_s . Ngược lại, khi giảm n phải giảm φ_s .

Khi giảm g_{et} (giảm tải), xem mục 4.3.4.2.f, phải giảm góc phun sớm φ_s . Ngược lại, khi tăng g_{et} phải tăng φ_s .

8.3 Đặc tính tốc độ

Đặc tính tốc độ là đặc tính p_e (M_c). N_e , g_e và G_{nl} phụ thuộc vào tốc độ vòng quay n với những điều kiện nhất định về vị trí của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu. Những điều kiện đó sẽ được trình bày khi khảo sát từng đặc tính tốc độ cụ thể.

8.3.1 Các đặc tính tốc độ

Có thể chia đặc tính tốc độ thành hai loại chính là đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận. Ngoài ra, động cơ diesel còn có một số đặc tính đặc thù.

8.3.1.1 Đặc tính ngoài

Đặc tính ngoài là đặc tính tốc độ ứng với vị trí cung cấp nhiên liệu cực đại (để động cơ phát ra công suất lớn nhất). Đặc tính ngoài có các dạng sau.

a. Đặc tính ngoài tuyệt đối

Là đặc tính tốc độ với công suất có ích N_e luôn đạt giá trị giới hạn lớn nhất mà động cơ có thể đạt được ứng với mỗi chế độ tốc độ n .

Điều kiện xác lập đặc tính ngoài tuyệt đối như sau.

Từ (8-6) và (8-11) ta có:

$$p_e = k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \left(1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_{i1}}{\lambda} \eta_v} \right)$$

Tại mỗi n xác định, N_e đạt max khi p_e max. Khi đó, theo (8-12) thì phải thoả mãn đồng thời các điều kiện $\frac{\eta_i}{\lambda}$, η_v max và p_m min. Sau đây ta sẽ phân tích những điều kiện này một cách chi tiết hơn.

• η_v max

Để đạt hệ số nạp lớn nhất có thể, động cơ phải có pha phối khí tốt nhất tại mọi tốc độ vòng quay n . Hiện nay đã có một số hãng ô tô sử dụng cơ cấu phối khí thay đổi pha phối khí tùy thuộc chế độ tốc độ của động cơ (xem 4.1.3.6 và 4.1.3.8). Ngoài ra, đối với động cơ xăng, để đạt điều kiện này thì van tiết lưu phải mở hoàn toàn.

• $\frac{\eta_i}{\lambda}$ max

Sự phụ thuộc của η_i và $\frac{\eta_i}{\lambda}$ vào λ đã được trình bày ở mục 8.2.1, có thể tóm tắt như sau.

- Động cơ xăng thông thường (trừ động cơ phun xăng trực tiếp) hình thành hỗn hợp bên ngoài xy lanh có hỗn hợp đồng nhất với giới hạn cháy hẹp, hình 8-5. Quá trình cháy được coi là kinh tế nhất khi η_i đạt max với hệ số dư lượng không khí $\lambda = 1,15 \div 1,20$.

Trên cơ sở $\eta_i = f(\lambda)$ người ta tìm được $\frac{\eta_i}{\lambda}$ max với $\lambda = 0,80 \div 0,90$.

- Động cơ diesel có hỗn hợp không đồng nhất với λ trong một giới hạn rất rộng (0,4-0,5 đến 10), hình 8-7, η_i đạt max tại $\lambda = 3,5 - 4$ và $\frac{\eta_i}{\lambda}$ max tại $\lambda = 1,05 - 1,10$.

Các giá trị λ nêu trên chính là các giá trị yêu cầu đối với hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ để đạt $\frac{\eta_i}{\lambda}$ max.

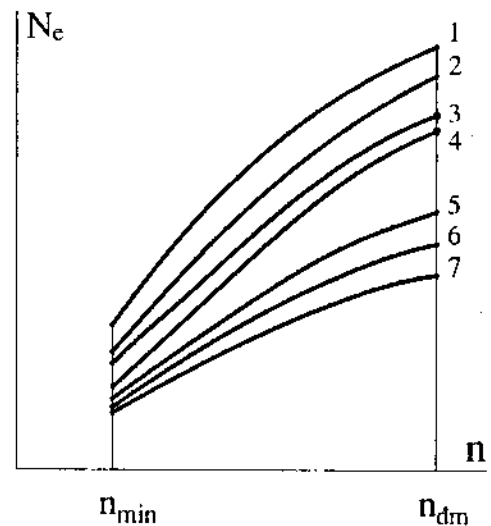
• p_m min

Các bề mặt ma sát của động cơ phải được chế tạo sao cho ma sát là nhỏ nhất và chế độ bôi trơn là tốt nhất.

• Các yếu tố khác

Góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm, nhiệt độ nước làm mát... đạt giá trị tối ưu.

Từ phân tích nêu trên ta đi đến nhận xét sau đây. Đặc tính ngoài tuyệt đối đối với động cơ xăng là đặc tính có thể gặp trong thực tế, vì nếu thoả mãn các điều kiện nói trên thì động cơ vẫn làm việc bình thường. Ngược lại, đối với động cơ diesel, khi $\lambda = 1,05 \div 1,10$ trong khí thải có quá nhiều khói đen vì khói đen bắt đầu xuất hiện rõ rệt ngay khi $\lambda = 1,3 \div 1,5$ tùy loại động cơ. Về nguyên tắc, động cơ không được phép làm việc trong vùng có khói đen. Vì vậy, đặc tính ngoài tuyệt đối của động cơ diesel không có ý nghĩa đối với thực tế sử dụng. Về thực chất, đặc tính ngoài tuyệt đối là đặc tính giới hạn những chế độ làm việc có thể có của động cơ, đường 1, hình 8-13.



Hình 8-13. Các loại đặc tính tốc độ

1: đặc tính ngoài tuyệt đối; 2: đặc tính giới hạn bơm cao áp; 3: đặc tính giới hạn khói đen; 4: đặc tính ngoài sử dụng; 5, 6, 7: đặc tính bộ phận

b. Đặc tính ngoài sử dụng

Đặc tính ngoài sử dụng là đặc tính tốc độ của động cơ trong điều kiện sử dụng khi cơ cấu điều khiển nhiên liệu ở vị trí sao cho động cơ phát ra công suất định mức N_{edm} ứng với tốc độ vòng quay định mức n_{dm} . Trong quá trình lấy đặc tính trên bằng thử công suất, cơ cấu điều khiển nhiên liệu luôn ở vị trí giới hạn lớn nhất.

Các thông số không nhất thiết phải đạt tối ưu tại mọi tốc độ vòng quay n như ở đặc tính ngoài. Riêng với động cơ diesel, $\lambda \geq 1.3 \div 1.5$ (tùy từng loại động cơ) để bảo đảm không phát thải khói đen.

Vậy đặc tính ngoài sử dụng là *đặc tính giới hạn các chế độ làm việc bình thường trong thực tế sử dụng của động cơ*, từ đây về sau ta gọi vắn tắt là *đặc tính ngoài*. Đây là đặc tính quan trọng nhất của động cơ. Thông thường, nhà chế tạo động cơ cho đặc tính ngoài trong các tài liệu kỹ thuật đi kèm theo động cơ ở dạng đồ thị $p_e(M_e)$, N_e và $g_e = f(n)$.

8.3.1.2 Đặc tính bộ phận

Đặc tính bộ phận là đặc tính tốc độ ứng với các vị trí trung gian của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu. Các điều kiện khác khi xác lập đặc tính cũng giống như đối với đặc tính ngoài sử dụng. Như vậy sẽ có vô số đặc tính bộ phận, đường 5, 6, 7 hình 8-13.

8.3.1.3 Các đặc tính tốc độ đặc thù của động cơ diesel

Ngoài những đặc tính nêu trên, trong động cơ diesel còn có một số đặc tính tốc độ đặc biệt sau đây.

a. Đặc tính giới hạn khói đen

Là đặc tính tốc độ khi cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu ở vị trí ứng với bắt đầu xuất hiện khói đen tại mọi tốc độ vòng quay n . Như vậy, cơ cấu điều khiển nhiên liệu không cố định mà phải được điều chỉnh trong quá trình xây dựng đặc tính.

Điều kiện xác lập đặc tính như đối với đặc tính ngoài tuyệt đối, chỉ khác điều kiện về λ . Cụ thể là $\lambda = \lambda_{\text{khói đen}}$. Trong thực tế động cơ không được phép làm việc với đặc tính khói đen. Đặc tính khói đen vì vậy chỉ có ý nghĩa là đặc tính giới hạn về λ của động cơ diesel. Đặc tính ngoài (đường 4 hình 8-13) càng bám sát đặc tính khói đen (đường 3 hình 8-13) thì càng tận dụng được khả năng nâng cao tính hiệu quả (tăng p_e) của động cơ.

b. Đặc tính giới hạn bơm cao áp

Là đặc tính tốc độ khi cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu ở vị trí cực đại và không bị hạn chế. Như vậy, động cơ được cung cấp lượng nhiên liệu chu trình với khả năng lớn nhất của hệ thống cung cấp nhiên liệu. Thông thường khi đó đặc tính của động cơ vượt quá giới hạn khói đen, đường 2 hình 8-13. Như vậy, đặc tính giới hạn bơm cao áp cho ta biết khả năng quá tải về công suất và mômen ở từng chế độ tốc độ của động cơ.

Sau đây ta sẽ khảo sát tỷ mỉ các đặc tính tốc độ chủ yếu là đặc tính ngoài và đặc tính cục bộ cho động cơ xăng và động cơ diesel.

8.3.2 Đặc tính tốc độ động cơ xăng

8.3.2.1 Đặc tính ngoài

Khi lấy đặc tính ngoài, van tiết lưu mở hoàn toàn. Để thay đổi tốc độ động cơ phải thay đổi sức cản của băng thử.

Khi tăng tốc độ vòng quay n , các biến số chung trong các phương trình từ (8-6) đến (8-11) thay đổi cụ thể như sau.

- λ : hệ số dư lượng không khí thay đổi ít vì động cơ xăng chủ yếu dùng phương pháp điều chỉnh lượng.

Tuy nhiên, nếu xét chi tiết đối với động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí thì λ tăng một chút (nhạt dần) theo tốc độ n vì khi đó độ chân không ở họng tăng [3], hình 8-14. Còn đối với động cơ phun xăng thì có thể coi λ không đổi [3].

- η_i : do cường độ rối của môi chất tăng tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình

cháy nên η_i tăng một chút, hình 8-14. Vì vậy có thể coi $\frac{\eta_i}{\lambda}$ ít thay đổi, hình 8-14.

- η_v : hệ số nạp đạt giá trị lớn nhất tương ứng với pha phối khí tối ưu (xem 4.1.3.8), hình 8-14.

- η_m : xác định theo (8-11)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_i \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$$

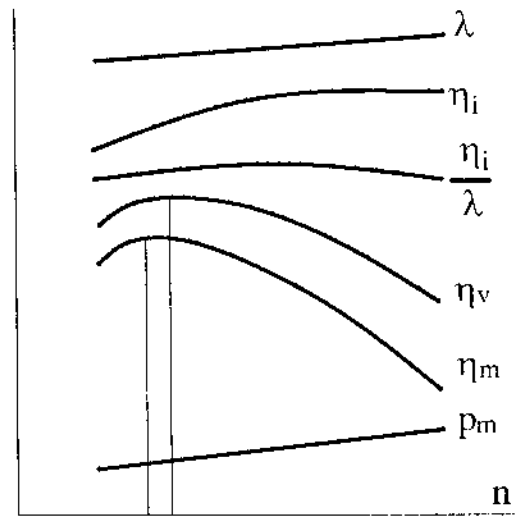
theo n (xem 5.2.1). Dạng của η_m sẽ có dạng của η_v nhưng cực đại chuyển dịch về bên trái, hình 8-14.

Trên cơ sở đó ta có thể phán đoán và phân tích hình dạng cụ thể của các đặc tính như sau.

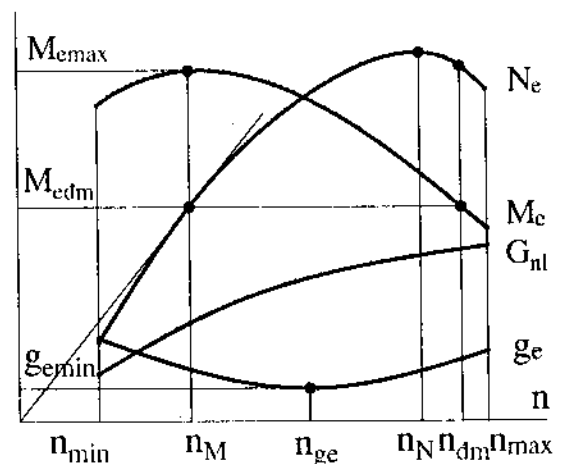
- M_e : theo (8-8) và (8-6), M_e sẽ có dạng của η_v và η_m với cực đại nằm trung gian giữa hai cực đại của chúng, hình 8-15. M_e đạt max tại n_M . Gọi:

$$k = \frac{M_{e\max}}{M_{edm}} \quad (8-17)$$

là hệ số thích ứng và:



Hình 8-14. Các biến số thay đổi theo n trên đặc tính ngoài động cơ xăng



Hình 8-15. Đặc tính ngoài động cơ xăng

$$k_c = \frac{n_M}{n_{đm}} \quad (8-18)$$

là hệ số tốc độ.

Nhánh phải của đường mômen càng dốc thì hệ số thích ứng k càng lớn, tính ổn định của động cơ khi kéo máy công tác càng cao. Hệ số thích ứng của động cơ xăng khá lớn nằm trong khoảng $1,4 \div 1,45$ nên tính ổn định rất cao, nói chung không cần bộ điều tốc trong dải tốc độ làm việc hoặc chỉ cần điều tốc hai chế độ cho các chế độ biên $n_{\min}$ và $n_{\max}$ mà thôi (xem mục 8.8).

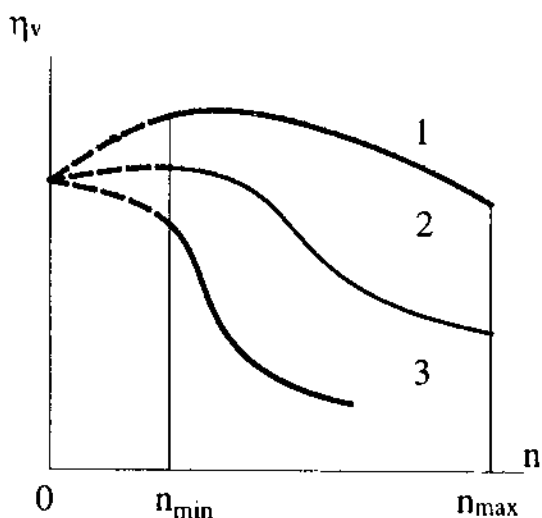
Hệ số tốc độ k_c cho ta biết vùng làm việc ổn định của động cơ. Hệ số tốc độ càng nhỏ thì vùng tốc độ làm việc càng rộng, điều khiển càng dễ dàng; ví dụ, nếu dùng trên các phương tiện vận tải thì hộp số chỉ cần ít cấp thôi. Động cơ xăng có $k_c = 0,45 \div 0,55$.

- N_e : từ M_e ta có thể dễ dàng xây dựng được đặc tính $N_e = kM_e n$ với k là hằng số, hình 8-8, đạt max tại n_N . Tại đây trên đường N_e ta có $\tan \alpha = \frac{N_e}{n} = kM_{e_{\max}}$ nên tại đó α đạt giá trị cực đại $\alpha_{\max}$, hình 8-15.

- g_e : xác định theo (8-9). Ban đầu tích $\eta_i \eta_m$ tăng nên g_e giảm, đạt cực tiểu tại n_{ge} sau đó tăng vì tích $\eta_i \eta_m$ giảm do η_m giảm nhanh hơn, hình 8-15.

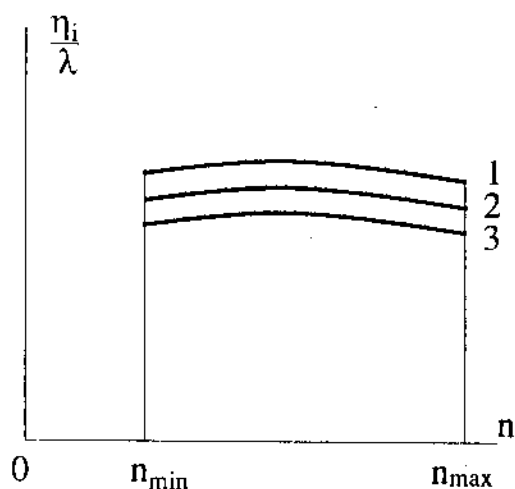
- G_m : xác định theo (8-10) có dạng quyết định bởi $\frac{\eta_v}{\lambda}$, hình 8-15.

8.3.2.2 Đặc tính bộ phận



Hình 8-16. Hệ số nạp khí thay đổi tải

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

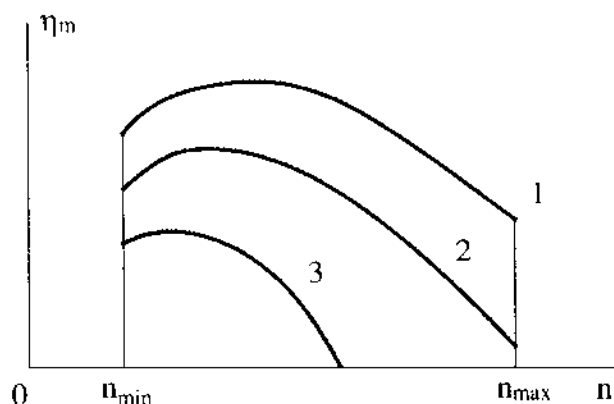


Hình 8-17. $\frac{\eta_i}{\lambda}$ khi thay đổi tải

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

Từ đặc tính ngoài giảm tải để chuyển về chế độ tải bộ phận phải đóng nhỏ dần van tiết lưu. Tại mỗi một tốc độ vòng quay xác định, các biến số thay đổi như sau.

- η_v : giảm rất nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu, hình 8-16. Đường 1 là đường đặc tính ngoài ứng với toàn tải, đường 2 ứng với tải trung bình, đường 3 ứng với tải nhỏ. Các đường đều hội tụ về một điểm chung trên trục tung, vì khi tốc độ n bằng không thì tiết lưu không còn tác dụng nữa.



Hình 8-18. η_m khi thay đổi tải

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

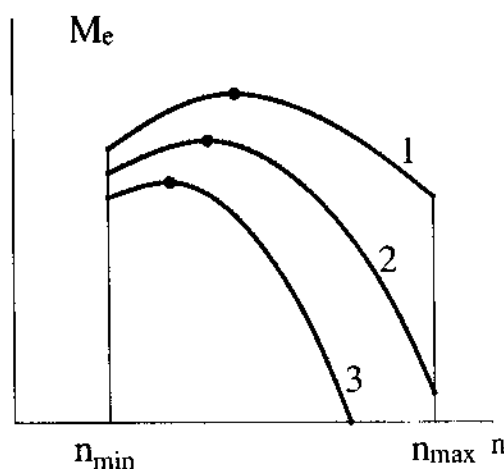
- $\frac{\eta_i}{\lambda}$: do γ_r tăng nhanh khi

đóng dần van tiết lưu nên η_i giảm, trong khi λ thay đổi ít nên $\frac{\eta_i}{\lambda}$ giảm, hình 8-17.

- η_m : xác định theo (8-11) $\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$. Khi đóng dần van tiết lưu, p_m tăng,

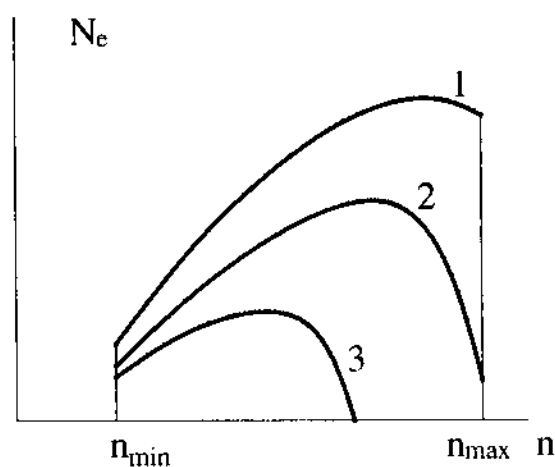
$\frac{\eta_i}{\lambda}$ và η_v giảm nên η_m cũng giảm và càng giảm nhanh khi tải càng nhỏ, hình 8-18.

Trên cơ sở phân tích trên, diễn biến các đặc tính bộ phận của động cơ xăng cụ thể như sau.



Hình 8-19. Đặc tính bộ phận động cơ xăng M_e

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



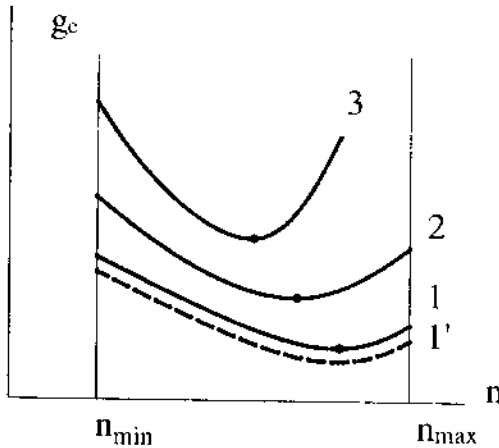
Hình 8-20. Đặc tính bộ phận động cơ xăng N_e

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

- M_e : xác định theo (8-6) và (8-8). Mô men M_e giảm nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu nên các đường mômen càng dốc, chế độ làm việc càng ổn định, hình 8-19.

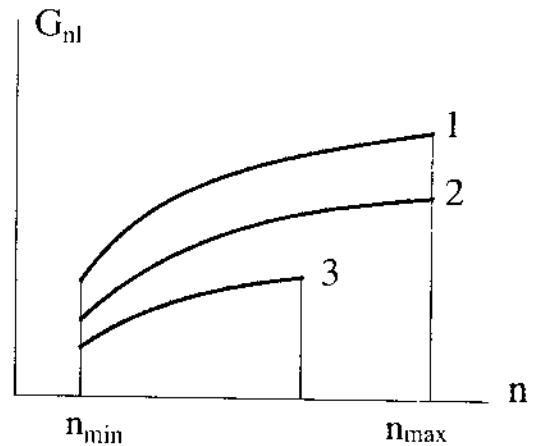
- N_e : xây dựng từ M_e , hình 8-20.

- g_c : xác định theo (8-9). Do η_i giảm và η_m giảm nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu nên các đặc tính bộ phận cao lên và có độ võng càng lớn, hình 8-21. Nếu hệ thống nhiên liệu có làm đậm thì hòa khí bột đậm khi giảm tải nên η_i tăng, do đó tích $\eta_i \eta_m$ lớn nhất và g_c nhỏ nhất tại đường 1' sau toàn tải một chút, hình 8-21.



Hình 8-21. Đặc tính bộ phận động cơ xăng g_c

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



Hình 8-22. Đặc tính bộ phận động cơ xăng G_m

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

- G_m : xác định theo (8-10). Do λ thay đổi ít nhưng η_v giảm nhanh khi giảm tải nên các đường bộ phận càng hạ xuống dưới so với đặc tính ngoài (đường 1), hình 8-22.

8.3.3 Đặc tính tốc độ động cơ diesel

8.3.2.1 Đặc tính ngoài

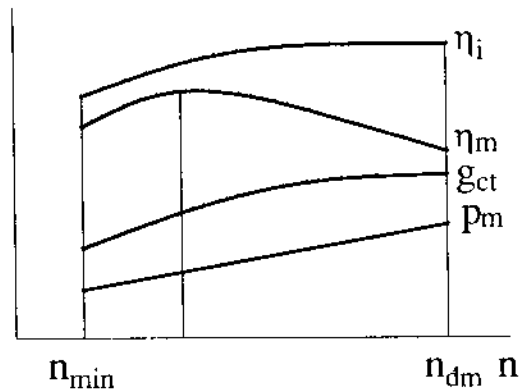
Tương tự như ở động cơ xăng, khi lấy đặc tính ngoài thì cơ cấu điều khiển nhiên liệu được cố định ở vị trí giới hạn lớn nhất và thay đổi tốc độ vòng quay bằng cách điều chỉnh sức cản của băng thử.

Khi tăng tốc độ vòng quay n , các biến số đặc tính trong các phương trình (8-13) đến (8-16) thay đổi như sau, hình 8-23.

- g_c : xét một ví dụ là bơm cao áp kiểu Bosch - loại bơm hiện còn đang sử dụng khá phổ biến cho động cơ diesel - nếu không có kết cấu đặc biệt (xem 8.9.2.3) thì g_c có đặc tính thường tăng một chút theo tốc độ vòng quay do ảnh hưởng của tiết lưu, mặc dù cơ cấu điều khiển nhiên liệu ở vị trí cố định (xem giáo trình Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ đốt trong).

• η_i : khi tăng tốc độ vòng quay (trong vùng làm việc của động cơ $n_{\min}$ - $n_{\max}$) thì chuyển động rối của môi chất trong quá trình nén và hình thành hỗn hợp tăng lên, đồng thời nhiệt mất mát trong quá trình nén giảm. Tất cả những ảnh hưởng đó dẫn tới quá trình cháy được cải thiện nên η_i tăng một chút. Tuy nhiên tốc độ tăng η_i giảm dần vì thời gian giành cho quá trình hình thành hỗn hợp và cháy giảm, cháy rối tăng nên hiệu quả sinh công giảm dần.

• η_m : tương tự như η_m theo công thức (8-11) $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k_i \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$ áp dụng



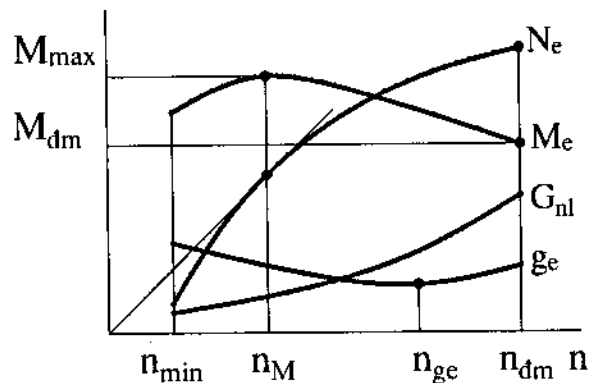
Hình 8-23. Các biến số trên đặc tính ngoài động cơ diesel

cho động cơ xăng đã xét ở mục 8.3.2.1, nay ta dùng công thức (8-16) $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k'_i g_{ct} \eta_i}$ áp

dụng cho động cơ diesel. So sánh hai trường hợp ta có thể thấy $\frac{\eta_i}{\lambda}$ và η_i có vai trò tương tự như nhau vì cùng thay đổi ít. Sự khác biệt chính là ở η_v và g_{ct} : trong khi η_v tăng rồi đạt cực đại ở tốc độ vòng quay ứng với góc phối khí tốt nhất rồi giảm đáng kể (xem 4.1.3.8) thì g_{ct} lại có thể tăng một chút theo tốc độ vòng quay. Vì vậy, η_m của động cơ diesel thoải hơn nhiều so với η_m của động cơ xăng.

Từ đó ta đi xây dựng và phân tích đặc tính ngoài của động cơ diesel như sau.

• M_e : theo công thức (8-13) và (8-8), M_e ban đầu tăng do cả g_{ct} , η_i và η_m đều tăng, sau khi đạt cực đại thì giảm dần do η_m giảm nhưng chậm hơn so với M_e của động cơ xăng chủ yếu do η_m thoải hơn, hình 8-24. Hệ số thích ứng k theo công thức (8-17) do đó nhỏ hơn, chỉ khoảng 1,10-1,15 nên tính ổn định của động cơ với máy công tác kém hơn. Còn hệ số tốc độ tính theo công thức (8-18) nằm trong khoảng 0,55 - 0,70 tức là vùng làm việc ổn định cũng hẹp hơn.



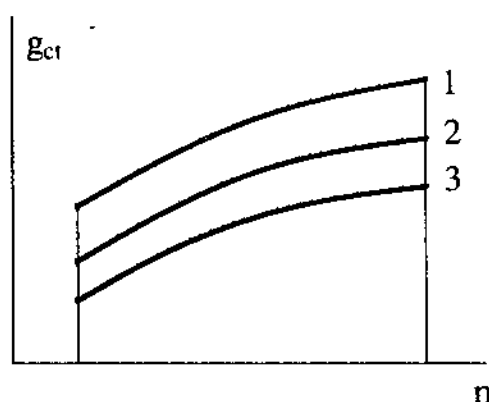
Hình 8-24. Đặc tính ngoài động cơ diesel

• N_e : theo công thức (8-14) ta dễ dàng suy ra dạng của N_e . Do M_e rất thoải nên N_e tăng nhanh trong vùng tốc độ làm việc tức là không đạt cực đại tại đây mà trong vùng khởi đen cách khá xa tốc độ n_{dm} , hình 8-24.

- g_c : theo công thức (8-9) g_c cũng có dạng giống như ở động cơ xăng, tuy nhiên ít vồng hơn (thoải hơn) chủ yếu vì η_m thoải hơn, hình 8-24.
- G_{nl} : theo công thức (8-15) ta có thể dễ dàng xác định được dạng của G_{nl} , hình 8-24.

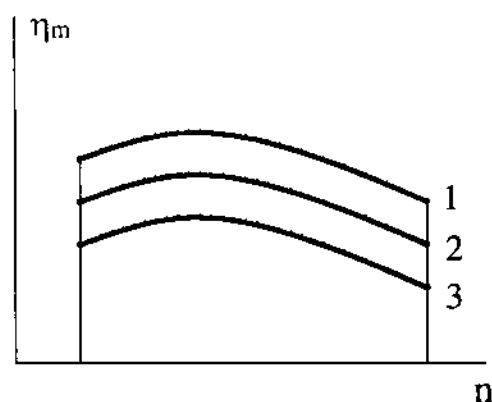
8.3.2.2 Đặc tính bộ phận

Từ chế độ toàn tải (đặc tính ngoài) giảm tải để chuyển về chế độ tải bộ phận phải dịch chuyển cơ cấu điều khiển nhiên liệu về vị trí giảm cung cấp nhiên liệu và giữ cố định ứng với mỗi đặc tính bộ phận. Tại mỗi một tốc độ vòng quay xác định, các biến số thay đổi như sau.



Hình 8-25. g_{c1} trên đặc tính bộ phận động cơ diesel

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



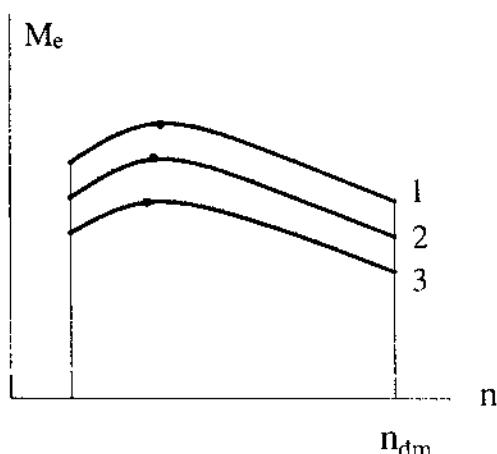
Hình 8-26. η_m trên đặc tính bộ phận động cơ diesel

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

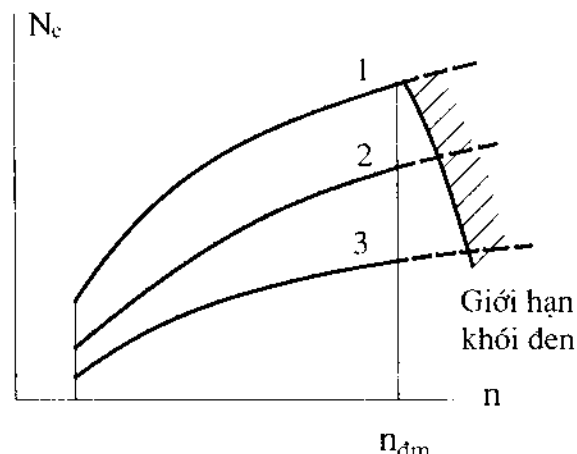
- g_c : dạng của g_c giống như ở đặc tính ngoài nhưng giảm khi giảm tải, hình 8-25.
- η_i : khi giảm tải, hệ số dư lượng không khí λ tăng (vì g_c giảm). Theo đặc tính $\eta_i(\lambda)$, hình 8-5, thì η_i tăng một chút rồi giảm nhưng thay đổi không nhiều.
- η_m : theo công thức (8-16) thì khi giảm tải g_c giảm là nhân tố quyết định làm giảm η_m nhưng giữ dạng giống đặc tính ngoài, hình 8-26.

Trên cơ sở đó ta đi xây dựng và phân tích đặc tính bộ phận của động cơ diesel như sau.

- M_e : theo công thức (8-13) và (8-8) thì M_e giảm khi giảm tải chủ yếu do g_c và η_m giảm còn η_i thay đổi ít. Ngoài ra, do dạng của g_c và η_m khi thay đổi tải giống nhau nên dạng M_e ở đặc tính bộ phận giống dạng M_e ở đặc tính ngoài, hình 8-27. Nói cách khác, đặc tính bộ phận M_e của động cơ diesel đều rất thoải nên tính ổn định với máy công tác kém ở mọi chế độ tải trọng. Vì vậy động cơ diesel phải có điều tốc để giữ ổn định tốc độ vòng quay n .



Hình 8-27. Đặc tính bộ phận M_e
động cơ diesel

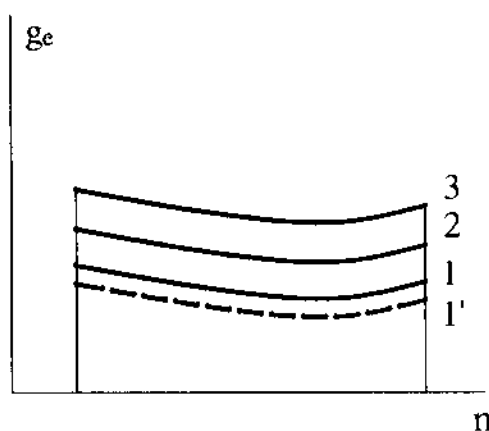


Hình 8-28. Đặc tính bộ phận N_e
động cơ diesel

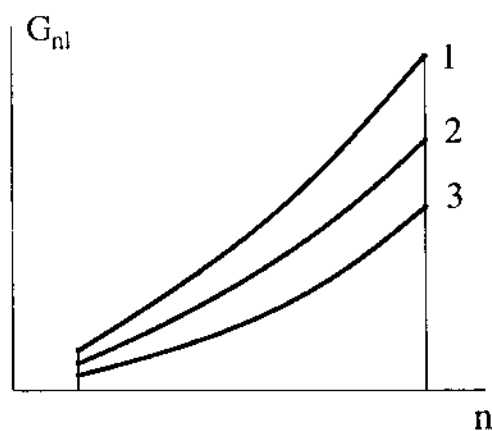
1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

• N_e : theo công thức (8-14) có thể dễ dàng suy ra dạng của N_e . Do M_e ở chế độ bộ phận cũng rất thoải nên N_e đều tăng nhanh trong vùng tốc độ làm việc và cực đại trong vùng khối đen cách khá xa tốc độ n_{dm} , hình 8-28.

• g_e : theo công thức (8-9) g_e ở chế độ bộ phận lớn hơn so với ở chế độ đặc tính ngoài vì η_i thay đổi ít và η_m giảm. Dạng của g_e cũng giống với đặc tính ngoài, hình 8-29. Cần lưu ý là khi giảm tải từ toàn tải, λ tăng và ban đầu η_i tăng một chút, hình 8-5, nên có một vị trí cơ cấu điều khiển nhiên liệu tương ứng với tải nhỏ hơn toàn tải một chút mà tại



Hình 8-29. Đặc tính bộ phận g_e
động cơ diesel



Hình 8-30. Đặc tính bộ phận G_{nl}
động cơ diesel

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ, 1': tải ứng với g_e nhỏ nhất

đó tích $\eta_i \eta_m$ max nên g_c thực sự nhỏ nhất, đường 1' trên hình 8-29.

- G_{nl} : theo công thức (8-15) có thể dễ dàng xác định đặc tính của G_{nl} , hình 8-30.

8.4 Đặc tính chân vịt

8.4.1 Khái niệm chung

Đặc tính chân vịt của động cơ là đặc tính tốc độ khi động cơ kéo chân vịt tàu thủy, bao gồm các đặc tính N_e , M_e , g_c và G_{nl} phụ thuộc vào tốc độ vòng quay n .

Khi động cơ kéo chân vịt ở chế độ ổn định, công suất của động cơ cân bằng với công suất cản của chân vịt. Thực nghiệm chứng tỏ rằng, khi chân vịt quay trong nước, công suất cản của chân vịt có thể coi là một hàm bậc ba của tốc độ chân vịt như thể hiện trong (8-2):

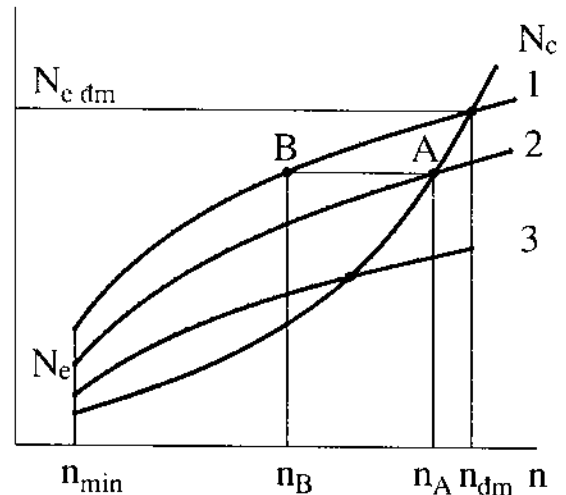
$$N_c = kn^3$$

với k là một hằng số.

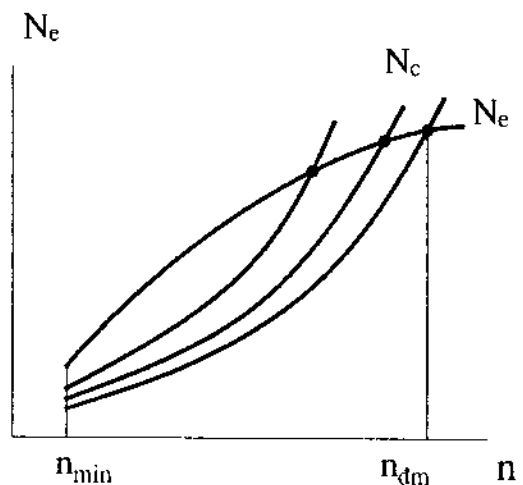
Chế độ làm việc của động cơ với chân vịt khi đó là các điểm cắt nhau giữa các đường đặc tính công suất động cơ và công suất cản của chân vịt, khi đó $N_e = N_c$, hình 8-31. Tập hợp các điểm làm việc của hệ thống động cơ-chân vịt nằm trên đường công suất cản theo công thức (8-2). Để thay đổi tốc độ của hệ thống (nhằm thay đổi tốc độ của tàu) phải thay đổi vị trí của cơ cấu điều khiển nhiên liệu. Như vậy, trừ ở tốc độ định mức động cơ làm việc ở một điểm trên đặc tính ngoài (đường 1), còn lại động cơ đều làm việc ở đặc tính bộ phận (các đường 2, 3) với tính kinh tế không cao (suất tiêu hao nhiên liệu lớn), hình 8-21 (động cơ xăng) và hình 8-29 (động cơ diesel).

Để khắc phục nhược điểm này, người ta sử dụng những biện pháp sau đây.

- Dùng bộ truyền để thay đổi tốc độ của chân vịt. Ví dụ, hình 8-31, theo yêu cầu của tàu, chân vịt cần phải làm việc ở điểm A với tốc độ n_A . Với bộ truyền, động cơ làm việc ở điểm B với tốc độ n_B trên đường đặc tính ngoài nên có tính kinh tế cao hơn.



Hình 8-31. Chế độ làm việc của động cơ kéo chân vịt



Hình 8-32. Chế độ làm việc của động cơ kéo chân vịt có bước xoắn thay đổi

- Dùng chân vịt có bước xoắn thay đổi. Với kết cấu này đặc tính cản của chân vịt sẽ thay đổi (k trong công thức 8-2 thay đổi) phụ thuộc vào bước xoắn của nó. Tập hợp các điểm làm việc của hệ thống động cơ-chân vịt sẽ nằm trên đặc tính ngoài của động cơ với tính kinh tế cao, đường 1, hình 8-32.

- Dùng nhiều động cơ kéo chân vịt. Khi tốc độ của tàu nhỏ có thể chỉ cần một động cơ làm việc. Chỉ khi cần chạy hết tốc lực mới cần toàn bộ số động cơ cùng kéo chân vịt. Như vậy, các động cơ luôn làm việc ở chế độ tải lớn với tính kinh tế cao.

Sau đây ta sẽ xét đặc tính chân vịt cụ thể của động cơ xăng và diesel. Để đơn giản, ta chỉ xét trường hợp động cơ kéo trực tiếp chân vịt có bước xoắn cố định.

8.4.2 Đặc tính chân vịt động cơ xăng

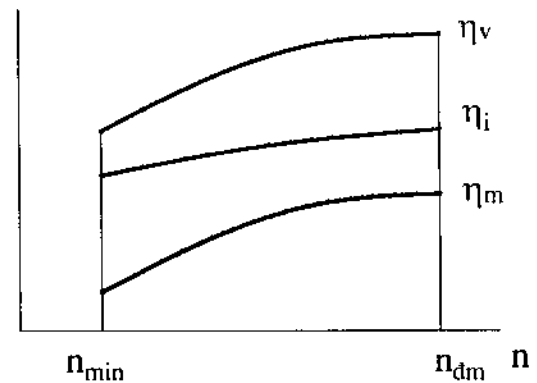
Như trên đã trình bày, khi thay đổi tốc độ vòng quay chân vịt phải thay đổi vị trí van tiết lưu điều chỉnh lượng hỗn hợp nạp vào xy lanh. Khi đó các biến số của các đặc tính biến đổi như sau.

- η_v : khi tăng n phải mở rộng van tiết lưu nên sức cản đường nạp giảm nhanh chóng, hệ số nạp tăng, hình 8-33.

- η_i : do mở rộng van tiết lưu nên hệ số khí sót giảm (hỗn hợp sạch hơn), quá trình cháy được cải thiện nên η_i tăng. Tuy nhiên, trong vùng làm việc của động cơ thì η_i thay đổi không nhiều, hình 8-33. Đối với động cơ xăng điều chỉnh lượng nên hệ số λ thay đổi ít, vì vậy có thể coi như $\frac{\eta_i}{\lambda}$ không đổi.

- η_m : theo công thức (8-11)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_l \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$$
 một mặt p_m tăng theo



Hình 8-33. Các biến số trên đặc tính chân vịt động cơ xăng

tốc độ trung bình của piston, mặt khác do mở rộng van tiết lưu nên sức cản giảm, p_m thay đổi không nhiều. Vậy chỉ còn η_v đóng vai trò quyết định làm tăng η_m , hình 8-33.

Trên cơ sở đó ta đi khảo sát đặc tính chân vịt động cơ xăng như sau.

- N_e : công suất có ích N_e được thể hiện là một parabol bậc 3 theo công thức (8-2) trên hình 8-34.

- M_e : từ công thức (8-2) ta dễ dàng suy ra mô men M_e , hình 8-34, là một hàm bậc 2 của tốc độ vòng quay:

$$M_e = k_M n^2 \text{ với } k_M \text{ là hằng số.}$$

- g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$, do cả η_i và η_m đều tăng nên g_e giảm liên tục

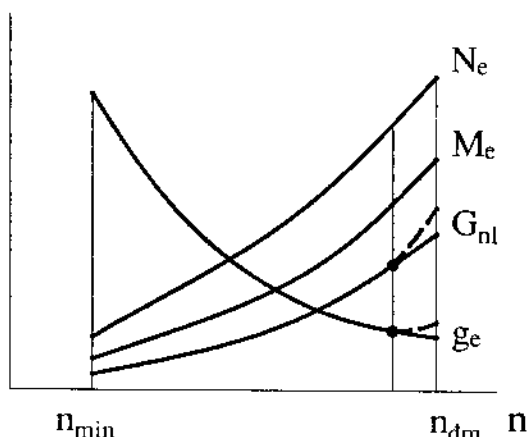
khí tăng tốc độ n , hình 8-34.

- G_{nl} : theo công thức (8-10)

$$G_{nl} = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n, \text{ dễ dàng suy ra } G_{nl} \text{ tăng}$$

theo tốc độ vòng quay n và có dạng như trình bày trên hình 8-34.

Nếu như hệ thống nhiên liệu của động cơ có hệ thống làm đậm để động cơ phát ra công suất cao từ chế độ tải lớn đến toàn tải [3], do hỗn hợp đậm hơn (hệ số dư lượng không khí λ giảm) nên η_i giảm đôi chút kéo theo cả η_m cũng giảm. Kết quả là dạng của g_e và G_{nl} có thay đổi, cụ thể là g_e và G_{nl} tăng ở giai đoạn làm đậm, đường --- hình 8-34 (cần chú ý là, dạng của M_e và N_e không đổi theo đặc tính cân của chân vịt).



Hình 8-34. Đặc tính chân vịt động cơ xăng

8.4.3 Đặc tính chân vịt động cơ diesel

Khí tăng tốc độ vòng quay n , các biến số đặc tính thay đổi như sau.

- g_{ct} : để tăng n đòi hỏi phải cung cấp thêm nhiên liệu nên g_{ct} tăng nhanh, hình 8-35.

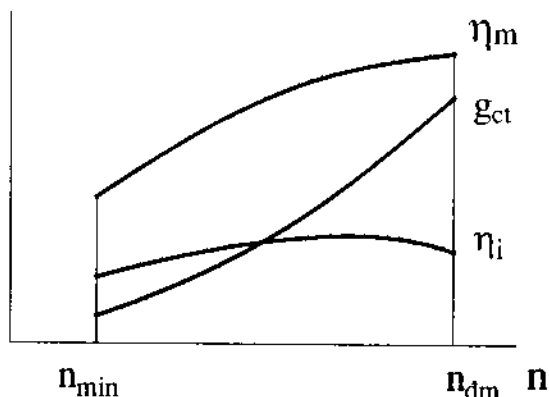
• η_i : do g_{ct} tăng trong khi lượng không khí nạp (tỷ lệ với hệ số nạp) nói chung giảm theo tốc độ vòng quay n (xem hình 4-7) nên hệ số dư lượng không khí λ giảm. Hòa khí ban đầu bột nhát nên cháy tốt hơn dẫn tới η_i tăng sau đó giảm một chút vì hòa khí đậm làm cho quá trình cháy kéo dài, hình 8-35 (xem 8.6.1.2). Tuy nhiên, sự thay đổi của η_i trong vùng làm việc của động cơ khá nhỏ.

- η_m : theo công thức (8-16)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k'_l g_{ct} \eta_i}. \text{ Qua thực nghiệm}$$

người ta thấy rằng $\frac{p_m}{\eta_i}$ có tăng (p_m tăng

bậc nhất với n và η_i tăng rồi giảm một chút như nói ở trên) nhưng do g_{ct} tăng nhanh hơn nên η_m cũng tăng, hình 8-35.



Hình 8-35. Các biến số trên đặc tính chân vịt động cơ diesel

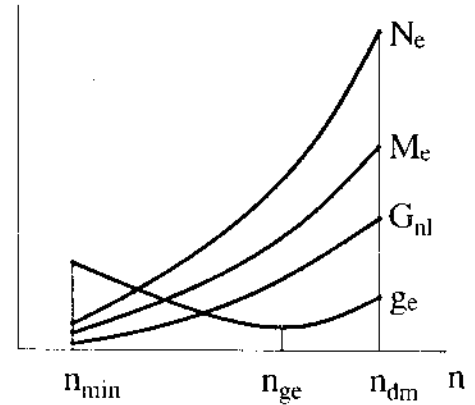
Từ đó ta có thể phân tích đặc tính chân vịt của động cơ diesel như sau.

- M_e và N_e : tỷ lệ bậc 2 và bậc 3 đối với n (tương tự như đã trình bày ở động cơ xăng mục 8.4.2), hình 8-36.

- g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$,

do η_m tăng và η_i tăng một chút rồi giảm nên g_e sẽ đạt cực tiểu g_{emin} ứng với $(\eta_i \eta_m)_{max}$ tại $n_{ge} < n_{dm}$, hình 8-36. Điều này khác với ở động cơ xăng.

- G_{nl} : theo công thức (8-15) $G_{nl} = k'_5 g_{ei} n$ ta có thể dễ dàng suy ra đặc tính của G_{nl} , hình 8-36.



Hình 8-36. Đặc tính chân vịt động cơ diesel

8.5 Đặc tính tải

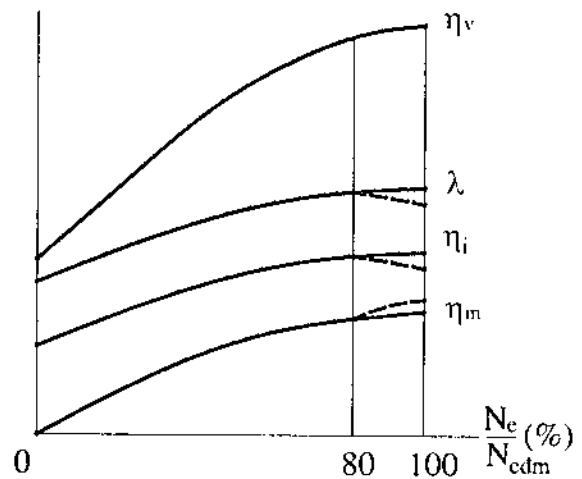
Đặc tính tải biểu thị mối quan hệ của g_e , G_{nl} theo N_e , M_e hay p_e khi giữ tốc độ vòng quay n bằng hằng số. Khi lấy đặc tính tải phải thay đổi cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu để động cơ phát ra công suất khác nhau nhưng phải điều chỉnh sức cản của băng thử để giữ tốc độ động cơ không đổi. Đặc tính tải cũng là một đặc tính quan trọng của động cơ, đặc biệt là đối với những động cơ thường làm việc ở miền tốc độ vòng quay hẹp như động cơ tàu thủy hoặc tốc độ không đổi ví dụ như máy phát điện.

8.5.1 Đặc tính tải động cơ xăng

Để tăng tải phải mở rộng van tiết lưu, khi đó các biến số đặc tính thay đổi như sau.

- η_v : hệ số nạp tăng vì sức cản đường nạp giảm, hình 8-37.

- $\frac{\eta_i}{\lambda}$



Hình 8-37. Các biến số trên đặc tính tải động cơ xăng

Trong động cơ dùng bộ chế hòa khí, khi tăng tải, λ tăng (hòa khí nhạt dần [3]), hình 8-37. Mặt khác, hệ số khí sót γ_r giảm

khi tăng tải nên hỗn hợp sạch hơn, quá trình cháy được cải thiện η_i tăng. Nếu động cơ có làm đậm để động cơ phát ra công suất cao thì quá trình cháy kéo dài làm cho η_i giảm một chút có dạng như đường --- (hình 8-37). Tuy nhiên, trong vùng làm việc của động cơ thì

η_i thay đổi ít. Do đó, có thể coi $\frac{\eta_i}{\lambda}$ thay đổi ít.

Trong động cơ phun xăng (gián tiếp), λ không đổi ở hầu hết các chế độ tải. Tương tự như động cơ dùng bộ chế hòa khí, η_i cũng tăng khi mở rộng van tiết lưu khi tăng tải nhưng thay đổi ít trong miền làm việc của động cơ. Do đó, cũng có thể coi $\frac{\eta_i}{\lambda}$ thay đổi ít.

- η_m : hiệu suất cơ khí xác định theo công thức (8-11) $\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$, do

$n = \text{const}$ và mở rộng van tiết lưu khi tăng tải nên p_m giảm, trong khi $\frac{\eta_i}{\lambda}$ thay đổi ít và η_v tăng dẫn tới η_m tăng. Đối với động cơ có làm đậm để tăng công suất từ tải lớn đến toàn tải thì η_v tăng (do mở rộng van tiết lưu) nhưng không nhiều, mặt khác η_i lại giảm chút ít nên tích $\eta_i \eta_v$ tăng ít, trong khi đó thì λ lại giảm đáng kể, vì thế nên η_m tăng có dạng như đường --- hình 8-37.

Trên cơ sở đó chúng ta phân tích đặc tính tải động cơ xăng dưới đây.

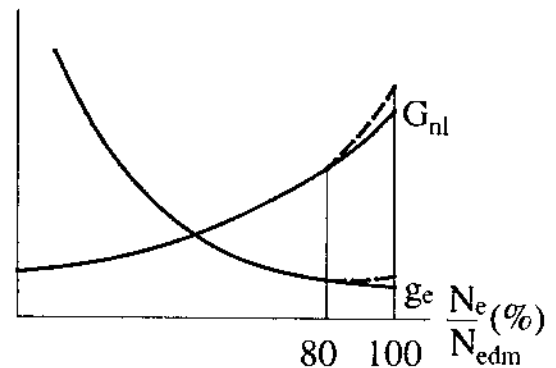
- g_e : theo công thức (8-9)

$$g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}, \text{ tại chế độ không tải } N_e = 0$$

nên $g_e = \infty$. Khi tăng tải, tích $\eta_i \eta_m$ tăng nên g_e giảm dần và nếu có làm đậm thì g_e tăng một chút có dạng như đường --- trên hình 8-38.

- G_{nl} : theo công thức (8-10)

$G_{nl} = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n$ có thể dễ dàng suy ra dạng của G_{nl} , hình 8-38, và nếu như hệ thống nhiên liệu có làm đậm thì G_{nl} sẽ có dạng như đường --- trên hình 8-38.



Hình 8-38. Đặc tính tải động cơ xăng

8.5.2 Đặc tính tải động cơ diesel

Khi tăng tải trong điều kiện $n = \text{const}$, các biến số đặc tính thay đổi như sau.

- g_{ct} : để tăng tải phải tác động lên cơ cấu điều khiển nhiên liệu để tăng g_{ct} , hình 8-39. Tuy nhiên, N_e không tăng mãi theo g_{ct} vì hỗn hợp ngày càng đậm, quá trình cháy thiếu không khí nên động cơ xả ra khói đen ngày một trầm trọng. Từ một giá trị g_{ct} nào đó ứng với $N_{e\max}$ trở đi, khi tăng g_{ct} thì N_e giảm, hình 8-39.

- η_i : khi g_{ct} tăng, hệ số dư lượng không khí λ giảm, ban đầu từ rất nhạt (không tải) trở về bớt nhạt nên η_i tăng, đạt cực đại rồi giảm vì hỗn hợp đậm (phun và cháy kéo dài), hình 8-39 (xem 8.6.1.2).

- η_m : theo công thức (8-16) $\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k'_1 g_{ct} \eta_i}$. Do $n = \text{const}$ nên có thể coi như $p_m = \text{const}$ (xem mục 5.2.1 và công thức 5-13) nếu bỏ qua ảnh hưởng của các thông số

khác như nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn. Như vậy sự thay đổi của η_m chỉ phụ thuộc vào tích $g_{ct}\eta_i$. Ban đầu η_m tăng nhanh do g_{ct} và η_i đều tăng nhưng sau đó tăng chậm dần dần vì η_i giảm. Sau khi đạt cực đại η_m sẽ giảm dần vì η_i giảm mạnh do hỗn hợp quá đậm khi λ rơi vào vùng khói đen, hình 8-39.

Trên cơ sở diễn biến của các biến số, đặc tính tải của động cơ diesel có dạng như sau.

- g_{ct} : theo công thức (8-9)

$$g_{ct} = \frac{k_d}{\eta_i \eta_m}$$
 Tại chế độ không tải $g_{ct} = \infty$.

Khi tăng tải, ban đầu g_{ct} giảm do $\eta_i \eta_m$ tăng, sau đó đạt cực tiểu tại $(\eta_i \eta_m)_{\max}$ rồi tăng do $\eta_i \eta_m$ giảm, hình 8-40.

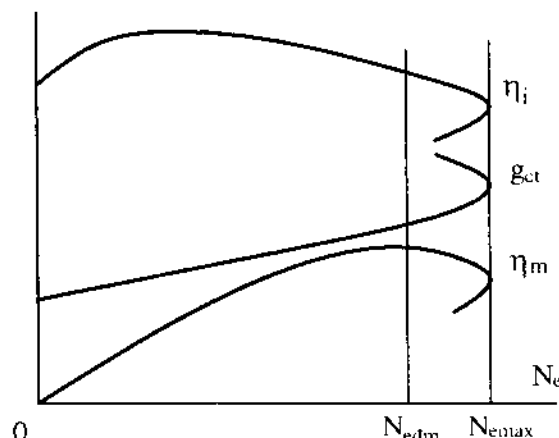
- G_{nl} : theo công thức (8-15) $G_{nl} = k'_s g_{ct} n$ với $n = \text{const}$ nên G_{nl} có dạng của g_{ct} , hình 8-40.

• **Vấn đề chọn chế độ định mức cho động cơ diesel.** Trong quá trình khảo sát đặc tính tải ở trên đã thể hiện rõ g_{ct} là biến độc lập đặc trưng cho tải trọng. Tuy nhiên, sau khi tiến hành thực nghiệm để có đặc tính tải ở tốc độ định mức n_{dm} chọn trước, một vấn đề đặt ra đối với nhà chế tạo động cơ là trên cơ sở đặc tính đó chọn chế độ định mức ở đâu cho phù hợp, từ đó điều chỉnh hệ thống nhiên liệu với g_{ct} nhất định. Công suất động cơ phát ra tại chế độ lựa chọn được gọi là công suất định mức N_{edm} .

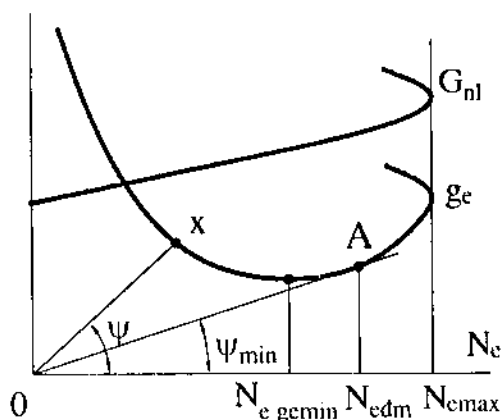
Thông thường, tiêu chí để chọn chế độ định mức là chế độ có tính kinh tế cao (g_e nhỏ) và tính hiệu quả lớn (p_c hay N_e lớn). Tuy nhiên, không có chế độ nào mà tại đó hai thông số trên đồng thời đạt cực trị, hình 8-40. Vì thế người ta phải lựa chọn chế độ định mức một cách thỏa hiệp sao cho tại đó tỷ số $\frac{g_e}{N_e}$ nhỏ nhất. Xuất phát từ quan điểm này, ta chọn chế độ định mức cho động cơ diesel như sau.

Trên hình 8-40, xét một điểm bất kỳ X trên đồ thị $g_e = f(N_e)$, gọi ψ là góc của OX với trục hoành ta có $\text{tg} \psi = \frac{g_e}{N_e}$. Từ O

tim được tiếp tuyến với đồ thị g_e tại A. Rõ ràng là tại đây góc ψ nhỏ nhất nên ta cũng



Hình 8-39. Các biến số trên đặc tính tải động cơ diesel



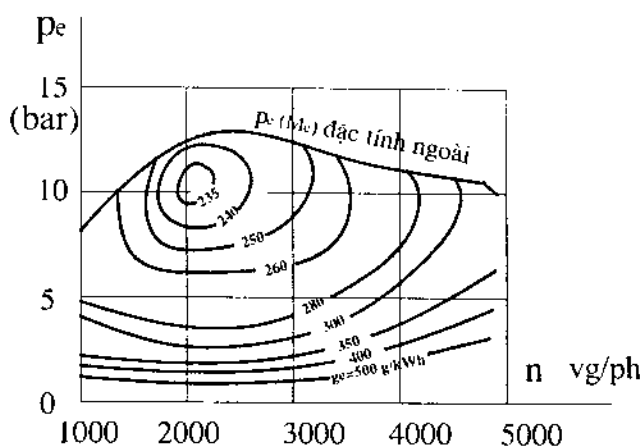
Hình 8-40. Đặc tính tải động cơ diesel

có $tg\psi = \frac{g_e}{N_e}$ nhỏ nhất. Vì vậy ta chọn giá trị tung độ của điểm A là N_{edm} . Từ giá trị N_{edm} vừa chọn ta sẽ quay trở lại xác định g_{ci} cho chế độ định mức dựa vào đồ thị g_{ci} trên hình 8-39. Từ đó điều chỉnh cỡ giới hạn g_{ci} cực đại ở hệ thống nhiên liệu ứng với đặc tính ngoài của động cơ.

Sau khi khảo sát đặc tính tải, ta thấy giữa đặc tính tốc độ và đặc tính tải có mối liên hệ mật thiết với nhau. Nếu như đã có đặc tính tốc độ bao gồm đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận trình bày trong các mục 8.3.2 và 8.3.3, ta hoàn toàn có thể xây dựng các đặc tính tải ở các chế độ tốc độ vòng quay $n = \text{const}$ một cách dễ dàng và ngược lại.

8.6 Đặc tính tổng hợp

Đặc tính tổng hợp là đặc tính thể hiện đồng thời quan hệ của nhiều thông số làm việc của động cơ trong miền làm việc của nó. Dựa trên các đặc tính tốc độ hoặc đặc tính tải ta có thể xây dựng đặc tính tổng hợp với các đường đẳng trị. Đặc tính tổng hợp như một bức tranh toàn cảnh mô tả toàn bộ các chế độ làm việc của động cơ với các thông số cụ thể. Hình 8-41 trình bày đặc tính tổng hợp của một loại động cơ cụ thể. Trên đặc tính tổng hợp, tại một điểm ta có thể xác định đồng thời nhiều thông số của động cơ như n , p_e , N_e , g_e . Ngoài ra, ta có thể xác định vùng làm việc thích hợp cho động cơ tùy theo mục đích sử dụng. Ví dụ vùng làm việc kinh tế nhất của động cơ trên hình 8-41 là vùng có g_e khoảng 235 g/kWh.



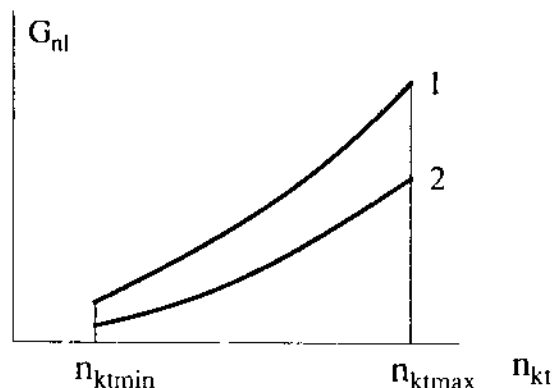
Hình 8-41. Đặc tính tổng hợp

8.7 Đặc tính không tải

Đặc tính không tải là đặc tính tốc độ ở chế độ không tải, biểu thị quan hệ $G_{nl} = f(n_{kt})$ khi $N_e (p_e, M_e) = 0$, trong đó n_{kt} là tốc độ không tải của động cơ.

8.7.1 Động cơ xăng

Khi tăng n_{kt} phải mở rộng van tiết lưu. Hệ số nạp η_v tăng nhanh trong khi đó λ cũng tăng (nhật dần) [3] nhưng ít hơn. Theo công thức (8-10)



Hình 8-42. Đặc tính không tải

1: chưa chạy rà xong, 2: chạy rà xong

$G_{nl} = k_s \frac{\eta_v}{\lambda} n$ thì G_{nl} sẽ có dạng như trên hình 8-42.

8.7.2 Động cơ diesel

Để tăng tốc độ không tải n_{kt} phải tăng lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} . Theo công thức (8-15) $G_{nl} = k'_s g_{ct} n$ nên cũng có dạng tương tự như ở động cơ xăng, hình 8-42.

Ý nghĩa của đặc tính không tải:

- Xác định tốc độ vòng quay không tải ổn định nhỏ nhất n_{ktmin} , tốc độ vòng quay không tải lớn nhất n_{ktmax} và G_{nl} trong vùng tốc độ này.

- Đánh giá mức độ chạy rà. Trong quá trình chạy rà, ma sát giữa các bề mặt tiếp xúc giảm dần nên G_{nl} cũng giảm theo. Quá trình chạy rà được coi là kết thúc khi ma sát ổn định nên G_{nl} cũng ổn định và đạt giá trị nhỏ nhất.

- Xác định tổn thất cơ khí p_m . Nếu coi p_m chỉ phụ thuộc tốc độ vòng quay n mà không phụ thuộc tải trọng theo công thức (5-11) $p_m = a + b.c_m$ thì có thể dựa vào đặc tính không tải để xác định gần đúng p_m (giả thiết này đối với động cơ diesel sát thực hơn so với động cơ xăng vì ở động cơ xăng ảnh hưởng của van tiết lưu khi thay đổi tải đến p_m thông qua “công bơm” là rất đáng kể). Tại chế độ không tải ta có $N_m = N_i$. Từ các công thức (5-7) và (5-10) ta có:

$$N_i = G_{nl} Q_H \eta_i = N_m = \frac{p_m V_h i n}{30\tau}. \text{ Từ đây ta rút ra:}$$

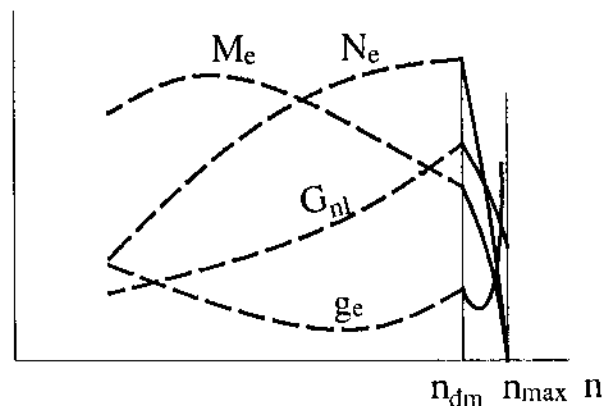
$$p_m = \frac{30\tau G_{nl} Q_H \eta_i}{i n V_h}$$

trong đó η_i được lấy theo số liệu kinh nghiệm hoặc tính toán từ đồ thị công (xem chương V) nếu như có thiết bị indicator để đo áp suất trong xy lanh (sẽ xét ở môn học Thí nghiệm động cơ).

8.8. Đặc tính điều tốc

Đặc tính điều tốc là đặc tính tốc độ khi động cơ làm việc với điều tốc thông qua các quan hệ $M_e(p_e)$, N_e , g_e , $G_{nl} = f(n)$. Tùy thuộc vào kiểu điều tốc (sẽ xét ở môn học Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ) mà động cơ có các đặc tính điều tốc khác nhau.

Trên hình 8-43 miêu tả đặc tính của động cơ diesel có điều tốc một chế độ [1], ví dụ động cơ kéo máy phát điện. Khi $n > n_{dm}$ thì điều tốc hoạt động có tác dụng làm giảm g_{ct} nên M_e và N_e giảm và bằng 0 ở tốc độ



Hình 8-43. Đặc tính điều tốc một chế độ ở động cơ diesel

vòng quay không tải n_{kt} . Trong khi đó G_{nl} cũng giảm dần còn g_c ban đầu giảm một chút, đạt cực tiểu rồi tăng (xem mục 8.3.2.2 và hình 8-29). Tại n_{kt} thì G_{nl} đạt giá trị tương ứng trên đặc tính không tải còn $g_c = \infty$. Trừ các chế độ khởi động, không tải và chuyển tiếp, điều tốc luôn làm việc để giữ cho tốc độ vòng quay trong vùng làm việc của động cơ (n_{dm} , n_{max}). Dưới n_{dm} chỉ là chế độ chuyển tiếp của động cơ sau khi khởi động, đường --- trên hình 8-43.

Hình 8-44 biểu diễn đặc tính công suất động cơ với điều tốc đa chế [1] thường được dùng phổ biến trên ô tô, máy xây dựng, tàu đánh cá... Tại mọi điểm trong miền làm việc của động cơ, điều tốc đều hoạt động để giữ cho chế độ làm việc của động cơ-máy công tác ổn định.

Trong một số động cơ diesel tàu thủy và động cơ ô tô (ví dụ như IFA-W50) sử dụng điều tốc hai chế độ [1, 2], hình 8-45, bao gồm điều tốc một chế độ ở tốc độ không tải để động cơ chạy ổn định ở chế độ này và điều tốc giới hạn ở tốc độ định mức nhằm tránh những hư hỏng có thể xảy ra vì lực quán tính quá lớn. Còn ở các chế độ tốc độ khác, chế độ làm việc giữa động cơ và máy công tác được điều khiển bởi người vận hành.

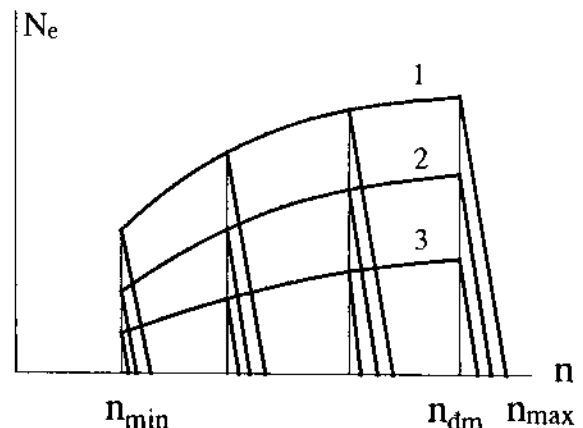
Động cơ xăng do có đặc tính mômen dốc nên có thể không cần điều tốc. Tuy nhiên, động cơ xăng ô tô hiện đại thường dùng điều tốc hai chế độ. Tại chế độ không tải khi người lái nhả chân ga, điều tốc giữ cho n_{kt} ổn định kể cả khi chạy điều hoà, quạt thông gió hay các thiết bị khác có tiêu thụ năng lượng từ động cơ. Tại chế độ tốc độ cực đại điều tốc giữ cho tốc độ không vượt quá n_{max} .

8.9 Cải thiện đặc tính tốc độ động cơ

8.9.1 Yêu cầu

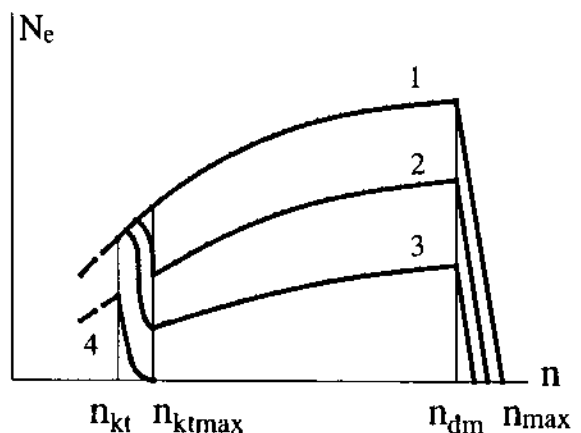
Cải thiện đặc tính động cơ tùy thuộc vào những trường hợp cụ thể nhằm nâng cao công suất, tăng khả năng thích ứng, mở rộng phạm vi tốc độ...

Như đã xét trong mục 8.3.2.1, đặc tính tốc độ có hệ số thích ứng k càng lớn và hệ số tốc độ k_c càng nhỏ càng



Hình 8-44. Đặc tính điều tốc đa chế ở động cơ diesel

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



Hình 8-45. Đặc tính điều tốc hai chế độ

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ, 4: không tải

tốt. Tùy theo điều kiện làm việc hay công dụng của động cơ, dù là động cơ xăng hay diesel, mà áp dụng những biện pháp cải thiện đặc tính cho phù hợp.

Riêng đối với động cơ diesel, đặc tính tốc độ về mômen thoải hơn so với ở động cơ xăng nên tính ổn định với máy công tác kém hơn ($k = 1,10 - 1,15$ so với $1,40 - 1,45$). Mặt khác, vùng tốc độ ổn định cũng hẹp hơn ($k_c = 0,55 - 0,70$ so với $0,45 - 0,55$) nên sử dụng và vận hành khó khăn hơn. Vì vậy, cải thiện đặc tính đối với động cơ diesel có tính phổ biến và có ý nghĩa rất quan trọng.

Để thay đổi đặc tính p_e (hay M_e) = $f(n)$, căn cứ vào các công thức (8-6) và (8-13) cần tác động vào η_v đối với động cơ xăng và g_{ci} đối với động cơ diesel.

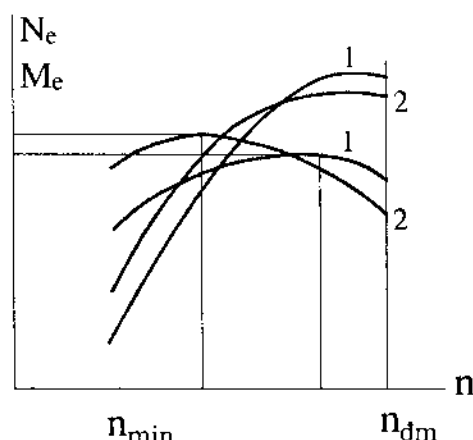
8.9.2 Các phương pháp

Có nhiều biện pháp để cải thiện đặc tính động cơ. Sau đây ta khảo sát một số biện pháp thông dụng nhất.

8.9.2.1 Chọn góc phối khí thích hợp

Đối với động cơ không có cơ cấu thay đổi góc phối khí tối ưu theo tốc độ của động cơ (những động cơ có tính năng này nêu ở 4.1.3.6) thì việc lựa chọn góc phối khí tối ưu tại chế độ tốc độ nào nhằm tác động vào quan hệ $\eta_v = f(n)$ (xem mục 4.1.3.8) để có được đặc tính hợp lý có ý nghĩa rất quan trọng.

Nếu điều chỉnh góc phối khí tối ưu ở tốc độ cao (gần hoặc tại n_{dm}) thì tận dụng được công suất của động cơ ở tốc độ cao, (đường 1 trên hình 8-46) nhưng tính ổn định kém và vùng làm việc ổn định bị thu hẹp. Trường hợp này dùng cho động cơ máy phát điện, tàu thủy... là những động cơ thường xuyên làm việc ổn định ở tốc độ cao. Ngược lại, điều chỉnh góc phối khí tối ưu ở tốc độ thấp (đường 2 trên hình 8-46) thì so với trường hợp trên, công suất ở chế độ tốc độ cao nhỏ hơn nhưng tính ổn định cao hơn và vùng làm việc rộng hơn, do đó thích hợp cho động cơ ô tô, xe máy. Cần lưu ý là, đối với động cơ diesel và động cơ phun xăng trực tiếp, cùng với thay đổi η_v cần phải thay đổi g_{ci} mới làm thay đổi mômen và công suất động cơ. Cụ thể ở trường hợp 1, hình 8-46, tối ưu ở tốc cao sẽ cho η_v cao hơn nhưng phải tăng g_{ci} tức là cung cấp thêm nhiên liệu mới có được mômen (và công suất) lớn hơn.

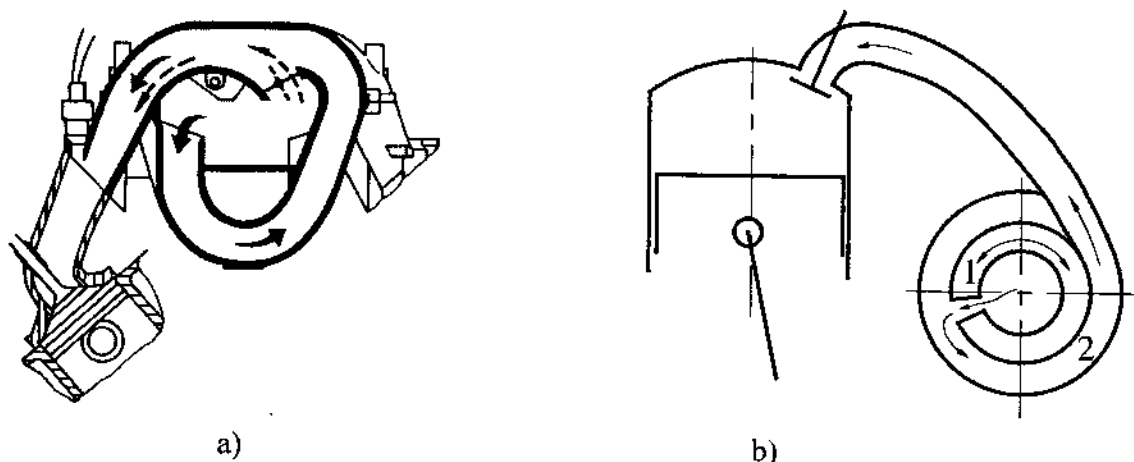


Hình 8-46. Lựa chọn góc phối khí thích hợp

Tối ưu ở: 1: n cao, 2: n nhỏ

8.9.2.2 Lợi dụng hiện tượng khí động để tăng hệ số nạp

Dòng chảy trong hệ thống nạp thải đều là các dòng mạch động nên có sự dao động và lan truyền sóng áp suất trong hệ thống. Tại một tốc độ n cụ thể, người ta lựa chọn chiều dài đường nạp sao cho sóng phản hồi xuất phát từ miệng đường nạp đến cửa xupáp nạp khi xupáp đang mở thì sẽ nạp được nhiều khí nạp mới hơn để tăng công suất động cơ.

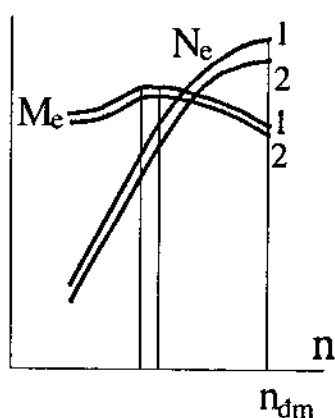


Hình 8-47. Đường nạp thay đổi chiều dài lợi dụng sóng áp suất

a): hai cấp, b): vô cấp

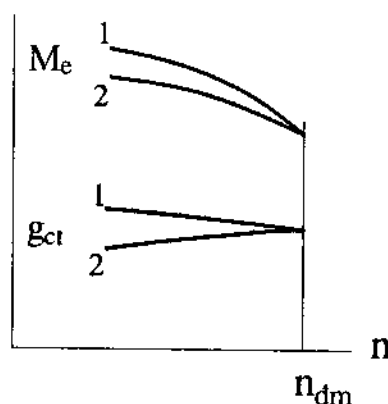
Một số động cơ ô tô hiện đại lợi dụng hiện tượng khí động này để cải thiện đặc tính. Đường nạp của động cơ có dạng cong xoắn để có thể thay đổi chiều dài theo tốc độ của động cơ thông qua một hệ thống điều khiển (ngày nay thường dùng cơ điện tử) nhằm bảo đảm lợi dụng được sóng áp suất ở các chế độ tốc độ khác nhau, hình 8-47. Trên hình 8-47a do có một van điều khiển nên chiều dài đường nạp [10] có hai giá trị khác nhau ứng với hai chế độ tốc độ. Còn đường nạp ở hình 8-47b thay đổi vô cấp chiều dài theo tốc độ động cơ do tang trống 1 được điều khiển xoay quanh tâm của nó [16].

Nói chung, phương pháp lợi dụng hiện tượng khí động không tăng được đáng kể lượng khí nạp mới nên công suất động cơ chỉ tăng một ít, do đó ảnh hưởng không nhiều đến hệ số thích ứng nhưng có thể góp phần làm mở rộng vùng làm việc ổn định của động cơ, đường 1 hình 8-48 [1, 2].



Hình 8-48. Lợi dụng hiện tượng khí động cải thiện đặc tính động cơ

1: có cải thiện, 2: không cải thiện



Hình 8-49. Hiệu chỉnh bơm cao áp

1: có hiệu chỉnh; 2: không hiệu chỉnh

8.9.2.3 Hiệu chỉnh bơm cao áp

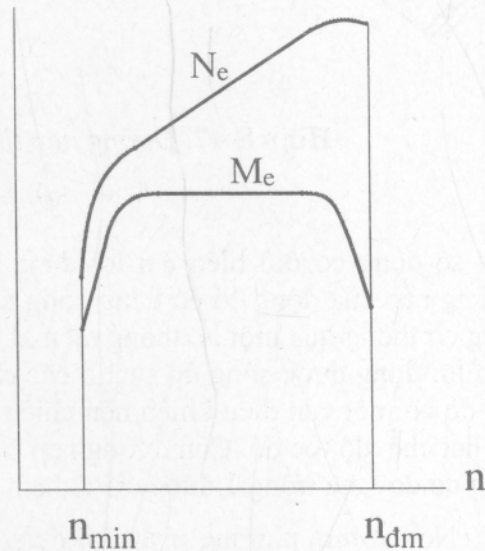
Như trên đã trình bày trong mục 8.3.2.1 thì bơm cao áp kiểu Bosch có đặc tính g_{ct} tăng theo tốc độ vòng quay n dẫn đến hệ số thích ứng của động cơ diesel nhỏ. Để cải thiện, người ta dùng những kết cấu hiệu chỉnh bơm cao áp. Xuất phát từ chế độ định mức với cùng g_{ct} (để giữ nguyên công suất định mức N_{edm}) khi giảm n thì cơ cấu hiệu chỉnh sẽ làm tăng g_{ct} , hình 8-49, tức là g_{ct} giảm khi tăng n . Như vậy khi hiệu chỉnh sẽ được đường mô men dốc hơn (đường 1, hình 8-49).

Các kết cấu hiệu chỉnh bơm cao áp kiểu Bosch được trình bày trong [1, 2] và trong giáo trình Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ đốt trong.

8.9.2.4 Hiệu chỉnh đặc tính mômen để tăng khả năng gia tốc

Một trong những yêu cầu quan trọng đối với ô tô du lịch là tính năng gia tốc phải cao. Người ta thường đánh giá tính năng gia tốc của ô tô thông qua thời gian tăng tốc từ 0 đến 100 km/h. Thời gian tăng tốc càng nhỏ thì tính năng gia tốc của xe càng cao.

Để đáp ứng yêu cầu này, gần đây trong nhiều ô tô du lịch hiện đại trang bị động cơ có đặc tính mômen bằng hằng số trong một vùng tốc độ khá rộng, hình 8-50 [16, 17]. Muốn vậy phải cấp thêm hỗn hợp không khí-nhiên liệu trong vùng tốc độ thấp và trung bình để tăng mômen M_e . Có thể nêu một số biện pháp cụ thể như sau:

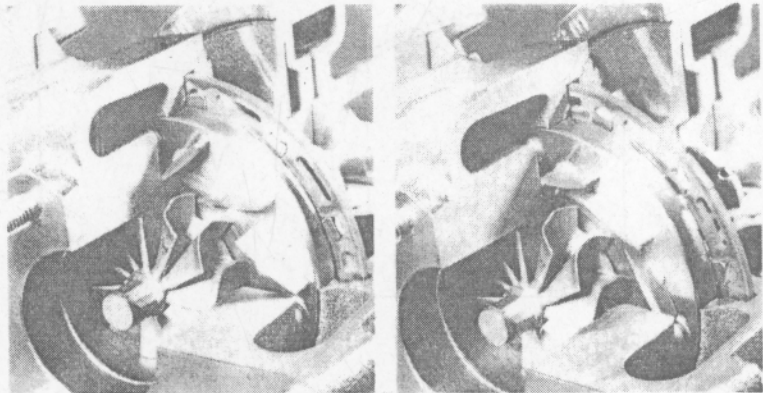


Hình 8-50. Hiệu chỉnh đặc tính mômen để tăng khả năng gia tốc

- Dùng tăng áp tuốc bin khí thải có van xả (waste gate) được điều khiển bởi áp suất tăng áp. Van xả làm việc ở tốc độ cao, tải trọng lớn để xả bớt khí thải trước khi qua tuốcbin (bypass).

- Dùng tuốc bin khí thải biến hình (thay đổi kích thước của tuốcbin), hình 8-51.

- Dùng máy nén chạy điện hoặc dẫn động cơ khí từ trục khuỷu được điều khiển tự động để tăng áp cho động cơ ở chế độ tốc độ thấp.



Hình 8-51. Tuốcbin khí thải biến hình

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Vũ Trung Thanh. Tập bài giảng Nguyên lý Động cơ đốt trong. Khoa ĐH Tài chính ĐHBK Hà Nội xuất bản 1975.
2. Nguyễn Tất Tiến. Nguyên lý Động cơ đốt trong. NXB Giáo dục, Hà Nội 2000.
3. Phạm Minh Tuấn. Động cơ đốt trong. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 2006.
4. Kiều Đình Kiểm. Các sản phẩm dầu mỏ và hóa dầu. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2000.
5. Bosch. Automotive Handbook 5th Edition. Robert Bosch GmbH, 2000.
6. Bùi Văn Ga, Phạm Xuân Mai, Trần Văn Nam, Trần Thanh Hải Tùng. Mô hình hóa quá trình cháy trong động cơ đốt trong. NXB Giáo dục, Hà Nội 1997.
7. H.P. Lenz. Verbrennungskraftmaschinen Gründzüge und Vertiefung. Skriptum zur Vorlesung. TU Wien 1999.
8. Willard W. Pulkrabek. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Second Edition. Pearson Prentice-Hall, USA 2004.
9. John E. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Book Company, Singapore 2002.
10. H. Zellbeck. Skriptum zur Vorlesungen der Verbrennungsmotoren. IVK der TU Dresden, 1999-2000.
11. Nguyễn Đức Phú. Giáo trình hướng dẫn làm đồ án môn học Động cơ đốt trong, ĐHBK Hà Nội, 1998.
12. Lê Đình Vũ. Nghiên cứu ảnh hưởng của thông số hình học của hệ thống thải xung đến các chỉ tiêu kinh tế năng lượng của động cơ diesel 4 kỳ tăng áp bằng tuốcbin thải xung. Luận án Tiến sỹ, Học viện Kỹ thuật quân sự, 2006.
13. Bùi Văn Ga. Quá trình cháy trong động cơ đốt trong. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2002.
14. G.P. Merker, G. Stiesch. Technische Verbrennung, Motorische Verbrennung. B.G. Teubner Stuttgart-Leipzig 1999.
15. G.P. Merker, Christian Schwarz. Technische Verbrennung, Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse. B.G. Teubner Stuttgart-Leipzig-Wiesbaden 2001.
16. Bosch. Ottomotormanagement. Robert Bosch GmbH, 1998.
17. Bosch. Dieselmotormanagement. Robert Bosch GmbH, 2002.
18. U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, Office of Transportation Technologies. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Technology, a Report to the U.S. Congress. April 2001.

MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU	3
CHƯƠNG I. KHÁI QUÁT VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	5
1.1 Động cơ động cơ đốt trong là một loại động cơ nhiệt	5
1.2 So sánh động cơ đốt trong với các động cơ nhiệt khác	5
1.2.1 Ưu điểm	5
1.2.2 Nhược điểm	6
1.3 Phân loại động cơ đốt trong	6
1.4 Đại cương về nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong	9
1.4.1 Những khái niệm và định nghĩa cơ bản	9
1.4.2 Nguyên lý làm việc của động cơ bốn kỳ không tăng áp	10
1.4.3 Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ	11
1.4.4 So sánh động cơ bốn kỳ và động cơ hai kỳ	13
CHƯƠNG II. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	15
2.1 Những khái niệm cơ bản	15
2.1.1 Những đặc điểm của chu trình lý tưởng và mục đích nghiên cứu	15
2.1.2 Các chỉ tiêu đánh giá chu trình lý tưởng	15
2.2 Các chu trình lý tưởng thông dụng	16
2.2.1 Chu trình hỗn hợp	16
2.2.2 Chu trình đẳng tích	19
2.3 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình lý tưởng	19
2.3.1 Chu trình đẳng tích	20
2.3.2 Chu trình hỗn hợp	21
2.4 So sánh hiệu suất chu trình hỗn hợp và đẳng tích	22
2.4.1 Cùng Q_1 và ϵ	22
2.4.2 Cùng Q_1 và p_2	22
CHƯƠNG III. MÔI CHẤT CÔNG TÁC	25
3.1 Nhiên liệu	25
3.1.1 Nhiên liệu khí	25
3.1.2 Nhiên liệu lỏng	26
3.1.3 Đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel	32
3.1.4 Đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu xăng	34
3.2 Phản ứng cháy của nhiên liệu và sản vật cháy	36
3.2.1 Nhiên liệu cháy hoàn toàn	37
3.2.2 Nhiên liệu cháy không hoàn toàn	39
3.2.3 Thay đổi thể tích khi cháy	42
3.3 Tỷ nhiệt của môi chất công tác	45
3.3.1 Tỷ nhiệt phụ thuộc nhiệt độ	45
3.3.2 Tỷ nhiệt của khí nạp mới	46
3.3.3 Tỷ nhiệt của sản vật cháy	46
3.3.4 Tỷ nhiệt của hỗn hợp công tác	46
CHƯƠNG IV. CHU TRÌNH THỰC TẾ CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	49
4.1 Quá trình nạp	49
4.1.1 Diễn biến quá trình nạp và hệ số nạp	49
4.1.2 Những thông số cơ bản của quá trình nạp	51

4.1.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến hệ số nạp.....	60
4.2 Quá trình nén	63
4.2.1 Diễn biến và các thông số cơ bản	63
4.2.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình nén.....	64
4.2.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến η_1	65
4.2.4 Vấn đề chọn tỷ số nén ϵ	67
4.3 Quá trình cháy.....	69
4.3.1 Khái niệm cơ bản	69
4.3.2 Cơ sở lý hoá của quá trình cháy.....	69
4.3.3 Quá trình cháy trong động cơ xăng.....	74
4.3.4 Quá trình cháy trong động cơ diesel	79
4.3.5 Tính toán nhiệt động quá trình cháy	82
4.4 Quá trình giãn nở	86
4.4.1 Diễn biến.....	86
4.4.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình giãn nở	87
4.4.3 Các nhân tố ảnh hưởng đến η_2	88
4.4.4 Xác định nhiệt độ của môi chất trong quá trình giãn nở.....	90
4.5 Quá trình thải	91
4.5.1 Diễn biến và vấn đề thải sạch	91
4.5.2 Xử lý khí thải	92
4.6 Tính toán mô phỏng chu trình làm việc của động cơ	93
4.6.1 Phương pháp tính toán nhiệt động	93
4.6.2 Phương pháp cân bằng năng lượng.....	94
4.6.3 Phương pháp CFD (Computational Fluid Dynamics).....	97
CHƯƠNG V. NHỮNG THÔNG SỐ CHỈ THỊ, CÓ ÍCH VÀ CÂN BẰNG NHIỆT	99
5.1 Những thông số chỉ thị.....	99
5.1.1 Áp suất chỉ thị	99
5.1.2 Công suất chỉ thị	101
5.1.3 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị.....	101
5.2 Những thông số có ích	102
5.2.1 Tổn thất cơ khí	102
5.2.2 Công suất và áp suất có ích.....	102
5.2.3 Hiệu suất cơ khí	103
5.2.4 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu có ích	103
5.3 Cân bằng nhiệt	103
CHƯƠNG VI. TRAO ĐỔI MÔI CHẤT TRONG ĐỘNG CƠ HAI KỲ	107
6.1 Các hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ	107
6.1.1 Quét vòng.....	107
6.1.2 Quét thẳng.....	109
6.1.3 So sánh quét thẳng và quét vòng	109
6.2 Pha phối khí và tiết diện thời gian	109
6.2.1 Pha phối khí đối xứng.....	110
6.2.2 Pha phối khí không đối xứng.....	110
6.2.3 Tiết diện thời gian.....	111
6.3 Diễn biến quá trình trao đổi khí và các thông số cần thiết khi tính toán	112
6.3.1 Diễn biến.....	112

6.3.2 Các thông số cần thiết khi tính toán.....	113
6.4 Tính toán lý thuyết quá trình trao đổi môi chất	118
6.4.1 Cơ sở tính toán.....	118
6.4.2 Giai đoạn thải tự do	119
6.4.3 Giai đoạn quét và thải cưỡng bức.....	121
6.4.4 Tốc độ trung bình lý thuyết của môi chất qua các cửa nạp, thải	124
CHƯƠNG VII. HÌNH THÀNH HÒA KHÍ TRONG ĐỘNG CƠ	127
7.1 Hình thành hòa khí trong động cơ xăng.....	127
7.1.1 Cơ sở vật lý.....	127
7.1.2 Các phương pháp tạo thành hòa khí trong động cơ xăng	130
7.2 Hình thành hòa khí trong động cơ diesel.....	135
7.2.1. Phun nhiên liệu trong động cơ diesel.....	135
7.2.2 Các phương pháp hình thành hòa khí trong động cơ diesel.....	139
7.3 Hình thành hòa khí đồng nhất đốt cháy do nén	147
CHƯƠNG VIII. ĐẶC TÍNH ĐỘNG CƠ	149
8.1 Chế độ làm việc và các đặc tính của động cơ đốt trong	149
8.1.1 Chế độ làm việc	149
8.1.2 Các loại đặc tính động cơ đốt trong.....	150
8.1.3 Cơ sở phân tích đặc tính động cơ	151
8.2 Đặc tính điều chỉnh.....	153
8.2.1 Đặc tính điều chỉnh λ	153
8.2.2 Đặc tính điều chỉnh φ_s	157
8.3 Đặc tính tốc độ.....	159
8.3.1 Các đặc tính tốc độ.....	159
8.3.2 Đặc tính tốc độ động cơ xăng	162
8.3.3 Đặc tính tốc độ động cơ diesel.....	165
8.4 Đặc tính chân vịt.....	169
8.4.1 Khái niệm chung.....	169
8.4.2 Đặc tính chân vịt động cơ xăng	170
8.4.3 Đặc tính chân vịt động cơ diesel.....	171
8.5 Đặc tính tải.....	172
8.5.1 Đặc tính tải động cơ xăng	172
8.5.2 Đặc tính tải động cơ diesel.....	173
8.6 Đặc tính tổng hợp.....	175
8.7 Đặc tính không tải.....	175
8.7.1 Động cơ xăng.....	175
8.7.2 Động cơ diesel	176
8.8. Đặc tính điều tốc	176
8.9 Cải thiện đặc tính tốc độ động cơ	177
8.9.1 Yêu cầu	177
8.9.2 Các phương pháp	178
TÀI LIỆU THAM KHẢO	181

LÝ THUYẾT
ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Tác giả : PGS.TS. Phạm Minh Tuấn

Chịu trách nhiệm xuất bản :

TS. PHẠM VĂN DIỄN

Biên tập và sửa bài :

NGUYỄN HUY TIẾN

Trình bày bìa :

NGỌC DIỆP

XUÂN DŨNG

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

70 Trần Hưng Đạo – Hà Nội

In 300 cuốn 19 × 27 cm, tại Xưởng In NXB Văn hoá Dân tộc

Quyết định xuất bản số : 414 – 2008/CXB/279 – 16/KHKT – 13/5/2008

In xong và nộp lưu chiểu : Quý III năm 2008.

2 0 8 1 6 6



Giá: 63 000đ