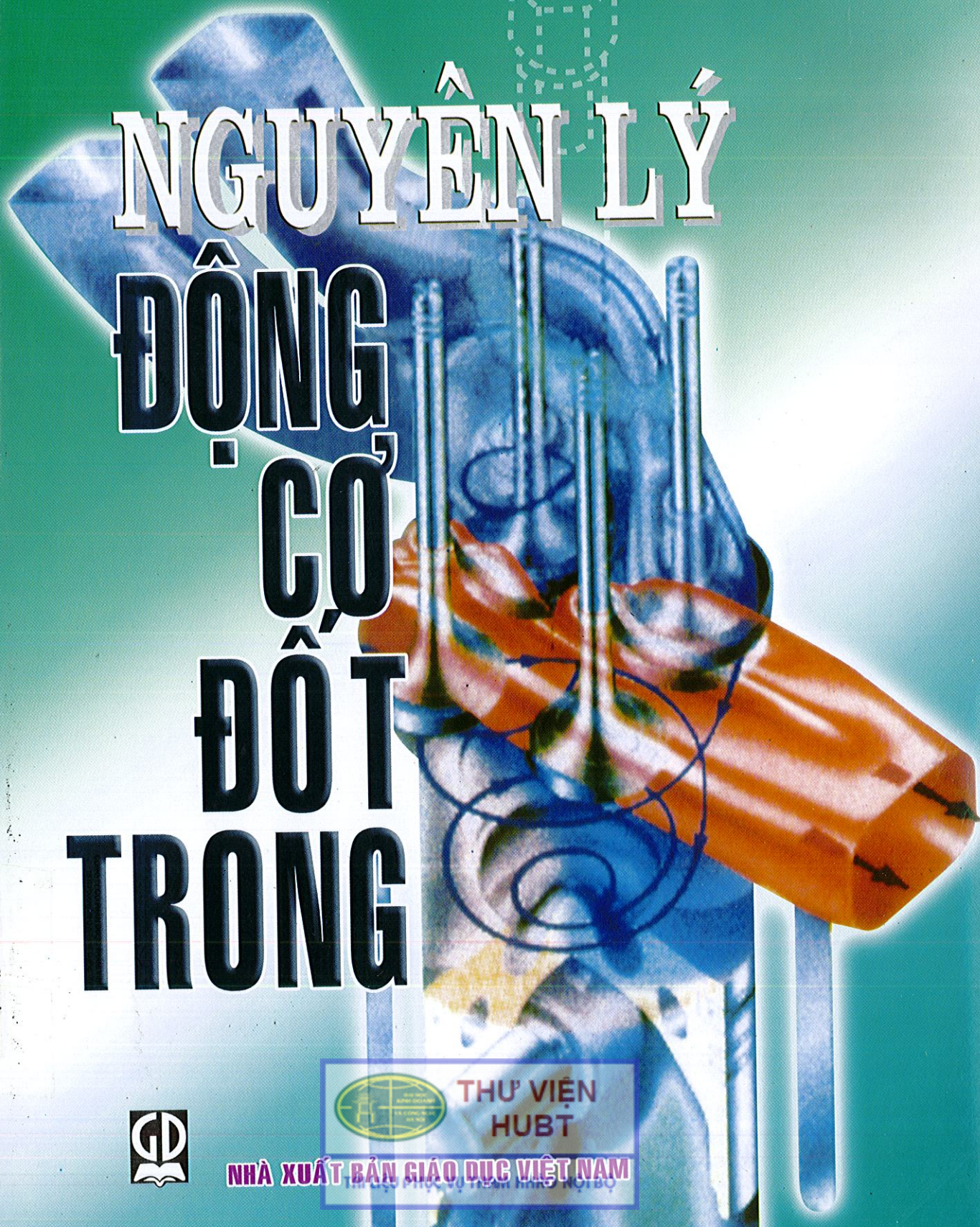
K2.153

NGUYỄN TẤT TIẾN

NGUYÊN LÝ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG



THƯ VIỆN HUBT

NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC VIỆT NAM

GS. TS. NGUYỄN TẤT TIẾN

NGUYÊN LÝ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

(Tái bản lần thứ bảy)

TRƯỜNG Đ.H KINH DOANH VÀ CÔNG NGHỆ HÀ NỘI
THƯ VIỆN

NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC VIỆT NAM

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

THƯ VIỆN
HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

LỜI NÓI ĐẦU

Cuốn "Nguyên lý động cơ đốt trong" do Nguyễn Văn Bình – Nguyễn Tất Tiến viết – Đặng Đức Hưởng biên tập được Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp cho ra đời năm 1970, sau đó tái bản vào các năm 1979 và 1994, được biên soạn theo các tài liệu chuyên ngành trước năm 1970 của Liên Xô (cũ).

Cuốn sách trên còn tồn tại nhiều nhược điểm, sai sót ; chưa phản ánh được những giải pháp thực tế và những thành quả thu được trong lĩnh vực động cơ đốt trọng thời gian gần đây của những nước công nghiệp phát triển. Vì vậy, nay cuốn sách được biên soạn lại một cách cơ bản trên cơ sở kinh nghiệm của 40 năm giảng dạy và nghiên cứu khoa học của bộ môn Động cơ đốt trong, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

Cuốn sách này được biên soạn theo đề cương môn học "Nguyên lý động cơ đốt trong" của chuyên ngành "Động cơ đốt trong" khoa Cơ khí Trường Đại học Bách khoa Hà Nội năm 1998. Ngoài những kiến thức cơ bản về các quá trình làm việc của động cơ đốt trong, trong cuốn sách cũng giới thiệu những kiến thức về thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ, tăng áp cho động cơ, cung cấp nhiên liệu và hình thành hòa khí trong động cơ xăng, động cơ diêden và tự động điều chỉnh tốc độ động cơ, đó là những vấn đề được phát triển nhanh trong thời gian gần đây, gây ảnh hưởng quyết định tới đặc tính động cơ và tới các tính năng kinh tế kỹ thuật, tuổi thọ, độ tin cậy và mức độ gây ô nhiễm môi trường của động cơ đốt trong.

Cuốn sách dùng làm tài liệu học tập, nghiên cứu khoa học của sinh viên chuyên ngành "Động cơ đốt trong", có thể được làm tài liệu học tập, tham khảo cho sinh viên chuyên ngành ôtô, cơ khí vận tải đường bộ, đường thủy, đường sắt, cơ khí xây dựng, cơ khí lâm nghiệp, thủy sản... và các chuyên ngành có liên quan đến động cơ đốt trong.

Các công thức, đồ thị, số liệu trong sách đều tính theo đơn vị đo lường hợp pháp của nước Cộng hòa xã hội chủ nghĩa Việt Nam. Để tiện so sánh, sử dụng giữa các đơn vị đo lường, đã làm thêm bảng chuyển đổi đơn vị.

Vì trình độ và vì nhiều nguyên nhân khác, cuốn sách không tránh khỏi sai sót, mong bạn đọc góp ý. Mọi ý kiến đóng góp xin gửi về bộ môn Động cơ đốt trong, khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

Chúng tôi xin bày tỏ lòng biết ơn đối với tập thể bộ môn Động cơ đốt trong khoa Cơ khí Trường Đại học Bách khoa Hà Nội đã góp nhiều ý kiến quý báu, bổ ích ; cảm ơn Ban biên tập sách Kỹ thuật Đại học – Hướng nghiệp – Dạy nghề, Nhà xuất bản Giáo dục đã tạo mọi điều kiện thuận lợi cho cuốn sách sớm ra đời phục vụ bạn đọc.

Tác giả

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

BẢNG CHUYỂN ĐỔI ĐƠN VỊ

Thông số	Thứ nguyên		Đơn vị cũ	Hệ số chuyển đổi đơn vị
	Đơn vị hợp pháp			
	Tên gọi	Ký hiệu		
- Áp suất p	pascal hoặc niutơn trên mét vuông	Pa hoặc N/m^2	kG/cm^2	1 kG/cm^2 = 98066,5 Pa ≈ 0,1MPa
	mégapascal hoặc mêganiutơn trên mét vuông	MPa hoặc $MN/m^2 = 10^6$ Pa		
- Nhiệt độ t ; T	Độ Celsiut ; độ kenvin	°C ; K	°C ; K	
- Thể tích	mét khối	m^3	m^3	
- Thể tích riêng v	mét khối trên kilôgam	m^3/kg	m^3/kg	
- Khối lượng riêng ρ	kilôgam trên mét khối	kg/m^3	kg/m^3	
- Tỷ nhiệt (nhiệt dung riêng) C	Jun trên kilôgam độ	J/kg. độ	kcal/kg.độ	1kcal/kg.độ = 4,187 J/kg.độ
- Nhiệt lượng Q	Jun	J	Cal	1 cal = 4,187 J
- Hằng số khí R	Jun trên kilôgam độ	J/kg. độ	kG.m/kg.độ	1kG/kg độ = 9,80665J/kg.độ
	hoặc Jun trên kilômôl độ	J/kmol độ	kG. m/kmôl độ	1 kG/kmôl độ = 9,80665 J/kmôl độ
- Công suất N	oát, kilôoát	W ; kW	mã lực (m.l)	1 m.l = 735,49 W ≈0,7355kW
- Công L	Jun	J	kG.m	1 kGm = 9,80665 J
- Mômen quay M	niutơn mét	N. m	kG.m	1 kGm = 9,80665 N.m
- Số vòng quay	vòng trên phút	vg/ph	vg/ph	
- Suất tiêu hao nhiên liệu g	gam trên kilôoát giờ	g/kW.h	g/ml.h	1 g/ml.h = 0,7355 g/kW.h

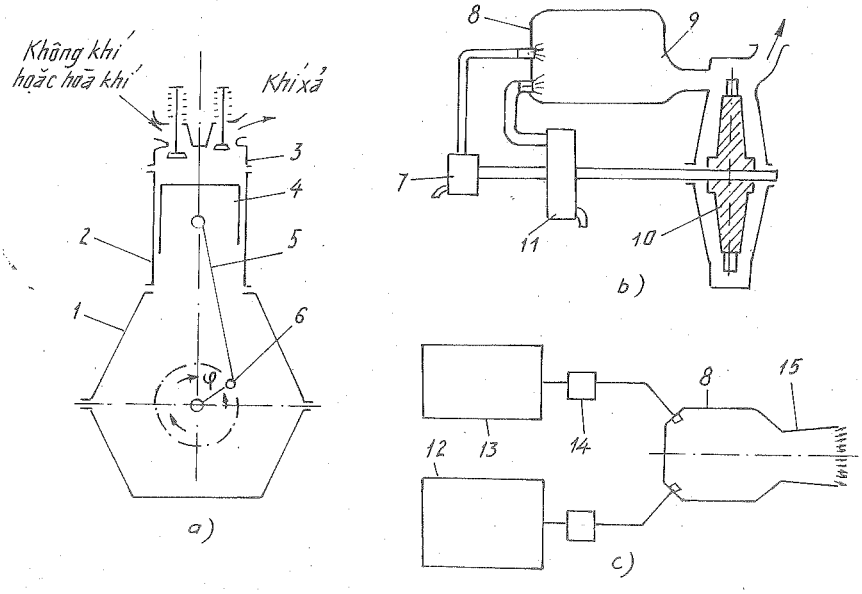
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

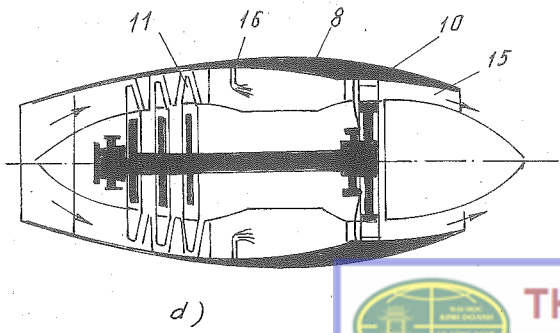
Chương 1

ĐẠI CƯƠNG VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.1. ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG LÀ LOẠI ĐỘNG CƠ NHIỆT CÓ HIỆU SUẤT CAO NHẤT

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





Hình 1.1. Sơ đồ cấu tạo của động cơ đốt trong
a) Động cơ đốt trong pittông ; b) Tuabin khí ;
c) Động cơ phản lực dùng nhiên liệu và chất oxy hóa thể lỏng ; d) Tuabin phản lực.
1 – cácte lắp trục khuỷu ; 2 – xilanh ; 3 – nắp xilanh ; 4 – pittông ; 5 – thanh truyền ; 6 – trục khuỷu ; 7 – bơm nhiên liệu ; 8 – buồng cháy ; 9 – lỗ phun vào cánh tuabin ; 10 – tuabin ; 11 – máy nén ; 12 – bình chứa nhiên liệu ; 13 – bình chứa chất oxy hóa ; 14 – bơm ; 15 – miệng phun phản lực ; 16 – vòi phun nhiên liệu.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

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

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

Các chi tiết chính của động cơ pittông (hình 1.1a) gồm : xilanh 2, nắp xilanh 3, cácte 1, pittông 4, thanh truyền 5 và trục khuỷu 6. Nhiên liệu và không khí cần cho quá trình cháy được đưa vào thể tích xilanh động cơ, giới hạn bởi nắp xilanh, thành xilanh và đỉnh pittông. Khí thể được tạo ra sau khi cháy có nhiệt độ lớn tạo nên áp suất đẩy pittông chuyển dịch trong xilanh. Chuyển động tịnh tiến của pittông thông qua thanh truyền chuyển tới trục khuỷu, lắp trong cácte, tạo thành chuyển động quay của trục khuỷu.

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

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

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

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

Ngày nay người ta sử dụng rộng rãi động cơ tăng áp tua bin khí, đó là loại động cơ liên hợp gồm động cơ pittông 1, máy nén khí 3 và tua bin khí 2 (hình 1.2) liên kết với nhau. Khí xả của động cơ pittông có nhiệt độ và áp suất cao, truyền năng lượng cho cánh tua bin khí 2 để dẫn động máy nén khí 3. Máy nén khí hút không

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

khí từ môi trường nén tới áp suất nào đó rồi nạp vào xilanh động cơ pittông. Việc tăng lượng khí nạp vào xilanh động cơ bằng cách tăng áp suất không khí trên đường nạp được gọi là tăng áp. Khi tăng áp, mật độ không khí sẽ tăng, do đó làm tăng lượng môi chất mới nạp vào xilanh động cơ so với trường hợp không tăng áp.

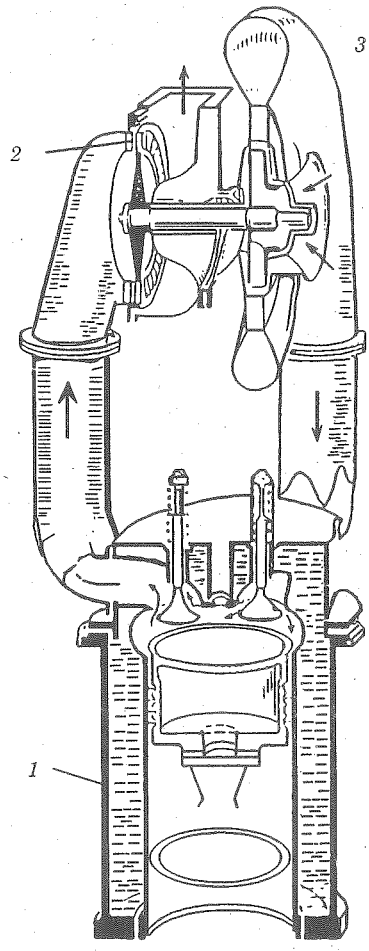
Muốn đốt nhiên liệu phun vào xilanh động cơ, cần có một lượng không khí thích hợp (ví dụ muốn đốt kiệt 1kg nhiên liệu lỏng về mặt lý thuyết cần có khoảng 15kg không khí). Do đó không khí nạp vào xilanh càng nhiều thì số nhiên liệu có thể đốt cháy càng nhiều tức là được công suất càng lớn.

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

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

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

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



Hình 1.2. Động cơ tăng áp tua bin khí
1 – động cơ pittông ;
2 – tuabin ; 3 – máy nén.

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

1.2. ƯU, KHUYẾT ĐIỂM VÀ LĨNH VỰC SỬ DỤNG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

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

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

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

Động cơ pittông hiện đại đạt khối lượng trên 1kW là : 0,25 ÷ 23 (kg/kW) và công suất lít là : 1,2 ÷ 38 (kW/l) thậm chí tới 160 (kW/l).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

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

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

Nhược điểm của động cơ đốt trong là :

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

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

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

4. Động cơ hoạt động khá ồn, nhất là động cơ cao tốc. Người ta phải dùng các bộ tiêu âm trên đường thải và đường nạp để hạn chế bớt nhược điểm này. Nhưng bình tiêu âm sẽ gây ảnh hưởng xấu tới ưu điểm của động cơ như hiệu suất và khối lượng động cơ quy về 1kW....

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

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

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

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

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

1.3. PHÂN LOẠI ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

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

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

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

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

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

- Động cơ dùng nhiên liệu lỏng, nhẹ (xăng, benzen, dầu hỏa, cồn...).

- Động cơ dùng nhiên liệu lỏng, nặng (nhiên liệu điêden, dầu mazút, gazôin...).

- Động cơ dùng nhiên liệu khí (khí lò ga, khí thiên nhiên, khí hóa lỏng, nhiên liệu khí nén).

- Động cơ dùng nhiên liệu khí cộng với nhiên liệu lỏng (phần chính là nhiên liệu khí, phần mồi là nhiên liệu lỏng).

- Động cơ đa nhiên liệu (dùng các nhiên liệu lỏng từ nhẹ đến nặng).

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

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

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

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

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

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

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

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

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

5. Theo phương pháp đốt cháy hòa khí có :

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

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

- Động cơ đốt cháy hỗn hợp, trong đó hòa khí được đốt cháy nhờ hai nguồn nhiệt : một nguồn do nhiệt độ môi chất cuối quá trình nén (không đủ tự cháy) và nguồn khác do tác dụng của thành nóng trong buồng cháy hoặc do mồi lửa (cầu nhiệt). Loại này gồm toàn bộ động cơ có cầu nhiệt.

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

6. Theo loại chu trình công tác có :

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

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

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

7. Theo đặc điểm cấu tạo động cơ :

Theo đặc điểm cơ cấu trục khuỷu thanh truyền có :

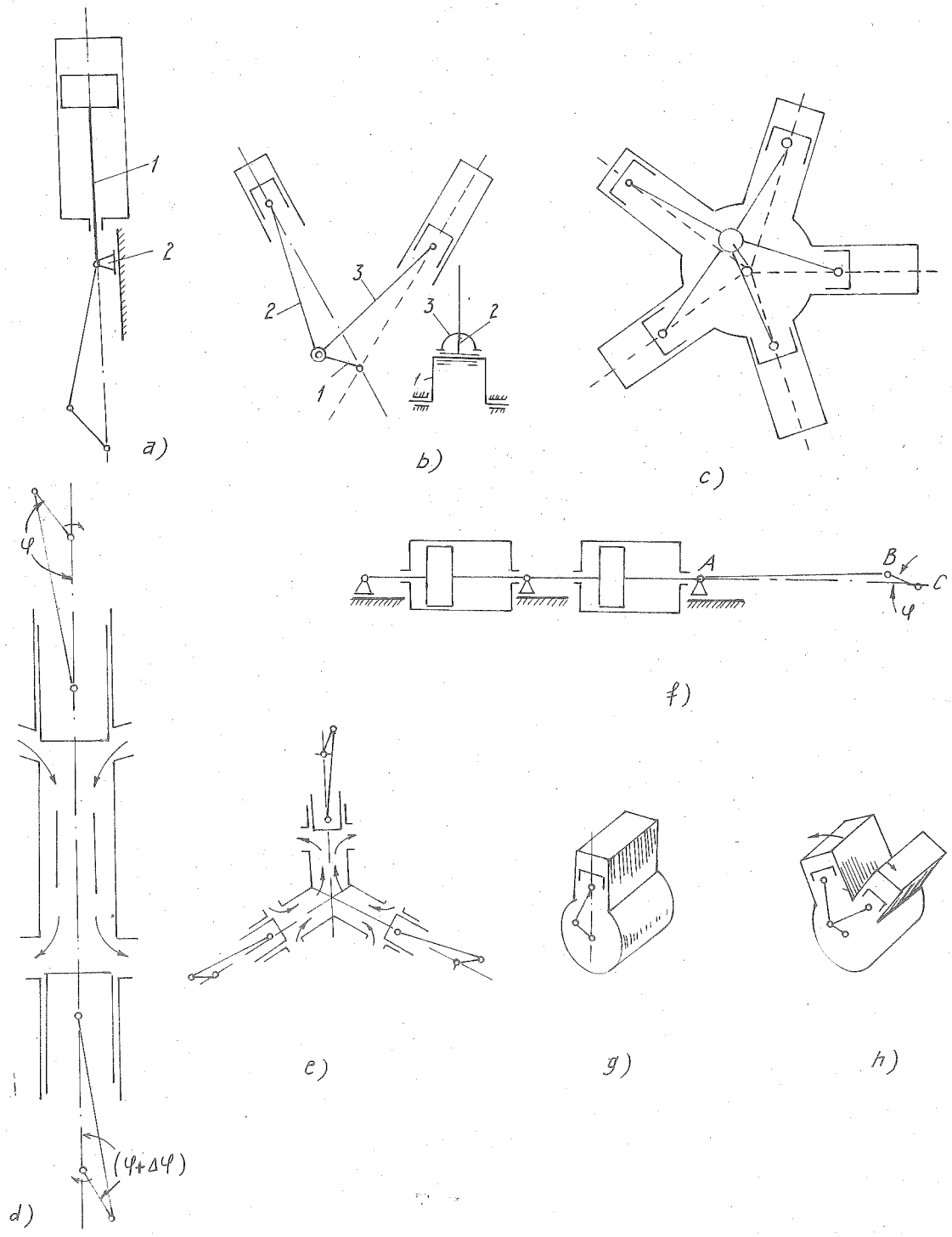
- Động cơ có dạng hòm - trong đó lực ngang bên sườn máy mà đầu nhỏ thanh truyền tạo ra là do bản thân pittông tiếp nhận (hình 1.1 a).

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

Theo số xilanh có :

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 1.3. Các sơ đồ về đặc điểm cấu tạo động cơ

a) Động cơ có guốc trượt thẳng đứng (1 – cán pittông ; 2 – guốc trượt) ; b) Động cơ chữ V (1 – trục khuỷu ; 2 – thanh truyền chính ; 3 – thanh truyền phụ) ; c) Động cơ hình sao ; d,e) Động cơ pittông đối đỉnh ; f) Động cơ tác dụng kép xilanh nằm ngang ; g) Động cơ nhiều xilanh đặt thành một hàng thẳng ; h) Động cơ chữ V nhiều hàng.

THƯ VIỆN
HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Theo cách đặt xilanh có :

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

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

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

- Động cơ hai hàng song song hoặc hai hàng chữ V (hình 1.3 b, h).

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

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

- Động cơ hình sao, nhiều hàng song song - động cơ điêden cao tốc, trục khuỷu đặt trên mặt phẳng ngang hoặc đặt thẳng đứng.

- Động cơ pittông đối đỉnh, có một, hai hoặc nhiều trục khuỷu, liên kết với nhau nhờ hệ bánh răng (hình 1.3 d, e).

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

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

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

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

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

- Động cơ tác dụng đơn - trong đó chỉ có 1 phía của pittông có chu trình công tác (hình 1.3 b, c, d, e, g, h).

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

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

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

- Động cơ cao tốc ($C_m > 6,5$ m/s) ;

trong đó : S - hành trình pittông (m) ;

n - số vòng quay trục khuỷu (vg/ph).

11. Theo công dụng của động cơ có :

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

- Động cơ tầu thủy - gồm máy chính dùng để quay chân vịt hoặc máy phát điện để truyền động điện tới chân vịt tầu thủy và máy phụ dùng cho các nhu cầu khác trên tầu (cụm phát điện điêden, cụm điêden máy nén... dùng cho các nhu cầu trên tầu).

- Động cơ đầu xe lửa.

- Động cơ ô tô máy kéo.

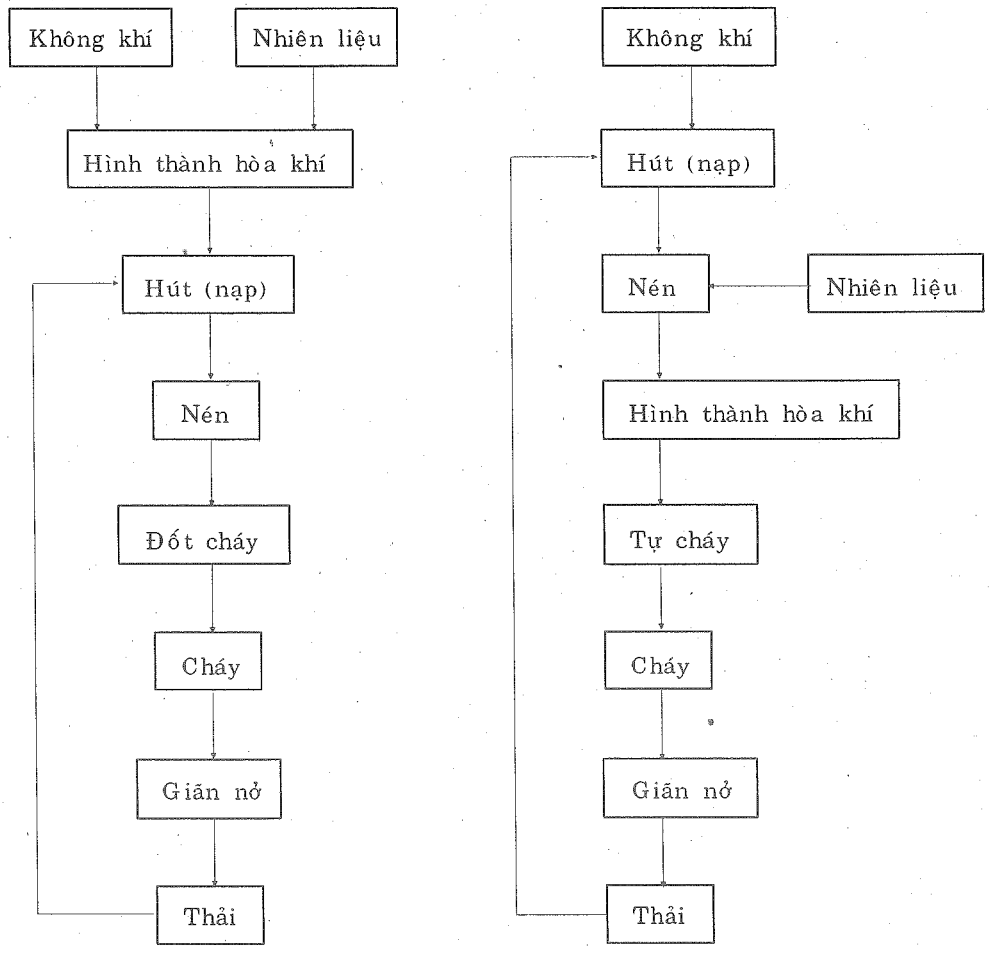
- Động cơ máy bay.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Động cơ dùng trong máy nông nghiệp, máy xây dựng, máy làm đường, các máy móc của trang thiết bị quân sự.

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

– Thay đổi môi chất (môi chất là chất môi giới được sử dụng trong động cơ nhiệt, để thực hiện việc chuyển đổi năng lượng nhiệt thành công cơ học, môi chất trong động cơ đốt trong gồm không khí, hơi nhiên liệu và sản vật cháy...) Cuối mỗi chu trình, phải xả hết khí thải (sản vật cháy) và nạp đầy môi chất mới (không khí hoặc hòa khí) vào xilanh để thực hiện chu trình mới, thay đổi môi chất gồm hai quá trình : thải và nạp.



Hình 1.4. Trình tự các quá trình của động cơ đốt trong
a) Động cơ hình thành hỗn hợp bên ngoài ;
b) Động cơ hình thành hỗn hợp bên trong.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- Hình thành hòa khí (hòa trộn nhiên liệu với không khí tạo thành hòa khí, làm thuận lợi cho quá trình cháy).

- Nén (nhằm làm tăng áp suất và nhiệt độ môi chất tạo điều kiện tốt để thực hiện quá trình cháy đồng thời giúp quá trình giãn nở sinh công được triệt để).

- Đốt hòa khí (hòa khí tự cháy nhờ nhiệt độ cao của môi chất hoặc được đốt cháy cưỡng bức nhờ tia lửa điện).

- Cháy và giãn nở (nhiên liệu bốc cháy nhờ ngọn lửa được hình thành sau khi đốt hòa khí hoặc sau khi tự cháy, tiếp theo môi chất giãn nở sinh công). Bảng 1-1 giới thiệu tóm tắt phân loại động cơ đốt trong đang sử dụng hiện nay theo đặc trưng của nguyên lý làm việc.

Các loại động cơ ghi trên bảng 1-1 đều có thể thực hiện các phương án sau :

a) Bốn kỳ hoặc hai kỳ

b) Tăng áp hoặc không tăng áp

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

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

Bảng 1-1

PHÂN LOẠI ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG THEO ĐẶC TRƯNG CỦA NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC

Loại động cơ		Phương pháp đốt hòa khí	Phương pháp hình thành hòa khí	Loại nhiên liệu	Phương pháp điều chỉnh	α	ε
Điêden	- Buồng cháy thống nhất	Tự cháy	Bên trong, cơ khí	Lỏng, nặng	Điều chỉnh chất	1,3 ÷ 1,9	13 ÷ 18
	- Buồng cháy dự bị		Bên trong, khí động			1,3 ÷ 1,8	13 ÷ 20
	- Buồng cháy xoáy lốc						
Động cơ ga - điêden			Kiểu hỗn hợp (trong và ngoài)	Khí và lỏng nặng		1,1 ÷ 1,6	12 ÷ 15
Phun nhiên liệu nhẹ Dùng bộ chế hòa khí Máy ga		Đốt cháy bằng tia lửa điện	Bên trong, cơ khí hoặc bên ngoài	Lỏng, nhẹ	Điều chỉnh lượng	0,85 ÷ 1,1	5 ÷ 10
			Bên ngoài	Khí	Điều chỉnh Hỗn hợp	0,95 ÷ 1,5	5,5 ÷ 10

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

1.4. ĐẠI CƯƠNG VỀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.4.1. THUẬT NGỮ VÀ ĐỊNH NGHĨA CƠ BẢN

Điểm chết

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

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

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

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

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

V_h - thể tích công tác là thể tích được tạo ra hoặc chèn mất của xilanh khi pittông chuyển dịch một hành trình :

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4}.S \qquad (1\text{-}1)$$

trong đó : D - đường kính xilanh ;
S - hành trình pittông.

Thể tích công tác V_h thường được đo bằng lít (l)

Thể tích toàn phần V_a sẽ là :

$$V_a = V_c + V_h \qquad (1\text{-}2)$$

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

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \qquad (1\text{-}3)$$

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

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

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

THƯ VIỆN HUFT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

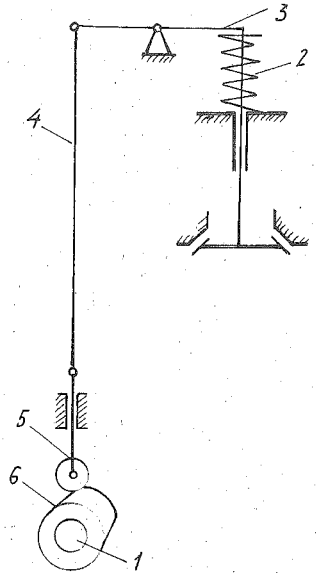
Khi hoạt động, các xilanh động cơ đều phải lặp đi lặp lại thực hiện các quá trình : hút (nạp), nén, cháy giãn nở và xả. Do đó tập hợp các quá trình trên tạo nên chu trình làm việc (chu trình công tác) của động cơ đốt trong.

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

1.4.2. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ BỐN KỲ

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

Cơ cấu phân phối khí (H 1.5) gồm có : cần bẩy 3, đũa đẩy 4, con đội 5 được vấu cam 6 của trục cam 1 điều khiển. Trục cam được dẫn động từ trục khuỷu. Số vòng quay của trục cam bằng $\frac{1}{2}$ số vòng quay trục khuỷu và các xupáp sẽ mở 1 lần khi trục cam quay 1 vòng (lúc ấy trục khuỷu quay hai vòng).



Hình 1.5. Cơ cấu phân phối khí dùng xupáp
1 – trục cam ; 2 – lò xo xupáp ; 3 – cần bẩy ; 4 – đũa đẩy ; 5 – con đội ; 6 – vấu cam.

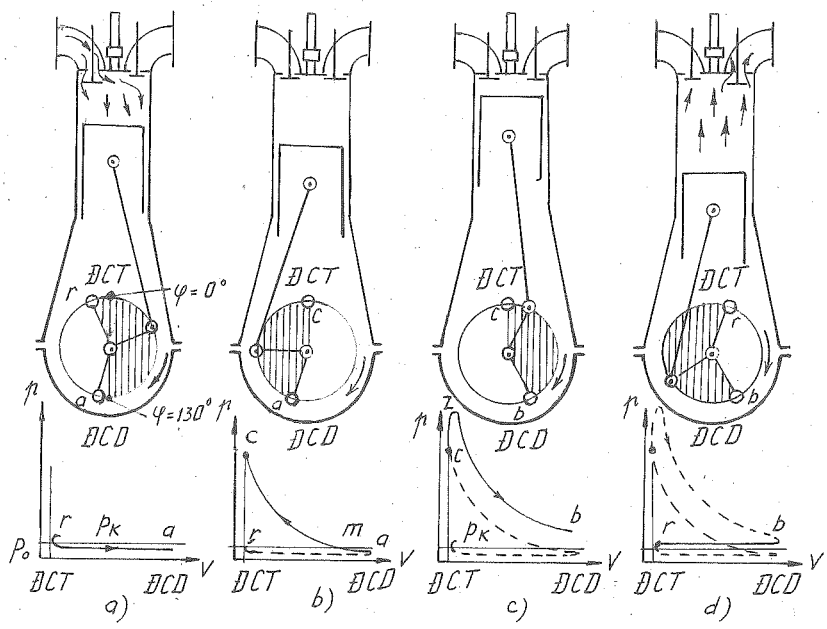
Động cơ đốt trong bốn kỳ các loại (hòa khí hình thành bên ngoài cũng như bên trong xilanh động cơ), chu trình làm việc đều gồm các quá trình : hút (nạp), nén, cháy giãn nở và thải, trong đó công có ích chỉ do quá trình cháy giãn nở thực hiện.

Chu trình làm việc của động cơ bốn kỳ được thực hiện như sau (hình 1.6) :

– Kỳ một – hút : đầu kỳ một, pittông còn nằm ở ĐCT. Lúc ấy trong thể tích V_c của buồng cháy, choán đầy khí sót (sản vật cháy) do chu trình trước để lại, áp suất khí sót hơi cao hơn áp suất khí trời. Trên đồ thị công, vị trí bắt đầu kỳ một tương ứng với điểm r (hình 1.6 a). Khi trục khuỷu quay (theo chiều mũi tên), thanh truyền làm cho pittông chuyển dịch từ ĐCT xuống ĐCD, cơ cấu phân phối khí mở thông đường qua xupáp nạp, nối không gian bên trên pittông với đường ống nạp.

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 1.6. Sơ đồ các quá trình làm việc và đồ thị công p–V của động cơ điêden bốn kỳ
a) Kỳ 1 – hút ; b) Kỳ 2 – nén ; c) Kỳ 3 – cháy và giãn nở ; d) Kỳ 4 – thải.

Trên đồ thị công (hình 1.6a), kỳ nạp được thể hiện qua đường ra. Áp suất môi chất trên đường nạp có thể bằng áp suất khí trời $p_k \approx 0{,}1$MPa (động cơ không tăng áp) hoặc lớn hơn áp suất khí trời tùy thuộc ở mức độ tăng áp ($p_k = 0{,}13 \div 0{,}35$ MPa trong động cơ tăng áp). Sử dụng tăng áp sẽ làm tăng mật độ môi chất trên đường nạp và nhờ đó làm tăng lượng môi chất mới nạp vào động cơ trong quá trình hút so với động cơ không tăng áp. Việc tăng lượng môi chất mới nạp vào xilanh động cơ trong quá trình hút sẽ làm tăng công của chu trình và công suất động cơ, nhưng sẽ làm tăng áp suất và nhiệt độ môi chất trong chu trình.

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

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

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ
TRƯỜNG Đ.H KINH DOANH VÀ CÔNG NGHỆ HÀ NỘI
THƯ VIỆN

Như vậy trong kỳ hai, bên trong xilanh, chủ yếu thực hiện quá trình nén môi chất. Ngoài ra ở đầu kỳ nén còn thực hiện việc nạp thêm và cuối kỳ thì bắt đầu đốt cháy hòa khí hoặc phun nhiên liệu. Trên đồ thị công (hình 1.6 b) kỳ hai được thể hiện qua đường ac.

– Kỳ ba – cháy và giãn nở, được thực hiện khi pittông đi từ ĐCT xuống ĐCD (hình 1.6 c).

Đầu kỳ ba số hòa khí nạp vào xilanh hoặc được chuẩn bị ở cuối kỳ ba được bốc cháy nhanh. Do có một nhiệt lượng lớn được nhả ra, khiến áp suất và nhiệt độ môi chất tăng mạnh, mặc dù thể tích xilanh đã tăng lên chút ít (đường cz trên đồ thị công). Dưới tác dụng đẩy của lực do áp suất môi chất tạo ra, pittông tiếp tục được đẩy xuống thực hiện quá trình giãn nở của môi chất trong xilanh. Trong quá trình giãn nở môi chất đẩy pittông sinh công, do đó kỳ ba còn được gọi là hành trình công tác (sinh công). Trên đồ thị công kỳ ba được thể hiện qua đường czb (hình 1.6c).

– Kỳ bốn – xả : trong kỳ bốn thực hiện quá trình xả sạch khí thải ra khỏi xilanh (hình 1.6 d). Pittông chuyển dịch từ ĐCD lên ĐCT đẩy khí thải từ xilanh qua xupáp xả đang mở vào ống thải. Do áp suất môi chất trong xilanh cuối kỳ cháy giãn nở còn khá cao nên xupáp xả phải bắt đầu mở ở cuối kỳ giãn nở khi pittông còn cách ĐCD khoảng 40 ÷ 60^{o} góc quay trục khuỷu. Nhờ đó giảm được lực cản đối với chuyển động của pittông trong kỳ xả và cải thiện việc quét sạch khí thải ra khỏi xilanh động cơ. Trên đồ thị công, kỳ bốn được thể hiện qua đường br (hình 1.6 d).

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

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

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

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

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

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

Hình 1.7 giới thiệu sơ đồ pha phân phối khí của động cơ 4 kỳ, trong đó : O – là tâm quay của trục khuỷu. Các tia xuất phát từ tâm quay, đánh dấu vị trí của khuỷu trục, ví dụ :

01 – vị trí mở xupáp nạp ;

02 – vị trí đóng xupáp nạp ;

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

03' – vị trí ĐCT ;

05 – vị trí mở xupáp xả ;

06 – vị trí đóng xupáp xả.

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

φ_1 – góc mở sớm xupáp nạp ;

φ_2 – góc đóng muộn xupáp nạp ;

φ_{1-2} – thời gian mở xupáp nạp ;

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

φ_{2-3} – thời gian quá trình nén ;

φ_4 – vị trí cuối quá trình cháy ;

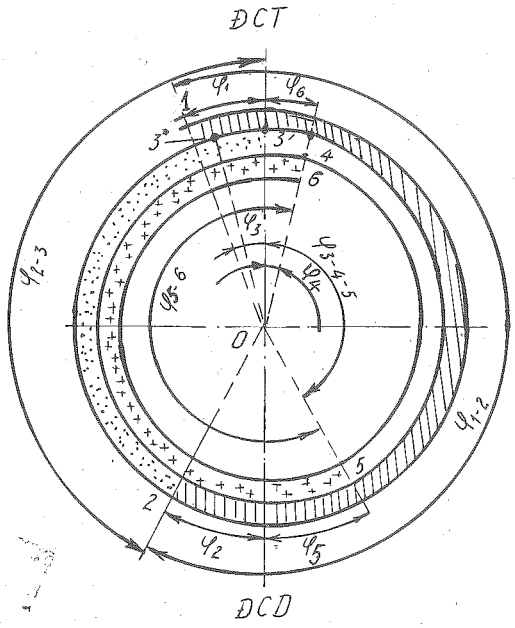
φ_5 – góc mở sớm xupáp xả ;

φ_{3-4-5} – thời gian quá trình cháy, giãn nở ;

φ_6 – góc đóng muộn xupáp xả ;

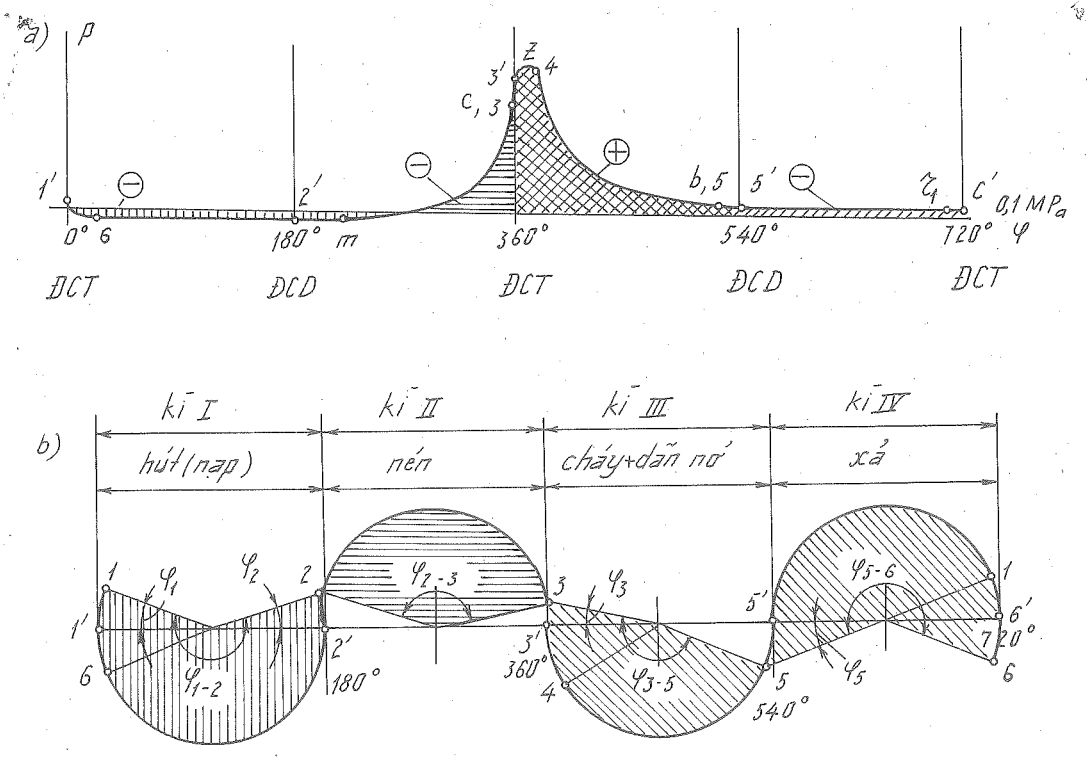
φ_{5-6} – thời gian quá trình thải ;

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



Hình 1.7. Sơ đồ pha phân phối khí của động cơ bốn kỳ.

Trên hình 1.8a giới thiệu đồ thị công khai triển p–φ của động cơ bốn kỳ. Hình 1.8b giới thiệu đồ thị khai triển của pha phân phối khí động cơ bốn kỳ.



Hình 1.8. Đồ thị công khai triển p–φ (a) và đồ thị phân phối khí khai triển (b)
1', 3', 6' – vị trí ĐCT ; 2', 5' – vị trí ĐCD.

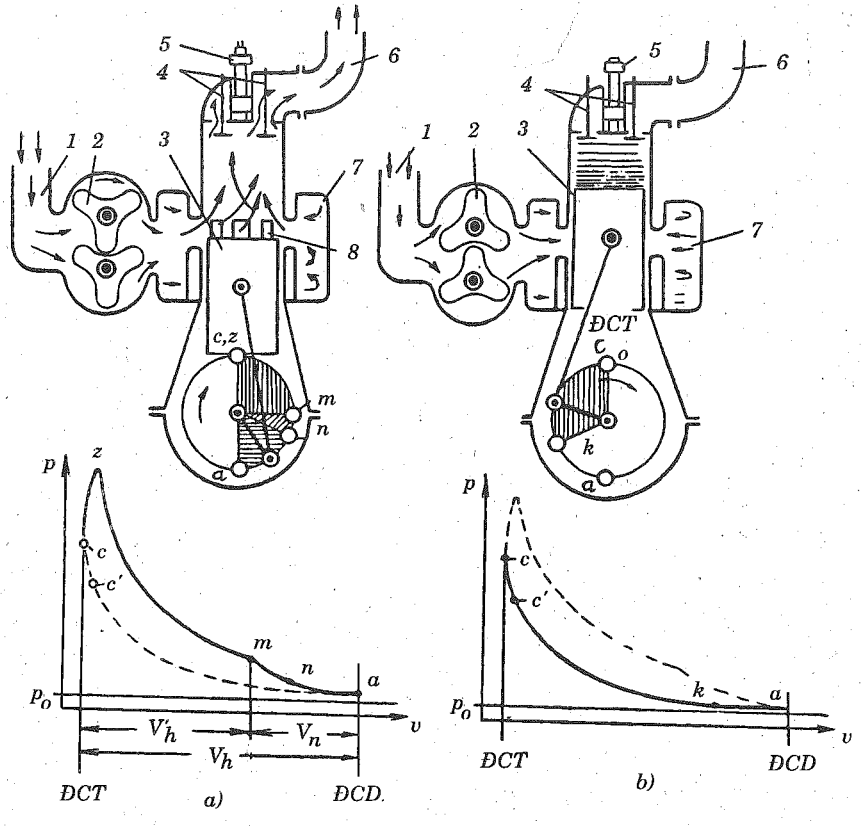
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

1.4.3. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ HAI KỲ

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

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

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



Hình 1.9. Sơ đồ hoạt động của động cơ hai kỳ quét thẳng qua xupáp xả.
a) Kỳ một : cháy – giãn nở, xả, quét ; b) Kỳ hai : xả, quét, nén, phun nhiên liệu ;
1 – ống hút ; 2 – bơm khí quét ; 3 – pittông ; 4 – xupáp xả ;
5 – vòi phun ; 6 – ống thải ; 7 – không gian chứa khí quét ; 8 – cửa quét.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình 1.9 giới thiệu sơ đồ hoạt động của động cơ điêden hai kỳ quét thẳng qua xupáp xả. Phần cấu tạo đặc biệt của động cơ có :

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

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

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

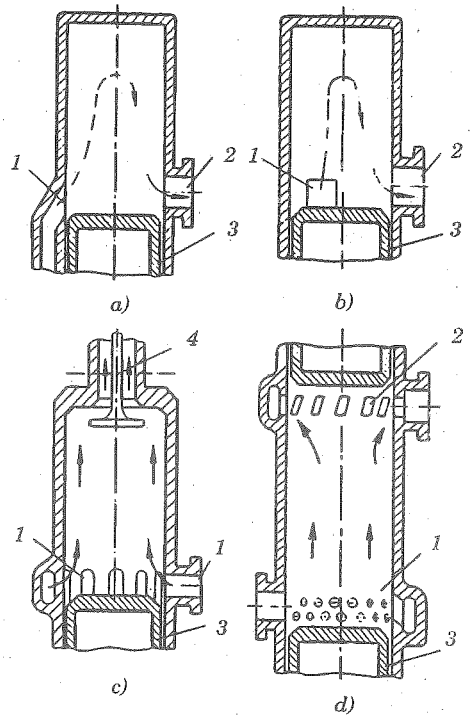
– Kỳ một : Giãn nở tương ứng với hành trình pittông từ ĐCT xuống ĐCD. Trong xilanh vừa mới thực hiện quá trình cháy (đường cz của đồ thị công) và bắt đầu quá trình giãn nở tức là thực hiện quá trình công tác (sinh công). Khi pittông sắp mở cửa quét thì xupáp xả 4 được mở trước, sản vật cháy bắt đầu từ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

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

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

Như vậy trong thời gian của kỳ hai, trong xilanh thực hiện các quá trình sau : kết thúc các quá trình thải, quét và nạp đầy môi chất mới vào xilanh ở đầu hành trình, sau đó thực hiện quá trình nén.

Khác với động cơ bốn kỳ, trong động cơ hai kỳ không có các kỳ nạp và xả riêng, các



Hình 1.10. Các phương án quét thải
a) Quét vòng – cửa khí đặt ngang theo hướng song song ; b) Quét vòng cửa khí đặt ngang theo hướng lệch tâm ; c) Quét thẳng qua xupáp xả ; d) Quét thẳng qua cửa xả dùng pittông đối đỉnh ; 1 – cửa quét ; 2 – cửa xả ; 3 – pittông ; 4 – xupáp xả.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

kỳ này đòi hỏi một vòng quay trục khuỷu. Ở động cơ hai kỳ, quá trình thay đổi môi chất được thực hiện trên đoạn nhỏ của các kỳ chính, cuối kỳ giãn nở và đầu kỳ nén.

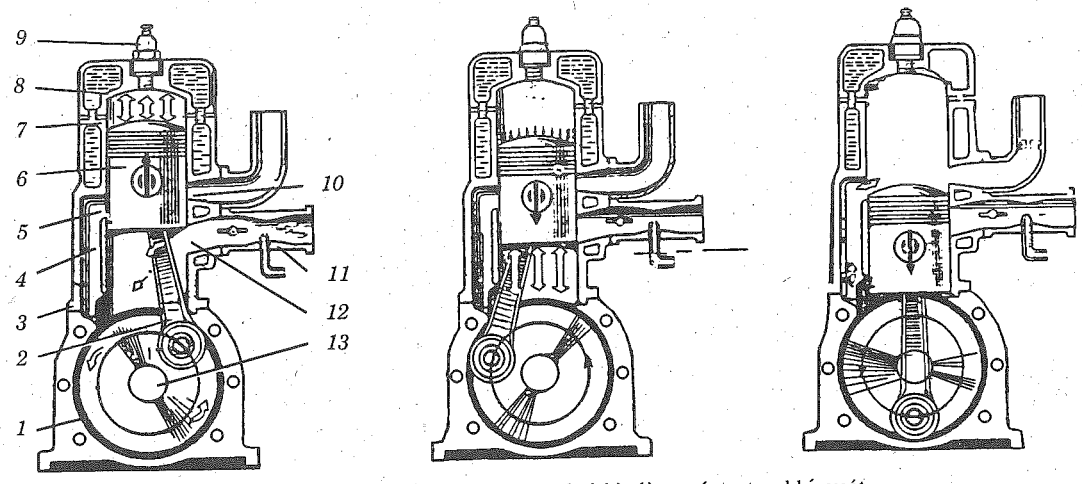
Phương án quét thẳng qua xupáp xả vừa giới thiệu, không phải là phương án duy nhất (hình 1.9). Trong động cơ hai kỳ còn sử dụng nhiều phương án khác của sơ đồ thay đổi môi chất (hình 1.10).

Phương án quét vòng, cửa khí đặt ngang theo hướng song song (hình 1.10a) đã đơn giản hóa cấu tạo động cơ so với phương án đã nghiên cứu (không có xupáp và cơ cấu dẫn động xupáp), nhưng làm giảm chất lượng thay đổi môi chất và mất nhiều môi chất mới đi ra đường thải.

Phương án quét vòng, cửa khí đặt ngang theo hướng lệch tâm (hình 1.10b) giảm được lượng môi chất mới lọt ra đường thải, ngoài ra còn tạo ra chuyển động quay của môi chất mới vào xilanh làm cho nhiên liệu và không khí được hòa trộn tốt hơn. Các phương án này được dùng trên động cơ hai kỳ của xe máy hoặc động cơ ô tô.

Phương án quét thẳng dùng trong động cơ pittông đối đỉnh, trong đó một pittông điều khiển cửa quét còn pittông kia điều khiển cửa thải, có thể đạt chất lượng cao về thay đổi môi chất (hình 1.10d).

Trong động cơ hai kỳ có thể dùng không gian cácte làm thiết bị tạo khí quét được gọi là động cơ dùng cácte tạo khí quét, trong đó cácte được dùng làm bơm tạo khí



Hình 1.11. Sơ đồ động cơ xăng hai kỳ dùng cácte tạo khí quét
1 – không gian cácte ; 2 – thanh truyền ; 3 – đường nối thông không gian bên dưới pittông với đường dẫn khí quét ; 4 – đường dẫn khí quét ; 5 – cửa quét ; 6 – pittông ; 7 – xilanh ; 8 – nắp xilanh ; 9 – nến điện ; 10 – cửa xả ; 11 – bộ chế hòa khí ; 12 – cửa hút ; 13 – trục khuỷu.

quét. Khi pittông đi từ ĐCD lên ĐCT sẽ làm tăng không gian bên dưới pittông khiến áp suất ở đây thấp hơn áp suất khí trời (có độ chân không). Nhờ đó không khí ngoài môi trường được hút trực tiếp (động cơ điêden) hoặc qua bộ chế hòa khí (động cơ xăng) đi vào không gian cácte khi pittông mở cửa hút 12, (hình 1.11). Trong hành trình ngược lại (pittông từ ĐCT xuống ĐCD), pittông nén môi chất mới trong cácte trước khi mở cửa quét. Sau khi cửa quét mở môi chất mới được đẩy vào xilanh thực hiện quá trình quét và nạp đầy xilanh. Hình 1.12 giới thiệu sơ đồ phân phối khí của phương án quét vòng, vị trí đóng và mở các cửa quét và cửa thải đối xứng qua ĐCD.

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

THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trong động cơ hai kỳ một phần hành trình S_n dùng để thay đổi môi chất, sẽ không thực hiện quá trình sinh công. Do đó thể tích công tác thực tế của xilanh V_h' khi pittông từ k đi lên ĐCT (hình 1.9b) sẽ là :

$$V_h' = V_h - V_n \qquad (1\text{-}4)$$

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

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

$$\varepsilon' = \frac{V_h' + V_c}{V_c} \qquad (1\text{-}5)$$

Tỉ số nén hình học ε của động cơ hai kỳ có biểu thức giống như đối với động cơ bốn kỳ :

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

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

$$\Psi = \frac{V_n}{V_h} \qquad (1\text{-}6)$$

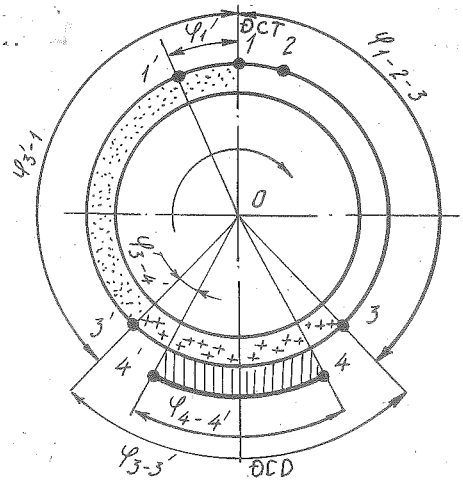
Trong động cơ hai kỳ $\Psi = 10 \div 38\%$.

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

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

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

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



Hình 1.12. Pha phân phối khí của động cơ 2 kỳ quét vòng
0–4' – vị trí đóng cửa quét ; 0–3' – vị trí đóng cửa thải ; 0–1' – vị trí bật tia lửa điện hoặc phun nhiên liệu ; 0–1– vị trí ĐCT ; 0–3 – vị trí mở cửa xả ; 0–4 – vị trí mở cửa quét.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 2

CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

2.1. NHẬN XÉT CHUNG VỀ CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG

2.1.1. ĐẶC ĐIỂM CỦA CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG

Quá trình chuyển biến từ nhiệt năng (do hóa năng của nhiên liệu khi cháy tạo ra) thành công (cơ năng) của động cơ đốt trong rất phức tạp. Trước tiên muốn hoạt động liên tục động cơ phải không ngừng thải sản vật cháy và nạp đầy môi chất mới vào xilanh theo chu kỳ. Khi động cơ hoạt động, tồn tại rất nhiều tổn thất trung gian như : tổn thất do nhiên liệu cháy không kiệt, không kịp thời, tổn thất do tản nhiệt cho môi chất làm mát, tổn thất cho hút và thải môi chất (tổn thất bơm khí)... Như vậy chu trình làm việc của động cơ đốt trong thực tế là chu trình hở không thuận nghịch, rất phức tạp khiến cho việc nghiên cứu các quá trình của chu trình trên gặp nhiều khó khăn, rất khó đánh giá mức độ tốt xấu của mỗi quá trình và không nêu được một hướng rõ ràng nhằm nâng cao hiệu suất và công suất động cơ. Để cho việc nghiên cứu được thuận tiện dễ dàng, người ta đã thay các quá trình phức tạp trên bằng các quá trình có dạng đơn giản hơn, nhưng vẫn sát với các quá trình thực tế, bằng cách tạm lược bỏ những hiện tượng và những tổn thất năng lượng có tính chất thứ yếu, xuất hiện trong chu trình làm việc thực tế.

Cách làm trên cho ta chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong, đó là một chu trình kín, thuận nghịch trong đó không có một tổn thất năng lượng phụ nào ngoài tổn thất do nhả nhiệt cho nguồn lạnh đã được quy định theo định luật II nhiệt động. Đặc điểm chính của chu trình lý tưởng là :

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

- Lượng môi chất dùng trong chu trình cố định, không thay đổi. Trong chu trình không có các quá trình thay đổi môi chất (thải sạch sản vật cháy và nạp đầy môi chất mới vào xilanh), vì vậy cũng không có những tổn thất do các quá trình này gây ra.

- Các quá trình nén và giãn nở là những quá trình đoạn nhiệt, không có tổn thất nhiệt đối với môi trường xung quanh.

- Quá trình cháy được thay bằng quá trình cấp nhiệt lượng Q_1 từ nguồn nóng trong điều kiện đẳng tích (V = const), đẳng áp (p = const) hoặc hỗn hợp (một phần đẳng tích và một phần đẳng áp), và quá trình nhả nhiệt cho nguồn lạnh qua khí thải, được thay thế bằng quá trình nhả nhiệt từ môi chất tới nguồn lạnh trong điều kiện đẳng tích hoặc đẳng áp.

Những giả thiết trên rất gần gũi với các quá trình của động cơ thực tế. Quá trình cấp nhiệt đẳng tích rất gần gũi với quá trình cháy của động cơ xăng, máy ga, đốt

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

cháy cưỡng bức bằng tia lửa điện, vì hòa khí đã được hòa trộn đều, có áp suất và nhiệt độ lớn ở cuối kỳ nén, sau khi bật tia lửa điện khối hòa khí này sẽ bốc cháy nhanh tới mức pittông chưa kịp chuyển dịch (V = const).

Quá trình cấp nhiệt đẳng áp rất gần với quá trình cháy của động cơ phun nhiên liệu nhờ khí nén và động cơ điêden cỡ lớn tăng áp cao, vì trong các loại động cơ này việc phun tơi nhiên liệu vào xilanh động cơ được thực hiện rất chậm để nhiên liệu được cháy kiệt, ngoài ra đối với động cơ tăng áp cao còn để hạn chế áp suất cực đại của chu trình, vì vậy, quá trình cháy chậm được coi là đẳng áp. Quá trình nhiệt đẳng áp cũng gần gũi với tua bin khí vì quá trình cháy liên tục trong buồng cháy của tua bin trong điều kiện đẳng áp.

Quá trình cấp nhiệt hỗn hợp rất gần với tuyệt đại bộ phận động cơ điêden hiện đại, trong đó phần nhiên liệu phun trước tiên vào xilanh đã kịp thời hòa trộn với oxy trong buồng cháy để cháy nhanh (đẳng tích) còn phần nhiên liệu phun muộn hơn do phải có thời gian để gặp gỡ hòa trộn với oxy thừa trong buồng cháy nên quá trình cháy sẽ chậm hơn (giai đoạn đẳng áp).

Quá trình nhả nhiệt đẳng tích gần với các loại động cơ đốt trong pittông vì khi mới mở xupáp thải (động cơ 4 kỳ và 2 kỳ quét thẳng) hoặc mở cửa thải (các động cơ 2 kỳ), khí thải do chênh áp lớn, thoát ra môi trường rất nhanh nhả nhiệt cho nguồn lạnh trong điều kiện hầu như đẳng tích (phần lớn sản vật cháy nhả cho môi trường ở giai đoạn này).

- Nhả nhiệt đẳng áp rất gần với tua bin khí và các loại tua bin phản lực, quá trình nhả nhiệt này được thực hiện ở điều kiện áp suất không đổi và bằng áp suất khí trời.

2.1.2. CÁC CHỈ TIÊU CHỦ YẾU CỦA CHU TRÌNH

Các chỉ tiêu chủ yếu của chu trình được thể hiện trên hai mặt : tính kinh tế và tính hiệu quả.

1. Tính kinh tế của chu trình được thể hiện qua hiệu suất nhiệt η_t, đó là tỉ số giữa lượng nhiệt đã được chuyển thành công và số nhiệt cấp cho môi chất trong chu trình :

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

trong đó : L_t (J/chu trình) – công do môi chất tạo ra trong một chu trình ;

Q_1 (J/chu trình) – nhiệt do nguồn nóng cấp cho môi chất trong một chu trình ;

Q_2 (J/chu trình) – nhiệt do môi chất nhả cho nguồn lạnh trong một chu trình.

Rõ ràng : $L_t = Q_1 - Q_2$

2. Tính hiệu quả của chu trình được thể hiện qua áp suất trung bình p_t của chu trình, về thực chất đó là tỉ số giữa công của chu trình và thể tích công tác của chu trình :

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

trong đó : $V_h = V_{max} - V_{min}$, (m^3) – thể tích công tác của chu trình ;

V_{max}, (m^3) – thể tích lớn nhất của chu trình (thể tích toàn phần) hoặc thể tích lớn nhất của kỳ nén ;

V_{min}, (m^3) – thể tích nhỏ nhất của chu trình (thể tích buồng cháy).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

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

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

Chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong pitông được chia thành ba loại dựa theo đặc trưng cấp nhiệt Q_1 từ nguồn nóng cho môi chất (quá trình nhả nhiệt từ môi chất cho nguồn lạnh Q_2 đều là nhả nhiệt đẳng tích), đó là :

1. Chu trình đẳng tích - nguồn nóng cấp nhiệt Q_1 cho môi chất trong điều kiện V = const.

2. Chu trình đẳng áp - nguồn nóng cấp nhiệt Q_1 cho môi chất trong điều kiện p = const.

3. Chu trình hỗn hợp - nguồn nóng cấp nhiệt Q_1 cho môi chất, một phần Q_{1v} trong điều kiện đẳng tích, còn lại Q_{1p} cấp trong điều kiện đẳng áp ($Q_1 = Q_{1v} + Q_{1p}$).

Động cơ đốt trong pittông thường liên kết với bộ tăng áp tua bin khí (gồm tua bin và máy nén khí) thành bộ động cơ tăng áp tua bin khí. Như vậy quá trình nén một phần được nén trong máy nén phần còn lại được nén trong động cơ, còn quá trình giãn nở một phần giãn nở trong động cơ, còn một phần giãn nở trong tua bin. Phần cấp nhiệt cho môi chất được thực hiện trong xilanh động cơ còn phần nhả nhiệt cho nguồn lạnh được thực hiện trong tua bin.

Để tiện cho việc nghiên cứu các chu trình lý tưởng của từng loại động cơ cụ thể trước hết ta hãy nghiên cứu chu trình lý tưởng tổng quát, trong đó bao gồm các quá trình đặc trưng cho hầu hết các loại động cơ đốt trong hiện có. Như vậy mỗi chu trình lý tưởng của một động cơ cụ thể nào đó chỉ là những trường hợp riêng được suy từ chu tình tổng quát theo sự ràng buộc của trường hợp cụ thể.

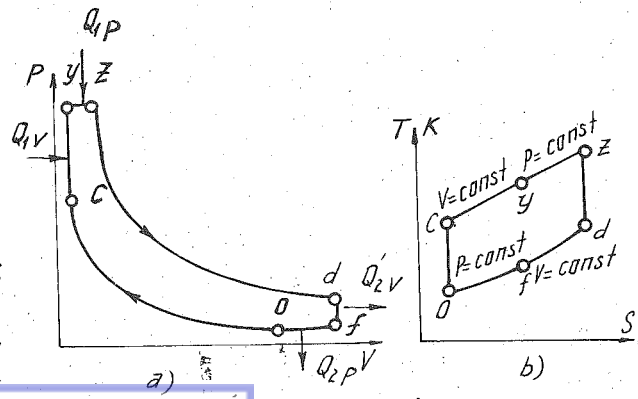
2.2. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG TỔNG QUÁT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Chu trình lý tưởng tổng quát của động cơ đốt trong được thể hiện trên hai đồ thị : p-V (hình 2.1a) và T-S (hình 2.1b) gồm các quá trình sau :

- Nén đoạn nhiệt oc - đặc trưng cho các loại động cơ đốt trong, máy nén khí.

- Cấp nhiệt đẳng tích cy - đặc trưng cho động cơ hình thành hòa khí bên ngoài, và đốt cưỡng bức, nhờ tia lửa điện ; một phần cấp nhiệt trong động cơ điêden hiện đại.

- Cấp nhiệt đẳng áp yz - một phần cấp nhiệt đặc trưng cho động cơ điêden hiện



Hình 2.1. Chu trình lý tưởng tổng quát của động cơ đốt trong
a) Đồ thị p-V ; b) Đồ thị T-S.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

đại ; toàn quá trình đặc trưng cho động cơ điêden phun nhiên liệu nhờ khí nén, động cơ điêden tăng áp cao và tua bin khí.

- Giãn nở đoạn nhiệt zd - đặc trưng cho các loại động cơ đốt trong và tua bin khí.
- Nhả nhiệt đẳng tích df - đặc trưng cho động cơ đốt trong pittông.
- Nhả nhiệt đẳng áp fo - đặc trưng cho tua bin khí.

Tỷ số giữa áp suất hoặc giữa thể tích trên hai điểm đặc trưng của đồ thị được thể hiện qua các giá trị sau :

- Tỷ số nén $\varepsilon = \frac{V_o}{V_c}$ (V_o và V_c - thể tích bắt đầu và cuối quá trình nén).

- Tỷ số tăng áp khi cháy : $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ (p_z - áp suất cực đại khi cháy ; p_c - áp suất cuối quá trình nén).

- Tỷ số giãn nở khi cháy : $\rho = \frac{V_z}{V_c}$

(V_z - thể tích cuối quá trình cấp nhiệt ;
V_c - thể tích đầu quá trình cấp nhiệt hoặc cuối quá trình nén).

- Tỷ số giãn nở sau khi cháy : $\delta = \frac{V_d}{V_z}$ (V_d - thể tích cuối quá trình giãn nở).

- Tỷ số giảm áp khi nhả nhiệt : $\sigma = \frac{p_d}{p_f}$ (p_d - áp suất cuối quá trình giãn nở ;

($p_f = p_o$ - áp suất cuối quá trình nhả nhiệt cho nguồn lạnh).

Nếu gọi M là số kmol (kilômol) môi chất có trong chu trình, sẽ được :

$$Q_1 = Q_{1v} + Q_{1p} = [mC_v(T_y - T_c) + mC_p(T_z - T_y)].M$$

$$Q_2 = Q_{2v} + Q_{2p} = [mC_v(T_d - T_f) + mC_p(T_f - T_o)].M$$

trong đó : mC_v, mC_p (J/kmol.độ) - nhiệt dung riêng đẳng tích và đẳng áp của 1 kmol môi chất.

Thay giá trị của Q_1 và Q_2 vào (2-1), qua ước lược sẽ được :

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_d - T_f) + k(T_f - T_o)}{(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)} \qquad (2\text{-}3)$$

trong đó : $k = \frac{mC_p}{mC_v}$ - là chỉ số đoạn nhiệt.

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

- Quá trình nén đoạn nhiệt : $T_c = T_o \left(\frac{V_o}{V_c}\right)^{k-1} = T_o \cdot \varepsilon^{k-1}$;

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

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

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

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

- Quá trình đẳng tích :

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

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

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.\frac{\rho.\lambda^{\frac{1}{k}}(\sigma - 1) + k(\rho\lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}})}{\sigma^{\frac{1}{k}}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \qquad (2\text{-}4)$$

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

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

$$p_t = \frac{L_t}{V_f - V_c} \quad \text{hoặc} \quad p_t = \frac{L_t}{V_o - V_c}\ (N/m^2) \qquad (2\text{-}5)$$

trong đó : V_f, V_c, V_o tính theo m^3.

Đã biết :

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

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

$$L_t = mC_v.T_oM\left\{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] - [\rho\lambda^{\frac{1}{k}}(\sigma^{\frac{k-1}{k}} - \frac{1}{\sigma^{\frac{1}{k}}}) + k(\rho\lambda^{\frac{1}{k}}\frac{1}{\sigma^{\frac{1}{k}}} - 1)]\right\} \qquad (2\text{-}6)$$

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

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

Do : $p_f = p_o$ và $p_c = p_o.\varepsilon^k$, thay các giá trị đã biết vào biểu thức trên sẽ được :

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

Thay L_t và $(V_f - V_c)$ tìm được vào (2-5), sau đó chỉnh lý sẽ được :

$$p_t = \frac{\varepsilon p_o}{R} \cdot mC_v \cdot \frac{\sigma^{\frac{1}{k}}[(\lambda-1) + k\lambda(\rho-1)]\varepsilon^{k-1} - [\rho\lambda^{\frac{1}{k}}(\sigma-1) + k(\rho\lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}})]}{\varepsilon\rho\lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}}}$$

Do : $\frac{mC_v}{R} = \frac{mC_v}{mC_p - mC_v} = \frac{1}{k-1}$, nên :

$$p_t = \frac{\varepsilon\, p_o}{k-1} \cdot \frac{\sigma^{\frac{1}{k}}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho-1)]\varepsilon^{k-1} - [\rho\lambda^{\frac{1}{k}}(\sigma-1) + k(\rho\lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}}]}{\varepsilon.\rho.\lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}}} \qquad (2\text{-}7)$$

Từ (2-4), ta được :

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

Thay vào (2-7), sẽ được biểu thức thứ hai của p_t như sau :

$$p_t = \frac{\varepsilon^k.\, p_o}{k-1} \cdot \frac{\eta_t.\,\sigma^{\frac{1}{k}}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho-1)]}{\varepsilon.\rho.\lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}}} \qquad (2\text{-}8)$$

Từ (2-8) thấy rằng, p_t sẽ càng cao nếu ε, η_t, p_o càng lớn. Cũng như đối với η_t, sẽ nghiên cứu cụ thể từng trường hợp sau này về sự ảnh hưởng của các thông số λ, ρ, σ và k tới p_t.

2.3. CHU TRÌNH CẤP NHIỆT HỖN HỢP

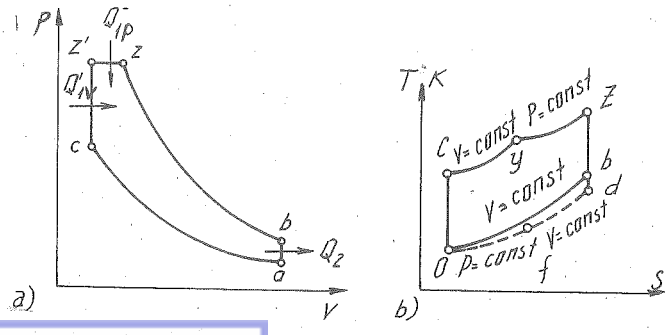
Đồ thị p-V và T-S dùng cho chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp của động cơ đốt trong được giới thiệu trên hình 2.2.

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

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

- Quá trình đẳng tích :

$$\sigma = \frac{p_b}{p_o} = \frac{T_b}{T_o} = \lambda^{\frac{1}{k}}.\rho.\sigma^{\frac{k-1}{k}}$$



Hình 2.2. Chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp
a) Đồ thị p-V ; b) Đồ thị T-S.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

hoặc $$\sigma = \lambda\rho^k \qquad (2\text{-}9)$$

Thay (2–9) vào (2–4) sẽ được :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \qquad (2\text{-}10)$$

Thay (2–9) vào (2–6), (2–7) và (2–8) sẽ tìm được :

$$L_t = mC_vT_oM\left\{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] - (\lambda\rho^k - 1)]\right\} \qquad (2\text{-}11)$$

hoặc :

$$L_t = mC_vT_oM.\varepsilon^{k-1}\eta_t[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \qquad (2\text{-}12)$$

và

$$p_t = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{k - 1}\left\{[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]\varepsilon^{k-1} - (\lambda\rho^k - 1)\right\} \qquad (2\text{-}13)$$

hoặc

$$p_t = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{k - 1}\eta_t[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \qquad (2\text{-}14)$$

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

$$Q_1 = Q_{1v} + Q_{1p} = M[mC_v(T_y - T_c) + mC_p(T_z - T_y)]$$

$$= mC_v.T_o.\varepsilon^{k-1}.M[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \qquad (2\text{-}15)$$

Khi giữ Q_1 = const và T_o = const, các giá trị mC_v, ε, k, M đều không đổi, vì vậy :

$$\frac{Q_1}{mC_v.T_o.\varepsilon^{k-1}.M} = [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = A = \text{const} \qquad (2\text{-}16)$$

Các giá trị λ và ρ trong (2–16) đặc trưng cho giá trị các phần nhiệt lượng Q_{1v} và Q_{1p}.

Nếu gọi $A' = A.\varepsilon^{k-1}$ = const, thay vào (2–10) sẽ được :

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{A'} \qquad (2\text{-}17)$$

Từ biểu thức (2–16) tìm được :

$$\lambda = \frac{A + 1}{k(\rho - 1) + 1} \qquad (2\text{-}18)$$

Biểu thức (2–18) chỉ rằng nếu Q_1 và A là không đổi, thì sự thay đổi của λ sẽ làm ρ thay đổi theo. Ví dụ : tăng λ sẽ làm giảm ρ, nhưng khi đó hiệu suất của chu trình sẽ thay đổi ra sao ? Muốn biết điều đó chỉ cần xét giá trị $B = \lambda\rho^k$, nếu B tăng thì η_t sẽ giảm và ngược lại, muốn vậy phải xét dấu của $\frac{\partial B}{\partial \lambda}$:

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$\frac{\partial B}{\partial \lambda} = \rho^k + k\lambda\rho^{k-1}\frac{\partial \rho}{\partial \lambda} \qquad (2\text{-}19)$$

Vi phân toàn phần (2-16), được :

$$\partial\lambda + k\lambda\partial\rho + k(\rho - 1)\partial\lambda = 0$$

Từ đó tìm được : $\frac{\partial \rho}{\partial \lambda} = -\frac{1 + k(\rho - 1)}{k\lambda}$

Thay vào (2-19), sẽ được :

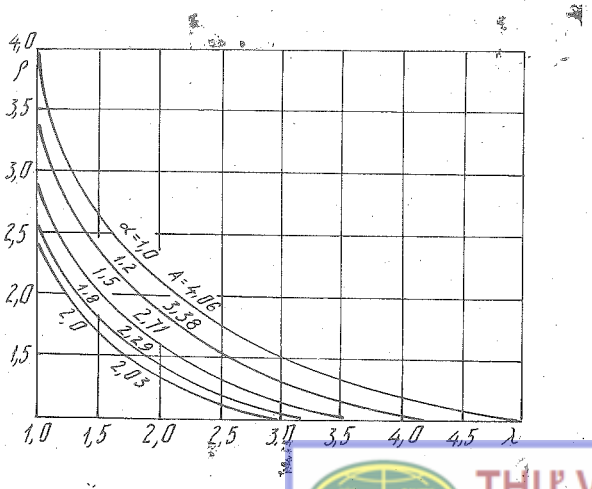
$$\frac{\partial B}{\partial \lambda} = \rho^k - \rho^{k-1} - k\rho^k + k\rho^{k-1}$$

$$= -\rho^{k-1}(k - 1)(\rho - 1) \qquad (2\text{-}20)$$

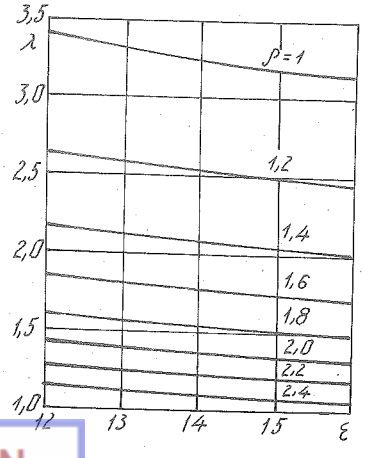
Trong biểu thức (2-20), các giá trị $k > 1$, $\rho \geq 1$ nên dấu của các thừa số là : $\rho^{k-1} > 0$; $(k - 1) > 0$; $(\rho - 1) \geq 0$ nên $\frac{\partial B}{\partial \lambda}$ có dấu âm, nghĩa là $B = \lambda\rho^k$ là nghịch biến theo λ. Nếu tăng λ sẽ làm cho $B = \lambda\rho^k$ giảm và theo (2-17) sẽ làm tăng η_t và ngược lại.

Như vậy trong điều kiện không thay đổi nhiệt lượng Q_1 cấp cho chu trình hỗn hợp, càng tăng λ, càng làm tăng η_t và ngược lại. Tuy nhiên càng tăng λ sẽ làm cho áp suất cực đại của chu trình tăng lên, làm tăng ứng suất các chi tiết trong cơ cấu khuỷu trục thanh truyền và các chi tiết bao kín buồng cháy động cơ.

Nếu đốt cháy kiệt 1kg nhiên liệu trong một chu trình, lúc ấy $Q_1 = Q_h$ (nhiệt trị thấp của nhiên liệu điêden $Q_h = 42.500$ kJ/kg) và $M = \alpha M_o$ (α - là hệ số thừa không khí ; M_o - số kmol không khí lý thuyết dùng để đốt kiệt 1kg nhiên liệu, nhiên liệu điêden $M_o \approx 0{,}496$ kmol/kg. Môi chất là khí lý tưởng nên $mC_v = 20{,}9$ kJ/kmol.độ ; nhiệt độ môi trường $T_o = 293$K, theo biểu thức (2-16) giá trị của A phụ thuộc vào α. Hình 2.3 giới thiệu mối quan hệ giữa λ và ρ với các giá trị khác nhau của A (tức là của α), với $\varepsilon = 14$ và $k = 1{,}4$. Hình 2.4 giới thiệu mối quan hệ giữa λ với ε (tức là $T_c = T_o.\varepsilon^{k-1}$) với các giá trị ρ khác nhau. Hình 2.5 là mối quan hệ giữa η_t của chu trình hỗn hợp và λ với các giá trị A và ρ khác nhau.



Hình 2.3. Mối quan hệ giữa λ và ρ với các giá trị khác nhau của A(α) khi $\varepsilon = 14$, $k = 1{,}4$, $T_o = 293$ K.



Hình 2.4. Quan hệ giữa λ và ε với các giá trị khác nhau của ρ khi A = 2,25.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

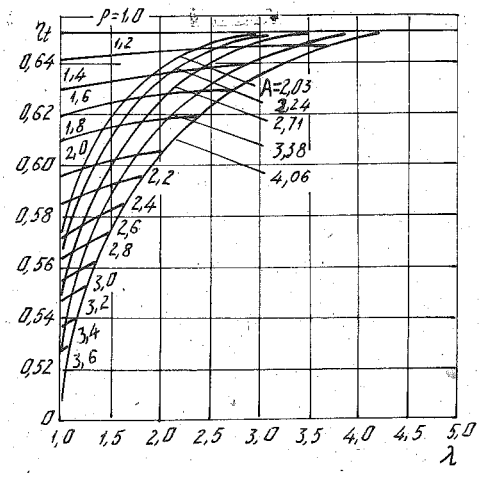
Từ những đồ thị trên thấy rằng : khi A = const thì η_t sẽ tăng, khi tăng λ (tăng phần cấp nhiệt đẳng tích) ; $\eta_t = \eta_{tmax}$ khi $\lambda = \lambda_{max}$ và $\rho = 1$ và $\eta_t = \eta_{tmin}$ khi $\lambda = 1$ và $\rho = \rho_{max}$.

Với ρ = const, nếu λ tăng do A tăng gây ra, cũng làm cho η_t tăng lên chút ít, vì lúc ấy đã làm tăng tương đối lượng nhiệt cấp trong quá trình đẳng tích.

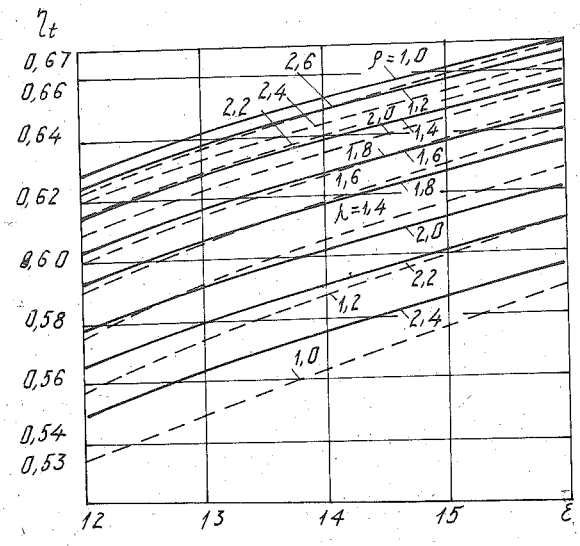
Hình 2.6 giới thiệu mối quan hệ giữa η_t của chu trình hỗn hợp và ε với các giá trị khác nhau của λ và ρ khi A = 2,25.

Hình 2.7 giới thiệu mối quan hệ giữa η_t của chu trình hỗn hợp và λ theo các giá trị ρ và ε khác nhau khi A = 2,25.

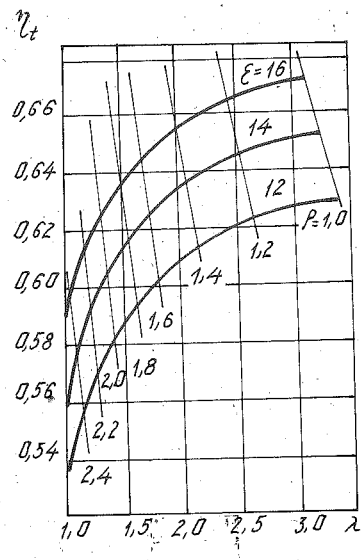
Từ những mối quan hệ trên thấy rằng : η_t của chu trình hỗn hợp sẽ tăng khi tăng ε, nhưng mức độ tăng η_t ở động cơ điêden (có $\varepsilon = 12 \div 20$) không nhanh như máy ga và động cơ xăng (có $\varepsilon = 5,5 \div 12$).



Hình 2.5. Quan hệ của η_t và λ với các giá trị khác nhau của A(α) và ρ khi ε = 14 ; k = 1,4 và T_o = 293 K.



Hình 2.6. Quan hệ giữa η_t và ε với các mạng đồng mức của ρ và λ khi A = 2,25.



Hình 2.7. Quan hệ giữa η_t và λ với các mạng đồng mức của ρ và ε khi A = 2,25.

Khi tăng ε từ 12 đến 16 và A = 2,25, η_t tăng khoảng 6,35% khi $\rho = 1$ và η_t tăng khoảng 10% khi $\lambda = 1$. Khi tăng ε tốc độ tăng của η_t tăng theo đường λ = const lớn hơn so với đường ρ = const (hình 2.6).

Hiệu suất η_t còn phụ thuộc vào chỉ số đoạn nhiệt k của môi chất (biểu thức 2–4) ; nhìn chung tăng k sẽ làm η_t tăng.

Chu trình lý tưởng của tất cả các loại động cơ điêden cao tốc hiện đại đều là chu trình cấp nhiệt hỗn hợp với sự phân phối khác nhau giữa λ và ρ và với các giá trị khác nhau của α. Những vấn đề trên phụ thuộc vào cấu tạo, kiểu loại và chế độ làm việc của động cơ.

Từ các hình 2.4, 2.5, 2.6 thấy rằng :

Với $\varepsilon = 14$ và $\lambda = \lambda_{max}$, $\rho = 1$ thì $\eta_{tmax} = 0,652$

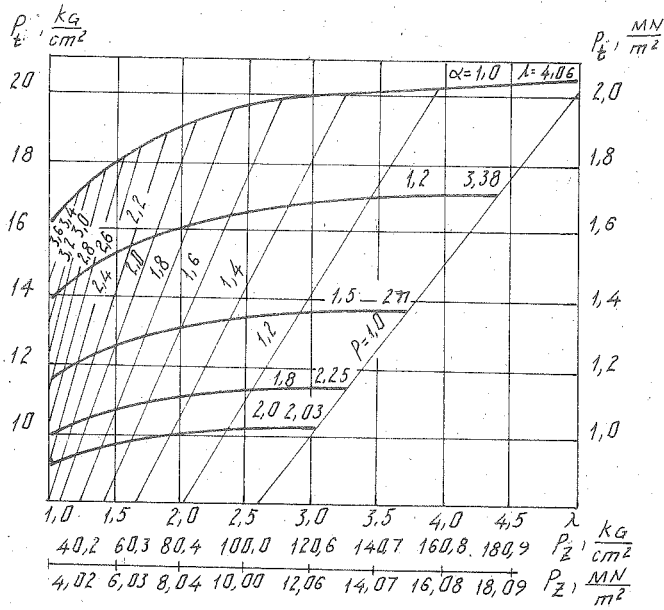
và với $\varepsilon = 16$ và $\lambda = \lambda_{max}$, $\rho = 1$ thì $\eta_{tmax} = 0,67$,

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

chúng không phụ thuộc vào lượng nhiệt cấp cho chu trình Q_1 (A hoặc α), trong khi đó trên động cơ điêden thực tế hiệu suất có ích lớn nhất η_{emax} thường vào khoảng 0,42. Như vậy các tổn thất phụ trong động cơ, kể cả tổn thất cơ giới của động cơ thực tế chiếm khoảng 23 - 25% lượng nhiệt đưa vào động cơ.

Hình 2.8 giới thiệu mối quan hệ giữa p_t và λ (hoặc p_z) với các giá trị đồng mức của A (α) và ρ khi $\varepsilon = 14$; $p_o = 0,1$ MPa, $k = 1,4$.

Hình 2.9 giới thiệu mối quan hệ giữa p_t và λ với các giá trị đồng mức về ε và ρ khi A = 2,25 ($\alpha = 1,8$).



Hình 2.8. Quan hệ giữa p_t và λ (hoặc p_z) với các giá trị đồng mức của A (hoặc α) và ρ, khi $p_o = 0,1$ MPa, $\varepsilon = 14$ và $k = 1,4$.

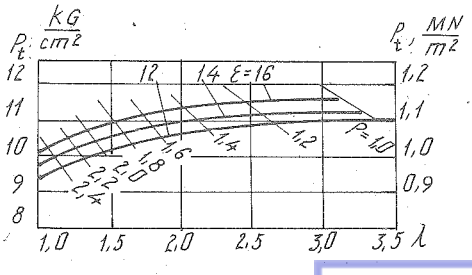
Nếu nhiệt lượng từ nguồn nóng cấp cho chu trình Q_1 không đổi (A = const) thì tăng λ sẽ làm p_t tăng theo mức tăng của η_t, nhưng việc tăng của p_t sẽ chậm đi đối với các chu trình gần sát với chu trình cấp nhiệt đẳng tích ($\rho \approx 1$).

Nếu tăng p_t bằng cách tăng λ sẽ làm cho áp suất cực đại p_z của chu trình tăng nhiều và làm tăng phụ tải trên cơ cấu khuỷu trục - thanh truyền của động cơ.

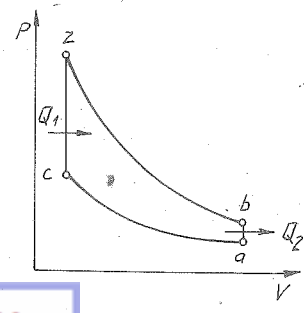
Khi λ = const ($p_y = p_z$ = const), nếu tăng ρ sẽ làm tăng p_t. Thí dụ : với $\lambda = 1,45$, nếu tăng ρ lên 25% (từ 1,6 tăng lên 2,0) sẽ làm cho p_t tăng lên 46% (từ 0,8 tăng lên 1,17 MPa).

Do đó muốn nâng cao p_t, tức là tăng tính hiệu quả của chu trình tốt nhất là tăng ρ và giữ $\lambda = \dfrac{p_z}{p_c}$ = const. Khi đó hiệu suất nhiệt η_t sẽ giảm chút ít, gây ảnh hưởng ít nhiều tới tính kinh tế của chu trình.

Nếu giữ Q_1 không đổi và tăng tỉ số nén ε thì p_t cũng tăng nhưng tăng chậm hơn so với η_t. Ví dụ : Khi tăng ε từ 12 lên 16 (tăng 33%) ở $\rho = 1,4$ = const, p_t sẽ tăng từ 1,09 đến 1,14 MPa ($\approx$ 4,5%) trong khi đó η_t (H.2.7) tăng từ 0,612 đến 0,656 ($\approx$ 6,6%).



Hình 2.9. Quan hệ giữa p_t và λ với các giá trị đồng mức của ε và ρ khi A = 2,25 ($\alpha = 1,8$).



Hình 2.10. Chu trình đẳng tích.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

2.4. CHU TRÌNH ĐẲNG TÍCH (V = const hoặc $\rho = 1$)

Chu trình đẳng tích (H. 2.10) là một trường hợp riêng của chu trình hỗn hợp, trong đó chỉ có cấp nhiệt đẳng tích mà không có cấp nhiệt đẳng áp. Trong điều kiện ấy V_z trùng với V_y ($V_z = V_y = V_c$) và $\rho = \frac{V_z}{V_y} = 1$. Đó là chu trình lý tưởng của động cơ hình thành hòa khí bên ngoài và đốt cháy cưỡng bức bằng tia lửa điện.

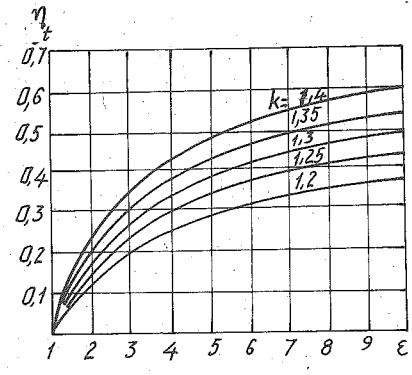
Thay $\rho = 1$ vào (2-10) sẽ được hiệu suất nhiệt η_t của chu trình đẳng tích :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \qquad (2\text{-}21)$$

Từ (2-21) thấy rằng hiệu suất nhiệt η_t của chu trình đẳng tích chỉ phụ thuộc vào tỉ số nén ε và chỉ số đoạn nhiệt k của môi chất (do tính chất của môi chất quyết định).

Trong (2-21) không xuất hiện λ, chứng tỏ lượng nhiệt Q_1 cấp cho chu trình (phụ tải của động cơ) không gây ảnh hưởng gì tới η_t.

Hình 2.11 giới thiệu mối quan hệ giữa η_t và ε với các giá trị k khác nhau. Từ đó thấy rõ tăng ε là biện pháp tốt nhất để tăng η_t. Nhưng giá trị cực đại của ε trong các loại động cơ này bị hạn chế để không xảy ra hiện tượng kích nổ trong xilanh động cơ. Vì vậy ε của các loại động cơ chỉ giới hạn trong phạm vi sau : động cơ xăng $\varepsilon = 6 \div 12$; động cơ dầu hỏa $\varepsilon = 4{,}5 \div 5{,}2$; máy ga $\varepsilon = 7 \div 12$.



Hình 2.11. Quan hệ giữa η_t và ε của chu trình đẳng tích với các giá trị của k.

Thay $\rho = 1$ vào biểu thức (2-15), sẽ được :

$$Q_1 = M \cdot mC_v \cdot T_o \cdot \varepsilon^{k-1}(\lambda - 1) \qquad (2\text{-}22)$$

Từ (2-22) có thể rút ra :

$$\lambda = \frac{Q_1}{M \cdot mC_v \cdot T_o \cdot \varepsilon^{k-1}} + 1 \qquad (2\text{-}23)$$

Từ (2-23) thấy rõ : λ sẽ tăng khi ε giảm hoặc Q_1 tăng.

Áp suất p_z sẽ bằng :

$$p_z = \lambda p_c = \lambda \cdot p_o \cdot \varepsilon^k = p_o \left(\frac{Q_1}{M \cdot mC_v \cdot T_o} \varepsilon + \varepsilon^k \right) \qquad (2\text{-}24)$$

p_z sẽ tăng khi tăng ε hoặc Q_1.

Công của chu trình L_t, áp suất trung bình của chu trình p_t được tính theo (2-11), (2-12), (2-13) và (2-14) nếu thay $\rho = 1$ vào những biểu thức ấy :

$$L_t = mC_v T_o M (\varepsilon^{k-1} - 1)(\lambda - 1) \qquad (2\text{-}25)$$

$$L_t = mC_v \cdot T_o \cdot M \cdot \varepsilon^{k-1}(\lambda - 1)\eta_t \qquad (2\text{-}26)$$

$$p_t = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{k - 1}(\lambda - 1)(\varepsilon^{k-1} - 1) \qquad (2\text{-}27)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

hoặc $$p_t = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{k - 1} (\lambda - 1)\eta_t \qquad (2\text{-}28)$$

Nếu Q_1 = const (không đổi tải), khi tăng tỉ số nén ε thì công L_t và áp suất trung bình p_t sẽ tăng nhưng chậm hơn so với mức tăng của η_t. Ví dụ : nếu tăng ε từ 4 lên 7 (khi k = 1,3) thì η_t tăng 30% còn L_t và p_t chỉ tăng 14%.

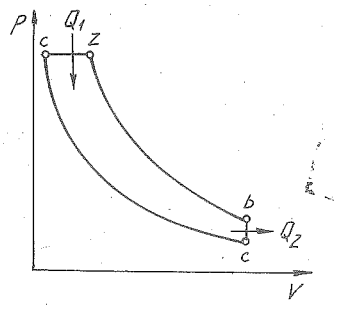
Nếu tăng λ (tức là tăng nhiệt lượng Q_1) thì L_t và p_t sẽ tăng nhanh hơn so với mức tăng của λ.

2.5. CHU TRÌNH ĐẲNG ÁP (p=const)

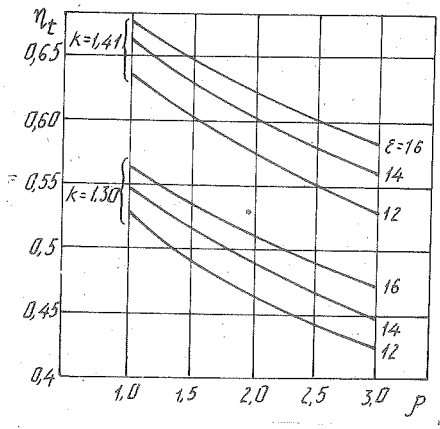
Chu trình đẳng áp (H. 2.12) cũng là trường hợp riêng của chu trình hỗn hợp trong đó không có cấp nhiệt đẳng tích mà chỉ có cấp nhiệt đẳng áp. Trong điều kiện ấy điểm C của chu trình hỗn hợp trùng với điểm y và

$$\lambda = \frac{p_y}{p_c} = 1.$$

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



Hình 2.12. Chu trình đẳng áp.



Hình 2.13. Quan hệ giữa η_t và ρ của chu trình đẳng áp với các giá trị của k và ε.

Thay λ = 1 vào các biểu thức (2-10), (2-11), (2-12), (2-13) và (2-14) sẽ tìm được các biểu thức tính η_t và p_t của chu trình đẳng áp :

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} ; \qquad (2\text{-}29)$$

$$L_t = mC_vT_oM [\varepsilon^{k-1} . k(\rho - 1) - (\rho^k - 1)] ; \qquad (2\text{-}30)$$

hoặc $$L_t = mC_v . T_o M\varepsilon^{k-1}k(\rho - 1)\eta_t \qquad (2\text{-}31)$$

$$p_t = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{k - 1} [k(\rho - 1)\varepsilon^{k-1} - (\rho^k - 1)] \qquad (2\text{-}32)$$

hoặc $$p_t = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{k - 1} k(\rho - 1)\eta_t \qquad (2\text{-}33)$$

Biểu thức (2-29) chỉ rằng η_t của chu trình đẳng áp, chẳng những phụ thuộc vào ε và k mà còn phụ thuộc vào tỉ số giãn nở ρ khi cháy (tức Q_1). Ảnh hưởng của ε và

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

k tới η_t cũng tương tự như các chu trình hỗn hợp và chu trình đẳng tích. Hình 2.13 giới thiệu quan hệ giữ η_t và ρ theo các giá trị ε và k khác nhau.

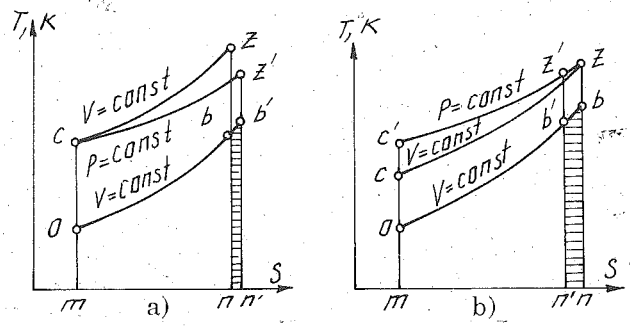
Tăng ρ tức là tăng lượng nhiệt cấp cho chu trình Q_1 (tăng tải động cơ) thì L_t và p_t sẽ tăng, còn η_t thì giảm chút ít.

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

2.6. SO SÁNH η_t CỦA CÁC CHU TRÌNH

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

Ví dụ ở cùng một tỉ số nén, η_t của chu trình đẳng áp là lớn nhất (H. 2.14). Khi ρ = 1, η_t đạt giá trị cực đại không phụ thuộc vào Q_1 (A hoặc α) hoặc λ. Còn khi λ = 1 (chu trình đẳng áp) với mỗi A (hoặc α) sẽ có giá trị nhỏ nhất của η_t . Chu trình hỗn hợp sẽ có η_t nằm ở vị trí trung gian tùy thuộc vào λ và ρ.



Hình 2.14. So sánh các chu trình
a) Có ε, Q_1, T_o như nhau ;
b) Có p_z, Q_1 và T_o như nhau.

Hình 2.14. giới thiệu đồ thị T-S nhằm so sánh η_t của các chu trình đẳng tích và đẳng áp trong các trường hợp sau đây :

- Có cùng các giá trị T_o, ε và Q_1.
- Có cùng các giá trị T_o, p_z và Q_1.

Trong các trường hợp trên do Q_1 như nhau, muốn biết η_t của chu trình nào lớn hơn, cần xác định thêm Q_2. Chu trình nào có giá trị Q_2 lớn hơn thì theo (2-1), chu trình ấy sẽ có η_t nhỏ hơn.

Hãy xét trường hợp thứ nhất (H. 2.14a), do T_o và ε như nhau nên đường nén OC của hai chu trình trùng nhau. Xuất phát từ C đường cấp nhiệt đẳng tích (V = const) sẽ dốc hơn đường cấp nhiệt đẳng áp (p = const). Để đảm bảo Q_1 như nhau, tức là đảm bảo cho diện tích mCzn bằng diện tích mCz'n' và bằng Q_1 thì đường z'n' phải nằm bên phải đường zn. Ta gọi Q_{zp}, Q_{zv} là nhiệt nhả cho nguồn lạnh của chu trình đẳng áp và chu trình đẳng tích. Sau khi nhả nhiệt trạng thái môi chất của cả hai chu trình trên đều trở về điểm 0, vì vậy hai đường nhả nhiệt bo và b'o chồng lên nhau. Do đó ta có : Q_{2p} = diện tích mob'n' và Q_{2v} = diện tích mobn.

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

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

Vì vậy, trên quan điểm thực tiễn, cần so sánh các chu trình theo trường hợp hai (H. 2.14b). Do đường cấp nhiệt đẳng tích dốc hơn so với đường cấp nhiệt đẳng áp nên để đạt được p_z giống nhau, thì điểm c cuối quá trình nén của chu trình đẳng tích phải nằm thấp hơn điểm c' (điểm cuối quá trình nén của chu trình đẳng áp). Trong tình huống ấy để đảm bảo Q_1 như nhau thì điểm z (cuối quá trình cấp nhiệt của chu trình đẳng tích) phải nằm trên đường $p = p_z = const$ và nằm bên phải điểm z' (điểm cuối quá trình cấp nhiệt của chu trình đẳng áp). Ta biết : Q_{1p} = diện tích mc'z'n' và Q_{1v} = diện tích mczn với điều kiện $Q_{1p} = Q_{1v} = Q_1$. Phân tích tương tự như trường hợp một sẽ có : Q_{2p} = diện tích mob'n' và Q_{2v} = diện tích mobn. Ở đây $Q_{2p} < Q_{2v}$ làm cho $\eta_{tp} > \eta_{tv}$.

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

2.7. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ TĂNG ÁP

Tăng áp cho động cơ bằng cách tăng áp suất môi chất trên đường nạp, qua đó làm tăng áp suất đầu quá trình nén, vì vậy làm tăng tính hiệu quả của chu trình, tức tăng áp suất p_t theo (2-8), (2-13) hoặc (2-14).

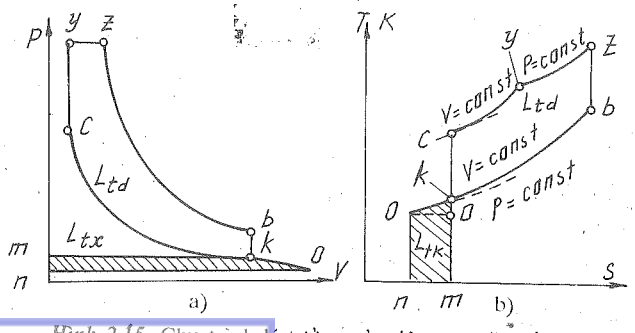
Trên động cơ tăng áp, ngoài bản thân động cơ còn có máy nén khí. Dẫn động máy nén khí có thể dùng năng lượng của trục khuỷu động cơ (qua hệ thống truyền động), hoặc dùng năng lượng của khí xả nhờ sinh công trong tua bin khí. Như vậy người ta chia động cơ tăng áp thành các loại sau :

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

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

1) Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp truyền động cơ khí

Chu trình gồm hai bộ phận (H. 2.15). Chu trình lý tưởng của bản thân động cơ kcyzb ; chu trình lý tưởng của máy nén nokm. Trước tiên trong máy nén môi chất được nén đoạn nhiệt từ áp suất p_o lên p_k, tiếp theo môi chất được nén tiếp theo quá trình đoạn nhiệt từ p_k lên p_c.



Hình 2.15. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp truyền động cơ khí
a) Đồ thị p–V ; b) Đồ thị T–s.

Hiệu suất nhiệt toàn thiết bị $\eta_{t\Sigma}$ của chu trình động cơ tăng áp truyền động cơ khí sẽ là :

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$\eta_{t\Sigma} = \frac{L_{td} - L_{tN}}{Q_1} = \eta_{td} - \frac{L_{tN}}{Q_1} = \eta_{td} - \frac{L_{tN}}{L_{td}}\eta_{td}$$

$$= \eta_{td}(1 - \delta_N) \qquad (2\text{-}34)$$

trong đó :

L_{td} (J/chu trình) - công của chu trình động cơ được tính theo (2-11), (2-12):

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

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

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

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

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

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

$$\eta_{td} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} ;$$

$$\delta_N = \frac{L_{tN}}{L_{td}} \text{ - công tương đối của máy nén ;}$$

$$\varepsilon_k = \frac{V_o}{V_k} \text{ - tỉ số nén trong máy nén ;}$$

$$\varepsilon = \frac{V_k}{V_c} \text{ - tỉ số nén của động cơ ;}$$

T_k (K) - nhiệt độ không khí sau máy :

$$T_k = T_o \left(\frac{p_k}{p_o}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_o . \varepsilon_k^{k-1} ;$$

R = 8314 J/kmol.độ - hằng số khí.

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

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

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

$\varepsilon_k . \varepsilon = \varepsilon_o = \frac{V_o}{V_c}$ - là tỉ số nén chu trình động cơ tăng áp.

Vì vậy : $\delta_N = \frac{k(\varepsilon_k^{k-1} - 1)}{\varepsilon_o^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]\eta_{td}}$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

hoặc : $$\delta_N = \frac{k\left(1-\frac{1}{\varepsilon_k^{k-1}}\right)}{\varepsilon^{k-1}[\lambda-1+k\lambda(\rho-1)]\eta_{td}} = \frac{k\left[1-\left(\frac{p_o}{p_k}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{\varepsilon^{k-1}[\lambda-1+k\lambda(\rho-1)]\eta_{td}};$$

Thay giá trị của δ_N vào (2-34) được :

$$\eta_{t\Sigma} = \eta_{td} - \frac{k\left[1-\left(\frac{p_o}{p_k}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{\varepsilon^{k-1}[\lambda-1+k\lambda(\rho-1)]}$$

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

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

$$p_{t\Sigma} = \frac{L_{td}-L_{tN}}{V_h} = p_{td} - \frac{L_{tN}}{L_{td}}\cdot\frac{L_{td}}{V_h} = p_{td}(1-\delta_N)$$

hoặc :

$$p_{t\Sigma} = p_{td}\left\{1 - \frac{k\left[1-\left(\frac{p_o}{p_k}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{\varepsilon^{k-1}[\lambda-1+k\lambda(\rho-1)]\eta_{td}}\right\}, \qquad (2\text{-}35)$$

trong đó p_{td} được tính theo (2-14) :

$$p_{td} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1}\cdot\frac{p_k}{k-1}\varepsilon^{k-1}[\lambda-1+k\lambda(\rho-1)]\eta_{td}$$

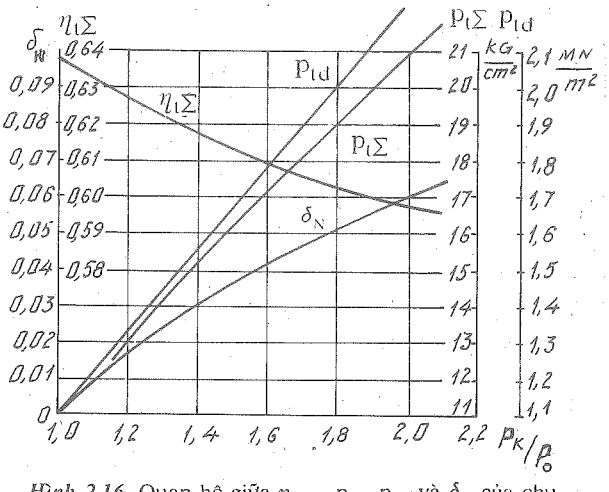
Thay giá trị của p_{td} vào biểu thức (2-35), được :

$$p_{t\Sigma} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1}\cdot\frac{p_k}{k-1}\left\{\varepsilon^{k-1}[\lambda-1+k\lambda(\rho-1)]\eta_{td} - k\left[1-\left(\frac{p_o}{p_k}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]\right\}$$

Hình 2.16 giới thiệu mối quan hệ giữa $\eta_{t\Sigma}$, $p_{t\Sigma}$, p_{td} và δ_N với tỉ số tăng áp $\frac{p_k}{p_o}$.

Qua hình 2.16 thấy rằng : hiệu suất chu trình tăng áp $\eta_{t\Sigma}$ sẽ giảm khi tăng tỉ số tăng áp $\left(\frac{p_k}{p_o}\right)$ vì phải tiêu hao một phần công của chu trình động cơ để dẫn động máy nén. Khi tăng p_k từ 0,1 MPa lên 0,2 MPa (tăng 100%) $\eta_{t\Sigma}$ giảm từ 0,637 xuống 0,595 (6,6%).

Khi tăng p_k, mức độ tăng của $p_{t\Sigma}$ chậm hơn so với p_{td}, ví dụ : tăng p_k từ 0,1 MPa



Hình 2.16. Quan hệ giữa $\eta_{t\Sigma}$, $p_{t\Sigma}$ p_{td} và δ_N của chu trình lý tưởng động cơ tăng áp truyền động cơ khí với tỉ số tăng áp $\frac{p_k}{p_o}$ ($\varepsilon = 14$; $A = 2,25$; $\lambda = 2,1$; $\rho = 1,4$).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

đến 0,2 MPA (100%) $p_{t\Sigma}$ tăng từ 1,1 lên 2,08 MPa (89%), lúc ấy công tương đối của máy nén tăng từ 0 đến 0,062.

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

Chu trình tăng áp truyền động cơ khí nghiên cứu ở phần trên thuộc loại chu trình cấp nhiệt hỗn hợp. Những điều trình bày trên cũng đúng đối với các chu trình cấp nhiệt đẳng tích và cấp nhiệt đẳng áp.

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

2) Chu trình lí tưởng của động cơ tăng áp tua bin khí

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

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

a) Tua bin đẳng áp

Trong hệ thống tua bin đẳng áp trên đường ống thải từ động cơ đến tua bin có một bình ổn áp. Tác dụng chính của bình là giữ cho áp suất của khí thải từ động cơ ra được ổn định không đổi trước khi tới các lỗ phun của tua bin, nhờ đó tạo ổn định cho tốc độ dòng khí đi vào cánh tua bin, đảm bảo cho tua bin đạt hiệu suất cao. Tuy nhiên trong hệ thống này động năng của dòng khí từ động cơ đi ra bị hãm trong bình ổn áp để chuyển thành thế năng ; sau đó lại chuyển thành động năng của dòng khí qua các lỗ phun vào sinh công trong cánh tua bin. Các quá trình chuyển đổi ấy gây ra tổn thất nhất định về năng lượng.

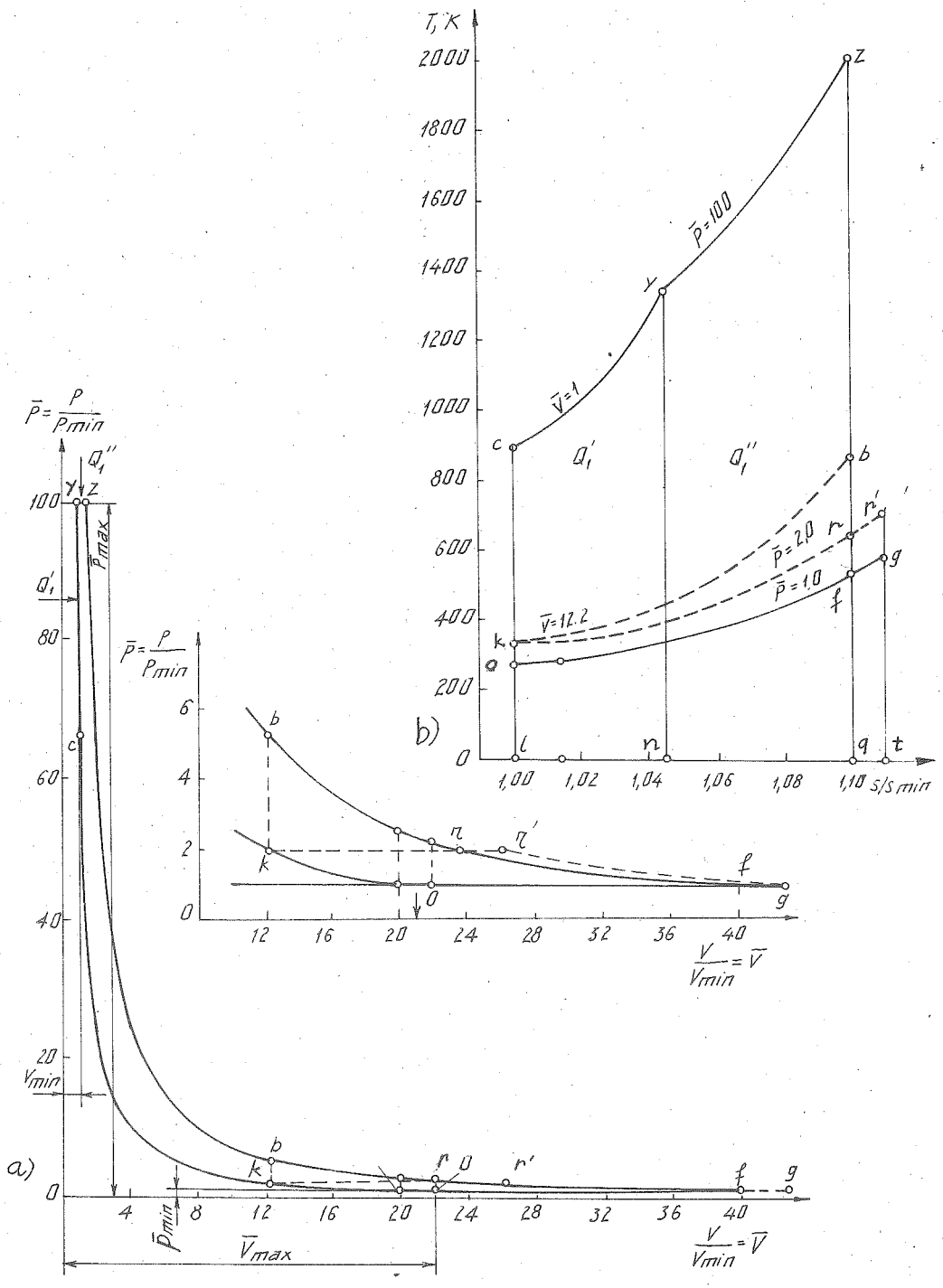
b) Tua bin biến áp

Trong hệ thống tua bin biến áp, trên đường ống thải không có bình ổn áp, dòng khí từ xilanh đi ra đường ống thải rồi đi thẳng tới các lỗ phun vào cánh tua bin để sinh công. Như vậy động năng của dòng khí thải được duy trì, tránh được tổn thất năng lượng như trường hợp có bình ổn áp. Tuy nhiên áp suất dòng khí thải biến động liên tục từ lúc mở đến lúc đóng kín cửa thải, khiến tốc độ dòng khí đi vào cánh tua bin không ổn định, ảnh hưởng xấu tới hiệu suất tua bin. Trong hệ thống tua bin biến áp, cần bố trí ống thải sao cho tổn thất động năng của dòng khí thải trên suốt đường ống là ít nhất, muốn vậy phải giữ cho tiết diện lưu thông phương hướng của đường ống ít thay đổi và chiều dài đường ống ngắn nhất.

Dưới đây sẽ nghiên cứu chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp tua bin khí dùng các tua bin kể trên.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

1. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp dùng tua bin biến áp (tua bin xung lực) (H. 2.17a) gồm các quá trình sau : ok – nén đoạn nhiệt của không khí trong máy nén ; kc – nén đoạn nhiệt trong xilanh động cơ ; cyz – cấp nhiệt hỗn hợp ; z.b – giãn nở đoạn nhiệt trong động cơ ; brf – giãn nở của khí thải trong xilanh và trong tua bin biến áp ; fo – nhả nhiệt đẳng áp.



Hình 2.17. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp tuabin khí
a) Đồ thị p– V ; b) Đồ thị T–S.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Công của chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp của động cơ tăng áp dùng tua bin biến áp được thể hiện qua diện tích okcyzbfo trên đồ thị p–V và đồ thị T–S. So với chu trình lý tưởng tổng quát, ở đây không có phần nhả nhiệt đẳng tích, vì vậy điểm d trùng với điểm f (H. 2.1) và (H. 2.17), do đó $p_d = p_f = p_o$ và $\sigma = \frac{p_d}{p_f} = 1$.

Thay $\sigma = 1$ vào (2–4), được :

$$\eta_{t\Sigma} = 1 - \frac{k\,.\,(\rho\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon_o^{k-1}} \qquad (2\text{–}36)$$

trong đó : ε_o – tỉ số nén của chu trình, $\varepsilon_o = \frac{V_o}{V_c} = \frac{V_o}{V_k} \cdot \frac{V_k}{V_c} = \varepsilon_k\,.\,\varepsilon$

ε_k – tỉ số nén trong máy nén ;

ε – tỉ số nén trong xilanh động cơ.

Tương tự như trên thay $\sigma = 1$ vào (2–6), (2–7) và (2–8), được :

$$L_{t\Sigma} = mC_v\,.\,T_o\,.\,M\,\{\varepsilon_o^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] - k\,(\rho\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)\} \qquad (2\text{–}37)$$

$$p_{t\Sigma} = \frac{\varepsilon_o p_o}{k-1} \cdot \frac{[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]\varepsilon_o^{k-1} - k(\rho\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)}{\varepsilon_o \rho\lambda^{\frac{1}{k}} - 1}$$

hoặc :

$$p_{t\Sigma} = \frac{\varepsilon_o^k p_o}{k-1} \cdot \frac{\eta_{t\Sigma}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}{\varepsilon_o\,.\,\rho\,.\,\lambda^{\frac{1}{k}} - 1} \qquad (2\text{–}38)$$

Biểu thức (2–38) là kết quả của việc lấy công của chu trình chia cho hiệu : $(V_{max} - V_{min}) = (V_f - V_c)$ của chu trình.

Để làm rõ tính hiệu quả của động cơ, cần phải lấy $L_{t\Sigma}$ chia cho thể tích công tác xilanh V_h. Do đó ta có :

$$p'_{t\Sigma} = \frac{L_{t\Sigma}}{V_h} = \frac{L_{t\Sigma}}{V_k - V_c}$$

Mặt khác ta có : $V_k = \frac{MRT_k}{p_k}$; $V_c = \frac{MRT_c}{p_c}$; $\frac{mC_v}{R} = \frac{mC_v}{mC_p - mC_v} = \frac{1}{k-1}$.

Thay các giá trị $L_{t\Sigma}$, V_k, V_c vào biểu thức $p'_{t\Sigma}$, sau chỉnh lí được :

$$p'_{t\Sigma} = \frac{\varepsilon p_k}{(\varepsilon - 1)\,.\,\varepsilon_k^{k-1}\,.\,(k-1)}\{\varepsilon_o^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] - k(\rho\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)\}$$

hoặc :

$$p'_{t\Sigma} = \frac{\varepsilon^k p_k}{(\varepsilon - 1)(k-1)}\,\eta_{t\Sigma}\,[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \qquad (2\text{–}39)$$

Biểu thức (2–39) chỉ rằng : tăng p_k (hoặc ε_k) sẽ làm tăng $p'_{t\Sigma}$.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu là chu trình lí tưởng cấp nhiệt đẳng tích của động cơ tăng áp dùng tua bin biến áp, chỉ cần thay $\rho = 1$ vào (2-36) và (2-39) sẽ được :

$$\eta_{t\Sigma} = 1 - \frac{k(\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)}{\lambda - 1} \cdot \frac{1}{\varepsilon_o^{k-1}} \qquad (2\text{-}40)$$

$$L_{t\Sigma} = mC_vT_oM\,[\varepsilon_o^{k-1}(\lambda - 1) - k(\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)]$$

$$p'_{t\Sigma} = \frac{\varepsilon^k p_k}{(\varepsilon - 1)(k - 1)}\,\eta_{t\Sigma}(\lambda - 1) \qquad (2\text{-}41)$$

Nếu là chu trình lý tưởng cấp nhiệt đẳng áp của động cơ tăng áp dùng tua bin đẳng áp, chỉ cần thay $\lambda = 1$ vào (2-36) và (2-39) sẽ được :

$$\eta_{t\Sigma} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_o^{k-1}} \qquad (2\text{-}42)$$

$$L_{t\Sigma} = mC_vT_o\,(\varepsilon_o^{k-1} - 1)k(\rho - 1).M$$

$$p'_{t\Sigma} = \frac{\varepsilon^k \cdot p_k}{(\varepsilon - 1)(k - 1)}\,\eta_{t\Sigma} \cdot k \cdot (\rho - 1) \qquad (2\text{-}43)$$

So sánh (2-21) và (2-42) thấy rằng nếu có cùng một tỉ số nén thì hiệu suất chu trình đẳng áp của động cơ tăng áp dùng tua bin biến áp vừa bằng hiệu suất của chu trình cấp nhiệt đẳng tích của động cơ không tăng áp.

Biểu thức (2-42) cũng là biểu thức của tua bin khí cấp nhiệt và nhả nhiệt đẳng áp.

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

2. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp dùng tua bin đẳng áp (H. 2.17b). Trong chu trình có các quá trình sau : ok - quá trình nén đoạn nhiệt trong máy nén ; kc - nén đoạn nhiệt trong xilanh ; cyz - cấp nhiệt hỗn hợp Q_1 ; zb - giãn nở đoạn nhiệt trong xilanh ; bk - nhả nhiệt đẳng tích Q_{II} của xilanh ; kr' - cấp nhiệt đẳng áp Q_I trong tua bin đẳng áp ; r'g - giãn nở đoạn nhiệt trong tua bin ; go - nhả nhiệt từ tua bin cho môi trường Q_2. Trong các quá trình trên có ràng buộc sau : $Q_{II} = Q_I$.

Hiệu suất nhiệt η_{td} của động cơ được xác định theo (2-1) sẽ là :

$$\eta_{td} = 1 - \frac{Q_{II}}{Q_I} \quad \text{từ đó có :}$$

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

Hiệu suất nhiệt η_{tT} của chu trình tua bin đẳng áp okrfo theo (2-43) và (2-1) có :

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Từ đó tính được Q_2 :

$$Q_2 = \frac{Q_I}{\varepsilon_k^{k-1}}$$

Do $Q_{II} = Q_I$ nên :

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

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

$$\eta_{t\Sigma} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{(\varepsilon \cdot \varepsilon_k)^{k-1}} \cdot \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \qquad (2\text{-}44)$$

trong đó : $\varepsilon_o = \varepsilon.\varepsilon_k$ - tỉ số nén tổng hợp của chu trình.

Từ (2-44) sẽ suy ra $\eta_{t\Sigma}$ của các chu trình lý tưởng cấp nhiệt đẳng tích ($\rho = 1$) hoặc cấp nhiệt đẳng áp ($\lambda = 1$) của động cơ tăng áp dùng tua bin đẳng áp, bằng cách thay $\rho = 1$ hoặc $\lambda = 1$ vào biểu thức ấy.

So sánh (2-44) với (2-10) cho thấy, biểu thức tính hiệu suất nhiệt của chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp của động cơ tăng áp dùng tua bin đẳng áp hoàn toàn giống biểu thức tính hiệu suất nhiệt của chu trình hỗn hợp của động cơ không tăng áp, khi tỉ số nén của chúng bằng nhau (thay ε bằng ε_o). Kết luận trên cho phép suy ra tất cả các biểu thức về $\eta_{t\Sigma}$, $L_{t\Sigma}$, $p_{t\Sigma}$ của các chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp đẳng tích hoặc đẳng áp của động cơ tăng áp dùng tua bin đẳng áp khi biết các biểu thức tương ứng của các chu trình lý tưởng cùng loại của động cơ không tăng áp.

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

$$p_{t\Sigma} = \frac{L_{t\Sigma}}{V_h} = \frac{L_{t\Sigma}}{V_k - V_c} \cdot \frac{V_o - V_c}{V_o - V_c} = p_{t\Sigma} \cdot \frac{\varepsilon_o - 1}{\varepsilon - 1}$$

$$= \frac{\varepsilon_o}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{k - 1} \{[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]\varepsilon_o^{k-1} - (\lambda\rho^k - 1)\}$$

hoặc

$$p_{t\Sigma} = \frac{\varepsilon^k \cdot p_k}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \eta_{t\Sigma}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \qquad (2\text{-}45)$$

Từ (2-45) thấy rằng : tăng p_k sẽ làm tăng $p_{t\Sigma}$. Sử dụng tăng áp tua bin khí chẳng những làm tăng tính hiệu quả của chu trình, mà tính kinh tế của chu trình cũng tăng.

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

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 3

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

3.1. NHẬN XÉT CHUNG

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

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

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

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

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

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

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

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

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

3.2. NHIÊN LIỆU THỂ KHÍ

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

Nhìn chung, công thức hóa học của các chất trong nhiên liệu thể khí có chứa cácbon C, hyđrô H hoặc oxy O, đều có thể viết dưới dạng :

$C_nH_mO_r$ (trong đó : $n = 0 \div 5$; $m = 0 \div 12$ và $r = 0 \div 2$).

Nếu hàm lượng các chất thành phần chứa trong 1 kmol (hoặc $1m^3$ tiêu chuẩn) nhiên liệu khí được tính theo thành phần thể tích và dùng ngay công thức hóa học của mỗi chất thay cho thành phần đó thì 1 kmol (hoặc $1m^3$ tiêu chuẩn) nhiên liệu khí được thể hiện qua biểu thức sau :

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

Bảng 3.1 giới thiệu thành phần thể tích và nhiệt trị của nhiên liệu khí dùng cho động cơ đốt trong.

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

1. Loại có nhiệt trị lớn (Q_m - nhiệt trị của $1m^3$ nhiên liệu khí), $Q_m \geq 23$ MJ/m^3 tiêu chuẩn. Loại này gồm khí thiên nhiên và khí thu được khi khai thác hoặc tinh luyện dầu mỏ và khí nhân tạo (qua cracking), thành phần chính của nó là khí mêtan chiếm từ 30 ÷ 99%, còn lại là các khí hyđrôcacbon khác.

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

$$Q_m = 16 \div 23 \text{ MJ/m}^3 \text{ tiêu chuẩn.}$$

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

3. Loại có nhiệt trị nhỏ :

$$Q_m = 4 \div 16 \text{ MJ/m}^3 \text{ tiêu chuẩn.}$$

Loại này bao gồm khí lò cao và khí lò ga. Thành phần chủ yếu là CO và H_2 chiếm tới 40%, còn lại là các loại khí trơ N_2 và CO_2.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bảng 3–1

THÀNH PHẦN THỂ TÍCH (%) VÀ NHIỆT TRỊ THẤP CỦA NHIÊN LIỆU KHÍ

(điều kiện m^3 tiêu chuẩn có p = 760 mmHg và t = 0^oC)

Loại khí	Thành phần thể tích (%)										Nhiệt trị thấp Qm (MJ/m^3 tiêu chuẩn)
	Mêtan CH_4	Êtan C_2H_6	Prôpan C_3H_8	Butan C_4H_{10}	C_nH_m	CO	H_2	H_2S	N_2	CO_2	O_2	
+ Khí thiên nhiên												
– Mỏ khí	93,2 ÷ 98,3	0,5 ÷ 0,7	0,2 ÷ 0,6	0,1 ÷ 0,6	0,05 ÷ 0,5	–	–	–	1,3 ÷ 4,4	0,05 ÷ 0,7	–	34,8 – 35,6
– Khí bùn ao	89	–		–	–	–	1,45	–	4,4	5,0	0,15	30,15
+ Khí công nghiệp												
– Khí dầu mỏ	42,4 ÷ 71,9	8,1 ÷ 12	3,2 ÷ 20,5	2,7 ÷ 1,7	1,7 ÷ 8,1	–	–	0 ÷ 2,8	0 ÷ 11	0,7 ÷ 10,4	–	41,30 – 68,12
– Cracking nhiên liệu lỏng	30,5	18,0	15,0	6,0	24,0*	0,5	6,0	–	–	–	–	62,91
– Cracking nhiên liệu khí	32,0	14,0	6,5	2,0	38,5**	–	7,0	–	–	–	–	57,25
– Luyện cốc	25,0	–	–	–	3,0	5,0	60,0	–	5,0	2,0	–	16,748
– Lò cao (luyện gang)	–	–	–	–	–	28,0	4,0	–	60,0	8,0	–	3,977
+ Khí lò ga												
– Than bùn	3,0	–	–	–	0,4	28,0	15,0	–	46,4	7,0	0,2	6,415
– Than ăngtraxít	0,6	–	–	–	–	27,0	14,0	0,2	52,0	6,0	0,2	5,192
– Củi	2,0	–	–		0,3	20,0	12,0	–	54,5	11,0	0,2	4,681

* C_2H_4 – 4,5% ; C_3H_6 – 7,5% ; C_4H_8 – 6,0% ; C_nH_m – 6,0%

** C_2H_4 – 12,5% ; C_3H_6 – 15% ; C_4H_8 – 6,0% ; C_nH_m – 5,0%

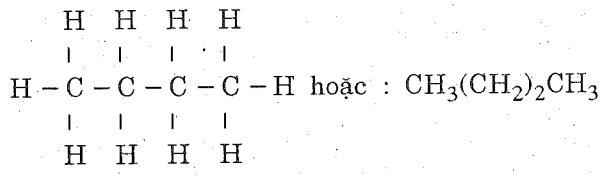
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ
HUVIEN HUBT

3.3. NHIÊN LIỆU THỂ LỎNG

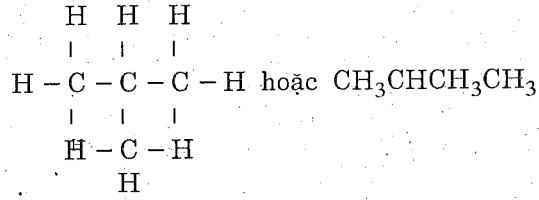
Nhiên liệu lỏng dùng cho động cơ đốt trong chủ yếu là các sản phẩm được tạo ra từ dầu mỏ vì loại này có nhiệt trị lớn, ít tro, dễ vận chuyển và bảo quản. Mỗi loại nhiên liệu lỏng kể trên đều là một hỗn hợp của nhiều loại hyđrôcacbon có cấu tạo hóa học rất khác nhau, chính cấu tạo đó gây ảnh hưởng lớn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

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

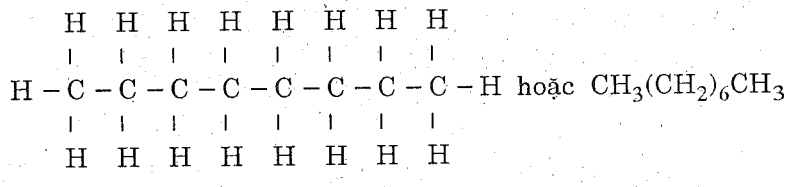
Butan chính :



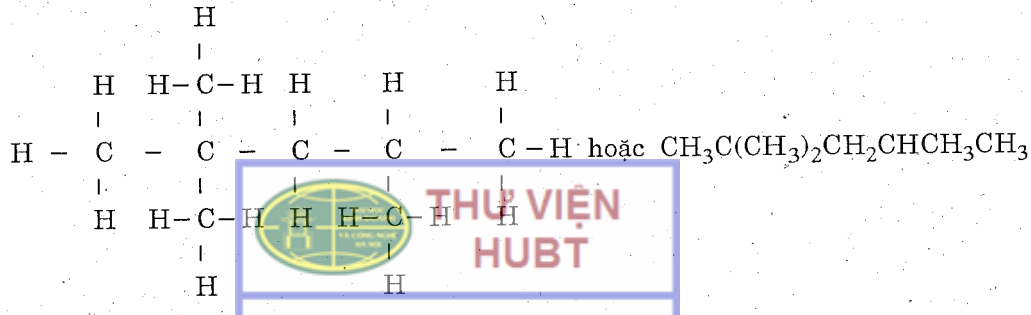
2 - izôbutan (số 2 là thứ tự của nguyên tử cacbon có mạch nhánh) :



Ốctan chính :



2, 2, 4 - izôôctan (các số 2, 2, 4 - chỉ rõ thứ tự của C có mạch nhánh) :



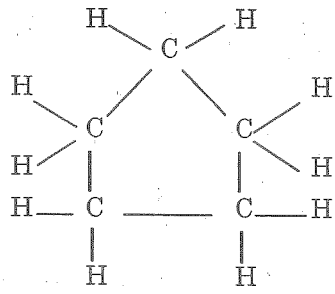
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Ankan chính, do các nguyên tử C được liên kết đơn theo mạch thẳng nên các mạch C dễ bị gãy (dễ gây phản ứng hóa học) làm cho nó dễ tự cháy (mạch liên kết càng dài càng dễ tự cháy), vì vậy không phải là thành phần lý tưởng của nhiên liệu dùng trong động cơ xăng đốt cháy cưỡng bức, nhưng nó lại rất thích hợp với động cơ điêden. Với izôankan (chất đồng phân của ankan) thì hoàn toàn trái ngược, rất khó bị gãy mạch, tức là khó tự cháy. Trong ankan do tỉ số C/H nhỏ nên khối lượng riêng thấp và nhiệt trị lớn hơn loại khác, ngoài ra do cấu tạo bão hòa nên tính chất của nó rất ổn định khó biến chất.

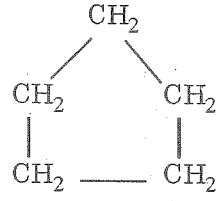
Nhiên liệu dùng trong động cơ xăng đốt cháy cưỡng bức, cần có nhiều izôankan để tránh kích nổ. Người ta đã dùng 2,2,4 – izôôctan làm nhiên liệu chuẩn để đo tính chống kích nổ của các loại xăng. Trong khi đó động cơ điêden lại dùng thành phần tương đối nặng của sản phẩm dầu mỏ làm nhiên liệu (vì chứa nhiều ankan chính dễ tự cháy).

Xyclôankan (paraphin vòng) là loại hyđrôcacbon no, thường có 5,6 nguyên tử C (trong đó nhiều nhất là 6 nguyên tử) trong phân tử, chúng được liên kết với nhau bằng các mạch thẳng đơn tạo nên một vòng kín như ví dụ dưới đây :

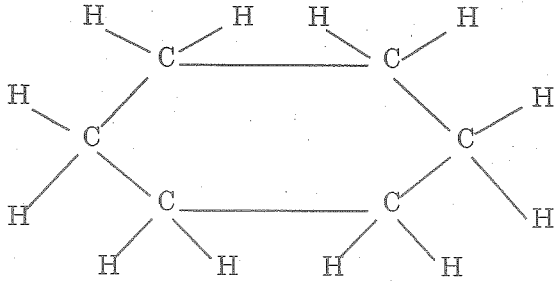
xyclôpentan



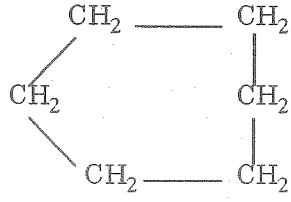
hoặc



xyclôhecxan

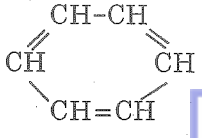


hoặc

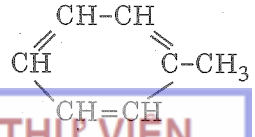


Paraphin vòng có tính tự cháy nằm giữa ankan chính và izôankan, còn khối lượng riêng hơi lớn hơn và nhiệt trị hơi nhỏ hơn so với ankan, vì tỉ lệ $\frac{C}{H}$ lớn.

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



Benzen (C_6H_6)

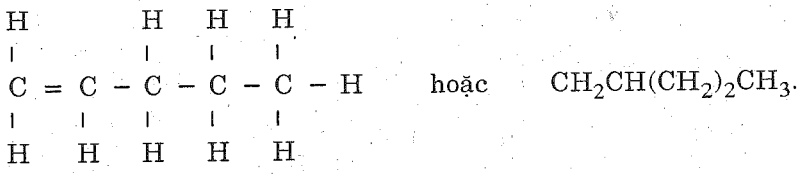


Métylbenzen $C_6H_5(CH_3)$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

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



hoặc $CH_2CH(CH_2)_2CH_3$.

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

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

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

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

Xăng và nhiên liệu điêden chưng cất từ dầu mỏ chứa khoảng 80 ÷ 90% ankan và xyclôankan. Trong khi đó muốn nâng cao tính năng chống kích nổ, thì trong xăng phải có tối thiểu 40% aren. Vì vậy các loại xăng cao cấp hiện nay đều là các sản phẩm đã qua các giải pháp công nghệ đặc biệt.

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

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bảng 3–2

CÁC CHỈ TIÊU CỦA NHIÊN LIỆU LỎNG DÙNG CHO ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Loại nhiên liệu	Thành phần khối lượng			Phân tử lượng nhiên liệu μ_{nl}	Khối lượng riêng ở 15°C γ_{15}	Độ nhớt vận động ở 20°C γ (Poa)	Nhiệt độ chưng cất (°C)					Nhiệt ẩm r (kJ/kg)	Không khí lý thuyết		Nhiệt trị thấp	
	c	h	O_{nl}				Bắt đầu chưng cất	10% điểm cuối	50% điểm cuối	90% điểm cuối	Kết thúc (không quá)		L_o (KJ/kg)	V_o (m^3/kg)	Nhiên liệu Q_{tk} MJ/kg	Hòa khí Q'_{tm} MJ/m^3 tiêu chuẩn
– Xăng máy bay	0,853	0,147	–	95÷100	0,70÷0,72	0,60–0,75	40–50	65–90	95÷105	130–145	180	–	14,9	11,6	44,17	3,730
– Xăng ôtô	0,855	0,145	–	110–120	0,71–0,75	0,65–0,85	35–55	65–80	95–145	160–195	205	314	14,8	11,5	43,96	3,76
– Xăng thô	0,860	0,140	–	130–140	0,75–0,78	0,9–1,2	80–100	130–145	150–170	≤ 200	230	–	14,7	11,4	43,55	3,770
– Dầu hỏa máy kéo	0,860	0,137	0,003	160–180	0,80–0,84	2,0–3,5	95–105	110–180	190–220	240–275	300	209,4	14,6	11,3	43,13	3,77
– Nhiên liệu điêden nhẹ	0,870	0,126	0,004	170–200	0,84–0,88	2,5–8,5 ở 50°C	185–200	220–225	245–280	290–350	–	–	14,4	11,2	42,50	3,789
– Nhiên liệu điêden nặng	0,870	0,125	0,005	220–280	0,90–0,95	36–65	Trước 250°C lượng chưng cất ≤ 15% Điểm sôi của cồn êtanol 78,5°C					–	14,3	11,1	41,87	3,768
– Cồn 94 độ (nước 0,06)	0,490	0,123	0,327	42	0,80	–	Điểm sôi 36,7°C					963	8,4	6,5	25,12	3,570
– Pentan	0,833	0,167	–	72	0,63	–	Điểm sôi 125°C					364,3	15,3	11,9	45,43	3,721
– Octan	0,841	0,159	–	114	0,71	–						297,3	15,1	11,7	44,68	3,76

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ
THƯ VIỆN HUBT

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

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

$$c + h + o_{nl} = 1kg \qquad (3\text{-}2)$$

Bảng 3-2 giới thiệu các chỉ tiêu của nhiên liệu lỏng dùng cho động cơ đốt trong.

3.4. NHỮNG TÍNH CHẤT CHÍNH CỦA NHIÊN LIỆU

3.4.1. NHIỆT TRỊ

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

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

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

1) Nhiệt trị đẳng áp Q_p

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

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

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

trong đó : p_t (N/m^2) – áp suất môi chất trước khi cháy ;
V_t, V_s (m^3) – thể tích hòa khí trước khi cháy và của sản vật cháy đã quy dẫn về áp suất p_t và nhiệt độ t_o trước khi cháy.

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

2) Nhiệt trị cao Q_c

Nhiệt trị cao Q_c là toàn bộ số nhiệt lượng thu được sau khi đốt cháy kiệt 1kg (hoặc $1m^3$ tiêu chuẩn) nhiên liệu, trong đó có cả số nhiệt lượng do hơi nước được tạo ra trong sản vật cháy ngưng tụ lại thành nước nhả ra, khi sản vật cháy được làm lạnh tới bằng nhiệt độ trước khi cháy được gọi là nhiệt ẩn trong hơi nước. Trên thực tế, khí xả từ động cơ thải ra ngoài trời ở nhiệt độ rất cao, do đó hơi nước trong khí xả chưa kịp ngưng tụ đã bị thải mất, vì vậy chu trình công tác của động cơ không thể sử dụng số nhiệt ẩn này để sinh công. Do đó khi tính chu trình công tác của động cơ, người ta dùng nhiệt trị thấp Q_t, nhỏ hơn Q_c một số nhiệt lượng vừa bằng nhiệt ẩn của hơi nước được tạo ra khi cháy.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

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

$$Q_{tk} = Q_{ck} - 2,512\ (9h + w),\ MJ/kg \qquad (3-4)$$

trong đó : 2,512 MJ/kg - nhiệt ẩn của 1kg hơi nước ;
h - thành phần khối lượng của H trong nhiên liệu ;
w - thành phần khối lượng của nước trong nhiên liệu.

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

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

trong đó : 18 - phân tử lượng của hơi nước ;
22,4 (m^3) - thể tích phân tử của hơi nước ở điều kiện tiêu chuẩn p = 760 mmHg và t = 0^oC ;
$\frac{m}{2}$ - thể tích hơi nước khi đốt m.h kg khí H_2.

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

- Nhiên liệu lỏng :

$$Q_{tk} = 33,915C + 126,0.h - 10,89(O_{nl} - s) - 2,512(9h + W),\ MJ/kg \qquad (3-6)$$

- Nhiên liệu thể khí :

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

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

Q'_{tm} trong điều kiện đốt hết O_2 (hệ số thừa không khí $\alpha = 1$).

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

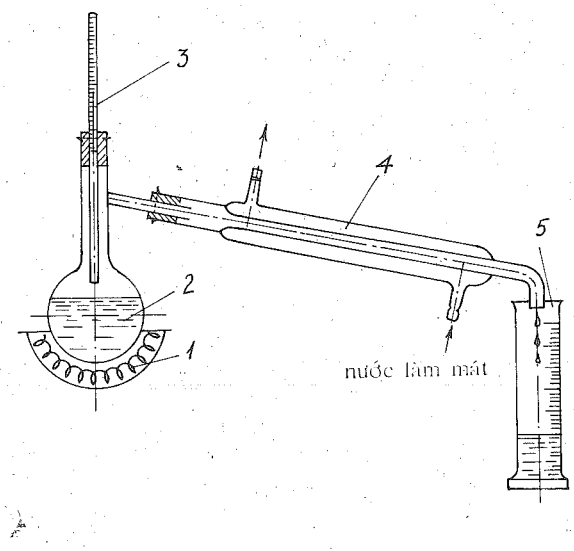
- Hình thành hòa khí bên ngoài : $Q'_{tm} = \dfrac{Q_{tk}}{22,4\left(\dfrac{1}{\mu_{nl}} + M_o\right)}$

- Hình thành hòa khí bên trong : $Q'_{tm} = \dfrac{Q_{tk}}{22,4M_o}$ (3-8)

trong đó : Q_{tk} (MJ/kg) - nhiệt trị thấp của nhiên liệu lỏng ;
μ_{nl} (kg/kmol) - phân tử lượng nhiên liệu ;
M_o (kmol/kg) - lượng không khí lý thuyết cần để đốt kiệt 1kg nhiên liệu lỏng ;
22,4 (m^3) - thể tích phân tử trong điều kiện tiêu chuẩn p = 760 mmHg, t = 0^oC.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Các giá trị Q_{tk} và $Q_{tm}^{'}$ được giới thiệu trên bảng (3-1) và (3-2). Từ bảng 3-2 thấy rõ rượu cồn tuy nhiệt trị Q_{tk} rất thấp, nhưng do cần ít O_2 cho quá trình cháy nên nhiệt trị của hòa khí $Q_{tm}^{'}$ cũng rất lớn.

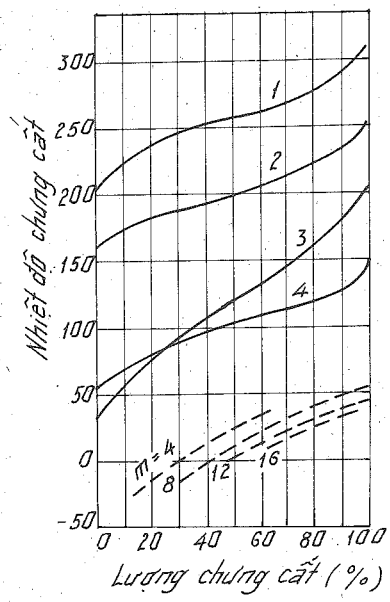


Hình 3.1. Thiết bị chưng cất nhiên liệu
1 – bếp điện ; 2 – nhiên liệu thử nghiệm (100ml) ;
3 – nhiệt kế ; 4 – bình ngưng ; 5 – bình đo.

3.4.2. TÍNH BAY HƠI

Tính bay hơi (thành phần chưng cất) của nhiên liệu gây ảnh hưởng lớn tới tính năng hoạt động của cả động cơ xăng lẫn động cơ điêden. Trên thực tế người ta thường dùng các đường cong chưng cất để đánh giá tính bay hơi của nhiên liệu. Dùng thiết bị chưng cất (H. 3.1), cứ 10°C một lần xác định số lượng chất lỏng chưng cất được, cuối cùng vẽ các đường cong (H. 3.2), đó là các đường chưng cất của các loại nhiên liệu. Cách chưng cất như trên, nhiên liệu hoàn toàn cách li với không khí. Trên thực tế, nhiên liệu được bay hơi trong hỗn hợp nhiên liệu và không khí để tạo thành hòa khí, do đó điều kiện bay hơi của nhiên liệu trong động cơ khác xa điều kiện chưng cất, mặc dù cách chưng cất kể trên có thể đánh giá mức độ khó hoặc dễ hóa hơi của các loại nhiên liệu.

Vì vậy còn có cách chưng cất cân bằng trong không khí, tức là cho không khí và nhiên liệu hòa trộn trước với nhau theo tỉ lệ $m = G_k/G_{nl}$ (G_k – khối lượng không khí ; G_{nl} – khối lượng nhiên liệu), giữ hỗn hợp ở nhiệt độ không đổi, xác định lượng nhiên liệu được bay hơi trong điều kiện cân bằng ấy. Kết quả xác định số phần trăm nhiên liệu bay hơi ở các nhiệt độ khác nhau với tỉ lệ hòa trộn khác nhau (các đường đứt (khuất) trên hình 3.2). Qua thí nghiệm trên thấy rõ, nhiệt độ bay hơi thực tế thấp hơn nhiều so với nhiệt độ chưng cất cách li với không khí.



Hình 3.2. Đường đặc tính chưng cất cách ly của nhiên liệu (đường liền) và đường đặc tính chưng cất cân bằng trong không khí (đường đứt)
1– nhiên liệu điêden nhẹ; 2 – dầu hỏa ; 3 – xăng ôtô ; 4 – xăng hàng không.

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

1) Mối quan hệ giữa tính bay hơi của xăng và tính năng hoạt động của động cơ dùng chế hòa khí

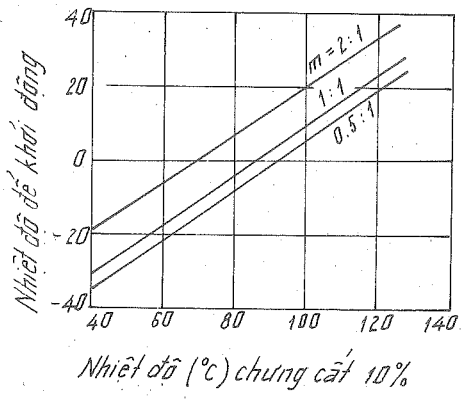
a) Tính năng khởi động

Khi bật tia lửa điện, hòa khí dễ bén lửa nhất ở tỉ lệ hòa trộn m = 12 : 1 ÷ 13 : 1. Khi khởi động tốc độ động cơ rất chậm, không khí và xăng hòa trộn không tốt, nhiệt độ bề mặt thành ống nạp, xilanh, pittông v.v... rất thấp, do đó chỉ có khoảng 1/5 ÷ 1/10 xăng được bay

THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

hơi. Nếu bộ chế hòa khí đã được điều chỉnh ở thành phần hòa khí tốt nhất, thì hòa khí thực tế vào động cơ lúc khởi động sẽ rất nhạt (đặc biệt khi trời lạnh), rất khó bén lửa và khởi động. Vì vậy phải đóng bướm gió để cung cấp hòa khí có thành phần $m \approx 1 : 1$, làm cho hòa khí thực tế vào xilanh có giá trị sát với hòa khí tốt nhất. Lúc ấy chỉ cần khoảng 8% xăng phun vào được bay hơi là đủ.

Trên đường cong chưng cất, tương ứng với 10% nhiên liệu bay hơi, nếu nhiệt độ càng thấp thì động cơ càng dễ khởi động lạnh (H. 3.3). Do đó điểm 10% (nhiệt độ bay hơi 10%) được coi là chỉ tiêu khởi động của động cơ xăng.



Hình 3.3. Ảnh hưởng của nhiệt độ chưng cất 10% và tỉ lệ hòa trộn m tới tính năng khởi động.

b) Nút hơi

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

c) Chạy ấm máy

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

d) Tính tăng tốc

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

e) Phân phối

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

g) Cháy

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

h) Gây loãng dầu nhờn trong cácte

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

i) *Lượng khí nạp*

Nếu nhiệt độ đường nạp thấp, sẽ làm tăng mật độ khí nạp. Do đó tính bay hơi của nhiên liệu càng tốt (lúc ấy do nhiệt ẩn của nhiên liệu bay hơi gây ra sẽ làm giảm càng nhiều nhiệt độ và tăng càng nhiều lượng khí nạp vào xilanh). Rượu êtanol, do nhiệt ẩn lớn, và do cần ít không khí để đốt cháy nên làm giảm rõ rệt nhiệt độ đường nạp.

Bảng 3-3 tổng kết những điều đã trình bày và nêu lên các quy định về các điểm 10, 50, 90%, coi đó là chỉ tiêu về tính bay hơi của xăng.

Bảng 3-3

ẢNH HƯỞNG TÍNH BAY HƠI CỦA XĂNG TỚI TÍNH NĂNG CỦA ĐỘNG CƠ DÙNG CHẾ HÒA KHÍ

% bay hơi theo đường cong chưng cất	Các tính năng của động cơ chịu ảnh hưởng	Phạm vi nhiệt độ cần đạt, °C	
		Mùa đông	Mùa hè
10	khởi động, nút hơi, tổn thất xăng	52 - 58	61 - 66
50	chạy ấm máy, gia tốc, phân phối	107 - 118	113 - 120
90	cháy, làm loãng dầu nhờn	166- 177	170 - 175

2) Tính bay hơi của nhiên liệu điêden

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tự cháy thì hầu như toàn bộ thành phần chưng cất nhẹ của nhiên liệu đã phun vào động cơ sẽ bốc cháy tức thời, khiến tốc độ tăng áp suất rất lớn, gây tiếng nổ thô bạo, không êm.

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

3.4.3. TÍNH LƯU ĐỘNG Ở NHIỆT ĐỘ THẤP VÀ TÍNH PHUN SƯƠNG CỦA NHIÊN LIỆU ĐIÊDEN

1) Điểm kết tủa

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

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

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

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

2) Độ nhớt

Lực cản giữa các phân tử khi chất lỏng chuyển động dưới tác dụng của ngoại lực được gọi là độ nhớt. Nếu độ nhớt của nhiên liệu điêden quá lớn sẽ gây khó khăn cho lưu động của nhiên liệu từ thùng chứa đến bơm, giảm độ tin cậy cho hoạt động của bơm, gây khó khăn cho việc xả khí khỏi hệ thống và việc xé tơi phun sương nhiên liệu qua vòi phun sẽ kém, khiến nhiên liệu và không khí hòa trộn không đều, làm giảm công suất và hiệu suất động cơ. Nhưng nếu độ nhớt của nhiên liệu điêden nhỏ quá sẽ gây khó khăn cho việc bôi trơn mặt ma sát của các cặp bộ đôi bơm cao áp và vòi phun, làm tăng nhiên liệu rò qua khe hở các cặp bộ đôi, ngoài ra còn làm giảm hành trình tia nhiên liệu trong buồng cháy. Như vậy cần đảm bảo độ nhớt hợp lý. Nói chung độ nhớt tương đối của nhiên liệu điêden nhẹ trong khoảng $E^*_{20} = (1 \div 2)\ ^oE$.

---

* Độ nhớt tương đối E_t là tỉ số giữa thời gian cần thiết để 200cm^3 nhiên liệu ở nhiệt độ t chảy qua độ nhớt kế và thời gian cần thiết để 200cm^3 nước ở 20°C chảy qua thiết bị đó. Khi thử cần để nhiên liệu chảy thành dòng.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

3.4.4. NHIỆT ĐỘ BÉN LỬA VÀ NHIỆT ĐỘ TỰ BỐC CHÁY

1) Nhiệt độ bén lửa

Nhiệt độ bén lửa là nhiệt độ thấp nhất để hòa khí bén lửa. Nhiệt độ bén lửa phản ánh số lượng thành phần chưng cất nhẹ của nhiên liệu, nó được dùng làm chỉ tiêu phòng hỏa đối với nhiên liệu dùng trên tầu thủy. Để tránh nổ vỡ buồng máy, nhiệt độ bén lửa của nhiên liệu dùng trên tàu thủy không được thấp hơn 65^{o}C.

2) Nhiệt độ tự bốc cháy

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

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

Nhiên liệu dùng trong động cơ điêden cần có nhiệt độ tự bốc cháy thấp, còn xăng dùng trong động cơ có bộ chế hòa khí đốt cháy cưỡng bức thì ngược lại. Trên thực tế, do còn rất nhiều yếu tố gây ảnh hưởng lớn tới nhiệt độ tự cháy của nhiên liệu, vì vậy để đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu dùng cho các loại động cơ khác nhau người ta không dùng nhiệt độ tự cháy của nhiên liệu. Đối với động cơ điêden, người ta dùng tính tự cháy của nhiên liệu, còn đối với động cơ xăng hình thành hòa khí bên ngoài đốt cháy cưỡng bức người ta dùng tính chống kích nổ của nhiên liệu làm chỉ tiêu đánh giá chất lượng cháy của nhiên liệu trong buồng cháy động cơ.

3.4.5. ĐÁNH GIÁ TÍNH TỰ CHÁY CỦA NHIÊN LIỆU ĐIÊDEN

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

Như vậy giá trị τ_i hoặc φ_i ngắn hay dài sẽ thể hiện rõ tính tự cháy dễ hay khó của nhiên liệu điêden trong buồng cháy động cơ.

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

1. Tỉ số nén tới hạn ε_{th} ;
2. Số xêtan ;
3. Số xêten ;
4. Chỉ số điêden Đ ;
5. Hằng số độ nhớt – khối lượng W.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Ba chỉ tiêu đầu được đo trên động cơ thử nghiệm đặc biệt, trong điều kiện thử quy định, hai chỉ tiêu cuối được đo trong phòng thí nghiệm hóa chất. Các động cơ thử nghiệm về nhiên liệu có mã hiệu sau : ASTM - CFR (Mỹ), BASF (Đức) hoặc ИТ9 (Nga). Các động cơ trên có thể thay đổi dễ dàng tỉ số nén ε.

1. Tỷ số nén tới hạn ε_{th} được xác định trên các động cơ thử nghiệm. Điều kiện thử nghiệm như sau :

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

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

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

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

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

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

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

số xêtan $\approx$ 0,88 số xêten

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

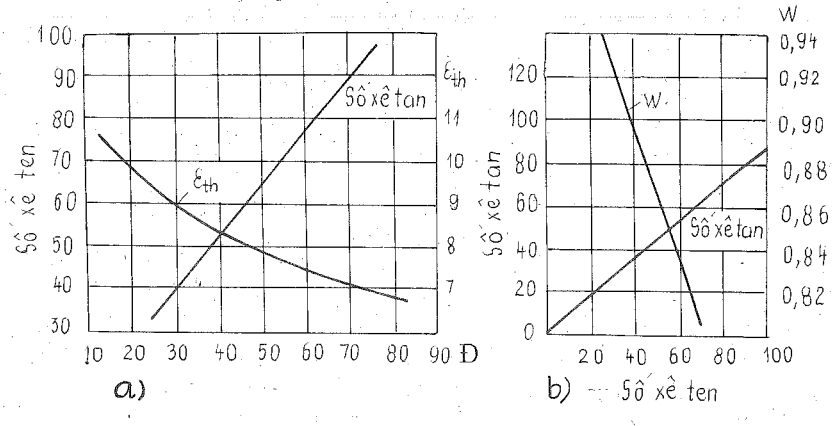
4. Chỉ số điêden Đ là đại lượng quy ước, được dùng để đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu điêden. Chỉ số điêden Đ được xác định theo biểu thức sau :

$$Đ = \frac{1}{100\gamma}(141,5 - 131,5\gamma)(1,8A + 32) \qquad (3\text{-}9)$$

trong đó : γ (kg/dm^3) – khối lượng riêng của nhiên liệu ở 15°C ;

A(°C) – điểm anilin, tức là nhiệt độ kết tủa của nhiên liệu cần thí nghiệm pha trong anilin theo tỷ lệ thể tích 1 : 1.

Giữa chỉ số điêden Đ và các chỉ tiêu khác có mối liên hệ khăng khít với nhau (H. 3.4a, b).



Hình 3.4. Quan hệ giữa các chỉ tiêu đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu điêden.

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

5. Hằng số độ nhớt – khối lượng W cũng là một chỉ tiêu đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu bằng phương pháp gián tiếp (xác định trong phòng thí nghiệm hóa chất). Quan hệ giữa W và các chỉ tiêu khác được giới thiệu trên hình 3.4.a, b.

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

3.4.6. ĐÁNH GIÁ TÍNH CHẤT CHỐNG KÍCH NỔ CỦA NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ HÌNH THÀNH HÒA KHÍ BÊN NGOÀI, ĐỐT CHÁY CƯỠNG BỨC

Quá trình cháy của động cơ đốt trong hình thành hòa khí bên ngoài đốt cháy cưỡng bức được bắt đầu từ tia lửa điện phóng qua 2 cực nến điện, xuất phát từ đó màng lửa lan rộng dần, đốt hết hòa khí trong buồng cháy. Trường hợp cháy bình thường, tốc độ lan của màng lửa vào khoảng 20 ÷ 40m/s. Có thể xảy ra trường hợp số hòa khí ở xa cực nến lửa do bị dồn ép làm tăng nhanh áp suất và nhiệt độ khiến tự nó bốc cháy khi màng lửa chưa lan tới, đó là hiện tượng kích nổ. Nếu xảy ra kích nổ, do phần hòa khí gây ra kích nổ đã được chuẩn bị tốt nên tốc độ cháy lớn ; tốc độ màng lửa kích nổ có thể tới 1500 ÷ 2000m/s khiến áp suất tăng nhanh tạo ra sóng kích nổ với cường độ lớn, va đập lên thành buồng cháy và sinh ra sóng phản hồi, các sóng trên gây rung động thành buồng cháy, gây tiếng gõ kim loại và gây nhiều tác hại nghiêm trọng khác cho động cơ. Vì vậy, người ta đã tìm mọi giải pháp tránh không

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

để xảy ra kích nổ, trước tiên là các giải pháp về nhiên liệu. Kích nổ có liên hệ mật thiết với tính tự cháy của nhiên liệu. Nhiên liệu khó tự cháy sẽ khó sinh ra kích nổ. Như vậy tính năng chống kích nổ của nhiên liệu gắn liền với tính năng khó tự cháy của nó. Để đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu động cơ hình thành hòa khí bên ngoài, đốt cháy cưỡng bức người ta dùng tỉ số nén có lợi nhất ε_{cl}, đó là tỉ số nén lớn nhất cho phép về mặt kích nổ. Xác định ε_{cl} được thực hiện trên động cơ khảo nghiệm một xi lanh, có thể thay đổi tỉ số nén với các quy định chặt chẽ về : tốc độ động cơ, góc đánh lửa sớm, nhiệt độ nước, dầu và khí nạp, loại dầu, áp suất dầu, loại nến điện, khe hở xupáp, đường kính họng bộ chế hòa khí, tải, thành phần hòa khí v.v... Khi thực nghiệm người ta tăng dần tỉ số nén cho tới khi xảy ra kích nổ sẽ tìm được ε_{cl} của nhiên liệu khảo nghiệm. Nhiên liệu có ε_{cl} càng lớn, tính chống kích nổ của nó càng tốt.

Thực tế người ta thường dùng số ốctan để đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu. Bản chất của việc xác định số ốctan của nhiên liệu trên động cơ khảo nghiệm là so sánh nhiên liệu cần khảo nghiệm với nhiên liệu mẫu, khi động cơ hoạt động trong điều kiện thực nghiệm được quy định chặt chẽ. Nhiên liệu mẫu gồm hai thành phần : izôôctan (2,2,4 - trimêtylpentan C_8H_{18}) và heptan chính (C_7H_{16}) có tính chất lý hóa tương tự nhưng lại rất khác nhau về tính tự cháy (tính gây kích nổ). Izôôctan rất khó tự cháy (khó kích nổ) còn heptan chính rất dễ tự cháy (dễ kích nổ). Khả năng chống kích nổ của izôôctan có giá trị là 100 đơn vị, còn heptan chính là 0 đơn vị. Hòa trộn hai thành phần trên theo tỉ lệ thể tích khác nhau sẽ được các hỗn hợp của nhiên liệu mẫu với số ốctan thay đổi từ 0 đến 100 đơn vị.

Bảng 3–4

SỐ ỐCTAN CỦA NHIÊN LIỆU MẪU [IZÔÔCTAN + $Pb(C_2H_5)$]

Số ốctan	Hàm lượng $Pb(C_2H_5)$ trong 1kg izôôctan (ml)	Số ốctan	Hàm lượng $Pb(C_2H_5)$ trong 1kg izôôctan (ml)
101	0,035	111	0,580
102	0,070	112	0,670
103	0,100	113	0,790
104	0,140	114	0,915
105	0,180	115	1,060
106	0,230	116	1,240
107	0,280	117	1,440
108	0,340	118	1,640
109	0,420	119	1,900
110	0,500	120	2,200

Như vậy số ốctan là chỉ tiêu đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu. Giá trị của số ốctan là số phần trăm (thành phần thể tích) của hàm lượng izôôctan chứa trong hỗn hợp nhiên liệu mẫu pha chế với heptan chính, hỗn hợp này có tính chống kích nổ (ε_{cl}) tương đương với nhiên liệu cần khảo nghiệm được xác định trên động cơ một xilanh đặc biệt với điều kiện khảo nghiệm chặt chẽ.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Ví dụ. Nếu tính chống kích nổ của nhiên liệu khảo nghiệm tương đương với nhiên liệu mẫu, gồm 90% thể tích izôôctan và 10% thể tích heptan chính, thì số ốctan của nhiên liệu khảo nghiệm là 90.

Thông thường số ốctan được xác định với thành phần hòa khí gần gũi với hòa khí chuẩn (hệ số thừa không khí $\alpha \approx 0,95 \div 1,05$).

Bảng 3–5

CÁC CHỈ TIÊU CỦA XĂNG ÔTÔ

Hạng mục	Chỉ tiêu chất lượng					
	66/M	70/M	74/M	76/M	80/M	85/M
Số ốctan	66	70	74	76	80	85
Điểm chưng cất :						
10% (°C) không quá	79	79	70	75	75	75
50% (°C) không quá	145	145	105	120	120	120
90% (°C) không quá	195	195	165	180	180	180
Điểm khô (°C) không quá	205	205	180	195	195	195
Tổn thất (%)	4,5	4,5	2,5	3,5	3,5	3,5
Lượng vật sót (%)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Áp suất hơi bão hòa (mmHg) không quá	500	500	500	500	500	500
Thành phần keo (mg/100ml) không quá	7	7	2	7	10	10
Lưu huỳnh S (%) không quá	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Độ axit (mgKOH/100ml) không quá	3	3	0,15	3	3	3

Bảng 3–6

CÁC CHỈ TIÊU CỦA NHIÊN LIỆU ĐIÊDEN

Hạng mục	Chỉ tiêu chất lượng					
	Nhiên liệu điêden nhẹ					Nhiên liệu điêden chưng cất
	số 10	số 0	số (−10)	số (−20)	số (−30)	
Số xêtan không thấp hơn	50	50	50	45	43	55
Điểm chưng cất (°C)						
50% không quá	300	300	300	300	300	290
90% không quá	355	355	350	350	–	350
95% không quá	365	365	–	–	350	–
Độ nhớt (20°C)						
Tương đối (°E)	1,2 ÷ 1,67	1,2 ÷ 1,67	1,2 ÷ 1,67	1,15 ÷ 1,67	1,15 – 1,67	
Vận động (milipoa)	3,0 – 8,0	3,0 – 8,0	3,0 – 8,0	2,5 – 8,0	2,5 – 7,0	3,5 – 8,0
Lượng vật sót (%) không quá	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3
Bụi (%) không quá	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,03
Điểm bắt lửa (°C) không nhỏ hơn	65	65	65	65	50	60
Độ axít (mgKOH/100ml) không quá	10	10	10	10	10	3
Điểm kết tủa (°C) không quá	+10	0	−10	−20	−35	−10
Lượng keo (mg/100ml) không quá	70	70	70	70	70	
Hàm lượng S (%) không quá	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu tính chống kích nổ của nhiên liệu thí nghiệm lớn hơn so với izôôctan thì nhiên liệu mẫu dùng để so sánh sẽ là hỗn hợp của izôôctan với têtraêtyl chì $Pb(C_2H_5)$ (hoặc với dung dịch êtyl). Số ốctan của nhiên liệu mẫu trong trường hợp này phụ thuộc vào hàm lượng $Pb(C_2H_5)$ trong 1 kg izôôctan. Bảng 3-4 giới thiệu số ốctan của nhiên liệu mẫu theo hàm lượng của $Pb(C_2H_5)$.

Ngoài những tính chất kể trên trong các loại xăng và nhiên liệu điêden sử dụng trên thị trường, người ta còn quy định các chỉ tiêu sau : hàm lượng vật sót khi chưng cất, thành phần keo, lưu huỳnh (S), độ axít, bụi v.v... trong nhiên liệu.

Bảng 3-5 giới thiệu chỉ tiêu của xăng ôtô, người ta dùng số ốctan để kí hiệu cho loại xăng chữ M, chỉ rõ phương pháp dùng máy (động cơ khảo nghiệm) để đo số ốctan.

Bảng 3-6 giới thiệu các chỉ tiêu của nhiên liệu điêden, người ta lấy nhiệt độ kết tủa làm số hiệu của nhiên liệu điêden.

3.5. LƯỢNG KHÔNG KHÍ CẦN ĐỂ ĐỐT 1kg NHIÊN LIỆU LỎNG HOẶC 1kmol (HAY $1m^3$) NHIÊN LIỆU KHÍ

Hòa khí dùng cho động cơ đốt trong có hai thành phần : thành phần thứ nhất là nhiên liệu, còn thành phần thứ hai là không khí. Muốn xác định lượng hòa khí trên đối với 1kg nhiên liệu lỏng hoặc $1m^3$ tiêu chuẩn nhiên liệu khí, trước tiên phải xác định lượng không khí cần thiết để đốt kiệt số nhiên liệu đó.

3.5.1. LƯỢNG KHÔNG KHÍ CẦN THIẾT ĐỂ ĐỐT KIỆT 1kg NHIÊN LIỆU LỎNG

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

$$\left.\begin{aligned} &C + O_2 = CO_2 + 406976\ kJ \\ &H_2 + \frac{1}{2}O_2 = H_2O(\text{thể nước}) + 287000kJ \text{ hoặc } H_2O\ (\text{thể hơi}) + 241800\ kJ \end{aligned}\right\} \quad (3\text{-}10)$$

Nếu 1kg nhiên liệu lỏng gồm có : c kg C, h kg H_2 và O_{nl} kg O_2, từ (3-10) có thể viết :

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

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

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

$$h kg\ H_2 + 8h\ kg\ O_2 = 9h\ kg\ H_2O \quad (3\text{-}12)$$

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

$$c\ kg\ C + \frac{c}{12}\ kmol\ O_2 = \frac{c}{12}\ kmol\ CO_2 \quad (3\text{-}13)$$

$$h\ kg\ H_2 + \frac{h}{4}\ kmol\ O_2 = \frac{h}{2}\ kmol\ H_2O \quad (3\text{-}14)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trong hòa khí của động cơ hình thành hòa khí bên trong, thành phần C và H_2 ở dạng thể lỏng của nhiên liệu, thể tích rất nhỏ có thể lược bỏ không đáng kể. Các biểu thức (3-13) và (3-14) chỉ rằng : phản ứng của C khiến thể tích môi chất trước và sau phản ứng được giữ nguyên không đổi, còn phản ứng của H_2 khiến thể tích môi chất tăng gấp hai lần sau khi phản ứng. Nếu O_o' (kg/kg) và O_o (kmol/kg) là lượng O_2 lý thuyết cần thiết để đốt cháy kiệt 1kg nhiên liệu lỏng, theo (3-2), (3-11) và (3-12) sẽ tính được :

$$O_o' = \frac{8}{3}c + 8h - O_{nl} \text{ (kg/kg nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}15)$$

Theo (3-2), (3-13) và (3-14) sẽ tính được :

$$O_o = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{O_{nl}}{32} \text{ (kmol/kg nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}16)$$

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

$$L_o = \frac{O_o'}{0,232} = \frac{1}{0,232}\left(\frac{8}{3}c + 8h - O_{nl}\right) \; ; \; \left(\frac{\text{kg không khí}}{\text{kg nhiên liệu}}\right) \qquad (3\text{-}17)$$

$$M_o = \frac{O_o}{0,21} = \frac{1}{0,21}\left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{O_{nl}}{32}\right)$$

$$= \frac{c}{0,21 \times 12}\left(1 + 3\frac{h}{c} - 0,375\frac{O_{nl}}{c}\right); \quad \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kg nhiên liệu}}\right) \qquad (3\text{-}18)$$

Trong xăng $O_{nl} = 0$, vì vậy đối với xăng (3-17) và (3-18) còn có thể viết như sau :

$$L_o = 11,49c.\sigma \; ; \quad \frac{\text{kg không khí}}{\text{kg nhiên liệu}} \qquad (3\text{-}18a)$$

$$M_o = \frac{c}{2,52}.\sigma \; ; \quad \frac{\text{kmol không khí}}{\text{kg nhiên liệu}} \qquad (3\text{-}18b)$$

trong đó : $$\sigma = 1 + 3\frac{h}{c} \qquad (3\text{-}18c)$$

σ – là số đặc trưng của xăng, chỉ phụ thuộc vào giá trị $\frac{h}{c}$.

3.5.2. ĐỐI VỚI NHIÊN LIỆU THỂ KHÍ

Nếu coi các thành phần nhiên liệu thể khí gồm khí trơ N_2 và H_2S và những chất khí do các nguyên tử C, H, O tạo nên được viết dưới dạng $\sum C_nH_mO_r$ và nếu lược bỏ số lượng rất nhỏ của H_2S thì 1mol nhiên liệu thể khí được thể hiện qua biểu thức (3-1).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trong 1 phân tử chất $C_nH_mO_r$ có n nguyên tử C, $\frac{m}{2}$ phân tử H_2 và $\frac{r}{2}$ phân tử O_2. Do đó để đốt kiệt n mol C cần có n mol O_2, và thu được n mol khí CO_2 ; đốt kiệt $\frac{m}{2}$ mol H_2 cần có $\frac{m}{4}$ mol khí O_2 và thu được $\frac{m}{2}$ mol hơi nước (H_2O). Trong nhiên liệu có $\frac{r}{2}$ mol khí O_2 vì vậy phương trình phản ứng ôxy hóa của 1 mol $C_nH_mO_r$ sẽ là :

$$C_nH_mO_r + \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2}\right) O_2 = n\,CO_2 + \frac{m}{2} H_2O \qquad (3\text{-}19)$$

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

$$C_2H_4 + \left(2 + \frac{4}{4} - 0\right) O_2 = 2CO_2 + 2H_2O$$

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

$$M_o = V_o = \frac{1}{0{,}21} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2}\right) C_nH_mO_r \qquad (3\text{-}20)$$

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

Nếu lượng không khí thực tế đưa vào động cơ để đốt 1kg nhiên liệu lỏng là M (kmol không khí/kg nhiên liệu) hoặc L (kg không khí/kg nhiên liệu). Để đốt 1 kmol hoặc $1m^3$ tiêu chuẩn nhiên liệu khí là M (kmol không khí/kmol nhiên liệu) hoặc V (m^3 không khí/m^3 nhiên liệu) sẽ được biểu thức sau :

$$\alpha = \frac{M}{M_o} = \frac{L}{L_o} = \frac{V}{V_o} \qquad (3\text{-}21)$$

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

- Đối với nhiên liệu lỏng :

$$M = \alpha M_o \text{ (kmol không khí/kg nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}22)$$

hoặc :
$$L = \alpha L_o \text{ (kg không khí/kg nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}23)$$

- Đối với nhiên liệu khí :

$$M = \alpha M_o \text{ (kmol không khí/kmol nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}24)$$

$$V = \alpha V_o \text{ (m^3 không khí/m^3 nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}24a)$$

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

3.6. HÒA KHÍ MỚI VÀ SẢN VẬT CHÁY

3.6.1. HÒA KHÍ MỚI

Hòa khí trong động cơ điêden gồm không khí và nhiên liệu, được hình thành bên trong buồng cháy động cơ vào cuối quá trình nén. Thể tích nhiên liệu lỏng so với thể

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tích không khí trong buồng cháy động cơ là rất nhỏ, nên khi tính số kmol hòa khí mới của động cơ điêden, người ta thường lược bỏ thể tích này và coi hòa khí chỉ là số kmol (hoặc m^3) không khí mới. Vì vậy nếu M_1 là hòa khí mới của động cơ quy về 1 kg nhiên liệu lỏng, đối với động cơ điêden sẽ là :

$$M_1 = M = \alpha M_o \text{ (kmol/kg nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}25)$$

- Động cơ xăng hình thành hòa khí bên ngoài, nên trong hòa khí, ngoài không khí còn có hơi của 1 kg nhiên liệu, vì vậy M_1 sẽ là :

$$M_1 = M + \frac{1}{\mu_{nl}} = \alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}} \text{ (kmol/kg nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}26)$$

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

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

$$\left.\begin{aligned} M_1 &= M + 1 = \alpha M_o + 1 \text{ ; kmol/kmol nhiên liệu} \\ V_1 &= V + 1 = \alpha V_o + 1 \text{ ; } m^3/m^3 \text{ nhiên liệu} \end{aligned}\right\} \qquad (3\text{-}27)$$

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

- Nhiên liệu động cơ điêden :

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

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

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

- Nhiên liệu khí :

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

trong đó : $Q_{tk}\left(\frac{MJ}{kg}\right)$ - nhiệt trị thấp của 1kg nhiên liệu lỏng ;

$Q_{tm}\left(\frac{MJ}{m^3}\right)$ - nhiệt trị thấp của $1m^3$ tiêu chuẩn nhiên liệu khí.

3.6.2. SẢN VẬT CHÁY ĐỐI VỚI TRƯỜNG HỢP CHÁY HOÀN TOÀN ($\alpha \geq 1$)

1) Nhiên liệu lỏng

Với $\alpha \geq 1$ sản vật cháy sẽ gồm CO_2, hơi nước H_2O, ôxy thừa và N_2 (chứa trong không khí đưa vào động cơ). Số kmol các chất khí tương ứng M_{CO_2}, M_{H_2O}, M_{O_2} và

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

M_{N_2} (dựa vào (3-13), (3-14) và thành phần thể tích của O_2 và N_2 trong không khí khô) sẽ là :

$$M_{CO_2} = \frac{c}{12} ;$$

$$M_{H_2O} = \frac{h}{2} ;$$

$$M_{O_2} = 0{,}21(\alpha - 1)M_o ;$$

$$M_{N_2} = 0{,}79\,\alpha\, M_o$$

Nếu M_2 (kmol/kg nhiên liệu) là sản vật cháy của 1kg nhiên liệu sẽ tính M_2 như sau :

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

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

Thay $0{,}21M_o$ nhờ (3-18) vào biểu thức trên, rồi chỉnh lý sẽ được :

$$M_2 = \alpha M_o + \frac{h}{4} + \frac{O_{nl}}{32} \text{ (kmol/kg nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}28)$$

2) Nhiên liệu khí

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

$$M_{CO_2} = \sum n\, C_nH_mO_r$$

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} C_nH_mO_r$$

$$M_{O_2} = 0{,}21(\alpha - 1)M_o$$

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

Nếu M_2 hoặc V_2 (kmol/kmol nhiên liệu hoặc m^3/m^3 nhiên liệu) là sản phẩm cháy của 1kmol hoặc $1m^3$ nhiên liệu khí, ta sẽ được :

$$M_2 = \sum_{i=1}^{i=4} M_i = \sum \left(n + \frac{m}{2} \right) C_nH_mO_r + \alpha M_o - 0{,}21M_o + N_2 \qquad (3\text{-}29)$$

Thay giá trị $0{,}21M_o$ nhờ (3-20), cộng và trừ vế phải của (3-29) với $\sum C_nH_mO_r$ sẽ được :

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nhờ (3-1) biểu thức trên sẽ có dạng :

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

Tương tự như trên sẽ được :

$$V_2 = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1\right) C_nH_mO_r + (1 + \alpha V_o) \text{ ; } m^3/m^3 \text{ nhiên liệu.} \qquad (3\text{-}30)$$

3.6.3. SẢN VẬT CHÁY CỦA NHIÊN LIỆU LỎNG ĐỐI VỚI TRƯỜNG HỢP CHÁY KHÔNG HOÀN TOÀN ($\alpha < 1$)

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

$$K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} \qquad (3\text{-}31)$$

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

$$C + \frac{1}{2} O_2 = CO + 124019 \text{ kJ} \qquad (3\text{-}32)$$

Từ (3-32) sẽ được :

$$c \text{ kg } C + \frac{c}{24} \text{ kmol } O_2 = \frac{c}{12} \text{ kmol } CO \qquad (3\text{-}33)$$

So sánh (3-13) với (3-33) thấy rằng : nếu đủ O_2 $\left(\frac{c}{12} \text{kmol}\right)$ đốt cháy c kg C sẽ thu được $\frac{c}{12}$ kmol khí CO_2 ; nếu số O_2 là $\frac{c}{24}$ kmol chỉ đủ đốt c kg C thành CO ta cũng sẽ thu được $\frac{c}{12}$ kmol, nhưng là khí CO. Như vậy nếu $\frac{c}{24} < M_{CO_2} < \frac{c}{12}$, thì một phần C sẽ chuyển thành CO_2, phần còn lại do thiếu O_2 chỉ chuyển thành CO, nhưng bao giờ ta cũng có :

$$M_{CO} + M_{CO_2} = \frac{c}{12} \text{ kmol} \qquad (3\text{-}34)$$

Đối với H_2 cũng vậy, do thiếu O_2 nên một phần H_2 được chuyển thành H_2O theo (3-14), còn một phần H_2 không được cháy vẫn giữ nguyên H_2.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

$$M_{H_2O} + M_{H_2} = \frac{h}{2} \text{ kmol} \qquad (3\text{-}35)$$

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

$$M_{CO_2} + \frac{1}{2} M_{CO} + \frac{1}{2} M_{H_2O} = 0{,}21\alpha M_o + \frac{O_{nl}}{32} \qquad (3\text{-}36)$$

Bốn phương trình (3-31), (3-34), (3-35) và (3-36) cho ta tìm 4 ẩn số M_{CO}, M_{CO_2}, M_{H_2}, M_{H_2O} còn giá trị M_{N_2} sẽ tính theo thành phần thể tích của N_2 trong không khí. Cuối cùng thu được :

$$M_{CO} = 0{,}42 \frac{1 - \alpha}{1 + K} M_o ; \qquad (3\text{-}37)$$

$$M_{CO_2} = \frac{c}{12} - 0{,}42 \frac{1 - \alpha}{1 + K} M_o ; \qquad (3\text{-}38)$$

$$M_{H_2} = 0{,}42K \frac{1 - \alpha}{1 + K} M_o ; \qquad (3\text{-}39)$$

$$M_{H_2O} = \frac{h}{2} - 0{,}42K \frac{(1 - \alpha)}{1 + K} M_o \qquad (3\text{-}40)$$

$$M_{N_2} = 0{,}79\alpha M_o \qquad (3\text{-}41)$$

và :

$$M_{2(\alpha < 1)} = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \frac{c}{12} + \frac{h}{12} + 0{,}79\alpha M_o \qquad (3\text{-}42)$$

3.6.4. THAY ĐỔI SỐ PHÂN TỬ MÔI CHẤT KHI CHÁY

So sánh các biểu thức (3-25), (3-26), (3-27) với các biểu thức (3-28), (3-29) và (3-30) thấy rằng : số lượng sản vật cháy sau khi cháy M_2 hoặc V_2 không bằng số lượng hòa khí trước khi cháy M_1 hoặc V_1, vì trong quá trình cháy có sự thay đổi số kmol của môi chất. Ví dụ phản ứng (3-10) của H_2 với O_2, trước khi cháy ở dạng lỏng (động cơ điêden) hoặc chỉ là một phần nhỏ của một kmol hyđrôcacbon (động cơ điêden và xăng) có thể tích rất nhỏ không đáng kể, do đó hỗn hợp trước khi cháy chỉ là 1kmol O_2 (ở dạng khí), còn sau khi cháy lại tạo ra 2kmol hơi nước. Nhìn chung với nhiên liệu thể lỏng số kmol sản vật cháy lớn hơn số kmol hòa khí trước khi cháy. Nếu gọi ΔM là số kmol môi chất thay đổi khi cháy, ta sẽ có :

- Đối với động cơ điêden ($\alpha > 1$), từ biểu thức (3-25) và (3-28), ta được :

$$\Delta M = \alpha M_o + \frac{h}{4} + \frac{O_{nl}}{32} - \alpha M_o = \frac{h}{4} + \frac{O_{nl}}{32} \text{ (kmol/kg nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}43)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Đối với động cơ xăng, hình thành hòa khí bên ngoài, đốt cháy bằng tia lửa điện, trong trường hợp $\alpha > 1$, từ (3-26) và (3-28), ta được :

$$\Delta M = \frac{h + \frac{O_{nl}}{8}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}}, \text{ (kmol/kg nhiên liệu).} \qquad (3\text{-}44)$$

Trong trường hợp $0,7 < \alpha < 1$, từ (3-26) và (3-43), ta được :

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

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

$$= 0,21(1 - \alpha)M_o + \frac{h + \frac{O_{nl}}{8}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}} \text{ (kmol/kg nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}45)$$

Các biểu thức (3-43), (3-44) và (3-45) chỉ rằng : khi đốt nhiên liệu lỏng, số phân tử (kmol) môi chất luôn luôn tăng ($\Delta M > 0$), chính vì trong một phân tử hyđrocacbon lỏng hầu hết đều chứa từ 4 phân tử H_2 trở lên khiến cho các phân tử này chỉ là một phần nhỏ nằm trong thể tích của một phân tử hyđrocabon đã hoặc chưa hóa hơi. Kết quả của $\Delta M > 0$ sẽ làm tăng áp suất sau khi cháy (nếu giữ thể tích không đổi), còn trong trường hợp giữ áp suất p = const sẽ làm tăng thể tích để sinh công.

- Đối với nhiên liệu thể khí, trong trường hợp $\alpha \geq 1$, từ (3-20), (3-27) và (3-30) ta được :

$$\Delta M = \sum\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1\right) C_n H_m O_r \text{ (kmol/kmol n.l hoặc } m^3/m^3 \text{ n.l)} \qquad (3\text{-}46)$$

Từ(3-46) thấy rằng : ΔM phụ thuộc vào hàm lượng nguyên tử của các nguyên tố hóa học có trong các chất $C_nH_mO_r$. Nếu $\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2}\right) > 1$ thì $\Delta M > 0$ (số môi chất tăng lên sau khi cháy) ; nếu $\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2}\right) < 1$ thì $\Delta M < 0$ (số môi chất sẽ giảm sau khi cháy) và nếu $\left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2}\right) = 1$ thì $\Delta M = 0$.

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

$$\beta_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_1 + \Delta M}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} \qquad (3\text{-}47)$$

- Đối với động cơ điêden :

$$\beta_o = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha M_o} = 1 + \frac{\frac{h}{4} + \frac{O_{nl}}{32}}{\alpha M_o} \qquad (3\text{-}48)$$

- Đối với động cơ xăng :

+ Trường hợp $\alpha \geq 1$

$$\beta_o = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}} = 1 + \frac{\frac{h + \frac{O_{nl}}{8}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}} \qquad (3\text{-}49)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

+ Trường hợp $\alpha < 0$

$$\beta_o = 1 + \frac{0{,}21(1-\alpha)M_o + \frac{h + \frac{O_{nl}}{8}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}} \qquad (3\text{-}50)$$

- Đối với động cơ ga :

$$\beta_o = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha M_o + 1} \qquad (3\text{-}51)$$

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

3.6.5. SỐ LƯỢNG VÀ THÀNH PHẦN MÔI CHẤT TRONG XILANH ĐẦU QUÁ TRÌNH NÉN

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

$$M_a = M_1 + M_r = M_1(1 + \gamma_r) \qquad (3\text{-}52)$$

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

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

- Đối với động cơ điêden :

$$M_a = M_1(1 + \gamma_r) = \alpha M_o(1 + \gamma_r) \text{ ; kmol/kg nhiên liệu} \qquad (3\text{-}53)$$

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

$$M_a = M_1(1 + \gamma_r) = (\alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}})(1 + \gamma_r) \text{ ; kmol/kg nhiên liệu} \qquad (3\text{-}54)$$

- Đối với máy ga :

$$M_a = M_1(1 + \gamma_r) = (\alpha M_o + 1)(1 + \gamma_r) \text{ ; kmol/mol nhiên liệu (hoặc } m^3/m^3 \text{ nhiên liệu)} \qquad (3\text{-}55)$$

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

$$M_r = M_{rCO_2} + M_{rH_2O} + M_{rO_2} + M_{rN_2} \text{ ; kmol/kg nhiên liệu} \qquad (3\text{-}56)$$

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

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

$$M_{rO_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} \cdot M_r = \frac{\gamma_r}{\beta_o} \cdot 0{,}21(\alpha - 1)M_o$$

$$M_{rN_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} \cdot M_r = \frac{\gamma_r}{\beta_o} \cdot 0{,}79\,\alpha\, M_o$$

Thay các giá trị trên vào (3-56), được :

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

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

$$M_a = M_1 + M_r = M_1 + \frac{\gamma_r}{\beta_o} [M_{CO_2} + M_{H_2O} + (\alpha - 0{,}21)M_o] \; ; \qquad (3\text{-}57)$$

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

3.6.6. SỐ LƯỢNG CÁC THÀNH PHẦN CỦA MÔI CHẤT TẠI MỘT ĐIỂM BẤT KÌ CỦA QUÁ TRÌNH CHÁY

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

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

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

$$M_{xN_2} = M_{N_2} + M_{rN_2} = 0{,}79\,\alpha\, M_o \left(1 + \frac{\gamma_r}{\beta_o} \right) ;$$

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

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

$$M_{x2} = \sum M_{x_i} = [M_{CO_2} + M_{H_2O} - 0{,}21M_o] \left(x + \frac{\gamma_r}{\beta_o} \right) + \alpha M_o \left(1 + \frac{\gamma_r}{\beta_o} \right) +$$

$$+ (M_1 - \alpha M_o)(1 - x), \text{ kmol/kg n.l} \qquad (3\text{-}58)$$

(hoặc kmol/kmol n.l)

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

3.6.7. HỆ SỐ THAY ĐỔI PHÂN TỬ THỰC TẾ

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

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

$$= 1 + \frac{\dfrac{\Delta M}{M_1}\, x}{1+\gamma_r} = 1 + \frac{\dfrac{M_2 - M_1}{M_1}\, x}{1+\gamma_r} = 1 + \frac{(\beta_o - 1)x}{1+\gamma_r} \qquad (3\text{-}59)$$

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

$$\beta = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} \qquad (3\text{-}60)$$

3.6.8. PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH THÀNH PHẦN HÒA KHÍ VÀ MỨC ĐỘ CHÁY KIỆT NHIÊN LIỆU QUA PHÂN TÍCH THÀNH PHẦN SẢN VẬT CHÁY

Nếu biết thành phần nhiên liệu và phân tách được thành phần sản vật cháy, ta có thể tính được tỉ lệ hòa trộn của hòa khí và mức độ cháy kiệt của nhiên liệu. Nhưng việc phân tách (xác định qua đo đạc) tất cả các thành phần của sản vật cháy là việc rất khó khăn, phức tạp, do đó trên thực tế người ta chỉ phân tách những thành phần dễ đo đạc rồi dùng mối quan hệ hóa học tìm ra các thành phần khác nhờ đó vấn đề trở thành đơn giản thuận tiện hơn. Dưới đây là cách giải quyết thực tế.

1) Trường hợp cháy hoàn toàn

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

$$V' = V_{N_2} + V_{O_2} + V_{CO_2} + V_{H_2O} \qquad (3\text{-}61)$$

trong đó :

$$V_{N_2} = 22{,}4\ M_{N_2} = 22{,}4.0{,}79\alpha M_o \ (m^3/\text{kg nhiên liệu})$$

$$V_{O_2} = 22{,}4 M_{O_2} = 22{,}4.0{,}21(\alpha - 1)M_o \ ; \ (m^3/\text{kg nhiên liệu})$$

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

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

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

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

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

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

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V} = \frac{1,867c}{V} \qquad (3-64)$$

$$r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V} = \frac{4,704(\alpha - 1)M_o}{V} \qquad (3-65)$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V} = \frac{17,697\alpha \,.\, M_o}{V} \qquad (3-66)$$

Nếu phân tách được khí CO_2 và O_2 và nếu biết c, h và M_o qua hai biểu thức (3-64) và (3-65) sẽ tính được α và V, qua biểu thức (3-66) tính được r_{N_2}.

Khi $\alpha = 1$ sẽ được $r_{CO_2\,max}$ lúc ấy V trở thành V_o, từ (3-63) và (3-18) tìm được :

$$V_o = 22,4 \,.\, 0,79M_o + 1,867c$$

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

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

$$r_{CO_2\,max} = \frac{1,867c}{V_o} = \frac{1,867c}{8,89c + 21,1h} = \frac{0,21}{1 + 2,37\frac{h}{c}} \qquad (3-67)$$

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

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

2) Trường hợp cháy không hoàn toàn

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$\eta_{ch} = 1 - \frac{V(Q_{CO} \cdot r_{CO} + Q_{H_2} \cdot r_{H_2}) + Q_C \cdot c \cdot x}{Q_{tk}} \qquad (3\text{-}68)$$

trong đó :

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

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

Từ các biểu thức (3-7) sẽ có :

$$Q_{CO} = 12800 \text{ kJ/m}^3$$

$$Q_{H_2} = 10800 \text{ kJ/m}^3$$

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

$$Q_C = 33915 \text{ kJ/kg}$$

Do đó : $$\eta_{ch} = 1 - \frac{V(12800 r_{CO} + 10800 r_{H_2}) + 33915 c.x}{Q_{tk}} \qquad (3\text{-}69)$$

Qua biểu thức (3-66), tính được :

$$V = \frac{17{,}697 . \alpha M_o}{r_{N_2}}$$

Thay M_o của (3-18b) vào biểu thức trên sẽ được :

$$V = \frac{17{,}697}{2{,}52} \cdot \frac{c}{r_{N_2}} . \alpha . \sigma = \frac{7{,}02 . c . \alpha . \sigma}{r_{N_2}} \qquad (3\text{-}70)$$

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

$$c.x = c - 0{,}536V\ (r_{CO_2} + r_{CO}) \qquad (3\text{-}71)$$

Thay (3-70) vào (3-71) sẽ được :

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

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

$$V = \frac{22{,}4}{12} \cdot \frac{c}{r_{CO_2} + r_{CO}} = \frac{1{,}867c}{r_{CO_2} + r_{CO}} \qquad (3\text{-}73)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

$$g_{O_2} = 0,21 . \alpha M_o^{\circ} . 32 = 0,232\alpha L_o = \frac{V}{22,4}(32r_{O_2} + 32r_{O_2} + 16r_{CO}) + \\ + 8\left(h - \frac{2 . V . r_{H_2}}{22,4}\right); \text{ (kg/kg)} \qquad (3-74)$$

và $$g_{N_2} = 0,768\alpha L_o = V . r_{N_2} . \frac{28}{22,4} ; \text{ (kg/kg)} \qquad (3-75)$$

Do đó :

$$g_{O_2} + g_{N_2} = \alpha M_o . 28,8 = \alpha L_o = \\ = \frac{V}{22,4}(28r_{N_2} + 32r_{O_2} + 32r_{CO_2} + 16r_{CO} - 16r_{H_2}) + 8h ; \text{ (kg/kg)} \qquad (3-76)$$

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

Thay biểu thức (3-18a) và (3-70) vào (3-76) sẽ được :

$$11,49\alpha.\sigma.c = \frac{1}{22,4} 7,02 . \alpha . \sigma . c(28r_{N_2} + 32r_{O_2} + 32r_{CO_2} + 16r_{CO} - 16r_{H_2}) + 8h$$

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

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

Cuối cùng tìm được α :

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

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

a) Động cơ điêden

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

$$r_{N_2} + r_{CO_2} + r_{O_2} = 1 \qquad (3-78)$$

Do đó biểu thức (3-77) trở thành :

$$\alpha = \frac{(1 - r_{CO_2} - r_{O_2})\left(1 - \frac{1}{\sigma}\right)}{1 - 4,76(r_{CO_2} + r_{O_2})} \qquad (3-79)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thay (3-78) vào (3-72), được :

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

Theo (3-68), tìm được :

$$\eta_{ch} = 1 - \frac{Q_c . c . x}{Q_{1k}} \qquad (3\text{-}81)$$

Như vậy chỉ cần phân tách các thành phần r_{CO_2} và r_{O_2} qua (3-79), (3-80) và (3-81) sẽ xác định được 3 tham số α, x và η_{ch}.

b) Động cơ xăng

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

- Cân bằng khối lượng H :

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

- Cân bằng thể tích H :

$$V(r_{H_2} + r_{H_2O}) = 11{,}2h \qquad (3\text{-}82)$$

Thể tích O_2 còn sót gồm thể tích O_2 chứa trong không khí thừa : $22{,}4.0{,}21(\alpha-1)M_o$, do hình thành 1 kmol H_2 và 1kmol CO, mỗi loại đều để dư lại 0,5 kmol O_2, do đó :

$$V . r_{O_2} = 22{,}4 . 0{,}21(\alpha - 1)M_o + 0{,}5V(r_{H_2} + r_{CO}) \qquad (3\text{-}83)$$

Sản vật cháy khô V do các chất sau hợp thành : số không khí thừa $22{,}4.(\alpha - 1)M_o$, khí N_2 trong số không khí lí thuyết $22{,}4.0{,}79M_o$, khí CO_2 nếu cháy hoàn toàn 1,867 C, số thể tích CO tạo ra với cùng một lượng O so với thể tích khí CO_2 được tăng lên $0{,}5V.r_{CO}$, nếu hình thành 1 kmol H_2 sẽ dư ra 0,5 kmol O_2, kết quả làm cho thể tích tăng lên $1{,}5V . r_{H_2}$, vì vậy :

$$V = 22{,}4(\alpha - 0{,}21)M_o + 1{,}867c + 1{,}5V. r_{H_2} + 0{,}5V . r_{CO} \qquad (3\text{-}84)$$

Hiện đã có 4 biểu thức (3-73), (3-82), (3-83) và (3-84). Nếu đã biết các giá trị c, h, M_o, r_{CO_2} và r_{O_2} thì còn lại 5 ẩn số α, r_{CO}, r_{H_2}, V và r_{H_2O}. Thiếu 1 phương trình để giải, có thể sử dụng biểu thức theo dạng (3-31) :

$$K = \frac{r_{H_2}}{r_{CO}} = f\left(\frac{h}{c}\right) \qquad (3\text{-}85)$$

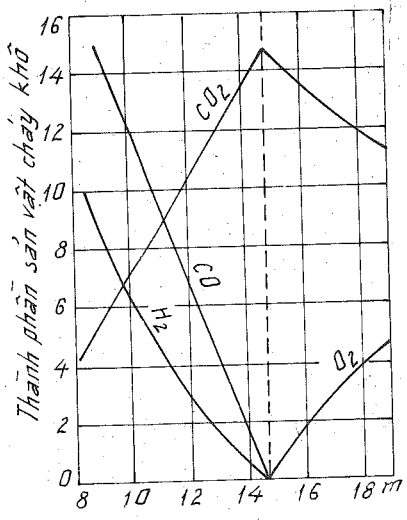
Ngoài ra dựa vào (3-69), ta có :

$$\eta_{ch} = 1 - \frac{V(12800 r_{CO} + 10800 r_{H_2})}{Q_{1k}} \qquad (3\text{-}86)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu phân tách được cả CO sẽ không cần biểu thức (3-85), vì chỉ còn 4 ẩn, với 4 phương trình đã có đủ để giải các ẩn ấy.

Hình 3.5 giới thiệu biểu thức các thành phần trong sản vật cháy theo m ($m = G_k/G_{nl}$). Tất nhiên nếu không đủ không khí, hàm lượng CO_2 sẽ giảm làm tăng khí CO và H_2. Khí CO gây độc hại cơ thể, ô nhiễm môi trường, ảnh hưởng đến sức khỏe con người sống trong môi trường đó, vì vậy cần tránh hòa khí đậm.

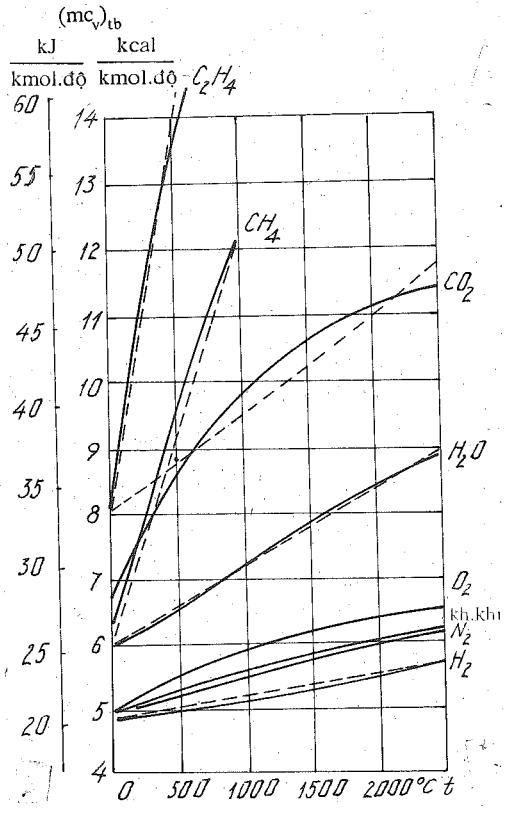


Hình 3.5. Kết quả tính các thành phần sản vật cháy khô theo tỉ lệ hòa khí.

3.7. TỶ NHIỆT (NHIỆT DUNG RIÊNG) CỦA MÔI CHẤT

Những kiến thức chính về tỷ nhiệt đã giới thiệu cơ bản và toàn diện trong các tài liệu về nhiệt kĩ thuật. Ở đây giới thiệu các ứng dụng thực tế để tính các quá trình làm việc của động cơ.

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



Hình 3.6. Quan hệ giữa tỷ nhiệt mol đẳng tích trung bình $(mc_v)_{tb}$ với nhiệt độ theo các số liệu về phân tích quang phổ và dùng hàm số đường thẳng thay cho các quan hệ đó với mục đích để tính toán quá trình công tác của động cơ đốt trong kiểu pittông.

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

Vì vậy người ta thường xây dựng mối quan hệ giải tích giữa tỷ nhiệt và nhiệt độ theo hàm tuyến tính sát với những giá trị thực tế (hình 3.6). Để đảm bảo độ chính xác cao đối với hàm số tuyến tính đó, cần đặc biệt lưu ý đến các đặc điểm sau của các thành phần trong môi chất công tác của động cơ :

1. Khí CO_2 có nồng độ lớn trong môi chất công tác ở phạm vi nhiệt độ từ 500°C đến 2500°C

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

(quá trình cháy - giãn nở), vì vậy cần đặc biệt lưu ý trong quá trình tuyến tính hóa hàm tỷ nhiệt của CO_2 trong phạm vi nhiệt độ này.

2. Có thể không cần xác lập quan hệ giải tích của khí O_2, vì khí O_2 bao giờ cũng cùng xuất hiện với khí N_2 theo tỉ lệ như đối với không khí (trước lúc cháy), còn sau khi cháy thì hàm lượng O_2 giảm nhiều. Ngoài ra giữa N_2 và không khí sự sai lệch về tỷ nhiệt chỉ khoảng 1%, vì vậy có thể dùng một đường thẳng tỷ nhiệt chung cho O_2, N_2, không khí và khí CO hơi nhích hơn so với tỷ nhiệt của N_2 (khoảng 0,5%).

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

Hình 3.6 giới thiệu mối quan hệ thực và quan hệ tuyến tính về tỷ nhiệt mol đẳng tích trung bình ($\overline{mC_v}$) biến thiên theo nhiệt độ của các thành phần trong môi chất công tác của động cơ đốt trong.

Giá trị tức thời của tỷ nhiệt mol đẳng tích mC_v (theo nhiệt độ t^oC) hoặc mC_v' (theo nhiệt độ tuyệt đối T(K)) có giá trị như nhau khi ở cùng một nhiệt độ, vì vậy :

$$\left.\begin{aligned} mC_v &= a_v + b\,.\,t \\ mC_v' &= a_v' + bT \end{aligned}\right\} \qquad (3\text{-}87)$$

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

$$mC_v = mC_v' = a_v + bt = a_v' + b(t + 273)$$

Từ đó tính được : $a_v' = a_v - 273\,.\,b$ (3-88)

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

$$\overline{mC_v} = \frac{\int_0^t (a_v + bt)dt}{t - 0} = \frac{a_v t + \frac{b}{2}t^2}{t} = a_v + \frac{b}{2}\,t \qquad (3\text{-}89)$$

$$\overline{mC_v'} = \frac{\int_0^T (a_v' + bT)dT}{T - 0} = \frac{a_v' T + \frac{b}{2}T^2}{T - 0} = a_v' + \frac{b}{2}\,T \qquad (3\text{-}90)$$

$$= a_v' + \frac{b}{2}\,(t + 273) = a_v' + \frac{b}{2}\,t + \frac{273\,.\,b}{2}$$

Vì vậy : $$\overline{mC_v'} = a_v - 273\,.\,b + \frac{273\,.\,b}{2} + \frac{b}{2}\,t = \overline{mC_v} - 273\,.\,\frac{b}{2} \qquad (3\text{-}91)$$

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

$$mC_v = \frac{\sum V_i\,.\,mC_{v_i}}{\sum V_i} = \sum r_i\,.\,mC_{v_i} \qquad (3\text{-}92)$$

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

mC_{v_i} - tỷ nhiệt mol đẳng tích của thành phần thứ i ;

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

$$mC_v = \sum r_i . a_{v_i} + \sum r_i . b_i . t = a_v + bt \qquad (3\text{-}93)$$

Đối với $\overline{mC_v}$, ta được :

$$\overline{mC_v} = \sum r_i a_{v_i} + \frac{1}{2} \sum r_i b_i . t \qquad (3\text{-}94)$$

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

- N_2, O_2, không khí và khí CO

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

- Khí CO_2

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

- Hơi nước H_2O

$$mC_v = 25,140 + 0,01005t \text{ (kJ/kmol.độ)}$$

- Khí H_2

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

- Khí CH_4

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

- Khí C_2H_4

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

(3-95)

Đó là những biểu thức để tính tỷ nhiệt tức thời của các thành phần trong môi chất công tác của động cơ. Dựa theo (3-89) dễ dàng tính tỷ nhiệt trung bình $\overline{mC_v}$ của chúng từ 0^o đến t^oC.

Để tính tỷ nhiệt mol đẳng áp tức thời mC_p, theo (3-95) :

$$mC_p = mC_v + 8,314 = a_p + bt \text{ (kJ/kmol.độ)},$$

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

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

trong đó : $a_p = a_v + 8,314$

Nếu tính tỷ nhiệt theo nhiệt độ tuyệt đối T (K), dựa theo (3-95) giữ không đổi hệ số b, còn giá trị a_v xác định theo (3-88) sẽ được giá trị tức thời của mC_{v_i} và theo (3-90) sẽ được $\overline{mC_v}$. Muốn xác định mC_p chỉ cần thay $a_p = a_v + 8,314$, sau đó $\overline{mC_p}$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

cũng theo phương pháp tính của $\overline{mC_v}$. Dưới đây là các biểu thức tính mC_v của các thành phần trong môi chất công tác.

- Khí N_2, O_2, không khí và khí CO :

$$mC_v = 19,806 + 0,00419T \text{ (kJ/kmol độ)}$$

- Khí CO_2 :

$$mC_v = 30,088 + 0,01257T \text{ (kJ/kmol độ)}$$

- Hơi nước H_2O :

$$mC_v = 22,397 + 0,01005T \text{ (kJ/kmol độ)}$$

- Khí H_2 :

$$mC_v = 19,731 + 0,00293T \text{ (kJ/kmol độ)}$$

- Khí CH_4 :

$$mC_v = 12,252 + 0,05028T \text{ (kJ/kmol độ)}$$

- Khí C_2H_4

$$mC_v = 6,067 + 0,10056T \text{ (kJ/kmol độ)}$$

(3-96)

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

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

$$mC_v = \left(21,034 + \frac{2,137}{\alpha}\right) + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha}\right).10^{-5}t \qquad (3-97)$$

và khi $1 > \alpha > 0,7$:

$$mC_v = (18,981 + 4,19\alpha) + (360,34 + 251,4\alpha)10^{-5}t \qquad (3-98)$$

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

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

khi $\alpha > 1$;

$$mC_v = \left(19,867 + \frac{1,634}{\alpha}\right) + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha}\right).10^{-5}T \qquad (3-99)$$

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

$$mC_v = (17,997 + 3,504\alpha) + (360,34 + 252,4.\alpha).10^{-5}T \qquad (3-100)$$

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

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

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

Bảng 3-7 giới thiệu công thức tính tỷ nhiệt theo thứ nguyên (kcal/mol.độ) theo nhiệt độ t (°C) và T (K).

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

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

Bảng 3-7

CÁC BIỂU THỨC TÍNH TỶ NHIỆT THEO THỨ NGUYÊN (kcal/kmol.độ)

Thành phần môi chất	$mC_v = a_v + b.t$	$mC_v' = a_v' + bT$
N_2, O_2, CO_2 và không khí	$mC_v = 5,00 + 100.10^{-5}t$	$mC_v' = 4,73 + 100.10^{-5}T$
CO_2	$mC_v = 8,00 + 300.10^{-5}t$	$mC_v' = 7,18 + 300.10^{-5}T$
H_2O	$mC_v = 6,00 + 240.10^{-5}t$	$mC_v' = 5,35 + 240.10^{-5}T$
H_2	$mC_v = 4,90 + 70.10^{-5}t$	$mC_v' = 4,71 + 70.10^{-5}T$
CH_4	$mC_v = 6,20 + 1200.10^{-5}t$	$mC_v' = 2,92 + 1200.10^{-5}T$
C_2H_4	$mC_v = 8,00 + 2400.10^{-5}t$	$mC_v' = 1,45 + 2400.10^{-5}T$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 4

CÁC CHỈ TIÊU VỀ TÍNH NĂNG KINH TẾ KĨ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

4.1. CÁC CHỈ TIÊU CHÍNH

Người ta dùng các chỉ tiêu sau để đánh giá, so sánh tính năng kinh tế kĩ thuật của động cơ đốt trong :

- Công suất động cơ ;
- Hiệu suất động cơ ;
- Tuổi thọ và độ tin cậy ;
- Khối lượng ;
- Kích thước bao.

Mỗi loại chỉ tiêu kể trên đều giữ những vai trò chủ yếu khác nhau theo công dụng và điều kiện sử dụng động cơ. Trước tiên cần làm rõ khái niệm và nội dung của từng loại chỉ tiêu kể trên.

4.1.1. CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ

Công suất là yêu cầu đầu tiên của máy công tác và hệ thống động lực sử dụng động cơ. Công suất có ích là công suất thu được từ đuôi trục khuỷu, rồi từ đó truyền cho máy công tác. Công suất có ích là chỉ tiêu quan trọng quyết định khả năng sử dụng động cơ để dẫn động máy công tác và hệ thống động lực cụ thể.

4.1.2. HIỆU SUẤT CÓ ÍCH CỦA ĐỘNG CƠ

Hiệu suất có ích thể hiện số phần trăm nhiệt lượng chuyển thành công có ích trong tổng số nhiệt lượng cấp cho động cơ, do kết quả đốt cháy nhiên liệu trong xilanh tạo ra. Phần sau sẽ chỉ rõ : hiệu suất có ích càng cao thì lượng nhiên liệu tiêu hao cho 1kW trong 1 giờ sẽ càng nhỏ, nhờ vậy làm giảm số lượng nhiên liệu tiêu hao trong 1 giờ, điều đó có ý nghĩa quan trọng đối với động cơ dùng trên các thiết bị vận tải, vì để chạy một quãng đường nhất định sẽ cần ít nhiên liệu dự trữ, nhờ đó chở được nhiều hàng hơn, tiền chi phí cho nhiên liệu ít hơn và giá thành vận tải sẽ nhỏ hơn.

4.1.3. TUỔI THỌ VÀ ĐỘ TIN CẬY TRONG HOẠT ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ

Tuổi thọ của động cơ là thời gian sử dụng động cơ giữa 2 kì đại tu (tính theo giờ hoặc km của thiết bị vận tải). Độ tin cậy được phản ánh qua tỉ số của giờ sử dụng tốt (không có hỏng hóc, không mài mòn thái quá, không bị giảm công suất v.v...) và toàn bộ số giờ sử dụng kể cả số giờ có hỏng hóc và thời gian khắc phục những hỏng

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

hóc ấy trong khoảng thời gian giữa hai kì đại tu. Do đó thước đo độ tin cậy có tính xác suất.

Độ tin cậy phụ thuộc vào chất lượng chế tạo, lắp ghép điều chỉnh và tính ổn định về chất lượng của vật liệu chế tạo động cơ.

Muốn nâng cao độ tin cậy của động cơ, trước tiên cần nâng cao độ bền mỏi của chi tiết, giảm ứng suất tập trung và nâng cao chất lượng bề mặt chi tiết.

Tuổi thọ động cơ phụ thuộc vào tính hoàn thiện về mặt cấu tạo và chất lượng chế tạo các chi tiết động cơ cũng như mức độ cường hóa động cơ theo tải (p_e) và tốc độ (n). Chất lượng nhiên liệu, dầu nhờn, điều kiện sử dụng và chế độ làm việc của động cơ cũng ảnh hưởng lớn đến tuổi thọ.

Động cơ điêden cỡ lớn tốc độ thấp, sau thời gian chạy 3 ÷ 5 vạn giờ mới phải doa hoặc thay xilanh. Còn động cơ điêden cao tốc cỡ nhỏ chỉ sau 5 ÷ 8 nghìn giờ đã phải doa xilanh.

Chỉ tiêu về độ tin cậy và tuổi thọ gây ảnh hưởng trực tiếp tới giá thành động cơ và năng suất của thiết bị vận tải.

4.1.4. KHỐI LƯỢNG ĐỘNG CƠ $G_đ$

Khối lượng động cơ gắn liền với lượng vật liệu (kim loại và phi kim loại) dùng để chế tạo động cơ và trực tiếp ảnh hưởng tới giá thành động cơ. Khối lượng động cơ $G_đ$ (kg) phụ thuộc vào các yếu tố của chu trình công tác và đặc điểm cấu tạo của động cơ. Khối lượng động cơ lại có liên quan mật thiết với tuổi thọ. Thông thường động cơ cao tốc, nhẹ thường có tuổi thọ thấp, còn động cơ lớn, thấp tốc, nặng thường có tuổi thọ cao.

Người ta dùng suất khối lượng $g_đ$ làm chỉ tiêu so sánh về mặt khối lượng giữa các động cơ :

$$g_đ = \frac{G_đ}{N_{eqđ}} \left(\frac{kg}{kW}\right)$$

Giá trị $g_đ$ biến động trong phạm vi rộng, $g_đ = 1,3 \div 70 \left(\frac{kg}{kW}\right)$. Các loại động cơ hiện nay có $g_đ$ nằm trong giới hạn sau :

Động cơ cường hóa ít : $18 < g_đ < 40 \frac{kg}{kW}$

Động cơ cường hóa ở mức độ vừa : $8 < g_đ < 18 \frac{kg}{kW}$

Động cơ cường hóa cao : $1,3 < g_đ < 8 \frac{kg}{kW}$

Người ta còn dùng khái niệm về khối lượng lít, đó là khối lượng động cơ quy về 1 lít thể tích công tác xilanh :

$$G_L = \frac{G_đ}{i \cdot V_h} \left(\frac{kg}{l}\right)$$

trong đó : i – số xilanh ; V_h (l) – thể tích công tác của một xilanh.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

4.1.5. KÍCH THƯỚC BAO

Kích thước bao quyết định bởi ba kích thước : dài (L), rộng (B), cao (H) của khối chữ nhật, được đo giữa các điểm ở giới hạn ngoài cùng của khối động cơ. Để đánh giá mức độ sử dụng các kích thước trên, người ta dùng các chỉ tiêu sau :

$\frac{N_e}{LBH}$ – đánh giá mức độ sử dụng thể tích mà động cơ chiếm.

$\frac{N_e}{LB}$ – đánh giá mức độ sử dụng diện tích đặt động cơ.

$\frac{N_e}{BH}$ – được gọi là công suất chính diện, có ý nghĩa đặc biệt đối với động cơ máy bay.

Các kích thước bao gây ảnh hưởng trực tiếp đến điều kiện sử dụng động cơ, phụ thuộc vào số xilanh i, cách bố trí xilanh trên động cơ, tỉ số giữa hành trình S và đường kính D của pittông v.v... Trong một vài trường hợp cụ thể chỉ tiêu về kích thước bao có thể quan trọng hơn các chỉ tiêu khác. Ngoài 5 chỉ tiêu trên đôi khi còn thêm các chỉ tiêu khác như : tính thích ứng của động cơ đối với thiết bị vận tải đường bộ, hiệu suất của động cơ đối với một vài chế độ được dùng nhiều nhất, chiều cao trọng tâm của động cơ... Trong một số trường hợp cụ thể, các chỉ tiêu này có thể còn quan trọng hơn các chỉ tiêu đã nêu.

Trong phạm vi môn học nguyên lí động cơ cần hiểu kĩ về hai chỉ tiêu đầu. Các chỉ tiêu về tính năng kinh tế kĩ thuật của động cơ luôn luôn phụ thuộc vào chất lượng của chu trình công tác, được thể hiện qua hai thông số chính là : áp suất chỉ thị trung bình p_i và hiệu suất chỉ thị η_i, vì vậy trước tiên cần hiểu kĩ hai thông số này.

4.2. ÁP SUẤT CHỈ THỊ TRUNG BÌNH p_i

Áp suất chỉ thị trung bình của chu trình công tác là công chỉ thị của một đơn vị thể tích công tác của xilanh trong một chu trình được thể hiện qua biểu thức :

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}, \quad \left(J/m^3 \text{ hoặc } N/m^2 = Pa\right) \qquad (4\text{-}1)$$

trong đó : L_i (J, hoặc N.m) – công chỉ thị của chu trình ;

V_h (m^3) – thể tích công tác của xilanh, xác định theo (1–1) ;

Thứ nguyên của p_i là thứ nguyên của áp suất Pa $\left(N/m^2\right)$

Thông thường người ta dùng MPa $\left(MN/m^2\right)$ làm đơn vị tính áp suất, do đó từ (4–1) ta có :

$$p_i = 10^{-6}\frac{L_i}{V_h}, \ (MPa) \qquad (4\text{-}2)$$

Trong thời gian hoạt động, ngoài áp suất p của môi chất trong xilanh còn có áp suất khí thể dưới cácte cũng luôn luôn tác dụng lên pittông theo hướng ngược chiều so với p. Phần lớn các động cơ, cácte đều được nối thông với khí trời hoặc với đường

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

nạp qua hệ thống thông gió cácte, vì vậy có thể coi áp suất khí thể trong cácte bằng áp suất khí trời p_o.

Như vậy khi pittông chuyển động trong xilanh, hợp lực khí thể F_p tác dụng đẩy pittông trong xilanh sẽ là :

$$F_p = (p - p_o)\frac{\pi D^2}{4}. \qquad (4\text{-}3)$$

trong đó : D(m) - đường kính xilanh.

Hợp lực khí thể F_p đẩy pittông chuyển dịch một vi lượng hành trình dS, sẽ tạo ra vi lượng công dL_i theo biểu thức :

$$dL_i = F_p.dS = (p - p_o).\frac{\pi D^2}{4}\,dS = (p - p_o)dV \qquad (4\text{-}4)$$

trong đó : dV là vi lượng biến thiên của thể tích công tác.

Tích phân biểu thức (4-4) theo một chu trình sẽ tìm được công chỉ thị của chu trình L_i :

$$L_i = \int_{\text{chu trình}} dL_i = \int_{\text{chu trình}} (p - p_o)dV \qquad (4\text{-}5)$$

Thay (4-5) vào (4-1) sẽ được :

$$p_i = \frac{1}{V_h}\int_{\text{chu trình}} (p - p_o)dV,\ (Pa) \qquad (4\text{-}6)$$

Muốn xác định p_i theo (4-6) cần biết hàm $(p - p_o) = f(V)$. Đó chính là đồ thị công của động cơ 4 kì (H. 1.6) hoặc động cơ 2 kì (H. 1.9), mà trục hoành là đường vuông góc với trục tung đi qua giá trị p_o.

Tích phân chu trình trong biểu thức (4-6) là tổng tích phân của các quá trình tạo nên chu trình đó. Vì vậy đối với động cơ bốn kì :

$$p_i = \frac{1}{V_h}\left[\int_{\text{hút}}(p - p_o)dV + \int_{\text{nén}}(p - p_o)dV + \int_{\text{cháy}-\text{giãnnở}}(p - p_o)dV + \int_{\text{xả}}(p - p_o)dV\right] \qquad (4\text{-}7)$$

Đối với động cơ hai kì :

$$p_i = \frac{1}{V_h}\left[\int_{\text{nén}}(p - p_o)dV + \int_{\text{cháy}-\text{giãnnở}}(p - p_o)dV\right] \qquad (4\text{-}8)$$

Giá trị của các số hạng trong các biểu thức (4-7) và (4-8) thể hiện qua diện tích đồ thị (trên đồ thị p - V), giữa đường p của các quá trình và đường p_o, còn dấu của mỗi số hạng lại phụ thuộc vào dấu của hai thừa số $(p - p_o)$ và dV trong số hạng đó. Nếu hai thừa số trên cùng dấu thì tích phân sẽ có dấu (+), ngược lại khác dấu, tích phân sẽ có dấu (-) ; $(p - p_o) > 0$ nếu $p > p_o$ và ngược lại, còn $dV > 0$ nếu thể tích xilanh tăng và ngược lại.

Mỗi tích phân trong biểu thức (4-7) và (4-8) xác định số lượng công của mỗi kì (hút, nén, cháy - giãn nở hoặc xả).

Do : $\int_{\text{hút}} + p_o dV = \int_{\text{xả}} - p_o dV$ và $\int_{\text{cháy}-\text{giãnnở}} + p_o dV = \int_{\text{nén}} - p_o dV$, nên (4-7) và (4-8) được viết thành :

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$p_i = \frac{1}{V_h}\left[\int_{hút} pdV + \int_{nén} pdV + \int_{cháy-giãnnở} pdV + \int_{xả} pdV\right] \qquad (4\text{-}9)$$

và

$$p_i = \frac{1}{V_h}\left[\int_{nén} pdV + \int_{cháy-giãnnở} pdV\right] \qquad (4\text{-}10)$$

Đồ thị công p = f(V) hoặc p = f(φ) (trong đó φ là góc quay trục khuỷu) là do thiết bị xác định đồ thị (indicateur) vẽ ra khi động cơ đang hoạt động. Tung độ của đồ thị phản ánh các giá trị của áp suất trong xilanh, còn hoành độ của đồ thị là vị trí của đỉnh pittông hoặc vị trí bán kính quay của trục khuỷu phản ánh thể tích của xilanh hoặc góc quay trục khuỷu φ (H.1.6, 1.7 và 1.9).

Khái niệm về áp suất chỉ thị trung bình p_i là một khái niệm quan trọng, thường gặp trong các giáo trình và các tài liệu khoa học nghiên cứu về động cơ đốt trong. Do đó cần phải làm sáng tỏ thêm một vài khía cạnh của khái niệm này.

Thực hiện tích phân đồ thị dựa theo đồ thị công (H. 1.6 hoặc 1.9) và dựa theo các tích phân trong móc vuông của các biểu thức (4-7), (4-9) hoặc (4-8), (4-10) sẽ xác định được diện tích f, thể hiện công chỉ thị của chu trình công tác :

$$f = \sum f(+) - \sum f(-) \ ; \ (mm^2) \qquad (4\text{-}11)$$

trong đó : f(+) – diện tích công dương của chu trình, chiều diễn biến thuận chiều kim đồng hồ ;

f(–) – diện tích công âm của chu trình, chiều diễn biến ngược chiều kim đồng hồ (hình 4.1a).

Nếu tỉ lệ xích tung độ (áp suất) là : m_p (MPa/mm) và tỉ lệ xích hoành độ (thể tích V) là m_v (m^3/mm) thì công chỉ thị L_i của chu trình sẽ là :

$$L_i = f \, . \, m_p \, . \, m_v \ (MN.m)$$

Thể tích công tác V_h (m^3) được xác định bằng l (mm) trên đồ thị với tỉ lệ xích m_v (m^3/mm). Do đó $V_h = l.m_v$ (m^3).

Vì vậy, theo (4-7), (4-9) hoặc (4-8), (4-10) sẽ được :

$$p_i = \frac{f}{l} m_p \ , \ \left(MPa = \frac{MN}{m^2}\right) \qquad (4\text{-}12)$$

Nếu gọi $h = \frac{f}{l}$ (mm) là chiều cao trung bình của đồ thị công, thì từ (4-12) có thể định nghĩa về p_i như sau : áp suất chỉ thị trung bình p_i là chiều cao trung bình của đồ thị công (đồ thị p–V) nhân với tỉ lệ xích tung độ của đồ thị. Biểu thức (4-12) rất tiện lợi, thường được sử dụng, vì nó chỉ rõ phương pháp xác định p_i nhờ đồ thị công.

Diện tích đồ thị công của động cơ bốn kì gồm 2 phần :

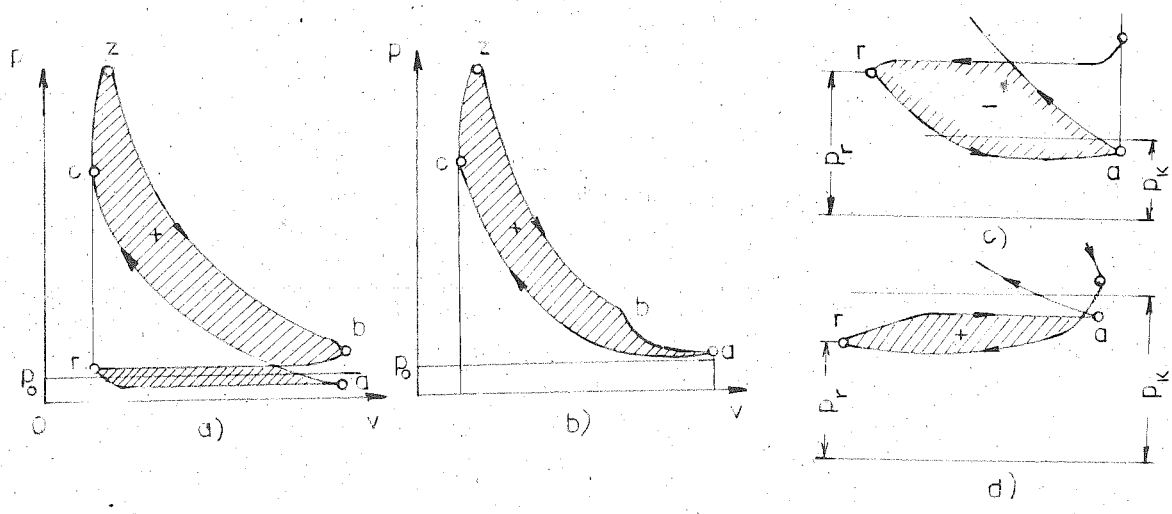
Phần diện tích của kỳ nén và kỳ công tác (cháy giãn nở) ;

Phần diện tích của kỳ hút và kỳ xả.

Phần thứ nhất là phần chính, tạo nên công dương của môi chất. Phần thứ hai là phần phụ, được gọi là các hành trình "bơm" của pittông vì chức năng của phần này là chức năng của một bơm pittông, làm nhiệm vụ thay đổi môi chất của chu trình.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Công của môi chất ở phần hai có thể "âm" (động cơ không tăng áp hoặc tăng áp thấp) hoặc "dương" (với động cơ tăng áp cao) (H. 4.1 c, d).



Hình 4.1. Đồ thị công p–V của chu trình thực tế
a) Động cơ bốn kỳ ; b) Động cơ hai kỳ ; c) Đồ thị quá trình nạp thải của động cơ bốn kỳ không tăng áp ;
d) Đồ thị quá trình nạp thải của động cơ bốn kỳ tăng áp.

Nhìn chung, công của hành trình bơm thường không lớn (trừ trường hợp tăng áp cao) và rất khó xác định theo đồ thị công vì đường nạp và đường xả trên đồ thị hầu như trùng nhau. Muốn xác định phần công "bơm" của đồ thị, ngoài đồ thị công kể trên, người ta phải xác định đồ thị công của các hành trình "bơm" với tỷ lệ xích tung độ lớn hơn, làm cho công việc thực nghiệm trở nên phức tạp hơn. Vì vậy khi xác định áp suất chỉ thị trung bình p_i người ta thường bỏ qua phần công này, coi nó là một phần trong các tổn thất cơ giới của động cơ (sẽ được đề cập ở phần sau).

Dựa trên nguyên tắc ấy, có thể lược bỏ các tích phân của các kỳ hút và xả của động cơ 4 kỳ (4–7) và (4–9), kết quả sẽ làm cho biểu thức xác định p_i của động cơ bốn kỳ và động cơ hai kỳ có chung một dạng sau (H. 4.2) :

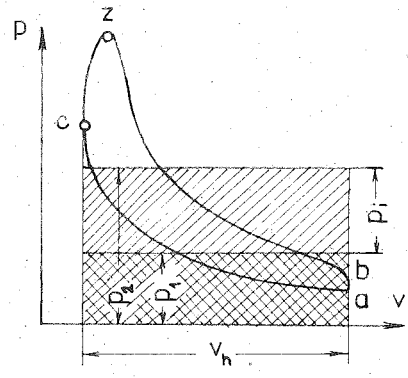
$$p_i = \frac{1}{V_h}\left[\int_{\text{nén}} pdV + \int_{\text{cháy - giãn nở}} pdV\right] \qquad (4\text{–}13)$$

Tích phân thứ nhất trong ngoặc có giá trị âm vì p và dV khác dấu (p > 0 và dV < 0) còn tích phân thứ hai luôn luôn dương vì p và dV cùng dấu (p > 0 và dV > 0).

Nếu gọi $p_{ct}\,(p_2)$ là áp suất trung bình theo thể tích của kỳ công tác (cháy - giãn nở) và $p_n(p_1)$ - áp suất trung bình theo thể tích của kỳ nén, sẽ có :

$$\frac{1}{V_h}\int_{\text{cháy - giãn nở}} pdV = p_{ct} = p_2 \; ; \qquad (4\text{–}14)$$

$$\frac{1}{V_h}\int_{\text{nén}} pdV = -\,p_n = -\,p_1 \; ; \qquad (4\text{–}15)$$



Hình 4.2. Áp suất chỉ thị trung bình p_i mô tả trên đồ thị.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thay (4-14) và (4-15) vào (4-13) :

$$p_i = p_{ct} - p_n = p_2 - p_1 \; ; \qquad (4\text{-}16)$$

Biểu thức (4-16) cho ta một định nghĩa thứ ba về áp suất chỉ thị trung bình p_i : là hiệu số giữa các áp suất trung bình theo thể tích của kỳ cháy - giãn nở p_2 và kỳ nén p_1. Cần lưu ý trong định nghĩa thứ ba của p_i đã lược bỏ không tính công của các hành trình "bơm". Các chương sau chúng ta chỉ định nghĩa về p_i theo các biểu thức (4-13) và (4-16). Tất nhiên khái niệm về p_i đầy đủ nhất và có ứng dụng thực tế vẫn là định nghĩa có tính cả công của các hành trình "bơm".

Hiện nay giá trị p_i nằm trong giới hạn sau :

- Động cơ không tăng áp : $p_i = 0,7 \div 1,2$ MPa
- Động cơ tăng áp có thể đạt $p_i = 3,0$ MPa hoặc lớn hơn.

4.3. CÔNG SUẤT CỦA ĐỘNG CƠ

Công do môi chất trong xilanh tạo ra trong mỗi chu trình được xác định qua đồ thị công p-V, vì thế đồ thị p-V được gọi là đồ thị công, và công đó được gọi là công chỉ thị của chu trình L_i.

Dựa theo định nghĩa thứ nhất của p_i (4-1), có thể tính L_i nhờ biểu thức sau :

$$L_i = p_i V_h \; , \; (N.m) \qquad (4\text{-}17)$$

trong đó : V_h tính theo m^3 ; p_i - theo Pa $= \dfrac{N}{m^2}$.

Nếu p_i được xác định theo (4-16) thì công chỉ thị L_i đã bỏ qua công của các hành trình "bơm", còn nếu xác định p_i theo (4-7) hoặc (4-9) thì công chỉ thị L_i có tính cả công của các hành trình "bơm".

Công suất chỉ thị của động cơ - chính là công suất do các công chỉ thị L_i tạo ra trong một giây.

Nếu : n (vòng/s) - là số vòng quay của trục khuỷu trong 1 giây ;

τ - là số kỳ của một chu trình (số hành trình pittông trong 1 chu trình) ;

m - số chu trình trong 1 giây của 1 xilanh ;

sẽ được :

$$m = \frac{2n}{\tau} \; , \text{ chu trình/s.} \qquad (4\text{-}18a)$$

4.3.1. CÔNG SUẤT CHỈ THỊ N_i

Nếu i là số xilanh của động cơ sẽ tính được công suất chỉ thị N_i (N.m/s hoặc W/s) của động cơ như sau :

$$N_i = m \cdot i \cdot L_i = \frac{2n}{\tau} \cdot i \cdot L_i \qquad (4\text{-}18b)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu các xilanh động cơ có thể tích công tác V_h khác nhau (động cơ chữ V có thanh truyền phụ hoặc động cơ tác dụng kép) sẽ có công suất chỉ thị N_i là :

$$N_i = \frac{2n}{\tau} (L_{i_1} . i_1 + L_{i_2} . i_2 + ...) \quad (4-19)$$

Thay (4-17) vào (4-19) sẽ được :

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_i n (V_{h_1} . i_1 + V_{h_2} . i_2 + ...) \quad (4-20)$$

Nếu đặt : $$V_{h\Sigma} = \sum_{k=1}^{n} V_{hk} . i_k ; \quad (4-21)$$

sẽ được :

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_i . V_{h\Sigma} . n , (W) \quad (4-22)$$

Trong trường hợp thể tích V_h của các xilanh đều như nhau thì :

$$V_{h\Sigma} = i . V_h \quad (4-23)$$

Do đó (4-22) có dạng :

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_i . V_h . i . n \quad (4-24)$$

Nếu trong các biểu thức (4-22) và (4-23) : p_i tính bằng MPa (MN/m^2), V_h tính bằng lít (l), n tính bằng vòng/phút, còn công suất N_i tính bằng kW, sẽ được biểu thức sau :

$$N_i = \frac{p_i . V_{h\Sigma} . n}{30\tau} \quad (4-25)$$

và

$$N_i = \frac{p_i . V_h . i . n}{30\tau} \quad (4-26)$$

4.3.2. CÔNG SUẤT CÓ ÍCH N_e

Công suất có ích của động cơ được phát ra tại đuôi trục khuỷu để từ đó truyền năng lượng tới máy công tác (có thể hoặc không qua hộp số). Công suất có ích N_e nhỏ hơn công suất chỉ thị N_i. Hiệu của chúng là công suất tổn hao cơ giới N_m dùng để khắc phục mọi lực cản trong nội bộ động cơ khi máy hoạt động, bao gồm :

- Công tiêu hao cho ma sát giữa các bề mặt của các cặp chi tiết có chuyển động tương đối ;

- Công dẫn động bơm nước, bơm dầu, bơm nhiên liệu, quạt gió... đảm bảo cho các hệ thống phụ hoạt động bình thường.

- Công dẫn động cơ cấu phân phối khí (trục cam).

THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- Tổn thất cho các hành trình "bơm" của chu trình công tác (động cơ bốn kỳ, dẫn động máy nén của động cơ hai kỳ hoặc động cơ bốn kỳ tăng áp v.v...). Mối quan hệ giữa N_e, N_i và N_m như sau :

$$N_e = N_i - N_m \text{ , (kW)} \qquad (4\text{-}27)$$

Tỉ số giữa N_e và N_i được gọi là hiệu suất cơ giới η_m, thể hiện số phần năng lượng trong công suất chỉ thị N_i được chuyển thành công có ích N_e :

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \qquad (4\text{-}28)$$

Hiệu suất cơ giới η_m của các loại động cơ đốt trong hiện nay nằm trong giới hạn :

$$\eta_m = 0{,}63 - 0{,}93.$$

Nếu gọi p_e là áp suất có ích trung bình, thì giữa p_e và p_i có mối liên hệ :

$$p_e = p_i \cdot \eta_m \text{ (Pa hoặc MPa)} \qquad (4\text{-}29)$$

Rõ ràng từ (4-28) ta được :

$$N_e = \eta_m \cdot N_i = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau} \text{ ; kW} \qquad (4\text{-}30)$$

trong đó : p_e tính bằng MPa, V_h tính bằng lít (l), n tính bằng vòng/phút. So sánh (4-26) với (4-30) thấy rõ : mối quan hệ giữa N_e và p_e cũng giống như mối quan hệ giữa N_i và p_i. Từ đó có thể rút ra một định nghĩa khái quát về p_e như sau : áp suất có ích trung bình là công có ích của một đơn vị thể tích công tác xilanh trong một chu trình, được tính bằng Pa (N/m^2) hoặc MPa (MN/m^2).

Biểu thức (4-30) cho thấy : công suất có ích N_e, đối với động cơ đã chế tạo, phụ thuộc vào tải (p_e) và tốc độ (n) của động cơ.

Tốc độ n của động cơ không được vượt quá n quy định cho từng động cơ, cụ thể là để tránh ảnh hưởng xấu tới sức bền, độ tin cậy và tuổi thọ các chi tiết của động cơ. Số vòng quay quy định $n_{qđ}$ (vòng/phút), được chọn theo điều kiện sử dụng và hiệu suất động cơ. Khi hoạt động, động cơ có thể chạy ở các tốc độ trong phạm vi từ n_{min} đến $n_{qđ}$, tùy thuộc vào vị trí của cơ cấu điều khiển.

Ở số vòng quay quy định công suất có ích N_e của động cơ có thể thay đổi từ $N_e = 0$ đến $N_{eqđ}$ (công suất quy định của nhà máy chế tạo động cơ). Công suất quy định $N_{eqđ}$ lại phụ thuộc vào điều kiện sử dụng. Ví dụ công suất quy định $N_{eqđ}$ trong 1 giờ bao giờ cũng lớn hơn công suất quy định chạy liên tục khoảng 10%.

Tỉ số giữa công suất của động cơ so với công suất quy định (được chọn là 100%) được gọi là công suất tương đối và được tính theo phần trăm của công suất quy định. Nếu công suất tương đối vượt quá 100% thì chế độ làm việc ấy được gọi là chế độ quá tải. Thông thường chế độ quá tải không được vượt quá 110% (tức phần quá tải không quá 10%). Nếu sử dụng lâu dài ở tải lớn thì không được quá tải.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

4.3.3. MÔMEN

Mômen M_e ở đầu ra của trục khuỷu động cơ được xác định trên băng thử. Giữa mômen M_e và công suất có ích N_e có mối liên hệ sau :

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e \cdot 60}{2\pi n} \approx 9{,}55 \frac{N_e}{n}, \text{ (N.m)} \qquad (4\text{-}31)$$

trong đó : N_e (W) – công suất có ích ;
n (vòng/phút) – số vòng quay động cơ.

So sánh (4-30) và (4-31), sẽ được :

$$N_e = \frac{M_e \cdot n \cdot 2\pi}{60} = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau}$$

Từ đó có : $$p_e = \pi \cdot \tau \cdot \frac{M_e}{i \cdot V_h} \qquad (4\text{-}32)$$

Từ biểu thức (4-32) thấy rằng với một động cơ nhất định các giá trị π, τ, i, V_h đều là hằng số, vì vậy p_e tỉ lệ thuận với M_e. Ngoài ra còn thấy M_e là mômen tổng từ đuôi trục khuỷu truyền ra ngoài, còn p_e phản ánh giá trị mômen một lít thể tích công tác của xilanh.

4.4. CÔNG SUẤT LÍT

Công suất lít N_L là tỉ số giữa công suất quy định của động cơ và tổng thể tích công tác $i.V_h$ đo bằng lít của động cơ :

$$N_L = \frac{N_e}{iV_h}, \left(\frac{kW}{l}\right) \qquad (4\text{-}33)$$

Thay (4-30) vào (4-33), sẽ được :

$$N_L = \frac{p_e \cdot n}{30\tau}, \left(\frac{kW}{l}\right) \qquad (4\text{-}34)$$

Trong bốn chỉ tiêu động lực của động cơ, N_e, M_e, N_L, p_e thì N_e và M_e thể hiện công suất và mômen quay của cả động cơ, còn N_L và p_e phản ánh công suất và mômen quy về 1 lít thể tích công tác của xilanh. Do đó p_e phản ánh mức độ cường hóa về tải (lượng nhiên liệu cấp cho chu trình) còn N_L phản ánh mức cường hóa cả về tải và về tốc độ quay n của động cơ.

4.5. HIỆU SUẤT

Hiệu suất có ích η_e là tỉ số giữa nhiệt lượng chuyển thành công có ích chia cho nhiệt lượng cấp cho động cơ, do nhiên liệu đốt cháy bên trong xilanh tạo ra. Hai loại nhiệt lượng trên cần được xác định trong cùng một khoảng thời gian, ví dụ 1 giây. Nhiệt lượng chuyển thành công có ích, chính là công suất có ích N_e (W). Còn nhiệt lượng cấp cho động cơ do nhiên liệu đốt cháy bên trong xilanh tạo ra là : $G_{nl}\ Q_{tk}$.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

(trong đó G_{nl} (kg/s) – lượng nhiên liệu tiêu hao trong 1 giây ; Q_{tk} (J/kg) – là nhiệt trị thấp của 1 kg nhiên liệu). Biểu thức tính η_e trở thành :

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{nl} Q_{tk}} \qquad (4\text{-}35)$$

Nếu gọi g_e $\left(\text{kg/W.s}\right)$ là suất tiêu hao nhiên liệu sẽ có :

$$g_e = \frac{G_{nl}}{N_e} \quad ; \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{W.s}}\right) \qquad (4\text{-}36)$$

Thay (4-36) vào (4-35) sẽ được :

$$\eta_e = \frac{1}{g_e \cdot Q_{tk}} \qquad (4\text{-}37)$$

Trên thực tế : G_{nl} thường được tính theo (kg/giờ) ; công suất N_e thường tính bằng kW, g_e được tính theo (g/kW.h) và Q_{tk} tính theo (MJ/kg). Vì vậy các biểu thức (4-36) và (4-37) trở thành :

$$g_e = \frac{G_{nl}}{N_e} \cdot 10^3 \ \text{(g/kW.h)} \qquad (4\text{-}38)$$

và

$$\eta_e = \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{g_e \cdot Q_{tk}} \qquad (4\text{-}39)$$

Các biểu thức (4-37) và (4-39) chỉ rằng : Nếu Q_{tk} = const thì η_e càng cao khi g_e càng nhỏ.

Hiệu suất chỉ thị η_i của động cơ : là tỉ số giữa nhiệt lượng được chuyển thành công chỉ thị và nhiệt lượng cấp cho động cơ do nhiên liệu đốt cháy trong xilanh tạo ra trong cùng một thời gian. Do đó lấy thời gian là 1 giây, cũng tương tự như η_e, ta sẽ được :

$$\eta_i = \frac{N_i}{G_{nl} \cdot Q_{tk}} \qquad (4\text{-}40)$$

hoặc :

$$\eta_i = \frac{1}{g_i \cdot Q_{tk}} \qquad (4\text{-}41)$$

trong đó :

$$g_i = \frac{G_{nl}}{N_i} \ \text{(kg/W. s)} \qquad (4\text{-}42)$$

là suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị.

Từ (4-36) và (4-42) ta được :

$$g_e N_e = g_i \cdot N_i = G_{nl} \ ;$$

Từ biểu thức trên và theo (4-28) sẽ có :

$$g_i = g_e \cdot \frac{N_e}{N_i} = g_e \cdot \eta_m \qquad (4\text{-}43)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thay (4-43) vào (4-41) và nhờ (4-37), sẽ được :

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_m} \quad \text{hoặc} \quad \eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \tag{4-44}$$

Hiệu suất chỉ thị η_i của các loại động cơ thường nằm trong phạm vi :

$$\eta_i = 0{,}23 - 0{,}55 \text{ hoặc cao hơn.}$$

4.6. TỔN HAO CƠ GIỚI VÀ CÁCH XÁC ĐỊNH

Trong các tổn hao cơ giới, riêng tổn hao ma sát giữa pittông, vòng găng với thành xilanh chiếm tới 50 ÷ 60%, trong đó tổn hao ma sát giữa vòng găng lớn hơn tổn hao ma sát của pittông. Ma sát trong các ổ trục chiếm 10 ÷ 30%, tổn hao cho các hành trình bơm khoảng 15 - 30%.

Nếu gọi p_m là áp suất tổn hao cơ giới trung bình, thì công suất tổn hao cơ giới N_m tương tự như biểu thức (4-26), có thể viết như sau :

$$N_m = \frac{p_m \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau} \tag{4-45}$$

Công suất tổn hao cơ giới của động cơ được xác định bằng thực nghiệm. Thường dùng nhất là phương pháp quay trực tiếp bằng động cơ điện, phương pháp cắt lửa từng xilanh và phương pháp xác định qua việc xây dựng đường $G_{nl} = f(p_e)$ khi $n = \text{const}$.

4.6.1. PHƯƠNG PHÁP QUAY TRỰC TIẾP BẰNG ĐỘNG CƠ ĐIỆN

Trước tiên cho động cơ khởi động chạy ấm máy, tới nhiệt độ làm việc bình thường của nước làm mát và của dầu nhờn, sau đó cắt nhiên liệu (động cơ điêden) hoặc cắt tia lửa điện (động cơ xăng), cho phanh điện hoạt động ở chế độ động cơ điện để quay động cơ đốt trong, xác định các giá trị công suất của động cơ điện theo các giá trị của số vòng quay sẽ xác định được công suất tổn hao cơ giới của động cơ theo các số vòng quay khác nhau.

4.6.2. PHƯƠNG PHÁP CẮT LỬA TỪNG XILANH

Phương pháp này dùng cho động cơ nhiều xilanh bằng cách cắt phun nhiên liệu hoặc cắt tia lửa điện từng xilanh để đo công suất chỉ thị của xilanh đó, sau đó tính công suất tổn hao cơ giới N_m của động cơ. Nếu công suất chỉ thị của từng xilanh được thể hiện qua N_{i_1}, N_{i_2} ..., công suất chỉ thị của động cơ qua N_i và công suất có ích qua N_e thì :

$$N_i = N_{i_1} + N_{i_2} + \ldots$$

và

$$N_m = (N_{i_1} + N_{i_2} + N_{i_3} + \ldots) - N_e \tag{4-46}$$

Khi khảo nghiệm, trước tiên cho động cơ hoạt động bình thường, đo công suất có ích N_e. Sau đó tuần tự cho từng xilanh ngừng hoạt động (ví dụ xilanh 1) bằng cách cắt nhiên liệu hoặc tia lửa điện của xilanh đó, điều chỉnh băng thử để động cơ hồi phục lại số vòng quay ban đầu, đo công suất có ích $N_{e(1)}$. Do có một xilanh không hoạt động nên công suất có ích $N_{e(1)}$ đo lần thứ 2 nhỏ hơn công suất có ích đo

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

lần đầu N_e. Hiệu của hai công suất trên chính là công suất chỉ thị của xilanh thứ nhất N_{i1} :

$$N_{i_1} = N_e - N_{e(1)} \qquad (4\text{-}47)$$

Tiếp tục làm như trên đối với các xilanh khác, sẽ đo được các công suất có ích $N_{e(2)}$, $N_{e(3)}$..., cuối cùng tìm ra công suất chỉ thị của các xilanh tương ứng :

$$N_{i_2} = N_e - N_{e(2)}$$

$$N_{i_3} = N_e - N_{e(3)}$$

. . . . . .

Cộng các đẳng thức trên sẽ được :

$$N_i = N_{i_1} + N_{i_2} + N_{i_3} \ ... = i.N_e - (N_{e(1)} + N_{e(2)} + ...) \qquad (4\text{-}48)$$

trong đó i – số xilanh của động cơ.

Thay (4-48) vào (4-46) sẽ được :

$$N_m = (i - 1)N_e - (N_{e(1)} + N_{e(2)} + N_{e(3)} + ...) \qquad (4\text{-}49)$$

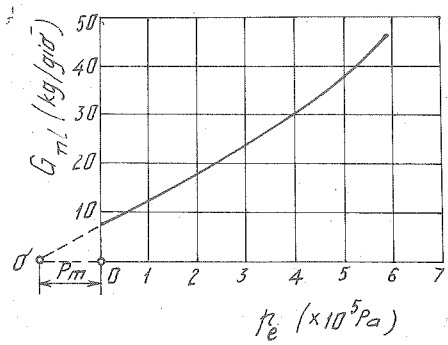
Như vậy theo giá trị đo được của N_e, $N_{e(1)}$, $N_{e(2)}$..., dựa vào (4-49) sẽ tính được N_m.

4.6.3. PHƯƠNG PHÁP XÁC ĐỊNH p_m (qua xây dựng đường $G_{nl} = f(p_e)$ khi n = const)

(Cơ sở lí thuyết của phương pháp này sẽ được giới thiệu trong chương 11 – chế độ làm việc và đặc tính động cơ). Cho động cơ hoạt động ở n = const, thay đổi G_{nl}, đo N_e và tính p_e, xây dựng đường $G_{nl} = f(p_e)$ (hình 4.3), kéo dài đường đặc tính trên (đoạn đường đứt), cắt hoành độ ở O', đoạn OO' chính là giá trị của p_m tại số vòng quay thử nghiệm. Đường cong $G_{nl} = f(p_e)$ có tính chất tuyến tính tại các giá trị p_e nhỏ (sát với không tải), do đó giá trị p_m đo được tương đối chính xác.

Phương pháp trên thường dùng để khảo nghiệm động cơ điêden một xilanh.

Trên thực tế, rất khó xác định chính xác công suất tổn hao cơ giới N_m. Phương pháp quay trực tiếp bằng động cơ điện tương đối thuận tiện, đơn giản ; nhưng do cắt phun nhiên liệu hoặc cắt tia lửa điện làm cho áp suất và nhiệt độ môi chất trong xilanh khác xa so với lúc động cơ hoạt động ; phụ tải trên các chi tiết cũng như nhiệt độ dầu bôi trơn trên bề mặt chi tiết cũng khác, nên sẽ gây ảnh hưởng không nhỏ đến giá trị đo được về tổn thất cơ giới. Phương pháp cắt lửa tuần tự cho các xilanh cũng xảy ra tương tự, ngoài ra cắt lửa một xilanh có thể gây ảnh hưởng tới công suất chỉ thị của xilanh khác. Ví dụ : cắt tia lửa điện một xilanh của động cơ xăng có thể làm thay đổi lượng khí nạp của xilanh lân cận, do đó làm thay đổi công suất chỉ thị của các xilanh đó. Vì vậy cùng một động cơ, các số liệu thu được về tổn hao cơ giới bằng các phương pháp khác nhau, thường có sai lệch lớn.



Hình 4.3. Xác định tổn hao cơ khí bằng cách kéo dài đặc tính $G_{nl} = f(p_e)$.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 5

CHU TRÌNH LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Công suất, hiệu suất, độ tin cậy khi hoạt động và tuổi thọ của động cơ phụ thuộc vào mức độ hoàn hảo của chu trình làm việc. Vì vậy cần nghiên cứu chi tiết các quá trình tạo nên chu trình làm việc để tìm ra quy luật diễn biến và phát hiện những yếu tố ảnh hưởng tới các quá trình ấy, trên cơ sở đó xác định phương hướng nâng cao tính hiệu quả và tính kinh tế của động cơ. Với những quy luật diễn biến của các quá trình, có thể xây dựng phương pháp tính chu trình lý thuyết, tương đối sát với chu trình làm việc, làm căn cứ cho việc tính kiểm nghiệm hoặc thiết kế mới động cơ khi đã biết các chỉ tiêu và điều kiện làm việc cụ thể.

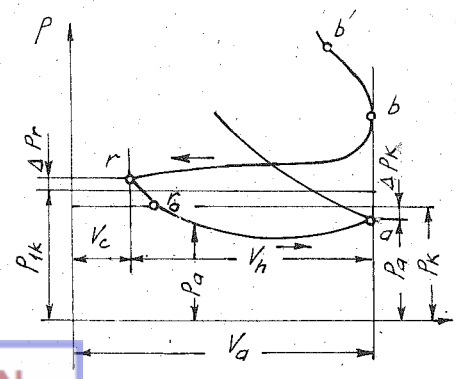
Chu trình làm việc của động cơ được đặc trưng bằng các thông số sau : áp suất chỉ thị trung bình p_i ; hiệu suất chỉ thị η_i, áp suất cực đại và tốc độ tăng áp suất của môi chất khi cháy p_z, $\Delta p/\Delta\varphi$, nhiệt độ cực đại T_z và nhiệt độ cuối kỳ giãn nở của môi chất ; áp suất và nhiệt độ của môi chất đầu quá trình thải...

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

5.1. QUÁ TRÌNH NẠP

5.1.1. KHÁI NIỆM CHUNG VÀ CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN

Trong chu trình làm việc của động cơ đốt trong cần thải sạch sản vật cháy của chu trình trước ra khỏi xilanh để nạp vào môi chất mới (không khí hoặc hòa khí). Hai quá trình thải và nạp liên quan mật thiết với nhau, tùy theo số kỳ của động cơ và phương pháp thải nạp, có những thời điểm chúng xảy ra cùng một lúc. Vì vậy khi phân tích quá trình nạp cần lưu ý đến những thông số đặc trưng của quá trình thải, tức là phải xét chung các hiện tượng của quá trình thay đổi môi chất.



Hình 5.1. Phần đồ thị công của quá trình thay đổi khí trong động cơ bốn kỳ.

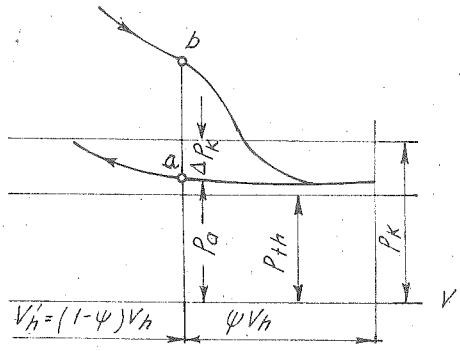
Trong động cơ bốn kỳ, quá trình thay đổi môi chất được thực hiện lúc bắt đầu mở xupáp thải (điểm b', H. 5.1). Từ b' đến ĐCD (góc mở sớm xupáp thải) nhờ

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

chênh áp, sản vật cháy tự thoát ra đường thải, sau đó từ ĐCD tới ĐCT, nhờ sức đẩy cưỡng bức của pittông sản vật cháy được đẩy tiếp. Tại ĐCT (điểm r), sản vật cháy chứa đầy thể tích buồng cháy V_c với áp suất $p_r > p_{thải}$ tạo ra chênh áp Δp_r ($\Delta p_r = p_r - p_{th}$; trong đó p_{th} là áp suất khí trong ống thải). Chênh áp Δp_r phụ thuộc vào hệ số cản, tốc độ dòng khí qua xupáp thải và vào trở lực của bản thân đường thải.

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

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



Hình 5.2. Phần đồ thị công của quá trình thay đổi khí trong động cơ hai kỳ.

Quá trình thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ (sẽ được nghiên cứu riêng ở chương 7) không có các kỳ thải và nạp riêng biệt như ở động cơ bốn kỳ, mà được thực hiện từ điểm b (H. 5.2) cuối kỳ giãn nở, lúc bắt đầu mở cơ cấu thải, bằng cách dựa vào chênh áp để sản vật cháy được thoát tự do ra đường thải, sau đó môi chất mới đã được nén trước trong bơm quét khí tới áp suất p_k (lúc này $p_k >$ áp suất sản vật cháy trong xilanh) đi vào xilanh tạo lực cưỡng bức đẩy tiếp sản vật cháy ra đường thải, còn bản thân môi chất mới được nạp đầy xilanh cho tới điểm a (đầu quá trình nén). Như vậy quá trình thay đổi môi chất (thải và nạp) trong động cơ hai kỳ hầu như diễn ra đồng thời xen kẽ nhau khiến vấn đề càng phức tạp hơn.

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

$$p_k = p_o - \Delta p_o$$

trong đó : Δp_o - tổn thất áp suất do cản của bình lọc khí và đường ống nạp ; và : $T_k \approx T_o$

Đối với động cơ bốn kỳ tăng áp và động cơ hai kỳ, p_k bằng áp suất tăng áp p_s ở sau máy nén (nếu không có két làm mát trung gian cho không khí nén). Trường hợp có két làm mát trung gian :

$$p_k = p_s - \Delta p_{mát}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

trong đó : $\Delta p_{mát}$ – tổn thất áp suất khi qua két làm mát.

Nếu không có két làm mát trung gian, T_k được xác định như sau :

$$T_k = T_o \left(\frac{p_s}{p_o}\right)^{\frac{m-1}{m}} \qquad (5\text{-}1)$$

trong đó : m – chỉ số nén đa biến, phụ thuộc vào loại máy nén (m ≈ 1,6 ÷ 1,8).

Nếu có két làm mát trung gian :

$$T_k = T_o \left(\frac{p_s}{p_o}\right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_{mát} \qquad (5\text{-}2)$$

trong đó : $\Delta T_{mát}$ – chênh lệch nhiệt độ của không khí trước và sau két làm mát.

Lượng môi chất mới nạp vào xilanh trong mỗi chu trình động cơ bốn kỳ phụ thuộc nhiều nhất vào chênh áp $\Delta p_k = p_k - p_a$ (p_a – áp suất môi chất trong xilanh cuối quá trình nạp tại a) (H. 5.1). Suốt kỳ nạp áp suất trong xilanh đều thấp hơn p_k, chênh áp ấy tạo nên dòng chảy của môi chất mới đi vào xilanh qua xupáp nạp, nó phản ánh trở lực của xupáp nạp đối với dòng chảy.

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

Chênh áp giữa đường nạp và môi chất trong xilanh còn được duy trì ở đầu quá trình nén cho tới khi áp suất trên đường nén đạt tới p_k do kết quả của việc nén khí. Dựa vào hiện tượng ấy người ta đã tìm các biện pháp để nạp thêm môi chất vào xilanh đầu quá trình nén.

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

1) Áp suất cuối quá trình nạp p_a

Coi dòng chảy của môi chất mới qua xupáp nạp vào xilanh là dòng chảy dừng không chịu nén (do áp suất môi chất ít thay đổi trên đường nạp của động cơ điêden và động cơ xăng, mở hết bướm ga), phương trình Bernoullie dùng cho dòng chảy có dạng :

$$\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{W_k^2}{2} = \frac{p_a'}{p_k} + \frac{W^2}{2} + \xi_o \cdot \frac{W^2}{2} \qquad (5\text{-}3)$$

trong đó : p_a' – áp suất trong xilanh động cơ tại xupáp nạp ;

W_k – tốc độ của dòng khí tại cửa vào của đường nạp ;

W – tốc độ dòng khí qua xupáp ;

ξ_o – hệ số cản của đường nạp quy dẫn về tốc độ W.

Do $W_k \ll W$ nên có thể bỏ qua W_k, từ (5-3) tìm được :

$$\Delta p_k' = p_k - p_a' = (1 + \xi_o)\frac{\rho_k}{2} \cdot W^2 \ ; \ N/m^2 \qquad (5\text{-}4)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Biểu thức (5-4) chỉ rõ : tại mỗi thời điểm, tổn thất áp suất trên đường nạp $\Delta p_k'$ tỉ lệ thuận với W^2 và hệ số cản ξ_o của hệ thống.

Nhờ phương trình liên tục của dòng chảy sẽ tính được :

$$W = C_m \cdot \frac{F_p}{f_k} = \frac{Sn}{30} \cdot \frac{F_p}{f_k} = K \cdot \frac{n}{f_k} \qquad (5\text{-}5)$$

trong đó : C_m – tốc độ trung bình của pittông (m/s) ;

n – tốc độ trục khuỷu (vòng/phút) ;

f_k – tiết diện lưu thông qua xupáp (m^2) ;

S, F_p – hành trình và diện tích đỉnh pittông (m, m^2).

Thay (5-5) vào (5-4) sẽ được :

$$\Delta p_k' = (1 + \xi_o)\frac{\rho_k}{2} \cdot K^2 \cdot \frac{n^2}{f_k^2} = K_1 \cdot \frac{n^2}{f_k^2} \qquad (5\text{-}6)$$

Biểu thức (5-6) chỉ rằng : $\Delta p_k'$ tỉ lệ thuận với $(1 + \xi_o)n^2$ và tỉ lệ nghịch với f_k^2.

Muốn giảm $\Delta p_k'$ phải :

– Giảm ξ_o bằng cách tạo đường nạp có hình dạng khí động tốt, tiết diện lưu thông lớn và phương hướng lưu động được thay đổi một cách từ từ, ít chỗ ngoặt.

– Tăng f_k bằng cách dùng xupáp có đường kính lớn hoặc dùng nhiều xupáp. Nếu động cơ có V_h = const, có thể tăng f_k bằng cách giảm $\frac{S}{D}$, vì : $V_h = \frac{\pi}{4} D^2 . S$ = const, nếu giảm $\frac{S}{D}$ thì D sẽ tăng nhờ đó sẽ làm tăng f_k (động cơ dùng xupáp treo), như vậy có thể dùng hai hoặc bốn xupáp (hai nạp, hai thải) có đường kính lớn hơn. Dùng bốn xupáp sẽ rất lợi đối với động cơ cao tốc vì chẳng những sẽ làm tăng f_k mà còn giảm bớt khối lượng của xupáp, qua đó giảm lực quán tính và nâng cao độ tin cậy của cơ cấu phân phối khí. Có thể tăng f_k nhờ sử dụng buồng cháy dạng chêm hoặc dạng bán cầu (xupáp đặt nghiêng trong động cơ xăng).

Tỉ số $\frac{F_p}{i \cdot f_k}$ (i – số xupáp) phụ thuộc tốc độ trung bình C_m của pittông và nằm trong giới hạn sau :

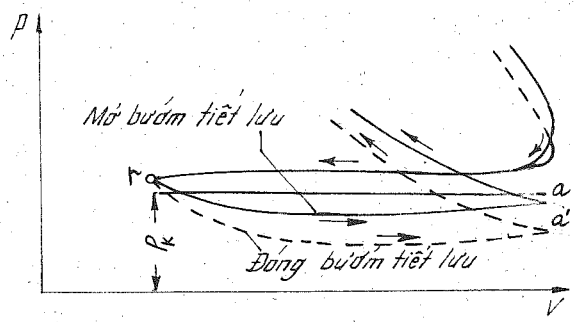
Loại động cơ	C_m (m/s)	F_p/if_k
– Động cơ thấp tốc	<6	12÷8
– Động cơ tốc độ vừa	6÷9	9÷6
– Động cơ cao tốc	>9	6÷4,5

Tốc độ trung bình của môi chất mới đi qua xupáp của động cơ điêden nằm trong phạm vi 30 ÷ 70 m/s, của động cơ xăng châm cháy cưỡng bức trong phạm vi 50 ÷ 80 m/s, một vài trường hợp ở động cơ ôtô có thể lớn hơn 80m/s.

Đối với động cơ điêden đã cho, ξ_o, ρ_k, K, K_1, f_k đều là hằng số, nên qua (5-6) thấy rõ n là thông số vận hành duy nhất gây ảnh hưởng chính tới $\Delta p_k'$ (thay đổi mômen động cơ chỉ cần thay đổi nhiên liệu).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Đối với động cơ xăng và máy ga, người ta dùng bướm ga để thay đổi mômen động cơ. Mỗi vị trí bướm ga tương ứng với một giá trị ξ_o. Khi chạy ở tải nhỏ, bướm ga đóng kín làm tăng ξ_o, do đó $\Delta p_k'$ cũng tăng theo (H. 5.3).



Hình 5.3. Ảnh hưởng của tiết lưu tới đường nạp trên đồ thị công.

Quá trình thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ rất phức tạp. Giá trị p_a (H. 5.2) phụ thuộc áp suất khí quét p_k, kích thước và mối tương quan về thời gian mở các cửa quét và thải, nhìn chung Δp_k sẽ giảm khi tốc độ n thấp. Do đó tăng n sẽ làm tăng Δp_k và giảm p_a.

Khi tính toán nhiệt, áp suất p_a (cuối quá trình nạp) được xác định nhờ số liệu thực nghiệm.

Với động cơ bốn kỳ không tăng áp :

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

Với động cơ bốn kỳ tăng áp :

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

Với động cơ hai kỳ :

- Loại thấp tốc, quét vòng :

$$p_a \approx \frac{p_k + p_{th}}{2} \ ;$$

- Loại cao tốc quét thẳng :

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

2) Lượng khí sót

Cuối quá trình thải, trong xilanh còn lưu lại một ít sản vật cháy, được gọi là khí sót. Trong quá trình nạp số khí sót trên sẽ giãn nở, chiếm chỗ trong xilanh và trộn với khí nạp mới làm giảm lượng khí nạp mới.

Nếu gọi M_r và M_1 là số lượng khí sót và số lượng môi chất mới khi đốt 1kg nhiên liệu và m_1 là số lượng khí sót và số lượng môi chất mới của mỗi chu trình thì hệ số khí sót γ_r sẽ là :

$$\gamma_r = \frac{m_r}{m_1} = \frac{g_{ct} \cdot M_r}{g_{ct} \cdot M_1}$$

trong đó : g_{ct} – lượng nhiên liệu cấp cho 1 chu trình (kg/chu trình).

Ở động cơ bốn kỳ không tăng áp, góc trùng điệp thường không quá 30 ÷ 40° góc quay trục khuỷu và thường không quét buồng cháy nên có thể cho rằng : tại điểm r (cuối kỳ thải) (H. 5.1) khí sót chiếm toàn bộ thể tích V_c với áp suất p_r và nhiệt độ T_r, sẽ có :

$$m_r = \frac{p_r V_c}{R T_r} \qquad (5\text{–}7)$$

trong đó : p_r, T_r – áp suất và nhiệt độ khí sót ở thể tích V_c ;

R – hằng số một kmol khí ;

$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$ – thể tích buồng cháy ;

V_h – thể tích công tác của xilanh.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Áp suất khí sót p_r được xác định bằng thực nghiệm theo áp suất của môi trường thải p_{th}. Nếu thải ra ngoài trời thì $p_{th} = p_o$. Nếu trên đường thải có bình tiêu âm hoặc lắp tua bin tăng áp thì $p_{th} > p_o$.

Tương tự như áp suất cuối quá trình nạp p_a, áp suất p_r được xác định qua biểu thức sau :

$$p_r = p_{th} + \Delta p_r ;$$

trong đó :

$$\Delta p_r = K_2 \cdot \frac{n^2}{f_{th}^2} \qquad (5\text{-}8)$$

f_{th} – tiết diện lưu thông của xupáp thải ;

K_2 – hệ số phụ thuộc hệ số cản của đường thải và mật độ khí thải.

Nhiệt độ T_r phụ thuộc thành phần của hòa khí, mức độ giãn nở của sản vật cháy, trao đổi nhiệt giữa sản vật cháy và thành xilanh trong các quá trình giãn nở và thải. Trong động cơ xăng thành phần hòa khí ít thay đổi nên giảm tải, T_r cũng giảm nhưng giảm ít. Động cơ điêden thay đổi tải được thực hiện trực tiếp qua thành phần hòa khí, vì vậy khi giảm tải T_r giảm nhiều, và do có ε rất lớn làm cho sản vật cháy được giãn nở tương đối triệt để, nên T_r của động cơ điêden thấp hơn nhiều so với động cơ xăng (thấp hơn khoảng 200 ÷ 300°C).

Thể tích $V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$ phụ thuộc tỉ số nén ε ; V_c sẽ giảm khi tăng ε, qua (5-7) ta thấy khi tăng ε sẽ làm giảm m_r.

Số kmol môi chất mới m_1 được xác định theo điều kiện nạp và phương pháp điều chỉnh tải của động cơ. Ở động cơ xăng, giảm tải được thực hiện nhờ đóng nhỏ bướm ga, vì vậy sẽ làm giảm số lượng môi chất mới vào xilanh mỗi chu trình m_1, với động cơ điêden sử dụng phương pháp điều chỉnh công suất nhờ tăng hoặc giảm g_{ct} vì vậy khi giảm tải, m_1 thường hơi tăng. Khi tăng áp đều làm tăng m_1 của động cơ xăng và động cơ điêden.

Do đó có thể rút ra một số nhận xét sau về hệ số khí sót :

- γ_r của động cơ xăng lớn hơn so với động cơ điêden (vì động cơ điêden có ε lớn) ;
- Khi giảm tải : γ_r của động cơ xăng tăng, còn γ_r của động cơ điêden trên thực tế không thay đổi ;
- Khi tăng áp, γ_r của động cơ xăng và động cơ điêden đều giảm.

γ_r của động cơ bốn kỳ nằm trong phạm vi sau :

- Động cơ xăng và máy ga không tăng áp : $\gamma_r = 0{,}06 \div 0{,}10$;
- Động cơ điêden không tăng áp : $\gamma_r = 0{,}03 \div 0{,}06$.

Để tính γ_r có thể chọn p_r và T_r theo các số liệu kinh nghiệm sau :

Ở động cơ bốn kỳ không tăng áp và trên đường thải không lắp thêm bình tiêu âm, bình chứa khí thải..., thì p_r phụ thuộc vào tốc độ n của trục khuỷu và nằm trong giới hạn sau (tại N_e thiết kế) :

- Động cơ có tốc độ thấp $p_r = (1{,}03 \div 1{,}06)\ p_o$;
- Động cơ cao tốc $p_r = (1{,}05 \div 1{,}1)\ p_o$.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trường hợp động cơ tăng áp tua bin khí hoặc động cơ không tăng áp có lắp bình tiêu âm trên ống xả phải thay p_o của hai công thức trên bằng p_{th}. Động cơ tăng áp p_{th} được xác định riêng (sẽ giới thiệu ở các phần sau), đối với trường hợp lắp bình tiêu âm cần lấy $p_{th} = (1,02 \div 1,04)p_o$.

Nhiệt độ T_r nằm trong phạm vi sau :

- Động cơ xăng : $T_r = 900 \div 1000K$;
- Động cơ điêden : $T_r = 700 \div 900K$;
- Máy ga : $T_r = 750 \div 1000K$.

Người ta còn dùng biện pháp quét buồng cháy để giảm γ_r của động cơ bốn kỳ bằng cách tăng góc trùng điệp của các xupáp nạp và thải.

Hệ số khí sót γ_r của động cơ hai kỳ phụ thuộc vào chất lượng của các quá trình thải và quét khí và thường thay đổi trong phạm vi rất rộng, tùy thuộc vào hệ thống quét thải cụ thể :

- Quét quanh : $\gamma_r = 0,08 \div 0,25$;
- Quét thẳng : $\gamma_r = 0,06 \div 0,15$;
- Quét buồng cháy bằng khí nén của cácte : $\gamma_r = 0,25 \div 0,40$.

Đối với động cơ hai kỳ người ta còn dùng hệ số thải sạch η_s để đánh giá chất lượng quét và thải của động cơ :

$$\eta_s = \frac{m_1}{m_1 + m_r} = \frac{M_1}{M_1 + M_r} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \qquad (5\text{-}9)$$

3) Nhiệt độ sấy nóng môi chất mới ΔT

Đi trên đường nạp và vào xilanh, môi chất mới tiếp xúc với các bề mặt nóng của động cơ, được sấy nóng và tăng nhiệt độ lên một gia số ΔT.

Giá trị của ΔT phụ thuộc vào tốc độ lưu động, thời gian tiếp xúc với bề mặt nóng và chênh lệch nhiệt độ của môi chất mới so với vật nóng. Nếu nhiệt độ của môi chất mới tăng sẽ làm giảm mật độ và do đó làm giảm khối lượng môi chất mới nạp vào động cơ. Vì vậy trong động cơ xăng, số nhiệt lượng cần thiết để sấy nóng môi chất mới chỉ nhằm làm cho xăng dễ bay hơi trên đường nạp, nếu quá mức ấy sẽ làm giảm lượng môi chất mới nạp vào động cơ. Gia số ΔT của môi chất mới được tính như sau :

$$\Delta T = \Delta T_t - \Delta T_{b.h} \qquad (5\text{-}10)$$

trong đó : ΔT_t – mức tăng nhiệt độ của môi chất mới do sự truyền nhiệt từ các bề mặt nóng ;

$\Delta T_{b.h}$ – mức giảm nhiệt độ của môi chất mới do bay hơi của nhiên liệu, động cơ điêden $\Delta T_{b.h} = 0$.

ΔT được xác định theo số liệu thực nghiệm và theo cách tính gián tiếp, được lấy theo các số liệu sau :

$\Delta T = 20 \div 40^oC$ – đối với động cơ điêden ;

$\Delta T = 0 \div 20^oC$ – đối với động cơ xăng.

Động cơ điêden và động cơ xăng tăng áp không làm mát trung gian cho khí nén, ΔT thường rất nhỏ vì chênh nhiệt ít. Nếu T_s (nhiệt độ môi chất sau máy nén) lớn hơn nhiệt độ vách thì môi chất mới được làm mát và $\Delta T < 0$.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

4) Nhiệt độ môi chất cuối quá trình nạp T_a

Nhiệt độ môi chất cuối quá trình nạp T_a lớn hơn T_k và nhỏ hơn T_r là do kết quả của việc truyền nhiệt từ các bề mặt nóng tới môi chất mới khi tiếp xúc và việc hòa trộn của môi chất mới với khí sót nóng hơn. Các quá trình trên diễn ra riêng lẻ trên đường nạp hoặc đồng thời trong xilanh động cơ. Có thể xác định T_a (tại điểm a, hình 5.1) nhờ phương trình cân bằng nhiệt của khí nạp mới và khí sót trước và sau khi hòa trộn với giả thiết quá trình hòa trộn thực hiện ở điều kiện đẳng áp p_a và khi khí sót giãn nở từ áp suất p_r xuống p_a nhiệt độ khí sót T_r không thay đổi. Ta có :

$$mC_p \cdot m_1(T_k + \Delta T) + mC_p'' \cdot m_r \cdot T_r = mC_p'(m_1 + m_r) \cdot T_a \; ; \qquad (5\text{-}11)$$

Thay $m_1 = g_{ct}.M_1$; $m_r = g_{ct}.M_r$ vào (5-11) sau khi giản lược g_{ct} được :

$$mC_p \cdot M_1(T_K + \Delta T) + mC_p'' \cdot M_r \cdot T_r = mC_p'(M_1 + M_r) \cdot T_a \qquad (5\text{-}12)$$

trong đó : mC_p, mC_p'', mC_p' – tỷ nhiệt mol đẳng áp của môi chất mới, khí sót và môi chất công tác tại điểm a.

T_k – nhiệt độ môi chất mới phía trước xupáp nạp ;

ΔT – gia số về nhiệt độ của môi chất mới do kết quả truyền nhiệt ;

T_r – nhiệt độ khí sót.

Các tỷ nhiệt đẳng áp là hàm của nhiệt độ và thành phần của mỗi loại khí. Giữa mC_p và mC_p' không khác nhau nhiều, vì nhiệt độ và thành phần của môi chất công tác gần giống nhiệt độ và thành phần của môi chất mới, nên có thể giả thiết $mC_p = mC_p'$. mC_p'' khác xa mC_p vì $T_r \gg T_o$ và thành phần khí sót khác xa so với môi chất mới.

Gọi $\lambda_t = \dfrac{mC_p''}{mC_p}$ là hệ số hiệu đính tỷ nhiệt, ta được : $mC_p'' = \lambda_t \cdot mC_p$

λ_t phụ thuộc vào α và nhiệt độ T_r.

Đối với động cơ xăng α : 0,8 1,0 1,2 1,4

λ_t : 1,13 1,17 1,14 1,11

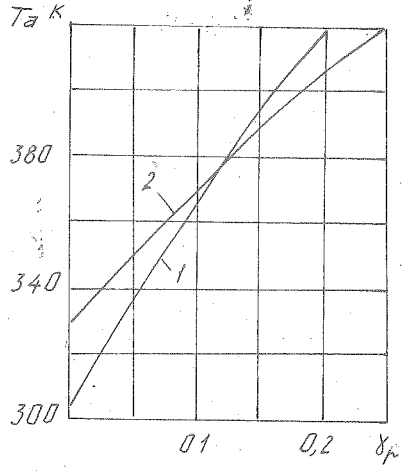
Đối với động cơ diêden khi $\alpha = 1{,}5 \div 1{,}8$ có thể lấy $\lambda_t = 1{,}1$.

Sau khi thay mC_p', mC_p'' theo các giả thiết trên vào (5-11), giản lược mC_p, chia cả hai vế của biểu thức cho M_1 và thay $\dfrac{M_r}{M_1} = \gamma_r$ sẽ được :

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \qquad (5\text{-}13)$$

Nếu lấy $\lambda_t = 1$, sai số tính T_a thường không lớn, ta có :

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \qquad (5\text{-}14)$$



Hình 5.4. Ảnh hưởng của hệ số khí sót γ_r tới nhiệt độ T_a

1 – T_K = 288 K ; ΔT = 15°C
T_r = 1000 K ;

2 – T_K = 288 K ; ΔT = 40°C ;
T_r = 800 K.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

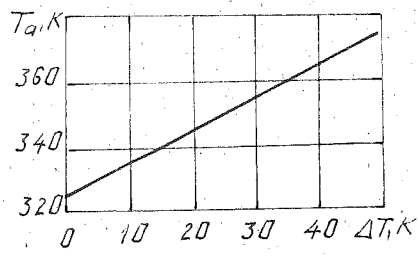
Các công thức (5-13) và(5-14) đúng cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ. Biến động của T_a trong phạm vi sau :

Với động cơ bốn kỳ không tăng áp :

$$T_a = 310 \div 350K$$

Với động cơ bốn kỳ tăng áp và động cơ hai kỳ :

$$T_a = 320 \div 400K.$$



Hình 5.5. Ảnh hưởng của ΔT tới nhiệt độ T_a(T_K = 288K ; γ_r = 0,06 và T_r = 1000K).

Ảnh hưởng của γ_r và ΔT tới nhiệt độ T_a được thể hiện trên (hình 5.4, 5.5). Qua hai đồ thị trên thấy rõ, tăng γ_r và ΔT đều làm tăng T_a và do đó làm giảm mật độ môi chất mới nạp vào xilanh.

5.1.2. HỆ SỐ NẠP

1) Định nghĩa

Hệ số nạp η_v là tỉ số giữa lượng môi chất mới thực tế nạp vào xilanh ở đầu quá trình nén khi đã đóng các cửa nạp và cửa thải m_1 kmol hoặc G_k kg so với lượng môi chất mới lý thuyết M_h có thể nạp đầy vào thể tích công tác của xilanh V_h ở điều kiện áp suất và nhiệt độ môi chất phía trước xupáp nạp (p_k và T_k). Môi chất mới của động cơ điêden là không khí, của động cơ xăng là hòa khí do không khí và hơi xăng tạo thành.

Với các loại động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng hình thành hòa khí bên ngoài, khi tính η_v nếu dùng không khí thay cho hòa khí thì kết quả tính không có sai số lớn. Vì vậy, các loại động cơ dùng nhiên liệu lỏng hệ số nạp η_v đều được xác định theo không khí. Từ định nghĩa về η_v, ta có :

$$\eta_v = \frac{g_{ct} \cdot M_1}{M_h} = \frac{G_k}{\gamma_k \cdot V_h} = \frac{V_k}{V_h} \qquad (5\text{-}15)$$

trong đó : g_{ct} – lượng nhiên liệu cấp cho một chu trình (kg/chu trình) ;

M_1 – lượng môi chất thực tế đi vào xilanh để đốt 1kg nhiên liệu (kmol/kg nhiên liệu) ;

V_k – thể tích khí nạp mới chứa trong xilanh, sau khi quy về điều kiện p_k và T_k (m^3) ;

G_k – khối lượng không khí nạp vào xilanh mỗi chu trình (kg/chu trình).

Với động cơ hai kỳ, ngoài hệ số nạp η_v tính cho toàn bộ thể tích công tác V_h, còn có hệ số nạp η_v' tính cho thể tích V_h' của hành trình có ích (H. 5.2).

$$\eta_v' = \frac{g_{ct} \cdot M_1}{M_h'} = \frac{G_k}{\gamma_k V_h'} = \frac{V_k}{V_h'} \qquad (5\text{-}16)$$

Trong động cơ hai kỳ gọi η_v là hệ số nạp lý thuyết còn η_v' là hệ số nạp thực tế. Quan hệ giữa η_v và η_v' như sau :

$$\eta_v' = \frac{V_k}{V_h'} = \frac{V_k}{V_h(1-\psi)} = \frac{\eta_v}{(1-\psi)};$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Từ đó : $$\eta_v = (1 - \psi) \cdot \eta_v' \qquad (5\text{-}17)$$

trong đó : ψ – phần tổn thất hành trình của pittông dùng để thay đổi môi chất, phụ thuộc vào sơ đồ quét – thải (sẽ nghiên cứu sau) : với hệ thống quét thẳng qua xupáp : $\psi = 0{,}12 \div 0{,}14$; với hệ thống quét thẳng qua cửa thải : $\psi \approx 0{,}25$.

Động cơ tăng áp cũng như động cơ hai kỳ luôn luôn có một phần môi chất mới tổn hao cho quét khí không tham gia các quá trình nén và cháy – giãn nở. Người ta dùng hệ số quét khí η_q để đánh giá tổn hao trên :

$$\eta_q = \frac{G_q}{G_k} = \frac{M_q}{M_1} \qquad (5\text{-}18)$$

trong đó : G_q và M_q – lượng không khí quét đi qua cửa quét (kg hoặc mol) ;

G_k và M_1 – lượng không khí quét còn lưu lại trong xilanh khi nén.

Động cơ bốn kỳ nếu góc trùng điệp không quá $40 \div 50^o$ góc quay trục khuỷu thì $\eta_q = 1$.

2) Phương trình tổng quát của hệ số nạp

Theo định nghĩa về hệ số nạp ta có :

$$g_{ct} \cdot M_1 = \eta_v \cdot M_h$$

Nhờ phương trình trạng thái, xác định được lượng môi chất lý thuyết M_h chứa đầy thể tích V_h có áp suất và nhiệt độ là p_k, T_k :

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

Do đó : $$g_{ct} \cdot M_1 = \frac{p_k \cdot \eta_v \cdot V_h}{8314 T_k} \qquad (5\text{-}19)$$

trong đó : p_k (Pa) ; V_h (m^3) ; T_k (K) và R = 8314 kJ/kmol độ.

Lượng môi chất mới $g_{ct}M_1$ được chia làm hai phần :

– Phần thứ nhất $g_{ct}.M_{1a}$ được nạp từ đầu cho đến khi pittông tới ĐCD (điểm a).

– Phần thứ hai $g_{ct}(M_1 - M_{1a})$ là phần nạp thêm tính từ điểm a đến khi đóng xupáp nạp (động cơ 4 kỳ).

Phần thứ nhất $g_{ct}.M_{1a}$ cùng với lượng khí sót của chu trình $g_{ct}.M_r$ tạo nên M_a với áp suất và nhiệt độ là p_a, T_a và thể tích V_a :

$$M_a = g_{ct}(M_{1a} + M_r) = \frac{p_a \cdot V_a}{8314 \cdot T_a} \qquad (5\text{-}20)$$

Sau khi nạp thêm lượng môi chất trong xilanh sẽ là : $(g_{ct}.M_1 + g_{ct}.M_r)$.

Nếu gọi : $\frac{g_{ct}(M_1 + M_r)}{g_{ct}(M_{1a} + M_r)} = \lambda_1$ là hệ số nạp thêm, ta sẽ có :

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$g_{ct}(M_1 + M_r) = \lambda_1 g_{ct}(M_{1a} + M_r) \qquad (5\text{-}21)$$

Trị số λ_1 đối với các động cơ nằm trong khoảng 1,02 ÷ 1,07. Thay (5-20) vào (5-21), rồi nhân và chia vế trái cho M_1 sẽ được :

$$g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r) = \lambda_1 \cdot \frac{p_a V_a}{8314 T_a} \qquad (5\text{-}22)$$

Thay (5-19) vào (5-22), sau đó thay :

$V_a = V_h + V_c = V_h + \dfrac{V_h}{\varepsilon - 1} = V_h \dfrac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$; sau khi giản lược V_h rồi chỉnh lý sẽ được :

$$\eta_v = \lambda_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a(1 + \gamma_r)} \qquad (5\text{-}23)$$

Thay giá trị $T_a(1 + \gamma_r)$ của biểu thức (5-13) vào (5-23), sẽ được :

$$\eta_v = \lambda_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T_r} \qquad (5\text{-}24)$$

Các biểu thức (5-23) và (5-24) dùng chung cho các loại động cơ bốn kỳ, hai kỳ, động cơ xăng cũng như động cơ điêden.

Đối với động cơ hai kỳ hệ số nạp η_v' tính cho hành trình có ích của pittông sẽ có dạng :

$$\eta_v' = \lambda_1 \cdot \frac{\varepsilon'}{\varepsilon' - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a(1 + \gamma_r)} \qquad (5\text{-}23a)$$

hoặc

$$\eta_v' = \lambda_1 \cdot \frac{\varepsilon'}{\varepsilon' - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T_r} \qquad (5\text{-}24a)$$

trong đó : $\varepsilon' = \dfrac{V_h' + V_c}{V_c}$ – tỉ số nén thực tế của động cơ hai kỳ.

3) Phương trình hệ số nạp và hệ số khí sót của động cơ bốn kỳ

Muốn tính nhiệt độ T_a của động cơ bốn kỳ cũng như hai kỳ có thể dùng biểu thức (5-13), trong đó nhiệt độ T_r tương ứng với áp suất p_r. Nhưng trong động cơ bốn kỳ việc hòa trộn giữa môi chất mới và khí sót được thực hiện trong điều kiện đẳng áp, sau khi khí sót đã từ áp suất p_r giãn nở tới p_a. Như vậy khi hòa trộn nhiệt độ khí sót là T_r' chứ không còn là T_r nữa : $T_r' = T_r \left(\dfrac{p_a}{p_r}\right)^{\frac{m-1}{m}}$ (trong đó : m – chỉ số giãn nở đa biến của khí sót m ≈ 1,45 ÷ 1,5). Như vậy trong động cơ bốn kỳ để chính xác hơn khi tính ta phải dùng T_r' thay cho T_r, do đó ta sẽ có :

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T_r'}{1 + \gamma_r} \qquad (5\text{-}25)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thay giá trị T_r' vào (5-25) sẽ được :

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T_r \left(\frac{p_a}{p_r}\right)^{\frac{m-1}{m}}}{(1 + \gamma_r)} ; \qquad (5\text{-}26)$$

Lấy giá trị $T_a(1 + \gamma_r)$ của (5-25) và (5-26) thay vào (5-23) sẽ được :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \lambda_1 \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \lambda_t \gamma_r \cdot T_r} \qquad (5\text{-}27)$$

hoặc

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \lambda_1 \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T_r \left(\frac{p_a}{p_r}\right)^{\frac{m-1}{m}}} \qquad (5\text{-}28)$$

Trong động cơ bốn kỳ nếu không xét góc đóng muộn xupáp và cho rằng xupáp xả được đóng tại Đ.C.T và xupáp nạp sẽ được mở tại thời điểm cân bằng giữa áp suất trong xilanh và áp suất p_k, thì khí sót của chu trình ($g_{ct}.M_r$) sẽ chứa đầy thể tích V_c ở trạng thái áp suất p_r và nhiệt độ T_r, do đó :

$$g_{ct} \cdot M_r = \frac{p_r V_c}{8314 T_r} = \frac{p_r \cdot V_h}{8314 \cdot T_r(\varepsilon - 1)} \qquad (5\text{-}29)$$

Chia (5-29) cho (5-19) sẽ được γ_r :

$$\gamma_r = \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v} \cdot \frac{p_r}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_r} \qquad (5\text{-}30)$$

Trên thực tế, động cơ bốn kỳ đều có góc trùng điệp nhằm sử dụng hiệu ứng động về dao động áp suất trên đường nạp và đường thải để thực hiện quét buồng cháy. Nếu gọi $g_{ct} \cdot M_r'$ là lượng khí sót thực tế còn lại trong xilanh trong mỗi chu trình và λ_2 là hệ số quét buồng cháy thì :

$$\lambda_2 = \frac{g_{ct} \cdot M_r'}{g_{ct} \cdot M_r}$$

Từ đó tìm được :

$$g_{ct} \cdot M_r' = \lambda_2 g_{ct} \cdot M_r = \frac{\lambda_2 p_r V_h}{8314 \cdot T_r(\varepsilon - 1)} \qquad (5\text{-}31)$$

Trường hợp không quét buồng cháy : $\lambda_2 = 1$, trường hợp có quét buồng cháy $\lambda_2 < 1$ và khi quét sạch buồng cháy $\lambda_2 = 0$. Động cơ tăng áp hầu hết đều thực hiện quét buồng cháy ở mức độ nhất định.

Chia (5-31) cho (5-19) sẽ được γ_r khi quét buồng cháy :

$$\gamma_r = \frac{\lambda_2}{(\varepsilon - 1)\eta_v} \cdot \frac{p_r}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_r} \qquad (5\text{-}32)$$

Thay (5-32) vào (5-28) sẽ được :

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_K + \Delta T} \left[\varepsilon \cdot \frac{\lambda_1 p_a}{p_k} - \lambda_t \cdot \lambda_2 \frac{p_r}{p_k} \left(\frac{p_a}{p_r}\right)^{\frac{m-1}{m}} \right] \qquad (5\text{-}33)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

hoặc

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_K + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[\varepsilon . \lambda_1 - \lambda_t . \lambda_2 \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \qquad (5\text{-}34)$$

Thay (5-34) vào (5-32) sẽ tìm được γ_r của động cơ bốn kỳ :

$$\gamma_r = \frac{\lambda_2 (T_k + \Delta T)}{T_r} \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{1}{\varepsilon \lambda_1 - \lambda_t . \lambda_2 \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}}} \qquad (5\text{-}35)$$

Trong trường hợp không thực hiện quét buồng cháy, không có nạp thêm, không để ý đến giãn nở của khí sót từ p_c xuống p_a, và coi tỷ nhiệt của khí sót cũng bằng tỷ nhiệt của môi chất mới, lúc ấy :

$\lambda_2 = \lambda_1 = \lambda_t = m = 1$ các phương trình (3-34) và (3-35) trở thành :

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\varepsilon \frac{p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) \qquad (5\text{-}36)$$

và

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_k} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \qquad (5\text{-}37)$$

Đó là những công thức về η_v và γ_r của động cơ bốn kỳ.

Hệ số khí sót của động cơ hai kỳ γ_r không thể xác định bằng phương pháp giải tích vì không có cơ sở tính lượng khí sót còn lưu lại trong mỗi chu trình. Do đó người ta xác định γ_r của động cơ hai kỳ bằng thực nghiệm.

Lấy hai mẫu khí từ xilanh của động cơ tại hai thời điểm : cuối quá trình giãn nở và trong quá trình nén rồi phân tích lấy thành phần thể tích của khí CO_2 của hai mẫu khí đó. Nếu gọi CO_2'' và CO_2' là thành phần thể tích của khí CO_2 ở cuối quá trình giãn nở (cũng là của khí sót) và trong quá trình nén ta sẽ có :

$$CO_2'' = \frac{g_{ct} \cdot M_{rCO_2}}{g_{ct} \cdot M_r} \text{ và } CO_2' = \frac{g_{ct} \cdot M_{rCO_2}}{g_{ct} (M_1 + M_r)}$$

trong đó : $g_{ct}.M_{r\,CO_2}$ – số mol khí CO_2 trong khí sót, cũng là số mol khí CO_2 của môi chất trong kỳ nén.

Từ đó tìm được : $$\frac{CO_2''}{CO_2'} = \frac{M_1 + M_r}{M_r} = \frac{1 + \gamma_r}{\gamma_r}$$

Cuối cùng tìm được :

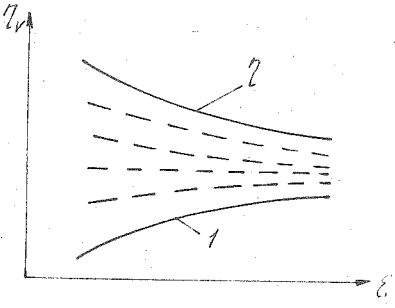
$$\gamma_r = \frac{CO_2'}{CO_2'' - CO_2'} \qquad (5\text{-}38)$$

5.1.3. ẢNH HƯỞNG CỦA MỘT SỐ YẾU TỐ TỚI HỆ SỐ NẠP CỦA ĐỘNG CƠ BỐN KỲ

Các công thức (5-27), (5-28), (5-33), (5-34) và (5-36) chỉ rằng : các yếu tố ảnh hưởng tới hệ số nạp η_v có : áp suất p_a và nhiệt độ T_a của môi chất cuối quá trình

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

nạp ; nhiệt độ sấy nóng môi chất mới ΔT ; hệ số khí sót γ_r ; nhiệt độ T_r và áp suất p_r ; tỉ số nén ε ; hệ số quét buồng cháy λ_2 và hệ số nạp thêm λ_1. Những thông số trên có mối liên hệ qua lại mật thiết với nhau và mỗi thông số lại phụ thuộc vào các yếu tố khác. Vì vậy song song với việc phân tích ảnh hưởng của từng thông số riêng biệt cần phải thấy rõ ảnh hưởng tổng hợp của chúng tới hệ số nạp η_v theo các chế độ làm việc cụ thể của động cơ.



Hình 5.6. Mối quan hệ giữa hệ số nạp η_v và tỷ số nén ε.

1) Tỷ số nén ε

Ảnh hưởng của tỷ số nén ε tới η_v ở (5-27) và (5-28) được thể hiện qua $\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$, nên tăng ε sẽ làm giảm $\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$ và qua đó làm giảm η_v (đường 2, H. 5.6). Kết luận trên chỉ dựa vào mặt toán học thuần túy và chỉ đúng với trường hợp $\gamma_r = 0$, tức là sử dụng góc trùng điệp của các xupáp thải và nạp để quét sạch buồng cháy. Trên những động cơ không quét buồng cháy, khi giảm ε sẽ làm tăng thể tích V_c (thể tích chứa khí sót), vì vậy theo (5-29) lượng khí sót ($g_{ct}.M_r$) sẽ tăng, qua đó làm tăng γ_r và tích : $\gamma_r.T_r$. Thực tế chỉ ra rằng ảnh hưởng của ε tới $\gamma_r . T_r$ còn mạnh hơn ảnh hưởng của ε tới $\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$, nên trong trường hợp không quét buồng cháy, tăng ε sẽ làm cho η_v có xu hướng tăng (đường 1, H. 5.6).

Có thể chứng minh nhận định trên nhờ xét dấu đạo hàm $\frac{d\eta_v}{d\varepsilon}$ đối với biểu thức (5-36). Ta có :

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

Trường hợp không quét buồng cháy, luôn luôn có $p_r > p_a$, vì vậy $\frac{d\eta_v}{d\varepsilon} > 0$ tức là tăng ε sẽ làm tăng η_v.

Các đường 1 và 2 (hình 5.6) thể hiện ảnh hưởng của ε tới η_v ở hai thái cực : không quét và quét sạch buồng cháy. Trên thực tế, tất cả động cơ bốn kỳ đều sử dụng góc trùng điệp của các xupáp nạp và xả, vì vậy tùy mức độ quét buồng cháy nhiều hay ít mà biến thiên của $\eta_v = f(\varepsilon)$ có xu hướng sát với đường 2 hoặc đường 1 (các đường đứt nét ở giữa hai đường 1 và 2).

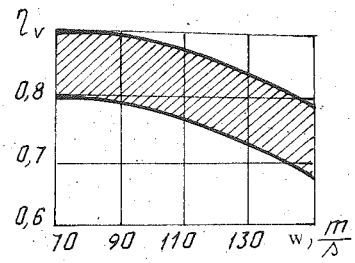
Ngoài ra, khi tăng ε sẽ làm sản vật cháy được giãn nở triệt để khiến nhiệt độ thành xilanh thấp hơn, kết quả sẽ làm giảm chút ít giá trị ΔT có lợi cho hệ số nạp η_v.

2) Áp suất cuối quá trình nạp p_a

Áp suất p_a gây ảnh hưởng trực tiếp tới η_v. Muốn tăng p_a cần giảm tổn thất Δp_k nhờ giảm $\frac{F_p}{i \cdot f_k}$ và giảm cản cho đường nạp (phân bố hợp lí các xupáp, dùng đường ống nạp lớn, thành nhẵn, ít tổn thất cục bộ...). Trong động cơ bốn kỳ η_v tỉ lệ thuận với $\left(\varepsilon \frac{p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right)$ (5-36), vì vậy trong điều kiện bị hạn chế về vị trí đặt các xupáp cần ưu

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tiên mở rộng tiết diện lưu thông của xupáp nạp, mặc dù phải thu nhỏ tiết diện lưu thông của xupáp xả. Trong trường hợp ấy cả hai tỉ số : $\frac{p_a}{p_k}$ và $\frac{p_r}{p_k}$ đều tăng nhưng $\frac{p_r}{p_k}$ chỉ tăng 1 lần còn $\frac{p_a}{p_k}$ tăng ε lần, vì vậy $\left(\varepsilon \frac{p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k}\right)$ tăng, dẫn đến η_v tăng.



Hình 5.7. Ảnh hưởng của tốc độ dòng khí w qua xupáp nạp tới hệ số nạp η_v.

Áp suất p_a của động cơ hai kỳ phụ thuộc vào p_k, trở lực của hệ thống quét và thải, góc phối khí của hệ thống.

Hình 5.7 giới thiệu mối quan hệ $\eta_v = f(W)$ (W - tốc độ dòng khí qua xupáp). Tăng tốc độ dòng khí W qua xupáp sẽ làm giảm η_v - đường giới hạn phía trên là của động cơ điêden còn đường dưới của động cơ xăng.

3) Nhiệt độ và áp suất trước xupáp nạp T_k, p_k

Tăng T_k làm giảm chênh nhiệt độ giữa thành xilanh và môi chất qua đó, làm giảm ΔT nên η_v tăng. Mối quan hệ giữa η_v và T_k thể hiện qua công thức kinh nghiệm :

$$\frac{\eta_{v_1}}{\eta_{v_2}} = \left(\frac{T_{k_1}}{T_{k_2}}\right)^m$$

Số mũ m tỉ lệ thuận với tốc độ dòng khí đi vào xilanh, m = 0,25 ÷ 0,5. Cần chỉ ra rằng tăng T_k sẽ làm tăng η_v, nhưng lúc ấy lượng môi chất đi vào xilanh sẽ giảm vì mật độ môi chất nhỏ đi.

- Tăng áp suất p_k, nếu giữ T_k và tốc độ dòng chảy đi vào động cơ không thay đổi thì $\frac{p_a}{p_k}$ không thay đổi. Lúc ấy ảnh hưởng của p_k tới η_v qua (5-36), được viết dưới dạng :

$$\frac{\eta_{v_2}}{\eta_{v_1}} \approx \alpha \frac{T_k + \Delta T_1}{T_k + \Delta T_2} \cdot \frac{\varepsilon - \left(\frac{p_{r_2}}{p_{a_2}}\right)}{\varepsilon - \left(\frac{p_{r_1}}{p_{a_1}}\right)} \approx \frac{\varepsilon - \left(\frac{p_{r_2}}{p_{a_2}}\right)}{\varepsilon - \left(\frac{p_{r_1}}{p_{a_1}}\right)} ;$$

các chỉ số 1, 2 tương ứng với trước và sau khi tăng p_k.

Nếu $\frac{p_{r_1}}{p_{a_1}} = \frac{p_{r_2}}{p_{a_2}}$ thì $\eta_{v_1} = \eta_{v_2}$ (η_v giữ nguyên sau khi tăng p_k).

Nếu tăng p_k làm cho $\frac{p_{r_2}}{p_{a_2}} < \frac{p_{r_1}}{p_{a_1}}$ tức là khí sót bị nén bởi p_k, đồng thời do môi chất mới vào nhiều nên được sấy nóng ít hơn ($\Delta T_2 < \Delta T_1$), kết quả tăng p_k thì η_v sẽ tăng.

4) Áp suất khí sót p_r

Nếu T_r không đổi, khi tăng p_r sẽ làm tăng lượng khí sót chứa trong thể tích V_c ($g_{ct}.M_r$), nên khi pittông đi từ ĐCT xuống dưới một phần hành trình của pittông sẽ

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

dành cho giãn nở của khí sót, khiến môi chất mới đi vào xilanh muộn hơn gây giảm hành trình hút và giảm lượng môi chất mới của chu trình $g_{ct}.M_1$, do đó làm tăng hệ số khí sót γ_r và giảm hệ số nạp η_v.

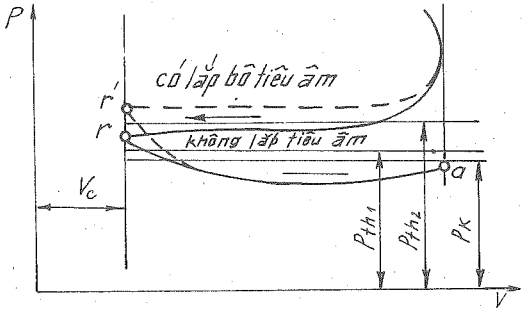
Cần phân biệt trường hợp tăng của p_r, do rút bớt tiết diện lưu thông của xupáp xả để tăng cho xupáp nạp, trong trường hợp này cũng làm tăng p_a do vậy η_v tăng.

Nếu tăng p_r do lắp bình tiêu âm hoặc một thiết bị cản nào đó trên đường thải (H. 5.8) và không quét buồng cháy sẽ đưa đến :

- Làm tăng công tiêu hao, để đẩy khí thải ra khỏi xilanh ;

- Làm tăng hệ số khí sót γ_r do tăng lượng khí sót chứa trong thể tích V_c và giảm lượng môi chất mới nạp vào xilanh (do tăng hành trình giãn nở của khí sót và tăng nhiệt độ T_a).

- Làm giảm hệ số nạp η_v.



Hình 5.8. Ảnh hưởng của bình tiêu âm trên ống thải tới áp suất khí sót p_r và áp suất trên đường thải p_{th}.

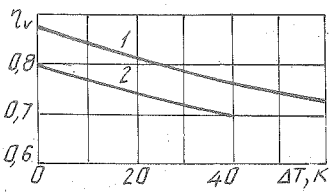
Mức ảnh hưởng của p_r tới η_v còn phụ thuộc vào tỉ số nén ε. Nếu tỉ số nén ε lớn, ảnh hưởng của p_r tới η_v sẽ ít hơn.

5) Nhiệt độ khí sót

Từ phương trình (5-24) thấy rằng tích số $\lambda_t . \gamma_r . T_r$ sẽ gây ảnh hưởng tới hệ số nạp η_v. Nếu T_r tăng khi α không thay đổi thì λ_t = const, γ_r giảm và T_a tăng, trong điều kiện ấy không gây ảnh hưởng đến η_v vì khi trộn lẫn môi chất mới với khí sót sẽ làm giảm mạnh thể tích khí sót (do nhiệt độ khí sót sẽ giảm nhiều khi hòa với môi chất mới), nhường thêm thể tích cho môi chất mới đi vào. Phần tăng của thể tích môi chất mới đủ bù trừ cho phần giảm của nó do tăng nhiệt độ T_a gây ra.

6) Nhiệt độ sấy nóng đối với môi chất mới ΔT

Ảnh hưởng của ΔT đối với η_v được thể hiện qua biểu thức (5-24) và đồ thị (H. 5.9). Đồ thị được xây dựng với T_k = 288K và p_k = 1 ($\times 10^5$Pa). Qua đồ thị ta thấy ΔT tăng sẽ làm giảm η_v. Vì vậy động cơ điêden đã hạn chế giá trị của ΔT bằng cách bố trí đường nạp ở khu vực nhiệt độ thấp cách ly với đường thải và hệ thống nước nóng. Riêng trường hợp động cơ hoạt động ở những vùng lạnh, người ta phải trang bị thêm thiết bị sấy nóng đường nạp nhằm mục đích duy nhất là giúp động cơ dễ nổ khi khởi động, sau đó tắt thiết bị sấy nóng.



Hình 5.9. Ảnh hưởng của nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới ΔT tới hệ số nạp η_v
1 - điêden (ε = 17, p = 0,12 MPa, p_a = 0,08 MPa), 2 - động cơ xăng : ε = 7, p_r = 0,125MPa, p_a = 0,085 MPa.

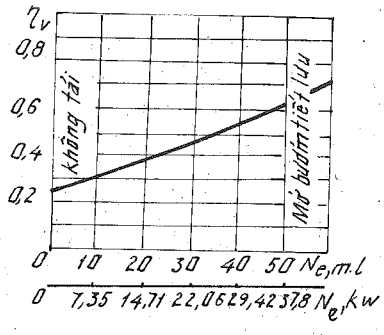
Ở trường hợp động cơ xăng hình thành hòa khí bên ngoài, cần sấy nóng đường nạp để xăng bay hơi, sau đó hòa trộn với không khí hình thành hòa khí đi vào động cơ. Vì vậy đường thải hoặc đường nước nóng thường cuốn lấy đường nạp để cấp nhiệt giúp xăng dễ bay hơi. Nhưng nếu cấp nhiệt quá mức làm tăng ΔT sẽ gây ảnh hưởng xấu tới η_v.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

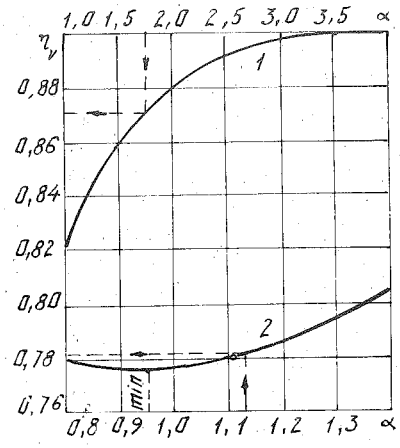
Cần thấy rõ dòng xoáy của không khí trong quá trình nạp hoặc quét khí (động cơ hai kỳ) cũng có ảnh hưởng tới ΔT. Vận động xoáy lốc mạnh sẽ làm tăng ΔT, đặc biệt là động cơ làm mát bằng không khí và động cơ hai kỳ vì thành xilanh có nhiệt độ lớn. Tuy nhiên, ảnh hưởng của ΔT tới η_v nhỏ hơn ảnh hưởng của các yếu tố khác vì ΔT rất nhỏ so với T_k.

7) Ảnh hưởng của thành phần hòa khí α và tải tới η_v

Giảm hệ số thừa không khí α của động cơ điêden có nghĩa là làm tăng lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} để tăng tải cho động cơ, do đó sẽ làm tăng nhiệt độ thành xilanh, tăng ΔT, vì vậy làm giảm η_v. Trong máy xăng hòa khí hình thành bên ngoài, gồm xăng và không khí rồi nạp vào xilanh động cơ. Nhiên liệu trong hòa khí bay hơi, sẽ hút nhiệt của môi chất trên đường nạp vào trong xilanh làm cho nhiệt độ của hòa khí giảm một lượng $\Delta T_{b.h}$, mặt khác hơi nhiên liệu trong hòa khí cũng làm giảm phần áp suất không khí. Nếu ảnh hưởng của yếu tố thứ nhất vượt qua so với yếu tố thứ hai thì sẽ làm tăng η_v. Ảnh hưởng kể trên rất nhỏ chỉ khoảng 1 ÷ 2% khi hòa khí rất đậm, trong trường hợp hòa khí nhạt nhiệt độ thành xilanh sẽ gây ảnh hưởng chính làm cho η_v tăng theo α. Hình 5.11 chỉ rõ : khi α < 0,95 nếu giảm α sẽ làm cho η_v hơi tăng, vì $\Delta T_{b.h}$ gây ảnh hưởng chính. Nếu động cơ chạy bằng cồn, do nhiệt hóa hơi (nhiệt ẩn) của cồn rất lớn nên ảnh hưởng kể trên sẽ rõ hơn.



Hình 5.10. Ảnh hưởng của độ mở bướm ga (tiết lưu đường nạp) tới hệ số nạp η_v khi n = const.



Hình 5.11. Ảnh hưởng của thành phần hòa khí (hệ số thừa không khí α) tới hệ số nạp η_v.

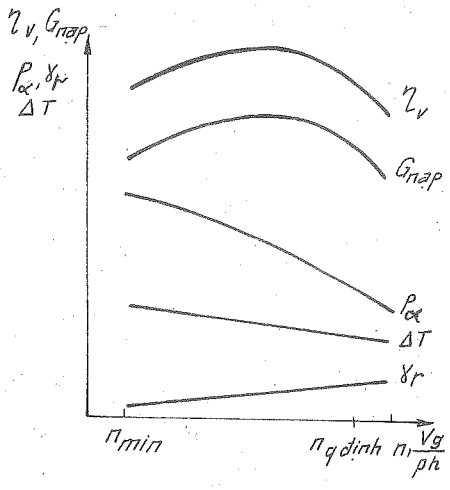
Động cơ xăng dùng bướm ga để thay đổi tải, hình 5.10 giới thiệu sự biến thiên của η_v theo tải (theo độ mở bướm ga) khi giữ n = const. Với N_e = 0, bướm ga đóng nhỏ nhất lúc ấy $\eta_v \approx 0,2$. Với N_e = 60m.l, bướm ga mở lớn nhất lúc ấy $\eta_v \approx 0,7$.

8) Ảnh hưởng của số vòng quay n tới η_v

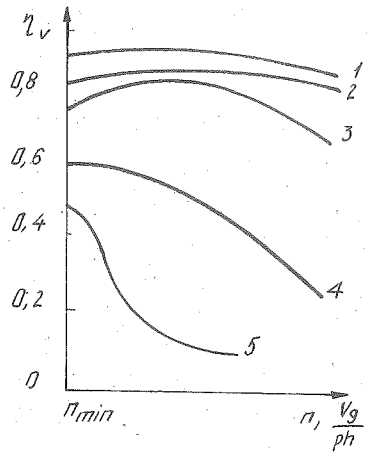
Tốc độ gây ảnh hưởng lớn nhất tới η_v. Khi tăng n sẽ làm tăng tốc độ môi chất đi qua xupáp hút cũng như xupáp xả, làm giảm p_a và làm tăng p_r, mặt khác cũng làm giảm ΔT (do giảm thời gian tiếp xúc), kết quả làm giảm η_v. Đó là nguyên nhân chính hạn chế công suất cực đại của động cơ cao tốc. Hình 5.7 chỉ ra mối quan hệ $\eta_v = f(W)$ (trong đó W – tốc độ môi chất đi qua xupáp nạp). Với W = 70m/s, η_v đạt

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

giá trị cực đại, với W < 70m/s, càng giảm W thì ngược lại sẽ làm giảm η_v, vì lúc ấy quán tính của dòng khí nạp giảm xuống tạo nên dòng chảy ngược ở cuối quá trình nạp. Nếu giảm góc đóng muộn xupáp nạp thì giá trị cực đại của η_v sẽ dịch chuyển về phía W nhỏ hơn



Hình 5.12. Ảnh hưởng của tốc độ động cơ n tới các thông số quá trình nạp.



Hình 5.13. Ảnh hưởng của tốc độ động cơ tới hệ số nạp η_v ở mức tải khác nhau.

Hình 5.12 giới thiệu sự thay đổi của từng yếu tố của quá trình nạp theo tốc độ n.

Hình 5.13 giới thiệu η_v = f(n) của động cơ điêden và động cơ xăng, trong đó :

Đường 1 – η_v của động cơ điêden ở chế độ ít tải ;

Đường 2 – η_v của động cơ điêden ở chế độ toàn tải ;

Đường 3 – η_v của động cơ xăng ở chế độ toàn tải mở 100% bướm ga.

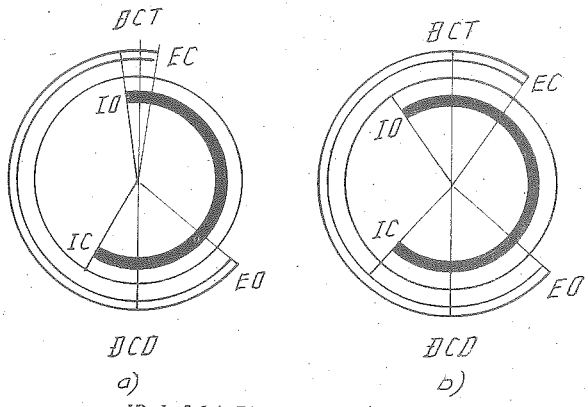
Các đường 4, 5 – η_v của động cơ xăng ở các chế độ đóng nhỏ bướm ga.

Các đặc tính η_v = f(n) của động cơ điêden ít cong hơn so với động cơ xăng vì đường nạp của động cơ điêden thông thoáng ít cản hơn. Trong động cơ điêden, ở chế độ ít tải (đường 1), đường η_v nằm cao hơn so với toàn tải (đường 2) do có ΔT nhỏ hơn.

η_v của các chế độ ít tải (đóng nhỏ bướm ga) của động cơ xăng (các đường 4, 5, H. 5.3) thấp và dốc hơn so với đường toàn tải 3 (mở hết bướm ga), vì càng đóng nhỏ bướm ga càng làm tăng cản của đường nạp.

5.1.4. PHA PHÂN PHỐI KHÍ (H. 5.14)

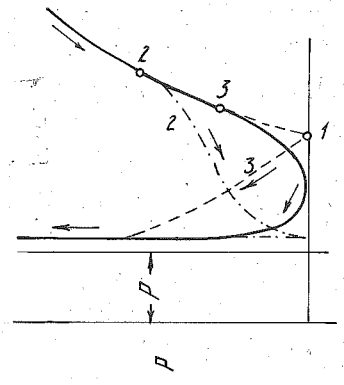
Ảnh hưởng của pha phân phối khí tới quá trình thải và nạp của động cơ bốn kỳ được thể hiện qua hệ số nạp thêm λ_1 và hệ số quét buồng cháy λ_2. Các hệ số ấy làm cho giá trị của η_v và γ_r tính theo pha phân phối lý thuyết được sát với giá trị thực trong động cơ thực tế.



Hình 5.14. Pha phân phối khí
a) Động cơ không tăng áp ; b) Động cơ tăng áp ;
IO – mở nạp ; IC – đóng nạp,
EO – mở thải ; EC – đóng thải.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hiện nay chưa có một phương pháp giải tích chặt chẽ để xác định λ_1 và λ_2 theo thời điểm mở và đóng các xupáp nạp và xupáp xả, λ_1, λ_2 được chọn dựa vào số liệu thực nghiệm. Vì vậy cần phải tìm hiểu kỹ các pha phân phối của những động cơ đã chế tạo và ảnh hưởng của chúng tới diễn biến quá trình thải và nạp của động cơ.



Hình 5.15. Vị trí mở xupáp xả.

Xupáp thải bắt đầu mở sớm trước khi pittông tới ĐCD nhằm tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình thải, bằng cách cho sản vật cháy tự thoát ra nhờ chênh áp giữa xilanh và đường thải. Với mục đích giảm tải trọng động cho xupáp, cần phải cho xupáp mở và đóng đường thông một cách từ từ. Chính vì vậy việc mở sớm xupáp thải nhằm tạo ra giá trị "thời gian – tiết diện" đủ để áp suất trong xilanh được giảm tới mức yêu cầu khi pittông bắt đầu đi ngược từ ĐCD lên ĐCT. Khi đã mở sớm xupáp thải vào thời điểm hợp lý sẽ làm giảm công tiêu hao cho việc đẩy khí thải (điểm 3, hình 5.15). Nhưng nếu mở xupáp thải quá sớm sẽ làm giảm công giãn nở trên đồ thị công, qua đó làm giảm công suất động cơ (điểm 2, hình 5.15). Điểm 1 là thời điểm mở xupáp thải tại ĐCD (H. 5.15).

Tốc độ động cơ càng cao thì thời điểm mở xupáp thải phải càng sớm.

Xupáp thải bao giờ cũng đóng muộn (sau khi pittông đã đi qua ĐCT) nhằm đảm bảo đủ trị số "thời gian – tiết diện" cho sản vật cháy đi ra ở cuối hành trình thải, mặt khác nhằm lợi dụng chênh áp $\Delta p_r = p_r - p_{th} > 0$ để sản vật cháy được thải tiếp, giảm lượng khí sót còn lại trong xilanh. Ngoài ra, việc đóng muộn xupáp xả còn nhằm sử dụng quán tính của dòng khí trên đường thải, sinh ra giảm áp có tính chu kỳ, thấp hơn giá trị trung bình của p_{th}, tạo điều kiện thuận lợi để thải sạch hơn.

Thời gian bắt đầu mở xupáp nạp cần chọn sao cho khi áp suất trong xilanh (do giãn nở của khí sót) hạ xuống thấp hơn áp suất môi chất trên đường nạp, thì tiết diện lưu thông của xupáp nạp đã đủ lớn để môi chất mới dễ đi vào. Do đó thường phải mở sớm xupáp nạp (trước khi pittông tới ĐCT).

Phần lớn động cơ cao tốc, nhất là động cơ điêden, do đóng muộn xupáp xả và mở sớm xupáp nạp đã tạo ra thời kỳ trùng điệp cùng mở của các xupáp, nghĩa là cả xupáp nạp và xupáp thải cùng mở thông xilanh với đường nạp và đường thải. Lúc ấy, mặc dù pittông đã từ ĐCT đi xuống nhưng dòng khí trên đường thải vẫn chưa đổi hướng, còn khí nạp đã bắt đầu qua xupáp nạp đi vào xilanh nhờ lực hút do quán tính của dòng khí thải tạo ra. Đôi khi thời gian trùng điệp còn thực hiện quét buồng cháy, nghĩa là môi chất mới vào buồng cháy đẩy khí sót ra đường thải (động cơ điêden).

Thông thường thời gian trùng điệp của động cơ tăng áp lớn hơn so với động cơ không tăng áp, bằng cách tăng thời gian mở sớm xupáp nạp của động cơ tăng áp mà sản vật cháy vẫn không thể thâm nhập vào đường nạp được. Thực hiện quét buồng cháy khi tăng áp một mặt sẽ tăng hệ số nạp, mặt khác rất quan trọng là dùng dòng không khí quét để làm mát các chi tiết nóng nhất : đỉnh pittông, nắp xilanh, xupáp xả...

Xupáp nạp cũng thường đóng muộn, sau khi pittông đã vượt qua ĐCD nhằm nạp thêm môi chất mới vì ở ĐCD :

Tiết diện lưu thông qua xupáp còn mở lớn ; áp suất p_a trong xilanh còn thấp hơn áp suất p_k ; quán tính của môi chất mới từ đường nạp vào xilanh vẫn còn. Do đó có thể kéo dài quá trình nạp thêm một giai đoạn sau ĐCD cho tới khi áp suất trong xilanh trở nên lớn hơn p_k.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thời gian mở sớm và đóng muộn các xupáp được đo theo góc quay trục khuỷu và tính bằng độ. Các góc mở sớm và đóng muộn các xupáp tạo thành pha phân phối khí của động cơ.

Bảng 5-1 giới thiệu pha phân phối của một số động cơ đã sản xuất.

Bảng 5-1

PHA PHÂN PHỐI KHÍ CỦA MỘT SỐ ĐỘNG CƠ (ĐỘ GÓC QUAY TRỤC KHUỶU)

Loại động cơ	Tốc độ vòng/phút	Xupáp nạp		Xupáp xả		Trùng điệp
		Mở trước ĐCT	Đóng sau ĐCD	Mở trước ĐCD	Đóng sau ĐCT	
Động cơ xăng ôtô						
Zill - 130	3200	31°	83°	67°	47°	78°
Peugeot 404	5400	0°	30°30'	35°	4°30'	4°30'
Renault R4 supper	4500	6°	30°	45°	7°	13°
Gas - 21	4000	24°	64°	58°	30°	54°
Động cơ điêden không tăng áp						
Đ-6	1500	20°	48°	48°	20°	40°
ЯМЗ-236	2100	20°	56°	56°	20°	40°
MAN phun trực tiếp	2000	2°	25°	40°	8°	10°
Henshel	2200	17°	42°	42°	17°	34°
Động cơ điêden tăng áp						
D - 50	740	80°	50°	50°	54°	134°
D - 12	-	35°	60°	60°	45°	80°
D - 70	1000	35°	40°	40°	35°	70°

Pha phân phối khí thể hiện qua các góc mở sớm và đóng muộn các xupáp còn làm tăng trị số "thời gian - tiết diện" $A(m^2.s)$ của đường thông đi qua xupáp nạp cũng như xupáp xả từ lúc mở đến lúc đóng xupáp, nhờ đó làm giảm tốc độ dòng chảy và giảm cản của các xupáp, kết quả là làm tăng η_v. Giá trị A được tính theo biểu thức :

$$A = \frac{1}{6n}\int_{\varphi_{mở}}^{\varphi_{đóng}} f d\varphi \qquad (m^2.s) \qquad (5-39)$$

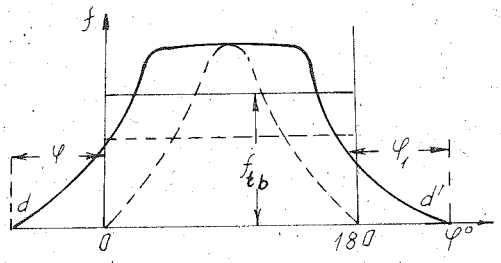
trong đó : n (vòng/phút) - tốc độ động cơ ;

f (m^2) - tiết diện lưu thông qua xupáp ;

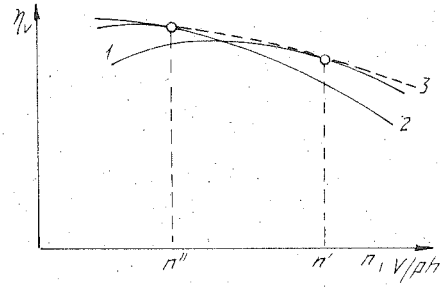
$d\varphi$ (độ) - vi lượng góc quay trục khuỷu ;

Giá trị $\int_{\varphi_{mở}}^{\varphi_{đóng}} f . d\varphi$ - được tính qua diện tích đồ thị, phía dưới đường $f = f(\varphi)$ (H. 5.16)

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 5.16. Trị số "thời gian – tiết diện" của xupáp nạp
φ – góc mở sớm, trước ĐCT ;
φ_1 – góc đóng muộn, sau ĐCD.



Hình 5.17. Ảnh hưởng của pha phân phối tới hệ số nạp η_v.

Động cơ vận tải hoạt động ở các tốc độ khác nhau, mỗi tốc độ đều tương ứng với một pha phân phối khí tối ưu đảm bảo cho hệ số nạp η_v đạt cực đại ở tốc độ đó. Đường đứt 3 (H. 5.17) là đường biến thiên của $\eta_v = f(n)$, nhờ pha phân phối khí tối ưu cho từng tốc độ. Trên thực tế không thể thực hiện được điều đó.

Pha phân phối khí thực tế của động cơ được chọn tối ưu ở một số vòng quay nào đó hoàn toàn phụ thuộc vào điều kiện sử dụng động cơ. Đường 1 (H. 5.17) là biến thiên của $\eta_v = f(n)$ khi góc phối khí tối ưu được chọn ở tốc độ lớn n' (điểm điều chỉnh cao tốc), còn đường 2 – ở tốc độ nhỏ n'' (điều chỉnh thấp tốc).

5.1.5. BIỆN PHÁP CHÍNH LÀM TĂNG HỆ SỐ NẠP η_V LÀ GIẢM CẢN CHO ĐƯỜNG NẠP

Hệ thống đường nạp của động cơ : bình lọc khí, bộ chế hòa khí, đường nạp chung, các nhánh nạp của các xilanh và xupáp đều gây cản đối với dòng khí nạp. Làm thế nào để giảm cản cho hệ thống này, đó là vấn đề đáng lưu ý. Muốn giảm trở lực của hệ thống cần có tiết diện lớn của đường thông qua đó giảm tốc độ dòng chảy, cần đặc biệt chú ý lực cản cục bộ do chuyển hướng dòng hoặc do tăng giảm đột ngột tiết diện lưu thông của dòng tạo ra. Mặt khác cần thấy rõ áp suất nạp p_a chỉ là một nhân tố ảnh hưởng tới tính năng của động cơ, do đó khi tìm biện pháp giảm cản cho đường nạp cần phải lưu ý tới nhiều yếu tố khác nữa.

1) Bình lọc

Bình lọc sử dụng càng lâu trở lực của nó càng tăng dần, có thể tới 600mm cột nước. Mới đầu lực cản của lõi lọc giấy chỉ là 30mm cột nước, sau khi tích bụi có thể tăng lên 400 ÷ 600mm cột nước. Khi tìm cách giảm cản cho bình lọc, trước tiên phải chú ý tới hiệu quả lọc. Phải đòi hỏi giảm trở lực tới mức nhỏ nhất, trên cơ sở đảm bảo tốt hiệu quả lọc. Ví dụ bằng cách tăng tiết diện lưu thông, cải thiện tính năng lọc sẽ tạo ra các bình lọc khí mới, đạt hiệu quả lọc cao với trở lực nhỏ. Trong lúc sử dụng cần thường xuyên bảo dưỡng bình lọc, tuyệt đối tránh không để dầu bẩn gây tắc lõi lọc giấy, phải thay lõi lọc kịp thời.

2) Bộ chế hòa khí

Họng bộ chế hòa khí là nơi tiết diện lưu thông nhỏ nhất, dùng để điều khiển thành phần hòa khí, giúp nhiên liệu phun tơi tốt và hòa trộn đều với không khí. Họng cũng là nơi gây cản tương đối lớn, nhất là khi chạy ở tốc độ cao. Muốn cho họng đạt được tác dụng mong muốn lại giảm bớt được trở lực, người ta đã lắp nối tiếp hai, ba họng lớn nhỏ khác nhau để nhiên liệu được phun vào họng nhỏ, nơi có độ chân không cao nhất, phần đuôi của họng nhỏ, đặt tại chỗ thắt nhỏ nhất của họng lớn (xem phần

THƯ VIỆN HỌC BÁCH KHOA
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

bộ chế hòa khí). Như vậy chỉ có một ít không khí đi qua họng nhỏ, là nơi có độ chân không lớn nhất, làm nhiệm vụ hút, xé tơi và hòa trộn với nhiên liệu lần thứ nhất, tạo nên hòa khí đậm, còn phần lớn không khí đi qua họng lớn (nhằm thỏa mãn yêu cầu giảm cản cho dòng chảy) để hòa trộn với hòa khí đậm từ họng nhỏ đi qua tạo nên sự hòa trộn lần thứ hai. Tiết diện lưu thông của họng lớn được chọn theo yêu cầu nạp môi chất mới của động cơ, còn họng nhỏ được chọn theo yêu cầu về độ chân không để hút và xé tơi nhiên liệu.

Hiện nay động cơ nhiều xilanh còn dùng các bộ chế hòa khí có nhiều không gian hòa khí song song (hai hoặc bốn không gian), mỗi không gian cung cấp hòa khí cho một số xilanh khác nhau qua đó làm tăng hệ số nạp, cải thiện tính đồng đều về số lượng và thành phần của hòa khí đi vào các xilanh. Động cơ phun xăng, có thể thỏa mãn đầy đủ các yêu cầu về phun tơi, hòa trộn, phân phối hòa khí vào các xilanh đảm bảo đồng đều về số lượng và thành phần hòa khí, đồng thời giảm được trở lực của đường nạp (vì không có họng), nhờ đó đã làm tăng hệ số nạp và công suất động cơ.

3) Đường ống nạp

Hình dạng, kích thước của ống nạp gây ảnh hưởng lớn tới hệ số nạp, tới mức độ phun tơi và bay hơi của nhiên liệu và sự phân phối về số lượng và thành phần hòa khí vào các xilanh, đó là vấn đề tương đối phức tạp. Nếu chỉ xét riêng về lực cản, thì tiết diện của ống nạp càng lớn, lực cản sẽ nhỏ, tốc độ sẽ càng thấp, làm cho các hạt nhiên liệu dễ ngưng đọng trên thành ống và làm giảm tốc độ bay hơi khiến thành phần hòa khí vào các xilanh không đều nhau, làm tăng tiêu hao nhiên liệu của động cơ, đặc biệt khi chạy ở tải nhỏ. Tải nhỏ là chế độ làm việc thường xuyên của xe, vì vậy một số động cơ xăng, muốn đạt yêu cầu tiêu hao ít nhiên liệu ở tải nhỏ, phải chấp nhận mất mát một phần công suất bằng cách dùng đường ống nạp có tiết diện nhỏ một chút. Muốn giữ cho các xilanh có số lượng và thành phần hòa khí đều nhau có khi người ta còn cố ý gây ra ngoằn ngoèo ở một vài đoạn ống.

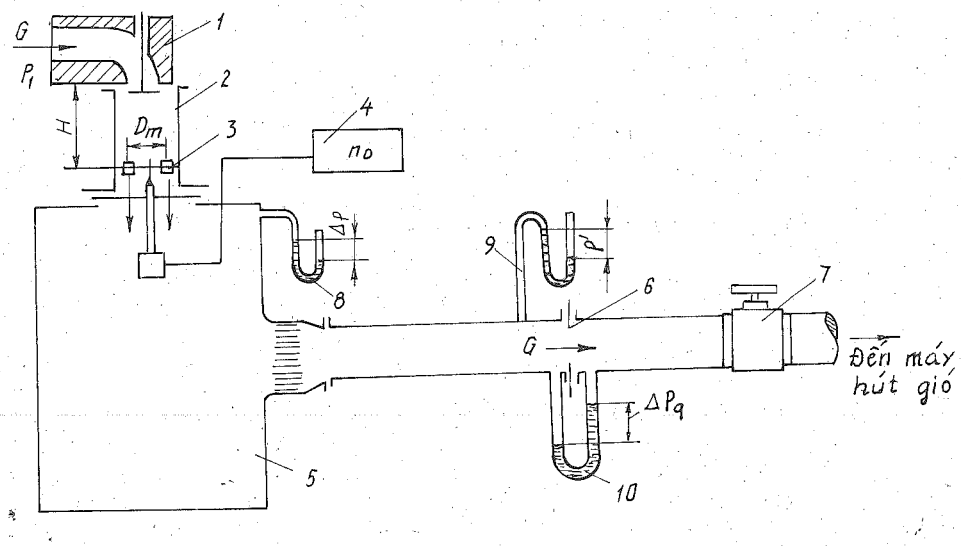
4) Các nhánh ống nạp tới các xilanh và xupáp nạp

Trong hệ thống nạp của động cơ, xupáp nạp là nơi có tiết diện lưu thông nhỏ nhất nên trở thành bộ phận quan trọng nhất của lực cản đường nạp. Tăng đường kính xupáp sẽ mở rộng tiết diện lưu thông qua xupáp, nhưng lại bị hạn chế bởi vị trí và cấu tạo của xupáp. Biểu thức tính η_v của động cơ bốn kỳ chỉ rõ ảnh hưởng của p_a tới η_v lớn hơn so với ảnh hưởng của p_r, vì vậy người ta thường giảm đường kính của xupáp thải để tăng đường kính xupáp nạp (xupáp nạp so với xupáp thải thường lớn hơn khoảng 20%). Tăng hành trình cực đại, tăng tốc độ đóng mở các xupáp, tăng thời gian giữ xupáp ở vị trí mở lớn nhất, đều làm tăng khả năng lưu thông qua xupáp, nhưng những vấn đề trên đều bị giới hạn bởi phụ tải động do lực quán tính của cơ cấu phân phối khí tạo ra. Dùng động cơ có tỉ số $\frac{S}{D}$ nhỏ (hành trình ngắn) sẽ có lợi để tăng đường kính xupáp và làm tăng hệ số nạp.

Cần thấy rõ cấu tạo của nhánh đường nạp, nhất là phần sát với xupáp gây ảnh hưởng lớn tới lực cản đường nạp. Muốn có hình dạng đường nạp tốt nhất trước tiên cần dựa theo bản vẽ thiết kế để làm các nhánh ống nạp bằng vật liệu dẻo, dễ tạo mẫu. Sau đó đo lực cản dòng chảy nhờ thiết bị thử nghiệm (H. 5.18), dựa vào kết quả thu được, sửa lại hình dạng, kích thước, rồi thử tiếp, cứ thế lặp lại nhiều lần cho tới khi đạt hiệu quả cao nhất.

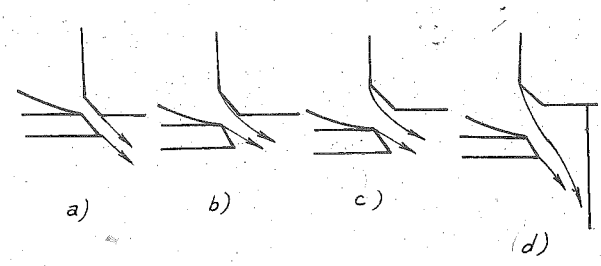
Cần thấy rằng, thử nghiệm được làm theo mô hình trên thiết bị thử không có động cơ, tương đối thuận tiện, nhưng dòng chảy trong bộ thử mô hình là dòng chảy

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

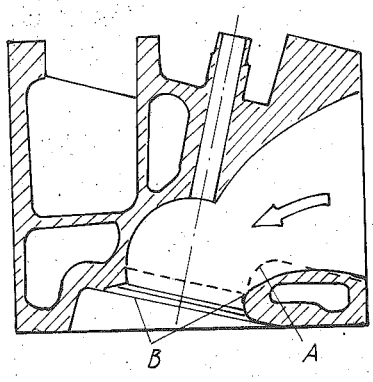


Hình 5.18. Thiết bị thử về lưu động của dòng chảy dừng qua đường nạp của động cơ
1 – nắp xilanh ; 2 – xilanh ; 3 – cánh quạt đo tốc độ gió ; 4 – thiết bị đo số vòng quay ;
5 – bình ổn áp ; 6 – tấm đo lưu lượng ; 7 – van tiết lưu ; 8, 9, 10 – ống đo chênh áp.

dừng, không thay đổi theo thời gian, còn ở động cơ thực tế là dòng chảy không dừng, do đó quá trình nạp môi chất trong động cơ và nạp môi chất qua mô hình thử là khác nhau. Nhưng mục đích của thử nghiệm chỉ nhằm so sánh lực cản của các phương án cấu tạo khác nhau của đường nạp, nhằm xây dựng đặc tính của lực cản theo lưu lượng cho từng phương án ấy để tìm các yếu tố tốt nhất của đường nạp. Với mục đích trên, việc thử nghiệm vẫn mang tính tích cực và có hiệu quả.



Hình 5.19. Dòng chảy qua khe hở hình vành khuyên quanh tán xupáp.

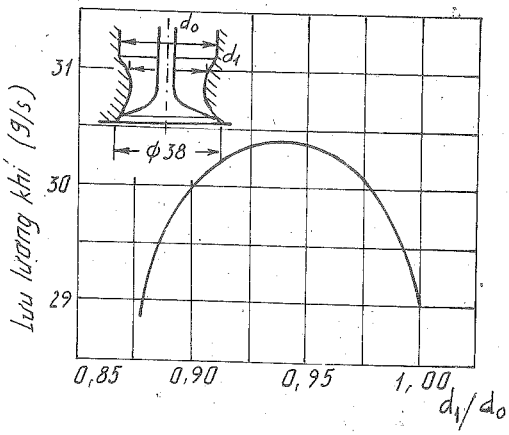


Hình 5.20. Phương án thay đổi cấu tạo đường thông vào của nạp của hãng Fort Mark
Đường liền – phương án cũ ;
Đường đứt – phương án mới.

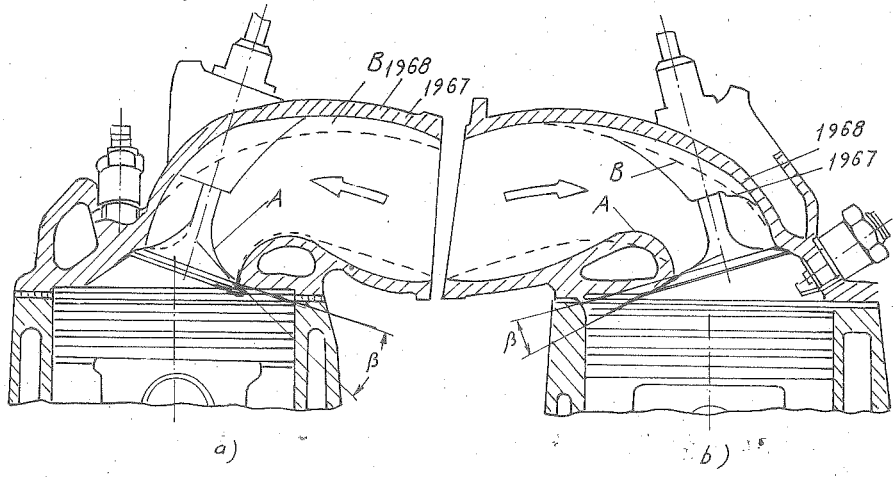
Người ta đã chụp ảnh hình dạng dòng chảy đi qua khe hở hình vành khuyên giữa đế và mặt côn tỳ của tán xupáp. Khi độ nâng xupáp còn tương đối nhỏ, do độ nhớt của môi chất làm cho dòng chảy men sát các mặt côn của tán và đế xupáp điền đầy khe hở đi vào xilanh (H. 5.19a). Khi tăng dần độ nâng xupáp, mới đầu dòng chảy tách khỏi mặt côn của tán, tạo nên dòng phun một phía (H. 5.19b), tiếp theo dòng chảy tách rời mặt côn của đế xupáp, tạo tia phun tự do (H. 5.19c) lúc ấy thấy rõ toàn bộ khe hở của tiết diện lưu thông qua xupáp không được lợi dụng hết. Đến khi xupáp mở lớn hơn dòng chảy sẽ chịu sự can thiệp của thành xilanh (H.5.19d). Dựa vào những hình ảnh trên, người ta đã tìm các phương án nhằm tận dụng hết tiết diện lưu thông qua xupáp và giảm cản cho khu vực này.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

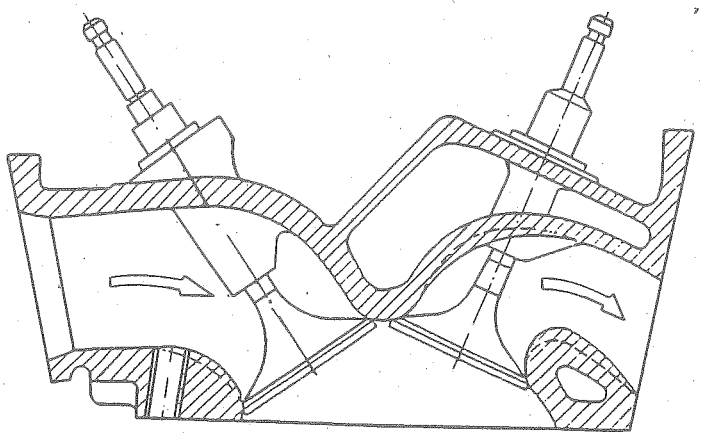
Các thử nghiệm kể trên đem lại những kết quả có giá trị (các hình từ H. 5.20 đến H. 5.25). Phía trước xupáp nạp, thêm một vấu nhô trơn tròn tạo họng thắt hợp lý ở tiết diện vuông góc với đường tâm ống nạp có thể làm giảm cản cho đường nạp (đường A trên H. 5.20, 5.22b, 5.23). Cách làm trên nhằm đẩy dòng chảy ra phía thành ngoài của đường nạp khiến nó chuyển hướng tốt hơn, ngoài ra còn có tác dụng dẫn hướng để dòng chảy được phân phối đều hơn khi đi qua tiết diện lưu thông hình vành khuyên xung quanh đế xupáp và thực tế đã nâng cao hiệu suất sử dụng tiết diện lưu thông ấy. Nếu lắp ống Laval trên miệng đi vào xupáp nạp (hình 5.21) sẽ làm tăng lưu lượng hòa khí một cách rõ rệt khi chạy ở tốc độ cao (H.5.21).



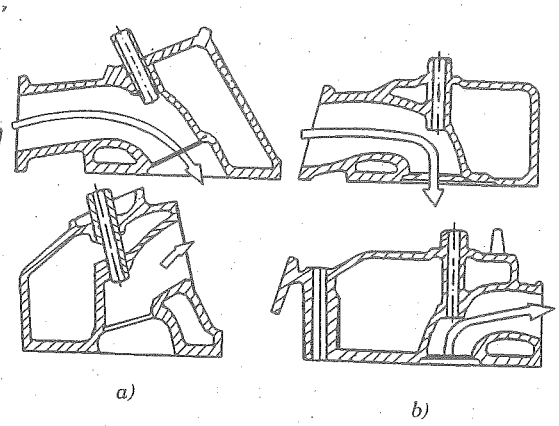
Hình 5.21. Ảnh hưởng hình dạng ống Laval tới lưu lượng đường nạp (V_h = 0,33l).



Hình 5.22. Thay đổi hình dạng đường nạp động cơ Chrysler (năm 1967 và 1968)
a) Động cơ 3,8l ; b) Động cơ 4,3l và 5l.



Hình 5.23. Thay đổi nắp xilanh động cơ Chrysler V_8
đường đứt – phương án nguyên thủy ;
đường liền – phương án cải tiến.

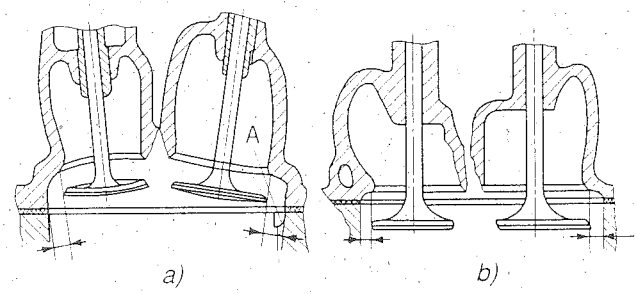


Hình 5.24. So sánh đường nạp hai động cơ chevrolet V8
a) Động cơ Turbo. fet ;
b) Động cơ cũ 4,6l.

Mở rộng đường nạp (H. 5.22a) cũng có thể giảm lực cản. Tránh những đường ngoặt gấp (H. 5.24) tất nhiên sẽ giảm bớt cản. Hình dạng phần quá độ từ nấm đến

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

cán xupáp cũng gây ảnh hưởng tới lực cản đường nạp. Nói chung buồng cháy hình chêm yêu cầu phần quá độ kể trên hơi phẳng (góc β nhỏ), (H. 5.22b). Buồng cháy bán cầu lại đòi hỏi xupáp có bán kính quá độ lớn (góc β lớn), (H. 5.22a).



Hình 5.25. Khoảng cách từ mép xupáp tới thành xilanh
a) Động cơ Turbo – jet ; b) Động cơ 409.

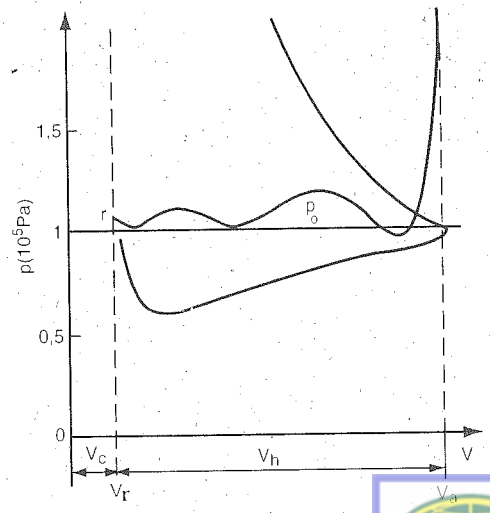
Khi xupáp đã mở hết hành trình, khoảng cách từ mép nấm đến thành xilanh (H. 5.25) cũng gây ảnh hưởng tới lực cản của dòng chảy. Khoảng cách trên nếu nhỏ sẽ làm giảm hiệu suất lưu thông của tiết diện sát thành xilanh và làm tăng lực cản. Có khi người ta phải khoét bớt thành xilanh tại khu vực sát với mép tán xupáp (vùng A trên H. 5.25), qua đó làm tăng khoảng cách từ mép tán đến thành.

5.1.6. HIỆU ỨNG ĐỘNG CỦA DAO ĐỘNG ÁP SUẤT TRONG QUÁ TRÌNH THAY ĐỔI MÔI CHẤT

Trong quá trình thay đổi môi chất thực tế, dòng chảy trong các đường ống không phải là dòng chảy dừng, ổn định mà là dòng không dừng giống như sóng dồn bão giật : có sóng nén, sóng giãn nở, có sự truyền sóng và gây ra sóng phản xạ, trong điều kiện nhất định sẽ gây ảnh hưởng tới quá trình nạp – thải của động cơ.

1) Đồ thị công vùng thấp áp của quá trình thay đổi môi chất

Thiết bị vẽ đồ thị công xác định biến thiên của áp suất trong xilanh thay đổi theo thể tích xilanh hoặc góc quay trục khuỷu trong quá trình thay đổi môi chất được gọi là đồ thị công vùng thấp áp (H. 5.26). Từ đồ thị thấy rõ áp suất môi chất trong xilanh không thay đổi bình ổn như giới thiệu ở phần đầu quá trình nạp, mà có dạng mấp mô liên tục trong suốt thời gian thay đổi môi chất. Sau khi mở xupáp xả, áp suất trong xilanh giảm rất nhanh, thậm chí tới mức thấp hơn áp suất khí trời, sau đó lại tăng lên rồi dao động liên tục. Áp suất môi chất trong quá trình nạp cũng có dạng tương tự, lúc đầu giảm xuống rất thấp, sau đó tăng dần và cũng dao động lên xuống. Có hiện tượng trên là vì lúc mới mở xupáp thải, dòng khí từ xilanh thoát ra theo tốc độ âm thanh khiến áp suất tụt nhanh (do quán tính của dòng khí cao tốc làm cho áp suất trong xilanh bị hút mạnh) có lúc áp suất tụt xuống thấp hơn áp suất khí trời ; sản vật cháy đi vào đường thải làm tăng nhanh áp suất tại đây, gây cản đối với dòng khí từ xilanh đi ra, khiến áp suất môi chất trong xilanh được tăng trở lại. Sau đó pittông cưỡng chế đẩy sản vật cháy ra ngoài, do tốc độ đẩy không đều của pittông và do tiết diện lưu thông qua xupáp cũng thay đổi liên tục tạo ra hiện tượng tăng giảm liên tục áp suất môi chất trong xilanh.



Hình 5.26. Đồ thị công vùng thấp áp của quá trình thay đổi môi chất.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trong quá trình nạp, do tác dụng hút của pittông và do lực cản của đường ống nạp tạo nên độ chân không trong xilanh, tương tự như trên, do tốc độ chuyển động không đều của pittông và tiết diện lưu thông luôn thay đổi của xupáp tạo ra dao động áp suất trong suốt quá trình nạp.

Trong quá trình thay đổi môi chất nếu đề cập đến cả hiệu ứng dao động áp suất của khí thể trên đường ống thì sự thay đổi áp suất trong xilanh càng trở nên phức tạp.

2) Những khái niệm cơ bản của việc truyền sóng

a) Tốc độ truyền sóng a

Khi có dao động về áp suất khí thể, sẽ xuất hiện truyền sóng (sóng áp suất và sóng tốc độ) xung quanh khu vực dao động. Ở trạng thái tĩnh, tốc độ truyền sóng a là :

$$a = \sqrt{kRT} \qquad (5\text{-}40)$$

trong đó : k – chỉ số đoạn nhiệt ;

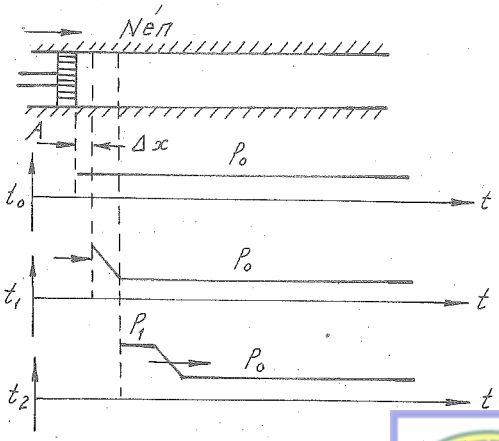
R – hằng số chất khí ;

T – nhiệt độ tuyệt đối.

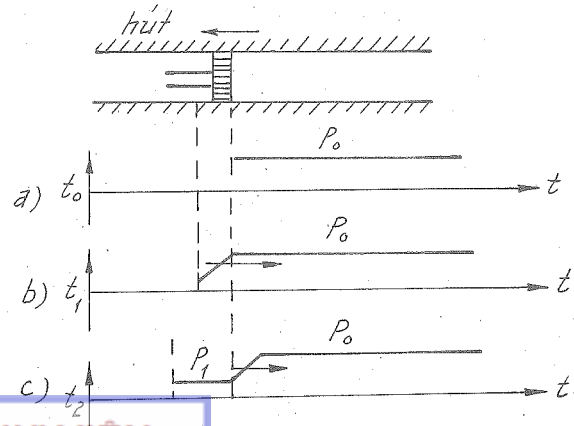
Từ (5-40) thấy rõ : a không phải là hằng số mà là hàm thay đổi theo tính chất và nhiệt độ của môi chất. Ví dụ với khí trời t = 20°C thì a = 340m/s ; với sản vật cháy ở 500°C thì a = 540 m/s. Nếu truyền sóng trong dòng chảy thì tốc độ truyền sóng về phía cùng chiều dòng chảy sẽ bằng a cộng với tốc độ dòng chảy, nếu truyền sóng về phía ngược dòng sẽ bằng a trừ đi tốc độ dòng chảy.

b) Sóng nén và sóng giãn nở

– Sóng nén (H. 5.27). Trên đường ống lắp một pittông, khi pittông tăng tốc chuyển dịch một đoạn Δx theo chiều nén, các phân tử sát với pittông có tốc độ u^+ (tức sóng tốc độ), đồng thời áp suất môi chất tăng lên một gia số (+ Δp – sóng áp suất). Sóng tốc độ và sóng áp suất cùng xuất hiện và cùng được truyền bằng tốc độ truyền sóng, lúc ấy nếu tốc độ của các phân tử khí cùng chiều với tốc độ truyền sóng và khi sóng truyền tới sẽ làm tăng áp suất, sóng đó là sóng nén.



Hình 5.27. Truyền sóng nén.



Hình 5.28. Truyền sóng giãn nở.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu L là chiều dài đường ống, thì thời gian Δt để sóng truyền tới đầu ống sẽ là : $\Delta t = \frac{L}{a}$.

- Sóng giãn nở (H. 5.28). Nếu pittông tăng tốc chuyển dịch theo chiều giãn nở một đoạn Δx, các phân tử sát với pittông có tộc độ u^- và áp suất giảm một gia số $(-\Delta p)$ tức là đã tạo ra một sóng truyền vào phía trong ống với tốc độ a. Nếu chiều truyền sóng ngược với chiều của tốc độ phân tử môi chất, khi sóng truyền tới sẽ làm giảm áp suất, sóng đó là sóng giãn nở.

c) Sóng phản xạ

Sóng phản xạ chia thành hai loại : phản xạ đầu kín và phản xạ đầu hở.

Phản xạ đầu kín xuất hiện khi xupáp đóng kín. Phản xạ của sóng nén sau khi sóng nén chạy một khoảng thời gian $\Delta t = \frac{L}{a}$, tới đầu kín, tại đây tốc độ dòng khí $u = 0$ (điều kiện biên), do đó tốc độ của sóng phản xạ sẽ bằng và ngược chiều với tốc độ phân tử đi tới (có như vậy mới đảm bảo điều kiện $u = 0$). Như vậy sóng phản xạ của sóng nén vẫn là sóng nén vì chiều truyền sóng và chiều của tốc độ phân tử khí giống nhau.

Tương tự như trên sẽ thấy phản xạ của sóng giãn nở vẫn là sóng giãn nở vì phải thỏa mãn điều kiện biên $u = 0$ của đầu kín. Khi sóng phản xạ truyền tới đầu kín, tốc độ phân tử là $(-u)$ thì tốc độ phân tử của sóng phản xạ là $(+u)$ (có như vậy mới thỏa mãn điều kiện biên $u = 0$), lúc ấy tốc độ truyền sóng vào đường ống sẽ là $(-a)$, do đó phản xạ đầu kín của sóng giãn nở vẫn là sóng giãn nở.

Tóm lại, phản xạ đầu kín của sóng là : sóng nén phản xạ thành sóng nén, sóng giãn nở phản xạ thành sóng giãn nở, tức là đầu kín có sóng phản xạ cùng tên với sóng tới.

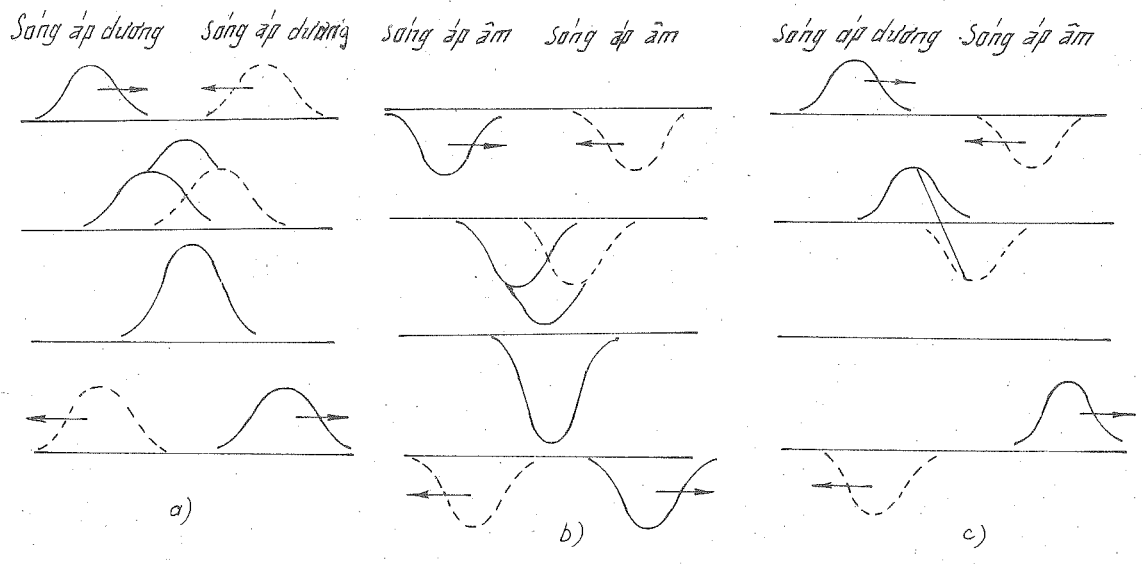
Sóng phản xạ đầu hở xuất hiện khi sóng truyền tới đầu hở, phụ thuộc vào điều kiện biên p_o = hằng số. Khi sóng áp suất truyền tới đầu hở, để đảm bảo p_o = const, nếu sóng tới là sóng nén làm tăng áp suất Δp thì sóng phản xạ phải là $(-\Delta p)$ truyền vào phía trong ống. Có thể lí giải vấn đề như sau : Một áp suất bất kỳ không thể làm thay đổi áp suất khí trời p_o, tức là xả ra khí trời hoặc hút từ khí trời một lượng khí bất ký không thể làm thay đổi áp suất p_o, khi sóng nén truyền tới đầu hở, sẽ xuất hiện dòng chảy mật độ lớn, phun ra ngoài trời, lúc ấy tại miệng ống sẽ xuất hiện chân không, giống như hiện tượng hút chân không của pittông khi có sóng giãn nở truyền tới ; kết quả sẽ tạo ra sóng giãn nở truyền vào trong ống. Ngược lại, nếu là sóng giãn nở truyền tới miệng ống, đi ra ngoài trời, sẽ có một dòng khí từ ngoài trời đi vào miệng ống tạo ra sóng nén truyền vào trong ống.

Tóm lại, phản xạ của sóng ở đầu hở là : sóng giãn nở phản xạ thành sóng nén, còn sóng nén phản xạ thành sóng giãn nở, tức là đầu hở phản xạ thành sóng khác tên.

d) Tính chồng chất và tương giao của sóng

Trong đường ống thực tế, dao động áp suất của môi chất không phải do một sóng đơn giản tạo ra mà là do hai họ sóng truyền theo chiều ngược nhau gây ra, đó là kết quả của việc tương giao và hợp thành của sóng phát sinh ở đầu này tạo nên sóng phản xạ ở đầu kia mà có. Sóng khí thể khi gặp nhau có tính độc lập xuyên qua và tính chồng chất (H. 5.29).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



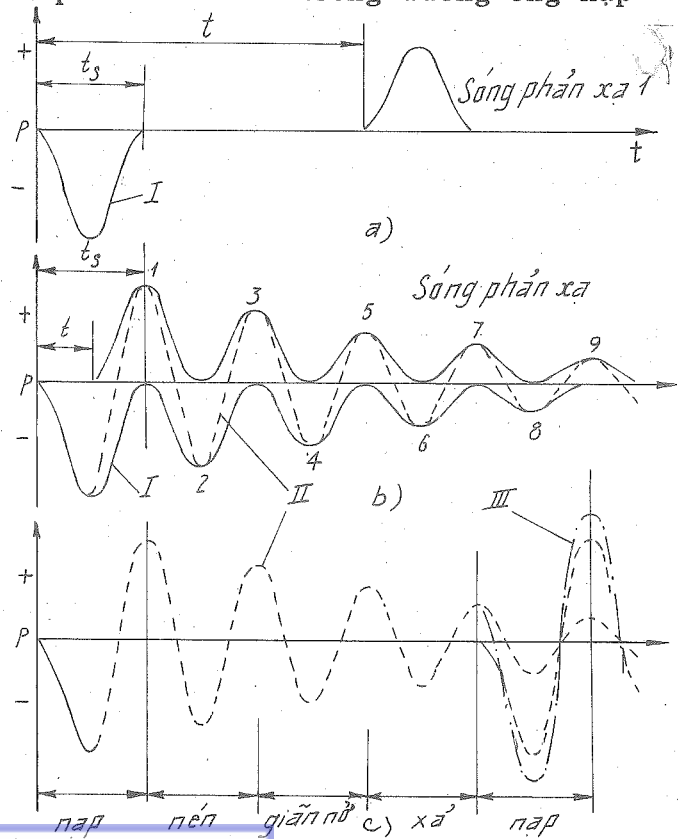
Hình 5.29. Tương giao của sóng
a) Tương giao của sóng áp dương ; b) Tương giao của sóng áp âm ; c) Tương giao của các sóng áp dương và âm.

Đặc tính tương giao của sóng : Khi gặp nhau biên độ sóng bằng tổng biên độ của hai sóng, sau khi xuyên qua, tính chất và biên độ sóng không thay đổi, nghĩa là sóng nén vẫn là sóng nén và sóng giãn nở vẫn là sóng giãn nở.

3) Lợi dụng hiệu ứng động của áp suất khí thể trong đường ống nạp và thải

Trong quá trình thay đổi môi chất, trên đường ống thải, do kích thích của dòng chảy cao tốc của sản vật cháy từ xilanh phun ra và trong ống nạp do kích thích lực hút của pittông đã tạo ra các sóng áp suất, các sóng này được truyền qua lại trong đường ống tạo nên hiệu ứng động của dao động áp suất. Có thể lợi dụng hiệu ứng kể trên để cải thiện chất lượng thay đổi môi chất giúp thải sạch khí sót và nạp đầy môi chất mới vào xilanh.

Trong quá trình nạp do tác dụng hút của pittông đã tạo ra sóng giãn nở (sóng áp âm) truyền theo đường nạp, tới miệng hở được phản xạ thành sóng nén (sóng áp dương) truyền về phía xupáp. Nếu sóng nén truyền tới khu xupáp, mà xupáp chưa đóng, sẽ làm tăng áp suất ở khu vực trước xupáp và làm tăng hệ số nạp. Sau khi xupáp nạp đã đóng, sóng áp suất còn lưu lại vẫn tiếp tục truyền qua truyền lại trong ống. Nếu lúc bắt đầu mở xupáp nạp của lần kế tiếp mà gặp tàn dư của sóng nén truyền tới sẽ làm tăng thêm hệ số nạp η_v. Để

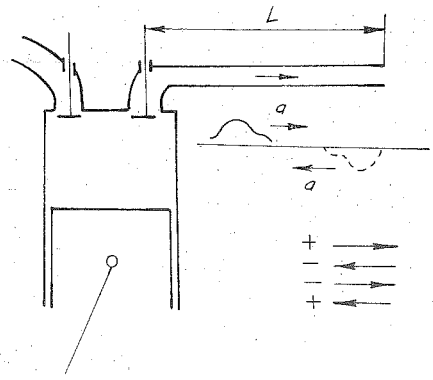


Hình 5.30. Các tình huống tương giao các dao động sóng áp suất của kỳ nạp
I – mạch động kỳ nạp ; II – sóng hợp ; III – sóng hợp mới.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tiện phân tích người ta còn gọi ảnh hưởng của sóng nén do phản xạ sóng giãn nở của kỳ nạp đang xét tới hệ số nạp η_v là hiệu ứng quán tính, còn ảnh hưởng của tàn dư sóng nén tới hệ số nạp η_v của kỳ nạp tiếp theo là hiệu ứng mạch động.

Hình 5.30 giới thiệu một số tình huống tương giao các dao động do sóng áp suất trên đường nạp. Hình 5.30a thể hiện thời gian nạp khí t_s rất ngắn, đường nạp dài, sóng nén phản xạ chưa truyền tới thì xupáp nạp đã đóng, nghĩa là thời gian t để sóng áp suất qua lại 1 lần lớn hơn thời gian nạp khí t_s ($t > t_s$), không có hiệu ứng quán tính. Hình 5.30b thể hiện $t < t_s$, sẽ có hiệu ứng quán tính. Do các sóng áp âm và sóng áp dương gặp nhau làm cho áp suất phía trước xupáp vào cuối kỳ nạp trở thành áp suất dương, làm tăng hệ số nạp η_v. Hình 5.30c thể hiện rõ ngoài hiệu ứng quán tính còn có hiệu ứng mạch động. Nhờ hiệu ứng mạch động đã làm tăng thêm áp suất phía trước xupáp, làm cho hệ số nạp η_v tăng hơn.



Hình 5.31. Lan truyền tàn dư của sóng áp suất.

Trong hiệu ứng mạch động, muốn cho sóng nén dư phản xạ thành sóng nén của lần nạp kế tiếp, thì trong thời gian giữa hai lần nạp sóng áp suất phải đi và lại mỗi chiều hai lần (H. 5.31) hoặc đi và lại bốn lần hoặc nhiều hơn. Nhưng số lần càng nhiều sóng càng yếu, hiệu quả càng kém. Nếu sóng nén đạt giá trị cực đại phía trước xupáp nạp đúng vào thời điểm trước khi đóng kín xupáp, sẽ cho hiệu quả tăng η_v tốt nhất.

Phương pháp xác định chiều dài ống nạp :

Điều kiện để đạt hiệu quả cao nhất về hiệu ứng quán tính là thời gian để sóng phản xạ tới xupáp nạp t bằng một nửa thời gian của thời kì nạp t_s ($t \approx \frac{1}{2} t_s$)

Ta biết : $t_s = \frac{\theta_s}{6n}$ và $t = \frac{2 . l_e}{a}$, do đó :

$$\frac{2 . l_e}{a} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\theta_s}{6 . n} \qquad (5\text{-}41)$$

trong đó : n – tốc độ động cơ (vòng/phút) ;

l_e – chiều dài ống nạp (m) ;

a – tốc độ truyền âm của khí nạp (a = 340 m/s khi t = 20°C) ;

θ_s – góc mở có ích của xupáp nạp.

Toàn bộ góc mở của xupáp nạp là : $(\varphi_1 + \varphi_2 + 180)$ độ góc quay trục khuỷu, trong đó : φ_1 – góc mở sớm ; φ_2 – góc đóng muộn xupáp nạp. Trừ khoảng 15° lúc mới mở và 15° lúc sắp đóng sẽ là những góc mở không có hiệu quả, sẽ được : $\theta_2 = (\varphi_1 + \varphi_2 + 150)$ độ góc quay trục khuỷu.

Từ (5-41) sẽ tính được l_e :

$$l_e = \frac{\theta_s . a}{24 . n} \qquad (5\text{-}42)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Khi xupáp nạp đang mở đương lượng chiều dài đường ống nạp l_e cần có cả thể tích xilanh :

$$l_e = \frac{\pi}{2}\sqrt{L \cdot \frac{V}{F}} \quad (\text{nếu } L \ll \frac{V}{F}) \qquad (5\text{-}43)$$

$$l_e = L + \frac{V}{F} \quad (\text{nếu } L \gg \frac{V}{F}) \qquad (5\text{-}44)$$

trong đó : L – chiều dài đường nạp bao gồm cả nhánh ống nạp ;

V – thể tích xilanh (m^3), thường lấy $V = V_h$;

F – tiết diện ngang của ống nạp.

Khi xupáp nạp đã đóng (đóng với hiệu ứng mạch động) thì $l_e = L$. Phân tích trên đây dựa trên cơ sở đã giản lược ; trên thực tế còn có phân nhánh đường nạp, chiều dài và tiết diện đường ống đều thay đổi, cùng với ảnh hưởng của điều kiện biên làm cho việc truyền và phản xạ sóng trở nên phức tạp hơn.

Động cơ xăng dùng chế hòa khí do thay đổi tốc độ, tải, cộng thêm ảnh hưởng của bộ chế hòa khí đến việc truyền và phản xạ sóng khiến vấn đề càng phức tạp.

Cũng có thể lợi dụng sóng áp suất trên đường thải để làm tăng hiệu quả quét buồng cháy. Trong trường hợp đó cần có sóng áp âm truyền tới khi xupáp thải sắp đóng.

5.1.7. HIỆN TƯỢNG CAN THIỆP ĐƯỜNG NẠP, THẢI CỦA ĐỘNG CƠ NHIỀU XILANH

Những nghiên cứu trên là của động cơ một xilanh, với động cơ nhiều xilanh các nhánh đường nạp thải của mỗi xilanh đều là những nhánh ống ngắn nối với đường nạp và đường thải chung của động cơ, mỗi xilanh đều chịu ảnh hưởng về sóng áp suất của xilanh lân cận, gây can thiệp lẫn nhau. Vì vậy muốn tạo hiệu ứng quán tính cũng như hiệu ứng hút của đường thải sẽ khá khó khăn, thậm chí có khi còn gây phản tác dụng. Ví dụ sóng áp dương do thời kỳ thải tự do của một xilanh nào đó truyền tới một xilanh khác đang sắp đóng xupáp thải, sẽ làm tăng hệ số khí sót và giảm η_v của xilanh, đó là can thiệp của đường thải. Tương tự như vậy, sóng áp âm đầu kỳ nạp của một xilanh truyền tới cửa nạp của xilanh nào đó sắp đóng xupáp nạp, sẽ làm giảm p_a cũng như η_v của xilanh sau, đó là can thiệp của đường nạp. Muốn tránh tác dụng can thiệp không tốt đó mà vẫn lợi dụng hiệu ứng động kể trên của các đường nạp và thải để tăng công suất động cơ, tốt nhất là mỗi xilanh có một đường nạp và một đường thải riêng hoặc là phân nhóm nối các nhánh đường nạp và thải của các xilanh không trùng nhau về pha phân phối vào cùng một nhóm hoặc tối thiểu phải dùng các nhánh ống dài nối xilanh với đường nạp và đường thải chung. Vì vậy động cơ V8 hiện đại phần lớn đều dùng hai đường nạp và hai đường thải.

Ngoài ra phần lý thuyết nêu trên đã chỉ rõ, hiệu ứng động của khí thể phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ động cơ. Nếu tại tốc độ nào đó đạt hiệu quả cao nhất thì tất yếu sẽ có một tốc độ khác gây ra tác dụng ngược, vì vậy đối với động cơ ô tô, phạm vi thay đổi tốc độ rất rộng, để tạo nên hiệu ứng động tốt là điều tương đối khó, nhưng không phải không làm được. Tất cả động cơ lắp trên xe cao tốc đều sử dụng hiệu ứng động rất rộng rãi.

Dưới đây sẽ phân tích sơ lược phân bố đường nạp của một số động cơ nhiều xilanh.

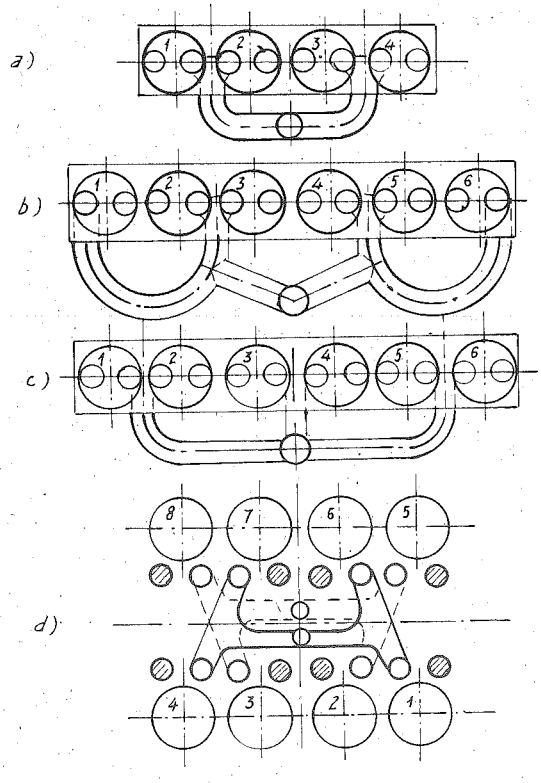
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

1) Động cơ 4 xilanh thẳng đứng (H. 5.32a)

Các xilanh 1,2 chung một nhánh và 3, 4 chung một nhánh. Bộ chế hòa khí lắp giữa hai nhánh ống trên.

Nếu trình tự làm việc là 1 – 3 – 4 – 2, và góc mở xupáp nạp là 240° thì các xilanh 2, 1 và 3, 4 sẽ có góc nạp trùng điệp là 60° (xilanh 2 nạp chưa xong xilanh 1 đã bắt đầu nạp ; xilanh 3 nạp chưa xong thì xilanh 4 đã bắt đầu). Như vậy khi các xilanh 2 và 3 đang lợi dụng hiệu ứng quán tính cuối kì nạp, thì xilanh 1 và 4 đã mở xunáp nạp truyền sóng áp âm tới xilanh 2 và 3 khiến chúng nạp không tốt. Do đó thông thường chỉ có xilanh 1 và 4 nạp tốt còn xilanh 2, 3 nạp kém vì các xilanh 1 và 4 đã lợi dụng đầy đủ hiệu ứng quán tính còn 2, 3 bị can thiệp bởi sóng áp âm.

Nếu thay đổi trình tự làm việc thành 1, 2, 4, 3 cũng không cải thiện tốt hơn tình trạng trên, vì các xilanh 1, 4 chịu sự can thiệp của sóng áp âm còn các xilanh 2, 3 tận dụng hết hiệu ứng quán tính.



Hình 5.32. Hình thành đường ống nạp của động cơ ôtô.

2) Động cơ 6 xilanh thẳng đứng

Nếu góc mở xupáp nạp là 240°, trình tự làm việc là 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4, khoảng cách hai xilanh nổ kế tiếp là 120°, nếu lắp chung một đường nạp thì góc trùng điệp của hai xilanh kế tiếp là 120° sẽ gây ra can thiệp nặng nề giữa các xilanh. Hiện nay phân nhánh đường nạp (như hình 5.32b, c) không xảy ra trùng điệp cùng mở của xupáp nạp cùng nhánh, do đó tránh hiện tượng can thiệp cùng nhánh, lượng khí nạp được phân phối tương đối đều. Nhưng trên đường nạp chung vẫn còn hiện tượng can thiệp. Ngoài ra chiều dài đường nạp của các xilanh 1, 6 (H. 5.32b) ; 2, 5 và 3, 4 không bằng nhau, phương hướng dòng chảy cũng khác nhau nên hòa khí vẫn phân phối không thật đều vào các xilanh. Ba nhánh ống nạp của hình 5.32c khác nhau nhiều về chiều dài nên sự sai lệch về hệ số nạp và thành phần hòa khí của các xilanh nhiều hơn so với hình 5.30b.

3) Động cơ V8 dùng hai ống nạp riêng mỗi ống cấp cho bốn xilanh (hình 5.32d)

Động cơ dùng bộ chế hòa khí có hai không gian hòa khí làm việc song song. Các xilanh 1, 4, 6, 7 dùng một ống nạp chung nối với một không gian hòa khí, các xilanh 2, 3, 5, 8 nối chung với ống nạp và không gian hòa khí khác. Trình tự làm việc của động cơ 1 – 5 – 4 – 8 – 6 – 3 – 7 – 2 tạo nên sự thay đổi đều đặn có quy luật về nạp khí giữa hai đường ống. Trên đường ống nối các xilanh 2, 5, 3, 8 hoặc 1, 6, 4, 7 có góc trùng điệp cùng mở của 2 xupáp nạp của hai xilanh là : $240^o - (2 \times 90^o) = 60^o$ góc quay trục khuỷu.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Đường nối các xilanh 1, 4, 6, 7 có khoảng cách làm việc giữa các xilanh tương đối xa, vì vậy sóng áp âm về các quá trình nạp của xilanh trước chỉ ảnh hưởng rất ít đối với xilanh kế tiếp, chiều dài đường ống từ bộ chế hòa khí tới các xilanh cũng như lực cản của các nhánh ống đều tương tự như nhau làm cho hòa khí được phân phối vào các xilanh tương đối đều về số lượng và thành phần.

Đường nạp nối các xilanh 5, 8, 3, 2 với bộ chế hòa khí (đường đứt) hơi khác đường nạp kể trên. Sau khi nạp vào xilanh 8, xilanh 3 bắt đầu nạp, do đường ống giữa hai xilanh này rất ngắn nên sóng áp âm do xilanh 3 tạo ra sẽ gây ảnh hưởng tới xilanh 8. Tương tự như vậy, sóng áp âm do xilanh 5 tạo ra cũng ảnh hưởng tới xilanh 2. Vì vậy môi chất được nạp vào các xilanh 3 và 5 sẽ nhiều hơn so với xilanh 8 và 2.

5.2. QUÁ TRÌNH NÉN

5.2.1. DIỄN BIẾN VÀ CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA QUÁ TRÌNH NÉN

Quá trình nén của động cơ đốt trong có tác dụng sau :

1 – Mở rộng phạm vi nhiệt độ của quá trình làm việc (nén, cháy và giãn nở) ;

2 – Đảm bảo cho sản vật cháy được giãn nở sinh công triệt để hơn ;

3 – Tạo điều kiện thuận lợi nhất cho hòa khí bốc cháy.

Tất cả những điều trên nhằm đảm bảo cho quá trình chuyển biến từ hóa năng của nhiên liệu thành nhiệt năng, rồi từ nhiệt năng chuyển thành công có ích được thực hiện tốt nhất, làm tăng hiệu suất của chu trình.

Dựa vào cách hình thành và đốt cháy hòa khí của động cơ mà có những yêu cầu khác nhau về tỷ số nén ε và các thông số của môi chất cuối quá trình nén p_c, T_c.

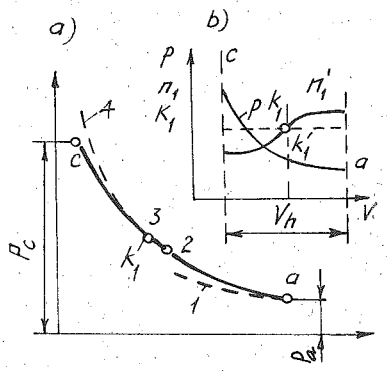
Đối với động cơ xăng hình thành hòa khí bên ngoài và châm cháy cưỡng bức, môi chất công tác trong quá trình cháy gồm hòa khí và một ít khí sót. Tỉ số nén ε cũng như nhiệt độ và áp suất cuối quá trình nén bị giới hạn bởi hiện tượng kích nổ. Ngoài ra trong buồng nén nếu có muội than hoặc có những vùng quá nóng còn có thể làm cho hòa khí cháy sớm.

Đối với động cơ điêden việc hình thành hòa khí được thực hiện trong buồng cháy động cơ vào cuối kỳ nén, sau khi một phần hòa khí đã bốc cháy, quá trình hình thành hòa khí vẫn tiếp diễn cùng quá trình cháy cho tới khi hòa khí cháy hết. Vì vậy động cơ đòi hỏi quá trình nén phải có tỉ số nén đủ lớn đảm bảo cho áp suất và nhiệt độ p_c và T_c đạt tới giá trị thỏa mãn yêu cầu để hòa khí dễ tự bốc cháy trong mọi trường hợp, không cần có nguồn lửa từ bên ngoài, kể cả trường hợp khởi động máy lạnh, máy chạy ở tốc độ thấp và tải trọng nhỏ, chạy ở môi trường có nhiệt độ thấp cũng như khi sử dụng nhiều loại nhiên liệu lỏng khác nhau. Ngoài ra, động cơ hình thành hòa khí bên trong còn đòi hỏi tạo được dòng xoáy của môi chất ở cuối quá trình nén và đầu quá trình cháy giúp hòa khí được hình thành nhanh và đều. Chuyển động xoáy kể trên có thể bắt nguồn từ dòng xoáy khí nạp, do môi chất bị chèn khi nén hoặc do năng lượng tạo ra bởi kết quả cháy một phần hòa khí trong buồng cháy phụ.

Khác với quá trình nén của chu trình lý tưởng, diễn biến quá trình nén của chu trình thực tế rất phức tạp. Giữa môi chất công tác và thành xilanh luôn luôn trao đổi nhiệt qua lại với nhau.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Đầu quá trình nén nhiệt độ môi chất T_a (H. 5.33) thấp hơn nhiệt độ trung bình của xilanh, pittông, nắp xilanh... nên các chi tiết nóng kể trên truyền nhiệt cho môi chất, vì vậy đường nén trong giai đoạn này (a – 2) dốc hơn đường nén đoạn nhiệt của chu trình lý tưởng (a – 1). Nếu coi quá trình nén thực tế là một quá trình đa biến, với chỉ số đa biến n_1' thì phương trình đặc trưng của quá trình sẽ là : $pV^{n_1'} = const$, giá trị n_1' ở đầu quá trình nén lớn nhất vì có chênh nhiệt độ lớn giữa các chi tiết nóng và môi chất khiến môi chất vừa chịu nén vừa nhận nhiệt thêm. Tiếp theo pittông càng nén càng làm tăng nhiệt độ môi chất trong xilanh và làm cho chênh lệch nhiệt độ giữa các chi tiết nóng và môi chất giảm dần, môi chất được nhận nhiệt ngày càng ít làm cho quá trình nén càng gần với quá trình đoạn nhiệt và chỉ số nén n_1' tiến sát tới chỉ số đoạn nhiệt k_1. Tới một điểm nào đó nhiệt độ môi chất bằng nhiệt độ trung bình của vách xilanh và có thể coi điểm đó là nén đoạn nhiệt, chỉ số nén $n_1' = k_1$ (chỉ số đoạn nhiệt khi nén). Tiếp theo của quá trình nén sẽ làm cho nhiệt độ môi chất trở nên lớn hơn nhiệt độ vách xilanh và chiều truyền nhiệt sẽ thay đổi, môi chất truyền nhiệt cho vách xilanh, kết quả làm cho đường nén thực tế (3–c) ít dốc hơn so với đường nén đoạn nhiệt (3 – 4) ; chỉ số nén n_1' càng ngày càng nhỏ hơn k_1.



Hình 5.33. Đồ thị p–V phân tích các đường cong đặc trưng trạng thái của quá trình nén.

Như vậy, quá trình nén thực tế của động cơ là một quá trình đa biến với chỉ số đa biến n_1' giảm dần từ đầu đến cuối quá trình. Tính toán quá trình nén nhằm xác định các giá trị áp suất p_c và nhiệt độ T_c, đảm bảo điều kiện cháy của hòa khí, nếu dùng các giá trị tức thời của n_1' để tính sẽ gặp nhiều khó khăn không cần thiết. Để đơn giản hóa việc tính toán, người ta dùng chỉ số nén đa biến trung bình n_1 thay cho các giá trị tức thời của n_1'. Điều kiện ràng buộc của giá trị n_1 trung bình là đảm bảo cho các thông số p_c và T_c, cũng như công tiêu hao cho quá trình nén, dựa theo kết quả tính phải sát với các giá trị thu được từ chu trình thực tế. Với ràng buộc trên, giá trị n_1 trung bình thường nằm trong phạm vi : $n_1 = 1{,}34 \div 1{,}39$, rất hiếm trường hợp đạt $n_1 = 1{,}40 \div 1{,}41$.

Khi thiết kế mới n_1 thường được xác định theo phương pháp gần đúng dựa vào công và trao đổi nhiệt trong quá trình nén hoặc là chọn theo kết quả phân tích đặc tính của động cơ thiết kế cũng như ảnh hưởng của các yếu tố tới quá trình nén của động cơ.

Áp suất cuối quá trình nén p_c được xác định theo phương trình của quá trình nén đa biến :

$$p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1}$$

Từ đó tìm được

$$p_c = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1} = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \qquad (5\text{-}45)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nhiệt độ cuối quá trình nén T_c được xác định nhờ các phương trình trạng thái :

$$p_a V_a = 8314\, m_a T_a$$

$$p_c V_c = 8314\, m_c T_c$$

trong đó : m_a và m_c – lượng môi chất (kmol) ở đầu và cuối quá trình nén

$$m_a = m_c = g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)$$

Chia hai vế của hai phương trình trạng thái cho nhau sẽ được :

$$\frac{T_c}{T_a} = \frac{p_c}{p_a} \cdot \frac{V_c}{V_a}$$

Từ đó :

$$T_c = T_a \frac{p_c}{p_a} \cdot \frac{V_c}{V_a} = T_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1 - 1} = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \qquad (5\text{-}46)$$

vì $$\frac{p_c}{p_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1}.$$

5.2.2. CÔNG VÀ TRAO ĐỔI NHIỆT TRONG QUÁ TRÌNH NÉN

Vi lượng công của quá trình nén dL được xác định theo biểu thức (H. 5.34) :

$$dL = pdV$$

Tích phân từ đầu đến cuối quá trình nén sẽ tính được công nén L_{ac} :

$$L_{ac} = \int_{V_a}^{V_c} pdV$$

Trong quá trình nén đa biến ta có :

$pV^{n_1} = p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1}$, từ đó tìm được : $p = \dfrac{p_a V_a^{n_1}}{V^{n_1}}$

Thay giá trị p vào biểu thức tính L_{ac}, sẽ được :

$$L_{ac} = p_a V_a^{n_1} \int_{V_a}^{V_c} \frac{dV}{V^{n_1}} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_a V_a - p_c V_c) \qquad (5\text{-}47)$$

Thay $p_a V_a$ và $p_c V_c$ bằng biểu thức của phương trình trạng thái và biết $m_a = m_c$, sẽ được :

$$L_{ac} = \frac{8314 m_a}{n_1 - 1} (T_a - T_c),$$

vì $m_a = m_c = g_{ct}.M_1(1 + \gamma_r)$, nên :

$$L_{ac} = \frac{8314 M_1 (1 + \gamma_r) \cdot g_{ct}}{n_1 - 1} (T_a - T_c) \qquad (5\text{-}47a)$$

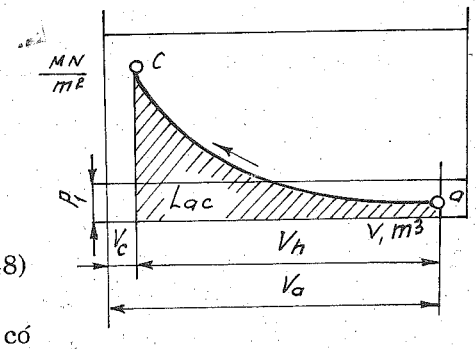
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Đối với động cơ xăng : $M_1 = \left(\alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}\right)$

Đối với động cơ điêden : $M_1 = \alpha M_o$.

Thay (5-46) vào (5-47a) sẽ được :

$$L_{ac} = -\frac{8314 g_{ct} M_1 (1+\gamma_r)}{n_1 - 1} T_a(\varepsilon^{n_1 - 1} - 1) \quad (5\text{-}48)$$



Hình 5.34. Công quá trình nén.

Thay (5-19) vào (5-47a), biểu thức trên còn có dạng :

$$L_{ac} = -\frac{p_k V_h (1+\gamma_r)}{(n_1 - 1) T_k} \cdot \eta_v (T_c - T_a) \quad (5\text{-}49)$$

và

$$L_{ac} = -\frac{p_k V_h (1+\gamma_r)}{(n_1 - 1) T_k} \eta_v \cdot T_a(\varepsilon^{n_1 - 1} - 1)$$

Áp dụng định luật 1 nhiệt động vào quá trình nén sẽ có :

$$Q_{ac} = L_{ac} + U_c - U_a$$

trong đó : Q_{ac} (j/chu trình) - nhiệt lượng truyền cho môi chất trong quá trình nén ;

U_c và U_a (j/chu trình) - nội năng của môi chất công tác ở cuối và đầu quá trình nén, (h. 5.34).

Biết rằng : $U_c = m_c \overline{(mC_v')}_c \cdot T_c$; $U_a = m_a \overline{(mC_v')}_a \cdot T_a$; $m_c = m_a = g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)$.

Thay các giá trị trên và biểu thức (5-47) vào phương trình định luật 1 nhiệt động, sau khi chỉnh lý sẽ được :

$$\frac{Q_{ac}}{g_{ct} M_1 (1+\gamma_r)} = \overline{(mC_v')}_c \cdot T_c - \overline{(mC_v')}_a \cdot T_a - \frac{8314}{n_1 - 1}(T_c - T_a) \quad (5\text{-}50)$$

trong đó : $\overline{(mC_v')}_a = a_v' + \frac{b}{2} T_a$ - tỷ nhiệt mol trung bình đẳng tích của môi chất tại điểm a (J/kmol.độ) ;

$\overline{(mC_v')}_c = a_v' + \frac{b}{2} T_c$ - tỷ nhiệt mol trung bình đẳng tích của môi chất tại điểm c (J/kmol.độ).

Thay các giá trị $\overline{(mC_v')}_a$ và $\overline{(mC_v')}_c$ vào (5-50), sau khi chỉnh lý được :

$$\frac{Q_{ac}}{g_{ct} \cdot M_1 (1+\gamma_r)(T_c - T_a)} = a_v' + \frac{b}{2}(T_a + T_c) - \frac{8314}{n_1 - 1} \quad (5\text{-}51)$$

hoặc

$$\frac{Q_{ac}}{g_{ct} \cdot M_1 (1+\gamma_r) T_a(\varepsilon^{n_1 - 1} - 1)} = a_v' + \frac{b}{2} T_a(\varepsilon^{n_1 - 1} + 1) - \frac{8314}{n_1 - 1} \quad (5\text{-}52)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Các phương trình (5-51) và (5-52) dùng để tính Q_{ac} khi biết n_1. Chúng cũng được dùng để nghiên cứu thí nghiệm về trao đổi nhiệt giữa môi chất và thành xilanh trong quá trình nén khi đã có đồ thị công. Muốn vậy, cần viết (5-50) và (5-52) dưới dạng không chứa n_1. Ta biết :

$$L_{ac} = - V_h \cdot p_1$$

trong đó : p_1 – áp suất tuyệt đối trung bình của quá trình nén bằng chiều cao trung bình của đường nén trên đồ thị p – V, trục hoành đi qua gốc có áp suất tuyệt đối bằng không.

Cân bằng biểu thức vừa nêu với (5-49) sẽ được :

$$\frac{T_c - T_a}{n_1 - 1} = \frac{p_1 T_k}{p_k(1+\gamma_r)\eta_v}$$

Thay kết quả thu được vào (5-50) sẽ được :

$$\frac{Q_{ac}}{g_{ct} \cdot M_1(1+\gamma_r)} = (mC_v')_c \cdot T_c - (mC_v')_a \cdot T_a - \frac{8314 p_1 T_k}{p_k(1+\gamma_r)\eta_v} \qquad (5\text{-}53)$$

và :

$$\frac{Q_{ac}}{g_{ct} M_1(1+\gamma_r)T_a(\varepsilon^{n_1-1}-1)} = a_v' + T_a(\varepsilon^{n_1-1}+1) - \frac{8314 p_1 T_k}{p_k(1+\gamma_r)\eta_v T_a(\varepsilon^{n_1-1}-1)}$$

Muốn xác định nhiệt lượng trao đổi giữa môi chất và thành xilanh từ điểm a (H. 5.34) tới vị trí x nào đó của pittông, người ta thay p_1 bằng áp suất nén trung bình p_x trong giai đoạn từ a đến x, còn nhiệt độ T_c được thay bằng T_x tức nhiệt độ môi chất tại điểm x.

Phương trình (5-52) cũng được dùng để xác định giá trị gần đúng của n_1 và chỉ số đoạn nhiệt k_1 của chu trình nén thực tế.

Khi $Q_{ac} = 0$ thì $n_1 = k_1$, lúc ấy (5-52) sẽ có dạng :

$$k_1 - 1 = \frac{8314}{a_v' + \frac{b}{2} T_a(\varepsilon^{k_1-1}+1)} \qquad (5\text{-}54)$$

Giá trị k_1 được xác định theo cách mò nghiệm.

5.2.3. XÁC ĐỊNH NHIỆT ĐỘ MÔI CHẤT TRONG QUÁ TRÌNH NÉN

Nhiệt độ môi chất trong quá trình nén được xác định theo đồ thị công nhờ phương trình trạng thái viết theo số kmol hoặc khối lượng môi chất.

Phương trình trạng thái viết theo số kmol :

$$p_x V_x = 8314 m_x T_x \qquad (5\text{-}55)$$

Từ đó :

$$T_x = \frac{p_x \cdot V_x}{8314 \cdot m_x} \qquad (5\text{-}56)$$

trong đó : p_x, V_x – áp suất (p_a) và thể tích (m^3) của môi chất tại điểm cần tính nhiệt độ T_x trên đường nén được xác định theo đồ thị công

m_x – số kmol môi chất trong quá trình nén (kmol/chu trình).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Ta biết : $m_x = g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)$;

Đối với động cơ điêden : $m_x = g_{ct} . \alpha . M_o$

Đối với động cơ xăng : $m_x = g_{ct} \left(\alpha . M_o + \frac{1}{\mu_{nl}} \right)$

trong đó : g_{ct} (kg/chu trình) – lượng nhiên liệu cấp cho chu trình ;

α – hệ số dư lượng không khí ;

M_o(kmol/kg) – số kmol không khí lý thuyết đốt kiệt 1 kg nhiên liệu ;

μ_{nl} – phân tử lượng của nhiên liệu ;

γ_r – hệ số khí sót.

Như vậy đối với động cơ điêden :

$$T_x = \frac{p_x V_x}{8314 . g_{ct} \alpha . M_o (1 + \gamma_r)} \qquad (5\text{–}57)$$

Đối với động cơ xăng :

$$T_x = \frac{p_x V_x}{8314\, g_{ct} \left(\alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}} \right) (1 + \gamma_r)} \qquad (5\text{–}58)$$

Phương trình trạng thái viết theo khối lượng : $p_x V_x = G R T_x$. Từ đó :

$$T_x = \frac{p_x . V_x}{GR} \qquad (5\text{–}59)$$

trong đó : G(kg) – khối lượng môi chất trong quá trình nén ;

R (J/kg.độ) – hằng số của 1 kg môi chất.

Khối lượng môi chất G gồm có, môi chất mới G_k và khí sót G_r :

$$G = G_k + G_r ;$$

Đối với động cơ xăng :

$$G_k = g_{kk} + g_{ct} = g_{ct} . \alpha . L_o + g_{ct} = g_{ct}(1 + \alpha L_o) \qquad (5\text{–}60)$$

Đối với động cơ điêden :

$$G_K = g_{kk} = g_{ct} . \alpha . L_o \qquad (5\text{–}61)$$

trong đó : g_{kk} – khối lượng không khí cấp cho chu trình (kg/chu trình) ;

g_{ct} – khối lượng nhiên liệu cấp cho chu trình (kg/chu trình) ;

L_o – số kg không khí lý thuyết để đốt kiệt 1 kg nhiên liệu (kg/kg nhiên liệu).

Khối lượng khí sót G_r :

$$G_r = \mu_r . M_r g_{ct} = \mu_r . \gamma_r . M_1 g_{ct} = \gamma_r . \frac{\mu_r}{\mu_k} . G_k = \frac{\gamma_r}{\beta_o} G_k \qquad (5\text{–}62)$$

trong đó : $\beta_o = \frac{\mu_k}{\mu_r} = \frac{R_r}{R_k}$ – hệ số thay đổi thể tích lý thuyết ;

μ_k, μ_r – phân tử lượng của môi chất mới và của khí sót.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Như vậy sẽ tính được G như sau : $G = G_k \left(1 + \frac{\gamma_r}{\beta_o}\right)$

Đối với động cơ xăng :

$$G = g_{ct}(1 + \alpha L_o)\left(1 + \frac{\gamma_r}{\beta_o}\right)$$

Đối với động cơ điêden :

$$G = g_{ct} \cdot \alpha \cdot L_o \left(1 + \frac{\gamma_r}{\beta_o}\right)$$

Hằng số R được tính theo phương trình cân bằng :

$$R(G_k + G_r) = R_k G_k + G_r R_r = R_k(G_k + \beta_o . G_r)$$

Từ đó :

$$R = R_k \frac{1 + \gamma_r}{1 + \frac{\gamma_r}{\beta_o}} ;$$

trong đó : R_k – hằng số của 1 kg môi chất mới.

Đối với động cơ điêden : $R_k = R_{kk}$

Đối với động cơ xăng :

$$R_k = \frac{\alpha L_o}{1 + \alpha L_o} R_{kk} + \frac{R_{hơi\,nl}}{1 + \alpha L_o}$$

trong đó : R_{kk} – hằng số của 1 kg không khí ;

$R_{hơi\,nl}$ – hằng số của 1 kg hơi nhiên liệu.

Thay các giá trị thu được về G và R vào (5-59) sẽ tìm được T_x.

– Đối với động cơ xăng :

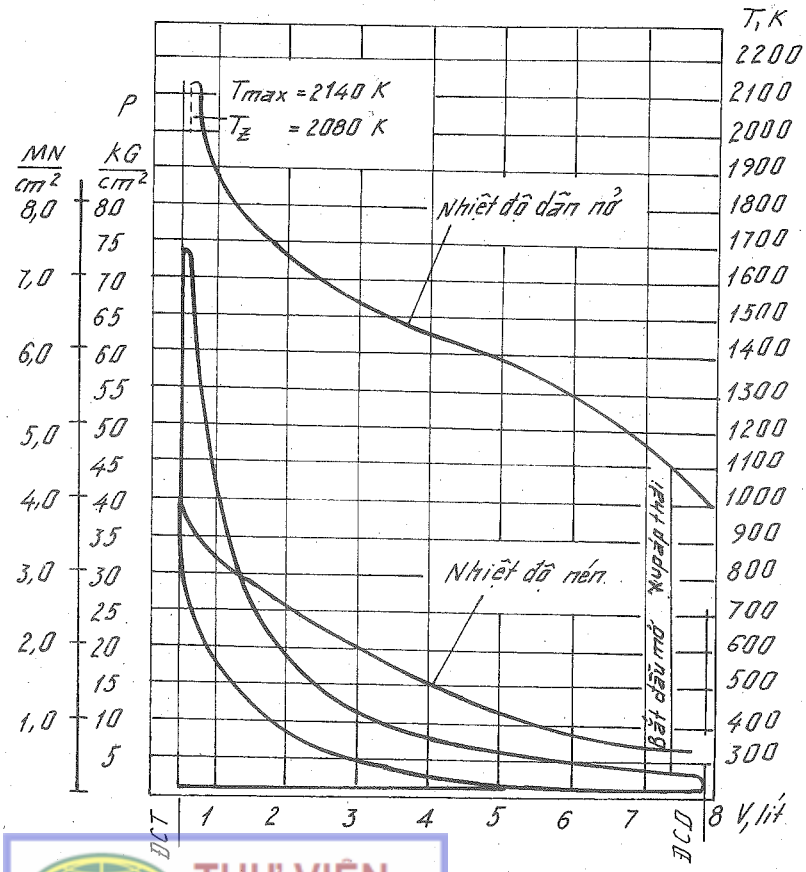
$$T_x = \frac{p_x V_x}{g_{ct}(1 + \alpha L_o) R_k (1 + \gamma_r)} \qquad (5\text{-}63)$$

– Đối với động cơ điêden :

$$T_x = \frac{p_x V_x}{g_{ct} \cdot \alpha L_o R_k (1 + \gamma_r)} \qquad (5\text{-}64)$$

Khi đã biết các thông số ở đầu quá trình nén – áp suất p_a, và nhiệt độ T_a và thể tích thì việc xác định T_x sẽ đơn giản hơn. Ta biết phương trình trạng thái của môi chất ở đầu quá trình nén là :

$$p_a V_a = 8314\, m_a . T_a$$



Hình 5.35. Sự thay đổi nhiệt độ nén và giãn nở trong động cơ điêden làm mát bằng không khí "Tatra 921" ở n = 1860 vg/ph và toàn tải.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

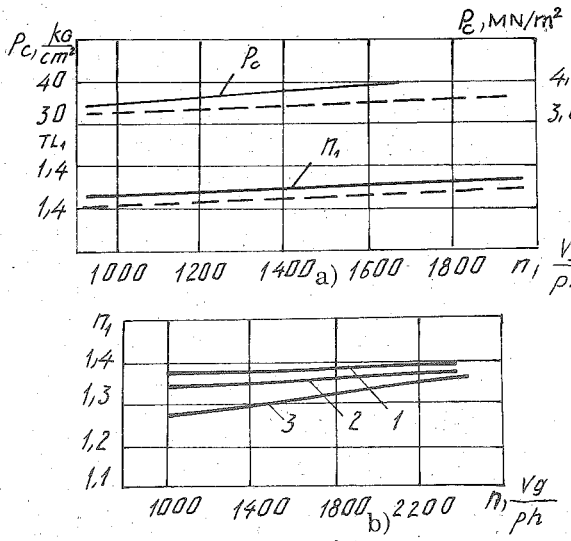
Trong quá trình nén, nếu bỏ qua hiện tượng rò khí thì $m_a = m_x$, chia biểu thức trên cho (5-55) sau khi chỉnh lý sẽ được :

$$T_x = T_a \cdot \frac{p_x \cdot V_x}{p_a \cdot V_a} \qquad (5\text{-}65)$$

Trên cơ sở số liệu thí nghiệm và đồ thị công đã tính ra biến thiên của nhiệt độ T_x trong quá trình nén (H. 5.35).

5.2.4. PHÂN TÍCH NHỮNG NHÂN TỐ GÂY ẢNH HƯỞNG TỚI n_1 TRUNG BÌNH

Chỉ số nén đa biến trung bình n_1 phản ánh mức độ trao đổi nhiệt giữa môi chất và thành xilanh. Trong quá trình nén nếu môi chất được cấp nhiệt nhiều hơn so với tản nhiệt, n_1 sẽ lớn hơn k_1, nếu cấp và nhả nhiệt bằng nhau thì $n_1 = k_1$, còn nếu nhiệt được cấp ít hơn nhả nhiệt sẽ làm $n_1 < k_1$. Như vậy bất kỳ một nhân tố nào làm tăng phần cấp nhiệt sẽ làm cho n_1 tăng, còn làm tăng phần tản nhiệt thì ngược lại. Có rất nhiều yếu tố gây ảnh hưởng tới n_1 trung bình như tốc độ động cơ, phụ tải, kích thước xilanh, trạng thái nhiệt của động cơ... Nhìn chung quá trình nén của tuyệt đại bộ phận động cơ là tản nhiệt nhiều hơn.



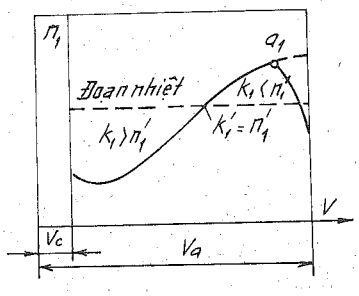
Hình 5.36. Sự thay đổi p_c và n_1 theo số vòng quay n

a) Diêden (-) – Tatra 912 ; (...) – ЯМЗ – 236 ;

b) Động cơ xăng (-) zill – 120 ; 1 – mở hoàn toàn bướm tiết lưu ; 2 – mở 40% ; 3 – mở 20% bướm.

1) Tốc độ động cơ

Khi tăng số vòng quay sẽ làm tăng số chu trình trong 1 giây, qua đó làm tăng trạng thái nhiệt của các chi tiết trong xilanh, giảm thời gian rò khí và thời gian tiếp xúc giữa môi chất và thành xilanh. Kết quả tổng hợp của những thay đổi trên sẽ làm cho môi chất tản nhiệt ít hơn, khiến n_1 tiến sát tới k_1. Như vậy tăng tốc độ động cơ sẽ làm tăng n_1. Hình 5.36a giới thiệu sự thay đổi của p_c và n_1 của động cơ Tatra-912 và ЯМЗ-236 theo tốc độ n. Hình 5.36b là biến thiên của n_1 theo n của động cơ xăng zill-120 ở ba vị trí bướm ga khác nhau. Đó là những quan hệ đường thẳng, khi tăng tốc độ n sẽ làm tăng n_1 và p_c. Tuy nhiên trong động cơ xăng ảnh hưởng của tốc độ n tới n_1 ở chế độ mở 100% bướm ga là không đáng kể so với các trường hợp đóng nhỏ bướm ga. Hiện tượng trên có thể giải thích như sau : ở chế độ mở 100% bướm ga, áp suất môi chất trên suốt đường nạp đều lớn làm nhiên liệu khó bay hơi ; càng tăng tốc độ động cơ, thời gian bay hơi của nhiên liệu trên đường nạp càng ít, làm tăng số nhiên liệu chưa bay hơi đi vào xilanh, tới đầu quá trình nén vẫn bay hơi tiếp sẽ hút nhiệt của môi chất làm giảm n_1 trong giai đoạn đầu quá trình nén (H. 5.37). Hiện tượng trên càng tăng khi tăng tốc động cơ. Như vậy trong trường hợp



Hình 5.37. Sơ đồ thay đổi, trị số tức thời (n_1') của chỉ số nén đa biến trong động cơ xăng ;

a_1 – thời điểm đóng xupáp nạp.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

mở 100% bướm ga, hiện tượng mất nhiệt của môi chất ở đầu quá trình nén do bay hơi của nhiên liệu tạo ra sẽ càng nhiều khi tăng số vòng quay n. Phần mất nhiệt trên gần như được bù trừ hết do số nhiệt bị tản đi từ việc tăng trạng thái nhiệt các chi tiết, giảm rò khí và giảm thời gian tiếp xúc giữa môi chất với thành xilanh gây ra kết quả làm cho n_1 ít thay đổi khi tăng tốc độ n.

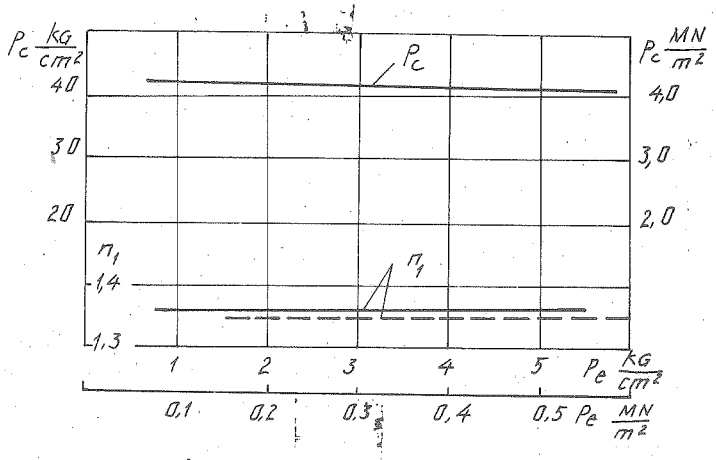
Nếu đóng nhỏ bướm ga sẽ làm giảm lượng nhiên liệu cấp cho chu trình và làm giảm áp suất môi chất phía sau bướm ga, nhưng ở tốc độ thấp vẫn còn nhiên liệu bay hơi ở đầu quá trình nén.

Nếu tăng tốc độ động cơ n, áp suất phía sau bướm ga ngày càng giảm nhanh, điều kiện ấy khiến nhiên liệu bay hơi nhanh. Như vậy càng tăng tốc động cơ càng không còn nhiên liệu bay hơi ở đầu quá trình nén, làm cho n_1 tăng nhanh khi tăng tốc độ động cơ n. Tốc độ tăng của n_1 theo n càng lớn khi đóng bướm ga càng nhiều.

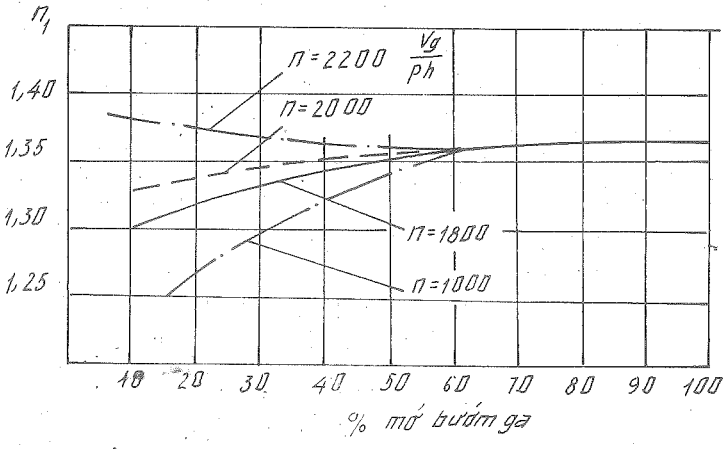
2) Phụ tải của động cơ

Khi tăng tải sẽ làm tăng trạng thái nhiệt và nhiệt độ trung bình của thành xilanh, qua đó làm tăng nhiệt lượng cấp cho môi chất ở đầu kỳ nén và giảm tản nhiệt ở cuối kỳ nén, kết quả sẽ làm tăng n_1. Ảnh hưởng kể trên của tải tới n_1 của động cơ điêden rất nhỏ (H. 5.38) nhưng thể hiện rất khác nhau đối với động cơ xăng (H. 5.39). Khi chạy ở tốc độ lớn, tải của động cơ xăng gây ảnh hưởng ít tới n_1.

Ở tốc độ thấp tải gây ảnh hưởng lớn tới n_1, vì khi đóng nhỏ bướm ga mà động cơ ở tốc độ n thấp sẽ có nhiều xăng chưa kịp bay hơi đi vào xilanh để bay hơi tiếp ở đầu quá trình nén (vì đường nạp ít được sấy nóng, tốc độ môi chất lại thấp, xăng khó bay hơi). Nếu tăng tốc độ n sẽ làm tăng nhanh độ chân không ở sau bướm ga, cải thiện điều kiện phun tơi và bay hơi của xăng, không còn xăng chưa kịp bay hơi ở đầu quá trình nén (n = 2000 và 2200 vòng/phút, H. 5.39).



Hình 5.38. Ảnh hưởng của phụ tải của động cơ điêden đến sự thay đổi chỉ số nén đa biến n_1
——— động cơ Tatra – 921; n = 1860 vg/ph;
----- động cơ ямз – 236, n = 1900 vg/ph.



Hình 5.39. Ảnh hưởng của vị trí bướm tiết lưu đối với sự thay đổi chỉ số nén đa biến n_1 của động cơ zill – 120.

3) Tình trạng kỹ thuật

Nếu pittông – xilanh mòn nhiều sẽ làm tăng lọt khí, gây mất nhiệt làm giảm n_1. Có muội than bám trên đỉnh pittông, mặt nắp xilanh, hoặc có lớp cặn bám trên mặt tiếp xúc với môi chất làm mát của xilanh sẽ ngăn tản nhiệt của môi chất, làm tăng n_1.

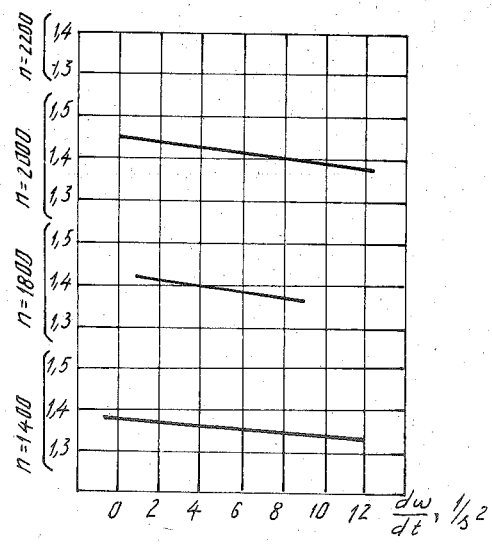
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Tất cả các biện pháp nhằm giảm nhiệt độ trung bình của xilanh như : tăng tốc độ tuần hoàn của nước làm mát, làm mát đỉnh pittông... đều làm giảm n_1. Nếu tăng tỉ số nén ε sẽ làm tăng p_c và T_c, do đó sẽ làm tăng phần nhiệt tản cho xilanh và làm giảm n_1.

4) Kích thước xilanh (đường kính D và hành trình S của xilanh)

Tỉ số $\frac{F_{lm}}{V_h}$ (trong đó F_{lm}, V_h là diện tích làm mát và thể tích công tác của xilanh) tỷ lệ thuận với $\frac{1}{D}$, do đó tăng D sẽ làm cho môi chất khó tản nhiệt hơn qua đó làm tăng n_1.

Nếu V_h = const trong trường hợp $\frac{S}{D} > 1$ nếu giảm tỉ số $\frac{S}{D}$ sẽ làm giảm $\frac{F_{lm}}{V_h}$ nhờ đó n_1 sẽ tăng, nếu tăng $\frac{S}{D}$ kết quả sẽ ngược lại.



Hình 5.40. Quan hệ giữa n_1 với gia tốc góc của trục khuỷu (động cơ M-20, thí nghiệm trên đường).

5) Chế độ làm việc của động cơ

Các chế độ làm việc không dừng (chế độ chuyển tiếp) của động cơ khi tăng tải hoặc tăng tốc đều có n_1 nhỏ hơn so với chế độ dừng. Sự sai khác lớn hay nhỏ của n_1 phụ thuộc vào giá trị gia tốc (H. 5.40). Ở các chế độ giảm tải hoặc giảm tốc thì n_1 lớn hơn so với chế độ dừng.

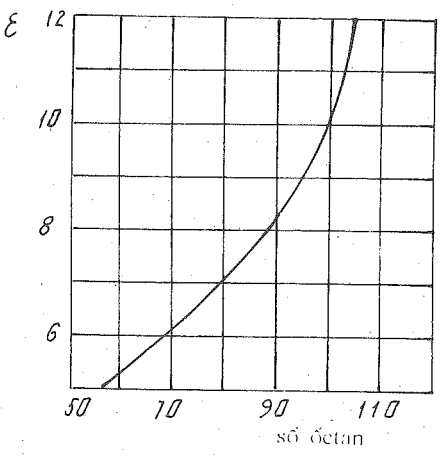
5.2.5. CHỌN TỈ SỐ NÉN

Công thức tính hiệu suất nhiệt của chu trình lý tưởng cấp nhiệt đẳng tích $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$ chỉ rằng : giải pháp chính làm tăng η_t là nâng cao ε. Lịch sử phát triển động cơ xăng đã chỉ rằng : muốn nâng cao tính năng động cơ xăng không thể tách khỏi các giải pháp nhằm tăng tỉ số nén ε. Tăng tỉ số nén ε không chỉ làm tăng áp suất và nhiệt độ cuối quá trình nén, tạo điều kiện tốt để hòa khí được cháy nhanh, rút ngắn thời gian cháy làm cho áp suất cực đại và nhiệt độ cực đại của chu trình được xuất hiện sát ĐCT mà quan trọng hơn là khi tăng tỉ số nén, công suất và hiệu suất chu trình đều tăng. Mặt khác nâng cao tỉ số nén có thể mở rộng phạm vi sử dụng thành phần của hòa khí, sẽ có lợi cho việc sử dụng hòa khí nhạt.

Tuy nhiên khi tăng tỉ số nén, mặc dù tốc độ cháy được gia tăng, nhưng do nhiệt độ cuối quá trình nén cao hơn làm tăng khuynh hướng tự bốc cháy của số hòa khí ở khu vực cách xa cực buji, thậm chí còn làm cho số hòa khí trên tự bốc cháy khi màng lửa từ cực buji chưa lan tới và tạo ra kích nổ. Vì vậy để nâng cao tính năng của động cơ xăng cần phải dựa vào kết quả phân tích các yếu tố gây ảnh hưởng tới kích nổ, tạo điều kiện tốt để nâng cao tỉ số nén trong điều kiện khuynh hướng gây kích nổ nhỏ nhất. Thực nghiệm chỉ ra rằng : tính năng của xăng thể hiện qua số octan là yếu tố quan trọng nhất ảnh hưởng tới kích nổ, xăng có số octan càng thấp, khuynh hướng kích nổ càng lớn, tỉ số nén cho phép càng thấp. Mối quan hệ gần đúng giữa tỉ

THƯ VIỆN HUẾ T
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

số nén cho phép và số ốc tan của xăng thể hiện trên hình 5.41. Vì vậy nâng cao số ốctan của xăng là tiền đề để tăng tỉ số nén và giảm khuynh hướng kích nổ. Thứ đến là cấu tạo buồng cháy, gây ảnh hưởng tới hành trình màng lửa, cường độ xoáy của hòa khí, hiệu quả làm mát cho phần hòa khí cách xa cực buji v.v... cũng gây ảnh hưởng lớn tới kích nổ. Vì vậy bố trí buồng cháy một cách hợp lí làm tăng tính năng chống kích nổ của buồng cháy sẽ là con đường chủ yếu của nhà thiết kế chế tạo động cơ nhằm nâng cao tỉ số nén ε và giảm khuynh hướng kích nổ.



Hình 5.41. Mối quan hệ gần đúng giữa tỷ số nén ε và số ốctan.

Tóm lại tỉ số nén của động cơ xăng phụ thuộc chính vào số ốctan của nhiên liệu và tính năng chống kích nổ của buồng cháy. Thông thường tỉ số nén được chọn qua thử nghiệm, tức là sau khi đã chọn loại nhiên liệu và loại buồng cháy thích hợp, phải dùng tỉ số nén tương đối lớn với điều kiện không để xảy ra kích nổ mạnh. Mặt khác chọn tỉ số nén ε còn phải kết hợp với điều kiện sử dụng. Nếu động cơ ôtô dùng hộp số cơ khí, lúc bắt đầu lăn bánh tốc độ động cơ rất thấp cần có mômen lớn (tức là sau khi bắt đầu lăn bánh động cơ phải hoạt động ở tốc độ thấp và tải lớn), nhưng chế độ thường dùng của xe lại ở tải vừa và tải nhỏ. Do đó có thể dùng biện pháp đánh lửa muộn hơn khi chạy ở tốc độ thấp và tải lớn nhằm giảm khuynh hướng kích nổ (khi chạy ở tải vừa và tốc độ cao lại đưa về góc đánh lửa tốt nhất), tức là có thể tăng tỉ số nén cao hơn một chút so với giới hạn kích nổ khi chạy ở tải lớn tốc độ thấp, nhờ đó sẽ làm tăng hiệu suất (giảm tiêu hao xăng) cho những chế độ xe thường hoạt động. Nếu dùng biến mô thủy lực, sau khi xe bắt đầu lăn bánh tốc độ động cơ có thể tới 1500 ÷ 2000 vòng/phút, tốc độ thường xuyên khi xe chạy là trên 2000 vòng/phút, trong trường hợp này có thể tăng tỉ số nén để làm tăng tính năng động lực và tính kinh tế của xe. Như vậy, tỉ số nén được chọn không nhất thiết phải thỏa mãn yêu cầu của mọi chế độ hoạt động của xe, ví dụ vẫn có thể xảy ra kích nổ khi chạy chậm và tải lớn, nhưng đây không phải là chế độ thường dùng của xe, vì vậy nhìn toàn bộ quá trình sử dụng xe ảnh hưởng của nó không lớn.

Do tính năng của xăng ngày càng cao, các loại buồng cháy ngày càng cải tiến, hiện nay trên phạm vi quốc tế tỉ số nén của động cơ xe du lịch phổ biến ở ε = 9, của động cơ xe tải ε = 8. Cũng cần chỉ rõ với ε ≥ 10 lợi ích về công suất và tính kinh tế đem lại không nhiều, ngược lại nó tạo nên rất nhiều khuyết điểm gây kích nổ và cháy sớm. Vì vậy 10, 15 năm gần đây tỉ số nén ε của động cơ xăng ở nhiều nước đều giảm tới 9 và dưới 9, nhiều nước cấm dùng xăng pha têtraêtyl chì.

Trong các động cơ điêden, tỉ số nén ε phụ thuộc vào phương pháp hình thành hòa khí của động cơ nhằm đảm bảo cho động cơ được khởi động dễ dàng khi máy lạnh. Trong động cơ điêden, tỉ số nén thấp nhất ε = 13 ÷ 16 dùng trên động cơ điêden phun nhiên liệu trực tiếp và có $\frac{F_{lm}}{V_c}$ nhỏ (F_{lm} – diện tích làm mát buồng cháy, V_c – thể tích buồng cháy). Với ε = 17 ÷ 21 dùng cho động cơ điêden có buồng cháy ngăn cách (buồng cháy dự bị, buồng cháy xoáy lốc...). Có trường hợp ε = 27 ÷ 29 dùng cho động cơ đa nhiên liệu (có thể chạy bằng nhiều loại nhiên liệu từ xăng đến nhiên liệu điêden). Các giá trị ε kể trên đều vượt xa tỉ số nén có lợi nhất (ε_{cl} = 11 ÷ 12).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Khi chọn ε cho động cơ điêden cần tính đến kích thước xilanh, vật liệu làm pittông và xilanh, chế độ tốc độ và tải của động cơ v.v... Động cơ càng nhỏ, dùng hợp kim nhẹ và chạy ở tải nhỏ càng phải có tỉ số nén ε lớn ; ngược lại động cơ càng lớn pittông và nắp xilanh làm bằng gang, thường làm việc ở tải lớn thì ε phải nhỏ.

+ Động cơ điêden tầu thủy, tầu hỏa, tĩnh tại dùng các giá trị sau :

	ε
– Động cơ thấp tốc	13 ÷ 14
– Động cơ trung tốc	14 ÷ 15
– Động cơ cao tốc	14 ÷ 18
– Động cơ cao tốc tăng áp	12 ÷ 13

+ Động cơ ôtô máy kéo :

– Động cơ xăng	6 ÷ 12
– Điêden, buồng cháy thống nhất	13 ÷ 16
– Điêden buồng cháy phân cách	17 ÷ 20

Áp suất cuối quá trình nén p_c thường nằm trong giới hạn :

Động cơ xăng : $p_c = 0,7 \div 2,0$ (MPa) ;

Động cơ điêden không tăng áp : $p_c = 3,0 \div 5,0$ (MPa) ;

Động cơ điêden tăng áp : giá trị p_c có thể biến động trong phạm vi rất rộng : từ $p_c = 4 \div 5$ (MPa) cho động cơ thấp và trung tốc tới $p_c = 5 \div 7,5$ (MPa) cho động cơ cao tốc, do đó áp suất cháy cực đại p_z có thể tới : $p_z = 7,5 \div 13$ (MPa), hoặc cao hơn.

5.3. QUÁ TRÌNH CHÁY

5.3.1. KHÁI NIỆM CƠ BẢN VỀ PHÁT HỎA VÀ BỐC CHÁY CỦA NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Lý thuyết phát hỏa và cháy có các lý thuyết : phát hỏa do nhiệt, do phản ứng dây chuyền, do cả phản ứng dây chuyền lẫn nhiệt.

1) Lý thuyết phát hỏa do nhiệt

Lý thuyết này chỉ rằng : khi hòa khí (hỗn hợp nhiên liệu và không khí) gây phản ứng ôxy hóa trong một bình chứa, nếu tốc độ nhả nhiệt của phản ứng $\dot{q}_1$ lớn hơn tốc độ tản nhiệt cho thành $\dot{q}_2$, thì nhiệt độ được tích lũy dần và nâng cao nhiệt độ hòa khí ; nếu nhiệt lượng được tích lũy theo kiểu tăng tốc, sẽ làm tăng nhanh tốc độ phản ứng, sau cùng do phản ứng đột ngột gây phát hỏa, bốc cháy.

Nếu V là thể tích bình chứa, S – diện tích thành bình, T_o – nhiệt độ thành bình và nếu hòa khí thực hiện phản ứng ở cấp n (có n phân tử khác nhau tham gia) với tốc độ phản ứng $v = K_o . C_a^n . e^{-E/RT}$ (trong đó K_o – hằng số tốc độ phản ứng ; C_a – nồng độ của hòa khí ; E – năng lượng hoạt hóa của phản ứng ; R – hằng số khí) thì tốc

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

độ nhả nhiệt của phản ứng là : $\dot{q}_1$ = v. V. ΔH (ΔH – nhiệt trị thấp của hòa khí). Thay giá trị v vào biểu thức $\dot{q}_1$ sẽ thấy $\dot{q}_1$ là hàm siêu việt của nhiệt độ T (H.5.42).

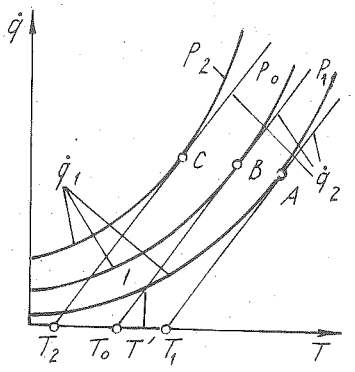
Tốc độ nhả nhiệt cho thành bình $\dot{q}_2$ bằng :

$$\dot{q}_2 = k \,.\, S(T - T_o), \ (J/s) \qquad (5\text{-}66)$$

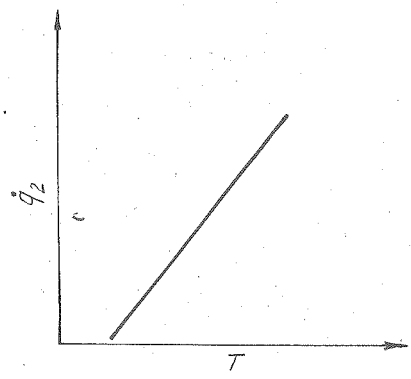
trong đó : k ($J/m^2.s.độ$) – hệ số trao đổi nhiệt ;

S (m^2) – diện tích thành bình.

Hàm $\dot{q}_2 = f(T)$ thể hiện trên hình 5.42. Nếu thay đổi áp suất trong bình, do mật độ môi chất C_a cũng thay đổi theo nên $\dot{q}_1$ cũng biến động. Tăng áp suất môi chất sẽ làm tăng $\dot{q}_1$. Nếu thay đổi nhiệt độ thành bình T_o với giả thiết hệ số trao đổi nhiệt k không thay đổi, thì độ dốc của đường $\dot{q}_2 = f(T)$ không thay đổi, nhưng điểm gốc T của hàm $\dot{q}_2$ sẽ thay đổi. Trên hình 5.43 giới thiệu các hàm $\dot{q}_1 = f(T)$ và $\dot{q}_2 = f(T)$ với ba áp suất hòa khí và ba nhiệt độ thành bình khác nhau.

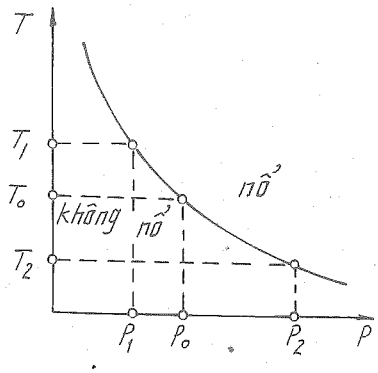


Hình 5.42. Xác định giới hạn nổ (phát hỏa).

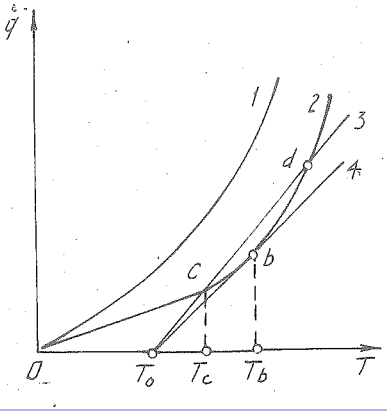


Hình 5.43. Quan hệ giữa $\dot{q}_2$ và T.

Nếu áp suất hòa khí là p_1 nhiệt độ hòa khí ban đầu và nhiệt độ thành bình T_o. Lúc đầu do $\dot{q}_1 > \dot{q}_2$ sẽ làm tăng nhiệt độ hòa khí tới T', tại đây $\dot{q}_1 = \dot{q}_2$ [điểm cắt của $\dot{q}_1 = f(T)$ và $\dot{q}_2 = f(T)$]. Nếu nhiệt độ hòa khí vượt quá điểm 1, do $\dot{q}_2 > \dot{q}_1$, nên nhiệt độ lại trở lại điểm 1, lúc đó đạt chế độ cân bằng, nhiệt độ hòa khí sẽ giữ ở T' không tăng thêm nữa. Tốc độ phản ứng sẽ không tăng, kết quả là không có hiện tượng phát hỏa. Nếu nâng cao thêm nhiệt độ thành bình thì nhiệt độ điểm ổn định 1 sẽ nâng cao dần. Khi nhiệt độ thành bình tới T_1 thì đường $\dot{q}_1$ tiếp tuyến với đường $\dot{q}_2$, tiếp điểm A được gọi là điểm cân bằng giới hạn. Tại điểm A chỉ cần áp suất hoặc nhiệt độ hòa khí hơi lớn hơn so với điểm A sẽ lập tức gây ra tích lũy nhiệt lượng rồi phát hỏa. Nhiệt độ tại điểm A được gọi là nhiệt độ phát hỏa.



Hình 5.44. Giới hạn nổ (phát hỏa).



Hình 5.45. Phát hỏa khi thay đổi hệ số truyền nhiệt.

Đồ thị trên cũng cho thấy ở trạng thái p_1, T_1 sẽ có điểm cân bằng giới hạn A, ở p_o, T_o có B và ở p_2, T_2 có C. Do đó đối

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

với nhiệt độ T_o, chỉ cần áp suất hòa khí lớn hơn p_o sẽ có phát hỏa, nếu nhỏ hơn p_o thì ngược lại sẽ không có phát hỏa. Do đó có thể thấy rằng : dựa vào lý thuyết nhiệt của phát hỏa thì việc phát hỏa của hòa khí có một giới hạn nhất định (H. 5.44), phía trên bên phải của đường giới hạn là vùng phát hỏa nổ còn phía dưới bên trái đường giới hạn là vùng không phát hỏa, nếu giảm hệ số trao đổi nhiệt k cũng làm cho hòa khí có thể phát hỏa (H. 5.45).

Như vậy có thể thấy rằng nhiệt độ phát hỏa không phải là một giá trị cố định, bất biến, không phải là một tham số vật lý của nhiên liệu hoặc của hòa khí mà là một biến số thay đổi theo điều kiện nhả và tản nhiệt.

2) Lý thuyết phát hỏa theo phản ứng dây chuyền (phản ứng xích)

Do thực tế có nhiều hiện tượng khó giải thích bằng lý thuyết phát hỏa do nhiệt, vì vậy xuất hiện lý thuyết phát hỏa do phản ứng dây chuyền để giải thích sâu hơn.

Lý thuyết phát hỏa do phản ứng dây chuyền cho rằng nhờ một kích thích ban đầu nào đó (nhiệt năng, quang năng, điện năng v.v...) tạo ra những ly tử tự do hoặc gốc tự do phát sinh của dây chuyền), các ly tử hoặc gốc tự do này được gọi là trung tâm hoặc đầu dây chuyền hoạt tính. Các trung tâm này rất dễ gây phản ứng với những phân tử bão hòa, để tạo ra những trung tâm hoạt tính mới làm cho quá trình tiếp diễn liên tục (kéo dài dây chuyền). Trong quá trình phản ứng, một dây chuyền (trung tâm hoạt tính) sau phản ứng có thể tạo ra nhiều dây chuyền mới (phân nhánh dây chuyền) làm tăng tốc độ phản ứng, tất nhiên cũng xảy ra trường hợp trung tâm hoạt tính tác dụng với khí trơ hoặc tác dụng với thành bình và bị tiêu vong (đứt dây chuyền). Tóm lại phản ứng dây chuyền gồm ba cơ chế chính : phát sinh dây chuyền ; phát triển (kéo dài và phân nhánh dây chuyền) ; kết thúc (đứt dây chuyền).

Ví dụ phản ứng dây chuyền của ôxy và hyđrô như sau :

Phát sinh dây chuyền :

$$H_2 + O_2 \rightarrow 2\dot{O}H$$

$$H_2 + M \rightarrow 2\dot{H} + M$$

$$O_2 + O_2 \rightarrow O_3 + \dot{O}$$

Phát triển (kéo dài và phân nhánh dây chuyền) :

$$\dot{H} + O_2 \rightarrow \dot{O}H + \dot{O} \text{ (phân nhánh)}$$

$$\dot{O}H + H_2 \rightarrow H_2O + \dot{H} \text{ (kéo dài)}$$

$$\dot{O} + H_2 \rightarrow \dot{O}H + \dot{H} \text{ (phân nhánh)}$$

Kết thúc hoặc gián đoạn (đứt dây chuyền) ở thành bình :

$$\dot{H} + \text{thành bình} \rightarrow \frac{1}{2}(H_2)$$

$$\dot{O}H + \text{thành bình} \rightarrow \frac{1}{2}(H_2O_2)$$

$$\dot{O} + \text{thành bình} \rightarrow \frac{1}{2}(O_2)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Kết thúc hoặc gián đoạn (đứt dây chuyền) trong không gian :

$$\dot{H} + O_2 + M \rightarrow HO_2 + M$$

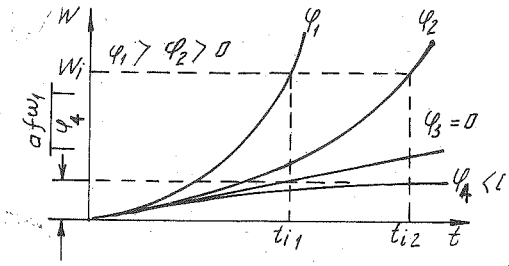
$$\dot{O} + O_2 + M \rightarrow O_3 + M$$

$$\dot{O} + H_2 + M \rightarrow H_2O + M$$

Nội dung của lí thuyết phát hỏa do phản ứng dây chuyền là : hòa khí sau khi nhận năng lượng kích thích, tạo ra các phần tử hoạt tính, sau đó trong quá trình phản ứng nếu tốc độ phát triển f lớn hơn tốc độ gián đoạn s sẽ tạo ra tích lũy các phần tử hoạt tính làm cho phản ứng được tăng tốc tới phát hỏa.

Tốc độ phát triển v của phản ứng dây chuyền :

$$v = K \frac{n_o}{f - s} [e^{(f-s)t} - 1] ;$$



Hình 5.46. Tốc độ phản ứng dây chuyền.

trong đó : f – hằng số tốc độ phát triển ;

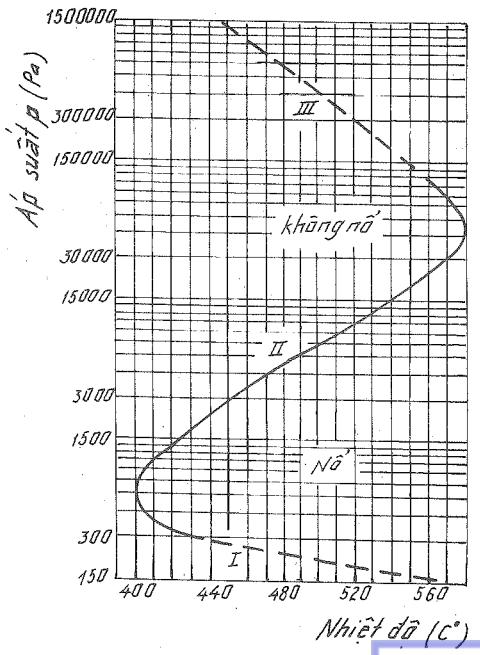
s – hằng số tốc độ kết thúc ;

n_o – tốc độ phát sinh phản ứng dây chuyền ;

K – hằng số ;

e – cơ số loga tự nhiên ;

t – thời gian.



Hình 5.47. Giới hạn phát hỏa (nổ) của H_2 và O_2 ; I, II, III các đường giới hạn.

Nếu f > s sẽ làm tăng tốc độ phản ứng phân nhánh, sau một thời gian ngắn sẽ tích lũy một số lớn các phần tử hoạt tính đủ gây tăng đột ngột tốc độ phản ứng và gây phát hỏa (các đường φ_1, φ_2 hình 5.46). Nếu f < s, tốc độ phản ứng phân nhánh có một giới hạn $v = \frac{Kn_o}{(s - f)}$, trường hợp này sẽ không gây phát hỏa, mà chỉ thực hiện phản ứng oxy hóa với một tốc độ nhất định (đường φ_4, hình 5.46). Nếu f = s thì tốc độ phản ứng $v = Kn_o t$ là một đường thẳng (đường φ_3). Đường φ_3 được coi là đường giới hạn của hai khu vực phát hỏa và không phát hỏa.

Như vậy, với những điều kiện khác nhau, phản ứng dây chuyền có dẫn đến phát hỏa hay không hoàn toàn phụ thuộc vào tình hình phát triển hoặc gây gián đoạn đối với phản ứng dây chuyền, ví dụ trường hợp thay đổi áp suất của hòa khí, khi giảm dần áp suất sẽ làm tăng phản ứng đứt dây chuyền trong

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

không gian tới mức làm cho f < s và không xảy ra phát hỏa. Tiếp tục giảm áp suất tới mức nào đó sẽ làm yếu phản ứng đứt dây chuyền trong không gian, làm cho f > s và gây phát hỏa trở lại. Nếu tiếp tục giảm áp suất hòa khí, sau khi tới một giá trị nào đó sẽ làm tăng những nhân tố gây gia tăng phản ứng đứt dây chuyền ở thành khiến f < s, khi đó lại không xảy ra phát hỏa. Những điều trình bày phần trên đã giải thích sự thay đổi giới hạn phát hỏa của phản ứng giữa H_2 và O_2 (H. 5.47).

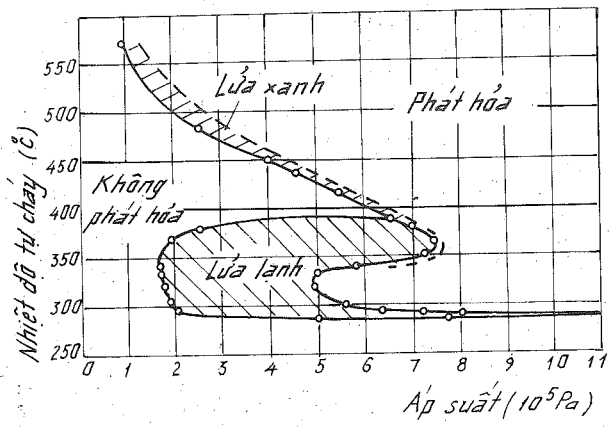
3) Lý thuyết phát hỏa do phản ứng dây chuyền và nhiệt

Loại phản ứng chỉ dựa vào nhiệt lượng do bản thân phản ứng tạo ra để tự sấy nóng và làm tăng tốc độ phản ứng được gọi là phát hỏa do nhiệt. Nếu điều kiện duy nhất của phát hỏa là do tốc độ phản ứng tạo dây chuyền vượt qua tốc độ gián đoạn gây ra, thì gọi là phát hỏa do phản ứng dây chuyền. Mặc dù oxy hóa nhiên liệu loại C_nH_m đều là phản ứng dây chuyền nhưng phát hỏa do phản ứng dây chuyền thuần túy gây ra là rất hiếm, vì hầu hết các phản ứng dây chuyền đều là phản ứng tỏa nhiệt, vì vậy trong phản ứng môi chất cũng được tự sấy nóng, tính chất sấy nóng ấy cũng ảnh hưởng tới phát hỏa.

Một phản ứng do tích lũy các phần tử hoạt tính và nhiệt để làm tăng tốc độ phản ứng tới mức phát hỏa được gọi là phát hỏa do phản ứng dây chuyền và nhiệt.

4) Oxy hóa và hiện tượng phát hỏa của nhiên liệu C_nH_m

C_nH_m là một hợp chất hydrôcacbon phức tạp, phản ứng ôxy hóa của nó phức tạp hơn nhiều so với H_2. Do phản ứng dây chuyền trước khi phát hỏa, phân tử của C_nH_m lớn hơn nhiều so với H_2, vì vậy khi nhiệt độ còn thấp cũng có thể gây cháy. Hình 5.48 giới thiệu phát hỏa của chất izôôctan. Trong phạm vi nhiệt độ 300 ÷ 400°C do việc gia tốc từ từ, các phản ứng dây chuyền phát triển chậm, làm xuất hiện ngọn lửa xanh nhạt, vì nhiệt tỏa ra không nhiều nên có tên là ngọn lửa lạnh. Phản ứng hóa học lúc ấy chủ yếu thông qua gốc perôxit được tạo ra để chuyển thành rượu etylic và CO. Ví dụ :



Hình 5.48. Giới hạn phát hỏa của izôôctan.

$$RCH_3 + O_2 \rightarrow RCH_2^- + H\text{–}O\text{–}O\text{–}$$

$$RCH_2^- + O_2 \rightarrow RCH_2\text{–}O\text{–}O\text{–} \text{ (gốc perôxit)}$$

$$RCH_2\text{–}O\text{–}O\text{–} \rightarrow RO^- + HCHO \text{ (rượu etylic)}$$

$$RO^- + H_2 \rightarrow R'CHO \text{ (rượu etylic cao cấp)} + H\text{–}O\text{–}O\text{–}$$

$$R'CHO + O_2 \rightarrow HCO^- + H\text{–}O\text{–}O\text{–}$$

$$\rightarrow CO + 2OH.$$

trong đó : R và R' gốc hydrocarbon ví dụ CH_3, C_2H_5, C_3H_7 v.v...

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nhiệt độ tiếp tục tăng sẽ xuất hiện ánh sáng xanh được gọi là ngọn lửa xanh, lúc ấy phản ứng phát sinh là CO cháy thành CO_2 :

$$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2$$

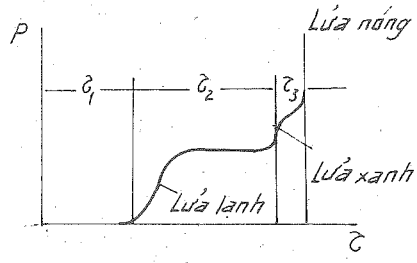
Chỉ cần vượt qua nhiệt độ phát hỏa sẽ tạo ra ngọn lửa nóng mầu vàng, các phản ứng đại diện cho giai đoạn này là :

$$CH_3O^- + O_2 \rightarrow CO + H_2O + OH$$

$$C_2H_5O^- + 2O_2 \rightarrow 2CO + 2H_2O + OH$$

$$RH + OH \rightarrow R' + H_2O$$

Do có một lượng lớn H_2O được hình thành, nên có rất nhiều nhiệt lượng tỏa ra, gây nên quá trình ôxy hóa ở nhiệt độ cao và phát triển nhanh tới mức gây nổ. Loại nổ này được bắt đầu từ lịch trình phản ứng dây chuyền và kết thúc bằng nổ nhiệt nên được gọi là nổ dây chuyền – nhiệt. Quá trình cháy của nhiên liệu hydrocarbon đều là loại nổ dây chuyền – nhiệt như vậy.



Hình 5.49. Phát hỏa nhiều giai đoạn và thời kì cháy trễ.

Thời gian của quá trình phát hỏa tương ứng với lịch trình nổ dây chuyền – nhiệt được gọi là thời gian cháy trễ, sẽ bằng tổng các thời gian cháy trễ của các ngọn lửa lạnh τ_1, ngọn lửa xanh τ_2 và ngọn lửa nóng τ_3 (H. 5.49). $\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3$. Thời gian cháy trễ τ phụ thuộc tính chất của nhiên liệu, thành phần hòa khí, áp suất và nhiệt độ môi chất. Trong phạm vi nhiệt độ và áp suất nhất định, τ được thể hiện qua biểu thức :

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

trong đó : a – hằng số phụ thuộc loại nhiên liệu ;

n – chỉ số phản ứng (phụ thuộc kiểu phản ứng) ;

E – năng lượng hoạt hóa ;

R – hằng số khí thể.

Trong khu vực cháy một pha (pha khí) do nhiệt độ cao, các mạch liên kết C và H trong hydrocarbon bị gãy do nhiệt, tạo nên các phần tử hoạt tính, đẩy mạnh phản ứng dây chuyền khiến nhiệt độ tăng lên đột ngột, kết quả càng làm tăng tốc độ gãy mạnh và kết thúc quá trình trên bằng việc phát hỏa.

5.3.2. HIỆN TƯỢNG CHÁY CỦA NHIÊN LIỆU

Hòa khí trong động cơ đốt trong được chia thành hai loại : hòa khí đều được hòa trộn trước và hòa khí không đều không được hòa trộn trước. Hiện tượng cháy của từng loại đều có đặc trưng riêng.

1) Truyền lan của màng lửa

Đặc trưng chính của việc đốt cháy hòa khí đều, được hòa trộn trước là lan truyền của màng lửa. Trong hòa khí được trộn đều, sau khi phát hỏa ở nơi nào đó, quá trình cháy của hòa khí sẽ được thực hiện bằng một tốc độ cháy nhất định nhờ màng lửa lan khắp buồng cháy.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

a) Đặc tính màng lửa của hòa khí đều

Màng lửa của hòa khí đều là một màng ngăn giữa hai khu vực đã cháy và chưa cháy. Màng lửa chiếm một dung tích rất nhỏ, đó là khu vực đang thực hiện phản ứng nhả nhiệt rất mãnh liệt ; giữa màng lửa và hòa khí chưa cháy tồn tại một gradien rất lớn và nhiệt độ và nồng độ.

Màng lửa là một loại phản ứng hóa học mãnh liệt, nó không giống các phản ứng hóa học bình thường khác. Điều kiện tiên quyết để tạo nên màng lửa là phản ứng của hòa khí phải là phản ứng nhả nhiệt, số nhiệt lượng do một đơn vị khối lượng hòa khí nhả ra phải đủ lớn để nhiệt độ của sản vật cháy lớn hơn nhiều so với nhiệt độ hòa khí. Do tốc độ phản ứng tỉ lệ với e^T (T – nhiệt độ), nên ở một điểm nào đó trong hòa khí xảy ra phản ứng, tại đó phản ứng sẽ có tốc độ rất nhanh và được thực hiện đến cùng cho tới lúc tiêu hao hết số vật chất tham gia phản ứng mới thôi. Cùng lúc ấy, các điểm khác trong hòa khí có thể không phát sinh một phản ứng hóa học nào, và vì vậy giữa màng lửa và khu lân cận của hòa khí tạo nên một gradien lớn về nhiệt độ và mật độ hòa khí. Khu màng lửa của hòa khí đều, chính là mặt ngăn cách giữa sản vật cháy và hòa khí, chiều dày màng lửa rất mỏng so với thể tích toàn bộ của buồng cháy. Sau khi kết thúc phản ứng trong màng lửa, sẽ gây ra phản ứng của lớp hòa khí lân cận tạo nên lan truyền màng lửa.

b) Lý thuyết lan truyền màng lửa

Lan truyền màng lửa là chỉ sự lan truyền của khu vực cháy (màng lửa tiên phong) sang khu hòa khí chưa cháy. Có hai lý thuyết lan truyền màng lửa như sau :

Lý thuyết nhiệt về lan truyền màng lửa. Nhiệt lượng của khu đã cháy tạo ra, truyền cho lớp hòa khí lân cận chưa cháy làm tăng nhanh tốc độ phản ứng để hòa khí bốc cháy.

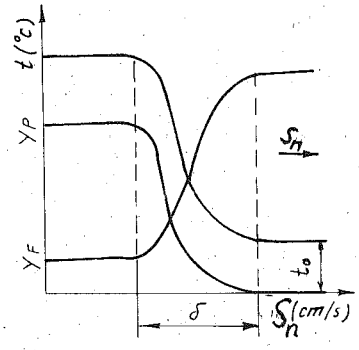
Lý thuyết phản ứng dây chuyền về lan truyền màng lửa. Các phần tử hoạt tính như O, OH được tích lũy cao trong khu vực màng lửa, một mặt tạo phản ứng cháy cuối cùng trong màng lửa, mặt khác được khuếch tán nhanh sang lớp lân cận của hòa khí làm tăng nhanh tốc độ phản ứng ôxy hóa tại đây.

So với số liệu thực nghiệm, cả hai lý thuyết trên đều không hoàn toàn phù hợp với thực tế. Đối với các hiện tượng thực tế, mỗi lý thuyết đều thể hiện những mặt mạnh, mặt yếu của mình. Nhưng những kết luận trên nhiều mặt rút ra từ hai lý thuyết trên đều thống nhất với nhau.

c) Tốc độ lan truyền màng lửa S_n

S_n chỉ tốc độ di động của màng lửa tiên phong theo hướng pháp tuyến về phía hòa khí, đôi khi còn gọi là tốc độ lan màng lửa theo hướng pháp tuyến hoặc tốc độ lan màng lửa chảy tầng (H. 5.50).

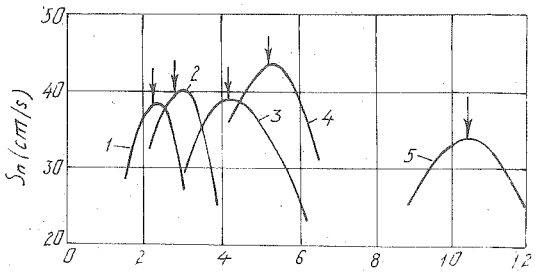
Bên trái màng lửa là sản vật cháy, bên phải là hòa khí chưa cháy. Nếu hòa khí chạy sang trái với tốc độ S_n thì vị trí màng lửa đứng yên tại chỗ. Mặt trong của màng lửa nhiệt độ t tăng lên đột ngột, mật độ hòa khí Y_F giảm, mật độ sản vật cháy Y_p tăng. Nếu chia nhỏ màng lửa hơn nữa thì phần tiếp giáp với hòa khí là phần sấy nóng, còn phần tiếp giáp với sản vật cháy là phần phản ứng.



Hình 5.50. Cấu tạo của màng lửa tiên phong và lan truyền của màng lửa chảy tầng.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu nhiên liệu là hợp chất C_nH_m, thì ở điều kiện áp suất khí trời và nhiệt độ $t_o = 20^oC$, giá trị cực đại của S_n đạt tới 30 ÷ 50cm/s, chiều dày màng lửa khoảng 1mm. Tốc độ lan màng lửa S_n càng lớn thì màng lửa càng mỏng. Tốc độ màng lửa chảy tầng chỉ phụ thuộc vào tính chất lý – hóa của hòa khí như : tỷ nhiệt ; hệ số dẫn nhiệt ; nhiệt trị của hòa khí, mà không phụ thuộc vào loại bình chứa và trạng thái lưu động của dòng khí v.v... Vì vậy với thành phần hòa khí lí thuyết, mỗi loại nhiên liệu có tốc độ lan truyền màng lửa khác nhau. (H. 5.51).



Hình 5.51. Tốc độ lan màng lửa của nhiên liệu C_nH_m
1 – hecxan ($n-C_6H_{14}$) ; 2 – benzen ; 3 – propan ;
4 – propylen ; 5 – mêtan – mũi tên chỉ $\alpha = 1$.

d) Tốc độ lan truyền màng lửa biểu kiến S_f

Khi thử nghiệm trong bình kín, tốc độ di động của màng lửa so với mặt bình được gọi là tốc độ biểu kiến. Tốc độ này khác với tốc độ lan truyền S_n của màng lửa, vì trong S_f có cả tốc độ đẩy màng của sản vật cháy S_d do giãn nở của số hòa khí đã cháy gây ra. Giữa chúng có mối liên hệ sau :

$$S_n = S_f - S_d \qquad (5\text{–}67)$$

Nếu đồng thời đo cả biến thiên của áp suất xilanh sẽ tìm được tỉ số $\frac{S_f}{S_n}$ như sau :

$$\frac{S_f}{S_n} = 1 + \frac{1}{k}\left(\frac{p_2}{p} - 1\right) \qquad (5\text{–}68)$$

trong đó : k – chỉ số đoạn nhiệt ;

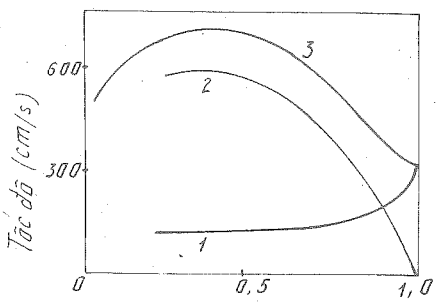
p_2 – áp suất cuối thời kỳ cháy ;

p – áp suất tức thời trong quá trình cháy.

Hình 5.52 giới thiệu biến thiên của S_n, S_d và S_f theo bán kính màng lửa khi dùng buồng cháy hình cầu, buji đặt ở tâm buồng cháy.

e) Lan truyền màng lửa chảy rối

Khi hòa khí từ trạng thái chảy tầng chuyển thành chảy rối thì lan truyền của màng lửa chảy tầng sẽ chuyển thành lan truyền của màng lửa chảy rối. So với màng lửa chảy tầng thì tốc độ lan truyền của màng lửa chảy rối nhanh hơn, màng lửa dày hơn ; chảy rối dùng ở đây là để chỉ trong lưu trường có những khối hòa khí nhỏ chuyển động kiểu mạch động vô nguyên tắc. Trong dòng chảy rối, do mạch động của tốc độ dòng chảy làm biến dạng bề mặt màng lửa. Quy mô chảy rối khác nhau sẽ làm cho bề mặt màng lửa biến dạng khác nhau.



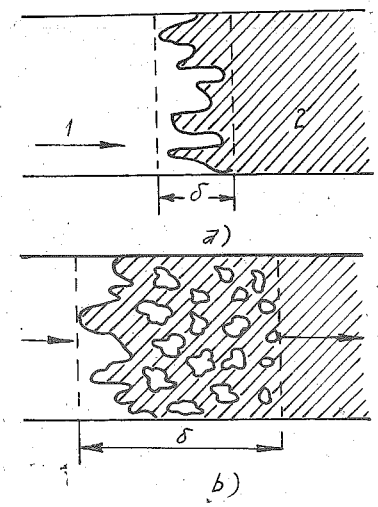
Hình 5.52. Tốc độ biểu kiến, tốc độ màng lửa và tốc độ đẩy
1 – tốc độ màng lửa ;
2 – tốc độ đẩy ;
3 – tốc độ biểu kiến.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Dựa vào mối quan hệ giữa l (l = u'.τ' – trong đó u' là tốc độ trung bình của mạch động ; τ' – thời gian tồn tại trung bình của mạch động, tức là thời gian để mạch động chuyển động với u' và không đổi hướng) và chiều dày màng lửa δ người ta chia màng lửa chảy rối thành hai loại : loại quy mô nhỏ và loại quy mô lớn.

1. Màng lửa chảy rối quy mô nhỏ $l \ll \delta$. Trong trường hợp này quy mô màng lửa chảy rối không gây ảnh hưởng nhiều tới hình dạng màng lửa. Dạng màng lửa vẫn tương tự như màng lửa chảy tầng, nhưng trao đổi nhiệt và phần tử hoạt tính giữa màng lửa và lớp hòa khí lân cận không chỉ dựa vào vận động phân tử, mà chủ yếu còn dựa vào chuyển động mạch động của những khối khí nhỏ trong màng lửa, làm cho tốc độ truyền nhiệt và truyền phần tử hoạt tính tới lớp hòa khí lân cận được tăng lên đột ngột, làm tăng tốc độ lan truyền theo hướng pháp tuyến của màng lửa. Nói chung có thể làm tăng tốc độ khoảng 10 lần.

2. Màng lửa chảy rối quy mô lớn $l > \delta$ (H. 5.53a), trường hợp này hình dạng màng lửa bị uốn cong và trở nên mấp mô làm tăng diện tích. Lúc ấy mặc dù tốc độ lan truyền theo hướng pháp tuyến vẫn tương tự như trường hợp của màng lửa chảy tầng, nhưng do diện tích tăng lên nhiều làm cho tốc độ lan truyền tăng nhanh. Càng tăng quy mô chảy rối, chuyển động mạch động của các khối khí nhỏ có thể làm đứt các mặt mấp mô của màng lửa tạo ra nhiều khối hòa khí phân tán (H. 5.53b), làm tăng diện tích và tăng tốc độ cháy, đó là trường hợp thường gặp trong kỹ thuật. Nếu coi tiết diện nguyên thủy của màng lửa chảy tầng F_T là đương lượng của tiết diện màng lửa chảy rối, dựa vào phương trình cân bằng khối lượng đi qua F_T, bằng tốc độ chảy rối S_r và qua diện tích mấp mô của màng lửa F_n với tốc độ chảy tầng S_n sẽ có :



Hình 5.53. Mặt tiên phong của màng lửa chảy rối
a) Mặt nhăn nhúm ;
b) Các khối hòa khí phân tán ;
1 – hòa khí mới ; 2 – sản vật cháy.

$$\rho_o . S_r F_T = \rho_o S_n F_n$$

và từ đó :

$$\frac{S_r}{S_n} = \frac{F_n}{F_T} \qquad (5\text{–}69)$$

trong đó : ρ_o – mật độ hòa khí ;

S_r, S_n – tốc độ lan của màng lửa chảy rối và chảy tầng ;

F_T, F_n – diện tích màng lửa nguyên thủy và màng lửa lồi lõm do chảy rối tạo ra.

Có nhiều cách tính F_n, có F_n sẽ tìm được :

$$S_r = S_n . \frac{F_n}{F_T} = S_n \frac{\left(F_T + \frac{U_r}{S_n} . F_T\right)}{F_T}$$

Từ đó :

$$S_r = S_n + U_r \qquad (5\text{–}70)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

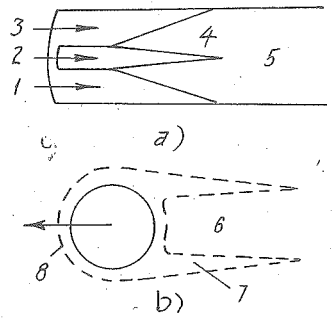
Cường độ cháy rối U_r càng mạnh càng làm tăng S_r. Càng tăng U_r, vị trí của S_n càng trở nên nhỏ bé trong S_r. Với cường độ cháy rối mạnh thì những nhân tố gây ảnh hưởng đến tốc độ lan màng lửa cháy tầng S_n (ví dụ thành phần hòa khí) chỉ còn ảnh hưởng rất nhỏ tới tốc độ lan của màng lửa cháy rối S_r. Như vậy ở cường độ cháy rối mạnh, tốc độ lan của màng lửa tỉ lệ thuận với S_r, vì hầu như chúng không liên quan đến S_n.

2) Ngọn lửa khuếch tán

Cháy của hòa khí không đều, không được hòa trộn trước, thuộc lĩnh vực ngọn lửa khuếch tán.

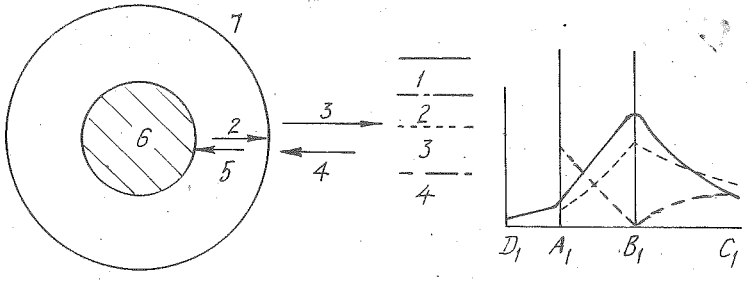
a) Đặc trưng của ngọn lửa khuếch tán

Ngọn lửa khuếch tán là do một lớp trong khu phản ứng nhả nhiệt tạo thành, nó tạo nên lớp ngăn cách giữa dòng nhiên liệu và dòng chất ôxy hóa (H. 5.54). Nhiên liệu và chất ôxy hóa đều tạo ra gradien đối với màng lửa, vì vậy chúng đều khuếch tán vào khu phản ứng tạo nên hòa khí và bốc cháy. Tốc độ phản ứng trong ngọn lửa khuếch tán cũng như sự tiến triển của ngọn lửa phụ thuộc vào nhiều nhân tố như : khuếch tán, hòa trộn v.v...



Hình 5.54. Ngọn lửa khuếch tán
a) Nhiên liệu khí ;
b) Hạt nhiên liệu ;
1,3 – không khí ; 2 – nhiên liệu ;
4,7 – khu phản ứng ; 5,6 – sản vật cháy ; 8 – hơi nhiên liệu.

Ngọn lửa khuếch tán có thể là đồng pha cũng có thể là không đồng pha (pha phức tạp). Trong ngọn lửa khuếch tán đồng pha, nhiên liệu và chất ôxy hóa đều ở dạng khí, trong ngọn lửa khuếch tán không đồng pha nhiên liệu thể lỏng được cháy trong chất ôxy hóa thể khí.



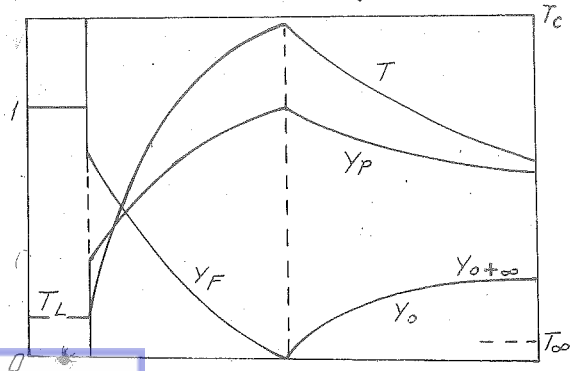
Hình 5.55. Mô hình cháy của hạt nhiên liệu
1 – nhiệt độ ; 2 – hơi nhiên liệu ; 3 – sản vật cháy ;
4 – ôxy ; 5 – nhiệt lượng ; 6 – hạt nhiên liệu ; 7 – vòng lửa.

So với ngọn lửa của hòa khí đều được chuẩn bị trước, trong ngọn lửa khuếch tán, tốc độ phản ứng nhả nhiệt chậm hơn, khu vực phản ứng dày hơn. Ngoài ra do ảnh hưởng của nhiệt độ lớn các hạt C được phân giải từ nhiên liệu, gây phản xạ ánh sáng làm cho ngọn lửa trở nên sáng rực.

b) Mô hình cháy của một giọt nhiên liệu lỏng

Mô hình cháy một giọt nhiên liệu đơn giản nhất là : giọt nhiên liệu và màng lửa đều là các mặt cầu đồng tâm (H. 5.55).

Nhiên liệu bay hơi sau khi hấp thụ nhiệt, hơi nhiên liệu từ bề mặt hạt khuếch tán và nóng dần lên, còn chất ôxy hóa ở môi trường xung quanh cũng khuếch tán vào mặt màng lửa. Tại bề mặt màng lửa chúng hòa trộn với nhau và bốc cháy, sản vật cháy từ khu vực màng lửa khuếch tán ra môi trường xung quanh. Cháy xong, nhiệt lượng tạo ra truyền cho môi trường xung quanh làm tăng nhiệt độ ở đây. Hình 5.56



Hình 5.56. Phân bố nhiệt độ và nồng độ trong ngọn lửa khuếch tán.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

giới thiệu biến thiên của nhiệt độ T và nồng độ của O_2 - Y_O, nồng độ nhiên liệu - Y_F và nồng độ sản vật cháy - Y_p theo hướng vuông góc với diện tích màng lửa. Phía nhiên liệu của màng lửa, hòa khí chứa nhiều nhiên liệu, không có O_2. Ở nhiệt độ cao, các phân tử C_nH_m của nhiên liệu bị phân giải và tích hợp, một mặt tạo ra các phân tử H_2, mặt khác tạo nên các hạt C và keo dầu. Ở nhiệt độ lớn các hạt C và keo dầu bức xạ các tia mầu vàng trắng sáng rực, sau đó vào khu phản ứng tạo thành CO_2.

Nhiên liệu của ngọn lửa khuếch tán này xuất xứ từ lượng hơi được bay hơi ở bề mặt giọt nhiên liệu. Do đó số lượng nhiên liệu bốc cháy trong một đơn vị thời gian, tức là tốc độ cháy phụ thuộc vào tốc độ bay hơi của hạt, nâng cao tốc độ bay hơi của nhiên liệu từ bề mặt hạt sẽ có thể làm tăng tốc độ cháy.

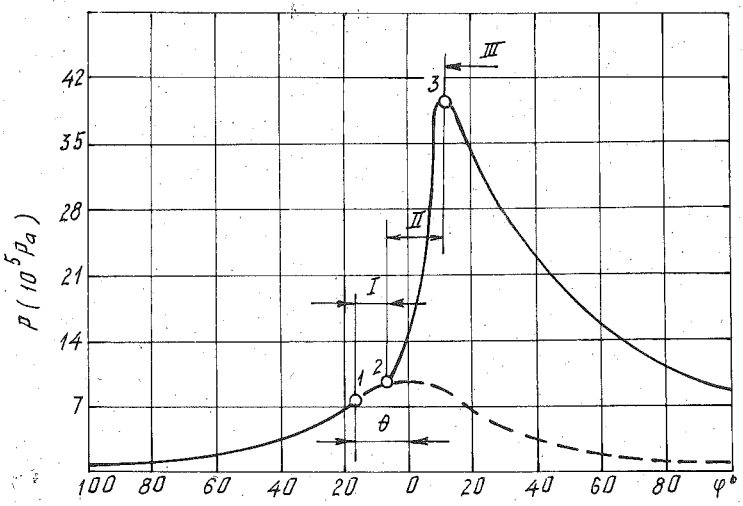
5.3.3. QUÁ TRÌNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ CHÂM CHÁY CƯỠNG BỨC

Trong động cơ châm cháy cưỡng bức, quá trình cháy được bắt đầu từ nguồn lửa xuất hiện ở cực buji trong môi trường hòa khí đều được hòa trộn trước, sau đó xuất hiện màng lửa lan truyền theo mọi hướng tới khắp không gian buồng cháy. Trong quá trình cháy hóa năng của nhiên liệu được chuyển thành nhiệt năng làm tăng áp suất và nhiệt độ môi chất. Nếu nhiên liệu được cháy càng kiệt, kịp thời thì năng lượng nhiệt nhả ra được chuyển thành công càng tốt làm tăng công suất và hiệu suất động cơ.

1) Diễn biến bình thường của quá trình cháy trong động cơ châm cháy cưỡng bức

Diễn biến bình thường của quá trình cháy động cơ châm cháy cưỡng bức đều bắt đầu từ cực buji, tạo nên màng lửa rồi lan truyền với tốc độ tăng dần theo mọi hướng tới khi đốt hết hòa khí.

Có nhiều phương pháp nghiên cứu quá trình cháy trong buồng cháy động cơ, thường dùng nhất là vẽ đồ thị công p - φ, tức là đồ thị thể hiện biến thiên của áp suất p trong xilanh theo góc quay φ của trục khuỷu. Trên nắp xilanh lắp một bộ cảm biến áp suất, góc quay trục khuỷu đặt trên trục hoành, dao động ký ghi lại sự biến thiên của áp suất trong xilanh p theo góc quay trục khuỷu φ. Dựa vào biến thiên của $p = f(\varphi)$ có thể biết tình hình tiến triển của quá trình cháy. Phương pháp này tuy không cho biết rõ cơ lý của quá trình cháy cũng như tình hình lan truyền màng lửa, nhưng cho biết rõ hiệu quả thực tế của quá trình, về mặt kỹ thuật thì đây là một phương pháp hữu hiệu đơn giản.



Hình 5.57. Quá trình cháy của động cơ xăng châm cháy cưỡng bức
I - cháy trễ, II - cháy nhanh ; III - cháy rớt ;
1 - đánh lửa ; 2 - hình thành màng lửa trung tâm ;
3 - áp suất lớn nhất p_z.

Ngoài phương pháp xác định đồ thị công $p = f(\varphi)$, người ta còn dùng phương pháp chụp ảnh nhanh quá trình cháy : dựa vào một dãy các bức ảnh liên tiếp chụp được sẽ biết tình hình tiến triển của quá trình cháy trong xilanh. Đồ thị p - φ điển hình của quá trình cháy bình thường thể hiện trên hình 5.57, điểm

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

1 – bắt đầu đánh lửa, cách ĐCT một góc θ được gọi là góc đánh lửa sớm ; điểm 2 – là thời điểm đường áp suất tách khỏi đường nén ; điểm 3 – là thời điểm đạt áp suất cực đại. Điểm áp suất cực đại và điểm nhiệt độ cực đại không trùng nhau. Điểm nhiệt độ cực đại thường xuất hiện muộn hơn so với áp suất cực đại. Dựa vào đặc trưng biến thiên áp suất trên đồ thị p – φ, người ta chia quá trình cháy của động cơ châm cháy cưỡng bức thành ba thời kì.

a) Thời kì cháy trễ I (từ điểm 1 đến điểm 2) tính từ lúc đánh lửa đến khi áp suất p tăng đột ngột. Trong thời kì này áp suất trong xilanh thay đổi tương tự như trường hợp không đánh lửa, phân tích các bức ảnh chụp được cũng thấy thời kì này được tính từ lúc bắt đầu đánh lửa, qua một thời gian ngắn đến lúc xuất hiện nguồn lửa được gọi là màng lửa trung tâm. Thời điểm xuất hiện màng lửa trung tâm không nhất thiết trùng với thời điểm tăng đột ngột của áp suất p. Thông thường màng lửa trung tâm xuất hiện trước một chút so với thời điểm tăng đột ngột của p. Nhưng nhiều khi để đơn giản người ta không cần phân biệt rõ rệt hai thời điểm này.

Phân tích thời kì cháy trễ thấy rằng, sau khi buji đã bật tia lửa điện, hòa khí trong xilanh không cháy ngay mà phải thực hiện một loạt phản ứng sơ bộ tạo nên sản vật trung gian v.v... Trong thời kì này nhiệt lượng nhả ra của các phản ứng rất nhỏ, vì vậy không thấy rõ sự khác biệt của nhiệt độ và áp suất so với trường hợp không đánh lửa.

Thời kỳ cháy trễ dài hay ngắn phụ thuộc vào nhiều yếu tố : tính chất, trạng thái (áp suất, nhiệt độ) của hòa khí trước khi đánh lửa, năng lượng của tia lửa điện v.v...

b) Thời kỳ cháy nhanh II được tính từ điểm 2 đến điểm 3 (điểm có áp suất cực đại). Thời kì này cũng tương ứng với thời kì lan truyền của màng lửa tính từ lúc xuất hiện màng lửa trung tâm tới khi màng lửa lan truyền khắp buồng cháy. Màng lửa của động cơ châm cháy cưỡng bức hầu hết là màng lửa chảy rối. Trong quá trình lan truyền, màng lửa có dạng mặt cầu nhấp nhô lồi lõm. Trong thời kì này màng lửa được lan truyền với tốc độ tăng dần, hòa khí trong xilanh có phản ứng ôxy hóa ngày một mãnh liệt và nhả ra một số nhiệt lượng lớn, trong khi dung tích xilanh thay đổi ít làm cho áp suất và nhiệt độ môi chất tăng nhanh.

Thời kì cháy nhanh là giai đoạn chính trong quá trình cháy hòa khí của động cơ xăng, phần lớn nhiệt lượng được nhả ra trong giai đoạn này ; quy luật nhả nhiệt sẽ quyết định việc tăng áp suất, tức là quyết định khả năng đẩy pittông sinh công, vì vậy thời kì này có ảnh hưởng quyết định tới tính năng của động cơ xăng.

Nhìn từ khía cạnh nâng cao hiệu suất nhiệt của chu trình, thì cần thời gian cháy càng nhanh càng tốt. Muốn rút ngắn thời gian cháy phải nâng cao tốc độ cháy, làm cho áp suất cực đại và nhiệt độ cực đại xuất hiện tại vị trí gần sát ĐCT, khiến số nhiệt lượng nhả ra được lợi dụng đầy đủ, làm tăng công suất và hiệu suất động cơ.

Khi phân tích quá trình cháy cần phân biệt rõ hai khái niệm : tốc độ lan truyền màng lửa S_r (m/s) và tốc độ cháy U (kg/m^2.s). S_r thể hiện tốc dộ chuyển dịch của màng lửa theo hướng pháp tuyến, còn U thể hiện khối lượng hòa khí được một đơn vị diện tích màng lửa đốt cháy trong một đơn vị thời gian. Mối quan hệ giữa S_r và U như sau :

$$U = \gamma . S_r$$

trong đó : γ – khối lượng riêng của hòa khí (kg/m^3).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

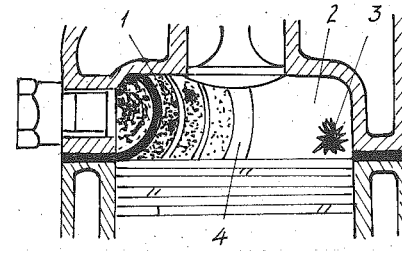
Số nhiệt lượng Q nhả ra trong một đơn vị thời gian :

$$Q = U.F_T.H_m = \gamma.S_r.F_T.H_m \ (kJ/s) \ ;$$

trong đó : F_T – diện tích màng lửa (m^2) ;

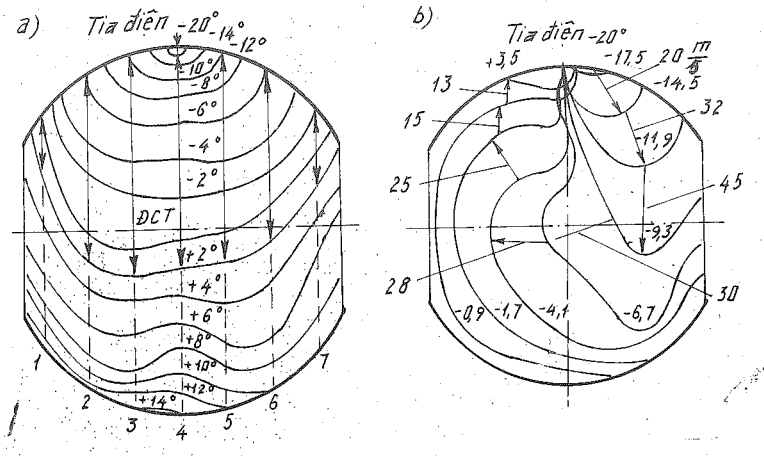
H_m – nhiệt trị của hòa khí (kJ/kg).

Từ đó thấy rằng quy luật nhả nhiệt của thời kì cháy nhanh, tức quy luật biến thiên của Q phụ thuộc tốc độ lan truyền màng lửa S_r, diện tích màng lửa F_T và mật độ môi chất γ. Màng lửa lan càng rộng, γ càng lớn vì lúc ấy số hòa khí chưa cháy phải chịu sự chèn ép của phần đã cháy gây ra. Số hòa khí cháy cuối cùng bị chèn ép tới 7 ÷ 8 lần (h. 5.58).



Hình 5.58. Sơ đồ lan màng lửa
1 – sản vật cháy ; 2 – hòa khí chưa cháy bị chèn ép ; 3 – trung tâm phát hỏa tự cháy ; 4 – màng lửa.

Trường hợp cháy bình thường, tốc độ lan màng lửa vào khoảng 10 ÷ 30 m/s, diện tích màng lửa thay đổi theo quy luật phân bố dung tích của buồng cháy, đặc điểm lưu động của môi chất, vị trí đặt buji v.v... Hình 5.59 giới thiệu sơ đồ phân bố này và tốc độ lan màng lửa. Sơ đồ a với $S_r \leqslant$ 16 m/s, sơ đồ b với S_r tới 45 m/s. Tốc độ lan truyền và diện tích màng lửa càng lớn sẽ làm cho tốc độ cháy, tốc độ nhả nhiệt, áp suất và nhiệt độ môi chất trong xilanh trong thời kì cháy nhanh tăng lên càng nhiều làm cho công suất và hiệu suất động cơ đều được cải thiện tốt hơn. Tuy vậy tốc độ cháy không thể lớn quá nếu không sẽ làm tăng nhanh tốc độ tăng áp suất, gây va đập cơ khí, tăng tiếng ồn làm cho hoạt động của động cơ trở nên thô bạo, gây tăng mài mòn chi tiết và giảm tuổi thọ sử dụng động cơ. Tốc độ tăng áp suất trung bình của thời kì cháy nhanh được thể hiện qua $\left(\frac{p_3 - p_2}{\varphi_3 - \varphi_2} = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}\right)$, còn giá trị tức thời là $\frac{dp}{d\varphi}$. Thông thường phải hạn chế $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ trong giới hạn (1,75 ÷ 2,5) × 10^5 Pa/độ góc quay trục khuỷu, mặt khác phải điều khiển để áp suất cực đại (điểm 3, H.5.57) được xuất hiện sau ĐCT khoảng 10 ÷ 15° góc quay trục khuỷu, lúc ấy động cơ sẽ chạy êm, nhẹ nhàng và có tính năng động lực tốt.



Hình 5.59. Sơ đồ phân bố màng và tốc độ màng lửa
a) Chuyển động dòng khí rất yếu; b) Chuyển động xoáy mạnh của dòng khí.

c) Thời kì cháy rớt III được tính từ điểm 3 (điểm áp suất cực đại) trở đi. Mặc dù cuối thời kì II màng lửa đã lan khắp buồng cháy, nhưng do hòa khí phân bố không thật đều, điều kiện áp suất và nhiệt độ ở mọi khu vực trong buồng cháy không hoàn toàn giống nhau, nên có những khu vực nhiên liệu chưa cháy hết. Trong quá trình

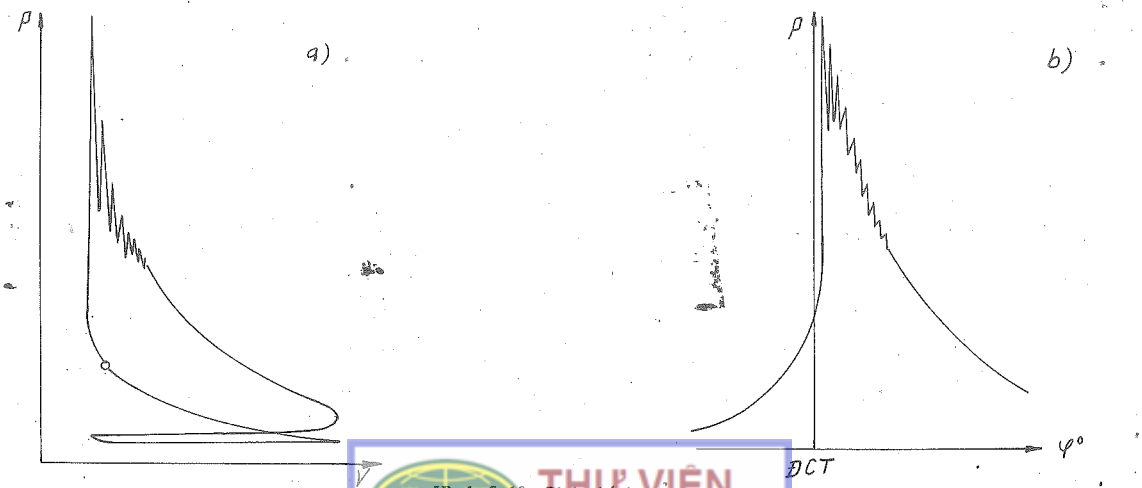
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

giãn nở, do điều kiện hòa trộn thay đổi sẽ làm cho số nhiên liệu chưa cháy được hòa trộn và bốc cháy tiếp tạo nên thời kì cháy rớt. Trong thời kì này, nhiệt lượng nhả ra tương đối ít, dung tích động cơ lại tăng nhanh nên áp suất trong xilanh sẽ giảm dần theo góc quay trục khuỷu. Thời kì cháy rớt dài hay ngắn là tùy thuộc vào số lượng hòa khí cháy rớt, nhìn chung đều mong muốn rút ngắn thời kì cháy rớt. Nhưng cũng có trường hợp cháy rớt còn kéo dài sang cả quá trình thải, thậm chí đến khi bắt đầu quá trình nạp của chu trình kế tiếp, khí thải đang cháy còn chui vào đường nạp đốt cháy hòa khí tại đây, đó là hiện tượng hồi hỏa của động cơ xăng (nổ trên đường nạp). Nói chung thời kì cháy rớt của động cơ xăng thường ngắn.

2) Những hiện tượng cháy không bình thường trong động cơ châm cháy cưỡng bức

a) Cháy kích nổ

1. Hiện tượng cháy kích nổ. Sau khi bật tia lửa điện và hình thành màng lửa thì màng lửa bắt đầu lan truyền. Trong quá trình lan truyền, áp suất và nhiệt độ phần hòa khí ở phía trước màng lửa được tăng lên liên tục do bức xạ nhiệt và do bị chèn ép bởi kết quả nhả nhiệt của phần hòa khí đã cháy gây ra, làm gia tăng phản ứng hóa học tại khu vực phía trước màng lửa. Càng ở xa màng lửa trung tâm, phản ứng phía trước màng lửa của hòa khí càng sâu. Nếu màng lửa lan tới kịp thời đốt cháy số hòa khí này thì đó là hiện tượng cháy bình thường. Nếu số hòa khí trên tự phát hỏa bốc cháy khi màng lửa chưa lan tới sẽ tạo nên màng lửa mới. Do quá trình chuẩn bị hóa học tạo bởi những phản ứng phía trước màng lửa đã chín muồi, nên màng lửa mới sẽ lan truyền với tốc độ lớn. Dựa trên kết quả chụp ảnh nhanh thấy rằng, tốc độ lan truyền của màng lửa mới đạt tới 1500 ÷ 2000 m/s, làm cho hòa khí chưa cháy được bốc cháy với tốc độ cực lớn. Trên thực tế hiện tượng bốc cháy kể trên mang tính nổ phá. Do tốc độ cháy nhanh, dung tích hòa khí không kịp giãn nở làm cho áp suất và nhiệt độ tăng lên đột ngột, tạo nên sóng áp suất, truyền đi mọi phương theo tốc độ truyền âm, đập vào thành vách xilanh tạo nên tiếng gõ kim loại sắc và đanh. Hiện tượng cháy kể trên được gọi là cháy kích nổ. Qua đồ thị p – V và p – φ của động cơ trong trường hợp cháy kích nổ (hình 5.60a, b) thấy rằng : áp suất môi chất từ cuối thời kì cháy nhanh có dao động rất lớn, chỉ điều đó cũng chứng minh sự tồn tại của sóng áp suất kích nổ. Khi cháy kích nổ ngoài việc gây tiếng gõ kim loại, do



Hình 5.60. Cháy kích nổ
a) Đồ thị p ; b) Đồ thị p – φ

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

nhiệt độ cao (có khu vực tới 4000°C), CO_2 và sản vật cháy còn bị phân hủy thành CO, NO hoặc muội cácbon C v.v... làm xuất hiện khói đen và tàn than đỏ một cách gián đoạn trong dòng khí xả. Do truyền động qua lại của sóng áp suất, kích nổ đã gây phá hoại bề mặt của thành xilanh, cũng như lớp dầu nhờn phủ trên bề mặt này. Kết quả sẽ làm tăng tản nhiệt cho thành xilanh, làm tăng nhiệt các chi tiết máy trong buồng cháy, hệ thống làm mát trở nên quá nóng, đồng thời gia tăng tổn thất nhiệt. Vì vậy không cho phép động cơ hoạt động lâu ở tình trạng cháy kích nổ, nếu không chẳng những công suất và tính kinh tế (hiệu suất) của động cơ sẽ kém mà còn gây cháy pittông, xupáp, làm hỏng bạc, phá vỡ lớp sứ cách điện của buji v.v... Nhưng nếu chỉ cháy kích nổ nhẹ trong thời gian rất ngắn, sẽ không gây tác hại rõ rệt đối với động cơ.

2. Các nhân tố ảnh hưởng tới kích nổ. Có rất nhiều nhân tố ảnh hưởng tới kích nổ. Để tiện phân tích có thể lí giải việc phát sinh kích nổ như sau : sau khi đã bật tia lửa điện, màng lửa trung tâm bắt đầu lan truyền, đồng thời xảy ra phản ứng phía trước màng lửa của phần hòa khí chưa cháy, những phản ứng trên là tiền đề chuẩn bị phát hỏa. Nếu gọi t_1 là thời gian lan truyền của màng lửa (tính từ lúc màng lửa trung tâm bắt đầu lan đến khi màng lửa lan hết buồng cháy) và t_2 là quãng thời gian từ lúc màng lửa trung tâm bắt đầu lan, tới khi hòa khí chưa cháy tự phát hỏa. Nếu $t_1 < t_2$ sẽ không có kích nổ, còn nếu $t_1 > t_2$ sẽ xảy ra kích nổ. Lý giải như vậy có thể thấy rằng : bất kì một nhân tố nào làm giảm t_1 và làm tăng t_2 đều làm giảm khuynh hướng kích nổ, ngược lại các nhân tố làm tang t_1 và giảm t_2 đều làm tăng khuynh hướng kích nổ.

Vì vậy có thể thấy rằng rút ngắn hành trình lan truyền của màng lửa cũng như tăng tốc độ lan truyền của màng lửa đều làm giảm t_1 ; giảm nhiệt độ hoặc tăng hàm lượng khí sót của phần hòa khí ở khu vực cuối hành trình màng lửa đều làm cho hòa khí trở thành quá đậm hoặc quá nhạt, gây tác dụng tương tự như sử dụng nhiên liệu có số ốctan cao, làm tăng t_2. Có rất nhiều nhân tố để thực hiện các yêu cầu trên nhưng những nhân tố chính gồm : phẩm chất nhiên liệu (số ốctan), tỉ số nén ε, cấu tạo buồng cháy, thời gian đánh lửa, thành phần hòa khí, và chế độ làm việc của động cơ thể hiện qua tốc độ và chế độ tải của động cơ... Ngoài số ốctan đã được giới thiệu ở chương 3, phần sau sẽ phân tích kỹ các nhân tố còn lại. Cần nhấn mạnh rằng : khi đã chọn tỉ số nén ε, thì phẩm chất của nhiên liệu (số ốctan) sẽ có ảnh hưởng quyết định đối với sự phát sinh cũng như cường độ của cháy kích nổ.

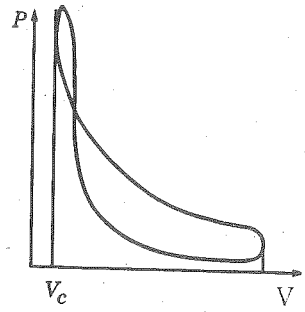
b) Cháy sớm (hoặc đánh lửa bề mặt), (hình 5.61 và 5.62)

Cháy sớm xảy ra trước khi buji bật tia lửa điện, làm sai quy luật cháy bình thường của động cơ. Có hiện tượng cháy sớm của hòa khí trong xilanh động cơ vì xuất hiện những điểm hoặc mặt nóng rực trong buồng cháy, phần lớn do muội than tích nhiệt trên tán xupáp thải hoặc trên cực buji.

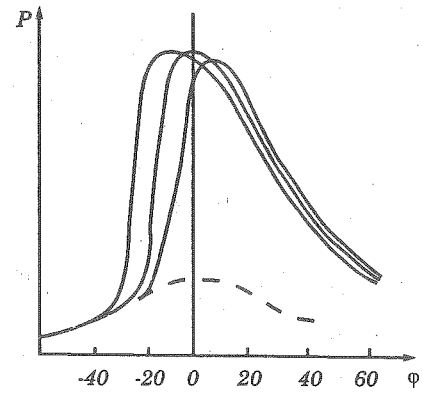
Đặc trưng bên ngoài của hiện tượng cháy sớm cũng tương tự như cháy kích nổ, không những gây tiếng gõ kim loại mạnh (tiếng gõ do cháy sớm tạo ra hơi trầm, đục) mà còn làm cho áp suất tăng cao, gây tăng phụ tải đối với chi tiết động cơ, rút ngắn tuổi thọ sử dụng, do đó cũng là hiện tượng không mong muốn xảy ra của động cơ đánh lửa cưỡng bức. Nhưng cháy sớm và cháy kích nổ là hai hiện tượng khác nhau. Cháy sớm là do kết quả châm cháy hòa khí của một điểm hoặc một diện tích nhỏ nóng rực tạo ra, nói chung cháy sớm xuất hiện trước thời điểm bật tia lửa điện, và không tạo ra sóng áp suất, còn cháy kích nổ là kết quả của việc tự phát hỏa của phần hòa khí ở khu vực cuối hành trình màng lửa, khi màng lửa chưa lan tới, do bị chèn

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

ép ngày càng mạnh của những phần môi chất đã cháy gây ra ; cháy kích nổ xuất hiện sau khi đã bật tia lửa điện và cháy kích nổ tạo ra sóng áp suất truyền qua lại trong xilanh động cơ.



Hình 5.61. Cháy sớm trên đồ thị p-V.



Hình 5.62. Nhiều chu trình cháy sớm liên tiếp (đồ thị p-φ).

Có rất nhiều nguyên nhân gây ra cháy sớm, ví dụ cấu tạo của động cơ, tình trạng sử dụng, lọc nhiên liệu, loại dầu bôi trơn... tất cả các yếu tố làm tăng áp suất và nhiệt độ môi chất trong xilanh, thúc đẩy việc tạo muội than hoặc hình thành các điểm hoặc các mặt nóng rực bên trong buồng cháy đều là những nguyên nhân gây cháy sớm.

Kinh nghiệm sử dụng động cơ cho thấy, các loại động cơ xăng ít cường hóa, thường ít xảy ra hiện tượng cháy sớm. Nhưng gần đây do phát triển các động cơ xăng, xe du lịch công suất lớn, tỷ số nén cũng như tốc độ động cơ được cường hóa nhiều thì xuất hiện nhiều vấn đề mới, phần lớn đều liên quan tới hiện tượng cháy sớm, được châm cháy qua các mặt hoặc các điểm nóng rực trong buồng cháy. Các động cơ mà tỷ số nén vượt quá 9, khi xuất hiện các mặt nóng rực trong xilanh càng dễ xảy ra cháy sớm, mà cháy sớm lại hay gián tiếp gây ra kích nổ, kích nổ lại làm xuất hiện thêm càng nhiều mặt nóng rực tạo nên cháy sớm mãnh liệt hơn. Hai hiện tượng trên thúc đẩy lẫn nhau tạo nên "kích nổ mạnh", gây tiếng gõ đanh sắc, nguy hại lớn hơn kích nổ thông thường. Với động cơ có tỉ số nén trên 9,5, chỉ cần xuất hiện một lớp muội than mỏng trên đỉnh pittông hoặc thành buồng cháy sẽ gây ra một loại đánh lửa bề mặt (cháy sớm) khác làm cho tốc độ tăng, áp suất gia tăng nhanh tạo nên tiếng gõ thấp tần khoảng 1000 Hetz hình thành hiện tượng "gõ nặng". Hiện tượng "gõ nặng" thường xảy ra ở tốc độ cao, góc đánh lửa sớm lớn và hòa khí hơi đậm. Sau khi làm sạch lớp muội than có thể làm mất hiện tượng "gõ nặng". Với tỉ số nén cao hơn nữa, trong xilanh dễ tạo nên hiện tượng đánh lửa bề mặt được gọi là hiện tượng "gõ ầm", lúc ấy áp suất cực đại và tốc độ tăng áp suất càng lớn hơn. Cũng như hiện tượng "gõ nặng" kể trên, đó là tiếng gõ thấp tần nhưng mãnh liệt hơn so với "gõ nặng", người ta thường nhầm lẫn coi tiếng "gõ ầm" chủ yếu do dao động của trục khuỷu và của những chi tiết khác tạo ra. Hiện tượng "gõ ầm" càng dễ xuất hiện khi chạy ở tốc độ cao và phụ tải lớn. Khác với hiện tượng "gõ nặng" kể trên, hiện tượng "gõ ầm" có thể xuất hiện khi không có muội than trên thành buồng cháy.

Tất cả những hiện tượng "kích nổ nặng", "gõ nặng", "gõ ầm" kể trên đều gây tác dụng phá hoại lớn đối với động cơ. Vì vậy, có thể nói, hiện tượng châm cháy từ bề mặt nóng (cháy sớm) cũng là một trở ngại chính đối với việc nâng cao tính năng của động cơ xăng cần được tiếp tục nghiên cứu khắc phục trong tương lai.

Qua nghiên cứu thực nghiệm thấy rằng : đánh lửa bề mặt và tính chất của nhiên liệu có quan hệ nhất định với nhau, ví dụ : nâng cao số ốc tan bằng cách dùng nhiên liệu có nhiều thành phần cacbuya thơm, mặc dù chống kích nổ tốt nhưng chống "gõ nặng" và "gõ ầm" lại rất kém. Đặc biệt khi dùng xăng pha chì (tetraetyl - chì) thì khuynh hướng đánh lửa bề mặt càng lớn, vì loại nhiên liệu này sẽ làm tăng hàm lượng muối chì chứa trong lớp muội than đọng trên thành buồng cháy. Muối chì có thể kích

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

thích phản ứng oxy hóa của cácbon. Thực nghiệm còn phát hiện nếu nhiên liệu có thêm phụ gia chứa P (phốtpho) sẽ làm cho muối chì chuyển thành muối phốtpho, và làm giảm khuynh hướng đánh lửa bề mặt. Tuy vậy giải pháp trên sẽ làm tăng nhiều giá thành nhiên liệu nên chưa được thực hiện.

c) Những hiện tượng cháy không bình thường khác

– Rất khó tắt máy khi ngắt điện. Ngắt điện rồi động cơ còn tiếp tục làm việc bình thường khá lâu ở chế độ không tải, với tiếng gõ máy rất đanh và không ổn định. Có hiện tượng đó là do tỉ số nén cao đã làm cho hòa khí tự bốc cháy khi nén, vì nhiệt độ và áp suất cuối kỳ nén đảm bảo cho thời gian cháy trễ của hòa khí ngắn hơn thời gian lưu lại của hòa khí ở trạng thái chịu nén trong xilanh, khi tốc độ quay là 200 ÷ 300 vòng/phút. Nếu lấy khoảng thời gian chịu nén của hòa khí trong xilanh tương ứng với thời gian của 40^o góc quay trục khuỷu ($\pm 20^o$ góc quay trục khuỷu về hai phía của ĐCT ; thể tích buồng cháy ít thay đổi) thì thời gian cháy trễ kể trên của hòa khí không quá 30.10^{-3}s ; nếu dùng nhiên liệu có số ốc tan 60, thì tương ứng với nhiệt độ nén khoảng 375°C, ở nhiệt độ này thời gian cháy trễ không phụ thuộc áp suất, vì vậy ngay cả khi đóng hết bướm ga, nếu nhiệt độ cuối kỳ nén lớn hơn 375°C cũng không tắt được máy.

Với động cơ có tỉ số nén cao, thì nhiệt độ 375°C cuối kỳ nén có thể đạt được ngay khi chạy ở tốc độ thấp. Khi chạy ở tốc độ thấp, chuyển động rối của hòa khí trong xilanh rất yếu làm cho các lớp hòa khí sát với thành xilanh có nhiệt độ xấp xỉ nhiệt độ vách, thường không nhỏ hơn 80°C hoặc 353 K. Nếu tỉ số nén $\varepsilon = 8$ và chỉ số nén $n_1 = 1{,}3$ thì nhiệt độ cuối kỳ nén $T_c = 353.8^{0,3} = 658$ K hoặc 385°C.

Như vậy muốn tắt máy phải cắt nhiên liệu cấp cho động cơ nhờ một cơ cấu riêng trên bộ chế hòa khí.

– Nổ trên ống xả là do có hiện tượng bỏ lửa của một vài xilanh, tạo nên sự tồn tại của hòa khí chưa cháy trên đường thải và trong bình tiêu âm, số hòa khí trên lại được châm cháy bởi khí thải của các xilanh khác, nếu hiện tượng cháy rớt của các xilanh này kéo dài tới đầu quá trình thải. Như vậy, về thực chất của hiện tượng nổ trên đường ống thải là kết quả của việc bốc cháy của số hòa khí tồn tại trên đường ống thải – Muốn khắc phục hiện tượng trên cần điều chỉnh lại bộ chế hòa khí để khắc phục tình trạng hòa khí quá đậm hoặc quá loãng gây kéo dài cháy rớt, đồng thời phải kiểm tra bảo dưỡng hệ thống đánh lửa nhằm khắc phục hiện tượng bỏ lửa.

3) Các nhân tố chính ảnh hưởng tới quá trình cháy động cơ châm cháy cưỡng bức

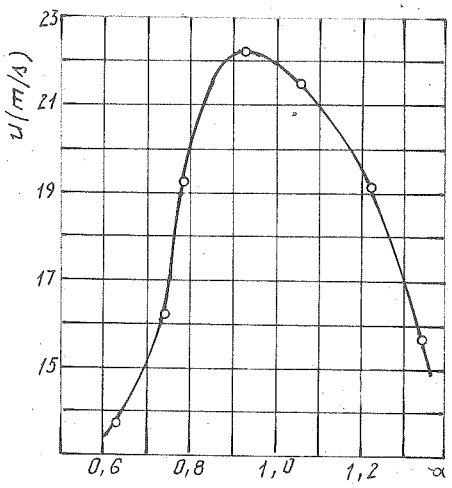
a) Ảnh hưởng của chất lượng hòa khí tới quá trình cháy

1. Thành phần hòa khí. Quá trình cháy có thể được cháy kiệt và kịp thời hay không phụ thuộc vào tốc độ lan truyền màng lửa. Nhân tố gây ảnh hưởng chính đến tốc độ lan truyền màng lửa là thành phần hòa khí.

Kết quả thực nghiệm chứng minh rằng : thành phần hòa khí khác nhau sẽ cho tốc độ lan màng lửa khác nhau (hình 5.63), với $\alpha = 0{,}85 \div 0{,}95$ tốc độ lan màng lửa cao nhất, áp suất cực đại p_z và nhiệt độ cực đại cũng lớn nhất, do đó công suất động cơ cao nhất. Thành phần trên của hòa khí được gọi là thành phần công suất. Nếu hòa khí nhạt hơn (so với $\alpha = 0{,}85 \div 0{,}95$), tốc độ lan truyền màng lửa giảm bớt nên công suất động cơ giảm dần. Nhưng do nhiên liệu cháy kiệt hơn (vì có đủ oxy hơn) nên hiệu suất cao hơn. Khi $\alpha = 1{,}05 \div 1{,}1$, nhiên liệu được cháy hoàn toàn, hiệu suất đạt cao nhất, vì vậy $\alpha = 1{,}05 \div 1{,}1$ được gọi là thành phần tiết kiệm. Tiếp tục làm nhạt

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

hòa khí tức là khi $\alpha > 1,05 \div 1,1$, nếu có giải pháp thích hợp, đảm bảo cho hòa khí cháy kiệt, thì hiệu suất lợi dụng nhiệt vẫn có thể tiếp tục tăng. Nhưng nói chung, hòa khí càng nhạt, tốc độ lan truyền màng lửa càng giảm, tốc độ cháy chậm chạp, tăng phần cháy rớt, hiệu suất giảm. Nếu hòa khí quá nhạt, thời gian cháy rớt sẽ kéo dài tới cuối kỳ thải có thể gây nên hiện tượng hồi hỏa. Nếu hòa khí nhạt hơn nữa làm cho khoảng cách giữa các phần tử nhiên liệu quá lớn, khiến màng lửa không thể lan trong hòa khí, động cơ hoạt động không ổn định thậm chí gây bỏ lửa và chết máy. Do đó $\alpha = 1,3 \div 1,4$ là giới hạn dưới của thành phần hòa khí đảm bảo màng lửa có thể lan truyền. Tương tự như vậy nếu hòa khí có thành phần đậm hơn $\alpha = 0,85 \div 0,95$, do tốc độ lan màng lửa giảm sút làm công suất giảm, và do lượng nhiên liệu không cháy hết tăng lên, nên làm tăng lượng nhiên liệu tiêu hao. Khi $\alpha = 0,4 \div 0,5$ do thiếu oxy trầm trọng, khiến hòa khí không cháy được, đó là giới hạn trên của thành phần hòa khí đảm bảo cho màng lửa lan truyền được. Bên ngoài hai giới hạn trên, màng lửa không lan truyền được, tức là hòa khí sẽ không cháy. Trong sử dụng thực tế để đạt độ tin cậy của động cơ khi hoạt động, thành phần hòa khí thực tế thường nằm trong giới hạn từ $0,8 \div 1,2$.



Hình 5.63. Ảnh hưởng của thành phần hòa khí α tới tốc độ lan màng lửa u.

Cũng cần nhấn mạnh rằng : giới hạn của thành phần hòa khí không phải là một hằng số vật lý bất biến, mà tùy thuộc theo điều kiện khác nhau có thể mở rộng hoặc thu hẹp. Ví dụ nếu hòa khí có nhiệt độ cao, giới hạn lan truyền màng lửa của thành phần hòa khí sẽ mở rộng hơn, ngược lại nếu tăng hàm lượng khí sót trong hòa khí sẽ thu nhỏ giới hạn.

Thành phần hòa khí cũng gây ảnh hưởng rõ rệt tới kích nổ. Phần trên đã biết hòa khí đậm với $\alpha = 0,85 \div 0,95$ có tốc độ lan truyền màng lửa lớn nhất và cho nhiệt độ và áp suất cao nhất ở cuối kỳ cháy nhanh. Lúc ấy thời gian cháy trễ của số hòa khí ở cuối hành trình màng lửa cũng ngắn nhất, do đó với $\alpha = 0,85 \div 0,95$ thì khuynh hướng gây kích nổ của hòa khí cũng mạnh nhất. Khi xuất hiện kích nổ, bất kỳ giải pháp nào làm cho hòa khí đậm lên hay nhạt đi (làm tăng t_2) đều có tác dụng điều khiển chống kích nổ. Nhưng nếu điều khiển cho hòa khí đậm lên sẽ gây tốn nhiên liệu, nếu làm cho hòa khí nhạt đi sẽ làm giảm công suất động cơ.

Động cơ ôtô thường hoạt động ở tải nhỏ và tải vừa, chỉ khi leo dốc và khi cần khắc phục lực cản lớn của đường sá mới cần phát công suất lớn nhất. Để thích ứng với điều kiện hoạt động trên, hệ thống phun chính của bộ chế hòa khí cần cung cấp nhiên liệu có thành phần tiết kiệm nhất. Chỉ khi gần với toàn tải mới dùng cơ cấu làm đậm (hoặc cơ cấu tiết kiệm) cấp thêm nhiên liệu làm cho hòa khí đậm lên tới thành phần công suất của hòa khí.

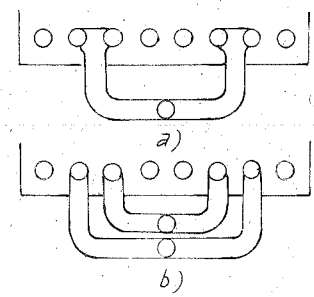
2. Phân phối hòa khí vào các xilanh. Trong động cơ nhiều xilanh chất lượng hòa khí còn liên quan đến sự phân phối số lượng và thành phần hòa khí vào các xilanh. Nếu phân phối không đều về số lượng cũng như thành phần hòa khí thì các xilanh của động cơ không thể cùng một lúc đều sử dụng hòa khí có thành phần công suất hoặc thành phần tiết kiệm nhất, do đó làm giảm công suất và hiệu suất của động cơ.

THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Phân phối không đều chủ yếu là do phần nhiên liệu nặng khó bay hơi, thành phần này lại dễ gây kích nổ, vì vậy việc phân phối hòa khí không đều sẽ làm tăng khuynh hướng gây kích nổ của một số xilanh.

Trong động cơ xăng, bay hơi của nhiên liệu và hình thành hòa khí phần lớn được thực hiện trên đường nạp. Vì vậy việc phân phối đồng đều về số lượng cũng như thành phần hòa khí phụ thuộc chính vào cấu tạo, tức là hình thức phân bố đường ống nạp.

Động cơ xăng bốn kỳ bốn xilanh thường dùng hai nhánh ống nạp (hình 5.64a). Cách bố trí này đảm bảo cho khoảng cách cũng như chuyển hướng của dòng chảy từ bộ chế hòa khí đến xupáp nạp của các xilanh đều tương tự nhau. Nhưng do tác dụng quán tính của dòng khí nạp làm cho lưu động của dòng thiên về các xilanh 1 và 4 (ở rìa ngoài), còn khí nạp vào các xilanh 2, 3 lại phải uốn vòng thêm một lần so với xilanh 1 và 4 làm tăng thêm lực cản của dòng chảy, do đó hòa khí đi vào xilanh 1 và 4 nhiều hơn và đậm hơn, so với xilanh 2 và 3. Nếu trình tự làm việc của các xilanh là 1-3-4-2 thì ảnh hưởng lớn nhất đối với số lượng hòa khí đi vào các xilanh là thời gian nạp trùng điệp của hai xilanh trên cùng một nhánh ống nạp. Ví dụ : cuối kỳ nạp của các xilanh 2 và 3, khi đang tận dụng quán tính của dòng chảy để nạp thêm thì xupáp nạp của các xilanh 1 và 4 đã bắt đầu mở, kết quả đã dành được một ít hòa khí mới đáng ra sẽ vào các xilanh 2 và 3. Như vậy các hiện tượng nêu trên đã làm cho hòa khí nạp vào các xilanh 2 và 3 vừa ít lại vừa nhạt hơn so với các xilanh 1 và 4. Để tránh hiện tượng trùng điệp cùng nạp của hai xilanh trên cùng một nhánh ống nạp gây hiện tượng tranh dành hòa khí, người ta đã chuyển sang phương án hình 5.64b, trong đó mỗi xilanh có một nhánh ống nạp riêng, đồng thời dùng bộ chế hòa khí có hai không gian hỗn hợp hoạt động song song đảm bảo cho số lượng cũng như thành phần hòa khí đi vào các xilanh đều hơn, làm tăng công suất và hiệu suất động cơ.



Hình 5.64. Sơ đồ đường nạp của động cơ bốn xilanh.

Đối với động cơ 6 xilanh hoặc 8 xilanh muốn đảm bảo cho số lượng cũng như thành phần hòa khí được phân phối đều vào các xilanh cũng phải có phương án phân phối hợp lý các nhánh đường nạp dựa theo trình tự hoạt động của số xilanh động cơ, cách bố trí các xupáp nạp, và cấu tạo của bộ chế hòa khí. Nguyên tắc chung để giảm cản cho đường nạp và đạt được độ đồng đều về số lượng cũng như thành phần hòa khí đi vào các xilanh là : rút ngắn chiều dài các nhánh ống nạp và đường nạp chung, giữ cho hành trình dòng khí nạp cũng như số lượng lần đổi chiều lưu động tính từ bộ chế hòa khí đến các xilanh được giống nhau và tránh hiện tượng trùng điệp thời kỳ nạp của hai xilanh trên cùng một nhánh ống.

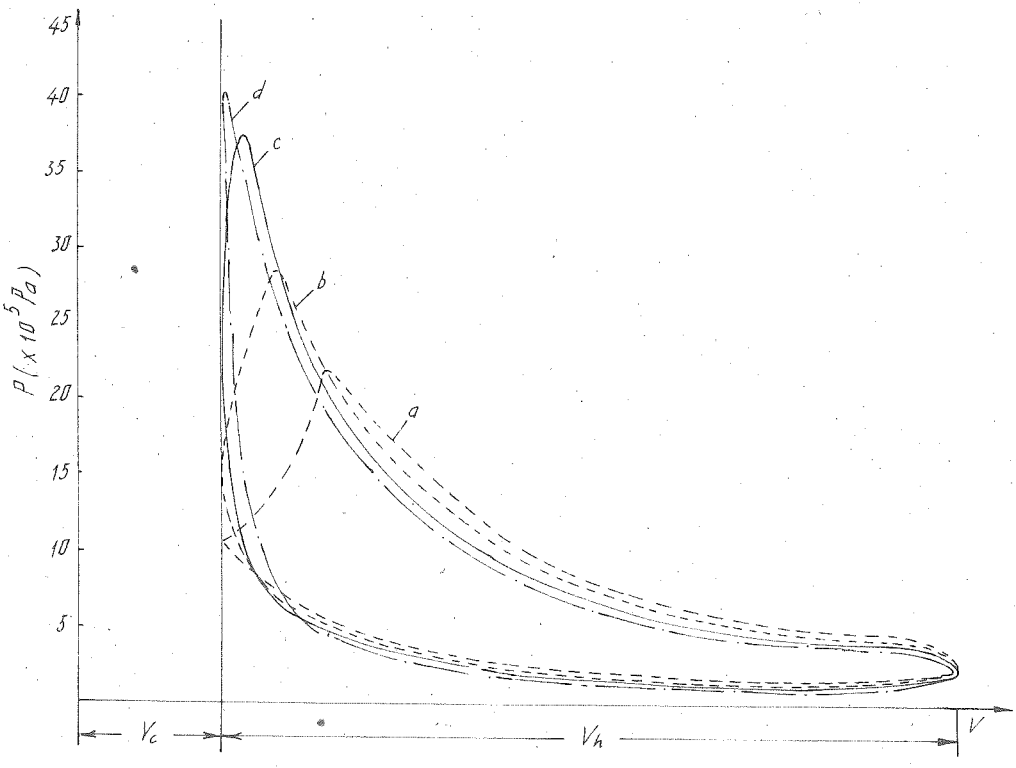
b) Ảnh hưởng của tia lửa điện tới quá trình cháy

Ảnh hưởng của tia lửa điện tới quá trình cháy gồm có : góc đánh lửa sớm, vị trí đặt buji, loại buji và năng lượng của tia lửa điện...

1. Góc đánh lửa sớm. Người ta dùng góc đánh lửa sớm làm căn cứ để đo thời điểm đánh lửa. Góc đánh lửa sớm θ (độ góc quay trục khuỷu) (hình 5.57) được tính từ thời điểm bắt đầu bật tia lửa điện cho tới ĐCT, nó có ảnh hưởng rất lớn tới tính kịp thời của quá trình cháy. Giá trị tốt nhất của θ phụ thuộc vào tính chất nhiên liệu,

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tốc độ và phụ tải của động cơ. Ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm θ tới tính kịp thời của quá trình cháy được thể hiện trên hình 5.65.



Hình 5.65. Ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm tới quá trình cháy.

Đồ thị công d, được xác định khi $\theta = 39^o$, do bật tia lửa điện sớm quá nên phần hòa khí được bốc cháy ở trước ĐCT, không những làm cho áp suất trong xilanh tăng lên quá sớm, mà còn làm tăng áp suất lớn nhất khi cháy, vì vậy đã làm tăng phần công tiêu hao cho quá trình nén và làm giảm diện tích đồ thị công. Đồng thời do đánh lửa quá sớm làm cho nhiệt độ của số hòa khí ở khu vực cuối của hành trình màng lửa tăng cao, qua đó làm tăng khuynh hướng kích nổ của hòa khí.

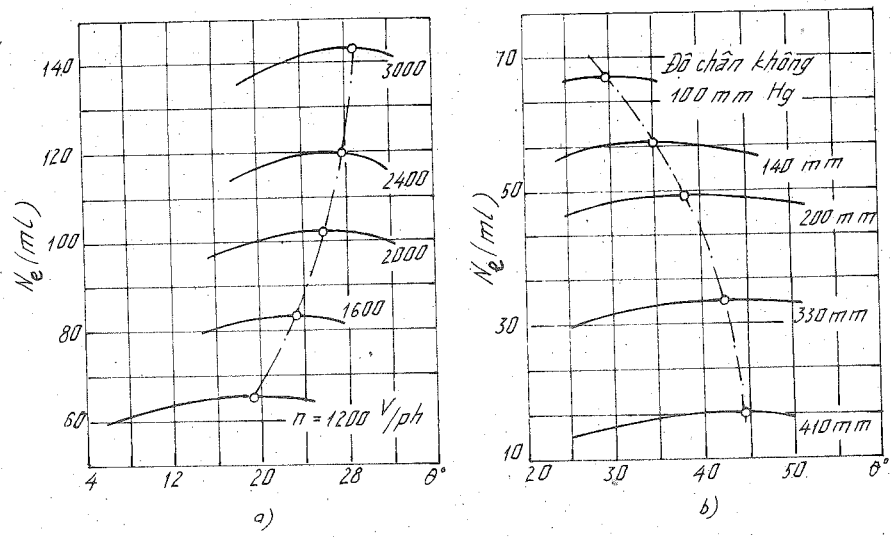
Trong thời gian sử dụng động cơ, nếu xảy ra kích nổ có thể điều chỉnh cho góc đánh lửa muộn một chút để loại trừ kích nổ.

Đồ thị công a (hình 5.65) được xác định khi $\theta = 0^o$, do đánh lửa quá muộn nên quá trình cháy của hòa khí kéo dài sang thời kỳ giãn nở. Áp suất và nhiệt độ cao nhất khi cháy đều giảm nên đã làm giảm diện tích đồ thị công và giảm công suất động cơ. Đồng thời do kéo dài thời gian cháy, đã làm tăng tổn thất nhiệt truyền qua thành xilanh, tăng nhiệt độ khí xả và nhiệt lượng khí xả đem theo, do đó giảm hiệu suất động cơ.

Đồ thị công c được xác định khi $\theta = 26^o$, đó là góc đánh lửa sớm hợp lý, áp suất và nhiệt độ cháy cao nhất xuất hiện sau ĐCT khoảng $10 \div 15^o$, quá trình cháy tương đối kịp thời nhiệt lượng được lợi dụng tốt nên diện tích đồ thị công lớn nhất, công suất và hiệu suất động cơ cao nhất. Lúc ấy tốc độ tăng áp suất cũng như áp suất cực đại khi cháy đều không lớn quá. Góc đánh lửa tương ứng với công suất và hiệu suất cao nhất được gọi là góc đánh lửa tối ưu.

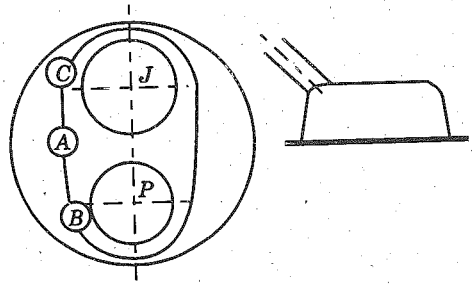
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Góc đánh lửa tối ưu được xác định qua thực nghiệm bằng cách xây dựng đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm θ. Đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm thể hiện sự biến thiên của công suất N_e và suất tiêu hao nhiên liệu g_e theo góc đánh lửa sớm θ khi cho động cơ hoạt động ở một tốc độ và một vị trí mở của bướm ga. Khi thực nghiệm để lấy đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm, người ta cho động cơ chạy ở một vị trí bướm ga và một tốc độ động cơ, thay đổi góc đánh lửa sớm θ ; với mỗi góc θ xác định công suất N_e và suất tiêu hao nhiên liệu g_e, xây dựng các đường cong : $N_e = F(\theta)$ và $g_e = F(\theta)$. Khi thực nghiệm cần khóa chết cơ cấu tự động điều chỉnh góc đánh lửa sớm trên bộ chia điện và thực hiện điều chỉnh θ bằng thủ công (hình 5.66a, b).



Hình 5.66. Đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm
a) Bướm ga mở 100% ; b) Số vòng quay n = 1600 vòng/phút.

2. *Vị trí đặt buji.* Vị trí đặt buji trong buồng cháy gây ảnh hưởng lớn tới khuynh hướng gây kích nổ. Khoảng cách từ nến lửa đến khu vực xa nhất của buồng cháy càng dài (tức hành trình màng lửa càng dài) thì khuynh hướng gây kích nổ càng lớn. Nếu đặt buji gần sát xupáp nạp xa xupáp xả sẽ làm tăng khả năng nâng cao nhiệt độ của khối hòa khí ở cuối hành trình màng lửa, do nhiệt độ lớn của xupáp xả gây ra, vì vậy làm tăng khuynh hướng kích nổ. Do đó cần phải đặt buji sát với khu vực giữa của buồng cháy và gần bộ phận nóng nhất của buồng cháy, qua đó một mặt rút ngắn hành trình màng lửa, mặt khác còn giảm bớt nhiệt độ của khối hòa khí ở khu vực cuối hành trình màng lửa làm giảm khuynh hướng gây kích nổ. Vị trí buji trong buồng cháy khác nhau sẽ đòi hỏi số ốc tan khác nhau của nhiên liệu (hình 5.67).

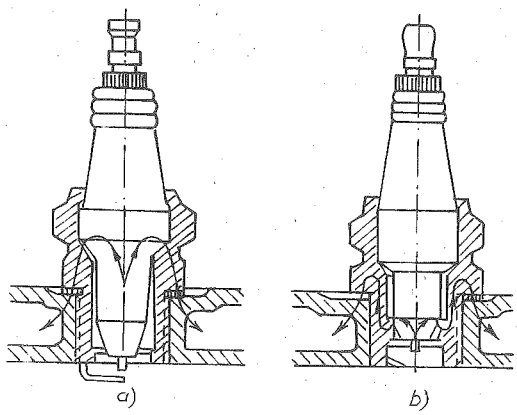


Hình 5.67. Ảnh hưởng vị trí đặt buji tới quá trình cháy
J – xupáp nạp ; P – xupáp xả ;
ε = 9 ; 99% tải ; n = 1000 vòng/phút

Vị trí buji	A	B	C
Số ốc tan yêu cầu	90	92	94
p_e ($\times 10^5$ Pa)	9,4	9,2	9,0

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

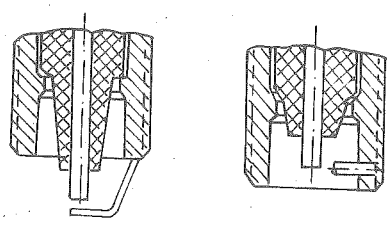
3. Loại buji có phù hợp không sẽ gây ảnh hưởng lớn tới tính năng của động cơ : chọn loại buji phải dựa vào trạng thái phụ tải nhiệt của động cơ. Năng lực chịu phụ tải nhiệt của buji được gọi là đặc tính nhiệt của buji và được thể hiện qua trị số nhiệt. Chọn đúng loại buji, cần phải đảm bảo cho động cơ hoạt động tốt ở tốc độ thấp và không được tạo ra điểm nóng rực để gây đánh lửa bề mặt khi chạy ở tải lớn. Thực nghiệm chỉ rằng : nhiệt độ phần đầu của sứ cách điện phải nằm trong phạm vi 580 ÷ 850°C động cơ mới hoạt động được bình thường, vì trong phạm vi nhiệt độ ấy dầu nhờn vào xilanh và dính trên cực buji sẽ bị đốt cháy, làm giảm khả năng gây tích muội than tại khe hở của cực buji. Nếu thấp hơn 580°C sẽ dễ gây tích than trên cực buji làm đoản mạch gây nên hiện tượng bỏ lửa (không có tia lửa điện). Nếu nhiệt độ lớn hơn 850°C sẽ làm cho cực buji trở thành điểm nóng rực gây đánh lửa bề mặt, kết quả làm chảy cực buji và phá vỡ sứ cách điện, vì vậy phải giữ cho nhiệt độ phần đầu của sứ cách điện nằm trong phạm vi nhiệt độ cho phép.



Hình 5.68. Các loại buji
a) Buji nóng ; b) Buji lạnh.

Đặc tính nhiệt của buji là nhân tố quyết định nhiệt độ buji, đặc tính đó phụ thuộc vào tình hình khó hoặc dễ hấp thụ và tản nhiệt của đầu sứ cách điện. Nếu phần đầu của sứ cách điện tương đối dài (hình 5.68a), thì sứ cách điện dễ hấp thụ nhiệt, ngoài ra còn làm tăng hành trình đường truyền nhiệt, gây khó tản nhiệt, vì vậy khi hoạt động nhiệt độ đầu sứ cách điện tương đối lớn. Trị số nhiệt (thể hiện qua tản nhiệt) của buji này nhỏ, được gọi là buji nóng. Nếu phần đầu của sứ cách điện ngắn (hình 5.68b), sẽ làm cho hành trình đường truyền nhiệt ngắn, dễ tản nhiệt. Khi hoạt động đầu sứ cách điện hấp thụ nhiệt ít, tản nhiệt được nhiều, nên trị số nhiệt của buji loại này tương đối lớn, được gọi là buji lạnh.

Động cơ xăng với tỉ số nén lớn chạy ở tốc độ cao, có mức độ cường hóa và có nhiệt độ chu trình rất cao mà thời gian tản nhiệt của loại buji lại ngắn, nên phải chọn loại buji tương đối "lạnh", nếu không sẽ gây đánh lửa bề mặt. Với động cơ có tỷ số nén nhỏ lại chạy ở tốc độ thấp, do nhiệt độ chu trình không cao, có thể chọn loại buji tương đối "nóng" nếu không sẽ gây tích muội than ở buji. Có thể phán đoán việc lựa chọn đặc tính nhiệt của buji có phù hợp hay không, qua các tín hiệu sau : Nếu trên cực buji thường xuyên xuất hiện muội than gây hở điện hoặc đoản mạch (bỏ lửa) thể hiện buji quá "lạnh". Nếu cực buji được đốt trắng, động cơ hoạt động bình thường, liên tục, chứng tỏ nhiệt độ buji là phù hợp. Nếu cực buji có hiện tượng bị cháy hoặc có hiện tượng đánh lửa bề mặt, chứng tỏ buji quá nóng. Hình 5.69 giới thiệu cấu tạo điện cực buji và sứ cách điện. Bảng 5-2 giới thiệu trị số nhiệt tương đương của các loại buji.



Hình 5.69. Hình dạng điện cực của buji
a) Buji nóng dùng trên xe ;
b) Buji lạnh của xe đua.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

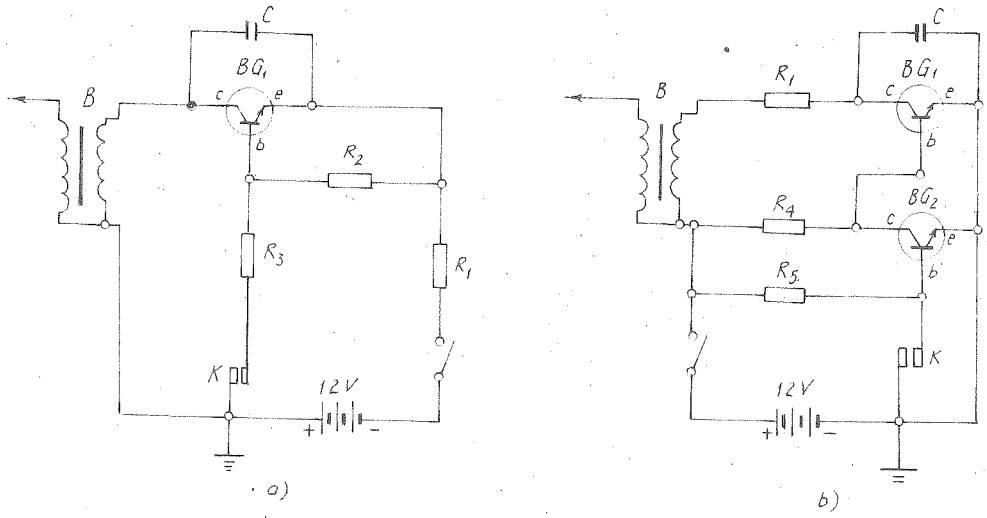
Bảng 5–2

BẢNG ĐỐI CHIẾU LOẠI BUJI TƯƠNG ĐƯƠNG CỦA CÁC HÃNG SẢN XUẤT

Đặc điểm buji			Nhật			Đức	Mỹ			Anh		Nga	Trung Quốc
Đường kính ren (mm)	Giá trị nhiệt	Loại buji	NGK	HITACHI	DENSO	BOSCH	CHAMPION	AC	AUTOLITE	LODGE	KLG	KATƏK	
10	Thấp Cao	Nóng Lạnh	C50C C50C	17G 17G	U9 U9	U145T3 U175T3	Y-6, Y-4A Y-6, Y-4A	108,106 108,106	P6, P4 P6, P4	C10 C10	TEN 50 TEN 50	T11Y T11Y	4Z3
14	Thấp	Nóng	B4L B4H	M47G M46G	W9E	W95T1 W125T1 W125T4	H-12, H-11 H-14, H-11J	47L 46L 45F	AL11 AL9	BS14 BN	CL 9 FA 50	A16Y	4Z4
			B4L B4H	M47G M46G	W14E	W145T1	L-10, H-10 H-10J H-10JM	45L 45L.COM F9, F10	ATL8 AL7 AE6	CSN14 CN	FA 50H FA 70 F 50 F 60	A14Y	4Z5
			B6L B6H	M45G	W17E	W175T1	H-8J, H-8 L-7, L-85	43L 43L.COM 44F	ATL4 AE4	HSN14P HN	F70 F75	A11Y	4Z5
			B-6E	M45J	W17E	W175T2	N-8, N-18 N-5, NA-8	45XL, 44N 44XL.COM 43N	AG5 AG4 ARG42	CLNP HLN	DEF50 FE70	–	4C5
			B-6H B-6L B-6H	M-45G M-44G	W22E	W225T1 W240T1M	730, L-5 H-9, L-7	43F 42-COM	AE3	2HN 3HN	F80 CL50 F100	–	4Z6
	Cao	Lạnh	B-52 B-56 B-62	M-45G	W-22F	W225T1 W225RT1 W225T7	L.10S LF8 XE10S	–	AE4 AER4	2HN HN	–	A8Y	4Z7
18	Thấp	Nóng	A-6	88G, 87G	M9	M45T1 M45T2	D-21, D-16 UD-16	88,87S-COM 87-COM 86-COM	BT9	3BL BBL SC	M 30	M20/12Y	8Z2
			–	–	–	M125T1	10 COM	–	BT10	–	–	–	8Z3
			A-6	86G	M14	M145T1	7, 6COM 8COM, D-14 D-14M	85 COM 85,84 85SCOM	BT8 BT8	–	M 50	M14Y	8Z4
	Cao	Lạnh	A-6	85G	M17	M175T1	D-10,5 COM K-11, UK-10	82 83S-COM 82-COM	BT6 BT4	HI18	TMB – 50 M 60	M12Y	8Z5

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ
THƯ VIỆN HUBT

4. Năng lượng đánh lửa. Muốn cho quá trình cháy được thực hiện bình thường cần đảm bảo tia lửa điện xuất hiện ở khe hở buji có đủ năng lượng để châm cháy hòa khí. Tia lửa điện trong hệ thống đánh lửa truyền thống đều là tia lửa của dòng điện cảm ứng, tức là nhờ cặp tiếp điểm cắt dòng điện sơ cấp trong bôbin đánh lửa để tạo ra dòng điện cảm ứng cao áp ở cuộn dây thứ cấp nhờ đó xuất hiện tia lửa điện hồ quang giữa hai cực buji. Điện thế của dòng điện thứ cấp cần có là 10 ÷ 15kV. Nhưng điện thế kể trên lại phụ thuộc nhiều vào tốc độ động cơ, khi tăng tốc độ do thời gian đóng các tiếp điểm bị rút ngắn làm giảm cường độ của dòng sơ cấp, gây nên hiện tượng từ hóa lõi sắt bôbin không đủ, nên khi mở tiếp điểm, điện thế cảm ứng của dòng thứ cấp và do đó cường độ của tia lửa hồ quang yếu, thậm chí không xuất hiện tia lửa điện ở buji, gây bỏ nổ ở tốc độ lớn, và cũng dễ gây tích muội than ở cực buji. Ngoài ra, khi đóng và mở tiếp điểm thường xuất hiện tia lửa điện hồ quang làm cháy tiếp điểm (do tự cảm của dòng sơ cấp gây ra), gây tăng điện trở, qua đó làm giảm cường độ dòng sơ cấp và năng lượng của dòng thứ cấp. Những điều trên sẽ làm giảm công suất và hiệu suất động cơ gây khó khởi động, đó là trở ngại của hệ



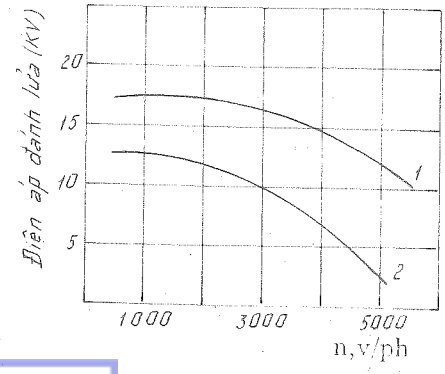
Hình 5.70. Hệ thống đánh lửa điện tử
a) Cực dương tiếp mát ; b) Cực âm tiếp mát ;
BG_1 – D50E; BG_2 – D10A ; B – Bô-bin ; C – 100 Pf/250V;
R_1 – 0,7Ω/50W; R_2 – 82Ω/2W; R_3 – 10Ω/20W; R_4 – 20Ω/20W; R_5 – 68Ω/4W.

thống đánh lửa truyền thống đối với xu thế cường hóa động cơ bằng cách tăng tốc độ.

Để giải quyết vấn đề trên người ta đã sử dụng hệ thống đánh lửa bán dẫn (hình 5.70) với rất nhiều ưu điểm :

– Khắc phục hoàn toàn hiện tượng bỏ lửa ở tốc độ cao vì điện áp dòng điện thứ cấp vẫn lớn khi chạy ở tốc độ cao (đường 1, hình 5.71).

– Tuổi thọ tiếp điểm tăng lên nhiều, vì dòng điện đi qua tiếp điểm chỉ bằng khoảng 1/10 so với đánh lửa truyền thống (khoảng 300 ÷ 700mA), nên tránh được hoàn toàn hiện tượng cháy tiếp điểm, kéo dài tuổi thọ sử dụng.



Hình 5.71. Đặc tính điện áp đánh lửa
1 – đánh lửa bán dẫn ;
2 – đánh lửa truyền thống.

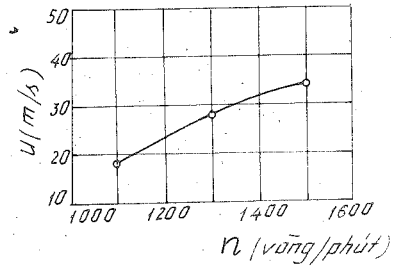
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Dễ khởi động khi trời lạnh. Ngoài ra do năng lượng của tia lửa rất lớn nên gia tăng tốc độ cháy, giảm cháy rớt, làm tăng công suất và hiệu suất động cơ.

Người ta còn dùng các giải pháp về phân lớp hòa khí, đảm bảo cho hòa khí ở khu vực cực buji có thành phần đậm (α = 0,85 ÷ 0,95) để tạo ra màng lửa mạnh, lan truyền và đốt kiệt số hòa khí còn lại với thành phần nhạt (α tới 2), nhằm tiết kiệm xăng, giảm ô nhiễm môi trường (giảm CO). Tuy nhiên dùng hòa khí nhạt sẽ hạn chế công suất động cơ. Động cơ xăng ôtô, nếu sử dụng phân lớp hòa khí, rất có lợi khi chạy ở tải vừa và nhỏ, nhưng khi chạy toàn tải cần có giải pháp làm đậm hòa khí trong toàn bộ không gian buồng cháy nhằm thích ứng đòi hỏi về công suất.

c) Ảnh hưởng của tốc độ và phụ tải tới quá trình cháy

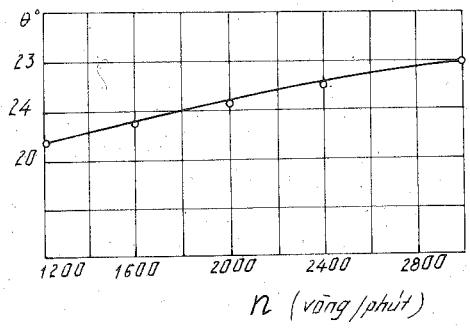
1. Ảnh hưởng của tốc độ. Khi tăng tốc độ động cơ, một mặt làm tăng tốc độ dòng khí nạp đi vào xilanh, mặt khác tăng tốc độ chuyển dịch của pittông sẽ làm tăng cường độ dòng khí chèn khi nén, vì vậy đã cải thiện chất lượng hòa trộn của hòa khí. Ngoài ra khi tăng tốc độ cũng làm tăng nhiệt độ hòa khí cuối kỳ nén, gia tăng quá trình chuẩn bị cháy của hòa khí, kết quả làm tăng nhanh tốc độ lan truyền màng lửa (hình 5.72). Đó là một trong các tiền đề quan trọng để phát triển động cơ xăng theo hướng cao tốc.



Hình 5.72. Ảnh hưởng của tốc độ động cơ n tới tốc độ lan màng lửa u.

Do tăng tốc độ động cơ sẽ làm giảm thời gian cháy trễ và thời gian cháy chính tính theo giây, nhưng việc gia tốc của quá trình cháy kể trên, không bù trừ hết thời gian giảm sút của mỗi chu trình do tăng tốc độ gây ra (thời gian tỷ lệ nghịch với tốc độ). Vì vậy nếu tính thời kỳ cháy theo góc quay trục khuỷu, thì nó sẽ tăng khi tăng tốc độ động cơ.

Nếu giữ nguyên không thay đổi góc phun sớm sẽ có thể gây ra hiện tượng kéo dài thời kỳ cháy rớt sang quá trình giãn nở, làm giảm hiệu suất động cơ. Muốn khắc phục hậu quả trên, đảm bảo cho quá trình cháy được tiến triển bình thường ở mọi tốc độ thì cần tăng góc đánh lửa sớm khi tăng tốc độ động cơ (hình 5.73) nhờ tác dụng li tâm của quả văng trên đĩa chia điện.



Hình 5.73. Ảnh hưởng của tốc độ n tới góc đánh lửa sớm θ.

Khi tăng số vòng quay, sẽ làm tăng tốc độ lan truyền màng lửa (giảm t_1), mặt khác lại tăng lượng khí sót còn lại trong xilanh, qua đó làm giảm tốc độ phản ứng của hòa khí ở khu vực cuối hành trình màng lửa (tăng t_2). Như vậy tốc độ càng lớn càng khó kích nổ, ngược lại ở tốc độ thấp, dễ gây kích nổ.

2. Ảnh hưởng của tải. Động cơ xăng có bộ chế hòa khí sử dụng biện pháp điều chỉnh lượng hòa khí ở tải nhỏ, đóng bớt bướm ga, tạo cản đối với dòng khí nạp, qua đó làm giảm lượng hòa khí đi vào xilanh. Nhưng lúc ấy do lượng khí sót còn lại trong buồng cháy thay đổi không nhiều, làm tăng hệ số khí sót γ_r, qua đó làm gia tăng độ loãng của hòa khí và tăng thời gian cháy trễ, quá trình cháy trở nên chậm chạp, kết quả làm tăng thời gian quá trình cháy. Như vậy ở tải nhỏ cần tăng góc đánh lửa sớm. Mặc dù góc đánh lửa sớm không thể thay đổi tốc độ cháy cũng như không thể rút ngắn thời gian cháy, nhưng có thể giúp cho

THƯ VIỆN HUB
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

quá trình cháy được thực hiện kịp thời ở khu vực gần ĐCT. Muốn tự động điều chỉnh góc đánh lửa sớm theo tải người ta lắp bộ điều chỉnh đánh lửa sớm chân không trên đĩa chia điện : càng đóng nhỏ bướm ga độ chân không phía sau bướm ga càng lớn sẽ làm tăng góc đánh lửa sớm (bảng 5 – 3).

Bảng 5–3

THAY ĐỔI θ THEO TỐC ĐỘ VÀ TẢI

Loại động cơ		CA – 10B				25 Y 6100Q					SH – 490Q			
Bộ điều khiển li tâm	Tốc độ n (vòng/phút)	200	500	900	1500	200	500	1000	1500	1600	600	1000	1500	2100
	θ^o (độ trước ĐCT)	0÷2	4÷6	8÷10	8÷10	0÷2	4÷6	6÷8	8÷10	8÷10	4÷6	7÷9	12÷14	20÷22
Bộ điều khiển chân không	Độ chân không sau bướm ga (mmHg)	100	200	400	–	50	100	250	400	–	100	230	320	–
	θ^o (độ trước ĐCT)	0÷2	2,5÷4,5	5,5÷7,5	–	0÷2	2,5÷4,5	7÷9	11÷13	–	0÷2	6÷8	10÷12	–

Ở tải lớn lượng hòa khí mới nạp vào xilanh tăng, làm tăng áp suất cháy. Mặt khác do hệ số khí sót $\gamma_r$giảm (rút ngắn t_2), nên dễ gây kích nổ. Ở tải nhỏ, do áp suất cuối kỳ nạp thấp, ảnh hưởng xấu tới quá trình cháy, khiến áp suất cháy giảm nhiều. Ví dụ : khi ôtô leo dốc hoặc tăng tốc, khi bắt đầu lăn bánh áp suất cháy cực đại p_z có thể tới 40 (10^5Pa), nhưng ở điều kiện đường bằng trong thành phố thường hoạt động ở phụ tải vừa và nhỏ, lúc ấy p_z không vượt quá 15 ÷ 20(.10^5Pa). Sau khi khởi động máy lạnh, động cơ phải chạy một thời gian ở chế độ chạy ấm máy với tải nhỏ, nhằm giảm bớt phụ tải tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền giữ an toàn cho động cơ (lúc đó các mặt ma sát của động cơ chưa có đủ dầu bôi trơn). Có trường hợp người ta cố ý cho động cơ đánh lửa muộn hơn, qua đó kéo dài cháy rớt, làm tăng phần nhiệt truyền cho nước làm mát giúp động cơ nóng máy nhanh hơn. Ở tải nhỏ, do hệ số khí sót γ_r tăng lên, làm giảm cơ hội gặp gỡ của oxy và nhiên liệu. Trong trường hợp này, để nâng cao mức độ lợi dụng oxy trong buồng cháy, người ta đã làm cho hòa khí đậm hơn, gia tăng thêm tốc độ cháy. Vì vậy ở tải nhỏ thành phần α của hòa khí phải đậm hơn so với thành phần tiết kiệm ở tải lớn (ở tải lớn thành phần tiết kiệm α = 1,05 ÷ 1,1).

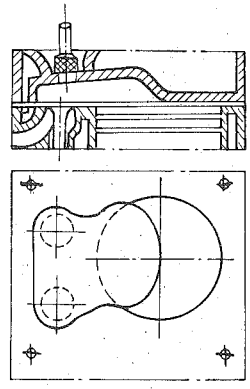
d) Ảnh hưởng của tỷ số nén ε và loại buồng cháy tới quá trình cháy

1. Ảnh hưởng của tỷ số nén ε. Khi tăng tỷ số nén ε, áp suất và nhiệt độ cuối quá trình nén đều tăng, tạo điều kiện tốt cho các phản ứng oxy hóa của hòa khí, nhờ đó sẽ rút ngắn thời kỳ cháy trễ và làm tăng tốc độ lan màng lửa. Vì vậy trong các động cơ có tỷ số nén ε cao, thời gian cháy trễ t_i (φ_i), và thời gian lan tràn màng lửa đều được rút ngắn, áp suất cháy cực đại càng nằm sát khu vực ĐCT, tốc độ tăng áp suất Δ_p/Δ_φ và áp suất cháy cực đại đều lớn.

2. Ảnh hưởng của loại buồng cháy tới quá trình cháy. Loại buồng cháy và cách bố trí xupáp có liên hệ mật thiết với nhau. Xupáp đặt bên sườn động cơ thường dùng

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

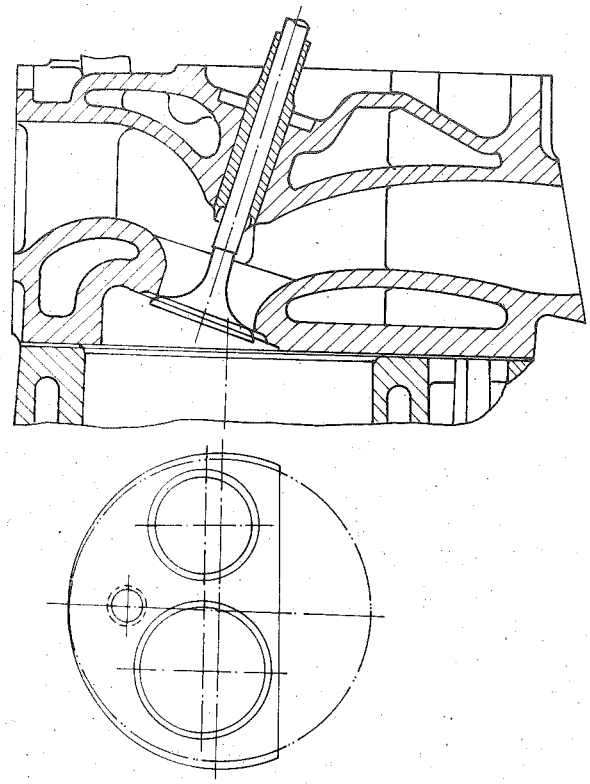
với buồng cháy chữ L (hình 5.74). Đặc điểm của buồng cháy này là : chiều cao động cơ có thể hạ thấp, cấu tạo của xupáp và cơ cấu dẫn động tương đối đơn giản, nhưng cấu tạo buồng cháy không gọn, tỷ lệ F_{lm}/V_c lớn, gây tản nhiệt nhiều, hành trình màng lửa dài, tốc độ cháy thấp, nên tỷ số nén cho phép tương đối nhỏ. Do hòa khí đi vào xilanh phải qua nhiều lần đổi hướng làm tăng lực cản đường nạp và giảm hệ số nạp. Vì vậy động cơ có buồng cháy hình chữ L đều có các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật rất kém, hiện nay các động cơ xăng có tỷ số nén ε từ 7 trở nên đều không dùng loại buồng cháy này.



Hình 5.74.
Buồng cháy chữ L.

Hiện nay hầu hết động cơ xăng có ε ⩾ 7 đều dùng cơ cấu xupáp treo với một trong ba loại buồng cháy sau : buồng cháy hình chêm, hình chậu và hình bán cầu.

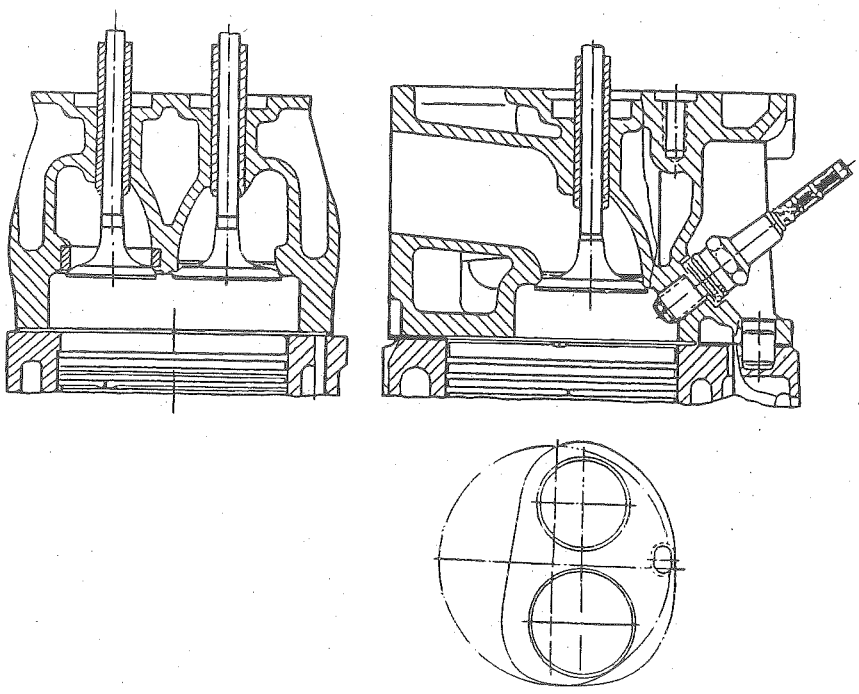
Buồng cháy hình chêm (hình 5.75) có các ưu điểm sau : cấu tạo rất gọn, hành trình màng lửa ngắn, tổn thất tản nhiệt ít. Do đường nạp bị uốn cong ít, nên lực cản không lớn, và tính năng nạp của buồng cháy tương đối tốt. Do xupáp được treo hơi nghiêng, giữa nắp xilanh và đỉnh pittông lại có mặt chèn nên cường độ dòng xoáy của hòa khí trong buồng cháy tương đối mạnh có tác dụng thúc đẩy tốc độ lan màng lửa làm tăng tốc độ, rút ngắn thời gian cháy khiến chỉ tiêu động lực và kinh tế của buồng cháy khá cao. Mặt khác tác dụng làm mát đối với khối hòa khí ở khu vực cuối hành trình màng lửa tương đối mạnh, nên tính năng chống kích nổ của buồng cháy khá tốt. Buji được đặt ở khu giữa của xupáp nạp và xupáp xả. Có thể sử dụng hòa khí mới để quét sạch sản vật cháy ở khu vực điện cực của buji làm tăng hoạt động ổn định của động cơ ở tải nhỏ và tốc độ thấp. Các xupáp bố trí trên một hàng thẳng làm cho cơ cấu dẫn động được đơn giản. Buồng cháy hình chêm có nhiều ưu điểm nên được sử dụng rộng rãi trên các động cơ xăng. Nhược điểm của buồng cháy này là : hòa khí trong khu vực diện tích chèn rất khó gây phản ứng oxy hóa nên có một lượng nhỏ C_nH_m chưa cháy, đã cùng khí thải xả ra ngoài làm tăng ô nhiễm môi trường. Vì vậy hiện nay có xu thế giảm bớt diện tích mặt chèn.



Hình 5.75. Buồng cháy hình chêm.

Buồng cháy hình chậu (hình 5.76). Buồng cháy này có dạng tương tự một chậu hình ô-van. Nó có những điểm tương tự buồng cháy hình chêm : cấu tạo gọn, tỷ lệ F_{lm}/V_c nhỏ, nhưng diện tích mặt chèn tương đối lớn, cộng với việc bố trí xupáp nạp khá hợp lý, nên cường độ dòng xoáy của hòa khí trong buồng cháy rất mạnh. Vị trí của buji trong buồng cháy hình chậu tương đối hợp lý, hành trình màng lửa tương đối

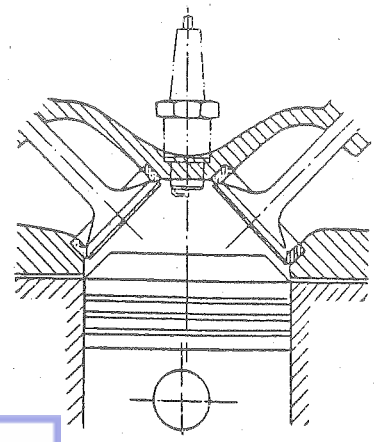
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 5.76. Buồng cháy hình chậu.

ngắn, vì vậy tính chống kích nổ của loại buồng cháy này cũng tốt tương tự như buồng cháy hình chêm. Đường tâm các xupáp của buồng cháy hình chậu song song với đường tâm xilanh, kích thước tán xupáp lại phụ thuộc kích thước buồng cháy, vì mặt ngoài của tán xupáp phải cách thành buồng cháy khoảng 6 ÷ 6,75mm để giảm cản cho đường nạp. Do đó tính năng nạp của nó hơi kém so với buồng cháy hình chêm. Do tính công nghệ của loại buồng cháy này tốt, lại dễ bảo dưỡng khi sử dụng nên được sử dụng rất rộng trên động cơ xăng xe tải.

Buồng cháy hình bán cầu (hình 5.77). Có hai hàng xupáp nghiêng, có thể dùng xupáp nạp có đường kính lớn, tiết diện lưu thông của đường nạp trơn tròn làm tăng tính năng nạp hòa khí mới. Ở tốc độ 4000 vòng/phút vẫn có hệ số nạp η_v lớn ($\eta_v \geq 0,75$). Do buồng cháy hình cầu có cấu tạo gọn, có F_{lm}/V_c nhỏ nhất so với các buồng cháy khác, buji đặt ở vị trí giữa, khiến hành trình màng lửa ngắn, tốc độ cháy cao, tổn thất nhiệt ít, làm cho tính năng động lực của buồng cháy này tốt nhất. Nhược điểm của nó là, cường độ dòng xoáy hơi yếu, dễ gây kích nổ ở tải lớn, khi tốc độ thấp. Ngoài ra do tốc độ cháy lớn nên tốc độ tăng áp suất khi cháy rất lớn đã gây nhiều tiếng ồn khi hoạt động. Do xupáp bố trí thành hai hàng nên cơ cấu dẫn động xupáp tương đối phức tạp, tính công nghệ của nắp xilanh hơi kém. Khu vực lắp buji gây khó khăn cho tháo lắp nên khó bảo dưỡng khi sử dụng.



Hình 5.77. Buồng cháy hình bán cầu.

Tỉ số F_{lm}/V_c có ảnh hưởng lớn đến tính độc hại của khí xả. Giảm tỉ số F_{lm}/V_c sẽ làm giảm số lượng nhiên liệu trong lớp hòa khí nằm sát thành buồng cháy và giảm hàm lượng HC trong khí thải. Do đó động cơ xăng xe du lịch sử dụng buồng cháy bán cầu ngày một nhiều.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

5.3.4. DIỄN BIẾN QUÁ TRÌNH CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ ĐIÊDEN

1) Đặc điểm hình thành hòa khí trong động cơ điêden

Quá trình cháy trong động cơ điêden cũng có những đòi hỏi tượng tự như động cơ xăng là : đảm bảo cho nhiên liệu được cháy kiệt, kịp thời làm cho hóa năng của nhiên liệu được chuyển biến hết thành nhiệt năng, rồi từ nhiệt năng chuyển biến thành cơ năng một cách hiệu quả nhất. Nhưng nhiên liệu của động cơ điêden lại là những thành phần chưng cất nặng, vì vậy đã sinh ra một loạt vấn đề và tạo nên sự khác biệt rõ rệt giữa quá trình cháy của động cơ điêden và của động cơ xăng. So với xăng, nhiên liệu điêden có độ nhớt lớn, khó bay hơi vì vậy không thể cho nhiên liệu và không khí được hòa trộn trước bên ngoài xilanh nhờ bộ chế hòa khí giống như động cơ xăng, mà phải dùng biện pháp phun tơi nhiên liệu nhờ chênh áp lớn vào môi trường áp suất cao, nhiệt độ lớn của môi chất công tác trong buồng cháy động cơ vào cuối kỳ nén, làm cho hòa khí được hình thành trực tiếp bên trong xilanh. Sau đó hòa khí cũng qua các giai đoạn phản ứng hóa học phức tạp của ngọn lửa lạnh, ngọn lửa xanh, ngọn lửa nóng và tự phát hỏa bốc cháy. Do cuối kỳ nén mới phun nhiên liệu vào xilanh động cơ nên quá trình hình thành hòa khí rất ngắn, chỉ chiếm khoảng 15 ÷ 35^{o} góc quay trục khuỷu, do đó tạo nên tình trạng không đều về thành phần hòa khí trong các khu vực buồng cháy động cơ. Mặt khác không thể đem số nhiên liệu cấp cho chu trình phun cùng một lúc vào xilanh động cơ, do vậy trong suốt thời gian phun nhiên liệu, thành phần hòa khí trong xilanh cũng biến động liên tục. Tại khu vực hòa khí đậm, nhiên liệu do thiếu ôxy nên cháy chậm, thậm chí gây cháy không kiệt tạo ra khói đen trong khí xả, còn khu vực hòa khí nhạt gây nên tình trạng không tận dụng hết ôxy. Vì vậy động cơ điêden chỉ có thể hoạt động bình thường không thải khói đen, khi giá trị trung bình của hệ số dư lượng khí $\alpha > 1$, nghĩa là trong tình trạng không sử dụng hết số ôxy nạp vào động cơ. Với trường hợp $\alpha > 1$ vẫn còn hiện tượng cháy không kiệt, đó là một trong những vấn đề chính cần giải quyết để nâng cao tính năng động lực và tính năng kinh tế của động cơ.

Như vậy muốn nâng cao tính năng của động cơ cần phải đảm bảo nạp nhiều nhất không khí mới vào xilanh, phải nâng cao hết mức hiệu suất sử dụng số không khí này, có nghĩa là phải đảm bảo cho nhiên liệu được cháy kiệt với hệ số dư lượng không khí α nhỏ nhất và quá trình cháy phải được kết thúc ở khu vực gần điểm chết trên. Do đó, hình thành hòa khí và bốc cháy của nhiên liệu là các khâu then chốt quyết định tính năng động lực và tính năng kinh tế của động cơ điêden.

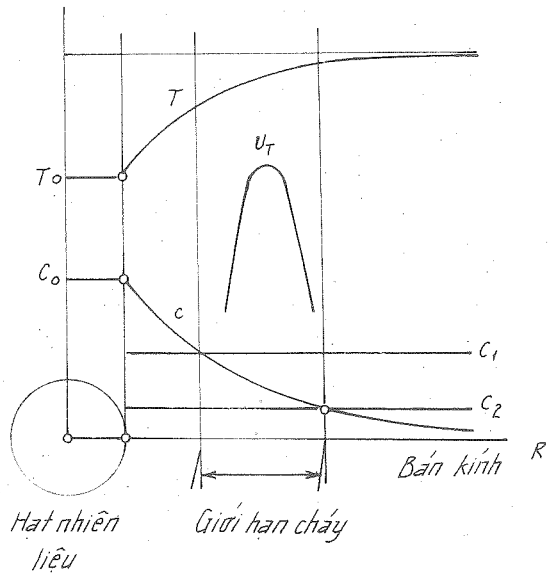
2) Bốn thời kỳ của quá trình cháy trong động cơ điêden

Nhiên liệu trong động cơ điêden được phun vào xilanh động cơ vào cuối kỳ nén, do lực cản của không khí nén trong buồng cháy, nhiên liệu được xé tơi thành những hạt nhỏ không đều về kích thước và phân bố không đều trong không gian buồng cháy. Các hạt nhiên liệu trong môi trường nhiệt độ cao được sấy nóng nhanh, khiến nhiệt độ tăng cao. Nhiên liệu bắt đầu bay hơi từ bề mặt hạt rồi hơi nhiên liệu khuếch tán nhanh vào khối không khí nóng xung quanh, sau một khoảng thời gian, xung quanh hạt nhiên liệu tạo ra các lớp hỗn hợp của hơi nhiên liệu và không khí được gọi là các lớp hòa khí. Lớp hòa khí nằm sát với bề mặt hạt là hòa khí đậm, có nhiệt độ hơi thấp vì hạt nhiên liệu hút nhiệt của lớp này để bay hơi, các lớp cách bề mặt hạt càng xa hòa khí càng nhạt với nhiệt độ càng cao. Phân bố nồng độ và nhiệt độ các lớp hòa khí xung quanh một hạt nhiên liệu đứng yên được thể hiện trên hình 5.78.

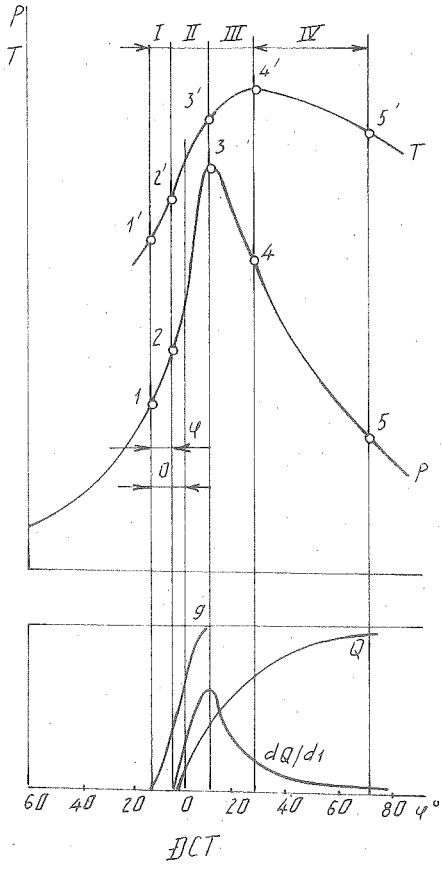
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Cũng như hòa khí của động cơ xăng, thành phần khí trong động cơ điêden cũng có giới hạn trên và giới hạn dưới, trong phạm vi giới hạn ấy hòa khí có thể thực hiện các phản ứng ôxy hóa để tự phát hỏa và bốc cháy. Còn nếu thành phần hòa khí nằm bên ngoài giới hạn sẽ không thể tự phát hoả bốc cháy.

Trong buồng cháy động cơ điêden có rất nhiều hạt nhiên liệu to nhỏ khác nhau, mặt khác lưu động của dòng khí trong buồng cháy rất phức tạp làm cho sự phân bố về nhiệt độ và thành phần hòa khí xung quanh các hạt nhiên liệu trở nên vô cùng phức tạp. Nhưng có thể cho rằng có không ít khu vực trong buồng cháy tồn tại hòa khí có nhiệt độ và thành phần



Hình 5.78. Phân bố nồng độ nhiên liệu C và nhiệt độ hòa khí T xung quanh hạt nhiên liệu tĩnh bất động.



Hình 5.79. Đồ thị khai triển quá trình cháy động cơ điêden.
g – lượng nhiên liệu cấp cho chu trình ;
Q – nhiệt lượng cấp cho chu trình ;
dQ/dt – tốc độ nhả nhiệt.

nằm trong giới hạn phát hỏa và bốc cháy. Do đó ở động cơ điêden có thể hình thành màng lửa trung tâm rồi cháy tại một hoặc một vài nơi. Tóm lại, hình thành hòa khí và cháy của động cơ điêden là một quá trình phức tạp xảy ra nhanh theo kiểu xen kẽ cài răng lược. Để tiện phân tích và làm rõ quy luật quá trình cháy của động cơ điêden, người ta dựa vào một vài đặc trưng trong tiến triển của quá trình cháy để chia quá trình cháy thành bốn giai đoạn (thời kỳ) khác nhau.

a) Thời kỳ cháy trễ I

Được tính từ lúc bắt đầu phun nhiên liệu vào xilanh động cơ (điểm 1) tới khi phát hỏa bốc cháy (điểm 2) (I trên hình 5.79). Đặc điểm của thời kỳ cháy trễ là :

– Tốc độ phản ứng hóa học tương đối chậm, sản vật của phản ứng là sản vật trung gian (như quá trình của ngọn lửa lạnh).

– Nhiên liệu phun liên tục vào buồng cháy, cuối thời kỳ cháy trễ khoảng 30 ÷ 40% nhiên liệu được phun vào, một vài động cơ cao tốc cá biệt có thể phun 100% nhiên liệu trong thời kỳ này.

– Do tốc độ nhả nhiệt dQ/dt rất thấp nên có thể lược bỏ không xét tới sự khác biệt của biến thiên áp suất và nhiệt độ môi chất so với đường nén.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thời kỳ cháy trễ của quá trình cháy trong động cơ điêden, trên một chừng mực nào đó, cũng có những nét tương tự như thời kỳ cháy trễ của động cơ xăng, chủ yếu là để hình thành nguồn lửa đảm bảo cho quá trình cháy được phát triển ra toàn bộ buồng cháy. Nhưng thời gian cháy trễ của động cơ xăng chủ yếu phụ thuộc vào việc chuẩn bị phản ứng hóa học của hòa khí còn ở động cơ điêden ngoài việc phải chuẩn bị cần thiết cho phản ứng hóa học còn phải phân bố nhiên liệu trong không gian buồng cháy, sấy nóng các hạt nhiên liệu làm nhiên liệu bay hơi và khuếch tán... vì vậy càng có nhiều yếu tố gây ảnh hưởng tới thời kỳ này.

b) Thời kỳ cháy nhanh II

Được tính từ điểm 2 đến khi đạt áp suất cực đại trong xilanh (điểm 3 hình 5.79). Ở động cơ cao tốc p_z thường xuất hiện ở vị trí 6 ÷ 10° góc quay trục khuỷu, phía sau ĐCT. Đặc điểm của thời kỳ này là :

- Nguồn lửa được hình thành, tốc độ cháy tăng nhanh, tốc độ tỏa nhiệt dQ/dt thường lớn nhất ; ở cuối thời kỳ này số nhiên liệu bốc cháy chiếm khoảng 1/3 nhiên liệu cấp cho chu trình.

- Áp suất và nhiệt độ tăng nhanh, áp suất cao nhất tới 6 ÷ 9 (MPa).

- Nhiên liệu được phun tiếp vào buồng cháy (số lượng nhiên liệu phun vào thời kỳ này phụ thuộc vào độ dài ngắn của thời gian cháy trễ và thời gian phun nhiên liệu của chu trình) làm tăng nồng độ nhiên liệu trong hòa khí.

Trong thời kỳ cháy nhanh, tốc độ tăng áp suất $\Delta p/\Delta\varphi$ rất lớn. Nếu $\Delta p/\Delta\varphi$ vượt quá 4 ÷ 6 ($x10^5$Pa/độ) sẽ tạo nên các xung áp suất đập vào bề mặt các chi tiết trong buồng cháy, gây tiếng gõ đanh, sắc đó là chế độ hoạt động thô bạo của động cơ điêden. Trong điều kiện hoạt động thô bạo các chi tiết chịu tải của động cơ dễ hỏng, rút ngắn tuổi thọ, đồng thời còn gây khó khăn cho việc điều khiển của lái xe, vì vậy cần tìm biện pháp tránh gây ra hiện tượng trên. Tình hình cháy trong thời kỳ cháy nhanh phụ thuộc chính vào lượng nhiên liệu cấp cho xilanh trong thời kỳ cháy trễ và tình hình tiến triển của những chuẩn bị về vật lý và hóa học của nhiên liệu trên. Nếu thời kỳ cháy trễ kéo dài, và số lượng nhiên liệu phun vào xilanh ở thời kỳ trên rất nhiều và đều được chuẩn bị đầy đủ để cháy thì chỉ cần có một nơi nào đó phát hỏa, màng lửa sẽ lan nhanh đến mọi nơi trong buồng cháy. Tốc độ cháy rất lớn, do đó tăng tốc độ gia tăng áp suất, hoạt động của động cơ sẽ trở nên thô bạo rất khó điều khiển trực tiếp tốc độ cháy của thời kỳ cháy nhanh, nhưng có thể điều khiển một cách gián tiếp thông qua việc giảm bớt lượng nhiên liệu cấp cho xilanh trong thời kỳ cháy trễ. Vì vậy có thể thấy, điều khiển thời kỳ cháy trễ có ảnh hưởng rất quan trọng tới quá trình cháy của động cơ điêden. Tuy nhiên, tính năng động lực và tính năng kinh tế của động cơ điêden hoạt động thô bạo chưa chắc đã quá kém.

c) Thời kỳ cháy chính (hoặc cháy chậm) tính từ điểm 3 đến điểm 4 (điểm có nhiệt độ lớn nhất) (đoạn III, hình 5.79). Điểm nhiệt độ lớn nhất thường xuất hiện phía sau ĐCT khoảng 20 ÷ 25° góc quay trục khuỷu. Đặc điểm của thời kỳ này là :

- Quá trình cháy tiếp diễn với tốc độ cháy lớn, cuối kỳ cháy chậm số nhiệt lượng đã nhả ra chiếm khoảng 70 ÷ 80% nhiệt lượng cấp cho chu trình.

- Trong thời kỳ này, thông thường đã kết thúc phun nhiên liệu, do sản vật cháy tăng nhanh làm giảm nồng độ của nhiên liệu và ôxy.

- Nhiệt độ tăng lên tới giá trị lớn nhất (1700 ÷ 2000°C), nhưng do pittông đã bắt đầu đi xuống nên áp suất hơi giảm xuống.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Nồng độ sản vật trung gian trong buồng cháy giảm nhanh, còn nồng độ của sản vật cháy cuối cùng tăng nhanh.

Trong thời kỳ cháy chậm, mới đầu tốc độ cháy rất lớn, sau đó do lượng ôxy trong buồng cháy giảm dần, sản vật cháy tăng lên nhiều, điều kiện cháy trở nên không lợi vì vậy cuối thời kỳ tốc độ cháy càng ngày càng chậm. Trong thời kỳ này một ít nhiên liệu được cháy trong điều kiện rất nóng và thiếu ôxy có thể cháy không hết tạo ra muội than cùng theo khí xả thải ra ngoài trời gây ô nhiễm môi trường. Vì vậy vấn đề chính của thời kỳ cháy chậm là mâu thuẫn giữa tốc độ cháy và tốc độ hình thành hòa khí. Nếu tăng cường cung cấp ôxy cho nhiên liệu để cải thiện chất lượng hình thành hòa khí sẽ làm tăng tốc độ cháy, rút ngắn thời kỳ cháy chậm làm cho nhiên liệu cháy hòan toàn, nâng cao thêm tính năng động lực và tính năng kinh tế của động cơ.

d) Thời kỳ cháy rớt (hình 5.79) bắt đầu từ điểm nhiệt độ cực đại 4 tới khi cháy hết 5. Rất khó xác định điểm 5, trên thực tế điểm 5 có thể kéo dài tới lúc mở cửa thải. Thông thường coi điểm 5 là điểm có nhiệt lượng do cháy nhả ra chiếm 95 ÷ 97% nhiệt lượng cấp cho chu trình. Trong những động cơ cao tốc, thời kỳ cháy rớt có thể chiếm khoảng 50% thời gian hình thành hòa khí và cháy của chu trình. Đặc điểm của thời kỳ này là :

– Tốc độ cháy giảm dần tới kết thúc cháy, do đó tốc độ nhả nhiệt dQ/dt cũng giảm dần tới không.

– Do thể tích môi chất trong xilanh tăng dần nên áp suất và nhiệt độ đều hạ thấp.

Ở thời kỳ cháy rớt, do áp suất và nhiệt độ môi chất trong xilanh đều hạ thấp, chuyển động của dòng khí yếu dần, sản vật cháy tăng nhiều làm cho điều kiện cháy của nhiên liệu kém hơn so với thời kỳ cháy chậm, khả năng hình thành muội than (C) càng lớn, mặt khác trong thời kỳ cháy rớt, sự cháy lại diễn ra trong quá trình giãn nở, vì vậy phần nhiệt lượng nhả ra trong thời kỳ này chuyển thành công ít hiệu quả hơn các thời kỳ trước. Ngược lại nó còn làm tăng phụ tải nhiệt các chi tiết của động cơ, tăng nhiệt độ khí thải và tăng tổn thất nhiệt truyền cho nước làm mát làm giảm các tính năng động lực và kinh tế của động cơ. Do đó luôn luôn mong muốn giảm thời kỳ cháy rớt tới mức ngắn nhất. Muốn vậy phải tăng cường chuyển động của dòng khí trong buồng cháy động cơ cải thiện chất lượng hình thành hòa khí làm cho nhiên liệu và không khí được hòa trộn tốt với nhau, đồng thời phải giảm lượng nhiên liệu phun vào xilanh trong thời gian cháy chậm, làm cho quá trình cháy về cơ bản kết thúc ở sát ĐCT.

Qua những phân tích trên đối với đặc điểm quá trình cháy trong động cơ điêden có thể thấy : muốn cho động cơ điêden hoạt động tin cậy (đặc biệt là khi khởi động lạnh), cần phải đảm bảo cho nhiên liệu có điều kiện tốt để phát hỏa ; muốn cho động cơ chạy êm, ít ồn, có tuổi thọ cao thì tốc độ tăng áp suất và áp suất cực đại của thời kỳ cháy nhanh không được vượt quá giới hạn cho phép, phải tìm mọi cách rút ngắn thời kỳ cháy trễ, giảm số hòa khí được hình thành và được chuẩn bị tốt trong thời kỳ này ; muốn cho nhiên liệu được cháy kiệt, kịp thời nâng cao các tính năng động lực và kinh tế động cơ, giảm khói đen, cần cải thiện và tăng cường hòa trộn giữa nhiên liệu và không khí trong thời kỳ cháy rớt.

3) Ảnh hưởng của những nhân tố chính tới quá trình cháy động cơ điêden

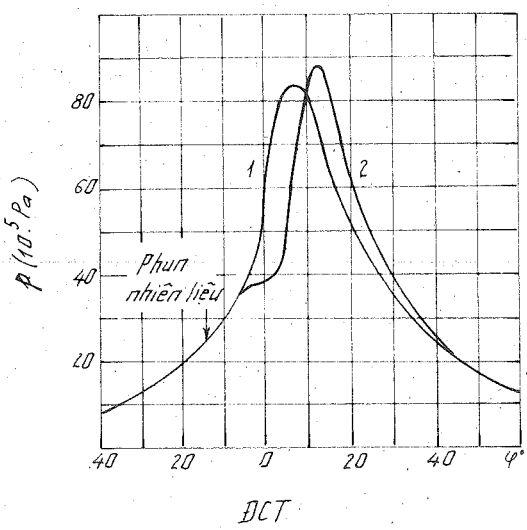
Tổ chức tốt quá trình là việc quan trọng đối với các tính năng động lực và kinh tế của động cơ. Vì vậy, cần phân tích ảnh hưởng của những nhân tố chính đến quá

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

trình cháy của động cơ, tìm ra mối quan hệ giữa chúng, sau đó đi sâu thêm một bước khái quát và tổng kết quy luật tổ chức quá trình cháy. Có nhiều nhân tố gây ảnh hưởng tới quá trình cháy, chủ yếu là : tính chất nhiên liệu, tỷ số nén, quy luật phun nhiên liệu và góc phun sớm, tốc độ và phụ tải...

a) Ảnh hưởng của tính chất nhiên liệu

Nếu các điều kiện khác giống nhau, cứ tăng thích đáng số xêtan của nhiên liệu sẽ rút ngắn thời kỳ cháy trễ. Dùng nhiên liệu có thành phần chính là Hydro-carbon no - họ paraphin với số xêtan lớn sẽ rút ngắn thời kỳ cháy trễ, khiến tốc độ tăng áp suất trong thời kỳ cháy nhanh không lớn, máy chạy êm (đường 1, hình 5.80). Nếu dùng nhiên liệu có thành phần chính là hydro-cacbon thơm với số xêtan nhỏ sẽ kéo dài thời kỳ cháy trễ, làm cho thời kỳ cháy nhanh có tốc độ tăng áp suất lớn, động cơ hoạt động thô bạo. Như vậy cần dùng nhiên liệu có số xê tan tương đối cao, động cơ điêden cao tốc thường dùng nhiên liệu có số xêtan trong khoảng 40 ÷ 45.

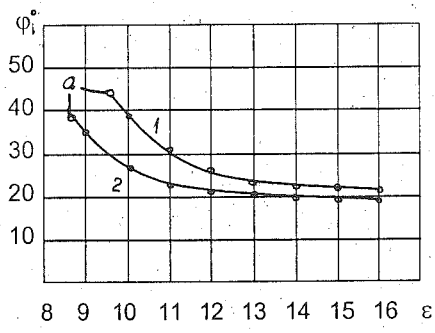


Hình 5.80. Ảnh hưởng số xêtan tới quá trình cháy
1 - xêtan lớn ; 2 - xêtan nhỏ.

b) Ảnh hưởng của tỷ số nén

Động cơ điêden, cần đảm bảo chắc chắn để nhiên liệu được phát hỏa bốc cháy trong mọi điều kiện sử dụng, muốn vậy nhiệt độ môi chất cuối quá trình nén, phải vượt quá nhiệt độ phát hỏa tự cháy của nhiên liệu lúc đó (khoảng 300°C), muốn vậy phải có tỷ số nén ε đủ lớn.

Tăng tỷ số nén ε sẽ làm tăng nhiệt độ và áp suất cuối quá trình nén, làm tăng tốc độ sấy nóng, bay hơi và phản ứng hóa học, rút ngắn thời kỳ cháy trễ, nên tốc độ tăng áp suất của thời kỳ cháy nhanh tương đối thấp, điều đó rất lợi cho việc phòng ngừa hoạt động thô bạo của động cơ. Ảnh hưởng của tỷ số nén tới thời gian cháy trễ đối với hai loại nhiên liệu có số xêtan khác nhau được thể hiện trên hình 5.81. Nhìn chung, nâng cao tỷ số nén ε, rất có lợi để cải thiện việc khởi động lạnh của động cơ, nhưng nếu dùng tỷ số nén lớn quá, áp suất cực đại của chu trình sẽ tăng lên quá nhiều, làm tăng quá mức phụ tải của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền, gây ảnh hưởng tới tuổi thọ động cơ.



Hình 5.81. Ảnh hưởng của tỷ số nén ε tới thời gian cháy trễ φ_i
1 - số xêtan 40, 2 - số xêtan 60.

Do đó việc chọn tỷ số nén cho động cơ điêden cần dựa vào điều kiện sử dụng cụ thể. Đối với động cơ có đường kính xilanh nhỏ do F_{lm}/V_c lớn, dễ tản nhiệt, cần chọn ε hơi cao, lúc ấy, phụ tải của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền không lớn lắm vì diện tích pittông nhỏ. Động cơ có buồng cháy dự bị và buồng cháy xoáy lốc do diện tích tản nhiệt lớn, cũng cần chọn tỷ số nén hơi cao. Đối với động cơ điêden cao tốc do yêu cầu của hình thành hòa khí và của khởi động lạnh cũng chọn tỷ số nén ε hơi cao, để nhiệt độ và áp suất cuối quá trình nén đều đủ lớn giúp

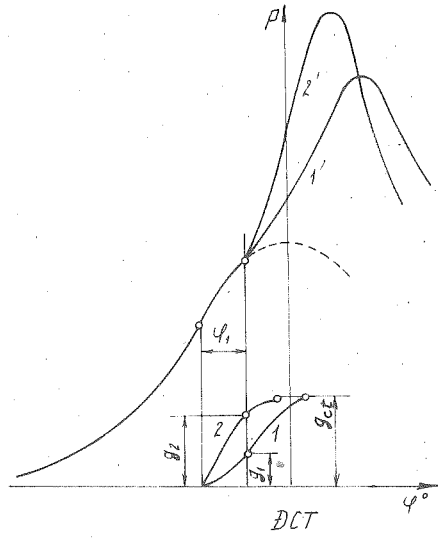
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

khởi động lạnh cũng như hình thành hòa khí được dễ và nhanh. Ví dụ hiện nay một trong các động cơ có tốc độ cao nhất, dùng buồng cháy xoáy lốc D = 75mm, n = 5000 vòng/phút với tỷ số nén ε = 22,3. Đối với động cơ điêden dùng cho ô tô du lịch, thường xuyên hoạt động ở tải vừa và nhỏ, phải khởi động thường xuyên nên cần phải chọn tỷ số nén tương đối cao. Còn động cơ máy kéo thường xuyên hoạt động ở tải lớn, nên tỷ số nén phải thấp, nhằm tránh không để áp suất cực đại quá lớn. Đối với động cơ tăng áp để giảm nhẹ phụ tải cơ khí cho các chi tiết máy, cần giảm nhỏ tỷ số nén ε qua đó hạn chế áp suất cực đại khi cháy. Ví dụ động cơ 12V135 sau khi tăng áp đã giảm ε từ 16,5 xuống 15.

Tóm lại, chọn tỷ số nén cho động cơ điêden cần dựa vào yêu cầu của khởi động lạnh, cấu tạo động cơ và tình hình sử dụng thực tế, trong điều kiện có thể cần chọn ε nhỏ nhất để giảm áp suất cháy cao nhất.

c) Ảnh hưởng của quy luật phun nhiên liệu. Biến thiên của lượng nhiên liệu phun vào xilanh động cơ (lượng nhiên liệu tương ứng với một đơn vị góc quay) theo góc quay trục khuỷu được gọi là quy luật phun.

Ảnh hưởng của quy luật phun tới quá trình cháy được thể hiện trên hình 5.82. Nếu phun nhiên liệu theo quy luật 1, thì lượng nhiên liệu phun vào xilanh trong thời kỳ cháy trễ là g_1, tương đối ít làm cho tốc độ tăng áp suất của thời kỳ cháy nhanh tương đối chậm, động cơ chạy êm, nhưng quá trình cháy sẽ kéo dài, giảm hiệu suất nhiệt. Với lượng nhiên liệu cấp cho xilanh Δg_{ct} như nhau, nếu rút ngắn thời gian cung cấp (theo quy luật 2), sẽ làm tăng lượng nhiên liệu phun vào xilanh trong thời kỳ cháy trễ g_2, làm cho tốc độ tăng áp suất của thời kỳ cháy nhanh tăng cao, rút ngắn thời gian cháy làm tăng công suất và hiệu suất động cơ, hoạt động của động cơ tương đối thô bạo. Do đó có thể nói, thay đổi quy luật phun nhiên liệu là một biện pháp hữu hiệu dùng để kiểm chế hoạt động thô bạo của động cơ và để điều chỉnh hiệu suất.



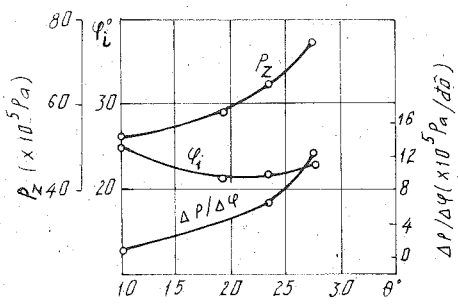
Hình 5.82. Ảnh hưởng quy luật phun nhiên liệu trong buồng cháy phun trực tiếp tới quá trình cháy động cơ điêden.

Hình 5.82 giới thiệu hai quy luật phun của động cơ điêden dùng buồng cháy phun trực tiếp. Toàn bộ quá trình phun nhiên liệu được phun với tốc độ rất lớn, nhờ đó nhiên liệu được xé tơi tốt. Quy luật phun hợp lý nhất là : lúc bắt đầu phun, cần có tốc độ phun nhỏ, áp suất phun thấp, để giảm lượng nhiên liệu phun vào xilanh trong thời kỳ cháy trễ. Giai đoạn giữa và cuối quá trình phun cần tăng nhanh tốc độ và áp suất phun làm cho lượng nhiên liệu phun vào xilanh tăng nhanh. Để giảm lượng nhiên liệu phun vào xilanh trong thời kỳ cháy trễ, giảm tình trạng hoạt động thô bạo của động cơ, người ta còn sử dụng quy luật phun hai lần, tức là lần thứ nhất phun nhiên liệu mồi vào xilanh trước ĐCT, với góc phun sớm lớn, do số nhiên liệu này không nhiều nên không thể làm cho áp suất tăng đột ngột, sau khi nhiên liệu mồi phát hỏa thì bắt đầu phun lần thứ hai, như vậy có thể rút ngắn thời kỳ cháy trễ của đa phần nhiên liệu phun vào xilanh, động cơ hoạt động rất êm. Tuy nhiên số nhiên liệu phun lần thứ hai phải được phun với tốc độ lớn, nếu không sẽ kéo dài thời gian cháy, giảm hiệu suất động cơ. Do đó rất ít động cơ điêden cao tốc dùng quy luật phun nhiên liệu hai lần.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

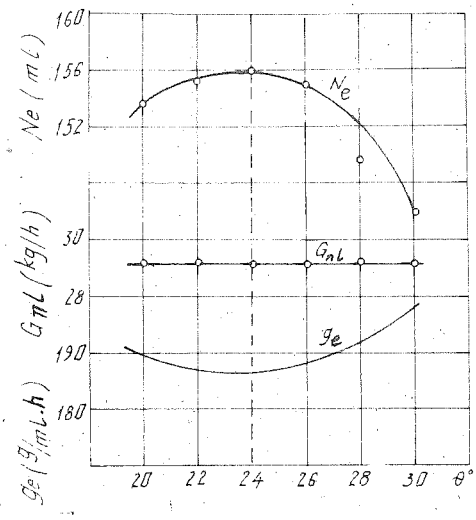
d) Ảnh hưởng của góc phun sớm

Góc phun sớm là giai đoạn từ thời điểm bắt đầu phun nhiên liệu đến ĐCT, tính theo góc quay trục khuỷu (θ^O). Ảnh hưởng của θ^O đối với thời kỳ cháy trễ φ_i, tốc độ tăng áp suất $\Delta p/\Delta\varphi$ và áp suất lớn nhất p_z được thể hiện trên hình 5.83. Tăng θ^O, do nhiên liệu được phun vào khối không khí có áp suất và nhiệt độ không lớn, điều kiện chuẩn bị vật lý và hóa học tương đối kém, đã kéo dài thời kỳ cháy trễ làm cho tốc độ tăng áp suất $\Delta p/\Delta\varphi$ và áp suất p_z tăng cao, động cơ làm việc thô bạo. Nhưng nếu phun nhiên liệu muộn quá, quá trình cháy sẽ kéo dài sang kỳ giãn nở, do đó làm giảm $\Delta p/\Delta\varphi$ và p_z, tăng nhiệt độ khí xả, tăng tổn thất nhiệt cho nước làm mát và giảm hiệu suất động cơ.



Hình 5.83. Ảnh hưởng góc phun sớm θ tới φ_i, p_z và $\Delta P/\Delta_\varphi$.

Do đó mỗi loại động cơ, đều có một góc phun sớm tốt nhất. Việc lựa chọn góc phun sớm tốt nhất được xác định nhờ thực nghiệm bằng cách xây dựng đặc tính điều chỉnh góc phun sớm của động cơ. Đặc tính điều chỉnh góc phun sớm được thực hiện ở điều kiện không thay đổi tốc độ n và lượng nhiên liệu cấp cho chu trình. Thay đổi góc phun sớm, tại mỗi góc phun sớm xác định các giá trị N_e và g_e tương ứng. Sau đó dựa vào số liệu thực nghiệm xây dựng các đường cong $N_e = \phi f(\theta)$ và $g_e = \phi f(\theta)$. Tại vị trí N_{emax} và g_{emin} xác định góc phun sớm tốt nhất θ (hình 5.84).



Hình 5.84. Đặc tính điều chỉnh góc phun sớm $Ne = f(\theta)$; $g_e = f(\theta)$; $G_{nl} = f(\theta)$.

Góc phun sớm tốt nhất phụ thuộc vào loại buồng cháy của động cơ, các loại buồng cháy phun trực tiếp, θ tốt nhất nằm trong giới hạn 25 ÷ 35^O góc quay trục khuỷu, các loại buồng cháy ngăn cách (các buồng cháy dự bị và xoáy lốc), θ tốt nhất nhỏ hơn, khoảng 15 ÷ 20^O góc quay trục khuỷu.

e) Ảnh hưởng của chất lượng phun sương

Trong động cơ điêden, nhiên liệu có cháy kiệt và kịp thời hay không, phụ thuộc rất nhiều vào chất lượng phun tơi nhiên liệu, vì nếu nhiên liệu không được phun tơi và phân bố không đều trong không gian buồng cháy sẽ gây khó khăn cho sự hình thành hòa khí, kéo dài thời gian cháy rớt, làm giảm công suất và hiệu suất động cơ, ngoài ra còn thải khói đen gây ô nhiễm môi trường, tích muội than trên thành buồng cháy làm cho động cơ hoạt động không bình thường. Nếu chất lượng phun sương tốt (kích thước của hạt nhỏ, đều và được phân bố đều trong không gian buồng cháy) sẽ làm tăng nhanh tốc độ hình thành hòa khí, rút ngắn quá trình cháy làm cho nhiên liệu được đốt kiệt và cháy kịp thời, chất lượng phun sương có tác dụng quan trọng đối với động cơ điêden dùng buồng cháy thống nhất.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

g) Ảnh hưởng của điều kiện nạp và thải

Áp suất và nhiệt độ không khí đi vào xilanh động cơ quyết định trạng thái môi chất trong xilanh trong quá trình nén. Nếu tăng áp, áp suất và nhiệt độ môi chất đi vào xilanh đều tăng, do đó làm tăng áp suất và nhiệt độ môi chất cuối thời kỳ nén và nhờ đó cải thiện môi trường hình thành hòa khí, làm giảm thời gian cháy trễ và rút ngắn thời gian của quá trình cháy, kết quả sẽ làm giảm $\Delta p/\Delta\varphi$, giảm cháy rớt nhưng làm tăng chút ít p_z vì p_c cao hơn.

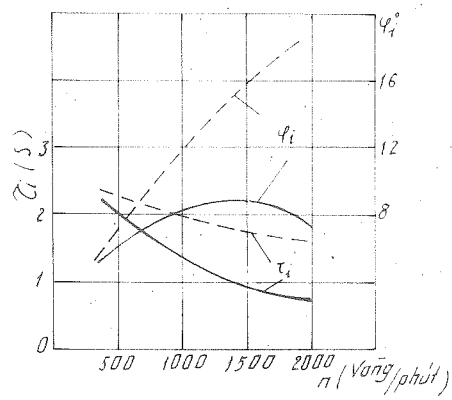
Áp suất trên đường thải tăng lên do cản của đường thải gây ra, sẽ làm tăng số lượng khí sót và hệ số khí sót của môi chất công tác, vì vậy sẽ làm giảm hệ số nạp η_v. Nếu không thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình thì tình trạng trên sẽ làm thay đổi thành phần hòa khí, lượng oxy bị thiếu làm kéo dài thời gian của quá trình cháy.

h) Vật liệu làm pittông và nắp xilanh

Nếu dùng vật liệu bằng gang, bề mặt pittông và nắp xilanh sẽ nóng hơn so với trường hợp dùng hợp kim nhôm vì gang hấp thụ nhiệt nhanh, tản nhiệt chậm hơn so với hợp kim nhôm. Kết quả dùng vật liệu gang sẽ rút ngắn thời gian cháy trễ và do đó giảm $\Delta p/\Delta\varphi$ và p_z.

i) Ảnh hưởng của tốc độ n và phụ tải động cơ

Khi tăng tốc độ n, cường độ chuyển động của dòng khí trong xilanh được gia cường, đồng thời còn làm tăng áp suất phun, cải thiện tốt hơn điều kiện hình thành hòa khí, vì vậy nếu tính theo giây thì khi tăng n sẽ làm giảm thời gian cháy trễ t_i (s), nhưng do thời gian dành cho một chu trình bị giảm nhiều hơn khi tăng n, vì vậy nếu thời gian cháy trễ thể hiện bằng góc quay trục khuỷu φ_i ($\varphi_i = \omega t_i = 6nt_i$) thì khi tăng n, φ_i sẽ hơi tăng (hình 5.85). Do đó đòi hỏi nếu tăng n cần phải tăng góc phun sớm θ, để đảm bảo cho hòa khí được cháy đúng lúc ở khu vực gần ĐCT. Vì vậy động cơ điêden lắp trên ô tô và một số thiết bị đòi hỏi tốc độ n thay đổi trong phạm vi rộng, cần phải lắp một cơ cấu ly tâm nhằm tự động tăng góc phun sớm, khi tăng tốc độ động cơ. Động cơ điêden có buồng cháy xoáy lốc do điều khiển tốt chuyển động xoáy lốc của dòng khí, nên khi tăng tốc độ thì cường độ xoáy lốc của dòng khí sẽ tăng lên nhiều làm cho t_i giảm nhiều, lúc ấy về cơ bản φ_i thay đổi ít, vì vậy động cơ điêden dùng buồng cháy xoáy lốc thường không lắp bộ điều chỉnh góc phun sớm (hình 5.85).



Hình 5.85. Ảnh hưởng của tốc độ động cơ n tới τ_i và φ_i
---- buồng cháy thống nhất;
—— buồng cháy xoáy lốc.

Tăng tải sẽ làm tăng nhiệt độ động cơ, cải thiện điều kiện chuẩn bị cháy, vì vậy sẽ rút ngắn thời gian cháy trễ. Nhưng do tăng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình và do tăng thời gian phun nên thời gian của toàn bộ quá trình cháy thường kéo dài thêm.

5.3.5. NHIỆT ĐỘNG QUÁ TRÌNH CHÁY

1) Quan hệ giữa các thông số ở đầu và cuối quá trình cháy

Quan hệ giữa các thông số của môi chất trong xilanh ở đầu và cuối quá trình cháy được xác lập theo các phương trình trạng thái và các phương trình của các quá trình

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trạng thái môi chất tại C ở cuối quá trình nén được coi là trạng thái đầu quá trình cháy (hình 5.86). Các thông số trạng thái của môi chất tại điểm C gồm p_c, V_c, T_c và m_c, trong đó $m_c = g_{ct}.M_1(1 + \gamma_r)$; M_1 – lượng môi chất mới của 1 kg nhiên liệu ; γ_r – hệ số khí sót.

Phương trình trạng thái của môi chất tại điểm C (hình 5.86) :

$$p_cV_c = 8314.g_{ct}.M_1(1 + \gamma_r).T_c$$

Cuối quá trình cháy, tại z (hình 5.86), các thông số trạng thái của môi chất gồm có p_z, V_z, T_z và m_z, trong đó :

$m_z = g_{ct}.M_z = g_{ct}.\beta_z M_1(1 + \gamma_r)$;

M_z – toàn bộ môi chất tại z ứng với 1kg nhiên liệu ;

β_z – hệ số thay đổi mol tại z.

Phương trình trạng thái của môi chất tại điểm z :

$$p_zV_z = 8314.g_{ct} . \beta_z . M_1(1 + \gamma_r).T_z ;$$

Lấy phương trình trạng thái tại z chia cho phương trình trạng thái tại C được :

$$\frac{p_zV_z}{p_cV_c} = \beta_z . \frac{T_z}{T_c} ;$$

Biết rằng : $\frac{p_z}{p_c} = \lambda$ – hệ số tăng áp khi cháy ;

$\frac{V_z}{V_c} = \rho$ – hệ số giãn nở khi cháy.

Vì vậy đối với động cơ điêden (chu trình cấp nhiệt hỗn hợp) ta được :

$$\lambda = \frac{\beta_z}{\rho} . \frac{T_z}{T_c} \qquad (5\text{–}71)$$

Đối với động cơ xăng (chu trình cấp nhiệt đẳng tích), $\rho = \frac{V_z}{V_c} = 1$, ta được :

$$\lambda = \beta_z . \frac{T_z}{T_c} \qquad (5\text{–}72)$$

Phương trình (5–72) có hai ẩn số là : T_z và λ (thay cho p_z). Phương trình (5–71) ngoài T_z, λ còn thêm một ẩn số nữa là ρ (thay cho V_z).

Như vậy muốn xác định T_z, p_z và V_z cần thiết lập thêm phương trình mới, phản ánh diễn biến của các quá trình cháy phức tạp kể trên.

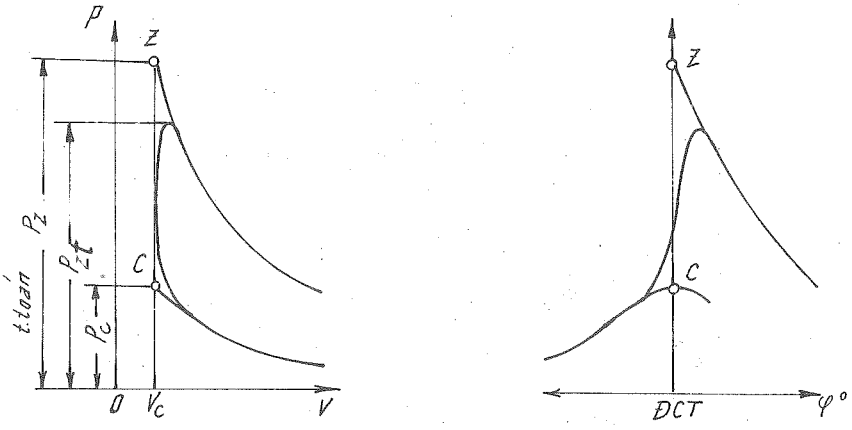
2) Sơ đồ tính nhiệt động quá trình cháy, hệ số lợi dụng nhiệt

Để thuận tiện cho tính toán thực tế người ta đưa ra sơ đồ tính nhiệt động quá trình cháy sau :

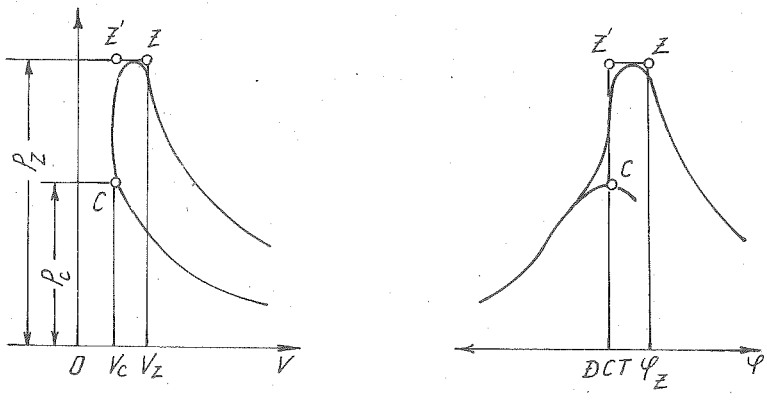
– Đối với động cơ xăng, quá trình cháy được thể hiện chủ yếu ở thời kỳ cháy nhanh, nhờ lan truyền màng lửa rất nhanh trong buồng cháy tại khu vực ĐCT, do đó người ta coi quá trình cháy của động cơ xăng là quá trình đẳng tích CZ (quá trình

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

nhả nhiệt nhanh tới mức pittông chưa kịp chuyển dịch), trong quá trình này toàn bộ số nhiệt lượng do nhiên liệu nhả ra chỉ kịp làm tăng nội năng môi chất và một phần nhỏ mất mát cho nước làm mát (hình 5.86a).



Hình 5.86a. Sơ đồ tính quá trình cháy của động cơ xăng châm cháy cưỡng bức (đồ thị p–V và đồ thị p–φ).



Hình 5.86b. Sơ đồ tính quá trình cháy của động cơ điêden (đồ thị p–V và đồ thị p–φ).

Đối với động cơ điêden, về mặt nhiệt động quá trình cháy chủ yếu thể hiện qua hai thời kỳ : cháy nhanh và cháy chính. Khi tính thời kỳ cháy nhanh *được thay bằng* đường đẳng tích CZ' còn thời kỳ cháy chính *được thay thế bằng đường đẳng* áp Z'Z. Như vậy nhiệt lượng do nhiên liệu bốc cháy nhả ra trong quá trình cháy của động cơ điêden chẳng những được dùng kịp thời để nâng cao nội năng của môi chất (một phần nhỏ bị mất cho nước làm mát), mà còn được dùng để thực hiện một phần công trong thời kỳ cháy đẳng áp (hình 5.86b).

Quá trình cháy của động cơ đốt trong thực tế bao giờ cũng có những tổn thất nhiệt do nhiên liệu cháy chưa kiệt, do phân giải của sản vật cháy và do tản nhiệt cho nước làm mát.

– Nhiên liệu cháy chưa kiệt là hiện tượng phổ biến ở mọi loại động cơ, được thể hiện dưới các dạng sau : một phần nhiên liệu không kịp cháy trong các thời kỳ cháy nhanh và cháy chính trong sản vật cháy có khói đen (muội C), HC và các sản vật trung gian chưa cháy kiệt.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- Phân giải của sản vật cháy xuất hiện khi nhiệt độ cháy vượt quá 2000 K, đặc biệt quá trình cháy của động cơ xăng, nhiệt phân giải không bị mất hoàn toàn. Các sản vật phân giải sẽ tái hợp trở lại trên đường giãn nở khi nhiệt độ môi chất giảm xuống. Số nhiệt lượng nhả ra khi tái hợp sẽ được chuyển biến thành công, nhưng ít hiệu quả hơn so với nhiệt lượng nhả ra đầu quá trình cháy. Vì vậy phân giải sẽ làm giảm nhiệt lượng cấp cho chu trình ở giai đoạn đầu quá trình cháy.

Người ta dùng hệ số tỏa nhiệt x để chỉ tỷ số giữa phần nhiệt lượng do số nhiên liệu đã kịp cháy tỏa ra tại thời điểm xét so với toàn bộ nhiệt lượng của số nhiên liệu cấp cho chu trình ;

x được thể hiện qua biểu thức sau :

$$x = \frac{g_{ct} \cdot Q_T - Q_{cc} - Q_{pg}}{g_{ct} \cdot Q_T} \qquad (5\text{-}73)$$

trong đó : g_{ct} – lượng nhiên liệu cấp cho chu trình (kg/chu trình) ;

Q_T – nhiệt lượng của 1kg nhiên liệu (J/kg nhiên liệu) ;

Q_{cc} – nhiệt lượng của phần nhiên liệu chưa cháy trong chu trình ;

Q_{pg} – nhiệt lượng tiêu hao do phân giải sản vật cháy.

Giá trị của Q_T phụ thuộc thành phần hòa khí :

Đối với trường hợp $\alpha \geq 1$ (động cơ điêden và động cơ xăng chạy ở hòa khí nhạt) :

$$Q_T = Q_t \text{ (nhiệt trị thấp của nhiên liệu).}$$

Đối với trường hợp : $\alpha \leq 1$ (động cơ xăng chạy ở hòa khí đậm) :

$$Q_T = Q_t - \Delta Q_t \qquad (5\text{-}74)$$

trong đó : ΔQ_t – là phần tổn thất nhiệt tất yếu do thiếu oxy.

$$\Delta Q_t = 120.10^6(1 - \alpha)M_o, \text{ J/kg nhiên liệu} \qquad (5\text{-}75)$$

Hệ số tỏa nhiệt x là biến số trong suốt quá trình cháy, nó phụ thuộc tính hoàn thiện của quá trình và biến động từ x = 0 (đầu quá trình cháy) đến x = 1 (cuối thời kỳ cháy rớt).

Ngoài tổn thất nhiệt do chưa cháy (Q_{cc}) và phân giải sản vật cháy (Q_{pg}) còn có tổn thất nhiệt cho nước làm mát Q_w, các phần tổn thất này cũng thay đổi liên tục trong quá trình cháy và quá trình giãn nở.

Người ta còn dùng hệ số lợi dụng nhiệt ξ để chỉ phần nhiệt được dùng cho việc nâng cao nội năng của môi chất trong xilanh, và để sinh công trong quá trình cháy và giãn nở so với số nhiệt lượng cấp cho chu trình $g_{ct}.Q_T$:

$$\xi = x - \frac{Q_w}{g_{ct} \cdot Q_T} \qquad (5\text{-}76)$$

Như vậy tại một điểm bất kỳ trong quá trình cháy và trên đường giãn nở, ta luôn có :

$$\xi . g_{ct} . Q_T = x . g_{ct} . Q_T - Q_w \qquad (5\text{-}77)$$

Tại z, cuối thời kỳ cháy chính ta có :

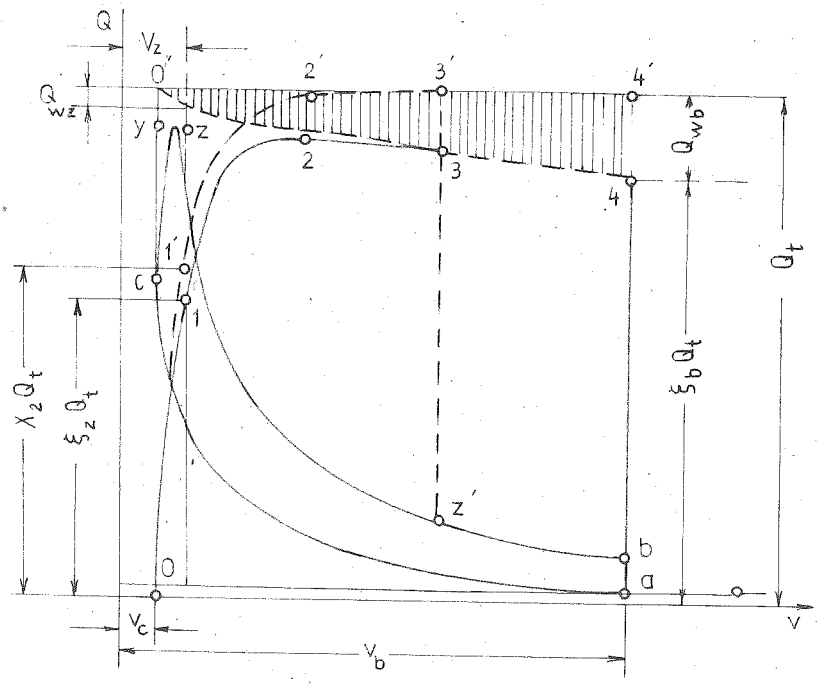
$$\xi_z . g_{ct} . Q_T = x_z . g_{ct} . Q_T - Q_{wz} \qquad (5\text{-}78)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Tại b, cuối quá trình giãn nở có :

$$\xi_b \cdot g_{ct} \cdot Q_T = x_b \cdot g_{ct} \cdot Q_T - Q_{wb} \qquad (5\text{-}79)$$

Hình 5.87 giới thiệu biến thiên của hệ số lợi dụng nhiệt ξ, hệ số tỏa nhiệt x và tổn thất nhiệt cho nước làm mát. Q_w theo thể tích xilanh V của động cơ điêden với g_{ct} = 1kg/chu trình.



Hình 5.87. Biến thiên của x, Q_w và ξ theo thể tích xi lanh V trong quá trình cháy – dãn nở với g_{ct} = 1kg/chu trình.

Qua đồ thị thấy rằng : hệ số lợi dụng nhiệt ξ là hàm số thay đổi liên tục trong suốt hành trình pittông, nó phụ thuộc vào cường độ tỏa nhiệt x và nhiệt lượng tổn thất cho nước làm mát Q_w

3) Phương trình cháy

Trên cơ sở định luật một của nhiệt động , viết cho quá trình cháy từ c đến z, ta có :

$$Q_{cz} = U_z - U_c + L_{cz} \qquad (5\text{-}80)$$

trong đó : Q_{cz} – số nhiệt lượng cấp cho môi chất từ c đến z, dùng để nâng cao nội năng ($U_z - U_c$) và sinh công L_{cz}.

Dựa vào định nghĩa của hệ số lợi dụng nhiệt ξ (5-74) ; số nhiệt lượng Q_{cz} được tính theo biểu thức (5-78) :

$$Q_{cz} = \xi_z \cdot g_{ct} \cdot Q_T = x_z \cdot g_{ct} \cdot Q_T - Q_{wz} \qquad (5\text{-}81)$$

Như vậy phương trình cháy của động cơ có dạng sau :

$$\xi_z \cdot g_{ct} \cdot Q_T + U_c = U_z + L_{cz} \qquad (5\text{-}82)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nội năng môi chất ở cuối quá trình nén (đầu quá trình cháy) U_c :

$$U_c = m_c \overline{(mC_v)}_c . T_c \qquad (5\text{-}83)$$

trong đó : $\overline{(mC_v)}_c$ – tỷ nhiệt mol trung bình đẳng tích của môi chất tại c (J/kmol.độ).

$m_c = g_{ct} M_c = g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)$ – số kmol môi chất mới tại c.

Nội năng môi chất trong xilanh cuối kỳ cháy chính U_z :

$$U_z = m_z \overline{(mC_v)}_z . T_z \qquad (5\text{-}84)$$

trong đó : $\overline{(mC_v)}_z$ – tỷ nhiệt mol đẳng tích trung bình của môi chất tại z.

$m_z = \beta_z . m_c = \beta_z g_{ct} . M_1 (1 + \gamma_r)$ – số kmol môi chất tại z.

Công giãn nở của môi chất trên đường cháy đẳng áp z'z.L_{cz} được xác định theo biểu thức sau :

$$L_{cz} = p_z V_Z - p'_z V'_z ;$$

Biết rằng : $p'_z = p_z = \lambda . p_c$; $V'_z = V_c$, do đó :

$$L_{cz} = p_z V_z - \lambda p_c V_c \qquad (5\text{-}85)$$

Phương trình đặc tính của môi chất tại z :

$$p_z V_z = 8314\ m_z . T_z = 8314\ \beta_z . g_{ct} . M_1 (1 + \gamma_r) . T_z$$

và tại c : $p_c V_c = 8314\ m_c . T_c = 8314\ g_{ct} . M_1 (1 + \gamma_r) . T_c$

Thay các giá trị tìm được vào (5-82) và thay $Q_T = Q_t$ sẽ được :

$$\xi_z . Q_t + M_1 (1 + \gamma_r) \overline{(mC_v)}_c . T_c = \beta_z M_1 (1 + \gamma_r) [\overline{(mC_v)}_z + 8314] T_z - 8314 M_1 (1 + \gamma_r) . \lambda . T_c ;$$

hoặc :

$$\frac{\xi_z . Q_t}{M_1 (1 + \gamma_r)} + [\overline{(mC_v)}_c + 8314\lambda] T_c = \beta_z \overline{(mC_v)}_z . T_z \qquad (5\text{-}86)$$

Hệ số thay đổi thể tích tại z được tính theo biểu thức (3-59) :

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} x_z$$

trong đó : x_z – hệ số tỏa nhiệt tại z, thể hiện phần nhiên liệu đã kịp cháy tại z.

Nếu giả thiết phần nhiên liệu đã kịp cháy tại z, x_z và tại b (cuối kỳ giãn nở) x_b ; tỷ lệ thuận với hệ số lợi dụng nhiệt tại hai điểm trên, ngoài ra giả thiết $x_b = 1$, sẽ có :

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

trong đó : ξ_z, ξ_b – là hệ số lợi dụng nhiệt tại z và tại b.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Biểu thức (5-86) là phương trình bậc 2 của T_z, qua đó sẽ tìm được T_z, với T_z tìm được thay vào (5-71) sẽ được một biểu thức có hai ẩn số λ và ρ. Cần phải chọn một giá trị của λ đảm bảo p_z không vượt quá giới hạn cho phép, sẽ tính được ρ và giá trị p_z.

Phương trình cháy của động cơ xăng không có phần công L_{cz}, thay $L_{cz} = 0$ vào (5-80) sẽ được :

$$\xi_z . g_{ct} . Q_T + U_c = U_z \qquad (5\text{-}87)$$

Thay các biểu thức (5-83) và (5-84) vào (5-87) sau khi giản lược g_{ct} sẽ được :

$$\xi_z . Q_T + M_1 (1 + \gamma_r) \overline{(mC_v')_c} . T_c = \beta_z M_1 (1 + \gamma_r) \overline{(mC_v')_z} . T_z ;$$

hoặc :

$$\frac{\xi_z Q_T}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \overline{(mC_v')_c} . T_c = \beta_z \overline{(mC_v')_z} . T_z$$

Trường hợp $\alpha \geq 1$ thì $Q_T = Q_t$, ta được :

$$\frac{\xi_z . Q_t}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \overline{(mC_v')_c} . T_c = \beta_z \overline{(mC_v')_z} . T_z \qquad (5\text{-}88)$$

Trường hợp $\alpha < 1$, thì $Q_T = Q_t - \Delta Q_t$, ta được :

$$\frac{\xi_z (Q_t - \Delta Q_t)}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \overline{(mC_v')_c} . T_c = \beta_z \overline{(mC_v')_z} . T_z , \qquad (5\text{-}89)$$

ΔQ_t tính theo (5-75).

Giải phương trình (5-88) hoặc (5-89) sẽ tìm được T_z, thay T_z tìm được vào (5-72) sẽ tìm được λ, qua đó tính được $p_z = \lambda . p_c$.

4) Các thông số cơ bản của quá trình cháy

Tính chất cháy kịp thời được thể hiện qua hệ số tỏa nhiệt x_z, tại điểm z cuối thời kỳ cháy chính (5-73). Hệ số lợi dụng nhiệt ξ_z (tại z) lại phụ thuộc vào x_z và phần nhiệt tổn thất cho nước làm mát Q_{wz} (5-76). Muốn nâng cao ξ_z cần phải nâng cao x_z (bằng cách giảm Q_{ccz} và Q_{pg}, tức là giảm phần nhiên liệu cháy trong thời kỳ cháy rớt) và giảm Q_{wz} (nhờ giảm diện tích tản nhiệt của buồng cháy).

Như vậy tất cả những yếu tố gây ảnh hưởng đến cháy rớt và tới nhiệt truyền cho nước làm mát khi cháy đều gây ảnh hưởng tới ξ_z.

Ví dụ khi tăng tốc độ động cơ (n), mặc dù sẽ làm giảm Q_{wz} (vì giảm thời gian truyền nhiệt của môi chất khi cháy), nhưng sẽ làm tăng phần nhiên liệu chưa kịp cháy tại z để tham gia cháy rớt, qua đó làm tăng Q_{ccz} và giảm x_z, kết quả sẽ làm giảm chút ít ξ_z.

So với động cơ xăng, ξ_z của động cơ điêden nhỏ hơn vì hiện tượng cháy rớt của động cơ điêden nhiều hơn (đặc điểm hình thành hòa khí bên trong xilanh, nhiên liệu và không khí hòa trộn không thật đều, và do đặc điểm của ngọn lửa khuếch tán, tốc độ cháy phụ thuộc tốc độ khuếch tán).

Hiện tượng phân giải sản vật cháy gây ảnh hưởng tới Q_{pg} và do đó tới x và ξ (5-71) và (5-74). Hiện tượng phân giải sản vật cháy phụ thuộc nhiệt độ. Nhiệt độ cháy cực đại T_z của động cơ điêden thường không quá 2200K, do đó hiện tượng phân giải của động cơ điêden thường không quá 2% còn nhiệt độ của động cơ xăng thường

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

rất cao $T_z \approx 2800K$ nên hiện tượng phân giải sản vật cháy tương đối nặng. Do đó đối với động cơ điêden có thể bỏ qua hiện tượng phân giải sản vật cháy, nhưng ở động cơ xăng cần tính tới tổn thất này.

Với thành phần hòa khí $\alpha = 0,89 \div 0,95$ ở toàn tải, động cơ xăng có T_z lớn nhất, vì vậy hiện tượng phân giải cũng trầm trọng nhất.

Tóm lại khi chọn ξ_z cần xét toàn diện tất cả các yếu tố có liên quan tới Q_{cc}, Q_{pg} và Q_w.

Giá trị thống kê số liệu thực nghiệm của ξ_z, p_z, T_z tại điểm z trên đồ thị công của các loại động cơ thường nằm trong phạm vi sau :

Loại động cơ	ξ_z	p_z (MPa)	T_k (K)
Động cơ điêden	0,65 ÷ 0,85	5,0 ÷ 10,0	1800 ÷ 2200
Động cơ xăng	0,85 ÷ 0,92	3,0 ÷ 5,0	2300 ÷ 2800
Động cơ ga	0,80 ÷ 0,85	2,5 ÷ 4,5	2200 ÷ 2500

Giá trị p_z lớn thuộc về động cơ điêden cao tốc. Một vài trường hợp với động cơ điêden tăng áp cỡ nhỏ, tốc độ cao, trị số p_z có thể tới 12,0 ÷ 15,0 MPa.

Hệ số tăng áp khi cháy λ của động cơ điêden thường nằm trong giới hạn : $\lambda = 1,2 \div 2,4$; ở động cơ xăng $\lambda = 3 \div 4$.

Hệ số giãn nở khi cháy ρ của động cơ điêden nằm trong giới hạn $\rho = 1,2 \div 1,7$.

5.4. QUÁ TRÌNH GIÃN NỞ

5.4.1. DIỄN BIẾN CỦA QUÁ TRÌNH GIÃN NỞ VÀ CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN

Quá trình giãn nở thực tế của động cơ không phải là quá trình đoạn nhiệt như chu trình lý tưởng, mà ngược lại trao đổi nhiệt giữa môi chất và môi trường diễn ra liên tục trong suốt quá trình giãn nở. Các hiện tượng cấp thêm nhiệt cho môi chất cũng như hiện tượng gây mất nhiệt của môi chất biểu hiện rất phức tạp, gồm có : hiện tượng cháy rớt của hòa khí, hiện tượng phân giải của sản vật cháy khi nhiệt độ còn rất cao và tái hợp trở lại khi nhiệt độ môi chất đã giảm, tản nhiệt từ môi chất cho thành xilanh trong điều kiện nhiệt độ, áp suất và diện tích tản nhiệt thay đổi liên tục ; rò khí từ xilanh ra ngoài qua các khe hở giữa pittông, sơmi và vòng găng...

Nếu gọi quá trình giãn nở là một quá trình đa biến với chỉ số đa biến n_2' thay đổi liên tục suốt từ đầu tới cuối quá trình thì diễn biến của giá trị n_2' như sau :

Đầu quá trình giãn nở, còn nhiều nhiên liệu cháy rớt, lúc đầu do nhiệt độ quá nóng sản vật cháy cuối cùng bị phân giải gây mất nhiệt, nhưng sau đó khi nhiệt độ hạ dần lại tái hợp (hoàn nguyên) trở lại, hiện tượng tái hợp trở lại cũng là cháy rớt, và cấp nhiệt cho môi chất, trong khi đó phần mất nhiệt do rò khí và do tản nhiệt cho thành xilanh còn nhỏ không đáng kể. Như vậy giai đoạn đầu quá trình được diễn ra trong điều kiện vừa giãn nở vừa được cấp nhiệt làm cho đường giãn nở thực tế phẳng hơn so với đường đoạn nhiệt và giá trị $n_2' < k_2$ (chỉ số đoạn nhiệt của sản vật cháy) (hình 5.88a).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Pittông đi xuống, càng cách xa ĐCT, các hiện tượng cháy rớt và tái hợp các phần phân giải của sản vật cháy càng giảm, trong khi phần nhiệt tản cho nước làm mát lại tăng dần (do tăng diện tích tản nhiệt), trong điều kiện ấy, phần nhiệt cấp cho môi chất càng ngày giảm càng nhanh, và làm tăng độ dốc của đường giãn nở tức là làm tăng chỉ số giãn nở đa biến n_2'. Tại một vị trí nào đó của pittông số nhiệt lượng do cháy rớt tạo ra vừa cân bằng với phần nhiệt lượng tản ra bên ngoài (do rò khí và do tản nhiệt cho nước làm mát), có thể coi vị trí đó có chỉ số giãn nở $n_2' = k_2$ và quá trình giãn nở tức thời của vị trí ấy là giãn nở đoạn nhiệt.

Sau vị trí vừa xét, pittông càng đi xuống càng gần ĐCD, phần mất nhiệt của môi chất càng trở nên nhiều hơn nhất là kể từ khi kết thúc cháy rớt trở đi. Vì vậy thời kỳ này môi chất vừa giãn nở vừa mất nhiệt làm cho đường giãn nở thực tế dốc hơn đường đoạn nhiệt và $n_2' > k_2$.

Như vậy quá trình giãn nở thực tế là quá trình đa biến với trị số tức thời của chỉ số đa biến n_2' liên tục tăng suốt từ đầu đến cuối quá trình. Đầu quá trình môi chất nhận nhiệt nhiều hơn nên $n_2' > k_2$, tới một điểm trung gian khi nhiệt lượng cấp cho môi chất, cân bằng với nhiệt lượng bị tản mất thì $n_2' = k_2$, sau đó phần nhiệt bị tản mất nhiều hơn nên $n_2' > k_2$. Mục đích tính quá trình giãn nở thực tế là nhằm xác định lượng công tạo ra trong quá trình, và xác định các thông số cuối quá trình giãn nở. Để đạt mục đích trên đồng thời để tránh những khó khăn phức tạp không cần thiết mà vẫn đảm bảo được độ chính xác mong muốn, người ta đã dùng chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2 thay các giá trị tức thời của n_2'. Như vậy quá trình giãn nở trong sơ đồ tính, trở thành quá trình giãn nở đa biến với chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2.

Có thể xác định giá trị n_2 (trung bình) gần đúng qua phương trình cân bằng nhiệt của quá trình giãn nở, hoặc qua các số liệu thực nghiệm theo đặc điểm cấu tạo, và đặc điểm sử dụng động cơ.

Các thông số đầu quá trình giãn nở là : p_z, T_z, V_z, m_z, các thông số cuối quá trình là p_b, T_b, V_b và m_b. Muốn xác định mối quan hệ giữa chúng, người ta dùng phương trình trạng thái của môi chất tại các điểm z và b, với giả thiết xupáp thải được mở tại ĐCD ($V_b = V_a$). Quá trình giãn nở từ z đến b ta có :

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2} \qquad (5\text{-}90)$$

Các phương trình trạng thái tại z và tại b :

$$\left.\begin{aligned} p_z V_z &= 8314\, m_z \,.\, T_z \\ p_b V_b &= 8314\, m_b . T_b \end{aligned}\right\} \qquad (5\text{-}91)$$

Số lượng môi chất tại z :

$$m_z = \beta_z g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)$$

Số lượng môi chất tại b :

$$m_b = \beta_b g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r)$$

trong đó : β_z – hệ số thay đổi phân tử (thể tích) tại z ;
β_b – hệ số thay đổi phân tử tại b.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Ta biết :

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} x_z$$

và

$$\beta_b = 1 + \frac{\beta_o + 1}{1 + \gamma_r} x_b$$

trong đó : x_z và x_b – là các hệ số nhả nhiệt tại z (đầu quá trình giãn nở) và tại b (cuối quá trình giãn nở).

Do sai lệch giữa x_z và x_b không lớn, khi tính có thể giả thiết $x_z \approx x_b$, vì vậy $\beta_z = \beta_b$, nên $m_z = m_b$. Chia hai vế của (5-91) cho nhau sẽ được :

$$\frac{p_z V_z}{p_b V_b} = \frac{T_z}{T_b} \qquad (5\text{-}92)$$

Gọi $\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_z}$ là hệ số giãn nở trong quá trình giãn nở, ta có :

$$\delta = \frac{V_a}{V_z} \cdot \frac{V_c}{V_c} = \frac{\varepsilon}{\rho} \qquad (5\text{-}93)$$

Với động cơ điêden qua (5-90) và (5-92) sẽ tìm được :

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \text{ và } \quad T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} \qquad (5\text{-}94)$$

Với động cơ xăng : $\rho = 1$ nên $\delta = \varepsilon$ theo (5-93). Thay ε vào (5-94) sẽ được :

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} ; \quad T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \qquad (5\text{-}95)$$

5.4.2. CÔNG VÀ TRAO ĐỔI NHIỆT TRONG QUÁ TRÌNH GIÃN NỞ

Công thực hiện trong quá trình giãn nở được xác định như sau :

$$L_{zb} = \int_{V_z}^{V_b} p \, dV \qquad (5\text{-}96)$$

Trong quá trình giãn nở đa biến : $pV^{n_2} = p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2}$

Từ đó tìm được : $p = \frac{p_z V_z^{n_2}}{V^{n_2}} = \frac{p_b V_b^{n_2}}{V^{n_2}}$

Thay giá trị p tìm được vào (5-96), ta có :

$$L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1}(p_z V_z - p_b V_b) \qquad (5\text{-}97)$$

Thay (5-90) vào (5-97) sẽ được :

$$L_{zb} = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1}\left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2 - 1}\right] \qquad (5\text{-}97a)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thay (5-91) vào (5-97) cũng được :

$$L_{zb} = \frac{8314}{n_2 - 1}(m_z T_z - m_b . T_b) \qquad (5\text{-}98)$$

hoặc :

$$L_{zb} = \frac{8314 m_z T_z}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{m_b . T_b}{m_z T_z}\right)$$

Nhân và chia vế phải của (5-98) với m_c sẽ được :

$$L_{zb} = \frac{8314}{n_2 - 1} m_c \left(\frac{m_z}{m_c} T_z - \frac{m_b}{m_c} . T_b\right)$$

Biết rằng : $m_c = g_{ct} . M_1(1 + \gamma_r)$; $\frac{m_z}{m_c} = \frac{M_z}{M_c} = \beta_z$; $\frac{m_b}{m_c} = \frac{M_b}{M_c} = \beta_b$.

Vì vậy :

$$L_{zb} = \frac{8314}{n_2 - 1} . g_{ct} . M_1(1 + \gamma_r)\ (\beta_z . T_z - \beta_b . T_b)$$

Phương trình định luật 1 nhiệt động dùng cho quá trình giãn nở có dạng :

$$\Delta Q_{zb} = \Delta U_{zb} + L_{zb} \qquad (5\text{-}99)$$

trong đó : ΔQ_{zb} - nhiệt lượng cấp cho môi chất từ z đến b.

$$\Delta Q_{zb} = Q_{cb} - Q_{cz} = \xi_b \cdot g_{ct} \cdot Q_T - \xi_z \cdot g_{ct} \cdot Q_T ;$$

$$= (\xi_b - \xi_z) \cdot g_{ct} \cdot Q_T ;$$

trong đó : ξ_b và ξ_z - hệ số lợi dụng nhiệt tại b và tại z.

Biến thiên nội năng của môi chất từ z tới b :

$$\Delta U_{zb} = m_b . \overline{(m C_v')}_b . T_b - m_z \overline{(m C_v')}_z . T_z$$

Thay các giá trị thu được về ΔQ_{zb}, ΔU_{zb} và L_{zb} vào (5-99) với lưu ý :

$$m_b = \beta_b . m_c = \beta_b . M_1 (1 + \gamma_r) . g_{ct} ;$$

$$m_z = \beta_z\ m_c = \beta_z . M_1 (1 + \gamma_r)\ g_{ct} ;$$

Sau khi khử g_{ct} được :

$$(\xi_b - \xi_z)Q_T = M_1(1 + \gamma_r)\beta \overline{(mC_v')}_b . T_b -$$

$$- M_1(1 + \gamma_r)\beta_z \overline{(mC_v')}_z . T_z + \frac{8314}{n_2 - 1} M_1(1 + \gamma_r)(\beta_z T_z - \beta T_b)$$

hoặc :

$$\frac{(\xi_b - \xi_z)Q_T}{M_1(1 + \gamma_r)} = \beta \overline{(m C_v')}_b . T_b - \beta_z \overline{(m C_v')}_z . T_z + \frac{8314}{n_2 - 1}(\beta_z T_z - \beta T_b) \qquad (5\text{-}100)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Các giá trị $\overline{(m C'_v)_b}$ và $\overline{(m C'_v)_z}$ có thể xác định theo hàm tuyến tính của nhiệt độ (chương 4) :

$$\overline{(m C'_v)_b} = a'_{vb} + \frac{b_b}{2} . T_b \text{ và } \overline{(m C'_v)_z} = a'_{vz} + \frac{b_z}{2} . T_z$$

Thay vào (5-100) sẽ được :

$$\frac{(\xi_b - \xi_z)Q_T}{M_1(1+\gamma_r)} = \left(a'_{vb} + \frac{b_b}{2} . T_b\right)\beta T_b - \left(a'_{vz} + \frac{b_z}{2} . T_z\right)\beta_z T_z + \frac{8314}{n_2 - 1}(\beta_z T_z - \beta T_b) ;$$

Trong phạm vi nhiệt độ 1200 ÷ 2000 °C với sai số không lớn có thể cho $a'_{vb} = a'_{vz}$ và $b_b = b_z$, do đó sẽ có :

$$\frac{(\xi_b - \xi_z)Q_T}{m_1(1 + \gamma_r)} = a'_{vb}(\beta T_b - \beta_z T_z) + \frac{b_z}{2} . (\beta T_b^2 - \beta_z T_z^2) + \frac{8314}{n_2 - 1}(\beta_z T_z - \beta T_b) ;$$

Nếu cho $\beta_z = \beta$ sẽ được :

$$\frac{(\xi_b - \xi_z)Q_T}{M_1(1 + \gamma_r)\beta(T_z - T_b)} = \frac{8314}{n_2 - 1} - a'_{vz} - \frac{b_z}{2}(T_z + T_b) ;$$

hoặc :

$$n_2 - 1 = \frac{8314}{\dfrac{(\xi_b - \xi_z)Q_T}{M_1(1 + \gamma_r)\beta(T_z - T_b)} + a'_{vz} + \dfrac{b_z}{2}(T_z + T_b)} ; \qquad (5\text{-}101)$$

Trong các phương trình trên :

Nếu $\alpha \geq 1$ thì $Q_T = Q_t$

Nếu $\alpha < 1$ thì $Q_T = Q_t - \Delta Q_t$;

trong đó : ΔQ_t được tính theo (5-75).

Biểu thức (5-101) cho phép xác định gần đúng giá trị n_2 bằng cách chọn một giá trị n_2 nằm trong phạm vi từ 1,15 ÷ 1,25 thay vào (5-94) hoặc (5-95) tìm ra T_b ; sau đó thay giá trị T_b tìm được vào (5-101) sẽ tính ra n_2, nếu n_2 tính vừa bằng n_2 chọn tức là ta đã chọn được n_2, nếu không bằng thì lấy n_2 tính được làm giá trị n_2 chọn mới để lặp lại cách tính trên, tiếp tục làm cho tới khi sai số giữa n_2 chọn và n_2 tính nằm trong giới hạn 0,2%.

Các phương trình (5-100) và (5-101) phản ánh trao đổi nhiệt giữa môi chất công tác và môi trường trong suốt thời kỳ giãn nở. Nếu $\xi_z = \xi_b$ chứng tỏ trong quá trình giãn nở môi chất không được nhiệt và không mất nhiệt, tương đương với quá trình đoạn nhiệt, nên $n_2 = k_2$. Trong trường hợp này toàn bộ nhiệt lượng cung cấp cho môi chất do cháy rớt gây ra vừa bằng số nhiệt lượng môi chất tản cho nước làm mát cộng với mất mát nhiệt do rò khí.

Nếu $\xi_b > \xi_z$ chứng tỏ nhiệt cấp cho môi chất nhiều hơn nhiệt lượng tổn hao cho nước làm mát và nhiệt đi theo khí rò và $n_2 < k_2$.

Nếu $\xi_b < \xi_z$ chứng tỏ nhiệt mất mát lớn hơn nhiệt cấp cho môi chất và $n_2 > k_2$.

Như vậy giữa n_2 và ξ_z có mối quan hệ khăng khít với nhau. Nếu ξ_z nhỏ có nghĩa là cháy rớt sẽ nhiều và n_2 sẽ nhỏ, còn nếu ξ_z lớn thì ngược lại. Những nhận xét trên cần lưu ý khi lựa chọn các giá trị ξ_z và n_2 để tránh những mâu thuẫn trong lựa chọn.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Phạm vi biến thiên của ξ_b như sau :

Loại động cơ	ξ_b
Động cơ xăng	0,85 ÷ 0,95
Động cơ điêden tốc độ thấp và trung bình	0,85 ÷ 0,90
Động cơ điêden cao tốc	0,80 ÷ 0,90

5.4.3. XÁC ĐỊNH NHIỆT ĐỘ MÔI CHẤT TRONG QUÁ TRÌNH GIÃN NỞ

Nhiệt độ môi chất tại các điểm khác nhau trên đường giãn nở được xác định gần đúng qua đồ thị dựa theo phương trình trạng thái sau :

$$p_x V_x = G R_x T_x ;$$

Từ đó tìm được :

$$T_x = \frac{p_x V_x}{G R_x}$$

trong đó : T_x – nhiệt độ cần tìm ở một điểm nào đó của đường giãn nở ;

p_x, V_x và R_x – áp suất (Pa), thể tích xilanh (m^3) và hằng số của môi chất (J/kg.độ) tại điểm cần tính T_x ;

G – khối lượng môi chất trong xilanh (kg).

Áp suất p_x và thể tích V_x được xác định theo đồ thị công.

Hằng số môi chất R_x được xác định theo biểu thức :

$$R_x = \sum g_{ix} R_{ix}$$

trong đó : g_i – thành phần khối lượng của chất khí thành phần trong môi chất, được xác định bằng phân tích khí trên đường giãn nở ;

R_{ix} – hằng số của khí thành phần.

Cũng có thể xác định R_x theo hằng số môi chất trong quá trình nén như sau :

Do : $R\mu = R_x \mu_x = 8314$ J/mol.độ = const

nên :

$$R_x = R\frac{\mu}{\mu_x} = R\beta_x$$

trong đó : μ và μ_x – khối lượng phân tử của môi chất ở cuối kỳ nén và ở điểm cần tính.

Biết rằng : $\beta_x = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r}$ x – hệ số thay đổi của phần tử môi chất tại điểm cần tính ;

x – hệ số tỏa nhiệt của nhiên liệu, thể hiện phần nhiên liệu đã cháy $x = \frac{\xi_x}{\xi_b}$;

R – hằng số của khí ở cuối quá trình nén.

Do đó :

$$T_x = \frac{p_x V_x}{R\beta_x G} \qquad (5\text{-}102)$$

Nếu không để ý đến rò khí thì khối lượng G có thể xác định theo phương trình trạng thái trên đường nén :

$$G = \frac{p_x V_x}{R T_x}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

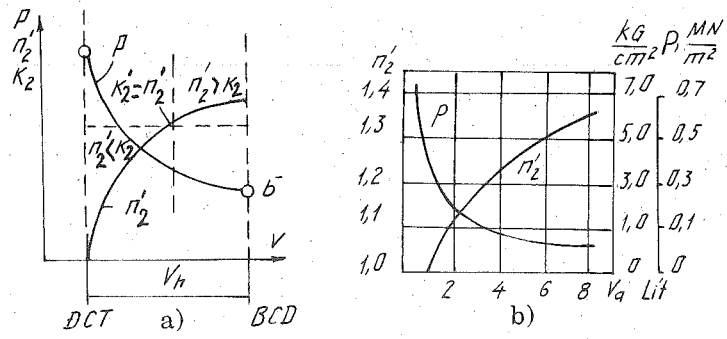
Thay G vào (5-102) ta được :

$$T_x = T_x' \frac{p_x}{p_x' \cdot \beta_x} \qquad (5\text{-}103)$$

trong đó : T_x' và p_x' - nhiệt độ và áp suất trên đường nén tại cùng vị trí của pittông (V_x). Kết quả tính nhiệt độ quá trình giãn nở của động cơ điêden "Tatra - 912" được giới thiệu trên hình 5.35.

5.4.4. NHỮNG NHÂN TỐ GÂY ẢNH HƯỞNG ĐẾN CHỈ SỐ GIÃN NỞ ĐA BIẾN TRUNG BÌNH n_2

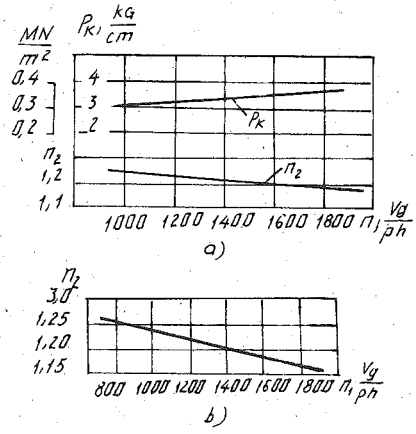
Qua phần giới thiệu về trao đổi nhiệt giữa môi chất và môi trường ta thấy rõ : Trong quá trình giãn nở bất kỳ yếu tố nào làm tăng cháy rớt sẽ làm giảm n_2, còn làm tăng mất nhiệt của môi chất sẽ làm cho n_2 tăng. Những yếu tố gây ảnh hưởng lớn tới chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2 gồm có : tốc độ và phụ tải của động cơ, kích thước xilanh, trạng thái nhiệt của động cơ, chất lượng và diễn biến quá trình cháy...



Hình 5.88. Diễn biến thực tế của áp suất p và chỉ số giãn nở n_2 trong quá trình dãn nở
a) Phân tích trao đổi nhiệt trong quá trình dãn nở ;
b) p và n_2 của động cơ "Tatra - 912", đầy tải trong quá trình dãn nở.

1) Tốc độ động cơ n

Nếu tăng tốc độ động cơ sẽ làm giảm số nhiệt lượng từ môi chất tản cho bên ngoài qua truyền nhiệt và rò khí (vì giảm thời gian tiếp xúc giữa môi chất và thành xilanh cũng như thời gian rò khí của mỗi chu trình), trong khi đó đối với động cơ điêden lại tăng thời kỳ cháy rớt khiến môi chất được nhận nhiệt càng nhiều hơn, kết quả sẽ làm giảm n_2. Nếu giảm tốc độ n sẽ cho kết quả ngược lại đối với n_2.

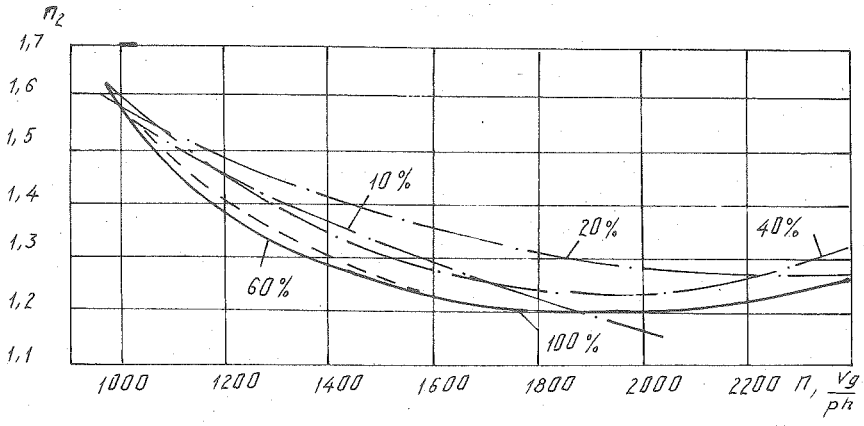


Hình 5.89. Sự thay đổi chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2 và áp suất cuối quá trình dãn nở theo số vòng quay của trục khuỷu
a) Động cơ Tatra - 912 ;
b) Động cơ ЯМЗ-236.

Hình 5.89 giới thiệu đồ thị biến thiên của n_2 theo tốc độ n của động cơ điêden. Qua đồ thị thấy rằng n_2 là hàm bậc nhất của n dưới dạng sau : $n_2 = a - bn$, (trong đó a, b - là hằng số ; n - là tốc độ động cơ, vòng/phút).

Động cơ xăng cũng có xu hướng tương tự, n_2 cũng giảm khi tăng n (hình 5.90), nhưng sự thay đổi của n_2 theo n của động cơ xăng có những đặc điểm riêng đặc biệt khi động cơ hoạt động ở toàn tải hoặc sát toàn tải. Trong phạm vi tốc độ thấp (từ 1000 ÷ 1600 vòng/phút) giá trị n_2 giảm tương đối nhanh khi tăng n, khi vượt quá 1800 vòng/phút n_2 không những không giảm mà có chiều gia tăng khi tăng n, vì ở tốc độ này vận động rối loạn (xoáy lốc) của dòng khí trong buồng cháy được gia tăng làm giảm cháy rớt, giảm tổn thất nhiệt cho thành xilanh và giảm rò khí.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 5.90. Sự thay đổi chỉ số dãn nở đa biến trung bình n_2 của động cơ zill-120 theo số vòng quay của trục khuỷu khi mở bướm tiết lưu ở các vị trí khác nhau.

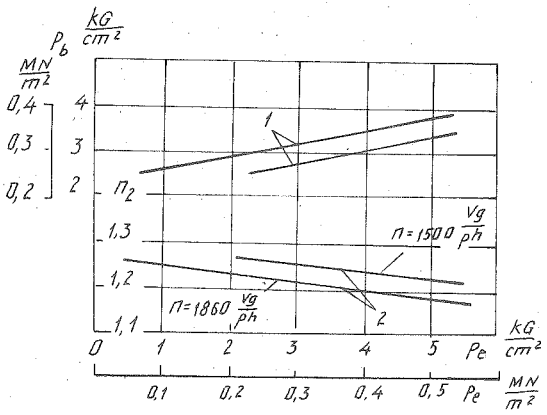
2) Phụ tải của động cơ

Phụ tải của động cơ có ảnh hưởng tới n_2 trên hai mặt :

- Khi tăng tải, một mặt do nhiệt độ và áp suất môi chất trong quá trình giãn nở đều tăng, do đó làm tăng chênh áp và tăng chênh nhiệt độ giữa môi chất và môi trường xung quanh, qua đó làm tăng phần nhiệt tổn thất qua truyền nhiệt và qua rò khí.

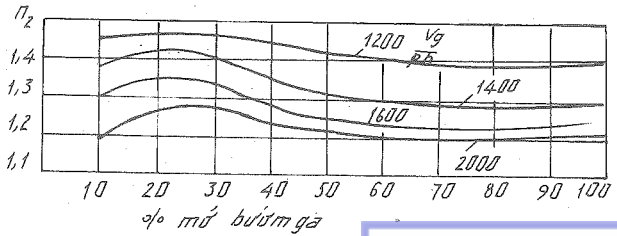
- Mặt khác, tăng tải với động cơ điêden là tăng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình, qua đó làm giảm hệ số dư lượng không khí α và làm tăng cháy rớt trên đường giãn nở, vì vậy làm tăng phần nhiệt cấp cho động cơ trong quá trình giãn nở.

Đối với động cơ điêden đặc biệt động cơ điêden cao tốc ảnh hưởng thứ hai rõ rệt hơn, vì vậy khi tăng tải, môi chất được nhiệt nhiều hơn do đó làm giảm n_2 (hình 5.91).



Hình 5.91. Sự thay đổi của n_2 và áp suất cuối quá trình dãn nở theo phụ tải (động cơ Tatra – 912)
1 – áp suất cuối quá trình dãn nở p_b ;
2 – chỉ số dãn nở đa biến trung bình n_2.

Đối với động cơ xăng, hai ảnh hưởng trên tương đương nhau, nên bù trừ lẫn nhau khi động cơ chạy từ 50% đến 100% tải, vì vậy trong phạm vi phụ tải này n_2 hầu như giữ nguyên không đổi (hình 5.92). Nhưng khi giảm tải từ 50% xuống 20% độ mở bướm ga n_2 có xu hướng tăng đạt tới giá trị cực đại, nếu bướm ga mở nhỏ hơn 20%, n_2 lại giảm xuống. Ảnh hưởng phức tạp của tải nhỏ trong máy xăng tới n_2 như trên là do khí sót gây ra. Nếu đóng bướm ga nhỏ và chạy ở tốc độ cao, do hệ số khí sót rất lớn làm tăng cháy rớt nên khiến n_2 nhỏ (10% bướm ga). Độ mở bướm ga từ 10% đến 20 ÷ 25%, hệ số khí sót γ_r giảm dần nên giảm cháy rớt làm cho n_2 tăng dần tới giá trị cực đại. Độ mở bướm ga từ 20 ÷ 25% đến 50% bướm ga, phần cháy rớt dần dần vượt phần mất nhiệt có thể do hòa khí trở nên nhạt gây ra.



Hình 5.92. Sự biến đổi n_2 của động cơ zill – 120, theo độ mở của bướm tiết lưu, ở các số vòng quay khác nhau.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

3) Kích thước xilanh

Nếu V_h = const mà giảm $\left(\frac{S}{D}\right)$ (trường hợp $\frac{S}{D} > 1$), sẽ làm giảm $\left(\frac{F_{lm}}{V_h}\right)$, mức độ tản nhiệt từ môi chất cho thành xilanh sẽ giảm qua đó làm giảm n_2. Nếu giữ $\frac{S}{D}$ = const mà giảm V_h, sẽ làm tăng $\left(\frac{F_{lm}}{V_h}\right)$ khiến môi chất tản nhiệt nhiều hơn qua đó làm tăng n_2.

4) Cấu tạo buồng cháy

Buồng cháy có tỉ số $\frac{F_{lm}}{V_c}$ càng nhỏ, tản nhiệt càng khó, làm giảm n_2 (ví dụ buồng cháy thống nhất của động cơ điêden, buồng cháy bán cầu, buồng cháy hình chêm của động cơ xăng), ngược lại sẽ làm tăng n_2 (ví dụ buồng cháy xoáy lốc và buồng cháy dự bị của động cơ điêden hoặc buồng cháy chữ L của động cơ xăng).

5) Diễn biến của quá trình cháy

Tăng tốc độ cháy của hòa khí trong thời kỳ cháy nhanh và cháy chính sẽ giảm hòa khí bốc cháy trong thời kỳ cháy rớt, kết quả làm tăng n_2, như phần trên đã giới thiệu bất kỳ giải pháp nào làm tăng hệ số lợi dụng nhiệt tại điểm z (ξ_z), sẽ làm giảm cháy rớt và làm tăng n_2.

6) Trạng thái nhiệt của động cơ

Khi tăng trạng thái nhiệt, tức là tăng nhiệt độ bề mặt các chi tiết trong thành xilanh trong thời kỳ giãn nở, mặt khác sẽ làm giảm cháy rớt trên đường giãn nở. Nhưng hiện tượng cháy rớt rất ít xẩy ra đối với động cơ xăng (đặc biệt ở chế độ tải lớn và tải trung bình), vì vậy trong động cơ xăng khi tăng trạng thái nhiệt cho động cơ sẽ làm giảm n_2 chút ít. Trong động cơ điêden, hiện tượng cháy rớt là phổ biến và tương đối trầm trọng vì vậy khi tăng trạng thái nhiệt sẽ làm giảm cháy rớt nhiều, làm cho n_2 tăng lên chút ít.

Các giá trị của chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2, áp suất và nhiệt độ cuối quá trình giãn nở p_b, T_b nằm trong giới hạn sau :

Loại động cơ	n_2	p_b (MPa)	T_b(K)
Động cơ xăng	1,23 ÷ 1,27	0,35 ÷ 0,50	1500 ÷ 1700
Động cơ điêden ôtô máy kéo	1,14 ÷ 1,23	0,20 ÷ 0,40	1000 ÷ 1400
Động cơ điêden tầu thủy cao tốc	1,15 ÷ 1,25	0,35 ÷ 0,60	1000 ÷ 1200
Động cơ tốc độ thấp và vừa	1,20 ÷ 1,30	0,25 ÷ 0,35	900 ÷ 1000

5.5. QUÁ TRÌNH THẢI

Nhiều vấn đề của quá trình thải đã được trình bày khi nghiên cứu về quá trình nạp, ở đây chỉ giới thiệu bổ sung thêm một số vấn đề :

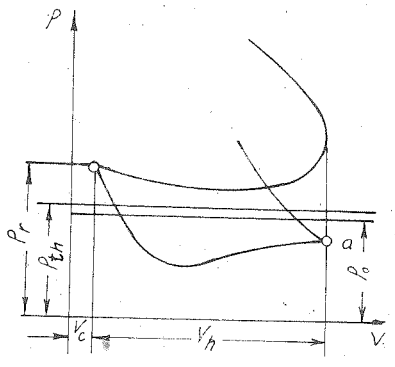
5.5.1. THẢI SẠCH VÀ CÔNG TIÊU HAO CHO QUÁ TRÌNH THAY ĐỔI MÔI CHẤT

Để thải sạch khí sót qua đó nạp đầy môi chất mới vào xilanh, hầu hết các động cơ hiện đại đều sử dụng hiệu ứng động thái của dao động áp suất trong hệ thống nạp

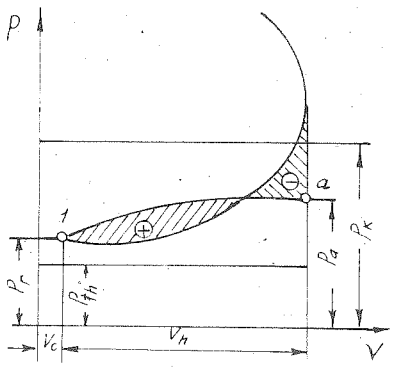
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

thải nhằm tạo nên sóng áp dương ở khu vực xupáp nạp trước khi kết thúc nạp và tạo nên sóng áp âm ở khu vực xupap xả trước khi kết thúc quá trình thải. Ở động cơ tăng áp người ta đã lợi dụng chênh áp từ đường nạp – xilanh – đến đường thải để mở rộng, kéo dài thời kỳ trùng điệp của các xupáp để quét buồng cháy, thải sạch khí sót và nạp đầy môi chất mới vào xilanh.

Công tiêu hao cho quá trình thay đổi môi chất được thể hiện bằng diện tích đồ thị p–V giữa đường nạp và đường thải. Nếu đường thải nằm cao hơn đường nạp (động cơ không tăng áp hình 5.93) thì công tiêu hao cho thời kỳ thay đổi môi chất là công âm. Nếu đường thải thấp hơn đường nạp (động cơ tăng áp hình 5.94) – thì đó là công dương.



Hình 5.93. Diễn biến quá trình thải trong động cơ bốn kỳ, không tăng áp khi $p_r > p_k$.



Hình 5.94. Diễn biến quá trình thải trong động cơ bốn kỳ tăng áp, khi $p_r < p_k$.

Trong động cơ ôtô máy kéo, để hạn chế tiếng ồn, người ta đã lắp bình tiêu âm trên đường thải, vì vậy đã gây thêm cản cho đường thải. Nhiều động cơ xe du lịch còn lắp thêm bình xúc tác khí xả để giảm độc hại của khí xả đối với môi trường sống, đồng thời kiêm chức năng của bình tiêu âm, biện pháp trên cũng tạo thêm cản trên đường thải. Cấu tạo của bộ tiêu âm, bộ xúc tác khí xả trên đường thải phải giữ cho trở lực của đường thải là nhỏ nhất.

5.5.2. VẤN ĐỀ KHỬ ĐỘC HẠI CỦA KHÍ THẢI ĐỘNG CƠ

Khí thải từ xilanh động cơ đi ra môi trường, ngoài các sản vật cháy hoàn toàn CO_2, H_2O, N_2, còn chứa các sản vật chưa được cháy hoàn toàn, các sản vật được phân giải từ sản vật cháy hoặc từ nhiên liệu.

Nhiều chất trong khí thải rất độc làm cho không khí ngoài trời trở nên độc hại :

Các chất độc chứa trong khí thải gồm có :

– Oxit cacbon CO, có trong khí thải do thiếu oxy nên C không được cháy hoàn toàn. Động cơ xăng hoạt động với hòa khí đậm ($\alpha < 1$) lượng CO có thể tới 10 ÷ 12% thể tích sản vật cháy. Ở động cơ điêden mặc dù $\alpha > 1$ vẫn xảy ra hiện tượng cháy không hoàn toàn, CO có thể tới 0,5%.

– Oxit nitơ, NO và NO_2, gọi chung là NO_x tồn tại rất ít trong sản vật cháy (khoảng vài miligam trong 1l).

– Khí SO_2 và H_2S, chứa trong khí thải của động cơ dùng nhiên liệu có lưu huỳnh. Số lượng SO_2 có thể tới 250 mg/m^3, hàm lượng H_2S thường rất nhỏ không đáng kể.

– Các sản vật chứa oxy chủ yếu là aldêhit (khoảng vài mg/l)

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- Các chất hydrocacbua chứa trong sản vật cháy dưới dạng các chất C_nH_m độc hại của chúng không kém khí CO. Một trong các chất trên là benzopiren - 3,4, rất dễ gây bệnh ung thư, ở nồng độ nhỏ nó cũng gây tác hại lớn.

- Các hợp chất của chì, trong khí thải động cơ chạy bằng xăng pha chì, cũng gây nhiều độc hại.

Bảng 5-4. Giới thiệu hàm lượng các chất trong khí thải

Bảng 5-4

HÀM LƯỢNG CÁC CHẤT TRONG KHÍ THẢI

Các chất trong khí thải động cơ		Động cơ xăng chậm cháy cưỡng bức	Động cơ điêden
N_2	% thể tích	74 ÷ 77	76 ÷ 78
O_2	% thể tích	0,3 ÷ 8,80	2 ÷ 18
H_2O (hơi nước)	% thể tích	3,0 ÷ 5,5	0,5 ÷ 4,0
CO_2	% thể tích	5,0 ÷ 12	1 ÷ 10,0
CO	% thể tích	5,0 ÷ 10	0,01 ÷ 0,5
NO_x	(mg/l)	0,0 ÷ 0,8	0,0002 ÷ 0,5
HC	(mg/l)	0,2 ÷ 3,0	0,009 ÷ 0,5
OH	(mg/l)	0,0 ÷ 0,2	0,001 ÷ 0,0009
- Benzopirên - 3,4 $\mu kg/m^3$		đến 10 ÷ 20	đến 10_g
- Muội than g/m^3		0,0 ÷ 0,4	0,01 ÷ 1,1

Ngày nay vận chuyển bằng ôtô trong các thành phố (đặc biệt xe du lịch, xe máy) đang phát triển nhanh, khiến môi trường không khí trong thành phố bị nhiễm độc nặng bởi khí thải, gây tác hại không nhỏ tới người dân đô thị. Trên thế giới đã có nhiều công trình nghiên cứu nhằm "khử độc trong khí thải động cơ" hoặc "ảnh hưởng khí thải động cơ tới sức khoẻ con người". Đó là những vấn đề rất phức tạp, liên quan tới nhiều lĩnh vực khoa học khác nhau.

Vấn đề khử độc trong khí thải động cơ được giải quyết theo hai hướng sau : hoàn thiện chu trình làm việc của động cơ và lắp thiết bị trung hòa trên hệ thống thải.

1) Hoàn thiện chu trình làm việc của động cơ : được thực hiện bằng các giải pháp sau :

- Tối ưu hóa cấu tạo buồng cháy theo hướng thu gọn, giảm thể tích khe kẽ, giảm diện tích bề mặt để hạn chế số lượng hình thành hydrocacbua cháy dở HC (buồng cháy bán cầu của động cơ xăng).

- Tăng cường chuyển động rối và chuyển động xoáy lốc của môi chất trong quá trình cháy.

- Tối ưu hóa tỉ số nén ε - tỉ số nén quá cao của máy xăng sẽ làm tăng hiệu suất động cơ, nhưng đồng thời lại làm tăng nguy cơ kích nổ, và tăng mức độc hại trong khí xả, vì sự gia tăng nhiệt độ trong quá trình cháy sẽ tạo điều kiện thuận lợi cho kích nổ và cho sự hình thành NO_x. Vì vậy Mỹ và Nhật Bản là hai nước đầu tiên có quy định ngặt nghèo nhất về mức độ độc hại của khí xả, đã dùng động cơ có tỉ số nén thấp hơn so với động cơ xe cùng loại ở Châu Âu.

- Tối ưu hóa vị trí đặt buji nhằm rút ngắn hành trình màng lửa.

- Cải thiện quá trình và cơ cấu phân phối khí, cụ thể là :

+ Dùng bốn xupáp cho một xilanh nhằm thu gọn buồng cháy, cải thiện chất lượng nạp thải qua đó nâng cao hiệu quả của chu trình.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

+ Thay đổi pha trùng điệp các xupáp nạp và thải tùy theo chế độ làm việc của động cơ. Biện pháp này dùng trên động cơ có hai trục cam dẫn động xupáp treo, nhằm tăng pha trùng điệp khi động cơ chạy ở số vòng quay lớn và giảm – khi động cơ chạy ở tốc độ thấp, qua đó hạn chế lượng HC cháy dở trong khí xả.

– Tối ưu hóa kết cấu đường thải nhằm lợi dụng hiệu ứng động thái của dao động áp suất trong hệ thống đường nạp và thải, nhằm giảm khí sót và cải thiện mức độ nạp đầy. Hệ thống phun xăng điện tử trong động cơ xăng cũng như hệ thống nạp thải của động cơ điêden có điều kiện để sử dụng hiệu ứng trên vì chúng không có chức năng phân phối đều hòa khí vào các xilanh.

– Cải thiện chất lượng hình thành hòa khí, nhằm tạo hòa khí tối ưu phù hợp với mọi chế độ làm việc của động cơ, rút ngắn thời gian khởi động chạy ấm máy.

– Giảm công suất tổn hao ma sát và dẫn động các cơ cấu phụ của động cơ (bơm, quạt, máy phát điện...)

– Tối ưu hóa quá trình đánh lửa bằng hệ thống đánh lửa điện tử chương trình hóa, cho phép thực hiện góc đánh lửa sớm tối ưu với mọi chế độ làm việc của động cơ.

– Dùng biện pháp phân lớp hòa khí đảm bảo cho khu vực cực buji luôn có $\alpha = 0,85 \div 0,9$ để tạo màng lửa trung tâm, sau đó lan truyền đốt phần hòa khí còn lại với α nhạt, vì vậy đảm bảo trên toàn bộ buồng cháy $\alpha > 1$nhằm giảm hàm lượng CO và NO_x.

– Lắp thêm một hệ thống van và đường ống đảm bảo cho động cơ hoạt động tốt ở chế độ không tải cưỡng bức, không gây ô nhiễm môi trường khi hoạt động ở chế độ này.

2) Thiết bị trung hòa khí xả

Hiện nay có ba loại thiết bị trung hòa khí xả sau :

Trung hòa bằng cách đốt tiếp những thành phần chưa cháy hết đi theo khí xả để tạo nên sản vật cháy cuối cùng CO_2 và H_2O. Khuyết điểm của thiết bị này là hoạt động không ổn định khi thay đổi phụ tải động cơ.

Thiết bị trung hòa thể lỏng, khí thải được đi qua dung dịch các chất : Na_2SO_3, $FeSO_4$, Na_2CO_3 có thêm 0,5% hydrôquinôn, sẽ khử được aldêhyt, NO_x ; còn muội than được tách bằng phương pháp cơ khí. Khuyết điểm của loại này là không nhạy cảm lắm đối với CO, khối lượng và kích thước lớn, không thể hoạt động khi nhiệt độ môi trường nhỏ hơn 0^oC.

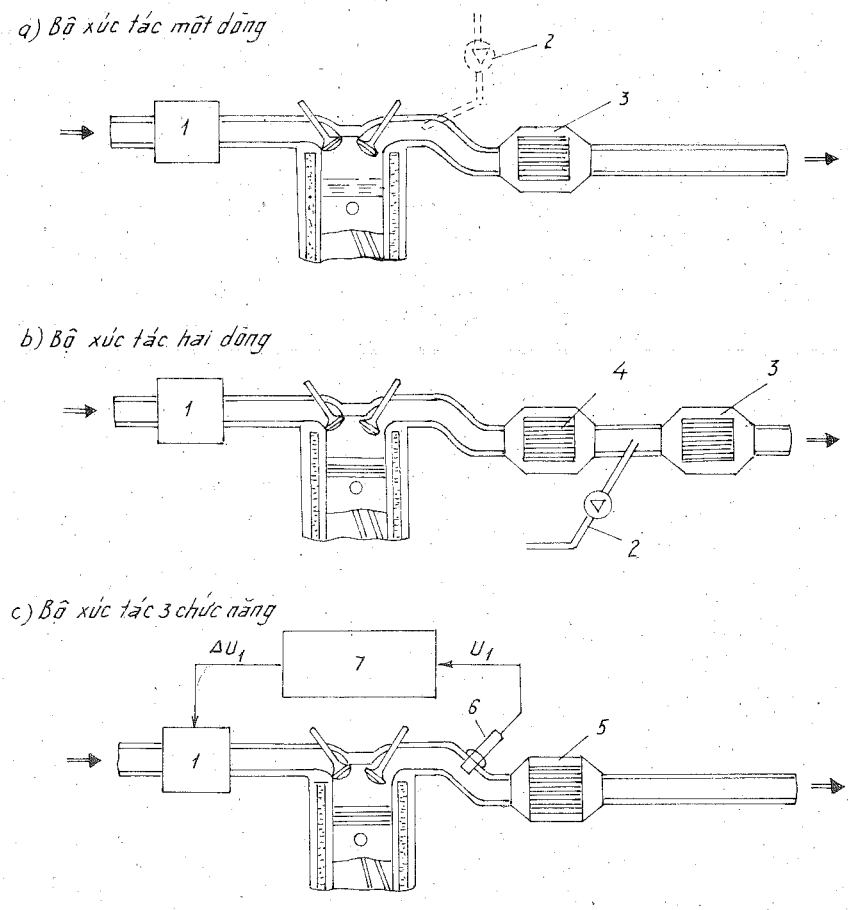
Thiết bị trung hòa loại xúc tác, oxy hóa các sản vật cháy chưa kiệt xảy ra rất mãnh liệt trong môi trường các chất xúc tác. Chất xúc tác được làm thành thỏi đặc hoặc rỗng, có dạng cầu hoặc dạng hạt được sắp xếp trong hệ thống thải. Ưu điểm các loại xúc tác là kích thước nhỏ gọn, bảo dưỡng đơn giản. Thí nghiệm cho hay nó có thể khử hoàn toàn CO giảm bớt N_2O_5 và CH_4 trong khí thải. Tuy nhiên loại này không thật nhậy, đắt và còn tồn tại nhiều nhược điểm. Hiện nay có ba loại bình xúc tác khí xả :

– Bộ xúc tác một dòng còn gọi là loại oxy hóa – cho phép đốt khí hydrôcacbua cháy dở HC và CO, nhưng loại này hầu như không có tác dụng với NO_x.

Ở động cơ phun xăng, nhờ tạo ra hòa khí nhạt nên oxy cần cho phản ứngôxy hóa được lấy ngay trong khí thải. Đối với động cơ dùng bộ chế hòa khí cổ điển, không khí được đưa bổ sung vào bộ xúc tác nhờ bơm hoặc van điện từ. Thiết bị này được đưa vào sử dụng lần đầu ở Mỹ vào năm 1975 (hình 5.95a).

– Bộ xúc tác hai dòng gồm hai bình xúc tác mắc nối tiếp. Trong trường hợp này động cơ phải được cung cấp một hòa khí đậm để cho phản ứng khử NO_x được thực

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 5.95. Các bộ xúc tác khí xả
1 – thiết bị tạo hỗn hợp (chế hòa khí hay phun xăng) ; 2 – mạch bổ sung không khí ; 3 – bình xúc tác oxy hóa (để khử HC, CO); 4 – bình xúc tác (để khử NOx) ; 5 – bình xúc tác 3 chức năng (để khử NOx, HC, CO); 6 – cảm biến lambda ; 7 – bộ xử lý điều khiển trung tâm.

hiện. Không khí bổ sung được đưa vào cả hai bình. Bình thứ nhất giảm bớt hàm lượng NO_x, bình thứ hai khử HC và CO nhờ oxy hóa (hình 5.95b). Giải pháp này bắt buộc động cơ phải hoạt động với hòa khí đậm, tốn nhiên liệu, ngoài ra khí amoniac NH_3 được hình thành khi khử NO_x, có thể biôxy hóa bộ phận và tạo NO_x mới khi gặp oxy bổ sung vào khu vực giữa hai bình xúc tác.

Bộ xúc tác hai dòng ít được sử dụng trên các xe sản suất ở Châu Âu. Ngược lại ở Mỹ lại được dùng rất rộng rãi vì giá nhiên liệu rẻ, nhưng thường được kết hợp với bộ điều chỉnh Lambda. Hệ thống cải tiến này tuy phức tạp nhưng cho phép thiết bị xúc tác hoạt động với thành phần hòa khí chuẩn, hạn chế việc tiêu hao nhiên liệu.

– Bộ xúc tác ba dòng hoặc ba chức năng (hình 5.95c) là hệ thống xử lý khí thải hiệu quả nhất hiện nay, cho phép loại trừ ba chất độc hại cơ bản HC, CO và NO_x với điều kiện phải đảm bảo thành phần hòa khí là chuẩn ($\lambda = 1$) $\alpha = 1$ sai lệch không quá 1%, vì vậy bình xúc tác phải hoạt động song song với một cơ cấu tự động điều chỉnh thành phần hòa khí (động cơ phun xăng điều khiển điện tử) nhờ bộ điều chỉnh Lambda.

Các xe có bình xúc tác khí xả phải hoạt động với xăng không pha chì vì chì sẽ triệt tiêu tác dụng của các kim loại xúc tác như platine, paladium...

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 6

NHỮNG THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG CHO CHU TRÌNH LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ

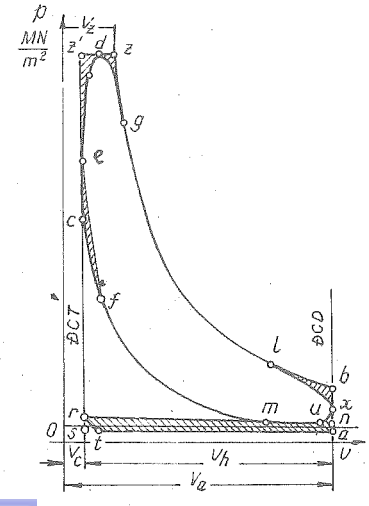
Áp suất chỉ thị trung bình p_i, công suất chỉ thị N_i và hiệu suất chỉ thị η_i là những thông số đặc trưng cho chu trình làm việc của động cơ, được xác định theo (4-1), (4-26) và (4-41), chúng thể hiện mức độ hoàn thiện của chu trình về mặt chuyển biến nhiệt thành công cơ giới. Các thông số có ích như : áp suất có ích trung bình p_e, công suất có ích N_e và hiệu suất có ích η_e đặc trưng cho sự hoàn hảo của động cơ về tổ chức chu trình và tổn hao cơ khí trong nội bộ động cơ.

6.1. CÁC THÔNG SỐ CHỈ THỊ

6.1.1. ÁP SUẤT CHỈ THỊ TRUNG BÌNH p_i

Muốn xác định p_i (4-1), cần tìm công chỉ thị L_i của chu trình

Hình 6.1 giới thiệu đồ thị công trên tọa độ p-V dựa vào kết quả lý thuyết các quá trình, nén và cháy giãn nở của chu trình động cơ điêden (cấp nhiệt hỗn hợp) ; đường acz'zba là đồ thị chưa hiệu đính, còn amfedglxa là đồ thị công đã hiệu đính cho sát với chu trình làm việc. Hình 6.2 là đồ thị công trên tọa độ p-V của chu trình động cơ xăng (cấp nhiệt đẳng tích) đường aczba là đồ thị chưa hiệu đính, còn amfkz$_1$xa là đồ thị công đã hiệu đính. Các đường thải xr và đường nạp ra tạo nên công âm của quá trình bơm, được tính trong tổn hao cơ khí của nội bộ động cơ.



Hình 6.1. Đồ thị công của động cơ điêden bốn kỳ.

Gọi L_i' là công chỉ thị của chu trình theo kết quả tính lý thuyết sẽ tìm được :

$$L_i' = L_{zz}' + L_{zb} - L_{ac} \qquad (6\text{-}1)$$

Công L_{zz}' của giai đoạn cấp nhiệt đẳng áp sẽ là :

$$L_{zz}' = p_z V_z - p_z V_c' = p_z V_c(\rho - 1) = \lambda p_c V_c(\rho - 1)$$

Công giãn nở đa biến trên đường zb tính theo (5-95a)

$$L_{zb} = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1}\left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2 - 1}\right]$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nhân và chia vế phải của biểu thức trên cho V_c, rồi thay $\frac{V_z}{V_c} = \rho$, $\frac{V_b}{V_z} = \delta$ và $p_z = \lambda \cdot p_c$, sẽ được :

$$L_{zb} = p_c V_c \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left[1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right]$$

Công của quá trình nén đa biến L_{ac} tính theo (5-47), đưa $p_c V_c$ làm thừa số chung, sau khi chỉnh lý sẽ được :

$$L_{ac} = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1}\left[1 - \left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{n_1-1}\right] = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)$$

Thay các giá trị L'_{zz}, L_{zb} và L_{ac} tìm được vào (6-1), sẽ được :

$$L'_i = p_c V_c\left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right] \qquad (6\text{-}2)$$

Gọi $p'_i\left(\frac{N}{m^2}\right)$ là áp suất chỉ thị trung bình tính theo lý thuyết (chưa hiệu đính đồ thị), sẽ tính được :

$$p'_i = \frac{L'_i}{V_h} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1}\left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right] \qquad (6\text{-}3)$$

trong đó đã thay $p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$ và $\frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\varepsilon - 1}$;

Nếu thay $\rho = 1$ vào (6-3), lúc ấy $\delta = \varepsilon$, sẽ được biểu thức tính p'_i của chu trình cấp nhiệt đẳng tích (động cơ xăng) :

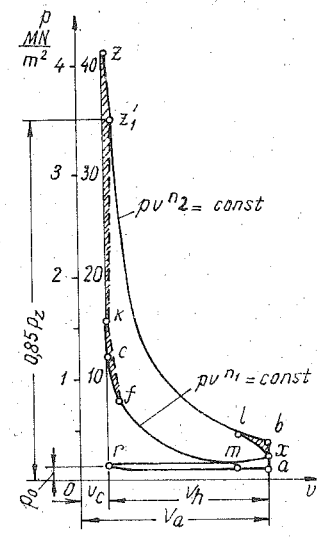
$$p'_i = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1}\left[\frac{\lambda}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right] \qquad (6\text{-}4)$$

Sau khi hiệu đính các đồ thị công (hình 6-1 và 6-2), đồ thị sát với thực tế hơn và diện tích bao giờ cũng nhỏ hơn so với diện tích của đồ thị theo kết quả tính lý thuyết (chưa hiệu đính), sai lệch giữa hai đồ thị thể hiện qua các diện tích : fce, ez'd, dgz, lxb, xma, fck, kzz_1. Sự sai lệch trên giữa tính toán lý thuyết và chu trình thực tế là do diễn biến của quá trình cháy thực tế không hoàn toàn phù hợp giả thiết cấp nhiệt đẳng tích và đẳng áp khi tính toán, cũng như do ảnh hưởng của góc mở sớm xupáp thải, đóng muộn xupáp nạp, phun sớm nhiên liệu hoặc góc đánh lửa sớm gây ra.

Người ta dùng hệ số điền đầy đồ thị công $\varphi_đ$ để đánh giá sự sai lệch giữa đồ thị công thực tế so với đồ thị công theo tính toán lý thuyết :

$$\varphi_đ = \frac{L_i}{L'_i}$$

trong đó : L_i, L'_i – công chỉ thị của chu trình thực tế và chu trình theo tính toán lý thuyết.



Hình 6.2. Đồ thị công của động cơ xăng bốn kỳ.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Vì vậy sẽ tính được áp suất chỉ thị trung bình p_i của chu trình thực tế, động cơ bốn kỳ là :

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} = \varphi_d \cdot \frac{L_i'}{V_h} = \varphi_d \cdot p_i' , \qquad N/m^2 \qquad (6\text{-}5)$$

Dựa theo số liệu thực nghiệm $\varphi_d = 0,92 \div 0,97$. Giá trị φ_d của động cơ xăng lớn hơn so với động cơ điêden. Do đó giá trị lớn của φ_d dùng cho động cơ xăng còn giá trị nhỏ dùng cho động cơ điêden cao tốc.

Khi hiệu đính áp suất cực đại p_{z_1} của động cơ xăng (hình 6.2), người ta thường chọn :

$$p_{z_1} = 0,85 p_z \qquad (6\text{-}6)$$

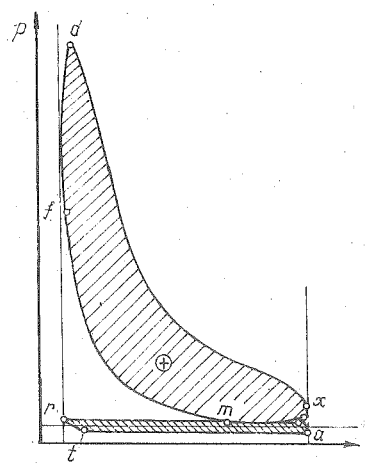
trong đó : p_z – áp suất cực đại của chu trình theo kết quả tính ;

0,85 – hệ số hiệu đính cho phù hợp thực tế.

Đồ thị công động cơ bốn kỳ (hình 6.3), ngoài phần diện tích dương dùng để tính áp suất chỉ thị trung bình p_i, còn một phần diện tích mrtam nằm giữa đường thải xmr, đường nạp rta và một phần đường nén am.

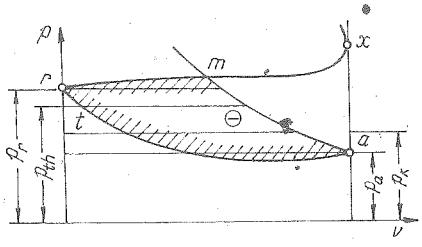
Đối với động cơ bốn kỳ không tăng áp diện tích ấy thể hiện công âm, tiêu hao cho các quá trình thải và nạp. Áp suất trung bình Δp_i, đặc trưng cho phần công tiêu hao đó là chiều cao của hình chữ nhật có diện tích bằng mrtam và chiều dài bằng thể tích công tác V_h của xilanh theo tỷ lệ xích của đồ thị công. Người ta xác định gần đúng Δp_i theo biểu thức (hình 6.4) :

$$\Delta p_i = \varphi_b (p_a - p_r) , \quad N/m^2 \qquad (6\text{-}7)$$

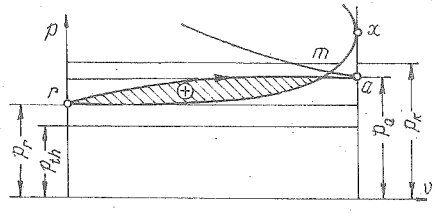


Hình 6.3. Công dương và công âm trên đồ thị công đối với chu trình cháy đẳng tích (V = const).

Hệ số φ_b phụ thuộc chế độ tốc độ và chế độ tải động cơ, với động cơ ôtô máy kéo $\varphi_b \approx 0,75 \div 0,9$, trong đó giá trị lớn dùng cho động cơ máy kéo tốc độ thấp. Động cơ tăng áp, dẫn động cơ khí và thải thẳng ra ngoài trời, đường nạp nằm cao hơn đường thải nên $p_a > p_r$ (hình 6.5) và Δp_i tính theo (6-7) sẽ có giá trị dương.



Hình 6.4. Phần đồ thị công thải và nạp khí vào xi lanh, khi $p_K < p_{th}$.



Hình 6.5. Phần đồ thị công thải và nạp khí vào xi lanh, khi $p_K > p_{th}$.

Nếu tăng áp bằng tua bin khí, trị số p_r có thể lớn hơn hoặc nhỏ hơn p_a. Vì vậy, trong trường hợp này Δp_i có thể âm và cũng có thể dương.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

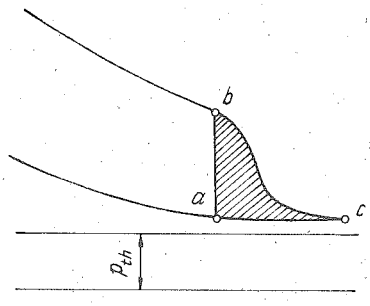
Thông thường phần công tiêu hao cho hành trình "bơm" của các quá trình nạp và thải của động cơ bốn kỳ không tăng áp cũng như tăng áp thường được tính vào tổn hao cơ giới trong động cơ.

Trong các động cơ hai kỳ, áp suất chỉ thị trung bình p_i' theo kết quả tính là đối với phần hành trình có ích, nếu tính cho hành trình toàn bộ của pittông (hoặc thể tích công tác V_h của xilanh), và để ý đến hệ số điền đầy đồ thị công φ_d, sẽ được :

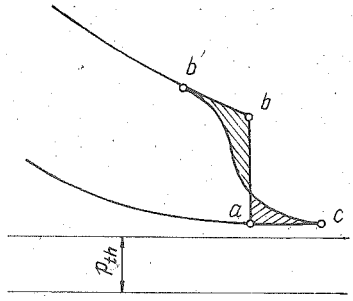
$$p_i = \varphi_d p_i' (1 - \psi)$$

trong đó : ψ – phần hành trình tổn thất cho quá trình quét và thải của động cơ hai kỳ.

Trong các loại động cơ hai kỳ dùng cửa quét và cửa thải, thì phần công dương được tạo ra trong quá trình quét và thải hầu như đã đủ bù trừ cho phần diện tích hiệu đính của đồ thị công trong quá trình cháy, vì vậy thường lấy $\varphi_d = 1$ (hình 6.6).



Hình 6.6. Phần đồ thị công khi thải và quét khí của động cơ hai kỳ trong đó thải và quét khí đều tiến hành qua các cửa.



Hình 6.7. Phần đồ thị công khi thải và quét khí của động cơ hai kỳ trong đó quét khí dùng cửa và thải qua xupáp.

Các động cơ hai kỳ quét thẳng qua xupáp thải, do xupáp thải mở sớm tại b' (hình 6.7), cũng gây nên mất công giãn nở tương tự động cơ bốn kỳ, do đó hệ số hiệu đính đồ thị công φ_d trong trường hợp này, cũng tương tự như đối với động cơ bốn kỳ.

Động cơ điêden dùng buồng cháy xoáy lốc và buồng cháy dự bị, khi chọn hệ số φ_d cần tính thêm các tổn thất do lưu động qua lại của môi chất giữa buồng cháy chính và buồng cháy phụ gây ra, vì vậy giá trị φ_d phải nhỏ hơn so với động cơ có buồng cháy thống nhất. Các động cơ dùng buồng cháy ngăn cách φ_d thường nằm trong giới hạn sau : $\varphi_d = 0,85 \div 0,95$, trị số nhỏ dùng cho động cơ có buồng cháy dự bị còn trị số lớn – động cơ có buồng cháy xoáy lốc.

Dưới đây là những giá trị p_i thống kê của những động cơ hiện có :

Loại động cơ	Áp suất chỉ thị trung bình p_i (MPa)
Động cơ xăng bốn kỳ	0,80 ÷ 1,20
Động cơ điêden bốn kỳ :	
– Không tăng áp	0,75 ÷ 1,05
– Tăng áp	tới 3,0
Động cơ xăng hai kỳ dùng cácte làm bơm khí quét	0,25 ÷ 1,45

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Động cơ điêden hai kỳ :

- Không tăng áp $0,35 \div 0,75$
- Tăng áp đến 2,0.

6.1.2. CÔNG SUẤT CHỈ THỊ N_i

N_i được xác định theo (4-25) hoặc (4-26)

$$N_i = \frac{p_i \cdot n \cdot V_{h\Sigma}}{30\tau}, \text{ kW} \qquad (6\text{-}8)$$

hoặc

$$N_i = \frac{p_i \cdot n \cdot V_h \cdot i}{30\tau}, \text{ kW} \qquad (6\text{-}9)$$

trong đó : n – số vòng quay trục khuỷu (vòng/phút) ;

V_h, $V_{h\Sigma}$ – thể tích công tác của một xilanh và của cả động cơ (l) ;

i – số xilanh của động cơ ;

p_i – áp suất chỉ thị trung bình (MPa) ;

τ – hệ số kỳ, động cơ 4 kỳ $\tau = 4$, động cơ 2 kỳ $\tau = 2$.

6.1.3. HIỆU SUẤT CHỈ THỊ

Tính kinh tế của chu trình thực tế được thể hiện qua hai thông số : hiệu suất chỉ thị η_i và suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị g_i nhờ (4-40) và (4-42). Tuy nhiên các biểu thức trên chỉ xác định công suất chỉ thị N_i và lượng tiêu thụ nhiên liệu trong 1 giờ G_{nl} qua số liệu thực nghiệm. Muốn phân tích các nhân tố của chu trình ảnh hưởng tới η_i và g_i, cần phải xây dựng các biểu thức khác.

Dựa vào định nghĩa về hiệu suất chỉ thị η_i : đó là tỷ số giữa nhiệt lượng được chuyển thành công chỉ thị với nhiệt lượng cấp cho động cơ trong cùng một thời gian. Nếu lấy thời gian của một chu trình, sẽ được biểu thức sau :

$$\eta_i = \frac{L_i}{g_{ct} \cdot Q_{tk}}$$

trong đó : L_i – công chỉ thị của một chu trình (J hoặc N.m) ;

Q_{tk} – nhiệt trị thấp của 1kg nhiên liệu (J/kg) ;

g_{ct} – khối lượng nhiên liệu cấp cho chu trình (kg/chu trình).

Trong η_i ngoài phần tổn thất nhiệt phải nhả cho nguồn lạnh, còn thêm những tổn thất nhiệt khác như : nhiệt truyền qua vách xilanh, tổn thất nhiệt do nhiên liệu cháy không kiệt, không kịp thời, do phân giải sản vật cháy... tức là tất cả những tổn thất nhiệt khác, khi thực hiện chu trình làm việc của động cơ.

L_i có thể xác định theo (4-1) :

$$L_i = p_i.V_h, \text{ Nm/chu trình hoặc J/chu trình} \qquad (6\text{-}10)$$

trong đó : p_i – áp suất chỉ thị trung bình của chu trình làm việc (N/m^2 hoặc Pa) ;

V_h – thể tích công tác của xilanh (m^3), xác định qua phương trình trạng thái (5-19) :

$$V_h = \frac{8314 g_{ct} \cdot M_1 T_k}{p_k \cdot \eta_v}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Do đó : $L_i = p_i \cdot \dfrac{8314 \cdot g_{ct} \cdot M_1 \cdot T_k}{p_k \cdot \eta_v}$

và $$\eta_i = \frac{8314 \cdot M_1 \cdot p_i \cdot T_k}{Q_{tk} \cdot p_k \cdot \eta_v} \qquad (6\text{-}11)$$

Đối với động cơ điêden, có thể thay : $M_1 = \alpha M_o = \dfrac{\alpha \mathcal{L}_o}{\mu_k}$; [$M_o \left(\dfrac{kmol}{kg_{nl}}\right)$, $\mathcal{L}_o \left(\dfrac{kg}{kg_{nl}}\right)$ – lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt 1kg nhiên liệu ; μ_k – phân tử lượng của không khí] và $\dfrac{T_k}{p_k} = \dfrac{\mu_k}{8314} \cdot \dfrac{1}{\rho_k}$ vào biểu thức (6-11), sau khi chỉnh lý sẽ được :

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot \mathcal{L}_o \cdot p_i}{Q_{tk} \cdot \eta_v \cdot \rho_k} \qquad (6\text{-}12)$$

Đối với động cơ xăng, có thể thay : $M_1 = \alpha M_o + \dfrac{1}{\mu_{nl}} = \dfrac{\alpha \mathcal{L}_o + 1}{\mu_{hk}}$ và $\dfrac{T_k}{p_k} = \dfrac{\mu_{hk}}{8314} \cdot \dfrac{1}{\rho_k}$ vào biểu thức (6-11), sau khi chỉnh lý sẽ được :

$$\eta_i = \frac{(\alpha \cdot \mathcal{L}_o + 1) \cdot p_i}{Q_{tk} \cdot \eta_v \cdot \rho_k} \qquad (6\text{-}13)$$

Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu thể khí, nếu gọi Q_{tm} là nhiệt trị thấp của $1m^3$ tiêu chuẩn nhiên liệu khí (ở 0^oC và 760 mmHg) hoặc Q_{tM}– nhiệt trị thấp của 1 kmol nhiên liệu khí, biểu thức của η_i có thể viết dưới hai dạng sau :

$$\eta_i = 371{,}15 \frac{M_1 \cdot p_i \cdot T_k}{Q_{tm} \cdot \eta_v \cdot p_k} \qquad (6\text{-}14)$$

hoặc $$\eta_i = \frac{M_1 \cdot p_i}{Q_{tM} \cdot \eta_v \cdot \rho_k} \cdot \mu_{hk} \qquad (6\text{-}15)$$

trong đó : 371,15 – hệ số, kết quả tính của tỷ số 8314/22,4 ;

μ_{hk} – phân tử lượng của hòa khí.

Đối với động cơ hai kỳ, các trị số p_i và η_v phải tính theo thể tích hành trình có ích của pittông.

Từ các biểu thức (6-11) và (6-14) ta thấy rằng η_i phụ thuộc vào trị số $\dfrac{M_1}{Q_{tk}}$ hoặc $\dfrac{M_1}{Q_{tm}}$ – số nghịch đảo về nhiệt trị của 1 kmol môi chất mới ; hệ số nạp η_v ; áp suất chỉ thị trung bình p_i và tỷ số : $\dfrac{T_k}{p_k}$, hoặc ρ_k.

Trị số $\dfrac{M_1}{Q_{tk}}$ hoặc $\dfrac{M_1}{Q_{tm}}$ – phụ thuộc vào nhiệt trị của 1 kmol hòa khí mới $\dfrac{Q_{tk}}{\alpha M_o}$ $\left(\dfrac{Q_{tk}}{\alpha M_o + \dfrac{1}{\mu_{nl}}}\right)$ hoặc $\dfrac{Q_{tm}}{\alpha M_o + 1}$ [theo (3-25), (3-26) và (3-27)], nghĩa là phụ thuộc

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

chính vào hệ số dư lượng không khí α, vào thành phần hòa khí. Thay đổi α, sẽ làm thành phần hòa khí thay đổi và do đó gây ảnh hưởng tới p_i.

Với động cơ điêden, tăng α sẽ làm loãng hòa khí và làm giảm p_i ; khi giảm α sẽ làm đậm hòa khí và làm tăng p_i. Tuy nhiên khi tăng α thì mức độ giảm p_i chậm hơn so với mức tăng của α, mặt khác càng tăng α càng làm giảm nhiệt dung riêng của sản vật cháy, nhờ đó làm cho η_i được tăng lên chút ít. Với α nhỏ, chất lượng cháy của hòa khí rất kém làm tăng cháy rớt và tăng tổn thất nhiệt truyền cho thành xilanh nên η_i sẽ giảm.

Động cơ xăng cũng như máy ga hoạt động ở α nhỏ. Nếu $\alpha < 1$, càng giảm α, p_i chỉ tăng rất ít hoặc không tăng, lúc ấy η_i sẽ giảm theo Nếu $\alpha > 1$, khi tăng α quá một giới hạn nào đó cũng làm giảm η_i vì lúc ấy tốc độ cháy rất chậm làm cho nhiên liệu cháy không kịp thời, không đúng lúc.

Với $\alpha = 1$, các tỉ số trên tỉ lệ thuận với Q'_{tm} (nhiệt trị thấp của $1m^3$ hòa khí chuẩn). Q'_{tm} tỉ lệ thuận với p_i, mặt khác bản thân Q'_{tm} biến động rất ít khi thay đổi từ cồn xăng đến các loại nhiên liệu điêden nặng, vì vậy về thực chất Q'_{tm} không gây ảnh hưởng gì tới η_i.

Hệ số η_v, ảnh hưởng trực tiếp tới p_i, chính vì vậy khi thay đổi η_v thì tỉ số $\frac{p_i}{\eta_v}$ chỉ thay đổi trong phạm vi nhỏ không đáng kể.

Nếu tăng p_i do tăng tỉ số nén ε, (các điều kiện khác như nhau), thì do chất lượng hình thành hòa khí cũng như chất lượng cháy tốt hơn nên sẽ làm tăng η_i.

Tỉ số $\frac{T_k}{p_k}$ tỉ lệ nghịch với mật độ môi chất ρ_k phía trước xupáp nạp, về thực chất không gây ảnh hưởng tới η_i vì khi tăng ρ_k thì p_i cũng tăng theo.

Chế độ tốc độ của động cơ gây ảnh hưởng trực tiếp tới η_v, tới chất lượng quá trình cháy và lượng nhiệt tổn thất trong quá trình cháy - giản nở. Khi tăng tốc độ n của động cơ, sẽ làm giảm hệ số nạp η_v, chất lượng cháy kém, sẽ làm tăng nhiên liệu cháy rớt trên đường giãn nở, qua đó làm giảm áp suất chỉ thị trung bình p_i và vì vậy làm giảm η_i.

Từ biểu thức (6-11) và (6-14) có thể rút ra các biểu thức thể hiện mối liên hệ giữa p_i và các thông số của chu trình làm việc của động cơ.

Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu thể lỏng :

$$p_i = 12 \cdot 10^{-5} \frac{Q_{tk}}{M_1} \eta_i \cdot \eta_v \cdot \frac{p_k}{T_k}, \quad Pa \qquad (6\text{-}16)$$

Nếu Q_{tk} tính theo $\left(\frac{MJ}{kg}\right)$ và p_k - tính theo (MPa),

thì :

$$p_i = 120 \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \frac{p_k}{T_k}, \ MPa \qquad (6\text{-}17)$$

Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu thể khí :

$$p_i = 269 \cdot 10^{-5} \frac{Q_{tm}}{M_1} \eta_i \cdot \eta_v \cdot \frac{p_k}{T_k}, \ Pa \qquad (6\text{-}18)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu Q_{tm} tính bằng $\left(\frac{MJ}{m^3}\right)$ và p_k – tính theo (MPa), thì :

$$p_i = 2690 \cdot \frac{Q_{tm}}{M_1} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \frac{p_k}{T_k}, \text{ MPa} \qquad (6\text{–}19)$$

Các biểu thức trên dùng để đánh giá tổng quát sự ảnh hưởng của các yếu tố như : tính chất nhiên liệu (thay đổi loại nhiên liệu), thành phần hòa khí (thể hiện qua α), trị số η_i (thể hiện chất lượng quá trình cháy) và p_k (thể hiện mức độ tăng áp hoặc thay đổi điều kiện hoạt động ở độ cao khác nhau) tới áp suất chỉ thị trung bình p_i.

Suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị g_i thể hiện lượng nhiên liệu tiêu thụ cho 1 oát trong 1 giây, cũng là một thông số đặc trưng cho tính kinh tế của chu trình.

Đối với nhiên liệu lỏng dùng ký hiệu g_i (kg/W.s) ;

Đối với nhiên liệu khí dùng ký hiệu v_i (m^3/W.s) (ở 0^oC và 760 mmHg).

– Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu thể lỏng g_i được xác định theo (4–41) :

$$g_i = \frac{1}{Q_{tk} \cdot \eta_i}, \quad (kg/W.s)$$

trong đó : Q_{tk} tính theo J/kg.

Thay η_i của (6–11) vào biểu thức trên sẽ được :

$$g_i = 12 \cdot 10^{-5} \frac{p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_i \cdot T_k}, \quad (kg/W.s) \qquad (6\text{–}20)$$

Trong thực tế g_i được tính theo g/kW.h, lúc đó :

$$g_i = 432 \frac{p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_i \cdot T_k}, \quad (g/kW.h) \qquad (6\text{–}21)$$

– Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu thể khí, v_i được xác định như sau :

$$v_i = \frac{1}{Q_{tm} \cdot \eta_i}, \ (m^3/W.s)$$

trong đó : Q_{tm} tính theo J/m^3

Sau khi thay η_i theo (6–14), sẽ được :

$$v_i = 269 \cdot 10^{-5} \frac{p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_i \cdot T_k}, \ (m^3/W.s) \qquad (6\text{–}22)$$

Thực tế, v_i thường tính theo m^3/kW.h, lúc đó có :

$$v_i = 9700 \frac{p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_i \cdot T_k}, \ (m^3/kW.h) \qquad (6\text{–}23)$$

Suất tiêu hao nhiên liệu g_i và v_i đều là số nghịch đảo của η_i, vì vậy nó cũng phụ thuộc vào các yếu tố giống như đối với η_i đã xét ở trên.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nhiên liệu thể lỏng đều là sản phẩm chưng cất từ dầu mỏ, nhiệt trị của nó hầu như không phụ thuộc vào chủng loại nhiên liệu, vì vậy suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị g_i hoàn toàn có thể đặc trưng cho tính kinh tế của chu trình làm việc của động cơ. Đối với nhiên liệu thể khí, vì nhiệt trị Q_{tm} phụ thuộc vào loại nhiên liệu khí, do đó v_i không hoàn toàn đặc trưng cho tính kinh tế của chu trình, mà thường được thay bằng q_i - là nhiệt lượng tiêu hao cho 1 oát (hoặc kW) trong 1 giờ :

$$q_i = v_i \cdot Q_{tm} = 269 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{Q_{tm} \cdot \eta_v \cdot p_k}{M_1 \cdot p_i \cdot T_k}, \text{ (J/W.s)} \qquad (6\text{-}24)$$

trong đó : Q_{tm} tính theo j/m^3 ;

hoặc thay v_i tính theo $m^3/kW.h$ và Q_{tm} tính theo MJ/m^3, sẽ có :

$$q_i = 9700 \frac{Q_{tm} \cdot \eta_v \cdot T_k}{M_1 \cdot p_i \cdot T_k}, \text{ (MJ/kW.h)} \qquad (6\text{-}25)$$

Các trị số thực tế của η_i và g_i của các loại động cơ đốt trong như sau :

Loại động cơ	g_i g/kW.h	hoặc (g/ml.h)	η_i%
Động cơ xăng	210 ÷ 340	(155 ÷ 250)	44 ÷ 25
Động cơ điêden bốn kỳ	150 ÷ 200	(110 ÷ 145)	56 ÷ 43
Động cơ điêden hai kỳ	170 ÷ 220	(125 ÷ 160)	50 ÷ 40
Động cơ ga			35 ÷ 28

Nếu thay trị số p_i từ (6-16) và (6-18) vào (4-24) hoặc từ (6-17) và (6-19) vào (4-26) sẽ tìm được biểu thức của N_i :

- Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng :

$$N_i = 24 \cdot 10^{-5} V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \frac{p_k}{T_k} \eta_i \cdot \eta_v \cdot n, \text{ W} ; \qquad (6\text{-}26)$$

trong đó : Q_{th} tính theo J/kg ; V_h - m^3 ; p_k - P_a ; n - vòng/s.

hoặc $$N_i = 4 V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \frac{p_k}{T_k} \eta_i \cdot \eta_v \cdot n, \text{ kW} ; \qquad (6\text{-}27)$$

trong đó : Q_{tk} tính theo MJ/kg ; V_h (l) ; p_k (MPa) ; n (vòng/phút).

- Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu khí :

$$N_i = 538 \cdot 10^{-5} V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tm}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \frac{p_k}{T_k} \eta_i \cdot \eta_v \cdot n, \text{ W} ; \qquad (6\text{-}28)$$

trong đó : Q_{tm} tính theo J/m^3 ; p_k (P_a) ; V_h (m^3) ; n (vòng/s).

hoặc $$N_i = 89{,}67 V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tm}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \frac{p_k}{T_k} \eta_i \cdot \eta_v \cdot n, \text{ kW} ; \qquad (6\text{-}29)$$

trong đó : Q_{tm} tính theo MJ/m^3 ; p_k (MPa) ; V_h (l) ; n (vòng/phút).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

6.2. CÁC THÔNG SỐ CÓ ÍCH

6.2.1. CÔNG SUẤT CÓ ÍCH VÀ NHỮNG TỔN THẤT CƠ GIỚI

Một phần công suất chỉ thị của động cơ phải tiêu hao trong nội bộ động cơ, không được truyền tới máy công tác. Phần công suất này dùng để khắc phục những trở lực bên trong động cơ, được gọi công suất tổn hao cơ giới Nm. Công suất tổn hao cơ giới gồm :

1. N_{ms} – công suất tiêu hao cho ma sát giữa các chi tiết trượt tương đối với nhau như : ma sát giữa pittông và các xecmăng (vòng găng) với thành xilanh, ma sát trong cổ trục chính và chốt khuỷu, ma sát trong cơ cấu phân phối khí...

2. $N_{đg}$ – công suất tiêu hao cho ma sát giữa các chi tiết của động cơ với không khí môi trường (như chuyển động của thanh truyền, chuyển động quay của trục khuỷu, bánh đà trong không khí...)

3. N_{dd} – công suất dẫn động những cơ cấu và thiết bị phụ của động cơ như : bơm nước và bơm dầu, quạt làm mát két nước và quạt thổi gió làm mát xilanh (với động cơ làm mát bằng gió), máy phát điện, manhêtô cho hệ thống đánh lửa, các loại bơm nhiên liệu...

4. N_b – công suất tiêu hao cho các hành trình "bơm" trong chu trình, tức là tiêu hao cho quét sạch khí xả và nạp đầy môi chất mới vào xilanh của động cơ bốn kỳ.

5. N_{qk}– công suất dẫn động bơm khí quét trong động cơ hai kỳ hoặc dẫn động máy nén trong động cơ bốn kỳ tăng áp cơ giới.

Do đó, công suất có ích N_e chuyển cho máy công tác, chỉ chiếm một phần của công suất chỉ thị N_i và được tính theo biểu thức :

$$N_e = N_i - N_m \qquad (6\text{–}30)$$

trong đó :

$$N_m = N_{ms} + N_{đg} + N_{dd} + N_b + N_{qk} \qquad (6\text{–}31)$$

Người ta thường dùng áp suất tổn hao cơ giới trung bình p_m để chỉ tổn thất về công trong nội bộ động cơ đối với $1m^3$ thể tích công tác của xilanh trong một chu trình. Tương tự (6–31) p_m được tính như sau :

$$p_m = p_{ms} + p_{đg} + p_{dd} + p_b + p_{qk} \qquad (6\text{–}32)$$

và

$$p_e = p_i - p_m \qquad (6\text{–}33)$$

trong đó : p_e – áp suất có ích trung bình, đó là công có ích của $1m^3$ thể tích công tác xilanh trong một chu trình.

Dựa vào (4–30), p_e cũng được xác định theo biểu thức :

$$p_e = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{n \cdot V_h \cdot i}, \text{ MPa} \qquad (6\text{–}34)$$

Giữa p_m và N_m cũng có mối quan hệ tương tự :

$$p_m = \frac{30\tau \cdot N_m}{n \cdot V_h \cdot i}, \text{ MPa} \qquad (6\text{–}35)$$

Dựa vào định nghĩa của η_m theo (4–28), có thể viết :

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i}; \qquad (6\text{–}36)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

hoặc $$\eta_m = 1 - \frac{N_m}{N_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}\ ; \qquad (6\text{-}37)$$

Để tiện phân tích ảnh hưởng của các yếu tố khác nhau khi động cơ hoạt động tới N_e và p_e, cần dựa vào (6-36) rồi lần lượt dùng các biểu thức từ (6-16) đến (6-19) và từ (6-26) đến (6-29).

+ Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng :

$$p_e = 12 \cdot 10^{-5} \frac{Q_{tk}}{M_1} \eta_i \eta_m \cdot \eta_v \frac{p_k}{T_k}\ , \text{ Pa}, \qquad (6\text{-}38)$$

hoặc $$p_e = 120 \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \cdot \eta_i \eta_m \cdot \eta_v \frac{p_k}{T_k}\ , \text{ MPa}, \qquad (6\text{-}39)$$

và $$N_e = 24 \cdot 10^{-5} \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \cdot \frac{p_k}{T_k} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta_i \eta_m \cdot \eta_v \cdot n, \text{ W}, \qquad (6\text{-}40)$$

hoặc $$N_e = 4\, V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tk} \cdot p_k}{M_1 \cdot T_k} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta_i \eta_m \cdot \eta_v \cdot n, \text{ kW} \qquad (6\text{-}41)$$

+ Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu khí:

$$p_e = 269 \cdot 10^{-5} \frac{Q_{tm}}{M_1} \cdot \eta_i \eta_m \cdot \eta_v \cdot \frac{p_k}{T_k}\ , \text{ Pa}, \qquad (6\text{-}42)$$

hoặc $$p_e = 2690 \frac{Q_{tm}}{M_1} \cdot \eta_i \eta_m \cdot \eta_v \frac{p_k}{T_k}, \text{ MPa}, \qquad (6\text{-}43)$$

và $$N_e = 538 \cdot 10^{-5}\, V_h \cdot i \frac{Q_{tm}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \frac{p_k}{T_k} \cdot \eta_i \eta_m \cdot \eta_v \cdot n, \text{ W}, \qquad (6\text{-}44)$$

hoặc $$N_e = 89{,}67\, V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tm}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \frac{p_k}{T_k} \cdot \eta_i \eta_m \cdot \eta_v \cdot n, \text{ kW} \qquad (6\text{-}45)$$

6.2.2. HIỆU SUẤT CÓ ÍCH VÀ SUẤT TIÊU HAO NHIÊN LIỆU CÓ ÍCH

Ý nghĩa của hiệu suất có ích η_e và suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e đã được giới thiệu trong mục 4.5. Muốn lập mối quan hệ giữa η_e với các thông số của chu trình và thông số thể hiện điều kiện hoạt động của động cơ cần dựa vào (4-44), (6-11) và (6-14) sẽ được :

+ Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng :

$$\eta_e = 8314 \frac{M_1\ p_i \cdot T_k}{Q_{tk} \cdot \eta_v \cdot p_k} \cdot \eta_m = 8314 \frac{M_1 \cdot p_e \cdot T_k}{Q_{tk} \cdot \eta_v \cdot p_k} \qquad (6\text{-}46)$$

trong đó : Q_{th} tính theo J/kg ;

+ Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu khí

$$\eta_e = 371{,}15 \frac{M_1 \cdot p_i \cdot T_k}{Q_{tm} \cdot \eta_v \cdot p_k} \cdot \eta_m = 371{,}15 \frac{M_1 \cdot p_e \cdot T_k}{Q_{tm} \cdot \eta_v \cdot p_k} \qquad (6\text{-}47)$$

trong đó : Q_{tm} tính theo J/m^3 ;

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Tương tự như trên suất tiêu hao nhiên liệu g_e dựa vào (4-37) và dùng các biểu thức (6-46) và (6-47) sẽ được :

+ Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng :

$$g_e = 12 . 10^{-5} \frac{p_k \eta_v}{M_1 \cdot p_i \cdot \eta_m \cdot T_k} = 12 . 10^{-5} \frac{p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_e \cdot T_k} , \text{ kg/W.s,} \quad (6\text{-}48)$$

hoặc

$$g_e = 432 \frac{p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_e \cdot T_k} , \text{ g/kW.h,} \quad (6\text{-}49)$$

+ Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu khí :

$$v_e = 269.10^{-5} \frac{p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_e \cdot T_k} , \text{ m}^3\text{/W.s,} \quad (6\text{-}50)$$

hoặc

$$v_e = 9700 \frac{p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_e \cdot T_k} , \text{ m}^3\text{/kW.h,} \quad (6\text{-}51)$$

Nếu dùng suất tiêu hao nhiệt lượng có ích q_e thay cho suất tiêu hao nhiên liệu có ích v_e đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu khí sẽ được :

$$q_e = v_e \cdot Q_{tm} = 269 . 10^{-5} \frac{Q_{tm} p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_e \cdot T_k} , \text{ J/W.s,} \quad (6\text{-}52)$$

trong đó : Q_{tm} tính theo J/m^3

hoặc

$$q_e = 9700 \frac{Q_{tm} \cdot p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_e \cdot T_k} , \text{ MJ/kW.h,} \quad (6\text{-}53)$$

trong đó : Q_{tm} tính theo MJ/m^3

Động cơ chạy bằng nhiên liệu khí có q_e trong phạm vi :

$$q_e = 17,0 \div 14,3 \text{ MJ/(kW.h)} \approx 3000 \div 2500 \text{ kcal/ml.h.}$$

Các trị số η_e và g_e của những động cơ hiện nay thường nằm trong phạm vi :

Loại động cơ	η_e%	g_e, g/kW.h hoặc (g/ml.h)	
+ Động cơ ôtô máy kéo			
- Xăng	33 ÷ 22	260 ÷ 380	(185 ÷ 280)
- Điêden	43 ÷ 30	200 ÷ 285	(145 ÷ 210)
+ Đối với động cơ tầu thủy			
- Tốc độ thấp	47 ÷ 38	185 ÷ 220	(135 ÷ 160)
- Tốc độ vừa	41,4 ÷ 36	210 ÷ 240	(153 ÷ 175)
- Cao tốc	37 ÷ 34	230 ÷ 250	(170 ÷ 185)
- Công suất nhỏ	36,5 ÷ 30	235 ÷ 285	(173 ÷ 210)

6.3. ẢNH HƯỞNG CÁC YẾU TỐ CẤU TẠO VÀ VẬN HÀNH TỚI CÁC THÔNG SỐ CÓ ÍCH

6.3.1. ẢNH HƯỞNG CỦA TỐC ĐỘ TRUNG BÌNH PITTÔNG

Tổn thất cơ giới trong nội bộ động cơ được đặc trưng bằng áp suất tổn hao cơ giới trung bình p_m. Đối với các loại động cơ cao tốc không tăng áp, p_m thường được thể hiện dưới dạng hàm tuyến tính của tốc độ trung bình của pittông $\overline{C}_m$ (m/s) ;

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$p_m = a + b \cdot \overline{C}_m \qquad (6\text{-}53a)$$

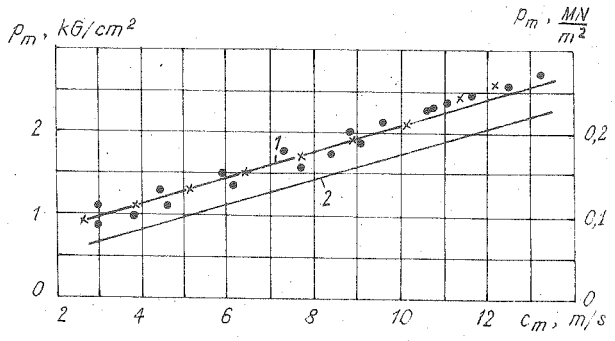
trong đó : $\overline{C}_m = \frac{Sn}{30}$

S – hành trình pittông (m);

n – tốc độ động cơ (vòng/phút) ;

a, b – các hằng số phụ thuộc thông số cấu tạo của động cơ.

Hình 6.8 giới thiệu biến thiên p_m của động cơ xăng có bộ chế hòa khí của động cơ ôtô theo $\overline{C}_m$ khi mở 100% bướm ga. Đường 1 – vẽ theo số liệu thực nghiệm của các động cơ kết cấu tương tự (chevrolet, gaz–51 và liz–120...) với $\frac{S}{D} = 1{,}07 \div 1{,}34$ và n = 3800 vòng/phút ; đường 2 các động cơ cao tốc với n = 4400 vòng/phút và $\frac{S}{D} = 0{,}875 \div 0{,}91$.



Hình 6.8. Quan hệ giữa áp suất cơ giới trung bình p_m của động cơ xăng với tốc độ trung bình của pittông $\overline{C}_m$ khi mở hết bướm ga.

Đối với động cơ xăng, số xilanh nhỏ hơn 6, $\frac{S}{D} > 1$, khi mở 100% bướm ga :

$$p_m = 0{,}05 + 0{,}0155\ \overline{C}_m,\ \text{MPa} \qquad (6\text{-}54)$$

Đối với động cơ xăng số xilanh ≥ 6, $\frac{S}{D} < 1$ khi mở 100% bướm ga :

$$p_m = 0{,}02 + 0{,}0150\ \overline{C}_m,\ \text{MPa} \qquad (6\text{-}55)$$

Đối với động cơ điêden cao tốc, không tăng áp, biến động của p_m theo $\overline{C}_m$ cũng là quan hệ tuyến tính (hình 6.9). Dưới đây là các công thức kinh nghiệm cho từng loại động cơ kể trên.

Đối với động cơ điêden bốn kỳ không tăng áp buồng cháy thống nhất i ≥ 4, đường kính xilanh 90 ÷ 120 mm :

$$p_m = 0{,}09 + 0{,}0120\ \overline{C}_m,\ \text{MPa} \qquad (6\text{-}56)$$

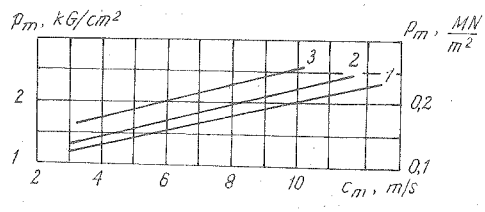
– Đối với động cơ điêden bốn kỳ 12 xilanh, D ≥ 150mm

$$p_m = 0{,}03 + 0{,}0120\ \overline{C}_m,\ \text{MPa} \qquad (6\text{-}57)$$

Biểu thức (6–57) cũng dùng cho động cơ hai kỳ 12 xilanh công suất lớn.

– Đối với động cơ điêden bốn kỳ, i ≥ 4, buồng cháy xoáy lốc, D = 90 ÷ 120mm :

$$p_m = 0{,}09 + 0{,}0138\ \overline{C}_m,\ \text{MPa} \qquad (6\text{-}58)$$



Hình 6.9. Quan hệ giữa áp suất cơ giới trung bình p_m của động cơ điêzen với tốc độ trung bình của pittông c_m

1 – động cơ có buồng cháy thống nhất ;

2 – động cơ có buồng cháy xoáy lốc ;

3 – động cơ có buồng cháy dự bị.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Đối với động cơ điêden ôtô máy kéo có buồng cháy dự bị :

$$p_m = 0{,}015 + 0{,}0156\,\overline{C}_m,\ \text{MPa} \qquad (6\text{-}59)$$

Những nghiên cứu mới nhất cho hay p_m chẳng những phụ thuộc $\overline{C}_m$ mà còn phụ thuộc áp suất có ích trung bình p_e và đường kính xilanh D. Giáo sư Gu-Hongzhong, năm 1998 đưa ra công thức kinh nghiệm sau :

– Đối với động cơ điêden bốn kỳ, tăng áp và không tăng áp :

$$p_m = D^{-0,2}\,(0{,}00855\overline{C}_m + 0{,}0789p_e - 0{,}0214),\ \text{MPa}, \qquad (6\text{-}60)$$

– Đối với động cơ điêden hai kỳ :

$$p_m = D^{-0,2}\,[0{,}00289(\overline{C}_m + 10\,p_e) + 0{,}0334],\ \text{MPa}, \qquad (6\text{-}61)$$

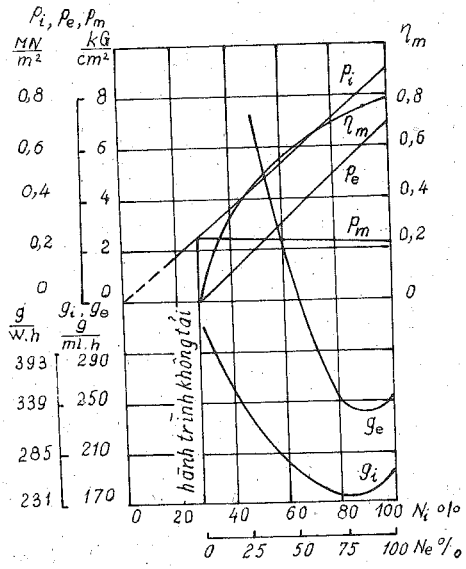
trong đó : D tính theo m, $\overline{C}_m$ (m/s), p_e (MPa).

Hiện nay người ta có khuynh hướng giảm số lượng xecmăng (thường là hai khí, một dầu), tối ưu hóa điều kiện sử dụng dầu bôi trơn (loại dầu và nhiệt độ dầu), tăng mức độ gia công chính xác, các chi tiết động cơ và sử dụng các thiết bị phụ của động cơ như quạt gió, các loại bơm dầu, bơm nước, bơm nhiên liệu, máy nén khí... có hiệu suất cao, các biện pháp trên đã làm giảm rõ rệt p_m, mặt khác trên động cơ ôtô máy kéo, đều sử dụng rộng rãi hiện tượng động thái dao động áp suất trên các đường nạp và thải, đồng thời giảm tối đa các nhân tố gây cản trên đường nạp nhờ đó làm tăng rõ rệt áp suất chỉ thị trung bình p_i. Các biện pháp trên đã làm cho hiệu suất cơ giới η_m (6–37) tăng lên tới 0,9 hoặc lớn hơn.

Trong sử dụng thực tế muốn giảm tổn hao cơ giới p_m (Nm) cần đặc biệt chú ý sử dụng đúng chủng loại dầu nhờn theo quy định của nhà sản suất, phải giữ cho nhiệt độ dầu ổn định trong phạm vi nhiệt độ 80 ÷ 100°C. Nếu nhiệt độ dầu nhờn nằm ngoài phạm vi trên chẳng những sẽ làm tăng p_m (Nm) mà còn làm tăng mài mòn các chi tiết ma sát, đặc biệt khi nhiệt độ quá nóng sẽ làm tăng loãng cục bộ những màng dầu, sinh ra ma sát khô và nửa khô.

6.3.2. ẢNH HƯỞNG CỦA PHỤ TẢI

Thay đổi tải của động cơ xăng là nhờ thay đổi vị trí bướm ga. Khi giảm tải, do tiết lưu đường nạp, làm tăng công tiêu hao cho quá trình nạp và thải, trong khi đó công tiêu hao cho ma sát lại giảm vì giảm áp suất cực đại của chu trình. Vì vậy khi n = const nếu giảm tải nhờ đóng nhỏ bướm ga sẽ làm cho hai tổn thất kể trên bù trừ nhau, vì vậy p_m hầu như không thay đổi. Hình 6.10 giới thiệu biến thiên của p_m, p_i, η_m, g_i và g_e của động cơ xăng khi tăng tải và giữ n = 2620 vòng/phút. Tại điểm cắt của đường p_i và p_m, thể hiện $p_i = p_m$ và $\eta_m = 0$, đó là chế độ không tải với n = 2620 vòng/phút. Khi tăng tải áp suất có ích trung bình p_e tăng, các suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị và có ích g_i và g_e đều giảm. Suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất nằm trong phạm vi 70 ÷ 100% tải.

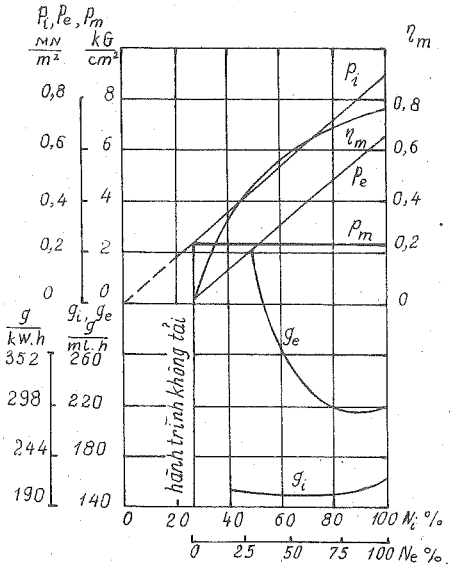


Hình 6.10. Quan hệ giữa các thông số có ích của động cơ ГА3–51 đối với phụ tải khi n = 2620 vg/ph.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Ở động cơ điêden việc thay đổi công suất nhờ thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct}.

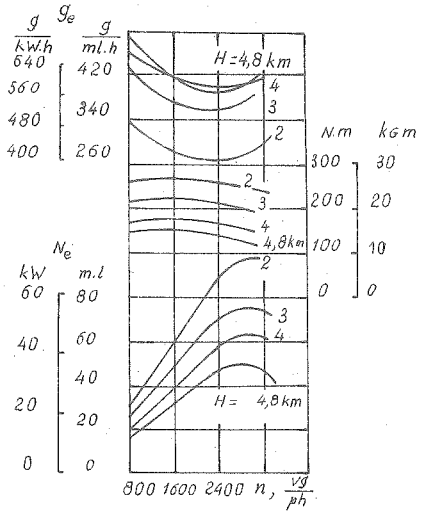
Khi giữ n = const và điều kiện nạp như nhau, tổn thất của các hành trình "bơm" của động cơ điêden hầu như không thay đổi. Khi giảm tải, tổn thất ma sát giữa các chi tiết có khuynh hướng hơi tăng vì nhiệt độ bề mặt các chi tiết giảm, làm tăng chút ít độ nhớt của dầu bôi trơn. Nếu dùng loại dầu mà độ nhớt ít thay đổi theo nhiệt độ, thì tổn thất cơ giới p_m hầu như không phụ thuộc tải. Hình 6.11 giới thiệu biến thiên các thông số làm việc của động cơ điêden hai kỳ quét thẳng qua xupáp khi thay đổi tải với n = 1600 vòng/phút. Do p_m hầu như không đổi nên khi giảm tải sẽ làm giảm η_m và làm tăng g_e. Khi giảm tải, g_e của động cơ đốt trong điêden tăng chậm hơn so với động cơ xăng vì ở tải nhỏ chất lượng của hòa khí trong động cơ xăng rất kém (tốc độ cháy thấp, nhiều cháy rớt và cháy không kiệt vì $\alpha < 1$ và vì có nhiều khí sót) nên η_i thấp và g_i lớn.



Hình 6.11. Quan hệ giữa các thông số có ích của động cơ ЯA3-204 đối với phụ tải khi n = 1600 vg/ph.

6.3.3. ẢNH HƯỞNG CỦA ĐIỀU KIỆN KHÍ HẬU Ở NHỮNG VÙNG ĐẶC BIỆT

Khi hoạt động ở các vùng cao so với mặt biển hoặc ở các vùng có nhiệt độ cao và độ ẩm lớn thì công suất và tính kinh tế của động cơ đều giảm, vì trong những điều kiện ấy tỉ số $\frac{p_k}{T_k}$ trong các biểu thức (6-39), (6-41) giảm làm giảm η_m và η_v khiến p_e và N_e đều giảm nhanh hơn so với $\frac{p_k}{T_k}$, và do đó làm tăng g_e (6-49).



Hình 6.12. Các thông số của động cơ zill - 130 khi làm việc ở các độ cao H khác nhau so với mặt biển.

Theo số liệu thực nghiệm cứ lên cao 1000m công suất động cơ xăng dùng chế hòa khí giảm khoảng 12,5% (H. 6.12). Càng lên cao không khí càng loãng $\left(\frac{p_k}{T_k} \text{ giảm}\right)$ nếu không bịt bớt tiết diện lưu thông của jiclơ nhiên liệu sẽ làm cho hòa khí càng đậm hơn, ảnh hưởng xấu tới chất lượng cháy làm giảm hiệu suất chỉ thị η_i, áp suất chỉ thị trung bình và do đó làm giảm η_m. Kết quả sẽ làm N_e và tính kinh tế động cơ giảm nhanh.

Đối với động cơ điêden, cứ lên cao 1000m, công suất giảm khoảng 6,1%, suất tiêu hao nhiên liệu tăng 5% ; lên cao 2000m công suất giảm khoảng 20,5%, g_e tăng 10,5%.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Như vậy khi hoạt động ở vùng đồi núi cao cần đặc biệt lưu ý đến việc điều chỉnh lại động cơ cho thích hợp.

Trước tiên tỉ số nén nên điều chỉnh cao hơn so với bình thường, cần tăng góc đánh lửa sớm hoặc góc phun sớm nhiên liệu, cần hiệu chỉnh lại jiclơ chính của bộ chế hòa khí cho phù hợp và điều chỉnh lại nhiệt độ nước làm mát tránh không để nước sôi, hoặc pha chất chống nước sôi vào nước làm mát. Một biện pháp có hiệu quả đảm bảo động cơ hoạt động bình thường ở vùng đồi núi là sử dụng động cơ tăng áp.

Sự ảnh hưởng của nhiệt độ và độ ẩm của môi trường khí trời tới các thông số làm việc của động cơ thể hiện qua tỉ số $\frac{p_k}{T_k}$. Đối với động cơ xăng thì khi tăng T_k sẽ làm tăng nhiệt dung riêng đẳng tích của môi chất, qua đó làm giảm chỉ số đoạn nhiệt k của môi chất và hiệu suất nhiệt η_t (2-21). Trên thực tế nó còn làm tăng nhiệt độ của toàn chu trình, làm gia tăng hiện tượng phân giải sản vật cháy. Mặt khác trong điều kiện ấy giúp chất lượng hình thành hòa khí tốt hơn, màng lửa lan nhanh hơn qua đó giảm tổn thất nhiệt khi cháy. Hai tác động trên đem tính bù trừ làm cho η_i được giữ không đổi khi tăng T_k. Khi tăng T_k theo (6-40) vẫn làm cho N_e giảm chút ít.

Độ ẩm của không khí đi vào động cơ sẽ làm tăng tỷ nhiệt của hòa khí vì tỷ nhiệt của hơi nước lớn hơn nhiều so với tỷ nhiệt không khí khi ở cùng một nhiệt độ. Mặt khác tăng độ ẩm sẽ làm giảm áp suất không khí khô thực tế vào xilanh. Nếu không thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct} sẽ gây giảm hệ số thừa không khí α làm giảm tốc độ cháy, tăng cháy rớt khiến hiệu suất chỉ thị η_i giảm. Tình trạng trên tương đối rõ nếu nhiệt độ ngoài trời lớn hơn 25°C và độ ẩm tương đối của không khí lớn hơn 60%. Nếu nhiệt độ nhỏ hơn 25°C và độ ẩm không khí nhỏ hơn 60% thì ảnh hưởng của độ ẩm tới η_i không đáng kể, có thể bỏ qua. Đối với động cơ điêden, nếu nhiệt độ lớn hơn 25°C và độ ẩm môi trường lớn hơn 60% sẽ giảm η_i và công suất chỉ thị N_i qua đó làm giảm η_e và N_e.

Kết quả nghiên cứu thực nghiệm chỉ rằng : với động cơ điêden có hệ số dư lượng không khí α càng lớn thì khi hoạt động ở các điều kiện khí hậu đặc biệt, các chỉ tiêu kinh tế kĩ thuật của nó càng ít thay đổi so với điều kiện bình thường.

6.4. CÔNG SUẤT LÍT VÀ BIỆN PHÁP CƯỜNG HÓA ĐỘNG CƠ

6.4.1. CÔNG SUẤT lít VÀ CÔNG SUẤT 1dm^2 DIỆN TÍCH ĐỈNH PITTÔNG

Để đánh giá cường độ nhiệt và động lực học của thể tích công tác xilanh và so sánh mức độ cường hóa của động cơ, người ta dùng hai chỉ tiêu : công suất lít N_L (4-33) và công suất 1dm^2 diện tích pittông N_F.

Công suất lít N_L chính là công suất định mức của động cơ đối với 1l thể tích công tác của xilanh.

Công suất đơn vị diện tích pittông N_F là công suất định mức của động cơ đối với 1dm^2 hoặc 1m^2 diện tích đỉnh pittông.

Công suất định mức chính là công suất được nhà sản xuất đảm bảo trong điều kiện hoạt động nhất định của động cơ.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Theo định nghĩa của công suất lít N_L (4-33) thay N_e của các biểu thức (6-41) và (6-45) vào (4-33) sẽ được :

- Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng :

$$N_L = 4 \frac{Q_{tk} \cdot p_k}{M_1 \cdot T_k} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v \, n, \ kW \qquad (6\text{-}62)$$

- Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu khí :

$$N_L = 8967 \frac{Q_{tm}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \frac{p_k}{T_k} \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot n, \ kW \qquad (6\text{-}63)$$

Các biểu thức (6-62) và (6-63) chỉ rõ ảnh hưởng các thông số của chu trình tới công suất lít và chỉ cho ta thấy đường hướng cường hóa động cơ để được công suất lít lớn nhất với cùng một kích thước hình học của động cơ.

Công suất lít của các loại động cơ hiện nay đạt được các giới hạn sau :

	N_L (kW/l)
Động cơ xăng dùng cho ôtô máy kéo	8,83 - 52
Động cơ điêden :	
- động cơ bốn kỳ ôtô máy kéo	4,42 - 18,4
- động cơ hai kỳ ôtô máy kéo	13,26 - 24
- động cơ tầu thủy	1,1 - 3,7
- động cơ đầu máy xe lửa	4,42 - 8,83
- động cơ tĩnh tại	1,1 - 6,63
Động cơ chạy nhiên liệu khí	1,5 - 16,2

Theo định nghĩa về N_F, ta có :

$$N_F = \frac{N_e}{\frac{i \cdot \pi D^2}{4}}, \quad kW/dm^2$$

hoặc

$$N_F = \frac{p_e \cdot n \cdot S}{30\tau}, \ kW/dm^2 \qquad (6\text{-}64)$$

Thay : $\frac{S \cdot n}{30} = 0{,}1 C_m$ (m/s), sẽ được :

$$N_F = 0{,}1 \frac{p_e \cdot C_m}{\tau}, \ kW/dm^2 \qquad (6\text{-}65)$$

Thay p_e của các biểu thức (6-39) và (6-43) vào (6-65) sẽ được :

$$N_F = 12 \frac{Q_{tk}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \frac{p_k}{T_k} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot C_m, \ kW/dm^2 \qquad (6\text{-}66)$$

và

$$N_F = 269 \frac{Q_{tm}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \frac{p_k}{T_k} \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot C_m, \ kW/dm^2 \qquad (6\text{-}67)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Biểu thức (6-66) dùng cho động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng còn (6-67) - động cơ chạy nhiên liệu khí.

N_F của các loại động cơ hiện nay nằm trong giới hạn sau :

	N_F (kW/dm^2)
+ động cơ xăng ôtô máy kéo	11 - 47,8
+ Động cơ điêden :	
- Động cơ bốn kỳ ôtô máy kéo	7,36 - 18,4
- Động cơ hai kỳ ôtô máy kéo	14,7 - 30
- Động cơ tầu thủy	10,3 - 14,7
- Động cơ đầu máy xe lửa	14,7 - 25,7
- Động cơ tĩnh tại	5,9 - 9,6
+ Động cơ chạy bằng nhiên liệu khí	3,7 - 18,4

Các giá trị N_L và N_F của một số động cơ giới thiệu trên bảng 6-1.

Bảng 6-1

CÔNG SUẤT LÍT N_L VÀ CÔNG SUẤT TRÊN 1dm^2 ĐỈNH PITTÔNG N_F MỘT SỐ ĐỘNG CƠ

Số hiệu động cơ	Công dụng	Loại động cơ	τ	n (vg/ph)	ε	N_e (kW)	N_L $\left(\frac{kW}{l}\right)$	N_F $\left(\frac{kW}{dm^2}\right)$	Ghi chú
- Zim - 12	xe du lịch	- xăng, dùng chế hòa khí	4	3600	6,7	70	20	16,3	-
- Mercédès Benz-180	xe lu lịch	như trên	4	4000	6,7	38	21,7	21,7	-
- Mercédès Benz-180D	-	- điêden	4	3500	19	54,2	17,8	17,8	- buồng cháy dự bị
- Mercédès Benz - 300SL	-	- Động cơ phun xăng	4	5800	8,85	158,2	52,8	46,5	- thể thao
- Porche 1500GS	-	- xăng dùng chế hòa khí	4	6200	9,5	81,0	54,1	-	- thể thao
- Roll Roys	xe tải	- điêden tăng áp	4	2000	14	184	14,7	18,7	- buồng cháy thống nhất
- GMC4-51	-	- điêden	2	3000	18	73,6	20,6	22,1	-
- ALKO-224-16V	xe lửa	- điêden	4	1000	-	1656	9,4	22,6	tăng áp tua bin
- 2D100	-	- điêden	2	810	-	1471	8,68	22,1	-
- Dorford	tầu thủy	- điêden	2	105	-	5116	0,9	12,0	tăng áp tua bin

6.4.2. CÁC BIỆN PHÁP CƯỜNG HÓA ĐỘNG CƠ

Tăng N_L và N_F là một trong các phương tiện quan trọng làm giảm kích thước và khối lượng động cơ. Các biểu thức (6-66) và (6-67) đã chỉ rõ biện pháp nhằm làm tăng N_L và N_F.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu tạm lược bỏ hàm lượng nhiên liệu trong hòa khí của động cơ hình thành hòa khí bên ngoài, p_i của động cơ chạy bằng nhiên liệu thể lỏng được xác định theo (6-12) thay $p_e = p_i \cdot \eta_m$ vào (4-30) để tính N_e, rồi thay vào (4-34) sẽ tìm được N_L.

$$N_L = \frac{1}{30\tau} \cdot \frac{Q_{tk}}{L_o} \cdot \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \rho_k \cdot n \ , \ \frac{kW}{l} \ , \qquad (6\text{-}68)$$

Thay p_e tìm được như trên vào (6-65), sẽ tìm được :

$$N_F = \frac{0,1}{\tau} \cdot \frac{Q_{tk}}{L_o} \cdot \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \rho_k \cdot C_m \ , \ \frac{kW}{dm^2} \ , \qquad (6\text{-}69)$$

Như vậy các biện pháp cường hóa động cơ :

- Chuyển sang chu trình động cơ hai kỳ ;
- Tăng tỷ số nén ε, nhằm tăng hiệu suất chỉ thị η_i ;
- Nâng cao tốc độ động cơ n ;
- Sử dụng tăng áp nhằm nâng cao tích số $\rho_k \cdot \eta_m$;
- Dùng động cơ xăng phun trực tiếp thay cho động cơ dùng bộ chế hòa khí (nhằm nâng cao η_i và η_v).

Dưới đây sẽ xét hiệu quả thực tế của từng giải pháp ấy.

1) Chuyển sang chu trình động cơ hai kỳ

Nếu dùng chỉ số 2 và 4 dưới các thông số để chỉ thông số của động cơ 2 kỳ và 4 kỳ, thì tỷ số giữa N_L và N_F của chúng sẽ là :

$$\frac{N_{L_2}}{N_{L_4}} = \frac{N_{F_2}}{N_{F_4}} = 2 \frac{\alpha_4 \cdot \eta_{v2} \cdot \eta_{i2} \cdot \eta_{m2}}{\alpha_2 \cdot \eta_{v4} \cdot \eta_{i4} \cdot \eta_{m4}} \qquad (6\text{-}70)$$

Để tiện so sánh ta giả thiết động cơ 2 kỳ và 4 kỳ có cấu tạo buồng cháy và quy luật cấp nhiên liệu như nhau, tỷ số nén $\varepsilon_2 = \varepsilon_4$, điều kiện nạp $p_{k_2} = p_{k_4}$, $T_{k_2} = T_{k_4}$ ($\rho_{k_2} = \rho_{k_4}$). Khi đó $\alpha_2 = \alpha_4$ có thể đưa tới $\eta_{i_2} = \eta_{i_4}$. Lúc đó :

$$\frac{N_{L_2}}{N_{L_4}} = \frac{N_{F_2}}{N_{F_4}} = 2 \frac{\eta_{v2} \cdot \eta_{m2}}{\eta_{v4} \cdot \eta_{m4}} \qquad (6\text{-}71)$$

η_{v2} trong biểu thức (6-71) được quy về thể tích của hành trình có ích của pittông. Hệ số nạp η_v của động cơ hai kỳ quy dẫn về thể tích công tác V_h, có tính cả thể tích của phần hành trình tổn thất ψV_h, sẽ là $\eta_{v2}(1 - \psi)$. Do đó (6-71) sẽ chuyển thành :

$$\frac{N_{L_2}}{N_{L_4}} = \frac{N_{F_2}}{N_{F_4}} = 2 \frac{\eta_{v2}(1-\psi)}{\eta_{v4}} \cdot \frac{\eta_{m2}}{\eta_{m4}} \qquad (6\text{-}72)$$

Gọi β – là tỷ số của hai hệ số nạp :

$$\beta = \frac{\eta_{v2}}{\eta_{v4}} = \frac{p_{a2}}{p_{a4}} \cdot \frac{T_k + \Delta T_4 + \gamma_{r4} \cdot T_{r4}}{T_K + \Delta T_2 + \gamma_{r2} \cdot T_{r2}}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Lúc ấy :

$$\frac{N_{L_2}}{N_{L_4}} = \frac{N_{F_2}}{N_{F_4}} = 2\beta(1 - \psi) \cdot \frac{\eta_{m2}}{\eta_{m4}} \qquad (6\text{-}73)$$

Trị số β phụ thuộc phương pháp quét thải của động cơ hai kỳ, áp suất p_k và chất lượng quét buồng cháy của động cơ bốn kỳ. Với p_k có giá trị lớn ($p_k \geq 0{,}2$MPa) có thể lấy gần đúng $\beta = 1$, không có sai số lớn. Do đó với động cơ tăng áp cao :

$$\frac{N_{L_2}}{N_{L_4}} = \frac{N_{F_2}}{N_{F_4}} = 2(1 - \psi)\frac{\eta_{m2}}{\eta_{m4}} \qquad (6\text{-}74)$$

Với động cơ không tăng áp, hoặc tăng áp thấp, thường $\beta < 1$ vì $\gamma_{r2} > \gamma_{r4}$. Qua thực nghiệm và qua tính toán so sánh thấy rằng N_L và N_F của động cơ 2 kỳ lớn hơn so với động cơ bốn kỳ khoảng 1,5 ÷ 1,7 lần.

2) Tăng tỷ số nén ε

Tăng tỷ số nén ε sẽ làm tăng η_t, làm tăng η_i và do đó làm tăng N_L và N_F. Tuy nhiên cần thấy rằng nếu tăng ε quá lớn thì N_L và N_F sẽ tăng chậm vì tổn thất cơ giới tăng cao, do áp suất ngày càng lớn trong xilanh gây ra.

Biến thiên của p_m theo tỷ số nén được thể hiện qua biểu thức của Maslennikov :

$$\frac{p_m}{p_{m(\varepsilon = 6)}} = \frac{\varepsilon + 8{,}5}{14{,}5}$$

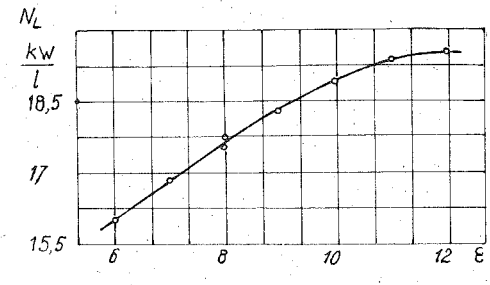
trong đó : ε – tỷ số nén của động cơ ;

$p_{m(\varepsilon = 6)}$ – áp suất tổn hao cơ giới trung bình khi $\varepsilon = 6$.

Tỷ số nén ε của động cơ điêden được chọn theo điều kiện dễ khởi động, và theo trị số cho phép về phụ tải lên các chi tiết. Do đó ε của động cơ điêden thường không quá 16 – 17 và rất ít trường hợp tăng tới 20 – 21. Thực nghiệm chỉ rõ nếu tiếp tục tăng ε chẳng những không làm tăng mà thậm chí còn gây giảm công suất động cơ.

Với tỷ số nén thường dùng của động cơ xăng dùng chế hòa khí, nếu tăng tỷ số nén sẽ làm tăng rõ rệt N_L và N_F, và cải thiện tính kinh tế của động cơ. Vì vậy phương hướng phát triển của động cơ xăng trong nhiều thập kỷ qua là không ngừng nâng cao tỷ số nén.

Hình 6-13 giới thiệu ảnh hưởng của tỷ số nén ε tới N_L của động cơ xăng. Từ đồ thị thấy rằng N_L tăng rất chậm khi ε tăng gần tới 12.



Hình 6.13. Ảnh hưởng của ε đến N_L động cơ xăng.

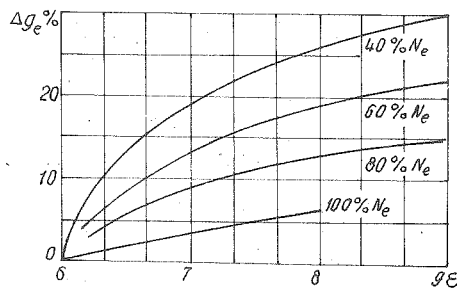
Tăng tỷ số nén ε trong động cơ xăng bị hạn chế bởi sự tăng của khuynh hướng kích nổ. Muốn tránh kích nổ, khi chạy ở tỷ số nén cao cần dùng loại nhiên liệu có số octan cao.

Khi cường hóa động cơ theo tỷ số nén, động cơ sẽ tốn ít xăng ở các khu vực tải nhỏ khi dùng hòa khí nhạt. Càng tăng tỷ số nén ε, càng mở rộng phạm vi tải mà động cơ hoạt

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

động với $\alpha > 1$. Dùng hòa khí nhạt sẽ thúc đẩy nhiên liệu cháy kiệt, chính vì vậy càng tăng ε sẽ làm tăng tính kinh tế của động cơ ở các phụ tải bộ phận. Khi tăng ε, tính kinh tế của động cơ sẽ tăng nhanh ở các tải nhỏ (H. 6.14), điều đó rất quan trọng đối với động cơ ôtô vì phần lớn thời gian hoạt động của động cơ là ở tải nhỏ.

Càng tăng tỷ số nén, sản vật cháy sẽ giãn nở và sinh công càng triệt để, làm giảm phần nhiệt lượng đem theo khí xả có lợi cho tính kinh tế của động cơ. Khi tăng tỷ số nén, số nhiệt lượng truyền cho nước làm mát hầu như không thay đổi.



Hình 6.14. Mức nâng cao tính kinh tế của động cơ xăng theo ε, với độ mở bướm ga khác nhau.

3) Tăng số vòng quay n

Các biểu thức (6-68) và (6-69) đều chỉ rõ : N_L và N_F tỷ lệ thuận với n. Tuy nhiên trên thực tế mối quan hệ ấy chỉ đúng trong một phạm vi hẹp sát với p_{emax} hoặc M_{emax}, khi p_e và M_e rất ít thay đổi.

N_L và N_F đạt tới trị số cực đại tại tốc độ n, có tích $\frac{\eta_i}{\alpha}\eta_v\eta_m n$ đạt cực đại.

Càng tăng n, tổn hao cơ giới p_m càng tăng làm giảm hiệu suất cơ giới η_m. Vì vậy, tất cả các biện pháp nhằm nâng cao hiệu suất cơ giới η_m, đều có tác dụng làm tăng N_L và N_F, các biện pháp ấy là : giảm tỷ số $\frac{S}{D}$ của hành trình và đường kính pittông (hiện đang sử dụng rộng rãi), dùng các thiết bị phụ có hiệu suất cao, dùng các ổ trượt, chọn đúng dầu bôi trơn, điều khiển tối ưu nhiệt độ dầu và nhiệt độ nước v.v...

Trị số $\frac{\eta_i}{\alpha}$ thể hiện chất lượng chế hòa khí và chất lượng quá trình cháy. Trị số trên rất quan trọng đối với động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí, trong đó hệ số dư lượng không khí α khi mở 100% bướm ga hầu như giữ nguyên không thay đổi khi cho thay đổi n. Trong động cơ điêden phạm vi thay đổi α rộng hơn so với động cơ xăng.

Càng giảm số vòng quay n, hệ số nạp η_v càng tăng và đạt tới η_v cực đại tại tốc độ nào đó : động cơ thấp tốc, giá trị cực đại của η_v xuất hiện ở số vòng quay thấp hơn so với động cơ cao tốc. Muốn cho đường η_v nằm cao hơn và ít dốc hơn khi tăng tính cao tốc của động cơ cần phải chọn đúng pha phân phối khí, giảm cản của hệ thống nạp và hệ thống thải xuống mức nhỏ nhất, bằng cách tăng tiết diện lưu thông của các xupáp và của hệ thống nạp và thải.

Như vậy đặc điểm thay đổi của N_L và N_F khi cường hóa động cơ theo n chủ yếu phụ thuộc vào tích số $(\eta_v \cdot \eta_m \cdot n)$ vì trị số $\frac{\eta_i}{\alpha}$ ít thay đổi. Nếu hệ số nạp η_v trước và sau khi cường hóa động cơ theo n bằng nhau, thì công suất lít chỉ thị sau khi cường hóa theo n là N_{iL_2}, trong điều kiện giữ không đổi α và η_i, so với trước khi cường hóa N_{iL_1}, sẽ như sau :

$$N_{iL_2} = N_{iL_1}\frac{n_2}{n_1}$$

Trị số N_{iF} trước và sau khi cường hóa theo n cũng có dạng tương tự.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu biết công suất lít của tổn hao cơ giới sau khi cường hóa N_{Lm_2}, sẽ được :

$$N_{L_2} = N_{iL_1} \cdot \frac{n_2}{n_1} - N_{Lm_2}$$

Cường hóa động cơ theo n sẽ làm tăng tốc độ trung bình pittông C_m và tải của lực quán tính. Kết quả sẽ làm tăng tổn thất ma sát, và tăng mài mòn các mặt ma sát, tăng ứng suất trong trục khuỷu thanh truyền, bulông thanh truyền và các chi tiết khác của động cơ, do đó có thể phải dùng vật liệu chất lượng cao hơn.

Cường hóa động cơ bằng biện pháp tăng áp sẽ được giới thiệu trong chương 8. Có thể tăng N_L của động cơ xăng bằng cách phun xăng trực tiếp thay cho bộ chế hòa khí (xem chương 9).

Sử dụng giải pháp nào để cường hóa động cơ lại phụ thuộc vào chủng loại, cấu tạo và công dụng của động cơ. Giải pháp hợp lý nhất để tăng N_L và N_F của động cơ điêden là chuyển sang chu trình động cơ hai kỳ, sử dụng tăng áp nhất là tăng áp tua bin khí. Cũng có khả năng cường hóa động cơ điêden bằng cách tăng số vòng quay n.

Trong công nghiệp chế tạo động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí của ôtô người ta dùng hai biện pháp chính để cường hóa động cơ : tăng tỷ số nén ε và tăng số vòng quay n. Tỷ số nén của động cơ xăng ôtô phần lớn đều nằm trong phạm vi 7 – 9, có động cơ tới 10 hoặc cao hơn, số vòng quay nằm trong giới hạn 3800 – 5000 có khi tới 6500 vòng/phút hoặc cao hơn. Hiện nay đang tăng cường biện pháp phun xăng trực tiếp đối với các động cơ xăng cường hóa.

6.5. CÂN BẰNG NHIỆT VÀ PHỤ TẢI NHIỆT CỦA ĐỘNG CƠ

6.5.1. CÂN BẰNG NHIỆT

Tính cân bằng nhiệt là giai đoạn cuối của tính nhiệt đối với động cơ nhằm mục đích sau :

1. Tính những tổn thất nhiệt trong động cơ, trên cơ sở đó có thể tìm biện pháp giảm các tổn thất để dùng nhiệt vào những việc có ích. Ví dụ : biết các tổn thất nhiệt đem theo khí thải và nước làm mát có thể lắp đặt các thiết bị để sử dụng số nhiệt đó, như đặt nồi hơi để sản xuất hơi nước, nhờ đó có thể làm hiệu suất nhiệt của toàn bộ thiết bị lớn hơn hiệu suất nhiệt của bản thân động cơ.

2. Kết quả tính cân bằng nhiệt cho ta cơ sở để tính và thiết kế các thiết bị phụ của động cơ như thiết bị trong hệ thống làm mát, hệ thống bôi trơn v.v... hoặc cho ta cơ sở tính và thiết kế tua bin tăng áp khi biết số nhiệt tản cho các hệ thống và biết nhiệt độ và số lượng khí thải đi vào tua bin.

3. Xác định cân bằng nhiệt nhờ số liệu thực nghiệm được đo trực tiếp trên băng thử động cơ, là phương tiện tốt kiểm tra việc đo đạc, mức độ đúng sai của các thiết bị đo vì hai vế của phương trình cân bằng nhiệt phải bằng nhau theo nguyên tắc cân bằng thu và chi. Nếu không cân bằng cần xem lại các số liệu đo và kiểm tra thiết bị đo.

Phương trình cân bằng nhiệt có dạng (số lượng nhiệt của mỗi vế được đo trong một đơn vị thời gian – 1s hoặc 1 giờ, thông thường tính cho 1s) :

$$Q_o = Q_e + Q_{mát} + Q_{thải} + Q_{cc} + Q_{dầu} + Q_{cl} \qquad (6\text{–}75)$$

trong đó : Q_o – tổng số nhiệt lượng cấp cho động cơ tại chế độ hoạt động khi đo (j/s) ;
Q_e – nhiệt lượng tương đương với công có ích của động cơ, (J/s)
$Q_{mát}$ – nhiệt lượng đem theo nước làm mát (J/s) ;
$Q_{thải}$ – nhiệt vật lý đem theo khí thải (J/s) ;

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Q_{cc} – nhiệt lượng mất mát đem theo nhiên liệu chưa cháy (J/s) ;

$Q_{dầu}$ – nhiệt lượng đem theo dầu bôi trơn (J/s) ;

Q_{cl} – phần còn lại của các tổn thất nhiệt chưa tính gồm nhiệt bức xạ từ động cơ cho môi trường, nhiệt lượng tương đương của động năng khí xả v.v... (J/s).

Nhân cả hai vế của biểu thức (6–75) với $\frac{100}{Q_o}$ % và đặt :

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_o}\cdot 100\% \; ; \qquad q_{mát} = \frac{Q_{mát}}{Q_o}\cdot 100\% \; ; \qquad q_{thải} = \frac{Q_{thải}}{Q_o}\cdot 100\% \; ;$$

$$q_{cc} = \frac{Q_{cc}}{Q_o}\cdot 100\% \; ; \qquad q_{dầu} = \frac{Q_{dầu}}{Q_o}\cdot 100\% \; ; \qquad q_{cl} = \frac{Q_{cl}}{Q_o}\cdot 100\%$$

sẽ được phương trình cân bằng nhiệt viết dưới dạng phần trăm (dạng tương đối) :

$$q_e + q_{mát} + q_{thải} + q_{cc} + q_{dầu} + q_{cl} = 100\% \qquad (6–76)$$

Các thành phần trong (6–75) được xác định như sau :

$$Q_o = Q_{tk} \cdot G_{nl}, \; J/s \qquad (6–77)$$

trong đó : G_{nl} tính theo kg/s, Q_{tk} tính theo J/kg.

$$Q_e = N_e, \; W \text{ hoặc } J/s \qquad (6–78)$$

Nhiệt lượng truyền cho nước làm mát thông qua vách xilanh, nắp xilanh, pittông và xécmăng khi làm mát bằng nước $Q_{mát}$:

$$Q_{mát} = G_n \cdot C_n(t_r - t_v), \; J/s \qquad (6–79)$$

trong đó : G_n – số lượng nước qua động cơ trong 1 giây, kg/s ;

C_n – nhiệt dung riêng của nước 41,86 J/kg.độ ;

t_r – nhiệt độ nước ra từ động cơ, ^oC ;

t_v – nhiệt độ nước đi vào động cơ, ^oC.

Nhiệt lượng vật lý đem theo khí thải $Q_{thải}$:

$$Q_{thải} = G_{nl}[M_2(\overline{mC_p}'')t_{thải} - M_1(\overline{mC_{p_o}}).t_o], \; J/s \qquad (6–80)$$

trong đó : G_{nl} – tính theo kg/s ;

M_2, M_1 – sản vật cháy và môi chất mới quy về 1kg nhiên liệu, kmol/kg ;

$(\overline{mC_p}'')$ và $\overline{mC_{p_o}}$ – nhiệt dung riêng đẳng áp của sản vật cháy và môi chất mới, (J/kmol.độ) ;

$t_{thải}$, t_o – nhiệt độ khí xả trên đường thải và nhiệt độ môi chất mới đi vào đường nạp, ^oC.

Nhiệt lượng đem theo dầu $Q_{dầu}$ (J/s) được xác định qua số nhiệt lượng của dầu bôi trơn truyền cho nước làm mát trong két làm mát dầu.

Trường hợp $\alpha \geq 1$ thì $Q_{cc} = 0$. Nếu $\alpha < 1$ thì Q_{cc} được tính như sau :

$$Q_{cc} = \Delta Q_t \cdot G_{nl}, \; J/s \qquad (6–81)$$

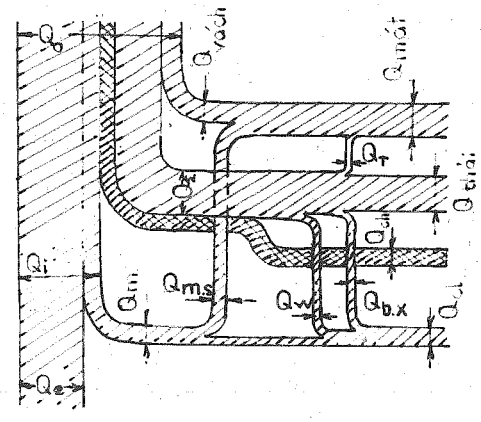
trong đó : ΔQ_t – xác định theo (5–75)

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình 6-15 sơ đồ cân bằng nhiệt của động cơ. Sơ đồ trên thể hiện rõ chuyển động của dòng nhiệt bên trong động cơ của mỗi thành phần trong biểu thức (6-75).

Mỗi thành phần nhiệt trong biểu thức (6-75) phụ thuộc nhiều yếu tố về mặt vận hành (sử dụng) cũng như mặt cấu tạo. Giảm phần nhiệt đem theo môi chất làm mát để nâng cao hiệu suất có ích của động cơ chỉ có thể đạt tới một giới hạn nào đó, do điều kiện ổn định về nhiệt của dầu bôi trơn và do đặc điểm cấu tạo của động cơ quyết định.

Nâng cao nhiệt độ trong hệ thống làm mát tới giới hạn cho phép, đảm bảo động cơ hoạt động bình thường, trong các điều kiện khác như nhau sẽ làm giảm nhiệt lượng đem theo nước làm mát. Cứ tăng nhiệt độ nước làm mát lên 10^{o} sẽ làm giảm Q_w ($Q_w = Q_{mát} + Q_{dầu}$) 4 ÷ 5%. Tuy nhiên, kết quả thu được về nâng cao nhiệt độ của nước qua giảm số lượng nước vào làm mát động cơ sẽ làm tăng lượng nhiệt vật lý đem theo khí thải còn công chỉ thị của chu trình tăng rất ít.



Hình 6.15. Sơ đồ cân bằng nhiệt của động cơ
Q_o – nhiệt lượng do nhiên liệu đưa vào động cơ ; Q_i – nhiệt lượng tương đương với công chỉ thị của động cơ ; Q_e – nhiệt lượng tương đương với công có ích của động cơ ; $Q_{vách}$ – nhiệt lượng truyền cho vách quanh thể tích xilanh ; $Q_{mát}$ – nhiệt lượng tỏa ra cho môi trường làm mát ; $Q\Sigma$ – nhiệt lượng tổng cộng chứa trong khí thải ; Q_m – nhiệt lượng tương đương với công tiêu hao cho ma sát và cho việc dẫn động các cơ cấu phụ ; Q_{ms} – nhiệt lượng truyền cho môi trường làm mát do ma sát pittông và xécmăng ; Q_{cc} – phần nhiệt lượng mất mát của nhiên liệu do cháy không hoàn toàn ; Q_{cl} – phần nhiệt lượng tổn thất khác ; Q_w – nhiệt lượng ứng với động năng của khí thải ; Q_{bx} – nhiệt lượng mất mát do bức xạ ; Q_T – nhiệt lượng do khí trong ống thải tỏa ra cho hệ thống làm mát ; $Q_{thải}$ – nhiệt lượng do khí thải mang theo ra ngoài.

Việc thay đổi số nhiệt lượng trong các thành phần của phương trình cân bằng nhiệt khi nâng cao nhiệt độ nước làm mát sẽ làm tăng nhiệt độ thành xilanh và nhiệt độ trung bình của màng dầu giữa pittông và xilanh. Tăng nhiệt độ thành xilanh sẽ làm giảm hệ số nạp η_v. Nếu tăng nhiệt độ nước làm mát từ động cơ đi ra từ 60^{o} lên 90^{o}C sẽ làm hệ số nạp η_v giảm 2 – 3%. Tăng nhiệt độ lớp dầu giữa pittông và xilanh sẽ làm giảm công ma sát do giảm độ nhớt của dầu. Cứ tăng nhiệt độ nước làm mát trong hệ thống lên 10^{o}C công ma sát sẽ giảm 3,5 – 10%.

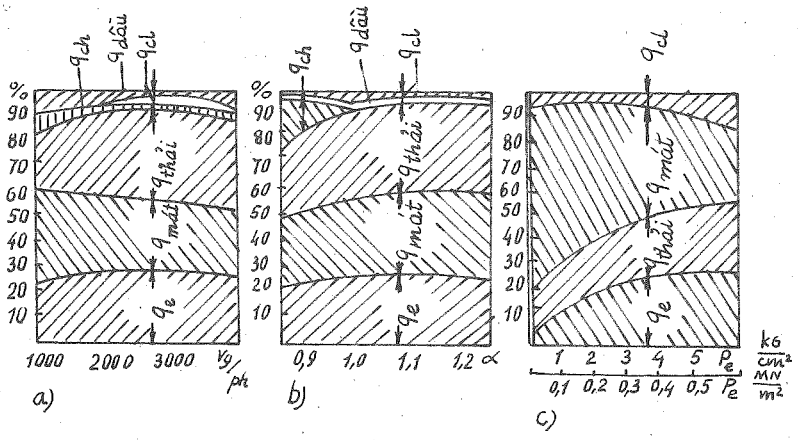
Do tác động qua lại của những yếu tố kể trên làm cho công suất có ích và tính kinh tế của động cơ đều tăng khi nâng cao nhiệt độ nước làm mát. Gây ảnh hưởng lớn nhất trong các yếu tố đó là sự cải thiện của hiệu suất cơ giới. Mức độ tăng của công suất có ích và giảm của suất tiêu hao nhiên liệu có ích đối với mỗi động cơ cụ thể còn phụ thuộc vào đặc điểm cấu tạo của động cơ, chất lượng của dầu nhờn và nhiên liệu, cùng một loạt các yếu tố khó xác định (truyền nhiệt mặt ngoài của xilanh, hệ số quét khí của động cơ hai kì v.v...). Thực nghiệm cho thấy, tăng nhiệt độ nước làm mát từ 50^{o}C đến 90^{o}C, công suất có ích có thể tăng 2,5 – 8% còn suất tiêu hao nhiên liệu có ích có thể giảm 1,5 đến 4 g/kWh.

Đối với động cơ làm mát bằng nước, nhiệt độ tối ưu của nước từ động cơ đi ra là 75 ÷ 85^{o}C. Nếu lớn hơn có thể tạo ra các bọc hơi trong hệ thống tuần hoàn kín, gây trở ngại cho tuần hoàn của nước và tạo nên những vùng quá nóng. Trong hệ thống nước làm mát kiểu hở, để tránh hình thành các lớp muối khoáng mặt ngoài xilanh, nhiệt độ nước từ động cơ đi ra thường không quá 50 – 55^{o}C, tuy không phải là chế độ nhiệt tối ưu, nhưng đó lại là đòi hỏi của điều kiện vận hành động cơ.

Cường hóa động cơ điêden bằng biện pháp tăng áp suất có ích trung bình p_e và tăng số vòng quay n sẽ làm tăng Q_o (6-75), (6-76). Lúc ấy q_w (gồm $q_{mát}$ + $q_{dầu}$) giảm khoảng 10 ÷ 15% còn $q_{thải}$ tăng thêm khoảng 40 – 50%. Cách phân bố lại về nhiệt

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

lượng này rất lợi đối với trường hợp tăng áp cho động cơ bằng tua bin khí thải, vì càng cường hóa, công suất tua bin càng lớn do nhiệt hàm của khí thải ngày càng cao tạo ra. Tăng tỷ số nén ε và kích thước xilanh cũng gây phân bố lại nhiệt lượng trong phương trình cân bằng nhiệt, làm giảm tương đối nhiệt lượng truyền cho hệ thống làm mát và tăng tương đối nhiệt lượng đem theo khí thải.



Hình 6.16. Cân bằng nhiệt của động cơ xăng và động cơ diêzen.

Hình 6.16a giới thiệu biến thiên về cân bằng nhiệt của động cơ xăng ôtô theo số vòng quay, tăng n từ 1000 đến 3600 vòng/phút, q_e sẽ tăng từ 24 đến 27,5%, q_w giảm từ 36 đến 27%, $q_{thải}$ tăng nhiều, q_{cc} khá cao (ở tốc độ thấp, phần q_{cl} chiếm khoảng 10 ÷ 7,5%).

Hình 6.16b giới thiệu ảnh hưởng của thành phần hòa khí đến cân bằng nhiệt của động cơ xăng dùng chế hòa khí với n = 2600 vòng/phút, q_e lớn nhất ở khu vực α = 1,1 – 1,15 ; với α = 0,85 thì q_{cc} = 20%.

Hình 6.16c giới thiệu ảnh hưởng của tải đối với cân bằng nhiệt của động cơ điêden máy kéo, dùng buồng cháy xoáy lốc. Với p_e = 0,63MPa, thì q_e = 29%, $q_{mát}$ = 32%, $q_{thải}$ = 27%.

Bảng 6.2 giới thiệu về giới hạn của các thành phần trong cân bằng nhiệt của các loại động cơ. Từ đó thấy rằng phần nhiệt tổn thất chiếm tới 50 – 80%, trong đó phần lớn đem theo khí thải và theo nước làm mát. Nếu sử dụng hợp lý phần nhiệt tổn thất sẽ làm tăng tính kinh tế động cơ. Trong các động cơ tầu thủy và động cơ tĩnh tại cỡ lớn, phần nhiệt đem theo khí thải và nước làm mát được dùng trong các nồi hơi thấp áp tạo ra hơi nước dùng trong sinh hoạt hoặc dùng để dẫn động một số thiết bị chạy bằng hơi nước.

Bảng 6–2

CÁC THÀNH PHẦN TRONG PHƯƠNG TRÌNH CÂN BẰNG NHIỆT (%)

Loại động cơ	$q_e = \eta_e$	$q_{mát}$	$q_{thải}$	q_{cc}	q_{cl}
Động cơ xăng đốt cháy cưỡng bức	21 – 33	12 – 27	30 – 50	0 – 45	3 – 10
Diêden	26 – 47	15 – 35	25 – 40	0 – 5	2 – 5
Động cơ ga	23 – 35	20 – 25	35 – 45	0 – 5	2 – 10

6.5.2. PHỤ TẢI NHIỆT

Phụ tải nhiệt của động cơ, thể hiện qua trị số dòng nhiệt truyền qua các chi tiết, quyết định bởi số lượng nhiệt cấp cho động cơ, sự phân phối số nhiệt ấy và số nhiệt lượng từ các chi tiết truyền cho môi chất làm mát.

THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Rất khó xác định số lượng nhiệt truyền qua các chi tiết (pittông, xupáp v. v...) để qua đó làm rõ phụ tải nhiệt của chúng. Do tính phức tạp và đa dạng về mặt cấu tạo của các chi tiết, và về tính chất trao đổi nhiệt giữa môi chất công tác với mặt tiếp xúc nên không thể dùng biện pháp tính lý thuyết để xác định dòng nhiệt rồi dựa vào kết quả tính để tìm cách kéo dài tuổi thọ các chi tiết và tuổi thọ động cơ, mặc dù tuổi thọ các chi tiết lại phụ thuộc chính vào nhiệt độ làm việc và gradien nhiệt độ do phụ tải nhiệt gây ra.

Nhiệt độ trung bình trên bề mặt chi tiết được tính theo phương trình truyền nhiệt, không gây ra ứng suất nhiệt thực của các chi tiết. Biến dạng và nứt hỏng không phải do nhiệt độ trung bình của bề mặt chi tiết vượt quá một nhiệt độ cực đại nào đó gây ra, mà là do nhiệt độ cục bộ thực tế của chi tiết gây ra ứng suất cục bộ làm biến dạng và làm nứt hỏng chi tiết. Vì vậy đối với mỗi động cơ cụ thể, thông thường phải dùng biện pháp thực nghiệm trong điều kiện vận hành nhằm xác minh đối với các chi tiết và các cụm chi tiết chịu phụ tải nhiệt lớn nhất.

Thực nghiệm chỉ rằng : với các điều kiện khác giống nhau thì trị số dòng nhiệt truyền cho môi chất làm mát tỷ lệ nghịch với nhiệt độ trong hệ thống làm mát. Nếu tăng hoặc giảm nhiệt độ của môi chất làm mát thì nhiệt độ xilanh và các chi tiết của nhóm pittông cũng tăng hoặc giảm theo. Phụ tải nhiệt của các chi tiết càng thấp khi hiệu số giữa nhiệt độ môi chất công tác trong xilanh động cơ và nhiệt độ môi chất trong hệ thống làm mát càng nhỏ.

Dòng nhiệt phân bố không đều trên các phần của xilanh động cơ. Khoảng 60% nhiệt lượng làm mát (nhiều nhất) được truyền qua nắp xilanh vì diện tích nằm trong buồng cháy của nắp xilanh tiếp thu nhiệt trong suốt chu trình. Vì vậy công suất nhiệt lớn nhất xuất hiện ở nắp xilanh. Do đó mặt đáy của nắp xilanh, nơi tiếp xúc với buồng cháy, cần có nhiệt độ đồng đều còn mặt ngoài tiếp xúc với nước làm mát cần có nước với nhiệt độ tương đối cao đi qua liên tục nhằm tránh xuất hiện ứng suất nhiệt lớn.

Động cơ xăng, nhiệt độ trung bình của chu trình lớn nhất, thường có nhiệt độ lớn ở xupáp xả (tới 700 – 800^{o}C) và pittông (tới 275 – 325^{o}C). Chi tiết có ứng suất nhiệt lớn nhất của động cơ điêden là pittông, nhiệt độ pittông có thể tới 600^{o}C. Với các điều kiện như nhau, dòng nhiệt đi qua đỉnh pittông động cơ điêden lớn hơn so với động cơ xăng khoảng hai lần. Vì trong động cơ điêden mật độ của môi chất công tác lớn hơn và do đó làm tăng cường độ truyền nhiệt từ môi chất tới thành, mặc khác còn vì tính chất của ngọn lửa khuếch tán của động cơ. Quá trình cháy của động cơ điêden thường kèm theo truyền nhiệt bức xạ từ ngọn lửa không trong suốt tới đỉnh pittông và nắp xilanh, trong động cơ xăng màng lửa thường trong suốt, bức xạ rất ít.

Phụ tải nhiệt của động cơ khi hoạt động ở một chế độ nào đó được coi là bình thường nếu dòng nhiệt ổn định, đảm bảo hoạt động bình thường của các quá trình trong chu trình công tác cũng như hoạt động tin cậy của các chi tiết.

Phụ tải nhiệt là một trong các nhân tố xác định giới hạn cường hóa động cơ, đặc biệt là cường hóa bằng tăng áp. Với áp suất tăng áp vừa phải p_k < 0,16 MPa, phụ tải nhiệt của động cơ vẫn giữ ở mức độ như khi chưa tăng áp. Nếu tăng áp cao hơn, sẽ làm tăng phụ tải nhiệt của động cơ, có thể quá giới hạn cho phép. Biện pháp chủ yếu để giảm phụ tải nhiệt cho xilanh, các chi tiết của nhóm pittông khi hoạt động ở p_k lớn là giảm nhiệt độ đầu quá trình nén T_a, tăng hệ số dư lượng không khí α, giảm nhiệt truyền cho nước làm mát. Để giảm T_k, phải làm mát trung gian cho không khí tăng áp, phải quét buồng cháy với hệ số dư lượng khí quét lớn. Hiệu quả làm mát của khí quét đối với các điểm trong buồng cháy rất khác nhau. Nhiệt độ giảm nhiều nhất nhờ khí quét là thành xilanh, pittông, đặc biệt là xupáp. Vì vậy tổn thất không khí nén cho quét khí không phải hoàn toàn vô ích vì qua làm mát bổ sung của không khí quét đã làm giảm nhiệt độ của các chi tiết động cơ.

Các biện pháp khác nhau về mặt cấu tạo, nhằm cải thiện truyền dẫn nhiệt đảm bảo cho nhiệt độ được phân bố đều cũng có vai trò lớn làm giảm phụ tải và ứng suất nhiệt của động cơ.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 7

THAY ĐỔI MÔI CHẤT TRONG ĐỘNG CƠ HAI KỲ

7.1. HỆ THỐNG THẢI VÀ QUÉT KHÍ CỦA ĐỘNG CƠ HAI KỲ

Điểm khác biệt cơ bản giữa động cơ hai kỳ và bốn kỳ là ở chỗ : động cơ hai kỳ do không có riêng các hành trình thải và nạp (chiếm một vòng quay trục khuỷu) nên phải thực hiện thải và nạp cùng một lúc, trong thời gian rất ngắn, ngay trước và sau điểm chết dưới của pittông. Vì thời gian thay đổi môi chất (thải sản vật đã cháy và nạp môi chất mới) rất ngắn chỉ bằng khoảng $\frac{1}{3}$ thời gian thải và nạp của động cơ bốn kỳ, nên phải dùng môi chất mới đã được nén trước đưa vào tạo áp lực đẩy sản vật cháy từ xilanh ra đường thải gây tác dụng quét khí thải ra khỏi xilanh. Nếu trong thời gian ấy làm tốt việc quét sạch sản vật cháy ra ngoài và nạp đầy môi chất mới vào xilanh thì với cùng một kích thước, một số vòng quay n và số xilanh i, sẽ thu được công suất lớn hơn động cơ bốn kỳ khoảng 0,5 – 0,7 lần. Ngược lại nếu tác dụng quét khí thực hiện không tốt, để lại nhiều khí sót và mất nhiều môi chất đi tắt qua cửa thải cùng sản vật cháy ra khỏi xilanh trong thời gian thải và quét, thì do thiếu môi chất mới và do tốn công nén cho số môi chất mới chạy ra cửa thải, sẽ ảnh hưởng lớn tới công suất động cơ. Nếu là động cơ xăng dùng chế hòa khí, do môi chất mới chứa hơi xăng nên sự thất thoát môi chất mới qua cửa thải sẽ làm tốn nhiên liệu và làm cho khí xả chứa nhiều nhiên liệu chưa cháy, gây ô nhiễm môi trường.

Như vậy tác dụng quét khí trong động cơ hai kỳ quyết định bởi hệ thống quét thải của động cơ gây ảnh hưởng lớn tới tính năng hoạt động của động cơ.

Trong quá trình phát triển của động cơ hai kỳ đã xuất hiện nhiều hệ thống quét và thải khác nhau.

7.1.1. PHÂN LOẠI HỆ THỐNG QUÉT THẢI CỦA ĐỘNG CƠ HAI KỲ

Dựa theo phương hướng chuyển động của dòng khí quét : có hai loại quét vòng và quét thẳng.

1) Hệ thống quét vòng

Dòng khí quét đi theo đường vòng, lúc đầu từ khu vực ĐCD của pittông men theo thành xilanh đi lên, tới nắp xilanh đổi chiều 180° rồi đi xuống ngược với chiều cũ (hình 7.1a, b, c, d, e, f, g). Các cửa thải và cửa quét của hệ thống quét vòng đều đặt ở phần dưới của xilanh, tại khu vực gần ĐCD của đỉnh pittông, do pittông điều khiển đóng và mở.

2) Hệ thống quét thẳng

Dòng khí quét theo đường thẳng từ dưới đi lên, vì vậy hành trình của nó trong xilanh chỉ bằng một nửa so với quét vòng (hình 7.1, h, i). Các cơ cấu quét và thải

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

(cửa khí hoặc xupáp) của hệ thống quét thẳng được đặt ở hai đầu xilanh, khu vực ĐCD của đỉnh pittông hoặc ở nắp xilanh. Điều khiển đóng mở các cửa khí là do pittông hoặc xupáp dùng trục cam. Các hệ thống quét vòng còn được phân loại theo vị trí các cửa khí quanh chu vi, theo vị trí mép trên các cửa thải và cửa quét và theo hướng của các cửa khí trong mặt phẳng vuông góc với đường tâm xilanh.

Dựa vào các cửa khí quanh chu vi xilanh chia thành :

– Quét vòng đặt ngang. Các cửa thải được đặt ngang đối diện với cửa quét (hình 7.1a, b).

– Quét vòng đặt một bên. Các cửa thải và cửa quét đều đặt về một bên của thành xilanh (hình 7.1c).

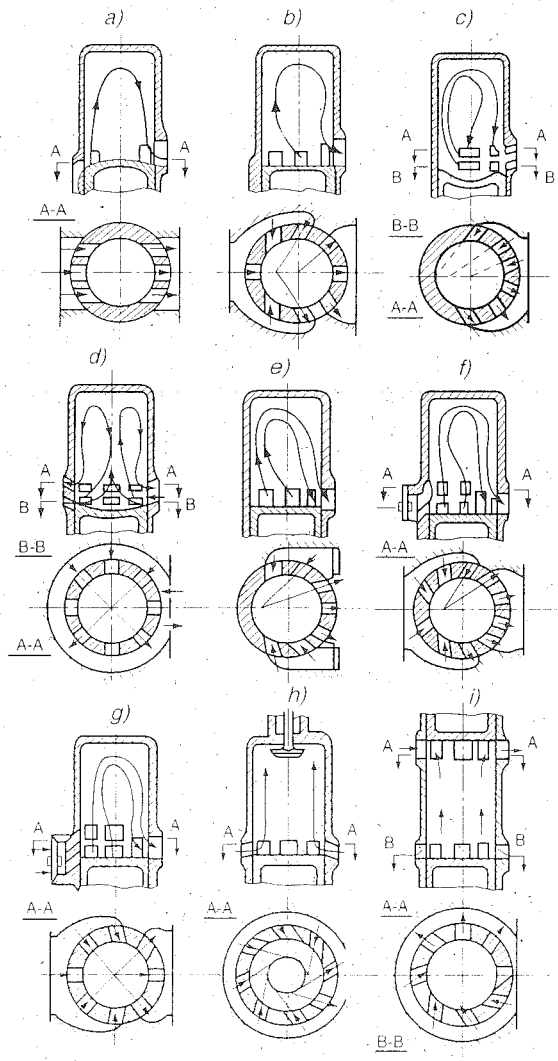
– Quét vòng đặt xung quanh. Các cửa khí được đặt quanh chu vi xilanh (hình 7.1d)

Quét vòng đặt hỗn hợp... là dạng hỗn hợp của các loại trên.

Dựa vào chiều cao tương đối giữa cửa thải và cửa quét dọc theo đường tâm xilanh, trong hệ thống quét có ba trường hợp sau :

– Mép trên cửa thải cao hơn so với cửa quét, trong đó nếu là động cơ tăng áp thì phải lắp van xoay trên cửa xả để tránh tổn thất khí quét, còn nếu là động cơ không tăng áp thường không có van xoay để tránh phức tạp (hình 7.1a, b).

– Mép trên cửa thải ngang mép trên cửa quét. Trường hợp này phải lắp van một chiều tự động trong cửa quét (hình 7.1e) để tránh khí thải thoát ra cửa quét.



Hình 7.1. Các hệ thống quét và thải của động cơ hai kỳ.

– Mép trên cửa thải thấp hơn mép trên cửa quét. Nếu chỉ có một hàng cửa quét thì tất cả các cửa quét đều phải lắp van một chiều, nếu có hai hàng cửa quét chỉ cần lắp van một chiều cho hàng cửa quét phía trên (hình 7.1f, g).

Đối với động cơ hai kỳ quét thẳng qua cửa thải có thể dùng tất cả các phương án về vị trí tương đối các mép trên của các cửa khí mà không cần lắp thêm van xoay hoặc van một chiều nào, nhưng phải cho pittông chắn cửa thải mở sớm hơn nhờ thay đổi khoảng cách giữa hai khuỷu điều khiển các pittông chắn cửa thải và chắn cửa quét.

Phương hướng của các cửa khí trong mặt phẳng ngang vuông góc với đường tâm xilanh gây ảnh hưởng lớn tới chất lượng quét thải của động cơ hai kỳ, đặc biệt là động cơ hai kỳ quét vòng. Trên thực tế thường gặp bốn phương án sau :

– Hướng song song (hình 7.1a), đường tâm các cửa thải và cửa quét song song với nhau hoặc nằm trên các mặt phẳng song song, thường dùng trong các động cơ hai kỳ cỡ nhỏ, đơn giản, dễ chế tạo.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- Hướng tâm (hình 7.1d, i) đường tâm các cửa khí hội tụ tại tâm xilanh, thường dùng đối với cửa thải của hệ thống quét vòng đặt xung quanh và hệ thống quét thẳng.

- Hướng tiếp tuyến (hình 7.1h, i), đường tâm các cửa khí là những đường tiếp tuyến của một vòng tròn có đường kính nhỏ hơn đường kính xilanh, thường dùng cho cửa quét của phương án quét thẳng.

- Hướng lệch tâm (hình 7.1b, c, e, f, g), đường tâm của các cửa thải hoặc cửa quét tập trung vào một vài điểm lệch tâm so với tâm xilanh nằm bên trong hoặc bên ngoài xilanh.

Ngoài ra còn nhiều phương án khác nhưng đều là biến dạng của các phương án kể trên.

7.1.2. CÁC HỆ THỐNG QUÉT THẢI THƯỜNG DÙNG

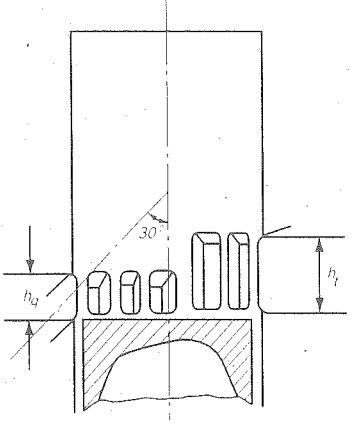
Dưới đây giới thiệu một số hệ thống quét thải được sử dụng nhiều hiện nay.

1. Hệ thống quét vòng đặt ngang theo hướng song song (hình 7.1a) được sử dụng trong động cơ hai kỳ cỡ nhỏ, dùng cácte làm máy nén tạo ra khí quét. Trong hệ thống này cửa quét thường đặt xiên lên hoặc phải tạo hình dạng đặc biệt trên đỉnh pittông để dẫn hướng khí quét đi vào xilanh.

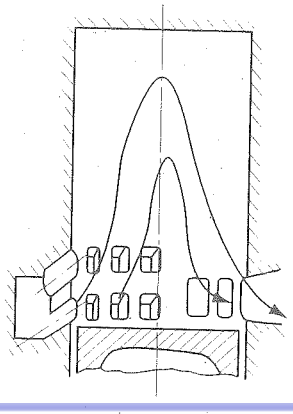
2. Hệ thống quét vòng đặt ngang theo hướng lệch tâm (hình 7.1b và hình 7.2), dùng trên nhiều động cơ hai kỳ của các hãng sản xuất tại Tây Âu. Các cửa quét đặt xiên lên tạo với đường tâm xilanh một góc 30^{o}, hướng dòng khí quét đi lên tới nắp xilanh mới vòng xuống ra cửa thải. Đây là loại tương đối hoàn hảo của hệ thống quét vòng. Với $p_k \approx 0,11 - 0,12$ MPa, γ_r thường không quá 0,06 ÷ 0,08 và $g_e \approx 205 \div 230$ g/kW.h.

Thụy Sĩ cũng sử dụng phương án trên vào động cơ hai kỳ tăng áp, công suất tới 13700 kW. Trong cửa thải đặt van xoay để đóng cửa thải trước khi đóng cửa quét, để thực hiện nạp thêm và tránh tổn thất khí quét ra đường thải.

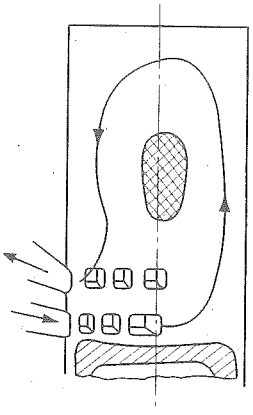
3. Hệ thống quét vòng đặt ngang, phức tạp (hình 7.3). Có hai hàng cửa quét, hàng trên đặt cao hơn cửa thải và được lắp van một chiều tự động, sau khi đóng kín cửa thải vẫn có thể nạp thêm môi chất mới nhờ hàng cửa quét phía trên. Hệ thống này được sử dụng rộng rãi trong động cơ của hãng Sulzer và các động cơ 9 và 10 BKP51/55 công suất động cơ 3000 - 4400 kW. Do có nhiều van tự động nên hệ thống tương đối phức tạp, mặt khác chiều cao các cửa thải và quét tương đối lớn nên làm tăng phần tổn thất hành trình pittông. Vì vậy, mặc dù áp suất không khí quét tới $p_k \approx 0,12 - 0,145$ MPa, các chỉ tiêu khác vẫn thấp như : $p_e \approx 0,47 - 0,50$ MPa và $g_e \approx 230 - 245$ g/kW.h.



Hình 7.2. Hệ thống quét vòng đặt ngang theo hướng lệch tâm.



Hình 7.3. Hệ thống quét vòng đặt ngang phức tạp.



Hình 7.4. Hệ thống quét vòng đặt một bên.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

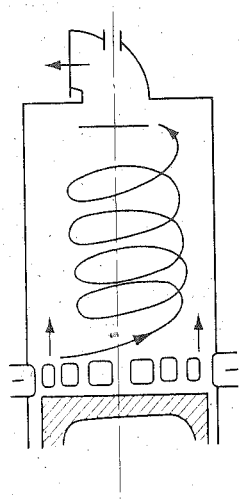
4. Hệ thống quét vòng đặt một bên (hình 7.4). Các cửa khí được đặt về một bên của thành xilanh theo hướng lệch tâm, cửa quét hơi nghiêng xuống (khoảng 15^o). Trước tiên khí quét lướt qua đỉnh pittông sau đó đi vòng một lượt, lướt dọc thành xilanh rồi trở về cửa xả. Trong hệ thống đôi khi còn đặt van xoay để đóng cửa xả sau khi đã kết thúc quét khí, nhằm giảm tổn thất khí quét và thực hiện nạp thêm.

Khuyết điểm chính của hệ thống này là hệ số khí sót tương đối lớn (γ_r = 0,10 - 0,20) và p_e nhỏ ($p_e \approx$ 0,42 - 0,47 MPa) mặc dù p_k khá lớn ($p_k \approx$ 0,11 - 0,125 MPa). Đặt van xoay trong cửa xả có thể nâng p_e lên 0,5 ÷ 0,52 MPa. Hiện nay phương án này chỉ hạn chế trong một số động cơ tĩnh tại và động cơ tầu thủy cỡ nhỏ tốc độ trung bình.

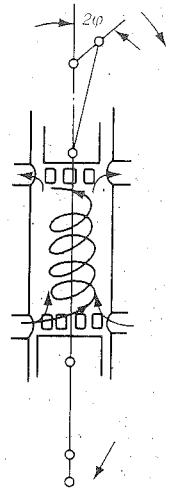
5. Hệ thống quét thẳng qua xupáp xả (hình 7.5). Cửa quét đặt xung quanh xilanh theo hướng tiếp tuyến, xupáp xả đặt trên nắp xilanh. Dòng khí quét chỉ đi một chiều từ dưới lên, nên khí quét ít có cơ hội hòa trộn với sản vật cháy, vì vậy khí thải được đẩy ra ngoài tương đối sạch, nhờ đó γ_r nhỏ (γ_r = 0,05 - 0,08) và p_e lớn (p_e = 0,55 - 0,65 MPa). Dùng xupáp thải dễ lựa chọn pha phối khí tốt nhất nhờ đó dễ đạt η_v lớn. Hướng tiếp tuyến của các cửa quét, tạo nên vận động xoáy lốc hướng tiếp tuyến của môi chất mới giúp hình thành hòa khí và chất lượng cháy tốt hơn.

Hệ thống quét thẳng qua xupáp xả được sử dụng rộng trong các động cơ ôtô máy kéo, tầu hỏa và tầu thủy như : 24WZ, 12WZ, 267C, 498S v.v...

Đây là hệ thống tương đối hoàn hảo, dễ sử dụng tăng áp tua bin khí. Nếu lựa chọn hợp lí hình dạng, tiết diện lưu thông của xupáp xả kết hợp với vị trí đặt tua bin tăng áp sát xilanh động cơ để giảm tổn thất năng lượng của khí thải, sẽ thu được hiệu quả cao.



Hình 7.5. Hệ thống quét qua xupap thải.



Hình 7.6. Hệ thống quét thẳng qua cửa thải.

6. Hệ thống quét thẳng qua cửa thải (hình 7.6), dùng trong các loại động cơ pittông đối đỉnh, là hệ thống hoàn hảo nhất trong các hệ thống quét - thải của động cơ hai kỳ. Pittông chắn cửa thải đặt sớm hơn pittông chắn cửa quét khoảng 10^o - 20^o góc quay trục khuỷu, đảm bảo cửa thải mở sớm hơn và có thể đóng đồng thời các cửa quét và thải thậm chí còn có thể đóng cửa thải sớm hơn để thực hiện nạp thêm.

Cửa quét đặt theo hướng tiếp tuyến và có tác dụng như đối với phương án quét thẳng qua xupáp xả.

Hệ thống quét thẳng qua cửa thải được sử dụng rộng rãi trong các loại động cơ thấp tốc dùng trục khuỷu mà mỗi xilanh có ba khuỷu trục (hãng Dockford) hoặc dùng trục khuỷu mà mỗi xilanh có một khuỷu và hai bánh lệch tâm (hãng Boumaister-Vain, Karlan, Volfer v.v...).

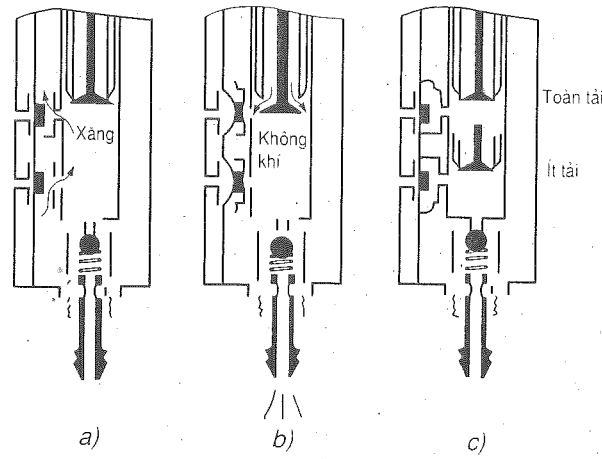
Hệ thống trên cũng được dùng rộng rãi trong động cơ cao tốc và tốc độ trung bình với hai trục khuỷu, ví dụ : L-60, K-60, TOP v.v...

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hệ thống quét thẳng qua cửa thải đạt các chỉ tiêu sau : với p_k = 0,115 - 0,15 MPa đạt được γ_r = 0,03 - 0,06 ; p_e = (0,5 - 0,7) MPa ; g_e = 215 ÷ 240 g/kW.h.

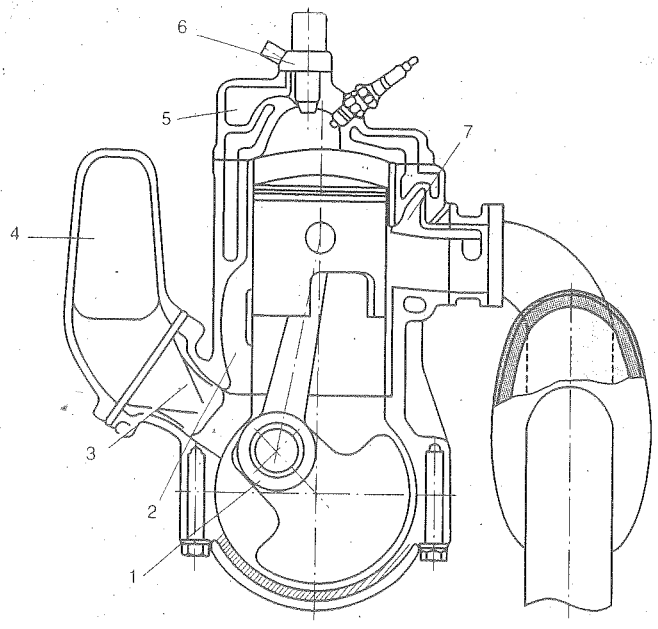
Ưu điểm lớn của các loại động cơ pittông đối đỉnh là : Trên động cơ không có các chi tiết phức tạp như : nắp xilanh, mặt khác phần động lực học lại được cân bằng tốt. Nhưng động cơ phải dùng hai hoặc một trục khuỷu thì cấu tạo của trục khuỷu tương đối phức tạp ; hệ thống truyền lực giữa hai trục khuỷu cũng phức tạp, mặt khác pittông chắn cửa thải thường dễ hư hỏng vì phải hoạt động trong điều kiện nhiệt độ cao khó bôi trơn.

Nhược điểm lớn nhất của động cơ xăng hai kỳ cổ điển dùng bộ chế hòa khí là tốn xăng, gây ô nhiễm môi trường vì có nhiều xăng trong hòa khí mới đi tắt qua cửa thải thoát ra ngoài trời. Để tránh tình tạng trên người ta đã có nhiều phương án quét sản vật cháy bằng không khí nén, sau đó tạo hòa khí đậm đưa vào, hoặc phun xăng vào xilanh động cơ ở cuối thời kỳ thay đổi môi chất hoặc đầu kỳ nén.



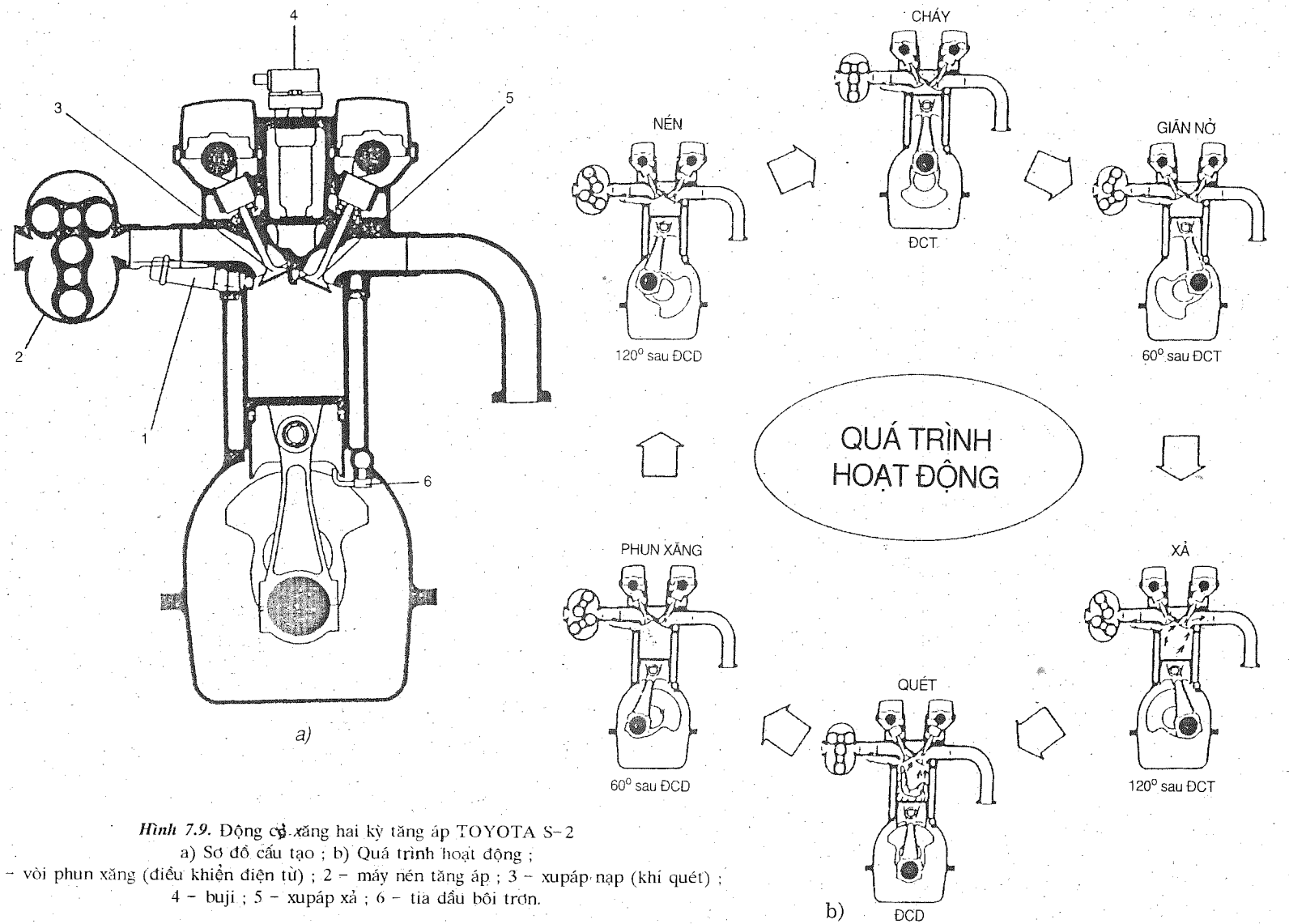
Hình 7.7. Vòi phun xăng điều khiển bằng khí nén ORBITAL
a) Nạp xăng ; b, c) Phun xăng toàn tải và ít tải.

Đáng lưu ý nhất là phương án phun xăng của công ty Orbital Engine của Úc. Đó là động cơ xăng hai kỳ có hai cửa hút, xả và một xupáp đóng mở cửa quét dùng cácte làm bơm tạo khí quét. Trên động cơ có vòi phun xăng, kiểu khí nén truyền thống, phun xăng rất tơi, dễ tạo hòa khí tốt. Áp suất tương đối của khí nén trong vòi phun không quá 0,7 MPa và của xăng không qua 0, 1MPa, vì vậy có thể dùng công nghệ thông thường không đòi hỏi quá cao về dung sai. Một bộ cảm biến điện từ điều khiển chiều cao của ống phun không khí trong buồng hỗn hợp của vòi phun, qua đó điều khiển lượng nhiên liệu chu trình. Một nấc áp suất kích thích vòi phun bằng cách đóng đồng thời các van kiểu màng mỏng của đường xăng đi qua buồng hỗn hợp và mở van khí nén để phun xăng qua van bi vào xilanh (hình 7.7 và 7.8). Cửa thải đặt một van có thể làm thay đổi tiết diện lưu thông qua cửa, khi chạy chậm ở tải nhỏ đóng bớt cửa



Hình 7.8. Động cơ Suzuki hai kỳ dùng vòi phun điều khiển khí nén ORBITAL
1 - trục khuỷu ; 2 - đường thông từ cácte lên cửa quét ; 3 - van hút một chiều ; 4 - đường ống hút không khí ; 5 - khoang chứa khí nén ; 6 - vòi phun xăng ; 7 - van thay đổi tiết lưu của xả.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 7.9. Động cơ xăng hai kỳ tăng áp TOYOTA S-2
a) Sơ đồ cấu tạo ; b) Quá trình hoạt động ;
1 – vòi phun xăng (điều khiển điện tử) ; 2 – máy nén tăng áp ; 3 – xupáp nạp (khí quét) ;
4 – buji ; 5 – xupáp xả ; 6 – tia dầu bôi trơn.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

thải, hạn chế dòng khí thải nhằm đạt hệ số nạp hợp lý cho động cơ, qua đó nâng cao hiệu suất sử dụng môi chất mới. Kết quả cho thấy động cơ có nhiều ưu điểm nổi bật đó là suất tiêu thụ nhiên liệu, ô nhiễm môi trường tương đương còn khối lượng giảm 20% so với động cơ xăng bốn kỳ có cùng công suất.

Hãng Toyota chuyển động cơ bốn kỳ chạy xăng sang động cơ hai kỳ (hình 7.9). Về mặt công nghệ động cơ này tương tự động cơ bốn kỳ, mỗi xilanh bốn xupáp, khí quét đi vào xilanh từ phía trên, sơ đồ hoạt động của động cơ Toyota được giải thích rõ trên hình 7.9. Trong động cơ này cần trang bị thêm một bơm khí quét. Ưu điểm chính của động cơ Toyota là khi dùng vòi phun kiểu khí nén động cơ chạy rất êm và mômen quay rất lớn. Với công suất 60kW và mômen 167N.m, mức độ rung động của động cơ chỉ bằng $\frac{1}{5}$ động cơ bốn kỳ. Hệ thống bôi trơn của động cơ này theo nguyên tắc cổ điển của động cơ bốn kỳ.

Như vậy hiện nay với những giải pháp mới có hiệu quả, động cơ xăng hai kỳ đang trở thành đối thủ cạnh tranh của các động cơ khác để trở thành động lực của ôtô.

7.2. XÁC ĐỊNH TRỊ SỐ "THỜI GIAN TIẾT DIỆN" HÌNH HỌC CỦA CÁC CƠ CẤU QUÉT - THẢI

Trị số "thời gian - tiết diện" được định nghĩa theo biểu thức :

$$A = \int_{\tau_1}^{\tau_2} f d\tau, \qquad m^2.s$$

trong đó : f - tiết diện lưu thông qua cửa hoặc qua xupáp, (m^2), f là hàm của thời gian τ;

τ_1, τ_2 - thời gian đầu và cuối giai đoạn cần tính, s.

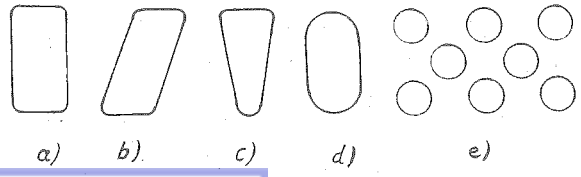
Trị số A của mỗi giai đoạn trong quá trình quét và thải của động cơ thực tế phụ thuộc kích thước, hình dạng của các cửa hoặc các xupáp.

7.2.1. HÌNH DẠNG, KÍCH THƯỚC CÁC CỬA QUÉT VÀ THẢI

Khi thiết kế động cơ mới đều phải dựa vào kết cấu của động cơ mẫu và động cơ tương tự để định kích thước và hình dạng các cửa khí hoặc các xupáp, trên cơ sở xác định trị số "thời gian tiết diện" hình học của mỗi thời kỳ, sau đó tiến hành tính "trị số thời gian tiết diện" cần thiết theo tính lý thuyết của dòng chảy để kiểm tra lại.

Trong động cơ hai kỳ thường dùng các cửa khí có hình dạng (hình 7.10) : hình chữ nhật (a), chữ nhật lệch tròn góc (b), hình thang tròn góc (c), hình ôvan (d), hình tròn (e) v.v...

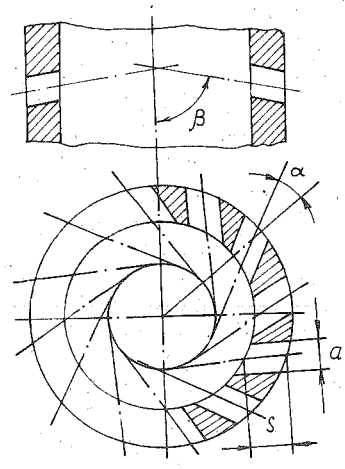
Các cửa quét cần có đủ tiết diện lưu thông để đưa đủ không khí quét vào xilanh. Phương hướng của đường thông trong cửa quét phải giúp không khí quét gạt hết sản vật cháy ra ngoài và trong điều kiện có thể phải tạo được chuyển động xoáy tiếp tuyến của dòng khí trong xilanh để hoàn thiện hình thành hòa khí và nâng cao chất lượng cháy của động cơ.



Hình 7.10. Hình dạng của các cửa khí.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thường dùng các cửa quét hình chữ nhật và chữ nhật lệch vì với chiều cao và chiều rộng như nhau thì tiết diện lưu thông của các cửa quét hình chữ nhật sẽ lớn nhất. Cửa quét hình ôvan không có ưu điểm gì nổi bật nên ít dùng. Hình tròn được dùng làm cửa quét của động cơ hai kỳ quét thẳng với đường kính thường không lớn nên được xếp thành nhiều hàng (3 – 4 hàng) và bố trí khắp chu vi xilanh. Các cửa quét hình tròn được đặt theo hướng tiếp tuyến (hình 7.11), lệch với bán kính trung bình xilanh một góc α, từ hàng dưới đi lên α tăng dần. Cách làm trên đã tạo chuyển động xoáy tiếp tuyến của khí quét, cải thiện chất lượng hình thành hòa khí và quá trình cháy của động cơ, mặt khác còn tạo ra lớp đệm ngăn cách sản vật cháy với khí quét. Tuy nhiên khi dùng các lỗ tròn nhỏ do tỷ số giữa các chu vi và diện tích tương đối lớn nên dễ kết keo, kết muội than hơn các loại khác.



Hình 7.11. Phương hướng các cửa khí.

Khi chọn kích thước và bố trí các cửa thải cần chú ý tăng tổng chiều rộng (trong phạm vi cho phép) bằng cách tăng số lượng cửa khí và giảm chiều rộng phần thịt giữa các cửa (trong điều kiện phần thịt đủ bền). Cách làm trên làm cho khí quét được phân bố đều, đồng thời giảm được chiều cao, qua đó tránh khí thải lộn về bình chứa khí quét, tăng chất lượng quét khí. Kích thước các cửa khí nằm trong giới hạn sau (D – đường kính xilanh, S – hành trình pittông).

+ Tổng chiều rộng các cửa quét :

Quét vòng : $b_{q\Sigma} = (0,25 \div 0,4)\pi D$;

Quét thẳng : $b_{q\Sigma} = (0,60 \div 0,75)\pi D$.

+ Chiều cao cửa quét h_q (tính từ mép trên cửa quét tới gờ đỉnh pittông khi pittông nằm ở ĐCD).

Trường hợp một hàng cửa : $h_q = (0,08 \div 0,15)S$;

Trường hợp hai hàng cửa : $h_q = (0,25 \div 0,35)S$;

+ Góc lệch α theo hướng tiếp tuyến (hình 7–11).

Trường hợp quét thẳng : với một hàng cửa quét $\alpha = 8 \div 25^o$; với nhiều hàng cửa quét – hàng dưới $\alpha = 0^o$ và hàng trên cùng $\alpha = 35 \div 40^o$.

Trường hợp quét vòng : Giá trị α không giống nhau trên cùng một hàng (trường hợp cửa quét theo hướng lệch tâm).

+ Góc nghiêng β (tạo thành bởi đường tâm cửa quét và đường tâm xilanh)

Trường hợp quét vòng : $\beta = 30 \div 60^o$

Trường hợp quét thẳng : $\beta = 70 \div 90^o$.

Muốn cho dòng khí quét đi theo hướng của các cửa quét cần đảm bảo chiều dài s và chiều rộng a của cửa khí : $s = (1 \div 1,2)a$.

Cơ cấu thải của động cơ hai kỳ thường dùng các cửa hình chữ nhật lệch (hình 7–10) hoặc dùng xupáp thải. Hình chữ nhật lệch làm cho gờ đỉnh pittông chắn cửa thải sẽ

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

di dịch khi pittông chuyển động, nhờ đó cải thiện điều kiện làm việc của pittông. Phương hướng của cửa thải thường không gây ảnh hưởng gì tới chất lượng quét và thải.

+ Tổng chiều rộng các cửa thải

Quét vòng : $b_{t\Sigma} = (0{,}20 \div 0{,}35)\pi D$

Quét thẳng : $b_{t\Sigma} = (0{,}50 \div 0{,}60)\pi D$.

+ Chiều cao cửa thải (tính từ mép trên của cửa thải tới gờ đỉnh pittông khi pittông ở ĐCD : $h_t = (0{,}15 \div 0{,}35)S$; động cơ tăng áp còn lớn hơn.

+ Xupáp thải thường có dạng nấm tạo thành góc nghiêng 45^o hoặc 30^o.

Mỗi xilanh đặt từ 1 đến 4 xupáp. Vách các cửa quét, thải phải nhẵn bóng, gờ mép các cửa phải vê tròn hoặc vát cạnh để giảm cản cho dòng khí và tránh vấp cho các vòng găng.

7.2.2. PHA PHÂN PHỐI CỦA CƠ CẤU QUÉT VÀ THẢI

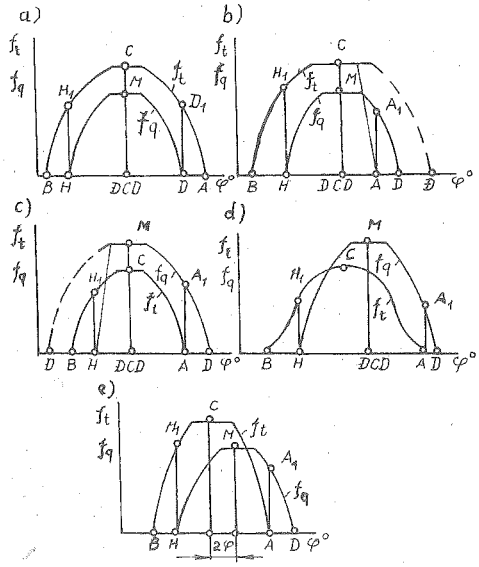
Chất lượng thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ phụ thuộc nhiều vào việc lựa chọn đúng pha phân phối khí (thể hiện qua thời điểm mở và đóng các cơ cấu thải và quét).

Hình 7.12 là biến thiên của tiết diện lưu thông f của các cửa khí theo góc quay trục khuỷu φ của động cơ hai kỳ.

Hình 7.12a là đồ thị của hệ thống quét vòng đơn giản, thời điểm mở và đóng các cửa khí đối xứng qua ĐCD, nghĩa là cửa nào mở sớm hơn sẽ đóng muộn hơn và ngược lại tạo nên pha phối khí đối xứng. Do cửa thải mở sớm hơn so với cửa quét nên nó sẽ đóng muộn hơn cửa quét. Thời gian từ lúc đóng cửa quét đến lúc đóng cửa thải được gọi là thời kỳ lọt khí. Ưu điểm chính của pha phối khí đối xứng là động cơ có cấu tạo đơn giản, ít hư hỏng nhưng nhược điểm của nó là có thời kỳ lọt khí gây mất mát khí quét. Pha phối khí đối xứng được dùng rộng rãi trong động cơ 2 kỳ không tăng áp.

Các loại động cơ hai kỳ hiện đại, đặc biệt là động cơ tăng áp hầu hết đều sử dụng pha phân phối khí không đối xứng, nghĩa là thời điểm đóng và mở cửa thải hoặc cửa quét không đối xứng qua điểm chết dưới (hình 7.12b, c, d, e).

Trong động cơ tầu thủy cỡ lớn, dùng hệ thống quét vòng thường đặt thêm van xoay trong cửa thải (h. 7.12b) hoặc đặt van một chiều trong cửa quét (h. 7.12c), để có thể



Hình 7.12. Đồ thị thể hiện biến thiên tiết diện lưu thông của cơ cấu phối khí trong động cơ hai kỳ
a) Hệ thống quét vòng góc phối khí đối xứng ;
b) Hệ thống quét vòng có van xoay trong cửa thải ;
c) Hệ thống quét vòng có van xoay hoặc van tự động trong cửa quét; d) Hệ thống quét thẳng qua xupáp thải ; e) Hệ thống quét thẳng qua cửa thải. BCA, trị số "thời gian – tiết diện hình học" của cơ cấu thải ; HMD – trị số "thời gian tiết diện hình học" của cơ cấu quét ; BHH_1 – trị số "thời gian tiết diện hình học" của thời kỳ thải sớm ; DAD_1 – trị số "thời gian tiết diện hình học" của thời kỳ lọt khí (tổn thất khí nạp) ; ADA_1 – trị số "thời gian tiết diện hình học" của thời kỳ nạp thêm, 2φ – góc đặt sớm, của khuỷu trục nối với pittông chắn cửa thải so với khuỷu trục nối với pittông chắn cửa quét.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

đóng cửa thải trước so với cửa quét, thực hiện nạp thêm đồng thời tạo điều kiện tăng áp cho động cơ.

Trong các hệ thống quét thẳng qua cửa thải muốn có pha phối khí không đối xứng, người ta thường đặt khuỷu trục điều khiển pittông chắn cửa thải, sớm hơn so với khuỷu trục - chắn cửa quét một góc $2\varphi = 10 - 12^{o}$ thậm chí tới 20^{o} (động cơ Deltick). Trong trường hợp này pittông và khuỷu trục điều khiển cửa thải sẽ truyền công suất lớn hơn. Trong các động cơ quét thẳng qua xupáp thải muốn có pha phân phối không đối xứng chỉ cần thay đổi hình dạng cam dẫn động xupáp thải (hình 7.12d).

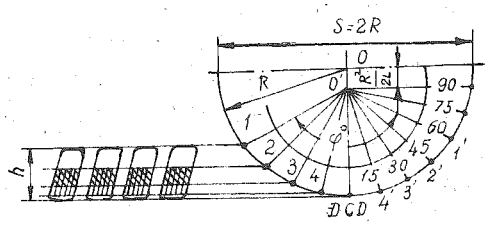
Cả hai hệ thống quét thẳng kể trên đều được sử dụng rộng rãi trong các loại động cơ hai kỳ hiện đại.

7.2.3. TRỊ SỐ "THỜI GIAN TIẾT DIỆN HÌNH HỌC" CỦA CÁC CƠ CẤU QUÉT THẢI

Sau khi có hình dạng kích thước của các cửa khí có thể thực hiện như sau :

Vẽ khai triển hình dạng và kích thước các cửa khí theo mặt gương (đường kính trong) xilanh lên bản vẽ, cạnh đó vẽ nửa vòng tròn tâm O, có bán kính R bằng bán kính quay của khuỷu trục tiếp xúc với đường thẳng ngang qua gờ đỉnh pittông khi pittông ở ĐCD. Dưới O đặt điểm O' theo trị số hiệu đỉnh Bờrich :

$$OO' = \frac{R^2}{2L}$$



Hình 7.13. Phương pháp đồ thị xác định tiết diện mở các cửa khí theo góc quay trục khuỷu.

trong đó : L - chiều dài thanh truyền.

Các kích thước đều lấy theo tỉ lệ xích đồ thị (hình 7.13). Kẻ đường thẳng ngang qua gờ trên của các cửa khí cắt vòng tròn tâm O ở hai điểm 1 - 1', nối O' với 1 và 1' sẽ được góc $\varphi = \widehat{1O'1'}$ là thời gian mở cửa khí.

Lặp lại cách làm trên đối với các vị trí khác nhau của gờ phía trên đỉnh pittông. Qua đồ thị sẽ xác định được tiết diện mở các cửa khí theo từng vị trí của trục khuỷu khi đỉnh pittông tương ứng với các vị trí 1, 2, 3, 4, ĐCD, 4', 3', 2', 1' trên đồ thị Bờrích. Muốn chuyển các tiết diện mở cửa khí tìm được thành tiết diện lưu thông thực tế vuông góc với đường tâm của dòng khí, cần tính đến góc lệch α giữa đường tâm dòng khí với bán kính trung bình của xilanh chiếu trên mặt phẳng vuông góc với tâm xilanh và góc xiên β giữa đường tâm dòng khí với đường tâm xilanh (hình 7.11). Như vậy sau khi nhân với tỉ lệ xích đồ thị khai triển mặt gương xilanh $m_F \left(\frac{m^2}{cm^2}\right)$ sẽ tìm được tiết diện lưu thông thực tế :

$$f = m_F . F\cos\alpha . \sin\beta,\ m^2$$

trong đó : F - tiết diện mở của các cửa khí, đo được trên đồ thị khai triển theo mặt gương xilanh, cm^2.

Nếu các cửa khí có dạng chữ nhật hoặc chữ nhật lệch thì có thể xác định f bằng phương pháp giải tích.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Tiết diện lưu thông qua xupáp thải là hàm số của hành trình xupáp, được xác định theo biểu thức :

$$f_t = \pi h \cdot \cos\gamma(d + 0{,}5h \cdot \sin 2\gamma)$$

trong đó : h – hành trình (độ nâng) của xupáp (xác định theo đồ thị biểu diễn biến thiên của độ nâng xupáp theo góc quay trục khuỷu) ;

d – đường kính đế xupáp ;

γ – góc nghiêng trên mép nấm.

Tỉ lệ xích đồ thị tiết diện lưu thông của cửa thải (hoặc xupáp thải) f_t và cửa quét f_q sẽ là :

Trên trục tung : $m_f = a$, m^2/cm

Trên trục hoành :

– tính theo độ : $m_\varphi = \varphi^o$, độ/cm.

– tính theo giây : $m_s = \frac{\varphi^o}{6n}$, s/cm.

Tỉ lệ xích diện tích đồ thị xác định trị số "thời gian tiết diện" các cửa khí :

$$M = m_f \cdot m_s = \frac{a \cdot \varphi^o}{6n} \; m^2.s/cm^2$$

trong đó : – n số vòng quay của trục khuỷu (vòng/phút).

7.3. DIỄN BIẾN QUÁ TRÌNH THẢI VÀ QUÉT TRONG ĐỘNG CƠ HAI KỲ

Trên cơ sở nghiên cứu thực nghiệm sự biến thiên của áp suất trong xilanh và diện tích lưu thông của các cửa thải f_t và quét f_q theo góc quay trục khuỷu φ (hình 7.14), người ta chia quá trình thải và quét khí trong động cơ hai kỳ thành ba thời kỳ sau :

1. Thời kỳ thải tự do, bắt đầu từ lúc mở cửa thải φ_b (áp suất trong xilanh p_b) tới lúc không khí quét đi vào xilanh thực hiện quét sản vật cháy φ_N (áp suất trong xilanh p_N bằng áp suất trung bình suốt thời kỳ quét và thải cưỡng bức). Trong thời kỳ thải tự do áp suất trong xilanh lớn hơn nhiều so với p_{th} (áp suất trung bình trong ống thải) nên dòng khí thải thoát qua cửa thải với tốc độ lớn.

Từ lúc mở cửa thải (điểm B ở φ_b) tới lúc mở cửa quét (điểm H ở φ_h) với áp suất trong xilanh p_H được gọi là giai đoạn thải sớm (BH hoặc $\varphi_b - \varphi_h$). Trong động cơ cao tốc thường $p_H > p_k$, nên sau khi mở cửa quét thường có một ít sản vật cháy thoát qua cửa quét vào bình chứa khí quét gây tăng nhiệt độ và làm bẩn khí quét, ngoài ra còn gây tổn thất một phần trị số "thời gian tiết diện" của cửa quét cho số sản vật cháy trên trở lại xilanh giai đoạn đầu thời kỳ quét khí. Trên thực tế không thể tránh hiện tượng trên trong động cơ cao tốc vì muốn vậy phải mở cửa thải sớm hơn làm giảm hành trình có ích và gây mất một phần công suất động cơ. Trong động cơ hai kỳ tầu thủy và tĩnh tại cỡ lớn thường có van một chiều trong cửa quét, đảm bảo $p_H \leq p_k$ nên hoàn toàn tránh khí thải đi vào bình chứa khí quét.

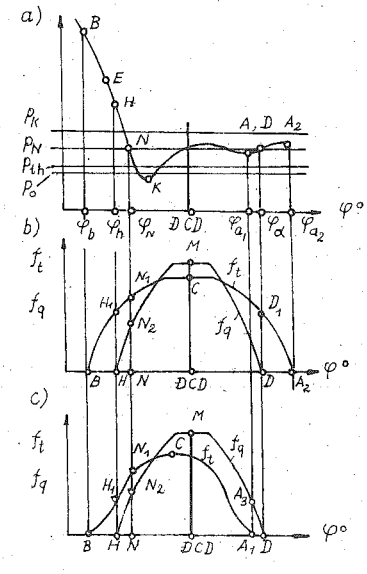
Trong thời kỳ thải tự do (φ_b φ_N hoặc BN) có hai giai đoạn lưu động : trên giới hạn (BE) với tốc độ dòng khí bằng tốc độ truyền âm và dưới giới hạn (EN) với tốc

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

dòng khí nhỏ hơn tốc độ truyền âm, phụ thuộc tỉ số $\frac{p_x}{p_{th}}$ (p_x – áp suất trong xilanh, thay đổi theo φ). Tại E : $p_x = p_E$, nếu đường thải trực tiếp thông với khí trời thì $p_E \approx 0{,}2$ MPa.

2. Thời kỳ thứ hai – thải cưỡng bức và quét khí. Trong thời kỳ này các cơ cấu thải và quét đều mở và đồng thời xảy ra hai quá trình có liên hệ mật thiết với nhau : khí quét từ bình chứa đi vào xilanh và sản vật cháy bị không khí quét đẩy ra đường thải.

Thời kỳ thải cưỡng bức và quét khí bắt đầu từ lúc khí quét đi vào xilanh (giả thiết tại N – φ_N, hình 7.14a) và kết thúc tại điểm đóng kín cửa quét (điểm D và φ_d, hình 7.14a, b) hoặc điểm đóng kín cơ cấu thải (điểm A_1 và φ_{a1} hình 7.14 a, c) tùy theo cơ cấu nào đóng trước.



Hình 7.14. Đồ thị biến thiên áp suất p_x trong xilanh động cơ hai kỳ (a), tiết diện lưu thông của cơ cấu thải f_t và cơ cấu quét f_q theo góc quay trục khuỷu trong hệ thống có góc phối khí đối xứng (b) và không đối xứng (c).

Đầu thời kỳ này, mặc dầu khí quét đã bắt đầu vào xilanh nhưng do ảnh hưởng hút của dòng khí qua cửa thải, nên áp suất p_x vẫn tiếp tục giảm, với động cơ cao tốc p_x có thể xuống thấp hơn áp suất khí trời p_o (điểm K trên hình 7.14a). Tiếp theo f_q mở rộng hơn, làm tăng lưu lượng khí quét và tăng p_x tới p_N rồi quá p_N sau đó dao động quanh giá trị p_N với biên độ ngày một giảm.

Trong thời kỳ hai có khoảng 30 – 50% sản vật cháy bị đẩy ra ngoài. Nếu là hệ thống quét thẳng thì số khí quét đi vào đầu tiên sẽ tạo nên lớp đệm ngăn sản vật cháy với khối khí quét để đẩy sản vật cháy ra ống thải, nếu là quét vòng thì khí quét và sản vật cháy thường hòa trộn với nhau và một phần lưu lại trong xilanh còn một phần đi ra đường thải.

– Thời kỳ thứ ba – lọt khí (nếu cửa quét đóng trước đoạn DA_2 hoặc $\varphi_d\varphi_{a2}$) hoặc nạp thêm (nếu cửa thải đóng trước đoạn A_1D hoặc $\varphi_{a1}\varphi_d$), (hình 7.14a, b, c). Chỉ có thể thực hiện nạp thêm trong hệ thống quét thẳng hoặc quét vòng phức tạp (có van một chiều trong cửa quét hoặc van xoay trong cửa thải). Các diện tích trên đồ thị : $f_t = f_1(\varphi)$ và $f_q = f_2(\varphi)$ (hình 7.14b, c) biểu thị các trị số :

BHH_1 – trị số "thời gian tiết diện hình học" của giai đoạn thải sớm ;

BNN_1 – trị số "thời gian tiết diện hình học" thời kỳ thải tự do ;

NN_2MD – trị số "thời gian tiết diện hình học" thời kỳ quét khí ;

NN_1CD_1D và NN_1CA_1 – trị số "thời gian tiết diện hình học" thời kỳ thải cưỡng bức ;

DA_2D_1 – trị số "thời gian tiết diện hình học" của thời kỳ lọt khí ;

A_1DA_3 – trị số "thời gian tiết diện hình học" của thời kỳ nạp thêm.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

7.4. CÁC THÔNG SỐ TRONG QUÁ TRÌNH THAY ĐỔI MÔI CHẤT CỦA ĐỘNG CƠ HAI KỲ

Trong quá trình tính toán lý thuyết để sơ bộ xác định trị số "thời gian tiết diện cần thiết" của các cơ cấu thải và quét cần có các thông số của các quá trình thải cũng như quá trình quét sau :

7.4.1. QUÁ TRÌNH QUÉT

1) Áp suất không khí quét p_k

p_k gây ảnh hưởng lớn tới cường độ của quá trình và là thông số quyết định áp suất trong xilanh đầu quá trình nén p_a. p_k phụ thuộc hệ thống thải và quét, số vòng quay trục khuỷu n, kích thước xilanh D và mức cường hóa động cơ theo p_e. Có thể chọn p_k theo số liệu thống kê.

Loại động cơ	Bản thân động cơ dẫn động máy nén	Tua bin khí dẫn động máy nén
– Động cơ tầu thủy và tĩnh tại cỡ lớn, thấp tốc	$(1,1 \div 1,2)p_o$	$(1,3 - 1,7)p_o$
– Động cơ tầu thủy và tầu hỏa, tốc độ vừa	$(1,2 - 1,4)p_o$	$(1,5 - 3,0)p_o$
– Động cơ ôtô máy kéo cao tốc	$(1,2 - 1,5)p_o$	$(1,5 - 1,7)p_o$
– Động cơ cao tốc, tăng áp, cường hóa theo p_e		$(1,7 - 5,0)p_o$

Áp suất p_k của hệ thống quét thẳng qua cửa thải nhỏ hơn so với hệ thống quét thẳng qua xupáp thải.

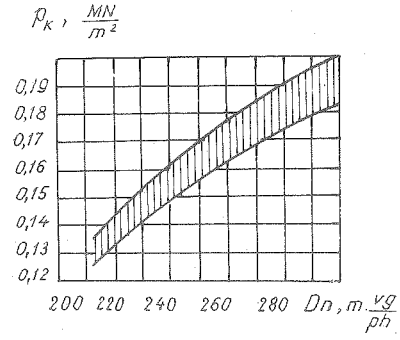
Tăng p_k sẽ làm tăng công suất tiêu thụ cho máy nén, vì vậy cần đặc biệt lưu ý khi bản thân động cơ dẫn động máy nén khí, nếu p_k quá lớn có thể gây giảm η_m.

p_k phụ thuộc nhiều vào tích D.n

trong đó :

D – đường kính xilanh, (m) ;

n – số vòng quay trục khuỷu (vòng/phút)].



Hình 7.15. Quan hệ giữa p_K và Dn.

Giáo sư A.C. Oóclin đề xuất mối quan hệ $p_k = f(D.n)$ dùng cho hệ thống quét thẳng của động cơ hai kỳ (hình 7.15).

2) Nhiệt độ khí quét T_k

T_k phụ thuộc nhiệt độ khí trời T_o và áp suất p_k ; chủng loại, đặc điểm cấu tạo của máy nén ; mức độ làm mát trung gian cho khí quét T_k được tính như sau :

$$T_k = T_o \left(\frac{p_k}{p_o}\right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_w \qquad (7\text{–}1)$$

trong đó : $\Delta T_w \approx 25 \div 50^o$ – mức hạ nhiệt độ không khí quét sau khi qua thiết bị làm mát đặt sau máy nén.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Biện pháp làm mát trung gian cho khí quét dùng trong những động cơ tăng áp cao dẫn động bằng tua bin khí nhằm giảm nhiệt độ của toàn chu trình và tăng khối lượng riêng ρ_k cho khí quét. Nếu không làm mát trung gian $\Delta T_w = 0$.

Chỉ số nén đa biến m phụ thuộc loại máy nén :

- Máy nén pittông : m = 1,45 - 1,6 ;
- Máy nén rôto : m = 1,65 - 1,8 ;
- Máy nén ly tâm : m = 1,45 - 1,8.

3) Hệ số dư lượng khí quét φ_o

φ_o là tỷ số giữa thể tích khí quét V_o (ở p_o và T_o) do máy nén cung cấp cho động cơ trong mỗi chu trình chia cho thể tích công tác V_h của xilanh :

$$\varphi_o = \frac{V_o}{V_h} \qquad (7\text{-}2)$$

φ_o - thường được dùng để tính quá trình quét thải của động cơ hai kỳ tốc độ thấp và trị số p_k nhỏ ($p_k \approx 0{,}105 - 0{,}115$ MPa) thường biến động trong phạm vi $\varphi_o = 1{,}4 - 2{,}4$.

Hệ số dư lượng khí quét φ_k, là tỷ số giữa thể tích khí quét V_k (ở p_k và T_k) do máy nén cấp cho động cơ hai kỳ trong mỗi chu trình chia cho thể tích công tác V_h của xilanh :

$$\varphi_k = \frac{V_k}{V_h} \qquad (7\text{-}3)$$

φ_k được dùng để tính quá trình quét thải của mọi loại động cơ hai kỳ, chủ yếu phụ thuộc loại hệ thống quét thải và áp suất p_k (tăng p_k thì φ_k sẽ tăng), thường nằm trong phạm vi sau :

+ Đối với động cơ cỡ lớn tốc độ thấp
  - không tăng áp : $\varphi_k = 1{,}15 - 1{,}25$
  - tăng áp : $\varphi_k = 1{,}4 - 1{,}6$

+ Đối với động cơ cao tốc dùng trên các phương tiện vận tải

$$\varphi_k = 1{,}4 - 1{,}5$$

+ Đối với động cơ dùng cácte để cấp khí quét :

$$\varphi_k = 0{,}5 - 0{,}8.$$

Mối quan hệ giữa φ_o và φ_k được xác lập nhờ chia (7-2) cho (7-3) sau đó dựa vào các phương trình trạng thái : $p_oV_o = G_qRT_o$ và $p_kV_k = G_qRT_k$ (G_q - khối lượng khí quét cấp cho xilanh mỗi chu trình), tìm ra V_o và V_k thay vào φ_o, φ_k qua giản lược thu được :

$$\frac{\varphi_o}{\varphi_k} = \frac{V_o}{V_k} = \frac{p_kT_o}{p_oT_k}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Từ đó tìm được :

$$\varphi_o = \varphi_k \frac{p_k T_o}{p_o T_k} \quad \text{hoặc} \quad \varphi_k = \varphi_o \frac{p_o T_k}{p_k T_o}$$

Người ta còn dùng *hệ số quét* φ là tỷ số giữa khối lượng khí quét cấp cho chu trình G_q chia cho khối lượng khí quét còn lưu lại xilanh trong mỗi chu trình G_1 :

$$\varphi = \frac{G_q}{G_1} \qquad (7\text{-}4)$$

Số nghịch đảo của φ là hệ số lợi dụng khí quét :

$$\eta_d = \frac{1}{\varphi} = \frac{G_1}{G_q}$$

Giá trị φ của các loại động cơ như sau :

- Động cơ có máy nén riêng : φ = 1,3 - 1,6 ;
- Dùng cácte làm máy nén cấp khí quét : φ = 1,1 - 1,2.

Quan hệ giải tích giữa φ_k và φ được xác định nhờ thay :

$$G_q = \frac{V_k}{v_k} \quad \text{và} \quad G_1 = \frac{V_h \cdot \eta_v}{v_k} \text{ vào (7-4) sẽ được :}$$

$$\varphi = \frac{G_q}{G_1} = \frac{V_k}{V_h} \cdot \frac{1}{\eta_v} = \frac{\varphi_k}{\eta_v}$$

trong đó : v_k – thể tích riêng của khí quét ;

η_v – hệ số nạp ;

$V_h \cdot \eta_v$ – thể tích khí quét ở lại xilanh trong mỗi chu trình quy về p_k và T_k.

Nghiên cứu quá trình thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ nhằm làm tăng chất lượng thải sạch sản vật cháy, nạp đầy môi chất mới vào xilanh trong điều kiện giảm lượng khí quét đi tắt qua đường thải, tức là tăng η_v và giảm các hệ số φ_o, φ_k, φ. Qua đó, nâng cao công suất động cơ, giảm công suất tiêu thụ cho máy nén, làm tăng tính hiệu quả và tính kinh tế của động cơ.

7.4.2. QUÁ TRÌNH THẢI

1) Áp suất p_b và nhiệt độ T_b

Trong xilanh lúc bắt đầu mở cửa thải, T_b và p_b phụ thuộc mức độ cường hóa động cơ theo p_e, hệ số thừa không khí khi cháy α, số vòng quay n của động cơ và hệ thống quét thải.

Khi thiết kế động cơ mới hoặc tính kiểm nghiệm đối với động cơ đã sản xuất, p_b và T_b được xác định nhờ tính nhiệt của chu trình, trong đó cần để ý đến góc mở sớm xupáp thải. Có thể xác định p_b, theo đồ thị công của động cơ thí nghiệm và lấy đó làm số liệu kinh nghiệm để xác định p_b khi thiết kế động cơ cùng loại, T_b cũng được tính theo đồ thị công đo được.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Khi chạy ở toàn tải, p_b của các loại động cơ hai kỳ hiện nay thường nằm trong phạm vi sau :

- Động cơ thấp tốc : $p_b = (2,0 - 3,0)p_k$;
- Động cơ cao tốc :

có cửa thải : $p_b = (3,0 \div 4,0)p_k$;

có xupáp thải : $p_b = (4,0 \div 5,5)p_k$.

Động cơ tăng áp tua bin khí thường mở cơ cấu thải sớm hơn so với trường hợp động cơ tự dẫn động máy nén, vì vậy giá trị p_b tương đối lớn. Nếu p_z 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 nằm trong phạm vi :

$$T_b = 1000 \div 1600K.$$

Nhiệt độ cháy cao nhất T_z càng lớn, các trị số δ và n_2 càng nhỏ thì T_b càng lớn. T_b của động cơ có xupáp thải thường lớn hơn so với động cơ có cửa thải vì tiết diện lưu thông của xupáp thải thường nhỏ hơn cửa thải nên phải mở xupáp sớm hơn.

Giáo sư A.C. Ooclin đưa ra công thức kinh nghiệm sau :

$$T_b = T_k \frac{p_b}{p_k} ;$$

Sai số của việc tính T_b thường gây sai số rất nhỏ tới kết quả tính trị số "thời gian tiết diện cần thiết" của các cửa khí vì T_b nằm trong căn bậc hai khi tính trị số trên.

2) Áp suất trung bình trên đường thải p_{th}

p_{th} phụ thuộc cấu tạo của đường ống thải và điều kiện làm việc của động cơ. Nếu khí thải qua đường ống đi thẳng ra ngoài trời :

$$p_{th} = (1,05 - 1,10)p_o$$

Trong động cơ tăng áp tua bin khí, p_{th} phụ thuộc chính vào hệ thống tăng áp, có thể chọn sơ bộ :

$$p_{th} = (0,75 - 0,9)p_k$$

Nếu có cùng một p_k thì p_{th} phía trước tua bin biến áp sẽ nhỏ hơn so với tua bin đẳng áp.

Trên đường thải nếu lắp một thiết bị bất kỳ nhằm tận dụng nhiệt của khí thải, đều phải xác định p_{th} theo số liệu thực nghiệm về sức cản của thiết bị đó đối với dòng khí thải.

3) Áp suất trong xilanh lúc mở cửa quét p_H

Phụ thuộc hệ số quét thải và số vòng quay n của động cơ. Nếu không có van một chiều trong cửa quét, thường $p_H > p_k$ làm cho sản vật cháy đi vào bình khí quét, nhưng không nhiều và không gây ảnh hưởng lớn tới chất lượng quét và thải của động cơ, vì lúc ấy f_q còn rất nhỏ mà dòng khí xả đang phun ra cửa thải tạo nên sức hút mạnh về phía cửa thải.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

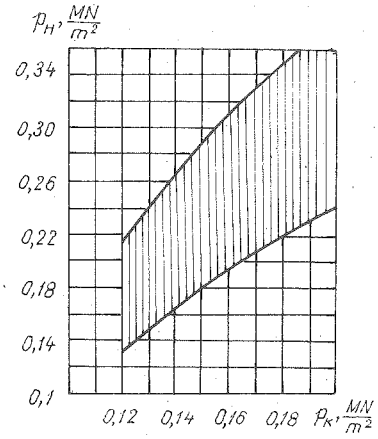
Với động cơ hai kỳ quét thẳng, tốc độ n = 1500 ÷ 2500 vòng/phút giáo sư A. C. Ooclin có công thức kinh nghiệm sau :

$$p_H = (1{,}1 \div 1{,}8)p_k,$$

hoặc có thể xác định p_H theo hình 7.16 (vùng có gạch đứng).

Các động cơ hai kỳ quét vòng thấp tốc do tác dụng hút của dòng khí qua cửa thải rất nhỏ, do đó muốn ngăn không cho sản vật cháy thoát vào bình chứa khí quét cần phải giảm p_H bằng cách tăng trị số "thời gian tiết diện" của thời kỳ thải sớm, đảm bảo p_H chỉ nhích hơn p_k chút ít (giới hạn dưới của hình 7.16).

Các động cơ tĩnh tại và động cơ tầu thủy cỡ lớn đều lắp van một chiều tự động trong cửa quét, vì vậy luôn luôn có $p_H \approx p_k$.



Hình 7.16. Quan hệ giữa p_H và p_K trong hệ thống quét thẳng.

4) Áp suất trung bình trong xilanh ở thời kỳ thải cưỡng bức p_N

p_N có thể được xác định theo hệ số tụt áp a, tức là tỷ số giữa mức tụt áp từ xilanh ra đường thải ($p_N - p_{th}$) so với mức tụt áp từ bình chứa khí quét tới đường thải ($p_k - p_{th}$).

$$a = \frac{p_N - p_{th}}{p_k - p_{th}}$$

Từ đó tìm được :

$$p_N = a(p_k - p_{th}) + p_{th} \qquad (7\text{-}5)$$

Trị số a có thể lấy số liệu kinh nghiệm của giáo sư A.C. Ooclin (bảng 7-1).

Áp suất trong xilanh đầu kỳ nén p_a bằng :

- Động cơ cao tốc : $p_a = (0{,}85 - 1{,}0)p_k$;
- Động cơ thấp tốc : $p_a = \frac{p_k + p_{th}}{2}$.

Khi tính quá trình thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ có thể chọn thể tích xilanh lúc bắt đầu quá trình quét V_N theo số liệu kinh nghiệm : $V_N = (0{,}9 \div 1{,}05)V_h$

Tốc độ trung bình lý thuyết của khí quét và khí thải đi qua các cửa trong các thời kỳ :

- Thải tự do : $W_{td} = \frac{G_{td} \cdot v_k}{A^o_{td}}$, m/s ;
- Thải cưỡng bức : $W_{cb} = \frac{\varphi_k \cdot V_h - G_{td} \cdot v_k}{A^o_t}$, m/s ;
- Quét khí : $W_q = \frac{\varphi_k V_h}{A^o_q}$, m/s ;

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

trong đó : A^o_{td} – trị số "thời gian tiết diện hình học" của thời kỳ thải tự do, m^2s ;

A^o_t – trị số "thời gian tiết diện hình học" thời kỳ thải cưỡng bức, m^2s ;

A^o_q – trị số "thời gian tiết diện hình học" thời kỳ quét khí, m^2s ;

G_{td} – khối lượng khí thải từ xilanh ra ống thải trong thời kỳ thải tự do, kg.

Bảng 7–1

CÁC HỆ SỐ CẦN ĐỂ TÍNH QUÁ TRÌNH QUÉT THẢI

Hệ thống quét thải	μ	μ_q	$\gamma_t = \zeta_t . \mu_t$	a
Quét thẳng qua xupáp thải	0,6 – 0,8	0,70 – 0,75	0,8 – 1,2	0,5 – 0,9
Quét thẳng qua cửa thải	0,65 – 0,75	0,70 – 0,75	0,5 – 0,8	0,3 – 0,5
Quét vòng	0,60 – 0,75	0,70 – 0,75	0,3 – 0,7	0,4 – 0,75

trong đó : μ – hệ số lưu lượng cửa thải thời kỳ thải tự do (hoặc thải sớm) ;
μ_q – hệ số lưu lượng cửa quét ;
μ_t – hệ số lưu lượng cửa thải thời kỳ thải cưỡng bức ;
ζ_t – hệ số hiệu đính, do sai lệch giữa tính lý thuyết so với thực tế ;
a – hệ số tụt áp trong biểu thức (7–5).

Bảng 7–2 giới thiệu các trị số trung bình lý thuyết của môi chất qua các cửa khí trong các thời kỳ W_{td}, W_{cb} và W_q tính theo các biểu thức trên.

Các thông số và hệ số cần cho quá trình tính quét thải của động cơ hai kỳ giới thiệu trong phần này chỉ mang tính chọn lọc sơ bộ. Muốn tính chính xác cần dựa vào số liệu thực nghiệm của động cơ mẫu cùng loại.

Bảng 7–2

TỐC ĐỘ TRUNG BÌNH LÝ THUYẾT CỦA MÔI CHẤT QUA CÁC CỬA KHÍ TRONG CÁC THỜI KỲ CỦA ĐỘNG CƠ HAI KỲ

Các thời kỳ	Loại động cơ	
	Thấp tốc	Cao tốc
+ Thời kỳ thải tự do	200 ÷ 500	400 ÷ 1000
+ Thời kỳ thải cưỡng bức :		
– qua cửa thải	50 ÷ 150	100 ÷ 200
– qua xupáp thải	50 ÷ 100	75 ÷ 150
+ Thời kỳ quét khí :		
– một hàng cửa quét	120 ÷ 140	150 ÷ 250
– hai hàng cửa quét và có van tự động một chiều	60 ÷ 130	120 ÷ 200

7.5. TÍNH LÝ THUYẾT THỜI KỲ THẢI TỰ DO

Thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ được bắt đầu từ thời kỳ thải tự do.

Thải tự do là sự lưu động của sản vật cháy từ xilanh ra đường ống thải nhờ chênh áp giữa xilanh và đường thải trong điều kiện thay đổi liên tục : thể tích xilanh, tiết diện lưu thông của cửa thải, trạng thái môi chất trong xilanh và trong ống thải.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Mục đích nghiên cứu thời kỳ thải tự do nhằm xác lập quan hệ giải tích giữa các thông số của chu trình công tác của động cơ cần tính với trị số "thời gian tiết diện cần thiết" cho quá trình thải tự do, đảm bảo cho thời kỳ quét và thải cưỡng bức tiến triển thuận lợi. Nhờ quan hệ giải tích ấy có thể xác định trị số "thời gian tiết diện cần thiết" cho thời kỳ thải tự do, rồi dùng nó để tính toán kiểm nghiệm quá trình thay đổi khí của động cơ hai kỳ.

Vấn đề đặt ra khá phức tạp và nói chung rất khó giải quyết triệt để. Trên thực tế thường chỉ giới hạn trong cách giải gần đúng bằng cách giả thiết : dòng môi chất đi qua cơ cấu thải là dòng một chiều, ổn định, không có sức cản, không trao đổi nhiệt với môi trường (lưu động đoạn nhiệt), áp suất trên đường thải p_{th} và trong bình khí quét p_k luôn luôn không đổi.

Trong thời kỳ thải tự do nhiệt độ môi chất trong xilanh biến động từ 1800K đến 800K, trong phạm vi ấy chỉ số đoạn nhiệt k của sản vật cháy thay đổi từ 1,29 đến 1,32, do đó có thể chọn k = 1,3.

Khối lượng sản vật cháy từ xilanh đi ra ống thải trong 1 giây được tính theo biểu thức :

$$G = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_x}{v_x}} \ , \ kg/s \qquad (7\text{-}6)$$

trong đó : μ – hệ số lưu lượng của cửa (hoặc xupáp)thải, thời kỳ thải tự do ;

f – tiết diện lưu thông tức thời của các cửa (hoặc xupáp) thải ;

p_x, v_x – áp suất và thể tích riêng tức thời của môi chất trong xilanh, P_a và m^3/kg;

ψ – hàm số lưu lượng giữa xilanh và ống thải, phụ thuộc chênh áp và thành phần môi chất (sản vật cháy).

Hàm lưu lượng ψ được xác định theo biểu thức :

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \qquad (7\text{-}7)$$

Giai đoạn một của thời kỳ thải tự do : $\frac{p_{th}}{p_x} \leqslant \left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)_g = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$

Thay : $\frac{p_{th}}{p_x} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ vào (7-7) sẽ tính được :

$$\psi = \psi_{max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} = const$$

Với sản vật cháy thời kỳ thải tự do, k = 1,3 sẽ được $\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right) = 1{,}83$ và $\psi_{max} = 0{,}665$.

Tốc độ lưu động của dòng khí qua cửa thải của giai đoạn này đạt tốc độ giới hạn, bằng tốc độ truyền âm của khí thải ở trạng thái giới hạn, phụ thuộc thông số trạng thái của sản vật cháy trong xilanh.

Tại điểm giới hạn :

$$\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)_g = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Khi $\frac{p_{th}}{p_x} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ dòng khí thải chuyển sang giai đoạn hai của thời kỳ thải tự do, lưu động dưới giới hạn, từ lúc ấy trở đi hàm lưu lượng ψ trong (7-6) được xác định theo (7-7). Trong giai đoạn hai này tốc độ dòng khí qua cửa thải cũng như hàm lưu lượng giảm dần, vì tỷ số $\frac{p_{th}}{p_x}$ luôn luôn tăng (do p_x giảm dần). Khối lượng sản vật cháy từ xilanh qua cửa thải trong khoảng thời gian dt được xác định theo biểu thức :

$$dG_{td} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_x}{v_x}}\, dt \qquad (7\text{-}8)$$

Giả thiết trong thời kỳ thải tự do, sản vật cháy trong xilanh giãn nở đa biến với chỉ số đa biến m, do đó giữa p_b, v_b và p_x, v_x sẽ có mối liên hệ sau :

$$p_b v_b^m = p_x v_x^m$$

Nhân và chia từng vế với v_b hoặc v_x sẽ được :

$$\frac{p_b}{v_b} v_b^{m+1} = \frac{p_x}{v_x} v_x^{m+1}, \quad \frac{p_x}{v_x} = \frac{p_b}{v_b}\left(\frac{v_b}{v_x}\right)^{m+1} = \frac{p_b}{v_b}\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{m+1}{m}}$$

Thay giá trị thu được vào biểu thức (7-8) sẽ được :

$$dG_{td} = \mu \cdot f \cdot \psi \left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2}+\frac{1}{2m}} \sqrt{\frac{p_b}{v_b}}\, dt \qquad (7\text{-}9)$$

G_{td} cũng được xác định như sau :

$$G_{td} = G_b - G_x = \frac{V_b}{v_b} - \frac{V_x}{v_x}$$

trong đó : G_b, G_x – Khối lượng môi chất có trong xilanh lúc mở cửa thải và tại thời điểm tính ;

V_b, V_x – thể tích xilanh ở hai thời điểm tương ứng ;

v_b, v_x – thể tích riêng của môi chất ở các thời điểm tương ứng.

Vi phân biểu thức trên và thay $\frac{1}{v_x} = \frac{1}{v_b}\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{m}}$, sẽ được :

$$dG_{td} = -d\left(\frac{V_x}{v_x}\right) = -\frac{1}{v_b} d\left[V_x \left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{m}}\right]$$

Vi phân vế phải biểu thức trên, sẽ được :

$$dG_{td} = -\frac{V_x}{v_b} \cdot \frac{1}{m}\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{m}-1} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right) - \frac{1}{v_b}\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{m}} dV_x \qquad (7\text{-}10)$$

Cân bằng vế phải của (7-9) và (7-10), ta có :

$$\mu.f.\psi\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2}+\frac{1}{2m}} \sqrt{\frac{p_b}{v_b}}\, .dt = -\frac{V_x}{v_b}\cdot\frac{1}{m}\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{m}-1} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right) - \frac{1}{v_b}\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{m}} .dV_x$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Giải phương trình trên theo f $\frac{dt}{V_x}$, sẽ được :

$$\frac{fdt}{V_x} = -\frac{1}{m\mu\sqrt{p_b v_b}} \cdot \frac{1}{\psi}\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right) - \frac{1}{\mu\sqrt{p_b v_b}} \cdot \frac{1}{\psi\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2}-\frac{1}{2m}}} \frac{dV_x}{V_x}.$$

Phương trình trên thể hiện mối liên hệ giữa các thông số : thể tích xilanh V_x, tiết diện lưu thông cửa thải f, các thông số của quá trình lưu động μ, ψ trong điều kiện thay đổi trạng thái của môi chất.

Các biến số của phương trình trên là : $\frac{p_x}{p_b}$, ψ, f, V_x và t.

Tích phân hai vế phương trình :

$$\int \frac{fdt}{V_x} = -\frac{1}{m\mu\sqrt{p_b v_b}} \int \frac{1}{\psi}\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right) - \frac{1}{\mu\sqrt{p_b \cdot v_b}} \int \frac{1}{\psi\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2}-\frac{1}{2m}}} \cdot \frac{dV_x}{V_x} \quad (7\text{-}11)$$

Biểu thức (7-11) dùng để tính lưu động tự do của sản vật cháy từ xilanh đi qua cửa thải. Có thể tính cho thời kỳ thải sớm cũng như thời kỳ thải tự do. Trong vế trái của biểu thức, nếu thay V_x bằng một thể tích trung bình V_{tb} đối với mỗi thời kỳ cần tính sẽ đưa tới sai số nhỏ không đáng kể, như vậy :

- Đối với thời kỳ thải sớm :

$$V_{tb} = \frac{V_b + V_H}{2} ;$$

- Đối với thời kỳ thải tự do :

$$V_{tb} = \frac{V_b + V_N}{2} ;$$

trong đó : V_b – thể tích xilanh, lúc bắt đầu mở cửa thải ;

V_H – thể tích xilanh, lúc bắt đầu mở cửa quét ;

V_N – thể tích xilanh, lúc bắt đầu thời kỳ quét.

Dùng (7-11) có thể tìm trị số "thời gian tiết diện cần" cho thời kỳ thải sớm hoặc thải tự do, tùy thuộc vào giới hạn trên của tích phân.

Viết lại (7-11) cho thời kỳ thải sớm, sẽ có :

$$A = \frac{1}{V_{tb}} \int_{t_B}^{t_H} fdt = -\frac{1}{m\mu\sqrt{p_b v_b}} \int_{1}^{\frac{p_H}{p_b}} \frac{1}{\psi}\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right) -$$

$$-\frac{1}{\mu\sqrt{p_b \cdot v_b}} \int_{V_b}^{V_H} \frac{1}{\psi\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2}-\frac{1}{2m}}} \cdot \frac{dV_x}{V_x} \quad (7\text{-}12)$$

Trước tiên khảo sát số hạng thứ nhất A_1 của (7-12) khi chia thời kỳ thải sớm thành hai dạng lưu động : trên và dưới giới hạn. Viết tích phân A_1 tương ứng với hai

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

dạng lưu động ấy (lưu động trên giới hạn $\psi = \psi_{max} = const$), gọi p_g và v_g là áp suất và thể tích riêng của môi chất trong xilanh tại điểm giới hạn, sẽ được :

$$A_1 = -\frac{1}{m\mu\sqrt{p_b v_b}} \int_1^{\frac{p_H}{p_b}} \frac{1}{\psi} \left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right)$$

$$= -\frac{1}{m\mu\,\psi_{max}\sqrt{p_b v_b}} \int_1^{\frac{p_g}{p_b}} \left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right) - \frac{1}{m\mu\sqrt{p_g v_g}} \int_1^{\frac{p_H}{p_g}} \frac{1}{\psi} \left(\frac{p_x}{p_g}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_g}\right)$$

$$= A_1' + A_1'' \qquad (7\text{-}13)$$

Số hạng A_1' của (7-13) dùng cho giai đoạn lưu động trên giới hạn :

$$A_1' = -\frac{1}{m \cdot \mu\,\psi_{max}\sqrt{p_b \cdot v_b}} \int_1^{\frac{p_g}{p_b}} \left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right).$$

- Giải phần tích phân của A_1' :

$$\int_1^{\frac{p_g}{p_b}} \left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right) = \frac{1}{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}+1} \left(\frac{p_x}{p_g}\right)^{\frac{1-m}{2m}} \Bigg|_1^{\frac{p_g}{p_b}} =$$

$$= -\frac{2m}{m-1}\left[\left(\frac{p_g}{p_b}\right)^{\frac{1-m}{2m}} - 1\right] = -\frac{2m}{m-1}\left[\left(\frac{p_b}{p_g}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right]$$

Nhân tử và mẫu của $\frac{p_b}{p_g}$ với p_{th} và thay :

$$\frac{p_{th}}{p_g} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

sẽ được :

$$\int_1^{\frac{p_g}{p_b}} \left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right) = -\frac{2m}{m-1}\left[\left(\frac{p_{th}}{p_g}\cdot\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right] =$$

$$= -\frac{2m}{m-1}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}\cdot\frac{m-1}{2m}} \cdot \left(\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right]$$

Thay tích phân tìm được vào biểu thức tính A_1', đồng thời thay $p_b.v_b = RT_b$, được :

$$A_1' = \frac{2}{(m-1)\mu \cdot \psi_{max}\sqrt{RT_b}}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}\cdot\frac{m-1}{2m}} \left(\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right]; \qquad (7\text{-}14)$$

trong đó : T_b – nhiệt độ môi chất trong xilanh lúc mở cửa thải.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Số hạng thứ hai A_1'' của (7-13) là phần tính cho giai đoạn lưu động dưới giới hạn, trong đó ψ là hàm của $\frac{p_{th}}{p_x}$, vì vậy cần biến biểu thức tính A_1'' thành hàm tương tự ψ, chỉ phụ thuộc $\frac{p_{th}}{p_x}$. Ta có :

$$\frac{p_x}{p_g} = \frac{p_x}{p_{th}} \cdot \frac{p_{th}}{p_g} = \left(\frac{p_{th}}{p_g}\right)\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{-1}$$

và

$$d\left(\frac{p_x}{p_g}\right) = d\left[\left(\frac{p_{th}}{p_g}\right)\cdot\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{-1}\right] = -\left(\frac{p_{th}}{p_g}\right)\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{-2} d\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)$$

Số hạng bên trong dấu tích phân của A_1'' được biến đổi như sau :

$$\frac{1}{\psi}\left(\frac{p_x}{p_g}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_g}\right) = -\frac{1}{\psi}\left(\frac{p_{th}}{p_g}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}+1}\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{-\frac{1}{2m}+\frac{3}{2}-2} \cdot d\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)$$

$$= -\left(\frac{p_{th}}{p_g}\right)^{\frac{1-m}{2m}} \cdot \frac{1}{\psi\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{\frac{m+1}{2m}}} \cdot d\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)$$

Thay vào biểu thức tính A_1'' sẽ được :

$$A_1'' = \frac{1}{m \cdot \mu\sqrt{p_g v_g}}\left(\frac{p_{th}}{p_g}\right)^{\frac{1-m}{2m}} \int_{\frac{p_{th}}{p_g}}^{\frac{p_{th}}{p_H}} \frac{1}{\psi\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{\frac{m+1}{2m}}} d\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right) = \frac{1}{m\mu\sqrt{RT_g}}\left(\frac{p_{th}}{p_g}\right)^{\frac{1-m}{2m}} \cdot Z$$

Trong đó đã thay : $p_g v_g = RT_g$ và Z là giá trị của tích phân. Mối quan hệ giữa T_g và T_b được xác định theo chỉ số đa biến m :

$$T_g = T_b\left(\frac{p_g}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{m}} = T_b\left(\frac{p_g}{p_{th}} \cdot \frac{p_{th}}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{m}} = T_b\left(\frac{p_g}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{m}} \cdot \left(\frac{p_{th}}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{m}} ;$$

Do đó : $\frac{1}{\sqrt{T_g}} = \frac{1}{\sqrt{T_b}}\left(\frac{p_{th}}{p_g}\right)^{\frac{m-1}{2m}} \cdot \left(\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{2m}}$. Thay vào biểu thức sau cùng của A_1'' sẽ được :

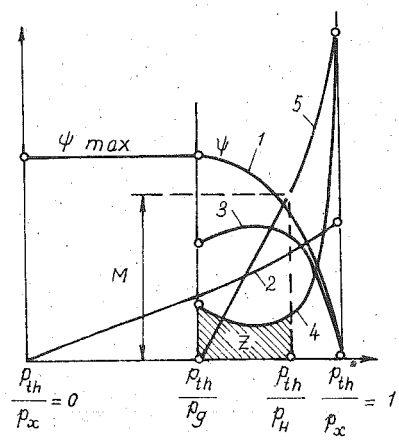
$$A_1'' = \frac{1}{m\mu\sqrt{RT_b}}\left(\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{2m}} \cdot Z \qquad (7\text{-}15)$$

Cần tính trị số : $Z = \int_{\frac{p_{th}}{p_g}}^{\frac{p_{th}}{p_H}} \frac{1}{\psi\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{\frac{m+1}{2m}}} d\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nói chung không thể tìm tích phân Z một cách chính xác bằng giải tích, vì vậy thường xác định Z theo phương pháp tích phân đồ thị trong giới hạn của biến số từ $\frac{p_{th}}{p_g}$ đến $\frac{p_{th}}{p_x} = 1$ (hình 7.17), qua các bước sau :

- xây dựng hàm $\psi = f\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)$ - đường 1
- xây dựng hàm $\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{\frac{m+1}{m}}$ - đường 2
- lập tích $\psi \cdot \left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{\frac{m+1}{m}}$ - đường 3
- lập nghịch đảo : $\frac{1}{\psi \cdot \left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)^{\frac{m+1}{m}}}$ - đường 4



Hình 7.17. Phương pháp đồ thị, xác định tích phân Z.

- diện tích bên dưới đường 4 của đồ thị nằm giữa các giới hạn tích phân chính là giá trị z cần tìm. Cuối cùng xây dựng được đường 5 thể hiện $Z = f\left(\frac{p_{th}}{p_x}\right)$.

Như vậy có thể xác định trị số Z theo đường cong 5, khi biết các giới hạn tích phân $\frac{p_{th}}{p_g}$ và $\frac{p_{th}}{p_H}$. Trường hợp $\frac{p_{th}}{p_H} < 0{,}9$ có thể xác định Z theo công thức kinh nghiệm của giáo sư A.C. Ooclin :

$$Z = 0{,}715\,\frac{p_{th}}{p_H} - 0{,}387 \qquad (7\text{-}16)$$

Như vậy số hạng A_1 của biểu thức (7-12) nếu tồn tại cả hai dạng lưu động trên và dưới giới hạn trong thời kỳ thải tự do, sẽ được tính theo biểu thức :

$$A_1 = A_1' + A_1'' = \frac{2}{(m-1)\mu\psi_{max}\sqrt{RT_b}}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}\cdot\frac{m-1}{2m}}\left(\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right] +$$

$$+ \frac{1}{m\mu\sqrt{R\cdot T_b}}\left(\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{2m}}\cdot Z \qquad (7\text{-}17)$$

Nếu trong thời kỳ thải sớm chỉ có một dạng lưu động trên giới hạn (động cơ cao tốc), thì $\psi = \psi_{max} = \text{const}$ và A_1 sẽ được tính như sau :

$$A_1 = -\frac{1}{m\cdot\mu\cdot\psi_{max}\sqrt{p_b v_b}}\int_1^{\frac{p_H}{p_b}}\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Phần tích phân của A_1 :

$$\int_1^{\frac{p_H}{p_b}} \left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_x}{p_b}\right) = -\frac{2m}{m-1}\left[\left(\frac{p_H}{p_b}\right)^{\frac{1-m}{2m}} - 1\right] =$$

$$= -\frac{2m}{m-1}\left[\left(\frac{p_b}{p_H}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right]$$

Do đó : $$A_1 = \frac{2}{(m-1)\mu \cdot \psi_{max}\sqrt{RT_b}}\left[\left(\frac{p_b}{p_H}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right] \qquad (7\text{-}18)$$

Khi tính A_2 của (7-12) ta giả thiết : thời kỳ thải sớm chỉ có một dạng lưu động trên giới hạn. Tất nhiên giả thiết trên là đúng đối với động cơ cao tốc. Nếu thời kỳ thải sớm thực tế có cả hai dạng lưu động trên và dưới giới hạn thì giả thiết trên chỉ gây sai số không đáng kể đối với giá trị tính được của A_2. Với giả thiết ấy $\psi = \psi_{max} = const$, ta có :

$$A_2 = -\frac{1}{\mu\psi_{max}\sqrt{p_b v_b}} \int_{V_b}^{V_H} \frac{1}{\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{2m}}} \frac{dV_x}{V_x}$$

Có thể xác định gần đúng tích phân trong biểu thức A_2 như sau : Nếu m biến động từ 1 đến 1,5 và $\frac{p_b}{p_x}$ từ 1 đến 5 thì hàm $\frac{1}{\left(\frac{p_x}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{2m}}}$ sẽ thay đổi từ 1 đến 1,31. Do đó có thể thay hàm trên bằng trị số trung bình 1,155 sẽ không gây sai số lớn. Thay $p_b v_b = RT_b$, rồi theo cách làm trên sẽ được :

$$A_2 = -\frac{1,155}{\mu\psi_{max}\sqrt{RT_b}} \ln\frac{V_H}{V_b} \qquad (7\text{-}19)$$

Thay các giá trị A_1 (7-18) và A_2 (7-19) sẽ được :

$$A = A_1 + A_2 = \frac{1}{V_{tb}}\int_{t_b}^{t_H} f dt = \frac{2}{(m-1)\mu\psi_{max}\sqrt{RT_b}}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\cdot\frac{m-1}{2m}\left(\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right] +$$

$$+ \frac{1}{m\mu\sqrt{RT_b}}\left(\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{2m}} \cdot Z - \frac{1,155}{\mu\psi_{max}\sqrt{RT_b}} \cdot \ln\frac{V_H}{V_b} \qquad (7\text{-}20)$$

Sau khi chỉnh lý sẽ tìm được trị số "thời gian tiết diện cần" cho thời kỳ thải sớm A_{ts}, trong trường hợp có cả hai loại lưu động :

$$A_{ts} = \int_{t_b}^{t_H} f dt = \frac{V_{tb}}{\mu\sqrt{RT_b}}\left\{\frac{2}{(m-1)\psi_{max}}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\cdot\frac{m-1}{2m}\left(\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right] +\right.$$

$$\left. + \frac{1}{m}\left(\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{\frac{m-1}{2m}} \cdot Z - \frac{1,155}{\psi_{max}} \ln\frac{V_H}{V_b}\right\}, \ m^2 s \qquad (7\text{-}21)$$

trong đó Z - giá trị tích phân được xác định theo đồ thị tính hoặc công thức (7-16).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Sau khi thay : R = 287 J/kg.độ ; m = k = 1,3 ; ψ_{max} = 0,665 và $Z = 0{,}715\frac{p_{th}}{p_b} - 0{,}387$ vào (7-21), sẽ được :

$$A_{ts} = \int_{t_b}^{t_H} f\,dt = \frac{V_{tb}}{\mu\sqrt{T_b}}\left[\left(\frac{p_b}{p_{th}}\right)^{0,115}\left(0{,}492 + 0{,}102\frac{p_{th}}{p_H}\right) - 0{,}59 - 0{,}103\ln\frac{V_H}{V_b}\right],\ m^2s \quad (7\text{-}22)$$

hoặc giải theo p_H :

$$p_H = \frac{0{,}102\ p_{th}}{\left(\frac{\mu\sqrt{T_b}}{V_{tb}}A^o_{ts} + 0{,}59 + 0{,}103\ln\frac{V_H}{V_b}\right)\left(\frac{p_{th}}{p_b}\right)^{0,115} - 0{,}492} \quad (7\text{-}23)$$

trong đó : $V_{tb} = \frac{V_b + V_H}{2}$ – thể tích trung bình của xilanh thời kỳ thải sớm ;

p_b, T_b – áp suất và nhiệt độ môi chất trong xilanh khi mở cửa xả ;

p_H – áp suất trong xilanh khi mở cửa quét ;

p_{th} – áp suất trên đường thải ;

A^o_{ts} – trị số "thời gian tiết diện hình học" của thời kỳ thải sớm.

Nếu thời kỳ thải sớm chỉ có một loại lưu động trên giới hạn (động cơ cao tốc), trị số A trong (7-12) sẽ bằng tổng vế phải (7-18) và (7-19) :

$$A = \frac{1}{V_{tb}}\int_{t_b}^{t_H} f\,dt = \frac{2}{(m-1)\mu\,.\,\psi_{max}\sqrt{RT_b}}\left[\left(\frac{p_b}{p_H}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right] - \frac{1{,}155}{\mu\psi_{max}\sqrt{RT_b}}\ln\frac{V_H}{V_b}$$

Từ đó tìm được biểu thức để tính trị số "thời gian tiết diện cần" của thời kỳ thải sớm A_{ts} khi chỉ có lưu động trên giới hạn :

$$A_{ts} = \int_{t_b}^{t_H} f\,dt = \frac{V_{tb}}{\mu\psi_{max}\sqrt{RT_b}}\left\{\frac{2}{(m-1)}\left[\left(\frac{p_b}{p_H}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right] - 1{,}155\ln\frac{V_H}{V_b}\right\},\ m^2s \quad (7\text{-}24)$$

Nếu thay R = 287 J/kg.độ ; m = k = 1,3 và ψ_{max} = 0,665 vào (7-24), sẽ được :

$$A_{ts} = \int_{t_b}^{t_H} f\,dt = \frac{0{,}59V_{tb}}{\mu\sqrt{T_b}}\left[\left(\frac{p_b}{p_H}\right)^{0,115} - 1 - 0{,}174\ln\frac{V_H}{V_b}\right],\ m^2s \quad (7\text{-}25)$$

hoặc giải theo p_H :

$$p_H = \frac{p_b}{\left(\frac{\mu\sqrt{T_b}}{0{,}59\,V_{tb}}A^o_{ts} + 0{,}174\ln\frac{V_H}{V_b} + 1\right)^{\frac{1}{0,115}}} \quad (7\text{-}26)$$

Thời kỳ thải tự do được kéo dài tới lúc khí quét bắt đầu vào xilanh lúc ấy giả thiết áp suất trong xilanh là p_N (luôn luôn thấp hơn p_g) nên $\frac{p_{th}}{p_N} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$,

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

khiến cho thời kỳ thải tự do của một động cơ bất kỳ luôn luôn tồn tại hai dạng lưu động trên và dưới giới hạn.

Thay giới hạn tích phân vào biểu thức (7-12) có thể tìm công thức tính trị số "thời gian tiết diện cần" của thời kỳ thải tự do với dạng tương tự (7-21) và (7-22) :

$$A_{td} = \int_{t_b}^{t_N} f dt = \frac{V_{tb}}{\mu\sqrt{RT_b}} \left\{ \frac{2}{(m-1)\psi_{max}} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot \frac{m-1}{2m} \left(\frac{p_b}{p_{th}} \right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1 \right] + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{m} \left(\frac{p_b}{p_{th}} \right)^{\frac{m-1}{2m}} \cdot Z - \frac{1{,}155}{\psi_{max}} \ln \frac{V_N}{V_b} \right\} \qquad (7\text{-}27)$$

Sau khi thay : $R = 287$ J/kg.độ ; $m = k = 1{,}3$; $\psi_{max} = 0{,}665$ và $Z = 0{,}715 \frac{p_{th}}{p_N} - 0{,}387$ vào (7-27), sẽ được :

$$A_{td} = \int_{t_b}^{t_N} f dt = \frac{V_{tb}}{\mu\sqrt{T_b}} \left[\left(\frac{p_b}{p_{th}} \right)^{0{,}115} \left(0{,}492 + 0{,}102 \frac{p_{th}}{p_N} \right) - 0{,}59 - 0{,}103 \ln \frac{V_N}{V_b} \right], \ m^2.s \qquad (7\text{-}28)$$

trong đó : $V_{tb} = \frac{V_b + V_N}{2}$ - thể tích trung bình xilanh thời kỳ thải tự do,

p_N - áp suất trong xilanh cuối kỳ thải tự do, được coi là áp suất trung bình của thời kỳ quét và thải cưỡng bức.

Các thông số và các hệ số trong biểu thức tính A_{ts} và A_{td} đã giới thiệu trong mục 7.4.

7.6. TÍNH LÝ THUYẾT THỜI KỲ QUÉT KHÍ VÀ THẢI CƯỠNG BỨC

Lúc mới mở cửa quét, do $p_H > p_k$ nên khí thải đi ra cửa thải vẫn nằm trong thời kỳ thải tự do. Lúc ấy do sản vật cháy tiếp tục thoát qua cửa thải và do thể tích xilanh tăng dần nên áp suất trong xilanh giảm nhanh. Tới khi p_x trong xilanh bằng hoặc nhỏ hơn p_k mới bắt đầu quá trình quét xilanh và đẩy sản vật cháy ra ống thải dưới dạng cưỡng bức.

Ta giả thiết : quét và thải cưỡng bức là quá trình đoạn nhiệt, các áp suất p_k trong bình chứa khí quét, p_N trong xilanh và p_{th} trong ống thải luôn luôn là hằng số và lưu động của dòng chảy suốt thời kỳ đó là lưu động dưới giới hạn, tức là :

$$\frac{p_N}{p_k} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ và } \frac{p_{th}}{p_N} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

7.6.1. THỜI KỲ QUÉT

Khối lượng khí quét dG_q qua cửa quét vào xilanh trong khoảng thời gian dt là :

$$dG_q = \mu_q f_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}} dt$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Từ đó : $$f_q . dt = \frac{dG_q}{\mu_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}}$$

Sau khi tích phân biểu thức trên sẽ được :

$$\int f_q dt = \frac{G_q}{\mu_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}} \; ; \; m^2 s \qquad (7\text{-}29)$$

trong đó : μ_q – hệ số lưu lượng của cửa quét ;

f_q – tiết diện lưu thông tức thời của cửa quét ;

p_k, v_k – áp suất và thể tích riêng của không khí quét.

ψ_q – hàm số lưu lượng :

$$\psi_q = \sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{p_N}{p_k}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_N}{p_k}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \; ;$$

ψ_q có thể tìm trên đồ thị hình 7.18 với không khí k = 1,4.

Nếu $\frac{p_N}{p_k}$ = const thì ψ_q là hằng số phụ thuộc k.

Khối lượng không khí quét G_q cần để quét sạch và nạp đầy xilanh trong mỗi chu trình phụ thuộc hệ thống quét thải, kích thước xilanh, số vòng quay và cấu tạo động cơ, áp suất p_k và được tính theo biểu thức :

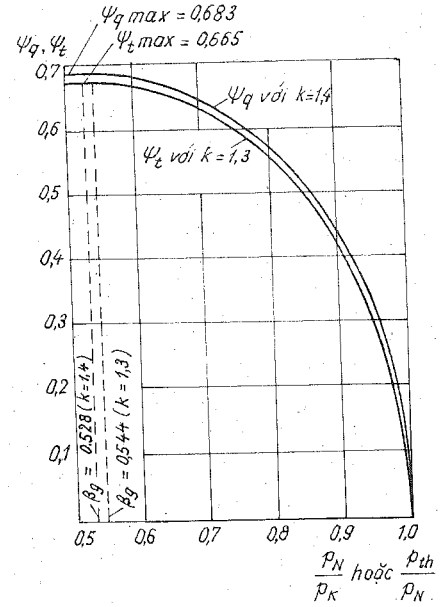
$$G_q = \frac{V_h}{v_k} \varphi_k \; ;$$

trong đó : V_h – thể tích công tác của xilanh ;

v_k và φ_k – thể tích riêng và hệ số dư lượng khí quét (ở p_k và T_k).

Thay G_q vào (7-29), sẽ được :

$$\int f_q dt = \frac{V_h \varphi_k}{\mu_q \psi_q v_k \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}} = \frac{V_h \cdot \varphi_k}{\mu_q \psi_q \sqrt{p_k v_k}} = \frac{V_h \cdot \varphi_k}{\mu_q \psi_q \sqrt{R T_k}} \; ;$$



Hình 5.18. Biến thiên của ψ_q và ψ_t theo $\frac{p_N}{p_K}$ hoặc $\frac{p_{th}}{p_N}$.

Thay R = 287 kJ/kg.độ vào phương trình trên sẽ tính được trị số "thời gian tiết diện cần" A_q của thời kỳ quét khí :

$$A_q = \int f_q dt \approx \frac{0{,}059 V_h \varphi_k}{\mu_q \psi_q \sqrt{T_k}} \; ; \; m^2/s \qquad (7\text{-}30)$$

Nếu thay φ_k bằng $\varphi_o \left(\varphi_k = \varphi_o \cdot \frac{p_o T_k}{p_k T_o}\right)$ vào (7-30) sẽ được :

$$A_q = \int f_q dt = \frac{0{,}059 V_h \varphi_o p_o \sqrt{T_k}}{\mu_q \psi_q p_k T_o} \; , \; m^2 s \qquad (7\text{-}31)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Các công thức (7-30) và (7-31) có thể dùng để tính μ_q hoặc p_N (qua hàm số ψ_q) nếu biết tất cả những số hạng còn lại trong công thức. Khi giải các bài toán ngược đó cần lấy "trị số thời gian tiết diện hình học" A_q^o thay cho trị số "thời gian tiết diện cần" A_q. Có thể dùng đồ thị $\psi_q = f\left(\frac{p_N}{p_k}\right)$ (hình 7.18) khi tính, với không khí k = 1,4.

7.6.2 THỜI KỲ THẢI CƯỠNG BỨC

Thải cưỡng bức là quá trình lưu động của sản vật cháy từ xilanh qua cửa thải ra ống thải dưới tác dụng đẩy của khí quét đang đi vào xilanh. Trong thời kỳ thải cưỡng bức, sẽ có một ít khí quét hòa trộn với sản vật cháy rồi cùng đi tắt thoát ra đường thải.

Khối lượng khí thoát qua đường thải dG_t trong thời gian dt được tính tương tự quá trình quét :

$$dG_t = \gamma_t \cdot f_t \cdot \psi_t \sqrt{\frac{p_N}{v_n}}\, dt$$

Từ đó tìm được :

$$f_t dt = \frac{dG_t}{\gamma_t \cdot \psi_t \sqrt{\frac{p_N}{v_n}}} = \frac{\sqrt{RT_n}}{\gamma_t \cdot \psi_t\, p_N}\, dG_t$$

Tích phân hai vế phương trình trên sẽ tìm được :

$$\int f_t dt = \frac{G_t \sqrt{RT_n}}{\gamma_t \cdot \psi_t \cdot p_N} \qquad (7\text{-}32)$$

trong đó : $\gamma_t = \xi_t \cdot \mu_t$ – hệ số lưu lượng tính toán, bằng tích của hệ số hiệu đính ξ_t (tính đến sai lệch giữa tính lý thuyết so với thực tế), nhân với hệ số lưu lượng của cửa thải trong thời kỳ thải cưỡng bức ;

f_t – tiết diện lưu thông tức thời của cửa thải.

$\psi_t = \sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{p_{th}}{p_N}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{th}}{p_N}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$ – hàm lưu lượng có thể xác định theo hình 7–18 (với sản vật cháy k = 1,3). Nếu $\frac{p_{th}}{p_N}$ = const thì ψ_t là hằng số phụ thuộc k.

T_n – nhiệt độ trung bình giả thiết của khí thể trong xilanh trong thời kỳ thải cưỡng bức.

v_n – thể tích riêng của môi chất trong xilanh theo áp suất p_N và nhiệt độ T_n.

Có thể xác định khối lượng G_t của môi chất ra khỏi xilanh trong thời kỳ thải cưỡng bức theo cách lập luận sau đây :

Nếu bỏ qua sự khác biệt về khối lượng môi chất trong xilanh trong các quá trình nén và giãn nở, do phun nhiên liệu và do lọt khí gây ra đồng thời bỏ qua lượng khí

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

nạp thêm hoặc bị lọt khí sau thời kỳ thải cưỡng bức, có thể cho rằng : khối lượng môi chất nằm trong xilanh ở đầu thời kỳ thải tự do và cuối thời kỳ thải cưỡng bức là hoàn toàn bằng nhau. Như vậy khối lượng môi chất ra khỏi xilanh trong thời kỳ thải tự do G_{td} và thải cưỡng bức G_t phải bằng khối lượng khí quét do máy nén cấp cho xilanh G_q :

$$G_q = G_{td} + G_t$$

Từ đó :

$$G_t = G_q - G_{td}$$

Ta biết :

$$G_q = \frac{V_k}{v_k} = \frac{V_h}{v_k}\varphi_k$$

và :

$$G_{td} = G_b - G_N = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_N V_N}{RT_N}$$

nên :

$$G_t = \frac{V_h}{v_k}\varphi_k - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_N V_N}{RT_N} \qquad (7\text{-}33)$$

Chỉ số N dùng để chỉ thời điểm kết thúc thải tự do, bắt đầu quét và thải cưỡng bức.

Thay G_t của (7-33) vào (7-32) sẽ tìm được trị số "thời gian tiết diện cần" của thời kỳ thải cưỡng bức A_t.

$$A_t = \int f_t \, dt = \left(\frac{V_h}{v_k}\varphi_k - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_N V_N}{RT_N}\right)\frac{\sqrt{RT_n}}{\gamma_t \cdot \psi_t \cdot p_N} \qquad (7\text{-}34)$$

Giải (7-34) để tìm γ_t :

$$\gamma_t = \left(\frac{V_h}{v_k}\cdot\varphi_k - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_N V_N}{RT_N}\right)\cdot\frac{\sqrt{RT_n}}{A_t^o \cdot \psi_t \cdot p_N} \; ; \qquad (7\text{-}35)$$

trong đó : A_t^o – trị số "thời gian tiết diện hình học" của thời kỳ thải cưỡng bức.

Nếu lấy φ_o, v_o thay cho φ_k, v_k trong 7-34 và 7-35 sẽ được :

$$A_t = \int f_t \, dt = \left(\frac{v_h}{v_o}\varphi_o - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_N V_N}{RT_N}\right)\frac{\sqrt{RT_n}}{\gamma_t \cdot \psi_t \cdot p_N} \; ; \qquad (7\text{-}36)$$

và :

$$\gamma_t = \left(\frac{V_h}{v_o}\varphi_o - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_N V_N}{RT_N}\right)\frac{\sqrt{RT_n}}{A_t^o \cdot \psi_t \cdot p_N} \; ; \qquad (7\text{-}37)$$

7.6.3. CÁC THÔNG SỐ TRONG CÁC BIỂU THỨC TÍNH

1. Nhiệt độ môi chất trong xilanh lúc bắt đầu thời kỳ quét và thải cưỡng bức T_N được tính như sau :

$$T_N = T_b\left(\frac{p_N}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{m}} \qquad (7\text{-}38)$$

trong đó : m = k = 1,3 (đối với sản vật cháy).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

2. Nhiệt độ trung bình của môi chất trong xilanh trong suốt thời kỳ quét và thải cưỡng bức T_n nằm trong các biểu thức (7-34), (7-35), (7-36) và (7-37) phụ thuộc cường độ hòa trộn giữa khí quét và sản vật cháy, tức là phụ thuộc chính vào hệ thống quét thải.

Đối với hệ thống quét vòng, T_n được tính gần đúng theo công thức :

$$T_n = \frac{(1+\varphi_k)T_K T_N}{T_K + \varphi_k \cdot T_N} \qquad (7\text{-}39)$$

trong đó : φ_k – hệ số dư lượng khí quét tính theo p_k, T_k ;

T_k – nhiệt độ khí quét trong bình chứa ;

T_N – nhiệt độ môi chất trong xilanh lúc bắt đầu quét và thải cưỡng bức (tính theo 7-38).

Thiết lập công thức (7-39), được dựa vào các giả thiết sau :

- Khí quét hòa trộn hoàn toàn với sản vật cháy trong xilanh lúc bắt đầu quá trình.

- Coi hằng số của không khí và của sản vật cháy bằng nhau.

- Mức hạ nhiệt khí quét do giãn nở gây ra vừa bằng mức tăng nhiệt do thành xilanh sấy nóng.

- Đối với hệ thống quét vòng, muốn tính sơ bộ T_n có thể dùng :

$$T_n = \frac{T_k + T_N}{2} \qquad (7\text{-}40)$$

- Đối với hệ thống quét thẳng và quét vòng giáo sư A.c. Ooclin tính T_n theo quy luật biến thiên của nhiệt độ môi chất trong xilanh trong thời kỳ thải cưỡng bức. Quy luật ấy được tính gần đúng theo biểu thức sau :

$$T_x = T_N e^{-C\varphi}$$

trong đó : φ – góc quay trục khuỷu tính từ lúc bắt đầu quét.

Hệ số C của phương trình trên được xác định theo điều kiện biên ở cuối quá trình quét thải, lúc ấy $T_x = T_a$ và $\varphi = \varphi_q$ (góc quay của các quá trình quét thải).

$$T_a = T_N \cdot e^{-C\varphi_q}$$

từ đó :

$$C = \frac{\ln \dfrac{T_N}{T_a}}{\varphi_q} ;$$

Nhiệt độ T_n trong xilanh :

$$T_n = \frac{\int_0^{\varphi_q} T_N \cdot e^{-C\varphi}\, d\varphi}{\varphi_q} = \frac{T_N}{\varphi_q} \int_0^{\varphi_q} e^{-C\varphi} \cdot d\varphi = \frac{T_N}{C\varphi_q} e^{-C\varphi} \Big|_0^{\varphi_q} =$$

$$= \frac{T_N}{C\varphi_q}(1 - e^{-C\varphi_q}) = \frac{T_N - T_a}{C \cdot \varphi_q} ;$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thay trị số C vào phương trình trên được :

$$T_n = \frac{T_N - T_a}{\ln \frac{T_N}{T_a}} \qquad (7\text{-}41)$$

3. Hệ số hiệu đính γ_t. Khác với thời kỳ thải tự do, khi tìm công thức tính trị số "thời gian tiết diện cần" cho thời kỳ quét và thải cưỡng bức, ta đã đưa ra những giả thiết tương đối gượng ép, khác với thực tế, ví dụ : p_k, p_N và p_{th} luôn luôn không đổi. Điều đó làm cho kết quả tính không phù hợp số liệu thực nghiệm. Để cho số liệu tính và kết quả thực nghiệm sát nhau cần đưa thêm những hệ số hiệu đính vào công thức tính.

Những hệ số ấy có thể viết dưới dạng hệ số hiệu đính ξ_t, ξ_q nhân thêm vào các hệ số lưu lượng μ_t và μ_q của các cơ cấu thải và quét. Như vậy hệ số lưu lượng dùng để tính có dạng sau :

$$\gamma_t = \xi_t \cdot \mu_t \ ;$$

$$\gamma_q = \xi_q \cdot \mu_q.$$

Do có quan hệ ràng buộc giữa các cơ cấu quét và thải trong thời kỳ thải cưỡng bức nên chỉ cần dùng một hệ số chung cho cả hệ thống ξ_t đưa về cửa thải, lúc ấy $\xi_q = 1$, vì vậy :

$$\gamma_q = \mu_q$$

$$\gamma_t = \xi_t \cdot \mu_t$$

Các thông số và các hệ số khác cần cho tính toán các quá trình quét và thải đều được giới thiệu trong mục 7.4.

7.7. TRÌNH TỰ TÍNH CÁC QUÁ TRÌNH QUÉT VÀ THẢI TRONG ĐỘNG CƠ HAI KỲ

Tính các quá trình thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ ở chế độ toàn tải 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 thiết kế và nếu cần có thể thay đổi lại cho hợp lý.

Các công thức tính được xác lập trên cơ sở đã giản lược rất nhiều hiện tượng thực tế của quá trình thay đổi môi chất, vì vậy kết quả tính chỉ có tính chất gần đúng. Nhưng khi tính, 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 thiết kế và có thể giảm được thời gian và nguyên vật liệu dùng vào việc chế thử.

Bước vào tính cần chọn các thông số sau :

- p_b, T_b lúc bắt đầu mở cửa thải ;
- μ hoặc p_H, μ_{td} (lấy $\mu = \mu_{td}$) ;

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- p_{th} ;
- hệ số hạ áp a, để tính p_N ;
- p_k, T_k, μ_q ;
- φ_k hoặc φ_o.

Các bước tính thực hiện theo trình tự sau :

1. Lập đồ thị f_t và f_q thay đổi theo góc quay trục khuỷu φ, đo diện tích BHH_1 (hình 7.14), xác định A^o_{ts} bằng cách nhân diện tích tìm được với tỉ lệ xích đồ thị M (m^2s/cm^2) ;

2. Xác định p_H, (theo 7-23), dùng cho thời kỳ thải sớm tồn tại cả hai dạng lưu động trên và dưới giới hạn.

$$\text{Nếu } p_H < p_g = p_{th}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \approx 1{,}83\ p_{th}$$

thì kết quả tìm được là đúng.

Nếu $p_H > p_g$ cần tính lại p_H theo (7-25), dùng cho trường hợp chỉ có lưu động trên giới hạn. Giá trị p_H tìm được phải nằm trong phạm vi cho phép đối với hệ thống đã chọn. Nếu p_H lớn quá sẽ có nhiều sản vật cháy thoát ra bình chứa khí quét, cần tăng thêm A^o_{ts}. Nếu p_H quá nhỏ cần giảm A^o_{ts} để tăng thêm công quá trình giãn nở của động cơ.

Có thể làm cách khác. Xác định trị số "thời gian tiết diện cần" cho giai đoạn thải sớm A_{ts} qua giá trị p_H chọn trước. Phải xem $p_H < p_g$ hoặc $p_H > p_g$ để chọn công thức (7-22) hoặc (7-24).

Cần đảm bảo :

$$\frac{A^o_{ts}}{A_{ts}} = 0{,}9 - 1{,}1$$

3. Xác định trị số "thời gian tiết diện cần" cho thời kỳ thải tự do A_{td} để giảm áp suất trong xilanh tới p_N (7-28). Thể tích xilanh lúc ấy V_N có thể chọn sơ bộ :

$$V_N = (0{,}9 \div 1{,}05)V_h ;$$

Diện tích BNN_1 của đồ thị (hình 7.14) tương ứng với "trị số thời gian tiết diện cần" cho thời kỳ thải tự do A_{td} phải bằng diện tích đo được nhân với tỉ lệ xích đồ thị M (m^2s/cm^2). Vị trí NN_1 được coi là vị trí bắt đầu quá trình quét và thải cưỡng bức, tại vị trí góc quay trục khuỷu φ_N.

Dựa vào vị trí φ_N sẽ tìm được V_N lúc bắt đầu quá trình quét. Giữa V_N tìm được và V_N được chọn sai lệch không quá 3%.

4. Xác định trị số "thời gian tiết diện hình học" A^o_q và A^o_t bằng cách đo diện tích đồ thị NN_2MD và NN_1CD_1D (hình 7.14b) hoặc NN_1CA_1 (hình 7.14c) rồi nhân với tỉ lệ xích đồ thị M (m^2s/cm^2).

5. Tính trị số "thời gian tiết diện cần" cho quá trình quét A_q, phải đảm bảo :

$$\frac{A^o_q}{A_q} = 0{,}9 \div 1{,}1$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Có thể tính theo cách khác : Dựa vào A_q^o và biểu thức (7-30) hoặc (7-31) tìm giá trị ψ_q, áp suất p_N và hệ số hạ áp a. Giá trị a tìm được phải nằm trong giới hạn cho phép đối với hệ thống đã chọn.

6. Xác định T_N, T_n và G_t theo (7-38), (7-39), (7-40), (7-41) và (7-33).

7. Dựa vào trị số "thời gian tiết diện hình học" của thời kỳ thải cưỡng bức A_t^o theo (7-35) hoặc (7-37) xác định γ_t hoặc chọn γ_t rồi theo (7-34) hoặc (7-36) xác định trị số "thời gian tiết diện cần" cho thời kỳ thải cưỡng bức A_t. Cần đảm bảo :

$$\frac{A_t^o}{A_t} = 0,9 \div 1,1$$

Cuối cùng xác định tốc độ trung bình lý thuyết của dòng khí thải và khí quét theo phương pháp giới thiệu trong mục 7.4. Kết quả thu được cần so với số liệu thống kê trên bảng 7-2.

7.8. HIỆU SUẤT QUÉT

7.8.1. ĐỊNH NGHĨA

Trong động cơ bốn kỳ, môi chất mới qua xupáp nạp đi vào xilanh, hầu như được giữ lại toàn bộ để thực hiện các quá trình nén, cháy giãn nở, do đó người ta coi hệ số nạp η_v là thông số có tính quyết định tính năng động lực học của động cơ. Nhưng trong động cơ hai kỳ, số môi chất mới vào xilanh luôn luôn tồn tại một lượng lớn đi tắt qua đường thải, không tham gia quá trình cháy, vì vậy người ta dùng hiệu suất quét η_q, để chỉ hiệu quả của tác dụng quét, thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ :

$$\eta_q = \frac{G_1}{G_a}$$

trong đó : G_1 – khối lượng môi chất mới trong xilanh sau khi thay đổi môi chất (sau thải và quét)

G_a – tổng khối lượng môi chất trong xilanh sau khi thay đổi môi chất.

Tất nhiên nếu lượng môi chất mới cấp cho xilanh khác nhau cùng một hệ thống quét và thải có thể tạo ra hiệu quả thay đổi môi chất η_q khác nhau, do đó cần bổ sung thêm khái niệm về hệ số dư lượng khí quét φ_k theo biểu thức (7-3), nhằm thể hiện về mặt số lượng môi chất mới cấp cho xilanh. Chia cả tử lẫn mẫu của vế phải (7-3) cho thể tích riêng v_k của môi chất mới ở trạng thái p_k, T_k, ta sẽ có :

$$\varphi_k = \frac{V_k}{V_h} = \frac{\dfrac{V_k}{v_k}}{\dfrac{V_h}{v_k}} = \frac{G_k}{G_h} ;$$

trong đó : G_k – tổng khối lượng của môi chất mới cấp cho xilanh ;

G_h – khối lượng môi chất mới chứa đầy thể tích V_h ở trạng thái p_k, T_k.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hệ thống quét và thải tốt phải có η_q lớn trong điều kiện φ_k nhỏ có như vậy mới đảm bảo cùng một η_q chỉ cần φ_k tương đối nhỏ. Điều đó chứng tỏ, trong quá trình thay đổi môi chất, rất ít môi chất mới đi tắt qua đường thải, sau khi kết thúc quá trình thay đổi môi chất còn rất nhiều môi chất mới lưu lại xilanh.

Nếu hệ số dư lượng không khí dùng để cháy $\alpha = 1$, tức là khí sót còn lại trong xilanh không còn môi chất mới, trong điều kiện đó về thực chất η_q thể hiện nồng độ x_o của môi chất mới trong tổng số môi chất có trong xilanh sau quá trình quét và thải.

7.8.2. HIỆU SUẤT QUÉT TIÊU CHUẨN

Thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ là một hiện tượng phức tạp. Nói chung không thể dùng biện pháp giải tích để tính hiệu suất quét thực tế η_q. Vì vậy người ta đã đưa ra hai mô hình đặc biệt sau, dùng tính toán để tìm hiệu suất quét, rồi coi đó là tiêu chuẩn để so sánh đối với hiệu suất quét của các hệ thống thực tế.

1. "Ngăn cách hoàn toàn" : giả thiết giữa môi chất mới và khí sót có một lớp ngăn cách hoàn chỉnh, chúng không hòa trộn với nhau, ngoài ra trước khi thải sạch hết sản vật cháy ra ngoài, thì môi chất mới không lọt ra cửa thải chút nào, tức là không có dòng chảy tắt. Dạng quét khí lí tưởng ấy được gọi là "ngăn cách hoàn toàn".

2. Hỗn hợp hoàn toàn còn gọi là mô hình Hopkinson : giả thiết môi chất mới qua cửa quét vào xilanh bèn lập tức hòa trộn đều với môi chất trong đó, và số môi chất đi ra cửa thải có thành phần như số môi chất trong xilanh sau khi hòa trộn, do đó trong xilanh luôn luôn có thành phần đồng đều. Dạng quét khí ấy được gọi là "hỗn hợp hoàn toàn". Với mô hình quét "ngăn cách hoàn toàn", nếu hệ số dư lượng không khí quét $\varphi_k \leqslant 1$, hiển nhiên sẽ có $\eta_d = \varphi_k$; khi $\varphi_k > 1$ sẽ luôn luôn có $\eta_d = 1$. Tất nhiên với mô hình lí tưởng này, số lượng khí quét dư ra sẽ không có tác dụng gì đối với η_d mà chỉ gây lãng phí công dẫn động máy nén cấp khí quét.

Với mô hình "hỗn hợp hoàn toàn", giả thiết trong quá trình quét và thải, khối lượng môi chất trong xilanh là G_h, nồng độ môi chất mới là x ; lưu lượng môi chất mới vào xilanh trong 1 giây là G, nên với dt giây khối lượng vào xilanh là $Gdt = dG_k$, dựa vào tính liên tục của dòng chảy, trong thời gian dt, môi chất chạy ra đường thải cũng bằng dG_k và lượng môi chất mới đi theo là $x.dG_k$. Vì vậy trong thời gian dt, nồng độ môi chất mới trong xilanh tăng lên dx được tính như sau :

$$dx = \frac{G_h x + dG_k - x \, . \, dG_k}{G_h} - x$$

tức là :

$$\frac{dx}{1 - x} = \frac{dG_k}{G_h}$$

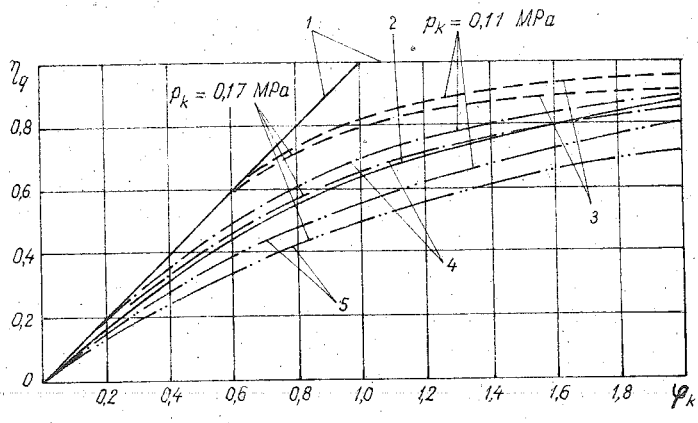
Tích phân hai vế biểu thức trên, từ $x = 0$ đến $x = x_o$ sẽ được :

$$\frac{G_k}{G_h} = \varphi_k = -\ln(1 - x_o) = -\ln(1 - \eta_q)$$

$$\eta_q = 1 - e^{-\varphi_k}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Đồ thị $\eta_q = f(\varphi_k)$ thể hiện trên hình 7.19. Đường 1 là trường hợp mô hình "ngăn cách hoàn toàn", đường 2 – "hỗn hợp hoàn toàn" trong trường hợp này với $\varphi_k = 1$ có $\eta_q = 0,63$; với $\varphi_k = 1,2$ có $\eta_q = 0,70$; với $\varphi_k = 1,6$ có $\eta_q = 0,80$. Muốn có $\eta_q = 100\%$ cần có một lượng khí quét vô tận.



Hình 7.19. So sánh hiệu suất quét η_q
1 – ngăn cách hoàn toàn. 2 – hỗn hợp hoàn toàn ; 3 – quét thẳng ; 4 – quét vòng đặt một bên hoặc đặt xung quanh ; 5 – quét ngang.

7.8.3. XÁC ĐỊNH CHẤT LƯỢNG QUÉT BẰNG THỰC NGHIỆM

Tình hình quét thải trong động cơ hai kỳ thực tế nằm giữa ba trường hợp đặc biệt : "ngăn cách hoàn toàn", "hỗn hợp hoàn toàn" và "quét tắt hoàn toàn" (toàn bộ khí quét đi tắt ra cửa thải, η_q luôn luôn bằng không với mọi φ_k). Mặc dù phần lớn hiệu suất quét η_q của động cơ thực tế gần giống với mô hình Hopkinson, nhưng quá trình quét thải thực tế không phải giống hoàn toàn với mô hình này. Nói chung càng tăng φ_k sẽ làm tăng η_d nhưng do công suất tiêu thụ cho máy nén cấp khí quét tăng lên, nên có thể sẽ gây giảm công suất có ích động cơ. Vì vậy điều mong muốn là với φ_k không lớn làm sao đạt được hiệu suất quét η_q cao. Muốn xác định hiệu suất quét η_d thực tế, ngoài thực nghiệm ra không còn biện pháp nào khác. Các phương pháp thực nghiệm để xác định η_d gồm có :

1. Dùng mô hình mặt phẳng hoặc không gian quan sát lưu tuyến khí quét. Nếu dòng khí quét có hiện tượng đi tắt ra cửa thải trong xilanh, có khu vực chết khí quét không đi tới, dòng khí quét tách rời hoặc gây xoáy v. v... đều làm kém hiệu quả quét. Muốn thấy rõ lưu tuyến của dòng khí quét người ta dùng lông vũ, sợi tơ nhuộm mầu, khói, giấy vụn mỏng v.v..., hòa tan trong dòng khí quét rồi chụp ảnh lưu tuyến. Nếu dùng các loại bột phát quang, có thể chụp các bức ảnh rõ nét. Cũng có thể dùng lý thuyết đồng dạng lấy nước thay không khí. Tuy nhiên cách làm trên chỉ cung cấp những nét định tính.

2. Dùng mô hình thực đo hiệu suất quét η_d. Trong mô hình lắp pittông, nạp O_2, CO_2 (hoặc không khí) sát với tình hình quét thải thực tế của động cơ. Sau khi lấy không khí (hoặc O_2, CO_2) quét xilanh sẽ dùng phương pháp phân tích khí đo nồng độ khí trong xilanh, tính ra η_d.

Nếu dùng khí NH_3, có thể lợi dụng tính chất cách điện của nó để đo nồng độ các điểm, không những có thể đo hiệu suất quét η_q mà còn có thể đo sự thay đổi của η_d trong quá trình quét.

3. Xác định hiệu suất quét trên động cơ thực tế. Thí nghiệm mô hình không thể phân tích ảnh hưởng của nhiệt độ môi chất và của trạng thái biến động áp suất của đường nạp, đường thải v.v... Để xác định hiệu suất quét khi động cơ hoạt động, người ta đã lập ra một vài phương pháp nhưng đều rất phức tạp với độ chính xác không cao.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Phương pháp hút và phân tích mẫu khí. Dùng van hút mở nhanh, lấy mẫu khí trước và sau thời kỳ quét (trong các kỳ giãn nở và nén), đo nồng độ khí CO_2 rồi tính ra η_{qd}.

Nếu nồng độ khí CO_2 trong kỳ nén là CO_2'%, nồng độ khí CO_2 trong khí khô của kỳ giãn nở là CO_2''%, nồng độ hơi nước trong sản vật cháy là H_2O'% ; do số lượng khí CO_2 chứa trong khí sót và trong môi chất của xilanh trong kỳ nén bằng nhau, ta có :

$$(G_a - G_1)(1 - H_2O')CO_2'' = [G_a - (G_a - G_1)H_2O']CO_2'$$

Nên :

$$\eta_q = \frac{G_1}{G_a} = 1 - \frac{CO_2'/CO_2''}{1 - H_2O'(1 - CO_2'/CO_2'')} \qquad (7\text{-}42)$$

Nếu $H_2O' = 0$, sẽ được :

$$\eta_q = 1 - \frac{CO_2'}{CO_2''} \qquad (7\text{-}43)$$

Nếu hút được đúng mẫu khí có thành phần giống thành phần của toàn khối thì phương pháp phân tích sẽ cho kết quả chính xác. Mẫu khí lấy ở cuối kỳ giãn nở trong thời kỳ thải tự do dễ lấy đúng. Còn mẫu khí lấy trong kỳ nén rất khác nhau, theo địa điểm và thời gian lấy mẫu. Vì vậy phải dùng biện pháp hút toàn bộ môi chất trong kỳ nén làm mẫu để tăng độ chính xác.

Để lấy mẫu đầu thời kỳ thải tự do được chính xác thường thường dùng van tự động, chỉ mở được khi áp suất lớn hơn áp suất khí quét.

Phương pháp hòa chất đánh dấu vào khí quét

Chất đánh dấu cần có những đặc điểm sau :

- Hòa tan nhanh và đều trong khí quét.
- Thành phần hóa học của chất đánh dấu không thay đổi trong quá trình quét và thải.
- Với nhiệt độ cao của kỳ cháy - giãn nở, chất đánh dấu phải phân hủy hoàn toàn.
- Dễ xác định nồng độ chất đánh dấu.

Nếu gọi : r_1 - là nồng độ chất đánh dấu đo được ở cửa thải ;

r_2 - là nồng độ chất đánh dấu trong khí quét ;

G_{th} - lượng khí quét thoát qua cửa thải ;

G_k - lượng khí quét đi vào xilanh,

sẽ tính được :

$$G_{th} = G_k \cdot \frac{r_1}{r_2}$$

Người ta thường dùng axetôn làm chất đánh dấu.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Động cơ xăng khi dùng hòa khí đậm, thường không còn O_2 trong sản vật cháy. Vì vậy khí O_2 trong khí xả là do khí quét đi tắt vào đường xả tạo ra, trong trường hợp này có thể coi O_2 là chất đánh dấu, dựa vào đó đánh giá hiệu quả quét.

7.8.4. CÁC NHÂN TỐ ẢNH HƯỞNG TỚI HIỆU SUẤT QUÉT

1. Phương thức (hệ thống) quét thải

Hình 7.19 giới thiệu biến thiên của η_q theo φ_k với các hệ thống quét thải khác nhau. Hiệu suất quét η_d của hệ thống quét thẳng nằm cao hơn nhiều so với mô hình "hỗn hợp hoàn toàn", với $\varphi_k < 0,6$ nó tiến sát mô hình "ngăn cách hoàn toàn". Hệ thống quét vòng đặt một bên và đặt xung quanh gần gũi với mô hình "hỗn hợp hoàn toàn", hệ thống quét vòng đặt ngang kém hơn.

2. Áp suất khí quét

Với φ_k không đổi, càng tăng p_k càng dễ gây xáo trộn trong dòng khí quét, môi chất mới dễ đi tắt qua cửa thải làm giảm η_d, nhất là đối với hệ thống quét vòng đặt ngang. Thông thường động cơ hai kỳ không tăng áp dùng p_k = 0,12 – 0,15 MPa.

3. Tỉ số hành trình, đường kính S/D

Với hệ thống quét thẳng, tăng $\frac{S}{D}$ sẽ làm η_q tăng lên chút ít, nhưng với hệ thống quét vòng càng tăng $\frac{S}{D}$ sẽ làm η_q nhỏ dần. Vì vậy với các hệ thống quét vòng, tăng tỷ số $\frac{S}{D}$ sẽ không có lợi.

4. Tốc độ động cơ

Các loại máy nén đều cấp khí quét có p_k lớn khi tăng tốc độ quay, vì vậy làm giảm η_q. Động cơ có tích D.n càng lớn, quét khí càng khó, vì vậy thường phải hạn chế tích D.n của động cơ. Với hệ thống quét thẳng : D.n ≤ 280.000 mm/phút (khi $\frac{S}{D}$ = 1,5 , Cm_{max} = 14 m/s). Với hệ thống quét vòng D.n ≤ 140.000 mm/phút (khi $\frac{S}{D}$ = 1,3, Cm_{max} = 6m/s). Tích D.n càng lớn p_k càng phải lớn.

5. Hệ thống đường ống quét và thải

Thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ được thực hiện nhờ chênh áp giữa cửa nạp và cửa thải. Vì vậy hệ thống đường ống nạp thải gây ảnh hưởng tới η_q nhiều hơn so với ảnh hưởng của chúng tới η_v của động cơ bốn kỳ. Do năng lượng của thời kỳ thải tự do rất lớn làm cho dao động áp suất trên đường thải càng lớn hơn so với đường nạp. Vì vậy lựa chọn hợp lý chiều dài ống thải nhằm lợi dụng sóng áp suất để làm tụt áp ở cửa thải trong thời kỳ quét khí, sẽ có thể cải thiện chất lượng thay đổi môi chất, giảm công suất tiêu hao cho máy nén và làm tăng hiệu suất động cơ. Nhưng với động cơ vận tải phải thay đổi tốc độ thường xuyên, thì với một chiều dài nhất định của ống thải, tại số vòng quay nào đó do can thiệp của sóng áp suất sẽ gây cản trở quá trình quét thải khiến động cơ hoạt động không tốt, thậm chí gây chết máy. Vì vậy, người ta thường rút ngắn ống thải, tức là đặt bình ổn áp và tiêu âm gần sát cửa thải, hoặc tạo đường ống thải có đường kính lớn, tương đương hoặc lớn hơn đường kính xilanh làm chức năng bình ổn áp, như vậy chiều dài ống thải bằng không, tránh được ảnh hưởng về tốc độ của động cơ vận tải tới chất lượng quét thải.

THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 8

TĂNG ÁP CHO ĐỘNG CƠ

8.1. TĂNG ÁP LÀ BIỆN PHÁP CHỦ YẾU NÂNG CAO CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ ĐIÊDEN

Động cơ không tăng áp, trực tiếp hút không khí từ ngoài trời, do bị hạn chế về số lượng không khí hút vào xilanh nên tiềm lực nâng cao công suất động cơ không lớn. Nếu dùng một máy nén riêng để nén trước không khí rồi đưa vào xilanh động cơ sẽ có thể làm tăng mật độ không khí, qua đó tăng khối lượng không khí nạp vào xilanh mỗi chu trình, vì vậy sẽ có thể làm tăng công suất động cơ. Cách làm ấy được gọi là tăng áp.

Tăng áp đối với không khí đưa vào xilanh có thể làm tăng công suất động cơ rất nhiều. Tuy nhiên đối với động cơ xăng khi tăng áp thường dễ gây kích nổ, tạo nên nhiều khó khăn trong sử dụng thực tế, nên rất ít dùng. Với động cơ điêden không có khó khăn trên, nên tăng áp là biện pháp cường hóa p_e tốt nhất. Đặc biệt thời gian gần đây, do có tiến bộ nhanh về kĩ thuật tua bin và máy nén nên phạm vi sử dụng tăng áp ngày một mở rộng và áp suất tăng áp p_k ngày một nâng cao làm cho không những tính năng động lực học của động cơ tốt hơn động cơ không tăng áp mà còn hạ thấp suất tiêu hao nhiên liệu. Nếu áp suất có ích trung bình của động cơ điêden không tăng áp p_e thường không quá 0,7 – 0,9 MPa thì p_e của động cơ điêden tăng áp thấp rất dễ đạt 1,0 – 1,2 MPa, nếu nâng cao áp suất tăng áp p_k và làm lạnh trung gian cho không khí phía sau máy nén, đã có thể đưa áp suất có ích trung bình p_e của động cơ thực nghiệm tới 4 MPa. Nhiều động cơ tăng áp đang chế tạo hiện nay đã đạt $p_e \geqslant 3$ MPa.

Tuy nhiên càng nâng cao mức độ tăng áp, động cơ điêden được cường hóa càng nhanh về p_e sẽ làm tăng phụ tải cơ khí cũng như phụ tải nhiệt của động cơ, do đó phải đặt ra những yêu cầu càng khắt khe khi chế tạo các chi tiết của nhóm pittông, các loại bạc trục, xupáp, nắp xilanh v.v... ngoài ra cũng đòi hỏi tạo ra hệ thống nhiên liệu mới với quy luật cấp nhiên liệu khắt khe hơn, vòi phun có áp suất phun cao hơn và hệ thống tăng áp tua bin khí hoàn hảo hơn.

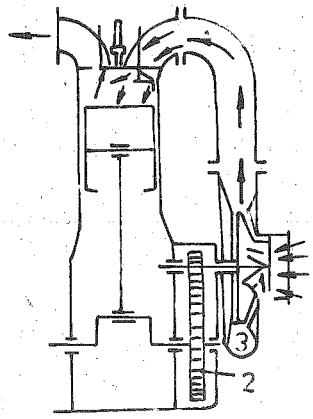
8.2. CÁC PHƯƠNG PHÁP TĂNG ÁP CHỦ YẾU

Dựa vào nguồn năng lượng để nén không khí trước khi đưa vào động cơ, người ta chia các phương pháp tăng áp thành bốn nhóm sau :

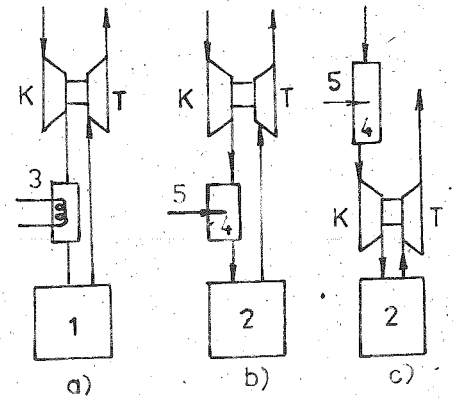
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

1) Tăng áp dẫn động cơ khí (hình 8.1)

Truyền động từ trục khuỷu động cơ, qua bánh răng, xích hoặc dây đai dẫn động máy nén khí kiểu li tâm, kiểu rôto, phiến gạt hoặc kiểu trục vít v. v...



Hình 8.1. Tăng áp dẫn động cơ khí
1 – máy nén ;
2 – hệ thống truyền động.



Hình 8.2. Các phương án tăng áp tua bin khí
a) Phương án tăng áp động cơ diêden ;
b), c) Phương án tăng áp động cơ xăng ;
1 – động cơ diêden ; 2 – động cơ xăng ; 3 – làm mát trung gian ; 4 – bộ chế hòa khí ; 5 – xăng ;
T – tua bin ; K – máy nén.

2) Tăng áp nhờ năng lượng khí thải

Nguồn năng lượng để nén không khí được lấy từ khí thải. Nhóm này lại được chia ra hai loại :

a) *Tăng áp tua bin khí* (hình 8.2). Máy nén K được dẫn động bởi tua bin khí T, hoạt động nhờ năng lượng khí thải của động cơ. Không khí từ ngoài trời qua máy nén được nén tới áp suất $p_k > p_o$ rồi vào xilanh động cơ. Do tăng áp tua bin khí được dẫn động nhờ năng lượng khí thải, không phải tiêu thụ công suất động cơ như tăng áp cơ khí, nên có thể làm tăng tính kinh tế của động cơ, nói chung có thể giảm suất tiêu hao nhiên liệu khoảng 3 – 10%. Động cơ tăng áp cao, thường lắp két làm mát trung gian nhằm giảm nhiệt độ, qua đó nâng cao mật độ không khí tăng áp đi vào động cơ. Khi hoạt động ở những vùng cao nguyên, công suất của động cơ tăng áp tua bin khí chỉ giảm rất ít so với trường hợp không tăng áp, vì vậy phương án này thường được dùng rộng rãi trên vùng cao nguyên nhằm hồi phục công suất động cơ. Mặt khác tăng áp tua bin khí còn tạo điều kiện giảm ồn, giảm thành phần độc hại trong khí xả, do đó loại này đang được sử dụng nhiều nhất hiện nay. Những động cơ điêden từ 35 kW đến 35000 kW phần lớn đều dùng tăng áp tua bin khí (tới 70 ÷ 80%).

b) Tăng áp bằng sóng khí. Khí thải của động cơ tiếp xúc trực tiếp với không khí trên đường tới xilanh, trong bộ tăng áp bằng sóng khí, để nén số không khí này trước khi được nạp vào động cơ.

3) Tăng áp hỗn hợp (hình 8.3 và 8.4)

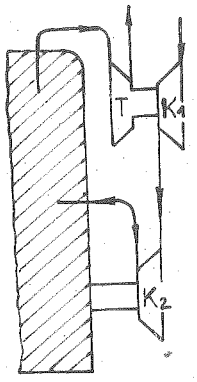
Trên một số động cơ, ngoài phần tăng áp tua bin khí còn dùng thêm một bộ tăng áp dẫn động cơ khí. Ví dụ trên động cơ hai kỳ, để có áp suất khí quét cần thiết khi

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

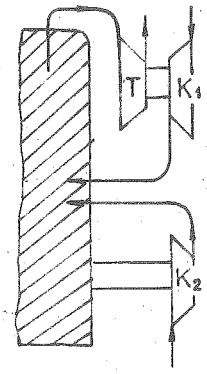
khởi động cũng như chạy ở tốc độ thấp và tải nhỏ, phải sử dụng tăng áp hỗn hợp. Tăng áp hỗn hợp được thực hiện theo hai phương án : lắp nối tiếp (hình 8.3) và lắp song song (hình 8.4).

4) Tăng áp nhờ hiệu ứng động của dao động áp suất

Lợi dụng hiện tượng lưu động không ổn định của dòng khí trên đường ống dẫn, do tính gián đoạn của các quá trình nạp, thải của động cơ gây ra bằng cách bố trí hợp lí kích thước các đường nạp và thải nhằm làm tăng không khí nạp vào xilanh mỗi chu trình.



Hình 8.3. Tăng áp hỗn hợp lắp nối tiếp.



Hình 8.4. Tăng áp hỗn hợp lắp song song.

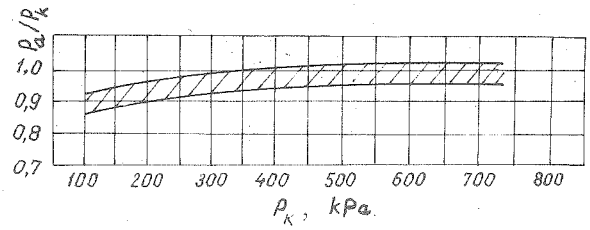
Trong thực tế sử dụng, ngoài bốn cách tăng áp chính kể trên còn có các hệ thống tăng áp và các phương án tổ hợp khác thích hợp cho từng trường hợp cụ thể, thỏa mãn nhu cầu tăng áp cho động cơ.

8.3. NGUYÊN LÝ CƠ BẢN CỦA ĐỘNG CƠ TĂNG ÁP

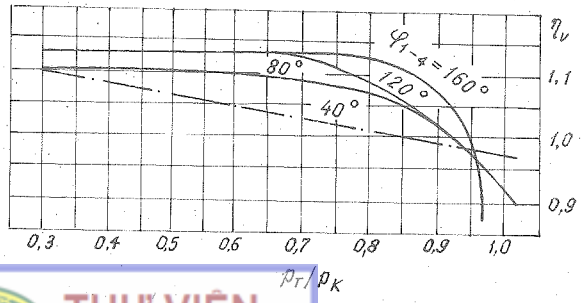
8.3.1. TĂNG ÁP LÀ MỘT TRONG CÁC ĐƯỜNG HƯỚNG HIỆU NGHIỆM ĐỂ NÂNG CAO CÔNG SUẤT N_L VÀ N_F CỦA ĐỘNG CƠ

Các biểu thức (6-68), (6-69) cho ta thấy : công suất lít N_L và công suất $1dm^2$ diện tích đỉnh pittông N_F phụ thuộc và tỷ lệ thuận với ρ_k $\left(\rho_k = \frac{1}{R}\cdot\frac{p_k}{T_k}\right)$ và hệ số nạp η_v.

Khi tăng áp sẽ làm tăng áp suất p_k phía trước xupáp nạp nhờ đó làm tăng ρ_k. Như vậy N_L và N_F tỷ lệ thuận với ρ_k, do đó tỷ lệ thuận với p_k và tỷ lệ nghịch với T_k. Khi tăng áp cả p_k và T_k đều tăng, muốn cho N_L và N_F là hàm tuyến tính của p_k cần phải giữ T_k không đổi hoặc ít thay đổi, muốn vậy cần làm mát trung gian cho không khí tăng áp sau máy nén, trước khi nạp vào động cơ. Biện pháp trên chẳng những đảm bảo cho N_L và N_F là hàm tuyến tính



Hình 8.5. Mối quan hệ giữa p_a/p_k và p_k.



Hình 8.6. Mối quan hệ giữa η_v và p_T/p_k.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

của p_k mà còn có tác dụng hạn chế mức tăng nhiệt độ môi chất trong chu trình qua đó hạn chế phụ tải nhiệt, kéo dài tuổi thọ các chi tiết của động cơ.

Khi tăng p_k sẽ làm tăng tỉ số $\frac{p_a}{p_k}$ (p_a – áp suất cuối quá trình nạp, đầu quá trình nén) (hình 8.5), nhờ đó η_v sẽ tăng (5-23,24). Hình 8.6 giới thiệu mối quan hệ giữa η_v và $\frac{p_T}{p_k}$ (p_T – áp suất trung bình của môi chất trên đường ống phía sau xupáp thải) ; đường gạch, chấm là trường hợp không quét buồng cháy, η_v sẽ tăng theo tỉ lệ nghịch với $\frac{p_T}{p_k}$; những đường đậm trên hình 8.6 đại diện cho trường hợp quét buồng cháy với các góc trùng điệp φ_{1-4} khác nhau ($\varphi_{1-4} = \varphi_{sn} + \varphi_{mx}$), trong đó φ_{sn} – góc mở sớm xupáp nạp ; φ_{mx} – góc đóng muộn xupáp xả). Từ đó thấy rằng : $\frac{p_T}{p_k}$ có ảnh hưởng lớn tới η_v khi thực hiện quét buồng cháy ; góc trùng điệp φ_{1-4} càng lớn ảnh hưởng trên càng mạnh. Với góc trùng điệp φ_{1-4} nhất định, chỉ cần giảm $\frac{p_T}{p_k}$ tới giá trị nào đó sẽ đạt η_v cực đại, sau đó tiếp tục giảm $\frac{p_T}{p_k}$, η_v sẽ không bị ảnh hưởng, điều đó nói rõ lúc đó khí sót đã được quét sạch khỏi buồng cháy. Động cơ sau khi tăng áp sẽ làm cho tỷ số $\frac{p_T}{p_k}$ giảm dần khi tăng p_k ; tạo điều kiện thuận lợi cho việc quét buồng cháy. Nếu chọn hợp lý góc trùng điệp φ_{1-4} và tổ chức tốt quá trình quét buồng cháy sẽ đạt được mục tiêu nâng cao hệ số nạp η_v và làm tăng lượng môi chất mới nạp vào động cơ.

Hệ số nạp η_v của các loại động cơ điêden thường nằm trong phạm vi :

+ Động cơ điêden bốn kỳ không tăng áp

- Động cơ thấp tốc : η_v = 0,8 - 0,90
- Động cơ cao tốc : η_v = 0,75 - 0,85

+ Động cơ điêden bốn kỳ tăng áp : η_v = 0,90 ÷ 1,05.

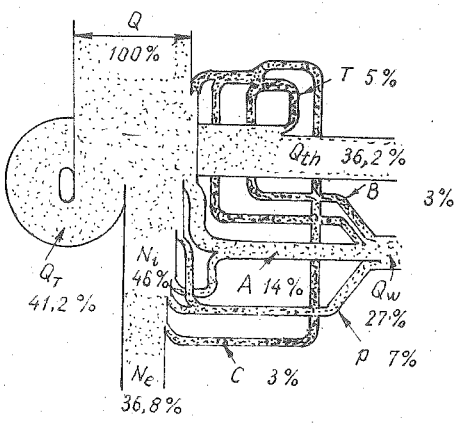
Biện pháp cường hóa đối với động cơ điêden được thực hiện theo hai cách sau : cách thứ nhất tăng số vòng quay n của động cơ, phát triển động cơ cao tốc và cách thứ hai là tăng áp suất và giảm nhiệt độ môi chất mới trước khi nạp vào động cơ, phát triển động cơ tăng áp làm mát trung gian cho khí nén. Nâng cao số vòng quay của động cơ, bị hạn chế bởi nhiều yếu tố liên quan đến tổ chức chu trình, vật liệu và công nghệ chế tạo v.v..., tăng áp trên cơ sở không thay đổi số vòng quay n mà chỉ là tăng mật độ qua đó làm tăng khối lượng môi chất mới nạp vào xilanh trong mỗi chu trình. Người ta đã sử dụng rộng rãi biện pháp tăng áp tua bin khí nhằm tránh dùng công suất có ích để dẫn động máy nén khí, nhờ đó tiết kiệm năng lượng của động cơ.

8.3.2. TĂNG ÁP TUA BIN KHÍ LÀ MỘT TRONG CÁC BIỆN PHÁP HIỆU NGHIỆM NHẰM TIẾT KIỆM NĂNG LƯỢNG

Trong số năng lượng nhiệt cung cấp cho động cơ không tăng áp, chỉ có khoảng 30 - 40% được chuyển thành công có ích, nhiệt vật lý của khí thải đem ra ngoài trời

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

chiếm khoảng 40 - 45%. Nếu dùng tua bin khí để sổ khí thải có nhiệt độ cao kể trên được tiếp tục giãn nở sinh công, trước khi thải ra ngoài trời và dùng công ấy để dẫn động máy nén tăng áp (tránh dùng công suất có ích của động cơ) sẽ có thể nâng cao công suất có ích và cải thiện tính kinh tế của động cơ. Tăng áp tua bin khí chính là một thiết bị thực hiện việc thu hồi một phần năng lượng của khí thải, số năng lượng thu hồi này chiếm tới 5 - 10% toàn bộ năng lượng nhiệt cấp cho động cơ. Hình 8.7 giới thiệu sơ đồ cân bằng nhiệt của một động cơ điêden tăng áp tua bin khí khi chạy ở toàn tải.



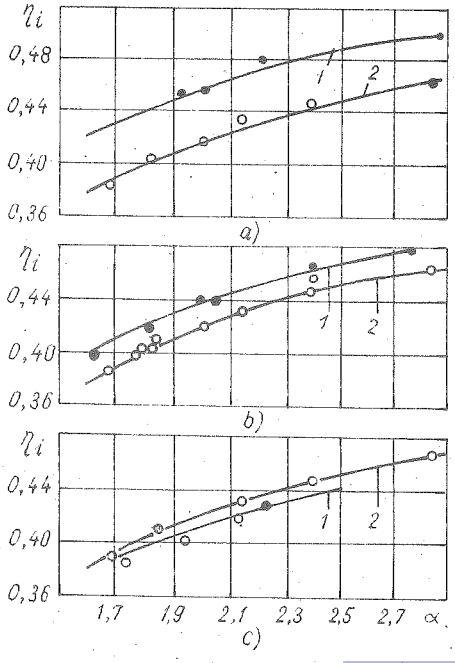
Hình 8.7. Cân bằng nhiệt động cơ tăng áp tua bin khí ở toàn tải
Q - tổng nhiệt lượng ; Q_T - nhiệt vào tua bin ; Q_{th} - nhiệt xả ra ngoài trời theo khí thải ; Q_w - nhiệt theo nước làm mát ra ngoài ; A - xilanh truyền cho nước ; B - làm mát khí nén ; C - nhiệt dẫn động bơm quét khí ; P - nhiệt làm mát pittông ; T - nhiệt cấp cho tua bin tăng áp ; N_i - công suất chỉ thị ; N_e công suất có ích.

Thay (4-44) vào (4-39) sẽ tìm được mối quan hệ giữa suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e, hiệu suất chỉ thị η_i và hiệu suất cơ giới η_m :

$$g_e = \frac{3,6 \times 10^6}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot Q_{tk}}, \text{ g/kW.h} \qquad (8-1)$$

Từ (8-1) thấy rằng : muốn biết ảnh hưởng của tăng áp tua bin khí tới việc tiết kiệm năng lượng (giảm g_e) chỉ cần chỉ rõ ảnh hưởng của nó tới η_i và η_m.

1) Ảnh hưởng của tăng áp tua bin khí tới η_i



Hình 8.8. Quan hệ giữa η_i, α và p_k (T_k = const)
1 - P_k = 0,34 MPa ; 2 - p_k = 0,59 MPa.

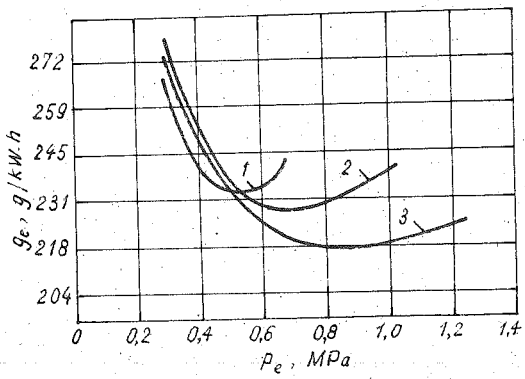
Nếu giữ không thay đổi thành phần hòa khí (hệ số dư lượng không khí α), thì ảnh hưởng của tăng áp tới η_i phụ thuộc chủ yếu vào hệ thống nhiên liệu và góc phun sớm φ_{ps}. Hình 8.8 giới thiệu kết quả thực nghiệm trên động cơ bốn kỳ một xilanh dùng buồng cháy thống nhất. Cả ba trường hợp (hình 8.8a, b, c) đều dùng α = 1,8, p_k từ 0,34 MPa tăng lên 0,59 MPa. Trường hợp hình 8.8a hệ thống nhiên liệu giữ không đổi và góc phun sớm $\varphi_{ps} = 30^o$, khi tăng p_k, phải tăng thời gian cấp nhiên liệu làm tăng cháy rớt trên đường giãn nở khiến η_i giảm 4,2% (giá trị tuyệt đối), sau khi tăng p_k thường rút ngắn thời gian cháy trễ τ_i.

Trường hợp hình 8.8b - đã thay đổi góc phun sớm φ_{ps} một cách hợp lý đảm bảo tốc độ tăng áp suất $\frac{dp}{d\varphi}$ giữ không đổi, vì vậy kết quả khá hơn, η_i chỉ giảm 2%.

Trường hợp hình 8.8c - thay đổi thêm các thông số của hệ thống nhiên liệu như biên dạng cam dẫn động bơm cao áp, tăng đường kính

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

pittông bơm cao áp, tăng tốc độ cấp nhiên liệu v.v... nhằm giữ không đổi thời gian cung cấp của chu trình, mặt khác cũng điều chỉnh góc phun sớm φ_{ps} để giữ không thay đổi tốc độ tăng áp suất $\frac{dp}{d\varphi}$ kết quả đã làm η_i tăng 0,6%.



Hình 8.9. Đặc tính tải của động cơ điêden tăng áp với p_k khác nhau
1 – không tăng áp ; 2 – p_k = 0,15 MPa ;
3 – p_k = 0,21 MPa.

Như vậy, sau khi tăng áp, nói chung η_i sẽ không giảm mà có chiều hướng gia tăng, nhưng cần phải điều chỉnh lại một cách tỉ mỉ đối với hệ thống nhiên liệu, biên dạng cam, đường kính pittông bơm cao áp, đường kính hợp lý của lỗ phun, góc côn của tia nhiên liệu, áp suất phun nhiên liệu, đường kính của đường nhiên liệu cao áp, góc phun sớm nhiên liệu φ_{ps} v.v... Như vậy để giúp phân tích vấn đề, có thể chọn sơ bộ $\eta_{i1} = \eta_{i2}$ (chỉ số 2 dùng cho trường hợp đã tăng p_k, còn chỉ số 1 dùng cho trường hợp chưa tăng p_k). Nhưng trên thực tế do hai nguyên nhân :

– Do mật độ của môi chất trong cả chu trình đều tăng, nên nhiệt lượng truyền qua thành xilanh sẽ tăng, nhưng số nhiệt tổn thất quy về một kW công suất có ích sẽ giảm.

– Do tăng áp suất p_k sẽ làm tăng số lần va đập giữa các phân tử nhiên liệu và O_2 giúp hoàn thiện hơn quá trình cháy.

Kết hợp ảnh hưởng của hai yếu tố trên sẽ giúp η_{i2} hơi nhích hơn η_{i1}.

2) Ảnh hưởng của p_k đối với hiệu suất cơ khí η_m

Hiệu suất cơ khí η_m được xác định theo biểu thức sau :

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}$$

trong đó : p_e, p_i – áp suất có ích và áp suất chỉ thị trung bình (Pa) ;
p_m – áp suất tổn hao cơ giới trung bình (Pa) .

Sau khi dùng tăng áp tua bin khí, do thời gian cháy trễ rút ngắn có thể giảm góc phun sớm φ_{ps} ; trên cơ sở giảm tỉ số nén ε một cách hợp lý sẽ làm cho áp suất cực đại p_z tăng lên không nhiều. Nếu pittông được làm mát cưỡng bức, thì khối lượng của pittông cũng tăng không nhiều. Máy nén khí dùng để tăng áp lại được tua bin khí dẫn động, nên tốc độ của nó sẽ thay đổi tự động theo tải của động cơ, càng tăng tải động cơ, tốc độ máy nén tua bin khí càng lớn làm cho p_k càng cao. Những điều phân tích trên khác hẳn so với trường hợp tăng áp dẫn động cơ khí, ở đó áp suất tăng áp p_k và công suất tiêu thụ cho máy nén tăng áp chỉ phụ thuộc vào số vòng quay n của động cơ mà không phụ thuộc tải, khi n = const dù chạy ở không tải hay toàn tải vẫn phải tiêu tốn cho máy nén tăng áp một lượng công suất như nhau. Như vậy, sau khi dùng tăng áp tua bin khí, mặc dù có làm cho áp suất tổn hao cơ giới trung bình p_m có tăng lên chút ít, nhưng tăng áp sẽ làm cho áp suất chỉ thị trung bình p_i tăng nhanh khiến tỉ số $\frac{p_m}{p_i}$ giảm, nhờ đó làm η_m tăng nhanh.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình 8.9 giới thiệu các đặc tính tải của một động cơ điêden trung tốc, công suất lớn, tăng áp tua bin khí với các mức độ tăng áp khác nhau. Tăng áp càng cao thì suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e trong phạm vi tải lớn càng thấp và phạm vi suất tiêu hao nhiên liệu thấp được giải trong khoảng tải rất rộng bởi vì tăng áp càng cao càng làm cho η_m tăng nhanh. Chỉ trong khu vực tải nhỏ, do giảm bớt công dương trong các hành trình "bơm", do áp suất p_z còn lớn hơn so với trường hợp không tăng áp và do các chi tiết chuyển động của động cơ đều đã được gia cường làm cho p_m tương đối lớn so với khi chưa tăng áp. Nếu tải của động cơ thấp hơn một giá trị nào đó (trên hình 8.9, $p_e < 0,5$ MPa) sẽ làm cho η_m thấp hơn và g_e cao hơn so với lúc chưa tăng áp.

Nếu tăng áp không cao lắm, thì áp suất tổn hao cơ giới trung bình p_{mk} phụ thuộc chính vào tốc độ n của động cơ còn p_k chỉ gây ảnh hưởng nhỏ. Chỉ khi tăng áp cao ảnh hưởng của p_k tới p_{mk} mới rõ rệt. Vì vậy, khi phân tích áp suất tổn hao cơ giới trung bình của động cơ tăng áp p_{mk}, có thể tách p_{mk} thành hai phần : một phần p_{mn} chỉ phụ thuộc tốc độ n của động cơ, không phụ thuộc mức độ tăng áp và một phần phụ thuộc p_k, sẽ được :

$$p_{ek} = p_{ik} - \left[p_{mn} + (p_{mo} - p_{mn}) \cdot \frac{p_k}{p_o} \right]$$

trong đó : p_{mo} – áp suất tổn hao cơ giới trung bình của động cơ điêden chưa tăng áp ;

p_{mn} – phần áp suất tổn hao cơ giới trung bình không phụ thuộc p_k ;

$(p_{mo} - p_{mn})$ – phần áp suất tổn hao cơ giới trung bình phụ thuộc p_k tỉ lệ thuận với mức độ tăng áp $\frac{p_k}{p_o}$, $\left[(p_{mo} - p_{mn}) \frac{p_k}{p_o} \right]$.

Do đó hiệu suất cơ khí của động cơ tăng áp :

$$\eta_{mk} = \frac{p_{ek}}{p_{ik}} = 1 - \frac{p_{mn} + (p_{mo} - p_{mn}) \frac{p_k}{p_o}}{p_{ik}} =$$

$$= 1 - \frac{p_{io}}{p_{ik}} \left[\frac{p_{mn} + (p_{mo} - p_{mn}) \frac{p_k}{p_o}}{p_{i_o}} \right] =$$

$$= 1 - \frac{p_{io} \cdot p_{mo}}{p_{ik} \cdot p_{io}} \left[\frac{p_{mn}}{p_{mo}} + \left(1 - \frac{p_{mn}}{p_{mo}} \right) \frac{p_k}{p_o} \right] =$$

$$= 1 - \frac{p_{io}}{p_{ik}} \left[b + (1 - b) \frac{p_k}{p_o} \right] (1 - \eta_{mo})$$

trong đó : $b = \frac{p_{mn}}{p_{mo}} = \frac{2}{3} \backsim 1$, tăng áp càng thấp, tốc độ n càng lớn, b càng gần tới 1.

η_{mo} – hiệu suất cơ khí của động cơ không tăng áp :

$$\eta_{mo} = 1 - \frac{p_{mo}}{p_{io}}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Có thể tính η_{mk} theo công thức kinh nghiệm :

$$\eta_{mk} = \frac{p_{ek}}{p_{ek} + p_{mo}} - a_m = \frac{p_{ek}}{p_{ek} + p_{eo}\left(\frac{1}{\eta_{mo}} - 1\right)} - a_m \qquad (8\text{-}2)$$

trong đó : a_m – hệ số hiệu chỉnh, do ảnh hưởng của p_k tới η_{mk} (a_m = 0,02 – 0,05) với p_k < 0,15 MPa thì a_m = 0.

Như vậy, mức tăng công suất có ích của động cơ sau khi tăng áp sẽ là :

$$\frac{p_{ek}}{p_{eo}} = \frac{p_{ik} \cdot \eta_{mk}}{p_{io} \cdot \eta_{mo}} \approx \frac{\rho_k \cdot \eta_{vk} \cdot \eta_{ik} \cdot \eta_{mk}}{\rho_o \cdot \eta_{vo} \cdot \eta_{io} \cdot \eta_{mo}}, \qquad (8\text{-}3)$$

mức cải thiện về tính kinh tế (tiết kiệm nhiên liệu) là :

$$\frac{g_{ek}}{g_{eo}} = \frac{\eta_{eo}}{\eta_{ek}} = \frac{\eta_{io} \cdot \eta_{mo}}{\eta_{ik} \cdot \eta_{mk}} \approx \frac{\eta_{mo}}{\eta_{mk}} \qquad (8\text{-}4)$$

Hiệu suất cơ khí của động cơ điêden ngày nay đạt giá trị :

- Động cơ bốn kỳ không tăng áp η_m = 0,75 – 0,85 ;
- Động cơ bốn kỳ tăng áp η_{mk} = 0,80 – 0,90 ;
- Động cơ hai kỳ không tăng áp η_m = 0,70 – 0,80 ;
- Động cơ hai kỳ tăng áp η_{mk} = 0,75 – 0,85.

Qua các biểu thức (8-1), (8-3) và (8-4) có thể phán đoán mức độ cải thiện về tính kinh tế của động cơ điêden sau khi tăng áp, với điều kiện giữ $\frac{\eta_i}{\alpha}$ = const. Tất nhiên phán đoán như vậy chỉ gần đúng vì khi rút ra các biểu thức trên đã kèm theo một vài giả thiết, chưa thật phù hợp với thực tiễn.

Bảng 8-1 giới thiệu kết quả khảo nghiệm về suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e của hãng Ricardo (Anh), đối với động cơ điêden đường xilanh 115 – 145mm, với các buồng cháy và mức tăng áp khác nhau. Từ đó thấy rõ, buồng cháy thống nhất có g_e thấp hơn nhiều so với buồng cháy ngăn cách. Với buồng cháy thống nhất thực hiện tăng áp rồi chuyển sang tăng áp có làm mát trung gian, g_e sẽ tiếp tục giảm.

Động cơ xăng, phun xăng trực tiếp, được điều khiển điện tử đối với số lượng và chất lượng hòa khí cũng như góc đánh lửa sớm, dùng xăng có số octan cao, sau khi tăng áp đã đạt g_e = 258,4g/kW.h.

Từ đó thấy rõ : tăng áp tua bin khí là một biện pháp tăng công suất và giảm suất tiêu hao nhiên liệu có ích rất hiệu quả.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bảng 8–1

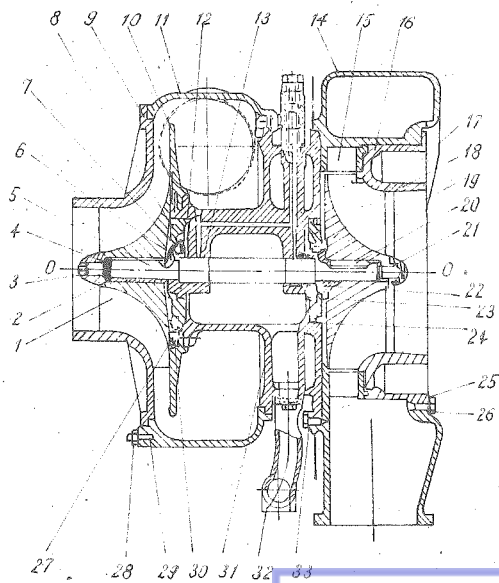
SO SÁNH g_e CỦA ĐỘNG CƠ ĐIÊZEN, ĐƯỜNG KÍNH XILANH 115–145mm

Thông số so sánh / Thời gian / Loại động cơ	g_e với $\bar{c}_m$ = 7 m/s			
	Trung bình năm 1970	Trung bình năm 1982	Tốt nhất năm 1982	Mục tiêu năm 1990
Động cơ không tăng áp buồng cháy ngăn cách	258,4*	251,6	–	–
Động cơ không tăng áp, buồng cháy thống nhất	217,6	213,5	204	197,2
Động cơ tăng áp buồng cháy thống nhất	216,2	210,8	202,6	190,4
Động cơ tăng áp buồng cháy thống nhất làm mát trung gian	–	208,1	201,3	189
	g_{emin} với C_m = 10 m/s			
	Trung bình năm 1970	Trung bình năm 1982	Tốt nhất năm 1982	Mục tiêu năm 1990
Động cơ không tăng áp, buồng cháy ngăn cách	285,6	272	–	
Động cơ không tăng áp buồng cháy thống nhất	238	231,2	225,8	209,4
Động cơ tăng áp, buồng cháy thống nhất	231,2	224,4	213,5	198,6
Động cơ tăng áp buồng cháy thống nhất làm mát trung gian	–	221,7	213,5	198,6

8.4. BỘ TUA BIN TĂNG ÁP

8.4.1. PHÂN LOẠI

Bộ tua bin tăng áp gồm có hai phần chính là máy nén và tua bin khí cùng các cơ cấu phụ như bạc đỡ trục, thiết bị bao kín, các hệ thống bôi trơn và làm mát v.v...



Hình 8.10. Mặt cắt bộ tua bin tăng áp hướng kính
1 – bánh công tác máy nén ; 2 – ống lót ; 3, 21, 28. ốc; 4 – đệm hãm ; 5 – trục quay ; 6 – tấm chặn dọc trục ; 7 – chốt trụ ; 8,23 – bao kín ; 9 – nắp máy nén – 10 – rãnh tăng áp ; 11 – vỏ máy nén ; 12 – nút ren ; 13 – ổ đỡ ; 14 – vỏ tuabin ; 15 – vành miệng phun ; 16 – nắp tua bin; 17, 18 – vòng bao kín ; 19 – bánh công tác tua bin ; 20 – then phẳng ; 22 – vòng bao kín dầu ; 24 – vòng hãm ; 25, 33 – vòng đệm ; 26, 27 – bulông ; 29 – gujông; 30 – đệm chống đẩy ; 31 – vỏ giữa ; 32 – ống hơi dầu.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Dựa vào dòng chảy trong tua bin khí người ta chia thành hai loại : tua bin tăng áp hướng trục và tua bin tăng áp hướng kính. Cả hai loại trên đều được phát triển song song. Nói chung bộ tua bin tăng áp hướng kính dùng cho những trường hợp cần lưu lượng nhỏ (đường kính ngoài của bánh công tác nhỏ hơn 180 mm), còn bộ tua bin tăng áp hướng trục dùng cho các trường hợp cần lưu lượng lớn (đường kính ngoài của bánh công tác lớn hơn 260mm). Với trường hợp đường kính ngoài của bánh công tác từ 180 - 260mm, người ta dùng cả hai loại trên.

1) Bộ tua bin tăng áp hướng kính

Người ta thường dùng tua bin hướng kính một tầng và máy nén ly tâm một tầng (hình 8.10). Các thông số chính của loại này được giới thiệu trên bảng 8-2.

Bảng 8-2.

THÔNG SỐ CHÍNH CỦA BỘ TUA BIN TĂNG ÁP HƯỚNG KÍNH

Đường kính bánh công tác D_2 (mm)	Tốc độ cực đại n_{TK} (vòng/phút)	Lưu lượng G_k (kg/s)	Tỷ số tăng áp π_k^*	Nhiệt độ cực đại cho phép của khí thải t_{th} (°C)	Hiệu suất máy nén η_k	Công suất của động cơ tăng áp N_e (kW)
35 - 220	25000 - 250000	0,01 - 2,5	1,4 - 3,5	550 - 950	0,67 - 0,80	15 - 750

Nguyên lý hoạt động (hình 8.10). Khí thải của động cơ qua đường ống 14, vành miệng phun 15, thổi vào cánh 19 của tua bin cao tốc, sau khi giãn nở tới sát áp suất khí trời thì thoát qua cửa thải của tua bin và đi ra ngoài trời. Máy nén do tua bin dẫn động được quay cùng tốc độ với tua bin, làm tăng áp suất và tốc độ của không khí đi trong bánh công tác 1 của máy nén, sau đó một phần động năng của dòng khí qua vành tăng áp 10 được chuyển thành áp năng. Nhờ đó sau khi đi qua bộ tua bin tăng áp, không khí đã được nén sơ bộ trước khi đi vào xilanh động cơ. Các bộ tua bin tăng áp lưu lượng nhỏ đều dùng loại tua bin tăng áp hướng kính vì với lưu lượng nhỏ hiệu suất của tua bin hướng kính cao hơn loại hướng trục, ngoài ra còn có thêm những ưu điểm đặc biệt : quán tính nhỏ, tính tăng tốc tốt, dung tích bé và cấu tạo đơn giản. Bạc đỡ trụ của bộ tua bin tăng áp hướng kính đều là bạc trôi hoặc bạc trượt.

2) Bộ tua bin tăng áp hướng trục

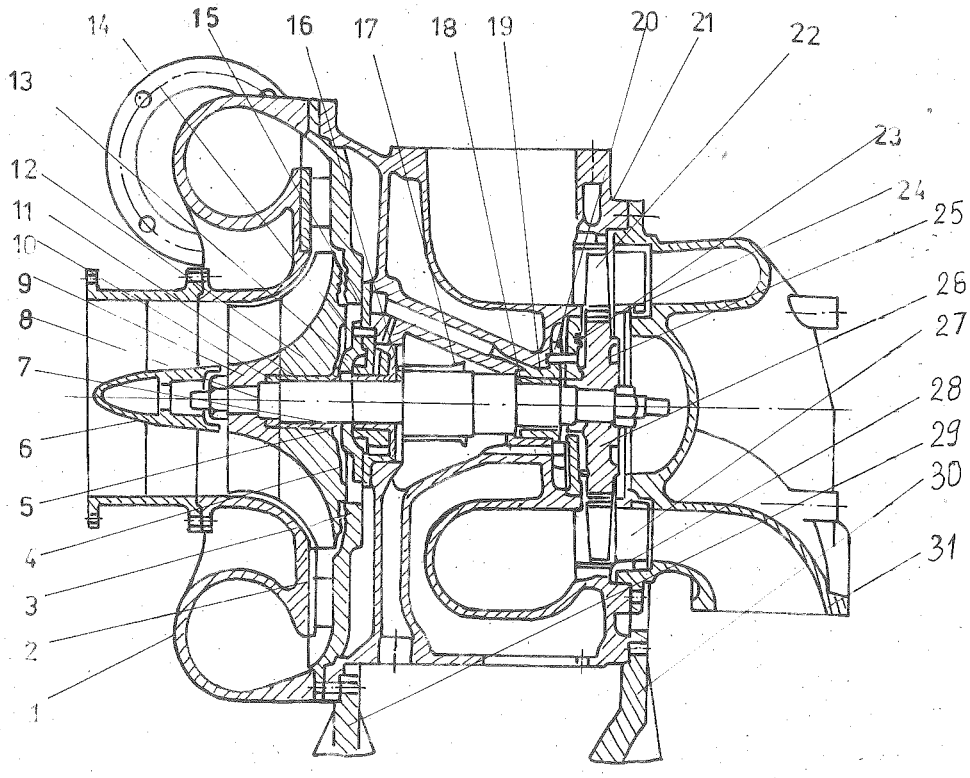
Bộ tua bin thường do tua bin hướng trục và máy nén ly tâm tạo nên (hình 8.11). Các thông số chính của loại này được giới thiệu trên bảng 8-3. Nguyên lý làm việc của bộ tua bin tăng áp hướng trục cũng tương tự bộ tua bin tăng áp hướng kính với đặc điểm là : lưu lượng lớn, hiệu suất cao, thích hợp với động cơ điêden cỡ lớn và cỡ vừa. Bạc đỡ trục thường dùng bạc trượt hoặc các ổ bi.

Bảng 8-3

CÁC THÔNG SỐ CHÍNH CỦA BỘ TĂNG ÁP TUA BIN HƯỚNG TRỤC

Đường kính ngoài của bánh công tác D_2 (mm)	Tốc độ cực đại n_{TK} (vòng/phút)	Lưu lượng G_k (kg/s)	Tỉ số tăng áp π_k^1	Nhiệt độ cực đại cho phép của khí thải t_{th} (°C)	Hiệu suất máy nén η_k	Công suất động cơ tăng áp N_e (kW)
220 - 1000	5000 - 35000	1,5 - 3,5	~ 4	500 - 700	0,75 - 0,86	150 ÷ 30000

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 8.11. Mặt cắt bộ tua bin tăng áp hướng trục

1 – vỏ máy nén ; 2 – vành tăng áp ; 3 – nắp máy nén ; 4 – bao kín dầu máy nén ; 5 – vòng găng ; 6 – nắp dẫn hướng ; 7 – mặt tỳ của vòng găng ; 8 – trục quay ; 9 – bánh dẫn hướng ; 10 – đệm điều chỉnh ; 11 – ống lót máy nén ; 12 – bánh công tác máy nén ; 13 – ổ đỡ ; 14 – giá ổ đỡ đầu máy nén ; 15 – tấm ngăn chuyển dịch dọc trục ; 16 – ổ đỡ chống đẩy ; 17 – ống vẩy dầu ; 18 – ổ chống đẩy ; 19 – ổ đỡ ; 20 – giá đỡ ổ đầu tua bin ; 21 – vỏ giữa ; 22 – cánh tua bin ; 23 – vòng bao kín khí ; 24 – vành trong của miệng phun ; 25 – vòng ngăn dầu ; 26 – bánh công tác ; 27 – cánh miệng phun ; 28 – vành ngoài của miệng phun ; 29, 30 – chân ; 31 – vỏ đưa khí vào.

8.4.2. MÁY NÉN LY TÂM

1) Nguyên lý hoạt động

Máy nén ly tâm là một thiết bị cơ khí dùng để chuyển năng lượng cơ khí thành năng lượng của dòng chảy : Máy nén ly tâm một cấp dùng trong bộ tua bin tăng áp được giới thiệu trên hình 8.12 gồm các phần sau : đoạn cửa vào 1, bánh công tác 2, vành tăng áp 3 và vỏ xoắn ốc 4. Các thông số cấu tạo chính gồm có :

D_o – đường kính trong của miệng vào bánh công tác ;

D_1 – đường kính ngoài của miệng vào bánh công tác ;

D_{1m} – đường kính trung bình của miệng vào bánh công tác ;

D_2 – đường kính ngoài của miệng ra bánh công tác ;

D_3 – đường kính trong, vành tăng áp ;

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

D_4 – đường kính ngoài, vành tăng áp ;

B – chiều dài của bánh công tác (chiều rộng phần cánh) ;

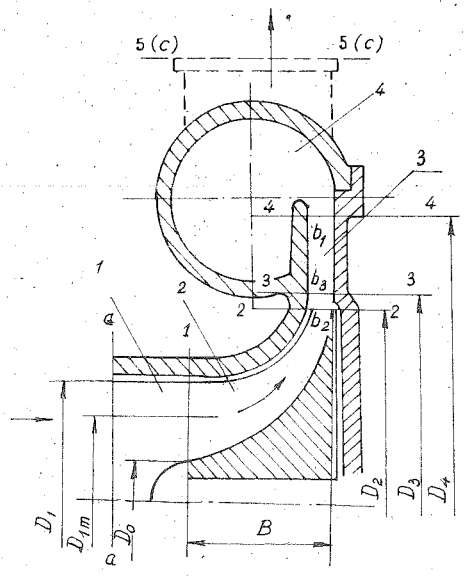
b_2 – chiều rộng miệng ra của bánh công tác ;

b_3 – chiều rộng miệng vào vành tăng áp ;

b_4 – chiều rộng miệng ra, vành tăng áp ;

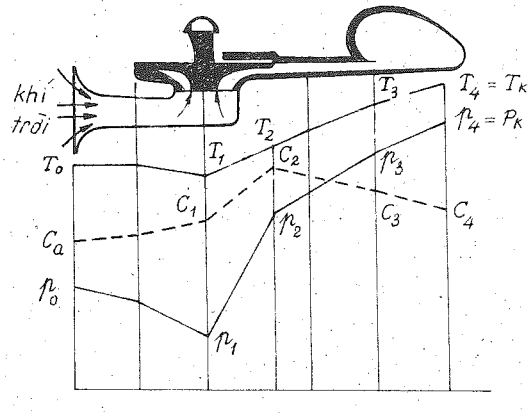
z – số cánh của bánh công tác ;

β_{1b} – góc đặt cánh, tại miệng vào của bánh công tác.



Hình 8.12. Giản đồ máy nén ly tâm.

Máy nén ly tâm dựa vào tác dụng của lực ly tâm để tăng áp suất cho không khí [từ p_o lên p_k(Pa)], và làm cho không khí có lưu lượng G_k (kg/s) từ phần không gian này chuyển qua phần không gian khác. Nếu bánh công tác đang có chuyển động quay ở một tốc độ nào đó, thì sau khi không khí qua cửa đi vào bánh công tác, nó sẽ cùng quay với bánh công tác rồi lưu động theo rãnh thông giữa các cánh của bánh. Do đó chuyển động tuyệt đối của dòng khí đi vào bánh công tác sẽ là tổng hợp của chuyển động theo, quay tròn của bánh công tác và chuyển động tương đối của dòng chảy trong rãnh cánh. Bánh công tác đang quay, truyền công cho không khí làm tăng áp suất và tốc độ của không khí trong rãnh cánh. Lúc dòng khí đi tới miệng ra của bánh công tác, dưới tác dụng của lực ly tâm của chuyển động quay, dòng khí đi qua miệng ra của bánh với một tốc độ lớn, đồng thời tạo nên hiện tượng chân không cục bộ tại cửa vào gây tác dụng hút không khí phía trước cửa đi vào bánh. Bánh công tác quay liên tục, không khí được hút liên tục qua cửa vào rồi ra khỏi cửa ra với tốc độ lớn tạo nên dòng chảy liên tục trong rãnh cánh. Phía ngoài cửa ra của bánh công tác có một vành tăng áp, không khí qua đây được chuyển một phần động năng thành áp năng làm cho áp suất không khí tiếp tục tăng lên và tốc độ giảm xuống. Vỏ xoắn ốc thu thập không khí từ vành tăng áp đi ra tiếp tục chuyển động năng của dòng khí thành áp năng, sau đó qua ống nối đưa tới đường nạp của động cơ.



Hình 8.13. Sơ đồ biến thiên của các thông số dòng chảy trong tua bin
p – áp suất ; T – nhiệt độ ; C – tốc độ.

Hình 8.13 giới thiệu biến thiên các thông số của dòng chảy dọc theo đường thông trong máy nén.

Tốc độ tuyệt đối C của dòng chảy tại một điểm bất kỳ trên đường thông của máy nén đều bằng tổng vectơ của

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tốc độ theo u và tốc độ tương đối W. Tam giác tạo bởi ba vectơ tốc độ tuyệt đối C, tốc độ theo u và tốc độ tương đối W được gọi là tam giác tốc độ. Trên hình 8.14 giới thiệu hai tam giác tốc độ tại miệng vào và miệng ra trên bánh công tác của máy nén.

2) Thông số làm việc của máy nén

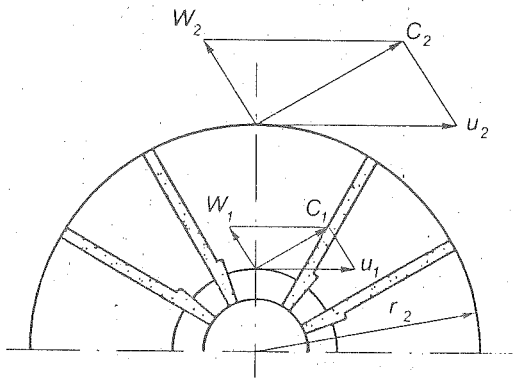
Thông số làm việc của máy nén gồm có :

a) *Tỷ số tăng áp* là tỉ số giữa áp suất đi ra máy nén chia cho áp suất cửa vào. Nếu các áp suất trên đều là phần áp suất tĩnh, sẽ được tỷ số tăng áp tĩnh :

$$\pi_k = \frac{p_4}{p_1} = \frac{p_k}{p_1}$$

Nếu các áp suất ở cửa ra và cửa vào máy nén đều dùng áp suất tổng, sẽ có tỷ số tăng áp tổng :

$$\pi_k^* = \frac{p_4^*}{p_1^*} = \frac{p_k^*}{p_1^*}$$



Hình 8.14. Các tam giác tốc độ tại miệng vào và miệng ra của máy nén
C – tốc độ tuyệt đối ; w – tốc độ tương đối ; u – tốc độ theo : chỉ số 1 của miệng vào, chỉ số 2 của miệng ra.

Áp suất tổng còn được gọi là áp suất hãm = áp suất tĩnh + áp suất động

$$p_1^* = p_1 + \rho_1 \frac{C_1^2}{2} = p_o ;$$

$$p_4^* = p_k^* = p_k + \rho_k \frac{C_2^2}{2} .$$

trong đó : p_o – áp suất môi trường, Pa ;

ρ_1, ρ_k – mật độ (khối lượng riêng) của không khí tại cửa vào và cửa ra của máy nén ;

C_1, C_k – tốc độ dòng khí tại cửa vào và cửa ra của máy nén.

Hiện nay bánh công tác của máy nén ly tâm trong bộ tua bin tăng áp đều dùng công nghệ đúc bằng hợp kim nhôm, nên tỷ số tăng áp π_k^* bị hạn chế dưới 3,5.

b) *Lưu lượng*. Lưu lượng là khối lượng hoặc thể tích không khí đi qua máy nén trong một giây được biểu thị bằng G_k (kg/s) hoặc V_k (m^3/s) (ở trạng thái cửa vào của máy nén).

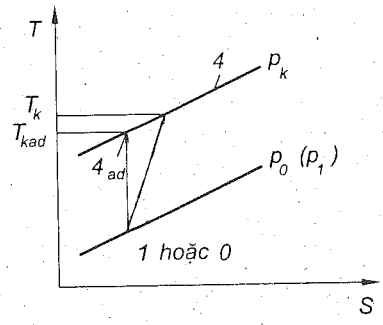
Mỗi bộ máy nén đều có một phạm vi lưu lượng nhất định.

Phạm vi lưu lượng được thể hiện qua lưu lượng lớn nhất và lưu lượng nhỏ nhất của máy nén khí với tỷ lệ tăng áp và hiệu suất đã cho của máy nén. Phạm vi lưu lượng của máy nén quyết định phạm vi công suất của động cơ điêden tương ứng, phạm vi lưu lượng càng rộng thì phạm vi công suất của động cơ điêden tương ứng với máy nén trên càng lớn.

c) *Tốc độ quay* của máy nén n_k là số vòng quay của bánh công tác trong một phút. Trong bộ tua bin tăng áp, máy nén khí và tua bin lắp trên cùng một trục nên tốc độ máy nén n_k luôn luôn bằng tốc độ tua bin n_T, đó là tốc độ của bộ tua bin tăng áp n_{TK}.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

d) *Hiệu suất* của máy nén khí ly tâm dùng trong bộ tua bin tăng áp là chỉ hiệu suất đoạn nhiệt η_k đó là tỷ số giữa công lý tưởng nén đoạn nhiệt H_{kad} dùng để nén 1kg không khí tới một tỉ số tăng áp π_k hoặc π_k^* nào đó với công thực tế H_k. Nó thể hiện tính kinh tế của máy nén và nói rõ có bao nhiêu phần trong số công cung cấp cho máy nén được dùng làm công nén không khí, η_k thể hiện mức độ hoàn thiện về mặt thiết kế chế tạo các rãnh thông và các bộ phận của máy nén.



Hình 8.15. Quá trình nén trên đồ thị.

Dùng đồ thị T – S để thể hiện quá trình nén (hình 8.15). Điểm 4ad chỉ trạng thái không khí tại đầu ra của máy nén khi được nén đoạn nhiệt, nhưng quá trình nén thực tế luôn tồn tại những tổn thất nhiệt do cản đối với dòng chảy và do trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài, do đó đường nén sẽ theo chiều tăng của entrôpi tới điểm 4. Dựa vào phương trình nén đoạn nhiệt, ta được :

$$T_{k.ad} = T_1 \left(\frac{p_k}{p_q}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Vì vậy công nén đoạn nhiệt của 1kg không khí :

$$H_{kad} = C_p (T_{kad} - T_1) = \frac{k}{k-1} RT_1 (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \ ; \ J/kg$$

Công nén thực tế của 1 kg không khí H_k :

$$H_k = C_p(T_k - T_1) = \frac{k}{k-1} R(T_k - T_1), \ J/kg$$

R là hằng số của 1 kg không khí : R = 287 J/kg.độ ;

Do đó, hiệu suất đoạn nhiệt η_k :

$$\eta_k = \frac{H_{kad}}{H_k} = \frac{T_1 (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{T_k - T_1}$$

Viết dưới dạng thông số hãm sẽ được :

$$\eta_k^* = \frac{H_{kad}^*}{H_k^*} = T_o \left[\frac{(\pi_k^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{T_k^* - T_o}\right] \qquad (8\text{–}5)$$

trong đó : T_o – nhiệt độ môi trường ; T_k^* là nhiệt độ hãm của không khí nén :

$$T_k^* = T_k + \frac{C_k^2}{2010}, \ K.$$

T_k^* chính là nhiệt độ tại cửa ra của máy nén ; biểu thức (8–5) rất dễ tính η_k^* qua thực nghiệm. Đường kính ngoài của bánh công tác càng lớn, hiệu suất đoạn nhiệt của

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

máy nén càng cao. Hiện nay máy nén ly tâm dùng trong bộ tua bin tăng áp đạt $\eta_k^* = 0,68 - 0,86$.

3) Đặc điểm cấu tạo của máy nén ly tâm

a) *Đường ống cửa vào* dùng để dẫn hướng không khí đi vào bánh công tác, đảm bảo dòng khí phân bố đều ít bị cản, thường dùng hai loại sau :

- Ống hướng trục - dòng khí được hút vào bánh công tác theo hướng trục. Ưu điểm : đơn giản, gọn, đảm bảo dòng khí vào đều ít bị cản, được dùng nhiều nhất trong các bộ tua bin tăng áp loại nhỏ.

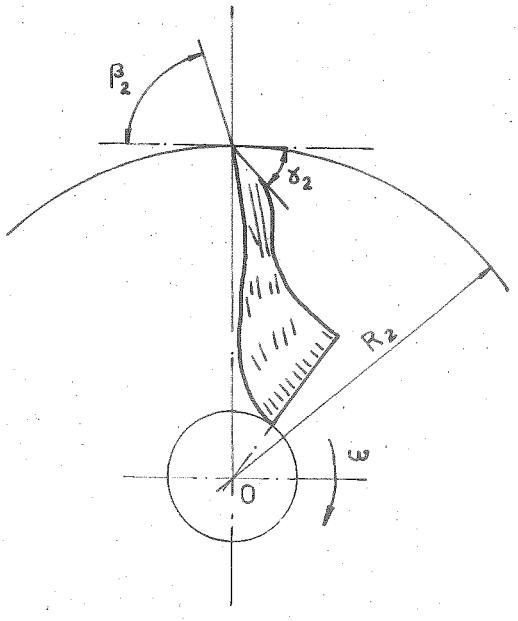
- Ống hướng kính - dòng khí được hút vào bánh công tác máy nén theo hướng kính, do phải chuyển hướng đã làm tăng tổn thất lưu động và gây phân bố không đều của dòng khí. Phương án này thường dùng trong các bộ tua bin tăng áp loại lớn.

b) *Bánh công tác* là chi tiết quan trọng nhất của máy nén gồm hai phần : bánh dẫn hướng và bánh lắp các cánh. Bánh dẫn hướng chuyển dòng khí từ hướng trục sang hướng kính, rồi trong bánh lắp các cánh, dòng chảy đi từ trong ra ngoài. Công dẫn động máy nén, được truyền cho không khí trong các rãnh cánh làm tăng áp suất, nhiệt độ và tốc độ dòng khí tại đây. Trong máy nén loại lớn, hai bánh trên thường làm riêng, trong máy nén loại vừa và nhỏ, cả bánh công tác làm chung trên một chi tiết. Bánh công tác được chế tạo bằng đúc chính xác hoặc được gia công theo chương trình trên máy phay nhiều trục. Mặt tạo hình của bánh công tác có hai loại với những đặc điểm sau :

1. Bánh công tác kiểu kín, ít tổn thất lưu động, hiệu suất cao, cấu tạo phức tạp, cường độ kém, khó hoạt động ở tốc độ cao, thường dùng trong các bộ tua bin tăng áp loại lớn với mức độ tăng áp thấp.

2. Bánh công tác nửa hở, tổn thất lưu động nhiều hơn so với kiểu kín, cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo, độ cứng và cường độ đều tốt nên được dùng nhiều trong các loại tua bin tăng áp.

Hình dạng các cánh trên bánh công tác có ảnh hưởng lớn tới hình thức và số năng lượng từ các cánh truyền cho khí nén, tới đặc điểm về tính năng của máy nén. Trước đây thường dùng cánh hướng kính thẳng đứng ($\beta_2 = 90^o$, $\gamma_2 = 90^o$), sau năm 70 chuyển sang cánh hướng kính, nghiêng trước ($\beta_2 = 90^o$, $\gamma_2 < 90^o$), từ năm 80 các bộ máy nén tiên tiến thường có cánh uốn sau ($\beta_2 < 90^o$, $\gamma_2 = 90^o$) hoặc uốn sau, nghiêng trước ($\beta_2 < 90^o$, $\gamma_2 < 90^o$) (hình 8.16).



Hình 8.16. Cánh uốn sau nghiêng trước trong bánh công tác máy nén ly tâm
β_2 - góc uốn sau ; γ_2 - góc nghiêng trước.

Các cánh truyền năng lượng cho không khí để chuyển thành áp năng, và động năng của dòng khí tại cửa ra của bánh công tác. Các cánh hướng kính tạo khí nén, có khoảng 50% áp năng và 50%

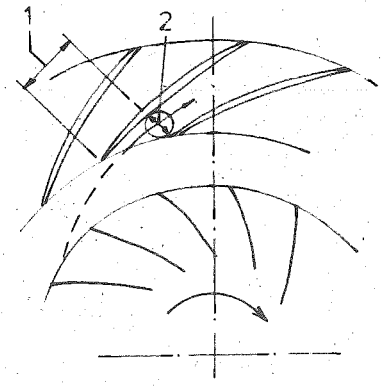
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

động năng, sau đó trong vành tăng áp và trong vỏ xoắn ốc một phần động năng được chuyển thành áp suất của khí nén gây thêm tổn thất năng lượng. Các cánh uốn sau cấp năng lượng cho khí nén chủ yếu ở dạng áp năng phần động năng rất nhỏ (chỉ khoảng 20 ÷ 40%), mặt khác dòng khí tại cửa ra của bánh công tác, được phân bố tương đối đồng đều, nên ít gây tổn thất khi chuyển từ động năng sang áp năng nên hiệu suất η_k tương đối cao. Các cánh uốn phía trước có tác dụng làm tăng độ cứng và sức bền của cánh, cải thiện tính năng lưu động của dòng chảy. Chính vì vậy hiện nay hầu hết đều dùng loại cánh uốn trước, nghiêng sau.

c) *Vành tăng áp* chia thành hai loại : loại có cánh và loại không cánh.

1. Vành tăng áp không cánh, cấu tạo đơn giản, dễ thích nghi khi thay đổi chế độ làm việc, nhưng hiệu suất thấp, khoảng 0,6 – 0,8, thường dùng trong máy nén loại nhỏ.

2. Vành tăng áp có cánh (hình 8.17) các cánh có tác dụng dẫn hướng cho dòng khí nén từ bánh công tác đi ra. Giữa bánh công tác và vành tăng áp có một khe hở được gọi là đoạn tăng áp không cánh ; khe hở này rất cần để giảm cường độ âm thanh và tạo ra không gian chuyển tiếp của dòng khí từ bánh công tác đến vành tăng áp có cánh giúp dòng khí đi vào vành tăng áp được đều và ổn định. Vành tăng áp có cánh, có khả năng chuyển hóa tốt từ động năng sang áp năng, hiệu suất ở chế độ thiết kế khá lớn, khoảng 0,75 – 0,85, nhưng cấu tạo phức tạp, kém thích ứng khi thay đổi chế độ. Thường dùng trên các bộ tua bin tăng áp cỡ lớn. Hình dạng các cánh thường là cánh thẳng, cánh cong hoặc dạng cánh máy bay v.v...

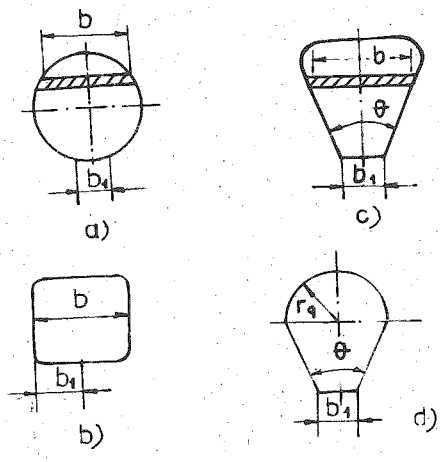


Hình 8.17. Cánh của vành tăng áp
1 – mặt cắt cánh tại đoạn đường kính ;
2 – họng của vành tăng áp.

d) *Vỏ xoắn ốc* là nơi tập trung khí nén có hai loại : tiết diện thay đổi và tiết diện không đổi. Tiết diện ngang của vỏ xoắn ốc thường là hình tròn, hình chữ nhật, hình thang hoặc hình quả lê (hình 8.18), thường dùng nhất là tiết diện hình tròn. Quy luật thay đổi của tiết diện ngang gây ảnh hưởng nhất định tới tính năng của máy nén.

1. Vỏ có tiết diện ngang thay đổi tổn thất lưu động ít. Tiết diện đường khí tăng dần theo chu vi, theo quy luật chuyển động của dòng khí trong vỏ.

2. Vỏ có tiết diện ngang không đổi được xác định theo lưu lượng lớn nhất của máy nén. Cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo, nhưng tổn thất lưu động nhiều.



Hình 8.18. Tiết diện ngang vỏ xoắn ốc
a) Tròn ; b) Chữ nhật ;
c) Hình thang ; d) Hình quả lê.

4) Đặc tính của máy nén ly tâm

Muốn đánh giá về chất lượng thiết kế, chế tạo, phạm vi hoạt động cho phép cũng như tính hợp lý của việc phối hợp với động cơ tăng áp cần phải có

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

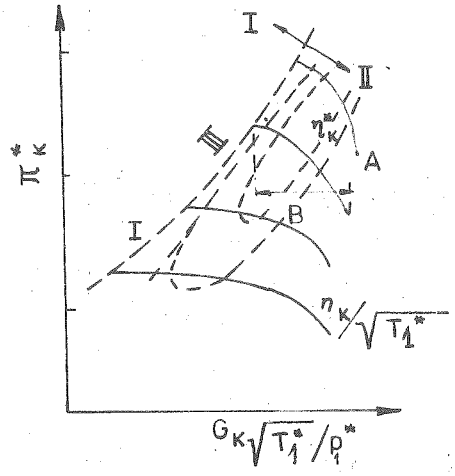
đặc tính lưu lượng của máy nén, đó là các đường cong thể hiện mối quan hệ giữa mức độ tăng áp π_k, hiệu suất η_k, tốc độ n_k... với lưu lượng G_k.

Nói chung đặc tính của máy nén, được xác định qua thử nghiệm tính năng của máy nén. Dựa vào số liệu đo được về lưu lượng G_k, áp suất p_k, nhiệt độ T_k, tốc độ n_k v.v... trong thử nghiệm tiến hành tính toán, chỉnh lý rồi vẽ ra đặc tính.

Hình 8.19 giới thiệu một thí dụ điển hình về đặc tính máy nén ly tâm với những đặc điểm sau :

1. Với một tốc độ không đổi, ban đầu π_k^* sẽ tăng khi giảm G_k tới π_k^* max nào đó, nếu tiếp tục giảm G_k sẽ làm π_k^* giảm.

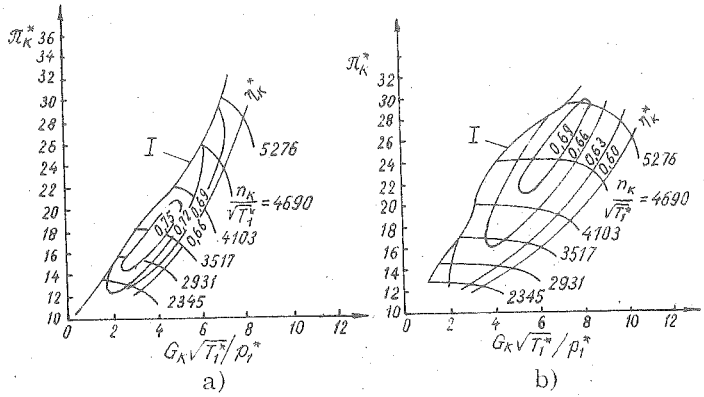
Biến thiên của $\eta_k^* = f(G_k)$ cũng có dạng tương tự.



Hình 8.19. Đặc tính điển hình của máy nén
I – khu vực không ổn định ;
II – khu vực ổn định ;
III – đường giới hạn ổn định ;
A – Lưu lượng nút.

2. Với n_k = const, khi giảm G_k thấp hơn một giá trị nào đó, máy nén khi sẽ bắt đầu mất ổn định. Dòng khí đi qua máy nén có dao động lớn, làm tăng dao động của các cánh và làm khí nén phun ra cửa hút, gây tiếng ồn lớn, đồng thời áp suất ở cửa ra của máy nén cũng bị giảm và dao động mạnh. Đó là giới hạn ổn định của máy nén. Mỗi tốc độ n_k có một điểm giới hạn, nối tất cả các điểm ấy với nhau sẽ được một đường giới hạn ổn định III của máy nén. Động cơ điêden dùng bộ tua bin tăng áp không cho phép máy nén hoạt động gần sát với giới hạn ổn định (hình 8.19).

3. Với n_k = const, π_k^* sẽ giảm khi tăng G_k. Tăng G_k tới một giá trị nào đó thì tại một tiết diện nào đó trong máy nén đạt tới điều kiện tới hạn, tức là số M của dòng chảy bằng 1, lúc ấy nếu tiếp tục giảm π_k^* thì G_k lúc ấy được gọi là "lưu lượng nút" chính là lưu lượng giới hạn của máy nén tại tốc độ n_k đó. Mỗi n_k = const đều có một lưu lượng giới hạn tương ứng. Khu vực lớn hơn lưu lượng giới hạn được gọi là khu vực nút. Hoạt động ở khu vực sát với giới hạn nút η_k^* giảm rất nhanh, vì vậy thường cho máy nén hoạt động tại khu vực $\eta_k^* > 0,7$.



Hình 8.20. Đặc tính máy nén khi có cánh (a) và không có cánh (b), trong vành tăng áp,
I – đường giới hạn ổn định.

4. Các đặc tính của máy nén được vẽ trên đồ thị mà tọa độ là các thông số đồng dạng hoặc các thông số quy về điều kiện tiêu chuẩn (p_o = 100kPa hoặc 750 mmHg ; t_o = 25°C hoặc T_o = 298 K). Trong trường hợp đó lưu lượng đồng dạng dùng $G_k \dfrac{\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}$ và tốc độ

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

đồng dạng dùng $n_k \frac{1}{\sqrt{T_1^*}}$, các thông số T_1^* và p_1^* đều được quy dẫn về điều kiện tiêu chuẩn, nhờ đó đồ thị đặc tính không phụ thuộc điều kiện môi trường.

Lưu lượng quy dẫn về điều kiện tiêu chuẩn có dạng :

$$G_{kqd} = G_k \frac{100}{p_1^*} \sqrt{\frac{T_1^*}{298}} \text{ , kg/s} \qquad (8\text{–}6)$$

Tốc độ quy dẫn có dạng :

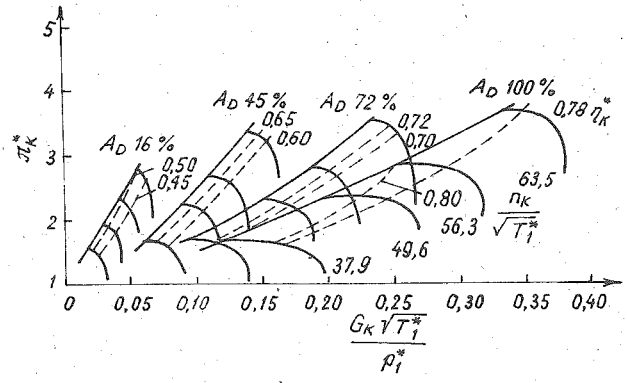
$$n_{kqd} = n_k \sqrt{\frac{298}{T_1^*}} \text{ , vòng/phút} \qquad (8\text{–}7)$$

Các số liệu G_k, n_k, p_1^*, T_1^* – là lưu lượng ; tốc độ quay của máy nén, áp suất và nhiệt độ không khí ở cửa vào đo được khi thực nghiệm.

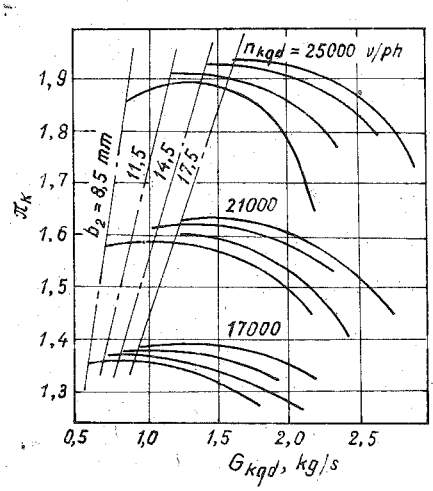
Các yếu tố chính ảnh hưởng tới hình dạng đặc tính của máy nén ly tâm.

1. Ảnh hưởng của vành tăng áp có cánh và không cánh (hình 8.20). Với π_k^*, n_k, η_k^* như nhau thì vành tăng áp không cánh có phạm vi thay đổi lớn hơn nhưng hiệu suất cực đại nhỏ hơn.

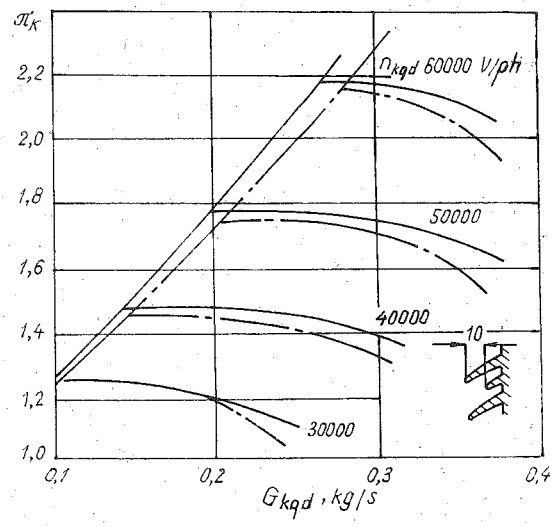
2. Ảnh hưởng của diện tích họng thông trên vành tăng áp (hình 8.21). Tăng diện tích họng thông của vành tăng áp sẽ đẩy đường giới hạn ổn định về phía có lưu lượng lớn, đồng thời làm tăng giới hạn trên của η_k^*.



Hình 8.21. Ảnh hưởng của diện tích họng của vành tăng áp có cánh tới giới hạn ổn định ; A_D – diện tích họng.



Hình 8.22. Ảnh hưởng của chiều rộng b_2 của cánh tại đầu ra của bánh công tác đối với đặc tính của máy nén.



Hình 8.23. Ảnh hưởng diện tích họng của vào của bánh công tác tới đặc tính máy nén.

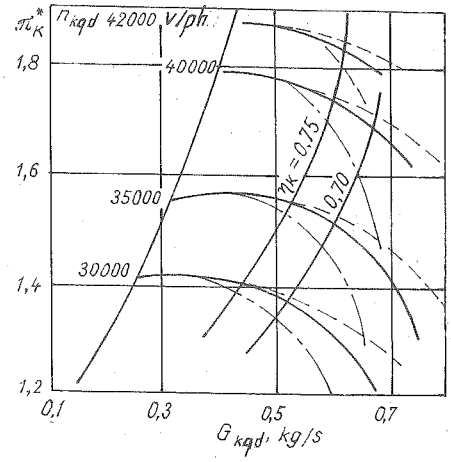
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

3. Ảnh hưởng chiều rộng b_2 của cánh tại đầu ra của bánh công tác (ảnh hưởng tiết diện cửa ra của bánh công tác) (hình 8.22). Giảm b_2 sẽ đẩy đường giới hạn ổn định về phía giảm lưu lượng G_k đối với mọi n_k.

4. Ảnh hưởng họng rãnh thông tại cửa vào của bánh công tác (hình 8.23). Đường đậm là của bánh công tác có tiết diện họng thông nhỏ, đường mờ có tiết diện họng thông lớn. Tăng diện tích họng thông tại cửa vào của bánh công tác sẽ đẩy đường giới hạn ổn định về phía lưu lượng lớn.

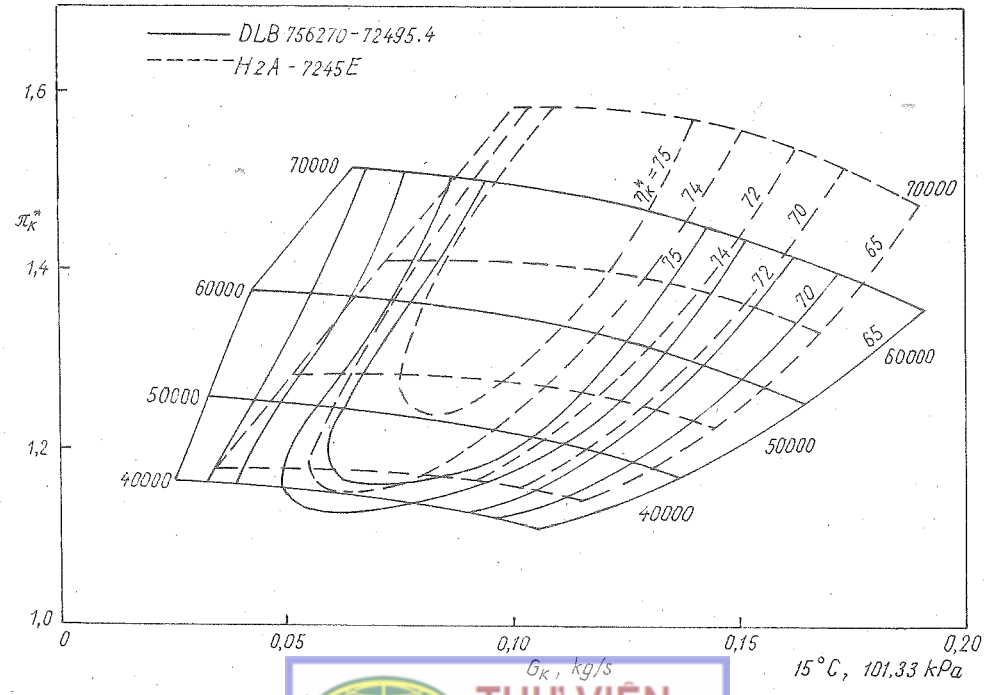
5. Ảnh hưởng của góc lắp đặt cánh tại miệng vào của bánh công tác β_{1B} (hình 8.24). Tăng góc β_{1B} sẽ làm cho đường $\pi_k^* = f(G_{kqd})$ trở nên phẳng hơn tại khu vực có lưu lượng lớn, giảm β_{1B} sẽ có kết quả ngược lại.

6. Ảnh hưởng của hình dạng cánh trong bánh công tác (hình 8.25).



Hình 8.24. Ảnh hưởng góc lắp đặt β_{1B} tới đặc tính của máy nén
- - - - đặc tính với $\beta_{1B} = 22^o$;
——— đặc tính với $\beta_{1B} = 31^o$;
– – – – đặc tính với $\beta_{1B} = 40^o$.

Đường đậm của loại cánh uốn sau nghiêng trước ($\beta_2 = 70^o$, $\gamma_2 = 62^o$) (hình 8.25), còn đường khuất là của loại cánh hướng kính. Từ đó thấy rõ loại cánh uốn sau nghiêng trước ưu việt hơn so với cánh hướng kính với cùng một phạm vi hiệu suất η_k, loại thứ nhất đã mở rộng phạm vi lưu lượng tới 30 - 50% đồng thời đẩy đường giới hạn ổn định về phía lưu lượng nhỏ.



Hình 8.25. Ảnh hưởng của dạng cánh trong bánh công tác tới đặc tính máy nén.

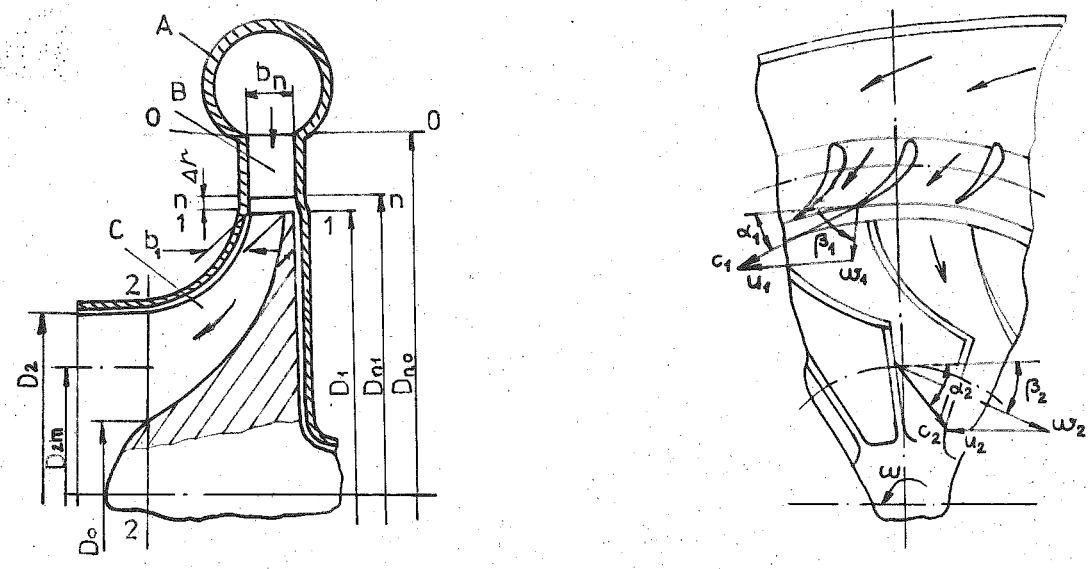
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Những ảnh hưởng kể trên cần được lưu ý khi chọn tua bin tăng áp phối hợp với động cơ điêden trong các trường hợp sử dụng cụ thể.

8.4.3. TUA BIN HƯỚNG KÍNH

1) Nguyên lý hoạt động

Tua bin trong bộ tua bin tăng áp là một loại động cơ (nguồn động lực) dùng để chuyển năng lượng của sản vật cháy có áp suất và nhiệt độ nhất định thành công cơ học dẫn động máy nén khí. Hình 8.26 giới thiệu sơ đồ cấu tạo của tua bin hướng kính gồm có : vỏ tua bin A, vành miệng phun B và cánh tua bin C... Sản vật cháy với áp suất p_T, nhiệt độ T_T và tốc độ C_T đi vào vỏ tua bin A tới vành miệng phun B. Vành miệng phun là những đường thông có tiết diện giảm dần từ cửa vào đến cửa ra làm cho sản vật cháy được giãn nở và tăng tốc khi qua miệng phun. Trong miệng phun một phần áp năng của sản vật cháy được chuyển thành động năng. Ra khỏi miệng phun dòng khí đi theo hướng α_1 ($\alpha_1 \approx 14^o - 25^o$), lúc ấy áp suất sản vật cháy từ p_T giảm xuống p_1, nhiệt độ từ T_T giảm xuống T_1 đồng thời tốc độ dòng khí từ C_T tăng lên C_1. Với tốc độ C_1 dòng khí đi vào bánh công tác đang quay theo tốc độ u_1, tạo nên tốc độ tương đối W_1 của dòng khí vào rãnh của bánh công tác. Sản vật cháy tiếp tục giãn nở trong rãnh thông từ hướng kính chuyển dần sang hướng trục, truyền động năng cho các cánh để chuyển thành công làm quay bánh công tác. Khi ra khỏi bánh công tác, sản vật cháy có áp suất p_2, nhiệt độ T_2. Tốc độ tuyệt đối C_2 của dòng khí từ bánh công tác đi ra bằng tổng vectơ của tốc độ tương đối W_2 và tốc độ theo u_2. Do một phần động năng của dòng khí đã chuyển thành công của bánh công tác, nên C_2 nhỏ hơn C_1 nhiều. Động năng do C_2 của dòng khí từ bánh công tác đi ra không được sử dụng lại mà bị tổn thất và được gọi là tổn thất tốc độ dư.



Hình 8.26. Sơ đồ hoạt động của tua bin hướng kính và tam giác tốc độ tại cửa vào và cửa ra của bánh công tác.
A, - vỏ tua bin ; B - vành miệng phun ; C - bánh công tác ; D - đường kính bánh công tác ; b - chiều cao cánh ; $\Delta\gamma$ - khe hở ; c - tốc độ tuyệt đối ; u - tốc độ theo (tiếp tuyến); W - tốc độ tương đối.

Trên cửa vào và cửa ra của bánh công tác có thể vẽ các tam giác tốc độ để mô tả lưu động của dòng chảy tại khu vực này (hình 8.26). Nếu trạng thái của sản vật

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

cháy đi vào bộ tua bin tăng áp là p_T, T_T, C_T, trong đó C_T tốc độ của dòng khí trên đường thải của động cơ. Động năng của dòng khí đó khi hãm sẽ là $\frac{C_T^2}{2}$, tổng nhiệt hàm (entanpi) của sản vật cháy vào tua bin là I_T (hình 8.27) :

$$I_T^* = C_p \cdot T_T^* = I_T + \frac{C_T^2}{2} = C_p \cdot T_T + \frac{C_T^2}{2}$$

trong đó : I_T – nhiệt hàm của sản vật cháy vào tua bin.

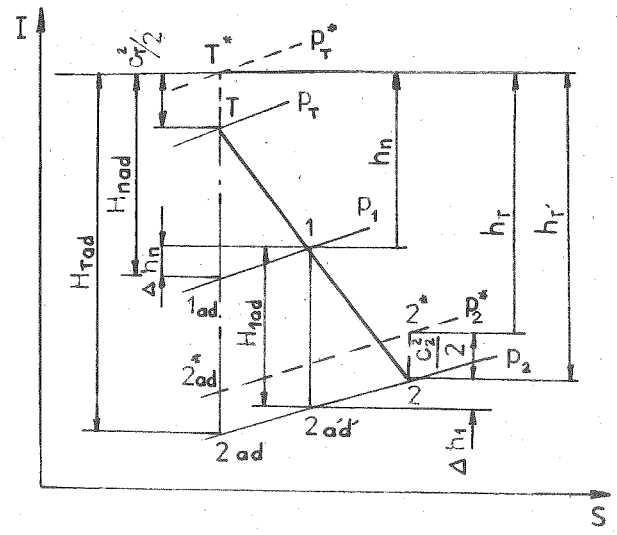
Công giãn nở đoạn nhiệt của 1 kg sản vật cháy từ p_T^* xuống p_2 (p_2 áp suất ở cửa ra của bánh công tác) sẽ bằng độ giảm nhiệt hàm (nhiệt hàm giáng đoạn nhiệt từ I_T^* xuống I_{2ad}^* của tầng tua bin (hình 8.27) :

$$H_{Tad} = I_T^* - I_{2ad} = C_p(T_T^* - T_{2ad})$$

Đôi khi còn dùng tốc độ lý tưởng C_o để tính H_{Tad} :

$$H_{Tad} = \frac{C_o^2}{2}$$

trong đó : nhiệt hàm giáng đoạn nhiệt trong vành miệng phun :



Hình 8.27. Quá trình làm việc của tua bin hướng kính trên đồ thị I–S.

$$H_{nad} = I_T^* - I_{1ad} = C_p(T_T^* - T_{1ad})$$

$$= \frac{k}{k-1} R_T T_T^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] ;$$

nhiệt hàm giáng đoạn nhiệt trong bánh công tác :

$$H_{lad} = I_1 - I_{2'ad} = C_p(T_1 - T_{2'ad})$$

$$= \frac{k}{k-1} R_T T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$$

trong đó : R_T – hằng số 1 kg sản vật cháy.

– tổn thất lưu động trong vòi phun :

$$\Delta h_n = I_1 - I_{1ad}$$

– tổn thất lưu động trong bánh công tác :

$$\Delta h_l = I_2 - I_{2'ad}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

2) Các thông số của tua bin

a) *Lưu lượng sản vật cháy G_T (kg/s), tốc độ tua bin n_T (vòng/phút)*

Thông thường :

$$G_T = (1 - 1{,}01)\, G_k \quad \text{và} \quad n_T = n_k$$

b) *Áp suất hãm p_T^*, nhiệt độ hãm T_T^* và tỉ số giãn nở π_T^* của sản vật cháy vào tua bin.*

$$\pi_T^* = \frac{p_T^*}{p_2}$$

Nhiệt hàm giáng đoạn nhiệt : $H_{Tad} = \dfrac{k}{k-1} R_T T_T^* \left[1 - \left(\dfrac{1}{\pi_T^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$

Như vậy tỷ số giãn nở π_T^* thể hiện khả năng giãn nở sinh công của sản vật cháy đi vào tua bin.

c) *Độ phản lực ρ_T* dùng để nói lên sự phân phối nhiệt hàm giáng trong bánh công tác và trong vành miệng phun của tua bin, ρ_T được định nghĩa như sau :

$$\rho_T = \frac{H_{iad}}{H_{Tad}}$$

Trị số ρ_T có ảnh hưởng lớn tới tính năng của tua bin nên là một thông số quan trọng. Thay đổi ρ_T sẽ dẫn tới thay đổi các tổn thất trong tua bin. Tua bin có $\rho_T = 0$ được gọi là tua bin xung kích. Trong tua bin xung kích sản vật cháy giãn nở trong vành miệng phun hiệu suất thấp, hiện nay ít dùng trong tua bin tăng áp. Các tua bin có $\rho_T > 0$ được gọi là tua bin phản kích. Nói chung khi $\rho_T \approx 0{,}5$ hiệu suất tua bin tương đối lớn. Hiện nay tua bin tăng áp đều là tua bin phản kích với $\rho_T = 0{,}45 - 0{,}55$. Như vậy nhiệt hàm giáng trong vành miệng phun sẽ là :

$$H_{nad} = (1 - \rho_T) H_{Tad}$$

Còn H_{iad} sẽ là :

$$H_{iad} = \rho_T H_{Tad}$$

Tổn thất lưu động trong vành miệng phun Δh_n sẽ tính như sau. Nếu φ là hệ số tốc độ miệng phun ($\varphi = 0{,}96 - 0{,}985$) :

$$C_1 = \varphi \cdot C_{1ad}$$

$$\Delta h_n = \frac{C_{1ad}^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} = \frac{C_{1ad}^2}{2} (1 - \varphi^2)$$

$$\frac{C_{1ad}^2}{2} = H_{nad} = (1 - \rho_T) H_{Tad} ;$$

trong đó: C_1 – tốc độ thực của sản vật cháy ra khỏi miệng phun ;

C_{1ad} – tốc độ lý thuyết của sản vật cháy ra khỏi miệng phun.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Tương tự sẽ tìm được tổn thất lưu động trong bánh công tác Δh_i, nếu ψ là hệ số lưu lượng tại cửa ra của bánh công tác (với tua bin hướng kính ψ = 0,93 – 0,97) :

$$W_2 = \psi W_{2ad} ;$$

$$\Delta h_i = \frac{W_{2ad}^2}{2} - \frac{W_2^2}{2} = \frac{W_{2ad}^2}{2}(1 - \psi^2)$$

$$\frac{W_{2ad}^2}{2} = H_{iad} + \frac{W_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

$$= \rho_T H_{Tad} + \frac{W_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

trong đó : W_1 – tốc độ tương đối tại miệng vào của bánh công tác ;

W_2 – tốc độ tương đối tại miệng ra của bánh công tác ;

W_{2ad} – tốc độ tương đối lý thuyết tại miệng ra của bánh công tác.

d) Tỷ số tốc độ χ_1 (hoặc χ_o)

Đó là tỉ số giữa tốc độ theo u_1 tại đường kính ngoài D_1 của bánh công tác và tốc độ ra khỏi miệng phun C_1 của sản vật cháy :

$$\chi_1 = \frac{u_1}{C_1}$$

χ_1 cũng là một thông số quan trọng, nó quyết định tình hình lưu động của sản vật cháy tại cửa vào bánh công tác của tua bin, trực tiếp ảnh hưởng tới khả năng sinh công và hiệu suất đường kính ngoài của bánh công tác η_u.

Do rất khó đo C_1 nên rất khó kiểm định χ_1 bằng thực nghiệm. Nhưng đối với tua bin 1 tầng lại rất dễ đo các thông số phía trước và phía sau tua bin, rồi từ H_{Tad} tính ra tốc độ lý tưởng C_o. Vì vậy trong tua bin thường dùng tỉ số tốc độ lý tưởng :

$$\chi_o = \frac{u_1}{C_o}$$

Tua bin hướng kính thường chọn χ_1 = 0,9 – 0,95, còn χ_o chọn trong phạm vi 0,6 – 0,7.

e) Hiệu suất tua bin

1. Hiệu suất tại đường kính ngoài của bánh công tác η_u. Khi qua tua bin sản vật cháy sinh công tại đường kính ngoài của bánh công tác W_{Tu}, lấy W_{Tu} chia cho nhiệt hàm giáng đoạn nhiệt H_{Tad} sẽ được hiệu suất η_u :

$$\eta_u = \frac{W_{Tu}}{H_{Tad}}$$

Công của bánh công tác : $W_{Tu} = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Dựa vào định nghĩa về hiệu suất tại đường kính ngoài của bánh công tác η_u có thể thấy, trong η_u chỉ tính ba loại tổn thất : năng lượng ở miệng phun, ở rãnh thông trong bánh công tác và ở tốc độ dư C_2. Đó là ba loại tổn thất chính trong tua bin một tầng.

2. Hiệu suất đoạn nhiệt của tua bin η_{Tad} là tỉ số của nhiệt giáng có ích h_T của tầng tua bin chia cho H_{Tad}. Trong η_{Tad} ngoài ba tổn thất có trong η_u còn thêm tổn thất ma sát của bánh công tác và tổn thất dò khí qua khe hở :

$$\eta_{tad} = \frac{I_T^* - I_2^*}{I_T^* - T_{2ad}} = \frac{h_T}{H_{Tad}}$$

$$= \frac{W_{Tu} - \Delta W_{dk} - \Delta W_{ms}}{H_{Tad}}$$

$$= \eta_u - \left(\frac{\Delta W_{dk} - \Delta W_{ms}}{H_{Tad}}\right)$$

trong đó : ΔW_{dk} – tổn thất do dò khí.

$$\Delta W_{dk} = \frac{G_{dk}}{G_T} H_{Tad}$$

G_{dk} – lượng khí dò ;

G_T – lưu lượng của tua bin.

Đối với tua bin hướng kính một tầng : $\frac{G_{dk}}{G_T} = 0{,}005 \div 0{,}015$.

Tổn thất ma sát của bánh công tác :

$$\Delta W_{ms} = \frac{75\beta \times 10^{-6} D_1^2 u_1^3 \rho_m \cdot g}{G_T}$$

β – hệ số ma sát của bánh công tác ($\beta \approx 3 - 4$).

ρ_m – mật độ trung bình của sản vật cháy xung quanh bánh công tác.

Tua bin hướng kính trong bộ tăng áp có : $\eta_{Tad} = 0{,}75 - 0{,}85$.

3. Hiệu suất có ích của tua bin η_T. Đó là tỉ số giữa công có ích trên trục tua bin chia cho nhiệt hàm giáng đoạn nhiệt H_{Tad}. Ngoài những tổn thất đã có trong η_{Tad}, trong η_T còn thêm tổn thất ma sát của ổ đỡ trục tua bin.

Gọi η_{Tm} là hiệu suất cơ giới của tua bin, ΔW_{Tm} tổn thất ma sát của ổ đỡ trục, sẽ có :

$$\eta_{Tm} = \frac{h_T - \Delta W_{Tm}}{h_T} = 1 - \frac{\Delta W_{Tm}}{h_T}$$

$$\eta_T = \frac{h_T - \Delta W_{Tm}}{H_{Tad}} = \eta_{Tad}\left(1 - \frac{\Delta W_{Tm}}{H_{Tad} \cdot \eta_{Tad}}\right)$$

$$= \eta_{Tad} \cdot \eta_{Tm}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trị số η_{Tm} phụ thuộc loại bạc trong ổ đỡ, thường nằm trong giới hạn sau η_{Tm} = 0,90 – 0,98 và η_T = 0,72 – 0,80.

g) *Công có ích của tua bin* N_T (công suất trục) :

$$N_T = G_T \cdot H_{Tad} \eta_T \text{ , } \quad kW \qquad (8\text{-}8)$$

h) Cân bằng công suất của tua bin và của máy nén khí trong bộ tua bin tăng áp :

$$N_T = \frac{N_k}{\eta_k \cdot \eta_{Tad} \cdot \eta_{Tm}} \qquad (8\text{-}9)$$

i) Hiệu suất của bộ tua bin tăng áp :

$$\eta_{Tk} = \frac{N_k}{N_T} = \eta_k \cdot \eta_{Tad} \cdot \eta_{Tm} \qquad (8\text{-}10)$$

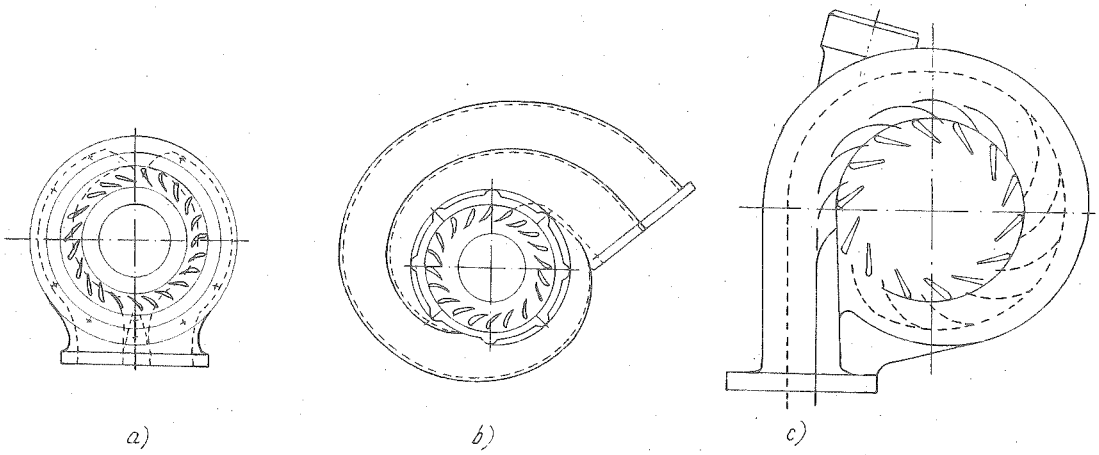
3) Đặc điểm cấu tạo của tua bin hướng kính

Phần chính của tua bin hướng kính gồm : vỏ tua bin, vành miệng phun, bánh công tác và trục quay.

a) *Vỏ tua bin* có hai loại : vỏ lắp cánh và vỏ không lắp cánh.

1. Vỏ lắp cánh (hình 8.28), cánh trong vỏ có tác dụng dẫn hướng cho dòng sản vật cháy chia đều vào vành miệng phun, giảm tổn thất của dòng chảy tới mức nhỏ nhất. Số lượng và kích thước đường dẫn khí trong vỏ tua bin phụ thuộc số lượng xilanh của động cơ tăng áp, loại hệ thống tăng áp (dùng tua bin đẳng áp hay biến áp) và yêu cầu lắp đặt bộ tua bin tăng áp trên động cơ. Ví dụ động cơ điêden, 6 xilanh, nếu dùng hệ thống tăng áp biến áp, trong trường hợp này mỗi nhánh ống thải chỉ nối với 3 xilanh động cơ, vì vậy trong vỏ tua bin phải có hai đường dẫn, còn nếu dùng hệ thống tăng áp đẳng áp thì chỉ cần một đường dẫn trong vỏ tua bin.

Hình 8.28a là vỏ tua bin có hai đường dẫn đối xứng : cấu tạo đơn giản, kích thước nhỏ gọn, dễ lắp đặt trên động cơ nhưng cấu tạo của vành miệng phun khá phức tạp, tổn thất lưu động lớn, nên hiệu suất kém, hiện ít dùng. Các hình 8.28b và c là vỏ



Hình 8.28. Bố trí đường dẫn khí trong vỏ tua bin có cánh dẫn hướng
a) Vỏ tua bin có đường dẫn đối xứng ; b) Vỏ tua bin có hai đường dẫn cùng chiều, trùng điệp hướng kính ;
c) Vỏ tua bin có hai đường dẫn cùng chiều trùng điệp hướng trục ; – – đường dẫn ngoài ; —— vỏ đường dẫn trong.

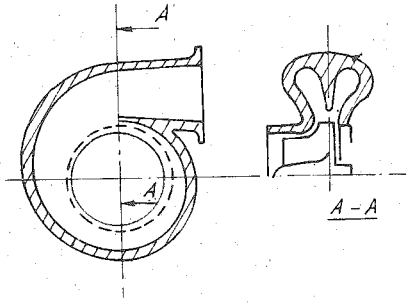
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tua bin có hai đường dẫn khí cùng chiều trùng điệp hướng kính và trùng điệp chu vi. Hai loại vỏ này cấu tạo phức tạp, nhưng dòng khí không đổi hướng đột ngột nên tổn thất lưu động ít, tốc độ dòng khí vào miệng phun tương đối đều, làm cho tua bin có hiệu suất cao. Tiết diện đường dẫn khí trong vỏ tua bin thường dùng hình thang, hình tròn hoặc hình chữ nhật tùy thuộc vào cấu tạo của bộ tua bin tăng áp kết hợp với yêu cầu về giảm tổn thất lưu động và hạ giá thành sản phẩm.

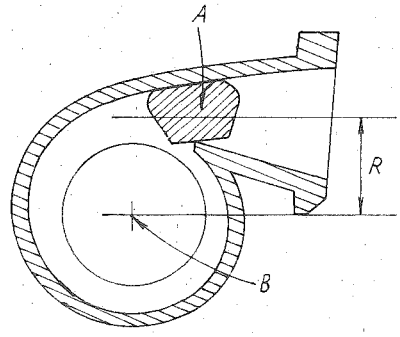
Nhược điểm của vỏ có lắp cánh là khối lượng và kích thước hơi lớn.

2. Vỏ không lắp cánh (hình 8.29) có những ưu điểm sau :

- Cấu tạo đơn giản, giá thành hạ ;
- Kích thước và khối lượng nhỏ ;
- Tổn thất lưu động ít, làm tăng hiệu suất tua bin ;
- Thích hợp cho trường hợp thay đổi chế độ hoạt động, phạm vi thích ứng của tua bin khá rộng ;
- Ít tiếng ồn.



Hình 8.29. Vỏ tua bin không có cánh dẫn hướng.

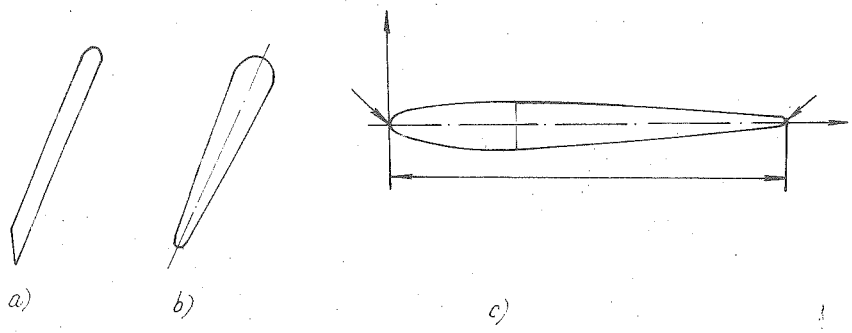


Hình 8.30. Họng A tại đoạn vào của vỏ tuab in ; B – tâm vỏ.

Tuy nhiên loại vỏ không lắp cánh có yêu cầu cao về mặt thiết kế và chế tạo : Họng đường thông của vỏ tua bin hướng kính loại nhỏ, đều đặt trên đoạn đường vào vỏ (hình 8.30). Số cửa vào và số đường dẫn trong vỏ cũng phụ thuộc hệ thống tăng áp và cách lắp đặt trên động cơ. Vỏ tua bin có cửa vào một đường dẫn khí dùng cho hệ thống lắp tua bin đẳng áp. Hai cửa vào, một đường dẫn khí hoặc hai cửa vào hai đường dẫn khí dùng cho hệ thống lắp tua bin biến áp. Tiết diện lưu thông của đường dẫn trong vỏ thường là hình tròn, hình thang hoặc hình quả lê (phần lớn là hình quả lê). Tỉ số giữa diện tích lưu thông A của họng và khoảng cách R giữa đường tâm họng tới đường tâm vỏ tua bin (A/R) là thông số cấu tạo quan trọng của vỏ. Tỉ số A/R và kích thước bánh dẫn hướng ở cửa ra của tua bin có tác dụng quyết định đối với đặc tính lưu lượng của tua bin, A/R càng nhỏ tính năng gia tốc của rôto càng tốt, dễ thích ứng tức thời khi đổi chế độ.

b) *Vành miệng phun* có tác dụng chuyển áp năng của sản vật cháy thành động năng của dòng khí theo hướng nhất định trong trường tốc độ đều, để vào bánh công tác với tổn thất nhỏ nhất. Vành miệng phun của tua bin hướng kính là do các cánh phẳng, cánh hình chêm đối xứng hoặc hình cánh máy bay (hình 8.31) lắp trên vành phẳng, tạo ra các đường thông đều và nhỏ dần. Do vành miệng phun có ảnh hưởng lớn đến tính năng hoạt động của tua bin nên có yêu cầu cao đối với thiết kế cũng như chế tạo, ngoài yêu cầu cao về độ bóng bề mặt các đường thông còn đòi hỏi rất chặt về góc lắp đặt các cánh và diện tích cửa ra của miệng phun. Dạng cánh máy

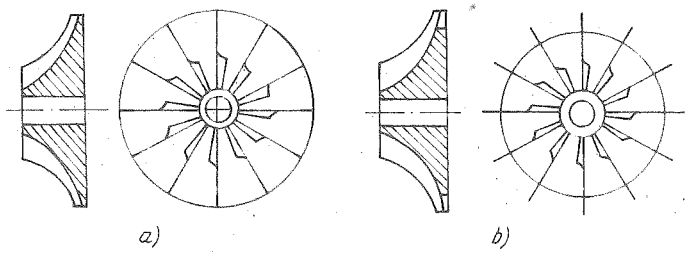
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 8.31. Dạng cánh của vành miệng phun
a) Bản phẳng ; b) Hình chân đối xứng ; c) Hình cánh máy bay.

bay có tính năng lưu động tốt, ít tổn thất nhưng chế tạo phức tạp, loại bản phẳng hoặc hình chêm đối xứng cũng có tính năng lưu động tốt, cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo, giá thành hạ, nên phần lớn đều dùng hai loại này.

c) *Bánh công tác* là chi tiết rất quan trọng của tua bin, hoạt động trong điều kiện nhiệt độ cao, tốc độ lớn, liên tục nhận lực xung của sản vật cháy có tính ăn mòn mạnh nên bánh công tác là chi tiết chịu tác dụng lớn nhất về lực, nhiệt, dao động và ăn mòn trong tua bin. Tính năng và cấu tạo của bánh công tác có tác dụng lớn tới chất lượng làm việc của tua bin. Bánh công tác của tua bin hướng kính do nhiều cánh phân bố đều trên đĩa quay, tạo nên nhiều rãnh thông nhỏ, hướng kính. Sản vật cháy theo hướng kính đi vào các rãnh trên bánh công tác từ phía đường kính ngoài, sau đó dần dần chuyển theo hướng trục đi ra khỏi bánh công tác. Các cánh và đĩa của bánh công tác được đúc chính xác thành một chi tiết, bằng khuôn nung chảy. Thường dùng bánh công tác nửa hở và bánh công tác hình sao (hình 8.32). Bánh công tác hình sao được sử dụng nhiều nhất vì chịu lực tốt, khối lượng và quán tính quay nhỏ, tăng tốc nhanh. Cánh được lắp vuông góc với mặt đĩa và hơi uốn ra phía sau nhằm nâng cao tần số cộng hưởng và giảm quán tính quay của bánh công tác.



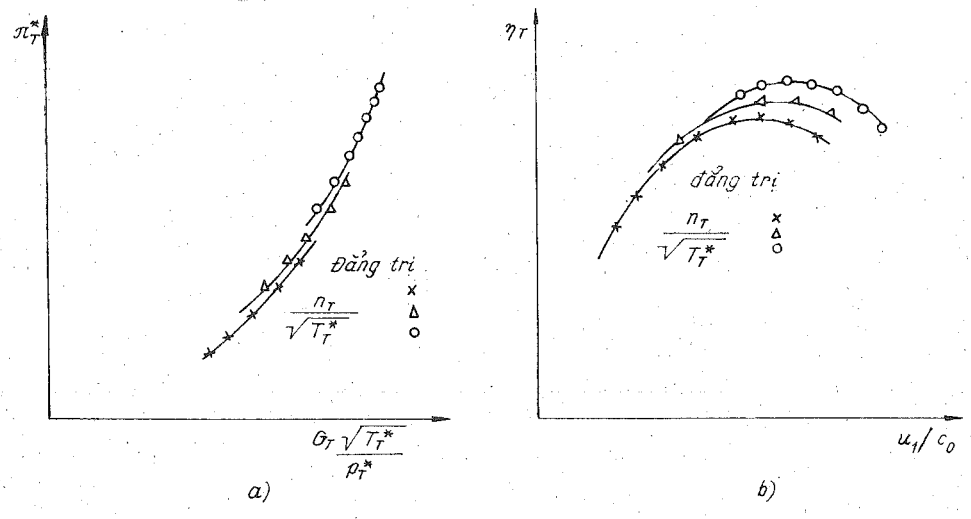
Hình 8.32. Bánh công tác của tua bin hướng kính
a) Dạng nửa hở ; b) Dạng hình sao.

d) *Trục quay* là chi tiết liên kết giữa hai bánh công tác của tua bin và máy nén, trục tỳ lên ổ đỡ thực hiện truyền mômen từ tua bin tới máy nén. Mối liên kết giữa bánh công tác của tua bin và trục quay được thực hiện theo cách lắp ghép hoặc làm liền một chi tiết. Loại liền được liên kết qua mối hàn, còn loại lắp ghép được liên kết bằng then định vị. Phần lớn tua bin hướng kính cao tốc loại vừa và nhỏ đều dùng liên kết hàn, vì vậy bánh công tác của tua bin và trục quay tạo thành một thể hoàn chỉnh gọi là trục tua bin.

4) Đặc tính tua bin hướng kính

Đặc tính tua bin gồm có : đặc tính lưu lượng và đặc tính hiệu suất tua bin (hình 8.33), thể hiện biến thiên của π_T^* và η_T theo p_T^*, T_T^*, G_T, ρ_T, η_{Tad} v.v... khi thay đổi

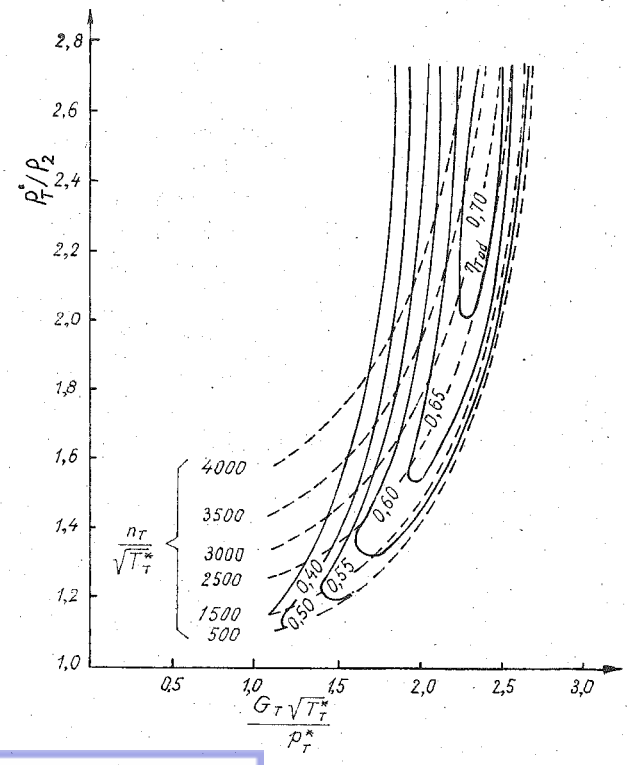
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 8.33. Đặc tính tua bin hướng kính
a) Đặc tính lưu lượng ; b) Đặc tính hiệu suất.

chế độ hoạt động của tua bin. Đặc tính tua bin được xác định qua thực nghiệm. Khác với trường hợp xác định đặc tính máy nén, khi thí nghiệm đối với tua bin, không thể xác định chính xác chênh lệch nhiệt độ phía trước và phía sau tua bin nên hiệu suất của tua bin phải xác định bằng cách đo trực tiếp công trên trục tua bin và cần có thiết bị đo công cao tốc của tua bin. Khi thực hiện cần đo các thông số sau : n_T, M_T, G_T, áp suất và nhiệt độ sản vật cháy đi vào và ra khỏi tua bin. Dựa vào số liệu thực nghiệm tính và chỉnh lí rồi vẽ đặc tính (hình 8.33).

Các đặc tính cũng dùng các thông số đồng dạng như trường hợp máy nén. Trên đặc tính lưu lượng : tung độ là $\pi_T^* = \frac{p_T^*}{p_2}$, hoành độ là lưu lượng đồng dạng $\frac{G_T\sqrt{T_T^*}}{p_T^*}$, khi không đổi tốc độ đồng dạng $\frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}$. Trên đặc tính hiệu suất : tung độ η_T, hoành độ là $\frac{u_1}{C_o}$ (C_o – tốc độ lí tưởng, $\frac{C_o^2}{2} = H_{Tad}$).



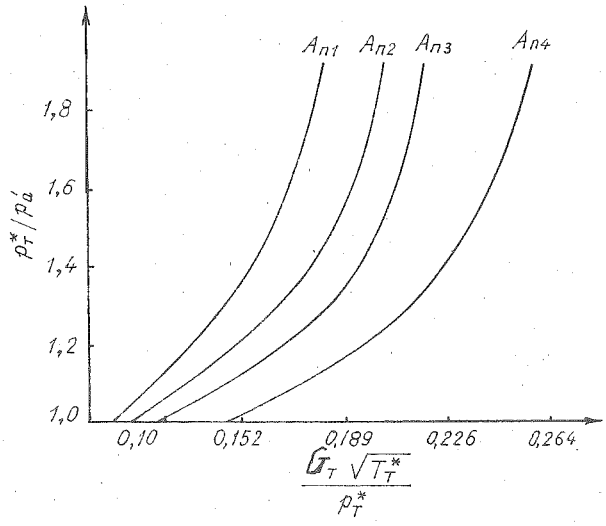
Hình 8.34. Đặc tính tua bin điển hình.

Hình 8.34 giới thiệu đặc tính tua bin hướng kính điển hình. Đặc tính tua bin hướng kính có những đặc điểm sau :

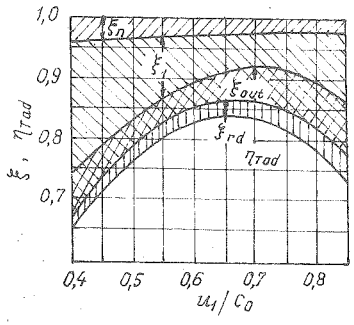
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

1. Mối quan hệ giữa π_T^* và lưu lượng với các tốc độ quay khác nhau. Với π_T^* lớn, ảnh hưởng của tốc độ tới lưu lượng rất nhỏ, khi giảm π_T^* ảnh hưởng trên lớn hơn. Với cùng một π_T^*, tốc độ giảm, lưu lượng sẽ tăng.

2. Trên cùng giá trị $\frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}$, lưu lượng sẽ tăng khi tăng $\frac{p_T^*}{p_2}$ cho tới khi đạt lưu lượng cực đại. Lưu lượng cực đại chỉ rõ : tốc độ tại cửa ra của miệng phun hoặc cửa ra của bánh công tác đạt tốc độ âm thanh, tương ứng với trạng thái sản vật cháy tại đó, gây nên hiện tượng nút khí, lúc ấy nếu tiếp tục tăng $\frac{p_T^*}{p_2}$ lưu lượng sẽ không tăng thêm. Hiện tượng nút khí phụ thuộc chính vào tiết diện lưu thông tại họng miệng phun và họng tại cửa ra của bánh công tác, nếu tiết diện tại cửa ra của bánh công tác đã đủ lớn, thì hiện tượng trên hoàn toàn phụ thuộc tiết diện họng của miệng phun ; nếu cho tăng tiết diện họng miệng phun tới lúc lưu lượng không tăng thêm nữa, thì lúc ấy rãnh bánh công tác xuất hiện nút khí. Tỉ số giữa tiết diện lưu thông trên miệng phun và trong bánh công tác ảnh hưởng trực tiếp tới mức độ phản lực ρ_T, từ đó ảnh hưởng tới hiệu suất η_T và lưu lượng qua tua bin. Trong thí nghiệm điều chỉnh nhằm phối hợp bộ tua bin tăng áp với động cơ điêden, thông thường bắt đầu điều chỉnh tiết diện lưu thông của miệng phun, trên cơ sở giới hạn sự thay đổi của η_T, sẽ giới hạn luôn phạm vi thay đổi diện tích họng.



Hình 8.35. Đặc tính lưu lượng của tua bin hướng kính H_1B với các tiết diện họng miệng phun khác nhau
$An_1 = 9\,cm^2$; $An_2 = 11\,cm^2$; $An_3 = 15\,cm^2$; $An_4 = 17\,cm^2$



Hình 8.36. Quan hệ giữa các loại tổn thất và tỉ số u_1/c_o
ξ_n – tổn thất trong vành miệng phun ;
ξ_1 – tổn thất trong bánh công tác ;
ξ_{out} – tổn thất tốc độ dư ;
ξ_{rd} – tổn thất ma sát của đĩa.

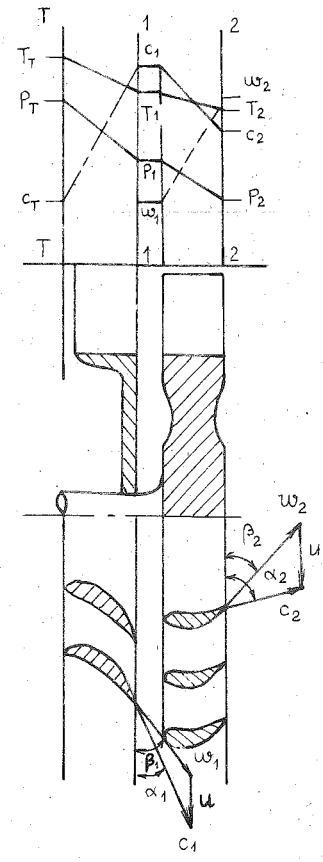
Khi giới thiệu sản phẩm tua bin tăng áp, các nhà sản xuất đều cung cấp đặc tính lưu lượng của tua bin với các diện tích họng A_n khác nhau của miệng phun (hình 8.35), giúp người mua lựa chọn. Từ đồ thị thấy rằng : với mỗi diện tích họng miệng phun, lưu lượng qua tua bin đều có giới hạn. Tăng tiết diện lưu thông của họng miệng phun cũng bị hạn chế bởi tiết diện lưu thông tại cửa ra của bánh công tác.

3. Đặc tính hiệu suất tua bin có dạng tương tự đặc tính máy nén ly tâm. Chế độ thiết kế cho hiệu suất lớn nhất vì các tổn thất ít nhất, ngoài chế độ thiết kế, hiệu suất giảm vì các tổn thất đều tăng. Khi chạy ở các chế độ cách xa chế độ thiết kế, tiết diện lưu thông các góc độ lắp đặt các cánh không còn phù

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

hợp với các thông số khí động và tam giác tốc độ của dòng chảy, làm tăng các tổn thất lưu động ở miệng phun và trong bánh công tác, tăng tổn thất va đập giữa dòng chảy và mũi cánh cũng như tổn thất gây xoáy của dòng chảy tại đuôi cánh và tăng tổn thất tốc độ dư v.v... (hình 8.36).

4. Đặc tính hiệu suất đồng mức, đặt η_T – tung độ và $\frac{u_1}{C_o}$ – hoành độ (8.34, 8.36). Mỗi đường (với $\frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}$ = const) đều có η_T cực đại, tương ứng với chế độ thiết kế và chế độ vận hành, tốt nhất đối với $\frac{u_1}{C_o}$. Khi giữ nguyên không đổi tốc độ đồng dạng $\frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}$, càng tăng $\frac{u_1}{C_o}$ thì lưu lượng qua tua bin càng giảm và ngược lại ; cách xa giá trị vận hành tốt nhất của $\frac{u_1}{C_o}$ sẽ làm giảm η_T. Chế độ vận hành tốt nhất thường xuất hiện ở $\frac{u_1}{C_o}$ = 0,6 – 0,7, lúc đó η_T đạt cực đại.

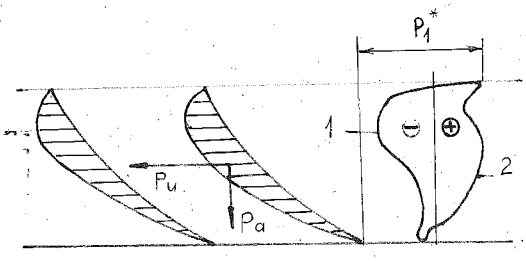


Hình 8.37. Sơ đồ tua bin hướng trục
1 – cửa vào bánh công tác ;
2 – cửa ra của bánh công tác;
3 – vành miệng phun ;
4 – cánh của bánh công tác.

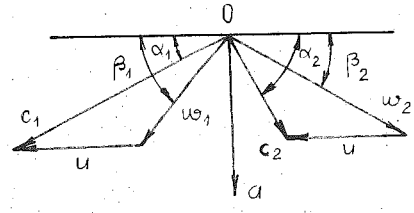
8.4.4. TUA BIN HƯỚNG TRỤC

1) Nguyên lý hoạt động (hình 8.37)

Sản vật cháy từ động cơ điêden thải ra có p_T, nhiệt độ T_T đi vào vành miệng phun của tua bin với tốc độ C_T. Vành miệng phun có một số cánh nhất định tạo ra các rãnh thông nhỏ dần, sản vật cháy giãn nở trong rãnh biến đổi một phần áp năng của sản vật cháy thành động năng, đi tới cửa ra của miệng phun, áp suất và nhiệt độ giảm xuống p_1 và T_1 còn tốc độ tăng lên C_1. Sản vật cháy, phun theo hướng α_1 ở cửa ra của miệng phun (α_1 = 16° – 25°). Do bánh công tác đang quay tạo tốc độ tiếp tuyến u, vì vậy do ảnh hưởng của tốc độ theo u, sản vật cháy đi vào bánh công tác của tua bin theo hướng



Hình 8.38. Sơ đồ phân bố áp suất trên mặt cánh
1 – mặt lồi ; 2 – mặt lõm.



Hình 8.39. Các tam giác tốc độ ở cửa vào và cửa ra của bánh công tác.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

β_1 với tốc độ tương đối W_1. Cánh bánh công tác có dạng cong, giữa các cánh là những rãnh thông nhau tiết diện nhỏ dần nên sản vật cháy tiếp tục giãn nở trong rãnh khiến áp suất và nhiệt độ tiếp tục giảm. Khi dòng sản vật cháy đi trong rãnh bắt buộc phải chuyển hướng theo độ cong của cánh, do kết quả tác dụng của lực ly tâm tạo ra ở chỗ chuyển hướng, làm tăng lực tác dụng trên mặt lõm của cánh, và giảm lực trên mặt lồi tạo nên chênh áp giữa hai mặt cánh (hình 8.38). Phần lực p_u theo hướng tiếp tuyến của hợp lực do chênh áp trên tạo ra, sinh mômen làm quay trục tua bin và sinh công. Sau khi giãn nở sinh công trong cánh tua bin, sản vật cháy đi qua cửa ra của bánh công tác với áp suất p_2, nhiệt độ T_2 và tốc độ C_2 đều giảm, còn tốc độ tương đối W_2 hơi tăng. Dòng chảy ra khỏi bánh công tác theo hướng β_2 (hình 8.37).

Ra khỏi bánh công tác tốc độ dòng khí là C_2 với động năng $\frac{C_2^2}{2}$, đối với tua bin một tầng số động năng này thải ra ngoài trời gây nên tổn thất tốc độ dư.

Hình 8.39 giới thiệu các tam giác tốc độ tại miệng vào và miệng ra của bánh công tác. Do các thông số lưu động của dòng chảy thay đổi theo bán kính quay, vì vậy tam giác tốc độ cũng thay đổi theo bán kính. Thông thường tam giác tốc độ tại bán kính trung bình của cánh được đại diện cho tam giác tốc độ của tầng tua bin.

Biến thiên các tham số nhiệt động của sản vật cháy trong tua bin cũng có thể được mô tả qua đồ thị nhiệt hàm – nhiệt thương (entanpi – entropi) I – S (hình 8.40). Nếu trạng thái của sản vật cháy tại điểm T, cửa vào của miệng phun, có áp suất p_T, nhiệt độ T_T, nhiệt hàm I_T, tốc độ C_T, nhiệt độ hãm T_T^*, áp suất hãm p_T^*, nhiệt hàm hãm I_T^* $\left(I_T^* = I_T + \frac{C_T^2}{2}\right)$. Cho sản vật cháy giãn nở đoạn nhiệt (S = const, không có tổn thất lưu động, và không trao đổi nhiệt với bên ngoài) từ điểm T đến điểm 2s (áp suất p_2), trạng thái ở cửa ra của miệng phun là 1s, nên nhiệt giáng đoạn nhiệt trong miệng phun H_n là :

$$H_n = I_T^* - I_{1s}$$

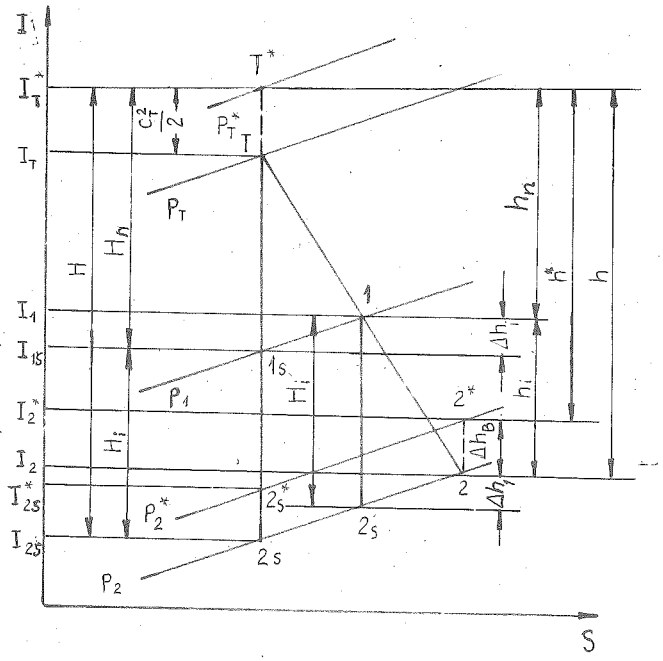
Nhiệt giáng đoạn nhiệt trong bánh công tác H_i là :

$$H_i = I_{1s} - I_{2s}$$

Nhiệt giáng đoạn nhiệt H của tầng tua bin là :

$$H = H_n + H_i = I_T^* - I_{2s} = \frac{C_o^2}{2};$$

(C_o – tốc độ lý tưởng)



Hình 8.40. Quá trình giãn nở của tua bin trên đồ thị I–S.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thực tế, sản vật cháy qua tua bin có tổn thất lưu động và có trao đổi nhiệt với thành, nên sẽ chuyển theo hướng tăng của nhiệt thương S (entropi), tức theo đường T – 1 – 2. Trạng thái thực tế của sản vật cháy tại cửa ra của miệng phun là điểm 1, tại cửa ra của bánh công tác là điểm 2. Vì vậy nhiệt hàm giáng thực tế của miệng phun là h_n :

$$h_n = I_T^* - I_1 ;$$

h_n chính là động năng thực tế của dòng khi ra khỏi miệng phun :

$$h_n = \frac{C_1^2}{2}$$

Nhiệt hàm giáng thực tế của bánh công tác là h_i :

$$h_i = I_1 - I_2$$

h_i chính là năng lượng dùng để làm tăng động năng của dòng chảy :

$$h_i = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} .$$

Nhiệt hàm giáng thực tế của tầng tua bin là :

$$h = h_n + h_i = I_T^2 - I_2 = \frac{C_1^2}{2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

Từ đồ thị I – S có thể thấy : nhiệt hàm giáng thực tế nhỏ hơn nhiệt hàm giáng đoạn nhiệt, sự sai lệch ấy chính là tổn thất lưu động.

Tổn thất lưu động trong miệng phun :

$$\Delta h_n = H_n - h_n = I_1 - I_{1s}$$

Tổn thất lưu động trong bánh công tác :

$$\Delta h_i = H_i - h_i = I_2 - I_{2's}$$

Tổn thất Δh_n trong miệng phun có thể xác định theo hệ số tốc độ φ :

$$\Delta h_n = (1 - \varphi^2)(1 - \rho_T) H \qquad (8\text{–}11)$$

Hệ số φ hiện nay đạt : $\varphi = 0,95 - 0,98$.

Tổn thất Δh_i trong bánh công tác được tính theo hệ số tốc độ ψ :

$$\Delta h_i = (1 - \psi^2) \left(\rho_T H + \frac{W_1^2}{2} \right) \qquad (8\text{–}12)$$

hệ số ψ của tua bin hướng trục $\psi = 0,93 - 0,97$.

Tại điểm 2 trên đồ thị T – S, tốc độ sản vật cháy là C_2, nếu hãm cho $C_2 = 0$, sẽ được chế độ hãm tại điểm 2^* (hình 8.40).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Tổn thất tốc độ dư ra khỏi tua bin là :

$$\Delta h_d = \frac{C_2^2}{2} = I_2^* - I_2$$

Vì vậy nhiệt hàm có ích thực tế của tua bin là :

$$h^* = H - \Delta h_n - \Delta h_i - \Delta h_d = I_T^* - I_2^*$$

2) Các thông số đặc trưng

Cũng tương tự tua bin hướng kính, các thông số đặc trưng của tua bin hướng trục gồm các thông số sau : lưu lượng khí G_T, tỷ số giãn nở π_T^*, mức độ phản lực ρ_T, tỉ số tốc độ χ_1 hoặc χ_o, hiệu suất đoạn nhiệt η_{Tad} và hiệu suất có ích η_T. Tuy nhiên tính năng của tua bin hướng trục có những điểm khác so với tua bin hướng kính như sau :

- Do lực li tâm của dòng khí trong tua bin hướng kính ngược với chiều chuyển động của dòng chảy, vì vậy để khắc phục tác dụng của lực li tâm trên tua bin hướng kính phải tốn một phần nhiệt hàm giáng của sản vật cháy, cho nên độ phản lực của tua bin hướng kính thường lớn hơn so với tua bin hướng trục. Tua bin hướng kính thường dùng $\rho_T = 0,45 - 0,55$, trong khi đó tua bin hướng trục dùng $\rho_T = 0,35 - 0,5$.

- Phạm vi hiệu suất cao của tua bin hướng trục rộng hơn so với tua bin hướng kính. Khi $\frac{u_1}{C_o}$ vượt quá một giá trị nào đó, hiệu suất của tua bin hướng kính giảm xuống rất nhanh (hình 8.41). Phạm vi thay đổi tỉ số tốc độ của các loại tua bin như sau :

Tua bin hướng kính : $\frac{u_1}{C_1} = 0,9 - 0,95$

$\frac{u_1}{C_o} = 0,6 - 0,7$

Tua bin hướng trục : $\frac{u_1}{C_1} = 0,55 - 1,0$

$\frac{u_1}{C_o} = 0,4 - 0,7$

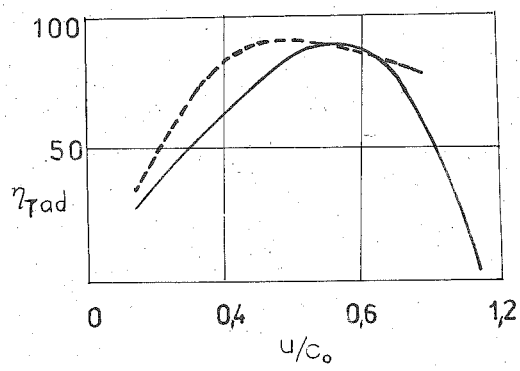
3) Đặc điểm cấu tạo

Cấu tạo tua bin hướng trục thể hiện trên hình 8.11 gồm các bộ phận chính sau : vỏ cửa vào, vỏ cửa ra (hoặc vỏ giữa), vành miệng phun, bánh công tác, trục quay v.v...

a) *Vỏ cửa vào* dùng để dẫn hướng sản vật cháy vào miệng phun và bánh công tác. Để giảm tổn thất lưu động cho dòng chảy cần đảm bảo tiết diện ngang của đường thông được thay đổi từ từ theo một quy luật nhất định, mặt trong của vỏ phải nhẵn, bóng, sạch. Dựa vào chiều của dòng khí vào vỏ có : vỏ hướng trục, vỏ tiếp tuyến và vỏ hướng kính. Theo yêu cầu của hệ thống tăng áp có vỏ 1 cửa và vỏ nhiều cửa. Vỏ cửa vào có loại được làm mát và loại không làm mát. Loại vỏ cửa vào được làm mát, nhiệt độ mặt vỏ thấp nên thường dùng cho các bộ tua bin tăng áp có giá đỡ ngoài,

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

còn loại vỏ cửa vào không làm mát dùng trong các bộ tua bin tăng áp có giá đỡ trong. Trường hợp dùng trên tầu thủy hoặc đầu máy xe lửa, để thỏa mãn yêu cầu về nhiệt độ buồng máy và phòng hỏa cho tầu chở dầu, thường dùng loại vỏ cửa vào được làm mát. Vỏ được làm mát còn có tác dụng tránh nhiệt độ cao cho các ổ đỡ, làm tăng tuổi thọ bạc trong ổ. Tuy nhiên cấu tạo của vỏ được làm mát tương đối phức tạp, kích thước và trọng lượng đều lớn, mặt khác thành phần SO_2 trong sản vật cháy tiếp xúc với thành làm mát dễ tạo nên axit H_2SO_4, gây ăn mòn bề mặt vỏ. Một nhược điểm nữa của vỏ được làm mát là một phần nhiệt của sản vật cháy sẽ truyền cho nước làm mát qua đó làm giảm T_T và nhiệt hàm gây thêm tổn thất cho tua bin, tuy nhiên do hạ thấp bớt nhiệt độ môi trường làm giảm công nén của máy nén khí, do đó phần tổn thất thêm trong tua bin đã được thu hồi trong máy nén. Cần dựa vào nhu cầu mà chọn vỏ được làm mát hoặc vỏ không làm mát.

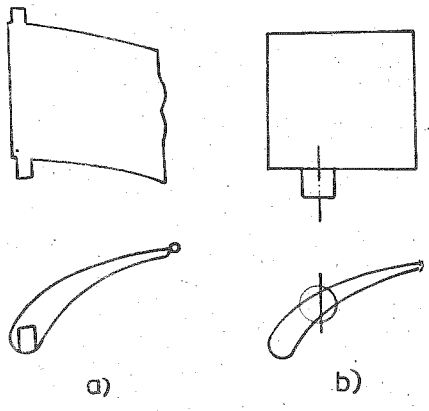


Hình 8.41. Mối quan hệ giữa η_{Tad} và u/c_o của tua bin ;
---- tua bin hướng trục ;
—— tua bin hướng kính.

b) *Vỏ cửa ra* hoặc vỏ giữa là bộ phận để đưa sản vật cháy sau khi đi qua bánh công tác ra ngoài. Đường khí thải đi ra ngoài trời cũng có yêu cầu tương tự vỏ cửa vào : bề mặt phải bóng, phẳng, sạch. Về mặt cấu tạo cũng có vỏ được làm mát và vỏ không làm mát, tùy theo yêu cầu để lựa chọn.

c) *Vành miệng phun* gồm các cánh lắp giữa hai vành trong và vành ngoài, tạo nên các đường thông hướng trục giữa các cánh và các vành (hình 8.42).

Cũng tương tự tua bin hướng kính yêu cầu bề mặt các cánh và các vành phải nhẵn, bóng, sạch : góc lắp đặt và tiết diện lưu thông tại cửa ra của vành miệng phun đều yêu cầu rất khắt khe.



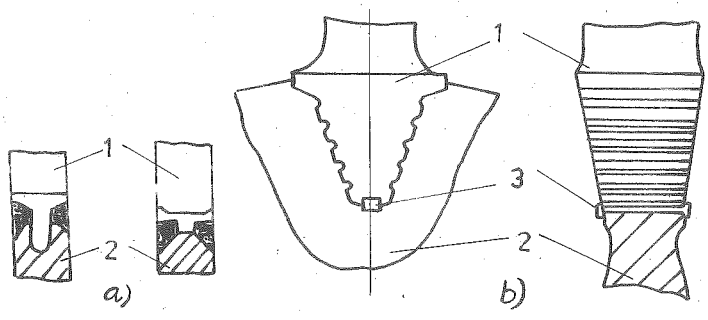
Hình 8.42. Các dạng đầu mộng
a) Đầu mộng chữ nhật ;
b) Đầu mộng hình trụ.

Cấu tạo của vành miệng phun có hai loại : kết cấu liền và kết cấu lắp. Trong loại kết cấu liền : các cánh, vành trong và vành ngoài được làm thành một chi tiết liền qua công nghệ đúc chính xác hoặc công nghệ hàn, loại này chế tạo đơn giản, nhưng không thể điều chỉnh tiết diện cửa ra và khi hỏng một vài cánh không thể thay cánh. Trong loại kết cấu lắp : các cánh, vành trong, vành ngoài đều làm thành các chi tiết rời rồi dùng công nghệ lắp mộng hoặc công nghệ tán lắp thành vành miệng phun hoàn chỉnh, tua bin hướng trục thường dùng mộng chữ nhật, tua bin hướng kính dùng mộng trụ tròn (hình 8.42). Loại kết cấu lắp có thể thay đổi tiết diện cửa ra của miệng phun trong một phạm vi rộng và có thể thay đổi khi một vài cánh bị hỏng. Tuy nhiên công nghệ chế tạo và lắp ghép tương đối phức tạp.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình dạng tiết diện thân của cánh miệng phun thường dùng dạng cánh máy bay, hình cong tròn hoặc tấm phẳng.

d) Bánh công tác : chia làm hai loại loại liền và loại lắp. Hình 8.43 giới thiệu loại liền dùng công nghệ hàn cứng cánh 1 với đĩa 2 của bánh công tác ; loại lắp ghép thì dùng công nghệ ghép mộng để lắp cánh 1 vào bánh công tác 2 rồi khóa bằng mộng khóa 3. Mỗi cánh có ba phần : thân cánh, chân cánh và phần giữa nối thân với chân cánh. Tiết diện ngang của thân thường dùng dạng cánh máy bay, dạng cung tròn hoặc hình hai đường xoắn v.v...



Hình 8.43. Cách lắp ghép giữa cánh và đĩa của bánh công tác
a) Loại liền ; b) Loại lắp ghép ;
1 – cánh ; 2 – đĩa ; 3 – chốt khóa.

Nói chung loại có hiệu suất cao, dạng cánh rất phức tạp khó chế tạo, còn dạng cánh dễ chế tạo, hiệu suất thường thấp. Tiết diện ngang của cánh thường thay đổi theo chiều cao, có trường hợp dùng cánh vặn (xoắn). Mộng trên chân cánh thường có hình đuôi én, hình cây thông hoặc hình trụ tròn v.v... Hiện nay dùng nhiều nhất là hình cây thông vì nó có sự phân bố đều ứng suất, sử dụng vật liệu hợp lý, kích thước khối lượng nhẹ, ngoài ra khe hở ở rãnh răng có thể bù trừ giãn nở nhiệt của cánh. Nhược điểm chính là đòi hỏi cao về độ chính xác khi gia công, bán kính góc tròn trong rãnh răng nhỏ nên dễ tạo ứng suất tập trung.

Đĩa bánh công tác là chi tiết được rèn rồi gia công.

Có rất nhiều phương pháp gia công, thân cánh có thể dùng công nghệ phay, sau đó ép lăn, đánh bóng, chân cánh có thể phay hoặc chuốt.

e) *Trục quay* : Nối tiếp giữa trục quay và bánh công tác cũng có hai loại : loại liền và loại ghép. Loại liền có thể dùng hàn hoặc trực tiếp rèn thành một khối rồi gia công. Còn loại ghép được ghép nhờ then hoa.

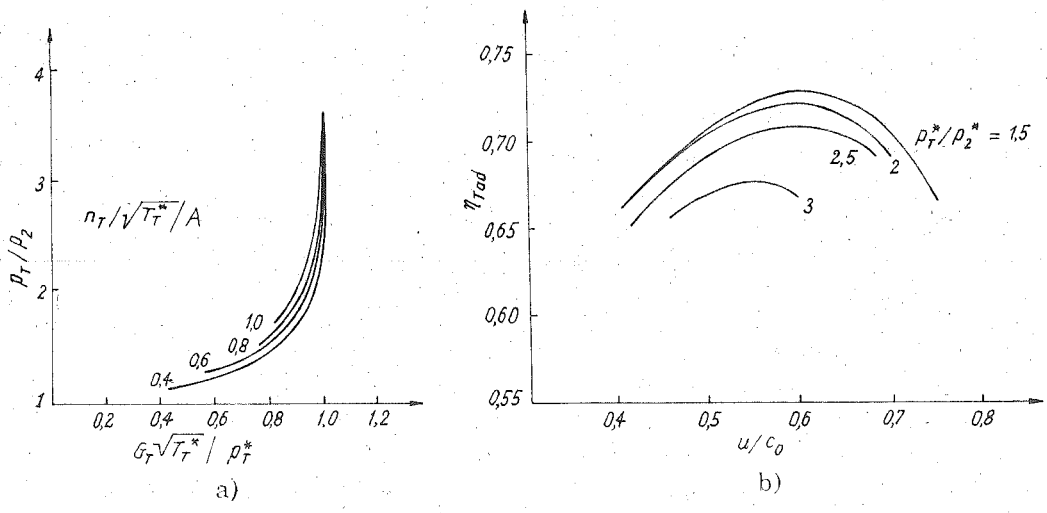
4) Đặc tính tua bin hướng trục

Có thể xác định đặc tính tua bin bằng tính toán lý thuyết và bằng thực nghiệm. Tính lý thuyết chỉ là gần đúng vì trong các phép tính kèm theo nhiều giả thiết không thật sát với thực tế. Phương pháp thực nghiệm cho kết quả tương đối chính xác, sát điều kiện vận hành thực tế.

Đặc tính của tua bin chính là mối quan hệ qua lại giữa các thông số p_T^*, T_T^*, π_T^*, G_T, n_T, η_{Tad} v.v... khi thay đổi chế độ hoạt động của tua bin. Đặc tính của tua bin hướng kính cũng được vẽ theo các thông số đồng dạng như tốc độ đồng dạng $\frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}$, lưu lượng đồng dạng $\frac{G_T\sqrt{T_T^*}}{p_T^*}$ v.v...

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình 8.44 giới thiệu các đặc tính lưu lượng và đặc tính hiệu suất của tua bin hướng trục. Ngoài hai đặc tính trên, người ta cũng dùng các hình thức biểu thị khác để mô tả đặc tính của tua bin. Ví dụ hoành độ đặt tốc độ đồng dạng $\frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}$, tung độ đặt



Hình 8.44. Đặc tính lưu lượng (a) và đặc tính hiệu suất (b) của tua bin hướng trục.
A – trị số $n_T/\sqrt{T_T^*}$ ở chế độ thiết kế.

π_T^*, các trị số $\frac{G_T\sqrt{T_T^*}}{p_T^*}$, η_{Tad} v.v... được dùng làm biến tham số (hình 8.45). Dạng đặc tính trên có ưu điểm chính là dễ phân tích chúng đối với sự kết hợp giữa tua bin và máy nén trong vận hành tại chế độ vận hành bất kỳ cần thỏa mãn các điều kiện sau :

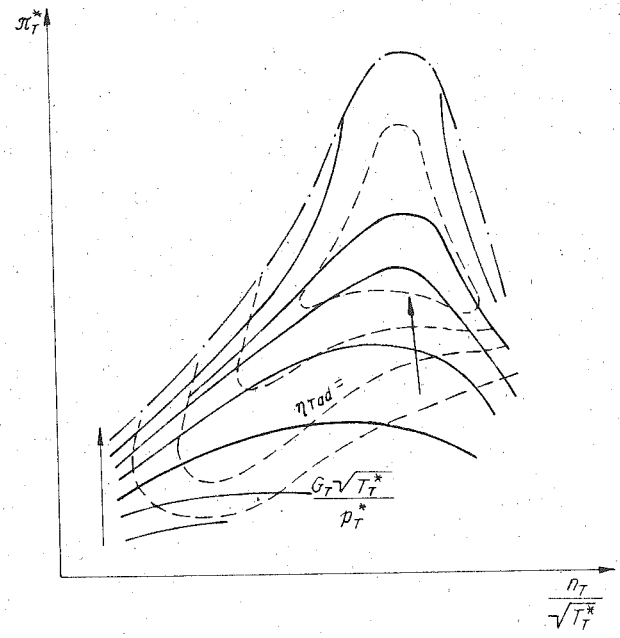
– Tốc độ máy nén bằng tốc độ tua bin : $n_k = n_T$

– Lưu lượng qua máy nén, xấp xỉ bằng lưu lượng qua tua bin

$$G_T = k_e G_k \qquad (k_e = 1 - 1{,}01)$$

– Mối quan hệ giữa π_k^* và π_T^* được xác định trên cơ sở cân bằng công suất tiêu thụ cho máy nén và công suất tạo ra của tua bin :

$$\pi_T^* = \left(\frac{\beta . \tau}{\beta . \tau + 1 - \pi_k^{\frac{k-1}{k}}}\right)^{\frac{k_T}{k_t - 1}} \qquad (8\text{–}13)$$



Hình 8.45. Đặc tính thông dụng thể hiện qua các thông số π_T^*, $n_T/\sqrt{T_T^*}$; $G_T\sqrt{T_T^*}/p_T^*$; η_{Tad};
– – – – đường giới hạn của lưu động tới hạn.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

trong đó :

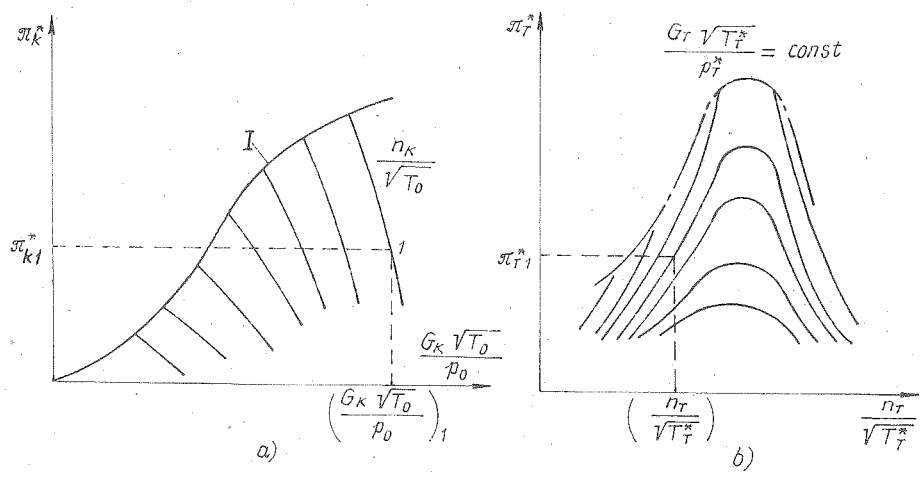
$$\beta = \frac{k_T}{k_T - 1} \cdot \frac{k - 1}{k} \cdot \frac{R_T}{R};$$

$$\tau = \frac{G_T}{G_k} \cdot \frac{T_T^*}{T_o} \eta_k^* \eta_{Tad} \eta_{Tm};$$

k_T, R_T – chỉ số đoạn nhiệt và hằng số của sản vật cháy ;

k, R – chỉ số đoạn nhiệt và hằng số của không khí.

Dựa vào mối quan hệ kể trên, trong điều kiện nhất định đã biết, đối chiếu 3 nhóm thông số đồng dạng sau trong mối tương quan giữa máy nén và tua bin : π_k^*, π_T^*, $\frac{G_k\sqrt{T_o}}{p_o}$, $\frac{G_T\sqrt{T_T^*}}{p_h^*}$, $\frac{n_k}{\sqrt{T_o}}$, $\frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}$ tìm ra bất kỳ hai nhóm nào, sẽ có thể tìm ra chế độ vận hành tương ứng trên đặc tính của máy nén và của tua bin (hình 8.46). Loại đặc tính thông dụng trên được dùng rất rộng. Vì vậy vẽ loại đặc tính thông dụng nào là tùy thuộc yêu cầu của mục đích sử dụng.



Hình 8.46. Tìm điểm vận hành khi biết đặc tính thông dụng của tua bin và máy nén.
a) Đặc tính thông dụng của máy nén ;
b) Đặc tính thông dụng của tua bin ;
I – đường giới hạn ổn định.

Đặc tính của tua bin hướng trục có những đặc điểm sau :

1. Đặc tính lưu lượng $\frac{G_T\sqrt{T_T^*}}{p_T^*} = f\left(\frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}, \pi_T^*\right)$

Hình 8.44 cho thấy : khi không đổi tốc độ, tăng π_T^* sẽ làm tăng lưu lượng, khi tăng π_T^* tới mức làm xuất hiện áp suất tới hạn trong miệng phun hoặc trong bánh công tác, thì lưu lượng đạt giá trị cực đại.

Cùng một π_T^* khi tốc độ nhỏ hơn giá trị nào đó thì khi giảm tốc độ sẽ tăng lưu lượng và khi tốc độ lớn hơn giá trị nào đó thì khi tăng tốc độ cũng làm tăng lưu lượng.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình 8.45 cho thấy, khi tốc độ nhỏ hơn giá trị nào đó thì tỷ số giãn nở tới hạn của tầng tua bin sẽ tăng theo sự tăng của tốc độ. Khi tốc độ vượt quá một giá trị nào đó thì tỉ số giãn nở tới hạn ngược lại sẽ giảm khi tăng tốc độ.

2. Đặc tính hiệu suất $\eta_{Tad} = f(\frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}, \pi_T^*)$

Các hình (8.44) cho thấy với mỗi giá trị $\frac{n_T}{\sqrt{T_T^*}}$ = const đều tìm được điểm (chế độ) có hiệu suất cao nhất. Ở chế độ thiết kế, điểm vận hành tốt nhất chính là điểm có hiệu suất cao nhất

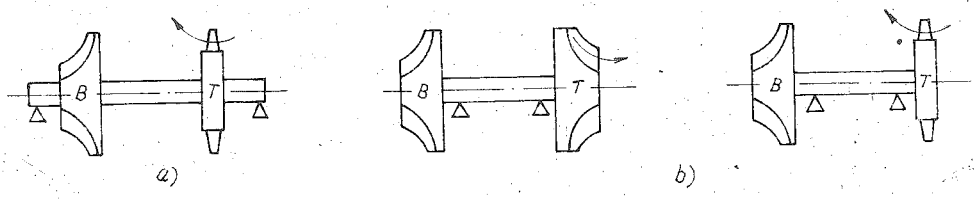
Khi tỉ số giãn nở (π_T^*) hoặc lưu lượng G_T thay đổi bất kì theo hướng tăng hoặc giảm lệch khỏi điểm vận hành có hiệu suất cao nhất đều làm giảm η_{Tad}.

5) Ổ đỡ, bao kín, bôi trơn và làm mát tua bin tăng áp

a) Ổ đỡ

Ổ đỡ bộ tua bin tăng áp là chi tiết làm việc trong điều kiện tốc độ lớn, tải trọng nhẹ, nhiệt độ cao. Muốn cho ổ đỡ hoạt động tốt, có độ tin cậy cao cần đảm bảo bố trí ổ đỡ hợp lý, cần giải quyết tốt các vấn đề cân bằng động phần quay (rôto) của tua bin máy nén, vấn đề cấu tạo và độ chính xác chế tạo về vật liệu và lắp đặt bản thân ổ đỡ, ngoài ra cần đảm bảo đủ áp suất và lưu lượng dầu bôi trơn tạo ra màng dầu thực hiện bôi trơn làm mát cho ổ đỡ.

1. Hình thức bố trí ổ đỡ. Có hai hình thức bố trí ổ đỡ trong bộ tua bin tăng áp (hình 8.47).



Hình 8.47. Các dạng bố trí ổ đỡ trong bộ tua bin tăng áp
a) Bố trí bên ngoài ; b) Bố trí bên trong.

Hình 8.47a là hình thức bố trí hai ổ trục bên ngoài. Ưu điểm là tính ổn định của rôto khi quay rất tốt, dễ tháo lắp ổ đỡ, dễ lắp đặt thiết bị tự bôi trơn. Nhược điểm là không gọn, kích thước chiều trục lớn, khó lắp đặt ống dẫn hướng cửa vào máy nén ; muốn kiểm tra tua bin, máy nén trước hết phải tháo nắp ổ đỡ, mới tháo được vỏ tua bin và vỏ máy nén, nên không thuận tiện. Cách bố trí này thường dùng trong bộ tua bin tăng áp hướng trục.

Hình 8.47b là hình bố trí hai ổ đỡ bên trong. Ưu điểm là : kích thước nhỏ, khối lượng nhẹ không gây ảnh hưởng tới việc bố trí thiết bị dẫn hướng cửa vào máy nén và cửa ra của tua bin làm giảm tổn thất lưu động ở hai khu vực này, kiểm tra tua bin máy nén tiện lợi. Khuyết điểm là, tính ổn định trong chuyển động các rôto kém phương án trên, có yêu cầu cao đối với độ chính xác trong cân bằng động rôto. Những năm gần đây phương án bố trí bên trong được sử dụng rộng rãi trong các bộ tua bin

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

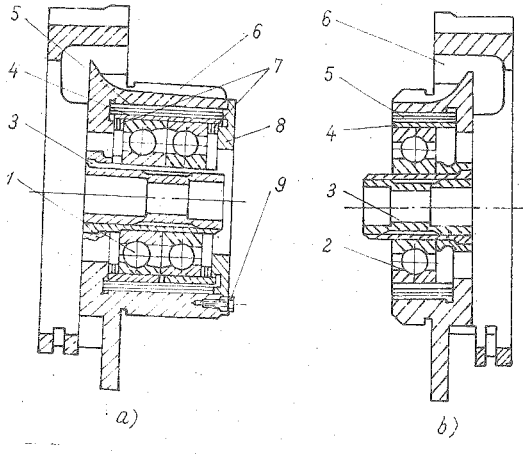
tăng áp hướng kính cũng như hướng trục, đã trở thành phương án điển hình của các bộ tua bin tăng áp hướng kính.

2. Chủng loại và cấu tạo ổ đỡ

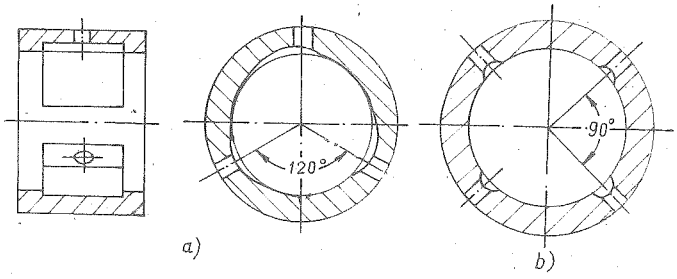
Trên tua bin tăng áp sử dụng ba loại ổ đỡ sau : ổ bi, ổ trượt và ổ đỡ chống đẩy.

Ổ bi dùng trong tua bin tăng áp đều là các ổ bi siêu chính xác. Để tiện tháo lắp khi cần thay, ổ bi được lắp trong cụm ổ bi, cấu tạo của cụm ổ bi thể hiện trên hình 8.48.

Ưu điểm của ổ bi là tổn hao ma sát ít, tốn ít dầu, không cần ổ đỡ chống đẩy riêng. Nhược điểm của ổ bi là tuổi thọ ngắn, cần lắp cơ cấu đỡ lò xo (đàn hồi) khá phức tạp ; cần có hệ thống bôi trơn riêng kích thước hướng kính lớn v.v... Hiện nay tua bin tăng áp hướng kính loại vừa và nhỏ đều không dùng ổ bi, thường chỉ dùng trên tua bin tăng áp hướng trục.



Hình 8.48. Cụm ổ bi
a) Cụm ổ bi đầu máy nén ;
b) Cụm ổ bi đầu tua bin.
1 – bi cầu chống đẩy lắp thành cặp ngược nhau ;
2 – bi cầu đơn ; 3 – ống lót ; 4 – vòng ngoài ;
5 – lá lò xo; 6 – giá đỡ ổ bi ; 7 – vòng điều chỉnh ;
8 – nắp ổ bi ; 9 – bu lông nắp ổ bi.



Hình 8.49. Ổ trượt nhiều chêm dầu
a) Ba chêm dầu ; b) Bốn chêm dầu.

Tua bin tăng áp thường dùng ổ trượt nhiều chêm dầu và ổ trôi (hình 8.49 và 8.50).

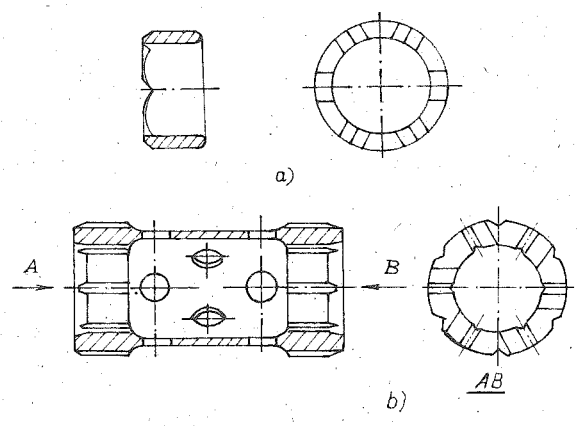
Ổ trượt nhiều chêm dầu thường dùng trên tua bin tăng áp là những ổ có ba hoặc bốn chêm dầu (hình 8.49). Mặt trong ổ đỡ có vài ba rãnh dầu hình chêm, dầu bôi trơn qua lỗ dầu vào rãnh hình chêm, bôi trơn ổ đỡ. Khi trục đứng yên, rãnh hình chêm chứa dầu, vì vậy khi trục quay dầu trong rãnh thực hiện bôi trơn cho cổ trục tránh được ma sát khô, sự tồn tại của rãnh hình chêm còn làm tăng lượng dầu bôi trơn, giảm nhiệt độ dầu, có tác dụng làm mát.

Ưu điểm của ổ trượt có nhiều rãnh hình chêm là : cấu tạo đơn giản, giá thành hạ, có thể dùng dầu bôi trơn động cơ, không cần tăng thêm một hệ thống bôi trơn riêng, không nhạy cảm đối với dao động. Nếu dùng dầu bôi trơn tốt và khi có độ chính xác cao về cân bằng động thì tuổi thọ sử dụng của nó thường dài hơn tuổi thọ bản thân động cơ. Nhược điểm là tổn thất ma sát gấp 2 – 3 lần ổ bi. Ngoài ra, chạy ở tải nhỏ tốc độ cao rất dễ gây ra dao động màng dầu, ảnh hưởng lớn tới độ tin cậy của ổ, hạn chế tốc độ cực đại của tua bin tăng áp.

Giá trị giới hạn tốc độ tiếp tuyến của ổ trượt là 60m/s. Thường dùng nhiều trong tua bin tăng áp loại vừa.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Ổ trôi là ổ đỡ cao tốc được phát triển từ những năm 60. Xuất hiện loại bạc này đã làm cho tốc độ của tua bin tăng áp tăng lên 2 – 3 lần, thúc đẩy sự phát triển của tua bin tăng áp hướng kính cao tốc loại nhỏ. Cấu tạo điển hình của bạc trôi giới thiệu trên hình 8.50. Giữa bạc trôi – cổ trục, bạc trôi – ổ đỡ đều có khe hở nhờ áp suất tạo nên bởi màng dầu, được hình thành do trượt tương đối giữa bạc trôi và ổ đỡ đã nâng bạc trôi lên khỏi mặt ổ đỡ. Trong điều kiện nhất định, sau khi cổ trục quay, cũng kéo bạc trôi quay theo. Thông thường tốc độ quay của bạc trôi bằng khoảng 25 – 40% tốc độ tua bin tăng áp.



Hình 8.50. Cấu tạo ổ trôi
a) Bạc trôi ; b) Ổ trôi hoàn chỉnh.

Ổ trôi so với ổ trượt nhiều chêm dầu có các ưu điểm sau :

+ Ổ trôi có hai cặp ma sát, tốc độ tiếp tuyến giữa trục và ổ đỡ được giảm tương đối. Hoạt động với số R_e tương đối thấp, lực cắt tương đối của màng dầu giữa các bạc đều nhỏ. Vì vậy tổn thất ma sát ít, hiệu suất cơ giới cao, thông thường chỉ chiếm 5% công suất tua bin ở chế độ thiết kế.

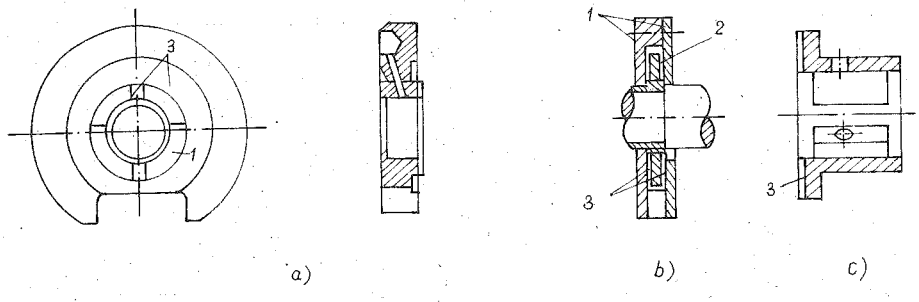
+ Do có hai lớp khe hở màng dầu nên khe hở chung của ổ trôi lớn hơn so với ổ trượt nhiều chêm dầu, lượng dầu đi qua nhiều hơn nên làm mát ổ tốt hơn.

+ Có hai lớp màng dầu, có tác dụng như ổ đỡ đàn hồi. Bạc trôi giữa hai lớp màng dầu có thể định tâm tự động, ngoài ra hai lớp màng dầu có thể hấp thụ dao động của rôto.

+ Do bản thân bạc trôi có tốc độ quay nhất định làm cho tốc độ tiếp tuyến của trục so với bạc trôi được giảm tương đối, tạo ra hiệu quả ngăn dao động của màng dầu. Cũng do bạc trôi quay, gây mòn tương đối đều kéo dài tuổi thọ cho bạc.

Ổ trôi được sử dụng rộng trên tua bin tăng áp hướng kính cao tốc loại nhỏ.

Ổ chống đẩy có tác dụng chặn lực đẩy chiều trục trên rôto bộ tua bin tăng áp. Thường dùng các ổ chống đẩy trên hình 8.51.



Hình 8.51. Các loại ổ chặn dọc trục (ổ chống đẩy)
1 – ổ đỡ, 2 – đĩa chống đẩy ; 3 – rãnh dầu.

Hình 8.51a là ổ chống đẩy hoàn chỉnh, trên đó có đường dầu bôi trơn riêng để bôi trơn và làm mát. Do các mặt công tác phía trước và sau bạc đều có cấu tạo hoàn

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

chỉnh nên tương đối đơn giản, dễ chế tạo chính xác. Loại này được dùng nhiều trên tua bin tăng áp của động cơ ôtô, đầu máy xe lửa.

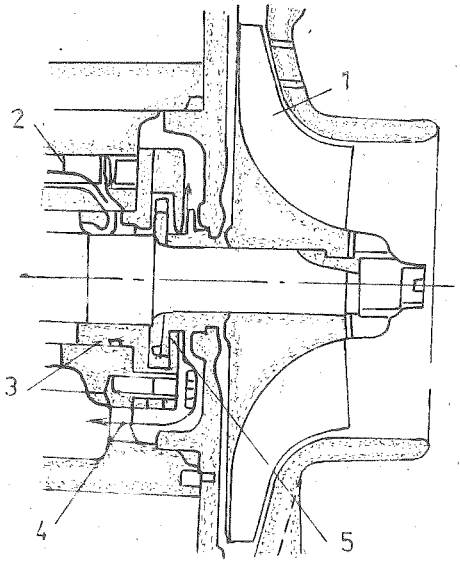
Hình 8.51b – ổ chống đẩy làm thành bản phẳng, hai mặt công tác đều có rãnh dầu.

Hình 8.51c – ổ chống đẩy làm liền với ổ trượt, rãnh dầu hình chêm đặt trên mặt đầu của ổ.

3. Làm mát và bôi trơn ổ đỡ. Cần cung cấp cho ổ đỡ đủ dầu bôi trơn để làm mát và bôi trơn đảm bảo hoạt động tin cậy của ổ. Có hai loại : tự bôi trơn và bôi trơn áp lực.

Loại tự bôi trơn, tua bin tăng áp dùng hệ thống bôi trơn tuần hoàn tự nhiên hoặc cưỡng bức trong nội bộ thiết bị. Ví dụ lắp đĩa vẩy dầu ở đầu trục, trên thân tua bin tạo nên một vũng dầu, khi quay đĩa vẩy dầu làm nhiệm vụ cấp dầu bôi trơn, hoặc trục tua bin dẫn động bơm dầu cấp dầu bôi trơn dùng cho tua bin tăng áp lắp ổ bi.

Loại bôi trơn áp lực do bên ngoài cung cấp đủ dầu với áp suất cần thiết để bôi trơn và làm mát ổ đỡ (hình 8.52). Áp suất dầu khoảng 0,2 – 0,4 MPa, còn lượng dầu theo kích thước bạc và tốc độ tua bin.

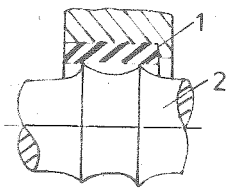


Hình 8.52. Đường dầu của hệ thống bôi trơn bằng áp lực
1 – bánh công tác ; 2 – đường dầu vào ;
3 – ổ trượt ; 4 – đường hồi dầu ;
5 – ổ chặn dọc trục.

b) Bao kín

Bao kín nhằm ngăn lọt dầu và khí, là khâu quan trọng đảm bảo cho động cơ hoạt động tin cậy. Cấu tạo của thiết bị bao kín cần hợp lý, đạt độ tin cậy cao ; cần đảm bảo, khi động cơ chạy ở tải nhỏ, dầu bôi trơn không lọt sang đường dẫn khí và khi động cơ chạy ở tải lớn, không để khí lọt sang không gian chứa dầu.

Cấu tạo của thiết bị bao kín trong tua bin đẳng áp thường dùng vòng graphít, vòng găng bao kín và đường dích dắc v.v...



Hình 8.53. Thiết bị bao kín bằng vòng graphít
1 – vòng graphit ;
2 – trục.

1. Vòng graphít (hình 8.53). Vật liệu graphít chịu nhiệt tốt và có tính đàn hồi tạo nên vòng bao kín 1, trên trục tua bin 2 có các vai hình tam giác nhô cao tạo ra khe hở nhỏ giữa trục và vòng bao kín. Khi hoạt động giữa vai trục và vòng bao kín có ma sát tiếp xúc, graphít bị mòn dần nhưng mòn rất chậm, còn vai trục hầu như không bị ảnh hưởng gì. Khi khe hở do mòn graphít tạo ra tương đương với khe hở ổ đỡ thì thay vòng khác.

2. Vòng găng bao kín (hình 8.54) lắp trong rãnh bao kín ở đầu máy nén và đầu tua bin, nhờ lực đàn hồi vòng găng ép chặt vào vỏ bộ tua bin tăng áp. Giữa rãnh và vòng găng tạo ra khe hở sườn rãnh lớn hơn chuyển dịch chiều trục cho phép của tua bin. Vòng găng thường đúc bằng gang hợp kim. Thường dùng một hoặc hai vòng, khi dùng hai vòng có thể lắp chung vào một rãnh hoặc lắp trên hai rãnh riêng, nhưng đầu hở của vòng găng

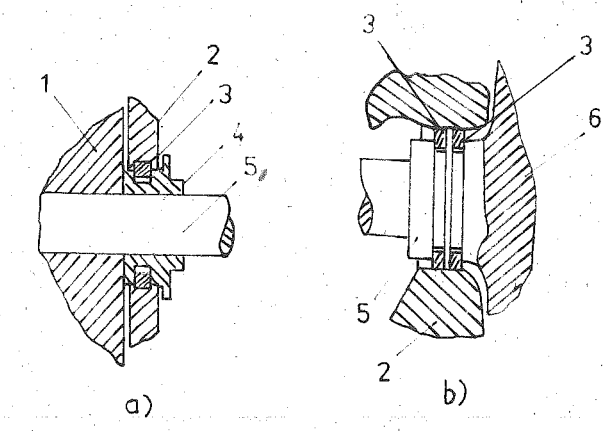
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

phải đặt so le 180° để bao kín tốt. Loại này được dùng nhiều trong tua bin tăng áp. Cần đặc biệt lưu ý đảm bảo đủ lực đàn hồi của vòng găng và các khe hở hướng kính và hướng trục giữa vòng găng và trục.

3. Bao kín kiểu dích dắc được dựa vào tính tiết lưu của dòng chảy khi đi qua các tiết diện thay đổi đột ngột nhờ đó đạt hiệu quả bao kín. Bao kín kiểu dích dắc có rất nhiều loại, trong tua bin tăng áp thường dùng mấy loại sau :

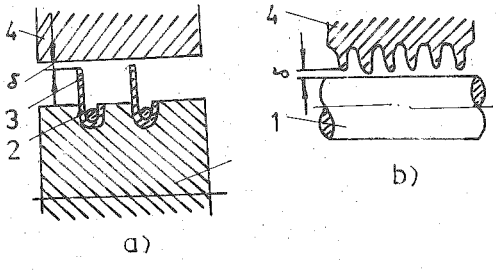
Bao kín hướng trục (hình 8.55)

Hình 8.55a là dạng bao kín bằng tấm mỏng. Khe hở δ giữa vỏ máy và vòng bao kín gây ra tác dụng bao kín. Khi hỏng vòng bao kín rất dễ thay vòng khác.



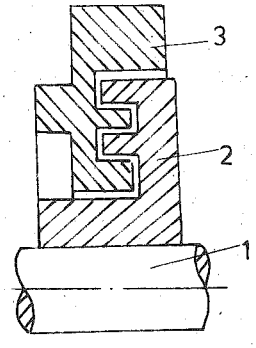
Hình 8.54. Bao kính bằng vòng găng
a) Bao kín ở đầu máy nén ; b) Bao kín ở đầu tua bin
1 – bánh công tác của máy nén ; 2 – toàn bộ bao kín ; 3 – vòng găng ; 4 – ống bao kín ; 5 – trục quay ; 6 – bánh công tác của tua bin.

Hình 8.55b là dạng bao kín kiểu dích dắc hoàn chỉnh, do mặt bóng của trục và vỏ máy nhiều rãnh tạo ra. Khe hở giữa mặt trục và vỏ thân máy càng nhỏ, hiệu quả bao kín càng tốt, tuy nhiên khe hở này phải lớn hơn khe hở ổ đỡ để tránh làm xước mặt bóng của trục.

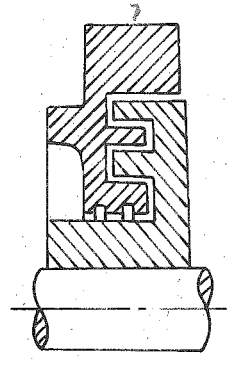


Hình 8.55. Bao kín hướng trục kiểu dích dắc
a) Loại tấm mỏng ; b) Loại dích dắc hoàn chỉnh.

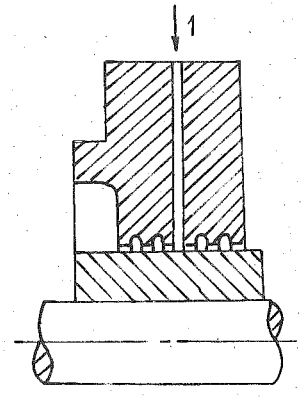
Bao kín hướng kính (hình 8.56) đạt được nhờ hạn chế khe hở hướng trục giữa các chi tiết của vòng bao kín. Kích thước khe hở này không phụ thuộc khe hở ổ đỡ, nhưng lại phụ thuộc độ dịch chuyển dọc trục cho phép của tua bin. Vì vậy khe hở dọc trục của vòng bao kín phải lớn hơn khe hở dọc trục của tua bin. Nhờ tính dích dắc của đường thông nên đạt hiệu quả bao kín tốt.



Hình 8.56. Bao kín hướng kính theo kiểu dích dắc
1 – trục quay ; 2 – chi tiết quay của bộ bao kín ; 3 – chi tiết tĩnh của bộ bao kín.



Hình 8.57. Bao kín hỗn hợp theo kiểu dích dắc.



Hình 8.58. Bao kín kiểu dích dắc có nút khí
1 – không khí nén.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bao kín hỗn hợp theo kiểu dích dắc (hình 8.57) được bao kín cả hướng trục và hướng kính theo kiểu dích dắc.

Bao kín theo kiểu dích dắc và bịt hở bằng khí nén (hình 8.58)

Ngoài bộ bao kín kiểu dích dắc còn dùng khí nén để bịt hở khí. Cách làm này một mặt có thể ngăn lọt dầu từ ổ đỡ ra ngoài, mặt khác còn ngăn sản vật cháy đi vào ổ đỡ. Ngoài ra chúng còn có tác dụng làm mát đối với ổ đỡ phía tua bin kéo dài tuổi thọ cho bạc.

Bao kín theo kiểu dích dắc không gây thêm tổn thất ma sát nên được dùng nhiều trong các bộ tua bin tăng áp.

Ngoài bao kín kiểu dích dắc nhiều trường hợp còn lắp thêm vòng găng bao kín, đã tạo hiệu quả bao kín tốt, nhưng làm tăng kích thước chiều trục của tua bin tăng áp.

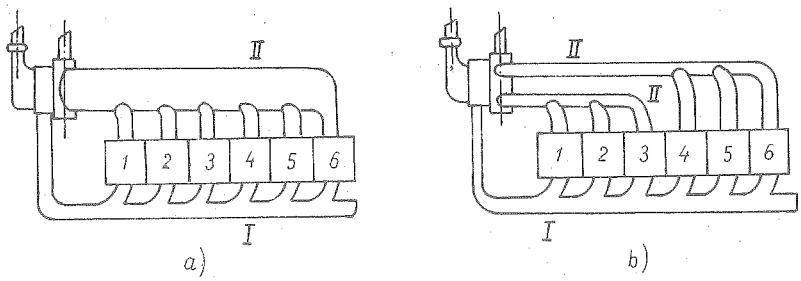
8.5. CÁC HỆ THỐNG TĂNG ÁP TUA BIN KHÍ

8.5.1. CÁC HỆ THỐNG TĂNG ÁP CHÍNH

Dựa vào phương thức và mức độ sử dụng năng lượng của sản vật cháy, người ta chia các hệ thống tăng áp tua bin thành hai loại : hệ thống đẳng áp và hệ thống biến áp (hoặc hệ thống mạch động).

1) Hệ thống đẳng áp (hình 8.59a)

Trong hệ thống đẳng áp, khí xả của các xilanh được thải ra một đường thải chung với dung tích đủ lớn tạo ra áp suất tương đối ổn định không đổi, trước khi đi vào tua bin, nhờ đó hiệu suất tua bin khá cao. Ngoài ra đường thông trong tua bin được giảm tương đối, rung động do dòng khí tạo ra đối với cánh tua bin ít đi nên cánh ít hỏng.



Hình 8.59. Hai loại cơ bản của hệ thống tăng áp tua bin
a) Hệ thống đẳng áp ; b) Hệ thống mạch động ;
I – đường nạp ; II – đường thải.

Cấu tạo đường ống thải của hệ thống đẳng áp đơn giản, dễ bố trí, bảo dưỡng, giá thành chế tạo hạ, rất thích hợp với động cơ chữ V. Có thể lựa chọn tương đối tự do số lượng và cách bố trí tua bin tăng áp, về mặt phân nhóm ống thải cũng như chiều dài ống thải đều không có hạn chế nào.

Với áp suất tăng áp p_k lớn, năng lượng khí thải được sử dụng tốt trong hệ thống đẳng áp, lúc đó năng lượng mạch động suy giảm không thể gây phản xạ trở lại trong

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

miệng phun, giảm được tổn thất công trong hành trình thải của động cơ. Nhờ đó khi động cơ điêden chạy ở tải lớn, suất tiêu hao nhiên liệu có ích tương đối thấp. Ngày nay động cơ điêden bốn kỳ dùng áp suất tăng áp ngày một cao, do đó hệ thống đẳng áp được sử dụng ngày càng nhiều, phần lớn động cơ hai kỳ cũng sử dụng hệ thống đẳng áp. Tuy nhiên dùng hệ thống đẳng áp, khi động cơ chạy ở các chế độ : tải nhỏ, khởi động thấp tốc và tăng tốc tính năng của động cơ kém hơn so với hệ thống mạch động. Hệ thống đẳng áp rất thích hợp cho động cơ tĩnh tại và động cơ tầu thủy.

2) Hệ thống mạch động (hình 8.59b)

Đặc điểm của hệ thống này là tìm mọi cách duy trì dao động áp suất trên đường thải. Vì vậy thường lắp bộ tua bin tăng áp gần sát các xilanh đồng thời tạo các nhánh ống thải từ xilanh đi ra nhỏ và ngắn. Mặt khác để tránh hiện tượng can thiệp xảy ra trên ống thải phải phân nhóm hợp lý, ghép các xilanh không có hoặc có rất ít thời gian thải trùng điệp vào chung một nhóm. Ví dụ động cơ điêden 4 hoặc 6 xilanh thường dùng 2 hoặc 3 xilanh có một đường thải chung để nối với tua bin tăng áp có hai đường dẫn khí. Đường thải trong hệ thống mạch động phải thỏa mãn các yêu cầu sau :

- Cấu tạo của ống thải đơn giản, thống nhất, không gây các đường ngoặt đột ngột không có chỗ thắt hoặc phình đột ngột, bán kính chuyển hướng của dòng chảy phải lớn, tìm mọi cách rút ngắn đường thải.

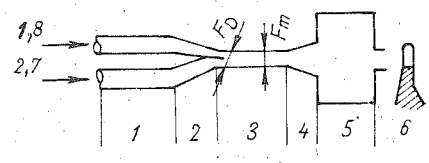
- Mỗi nhóm đường ống thải, tốt nhất cần tạo các mạch xung có khoảng cách góc quay bằng nhau. Tiết diện lưu thông của đường thải phải nhỏ, lấy xấp xỉ bằng tiết diện lớn nhất của xupáp thải và bằng tiết diện ống dẫn vào tua bin.

- Đối với tua bin tăng áp cần đưa xung áp suất thải của xilanh vào tua bin theo thứ tự và với khoảng cách góc đều nhau để giảm tổn thất.

Vì vậy khi chọn trình tự làm việc của các xilanh cần lưu ý đến yêu cầu bố trí ống thải của hệ thống mạch động.

8.5.2. BỘ CHUYỂN ĐƠN XUNG VÀ BỘ CHUYỂN ĐA XUNG

Bộ chuyển đơn xung và bộ chuyển đa xung là các dạng cải tiến của hệ thống tăng áp mạch động (mạch xung). Đối với động cơ bốn kỳ có số xilanh là 3, 6, 9, 12... chia hết cho 3, cứ 3 xilanh lắp chung một đường thải thì hoàn toàn tránh được hiện tượng can thiệp của đường thải đối với giai đoạn quét buồng cháy, mặt khác lại đảm bảo cấp sản vật cháy đều đặn liên tục qua đó làm tăng hiệu suất tua bin. Vì vậy với áp suất p_k < 0,3 MPa, các loại động cơ trên dùng hệ thống tăng áp mạch động là hợp lý. Nếu số xilanh của động cơ không chia hết cho 3, thì khi p_k càng lớn nhược điểm của hệ thống tăng áp mạch động càng rõ. Để khắc phục tình trạng trên, đồng thời để tránh tính năng kém của hệ thống tăng áp đẳng áp khi chạy ở tải nhỏ và khi tăng tốc người ta đã dùng các bộ chuyển xung.



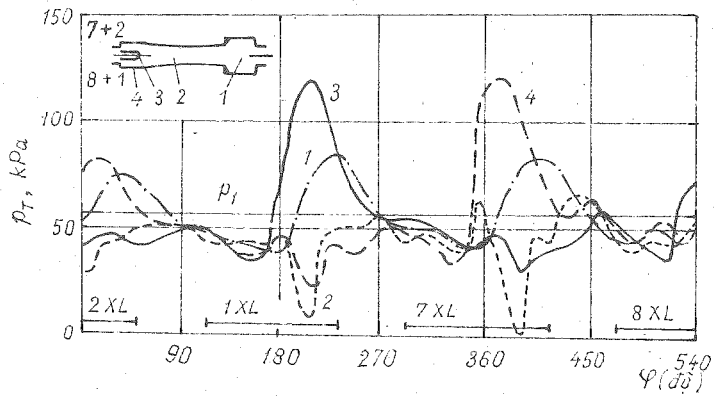
Hình 8.60. Sơ đồ cấu tạo bộ chuyển xung
1 – nhánh ống thải ; 2 – ống phun ;
3 – ống hỗn hợp ; 4 – ống tăng áp ;
5 – bình ổn áp ; 6 – tua bin

1) Bộ chuyển xung

Hình 8.60 giới thiệu sơ đồ cấu tạo của một bộ chuyển đơn xung. Trong bộ chuyển xung, áp năng của sản vật cháy một phần được chuyển

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

thành động năng, sau đó trong ống tăng áp, phần động năng ấy lại chuyển thành áp năng. Để giải thích rõ vấn đề trên, hãy lấy thí dụ về một động cơ bốn kỳ, 8 xilanh, trình tự nổ 1 – 4 – 7 – 6 – – 8 – 5 – 2 – 3. Đường thải các xilanh 1, 8 và 2, 7 (trình tự nổ cách nhau 360°), được phân nhánh và nối với cửa vào một bộ chuyển xung. Sóng áp suất trong bộ chuyển xung thể hiện trên hình 8.61, từ đó thấy rõ : lúc xilanh 8 đang có xung thải cao áp (đường 4), được gia tốc khi qua tiết diện nhỏ nhất của ống phun 2 thì áp năng chuyển thành động năng, nên ra khỏi ống phun hình thành thấp áp (đường 2). Lúc đó xilanh 7, thải trước xilanh 8 – 180° đang ở giai đoạn quét khí, sản vật cháy bị quét đi theo nhánh ống thải dưới, có áp suất thấp (đường 3) được phun qua vòi phun dưới (hình 8.60) vào bộ chuyển xung đang có áp suất thấp do tăng tốc từ vòi phun trên tạo ra, gây tác dụng hút khí nhờ đó làm tăng hiệu quả quét của xilanh 7. Trong ống hỗn hợp các dòng chảy qua hai ống phun sau khi hòa trộn với nhau có một tốc độ chung đi vào ống tăng áp để chuyển động năng thành áp năng. Cuối cùng dòng chảy đi vào bình ổn áp, sóng mạch động cửa áp suất được kéo phẳng hơn (đường 1) sau đó đi vào sinh công trong tua bin. Như vậy mặc dù khoảng cách nổ của xilanh 7 và 8 chỉ cách nhau 180°, có trùng điệp cùng mở của xupáp (hoặc cửa xả) nhưng có thể tránh được sự can thiệp của xilanh 8 đối với xilanh 7. Bộ chuyển xung vừa đảm bảo quét khí tốt, vừa lợi dụng được một phần của năng lượng xung, mà còn phát huy được ưu điểm hiệu suất cao của tua bin đẳng áp.



Hình 8.61. Biến thiên áp suất trên các điểm của bộ chuyển xung
X.L – xilanh ; φ – góc quay trục khuỷu (độ).

Lúc xilanh 7 quét khí thì xilanh 8 bắt đầu thải, tạo sóng áp suất truyền tới tua bin, sau khi gặp cản của miệng phun, gây sóng phản xạ truyền ngược trở lại cửa thải của xilanh 7. Nếu lúc đó xilanh 7 đang ở thời kỳ quét khí, nó sẽ ảnh hưởng tới quá trình quét, còn nếu cửa thải đã đóng sẽ không có ảnh hưởng gì. Nếu gọi Φ_{td} là góc trùng điệp của xupáp (cửa) xả, muốn tránh ảnh hưởng của sóng phản xạ đến thời kỳ quét phải đảm bảo điều kiện :

$$\Phi_{td} \leq \frac{6L_M \cdot n}{a_T}$$

trong đó : L_M (m) – quãng đường từ cửa thải của xilanh thải sau đến miệng phun và từ miệng phun trở lại cửa thải của xilanh thải trước ;

$a_T = \sqrt{kRT_T}$, (m/s) – tốc độ truyền âm của khí thải ;

n (vòng/phút) – tốc độ động cơ.

Từ đó thấy rõ : góc trùng điệp của các xupáp (cửa) xả, trong bộ chuyển xung, chiều dài ống xả và tốc độ động cơ n có liên quan mật thiết với nhau. Với ống xả càng dài, tốc độ động cơ càng lớn, cho phép dùng góc trùng điệp càng lớn.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Kích thước thường dùng của bộ chuyển xung :

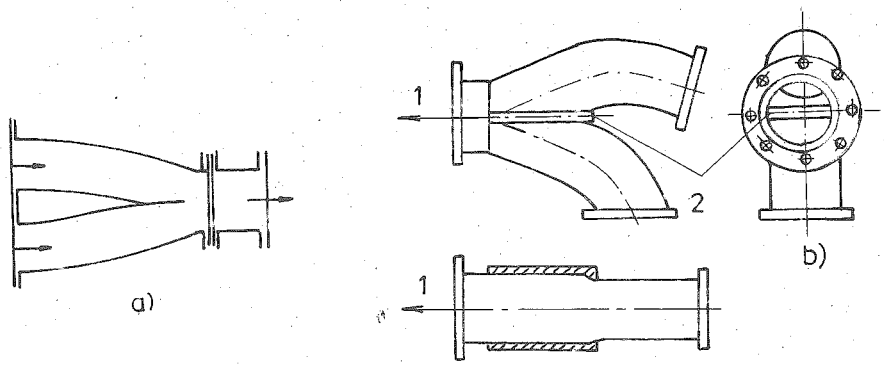
Tiết diện ngang của ống hỗn hợp $F_m = 0,5\sum F_R$

($\sum F_R$ – tổng diện tích ngang của các nhánh ống thải).

Tỉ số $\frac{D_m}{L_m} \approx 0 - 6,8$ (D_m, L_m – đường kính và chiều dài ống hỗn hợp).

$F_o = 0,5F_R$ (F_o – diện tích nhỏ nhất của ống phun).

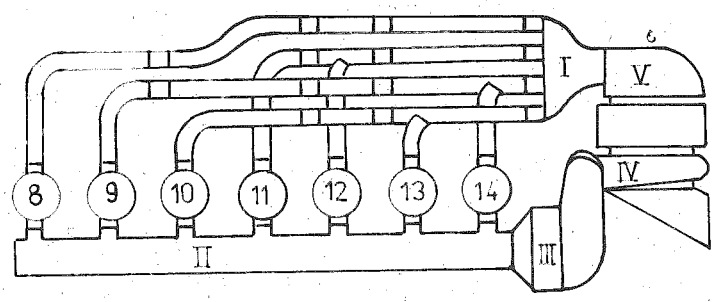
Bộ chuyển xung hoàn chỉnh chiếm không gian lớn, vì vậy trong thực tế sử dụng các động cơ 4, 8, 16 xilanh để giảm bớt không gian thường không có bình ổn áp, kích thước ống hỗn hợp và ống tăng áp được rút ngắn. Các bộ chuyển xung ấy có tên là bộ chuyển xung đơn giản (hình 8.62).



Hình 8.62. Bộ chuyển xung đơn giản (hai dạng cấu tạo)
1 – đi vào tuabin ; 2 – tấm ngăn.

2) Bộ chuyển đa xung

Bộ chuyển đa xung là một dạng cải tiến của bộ chuyển xung, trong đó các nhánh ống thải của các xilanh đều hội nhập về ống hỗn hợp phía trước cửa vào tua bin(hình 8.63). Nguyên lý hoạt động giống như bộ chuyển xung, chỉ khác ở chỗ, tiết diện cửa ra vành miệng phun của tua bin phải đủ lớn, trình tự và khoảng cách nổ của các xilanh phải đều, đảm bảo xung áp suất thải tới tua bin được đều và ổn định, mà không gây can thiệp của sóng áp suất thải tới các xilanh. Sử dụng bộ chuyển đa xung làm cho động cơ tăng áp có cả ưu điểm của hệ thống đẳng áp và hệ thống biến áp tức là ở tải lớn tính năng của tua bin tương đối tốt, còn ở tải nhỏ vẫn giữ được đặc điểm hệ thống mạch động.



Hình 8.63. Sơ đồ bộ chuyển đa xung động cơ
I – ống hỗn hợp ; II – ống nạp chung ; III – bình làm mát trung gian ;
IV – máy nén ; V – tua bin.

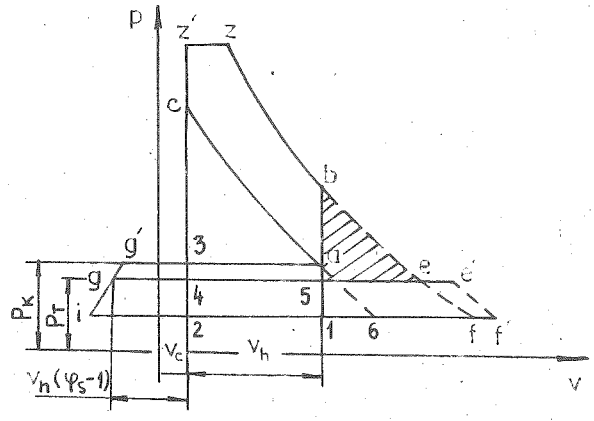
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

8.5.3. SO SÁNH VÀ LỰA CHỌN HỆ THỐNG ĐẲNG ÁP VÀ HỆ THỐNG MẠCH ĐỘNG

1) Lợi dụng năng lượng khí thải để phân tích và so sánh

a) Lợi dụng năng lượng E_1

Qua phân tích đồ thị công lý tưởng của động cơ điêden bốn kỳ tăng áp tua bin đẳng áp (hình 8.64) thấy rằng : tổn thất lưu động của dòng khí vào bình ổn áp (diện tích phần gạch chéo) được chuyển thành nhiệt, do đó nhiệt độ của môi chất tại cửa vào của tua bin tại e' lớn hơn so với trường hợp giãn nở đoạn nhiệt tới e, nhờ đó diện tích công của tua bin được tăng thêm diện tích e'f'fee', đó là phần năng lượng thu hồi được từ tổn thất kể trên.



Hình 8.64. Đồ thị công lý tưởng của động cơ bốn kỳ tăng áp tua bin, dùng hệ thống đẳng áp.

Dựa vào phương trình cân bằng nhiệt :

$$E_1 = \text{diện tích } 5be5 = G_T.C_p.\Delta T \qquad (8\text{-}14)$$

trong đó : ΔT (K) nhiệt độ tăng thêm của môi chất tại cửa vào tua bin ;

G_T (kg/s) – lưu lượng sản vật cháy.

Vì vậy, phần tăng của công giãn nở sẽ là :

$$\Delta E_1 = \text{diện tích } e'f'fe = G_T.C_p\Delta T \left[1 - \left(\frac{p_o}{p_T}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \qquad (8\text{-}15)$$

Từ đó được :

$$\frac{\Delta E_1}{E_1} = 1 - \left(\frac{p_o}{p_T}\right)^{\frac{k-1}{k}} \qquad (8\text{-}16)$$

Từ (8-16) thấy rằng p_T càng lớn, thì tỉ số giữa phần năng lượng thu hồi lại được và phần năng lượng tổn thất càng lớn, tức tua bin đẳng áp càng lợi.

Trong hệ thống mạch động tổn thất tiết lưu của khí thải tương đối ít, nên có thể lợi dụng E_1 tốt hơn so với hệ thống đẳng áp. Nếu thiết kế và chế tạo tốt đường thải có thể lợi dụng tới 40 – 50% E_1 để sinh công.

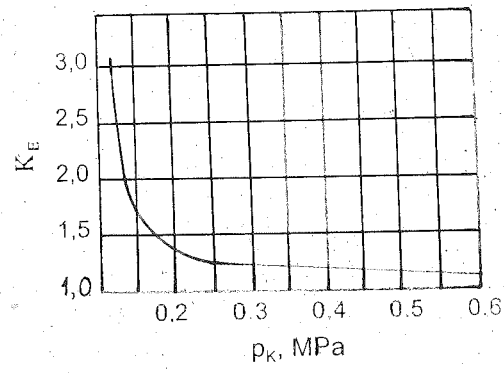
b) Giá trị tăng K_E của năng lượng tua bin hệ thống mạch động

Khả năng dùng năng lượng của hệ thống mạch động so với hệ thống đẳng áp được thể hiện qua hệ số K_E :

$$K_E = \frac{E_2 + K_e E_1}{E_2} = 1 + K_e \frac{E_1}{E_2}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Có thể tính sơ bộ như sau : Gọi năng lượng sử dụng trong hệ thống đẳng áp là E_2 = diện tích ige'f'i, năng lượng tổn thất E_1 = 5be5. Nếu trong hệ thống mạch động sử dụng được 50% của E_1 (K_e = 0,5) và nhiệt độ môi chất phía trước tua bin T_T = 623 K, lúc ấy giá trị $K_E = 1 + 0{,}5\,\frac{E_1}{E_2}$; quan hệ giữa K_E và p_K được thể hiện trên đồ thị hình 8.65. Từ đồ thị thấy rằng : khi p_K < 0,15 MPa thì ưu việt của hệ thống mạch động so với hệ thống đẳng áp rất rõ, nhưng khi p_K > 0,25 MPa thì tính ưu việt ấy không còn, vì khi tăng p_K, E_1 giảm còn E_2 lại tăng làm giảm K_E.

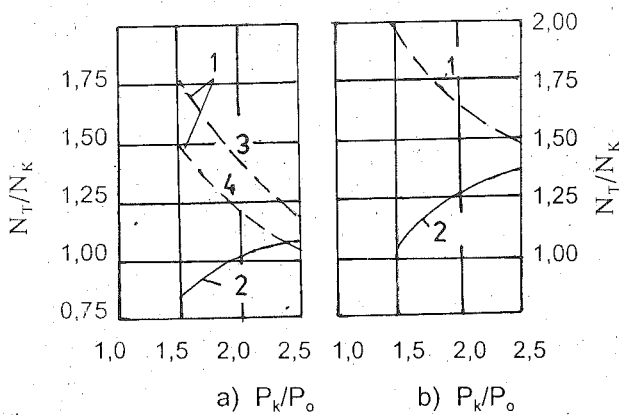


Hình 8.65. Mối quan hệ giữa K_E và p_K

c) Hiệu suất tua bin η_T

Trong hệ thống đẳng áp, tại cửa vào tua bin, áp suất không thay đổi, dòng khí được phân bố đều đi vào khắp chu vi vành miệng phun, do đó hiệu suất η_T tương đối cao. Ngược lại trong hệ thống mạch động do bánh công tác của tua bin phải hoạt động trong điều kiện dao động tương đối lớn của áp suất, nên dòng chảy đi vào vành miệng phun không ổn định và không đều làm tăng tổn thất lưu động nên hiệu suất η_T thấp.

Tổng hợp ảnh hưởng của ba mặt trên thể hiện trong hiệu suất tua bin η_T và cân bằng công suất tua bin với máy nén trong hai hệ thống đẳng áp và mạch động. Người ta đã tính cân bằng năng lượng trong hệ thống đẳng áp cũng như mạch động đối với động cơ điêden hai kỳ và bốn kỳ (hình 8.66), trong đó N_T và N_k là công suất tua bin có thể cung cấp và công suất máy nén có thể tiêu thụ. Nếu $\frac{N_T}{N_k} > 1$ nói rõ năng lượng trong hệ thống dư thừa, còn nếu $\frac{N_T}{N_k} < 1$ - thể hiện năng lượng của hệ thống thiếu hụt. Từ đồ thị thấy rõ khi tăng π_k tỉ số $\frac{N_T}{N_k}$ của hệ thống đẳng áp tăng dần, còn của hệ thống mạch động lại giảm dần.



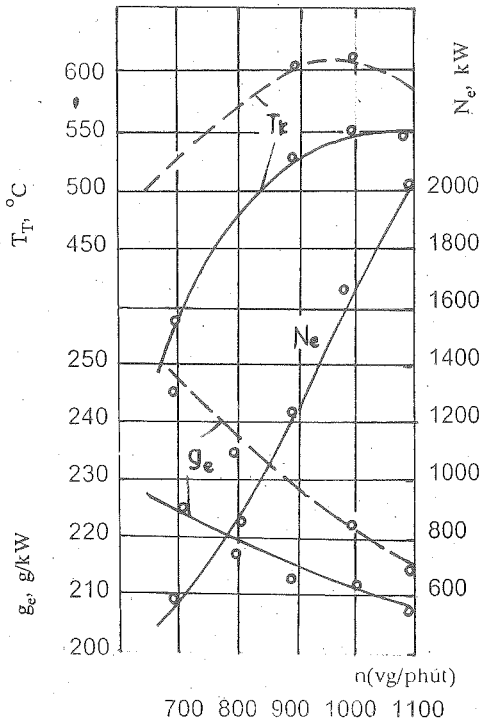
Hình 8.66. Cân bằng năng lượng của tua bin máy nén trong hai hệ thống đẳng áp và mạch động
a) Động cơ hai kỳ ; b) Động cơ bốn kỳ
1 - hệ thống mạch động ; 2 - hệ thống đẳng áp ;
3 - hệ tăng áp tua bin khí ; 4 - tăng áp hỗn hợp.

Hình 8.67 là đồ thị so sánh kết quả thực nghiệm của hai hệ thống đẳng áp và mạch động đối với động cơ điêden 12V240Z. Do năng lượng trong hệ thống mạch động được sử dụng tốt hơn nên lưu lượng không khí G_k, tỉ số tăng áp $\pi_k = \frac{p_k}{p_o}$, áp suất sau máy nén p_s đều tăng. Sự thay đổi các thông số trên làm cho nhiệt độ T_T và suất tiêu hao nhiên liệu g_e của hệ thống mạch động đều nhỏ hơn so với hệ thống đẳng áp, đặc điểm trên thể hiện càng rõ khi chạy ở tốc độ thấp.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

2) Đặc tính của động cơ điêden ở chế độ tăng tốc và ở tải nhỏ

Trong động cơ điêden dùng hệ thống đẳng áp, do tiết diện lưu thông và chiều dài ống lớn hơn nhiều so với hệ thống mạch động, nên khi động cơ hoạt động ở không hoặc ít tải với tốc độ thấp, thì năng lượng trong khí xả rất nhỏ, áp suất và nhiệt độ khí thải đều thấp. Khi động cơ điêden tăng tốc, mặc dù áp suất và nhiệt độ khí thải đã tăng, nhưng khí thải cần thời gian tương đối dài để chứa đầy thể tích đường thải khiến áp suất trên đường thải tăng rất chậm lưu lượng không khí do bộ tua bin tăng áp cung cấp không theo kịp nhu cầu tăng tốc nên gây khói đen trong khí thải. Trong hệ thống mạch động, không có tình trạng trên, khi thay đổi tải do dung tích đường thải tương đối nhỏ, song áp suất của khí thải lập tức thay đổi và truyền nhanh tới tua bin làm tăng nhanh tốc độ bộ tua bin tăng áp. Vì vậy tính tăng tốc của hệ thống mạch động tốt hơn hẳn so với hệ thống đẳng áp.



Hình 8.67. Đặc tính tốc độ động cơ 12V 240Z
——— hệ thống mạch động ;
---- hệ thống đẳng áp.

Khi động cơ điêden của hệ thống đẳng áp hoạt động ở chế độ thấp tốc, do tỉ số giãn nở π_T và nhiệt độ T_T nhỏ làm cho năng lượng của khí đi vào tua bin rất thấp, làm giảm p_k và lượng khí cấp cho xilanh mỗi chu trình G_k nên mômen của động cơ rất nhỏ. Nhưng ở hệ thống mạch động, khi chạy ở tốc độ thấp, do có thể sử dụng tốt năng lượng của khí thải nên đặc tính mômen của động cơ ở tốc độ thấp vẫn cao hơn so với trường hợp dùng hệ thống đẳng áp.

Tổng hợp các ưu nhược điểm nêu trên của hai hệ thống có thể nêu những kết luận sau :

1. Trên góc độ sử dụng năng lượng khí xả, hệ thống mạch động tận dụng năng lượng nhiều hơn so với hệ thống đẳng áp, nếu điều kiện khác như nhau sẽ cho áp suất tăng áp p_k lớn hơn. Càng tăng p_k, tính ưu việt kể trên càng giảm.

2. Xét trên mặt tổ chức quá trình quét xilanh, hệ thống mạch động hơn hẳn so với hệ thống đẳng áp. Trong thời kỳ quét xilanh, áp suất p_T trong hệ thống tạo lõm sóng, vì vậy kể cả trường hợp tải nhỏ vẫn tạo đủ chênh áp $p_k - p_T$, đảm bảo cho xilanh được quét khí tốt.

3. Về mặt hiệu suất η_T, tua bin trong hệ thống đẳng áp có η_T cao hơn so với hệ thống mạch động vì tổn thất lưu động của tua bin trong hệ thống mạch động lớn hơn, do áp suất p_T và nhiệt độ T_T thay đổi theo chu kỳ làm cho phương hướng và tốc độ dòng chảy đi vào bánh công tác cũng thay đổi theo, trong khi góc lắp đặt của cánh không thay đổi gây ra xung kích và thoát ly liên tục giữa dòng chảy và cánh, làm tăng tổn thất xung kích ở tải nhỏ và tải bộ phận. Nhưng càng tăng p_k, biên độ mạch động càng giảm thì hiệu suất η_T của hệ thống mạch động càng tăng sát với hệ thống đẳng áp.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

4. Hệ thống mạch động có đặc tính tăng tốc và đặc tính mômen tốt hơn so với hệ thống đẳng áp.

5. Lưu lượng tức thời trong hệ thống mạch động thay đổi liên tục theo chu kỳ, nên lưu lượng tức thời cực đại của hệ thống mạch động lớn hơn so với hệ thống đẳng áp, vì vậy kích thước miệng vào tua bin lớn hơn. Cấu tạo đường thải cũng phức tạp hơn so với hệ thống đẳng áp.

Vì vậy trường hợp tỉ số tăng áp π_k thấp thì hệ thống mạch động lợi hơn. Với π_k lớn, dùng hệ thống đẳng áp hợp lý hơn.

Hiện nay động cơ ôtô thường dùng hệ thống mạch động để dễ tăng tốc và có mômen lớn ở tốc độ thấp. Các động cơ điêden có đòi hỏi cao về thay đổi chế độ làm việc cũng ưu tiên dùng hệ thống mạch động.

Hiện nay động cơ hai kỳ có $\pi_k > 2$ phần lớn đều dùng hệ thống đẳng áp vì với π_k lớn hệ thống đẳng áp đã thể hiện rõ tính ưu việt của mình, nhưng ở chế độ thấp tốc vẫn cần có thêm bơm quét khí dẫn động cơ khí để cấp khí quét bổ sung, đồng thời cũng để lấp kín nhược điểm của hệ thống ở tốc độ thấp và tải nhỏ.

Động cơ hai kỳ quét thẳng, đòi hỏi thấp về chênh áp quét khí, có thể dùng tua bin tăng áp thuần túy (không cần bơm quét dẫn động cơ khí) trong hệ thống mạch động. Còn động cơ hai kỳ quét vòng do có đòi hỏi cao về chênh áp quét khí, rất khó thực hiện tua bin tăng áp thuần túy, thường phải dùng tăng áp hỗn hợp và phần lớn đều dùng hệ thống đẳng áp.

8.5.4. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC ỐNG THẢI CỦA HỆ THỐNG MẠCH ĐỘNG

Kích thước ống thải phụ thuộc vào tỉ số $\varnothing_ô$:

$$\varnothing_ô = \frac{f_ô}{f_{cmax}}$$

trong đó : f_{cmax} = diện tích lớn nhất của cửa (xupáp) thải ;

$f_ô$ = tiết diện ngang của nhánh ống thải ;

với xupáp thải : $f_{cmax} = \pi d \cdot h_{max}$

trong đó : d – đường kính đế xupáp ;

h_{max} – hành trình cực đại của xupáp.

Muốn lợi dụng tốt năng lượng khí thải đồng thời hạn chế tổn thất lưu động thường chọn : $\varnothing_ô = 1 - 1,4$.

8.6. CÁC HỆ THỐNG TĂNG ÁP KHÁC

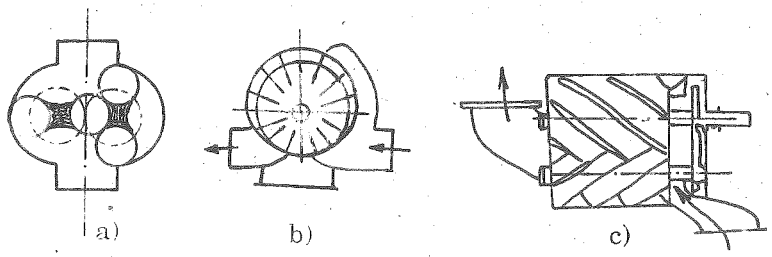
8.6.1. TĂNG ÁP CƠ KHÍ

Tăng áp cơ khí là bộ tăng áp do bản thân động cơ dẫn động qua bánh răng, bánh đai hoặc xích, đôi khi còn có cả li hợp, tỉ số truyền giữa chúng là số cố định không đổi.

Ưu điểm nổi bật của tăng áp cơ khí là tính hưởng ứng rất nhanh khi tăng tốc. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp cơ khí được giới thiệu trên hình 2.15. Chỉ sử dụng tăng áp cơ khí khi π_k không quá 1,6 – 1,7.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bộ tăng áp trong hệ thống tăng áp cơ khí thường dùng máy nén thể tích. Động cơ cỡ nhỏ thường dùng máy nén root (hình 8.68a). Bên trong máy nén root không có quá trình nén, nhưng không khí tại cửa ra gặp dòng khí nén đi ngược bị nén trong không gian kín giữa rôto và vỏ nên hiệu suất hơi thấp và gây tiếng ồn. Ưu điểm của máy nén root là không có sự tiếp xúc giữa rôto và vỏ cũng như giữa rôto với nhau nên không cần bôi trơn, vì vậy khí nén do bơm root cung cấp lẫn rất ít dầu nhờn. Áp suất p_k càng lớn, rò khí qua khe hở càng nhiều, vì vậy làm giảm hiệu suất dung tích và hiệu suất nén, nếu tăng tốc độ quay tính năng của máy nén sẽ khá hơn. Máy nén kiểu phiến gạt (hình 8.68b) và kiểu vít vô tận (hình 8.68c) hiệu suất cao hơn, và tiếng ồn ít hơn, nhưng cấu tạo phức tạp nên hiệu này ít dùng ngoài các bộ tăng áp nhãn hiệu Bendix (Mỹ) còn có thị trường tiêu thụ trên động cơ cỡ nhỏ.



Hình 8.68. Một vài loại máy nén thể tích
a) Máy nén root ; b) Máy nén kiểu phiến gạt ; c) Máy nén kiểu vít vô tận.

Ưu điểm chính của các loại máy nén thể tích so với máy nén ly tâm là không bị hạn chế bởi tốc độ mất ổn định trong phạm vi hoạt động của động cơ, mặt khác lưu lượng của không khí lại tỉ lệ thuận với tốc độ, tương tự như đặc tính lưu lượng của động cơ. Vì vậy rất dễ phối hợp với hoạt động của động cơ nhất là ở khu vực tốc độ thấp, hiệu quả tăng áp rất rõ rệt. Chính vì vậy hiện nay tăng áp cơ khí vẫn được sử dụng để cải thiện tính năng thấp tốc của động cơ tăng áp.

Cần tìm mọi cách giảm tổn hao trong tăng áp cơ khí, muốn vậy khi chạy ở tải vừa và nhỏ cần tách ly hợp. Đồng thời cũng cần đảm bảo các yêu cầu khác như tính năng giảm tốc tức thời, tuổi thọ cao v.v... Muốn vậy cần cài trước bánh răng truyền động, cài răng ở tốc độ cao, giảm tần số cài và khi cài không tạo ra tăng áp, qua đó kéo dài tuổi thọ của ly hợp.

8.6.2. TĂNG ÁP ĐỘNG LỰC (nhờ hiệu ứng động của dao động áp suất trên đường nạp và đường thải) còn gọi là tăng áp khí động

Cơ sở lý thuyết của tăng áp động lực (mục 5.1.6) là nhờ vào hiệu ứng động của dao động áp suất trên đường nạp và thải qua lựa chọn chiều dài đường ống, làm xuất hiện áp suất dương tại khu vực xupáp nạp và khi sắp kết thúc quá trình nạp nhằm thực hiện nạp thêm và xuất hiện áp suất dương tại khu vực xupáp nạp và áp suất âm tại khu vực xupáp xả cuối kỳ thải đầu kỳ nạp để thực hiện quét buồng cháy nhờ đó làm tăng hệ số nạp η_v.

Số liệu thực nghiệm về hiệu quả của tăng áp động lực trên động cơ 1B $\frac{9,5}{11,5}$, với n = 2000 vòng/phút, công suất N_e = 8,82 kW buồng cháy xoáy lốc được thể hiện trên bảng 8-4. Động cơ nguyên thủy chiều dài đường nạp 300mm, khi tăng áp 1140mm, đường kính trong của ống nạp Φ42, các thông số của động cơ giữ nguyên không đổi. Biến động áp suất tại điểm cách xupáp nạp 150mm trước và sau khi thay ống nạp được giới thiệu trên hình 8.69a, b. Áp suất cực đại của không khí tới 0,13 MPa. Kết quả công suất tăng 20%, suất tiêu hao nhiên liệu giảm khoảng 8,16 g/kW.h.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bảng 8–4

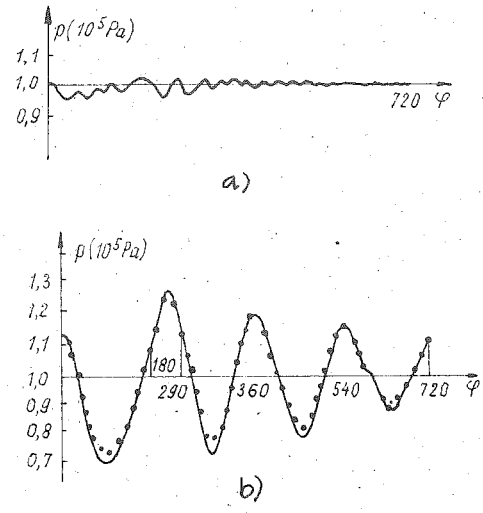
ĐỐI CHIẾU KẾT QUẢ TRƯỚC VÀ SAU TĂNG ÁP ĐỘNG LỰC

Đường nạp	Đường nạp nguyên thủy					Đường nạp Φ42 × 1140mm					
Tham số kỹ thuật	Góc phun sớm 18°, áp suất mở kim phun p_Φ = 11,8 MPa, pittông bơm cao áp Φ7										
Tốc độ động cơ (vòng/phút)	2000										
Công suất (kW)	4,4	5,9	7,4	10,3	11	8,8	10,1	10,6	11,5	12,3	13,8
Suất tiêu hao nhiên liệu g_e (g/kW.h)	302	271	267	269	282	250	253	249	252	260	290
Nhiệt độ khí xả (°C)	270	325	390	540	620	400	435	465	490	540	650

Trong sử dụng thực tế, đường nạp đều có bình lọc không khí, do đó đã làm thay đổi đặc tính đường nạp, làm hạn chế hiệu quả tăng áp động lực. Muốn khắc phục thiếu sót trên người ta lắp một bình ổn áp bằng khoảng 15 ∽ 20 lần thể tích xilanh.

Động cơ bốn kỳ, bốn và sáu xilanh cũng dùng tăng áp động lực. Nhưng lúc ấy cần dựa theo trình tự hoạt động của xilanh phân nhánh đường nạp. Với động cơ 6 xilanh có thể nối mỗi nhánh với ba xilanh.

Với chiều dài ống nhất định, giá trị cực đại của η_v sẽ xuất hiện ở tốc độ nhất định của động cơ. Tăng chiều dài đường ống sẽ làm η_v cực đại chuyển về vị trí tốc độ thấp. Vì vậy muốn cải thiện tính năng động cơ ở tốc độ thấp cần tăng chiều dài ống nạp. Tốc độ càng thấp, chiều dài tối ưu của ống nạp càng lớn.



Hình 8.69. Dao động áp suất trên đường nạp theo góc quay trục khuỷu, gần xupáp nạp trên nắp xilanh động cơ 1B9,5/11,5
a) Đường nạp nguyên thủy ;
b) Đường nạp dầu 1140mm.

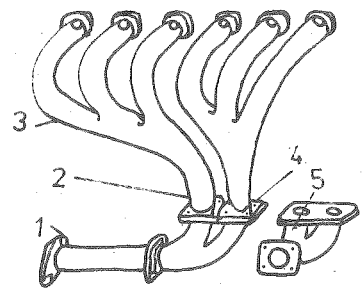
Đường kính ống nạp cũng là một nhân tố quan trọng. Thay đổi đường kính ống nạp có thể làm thay đổi phạm vi điều chỉnh hệ thống đường nạp. Ví dụ : điều chỉnh hệ thống đường nạp thích hợp ở chế độ cao tốc thì có thể dùng phương pháp giảm nhỏ đường kính ống nạp để tăng hệ số nạp ở chế độ mômen cực đại, nếu điều chỉnh đường nạp thích hợp với chế độ mômen cực đại thì tăng đường kính ống nạp sẽ làm tăng hệ số nạp ở chế độ cao tốc. Muốn tăng khả năng tăng tốc của động cơ cần phải tăng đường kính và giảm chiều dài ống nạp. Cường độ của sóng áp suất và độ lớn của biên độ sóng có liên quan mật thiết với : tốc độ động cơ, tổn thất ở khu vực xupáp, sự thay đổi tiết diện lưu thông của xupáp, đường kính ống nạp và điều kiện gây sóng phản xạ ở gần khu vực xupáp v.v...

Đường nạp của động cơ diêden tăng áp nhiều xilanh có hai loại : chiều dài giống nhau và chiều dài khác nhau.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Loại chiều dài giống nhau tạo ra hiệu quả tăng áp giống nhau ở các xilanh. Nhưng nếu chế độ hoạt động của động cơ rời khỏi điểm thiết kế thì hiệu quả tăng áp giảm nhanh, vì vậy thường dùng cho động cơ chạy ở tốc độ nhất định.

Loại chiều dài khác nhau (hình 8.70) sẽ có hiệu quả tăng áp khác nhau giữa các xilanh nên làm giảm hiệu quả tăng áp chung, tuy nhiên nó mở rộng phạm vi thích ứng làm cho hiệu quả tăng áp vẫn gây tác dụng trong một phạm vi rộng. Mặt khác cấu tạo gọn, đẹp, nên dùng nhiều trong động cơ điêden tăng áp lắp trên ôtô.

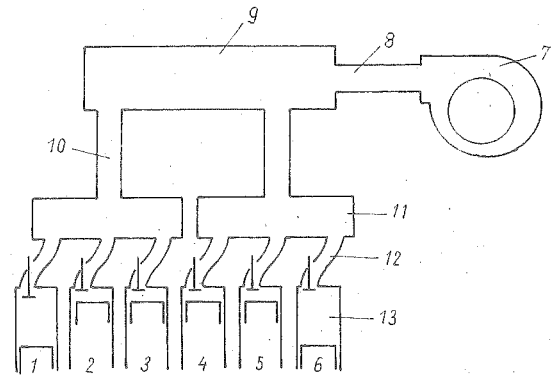


Hình 8.70. Ống nạp với chiều dài khác nhau của hệ thống tăng áp động lực
1 – ống nạp chung ; 2 – ống nhóm ; 3 – ống nhánh ; 4 – hình chiếu từ phía trước ; 5 – hình chiếu từ phía trái.

8.6.3. TĂNG ÁP PHỨC HỢP

Tăng áp phức hợp là hệ thống tăng áp mới của động cơ ôtô

Giới hạn ổn định của máy nén trong tua bin tăng áp phụ thuộc vị trí lắp đặt bộ tua bin tăng áp trên động cơ và tình hình hoạt động liên hợp với động cơ. Vị trí giới hạn ổn định trên đặc tính của máy nén chỉ là tài liệu tham khảo quan trọng, khi dùng hiệu ứng động lực của đường nạp có thể gây ra mất ổn định, trong trường hợp ấy hệ thống tăng áp phức hợp có thể tránh nhược điểm trên và được phát triển thành một phương thức tăng áp mới dùng trên động cơ ôtô.



Hình 8.71. Hệ thống tăng áp phức hợp
1 ÷ 6,13 xilanh ; 7 – bộ tua bin tăng áp ; 8 – ống nối ; 9 – bình ổn áp ; 10 – ống cộng hưởng ; 11 – bình cộng hưởng ; 12 – nhánh ống nạp.

Hệ thống tăng áp phức hợp (hình 8.71) gồm bình cộng hưởng 11 và ống cộng hưởng 10 được nối với các nhánh ống nạp 12, các nhánh này được phân nhóm đảm bảo trình tự làm việc của các xilanh cùng một nhóm có góc lệch công tác tương đối lớn (động cơ bốn kỳ không nhỏ hơn 240 độ góc quay trục khuỷu), động cơ sáu xilanh chia thành hai nhóm, thông qua bình ổn áp nối với bộ tua bin tăng áp.

Hệ thống ống nạp kể trên có tần số dao động riêng của dòng khí, phụ thuộc vào cấu tạo và tốc độ âm thanh địa phương của không khí tăng áp. Tần số dao động riêng :

$$f = \frac{a}{2\pi}\sqrt{\frac{A}{L.V}}$$

Tốc độ gây cộng hưởng của động cơ bốn kỳ :

$$n = \frac{2.60f}{z} = \frac{60.a}{\pi.z}\sqrt{\frac{A}{L.V}}$$

trong đó : a – tốc độ âm thanh, (m/s) ;
z – số xilanh trong một nhóm ;
A – tiết diện ngang của ống cộng hưởng ;

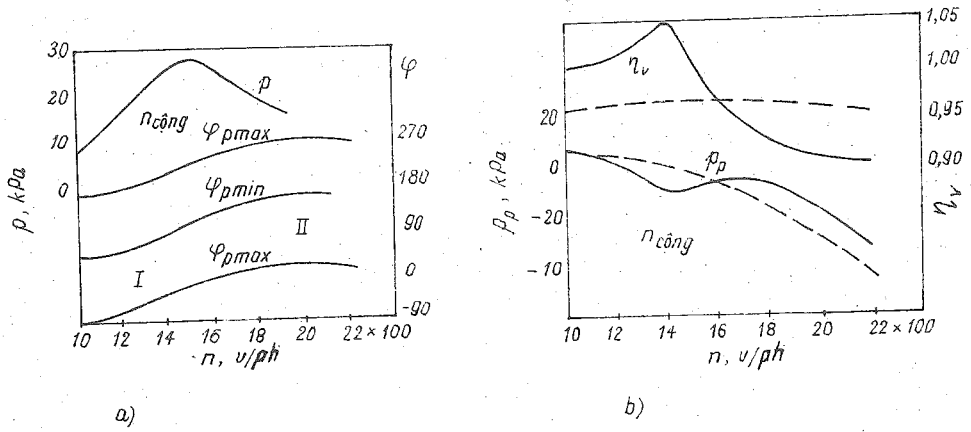
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

L – chiều dài ống cộng hưởng ;

V – tổng dung tích bình cộng hưởng (gồm nhánh ống nạp đường khí nạp trong nắp xilanh, một phần dung tích xilanh và bình cộng hưởng).

Các giá trị A, V và L được xác định qua tính lý thuyết hoặc thực nghiệm có tác dụng quyết định tới đặc tính của hệ thống cộng hưởng.

Tần số nạp khí vào xilanh động cơ càng gần tần số riêng của hệ thống thì sóng áp suất càng lớn, khi hai tần số trên bằng nhau sẽ gây cộng hưởng. Lúc cộng hưởng, công do pittông tạo ra ở nửa trước của quá trình nạp được chuyển thành động năng cộng hưởng trên đường ống, còn nửa sau của quá trình nạp động năng trên làm tăng áp suất trên đường nạp của xilanh tương ứng, tạo ra công đẩy pittông. Nhờ tác dụng của sóng áp suất dương, áp suất trong xilanh sẽ cao hơn áp suất tăng áp. Nếu chạy ở tốc độ nhỏ hơn hoặc lớn hơn tốc độ cộng hưởng mặc dầu biên độ dao động đã giảm nhưng vẫn còn dao động. Khi ở xa tần số cộng hưởng, chẳng những biên độ mà vị trí đỉnh sóng (pha của sóng) cũng thay đổi theo.



Hình 8.72. Sóng áp suất nạp, hiệu suất dung tích và tổn hao cho quá trình bơm của động cơ tăng áp phức hợp
a) Biên độ và pha của sóng áp suất ; b) Hiệu suất dung tích và tổn thất cho quá trình bơm ;
p_p – áp suất tổn thất trung bình cho quá trình bơm.
---- tăng áp tua bin ; —— tăng áp phức hợp ;
I – trùng điệp các xupáp ; II – xupáp nạp mở.

Hình 8.72 giới thiệu hàm biên độ và pha (so với điểm chết trên) của sóng áp suất thay đổi theo tốc độ động cơ. Biên độ cực đại xuất hiện ngay khi qua tần số cộng hưởng. Biên độ sóng trên đồ thị là giá trị tuyệt đối có thứ nguyên, do đó hơi khác so với đường cộng hưởng thông thường, mà có xu thế hơi lệch về phía tốc độ cao. Thấp hơn tốc độ cộng hưởng, pha của sóng áp suất xuất hiện sớm hơn pha của lực kích thích, cao hơn tốc độ cộng hưởng sẽ ngược lại. Vì vậy trong phạm vi tốc độ bằng hoặc nhỏ hơn tốc độ cộng hưởng, có thể lợi dụng sóng áp dương để tăng áp cho xilanh qua đó nâng cao hiệu suất nạp (hình 8.72b). Nếu vượt quá tốc độ cộng hưởng do pha của sóng áp suất chậm hơn so với lực kích thích nên làm giảm hệ số nạp η_v. Đồng thời lúc bắt đầu và phần lớn hành trình nạp, sóng áp dương đẩy pittông sinh công nên đã giảm tổn thất bơm.

Hệ thống tăng áp phức hợp có những ưu điểm sau :

– So với tăng áp tua bin khí thông thường, hệ số nạp và lượng khí quét của hệ thống phù hợp hơn yêu cầu của động cơ ôtô.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Trong phạm vi tốc độ thường dùng của động cơ, tổn thất bơm ít hơn, nên giảm suất tiêu hao nhiên liệu.

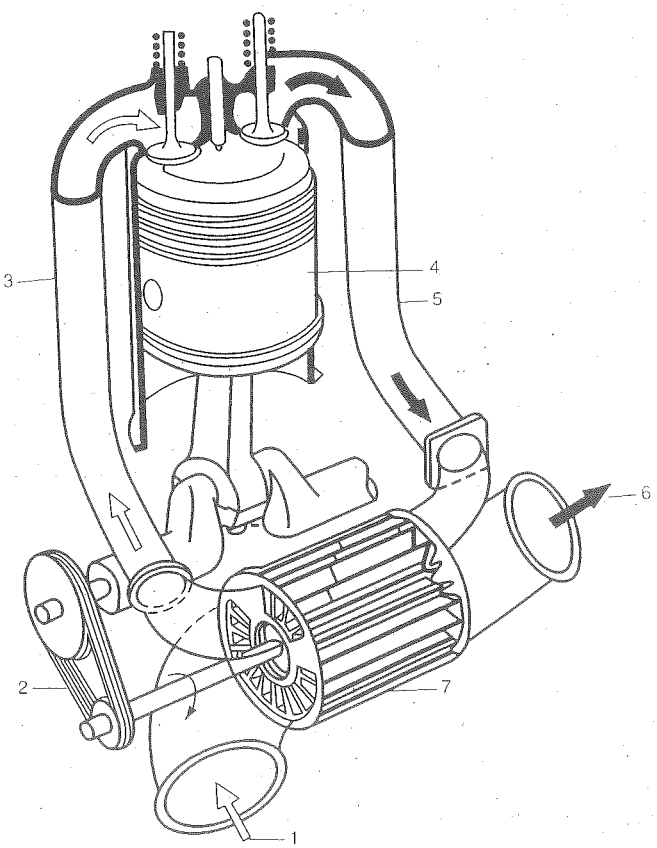
– Động cơ hoạt động trong phạm vi thay đổi ít về lưu lượng nên dễ phối hợp giữa động cơ và bộ tua bin tăng áp.

Khuyết điểm của hệ thống là thể tích của hệ thống tương đối lớn lại phải lắp trực tiếp với động cơ, khó lắp đặt trên xe nên rất khó sử dụng.

8.6.4. TĂNG ÁP BẰNG SÓNG KHÍ

1) Sơ đồ cấu tạo và nguyên tắc hoạt động

Hình 8.73 giới thiệu sơ đồ cấu tạo và nguyên tắc hoạt động của động cơ tăng áp bằng sóng khí của hãng BBC – Thụy Sĩ. Rôto 7 được trục khuỷu động cơ dẫn động qua đai truyền 2. Trên rôto có nhiều tấm ngăn hướng kính chạy dọc theo chiều dài rôto, tạo nên các rãnh thông dọc trục. Đầu trái rôto nối với đường ống cao áp 3 và đường ống vào thấp áp 1 của không khí vào động cơ, còn đầu phải nối với đường vào cao áp 5 và đường ra thấp áp 6 của khí thải. Sau khi không khí thấp áp đi từ đường 1 vào rãnh thông, tiếp đó rôto quay một góc độ nhất định thì đầu bên kia của rôto khí thải cao áp cũng đi vào rãnh thông ép không khí trong rãnh. Đến khi không khí ép ăn thông với đường nạp cao áp 3 của động cơ , thì không khí cao áp chạy ra đường 3 nạp vào động cơ , còn đầu bên kia của rãnh thông sản vật cháy sau khi giãn nở cũng được nối thông với đường thải thấp áp để thải ra ngoài trời.



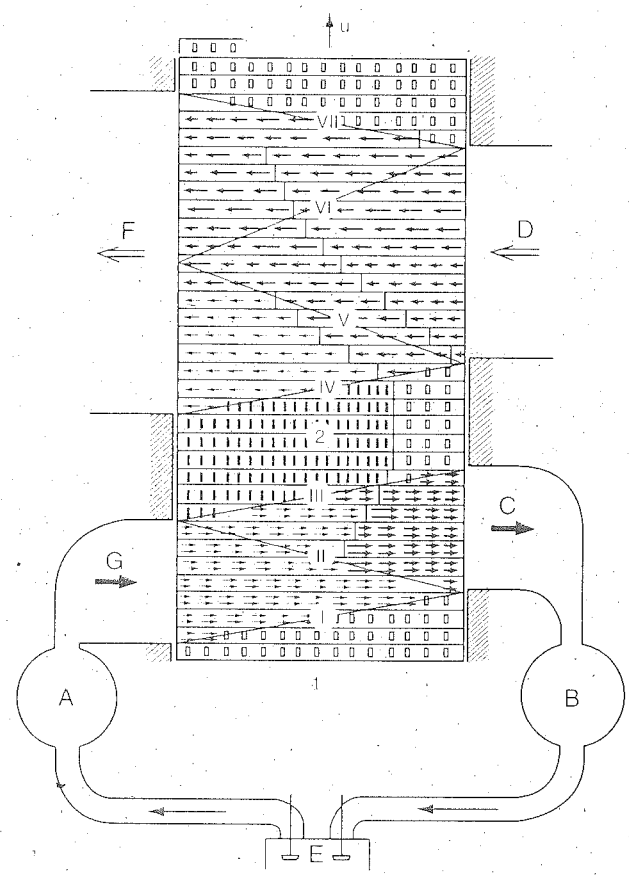
Hình 8.73. Sơ đồ bộ tăng áp bằng sóng khí
1 – phòng khí thấp áp ; 2 – dây đai ; 3 – không khí cao áp ;
4 – động cơ ; 5 – khí thải cao áp ; 6 – khí thải thấp áp ; 7 – rôto.

Có thể giải thích quá trình hoạt động của bộ tăng áp bằng sóng khí qua đồ thị khai triển trên hình 8.74 bằng cách triển khai lớp cắt quanh chu vi tại bán kính trung bình của rôto và stato lên mặt phẳng, trên đó chỉ phương hướng lưu động của khí thải và không khí. Tốc độ tiếp tuyến của rôto tại bán kính trung bình được thay bằng tốc độ dịch chuyển u của các rãnh thông từ dưới lên trên.

Chu trình của sóng áp suất bắt đầu từ 1 trên đồ thị (từ đường thấp nhất) (hình 8.74). Lúc đầu trong rãnh thông chứa đầy không khí mới, áp suất xấp xỉ bằng áp suất khí trời, hai đầu rãnh bịt kín, tức không khí ở dạng tĩnh lặng, lưu tốc bằng không. Khí

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

thải của động cơ hai kỳ chứa trong bình góp A. Khi rôto quay, một rãnh thông nào đó ăn thông với đường xả cao áp, thì sản vật cháy đi vào rãnh tiếp xúc với không khí có sẵn trong rãnh và gây ra sóng nén I truyền sang phải với tốc độ thanh âm, làm tăng áp suất và nhiệt độ không khí và đẩy không khí chuyển dịch sang phải. Các rãnh được chuyển dịch lên phía trên theo tốc độ u, vì vậy đường truyền sóng đi sang phải có dạng nghiêng lên. Khi sóng áp suất đi tới đầu bên phải thì rãnh ăn thông với đường không khí cao áp. Do áp suất tại cửa ra của đường không khí cao áp lớn hơn so với sóng nén truyền tới từ đường thải nên sóng phản xạ của cửa mở vẫn là sóng nén, tức là sóng nén II truyền sang trái. Tác dụng của sóng nén II làm tăng áp suất không khí trong rãnh đạt tới giá trị bằng áp suất tại cửa ra đường không khí cao áp. Lúc ấy không khí nén từ rãnh đi ra đường cao áp tới bình góp khí nén B rồi từ đó đi vào động cơ E. Khi sóng nén II truyền tới đầu trái của rôto thì đường thải cao áp G vừa đóng (lúc sóng nén truyền sang trái, sản vật cháy và không khí trong rãnh vẫn đi sang phải), sản vật cháy trong rãnh sau khi giãn nở tạo sóng giãn nở III làm giảm áp suất trong rãnh. Khi sóng giãn nở III truyền tới đầu phải thì đường không khí cao áp vừa đóng. Sau đó, hai đầu rãnh được bịt kín, khí thể trong rãnh ở trạng thái tĩnh, không lưu động.



Hình 8.74. Đồ thị khai triển quá trình truyền sóng áp suất trong bộ tăng áp bằng sóng khí đơn giản
A – bình góp khí xả ; B – bình góp khí nén ;
C – không khí cao áp ; D – không khí thấp áp ;
E – động cơ ; F – khí xả thấp áp ; G – khí xả cao áp ;
1 – đường thấp nhất ; I, II ... VII – các sóng khí.

Các rãnh trên tiếp tục quay (dịch chuyển lên trên) tới khi mở thông với đường thải thấp áp thì khí thải trong rãnh thoát ra đường thải thấp áp tạo ra sóng giãn nở IV truyền vào rãnh. Khi sóng IV tới đầu phải thì rãnh cũng vừa ăn thông với đường không khí thấp áp. Do sóng giãn nở truyền tới lớn hơn áp suất tại cửa vào của đường không khí thấp áp, vì vậy sóng phản xạ trên đầu hở của sóng giãn nở kể trên vẫn là sóng giãn nở V, khi ấy dòng khí trong rãnh đang lưu động sang trái. Khi sóng V truyền tới đầu trái, do áp suất của sóng giãn nở thấp hơn áp suất tại cửa ra của đường thải thấp áp nên sóng phản xạ VI sẽ là sóng nén. Lúc ấy áp suất khí trong rãnh hơi tăng nhưng dòng khí vẫn đi sang trái, nhưng lưu tốc hơi giảm. Khi sóng VI tới đầu bên phải thì cửa không khí thấp áp vừa đóng (hiện nay cũng có phương án thiết kế để sóng nén truyền tới đầu bên phải gây nên phản xạ là sóng giãn nở truyền sang trái rồi từ đầu trái lại phản xạ thành sóng nén, truyền qua phải, lúc đó vừa đóng đường không khí thấp áp, qua đó tăng cường quét khí trong rãnh). Khi sóng

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

phản xạ VII của sóng VI tới đầu trái, thì cửa thải thấp áp vừa đóng, lúc đó khí thể trong rãnh lại trở lại trạng thái tĩnh, không lưu động và xuất hiện chân không cục bộ. Tiếp theo khi rãnh chuyển dịch tới vị trí ăn thông với đường xả cao áp, thì lại tiếp tục một chu trình mới. Giữa các sóng phản xạ giãn nở và nén V - VII tạo ra áp suất dương ở đầu khí thải và áp suất âm ở đầu không khí khiến khí thải được thải ra ngoài và hút không khí mới từ không gian thấp áp vào rãnh. Hình 8.74 cũng chỉ rõ mặt tiếp xúc của không khí và sản vật cháy của mỗi giai đoạn. Vị trí xa nhất của khí thải trong rãnh vào khoảng 2/3 chiều dài rãnh. Cuối cùng khí thải thoát ra đường thải thấp áp. Tất nhiên mặt tiếp xúc sẽ có sự hòa trộn giữa sản vật cháy và không khí, số khí hòa trộn này sẽ được thoát ra đường thải thấp áp, nếu sau đó đường thải thấp áp vẫn chưa đóng thì một phần không khí mới sẽ được hút ra đường thải và được gọi là quét khí trong rãnh. Quá trình này không có trong bộ tua bin tăng áp.

Như vậy khi rôto quay, các rãnh trên hình 8.74 chuyển dịch lên trên sẽ lần lượt ăn thông hoặc ngăn cách với các cửa của khí thải và của không khí thấp và cao áp, trong các rãnh sẽ xuất hiện một loạt sóng nén và sóng giãn nở có quy luật nhờ đó trạng thái của không khí và của khí thải trong rãnh cũng được thay đổi theo một quy luật nhất định.

Ưu điểm nổi bật của loại tăng áp bằng sóng khí là áp suất tăng áp càng cao khi tốc độ động cơ càng thấp, nhờ đó động cơ sẽ có mômen lớn tại tốc độ thấp rất thích hợp với điều kiện làm việc của động cơ ôtô, mặt khác loại tăng áp bằng sóng nén không có giới hạn ổn định như máy nén ly tâm.

Nhược điểm của loại này là thiết bị cồng kềnh chiếm không gian lớn, trục khuỷu dẫn động rôto tiêu thụ 1 ∽ 2% công suất động cơ, tiếng ồn lớn nên chưa được sử dụng rộng.

Sau khi hãng BBC thử nghiệm một loạt bộ tăng áp bằng sóng khí nhãn hiệu CX thì công ty Volmetoy (Phần Lan) cũng cho ra đời sản phẩm mang nhãn hiệu 411CX lắp trên động cơ điêden máy kéo nông nghiệp 1203.

8.7. MỘT VÀI VẤN ĐỀ CẦN LƯU Ý KHI TĂNG ÁP CHO ĐỘNG CƠ

Điểm khác biệt giữa động cơ tăng áp và động cơ chưa tăng áp là ở chỗ phụ tải cơ học và phụ tải nhiệt của động cơ tăng áp đều lớn hơn, vì vậy cần sử dụng một số biện pháp về lựa chọn các thông số nhiệt động, cấu tạo, vật liệu và công nghệ chế tạo đảm bảo cho động cơ tăng áp được hoạt động lâu bền với độ tin cậy cao. Do đó cần giải quyết tốt những vấn đề sau.

8.7.1. TỈ SỐ NÉN ε

Trong động cơ tăng áp, mức tăng áp càng lớn thì áp suất cháy cao nhất p_z tăng lên càng nhiều (hình 8.75). Hầu hết động cơ tăng áp đều phải giảm bớt tỉ số nén ε để hạn chế bớt áp suất p_z, tuy nhiên biện pháp giảm ε lại bị hạn chế bởi khả năng khởi động lạnh, đồng thời lại hạ thấp tính kinh tế của động cơ. Thông thường người ta chọn tỉ số nén ε thấp nhất đảm bảo cho động cơ khởi động lạnh và chạy ở tải nhỏ một cách bình thường, có thể lấy $\varepsilon = 12 \div 14$. Tỉ số nén ε thấp hơn 11 là không hợp lý vì ε quá thấp sẽ ảnh hưởng xấu tới tính kinh tế, làm cho động cơ hoạt động thô bạo, đặc biệt là làm cho động cơ khó khởi động lạnh. Động cơ điêden lắp trên ôtô với đặc điểm tăng áp không cao lại đòi hỏi khắt khe về tính năng khởi động lạnh, vì

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

vậy tỉ số nén chỉ giảm 0,5 ∽ 1 đơn vị nếu tăng áp cao có thể giảm 1,5 đơn vị, cũng có trường hợp giữ nguyên tỉ số nén như khi chưa tăng áp. Tỉ số nén động cơ điêden tăng áp lắp trên ôtô hầu hết đều lớn hơn 15.

Sau khi tăng áp, mặc dù đã giảm bớt tỉ số nén ε và tỉ số tăng áp suất khi cháy λ, nhưng áp suất cuối kì nén p_c và áp suất cháy cao nhất p_z đều lớn hơn nhiều so với khi chưa tăng áp vì tăng áp đã làm tăng áp suất đầu kỳ nén. Ví dụ với áp suất p_k = 0,22 MPa, tỉ số nén ε = 15 thì áp suất cuối kỳ nạp có thể bằng p_k, do đó áp suất cuối kỳ nén :

$$p_c = p_k . \varepsilon^{n_1}$$

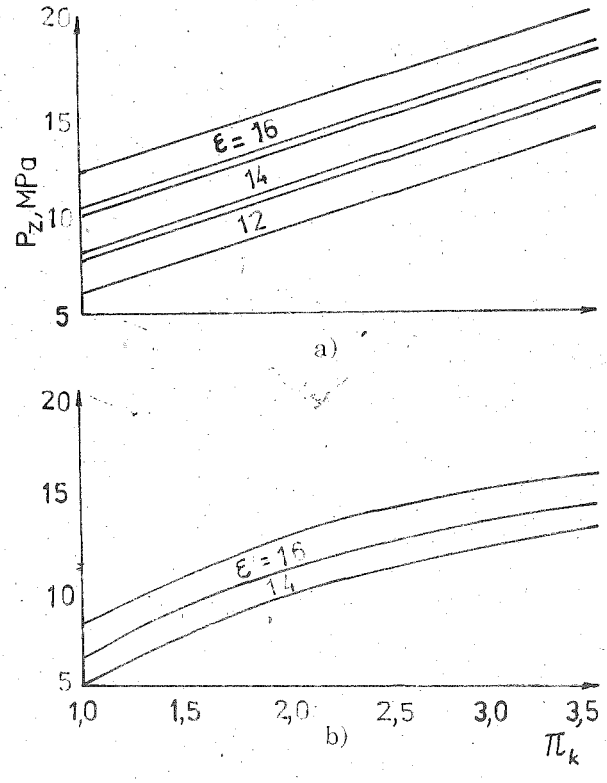
trong đó : n_1 – là chỉ số nén đa biến trung bình, lấy n_1 = 1,35 sẽ được

$p_c = 0,22.15^{1,35} \approx 8,5$ MPa

Chọn tỉ số tăng áp suất khi cháy :

$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = 1,45$, sẽ có :

$p_z = \lambda . p_c = 1,45.8,5 = 12,3$ MPa.



Hình 8.75. Mối quan hệ điển hình giữa p_z và π_k với các ε khác nhau
a) Buồng cháy thống nhất ; b) Buồng cháy ngăn cách.

Từ đó có thể thấy sau khi tăng áp, áp suất cháy cao nhất p_z rất lớn. Động cơ điêden dùng buồng cháy thống nhất, p_z có thể tới 14 MPa.

Động cơ tăng áp siêu cao (π_k tới 5 ∽ 8), nhằm làm tăng áp suất có ích trung bình của chu trình, đôi khi còn giảm tỉ số nén ε tới 7 – 8, khi đó vấn đề khởi động lạnh cho động cơ sẽ được giải quyết nhờ buồng cháy đặc biệt.

Khi giảm bớt tỉ số nén ε cần đặc biệt lưu ý đến sự phối hợp giữa hình dạng buồng cháy và hình dạng các tia nhiên liệu nếu không sẽ hạ thấp chất lượng quá trình cháy và làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu.

8.7.2. PHA PHÂN PHỐI KHÍ

Cuối kỳ thải đầu kỳ nạp, khi pittông gần ĐCT cả xupáp thải và xupáp nạp đều mở, nối thông đường nạp, xilanh với đường thải. Trong động cơ tăng áp, áp suất p_k thường lớn hơn áp suất p_T. Nhờ chênh áp trên môi chất mới với áp suất p_k đi vào xilanh quét sạch sản vật cháy ra đường thải. Như vậy một mặt có lợi cho việc quét sạch khí sót, làm tăng lượng môi chất mới nạp vào xilanh, mặt khác các chi tiết xung quanh buồng cháy (nắp xilanh, xupáp xả, pittông v.v...) được môi chất mới làm mát được cải thiện rõ rệt điều kiện làm việc. Như vậy biên dạng cam phân phối khí của động cơ tăng áp hơi khác so với động cơ không tăng áp ở chỗ có thể điều khiển đóng xupáp thải muộn hơn hoặc mở xupáp nạp sớm hơn so với động cơ không tăng áp. Số

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

liệu hợp lý của thời kỳ trùng điệp của các xupáp được xác định nhờ thực nghiệm và thường biến động trong phạm vi 30 ∽ 140 độ góc quay trục khuỷu.

Ở hệ thống tăng áp kiểu mạch động, do thời kỳ quét khí trên đường thải đang xuất hiện thấp áp của sóng mạch động, nên luôn luôn tồn tại chênh áp lớn giữa đường nạp và đường thải, vì vậy có thể chọn thời kỳ trùng điệp khá lớn, khoảng 80 ∽ 140 độ góc quay trục khuỷu. Mức độ tăng áp càng tăng, để tránh dòng chảy ngược ở các chế độ thấp tốc và tải nhỏ, người ta lại giảm bớt góc trùng điệp. Khi π_k gần tới 3, góc trùng điệp được giữ tương tự như động cơ không tăng áp.

Ở hệ thống tăng áp đẳng áp muốn quét buồng cháy tốt cần đảm bảo áp suất đường thải thấp hơn áp suất đường nạp. Điều kiện ấy chỉ được thực hiện khi hiệu suất của tua bin tương đối lớn, nhưng ở các chế độ thấp tốc và tải nhỏ, do điểm vận hành của tua bin cách xa chế độ thiết kế nên hiệu suất rất thấp, lúc ấy thường xuất hiện $p_k < p_T$ gây nên dòng chảy ngược của khí thải, đi vào đường nạp. Vì vậy trong hệ thống đẳng áp, việc chọn góc trùng điệp không những phải đáp ứng yêu cầu quét khí khi chạy ở tải lớn mà còn phải chú ý tới khả năng của dòng chảy ngược khi chạy ở tải nhỏ.

Động cơ điêden tăng áp lắp trên ôtô, do phải hoạt động trong điều kiện thay đổi tải và tốc độ rất rộng, để ngăn ngừa dòng chảy ngược của các chế độ thấp tốc và tải nhỏ, thường chọn góc trùng điệp tương đối nhỏ. Rất nhiều động cơ điêden tăng áp lắp trên ôtô có cùng một thời kỳ trùng điệp như động cơ không tăng áp. Xu thế phát triển hiện nay ở lĩnh vực điêden tăng áp lắp trên ôtô là dùng góc trùng điệp nhỏ, vì vậy với mức độ tăng áp thấp có thể dùng trục cam của động cơ không tăng áp (góc trùng điệp khoảng 15 ∽ 30 độ góc quay trục khuỷu).

Người ta dùng hệ số quét khí φ_q để đánh giá mức độ sử dụng đối với môi chất mới. Góc trùng điệp càng lớn chênh áp giữa p_k và p_T càng nhiều thì φ_q càng lớn. Động cơ bốn kỳ tăng áp thấp φ_q = 1,1 ∽ 1,15, khi tăng áp cao φ_q = 1,2 ∽ 1,25. Nói chung cần đảm bảo tỉ số $\frac{p_k - p_T}{p_k} \geq 0{,}15$.

Nếu chọn góc phân phối khí hợp lý và tổ chức tốt quá trình quét khí, động cơ điêden tăng áp có thể đạt hệ số nạp cao, khoảng 0,9 ∽ 1,05. Bảng 8-5 giới thiệu hệ số nạp η_v của động cơ điêden 4 kỳ tăng áp với các góc trùng điệp và tốc độ quay khác nhau.

Xupáp thải của động cơ điêden tăng áp thường mở sớm hơn so với động cơ không tăng áp để tăng thêm năng lượng cho tua bin. Tốc độ càng cao góc mở sớm tốt nhất càng lớn, lúc ấy nhiệt độ và áp suất trong xilanh đều cao làm cho xupáp quá nóng. Việc chọn góc mở sớm xupáp xả phải đáp ứng yêu cầu của chế độ thiết kế cũng như phải đáp ứng cả yêu cầu về tính năng ở tốc độ thấp. Các cơ cấu dẫn động xupáp cần để ý đến lực mở xupáp xả, khi áp suất trong xilanh còn rất cao.

Bảng 8-5

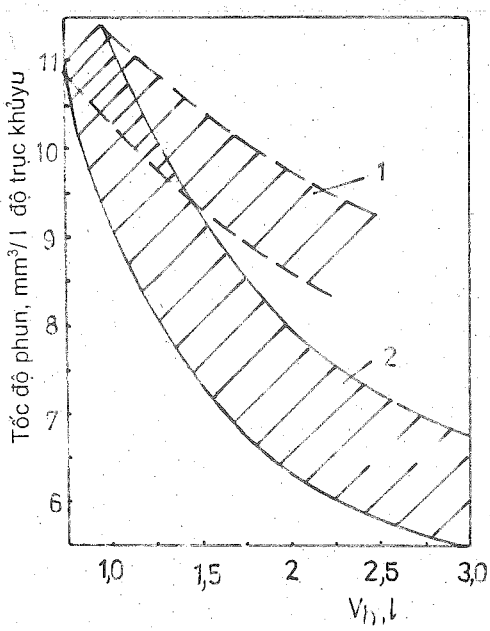
HỆ SỐ NẠP η_V CỦA ĐỘNG CƠ HAI KỲ ĐIÊDEN TĂNG ÁP

Góc trùng điệp (độ) góc quay trục khuỷu	40°			80°			120°		
Tốc độ n (vòng/phút)	1500	1800	2200	1500	1800	2200	1500	1800	2200
η_v	0,95	0,88	0,85	1,03	1,00	0,95	1,10	1,05	1,00

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

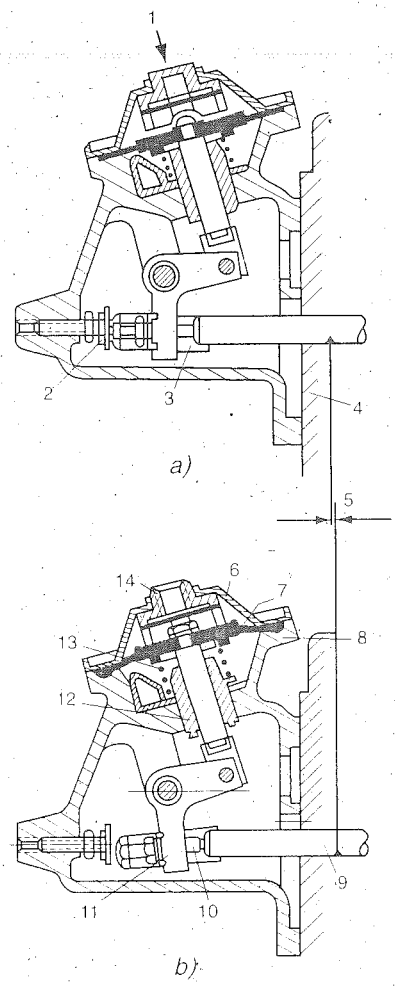
8.7.3. HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU

Sau khi tăng áp, lượng môi chất nạp vào xilanh trong mỗi chu trình sẽ tăng. Để đạt mục đích tăng công suất động cơ cần tăng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình. Nếu vẫn giữ hệ thống nhiên liệu của động cơ chưa tăng áp sẽ phải tăng thêm thời gian cấp nhiên liệu cho chu trình. Cách làm trên sẽ làm tăng phần nhiên liệu cháy rớt và làm giảm hiệu suất chỉ thị η_i. Nói chung sau khi tăng áp cần điều chỉnh lại hệ thống nhiên liệu rất tỉ mỉ như chọn lại biên dạng cam dẫn động bơm cao áp, cần chọn hợp lý đường kính pittông bơm cao áp, vòi phun, áp suất phun, dung tích nhiên liệu dự trữ trong không gian van một chiều, góc phun sớm, đường kính và chiều dài đường nhiên liệu cao áp v.v... nhờ đó η_i sẽ không giảm.



Hình 8.76. Mối quan hệ giữa tốc độ phun và thể tích công tác V_h (l)
1 – động cơ tăng áp buồng cháy thống nhất ;
2 – động cơ không tăng áp, buồng cháy thống nhất.

Giải pháp chính để rút ngắn thời gian cấp nhiên liệu là tăng đường kính pittông bơm cao áp, thay đổi biên dạng cam, thay đổi hành trình dự trữ trước khi cấp nhiên liệu để thay đổi khu vực cấp nhiên liệu của cam v.v... qua đó làm tăng tốc độ cấp nhiên liệu. Hình 8.76 giới thiệu mối quan hệ giữa tốc độ cấp nhiên liệu và dung tích xilanh của động cơ điêden.



Hình 8.77. Bộ hạn chế khói đen trên bơm cao áp lắp điều tốc hai chế độ
1 – áp suất p_k ; 2, 10 – vít chắn toàn tải ;
3 – lò xo lá ; 4 – bơm cao áp ; 5 – hành trình tăng của thanh răng với p_k lớn nhất ; 6 – nắp màng ;
7 – màng ; 8 – vỏ ; 9 – thanh răng ; 11 – tay đòn chữ L ; 12 ống dẫn hướng ; 13 – lò xo ;
14 – đầu nối với áp suất p_k.

Sau khi tăng áp mật độ không khí trong buồng cháy sẽ tăng cao, để cho tia phun có đủ hành trình tạo nên sự phối hợp giữa tia nhiên liệu, hình dạng buồng cháy và vận động xoáy của không khí trong buồng cháy cần phải tăng áp suất phun và tiết diện lưu thông của các lỗ phun. Với buồng cháy thống nhất, nếu cường độ xoáy lốc của

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

không khí đủ lớn, chỉ cần tăng đường kính lỗ phun mà không cần tăng thêm số lỗ, nếu cường độ xoáy lốc yếu cần tăng thêm lỗ phun.

Khi chọn tốc độ và áp suất phun, ngoài những vấn đề trên còn cần lưu ý đến những vấn đề do những thay đổi so với khi chưa tăng áp gây ra. Ví dụ tăng tốc độ cấp nhiên liệu sẽ làm tăng khối lượng và gia tốc của pittông bơm cao áp, do đó sẽ làm tăng quán tính. Nâng cao tốc độ và áp suất phun sẽ làm tăng áp suất nhiên liệu tác dụng lên cơ cấu truyền động qua đó làm tăng ứng suất các chi tiết của bơm cao áp, tăng mài mòn trục cam, gây biến dạng xilanh và thân bơm cao áp, dễ hình thành hiện tượng xâm thực trên đường cao áp và những hiện tượng bất thường khác.

Động cơ điêden tăng áp tua bin khí lắp trên ôtô còn phải lắp thêm một thiết bị hạn chế nhiên liệu đặc biệt được gọi là bộ hạn chế khói đen, do áp suất tăng áp p_k điều khiển, nhằm tránh nhả khói đen khi xe bắt đầu lăn bánh, khi tăng tốc và khi chạy toàn tải ở tốc độ thấp vì những lúc ấy áp suất p_k rất thấp, hệ số dư lượng không khí α quá nhỏ có thể thấp hơn giới hạn nhả khói đen. Hình 8.77 giới thiệu bộ hạn chế khói đen, điều khiển bằng áp suất p_k, lắp trên bơm cao áp, dùng bộ điều tốc hai chế độ. Khi p_k thấp, lò xo 13 đẩy màng 7 đi lên, kéo tay đòn chữ L quay ngược chiều kim đồng hồ, đẩy thanh răng bơm cao áp sang phải, giảm nhiên liệu nhằm tránh khói đen. Nếu p_k bằng áp suất khí trời thanh răng bơm cao áp sẽ được đẩy về vị trí cấp nhiên liệu toàn tải của động cơ không tăng áp. Ngược lại p_k càng tăng, thanh răng bơm cao áp được kéo sang trái tăng lượng nhiên liệu giới hạn cấp cho chu trình. Giới hạn cực đại của nhiên liệu được điều chỉnh nhờ vị trí của vít chặn 2.

8.7.4. ỐNG NẠP VÀ ỐNG THẢI

Kích thước ống nạp cần lựa chọn hợp lý. Nếu dung tích ống nạp nhỏ quá, dao động áp suất sẽ lớn làm giảm hệ số nạp. Tăng dung tích ống nạp có thể cải thiện tính năng của động cơ, nhưng lại khó bố trí trên động cơ. Bảng 8-6 giới thiệu mối quan hệ giữa dung tích ống nạp V_n (l) đối với tính năng của động cơ. Tiết diện ngang của ống nạp được xác định theo kết quả thực nghiệm.

Bảng 8-6

MỐI QUAN HỆ GIỮA TÍNH NĂNG CỦA ĐỘNG CƠ VÀ DUNG TÍCH ỐNG NẠP

Dung tích ống nạp V_n (l)	9,4	11,6	31,6
Tỉ số $\frac{V_n}{V_h \cdot i}$	0,695	0,89	2,33
Mômen cực đại, N.m	995,4	996,4	1010,1
Áp suất tăng áp p_k, kPa	23	23,7	28
Suất tiêu hao nhiên liệu, g/kW.h	240,7	239,4	235,3

(i – số xilanh ; V_h, l – thể tích công tác xilanh)

Ống nạp của động cơ điêden tăng áp lắp trên ôtô nếu lớn quá sẽ ảnh hưởng tới tính năng gia tốc, vì vậy ống nạp của động cơ điêden ôtô thường nhỏ. Động cơ điêden tăng áp hoạt động ở các chế độ ổn định thường dùng ống nạp lớn. Dung tích nhánh ống nạp nối với xilanh thường bằng thể tích công tác xilanh.

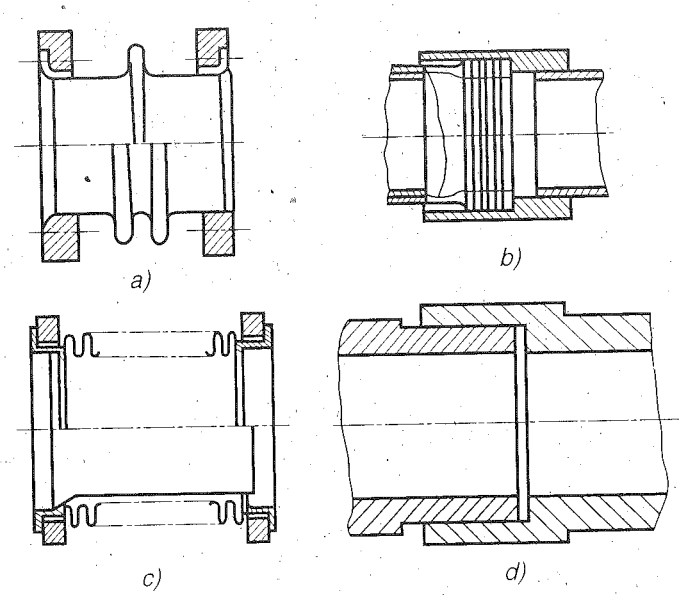
Đường ống thải của động cơ điêden tăng áp thường tiếp xúc với sản vật cháy rất nóng tới 400 ∽ 600°C, phụ tải nhiệt của ống thải rất lớn thường gây nứt ống và gây rò khí. Vì vậy cần có các giải pháp về cấu tạo và vật liệu làm ống thải.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trong hệ thống tăng áp mạch động, không lắp ống chuyển xung, để tránh sự can thiệp quá trình thải của các xilanh người ta lắp ống thải của các xilanh có khoảng cách nổ bằng hoặc lớn hơn 240 độ góc quay trục khuỷu vào cùng một nhánh, mỗi nhánh ống thải không quá 3 xilanh, vì vậy ống thải của động cơ tăng áp cần được phân nhánh. Dung tích các nhánh ống thải cần nhỏ để sử dụng tốt năng lượng mạch động. Vì vậy bộ tăng áp thường lắp gần xupáp thải của các xilanh. Mặt trong của ống thải phải nhẵn bóng, tránh không để các chỗ ngoặt đột ngột trên ống thải vì dễ sinh phản xạ đối với sóng áp suất và gây tổn thất lưu động tương đối lớn, đặc biệt không nên để chỗ ngoặt tại miệng vào tua bin.

Nhiệt độ ống thải của động cơ điêden tăng áp rất cao, ống thải lại được dùng bulông, bắt chặt vào nắp xilanh. Tiếp xúc với nhiệt độ cao của sản vật cháy, ống thải có giãn nở nhiệt nhiều hơn so với nắp xilanh, vì vậy trên ống thải phải có khâu bù giãn nở nhiệt. Động cơ điêden tăng áp cỡ lớn, ống thải đều do nhiều đoạn ống tạo thành trong đó có các đoạn bù giãn nở nhiệt. Động cơ điêden tăng áp cỡ nhỏ, thường dùng ống thải đàn hồi, có vai ống tương đối dài, tính đàn hồi của vai ống có thể bù trừ phần giãn nở nhiệt. Tuy nhiên do bị hạn chế về mặt không gian nên thực tế không thể thỏa mãn tất cả các yêu cầu trên.

Hình 8.78 giới thiệu khâu bù giãn nở nhiệt của ống thải. Loại (a) làm bằng tấm mỏng dùng công nghệ dập, loại này ở trạng thái lạnh chịu một lực kéo dư nhất định, khi nóng giãn nở sẽ triệt tiêu lực kéo dư. Loại (b) đơn giản nhất, được liên kết bằng vòng găng và xilanh như pittông xilanh động cơ, tuy nhiên các vòng găng chịu tác dụng của nhiệt độ cao dễ bị liệt gây mất tính đàn hồi và rò khí, chỉ dùng cho động cơ có p_k không lớn. Loại (c) làm bằng vật liệu chịu nhiệt tạo thành ống gợn sóng co giãn, giá thành hơi cao nhưng có độ tin cậy cao nhất. Tuy nhiên khi lắp cần lưu ý không để ống bị vặn làm hỏng ống. Loại (d) được ghép theo kiểu ghép lồng cấu tạo đơn giản, nhưng tính bao kín kém thường dùng trên động cơ cao tốc cỡ nhỏ.



Hình 8.78. Các khâu bù dãn nở nhiệt của ống thải.

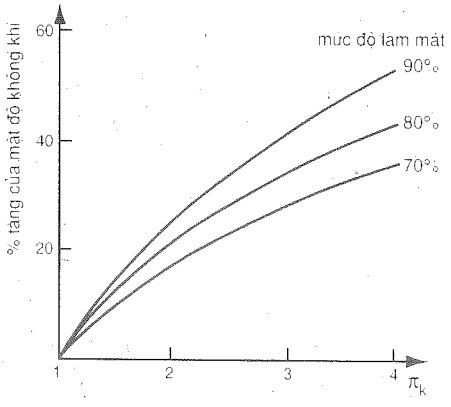
Cũng có khi dùng ống thải được làm mát, không cần khâu bù giãn nở, nhưng giá thành cao và năng lượng khí xả hơi bị giảm. Thường dùng hệ thống làm mát động cơ để làm mát ống xả nhằm hạn chế ăn mòn, nhưng phải tăng diện tích làm mát két nước của động cơ.

Bulông bắt chặt ống thải phải làm bằng thép chịu nhiệt, ví dụ 24CrMoV. Đệm mặt bích ống thải nối với nắp xilanh phải dùng đệm thép.

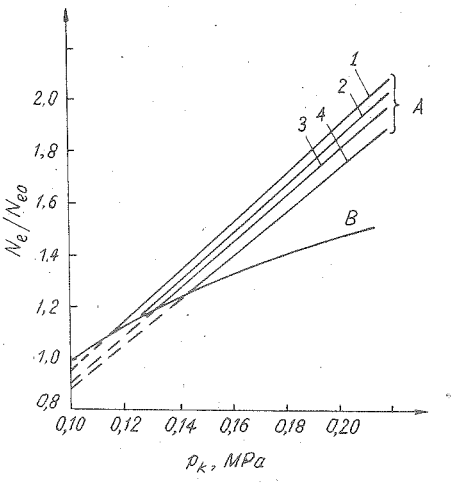
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

8.7.5. LÀM MÁT TRUNG GIAN CHO KHÔNG KHÍ TĂNG ÁP

Sau khi qua máy nén áp suất p_k và nhiệt độ t_k của không khí nén đều tăng cao, nhiệt độ t_k phụ thuộc mức độ tăng áp p_k, hiệu suất máy nén và tổn thất tản nhiệt của máy nén. Với π_k lớn trị số t_k khá cao. Nhiệt độ trung bình của chu trình động cơ điêden phụ thuộc nhiều vào nhiệt độ môi chất đầu quá trình nén, vì vậy phụ tải nhiệt của động cơ phụ thuộc nhiều vào nhiệt độ t_k. Nếu không làm mát trung gian cho không khí tăng áp, tỉ số tăng áp π_k sẽ bị hạn chế, trường hợp không làm mát trung gian, áp suất có ích trung bình thường không quá 1 MPa. Trên đường nạp nếu lắp thêm bộ làm mát thì nhiệt độ môi chất đi vào động cơ sẽ giảm nhờ đó công suất động cơ sẽ tăng, đây là một biện pháp nâng cao công suất động cơ có hiệu quả và đơn giản nhất. Mức độ tăng áp π_k càng cao, đi qua bộ làm mát, nhiệt độ khí nén giảm càng nhiều và hiệu quả càng lớn. Hình 8.79 giới thiệu mối quan hệ giữa số % tăng lên của mật độ không khí theo mức độ tăng áp π_k với mức độ làm mát khác nhau (hiệu suất máy nén 75%, không khí vào máy nén có nhiệt độ 20°C với áp suất khí trời trên mặt biển). Có thể thấy mức tăng áp π_k càng cao, mức độ làm mát càng nhiều thì mật độ khí nén tăng càng nhiều. Hình 8.80 giới thiệu mối quan hệ giữa công suất động cơ và áp suất p_k với giá trị khác nhau của t_k, có thể thấy nhiệt độ t_k sau bộ làm mát trung gian càng thấp công suất tăng càng nhiều. Không khí nén được làm mát trung gian một mặt sẽ giảm bớt tổn thất tản nhiệt của chu trình, mặt khác trong điều kiện không thay đổi áp suất p_k, có thể làm tăng công suất chỉ thị của động cơ từ đó cải thiện hiệu suất cơ giới của động cơ. Vì vậy làm mát trung gian cho không khí tăng áp lại là một biện pháp hữu hiệu để giảm suất tiêu hao nhiên liệu.



Hình 8.79. Mối quan hệ giữa số % mật độ không khí tăng lên sau khi làm mát theo π_k và theo mức độ làm mát (không khí vào máy nén ở 20°C, áp suất mặt biển, hiệu suất máy nén 75%).



Hình 8.80. Mối quan hệ giữa công suất động cơ với p_k và t_k. 1 – t_k = 30° ; 2– t_k = 40°C ; 3 – t_k = 50°C; 4 – t_k = 60°C ; A – làm mát khí nén ; B – không làm mát khí nén ; Ne_o công suất động cơ chưa tăng áp ; Ne – công suất động cơ tăng áp.

Động cơ tĩnh tại và động cơ tầu thủy thường dùng bộ làm mát dạng ống có nhiều lá tản nhiệt cho nước làm mát. Do nhiệt độ nước thấp nên sau khi đi qua bộ làm mát, nhiệt độ t_k vào khoảng 40 – 50°C. Đầu máy xe lửa, xe tải cỡ lớn dùng bộ làm

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

mát dạng tổ ong để lấy nước làm mát không khí tăng áp, nhiệt độ nước khoảng 50 ∽ 60°C, nên sau khi làm mát nhiệt độ t_k vào khoảng 60 ∽ 75°C. Đôi khi dùng nước làm mát động cơ để làm mát không khí tăng áp, nhiệt độ nước khoảng 75 – 85°C, nên sau khi làm mát t_k vào khoảng 85 – 95°C. Trên ôtô còn dùng không khí ngoài trời để làm mát không khí tăng áp, có thể dùng quạt gió của hệ thống làm mát động cơ hoặc một quạt gió riêng để thổi không khí qua bộ làm mát, lúc đó t_k vào khoảng 50 – 60°C.

Thực nghiệm cho hay, nếu giữ áp suất không đổi, cứ giảm bớt nhiệt độ không khí 10°C thì mật độ không khí sẽ tăng lên 3%. Ngoài ra thực nghiệm cũng chứng minh cứ giảm bớt nhiệt độ không khí 10°C thì hiệu suất có ích tăng 0,5%. Vì vậy cứ giảm bớt nhiệt độ không khí 10°C và giữ không đổi hệ số dư lượng không khí α thì công suất tăng lên 3,5%. Nếu giữ không thay đổi phụ tải nhiệt so với trường hợp không làm mát trung gian thì công suất động cơ còn tăng nhiều hơn, do nhiệt độ không khí vào động cơ đã giảm.

Do dùng bộ làm mát trung gian nên nhiệt độ khí thải của động cơ hầu như không thay đổi theo điều kiện khí trời mà chỉ phụ thuộc nhiệt độ nước làm mát.

Vị trí đặt bộ làm mát phụ thuộc cấu tạo của động cơ, cần lưu ý mấy điểm sau : Đường nối từ máy nén đến bộ làm mát càng ngắn càng tốt, thường là ống loe dần, cần tránh thay đổi đột ngột tiết diện đường thông, và hướng của dòng chảy ; phải tránh không để dòng chảy đi nghiêng vào bộ làm mát vì sẽ làm giảm tiết diện lưu thông và hiệu quả làm mát.

8.7.6. LÀM MÁT PITTÔNG

Phụ tải nhiệt của động cơ tăng áp lớn hơn động cơ không tăng áp nhất là nắp xilanh và pittông. Vì vậy thường dùng dầu trong hệ thống bôi trơn để làm mát pittông. Nếu tăng áp thấp, người ta làm mát pittông bằng cách phun dầu, nhưng khi tăng áp cao phải dùng đường dẫn dầu làm mát cưỡng bức đối với pittông. Như vậy sẽ làm tăng phần nhiệt tổn thất đem theo dầu nhờn, do đó phải tăng kích thước két làm mát dầu. Nếu không làm mát pittông, nhiệt đem theo dầu nhờn vào khoảng 231 ÷ 268 kJ/kW.h, còn trường hợp dùng dầu nhờn làm mát pittông có thể tới 408 ÷ 462 kJ/kW.h.

8.8. THAY ĐỔI VỀ HIỆU SUẤT CƠ GIỚI CỦA ĐỘNG CƠ SAU KHI TĂNG ÁP

Sau khi tăng áp các thông số chỉ thị của động cơ thay đổi ít, trong khi những thông số có ích như η_e và g_e lại thay đổi nhiều chủ yếu do sự thay đổi hiệu suất cơ giới η_m sau khi tăng áp gây ra. Sự thay đổi trên phụ thuộc chính vào hệ thống tăng áp. Do công suất tổn hao cơ giới N_m phụ thuộc chính vào tốc độ động cơ, ít phụ thuộc tải nên có thể giả thiết : sau khi tăng áp nếu không đổi tốc độ n của động cơ thì công suất N_m vẫn có giá trị như trường hợp chưa tăng áp. Trên cơ sở ấy hiệu suất cơ giới của động cơ tăng áp η_{mT} được tính :

$$\eta_{mT} = \frac{p_{eT}}{p_{iT}} = \frac{N_{eT}}{N_{iT}} = \frac{N_{eT}}{N_{eT} + N_m + N_k - N_T} \qquad (8\text{–}17)$$

trong đó : N_k và N_T – công suất của máy nén khí và tua bin khí ;

p_{eT} và p_{iT} – áp suất có ích và áp suất chỉ thị trung bình sau khi tăng áp.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu gọi $\lambda_T = \frac{p_{eT}}{p_e} = \frac{N_{eT}}{N_e}$ (khi n = const) là mức độ tăng áp của động cơ (N_e và p_e là công suất và áp suất có ích trung bình của động cơ chưa tăng áp) và gọi $\delta_k' = \frac{N_k}{N_i}$ và $\delta_T' = \frac{N_T}{N}$ – Công suất tương đối của máy nén và tua bin khí so với công suất chỉ thị của động cơ chưa tăng áp, chia cả tử và mẫu số của (8-17) cho N_i, sẽ được :

$$\eta_{mT} = \frac{\lambda_T \eta_m}{\eta_m(\lambda_T - 1) + 1 + \delta_k' - \delta_T'} \qquad (8\text{-}18)$$

Nếu động cơ tăng áp bằng bộ "tua bin tăng áp" quay tự do thì $\delta_k' = \delta_T'$, do đó :

$$\eta_{mT} = \frac{\lambda_T \eta_m}{\eta_m(\lambda_T - 1) + 1} \qquad (8\text{-}19)$$

Ví dụ : $\lambda_T = 1{,}5$; $\eta_m = 0{,}8$ thì $\eta_{mT} = 0{,}858$ tức η_{mT} tăng khoảng 5%. Từ (8-19) thấy rằng dùng "tua bin tăng áp" quay tự do đã làm cho hiệu suất cơ giới tăng lên $\left[\frac{\lambda_T}{\eta_m(\lambda_T - 1) + 1}\right]$ lần.

Trường hợp tăng áp cơ giới $\delta_T' = 0$, thì từ (8-18) sẽ được :

$$\eta_{mT} = \frac{\lambda_T \cdot \eta_m}{\eta_m(\lambda_T - 1) + 1 + \delta_k'} \qquad (8\text{-}20)$$

Ví dụ : nếu $\lambda_T = 1{,}5$; $\eta_m = 0{,}8$ và $\delta_k' = 0{,}10$ thì $\eta_{mT} = 0{,}8$. Nếu tăng λ_T lớn hơn sẽ làm tăng δ_k' nhiều hơn khiến $\eta_{mT} < \eta_m$.

Trong trường hợp tăng áp hỗn hợp hoặc tăng áp tua bin khí mà bộ tua bin tăng áp có liên hệ cơ giới hoặc thủy lực với động cơ thì η_{mT} được tính :

$$\eta_{mT} = \frac{N_{e_T} - N_k + N_T}{N_{i_T}} = \eta_{m\text{đ}} - \delta_k + \delta_T \qquad (8\text{-}21)$$

trong đó : δ_k và δ_T – công suất tương đối của máy nén và tua bin so với công suất chỉ thị động cơ sau khi tăng áp ;

$\eta_{m\text{đ}}$ – hiệu suất cơ giới của bản thân động cơ tăng áp.

Trong trường hợp ấy η_{mT} phụ thuộc δ_k, δ_T và $\eta_{m\text{đ}}$.

8.9. ĐẶC ĐIỂM TĂNG ÁP CHO ĐỘNG CƠ XĂNG VÀ MÁY GA

Khoảng năm 1920, lần đầu tiên trên thế giới đã dùng máy nén để tăng áp cho động cơ xăng máy bay vì phải hoạt động trong điều kiện rất đặc biệt. Máy bay, bay càng cao mật độ không khí càng loãng nên lượng khí nạp vào xilanh càng ít. Trong trường hợp ấy người ta lắp thêm máy nén vào động cơ nhằm nén không khí trên không rồi mới đưa vào động cơ giúp động cơ phát hết công suất khi bay ở tầng cao.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hiện nay toàn bộ máy bay quân sự, máy bay hành khách cỡ lớn thường dùng động cơ phản lực vì kích thước khối lượng động cơ rất nhỏ, công suất lớn và đặc tính kéo tốt.

Động cơ xăng tăng áp thường chỉ dùng trên máy bay huấn luyện, máy bay thể thao, trực thăng và máy bay vận tải cỡ nhỏ.

Khác với động cơ điêden, khí nạp đi vào động cơ không chỉ đơn thuần là không khí mà là hòa khí (hỗn hợp xăng và không khí), mặt khác động cơ xăng lại dễ sinh kích nổ, vì vậy đã tạo ra những vấn đề cần giải quyết khác hẳn so với động cơ điêden khi tăng áp.

8.9.1. PHƯƠNG ÁN ĐẶT BỘ TĂNG ÁP

Đối với động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí, có thể đặt bộ tăng áp phía trước hoặc phía sau bộ chế hòa khí (hình 8.2b, c).

Phương án đặt trước (hình 8.2b), không khí được nén trong máy nén K sau đó qua bộ chế hòa khí rồi vào động cơ, phương án này có các ưu điểm sau :

- Bộ chế hòa khí đặt sát động cơ nên có tính năng gia tốc tốt.

- Bản thân nhiên liệu không tiếp xúc với máy nén nên ít gây nguy hại máy nén khi xảy ra hiện tượng hồi hỏa.

Nhược điểm :

- Trong phương án thường dùng nhiều bộ chế hòa khí (từ 6 đến 12 bộ) làm tăng khối lượng toàn hệ thống.

- Bướm ga của các bộ chế hòa khí rất khó điều chỉnh giống nhau.

- Các đường ống nạp phải giữ rất kín, nếu không dễ gây hỏa hoạn.

Phương án đặt sau (hình 8.2c), hòa khí sẽ đi qua máy nén rồi mới vào động cơ. Ưu điểm của phương án là :

- Hòa khí được hòa trộn đều hơn ;

- Khi qua máy nén nhiên liệu được bay hơi nhanh.

Nhiệt độ hòa khí đi vào máy nén thấp hơn nhiệt độ không khí ngoài trời, nhờ đó lưu lượng và hiệu suất máy nén đều tăng.

Nhược điểm :

- Nếu để xảy ra hiện tượng hồi hỏa (hiện tượng phun lửa ra đường nạp) thì máy nén chóng hỏng.

- Tính tăng tốc kém vì không gian máy nén lưu trữ lại một lượng hòa khí nhất định không đáp ứng kịp yêu cầu thay đổi nhanh chế độ làm việc của động cơ ;

- Đóng nhỏ bướm ga hoặc miệng vào máy nén, dầu nhờn trong máy nén dễ bị hút theo dòng khí nạp.

Cả hai phương án đều cần giải quyết tốt giới hạn ổn định của máy nén ly tâm khi đóng nhỏ bướm ga.

8.9.2. KÍCH NỔ VÀ NHIỆT ĐỘ KHÍ XẢ

1) Kích nổ

Tăng áp cho động cơ xăng sẽ làm tăng nhiệt độ, áp suất ở đầu và cuối quá trình nén (p_a, T_a, p_c, T_c) khiến động cơ dễ sinh kích nổ. Để hạn chế và tránh kích nổ người

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

ta đã dùng nhiều biện pháp khác nhau như : thay đổi cấu tạo buồng cháy, dùng nhiên liệu chống kích nổ tốt, dùng hòa khí nhạt hơn, thay đổi góc đánh lửa sớm, làm mát trung gian cho hòa khí sau máy nén, giảm tỉ số nén động cơ v.v...

Nếu không đổi số ốctan của nhiên liệu thì tỉ số nén cho phép sau khi tăng áp ε_k, phụ thuộc vào áp suất p_k, theo công thức gần đúng sau :

$$\varepsilon_k = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\frac{p_k}{p_o}}} \qquad (8\text{-}22)$$

trong đó ε – tỉ số nén động cơ chưa tăng áp ;

p_o – áp suất khí trời.

2) Nhiệt độ khí xả

Nhiệt độ khí xả của động cơ xăng cao hơn so với động cơ điêden, mặt khác lại không thể dùng biện pháp hạ nhiệt độ bằng cách tăng góc trùng điệp để quét buồng cháy, vì ở đây khí quét sẽ là hòa khí chứ không phải không khí đơn thuần. Nhiệt độ cao của khí xả đòi hỏi tua bin phải dùng vật liệu chịu nhiệt tốt. Các giải pháp làm mát trung gian, phun nước sau máy nén, thay đổi góc đánh lửa sớm v.v... có tác dụng giảm nhiệt độ khí xả.

Tăng áp cho máy ga cũng tương tự như đối với động cơ xăng : Hiện nay tăng áp cho máy ga có thể đưa áp suất có ích trung bình p_e tới 0,8 ÷ 1,1 MPa (máy ga không tăng áp $p_e \approx 0,4 \div 0,55$ MPa).

Tăng áp cho động cơ ga điêden đã cải thiện rõ rệt các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ, hầu hết động cơ ga điêden tĩnh tại đều sử dụng tăng áp.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 9

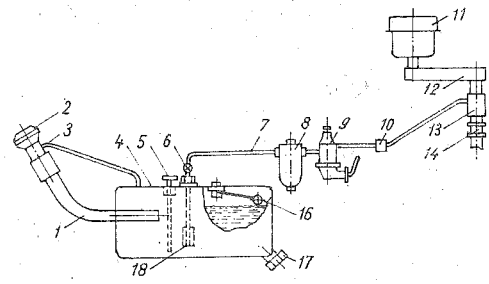
CUNG CẤP NHIÊN LIỆU TRONG ĐỘNG CƠ XĂNG

9.1. SƠ ĐỒ HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ XĂNG DÙNG BỘ CHẾ HÒA KHÍ

Hệ thống nhiên liệu có nhiệm vụ chuẩn bị và cung cấp hỗn hợp khí cháy gồm không khí và hơi xăng (gọi tắt là hòa khí) cho động cơ đảm bảo về số lượng và thành phần (thể hiện qua hệ số dư lượng không khí α) phù hợp với chế độ làm việc của động cơ.

Dựa vào phương pháp cấp nhiên liệu cho bộ chế hòa khí, người ta chia hệ thống thành hai loại : loại cưỡng bức và loại tự chảy.

Hệ thống nhiên liệu cưỡng bức dùng trên ôtô (hình 9.1a), do thùng xăng 4 đặt thấp hơn bộ chế hòa khí 13 nên phải dùng bơm chuyển xăng 9, hút xăng từ thùng 4, qua lưới lọc 18, ống dẫn 7, lọc thô 8 vào bơm để bơm qua bình lọc lắng 10 vào bộ chế hòa khí 13. Động cơ xăng dùng trong một số trường hợp khác (động cơ tĩnh tại, động cơ lắp trên máy kéo hoặc xe máy...) thường dùng hệ thống nhiên liệu tự chảy, vì ở đây thùng xăng thường đặt cao hơn bộ chế hòa khí khoảng 300 ÷ 500mm nên nhờ trọng lượng bản thân xăng có thể tự chảy từ thùng chứa qua bình lọc vào bộ chế hòa khí, không cần bơm chuyển xăng.



Hình 9.1a. Sơ đồ hệ thống nhiên liệu kiểu cưỡng bức của động cơ xăng ôtô dùng bộ chế hòa khí.
1 – ống nạp xăng ; 2 – phễu có nút bịt ;
3 – ống thông hơi ; 4 – thùng xăng ; 5 – thước đo;
6 – van ; 7 – ống dẫn xăng ; 8 – lọc xăng ; 9 – bơm chuyển xăng ; 10 – lọc lắng ; 11 – bình lọc không khí ; 12 – bình tiêu âm ; 13 – bộ chế hòa khí ;
14 – bộ hạn chế tốc độ cực đại ; 16 – cảm biến mức xăng ; 17 – nút xả xăng ; 18 – miệng hút.

Bộ chế hòa khí làm nhiệm vụ chuẩn bị và cung cấp hòa khí cho động cơ, là cụm chi tiết quan trọng nhất của hệ thống, các bộ chế hòa khí thường dùng hiện nay đều có nguồn gốc từ bộ chế hòa khí đơn giản. Vì vậy trọng tâm của chương này là bộ chế hòa khí, mở đầu từ bộ chế hòa khí đơn giản.

9.2. ĐẶC TÍNH BỘ CHẾ HÒA KHÍ ĐƠN GIẢN

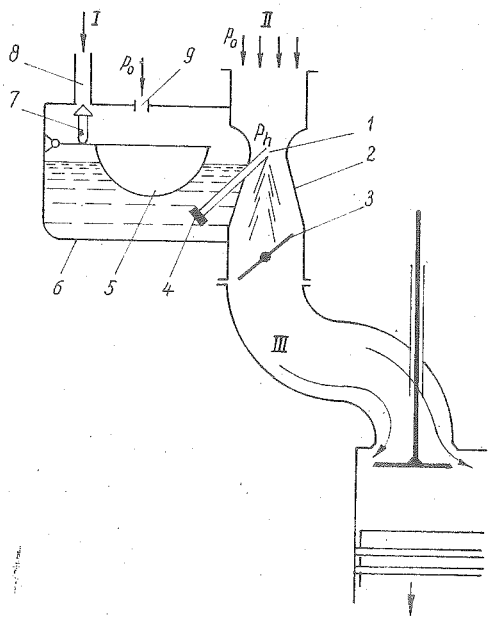
9.2.1. SƠ ĐỒ CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG

Bộ chế hòa khí đơn giản (hình 9.1b) còn được gọi là bộ chế hòa khí một vòi phun và một jiclơ gồm có : buồng phao 6, jiclơ 4, vòi phun 1, họng 2, không gian hòa trộn

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

và bướm ga 3. Nguyên tắc hoạt động : xăng từ thùng chứa, do tự chảy hoặc nhờ bơm xăng đi qua ống 8 vào buồng phao 6. Nếu mức xăng trong buồng phao hạ thấp, phao 5 sẽ đi xuống mở đường thông qua van kim 7 cho nhiên liệu đi vào buồng phao, nhờ đó xăng trong buồng phao được giữ ở mức hầu như không đổi. Lỗ 9 nối thông buồng phao với áp suất khí trời p_o.

Không khí từ ngoài trời qua miệng vào rồi qua họng 2 (nơi tiết diện lưu thông bị thắt lại) của bộ chế hòa khí làm tăng tốc độ và giảm áp suất tại họng p_h. Nhờ chênh áp $\Delta p_h = p_o - p_h$, xăng từ buồng phao được hút qua vòi phun 1 vào họng 2. Lưu lượng qua vòi phun 1, phụ thuộc chênh áp Δp_h, đường kính và hệ số lưu lượng của jiclơ 4. Miệng vòi phun thường đặt tại đường tâm họng. Ra khỏi vòi phun xăng được không khí đi qua họng xé tơi và hòa trộn đều trong dòng không khí qua họng. Không gian giữa họng 2 và bướm ga 3 được gọi là *không gian hòa trộn*, ở đây một phần xăng được bay hơi và hòa trộn đều với không khí tạo nên hòa khí. Số lượng hòa khí đi vào động cơ phụ thuộc độ mở bướm ga 3. Vì vậy bướm ga là cơ cấu chính điều khiển hoạt động của động cơ. Các hạt xăng chưa kịp bay hơi hết trong không gian hòa trộn bị cuốn theo dòng chảy, sẽ tiếp tục bay hơi và hòa trộn với không khí trên suốt đường nạp trong xilanh động cơ, suốt các hành trình hút và nén của các xilanh.



Hình 9.1b. Sơ đồ bộ chế hòa khí đơn giản
1 – vòi phun 2 họng ; 3 – bướm ga ; 4 – ficlơ ;
5 – Phao xăng ; 6 – buồng phao ; 7 – van kim ;
8 – ống xăng ; 9 – lỗ thông ; I – xăng ;
II – không khí ; III – hòa khí.

9.2.2. ĐẶC TÍNH CỦA BỘ CHẾ HÒA KHÍ ĐƠN GIẢN

Để tăng tốc độ bay hơi, cần phải xé xăng thật tơi, vì vậy cần tạo ra mức chênh lệch lớn giữa tốc độ của không khí và của xăng qua họng, càng tăng tốc độ tương đối của dòng khí so với xăng sẽ làm xăng được xé tơi tốt, Kinh nghiệm cho biết : xăng bắt đầu được xé tơi khi tốc độ tương đối kể trên đạt tới 4 ÷ 6m/s, khi tốc độ trên đạt tới 30m/s thì xăng được xé tơi hoàn toàn.

Tốc độ không khí qua họng bộ chế hòa khí động cơ xăng hiện nay đạt tới (150 ÷ 200) m/s. Tốc độ dòng nhiên liệu qua vòi phun nhỏ hơn tốc độ đó khoảng 25 lần, như vậy khi chạy ở vòng quay cực đại tốc độ tia xăng ra khỏi vòi phun vào khoảng 6 ÷ 8m/s. Thành phần hòa khí đi vào xilanh động cơ phụ thuộc tốc độ dòng khí qua họng, tốc độ xăng qua vòi phun và thông số cấu tạo của họng và vòi phun. Thành phần hòa khí, thể hiện qua hệ số dư lượng không khí α, sẽ thay đổi theo chế độ làm việc của bộ chế hòa khí. Đặc tính của bộ chế hòa khí dùng để đánh giá sự hoạt động của bộ chế hòa khí thay đổi chế độ làm việc.

1) Đặc tính của bộ chế hòa khí

Đặc tính là hàm số thể hiện mối liên hệ giữa hệ số dư lượng không khí α của hòa khí với một trong các thông số đặc trưng cho lưu lượng của hòa khí được bộ chế hòa khí chuẩn bị và cấp cho động cơ (có thể là lưu lượng không khí G_k, độ chân không ở họng Δp_h hoặc công suất động cơ N_e...). Theo định nghĩa về hệ số dư lượng không khí α, ta có :

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$\alpha = \frac{G_k}{G_{nl} \cdot L_o} \qquad (9\text{-}1)$$

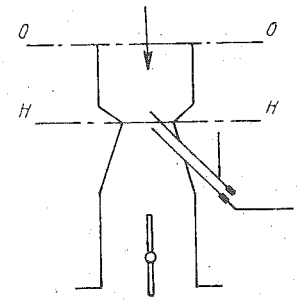
trong đó : G_k, G_{nl} – lưu lượng không khí và nhiên liệu qua bộ chế hòa khí (kg/s) ;

L_o – lượng không khí lý thuyết dùng để đốt 1kg nhiên liệu (kg/kg nhiên liệu).

Muốn xác định đặc tính của bộ chế hòa khí đơn giản cần phải xác định : $G_k = f(\Delta p_h)$; $G_{nl} = f(\Delta p_h)$ qua bộ chế hòa khí đơn giản, sau đó thay vào (9-1) sẽ được đặc tính $\alpha = f(\Delta p_h)$ của nó.

2) Xác định G_k qua bộ chế hòa khí đơn giản

Do động cơ hoạt động có tính chu kỳ nên lưu động của không khí qua họng và xăng qua vòi phun của bộ chế hòa khí có tính dao động rõ rệt, về thực chất đó là các dòng chảy không dừng. Chuyển từ động cơ bốn kỳ sang động cơ hai kỳ hoặc tăng số xilanh nối với một bộ chế hòa khí sẽ giảm bớt tính dao động của dòng chảy. Nếu bốn xilanh của động cơ bốn kỳ hoặc hai xilanh của động cơ hai kỳ nối với bộ chế hòa khí sẽ không thấy rõ tính dao động của dòng chảy. Vì vậy có thể coi dòng chảy của xăng và không khí trong bộ chế hòa khí như một dòng chảy dừng. Mặt khác độ chân không tại họng bộ chế hòa khí Δp_h thường không quá 2000mm cột nước (≈ 20kPa) khi động cơ hoạt động ở tốc độ cực đại và mở hết bướm ga. Như vậy với Δp_h biến động từ 0 đến 20kPa có thể bỏ qua tính chịu nén của không khí và coi lưu động của không khí như của chất lỏng không chịu nén. Với một dòng chảy dừng của một lưu chất không chịu nén, qua mặt cắt 0-0 và H-H, có thể viết phương trình Bernoullie dưới dạng sau, nếu coi tốc độ không khí tại miệng vào bộ chế hòa khí $W_o = 0$ và nếu lược bỏ sai lệch về thế năng giữa hai mặt cắt (vì mật độ không khí và khoảng cách chiều cao hai tiết diện quá nhỏ) (hình 9.1c).



Hình 9.1c. Sơ đồ tính tốc độ không khí đi qua họng W_h.

$$\frac{p_o}{\rho_o} = \frac{p_h}{\rho_o} + \frac{W_h^2}{2} + \xi \frac{W_h^2}{2} \qquad (9\text{-}2)$$

trong đó : p_o – áp suất khí trời ;

ρ_o – mật độ không khí ở áp suất p_o và nhiệt độ T_o của khí trời ;

W_h – tốc độ không khí qua họng ;

ξ – hệ số cản của dòng chảy giữa hai mặt cắt.

Từ (9-2) rút ra :

$$\Delta p_h = \frac{\rho_o W_h^2}{2} (1 + \xi)$$

Từ đó tìm được :

$$W_h = \sqrt{\frac{1}{1+\xi}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_o} \cdot \Delta p_h} = \varphi_h \sqrt{\frac{2}{\rho_o} \cdot \Delta p_h} \qquad (9\text{-}3)$$

trong đó : $\varphi_h = \sqrt{\frac{1}{1+\xi}}$ – hệ số tốc độ của họng, $\varphi_h = 0{,}8 \div 0{,}9$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình 9.2a giới thiệu sơ đồ phân bố tốc độ không khí tại tiết diện ngang qua họng. Hình 9.2b, là sơ đồ chuyển động của dòng không khí và sơ đồ bóp dòng khi dòng khí vượt qua tiết diện hẹp nhất của họng.

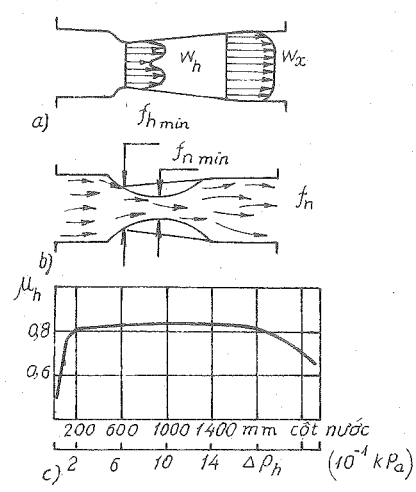
Sau khi đi qua tiết diện hẹp nhất của họng $f_{h\,min}$, tiết diện thực tế của dòng khí $f_{n\,min}$ bị bóp nhỏ ($f_{n\,min} < f_{h\,min}$), hiện tượng trên được thể hiện qua hệ số bóp dòng α_b $\left(\alpha_b = \dfrac{f_{n\,min}}{f_{h\,min}}\right)$. Thông thường $\alpha_b = 0{,}97 \div 0{,}99$.

Tích số của φ_h và α_b được gọi là hệ số lưu lượng μ_h của họng : $\mu_h = \varphi_h . \alpha_b$

Như vậy lưu lượng của dòng khí đi qua họng G_k sẽ là : $G_k = \alpha_b \cdot f_{n\,min} \cdot W_h \cdot \rho_o$, kg/s.

Thay W_h theo (9-3) vào biểu thức trên lấy, $f_h = f_{hmin}$ và $\mu_h = \varphi_h . \alpha_b$ sẽ được :

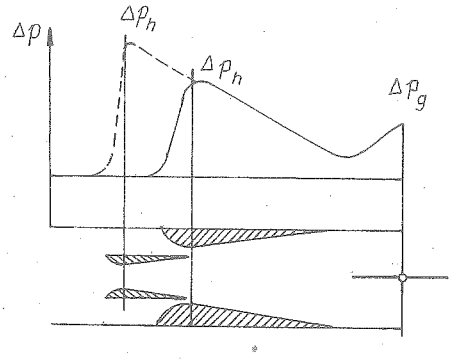
$$G_k = \mu_h f_h \sqrt{2\Delta p_h \rho_o} \qquad (9\text{-}4)$$



Hình 9.2. Lưu động của không khí qua họng (W_x tốc độ của không khí trong không gian hỗn hợp)
a) Biểu đồ phân bố tốc độ tại họng và trong không gian hỗn hợp ;
b) Hiệu ứng bóp dòng khí trong họng ;
c) Biến thiên của hệ số lưu lượng theo độ chân không ở họng.

Thí nghiệm cho biết nếu Δp_h thay đổi trong phạm vi 2 ÷ 15 kPa, với hình dạng hợp lý của họng thì μ_h thực tế gần như một hằng số (hình 9.2c). Nếu $\Delta p_h \leqslant 2$ kPa thì μ_h sẽ giảm theo Δp_h vì tốc độ dòng khí rất thấp sẽ làm tăng chiều dầy lớp biên, do đó làm giảm tiết diện lưu thông thực tế khi giảm Δp_h. Nếu $\Delta p_h \geqslant 15$ kPa, μ_h cũng sẽ giảm nhanh khi tăng Δp_h vì hình dạng họng không còn thích hợp với tốc độ dòng khí lúc ấy đã tạo ra dòng khí quẩn ở sát thành ống phía sau họng, làm giảm hệ số bóp dòng α_h. Nếu họng có hình dạng hợp lý có thể tránh được hiện tượng trên. Với loại họng mà độ côn miệng vào khoảng 30° và miệng ra khoảng 7° thường rất thích hợp với lưu động của dòng khí, nếu góc độ miệng vào lớn quá sẽ làm dòng khí va đập ở gờ miệng vào tạo dòng chảy quẩn, nhưng nếu nhỏ quá sẽ làm tăng chiều dài của họng qua đó tăng chiều cao bộ chế hòa khí.

Nếu giảm đường kính họng sẽ làm giảm tỉ số $\dfrac{\Delta p_h}{\Delta p_g}$ (Δp_g – độ chân không ở khu không gian hỗn hợp sau bướm ga) và tăng sức cản khí động. Muốn tăng tỉ số $\dfrac{\Delta p_h}{\Delta p_g}$ cần sử dụng bộ chế hòa khí có hai hoặc ba họng lắp nối tiếp, đảm bảo cho tốc độ dòng khí ra khỏi họng nhỏ xấp xỉ bằng tốc độ lớn nhất của dòng khí trong họng lớn. Trong bộ chế hòa khí ba họng, $\dfrac{\Delta p_h}{\Delta p_g}$ có thể tăng tới 2,5 ÷ 2,6. Dùng bộ chế hòa khí nhiều họng nối tiếp (2, 3 họng) có thể giảm bớt lực cản của họng mặc dù tốc độ dòng khí trong họng nhỏ rất lớn, còn chiều cao bộ chế hòa khí cũng tương tự như khi dùng một họng.



Hình 9–3. Biểu đồ biến thiên độ chân không trong bộ chế hòa khí hai họng.
$\Delta p'_h$ và Δp_h – độ chân không ở họng nhỏ và họng to ; Δp_g – độ chân không ở sau bướm ga.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Tổng hệ số lưu lượng của bộ chế hòa khí nhiều họng hơi thấp hơn loại một họng, vì vậy tổng tiết diện lưu thông tương đương phải lớn hơn loại một họng, nhờ đó đã giảm được tốc độ trung bình của dòng khí qua họng, nhưng mở rộng được giới hạn thay đổi Δp_h đảm bảo μ_h hầu như không đổi.

Hình 9.3 giới thiệu biểu đồ biến thiên của độ chân không dọc đường ống của bộ chế hòa khí hai họng.

Điều kiện sử dụng, công nghệ và vật liệu chế tạo họng thường gây ảnh hưởng đến mức độ làm việc ổn định của họng (giữ cho $\mu_h = 0,7 \div 0,9$). Ví dụ khi dùng các loại họng làm bằng chất dẻo thì chất lượng bề mặt họng thường thay đổi nhanh. Nếu bình lọc khí bị hỏng thì họng bị mòn nhanh. Các bộ chế hòa khí cần được kiểm tra định kỳ trạng thái bề mặt và kích thước họng.

Biểu thức (9-4) được dựa trên giả thiết coi lưu động của không khí trong bộ chế hòa khí đơn giản như một dòng chảy dừng không chịu nén. Trên thực tế nếu tăng $\Delta p_h > 400$mm cột nước thì mật độ không khí đi qua họng sẽ giảm dần, tạo nên sai số của biểu thức (9-4) khi coi ρ_o = const. Sai số ấy sẽ được hiệu chỉnh qua hệ số lưu lượng μ_h, vì vậy càng tăng Δp_h thì μ_h có khuynh hướng giảm dần.

3) Xác định G_{nl} trong bộ chế hòa khí đơn giản

Hình 9.4 giới thiệu sơ đồ tính G_{nl} đi qua jiclơ và vòi phun. Jiclơ có thể đặt ở địa điểm bất kỳ trên đường từ bầu phao tới miệng ra của vòi phun. Miệng ra của vòi phun đặt cao hơn mặt thoáng của xăng trong bầu phao một khoảng $\Delta h = 5 \div 8$mm nhằm tránh không cho xăng qua đó trào ra ngoài do mao dẫn hoặc do bộ chế hòa khí ở vị trí nằm nghiêng khi động cơ ngừng hoạt động.

Viết phương trình Bernoullie cho dòng chảy đi qua các mặt o-o và d-d, sẽ được :

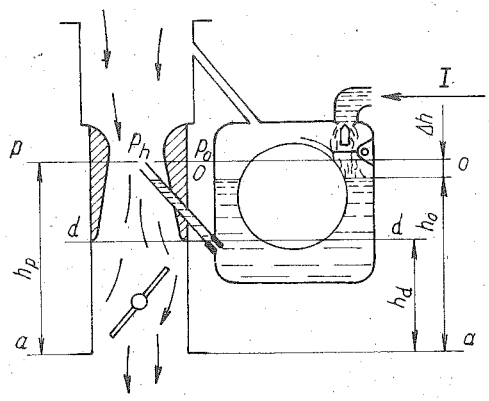
$$gh_o + \frac{p_o}{\rho_{nl}} = g.h_d + \frac{p_d}{\rho_{nl}} + \frac{W_{dt}^2}{2} \qquad (9\text{-}5)$$

trong đó : h_o, h_d – khoảng cách thẳng đứng từ mặt o-o và d-d tới mặt chuẩn a-a ;

ρ_{nl} – khối lượng riêng (mật độ) của xăng ;

p_o, p_d – áp suất tĩnh tại mặt o-o và d-d ;

W_{dt} – tốc độ lý thuyết của dòng xăng đi qua mặt d-d (qua jiclơ).



Hình 9.4. Sơ đồ đường xăng trong bộ chế hòa khí đơn giản; I – xăng.

Từ (9-5), xác định W_{dt} :

$$W_{dt} = \sqrt{2\left[g(h_o - h_d) + \frac{p_o - p_d}{\rho_{nl}}\right]} \ ;$$

Áp suất tĩnh p_d tại tiết diện d-d được tính qua áp suất p_h như sau :

$$p_d = p_h + g.\rho_{nl}(h_o - h_d + \Delta h)$$

trong đó : $\Delta h = h_p - h_o$ (h_p – chiều cao mặt p-p, mặt ra của vòi phun so với mặt chuẩn a-a)

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thay giá trị p_d vào biểu thức W_{dt}, sẽ được :

$$W_{dt} = \sqrt{2 . \frac{\Delta p_h - g . \Delta h . \rho_{nl}}{\rho_{nl}}} \quad ; \qquad (9\text{-}6)$$

Nếu φ_d - là hệ số tốc độ của jiclơ, đánh giá tổn thất tốc độ của dòng chảy đi qua jiclơ, sẽ tìm được tốc độ thực tế của dòng xăng qua jiclơ :

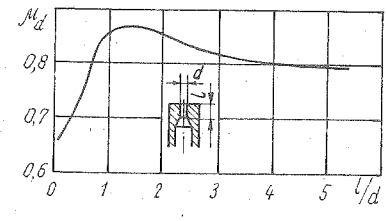
$$W_d = \varphi_d . W_{dt} = \varphi_d \sqrt{2 . \frac{\Delta p_h - g . \Delta h . \rho_{nl}}{\rho_{nl}}} \quad ; \qquad (9\text{-}7)$$

Nếu α_d là hệ số bóp dòng của xăng khi qua tiết diện f_d của jiclơ, sẽ tính được lưu lượng xăng qua jiclơ G_{nl} :

$$G_{nl} = W_d . \alpha_d . f_d . \rho_{nl} = \mu_d . f_d \sqrt{2 (\Delta p_h - g . \Delta h . \rho_{nl}) . \rho_{nl}} \quad ; \qquad (9\text{-}8)$$

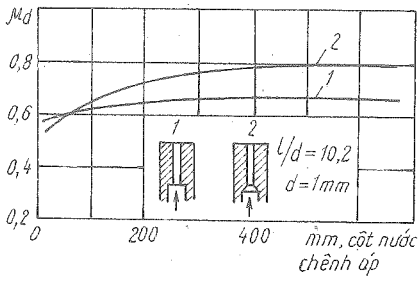
Hệ số lưu lượng $\mu_d = \varphi_d . \alpha_d$, được xác định bằng thực nghiệm và phụ thuộc vào tỉ lệ các kích thước hình học của lỗ (chủ yếu là tỉ lệ l/d, trong đó : l - chiều dài và d - đường kính lỗ), hình dạng mép lỗ, áp suất nhiệt độ và độ nhớt của xăng qua lỗ jiclơ...

Nếu tăng dần $\frac{l}{d}$ đến 1,3 sẽ làm μ_d tăng nhanh, sau đó sẽ giảm nhưng giảm chậm (hình 9.5). Vì vậy thường lấy $\frac{l}{d} = 1,5 \div 2,5$, trong phạm vi này μ_d ít thay đổi khi có biến động về Δp_h.

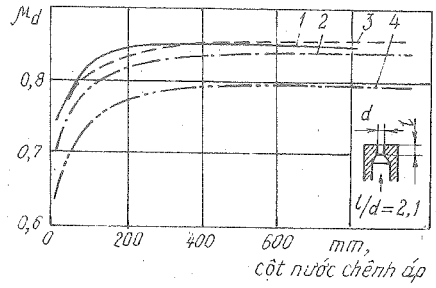


Hình 9.5. Ảnh hưởng tỉ số l/d của jiclơ tới hệ số lưu lượng μ_d.

Hình dạng mép đầu vào của jiclơ gây ảnh hưởng lớn tới μ_d (hình 9.6). Mép vát (đường 2) có μ_d lớn hơn so với mép phẳng (đường 1), mặt khác giá trị của μ_d trong trường hợp mép phẳng rất ít thay đổi khi có biến đổi về Δp_h, tuy nhiên loại mép phẳng thường thiếu ổn định trong sử dụng. Vì vậy thường dùng loại mép vát. Ảnh hưởng của loại nhiên liệu tới μ_d của jiclơ mép vát, khi giữ nhiệt độ nhiên liệu ở 20°C được giới thiệu ở hình 9.7. Từ đó thấy rằng : trong sử dụng thực tế nếu cho động cơ chạy bằng loại nhiên liệu khác với quy định của nhà sản xuất cần phải điều chỉnh lại chế hòa khí. Tăng nhiệt độ nhiên liệu sẽ làm tăng μ_d, đồng thời làm giảm mật độ nhiên liệu ρ_{nl}. Thí nghiệm cho biết, tăng



Hình 9.6. Ảnh hưởng hình dạng nén đầu vào jiclơ tới hệ số lưu lượng μ_d.



Hình 9.7. Ảnh hưởng của loại nhiên liệu tới μ_d ở 20°C
1 - nước ; 2 - xăng ρ_{nl} = 0,751 g/cm^3 ;
3 - xăng ρ_{nl} = 0,735g/cm^3;
4 - dầu hỏa ρ_{nl} = 0,825g/cm^3.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

nhiệt độ từ 10°C đến 40°C sẽ làm lưu lượng xăng tăng từ 2 ÷ 3%, còn lưu lượng dầu hỏa tăng 6 ÷ 7%.

Qua biểu thức (9-8) thấy rằng : nhiên liệu bắt đầu chảy qua jiclơ khi $\Delta p_h > \Delta h.\rho_{nl}.g$; nếu $\Delta p_h = \Delta h.\rho_{nl}.g$ thì $G_{nl} = 0$. Khi động cơ chạy ở tải lớn và số vòng quay cao, ảnh hưởng của giá trị Δh tới lưu lượng nhiên liệu rất nhỏ có thể bỏ qua không tính.

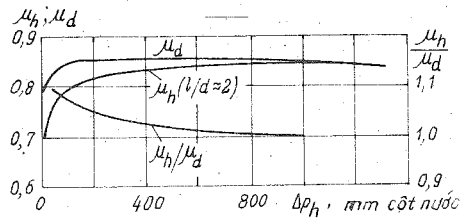
4) Đặc tính bộ chế hòa khí đơn giản

Thay các biểu thức (9-4) và (9-8) vào (9-1) sẽ tìm ra đặc tính của bộ chế hòa khí đơn giản dưới dạng sau :

$$\alpha = \frac{1}{L_o} \cdot \frac{f_h}{f_d} \cdot \frac{\mu_h}{\mu_d} \sqrt{\frac{\rho_o}{\rho_{nl}}} \sqrt{\frac{\Delta p_h}{\Delta p_h - \Delta h.\rho_{nl}.g}} \qquad (9\text{-}9)$$

trong đó : $\frac{1}{L_o} \cdot \frac{f_h}{f_d} \sqrt{\frac{\rho_o}{\rho_{nl}}} = \text{const}$

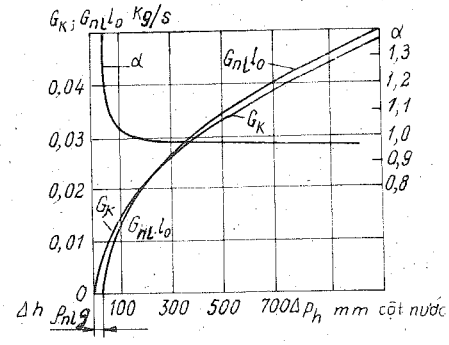
$\frac{\mu_h}{\mu_d} \sqrt{\frac{\Delta p_h}{\Delta p_h - \Delta h.\rho_{nl}.g}}$ – là biến số phụ thuộc Δp_h.



Hình 9.8. Biến thiên của μ_h, μ_d và $\frac{\mu_h}{\mu_d}$ theo Δp_h.

Khi Δp_h tăng dần từ $\Delta p_h = \Delta h.\rho_{nl}.g$ đến độ chân không tuyệt đối thì $\sqrt{\frac{\Delta p_h}{\Delta p_h - \Delta h.\rho_{nl}.g}}$ giảm từ $+\infty$ xuống sát 1 còn $\sqrt{\frac{\mu_h}{\mu_{nl}}}$ cũng giảm dần (hình 9.8).

Do đó, hệ số dư lượng không khí α của hòa khí trong bộ chế hòa khí đơn giản sẽ giảm dần (tức hòa khí đậm dần lên) khi tăng độ chân không ở họng hoặc tăng lưu lượng không khí qua họng (hình 9.9). Trên thực tế, mật độ không khí giảm dần khi tăng Δp_h trong khi đó ρ_{nl} hầu như không thay đổi, đó là lý do chính làm cho hòa khí đậm dần khi tăng Δp_h.



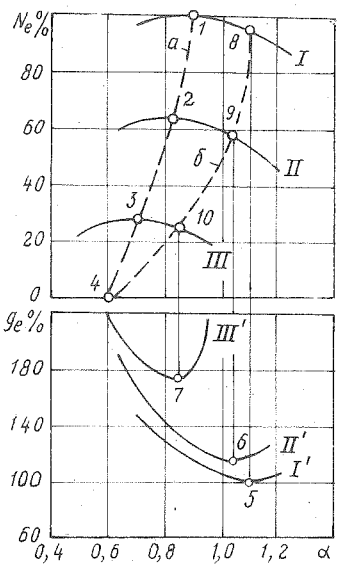
Hình 9.9. Đặc tính của bộ chế hòa khí đơn giản.

9.3 ĐẶC TÍNH CỦA BỘ CHẾ HÒA KHÍ LÝ TƯỞNG

Bộ chế hòa khí lý tưởng cần đảm bảo cho hòa khí có thành phần tối ưu theo điều kiện hoạt động của động cơ. Quy luật thay đổi thành phần tối ưu của hòa khí được xác định qua đặc tính điều chỉnh thành phần hòa khí, thể hiện sự biến thiên của các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ theo hệ số dư lượng không khí α khi giữ không

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

đổi tốc độ động cơ và vị trí bướm ga (hình 9.10). Tung độ của đồ thị đặc tính điều chỉnh là suất tiêu hao nhiên liệu g_e (theo % của g_{emin}) và công suất có ích N_e (theo % N_{emax} được xác định bằng thực nghiệm ở tốc độ đã định và mở hết bướm ga). Các đường I-I là kết quả khảo nghiệm khi mở 100% bướm ga ; còn các đường II-II và III-III... tương ứng với các vị trí bướm ga nhỏ dần. Hoành độ của đồ thị là α.



Hình 9.10. Các đặc tính điều chỉnh thành phần hòa khí.

Qua đồ thị thấy rằng : với n = const, ở mỗi vị trí bướm ga giá trị của α tương ứng với công suất cực đại (các điểm 1, 2, 3) đều nhỏ hơn so với những điểm có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (các điểm 5, 6, 7 của đường I', II', III'... hoặc 8, 9, 10 của các đường I, II, III...).

Ở mọi vị trí bướm ga các điểm đạt công suất cực đại đều có $\alpha < 1$.

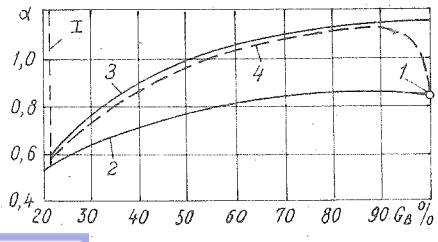
Càng đóng nhỏ bướm ga, α của điểm công suất cực đại càng giảm.

Khi mở 100% bướm ga, suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất xuất hiện tại $\alpha \approx 1{,}1$. Càng đóng nhỏ bướm ga vị trí xuất hiện g_{emin} càng chuyển về hướng giảm của α, khi đóng bướm ga gần kín giá trị α tương ứng với $g_{emin} < 1$.

Như vậy khi đóng bướm ga nhỏ dần, muốn có công suất cực đại cũng như muốn có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất đều phải làm cho hòa khí đậm lên. Nối các điểm 1, 2, 3... và các điểm 8, 9, 10 trên các đường I, II, III sẽ được hai đường a và b thể hiện sự biến thiên của thành phần hòa khí của công suất cực đại (đường a) và của suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất (đường b) khi mở dần bướm ga. Khu vực giữa hai đường a, b là khu vực có thành phần hòa khí tương đối tốt, cải thiện tính năng kinh tế kỹ thuật của động cơ. Khu vực bên ngoài hai đường a, b sẽ làm giảm công suất và tăng suất tiêu hao nhiên liệu động cơ, không được để động cơ hoạt động ở các khu vực này.

Tùy theo công dụng và điều kiện hoạt động của động cơ mà thực hiện điều chỉnh để N_e và g_e biến thiên theo thành phần hòa khí α được sát với đường a hoặc đường b. Điểm 4 thể hiện thành phần hòa khí khi động cơ chạy không tải.

Với một tốc độ đã định, mỗi đường cong I, II hoặc III (I', II' hoặc III') đều được đo ở một vị trí của bướm ga và do đó độ chân không ở họng Δp_h cũng như lưu lượng không khí G_k tương ứng với mỗi đường đó đều là hằng số. Như vậy nhờ các đường a, b rất dễ xây dựng sự biến thiên của thành phần hòa khí trên toạ độ α - G_h hoặc α - Δp_h theo công suất cực đại hoặc theo suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất. Hình 9.11 là đồ thị α - G_k thể hiện biến thiên của α theo G_k (tính theo % lưu lượng không khí khi mở hoàn toàn bướm ga) ở chế độ công suất cực đại (đường 2) và suất tiêu hao nhỏ nhất (đường 3).

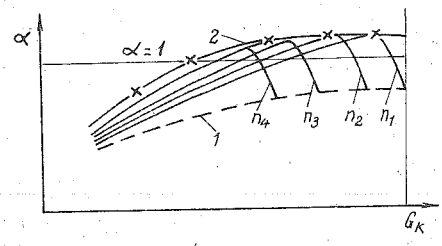


Hình 9.11. Đặc tính của bộ chế hòa khí lý tưởng ; I – giới hạn không tải.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

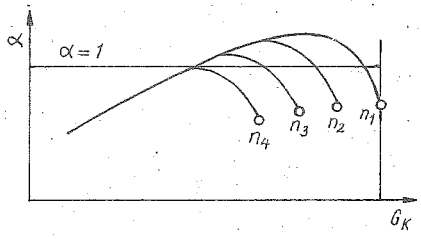
Trong thực tế sử dụng, người ta chỉ đòi hỏi công suất cực đại khi mở 100% bướm ga (điểm 1 hình 9.10 và 9.11), còn lại tất cả các vị trí đóng nhỏ bướm ga cần điều chỉnh để động cơ hoạt động với thành phần hòa khí đảm bảo tiết kiệm nhiên liệu. Vì vậy mối quan hệ lý tưởng nhất giữa α và G_k sẽ là đường 4 (hình 9.11), đó chính là đặc tính của bộ chế hòa khí lý tưởng khi chạy ở một số vòng quay nhất định.

Lặp lại thử nghiệm với số vòng quay khác đều thu được đường đặc tính lý tưởng mới có dạng tương tự. Vẽ tất cả các đường cong thu được ở các tốc độ quay khác nhau lên một đồ thị (hình 9.12), sẽ được một họ đặc tính của bộ chế hòa khí lý tưởng. Đường bao 2 của họ đặc tính trên thể hiện các chế độ làm việc tiết kiệm nhất của động cơ ở mọi số vòng quay khi mở hết bướm ga và đường 1 là đường nối các điểm công suất cực đại của họ đặc tính trên ở các số vòng quay khác nhau, khi mở 100% bướm ga.



Hình 9.12. Các đặc tính của bộ chế hòa khí lý tưởng ở tốc độ khác nhau ($n_1 > n_2 > n_3 > n_4$)
1 – các chế độ N_{emax}, khi mở hết bướm ga;
2 – các chế độ g_{emin}, khi mở hết bướm ga.

Trên thực tế, để giảm bớt mức độ phức tạp về mặt cấu tạo của bộ chế hòa khí, người ta đã dùng một đường trung bình, thay cho họ đặc tính lý tưởng, $\alpha - G_k$ được xác định qua thực nghiệm trong khu vực có thành phần tiết kiệm nhất đối với mọi tốc độ động cơ (hình 9.13).



Hình 9.13. Đặc tính của bộ chế hòa khí hoặc động ở các tốc độ khác nhau ($m > n_2 > n_3 > n_4$).

So sánh đặc tính của các bộ chế hòa khí đơn giản (hình 9.9) và bộ chế hòa khí lý tưởng thấy rằng : bộ chế hòa khí đơn giản không thể chuẩn bị hòa khí cho động cơ với thành phần tốt nhất ở mọi chế độ hoạt động. Do đó muốn hiệu chỉnh để được hình dạng sát với đặc tính của bộ chế hòa khí lý tưởng, thì trên cơ sở bộ chế hòa khí đơn giản cần bổ xung thêm một số cơ cấu và hệ thống đảm bảo thỏa mãn các yêu cầu sau :

– Ở chế độ không tải, muốn động cơ chạy ổn định cần có hòa khí đậm ($\alpha \approx 0,4 \div 0,8$), và phải tạo điều kiện để xăng được phun tơi, phân bố đều và dễ bay hơi trong dòng khí nạp.

– Khi bướm ga mở tương đối rộng cần cung cấp hòa khí tương đối loãng ($\alpha \approx 1,07 \div 1,15$).

– Để đạt công suất cực đại khi mở 100% bướm ga cần đảm bảo $\alpha \approx 0,75 \div 0,9$ (giá trị nhỏ dùng cho động cơ chạy bằng dầu hỏa).

Ngoài ra còn có các yêu cầu phụ, đảm bảo động cơ hoạt động tốt trong các chế độ làm việc sau :

– Khi khởi động lạnh ở tốc độ thấp cần hòa khí đậm ($\alpha \approx 0,3 \div 0,4$ hoặc đậm hơn) để dễ khởi động.

– Khi cho ôtô bắt đầu lăn bánh hoặc khi cần tăng tốc nhanh phải mở nhanh bướm ga để hút nhiều hòa khí vào xilanh, những lúc ấy thường làm cho hòa khí bị nhạt (do quán tính của xăng nhỏ hơn nhiều so với không khí làm cho tốc độ xăng đi vào động cơ chậm hơn). Vì vậy khi mở nhanh bướm ga cần có biện pháp tức thời phun thêm xăng tới mức cần thiết để hòa khí khỏi nhạt, qua đó rút ngắn thời gian bắt đầu lăn bánh cũng như thời gian tăng tốc độ của ôtô và máy kéo.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

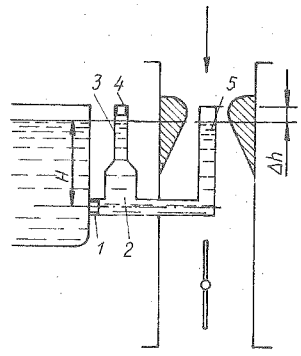
Những yêu cầu trên được thực hiện trong các hệ thống phun chính và hệ thống phụ của bộ chế hòa khí.

9.4. HỆ THỐNG PHUN CHÍNH

Đó là hệ thống cung cấp số lượng xăng chủ yếu cho các chế độ có tải của động cơ. Đặc tính lý tưởng của bộ chế hòa khí (hình 9.12 và 9.13) cho thấy : càng đầy tải (tăng G_k, Δp_h hoặc N_e) thì hòa khí phải càng nhạt (α tăng), trừ khi mở 100% bướm ga. Nhưng bộ chế hòa khí đơn giản thì ngược lại, càng tăng Δp_h – hòa khí càng đậm lên (α giảm). Như vậy muốn có bộ chế hòa khí hoạt động như bộ chế hòa khí lý tưởng cần cải tạo bộ chế hòa khí đơn giản bằng cách bổ sung thêm một cơ cấu hoặc hệ thống điều chỉnh thành phần hòa khí sao cho khi tăng Δp_h, sẽ giảm bớt nhiên liệu hoặc tăng thêm không khí cấp cho động cơ so với bộ chế hòa khí đơn giản, để hòa khí được nhạt dần như đặc tính của bộ chế hòa khí lý tưởng. Cho tới nay người ta thường sử dụng một trong ba biện pháp điều chỉnh thành phần hòa khí sau :

- Giảm chênh áp ở jiclơ chính ;
- Giảm độ chân không ở họng ;
- Điều chỉnh tiết diện lưu thông của jiclơ chính kết hợp với hệ thống không tải.

9.4.1. DIỀU CHỈNH THÀNH PHẦN HÒA KHÍ BẰNG CÁCH GIẢM CHÊNH ÁP Ở JICLƠ CHÍNH (hình 9.14)



Hình 9.14. Sơ đồ hệ thống giảm chênh áp ở jiclơ chính
1 – jiclơ chính ; 2 – không gian tạo bọt xăng ; 3 – ống không khí ; 4 – jiclơ không khí ; 5 – vòi phun.

Xăng từ buồng phao qua jiclơ chính 1 vào không gian 2 rồi từ đó qua vòi phun 5 phun vào họng. Ống không khí 3 nối với không gian 2. Trên miệng ống 3 có jiclơ không khí 4. Khi động cơ chưa chạy, mức xăng trong ống 3 bằng mức xăng trong buồng phao. Khi động cơ hoạt động có tải (bướm ga mở rộng) mà độ chân không ở họng $\Delta p_h \geq (H + \Delta h)\rho_{nl}.g$ thì xăng trong ống không khí 3 được hút hết ; lúc ấy qua jiclơ 1 xăng được hút ra vòi phun và qua jiclơ không khí 4, không khí ngoài trời được hút vào hòa với nhiên liệu trong vòi phun tạo nên các bong bóng xăng rồi phun vào họng bộ chế hòa khí. Trong quá trình ấy không khí ngoài trời qua jiclơ 4 vào không gian 2 sẽ làm giảm chênh áp ở jiclơ chính 1 nhờ đó lưu lượng xăng G_{nl} qua jiclơ 1 sẽ nhỏ hơn so với trường hợp bộ chế hòa khí đơn giản có cùng độ chân không Δp_h ở họng ; mức chênh lệnh ấy càng nhiều khi Δp_h càng lớn. Nhờ đó sẽ làm cho hòa khí cấp cho động cơ được nhạt dần khi tăng Δp_h (hoặc G_k).

Số không khí đi qua jiclơ 4 vào không gian 2 tới vòi phun còn hòa trộn với xăng hút qua jiclơ chính 1 tạo bong bóng xăng. Ra khỏi vòi phun bong bóng xăng dễ được xé tơi giúp xăng bay hơi nhanh và trộn đều với dòng không khí qua họng tạo nên hòa khí có nhiều hàm lượng hơi xăng. Hệ thống này còn có tên là hệ thống dùng không khí để hãm bớt xăng.

Khi thực hiện điều chỉnh muốn được hòa khí có thành phần như bộ chế hòa khí lý tưởng, có thể thay đổi các tiết diện lưu thông của jiclơ chính 1 và jiclơ không khí 4. Ví dụ : muốn làm cho hòa khí đậm lên có thể tăng tiết diện jiclơ chính 1 hoặc giảm tiết diện jiclơ không khí 4. Bằng cách lựa chọn hợp lý tiết diện của các jiclơ sẽ được hòa khí có thành phần mong muốn (như bộ chế hòa khí lý tưởng) ở các chế độ

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

có tải. Do có nhiều ưu điểm, hệ thống này đang được sử dụng rất rộng rãi trong các bộ chế hòa khí hiện nay.

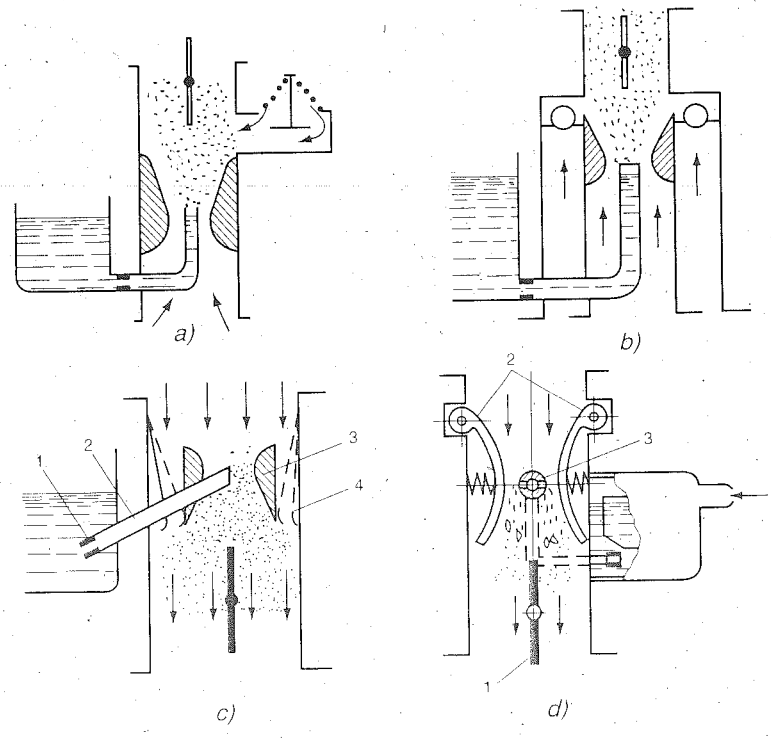
9.4.2. ĐIỀU CHỈNH THÀNH PHẦN HÒA KHÍ BẰNG BIỆN PHÁP GIẢM BỚT ĐỘ CHÂN KHÔNG Ở HỌNG ΔP_h

Biện pháp điều chỉnh được thực hiện theo một trong hai cách sau :

– Đưa thêm không khí vào khu vực phía sau họng ;

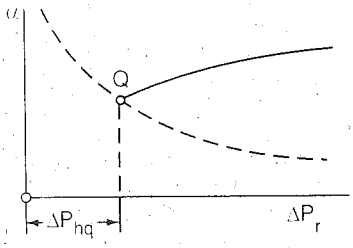
– Tăng tiết diện lưu thông ở họng khi tăng Δp_h.

Cả hai cách trên đều làm cho độ chân không ở họng Δp_h tăng lên chậm hơn so với bộ chế hòa khí đơn giản khi tăng G_k, trong khi đó lưu lượng nhiên liệu G_{nl} chỉ phụ thuộc vào Δp_h, do đó nó cũng tăng chậm hơn so với G_k, nhờ đó hòa khí được nhạt dần như bộ chế hòa khí lý tưởng.



Hình 9.15. Các phương án giảm độ chân không Δp_h ở họng : a, b, c) Dùng van phụ đi tắt ; 1 – jiclơ, 2 – vòi phun ; 3 – họng ; 4 – lò xo ; d) Thay đổi tiết diện họng ; 1 – bướm ga ; 2 – vòi phun ; 3 – họng.

Cách thứ nhất : được giới thiệu trên hình 9.15 a, b, c bằng cách đặt một van phụ trên đường nạp tại khu vực không gian hỗn hợp (hình 9.15 a), cho một phần không khí đi tắt qua van một chiều hình cầu (hình 9.15 b) hoặc qua khe hở giữa các lá lò xo 4 và họng 3 (hình 9.15 c) trên đường bao quanh họng, khi độ chân không ở họng $\Delta p_h \geq \Delta p_{hq}$ (Δp_{hq} – độ chân không quy đinh ở họng). Từ Δp_{hq} trở đi, càng tăng Δp_h, đường thông qua các van và các lá lò xo được đẩy mở càng rộng, làm tăng số không khí đi tắt vào không gian hòa khí (không qua họng) nên đã hạn chế bớt tốc độ tăng của Δp_h khi tăng lưu lượng G_k, qua đó làm giảm G_{nl} so với bộ chế hòa khí đơn giản kết quả sẽ làm hòa khí được nhạt dần theo yêu cầu (hình 9.16).



Hình 9.16. Đặc tính của bộ chế hòa khi điều chỉnh độ chân không ở họng.

Ưu điểm chính của cách thứ nhất là có thể giảm bớt đường kính họng nên khi đóng nhỏ bướm ga, tốc độ dòng khí qua họng còn tương đối cao, nhờ đó xăng từ vòi phun đi ra được xé tơi tốt.

Khuyết điểm chính là rất khó điều chỉnh để được hòa khí có thành phần tốt nhất ở mọi chế độ có tải vì khó chọn chính xác tiết diện lưu thông của jiclơ, lực đàn hồi của lò xo và khối lượng hợp lý của các van hình cầu. Hoạt động của hệ thống thiếu ổn định, chỉ sau một thời gian ngắn sử dụng, tính đàn hồi của các lò xo đã thay đổi (các lò xo dễ bị kẹt vì keo bụi của xăng và không khí), mặt khác các chi tiết chuyển động

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

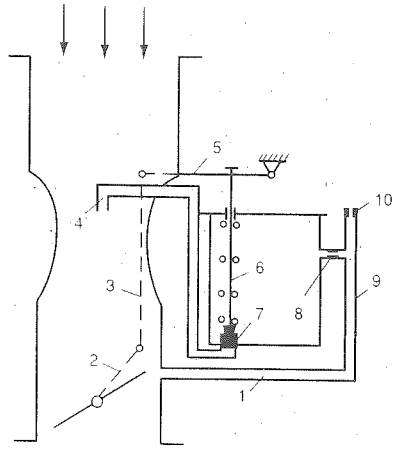
của hệ thống thường làm cho bộ chế hòa khí hoạt động không chính xác. Ngày nay rất ít dùng biện pháp này.

Cách thứ hai : được thể hiện trên hình 9.15 d. Càng mở rộng bướm ga, các cánh 2 tạo thành họng càng mở rộng làm tăng tiết diện lưu thông của họng ở khu vực đặt vòi phun 3, khiến mức độ tăng của tốc độ dòng khí qua họng, mức tăng của Δp_h và của G_{nl} đều chậm hơn so với mức tăng của G_k, nhờ đó làm cho hòa khí được nhạt dần theo mong muốn, khi tăng G_k. Bộ chế hòa khí K-80 và nhiều bộ chế hòa khí khác hoạt động theo nguyên tắc này.

9.4.3. DIỀU CHỈNH THÀNH PHẦN HÒA KHÍ BẰNG CÁCH ĐIỀU CHỈNH TIẾT DIỆN LƯU THÔNG CỦA JICLƠ CHÍNH KẾT HỢP VỚI HỆ THỐNG KHÔNG TẢI

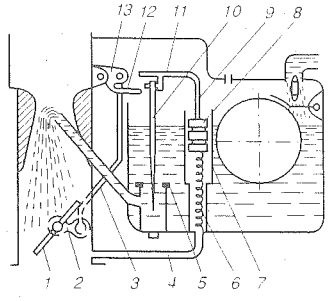
Trong hệ thống có đường xăng không tải 1, jiclơ 7 và van kim 6 (hình 9.17). Ở chế độ không tải bướm ga đóng nhỏ, Δp_g rất nhỏ không thể hút xăng ra vòi phun 4. Lúc ấy độ chân không ở khu vực sau bướm ga Δp_g rất lớn truyền vào các đường 1, 9 hút xăng qua jiclơ 8 và không khí qua jiclơ 10 vào ống 9, ở đây chúng hòa trộn với nhau tạo bong bóng xăng rồi được hút qua đường 1 vào không gian sau bướm ga.

Hệ thống không tải ở đây không chỉ hoạt động ở chế độ không tải mà vẫn tiếp tục làm việc ở chế độ ít tải và tải trung bình. Ở tải nhỏ và tải trung bình qua jiclơ 7 cấp rất ít xăng cho vòi phun 4 vì van kim 6 được lò xo ép xuống ngăn đường thông của jiclơ 7.



Hình 9.17. Hệ thống điều chỉnh tiết diện jiclơ chính kết hợp với hệ thống không tải.
1, 9 – ống dẫn chân không ; 2 – tay gạt ; 3 – thanh kéo ; 4 – vòi phun ; 5 – thanh ngang ; 6 – van kim ; 7, 8 10 – jiclơ.

Khi tăng tải bướm ga mở rộng dần khiến độ chân không sau jiclơ Δp_g giảm và số xăng hút qua đường không tải 9, 1 cũng giảm theo. Trong quá trình ấy jiclơ 7 cũng được mở rộng dần, nhờ tay gạt 2, thanh kéo 3 và thanh ngang 5 nhấc mở kim 6 làm tăng lưu lượng xăng qua jiclơ 4, nhờ đó hòa khí vào xilanh không bị nhạt quá. Lựa chọn hợp lý hình dạng của van kim và tiết diện lưu thông của các jiclơ 7, 8, 10 sẽ được hòa khí có thành phần tiết kiệm nhất ở các chế độ tải nhỏ và tải vừa. Cơ cấu dẫn động van kim kiểu cơ khí như hình 9.17 có nhược điểm chính là : tiết diện lưu thông của jiclơ 7 chỉ phụ thuộc vị trí bướm ga, vì vậy với một vị trí bướm ga, nếu cho thay đổi tốc độ thì Δp_h và Δp_g sẽ thay đổi, đòi hỏi tiết diện jiclơ 7 phải thay đổi theo. Biện pháp dẫn động cơ khí không thực hiện được yêu cầu này. Với hệ thống dẫn động chân không sẽ khắc phục được nhược điểm trên vì lúc ấy độ mở van kim chỉ phụ thuộc Δp_g, tức phụ thuộc cả vị trí bướm ga và tốc độ động cơ.



Hình 9.18. Sơ đồ hệ thống điều chỉnh tiết diện jiclơ chính dẫn động hỗn hợp
1 – buồm ga ; 2, 12, 13 – tay đòn ; 3 – thanh kéo ; 4 – ống truyền độ chân không ; 5 – jiclơ ; 6 – lò xo ; 7 – xilanh ; 8 – pittông ; 9, 11 – cần ; 10 – kim.

Hiện nay người ta thường dùng hệ thống dẫn động hỗn hợp (cả cơ khí lẫn chân không) hoàn hảo hơn (hình 9.18). Khi mở bướm ga 1, van kim 8 được nâng lên nhờ hệ tay đòn 2, 3, 13 và 12. Ở một vị trí bướm ga nếu giảm tốc độ động cơ, sẽ làm giảm Δp_g, nên nó không đủ sức hút pittông chân không 9, khiến lò xo 6 đẩy pittông 9 và qua cần 11 nhấc kim 8 lên làm tăng

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

diện tích lưu thông qua jiclơ 5 nên hòa khí đậm hơn. Nếu tăng tốc độ động cơ sẽ làm tăng Δp_g đủ sức hút pittông 9 và van kim 10 đi xuống tới vị trí chặn của tay đòn 12 đối với cần 11, trường hợp này vị trí van kim chỉ phụ thuộc vào vị trí bướm ga, nhờ tác dụng chặn của tay đòn 12.

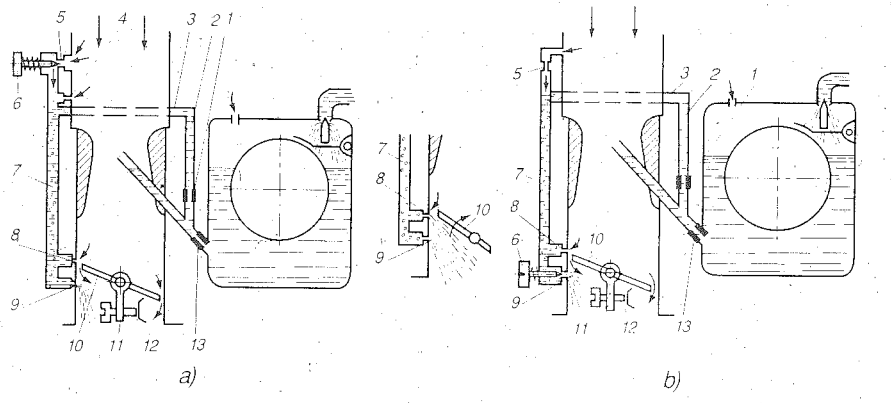
Nhìn chung hệ thống điều chỉnh tiết diện lưu thông của jiclơ chính kết hợp với hệ thống không tải có nhiều khuyết điểm, chủ yếu là ít hàm lượng hơi trong hòa khí vì không có bong bóng xăng phun qua vòi phun chính, mặt khác van kim khó chế tạo chính xác, trong sử dụng lại chóng mòn, vì vậy ngày nay ít dùng trên ôtô.

9.5. CÁC HỆ THỐNG VÀ CƠ CẤU PHỤ CỦA BỘ CHẾ HÒA KHÍ

Để tạo hòa khí có thành phần phù hợp với mọi chế độ hoạt động của động cơ, ngoài hệ thống phun chính, các bộ chế hòa khí hiện nay đều có thêm các hệ thống phụ sau : Hệ thống không tải, hệ thống làm đậm (còn gọi là hệ thống tiết kiệm), bơm tăng tốc, cơ cấu khởi động và các cơ cấu khác.

9.5.1. HỆ THỐNG KHÔNG TẢI

Ở chế độ không tải, bướm ga hầu như đóng kín, độ chân không ở họng Δp_h giảm xuống chỉ còn vài mm cột nước, nên không thể hút xăng ra vòi phun chính (hình 9.19 a, b). Lúc ấy, trong xilanh có hệ số khí sót γ_r rất lớn, muốn cho động cơ chạy ổn định, đòi hỏi phải có hòa khí đậm ($\alpha \approx 0,6$). Muốn vậy người ta đã sử dụng độ chân



Hình 9.19. Hệ thống không tải
1 – jiclơ không tải ; 2, 3, 7 – đường thông ; 4, 5 – lỗ thông khí ; 6 – vít điều chỉnh ; 8 – lỗ không tải ; 9 – lỗ phun ; 10 – bướm ga ; 11 – tay gạt ; 12 – vít tỳ ; 13 – jiclơ chính.

không sau bướm ga Δp_g (đạt tới 400mm cột nước hoặc lớn hơn), cho truyền qua lỗ 9 vào đường không tải 7, 3 để hút xăng từ buồng phao qua các jiclơ 13, 1 vào hòa trộn với không khí được hút qua jiclơ không khí 4, 5 tạo thành bong bóng xăng trong đường không tải 7. Sau đó bong bóng xăng được hút qua lỗ 9 vào không gian sau bướm ga, hòa trộn với không khí đi qua khe hở nhỏ giữa mép bướm ga và thành ống hút tạo nên hòa khí cấp cho xilanh động cơ. Lỗ 8 được đặt cao hơn mép bướm ga khi bướm ga đóng kín tức là nằm trong vùng áp suất khí trời nên bong bóng xăng chỉ hút qua lỗ 9 còn lỗ 8 để hút không khí phía trước bướm ga vào hòa trộn với bong bóng xăng trong đường không tải rồi cùng được hút qua lỗ 9 vào đường nạp. Lỗ 8 có tác dụng ngăn không để hòa khí quá nhạt khi chuyển từ chế độ không tải chậm sang chế độ

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

không tải nhanh vì lúc ấy bướm ga đã mở rộng hơn khiến lỗ 8 nằm ở khu vực sau bướm ga có độ chân không Δp_g nên nó chuyển thành lỗ hút bong bóng xăng từ đường không tải vào ống nạp giống như lỗ 9. Nhờ đó hòa khí có thành phần phù hợp để chuyển qua chế độ có tải một cách êm dịu.

Vít 6 dùng để điều chỉnh thành phần hòa khí của chế độ không tải. Có thể đặt vít 6 ở lỗ không khí 5 (hình 9.19 a), trường hợp này có tác dụng tăng hoặc giảm số lượng không khí vào đường không tải, qua đó làm thay đổi độ chân không ở đây và do đó thay đổi số lượng xăng hút qua jiclơ không tải 1. Nếu đặt vít 6 ở lỗ 9 (hình 9.19 b) sẽ làm thay đổi lượng bong bóng xăng phun qua lỗ 9 vào không gian hỗn hợp, đồng thời cũng làm thay đổi chút ít độ chân không trong đường không tải.

Phương án trên hình 9.19a rất ít dùng vì nếu làm nhạt hòa khí ở chế độ không tải chậm, sẽ làm cho hòa khí tiếp tục nhạt khi chuyển qua chế độ có tải, còn nếu làm cho hòa khí được đậm ở chế độ không tải chậm sẽ gây tốn xăng và làm loãng dầu bôi trơn...

Ưu điểm của phương án 9.19 b là ở chỗ chỉ điều chỉnh thành phần hòa khí ở chế độ không tải chậm và hòa khí chỉ đậm trong giới hạn cho phép của tiết diện jiclơ không tải.

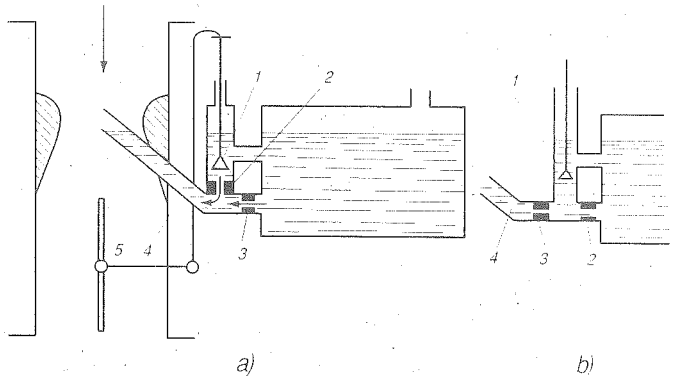
Muốn cho động cơ chạy ổn định ở chế độ không tải chậm cần phải điều chỉnh từ từ và điều chỉnh xen kẽ các vít 6 và vít tỳ 12 (vít hạn chế mức độ đóng nhỏ bướm ga ở chế độ không tải chậm) khi động cơ chạy không tải.

9.5.2. HỆ THỐNG LÀM ĐẬM (hay hệ thống tiết kiệm)

Đó là hệ thống đảm bảo cho hòa khí có thành phần đậm cần thiết để động cơ phát công suất cực đại khi mở hết bướm ga. Nhờ hệ thống làm đậm, lưu lượng xăng cấp cho động cơ G_{nl} sẽ tăng ở chế độ công suất cực đại (mở hết bướm ga) và G_{nl} sẽ giảm khi bướm ga đóng nhỏ (chế độ ít tải) để chạy ở chế độ tiết kiệm nhất. Vì vậy hệ thống làm đậm còn được gọi là hệ thống tiết kiệm. Lượng xăng làm đậm đi qua jiclơ làm đậm đặt song song hoặc đặt nối tiếp với jiclơ chính.

Phương án đặt song song (hình 9.20 a) có : jiclơ chính 3 và jiclơ làm đậm 2. Khi mở 100% bướm ga, nhờ hệ thống truyền động cơ khí kéo van 1 mở thông jiclơ làm đậm 2, bổ sung thêm khoảng 10 ÷ 15% xăng đi qua jiclơ 2 vào vòi phun để cấp cho động cơ, do đó jiclơ 2 rất nhỏ so với jiclơ chính 3. Lúc đóng kín jiclơ làm đậm (ở tải vừa và nhỏ), jiclơ chính đảm bảo hòa khí có thành phần tiết kiệm nhất.

Trong phương án lắp nối tiếp (hình 9.20 b), nhiên liệu từ buồng phao lần lượt qua jiclơ làm đậm 2 và jiclơ chính 3 tới vòi phun, khi mở hết bướm ga van 1 mở, một phần xăng đi tắt qua van này tới jiclơ chính 3 vào vòi phun 4, giảm bớt cản của dòng xăng tới jiclơ chính nhờ đó làm tăng lưu lượng xăng

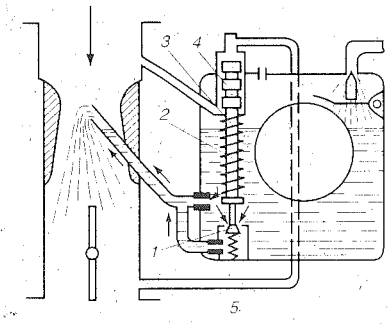


Hình 9.20. Hệ thống làm đậm dẫn động cơ khí
a) Lắp song song ; b) Lắp nối tiếp
1 – van ; 2 – jiclơ làm đậm ; 3 – jiclơ chính ;
4 – vòi phun ; 5 – bướm ga.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

và làm đậm hòa khí, tiết diện jiclơ làm đậm trong trường hợp này, lớn hơn jiclơ chính. Kết quả thực nghiệm cho hay : khi xăng đi qua hai jiclơ như nhau lắp nối tiếp, lưu lượng sẽ giảm khoảng 20%. Nếu muốn lưu lượng xăng giảm bớt khoảng 15 ÷ 20%, jiclơ làm đậm phải lớn hơn jiclơ chính khoảng 1,33 ÷ 1,5 lần.

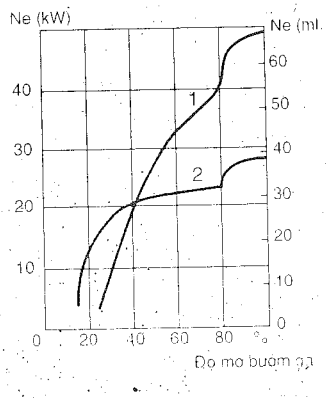
Dẫn động van 1 của phương án hình 9.20 là dẫn động cơ khí. Hình 9.21 giới thiệu phương án dẫn động chân không nhờ pittông 4 và cán 2. Khi động cơ hoạt động ở tải nhỏ và trung bình bướm ga đóng một phần, độ chân không sau bướm ga Δp_g tương đối lớn truyền qua đường 5 hút pittông 4 ép lò xo 3 để cán 2 không tỳ lên van 1 nên van 1 đóng kín lỗ thông. Khi mở rộng bướm ga, Δp_g giảm, lực lò xo trở nên lớn hơn lực hút pittông, khiến cán 2 bị đẩy xuống mở đường thông của van 1 bổ sung xăng làm đậm tới jiclơ chính và vòi phun. Thời điểm mở van 1 của phương án dẫn động chân không được bắt đầu khi Δp_g đạt khoảng 70 ÷ 180mm cột thủy ngân.



Hình 9.21. Hệ thống làm đậm dẫn động chân không
1 – van làm đậm ; 2, 4 – cán và pittông ; 3 – lò xo ; 5 – ống.

Điểm khác biệt cơ bản của phương án dẫn động chân không so với dẫn động cơ khí là ở vị trí bướm ga khi hệ thống làm đậm hoạt động, phương án dẫn động chân không điều khiển cho hệ thống làm đậm hoạt động ở các vị trí bướm ga khác nhau tùy theo tốc độ động cơ, động cơ chạy càng chậm, hệ thống làm đậm bắt đầu hoạt động ở các vị trí đóng bướm ga càng nhỏ, nhờ đó gây tác dụng tốt đối với tính năng tăng tốc của xe. Thông thường hệ thống bắt đầu hoạt động khi $\Delta p_g \approx 60 \div 100$mm cột thủy ngân, như vậy khi bướm ga mở 100%, hệ thống dẫn động chân không sẽ hoạt động ở mọi tốc độ động cơ.

Nhược điểm chính của phương án dẫn động chân không là cấu tạo hơi phức tạp, khó điều chỉnh trong sử dụng, có yêu cầu cao đối với độ kín khít của hệ thống, khi độ mòn của pittông 4 thay đổi thì giá trị của Δp_g khiến hệ thống bắt đầu hoạt động sẽ thay đổi theo.



Hình 9.22. Biến thiên về công suất của động cơ theo độ mở bướm ga
1 – n = 2000 vg/ph;
2 – n = 1000 vg/ph.

Ở phương án dẫn động cơ khí, jiclơ làm đậm chỉ hoạt động tại vị trí mở nhất định của bướm ga không phụ thuộc tốc độ động cơ, mặc dầu biến thiên về công suất theo độ mở bướm ga rất khác biệt khi chạy ở tốc độ khác nhau. Ở n = 2000 vòng/phút, hệ thống làm đậm bắt đầu hoạt động khi công suất còn đang tăng (đường 1 hình 9.22), nhưng ở n = 1000 vòng/phút hệ thống chỉ hoạt động sau một khoảng dài kể từ vị trí bướm ga làm cho công suất động cơ hầu như không đổi (đường 2).

Nhiều bộ chế hòa khí dùng cả hai loại dẫn động cơ khí và dẫn động chân không nhằm sử dụng ưu điểm và khắc phục nhược điểm của cả hai loại.

Động cơ xăng máy kéo không có hệ thống làm đậm, vì phần lớn thời gian phải chạy ở toàn tải hoặc sát toàn tải, nếu thêm hệ thống làm đậm sẽ làm cho bộ chế hòa khí phức tạp, mặt khác cũng không thấy rõ hiệu quả tiết kiệm xăng. Bộ chế hòa khí xe máy cũng không có hệ thống làm

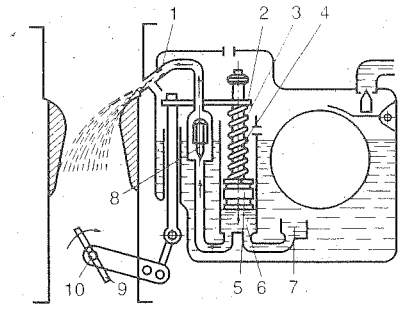
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

đậm, để cấu tạo được đơn giản; thay vào đó người ta thường dùng hình dạng của van kim để hòa khí được làm đậm khi mở hết bướm ga.

Động cơ xăng lắp trên xe du lịch rất ít khi dùng hệ thống làm đậm vì mục đích giảm bớt ô nhiễm môi trường trong thành phố (hòa khí đậm sẽ tạo nhiều khí độc hại). Để cải thiện tính năng động lực học của xe du lịch người ta thường tăng công suất dự trữ của động cơ.

9.5.3. BƠM TĂNG TỐC (hình 9.23)

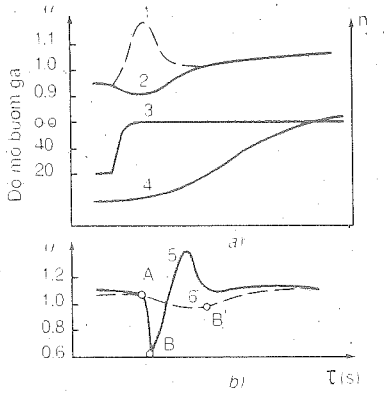
Muốn cho tải hoặc tốc độ tăng nhanh, phải mở bướm ga đột ngột, do cản trên đường nạp giảm, nên không khí ngoài trời tràn vào nhanh làm tăng Δp_h ở họng và tốc độ xăng qua jiclơ W_d. Vì quán tính của xăng lớn hơn của không khí gần 1000 lần nên lưu lượng xăng G_{nl} tăng chậm hơn lưu lượng không khí G_k. Mặt khác do không khí tràn vào nhiều làm tăng áp suất và giảm nhiệt độ trong không gian hòa trộn khiến xăng khó bay hơi và đọng thành màng trên thành ống nạp, kết quả làm cho hòa khí bị nhạt rất nhanh trong giai đoạn đầu mở đột ngột bướm ga, gây khó cháy thậm chí còn gây bỏ lửa. Muốn cải thiện tình trạng trên cần phải phun thật nhanh một lượng xăng bổ sung vào số hòa khí nhạt kể trên, giúp hòa khí được đậm bình thường (hình 9.24 a), việc này được thực hiện nhờ bơm tăng tốc.



Hình 9.23. Bơm tăng tốc dẫn động cơ khí
1 – jiclơ tăng tốc ; 2 – thanh ngang ;
3 – lò xo ; 4 – cán pittông ; 5 – pittông;
6 – xilanh ; 7 – van lá ; 8 – van kim ;
9 – tay gạt ; 10 – bướm ga.

Dẫn động bơm tăng tốc thường dùng dẫn động cơ khí hoặc chân không và thường được kết hợp với hệ thống làm đậm.

Bơm tăng tốc dẫn động cơ khí (hình 9.23) gồm có : lò xo 3 lồng vào cán 4 của pittông 5, mặt dưới lò xo tỳ lên vai pittông còn mặt trên tỳ vào thanh ngang 2 của hệ tay đòn nối với tay gạt 9 của bướm ga 10. Ở vị trí đóng nhỏ bướm ga, thông qua hệ tay đòn, thanh ngang 2 kéo pittông lên trên. Xăng từ buồng phao qua cửa van 7 vào chứa đầy xilanh 6. Khi mở đột ngột bướm ga 10 thì tay gạt 9 thông qua hệ tay đòn kéo thanh ngang ép lò xo 3 đẩy pittông đi xuống làm tăng áp suất xăng trong xilanh 6 lúc ấy van 7 bịt kín lỗ thông vào buồng phao. Dòng xăng từ xilanh đẩy mở van kim 8, phun qua jiclơ tăng tốc 1 vào họng bộ chế hòa khí đảm bảo làm đậm hòa khí khi tăng tốc. Nếu chỉ mở bướm ga một cách từ từ thì xăng trong xilanh 6 sẽ lọt qua van 7 và qua kẽ hở giữa pittông 5 và xilanh 6 quay về buồng phao. Do hòa khí bị nhạt nặng nhất vào lúc bắt đầu mở đột ngột bướm ga nên phải đặt vị trí tay đòn 9 sao cho pittông có hành trình lớn nhất vào lúc bắt đầu mở đột ngột bướm ga.



Hình 9.24. Biến thiên của α, độ mở bướm ga và số vòng quay của động cơ trong thời gian tăng tốc
1 – không làm đậm ; 2 – có làm đậm ;
3 – độ mở bướm ga ; 4 – tốc độ động cơ ;
5 – truyền động cứng tới pittông ;
6 – truyền động qua lò xo ;
a) Bắt đầu phun ; b) Kết thúc phun.

Truyền động từ thanh ngang 2 tới pittông được thông qua lò xo 3 nhằm làm cho quá trình cấp xăng tăng tốc được thực hiện êm dịu và kéo dài khoảng

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

1 ÷ 2 giây (đường 6 hình 9.24 b) tránh cho hòa khí khỏi đậm lên đột ngột (đường 5 hình 9.24 b).

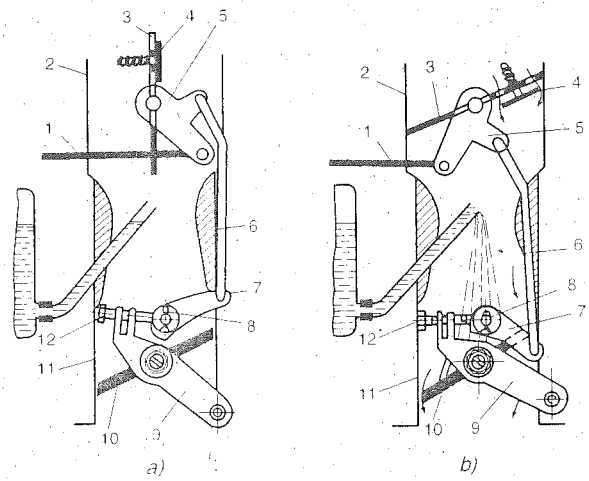
Khí trời càng lạnh phải cung cấp càng nhiều xăng tăng tốc, vì vậy khi trời lạnh nối tay đòn vào lỗ ngoài của tay gạt.

Bơm tăng tốc cũng còn được dẫn động bằng chân không tương tự như giới thiệu ở hệ thống làm đậm, tuy nhiên chúng ít được sử dụng vì hoạt động chậm không kịp thời.

Trong động cơ xe máy, do đường nạp và đường thải rất ngắn nên hòa khí ít bị nhạt khi mở bướm ga đột ngột, vì vậy không dùng bơm tăng tốc.

9.5.4. HỆ THỐNG KHỞI ĐỘNG

Lúc khởi động, tốc độ động cơ rất thấp (n ≈ 50 ÷ 100 vòng/phút), tốc độ dòng khí qua họng và Δp_h đều rất thấp, nên vòi phun cung cấp rất ít xăng. Mặt khác khi đó máy lạnh, xăng khó bay hơi khiến hòa khí khi đi vào động cơ với thành phần rất loãng, khó cháy nên khó khởi động. Muốn khởi động dễ dàng, kể cả trường hợp trời lạnh, cần phải cấp hòa khí đậm ($\alpha \approx 0,3 \div 0,4$) đảm bảo thừa xăng để thành phần nhẹ trong xăng kịp bay hơi tạo nên hòa khí dễ cháy khi khởi động.



Hình 9.25. Sơ đồ cơ cấu khởi động
a) Vị trí không khởi động ; b) Vị trí khởi động
1 – thanh kéo ; 2 – miệng vào của bộ chế hòa khí ;
3 – bướm gió ; 4 – van an toàn ; 5, 7, 9 – tay gạt ;
6 – họng ; 8 – cam ; 10 – bướm ga ;
11 – thành ống ; 12 – vít tỳ.

Thường dùng bướm gió (hình 9.25) lắp ở miệng vào của bộ chế hòa khí làm cơ cấu chính của hệ thống khởi động. Khi khởi động đóng kín bướm gió (hình 9.25 b), lúc ấy mặt cam trên tay gạt 7, thông qua vít tỳ 12, đẩy bướm ga nhích mở so với vị trí không tải chuẩn. Khi quay động cơ để khởi động, số khí trên đường nạp được hút vào xilanh làm cho độ chân không trên suốt đường nạp và tại họng bộ chế hòa khí tăng nhanh, do đó các vòi phun chính và không tải đều hoạt động làm cho hòa khí đậm hẳn lên. Để ngăn không cho hòa khí quá đậm khi động cơ đã nổ mà chưa kịp mở bướm ga, trên bướm có van an toàn 4 và lò xo. Độ chân không trong ống nạp tự động hút mở van 4 bổ sung không khí giúp hòa khí có thành phần nằm trong giới hạn cháy.

Bướm gió chỉ được đóng lúc khởi động và chạy không tải nhanh, các chế độ khác của động cơ bướm gió mở hoàn toàn.

9.6. CÁC CƠ CẤU VÀ HỆ THỐNG KHÁC CỦA BỘ CHẾ HÒA KHÍ

Tùy theo điều kiện sử dụng, bộ chế hòa khí còn có thể có các cơ cấu và các hệ thống khác nhau :

– Hiệu chỉnh theo độ cao so với mặt biển ;

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- Hiệu chỉnh theo trạng thái nhiệt của động cơ ;
- Hiệu chỉnh không tải nhanh ;
- Hiệu chỉnh không tải cưỡng bức ;
- Hạn chế tốc độ cực đại.

9.6.1. CƠ CẤU HIỆU CHỈNH THEO ĐỘ CAO (SO VỚI MẶT BIỂN)

Biểu thức (9-9) chỉ rằng : hệ số dư lượng không khí α tỉ lệ thuận với $\sqrt{\frac{\rho_{oz}}{\rho_o}}$. Ở vùng cao mật độ không khí $\rho_{oz} < \rho_o$ (mật độ không khí mặt biển). Biến thiên của ρ_{oz} theo độ cao như sau :

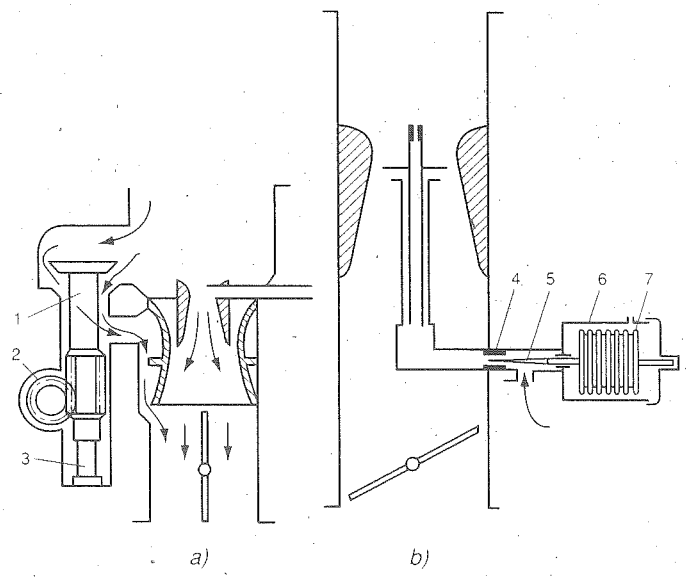
$$\rho_{oz} = \rho_o(1 - 0{,}000022569\,Z)^{0{,}4263}$$

trong đó : Z - độ cao so với mặt biển (m) ; Z càng lớn, ρ_{oz} càng nhỏ.

Như vậy khi hoạt động ở vùng cao nếu không có cơ cấu hiệu chỉnh, bộ chế hòa khí sẽ cấp hòa khí đậm hơn so với khi hoạt động ở độ cao mặt biển, gây tốn xăng và hại máy, người ta thường thực hiện hiệu chỉnh theo hai phương án :

- Mở đường cho không khí đi tắt vào không gian hòa trộn không qua họng (hình 9.26).

- Bịt bớt tiết diện của jiclơ chính bằng cơ cấu hộp xếp. Khi giảm áp suất ngoài trời hộp xếp bung ra, kim 5 sẽ bịt bớt lỗ jiclơ chính (hình 9.26 b).



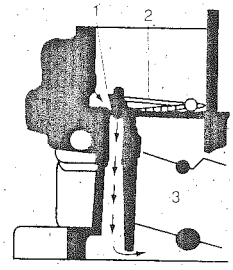
Hình 9.26. Cơ cấu điều chỉnh theo độ cao Z
a) Cho không khí đi tắt ; b) Bịt bớt lỗ jiclơ chính ;
1 - van ; 2 - bánh răng điều chỉnh ; 3 - xupáp ; 4 - jiclơ chính ;
5 - kim ; 6 - vỏ hộp xếp ; 7 - hộp xếp.

9.6.2. HIỆU CHỈNH KHÔNG TẢI NÓNG

Lưu lượng không khí vào xilanh tỉ lệ nghịch với căn bậc hai của nhiệt độ dòng khí nạp ($G_{kx} = G_{ko}\sqrt{\frac{T_o}{T_x}}$; T_o - nhiệt độ chuẩn ; T_x - nhiệt độ thực tế của khí nạp). Nếu nhiệt độ xăng cao sẽ làm tăng lượng xăng bay hơi trên mặt thoáng buồng phao. Qua ống nối không gian sau bình lọc khí với buồng phao (ống cân bằng áp suất) hơi xăng phía trên mặt thoáng buồng phao bổ sung vào đường nạp khiến hòa khí đậm lên (lưu lượng không khí càng ít hiện tượng trên càng trầm trọng). Những ngày nắng nóng, khi động cơ đang chạy ở chế độ tải lớn chuyển sang ít tải hoặc không tải, nhiệt lượng tích tụ trong bộ chế hòa khí rất khó tản đi khiến hơi xăng có thể được phun

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

qua jiclơ chính hoặc jiclơ không tải làm cho hòa khí đậm lên quá mức, động cơ chạy không ổn định, thậm chí gây tắt máy, hơn nữa sau khi máy bị tắt rất khó khởi động trở lại. Hệ thống không tải nóng nhằm khắc phục hiện tượng trên. Có rất nhiều giải pháp, nhưng được dùng nhiều nhất là van bổ sung không khí (hình 9.27). Nếu nhiệt độ của bộ chế hòa khí ở trạng thái bình thường thì van đóng, khi nóng quá thanh lưỡng kim 2 mở van 1, không khí bổ sung làm cho hòa khí được nhạt trở lại, quá trình cháy trở lại bình thường làm máy mát.



Hình 9.27. Hiệu chỉnh không tải nóng
1 – van ;
2 – thanh lưỡng kim ;
3 – bướm ga.

9.6.3. HIỆU CHỈNH KHÔNG TẢI NHANH

Khi máy lạnh cần mở bướm ga rộng hơn vị trí đóng nhỏ nhất để tốc độ không tải lúc ấy nhanh hơn so với tốc độ không tải chuẩn, nếu không có thể gây chết máy. Chế độ không tải nhanh đòi hỏi có đủ hòa khí và có tốc độ lớn của không khí để tăng hàm lượng hơi xăng và cải thiện độ đồng đều trong hòa khí. Chế độ không tải nhanh được dùng khi khởi động lạnh còn nhằm rút ngắn thời gian chạy ấm máy.

Người ta thực hiện chế độ không tải nhanh nhờ mặt cam ở đầu tay gạt 7 (hình 9.25), tay gạt này được nối với bướm gió qua các tay đòn 5, 7. Khi đóng bướm gió, mặt cam đầu tay gạt 7 đẩy vít tỳ 12 lắp trên tay gạt 9 làm bướm ga được mở rộng hơn so với vị trí không tải chuẩn. Sau khi chạy ấm máy chỉ cần mở bướm gió sẽ làm cho bướm ga trở lại vị trí không tải chuẩn. Ngày nay, việc điều khiển bướm gió được thực hiện tự động nhờ van nhiệt và truyền động chân không. Khi máy còn lạnh, bướm gió được đóng kín như ở vị trí hình 9.25. Khi máy đã nóng, dưới tác dụng của van nhiệt và truyền động chân không, bướm gió được mở tự động, lúc ấy bướm ga sẽ tự trở về vị trí không tải chuẩn.

9.6.4. HIỆU CHỈNH KHÔNG TẢI CƯỠNG BỨC

Có một số trường hợp động cơ được sử dụng như một phương tiện để phanh (hãm) xe, đó là chế độ không tải cưỡng bức. Thời gian hoạt động ở chế độ này phụ thuộc điều kiện đường xá, thời tiết trong năm và trình độ người lái... Ví dụ ở các thành phố lớn thời gian trên chiếm 20 ÷ 25% thời gian xe chạy. Hoạt động ở chế độ này rất tốn xăng tốn dầu bôi trơn và làm tăng ô nhiễm môi trường.

Ở chế độ không tải cưỡng bức, bướm ga đóng kín, hệ thống truyền động của xe làm quay trục khuỷu động cơ. Động năng tích lũy trên xe khi chạy được tiêu hao vào tổn thất cơ giới và tổn thất cho các hành trình bơm của động cơ. Áp suất cực đại trong xilanh lúc ấy không quá 0,3 ÷ 0,4 MPa ; độ chân không trong ống nạp và trong xilanh lên tới 600 ÷ 650mm thủy ngân.

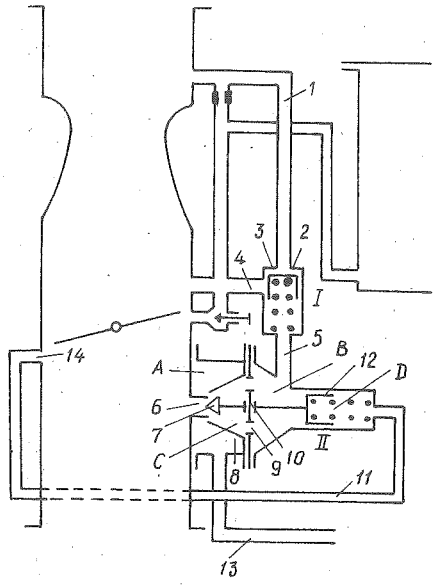
Chênh áp lớn trước và sau bướm ga làm cho tốc độ không khí đạt tốc độ thanh âm, do đó lưu lượng hòa khí đi vào động cơ trong một giây hầu như không đổi ở mọi số vòng quay. Kết quả làm giảm hòa khí cấp cho chu trình khi tăng tốc độ, nên động cơ hoạt động thiếu ổn định thậm chí gây bỏ nổ, xăng không cháy xả ra ngoài trời gây ô nhiễm môi trường. Như vậy nhiệm vụ của cơ cấu hiệu chỉnh không tải cưỡng bức là làm tăng lực hãm của động cơ đối với xe, đảm bảo mức tổn hao về xăng và dầu nhờn cũng như mức gây ô nhiễm môi trường nhỏ nhất.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Cơ cấu gồm hai phần : Bộ tiết kiệm không tải và bộ điều chỉnh chân không (hình 9.28).

Bộ tiết kiệm không tải gồm : xilanh 2 và pittông 3. Đường 1 nối phía trên pittông với không gian phía sau bình lọc khí và đường không tải. Đường 4 nối với lỗ phun không tải. Đường 5 nối không gian phía dưới pittông với không gian B của bộ điều chỉnh chân không. Ở chế độ không tải chuẩn, trong không gian B, không tồn tại độ chân không nên pittông 3 ngăn không để đường 4 thông với đường 1. Ở chế độ không tải cưỡng bức trong không gian B có độ chân không lớn đã hút pittông 3 đi xuống nối thông hai đường 1 và 4 với nhau gây cắt xăng vào đường không tải.

Bộ điều chỉnh chân không gồm : van 7 (đặt trong vỏ 8) nối cứng với màng 10 của pittông 12. Không gian A nối thông với không gian sau bình lọc khí. Không gian C thông với không gian B qua lỗ 9 của màng 10. Không gian D qua đường 11 và lỗ 14 nối thông với không gian sau bướm ga. Ở chế độ không tải cưỡng bức do chênh áp giữa lỗ 6 và đường 11 và chênh lệch về diện tích của van 7 với pittông 12 làm van 7 mở.



Hình 9.28. Bộ điều chỉnh không tải cưỡng bức
1, 4, 5, 11 – ống nối ; 2 – xilanh ;
3, 12 – pittông ; 6, 9, 14 – lỗ thông ;
7 – van ; 8 – thân van ; 10 – màng ;
13 – ống nối với không gian sau bình lọc khí.

Do chênh áp lớn giữa các không gian A và không gian phía sau bướm ga nên không khí đi qua khe hở hình vành khuyên của van 7 với tốc độ rất lớn (nhờ đó giảm bớt độ chân không trong ống nạp và trong xilanh động cơ) nên tạo ra độ chân không lớn ở đây. Độ chân không này truyền qua lỗ 9 vào không gian B.

Bộ điều chỉnh chân không sẽ ngừng hoạt động ngay sau khi giảm chênh áp giữa lỗ 6 và đường 11, tức là khi chuyển từ chế độ không tải cưỡng bức sang chế độ không tải chuẩn hoặc chế độ có tải.

Chạy ở chế độ có tải (bướm ga mở), lỗ 14 thông với không gian phía trước bướm ga tạo ra cân bằng áp suất giữa lỗ 6 và đường 11. Khi chênh áp giữa lỗ 6 và đường 11 nằm dưới mức quy định, lực lò xo sẽ đẩy pittông 12 sang trái đóng kim van 7, lúc ấy cũng không tồn tại độ chân không trong không gian B.

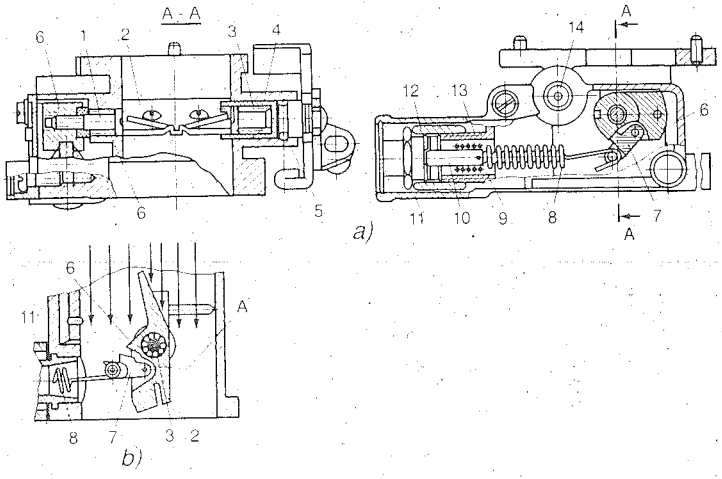
Bộ hiệu chỉnh không tải cưỡng bức kể trên tiết kiệm 2 ÷ 5% xăng và khoảng 50% dầu bôi trơn, ngoài ra còn hạ thấp rõ rệt mức độ gây ô nhiễm môi trường khi chạy ở chế độ không tải cưỡng bức.

9.6.5. CƠ CẤU HẠN CHẾ TỐC ĐỘ ĐỘNG CƠ

Nếu động cơ chạy quá số vòng quay cho phép sẽ làm tăng mài mòn các chi tiết, tăng lượng nhiên liệu tiêu hao và gây mất an toàn. Vì vậy một số động cơ, đặc biệt là động cơ cao tốc dùng trên ôtô còn có thêm bộ hạn chế tốc độ để điều khiển đóng bướm ga khi tốc độ động cơ vượt quá n_{max}. Phần cảm biến của bộ hạn chế tốc độ được thực hiện theo một trong hai nguyên tắc : khí động hoặc ly tâm.

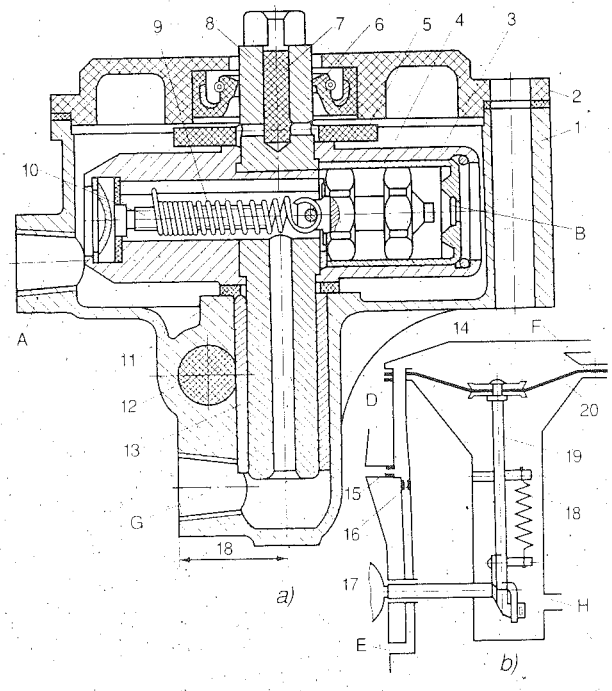
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Cảm biến khí động cấu tạo đơn giản, giá thành hạ, bản thân bướm ga đảm nhiệm luôn hai chức năng của phần tử cảm biến và của phần tử chấp hành. Nếu là bướm phẳng (hình 9.29 a) thì trục bướm được đặt lệch đường kính ống nạp khoảng 2 ÷ 3,5mm.



Hình 9.29. Bộ hạn chế tốc độ kiểu khí động
a) Bướm ga phẳng ;
b) Bướm ga dày phức tạp ;
1 – trục bướm ga ;
2 – bướm ga ;
3 – ổ bi đũa ;
4 – khớp dẫn động bướm ga ;
5 – vòng hãm ;
6 – đối trọng ;
7 – tai ;
8 – lò xo ;
9 – chốt ;
10 – vít điều chỉnh ;
11 – chụp ;
12 – ốc điều chỉnh ;
13 – thân bộ hạn chế tốc độ ;
14 – lỗ nối với ống chân không điều chỉnh góc phun sớm.

Ở vị trí mở 100%, mặt bướm nghiêng so với tâm ống nạp một góc 9° về phía đóng bướm. Nếu bướm dầy với kết cấu phức tạp (hình 9.29 b) thì trục bướm trùng với đường kính ống nạp, mặt đối diện với dòng khí được nghiêng khoảng 12 ÷ 15°. Lò xo tạo mômen cân bằng với mômen do lực khí động tạo ra được móc vào tai 7 và được điều chỉnh qua ốc 12. Nhược điểm chính của phương án khí động là : quá nhạy cảm vì bướm ga đóng càng nhỏ, mômen do lực khí động và chênh áp tạo ra tăng rất nhanh khiến bướm ga phải đóng với tốc độ tăng dần, nên chỉ cần có biến động nhỏ của tốc độ dòng khí tại vị trí giới hạn, bướm ga sẽ dao động liên tục khiến động cơ hoạt động thiếu ổn định và làm trục bướm ga chóng mòn.



Hình 9.30. Bộ hạn chế tốc độ kiểu ly tâm
a) Phần tử cảm biến ; b) Cơ cấu chấp hành ;
A và H – đường nối với không gian phía sau bình lọc gió ;
G và F – hai miệng nối với nhau ; D và E – hai miệng nối không gian phía trên màng với Δp_h và Δp_g
1 – vỏ bộ cảm biến ; 2 – nắp rôtor ; 3 – thân rôtor ; 4 – đế van ; 5 – đệm tỳ ; 6 – vòng bao kín ; 7 – bông tẩm dầu bôi trơn ; 8 – trục rôtor ; 9, 18 – lò xo ; 10 vít ; 11 – vòng đệm ; 12 bông tẩm dầu ; 13 ống lót ; 14 – quả văng ; 15, 16 – jiclơ không khí ; 17 – bướm ga ; 19 – cần màng ; 20 – màng.

Bộ hạn chế tốc độ kiểu ly tâm thường được lắp thêm phần tử chấp hành điều khiển chân không (hình 9.30 a, b). Cơ cấu này gồm hai cụm : Cụm a (phần tử cảm biến) là một rôto lắp ở đầu trục cam, được trục cam dẫn động ; Cụm b (cơ cấu chấp hành) là phần tử khuếch đại chân không.

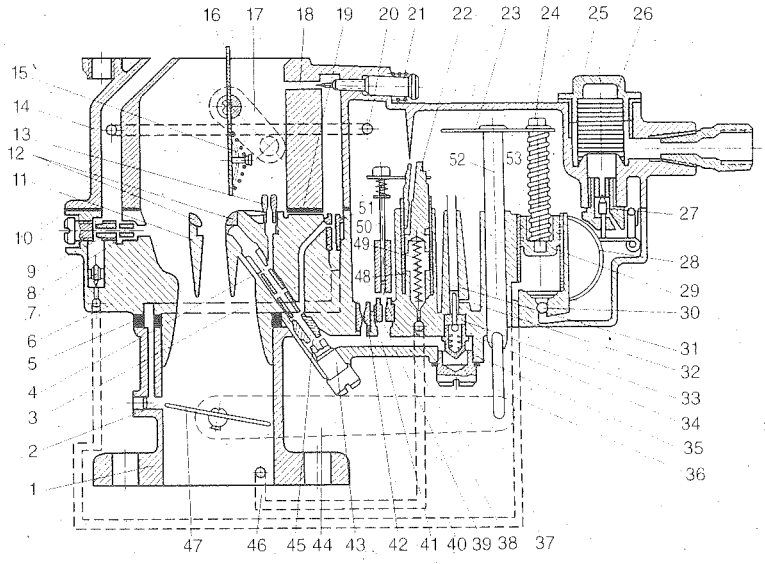
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Khi tốc độ động cơ n > n_{max} (tốc độ cực đại cho phép), lực ly tâm của quả văng 14, thắng lực lò xo 9, nên quả văng bung ra bịt kín lỗ thông B, ngăn không cho đường A thông với đường G. Không gian phía trên và dưới màng 20 cách li với nhau, phía trên màng thông với họng và không gian sau bướm ga, phía dưới màng thông với không gian phía sau bình lọc khí được dẫn qua lỗ H. Khi lỗ B bịt lại, độ chân không phía trên màng 20 hút màng đi lên kéo cần 19, đóng bướm ga 17 qua đó hạn chế tốc độ động cơ. Lò xo 18 dùng để kéo bướm ga trở lại vị trí ban đầu khi không còn chênh áp giữa hai mặt màng.

Dẫn động màng 20 phải dùng độ chân không lớn ở họng hoặc ở sau bướm ga (khi đóng nhỏ bướm ga dùng Δp_g, còn khi mở rộng bướm ga dùng Δp_h) nhờ đó đã thích ứng với mọi vị trí bướm ga.

9.7. SƠ ĐỒ CẤU TẠO ĐIỂN HÌNH CỦA BỘ CHẾ HÒA KHÍ

Bộ chế hòa khí K-82 (hình 9.31), là bộ chế hòa khí cân bằng áp suất không gian trong buồng phao ăn thông với không gian phía sau bướm ga, qua đường 20 đảm bảo cho áp suất của hai không gian này cân bằng với nhau, nhờ đó tình trạng của bình lọc khí (thông hay bí) không ảnh hưởng đến thành phần hòa khí, có hai họng, dòng



Hình 9.31. Sơ đồ bộ chế hòa khí K – 82

1 – thân buồng hòa trộn ; 2 – lỗ không tải ; 3 – dưỡng không tải ; 4 – lỗ khí ; 5 và 10 – đệm ; 6 – thân buồng phao ; 7 – van kim bơm tăng tốc ; 8 – lỗ trên thân jiclơ tăng tốc ; 9 – jiclơ tăng tốc ; 11 – họng nhỏ ; 12 – khe vành khuyên của họng nhỏ ; 13 – jiclơ không khí ; 14 – thân lắp bướm gió ; 15 – van an toàn trên bướm gió ; 16 – bướm gió ; 17 – cần gạt bướm gió ; 18 – lỗ không khí của hệ thống không tải ; 19 – lỗ không khí ; 20 – đường thông khí ; 21 – vít điều chỉnh ; 22 – pittông làm đậm dẫn động chân không ; 23 – thanh ngang ; 24 – cán pittông ; 25 – nắp lọc ; 26 – lưới lọc ; 27 – van kim ; 28 – phao ; 29 – pittông của bơm tăng tốc dẫn động cơ khí ; 30 – van bi ; 31 – đũa đẩy ; 32 – lỗ thông xăng ; 33 – đế van làm đậm ; 39 – jiclơ làm đậm dẫn động chân không ; 40 – đường xăng tăng tốc ; 41 – đường xăng chính ; 42 – jiclơ ; 43 – ống tạo bọt ; 44 – tay đòn bướm ga ; 45 – jiclơ chính ; 46 – đường thông điều khiển chân không ; 47 – bướm ga ; 48 – sơmi bao kín ; 50 – kim ; 51 – jiclơ không tải ; 52 – đũa.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

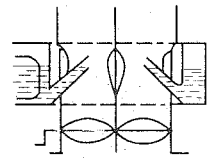
khí hút xuống, có hệ thống phun chính được điều chỉnh nhờ giảm chênh áp trước và sau jiclơ chính 42. Có hai hệ thống làm đậm : dẫn động cơ khí (qua van 34) và dẫn động chân không (qua van 50 và đế van 38) ; có bơm tăng tốc dẫn động cơ khí kéo pittông 29 ; có hệ thống không tải gồm jiclơ không tải 51, vít điều chỉnh 21, đường ống và lỗ phun không tải 4 ; có hệ thống khởi động gồm bướm gió 16, tay gạt 17 và van an toàn 15. Hệ thống chính và các hệ thống phụ kể trên phối hợp với nhau đảm bảo cung cấp hòa khí phù hợp cho mọi chế độ hoạt động của động cơ.

9.8. BỘ CHẾ HÒA KHÍ HIỆN ĐẠI

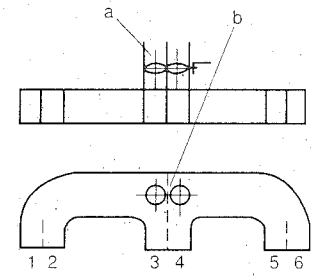
Bộ chế hòa khí hiện đại là một tổng thành phức tạp gồm các cơ cấu đảm bảo cho các chế độ hoạt động của động cơ được điều chỉnh chính xác và linh hoạt hơn nhờ bộ điều khiển điện tử (ECU) giống như ở hệ thống phun xăng điện tử, ngoài ra nó còn làm tăng số lượng không gian hòa khí theo hai hướng sau : Có hai không gian hỗn hợp giống nhau cùng hoạt động hoặc hai không gian hỗn hợp khác nhau cả về cấu tạo và nhiệm vụ thực hiện.

9.8.1. CHẾ HÒA KHÍ CÓ HAI KHÔNG GIAN HỖN HỢP GIỐNG NHAU CÙNG HOẠT ĐỘNG (hình 9.32)

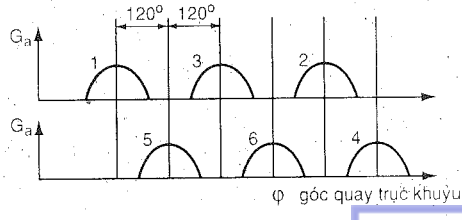
Về thực chất đó là phương án ghép hai bộ chế hòa khí với nhau, mỗi bộ cấp cho một nửa số xilanh của động cơ. Đối với động cơ nhiều xilanh, ưu điểm của phương án là tránh hiện tượng can thiệp của các xilanh gần nhau theo trình tự làm việc, qua đó làm tăng hệ số nạp và công suất cực đại của xilanh. Dùng phương án này cần phân nhánh đường ống nạp. Sơ đồ phân nhánh của động cơ 6 xilanh giới thiệu trên hình 9.33, nét khuất trong hình là vách ngăn. Nửa bên trái của đường nạp nối với các xilanh 1, 2, 3, còn nửa bên phải – các xilanh 4, 5, 6. Nếu trình tự làm việc của động cơ là 1-5-3-6-2-4 thì trên mỗi nửa khoảng cách đánh lửa của hai xilanh gần nhau theo trình tự làm việc không còn là $\frac{720^o}{6} = 120^o$ mà là 240^o (hình 9.34). Số xilanh càng nhiều, tốc độ động cơ càng cao hiệu quả của phương án càng tốt.



Hình 9.32. Chế hòa khí có hai không gian hỗn hợp giống nhau cùng hoạt động.



Hình 9.33. Phân nhánh đường nạp lắp chế hòa khí có hai không gian hỗn hợp giống nhau cùng hoạt động.
a) Chế hòa khí ; b) vách ngăn ;
1–6 – số thứ tự các xilanh



Hình 9.34. Tình hình nạp của các xilanh động cơ dùng chế hòa khí có hai không gian cùng hoạt động
1÷6 – số thứ tự các xilanh.

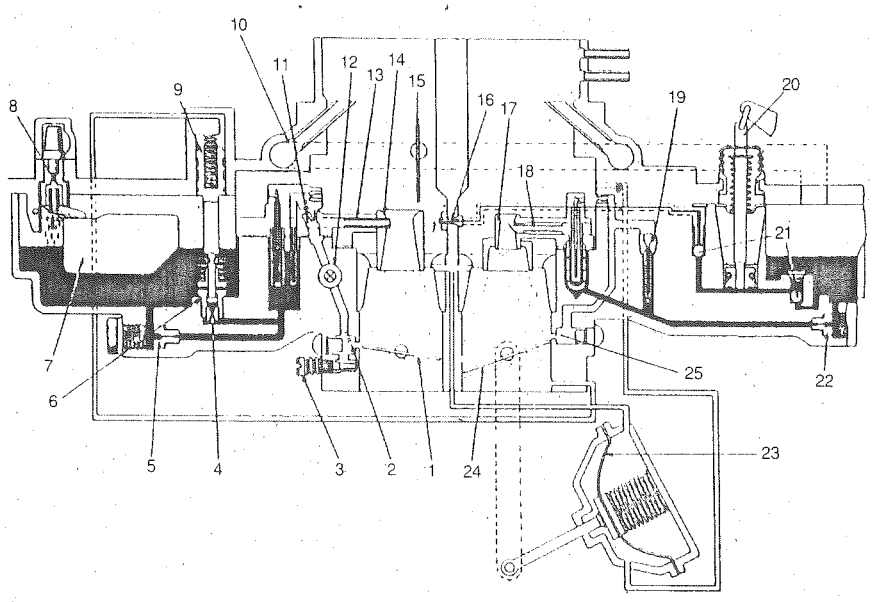
Nhược điểm của phương án là làm tăng hiện tượng dao động của dòng khí và dòng xoáy trong mỗi không gian, không có lợi cho điều kiện làm việc ổn định của động cơ, ngoài ra tốc độ trung bình của dòng khí trong mỗi

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

không gian đều nhỏ khi chạy ở chế độ thấp về tải và tốc độ, xăng khó được xé tơi. Để giảm bớt dao động của dòng khí và xăng người ta thường đục một lỗ cân bằng trên vách ngăn. Cần chọn hợp lý kích thước và vị trí lỗ này.

9.8.2. CHẾ HÒA KHÍ CÓ HAI KHÔNG GIAN HỖN HỢP KHÁC NHAU VỀ CẤU TẠO VÀ NHIỆM VỤ

Phương án này (hình 9.35) đáp ứng tốt yêu cầu đối với tốc độ dòng khí ở mọi chế độ tốc độ và tải của động cơ. Có hai không gian hỗn hợp dùng chung cho cả động cơ.



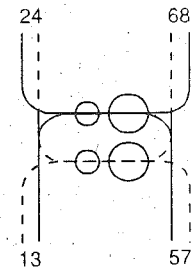
Hình 9.35. Bộ chế hòa khí có hai không gian hỗn hợp, khác nhau về cấu tạo và nhiệm vụ (hãng Toyota)
1 – bướm ga chính ; 2 – lỗ phun không tải chính ; 3 – vít không tải chính ; 4 – jiclơ làm đậm ;
5 – jiclơ chính thứ nhất ; 6 – van làm đậm; 7 – phao ; 8 – van kim ; 9 – pittông làm đậm ;
10 – đường thông khí ; 11 – jiclơ tiết kiệm ; 12 – van điện từ ; 13 – vòi phun chính thứ nhất ;
14 – họng nhỏ chính ; 15 – bướm gió ; 16 – lỗ phun tăng tốc ; 17 – họng nhỏ phụ ;
18 – vòi phun chính thứ hai ; 19 – jiclơ không tải thứ hai ; 20 – bơm tăng tốc ; 21 – van bi ;
22 – jiclơ chính thứ hai ; 23 – màng ; 24 – bướm ga phụ ; 25 – lỗ phun.

Không gian chính với bướm ga 1 và không gian phụ với bướm ga 24. Chạy ở tốc độ thấp tải nhỏ chỉ có bướm ga 1 của không gian chính hoạt động. Khi độ chân không trong họng chính đạt tới một giá trị quy định thì thông qua hộp màng 23 sẽ làm cho bướm ga 24 của không gian phụ mở theo cùng bướm ga 1. Cả hai bướm ga sẽ cùng đạt tới độ mở lớn nhất khi động cơ chạy ở tốc độ và tải lớn nhất. Về cấu tạo, không gian hòa khí chính có : hệ thống phun chính 5, 13 ; hệ thống làm đậm dẫn động chân không 6, 9 ; hệ thống không tải 2, 3, 12, 11 ; hệ thống khởi động 15 ; hệ thống tăng tốc dẫn động cơ khí 16, 20, 21. Không gian hòa khí phụ có : hệ thống phun chính 22, 18 và hệ thống chuyển tiếp 22, 19, 25 (khi bướm 24 đóng kín, nếu lỗ 25 nằm phía trước bướm ga, hệ thống này không hoạt động, đến khi bướm 24 được hé mở lỗ 25 sẽ nằm trong vùng chân không để xăng và hòa khí trong hệ thống được hút qua lỗ này).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trên miệng nối đường chân không vào hộp màng 23 có van bi một chiều chắn lỗ thông, khi độ chân không tăng đột ngột nhờ tác dụng của van bi độ chân không trong hộp chỉ thay đổi từ từ làm cho màng 23 và bướm ga 24, được mở nhẹ êm tránh cho thành phần hòa khí không phải thay đổi lớn.

Các bộ chế hòa khí bốn bướm ga (bốn không gian hòa khí) về thực chất là nhờ ghép hai bộ của phương án này, lúc ấy mỗi cặp bướm ga chính và phụ điều khiển hòa khí cho một nửa số xilanh của động cơ. Các đường ống nạp của các xilanh phải tương ứng với sự phân công trên. Hình 9.36 giới thiệu phân nhánh đường nạp của động cơ 8 xilanh dùng bốn không gian hòa khí. Một cặp không gian hòa khí chính và phụ cấp hòa khí cho các xilanh 2, 3, 5, 8 (đường đậm), còn cặp kia – cho các xilanh 1, 4, 6, 7 (đường đứt).

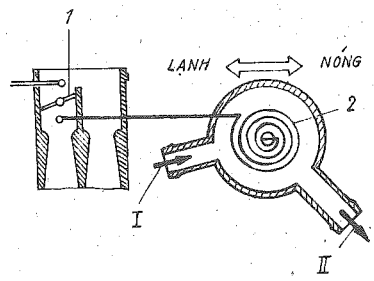


Hình 9.36. Phân nhánh đường nạp động cơ 8 xilanh dùng 4 không gian hòa khí (gồm hai cặp khác nhau về cấu tạo và nhiệm vụ thực hiện).

9.8.3. CÁC HỆ THỐNG KHÁC CỦA BỘ CHẾ HÒA KHÍ HIỆN ĐẠI

1) Hệ thống khởi động

Hệ thống khởi động vẫn dùng bướm gió. Mở bướm gió được điều khiển tự động nhờ nguồn nhiệt của nước làm mát, của khí thải hoặc nguồn điện khi máy nóng (hình 9.37).

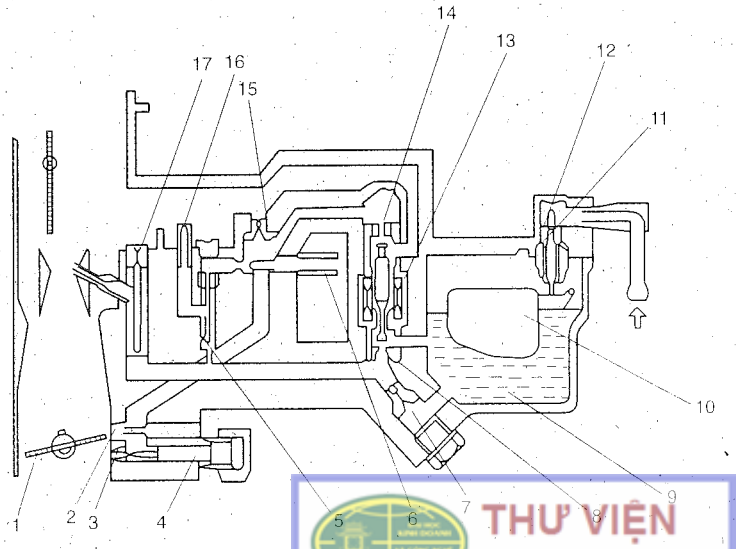


Hình 9.37. Điều khiển bướm gió nhờ nguồn nhiệt nước làm mát
1 – bướm gió ; 2 – lò xo lưỡng kim;
I – nước từ ống góp tới ;
II – nước ra mạch nước phụ.

2) Hệ thống không tải

Hệ thống không tải có không tải nhanh (n = 2300 ÷ 3000 vòng/phút), không tải chuẩn (n = 750 ÷ 900 vòng/phút) và không tải cưỡng bức.

a) Không tải chuẩn. Là chế độ không tải khi máy đã ấm (hình 9.38) gồm : jiclơ không tải 5, jiclơ không

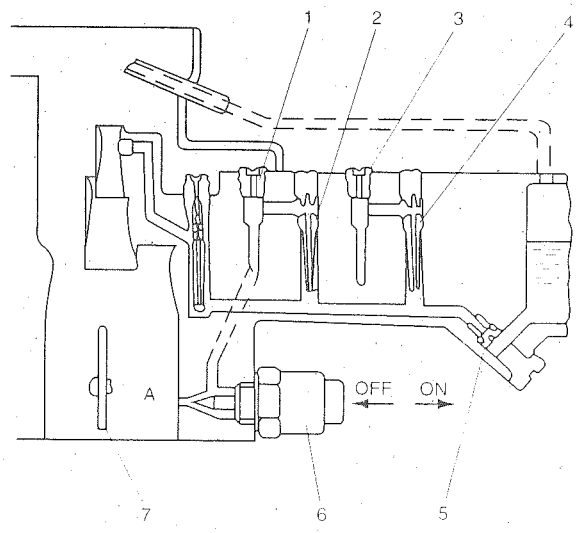


Hình 9.38. Hệ thống không tải chuẩn và không tải nhanh
1 – bướm ga chính ;
2 – lỗ chuyển tiếp ;
3 – lỗ phun không tải ;
4 – vít điều chỉnh ;
5 – jiclơ không tải ;
6 – vít điện tử ;
7 – jiclơ chính ;
8 – jiclơ làm đậm ;
9 – buồng phao ;
10 – phao ;
11, 12 – van và đế van kim ;
13 – van điện tử ;
14 – jiclơ không khí tiết kiệm ;
15 – jiclơ không khí không tải ;
16 – jiclơ không khí ;
17 – jiclơ không khí vòi phun chính.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

khí 16 và hai lỗ phun không tải 2, 3, ngoài ra còn bổ sung một jiclơ không khí tiết kiệm 11 và vít điện từ 6, làm nhiệm vụ hãm bớt xăng không tải để động cơ chạy tiết kiệm, lỗ 3 được nhà sản xuất điều chỉnh tốt nhờ vít 4 rồi dùng nắp cao su bịt kín.

Van điện từ 13, jiclơ không khí 14 và lỗ xăng 8, cũng có tác dụng điều chỉnh thành phần hòa khí. Khi cần hòa khí đậm, bộ điều khiển điện tử (ECU) ra lệnh mở lỗ xăng 8 và đóng jiclơ không khí 14, nếu cần hòa khí nhạt thì điều khiển ngược lại. Mở lỗ 8, xăng qua cả lỗ 7 và 8, tăng lưu lượng cho jiclơ 5, còn khi mở jiclơ 14 thì lỗ 8 đóng kín, không khí đi vào đường không tải hãm bớt xăng vào đây.



Hình 9.39. Hệ thống bù công suất ở chế độ không tải chuẩn
1,3 – jiclơ không khí ; 2, 4 – jiclơ không tải ;
5 – jiclơ chính ; 6 – van điện từ ; 7 – bướm ga phụ.

Chạy ở chế độ không tải chuẩn khi điện ăcquy yếu, muốn cho đèn pha, điều hòa nhiệt độ, quạt gió... hoạt động thì hệ thống bù công suất ở chế độ không tải chuẩn được van điện từ 6 (hình 9.39) mở lỗ A thông với jiclơ không khí 1, lúc đó jiclơ xăng 2 sẽ cấp thêm bong bóng xăng qua lỗ A kết hợp với việc mở rộng thêm bướm ga, đảm bảo ổn định tốc độ không tải chuẩn. Van điện từ hoạt động theo nguyên tắc "mở – đóng" (ON – OFF) và do ECU điều khiển. Ở vị trí OFF lỗ A đóng kín, hệ thống ngừng hoạt động. Đây là hệ thống riêng biệt tách khỏi hệ thống không tải, thường được đặt ở không gian hỗn hợp phụ.

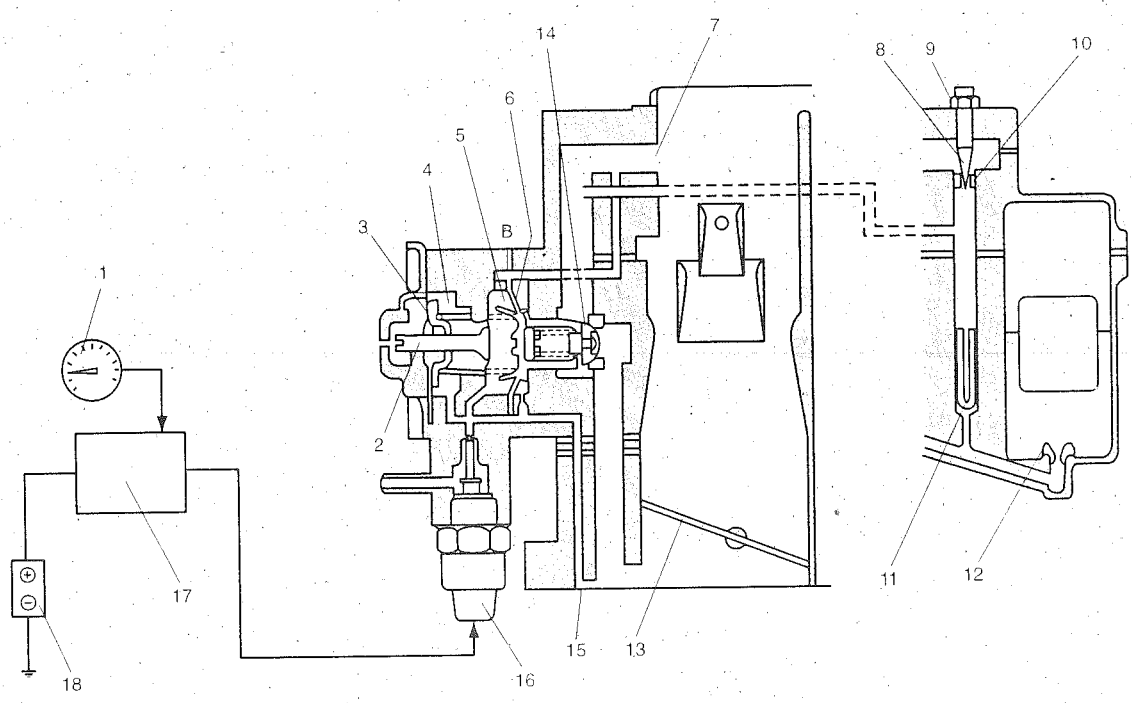
b) Chế độ không tải nhanh (hình 9.38) ECU ra lệnh van điện từ 6 điều khiển mở lỗ thông kết hợp với việc mở rộng thêm bướm ga để đạt số lượng và thành phần hòa khí phù hợp với chế độ không tải nhanh.

Van điện từ 6 còn có tác dụng cắt xăng không tải, khi tắt máy, tránh hiện tượng máy vẫn nổ nếu chưa cắt điện của động cơ có tỉ số nén cao.

c) Chế độ không tải cưỡng bức (hình 9.40) : gồm van điện 16, màng 3, màng 6, van khí 14... Ở chế độ không tải cưỡng bức, bướm ga 13 đóng đột ngột. Độ chân không sau bướm ga Δp_g truyền tới không gian bên phải màng 3, hút màng sang phải và mở van 2 ; Δp_g truyền vào buồng chân không 5, hút màng 6 qua trái mở van 14 để không gian phía sau bướm ga ăn thông với lỗ 7 thông với không gian phía sau bình lọc khí, khắc phục những hiện tượng có hại của chế độ không tải cưỡng bức. Qua đường 15, Δp_g truyền tới jiclơ 11 hút một ít xăng và qua jiclơ hút một ít không khí tạo nên bong bóng xăng cấp cho không gian phía sau bướm ga tạo hòa khí phù hợp yêu cầu.

Buồng 5 bên trái màng 6 còn thông với không gian phía sau bình lọc khí nhờ lỗ B, còn phía phải màng 6 thông với không gian sau bướm ga nhờ lỗ A nhờ đó đảm bảo cho hệ thống chỉ tham gia hoạt động khi độ chân không sau bướm ga đạt tới một giá trị nhất định (thường ≥ 81,3 kPa).

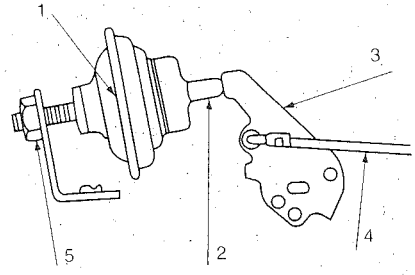
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 9.40. Chế độ không tải cưỡng bức
1 – đồng hồ đo tốc độ ôtô ; 2 – van điều khiển chân không ; 3, 6 – màng đàn hồi ; 4, 5 – buồng chân không ; 7 – lỗ thông với không khí sau lọc gió ; 8 – vít điều chỉnh; 9 – ốc hãm ; 10 – jiclơ không khí ; 11 – jiclơ nhiên liệu ; 12 – jiclơ chính ; 13 – bướm ga ; 14 – van không khí ; 15 – đường dẫn bọng bóng xăng ; 16 – van điện từ ; 17 – bộ khuếch đại ; 18 – ắc quy.

Van điện từ 16 có tác dụng cắt hoạt động của hệ thống không tải cưỡng bức khi tốc độ xe rất thấp hoặc khi xe dừng. Lúc ấy cảm biến tốc độ xe báo tới bộ khuếch đại 17, điều khiển van 16 mở đường thông để đóng kín các van 2 và 14.

Chất lượng của chế độ không tải cưỡng bức còn phụ thuộc vào hoạt động của bộ giảm chấn cho cần ga (hình 9.41) gồm : hộp màng 1, con đội 2, cần ga và đòn nối 4. Màng da nối với con đội. Hộp màng da có lỗ thông với khí trời gây tác dụng hãm đối với chuyển dịch của màng. Khi tăng ga, lò xo trong cần ga đè lên con đội đẩy khí trời qua lỗ thông, do lỗ nhỏ dòng khí bị hãm nên bướm ga đóng từ từ. Có thể điều chỉnh thời điểm và khoảng tác dụng của bộ giảm chấn ga nhờ êcu 5.



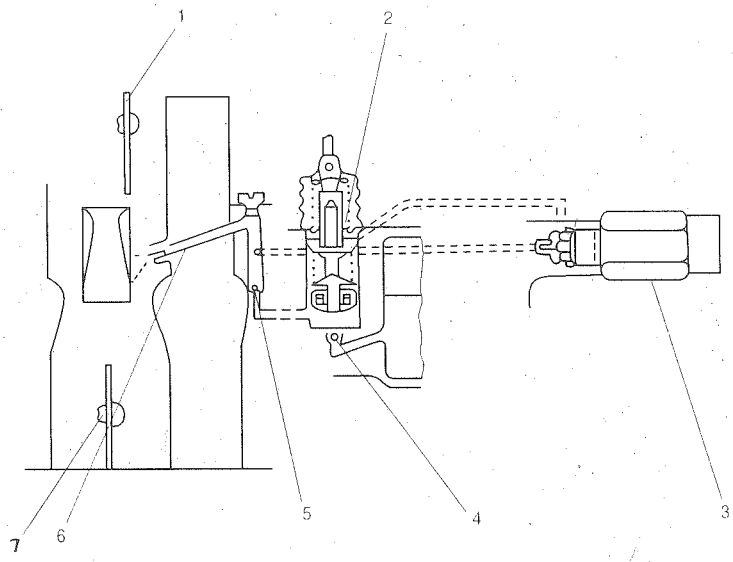
Hình 9.41. Giảm chấn cần ga
1 – buồng màng ; 2 – con đội ; 3 – cần ga ; 4 – đòn nối ; 5 – êcu.

3) Hệ thống làm đậm

Hệ thống làm đậm được dẫn động chân không như kiểu cổ điển, cấp nhiên liệu cho không gian chính, còn không gian phụ đặt thêm vòi phun cao tốc, hút không khí qua và xăng qua để phun thêm bọng bóng xăng vào dòng khí.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

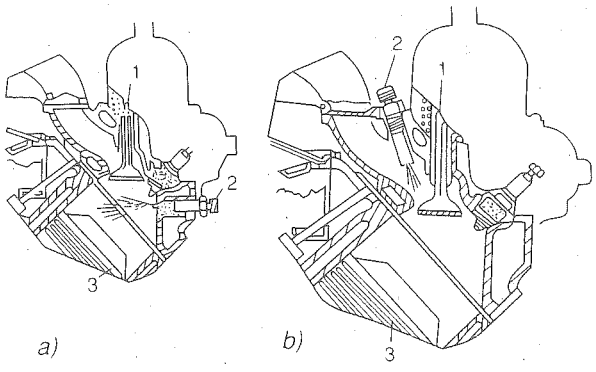
4) Bơm tăng tốc (hình 9.42) được dẫn động như kiểu cổ điển. Các bộ chế hòa khí điều khiển điện tử (nhờ ECU) còn dùng thêm van điện từ 3 (hình 9.42). Khi tăng tốc, nếu nhiệt độ còn thấp và hòa khí còn nhạt thì bộ ECU chỉ huy mở van 3 để bổ sung xăng vào hòa với xăng tăng tốc giúp xăng phun tơi và bay hơi tốt hơn. Nếu động cơ đủ nóng và thành phần hòa khí bình thường bộ ECU sẽ chỉ huy đóng van 3.



Hình 9.42. Hệ thống tăng tốc khi máy còn lạnh và hòa khí nhạt do ECU điều khiển
1 – bướm gió ; 2 – bơm tăng tốc ; 3 – van điện từ ; 4 – van bi ; 5 – van kim ;
6 – vòi phun tăng tốc ; 7 – bướm ga chính.

9.9. HỆ THỐNG PHUN XĂNG

Trong hệ thống dùng vòi phun để phun xăng vào xilanh ngay phía sau xupáp nạp (hình 9.43a) vào các nhánh ống nạp (hình 9.34b) hoặc vào đường nạp chung ở phía trước bướm ga (giống trường hợp dùng bộ chế hòa khí của động cơ nhiều xilanh) để cấp hòa khí có thành phần phù hợp với phụ tải và tốc độ cho xilanh động cơ trước kỳ nén và đánh lửa. Dựa vào nguyên tắc người ta chia hệ thống phun xăng thành ba loại : cơ khí, điện tử và cơ điện tử.

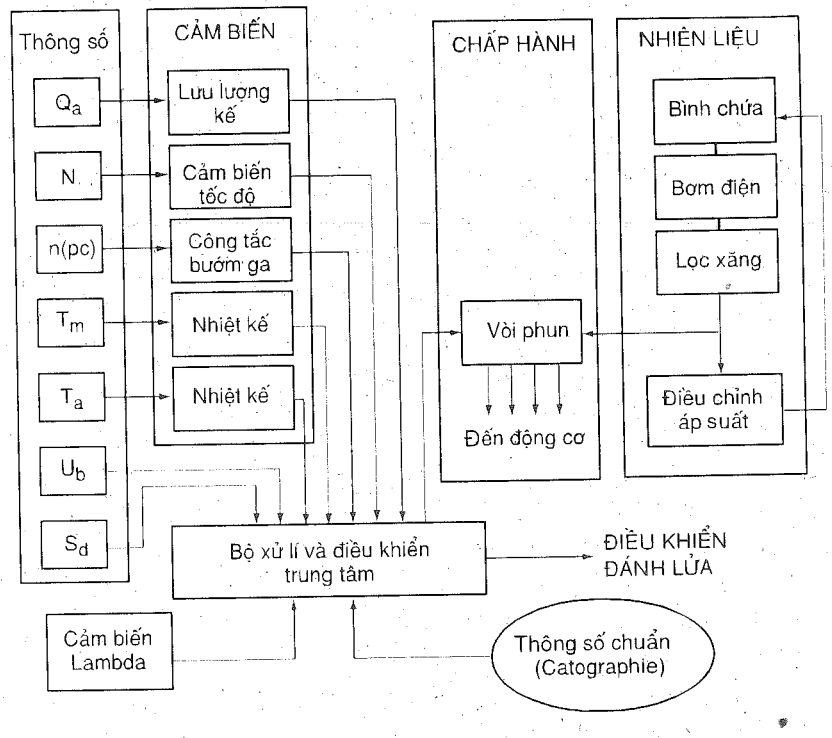


Hình 9.43. Hệ thống phun xăng
a) Vào xilanh ;
b) Vào đường nạp ;
1 – xupáp nạp ;
2 – vòi phun ;
3 – pittông.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

9.9.1. HỆ THỐNG PHUN XĂNG ĐIỆN TỬ

Sơ đồ nguyên lý hoạt động và cấu tạo của hệ thống thể hiện trên hình 9.44 và 9.45, đó là loại điều khiển điện tử hiện đại nhất hiện nay, nó điều khiển cả hai quá trình phun xăng và đánh lửa của động cơ, gồm ba khối thiết bị sau :



Hình 9.44. Sơ đồ nguyên lý của HTPX điện tử Bosch Motronic

Các thông số do cảm biến cung cấp : Q_a – lưu lượng khí nạp ; N – vòng quay động cơ ; n(pc) – vị trí bướm ga ; T_m – nhiệt độ động cơ ; T_a – nhiệt độ khí nạp ; U_b – điện áp ắc quy ; S_d – tín hiệu khởi động động cơ.

1. Các cảm biến ghi nhận các thông số hoạt động của động cơ gồm :

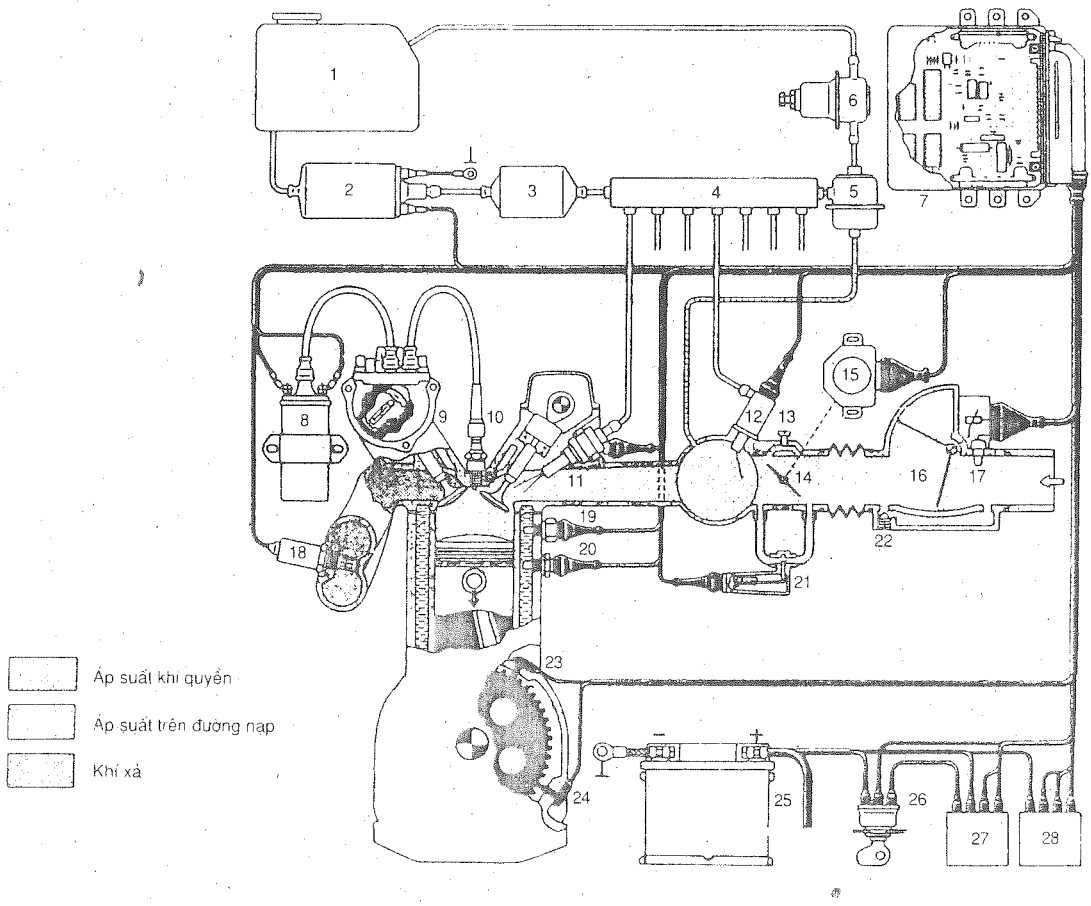
- Lưu lượng khí nạp Q_a đo qua lưu lượng kế không khí 16 ;
- Tốc độ động cơ N – đo qua cảm biến tốc độ 24 ;
- Vị trí bướm ga n(pc) – đo qua cảm biến 16 ; ;
- Nhiệt độ máy T_m – đo qua nhiệt kế 20 ;
- Nhiệt độ khí nạp T_a – đo qua nhiệt kế 17 ;
- Điện áp ăcquy – đo qua điện thế kế (potentiomètre) ;
- Tín hiệu khởi động động cơ – đo qua công tắc khởi động 26 ;
- Nồng độ oxy trong khí xả – đo qua cảm biến Lambda 18.

Các tín hiệu của các cảm biến được chuyển thành tín hiệu điện.

2. Bộ xử lý và điều khiển trung tâm ECU 7 (gọi tắt là bộ điều khiển trung tâm) tiếp nhận các tín hiệu dưới dạng tín hiệu điện do các cảm biến truyền tới, chuyển thành tín hiệu số sau đó được xử lý theo một chương trình đã vạch sẵn. Những số liệu khác cần cho việc tính toán đã được ghi trong bộ nhớ của máy tính

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

dưới dạng đồ thị (cartographie) hoặc dạng số. Bộ điều khiển trung tâm bao gồm các bộ phận sau :



Hình 9.45. Sơ đồ cấu tạo
hệ thống phun xăng điện tử nhiều điểm
BOSCH MOTRONIC

1 – bình chứa xăng ;
2 – bơm xăng điện ;
3 – bộ lọc xăng ;
4 – dàn phân phối xăng ;
5 – bộ điều chỉnh áp suất xăng ;
6 – bộ giảm dao động áp suất ;
7 – bộ điều khiển trung tâm ;
8 – bôbin đánh lửa ;
9 – bộ phân phối đánh lửa ;
10 – buji ;
11 – vòi phun (chính) ;
12 – vòi phun khởi động ;
13 – vít điều chỉnh không tải ;
14 – bướm ga ;
15 – cảm biến vị trí bướm ga ;
16 – lưu lượng kế không khí ;
17 – cảm biến nhiệt độ khí ;
18 – cảm biến Lambda ;
19 – công tắc nhiệt khởi động ;
20 – cảm biến nhiệt độ động cơ ;
21 – thiết bị bổ sung không khí
khi chạy ấm máy ;
22 – vít điều chỉnh hỗn hợp khi chạy không tải ;
23 – cảm biến vị trí trục khuỷu
(pha làm việc của các xilanh);
24 – cảm biến tốc độ động cơ ;
25 – ắc quy ;
26 – công tắc khởi động ;
27 – rơle chính ;
28 – rơle bơm xăng.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Bộ vi xử lý CPU (Central Processor Unit).

– Bộ nhớ chết ROM (Read Only Memory) và bộ nhớ sống RAM (Random Access Memory) để lưu trữ các số liệu và chương trình tính.

– Mạch "Vào/Ra" (I/O – Input/Ouput), để lọc chuẩn hóa các tín hiệu vào và khuếch đại tín hiệu ra.

– Bộ chuyển đổi tín hiệu từ dạng tương tự (analogique) : cơ, điện, từ, quang sang dạng số (numérique).

– Tầng khuếch đại công suất cho mạch phun xăng – do dòng điện kích thích vòi phun xăng có giá trị khá lớn (tới 7A) nên phải đặt một tầng khuếch đại riêng đảm bảo cho vòi phun hoạt động tin cậy.

– Tầng công suất đánh lửa.

– Bộ nguồn nuôi đồng hồ điện tử.

3. Bộ chấp hành. Các tín hiệu ra của bộ điều khiển trung tâm được khuếch đại và đưa vào bộ chấp hành (actuateur) để phát xung điện chỉ huy việc phun xăng, đánh lửa và điều hành một số cơ cấu và thiết bị khác (luân hồi khí xả, điều khiển các mạch xăng và mạch khí khác...) đảm bảo động cơ hoạt động tối ưu ở mọi chế độ.

Đặc điểm hoạt động của hệ thống phun xăng điện tử được thể hiện qua các phần sau :

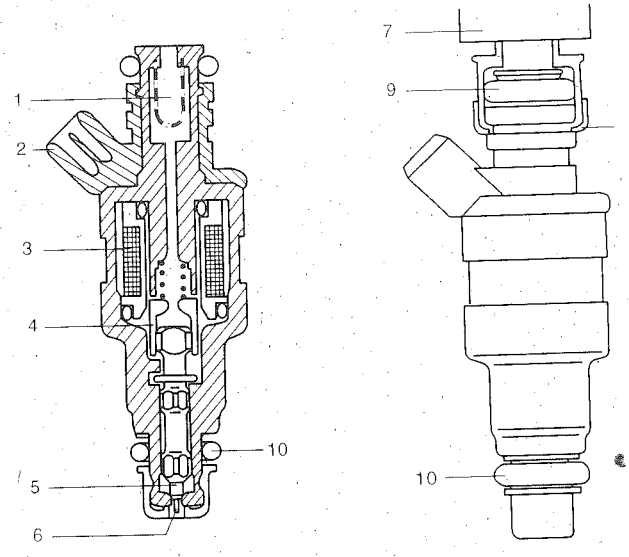
– Mạch cung cấp xăng ;

– Định lượng hòa khí ;

– Các chế độ hoạt động đặc biệt của hệ thống ;

– Các chức năng bổ sung.

1) Mạch cung cấp xăng (hình 9.45) gồm : bình xăng 1, bơm điện kiểu phiến gạt 2, bình lọc xăng dùng lõi giấy 3, dàn phân phối xăng (bình trữ xăng ổn áp) 4, bộ điều chỉnh áp suất 5, bộ giảm dao động áp suất 6 và vòi phun điện tử 11. Nhờ bộ điều chỉnh 5 và bộ giảm dao động 6 mà áp suất xăng trong dàn phân phối 4 được giữ không đổi khi động cơ hoạt động. Sơ đồ cấu tạo của vòi phun xăng thể hiện trên hình 9.46. Khi chưa có điện vào cuộn kích từ 3, lò xo ép kim 5 bịt kín lỗ phun. Khi có điện, cuộn kích từ 3 sinh ra lực hút lõi từ 4, kéo kim phun 5 lên khoảng 0,1mm và xăng được phun vào đường nạp. Quán tính của kim 5 (thời gian để mở và đóng kín) vào khoảng 1 ÷ 1,5 ms. Để giảm quán tính đóng mở thường có thêm điện trở phụ sao cho cường độ dòng điện kích thích lúc mở là 7,5A và dòng duy trì khoảng 3A. Quá trình phun xăng được thực hiện đồng bộ theo pha làm việc của xilanh (cũng có trường hợp phun đồng thời), được xác định qua cảm biến 23 (hình 9.45). Khi đấu mạch điện của các vòi phun, cần lưu ý tới thứ tự nổ của xilanh như đối với điện cao áp của nến điện (buji).

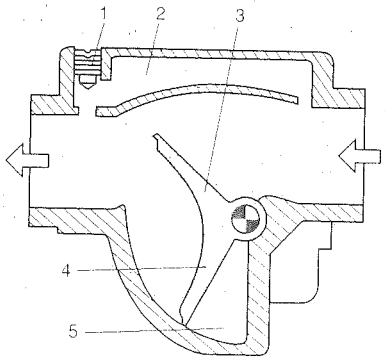


Hình 9.46. Vòi phun xăng kiểu điện tử
1 – lọc xăng ; 2 – đầu nối điện ; 3 – cuộn dây kích từ ;
4 – lõi từ tính ; 5 – kim phun ; 6 – đầu kim phun *(réton)* ;
7 – dàn phân phối xăng ; 8 – chụp bảo vệ ;
9 – doăng trên ; 10 – doăng dưới.

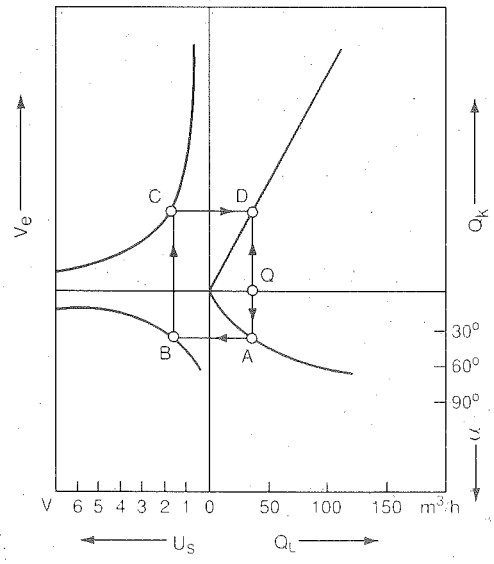
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

2) Định lượng hòa khí (nhờ lưu lượng kế thể tích)

Dòng khí vào ống nạp sẽ tác dụng một lực, làm quay cánh bướm 3 một góc α (hình 9.47) tỉ lệ với lưu lượng khí Q_L, lực này cân bằng với lực lò xo kéo đóng cánh bướm 3. Để tránh ảnh hưởng động của dòng khí nạp đối với vị trí cánh bướm người ta dùng hai cánh cân đối 3 và 4 và không gian phía sau bướm 4. Một điện thế kế (potentiomètre) tạo ra tín hiệu U_s tỉ lệ với α và do đó tương ứng với lưu lượng Q_L (hình 9.48). Lúc lưu lượng Q_L còn nhỏ, cửa 3 đóng gần kín, không khí qua đường 2 và lỗ thông, có thể điều chỉnh vít 1 để thay đổi lượng khí cấp cho chế độ không tải.



Hình 9.47. Lưu lượng kế
1 – vít điều chỉnh nồng độ hỗn hợp chạy không tải ; 2 – kênh nối *(by–pass)*; 3 – cửa đo lưu lượng ; 4 – cửa bù trừ ; 5 – thể tích giảm dao động.



Hình 9.48. Biểu đồ quan hệ giữa lưu lượng thể tích khí Q_L, góc quay cửa đo α, điện thế tín hiệu lưu lượng U_s và lượng xăng phun V_e (hệ thống L – *Jetronic*).

Đồ thị hình 9.48 giới thiệu mối quan hệ giữa Q_L, α, U_s và lưu lượng xăng cung cấp V_e. Ví dụ không khí vào xilanh được xác định tại Q, lúc ấy lưu lượng xăng lý thuyết Q_k sẽ là D góc quay của bướm α là B và lượng xăng do vòi phun cung cấp V_e là C ngang bằng với D.

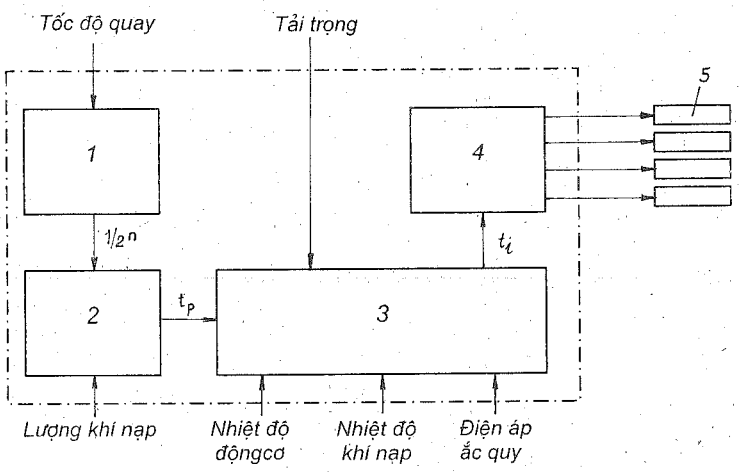
Lưu lượng hòa khí còn được xác định theo lưu lượng kế khối lượng kiểu dây đốt, tấm đốt hoặc lưu lượng kế dùng hiệu ứng Karman (kiểu siêu âm hoặc kiểu dùng cảm biến áp suất).

– Tốc độ động cơ, vị trí trục khuỷu (hoặc pha làm việc của các xilanh) được xác định qua cảm biến 23, 24 (hình 9.45) hoạt động theo nguyên tắc quang học hoặc từ tính. Thông tin tốc độ động cơ còn được lấy từ tiếp điểm của bộ phân phối đánh lửa, hoặc từ đầu ra số 1 của bôbin đánh lửa.

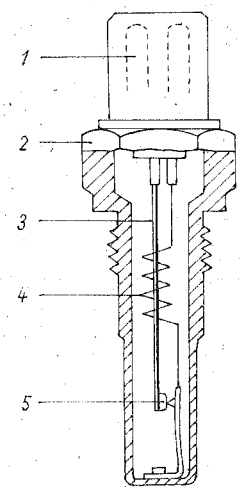
– Lượng xăng phun vào xilanh ở hệ thống Jetronic dựa vào tín hiệu về tốc độ động cơ n và lưu lượng khí nạp Q_L sẽ tính ra thời gian phun cơ sở t_p (hình 9.49) sau đó dựa vào phụ tải (vị trí bướm ga), nhiệt độ động cơ, nhiệt độ khí nạp để tính thêm thời gian phun hiệu chỉnh t_m ; dựa vào điện ắcquy tính thêm thời gian hiệu chỉnh t_s, do sụt áp (sụt áp ắcquy sẽ làm tăng quán tính đóng mở kim phun). Cuối cùng tính được thời gian phun thực tế $t_i = t_p + t_m + t_s$ để điều khiển kim phun.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Ở hệ thống Motronic, t_i cũng được tính như trên nhưng phải nằm trong giới hạn quy định đối với từng chế độ đã được lưu trữ sẵn trong bộ nhớ, nếu ra ngoài giới hạn trên sẽ dùng giá trị giới hạn.



Hình 9.49. Sơ đồ nguyên lý làm việc của thiết bị điều khiển điện tử (hệ thống *Bosch L-Jetronic*)
1 – khối chuẩn hóa tín hiệu và chia tần số ;
2 – tính toán thời gian phun ;
3 – tầng khuếch đại ; 4 – tầng ra ; 5 – vòi phun ;
t_i – xung phun thực tế ; t_p – xung phun cơ sở ; n – số vòng quay.

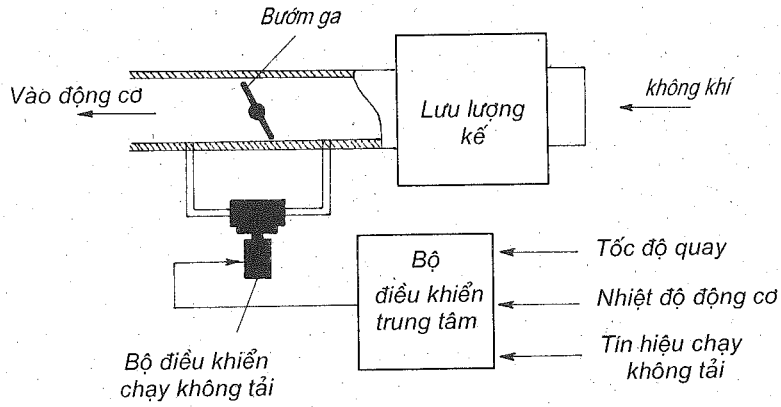


Hình 9.50. Công tắc nhiệt
1 – đầu nối dây ;
2 – thân ;
3 – thanh lưỡng kim *(biméral)* ;
4 – dây xoắn ;
5 – công tắc.

3) Các chế độ đặc biệt của động cơ

Khởi động – dùng vòi phun khởi động 12 (hình 9.45) kết hợp với công tắc nhiệt (hình 9.50) lắp ở hộp ổn định nhiệt độ của hệ thống làm mát. Khi máy lạnh mạch đóng, vòi phun khởi động làm việc ; lúc máy nóng thì ngược lại, cũng có trường hợp cho thay đổi đặc tính phun khi khởi động nhờ một chương trình thích hợp đã được lập trình sẵn trong bộ nhớ. Ngoài giải pháp trên còn điều khiển góc đánh lửa tối ưu theo tốc độ động cơ và nhiệt độ khi khởi động.

Chạy ấm máy, nhờ van lưỡng kim 21 (hình 9.45) mở đường phụ đưa thêm không khí không tải để rút ngắn thời gian chạy ấm máy. Cùng lúc ấy qua tín hiệu về Q_L, bộ ECU tự động điều khiển phun thêm xăng và thay đổi góc đánh lửa tối ưu đảm bảo thành phần hòa khí và chất lượng cháy tốt nhất. Máy nóng dần lên van lưỡng kim càng đóng nhỏ bớt đường thông.



Hình 9.51. Sơ đồ điều chỉnh lượng nạp vào xilanh trong quá trình chạy không tải (hệ thống Motronic).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

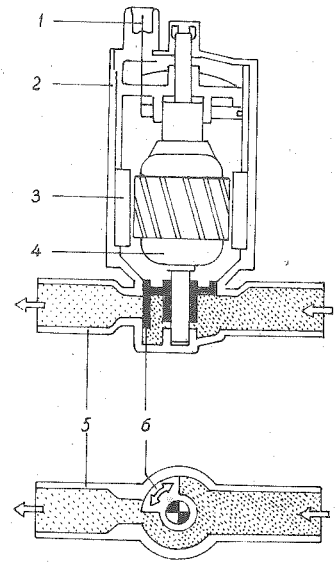
Các chế độ không tải được đảm bảo nhờ thay đổi tiết diện lưu thông đường khí không tải bằng bộ điều khiển chạy không tải kiểu quay (hình 9.51 và 9.52). Cửa quay 6 gắn trên rôto 4 được quay trong giới hạn 90^{o}. Hai thiết bị điều chỉnh chạy không tải và chạy ấm máy có thể được kết hợp thành một hệ thống chung, nhưng cần phân biệt chức năng của hai cơ cấu này.

Chế độ toàn tải, thời gian phun t_i được tính nhằm đảm bảo cho $\alpha = 0,9 \div 0,95$; góc đánh lửa sớm điều chỉnh tối ưu để đạt mômem cực đại và tránh kích nổ. Lúc ấy mạch điều chỉnh Lambda được ngắt tự động.

Giảm tốc độ đột ngột - sẽ cắt xăng (để tiết kiệm xăng và giảm ô nhiễm môi trường) quá trình phun sẽ tiếp diễn nếu $n \leqslant 1500$ vòng/phút.

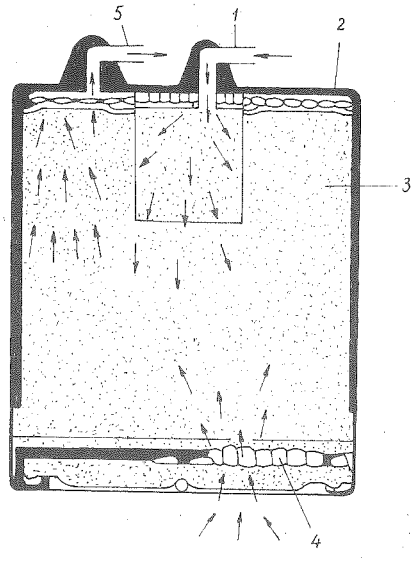
Tăng tốc nhận biết qua tín hiệu đo lưu lượng. Bộ ECU chỉ huy phun xăng đảm bảo $\alpha = 0,9$.

Hiệu chỉnh theo nhiệt độ khí nạp, và theo sự giảm điện áp ăcquy U_s - được nhận biết nhờ thiết bị đo sẽ được tăng hoặc giảm thời gian phun t_i theo kết quả tính.



Hình 9.52. Thiết bị điều khiển chạy không tải kiểu quay
1 - hộp đấu dây ; 2 - vỏ ; 3 - nam châm vĩnh cửu ; 4 - rôto ; 5 - kênh nối tắt qua bướm ga ; 6 - cửa quay.

4) Các chức năng làm việc bổ sung



Hình 9.53. Sơ đồ cấu tạo của bộ tích tụ hơi xăng (canister)
1 - hơi xăng đến từ bình chứa ; 2 - vỏ ; 3 - than hoạt tính ; 4 - không khí vào ; 5 - không khí về đường nạp.

Giới hạn tốc độ cực đại n_{max} được điều khiển "ngừng/phun" đảm bảo tốc độ n dao động trong khoảng ± 40 vòng/phút xung quanh giá trị giới hạn n_o.

Điều khiển bơm xăng, bơm xăng chỉ hoạt động khi đầu ra của rơle khởi động chính nối với cực dương của ăcquy hoặc khi tốc độ động cơ n vượt quá một ngưỡng tối thiểu (do lý do an toàn).

Ngắt điện của hệ thống đánh lửa - khi $n \leqslant 30$ vòng/phút (nhằm tránh không để bôbin bị nung nóng).

Điều khiển luân hồi khí xả (nhằm giảm NO_x).

Ngừng hoạt động một số xilanh (dùng ở xe du lịch công suất lớn).

Thu hồi hơi xăng (hình 9.53).

Điều khiển hoạt động trong trường hợp sự cố.

Điều khiển hộp số tự động.

Điều khiển bàn đạp ga điện tử làm việc theo nguyên tắc điện thế kế. Cung cấp một tín hiệu điện theo số chỉ trên điện thế kế tới ECU. Ở đây, sẽ tính vị trí tương ứng của bướm ga và điều khiển quay bướm ga tới vị trí yêu cầu.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

9.9.2. HỆ THỐNG PHUN XĂNG CƠ KHÍ K.JETRONIC

Sơ đồ nguyên lý hoạt động và cấu tạo của hệ thống thể hiện trên các hình 9.54 và 9.55 gồm ba nhóm sau :

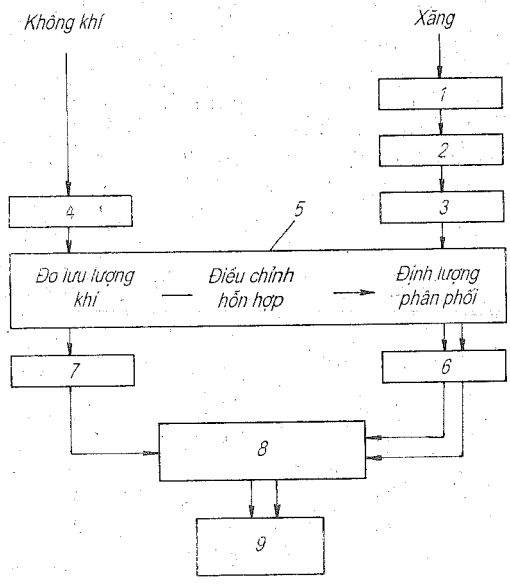
- Mạch cấp xăng có bình chứa, bơm xăng 1, bộ lọc 3 (hình 9.54) ;

- Mạch cấp khí có đường nạp và bộ lọc khí 4 ;

- Bộ điều khiển hòa khí 5 gồm thiết bị đo lưu lượng khí (nhờ lưu lượng kế) và định lượng xăng.

Dựa vào lượng khí nạp thực tế, lưu lượng kế chỉ huy định lượng xăng. Qua vòi phun 6 xăng được phun vào đường ống nạp 8 ngay trước xupáp nạp, hòa với không khí đi qua bướm ga 7 tạo thành hòa khí để nạp vào xilanh. Bình trữ xăng 2 nhằm giảm dao động áp suất của xăng và giữ xăng trong mạch một thời gian với một áp suất cần thiết khi động cơ đã dừng, để dễ khởi động trở lại.

Van ổn áp (bộ điều chỉnh áp suất) 9 (hình 9.55) có nhiệm vụ giữ không cho thay đổi áp suất xăng trong bộ định lượng phân phối (0,5 MPa).



Hình 9.54. Sơ đồ nguyên lý của HTPX cơ khí Bosch K – Jetronic
1 – bơm xăng điện ; 2 – bình lưu trữ xăng (accumulateur); 3 – bộ lọc xăng ; 4 – bộ lọc không khí ; 5 – bộ điều khiển tạo hỗn hợp ; 6 – vòi phun ; 7 – bướm ga ; 8 – đường ống nạp trước xupáp nạp ; 9 – buồng cháy động cơ.

+ Vòi phun xăng thuộc dạng vòi phun cơ khí có áp suất mở 0,33 MPa (hình 9.56). Cấu tạo của kim phun 3 tạo ra đóng mở cao tần của kim, cải thiện chất lượng phun sương.

+ Thiết bị đo lưu lượng không khí hoạt động theo nguyên lí vật nổi (hình 9–57).

+ Thiết bị định lượng xăng được điều khiển bởi vị trí của pittông xilanh định lượng (hình 9.58) do cân bằng giữa hai lực được tạo ra từ phía mâm đo và lực từ phía pittông, do mạch điều khiển thủy lực tạo ra. Trong mạch điều khiển thủy lực áp suất được lấy từ mạch cấp xăng qua jiclơ 4 (hình 9.59). Áp suất điều khiển 1 còn nối với đường hiệu chỉnh chạy ấm máy (sấy nóng), để khi khởi động lạnh áp suất trên được giảm bớt khoảng 0,05 MPa. Khi máy đã nóng áp suất này là 0,37 MPa. Lỗ 2 có tác dụng giảm dao động áp suất trong không gian phía trên đỉnh pittông.

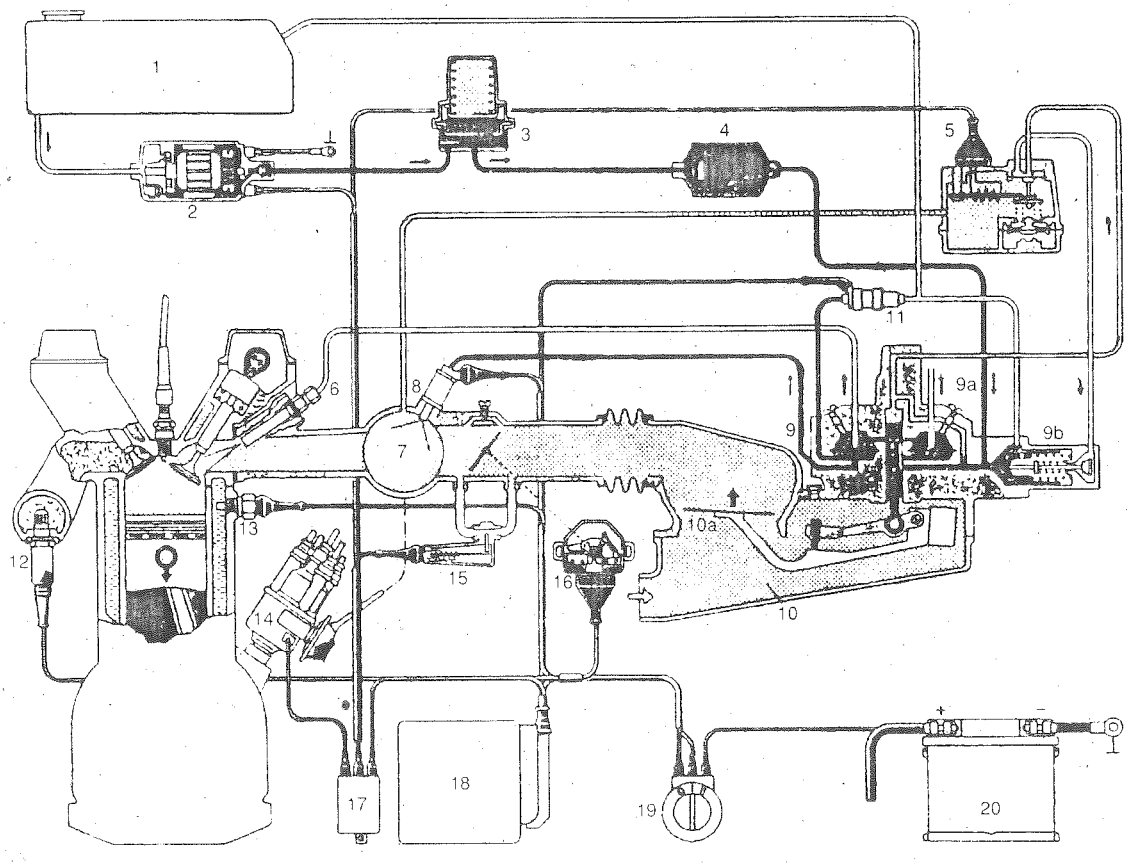
+ Thiết bị điều chỉnh độ chênh áp (hình 9.60) dùng để giữ không đổi chênh áp (khoảng 0,01 MPa) giữa các rãnh xẻ trên xilanh bộ đôi định lượng, đảm bảo lưu lượng xăng phun vào ống nạp chỉ phụ thuộc tiết diện mở của pittông định lượng. Nguyên tắc hoạt động của thiết bị giới thiệu trên hình 9.61.

+ Hiệu chỉnh hòa khí theo chế độ làm việc của động cơ.

- Khởi động và chạy ấm máy (hình 9.62) – khi còn lạnh thanh lưỡng kim 5 ép lò xo 4 kéo màng 1 làm giảm áp suất không gian điều khiển.

- Dùng lưu lượng kế có ba góc côn khác nhau (hình 9.63) : 1 – toàn tải, 2 – phụ tải bộ phận, 3 – không tải.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 9.55. Sơ đồ cấu tạo
hệ thống phun xăng cơ khí nhiều điểm
BOSCH K - JETRONIC

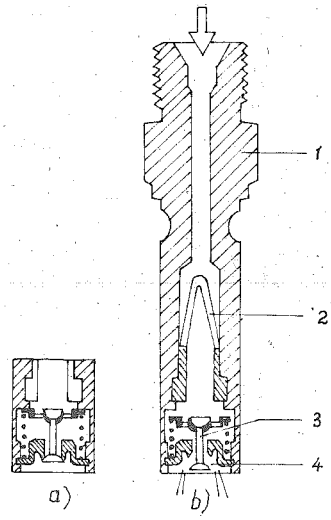
1 - bình chứa xăng ;
2 - bơm xăng điện ;
3 - bộ tích tụ xăng ;
4 - bộ lọc xăng ;
5 - thiết bị hiệu chỉnh chạy ấm máy;
6 - vòi phun xăng (chính);
7 - đường ống nạp ;
8 - vòi phun khởi động ;
9 - thiết bị điều chỉnh độ chênh áp ;
9a - thiết bị định lượng/phân phối;
9b - thiết bị điều chỉnh áp suất nhiên liệu ;
10 - lưu lượng kế không khí ;
10a - mâm đo của lưu lượng kế (plateau sonde)
11 - van điện ;
12 - cảm biến Lambda ;
13 - nhiệt kế nhiệt độ nước làm mát và công tắc nhiệt ;
14 - bộ đánh lửa ;
15 - thiết bị bổ sung không khí khi chạy ấm máy;
16 - cảm biến vị trí bướm ga ;
17 - rơle điều khiển bơm xăng ;
18 - bộ điều khiển trung tâm ;
19 - công tắc khởi động ;
20 - ắc quy

- Làm đậm hòa khí ở toàn tải là nhờ giảm áp suất ở không gian điều khiển (hình 9.64), được ghép vào thiết bị điều khiển chạy ấm máy. Trong trường hợp này thiết bị có hai lò xo. Lò xo thứ hai tỳ lên màng 10. Buồng trên nối với đường nạp phía sau bướm ga nhờ ống nối 3 ; buồng dưới thông với áp suất khí trời qua lỗ 9. Ở chế độ ít tải, bướm ga đóng nhỏ. Chênh áp trên và dưới màng sẽ đẩy màng đi lên tỳ vào gờ chặn 8. Ở toàn tải chênh áp giảm, lò xo trong đẩy màng 10 cong xuống tỳ lên gờ chặn dưới 11, qua đó kéo màng điều khiển 4, giảm áp suất ở phía trên pittông điều khiển.

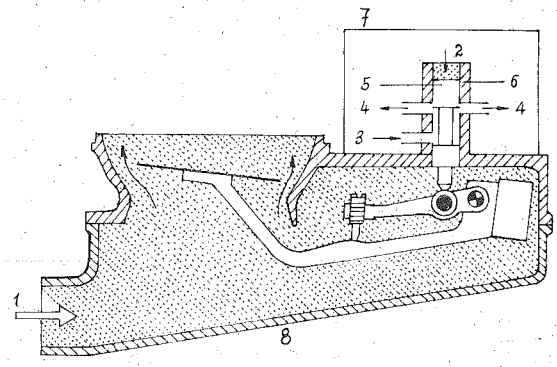
- Gia tốc - kết cấu của hệ thống đảm bảo tốt yêu cầu gia tốc.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

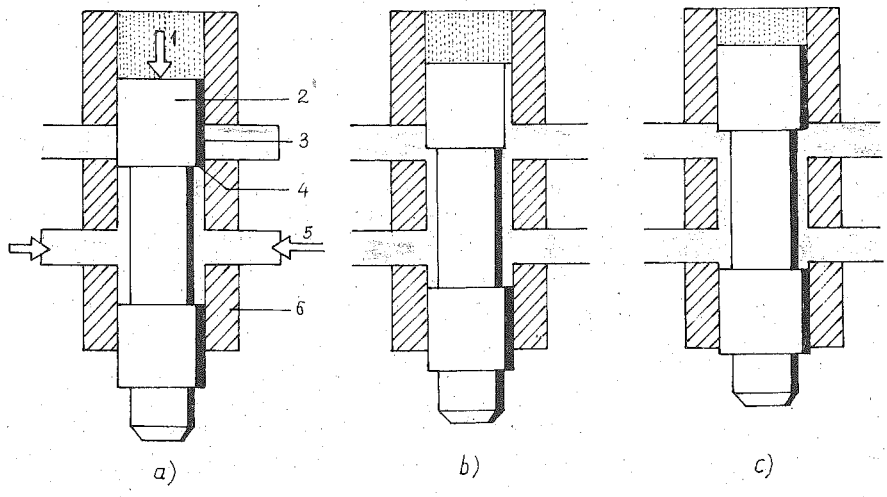
– Khởi động lạnh dùng vòi phun khởi động 8 (hình 9.55), được điều khiển qua công tắc nhiệt, giống như ở hệ thống phun xăng điện tử.



Hình 9.56. Vòi phun cơ khí
a) Khi không làm việc ; b) Khi làm việc ;
1 – thân vòi phun ; 2 – lọc cao áp ;
3 – van kim ; 4 – đế van.

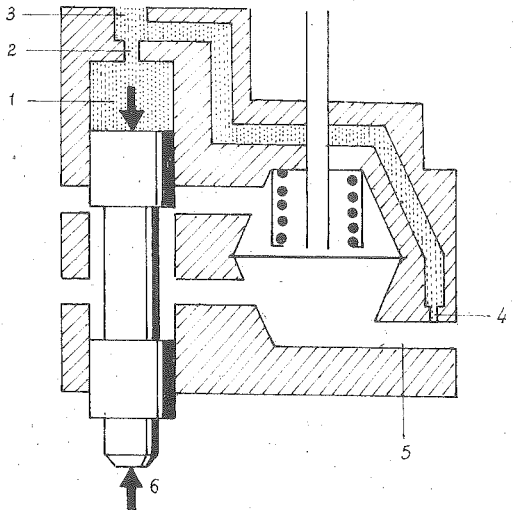


Hình 9.57. Sơ đồ mâm đo lưu lượng kiểu vật nổi và bộ đôi pittông – xilanh định lượng
1 – đường nạp ; 2 – áp suất điều khiển thủy lực ;
3 – đường xăng vào ; 4 – lượng xăng được phun ra ;
5 – pittông định lượng ;
6 – xilanh có xẻ rãnh tiết lưu ;
7 – thiết bị định lượng – phân phối ;
8 – lưu lượng kế không khí.

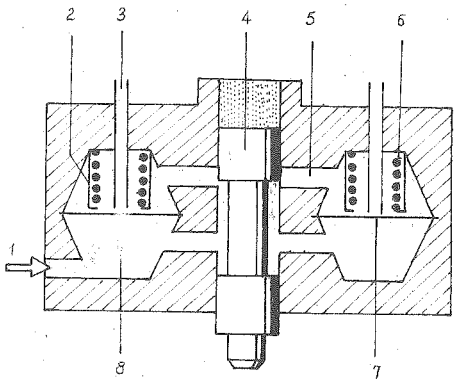


Hình 9.58. Sơ đồ hoạt động của bộ đôi pittông – xilanh định lượng
a) Vị trí đóng ;
b) Chế độ tải trọng bộ phận ;
c) Toàn tải.
1 – áp suất điều khiển ; 2 – pittông định lượng ; 3 – rãnh xẻ tiết lưu trên xilanh ;
4 – bề mặt làm việc của pittông ; 5 – đường xăng vào ; 6 – xilanh xẻ rãnh.

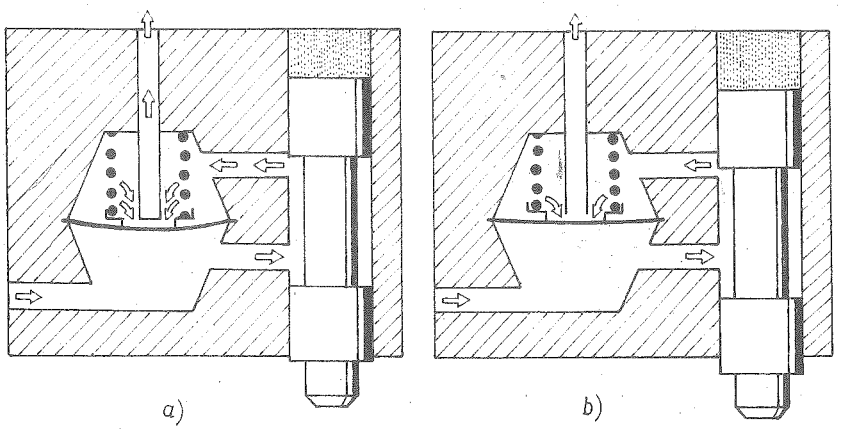
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 9.59. Mạch điều khiển thủy lực
1 – áp suất điều khiển ;
2 – lỗ tiết lưu giảm chấn ;
3 – đường ống nối với
bộ hiệu chỉnh chạy sấy nóng ;
4 – jiclơ phân cách ;
5 – áp suất xăng từ mạch cung cấp nhiên liệu ;
6 – lực tác dụng từ mâm đo lưu lượng kế.

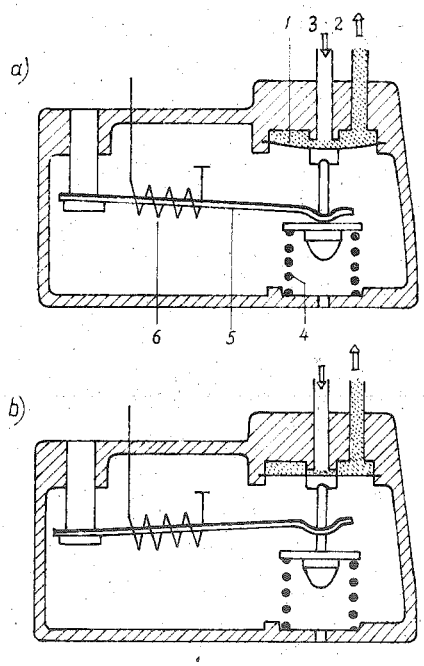


Hình 9.60. Bộ điều chỉnh độ chênh áp
(pression différentielle)
1 – đường xăng vào
(áp suất mạch cung cấp nhiên liệu) ;
2 – buồng trên ;
3 – đường ống dẫn tới vòi phun xăng
(áp suất phun) ;
4 – pittông định lượng ;
5 – dàn phân phối và rãnh xẻ;
6 – lò xo xoắn ;
7 – màng ngăn ;
8 – buồng dưới.

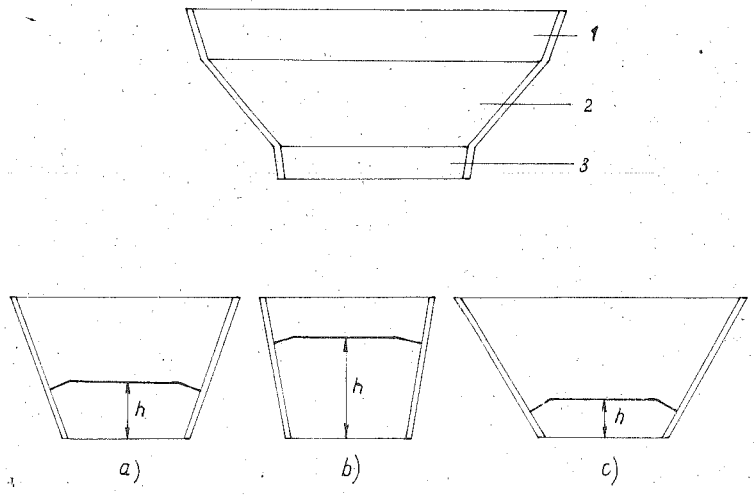


Hình 9.61. Sơ đồ hoạt động của bộ điều chỉnh độ chênh áp
a) Khi lưu lượng xăng lớn ; b) Khi lưu lượng xăng nhỏ.

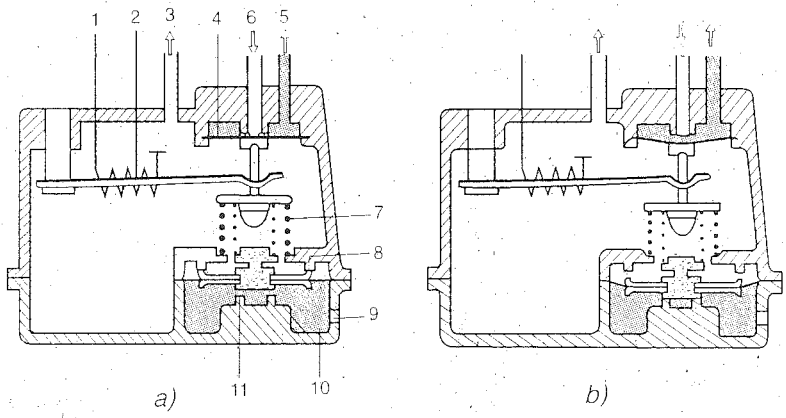
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 9.62. Thiết bị hiệu chỉnh chạy ấm máy
a) Khi động cơ lạnh ;
b) Khi động cơ nóng
1 – màng ; 2 – đường xăng hồi ;
3 – áp suất điều khiển thiết bị định lượng – phân phối ;
4 – lò xo ;
5 – thanh lưỡng kim ; 6 – dây đốt.



Hình 9.63. Ống khuếch tán của thiết bị đo lưu lượng với tiết diện thay đổi
a) Côn cơ bản ; b) Côn hẹp ; c) Côn rộng.
1 – khu vực tương ứng với chạy toàn tải ;
2 – tương ứng với tải trọng bộ phận ;
3 – tương ứng với chế độ không tải.



Hình 9.64. Thiết bị hiệu chỉnh chạy ấm máy kết hợp với hiệu chỉnh nồng độ hỗn hợp
a) Khi chạy không tải và tải trọng bộ phận ; b) Khi chạy toàn tải ;
1 – dây đốt ; 2 – thanh lưỡng kim ; 3 – ống nối với đường nạp ; 4 – màng ; 5 – đường hồi xăng ;
6 – áp suất điều khiển bộ định lượng – phân phối ; 7 – lò xo ; 8 – cữ giới hạn trên ;
9 – đường nối với khí trời ; 10 – vách ngăn ; 11 – cữ giới hạn dưới.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

9.9.3. HỆ THỐNG PHUN XĂNG - CƠ ĐIỆN TỬ. K.E.JETRONIC

Hệ thống được hoàn thiện thêm trên cơ sở Kjetronic, nhờ một số chức năng được điều khiển điện tử.

- Hoàn thiện việc làm đậm hòa khí ở các chế độ chạy ấm máy, khi gia tốc hoặc chạy toàn tải ;
- Cắt xăng khi giảm tốc độ đột ngột ;
- Hạn chế tốc độ cực đại n_{max} ;
- Hiệu chỉnh ảnh hưởng của độ cao mặt biển ;
- Điều chỉnh Lambda kết hợp với bộ xúc tác khí xả.

Dựa trên các thông tin truyền tới từ cảm biến vị trí bướm ga, tốc độ động cơ, công tắc khởi động, nhiệt kế, áp kế và cảm biến Lambda thông qua bộ chấp hành độc đáo kiểu điện - thủy làm thay đổi chênh áp ở khu xẻ rãnh trên xilanh định lượng qua đó hiệu chỉnh lượng xăng phun ra.

9.9.4. ĐIỀU CHỈNH LAMBDA KẾT HỢP VỚI BỘ XÚC TÁC KHÍ XẢ

1) Xử lý khí xả

Xử lý khí xả nhằm giảm về cơ bản mức độ độc hại khí xả bằng cách lắp bình xúc tác trên đường ống xả. Hiện có ba loại bình xúc tác :

+ Xúc tác một dòng cho phép đốt HC, CO trong khí xả nhưng hầu như không khử được NO_x

+ Xúc tác hai dòng - đó là hai bình xúc tác lắp nối tiếp. Không khí bổ sung đưa vào cả hai bình : Bình thứ nhất giảm bớt NO_x, bình thứ hai khử HC và CO bằng oxy hóa. Loại này tốn xăng vì hòa khí phải đậm, mặt khác NH_3 được tạo ra khi khử NO_x có thể một phần bị oxy hóa để trở lại NO_x khi gặp không khí bổ sung giữa hai bình.

+ Xúc tác ba dòng hay ba chức năng - cho phép xử lý có hiệu quả ba chất độc hại HC, CO và NO_x với điều kiện phải là hòa khí chuẩn $\alpha = 1$ với sai số 1%. Ra ngoài giới hạn trên, hoạt động của thiết bị sẽ rối loạn. Do đó bình xúc tác ba chức năng phải hoạt động với cơ cấu hiệu chỉnh α của hòa khí nhờ một thiết bị riêng gọi là điều chỉnh Lambda. Hệ thống này chỉ có thể hoạt động với xăng không pha chì.

2) Mạch điều chỉnh Lambda

Mạch này hoạt động theo nguyên tắc đo liên tục nồng độ khí xả và hiệu chỉnh kịp thời lưu lượng xăng phun ra theo kết quả đo nhờ bộ điều khiển trung tâm ECU. Phần tử chính của mạch là cảm biến Lambda 12 (hình 9.55) hoặc 18 (9.45) lắp trên đường xả chung sau chỗ nối các nhánh ống xả từ xilanh ra. Hình 9.65 giới thiệu sơ đồ cấu tạo của một cảm biến Lambda. Phần tử đo là ống sứ đặc biệt 3 (dioxyde de zirconium), một đầu bịt kín, hai bề mặt trong, ngoài ống là các điện cực bằng lớp platine mỏng, rỗng, khí thể thẩm thấu qua được. Điện cực mặt ngoài tiếp xúc với khí xả của động cơ, điện cực mặt trong tiếp xúc với không khí. Mặt ống đo phía khí xả được phủ một lớp sứ rỗng bảo vệ lớp platine. Ống bảo vệ 4 chịu được nhiệt độ tới 1000°C được xẻ rãnh so le tránh xung trực tiếp của khí xả.

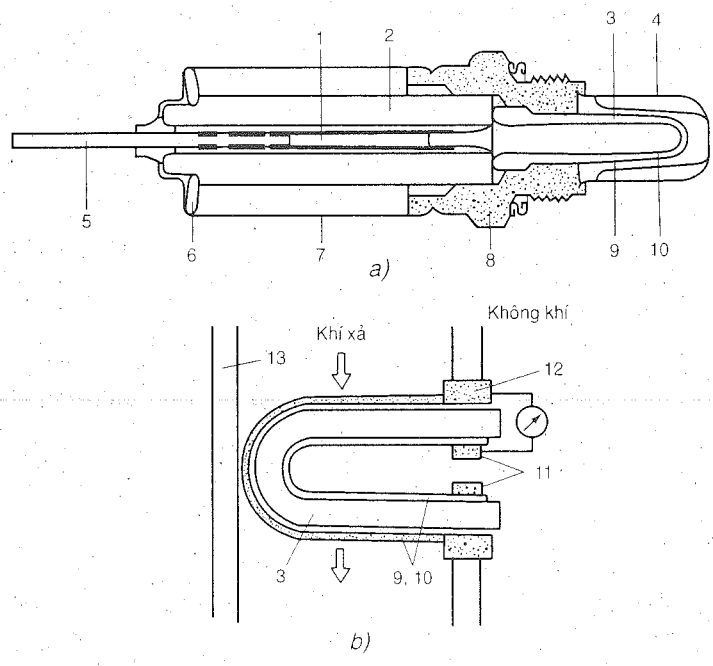
Nguyên tắc đo dựa trên sự so sánh hàm lượng oxy trong không khí và khí xả. Được đốt tới nhiệt độ nhất định ống sứ trở nên dẫn điện. Tín hiệu đo xuất hiện khi có khác biệt về nồng độ oxy ở hai điện cực, khi $\alpha = 1$ điện áp sẽ có bước nhẩy đột ngột (hình 9.66) do hiệu ứng xúc tác của bề mặt phía khí xả tạo ra.

Tín hiệu từ cảm biến Lambda đưa tới bộ điều khiển trung tâm ECU. Mạch hiệu chỉnh (Hình 9.67) hoạt động theo nguyên tắc thích ứng cho phép hiệu chỉnh lượng

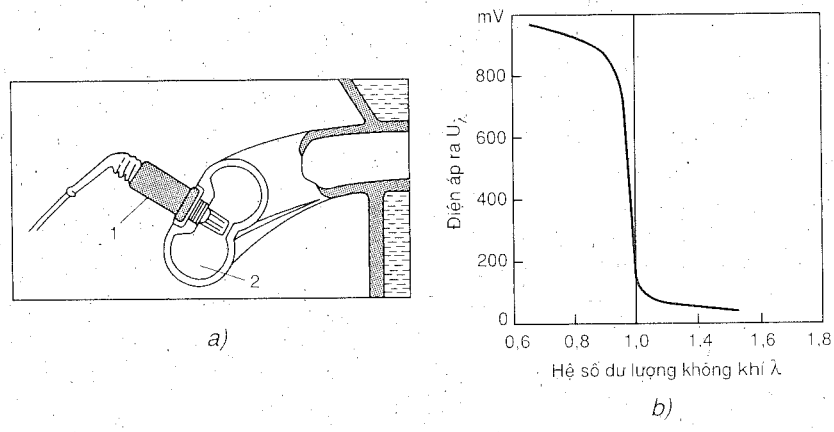
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

xăng phun ra đảm bảo hòa khí chuẩn $\alpha = 1$. Để thực hiện điều đó một ngưỡng điều chỉnh (khoảng 500mV) được lập trình trong bộ điều chỉnh trung tâm. Khi tín hiệu nhỏ hơn ngưỡng trên (hòa khí nhạt) xăng sẽ được phun nhiều hơn. Ngược lại (hòa khí đậm) sẽ giảm lượng xăng. Quá trình này được xử lý êm tránh hiện tượng đột ngột.

Cảm biến Lambda chỉ hoạt động khi nhiệt độ phần tử đo $\geq 250^{o}C$. Người ta thường sấy nóng nó, duy trì nhiệt độ ổn định để nó hoạt động không phụ thuộc tải của động cơ. Nếu có sai sót, sự cố về cảm biến Lambda do mạch kiểm tra phát hiện, mạch điều chỉnh sẽ tự động ngắt (để tránh những điều chỉnh sai lạc về một phía chỉ làm đậm hoặc làm nhạt hòa khí).



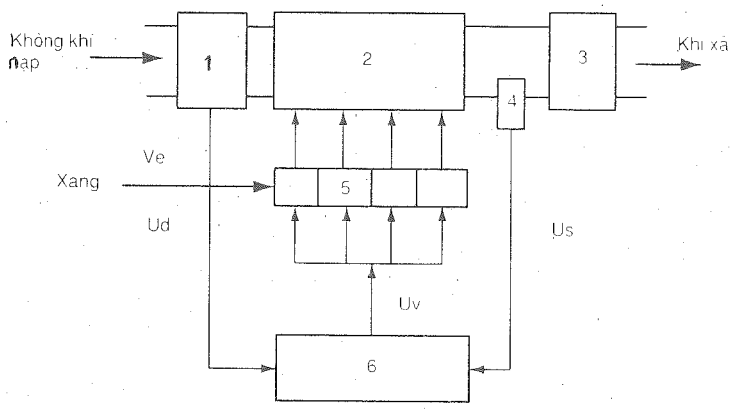
Hình 9.65. Sơ đồ cấu tạo (a) và lắp đặt (b) của cảm biến Lambda
1 – chi tiết tiếp xúc ; 2 – ống đỡ bằng sứ ; 3 – phần tử đo bằng sứ ;
4 – ống bảo vệ (phía khí xả) ; 5 – dây điện ; 6 – vòng đệm ;
7 – vỏ bảo vệ (phía không khí) ; 8 – thân ; 9 – điện cực âm ;
10 – điện cực dương ; 11, 12 – điểm tiếp xúc ; 13 – đường ống xả.



Hình 9.66. Cảm biến hệ số dư lượng không khí Lambda
a) Sơ đồ lắp đặt ; b) Điện áp ra của cảm biến;
1 – cảm biến Lambda ; 2 – ống xả.

Khi khởi động, chạy ấm máy, chạy toàn tải hoặc gia tốc, đòi hỏi hòa khí đậm, mạch điều chỉnh Lambda cũng được ngắt tạm thời.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 9.67. Sơ đồ mạch điều chỉnh Lambda:
1 – lưu lượng kế không khí ; 2 – động cơ ; 3 – bình xúc tác khí xả ;
4 – cảm biến Lambda ; 5 – vòi phun xăng ; 6 – bộ xử lý điều khiển trung tâm.

Đặc tính cơ bản của ba loại cảm biến đang sử dụng hiện nay giới thiệu trên bảng 9–1

Bảng 9–1

BA LOẠI CẢM BIẾN LAMBDA HIỆN CÓ TRÊN THỊ TRƯỜNG

Đặc tính	Cảm biến không đốt nóng	Cảm biến được đốt nóng	Cảm biến đốt nóng dùng cho hòa khí nhạt
Phạm vi điều chỉnh	$\lambda = 1$	$\lambda = 1$	$\lambda \geq 1$
Nhiệt độ làm việc	350 ÷ 850°C	200 ÷ 850°C	150 ÷ 850°C
Ứng dụng	Động cơ xăng	Động cơ xăng, có thể lắp ở vùng nhiệt độ khí xả thấp	– Động cơ hòa khí nhạt – Động cơ điêden và ga
Xăng sử dụng	Không pha chì	Không pha chì	Tối đa 0,4 g/l
Tuổi thọ	80.000km	>160.000km	80.000km

9.9.5. ƯU NHƯỢC ĐIỂM CỦA HỆ THỐNG PHUN XĂNG

So với hệ thống dùng chế hòa khí, hệ thống phun xăng có những ưu điểm sau :

– Số lượng và thành phần hòa khí vào các xilanh đều hơn nhờ đó trong điều kiện sử dụng có thể dùng hòa khí nhạt hơn, đặc biệt là các hệ thống phun xăng nhiều điểm ;

– Hệ số nạp của động cơ lớn hơn vì : – Không có họng trong đường nạp do không có bộ chế hòa khí, – Giảm mức độ sấy nóng trên đường nạp, – Khi phun nhiên liệu vào xilanh động cơ khối lượng không khí nạp sẽ nhiều hơn ;

– Tỉ số nén ε lớn hơn vì giảm sấy nóng ống nạp khiến phần lớn xăng bay hơi trong xilanh. Tỉ số nén lớn hơn khoảng 1 đơn vị ;

– Tính hưởng ứng của động cơ được cải thiện vì không thấy rõ tính chậm chạp lạc hậu của dòng xăng so với không khí trong các chế độ chuyển tiếp ;

THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Định lượng xăng phun vào xilanh động cơ lúc khởi động chính xác hơn làm cho động cơ khởi động lạnh dễ hơn ;

– Công suất động cơ cao hơn ;

– Dùng hệ thống phun xăng trong động cơ nhiều xilanh cho phép hiệu chỉnh công suất động cơ ở chế độ ít tải bằng cách ngừng cấp hòa khí cho một số xilanh ;

– Quá trình cháy được thực hiện tối ưu nhờ điều khiển đánh lửa hợp lý ;

– Ô nhiễm môi trường do khí thải tạo ra là nhỏ nhất, đặc biệt trong hệ thống có cảm biến Lambda ;

– Động cơ hoạt động tốt ở mọi điều kiện thời tiết, địa hình, tư thế xe ;

– Dễ thực hiện biện pháp phân lớp hòa khí để khu vực gần cực buji luôn luôn có $\alpha = 0,85 \div 0,95$; các khu vực còn lại trong buồng cháy là hòa khí nhạt.

Những ưu điểm trên làm cho công suất động cơ tăng khoảng 10%, tiêu hao nhiên liệu giảm từ 10 ÷ 16% và giảm nhiều độc hại của khí xả.

Hệ thống phun xăng cũng còn những tồn tại sau :

– Cấu tạo phức tạp, có độ nhậy cảm cao và yêu cầu cao đối với chất lượng xăng và không khí (phải lọc sạch, dùng xăng không pha chì...) khó bảo dưỡng sửa chữa, đòi hỏi người bảo dưỡng sửa chữa phải có trình độ chuyên môn và tay nghề cao.

– Giá thành cao.

Hiện nay hệ thống phun xăng được dùng rộng rãi trên các loại xe du lịch cao cấp. Song song với sự phát triển của kỹ thuật phun xăng, sự giảm liên tục giá thành, các linh kiện của thiết bị điện tử, nhất là những quy định ngày một ngặt nghèo về mức độc hại của khí xả của ôtô, các hệ thống phun xăng sẽ được sử dụng ngày càng rộng rãi trên các xe du lịch.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 10

CUNG CẤP NHIÊN LIỆU VÀ HÌNH THÀNH HÒA KHÍ TRONG ĐỘNG CƠ ĐIÊDEN

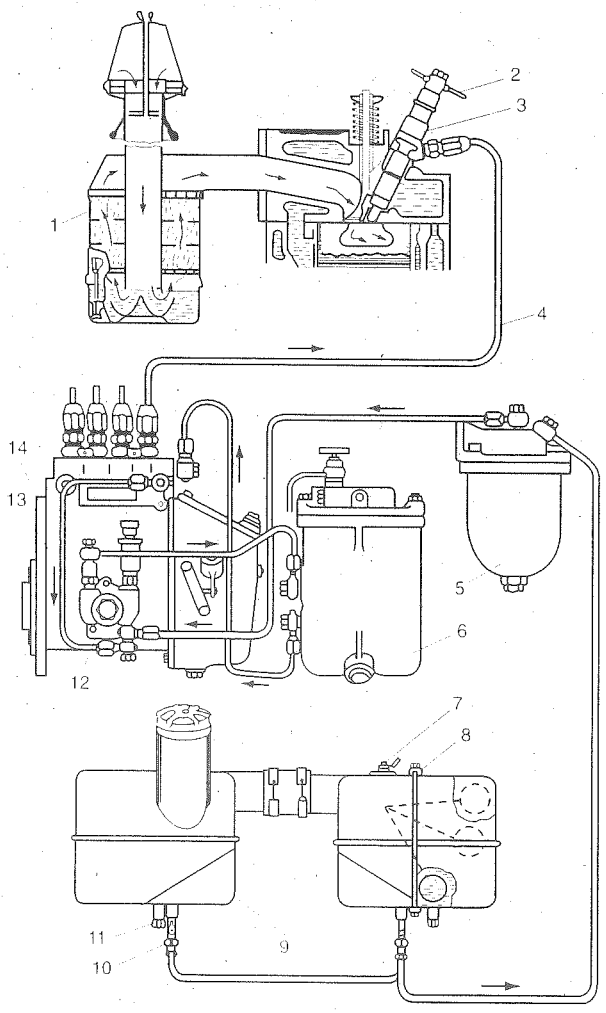
10.1. MỘT SỐ VẤN ĐỀ CHUNG

10.1.1. SƠ ĐỒ HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ ĐIÊDEN

Điểm khác biệt lớn của động cơ điêden so với máy xăng là địa điểm và thời gian hình thành hòa khí. Trong máy xăng, hòa khí bắt đầu hình thành ngay từ khi xăng được hút khỏi vòi phun vào đường nạp (động cơ dùng bộ chế hòa khí) hoặc được phun vào đường ống nạp vào xilanh động cơ (động cơ phun xăng). Quá trình trên còn tiếp diễn bên trong xilanh, suốt quá trình nạp và quá trình nén cho tới khi được đốt cháy cưỡng bức bằng tia lửa điện. Ở động cơ điêden gần cuối quá trình nén, nhiên liệu mới được phun vào buồng cháy động cơ để hình thành hòa khí, rồi tự bốc cháy. Hệ thống nhiên liệu động cơ điêden (hình 10.1) là những bộ phận quan trọng nhất của động cơ thực hiện sự hình thành hòa khí kể trên.

Bơm 12 hút nhiên liệu từ bình chứa 9 qua lọc thô 5 vào bơm rồi được bơm qua bình lọc tinh 6, tới bơm cao áp 14. Các bình lọc 5 và 6, lọc sạch sạn bẩn lẫn trong nhiên liệu. Bơm cao áp đẩy nhiên liệu đi tiếp vào đường cao áp 4, tới vòi phun để phun vào buồng cháy động cơ. Nhiên liệu dư thừa trong bơm cao áp đi qua van tràn ra đường 13 trở về cửa hút của bơm chuyển nhiên liệu 12.

Một phần nhiên liệu rò rỉ trong vòi phun (khoảng 0,02% nhiên liệu phun vào xilanh) đi theo đường 2 trở về thùng chứa.



Hình 10.1. Hệ thống cung cấp nhiên liệu động cơ điêden
1 – bình lọc không khí ; 2 – ống dẫn nhiên liệu rò ; 3 – vòi phun ; 4 – đường cao áp ; 5 – bình lọc thô ; 6 – bình lọc tinh ; 7 – cảm biến mức nhiên liệu ; 8 – đai giữ ; 9 – thùng nhiên liệu ; 10 – van ; 11 – nút xả ; 12 – bơm chuyển nhiên liệu ; 13 – đường dẫn ; 14 – bơm cao áp.

THƯ VIỆN HCB
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Không khí từ ngoài trời qua bình lọc khí 1 vào ống nạp, rồi qua xupáp nạp đi vào động cơ. Trong quá trình nén các xupáp hút và xả đều đóng kín, khi pittông đi lên không khí trong xilanh bị nén. Pittông càng tới sát điểm chết trên, không khí bên trên pittông bị chèn chui vào phần khoét lõm ở đỉnh pittông, tạo ra ở đây dòng xoáy lốc hướng kính ngày càng mạnh. Cuối quá trình nén, nhiên liệu được phun vào dòng xoáy lốc này, được xé nhỏ, sấy nóng, bay hơi và hòa trộn đều với không khí tạo ra hòa khí rồi tự bốc cháy.

10.1.2. NHIỆM VỤ VÀ YÊU CẦU ĐỐI VỚI HỆ THỐNG NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ ĐIÊDEN

1) Nhiệm vụ

Hệ thống nhiên liệu động cơ điêden có các nhiệm vụ sau :

a) Dự trữ nhiên liệu đảm bảo cho động cơ có thể làm việc liên tục trong một thời gian nhất định, không cần cấp thêm nhiên liệu ; lọc sạch nước, tạp chất cơ học lẫn trong nhiên liệu ; giúp nhiên liệu chuyển động thông thoáng trong hệ thống.

b) Cung cấp nhiên liệu cho động cơ đảm bảo tốt các yêu cầu sau :

- Lượng nhiên liệu cấp cho mỗi chu trình phải phù hợp với chế độ làm việc của động cơ.
- Phun nhiên liệu vào đúng thời điểm, đúng quy luật mong muốn.
- Lưu lượng nhiên liệu vào các xilanh phải đồng đều

Phải phun nhiên liệu vào xilanh qua lỗ phun nhỏ với chênh áp lớn phía trước và sau lỗ phun, để nhiên liệu được xé tơi tốt.

c) Các tia nhiên liệu phun vào xilanh động cơ phải đảm bảo kết hợp tốt giữa số lượng, phương hướng, hình dạng, kích thước của các tia phun với hình dạng buồng cháy và với cường độ và phương hướng chuyển động của môi chất trong buồng cháy để hòa khí được hình thành nhanh và đều.

2) Yêu cầu đối với hệ thống

Hệ thống nhiên liệu động cơ điêden phải thỏa mãn các yêu cầu sau :

- Hoạt động lâu bền, có độ tin cậy cao ;
- Dễ dàng và thuận tiện trong sử dụng, bảo dưỡng và sửa chữa ;
- Dễ chế tạo, giá thành hạ.

10.1.3. ĐẶC ĐIỂM VÀ PHÂN LOẠI SỰ HÌNH THÀNH HÒA KHÍ TRONG ĐỘNG CƠ ĐIÊDEN

1) Đặc điểm hình thành hòa khí trong động cơ điêden

Có hai đặc điểm sau :

- Hòa khí được hình thành bên trong xilanh động cơ với thời gian rất ngắn ; tính theo góc quay trục khuỷu, chỉ bằng $\frac{1}{10}$ đến $\frac{1}{20}$ so với trường hợp của máy xăng ; ngoài ra nhiên liệu điêden lại khó bay hơi hơn xăng nên phải được phun thật tơi và hòa trộn đều trong không gian buồng cháy. Vì vậy phải tạo điều kiện để nhiên liệu được sấy nóng, bay hơi nhanh và hòa trộn đều với không khí trong buồng cháy nhằm tạo

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

ra hòa khí ; mặt khác phải đảm bảo cho nhiệt độ không khí trong buồng cháy tại thời gian phun nhiên liệu phải đủ lớn để hòa khí có thể tự bốc cháy.

Quá trình hình thành hòa khí và quá trình bốc cháy nhiên liệu của động cơ điêden chồng chéo lên nhau. Sau khi phun nhiên liệu, trong buồng cháy diễn ra một loạt thay đổi về lý hóa của nhiên liệu, sau đó phần nhiên liệu phun vào trước đã tạo ra hòa khí, tự bốc cháy, trong khi nhiên liệu vẫn được phun tiếp, cung cấp cho xilanh của động cơ. Như vậy sau khi đã cháy một phần, hòa khí vẫn tiếp tục được hình thành, và thành phần hòa khí thay đổi liên tục trong không gian và suốt thời gian của quá trình.

2) Những đặc trưng của động cơ điêden

Do thời gian hình thành hòa khí bên trong ngắn, làm cho chất lượng hòa trộn rất khó đạt tới mức độ đồng đều, vì vậy động cơ có những đặc trưng sau :

1. Trong quá trình nén, bên trong xilanh chỉ là không khí, do đó có thể tăng tỉ số nén ε, qua đó làm tăng hiệu suất động cơ, đồng thời tạo điều kiện thuận lợi làm tăng nhiệt độ môi chất giúp hòa khí dễ tự bốc cháy.

2. Đường nạp chỉ có không khí nên không cần để ý đến vấn đề sấy nóng, bay hơi của nhiên liệu trên đường nạp như máy xăng. Có thể dùng đường nạp có kích thước lớn ít gây cản và không cần sấy nóng với cấu tạo đơn giản.

3. Có thể dùng hòa khí rất nhạt trong buồng cháy (do tính hòa trộn không đều của hòa khí) nên có thể sử dụng cách điều chỉnh chất (tức chỉ điều chỉnh lượng nhiên liệu cấp cho chu trình mà không điều chỉnh lưu lượng không khí) khi cần thay đổi tải của động cơ.

4. Động cơ điêden có một mặt bất lợi (do tính chất hòa trộn không đều tạo ra) là : bị hạn chế về khả năng giảm α (tức là không thể sử dụng hết không khí thừa trong buồng cháy để đốt thêm nhiên liệu) và khả năng nâng cao tốc độ động cơ (do tốc độ cháy của hòa khí không đều chậm hơn). Những hạn chế trên đã làm cho công suất lít (công suất đơn vị) của động cơ điêden nhỏ hơn so với máy xăng.

3) Phân loại hình thành hòa khí trong động cơ điêden

1. Dựa vào vị trí bay hơi của nhiên liệu chia thành :

+ Hình thành hòa khí kiểu không gian : nhiên liệu được phun tơi vào không gian buồng cháy, được sấy nóng, bay hơi và hòa trộn đều với không khí tại đây, tạo thành hòa khí.

+ Hình thành hòa khí trên bề mặt : nhiên liệu được phun và tráng thành màng trên bề mặt thành buồng cháy, được sấy nóng, bay hơi tại đây để hòa trộn với không khí.

+ Hình thành hòa khí kiểu hỗn hợp : theo yêu cầu của các chế độ vận hành khác nhau, một phần nhiên liệu được hình thành hòa khí theo kiểu không gian, còn một phần hình thành trên bề mặt buồng cháy.

2. Dựa vào nhân tố điều khiển, sự hình thành hòa khí chia thành :

- Phun trực tiếp, hình thành hòa khí chủ yếu dựa vào sự phối hợp giữa chất lượng phun sương của nhiên liệu với hình dạng buồng cháy, tác dụng phụ là vận động xoáy lốc của dòng khí nạp và dòng khí chèn cuối quá trình nén.

- Kiểu xoáy lốc, hình thành hòa khí chủ yếu dựa vào sự phối hợp giữa chuyển động xoáy lốc của dòng môi chất đi vào buồng cháy phụ và tia nhiên liệu trong buồng

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

cháy, ngoài ra còn dựa vào cường độ của dòng môi chất từ buồng cháy phụ phun ra sau khi bốc cháy kết hợp với hình dạng buồng cháy chính.

Kiểu dự bị, hình thành hòa khí chủ yếu dựa vào áp suất cao của môi chất trong buồng cháy dự bị, sau khi một phần nhiên liệu đã được cháy trước ở đây tạo ra để phun vào buồng cháy chính, giúp nhiên liệu chưa cháy kịp và không khí được hòa trộn tốt và cháy kiệt nhanh trong buồng cháy chính.

10.2. BƠM CAO ÁP

10.2.1. NHIỆM VỤ

Bơm cao áp có nhiệm vụ cung cấp nhiên liệu cho xilanh động cơ đảm bảo :

- Nhiên liệu có áp suất cao, tạo chênh áp lớn trước và sau lỗ phun ;
- Cung cấp nhiên liệu đúng thời điểm và theo quy luật mong muốn ;
- Cung cấp nhiên liệu đồng đều vào các xilanh động cơ ;
- Dễ dàng và nhanh chóng thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho chu trình phù hợp với chế độ làm việc của động cơ.

10.2.2. PHÂN LOẠI BƠM CAO ÁP

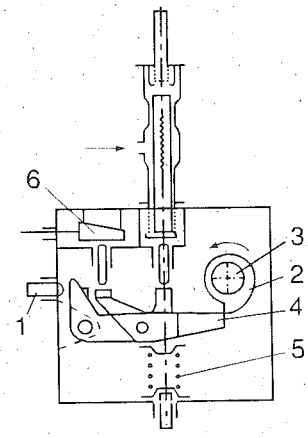
Để thực hiện những nhiệm vụ đã nêu, tới nay đã xuất hiện nhiều loại bơm cao áp. Người ta phân loại bơm cao áp theo những đặc điểm sau.

a) Theo phương pháp thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình người ta chia bơm cao áp thành hai loại : Bơm cao áp thay đổi và không thay đổi hành trình toàn bộ của pittông.

1. Bơm cao áp thay đổi hành trình toàn bộ của pittông khi thay đổi lượng nhiên liệu chu trình gồm ba loại sau :

- Dịch chuyển trục cam với các vấu cam có prôfin thay đổi (cam có dạng côn) ;
- Thay đổi tỉ số truyền của cơ cấu truyền động từ cam dẫn động tới con đội bơm cao áp.
- Thay đổi độ dầy của chêm hãm (hình 10.2)

Trong loại này, cam 3 quay theo chiều mũi tên đẩy hệ tay đòn 4 đi xuống ép lò xo 5, lúc ấy lò xo bơm cao áp cũng đẩy pittông đi xuống thực hiện hành trình hút nhiên liệu. Khi mũi đỉnh cam rời khỏi tay đòn 4 thì lò xo 5 đẩy hệ thống tay đòn 4 và pitông bơm cao áp đi lên thực hiện hành trình bơm cho tới khi hệ tay đòn 4 tỳ lên vít hạn chế 1. Hành trình bơm được thay đổi theo vị trí đầu chêm hình thang 6 gắn với bộ điều tốc của động cơ. Đẩy đầu chêm đi vào tăng chiều dầy chêm hãm sẽ làm tăng hành trình bơm, rút đầu chêm ra sẽ ngược lại.



Hình 10.2. Sơ đồ bơm cao áp thay đổi hành trình toàn bộ của pittông, dẫn động bằng lò xo.

2. Bơm cao áp không thay đổi hành trình toàn bộ của pittông gồm ba loại :

- Bơm cao áp có van xả lắp trên đường cao áp, mở rộng van xả sẽ làm tăng lượng nhiên liệu xả về đường hút, qua đó làm giảm lượng nhiên liệu cấp cho chu trình ; đóng nhỏ van xả sẽ ngược lại.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- Bơm cao áp có van tiết lưu trên đường hút. Tăng mức tiết lưu của van sẽ làm giảm nhiên liệu hút vào xilanh, qua đó làm giảm lượng nhiên liệu cấp cho chu trình, giảm mức tiết lưu của van sẽ ngược lại.

- Bơm Bôsơ (Bosch) là loại bơm được sử dụng nhiều nhất hiện nay (hình 10.3). Hành trình toàn bộ không thay đổi, trong hành trình toàn bộ ấy chỉ có một phần của nó là hành trình có ích, dùng để cấp nhiên liệu cao áp cho vòi phun, phần còn lại là để đẩy nhiên liệu qua các lỗ nạp a và lỗ xả b trở lại không gian bao quanh xilanh, do đó có thể điều khiển tăng hoặc giảm số nhiên liệu trở lại đó để đạt mục đích điều khiển số nhiên liệu phun vào xilanh động cơ.

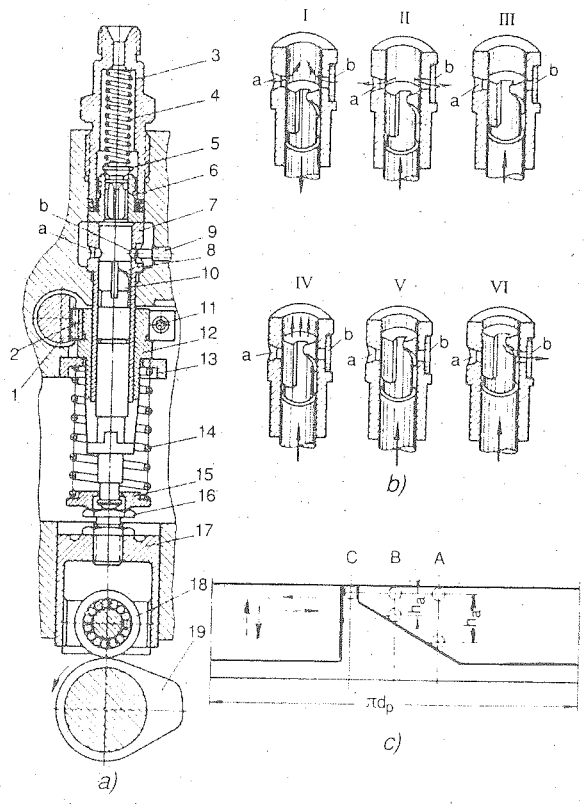
b) Theo phương pháp phân phối nhiên liệu cho các xilanh động cơ chia thành hai loại :

- Bơm nhánh, gồm nhiều tổ bơm (số tổ bơm bằng số xilanh động cơ). Bơm nhánh có thể là bơm rời hoặc cụm bơm ;

- Bơm phân phối dùng một tổ bơm cung cấp nhiên liệu cho nhiều xilanh động cơ ;

c) Theo phương pháp dẫn động hành trình, bơm cao áp chia thành hai loại :

- Dẫn động bằng trục cam (hình 10.3)



Hình 10.3. Bơm Bosch
a) Cấu tạo một tổ bơm ; b) Quá trình cung cấp nhiên liệu ;
c) Thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình
1 - thanh răng ; 2 - vành răng ; 3 - đầu ống nối ;
4 - lò xo van cao áp ; 5 - van cao áp ; 6 - đế van cao áp ;
7 - xilanh ; 8 - gờ xả nhiên liệu ; 9 và 11 - vít ;
10 - pittông ; 12 - ống xoay ; 13 - đĩa trên của lò xo ;
14 - lò xo bơm cao áp ; 15 - đĩa dưới của lò xo ;
16 - bulông con đội ; 17 - con đội ; 18 - con lăn ; 19 - cam.

- Dẫn động bằng lực lò xo (hình 10.2)

d) Theo quan hệ lắp đặt giữa bơm cao áp và vòi phun chia thành hai loại :

- Bơm cao áp và vòi phun lắp rời nhau (bơm và vòi phun nối với nhau qua đường cao áp) ;

- Bơm cao áp và vòi phun liền nhau (không có đường cao áp) ;

Hiện nay, hầu hết dùng bơm Bosch nên ở đây dành nhiều thời gian nói về loại bơm này.

10.2.3. BƠM BOSCH (hình 10.3)

1) Cấu tạo

Phần chính của bơm là cặp bộ đôi siêu chính xác pittông - xilanh bơm cao áp, lắp khít nhau. Pittông 10 được cam 19 đẩy lên qua con đội 17 và vít điều chỉnh 16.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hành trình đi xuống của pittông là nhờ lò xo 4 và đĩa lò xo 15. Ngạnh chữ thập ở phần đuôi pittông 10 được ngàm trong rãnh dọc của ống xoay 12. Vành răng 2, bắt chặt trên đầu ống xoay 12, ăn khớp với thanh răng 1. Như vậy dịch chuyển thanh răng 1 sẽ làm xoay pittông 10.

Phần đầu pittông xẻ một rãnh nghiêng, không gian bên dưới rãnh nghiêng thông với không gian phía trên đỉnh pittông là nhờ rãnh dọc.

2) Nguyên tắc hoạt động

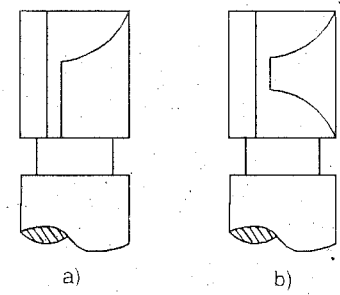
Pittông đi xuống (nhờ lực đẩy của lò xo 14) (hình 10.3), van 5 đóng kín, nhờ độ chân không được tạo ra trong không gian phía trên pittông, khi mở các lỗ a, b nhiên liệu được nạp đầy vào không gian này cho tới khi pittông nằm ở vị trí thấp nhất.

– Pittông đi lên (nhờ cam 19), lúc đầu nhiên liệu bị đẩy qua các lỗ a, b ra ngoài ; khi đỉnh pittông che kín hai lỗ a và b, thì nhiên liệu ở không gian phía trên pittông 10 bị ép tăng áp suất, đẩy mở van cao áp 5, nhiên liệu đi vào đường cao áp tới vòi phun. Quá trình cấp nhiên liệu được tiếp diễn tới khi rãnh nghiêng trên đầu pittông mở lỗ xả b (thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu), từ lúc ấy nhiên liệu từ không gian phía trên pittông qua rãnh dọc thoát qua lỗ b ra ngoài khiến áp suất trong xilanh giảm đột ngột và van cao áp được đóng lại (dưới tác dụng của lò xo 4 và áp suất dư của đường cao áp).

Do hiện tượng tiết lưu của các lỗ hút a và lỗ xả b, do tính chịu nén của nhiên liệu và tính đàn hồi của kim loại nên thời điểm bắt đầu và kết thúc cấp nhiên liệu thực tế có thể sai khác chút ít so với thời điểm đóng mở theo kích thước hình học của các lỗ và của pittông.

Thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho chu trình được diễn tả trên đồ thị khai triển (hình 10.3c) (triển khai chu vi $\pi.d$ phần đầu pittông và mặt trong của xilanh trên mặt phẳng – trong đó d là đường kính xilanh). Trên đồ thị lỗ b (hình 10.3a) nằm trên xilanh (các lỗ khuất trên hình 10.3c). Hành trình bơm của pittông tương đương với việc chuyển dịch lỗ b chạy một hành trình toàn bộ S_{tb} từ trên xuống khi pittông đứng yên. Vị trí mà mép trên của đỉnh pittông che kín lỗ b (vòng tròn b tiếp tuyến với đỉnh) thể hiện thời điểm bắt đầu cấp nhiên liệu, còn vị trí mà mép của rãnh chéo mở lỗ b – thể hiện thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu (vòng tròn b tiếp tuyến với rãnh chéo), khoảng cách tâm của hai vòng tròn trên thể hiện hành trình có ích S_e của pittông. Ba vị trí A, B, C của lỗ b tương ứng với ba vị trí khác nhau của thanh răng bơm cao áp, vị trí A cho hành trình có ích S_e lớn nhất ; vị trí B cho S_e nhỏ hơn, còn vị trí C cho $S_e = 0$. Như vậy cho lỗ b (lỗ thoát nhiên liệu trên xilanh) trên đồ thị khai triển chuyển dần sang phải (tức là cho pittông bơm cao áp xoay theo chiều kim đồng hồ nếu nhìn từ trên xuống) sẽ làm tăng hành trình có ích S_e.

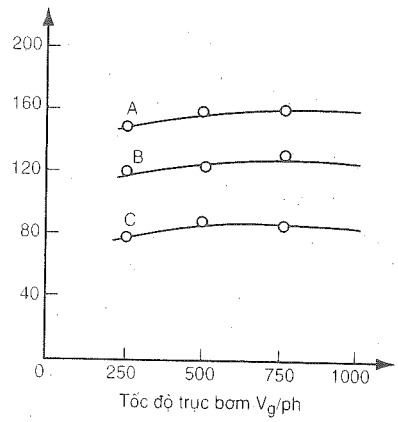
Mép trên của đầu pittông quyết định thời điểm bắt đầu cấp nhiên liệu, còn mép chéo phía dưới của đầu pittông quyết định thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu. Với pittông bơm cao áp có đỉnh bằng và rãnh chéo nằm phía dưới (hình 10.3) thì thời điểm bắt đầu cấp nhiên liệu luôn luôn không thay đổi, muốn thay đổi lượng nhiên liệu của chu trình cần phải thay đổi hành trình có ích S_e, tức là thay đổi thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu.



Hình 10.4. Hình dạng phần đầu của pittông bơm cao áp.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

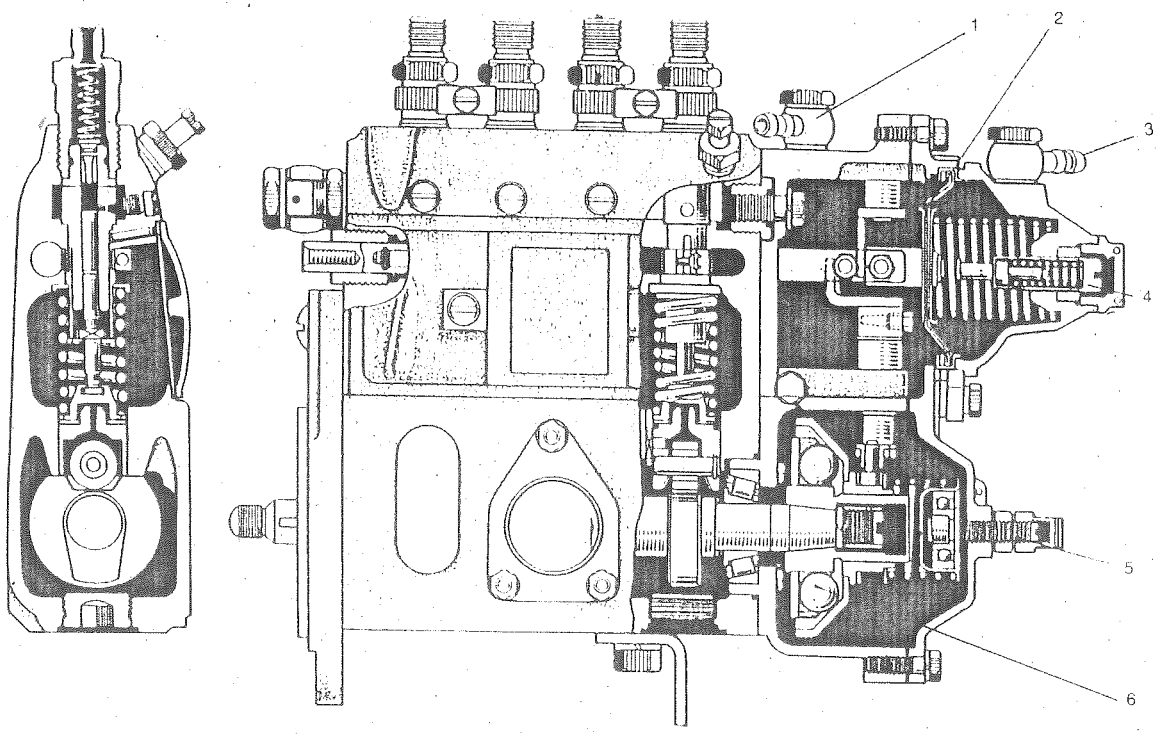
Nếu phần rãnh chéo trên đầu pittông bơm cao áp được làm ở phía trên (hình 10.4a), thì lượng nhiên liệu chu trình được thay đổi bằng cách thay đổi thời điểm bắt đầu cấp nhiên liệu, còn nếu rãnh chéo nằm cả phía trên và phía dưới đầu pittông (hình 10.4b), thì khi thay đổi lượng nhiên liệu chu trình cả thời gian bắt đầu và thời gian kết thúc cấp nhiên liệu đều thay đổi theo.



Hình 10.5. Đặc tính tốc độ của bơm Bosch .

3) Đặc tính của bơm Bosch

Tại một vị trí của thanh răng bơm cao áp, biến thiên lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct} (lượng nhiên liệu của một hành trình bơm) theo tốc độ trục khuỷu n của bơm Bosch được gọi là đặc tính cung cấp của bơm. Trên đồ thị khai triển phần đầu pittông bơm cao áp (hình 10.3c) hành trình có ích h_a được xác định theo kích thước hình học của pittông và xilanh bơm. Trên thực tế khi nhiên liệu đi qua lỗ thoát b, do có tổn thất lưu động nên thời gian đầu của quá trình cung cấp, áp suất nhiên liệu bên trong xilanh sẽ tăng



Hình 10.6. Bơm cao áp của xe TOYOTA – LAND CRUISER – gồm bốn tổ bơm dùng điều tốc cơ khí (ở cao tốc) và chân không (ở thấp tốc)
1 – đầu nối với áp suất khí phía sau bình lọc; 2 – màng chân không ;
3 – đầu nối chân không ; 4, 5 – vít điều chỉnh ; 6 – quả văng bi.

THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

lên sớm hơn so với thời điểm đóng kín lỗ b theo kích thước hình học. Tương tự như trên thời điểm kết thúc cấp nhiên liệu thực tế không xảy ra cùng thời điểm mở lỗ thông do gờ rãnh nghiêng phía dưới thực hiện mà thường muộn hơn. Vì vậy hành trình cấp nhiên liệu thực tế thường lớn hơn so với hành trình có ích lý thuyết làm cho lượng nhiên liệu thực tế cấp cho chu trình thường lớn hơn giá trị định lượng lý thuyết. Hiệu ứng kể trên càng lớn nếu tốc độ động cơ càng cao. Các đặc tính A, B, C của bơm Bosch (hình 10.5) tương ứng với ba vị trí khác nhau của thanh răng bơm cao áp, biến thiên của ba đặc tính ấy có xu hướng tương tự, tức là càng tăng tốc độ n (khi giữ không đổi vị trí thanh răng) càng làm tăng lượng nhiên liệu chu trình g_{ct}.

Đặc tính cung cấp của bơm Boschs trái ngược với đặc tính về thay đổi hệ số nạp η_v của động cơ khi tăng tốc độ n (càng tăng n hệ số nạp η_v càng giảm). Vì vậy nếu điều chỉnh sao cho thành phần hòa khí thích hợp ở tốc độ cao thì khi giảm tốc độ n, do nhiên liệu chu trình g_{ct} giảm và không khí nạp lại tăng khiến hòa khí bị nhạt đi làm giảm mômen của động cơ. Ngược lại nếu điều chỉnh thích hợp ở số vòng quay thấp thì khi tăng tốc độ sẽ làm cho hòa khí quá đậm gây cháy không hết (xuất hiện nhiều muội than do thiếu oxy). Chính vì vậy trong hệ thống nhiên liệu lắp bơm Bosch thường có thêm cơ cấu hiệu chỉnh đặc tính cung cấp của bơm.

Trong bơm Bosch mỗi cặp pittông và xilanh bơm cao áp tạo nên một tổ bơm, mỗi tổ bơm cấp nhiên liệu cho một xilanh. Động cơ nhiều xilanh phải dùng nhiều tổ bơm. Các tổ bơm ấy có thể làm rời, tách riêng từng tổ (loại bơm rời) hoặc ghép liền với nhau tạo thành một bộ bơm cao áp (hình 10.6).

4) Đặc điểm cấu tạo các cụm chi tiết chính của bơm Boschs

a) Bộ đôi pittông và xilanh bơm cao áp (bộ đôi siêu chính xác)

Để có thể tạo áp suất cao và hoạt động lâu bền, pittông và xilanh bơm cao áp phải được chế tạo chính xác và dùng vật liệu có độ chống mòn tốt.

1. Vật liệu chế tạo là loại thép hợp kim dùng làm ổ bi hoặc làm dụng cụ cắt gọt kim loại như X15, ХВГ, 25X5M. Bộ đôi làm bằng thép X15 sẽ có hình dạng kích thước ổn định vì cấu trúc tế vi của nó ổn định. Nếu dùng thép 25X5M cần phải thấm Nitơ.

2. Nhiệt luyện để các mặt ma sát đạt độ cứng không nhỏ hơn HRC58, các mặt đầu không nhỏ hơn HRC55.

3. Điều kiện kỹ thuật của bộ đôi pittông xilanh bơm cao áp như sau :

- Độ bóng các mặt ma sát không nhỏ hơn ∇11, mặt đầu xilanh không nhỏ hơn ∇10.
- Các mép gờ đỉnh, gờ rãnh nghiêng trên pittông và gờ các lỗ thoát, lỗ hút của xilanh phải sắc cạnh ;
- Sai lệch hình dạng hình học đối với đỉnh và gờ xả của pittông không quá 0,02 trên chiều dài làm việc ;
- Độ côn của pittông và xilanh không quá 0,0006 trên chiều dài 20mm mặt làm việc ;
- Độ ô van không quá 0,0005mm ;
- Không có các vết xước trên bề mặt làm việc của bộ đôi ;
- Khe hở bộ đôi được xác định trên thiết bị thủy lực đo độ kín ;
- Khi hỏng phải thay cả cặp bộ đôi.

b) Bộ đôi van cao áp và đế van

1. Van cao áp và đế van là cặp chi tiết chính xác thứ hai của bơm cao áp, có nhiệm vụ sau :

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- Ngăn không cho khí thể từ buồng cháy vào xilanh bơm cao áp (nếu dùng vòi phun hở) .

- Giúp quá trình cung cấp nhiên liệu được ổn định (nếu dùng vòi phun kín).

- Giảm áp và dập tắt dao động áp suất trên đường ống cao áp sau khi kết thúc cấp nhiên liệu.

- Hiệu chỉnh đặc tính cung cấp tốc độ của bơm cao áp.

Tùy theo đặc điểm cấu tạo, van cao áp có thể thực hiện một hoặc một vài nhiệm vụ trên.

2. Đặc điểm cấu tạo (hình 10.7)

Diện tích lưu thông qua van f_k phải đủ lớn để dòng chảy gặp cản nhỏ nhất. Đối với van hình nấm có :

$$f_k = \pi h_k(d_k + h_k)\sin\frac{\Psi}{2}$$

trong đó : h_k – hành trình nâng của van ;

d_k – đường kính nhỏ nhất của mặt côn tỳ ;

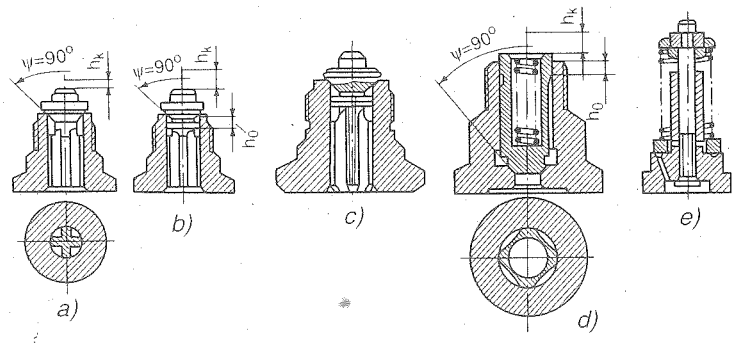
Ψ – góc côn mặt tỳ : thường dùng $\Psi = 90^o$.

Tiết diện lưu thông qua van f_k còn có thể phụ thuộc các yếu tố khác tùy theo cấu tạo cụ thể.

Cần đảm bảo $f_k = (1,5 \div 2,5)\ f_ô$ ($f_ô$ – tiết diện lỗ của ống cao áp)

Đường kính trong của ống cao áp $d_ô$

$$d_ô = \frac{d_p}{4,5 \div 6} \qquad (d_p \text{ – đường kính của pittông bơm})$$



Hình 10.7. Cấu tạo của van cao áp (van một chiều)
a) Van nấm không có vành giảm áp ; b) Van nấm có vành giảm áp ; c) Van hiệu chỉnh có vành giảm áp ; d) Van trụ có lò xo chìm ; e) Van dập dao động.

Thể tích nhiên liệu được van giảm áp hút là ΔV (hình 10.7b, d) (h_o – hành trình hút của van) :

$$\Delta V = \pi\frac{d_o^2}{4} h_o = \Delta p_o . \alpha_{nl} . V_\Sigma$$

trong đó : d_o – đường kính phần dẫn hướng của van ;

Δp_o – độ chênh áp cần giảm của đường cao áp ;

α_{nl} – hệ số chịu nén của nhiên liệu ;

V_Σ – thể tích nhiên liệu trên đường cao áp và trong vòi phun.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

3. Điều kiện kỹ thuật :

- Vật liệu chế tạo : dùng hợp kim X15, XBГ.

- Độ cứng sau nhiệt luyện : mặt van đạt HRC 56 ÷ 62, đế van đạt HRC 60 ÷ 64.

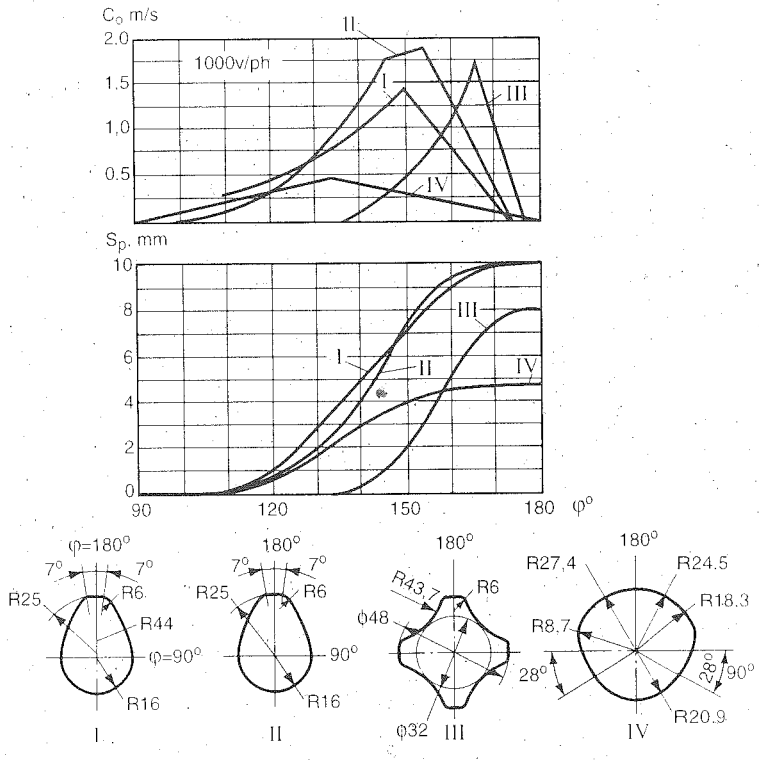
- Van và đế van phải mài rà với nhau.

- Kiểm tra độ kín khít của van ; thường dùng khí nén có áp suất dư 0,4 ÷ 0,5 MPa nhúng vào thùng dầu hỏa không được sủi bọt khí.

- Khi hỏng phải thay cả cặp.

c) Cam dẫn động bơm cao áp

Quy luật cung cấp nhiên liệu của bơm cao áp thể hiện qua hàm lưu lượng thay đổi theo góc quay trục khuỷu, phụ thuộc chính vào biên dạng cam. Người ta dùng hệ số tốc độ C_o làm thông số đặc trưng cho mỗi dạng cam. C_o là tốc độ của pittông bơm cao áp khi trục cam chạy ở số vòng quay n_{co}= 1000 vòng/phút. Tốc độ thực tế của pittông bơm cao áp C_p phụ thuộc số vòng quay thực tế của trục cam n_c, được tính theo $C_p = 0{,}001C_o . n_c$ (động cơ không cường hóa C_p = 0,7 ÷ 2,0 m/s, động cơ cường hóa theo tốc độ C_p = 3 ÷ 3,2 m/s). Trên đồ thị $C_o = f(\varphi_c)$ (trong đó φ_c – góc quay của trục cam), hành trình cấp nhiên liệu của pittông bơm cao áp được đặt tại khu vực có C_o lớn nhằm đảm bảo tính dứt khoát của thời điểm bắt đầu cũng như kết thúc cung cấp nhiên liệu, đồng thời duy trì áp suất phun tương đối cao trong suốt thời gian cung cấp (hình 10.8).



Hình 10.8. Độ nâng và tốc độ pittông với các cam có prôfin khác nhau khi tốc độ trục bơm n_c = 1000 vg/ph
I và II – cam lồi nhiều cung tròn và cam tiếp tuyến của bơm cao áp kiểu bơm bộ ;
III – cam dạng cung lõm của bơm phân phối ; HD–21/4 ;
IV – cam có tốc độ nâng ban đầu tương đối nhỏ của loại bơm – vòi phun trên động cơ điêzen Cumins (Mỹ).

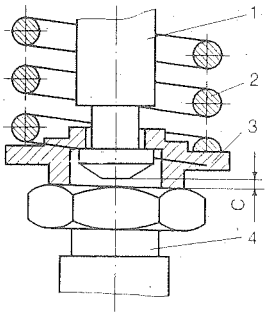
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

d) Biện pháp giảm lực cản khi xoay pittông bơm cao áp

Muốn thay đổi lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} của bơm Bosch cần phải chuyển dịch thanh răng bơm cao áp, qua đó làm xoay pittông của bơm. Để giảm lực cản tới mức nhỏ nhất khi kéo thanh răng người ta đã dùng hai giải pháp sau :

- Giảm bán kính mặt tiếp xúc giữa đuôi pittông bơm cao áp và bulông con đội.

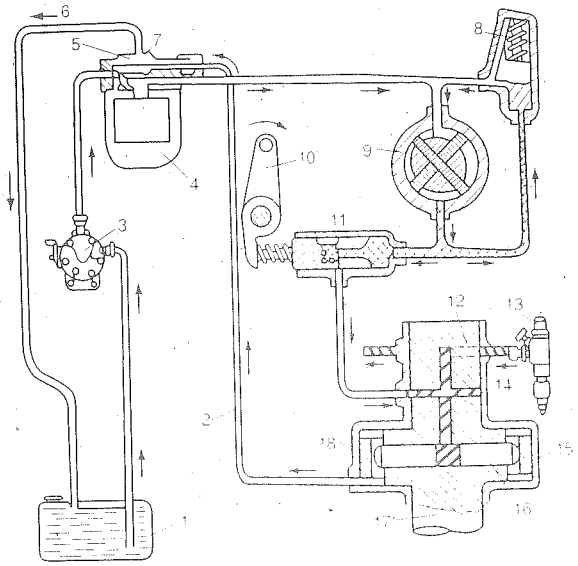
- Đặt phần tán của đuôi pittông nằm gọn trong phần khoét lõm của đĩa dưới lò xo bơm cao áp, tạo ra một khe hở nhỏ c giữa đuôi pittông và đầu bulông con đội. Nhờ đó pittông bơm cao áp được xoay nhẹ nhàng trong khoảng thời gian giữa hai lần cung cấp nhiên liệu liền nhau của cùng một tổ bơm (trong cụm bơm cao áp có 6 tổ bơm thì thời gian mà áp suất nhiên liệu đẩy pittông tỳ lên bulông con đội gây cản đối với chuyển dịch của thanh răng chỉ chiếm khoảng 25%) (hình 10.9).



Hình 10.9. Mối quan hệ giữa đuôi pittông đĩa lò xo và bulông con đội
1 – pittông bơm cao áp ; 2 – lò xo ; 3 – đĩa lò xo ; 4 – bulông con đội ; 5 – khe hở.

10.2.4. BƠM PHÂN PHỐI (bơm cao áp kiểu phân phối)

Bơm phân phối là loại bơm chỉ dùng một hoặc hai cặp pittông – xilanh đồng thời dùng cách phân phối và định lượng thích hợp để đưa nhiên liệu cao áp tới các xilanh của động cơ nhiều xilanh. So với bơm bộ, ưu điểm chính của bơm phân phối là : nhỏ, nhẹ, ít ồn. Hình 10.10 giới thiệu hệ thống nhiên liệu dùng bơm phân phối DPA của công ty C.A.V (Mỹ). Rôto 17 được dẫn động từ trục khuỷu động cơ. Phần dưới rôto có một lỗ trụ chính xác bên trong lắp hai pittông 16 tạo nên hai cặp pittông xilanh bơm cao áp. Khi rôto quay, nhờ tác dụng của bánh cam trong 18 và qua con đội con lăn đẩy pittông 16 đi vào thực hiện hành trình bơm. Sau khi con đội lăn qua đỉnh cam, dưới tác dụng lực ly tâm của bản thân và lực do áp suất dầu đi vào xilanh nên hai pittông 16 chạy theo hướng ly tâm thực hiện nạp nhiên liệu.



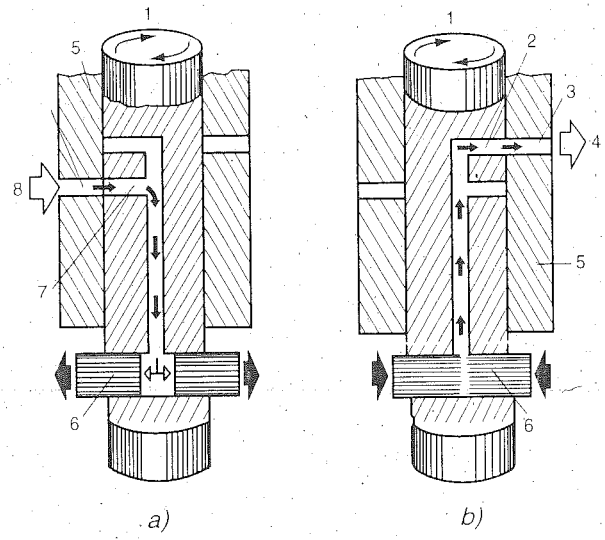
Hình 10.10. Hệ thống nhiên liệu dùng bơm DPA
1. thùng nhiên liệu ; 2 – ống hồi dầu ; 3, 9 – bơm chuyển dầu ; 4 – bình lọc dầu ; 5 – lỗ gây cản ; 6 – ống dẫn dầu rò; 7 – van tiết lưu ; 8 – van điều chỉnh áp suất tự động ; 10 – tay điều khiển ; 11 – van điều khiển nạp dầu ; 12 – lỗ phân phối ; 13 – vòi phun; 14 – lỗ dầu vào ; 15 – con đội con lăn ; 16 – pittông cao áp ; 17 – rôto ; 18 – bánh cam trong.

Phần giữa của rôto có các lỗ nạp 14 (hình 10.10), số lượng lỗ này bằng số xilanh động cơ. Khi một trong các lỗ nạp 14 trùng với lỗ thông trên đường đưa dầu vào thì nhiên liệu qua van điều khiển 11 nạp vào xilanh bơm. Rôto quay tiếp, lỗ nạp 14 được

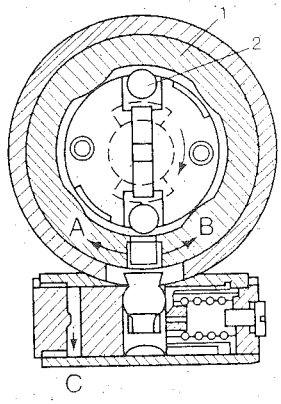
THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

đóng kín, sau đó vấu cam đẩy pittông 16 đi vào thực hiện hành tình bơm, lúc ấy một trong các lỗ thoát 12 ở phần trên của rôto (hình 10.10) trùng với đường thông đưa nhiên liệu cao áp tới một vòi phun cấp cho xilanh động cơ. Tiếp theo lỗ nạp 14 lại thông với đường nhiên liệu của van điều khiển 11 để bắt đầu một chu trình công tác mới cấp nhiên liệu cho một vòi phun khác (hình 10.11).

Sau khi đi qua bơm chuyển nhiên liệu 3 và bình lọc 4, nhiên liệu đi vào bơm phiến gạt 9 được nâng lên một áp suất ổn định nhờ van điều chỉnh áp suất 8 sau đó đi vào van điều khiển 11. Nhờ tay đòn 10 điều khiển tiết diện lưu thông trong van 11 mà thay đổi định lượng nhiên liệu nạp, cách định lượng này được gọi là định lượng bằng van tiết lưu trên đường nạp. Lượng nạp tăng thì hành trình hút của pittông 16 sẽ tăng, còn lượng nạp nhỏ sẽ ngược lại. Trong hệ thống còn cơ thiết bị điều chỉnh góc phun sớm, được điều khiển bằng cách thay đổi vị trí tương đối giữa vành cam và rôto nhờ áp suất dầu phía sau van điều khiển 11 (hình 10.12).



Hình 10.11. Nạp và bơm nhiên liệu trong bơm phân phối
1 – rôto ; 2 – lỗ phân phối ; 3 – lỗ ra ; 4 – dầu tới vòi phun ; 5 – xilanh ; 6 – pittông ; 7 – đường nạp ; 8 – cửa nạp ; 9 – lỗ định lượng.



Hình 10.12. Bộ điều chỉnh góc phun sớm
1 – bánh cam trong ;
2 – con đội con lăn.

Đặc điểm chính của bơm phân phối là dùng một bộ đôi định lượng duy nhất chung cho mọi xilanh động cơ, một cặp pittông – xilanh chính xác để tạo nhiên liệu cao áp và một hệ thống lỗ được phối hợp và chế tạo chính xác để phân phối nhiên liệu nhờ đó có thể đảm bảo độ đồng đều và chính xác về số lượng, thời điểm và quy luật cung cấp nhiên liệu vào các xilanh động cơ. Điều quan trọng cần thực hiện khi sử dụng là phải đảm bảo đồng đều về sức cản thủy lực trên đường cao áp tới các vòi phun. Trong vận hành nếu gây sai lệch về tính đồng đều của sức cản thủy lực kể trên sẽ làm cho động cơ hoạt động không đều làm cho máy rung.

Ngoài bơm DPA, hiện nay thường dùng bơm phân phối sau :

– Đường tâm pittông bơm vuông góc với đường tâm trục cam (hình 10.13).

– Đường tâm pittông bơm trùng với đường tâm trục cam (hình 10.14).

1) Đặc điểm chung của hai loại bơm

– Chuyển động tịnh tiến của pittông, là chức năng nạp và bơm nhiên liệu là nhờ các vấu cam và lò xo bơm cao áp (tương tự như bơm Bosch).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình 10.13. Bơm phân phối HD 21/4 động cơ diêden bốn xilanh (đường tâm pittông vuông góc với đường tâm xilanh) ; 1 – mặt bích ; 2 – con đội ; 3 – đĩa lò xo ; 4 – lò xo ; 5, 7 bánh răng; 6 – vòng bao kín ; 8 – xilanh ; 9 – bạc định lượng ; 10 – pittông ; 11 – ren ; 12, 16 – đệm ; 11 – đầu xilanh ; 14 – van cao áp ; 15 – đầu nối ống cao áp ; 17 – chốt định vị ; 18, 22 – trục truyền động ; 19 – nút ren ; 20 – đĩa dẫy ; 21 – thân chứa trục cam ; 23, 27 – ổ bi ; 24 – bánh răng côn ; 25 – nút xả dầu ; 26 – cam ; 28 – thân động cơ ; 29, 30 – đầu nối ống ; 31 – ống trượt ; 32 – đầu sọc lệch tâm ; 33 – vít hãm ; 34 – nút ren ; 35 – ống nhiên liệu.

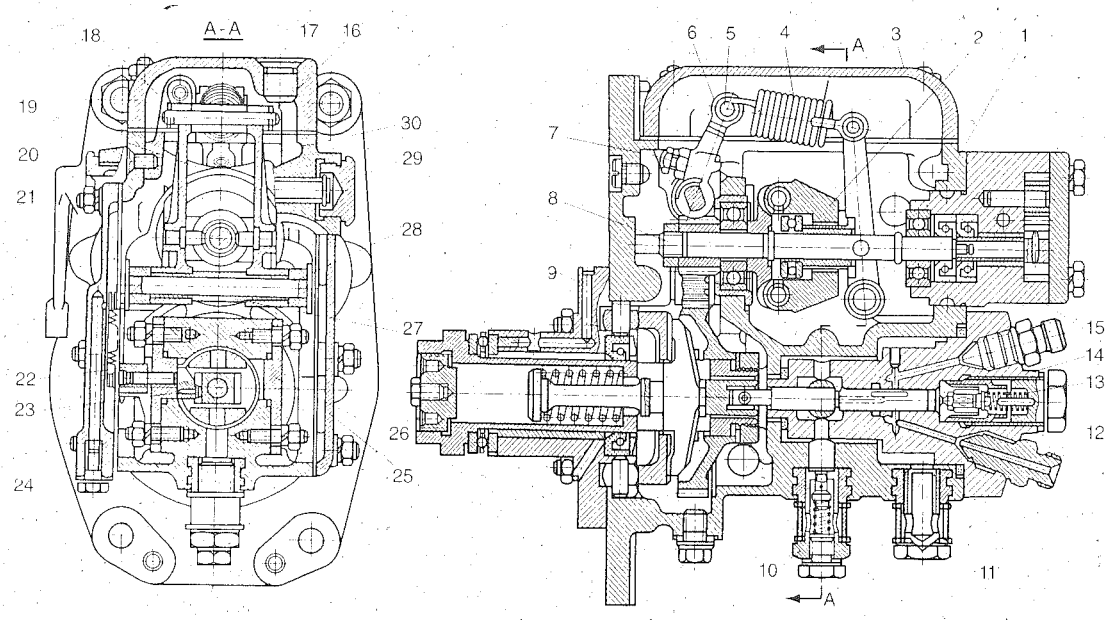
– Hành trình toàn bộ của pittông cũng như thời điểm bắt đầu cung cấp nhiên liệu đều không thay đổi. Muốn thay đổi định lượng cấp cho chu trình phải thay đổi thời

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

điểm kết thúc cấp nhiên liệu nhờ bạc xả 9 (hình 10.13) (bạc định lượng) được dẫn động từ bộ điều tốc.

2) Sự khác biệt giữa hai loại bơm

– Chuyển động xoay của pittông, làm chức năng phân phối nhiên liệu cao áp vào các xilanh. Trên hình 10.14 chuyển động trên là do trục cam trực tiếp dẫn động, vì vậy tốc độ trục cam và tốc độ xoay pittông bằng nhau. Trên hình 10.13 chuyển động trên được truyền từ trục cam qua hệ thống bánh răng tới ống xoay 5. Vì vậy tốc độ quay của trục cam và của pittông có thể bằng hoặc không bằng nhau, với điều kiện ràng buộc : mỗi chu trình hoạt động của động cơ, pittông bơm cao áp phải xoay một vòng để phân phối nhiên liệu cao áp tới khắp các vòi phun trong khi đó tốc độ quay của trục cam có thể bằng, gấp đôi hoặc gấp ba... so với tốc độ xoay của pittông bơm, số vấu cam lúc ấy sẽ bằng $\frac{1}{2}$ hoặc $\frac{1}{3}$ lần... tương ứng so với số xilanh của động cơ.

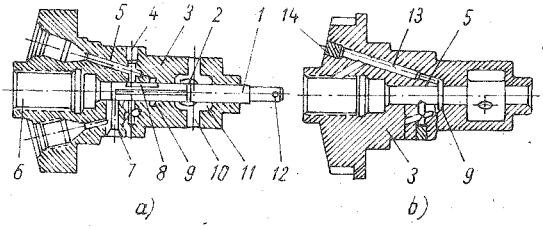


Hình 10.14. Bơm phân phối (đường tâm pittông trùng với đường tâm trục cam)
1 – thân bơm ; 2 – quả văng ; 3 – nắp ; 4 – lò xo điều tốc ; 5 – chốt tay đòn ;
6 – tay đòn ; 7 – bulông điều chỉnh ; 8 – trục bộ điều tốc ; 9 – mặt bích ; 10 – van tràn ;
11 – đầu nối ống nạp ; 12 – đầu nối ống cao áp ; 13 – van cao áp ; 14 – đầu bơm ;
15 – bơm chuyển nhiên liệu ; 16 – chốt lò xo ; 17 – nút ; 18 – bộ hiệu chỉnh ;
19 – tay đòn bên trái bộ điều tốc ; 20 – tay điều khiển ; 21 – thân bộ bao kín ;
22 – đầu điều khiển con trượt ; 23 – con trượt ; 24 – nắp trước ; 25 – nắp sau ;
26 – nắp sườn ; 27 – ống lót ; 28 – trục tay đòn ;
29 – nút ; 30 – tay đòn bên phải bộ điều tốc.

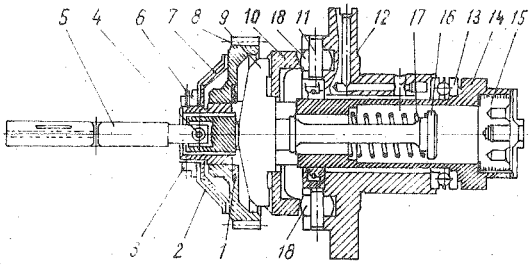
– Số van cao áp. Trường hợp hình 10.14 chỉ dùng một van cao áp duy nhất, đường tâm van trùng với đường tâm pittông. Trường hợp 10.13 mỗi xilanh động cơ (hoặc mỗi vòi phun) có một van cao áp riêng, đặt ở đầu nối với đường cao áp của mỗi vòi phun.

Hình 10.15 giới thiệu phần đầu của bơm phân phối (gồm pittông và xilanh của bơm phân phối trong hình 10.14). Hình 10.16 giới thiệu phần truyền động của bơm phân phối.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 10.15. Dầu bơm phân phối
a) Dầu bơm lắp với pittông ; b) Dầu bơm
1 – pittông ; 2 – bạc định hướng ;
3 – đầu bơm ; 4, 14 – nút ; 5 – ống cao áp ;
6 – không gian cao áp ; 7 – đường hút ;
8 – lỗ phân phối ; 9 – rãnh ; 10 – đường dẫn ;
11 – không gian xả ; 12 – lỗ nối ; 13 – đường nối.



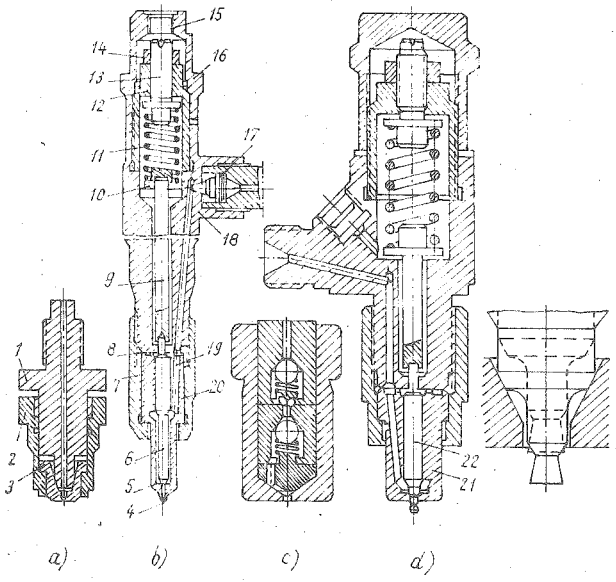
Hình 10.16. Dẫn động bơm phân phối
1 – đĩa bánh răng ; 2, 7 – lò xo ép chặt ;
3 – ốc ; 4 – chốt ; 5 – pittông ; 6 – vòng hãm ;
8 – bánh răng ; 9 – vấu tỳ ; 10 – vành cam ;
11 – trục con lăn ; 12 – mặt bích ; 13 – ổ bi ;
14 – trục bơm ; 15 – nắp trục ; 16 – đũa đẩy ;
17 – lò xo ; 18 – con lăn.

10.3. VÒI PHUN

Vòi phun thường được lắp trên nắp xilanh, dùng để phun tơi nhiên liệu vào buồng cháy động cơ. Vòi phun dùng trên động cơ điêden được chia thành hai loại : vòi phun hở và vòi phun kín.

10.3.1. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN TẮC HOẠT ĐỘNG

1. Vòi phun hở là một miệng phun, có một hoặc vài ba lỗ phun, lắp ở đầu đường nhiên liệu cao áp. Số lượng, đường kính, vị trí và phương hướng của các lỗ phun phải phù hợp với dạng buồng cháy và tình hình lưu động của môi chất trong buồng cháy để nhiên liệu phun vào được phân bố đều trong không gian này. Vòi phun hở (hình 10.17a) gồm : thân 1, miệng phun 3 và êcu tròng 2. Do không có van ngăn dòng chảy ngược nên quá trình cấp nhiên liệu dễ bị nhiễu. Do dao động áp suất trên đường nhiên liệu cao áp giữa hai lần phun liên tiếp, một phần nhiên liệu có thể bị chèn khỏi vòi phun và nhường chỗ cho khí nóng từ xilanh đi vào ; thời gian đầu và cuối mỗi lần phun, áp suất nhiên liệu thường thấp nên khó phun tơi, sau khi phun nhiên liệu thường vẫn tiếp tục rỉ ra gây kết cốc miệng lỗ phun. Những nhược điểm



Hình 10.17. Các dạng vòi phun
a) Hở ; b) Kín tiêu chuẩn ; c) Kín có van ;
d) Có chốt trên đầu kim ;
1 – thân ; 2, 7 – êcu tròng ; 3 – miệng phu ; 4 – lỗ phun ;
5 – đế kim ; 6, 22 – kim ; 8 – chốt ; 9 – đũa đẩy ; 10 – đĩa lò xo ; 11 – lò xo ; 12 cốc ; 13 – vít điều chỉnh ; 14 – êcu hãm ; 15 – đầu nối ; 16 – chụp ; 17 – lưới lọc ; 18 – thân vòi phun ; 19 – đường nhiên liệu ; 20, 21 – thân kim.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

trên gây ảnh hưởng xấu tới chất lượng phun tơi nhiên liệu, làm giảm công suất và hiệu suất động cơ, tạo nhiều muội than ở miệng lỗ phun và trong buồng cháy, vì vậy ngày nay ít dùng.

2. Vòi phun kín được chia thành : vòi phun kín tiêu chuẩn, vòi phun kín có chốt trên mũi kim và vòi phun kín dùng van.

Vòi phun kín tiêu chuẩn (hình 10.17b) có hai mặt tiết lưu : một thay đổi tiết diện tại đế tỳ mặt côn của kim và một không thay đổi tiết diện tại lỗ phun. Phần cấu tạo của vòi phun kín tiêu chuẩn có : thân kim 20 và van kim 6 là cặp chi tiết chính xác được chọn lắp với khe hở phần dẫn hướng khoảng 2 ÷ 3 µm. Mặt côn 5 của kim tỳ lên đế côn của thân dùng để đóng mở đường thông của nhiên liệu từ đường cao áp đến các lỗ phun 4. Với đường kính khoảng 0,34mm, các lỗ phun được phân bố đều xung quanh và tạo góc nghiêng 75^{o} so với đường tâm kim. Êcu tròng 7 bắt chặt thân kim 20 vào thân vòi phun 18 với hai chốt định vị. Hai mặt tiếp xúc của thân kim và thân vòi phun được mài bóng, bao kín cho đường nhiên liệu 8 và 19, cốc 12 với vít điều chỉnh 13 và êcu hãm 14 được vặn chặt vào đầu trên của thân vòi phun. Lò xo 11, qua đĩa 10 và đũa đẩy 9 ép kim 6 tỳ lên đế. Phía trên cốc 12 có chụp bảo vệ 16, trên đó có lỗ ren 15 nối với đường hồi dầu. Vít điều chỉnh 13 và êcu hãm 14 dùng để điều chỉnh áp suất nhiên liệu bắt đầu nâng kim phun và khóa chặt vít ở vị trí điều chỉnh tốt. Miệng vào vòi phun có lưới lọc 17.

– Nguyên tắc hoạt động. Nhiên liệu từ đường cao áp qua lưới lọc 17, đường 19 vào không gian phía trên đế côn của kim phun. Áp suất nhiên liệu tác dụng lên mặt côn của kim tạo ra lực chống lại lực ép của lò xo 11. Khi lực trên thắng lực lò xo, kim phun sẽ được đẩy lên mở đường thông và bắt đầu phun nhiên liệu. Áp suất nhiên liệu, đảm bảo đẩy mở kim phun và bắt đầu phun nhiên liệu được gọi là áp suất nâng kim phun (hoặc áp suất bắt đầu phun), với vòi phun kín tiêu chuẩn áp suất trên vào khoảng 15 ÷ 25 MPa. Trong quá trình phun áp suất nhiên liệu có thể đạt tới 100 MPa. Độ nâng kim được hạn chế bằng khe hở giữa mặt trên của kim và mặt dưới của thân vòi phun khi kim đóng kín, vào khoảng 0,3 ÷ 0,5mm. Nếu lớn quá dễ gây hỏng đế van (do va đập). Vòi phun kín tiêu chuẩn được sử dụng rộng rãi trên các loại động cơ điêden buồng cháy thống nhất.

– Vòi phun kín có chốt trên mũi kim (hình 10.17d). Thân kim phun 21 có một lỗ phun lớn đường kính từ 0,8 ÷ 2mm. Mũi kim có một chốt dài nhô ra ngoài lỗ khoảng 0,4 ÷ 0,5mm. Ở trạng thái mở, lỗ phun và chốt của kim tạo nên một khe hở hình vành khuyên rộng khoảng 0,1 ÷ 0,2mm. Tia nhiên liệu qua lỗ phun này có dạng côn rỗng, mà đỉnh côn đặt tại miệng ra của lỗ phun. Góc côn của tia nhiên liệu phụ thuộc góc côn của đầu chốt kim phun và độ nâng của kim. Góc côn của chốt biến động trong một phạm vi rộng (từ -10^{o} đến $50 \div 60^{o}$). Tương tự vòi phun kín tiêu chuẩn, độ nâng của kim được giới hạn từ 0,3 ÷ 0,5mm. Vòi phun kín có chốt trên mũi kim được sử dụng rộng rãi trên các động cơ điêden có buồng cháy ngăn cách (buồng cháy dự bị và buồng cháy xoáy lốc). Do dòng nhiên liệu qua lỗ phun có mức chảy rối lớn nên nhiên liệu được xé tơi tốt với áp suất phun không lớn (áp suất nâng kim phun khoảng 8 ÷ 13 MPa), trên thực tế miệng lỗ phun không có hiện tượng kết cốc nên không cần đặt lọc ở miệng vào của vòi phun.

– Vòi phun kín dùng van (hình 10.17c). Tượng tự như vòi phun kín tiêu chuẩn, có hai mặt tiết lưu : một mặt không đổi tiết diện tại lỗ phun và một mặt thay đổi tiết diện tại đế van. Điểm khác cơ bản so với vòi phun kín tiêu chuẩn là van mở cùng chiều so với dòng nhiên liệu, nhờ đó có thể dùng lò xo yếu ; vì áp suất môi chất từ phía buồng cháy động cơ cũng có tác dụng ép van tỳ lên đế van. Miệng vòi phun kín dùng van có thể có một hoặc vài ba lỗ phun. Đặc điểm cơ bản của loại này là : kích thước nhỏ, cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

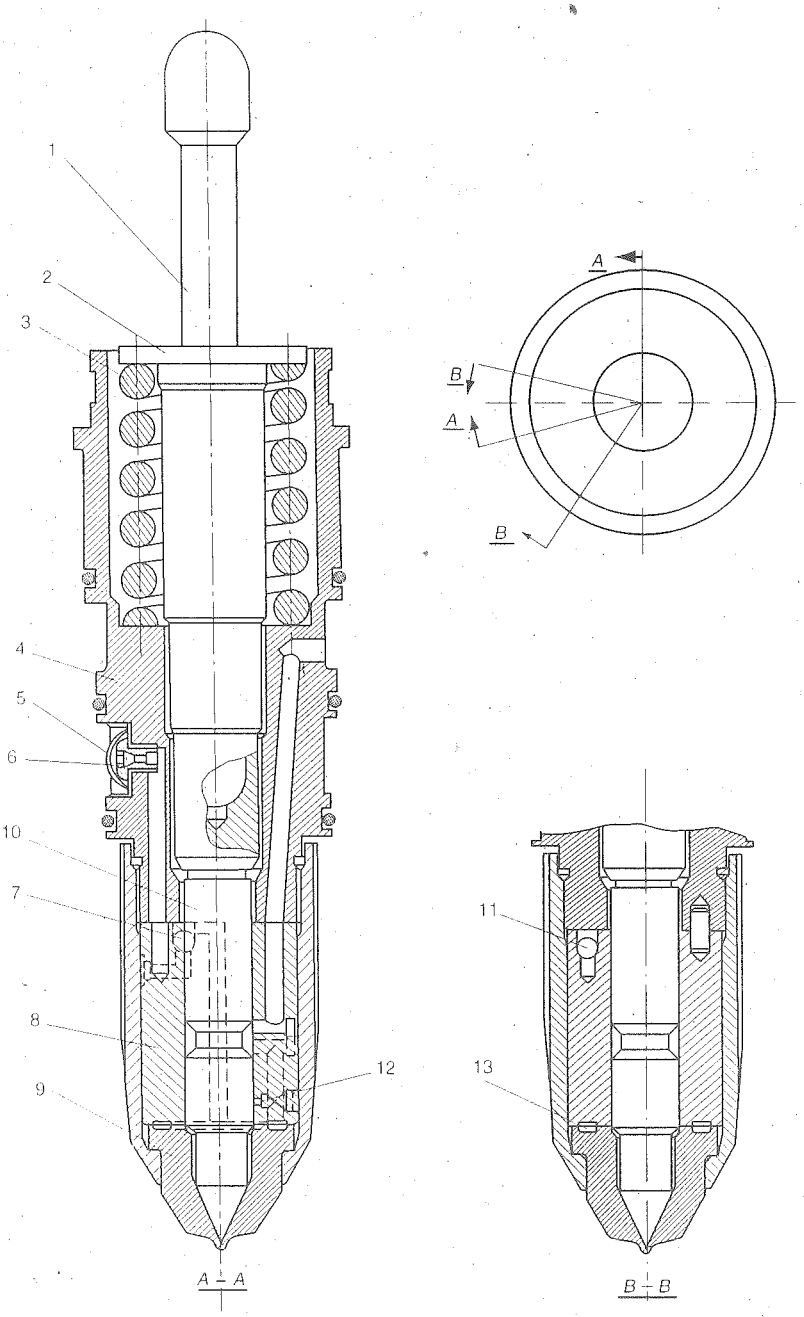
Miệng vòi phun tiếp xúc với khí nóng trong buồng cháy có thể bị nung nóng làm biến dạng van và kim, làm giảm khe hở giữa kim và thân kim phun, gây kẹt kim phun rò nhiên liệu qua đế van, phá hỏng điều kiện hoạt động bình thường của vòi phun. Để tránh tình trạng trên, người ta đã đặt phần dẫn hướng của kim cách xa miệng vòi phun (khu nhiệt độ cao) đồng thời dùng số nhiên liệu chuẩn bị phun vào xilanh làm mát kim. Nhờ đó chẳng những tránh được hiện tượng kẹt kim mà còn giúp nhiên liệu được xé tơi tốt hơn, nhờ nhiên liệu nóng hơn nên đã giảm độ nhớt.

10.4. BƠM CAO ÁP - VÒI PHUN P.T CỦA HÃNG CUMINS

Hệ thống nhiên liệu của hãng Cumins gồm hai phần : bơm cao áp - vòi phun P.T và bơm chuyển nhiên liệu cùng bộ điều khiển áp suất p của nhiên liệu cấp cho bơm - vòi phun P.T.

10.4.1. BỘ BƠM CAO ÁP - VÒI PHUN P.T (hình 10.18)

+ Đặc điểm cấu tạo : kim 10 làm chức năng của pittông bơm cao áp, đồng thời làm chức năng van trượt đóng mở lỗ định lượng (jiclơ) 12, lỗ phun nhiên liệu và lỗ nối với đường hồi dầu. Xilanh 8 có các đường nạp, đường hồi dầu, lỗ định lượng và các lỗ nối đường nạp với đường hồi dầu. Cốc phun 9 có các lỗ phun và mặt tỳ hình côn của kim 10. Trên mặt tiếp xúc giữa xilanh 8 và cốc phun 9 có rãnh nhiên liệu 13, nối thông đường nhiên liệu phía sau van một chiều 11 với lỗ định lượng 12. Êcu tròng 7 ép chặt cốc phun 9, xilanh 8 vào thân bơm 4. Lò xo 3 thông qua đĩa 2 đẩy pittông 10 đi lên, còn đũa đẩy 1 nhờ vấu cam và hệ tay đòn đẩy pittông đi xuống.

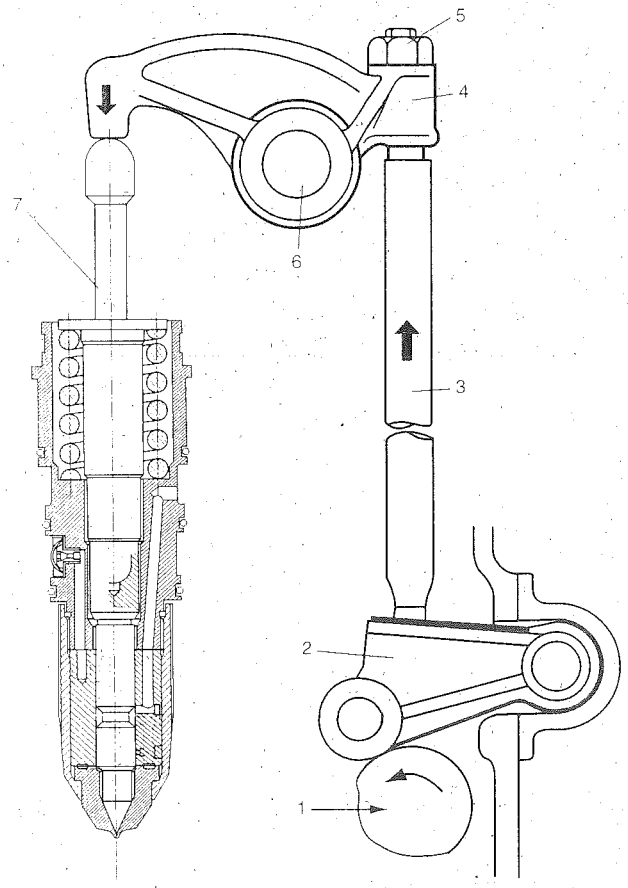


Hình 10.18. Bơm cao áp vòi phun P-T
1 - Cán pittông ; 2 - đĩa lò xo ; 3 - lò xo ; 4 - thân bơm ; 5 - lưới lọc ; 6 - lỗ đưa dầu vào ; 7 - êcu tròng ; 8 - xilanh ; 9 - đầu vòi phun ; 10 - pittông ; 11 - van bi ; 12 - lỗ định lượng ; 13 - rãnh nhiên liệu.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Khi kết thúc cấp nhiên liệu vào xilanh động cơ, pittông 10' đóng kín lỗ định lượng, đồng thời mở thông đường dầu hồi. Hình 10.19 giới thiệu hệ thống dẫn động kim 10.

+ Nguyên tắc hoạt động : hành trình đi lên của kim (nhờ lò xo 3), hút một lượng khí nóng từ buồng cháy qua lỗ phun vào cốc. Lúc mở lỗ định lượng 12 cũng là lúc đóng kín đường hồi dầu, từ lúc đó nhiên liệu được qua lỗ định lượng nạp vào cốc, hỗn hợp với khí nóng trong cốc. Hành trình đi xuống của kim (nhờ vấu cam), lúc kim che kín lỗ định lượng bắt đầu bơm, cũng là lúc mở thông đường hồi dầu, từ lúc đó nhiên liệu và khí nóng trong cốc bị nén và được phun qua lỗ phun vào xilanh động cơ dưới dạng nhũ tương (bọt nhiên liệu). Do độ dốc mặt cam tăng liên tục khi phun nên càng về cuối tốc độ phun càng lớn làm cho bọt xăng được xé rất tơi và được hòa trộn đều với không khí trong buồng cháy, lúc đũa đẩy 3 ở vị trí cao nhất thì mũi kim vừa tỳ sát lên mặt côn của cốc, kết thúc phun. Sau điểm cao nhất mặt cam được hạ thấp chút ít để giảm tải trọng tiếp xúc giữa kim và cốc. Do số lượng nhiên liệu được nén (trong cốc phun) rất ít nên áp suất nhiên liệu dao động rất ít.



Hình 10.19. Hệ thống dẫn động bơm - vòi phun P-T;
1 - cam ; 2 - cần lắc ; 3 - đũa đẩy ; 4 - vít điều chỉnh ;
5 - êcu công ; 6 - trục đòn bẩy.

Về thực chất trong bơm - vòi phun P.T, đã dùng bơm cao áp không thay đổi hành trình pittông và vòi phun hở với van một chiều 11, ngăn không cho nhiên liệu và khí nóng quay về đường nạp.

+ Định lượng nhiên liệu cung cấp cho chu trình được thực hiện nhờ thay đổi áp suất p của nhiên liệu phía trước lỗ và thời gian T(s) mở lỗ định lượng. Thời gian T tỷ lệ nghịch với tốc độ n (vòng/phút) của động cơ, còn áp suất p được điều khiển nhờ bơm chuyển nhiên liệu và các bộ điều chỉnh.

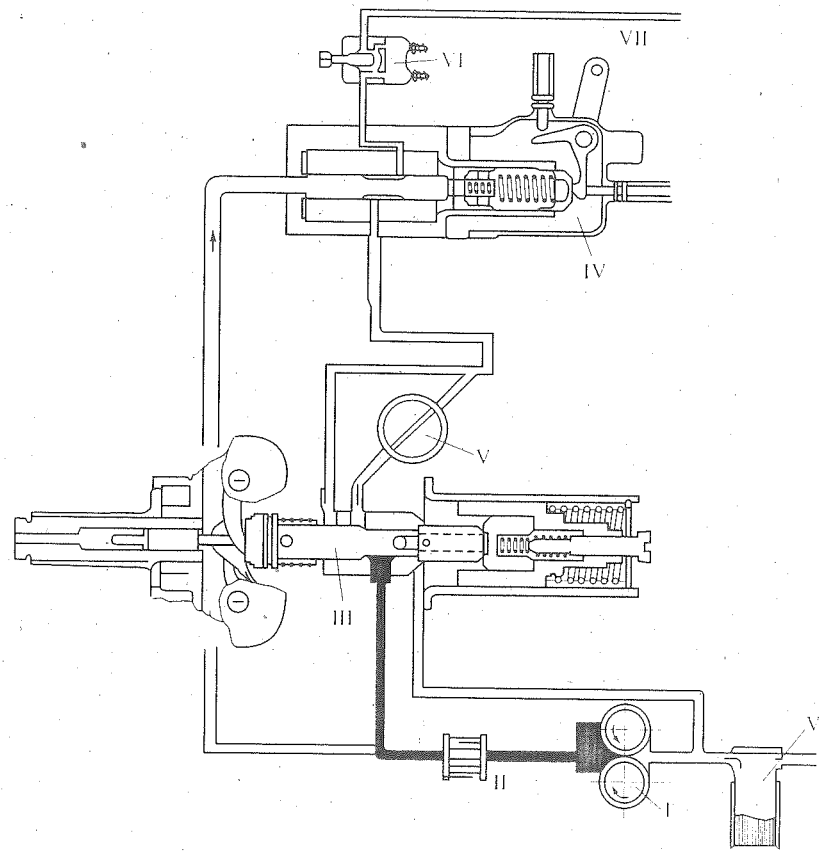
10.4.2. BƠM CHUYỂN NHIÊN LIỆU VÀ CÁC BỘ ĐIỀU CHỈNH (hình 10.20)

Bơm bánh răng I chuyển nhiên liệu từ thùng chứa, qua lọc II vào bộ điều chỉnh áp suất kiểu cơ khí III, sau đó nhiên liệu đi vào bộ điều chỉnh áp suất thủy lực IV qua van điện từ VI tới bơm - vòi phun P.T. Van tiết lưu V có tiết diện không đổi khi lắp trên máy ủi, máy xúc hoặc máy cày ; nếu lắp trên thiết bị vận tải, thường dùng tay để thay đổi tiết diện tiết lưu của van, qua đó cũng làm thay đổi áp suất p

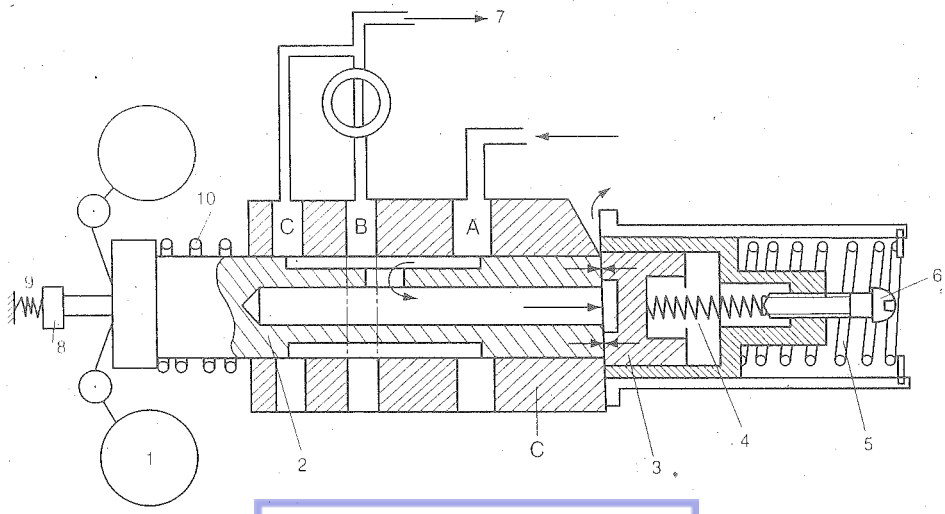
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

của nhiên liệu phía trước lỗ định lượng. Van điện từ VI dùng để cắt nhiên liệu khi có sự cố, ngắt điện vào van sẽ cắt nhiên liệu.

+ Hoạt động của bộ điều chỉnh áp suất kiểu cơ khí (hình 10.21) như sau : Nhiên liệu từ bơm bánh răng tới cửa A, vào lỗ tâm của van trượt 2, tạo lực đẩy lên đầu bên trái cốc 3, cân bằng với lực lò xo chạy chậm 4 và lò xo hạn chế tốc độ cực đại 5. Lực ly tâm của quả văng 1 đẩy van trượt 2 sang phải tỳ vào cốc 3. Nếu p tạo lực đẩy cốc 3 lớn hơn lực đẩy dọc trục do lực ly tâm của quả văng tạo ra thì cốc 3 tách rời van trượt, tạo nên khe hở thoát nhiên liệu. Do lực ly tâm của quả văng tỷ lệ thuận với n^2, nên cơ cấu trên làm cho p cũng tỷ lệ thuận với n^2 (hình 10.22a). Trên thiết bị còn có lò xo mômen chạy cầm chừng 9 và lò xo mômen chạy nhanh 10 nhằm giảm bớt p khi chạy nhanh và tăng thêm p khi chạy chậm, qua đó cải thiện thêm



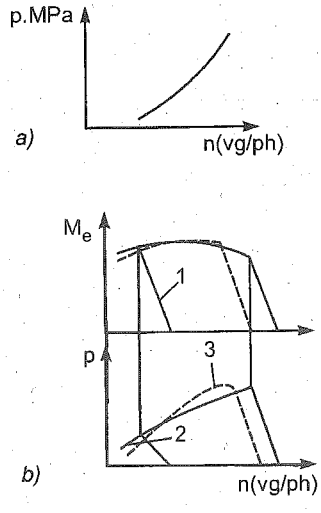
Hình 10.20. Bơm chuyển nhiên liệu và các bộ điều chỉnh
I – bơm chuyển nhiên liệu ; II – bình lọc ;
III – bộ điều chỉnh áp suất kiểu cơ khí ;
IV – bộ điều chỉnh áp suất kiểu thủy lực ;
V – van tiết lưu ; VI – van điện từ ;
VII – đường nhiên liệu đến bơm P–T.



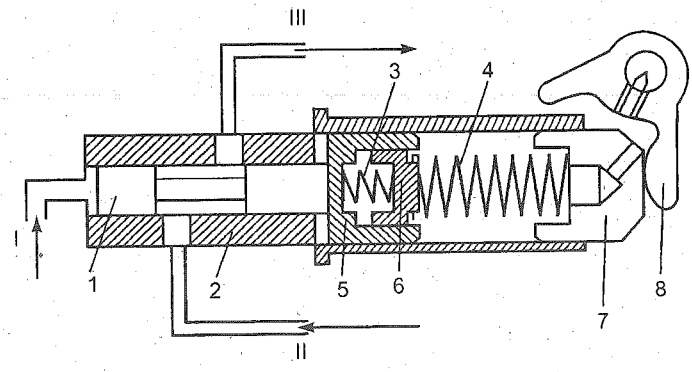
Hình 10.21. Bộ điều chỉnh áp suất kiểu cơ khí
1 – quả văng ; 2 – van trượt ; 3 – cốc ; 4 – lò xo thấp tốc (không tải) ; 5 – lò xo tốc độ giới hạn ; 6 – vít điều chỉnh ; 7 – đường đến bơm P–T; 8 – đĩa tỳ lò xo ; 9 – lò xo hiệu chỉnh thấp tốc ; 10 – lò xo hiệu chỉnh cao tốc.

THƯ VIỆN HUE
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

đặc tính động cơ (hình 10.22b). Lò xo 10 tỳ lên vai van trượt 2, có tác dụng giảm bớt phần lực ly tâm của quả văng đẩy van trượt nhờ đó giảm bớt áp suất nhiên liệu p ở tốc độ lớn. Lò xo 9 đẩy van trượt chuyển động cùng chiều tác dụng lực ly tâm của quả văng, nhờ đó sẽ làm tăng p chạy chậm. Chuyển động của cốc 5 có tác dụng mở to hoặc đóng nhỏ đường thoát nhiên liệu nhờ đó mà làm thay đổi áp suất nhiên liệu p phía trước lỗ định lượng. Thay đổi độ mở của van tiết lưu trên đường qua lỗ B cũng có thể làm thay đổi lượng nhiên liệu đi đến bộ điều khiển kiểu thủy lực và đến bơm - vòi phun pT.



Hình 10.22. Mối quan hệ giữa p, M_e với n
a) p tỷ lệ thuận với n^2 ;
b) $M_e = f(n)$, $p = g(n)$
1 - khi chạy chậm ;
2 - không có lò xo mô men thấp tốc ; 3 - không có lò xo mô men cao tốc.



Hình 10.23. Bộ điều chỉnh p kiểu thủy lực
1 - van trượt ;
2 - thân van trượt ;
3 - lò xo thấp tốc ;
4 - lò xo cao tốc ;
5 - cốc ;
6 - cốc tỳ của các lò xo 3 và 4 ;
7 - cốc tỳ phía trên của lò xo 4 ;
8 - càng điều khiển ;
I - đường nhiên liệu tới từ bơm bánh răng ;
II - đường nhiên liệu đi tới từ bộ điều chỉnh khí ;
III - đường nhiên liệu tới bơm p-T.

+ Hoạt động của bộ điều khiển áp suất kiểu thủy lực (hình 10.23) gồm có : van trượt 1, thân van 2, lò xo không tải 3, lò xo điều tốc 4, cốc tỳ 5, 6, 7 của các lò xo, càng điều khiển 8.

Đầu trái của van trượt chịu lực đẩy của áp suất nhiên liệu, phía sau bơm bánh răng, còn đầu phải là lực của các lò xo điều tốc. Ở chế độ đã chọn nếu tốc độ tăng lên, lực đẩy từ phía trái van trượt sẽ thắng lực của các lò xo điều tốc, nên đẩy van trượt qua phải đóng bớt cửa thông của đường II làm giảm áp suất p của nhiên liệu vào đường III và tới lỗ định lượng, qua đó giảm bớt lượng nhiên liệu cấp cho chu trình, giữ ổn định tốc độ đã chọn. Nếu tốc độ giảm diễn biến sẽ ngược lại.

Điều khiển tay gạt 8 sẽ làm thay đổi chế độ tốc độ của động cơ.

10.5. ĐẶC TÍNH VÒI PHUN

Đặc tính vòi phun là hàm số thể hiện mối quan hệ giữa chênh áp trước và sau lỗ phun với lưu lượng nhiên liệu qua lỗ.

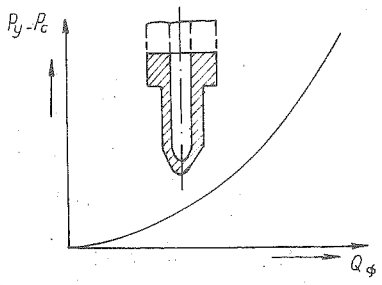
Đơn giản nhất là vòi phun hở, tiết diện lưu thông của lỗ phun luôn luôn là hằng số. Nhờ phương trình Bernoulli, đặc tính vòi phun hở có dạng :

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$p_y - p_c = \frac{Q_\phi^2 \rho_{nl}}{2(\mu_c f_c)^2} \quad ; \qquad (10\text{-}1)$$

trong đó : p_y – áp suất nhiên liệu phía trước lỗ phun (Pa) ;
p_c – áp suất môi chất trong buồng cháy (Pa) ;
Q_ϕ – lưu lượng nhiên liệu qua lỗ phun (m^3/s) ;
ρ_{nl} – khối lượng riêng của nhiên liệu (kg/m^3).

Hình 10.24 giới thiệu hàm (10-1). Động cơ ôtô máy kéo hoạt động trong một phạm vi tốc độ rất rộng từ 500 ÷ 600 vòng/phút ở chế độ không tải đến 3500 ÷ 4000 vòng/phút ở chế độ toàn tải. Trong phạm vi thay đổi đó chênh áp kể trên sẽ thay đổi khoảng 40 đến 70 lần. Như vậy, kể cả trường hợp có áp suất phun rất lớn ở tốc độ cực đại ($p_y - p_c \approx 150$ MPa) vẫn không tránh khỏi trường hợp chênh áp rất thấp ($p_y - p_c \approx 3 \div 6$ MPa) khi chạy chậm không tải làm cho nhiên liệu không thể xé tơi tốt nếu không có thêm giải pháp đặc biệt. Ngoài ra vòi phun hở thường xuyên có hiện tượng nhỏ giọt sau khi kết thúc phun (do dao động áp suất trên đường nhiên liệu cao áp và trong xilanh) tại thời điểm mà áp suất dư trên đường cao áp lớn hơn áp suất trong xilanh. Hiện tượng trên sẽ làm các giọt nhiên liệu bay hơi chậm, khó cháy kiệt, dễ tạo muội kết keo gây tắc lỗ phun làm giảm công suất và hiệu suất động cơ.



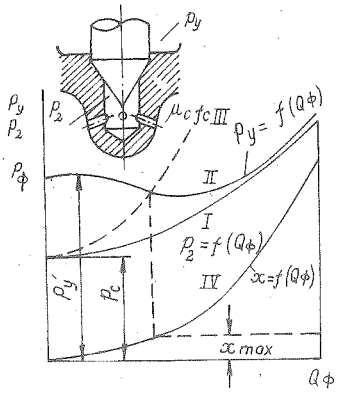
Hình 10.24. Đặc tính vòi phun hở.

Các loại vòi phun kín có thể tránh được hiện tượng trên.

Vòi phun kín tiêu chuẩn (hình 10.25) có kim tỳ lên đế van, gây ngăn cách giữa không gian phía trước và phía sau mặt tỳ của kim phun. Hiệu số giữa áp suất p_2 ở sau mặt tỳ của kim phun và áp suất p_z trong buồng cháy là :

$$p_2 - p_z = \frac{Q_\phi^2 \rho_{nl}}{2(\mu_c f_c)^2} \quad ; \qquad (10\text{-}2)$$

Hàm $p_2 = f(Q_\phi)$, thể hiện qua đường I (hình 10.25) giống đặc tính vòi phun hở.



Hình 10.25. Đặc tính vòi phun kín tiêu chuẩn.

Biến thiên áp suất p_y trong không gian phía trước đế tỳ được xác định nhờ hai biểu thức (10-3) và (10-4) sau :

– Phương trình cân bằng lực tác dụng trên kim phun :

$$A + B.x = p_2 \frac{\pi d_1^2}{4} + p_y \frac{\pi (d_o^2 - d_1^2)}{4} \quad ; \qquad (10\text{-}3)$$

trong đó : A – lực ép ban đầu của lò xo ép kim phun (N) ;
B – độ cứng của lò xo (N/m) ;
x – hành trình nâng kim (m) ;
d_1, d_o – đường kính trung bình mặt tỳ mũi kim và đường kính phần dẫn hướng của kim (m).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- Phương trình Bernoulli của dòng nhiên liệu đi qua đế tỳ của kim cho ta biểu thức sau :

$$p_y - p_2 = \frac{Q_\phi^2 \rho_{nl}}{2(\mu_1 f_1)^2}; \qquad (10\text{-}4)$$

trong đó : μ_1, f_1 - hệ số lưu lượng và diện tích lưu thông qua đế tỳ của kim

$$f_1 = x.\pi d_1 \sin\alpha \qquad (10\text{-}5)$$

trong đó : 2α - góc côn của mũi kim

Hàm $p_y = f(Q_\phi)$ thể hiện qua đường II (hình 10.25), càng tăng Q_ϕ thì đường II càng sát với đường I, nếu độ nâng kim x không bị hạn chế. Tiết diện lưu thông tương đối nhỏ tại đế kim phun f_1 gây tiết lưu và làm tăng chuyển động rối của nhiên liệu tại đây, cải thiện chất lượng phun tơi, nên có thể giảm bớt áp suất phun (không vượt quá 40 MPa khi động cơ chạy toàn tải ở tốc độ lớn nhất). Ở chế độ không tải, chạy chậm vòi phun kín tiêu chuẩn vẫn cho chất lượng phun tốt. Nhờ có kim phun ngăn cách hai không gian trước và sau đế tỳ của kim, nên khi kết thúc phun đã tránh được hiện tượng nhỏ giọt.

Áp suất nâng kim phun vào khoảng 15 ÷ 60 MPa. Hành trình nâng kim khoảng 0,3 ÷ 0,5mm để tránh hư hỏng đế tỳ do va đập. Thông thường $\frac{f_1}{f_c} \geq 1,5 \div 2,0$ để tránh gây cản của tiết diện lưu thông tại đó.

Đường IV là hàm $x = f(Q_\phi)$. Áp suất nâng kim p_ϕ tác dụng lên diện tích hình vành khuyên f_v [$f_v = \frac{\pi}{4}(d_o^2 - d_k^2)$ - trong đó d_k - đường kính lớn của mặt tỳ hình côn của kim]. Khi kim đã mở, áp suất nhiên liệu trong vòi phun tác dụng lên toàn bộ diện tích ngang f_o phần dẫn hướng của kim $\left\{f_o = \frac{\pi d_o^2}{4}\right\}$. Nếu p'_ϕ là áp suất bắt đầu đóng kim, thì quan hệ giữa p'_ϕ và p_ϕ như sau :

$$p'_\phi . f_o \approx p_\phi f_v \qquad (10\text{-}6)$$

từ đó :

$$p'_\phi \approx p_\phi . \frac{f_v}{f_o} \approx p_o . \delta \qquad (10\text{-}7)$$

trong đó : $\delta = \frac{f_v}{f_o}$

Cuối quá trình phun áp suất trong vòi phun còn tương đối lớn, muốn cho kim phun được đóng nhanh cần chọn $\delta \geq 0,75$ và chọn độ cứng lò xo trong phạm vi 150 ÷ 300 N/mm.

Đường III (hình 10.25) là hàm $p_y = f(Q_\phi)$ khi $x = x_{max}$ (hành trình nâng kim bị hạn chế).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

10.6. PHUN NHIÊN LIỆU TRONG ĐỘNG CƠ ĐIÊDEN

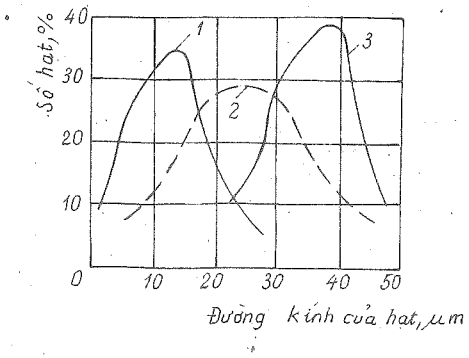
Hình thành hòa khí trong động cơ điêden dùng buồng cháy thống nhất có đòi hỏi cao đối với chất lượng phun, tức là nhiên liệu phải được phun rất nhỏ, đều và được phân bố khắp không gian buồng cháy, chỉ có thế mới đảm bảo cho nhiên liệu được sấy nóng, bay hơi nhanh và hòa trộn đều với không khí trong đó để tạo ra hòa khí.

Phun và xé tơi được thực hiện khi tia nhiên liệu đi qua các lỗ phun nhỏ (đường kính khoảng 0,3 ÷ 0,35mm) với tốc độ lớn.

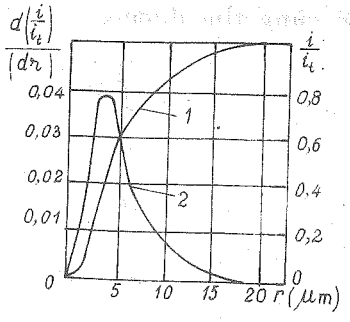
Do quá trình diễn biến rất phức tạp, nên việc nghiên cứu lý thuyết để xác định các thông số của tia phun gặp rất nhiều khó khăn trở ngại, vì vậy người ta phải dùng phương pháp thực nghiệm để nghiên cứu các hệ thống phun thực tế.

Nghiên cứu thực nghiệm được làm trong buồng kín với áp suất khác nhau của môi trường phun, dùng thiết bị chụp ảnh nhanh, nghiên cứu sự phát triển của tia nhiên liệu. Cho tia nhiên liệu phun lên mặt kính, đặt vuông góc với tia phun và cách lỗ phun những khoảng cách khác nhau, trên mặt kính phủ một lớp gòlixêrin hoặc nước thủy tinh mỏng chụp ảnh các vết hằn của các hạt nhiên liệu trên mặt phẳng ấy, đếm số hạt, đo đường kính từng hạt và xây dựng đặc tính phun nhiên liệu cho từng trường hợp.

Đặc tính phun nhiên liệu (hình 10.26) thể hiện cả hai mặt của chất lượng phun : nhỏ và đều. Đường 1 – thể hiện vừa nhỏ vừa đều ; đường 2 – không nhỏ và không đều ; đường 3 – không nhỏ nhưng đều. Như vậy hai nhánh lên và xuống của đặc tính càng dốc thì độ phun đều càng tốt, còn đỉnh đường đặc tính càng sát trục tung thì độ phun nhỏ càng tốt.



Hình 10.26. Các đường đặc tính phun nhiên liệu.



Hình 10.27. Các đường đặc tính phun nhiên liệu
1 – đường tổng số tương đối ;
2 – đường tần suất tương đối.

Người ta còn xây dựng đặc tính phun theo đồ thị hình 10.27, trục hoành đặt bán kính hạt, trục tung đặt tỷ số tương đối $\frac{i}{i_t}$ (i – số hạt trong tia có bán kính từ 0 đến r tương ứng trên trục hoành ; i_t là tổng số tất cả các hạt trong tia). Đường $\frac{i}{i_t} = f(r)$ là đường tổng số tương đối. Lấy đạo hàm $\frac{d\left(\frac{i}{i_t}\right)}{dr} = f'(r)$ – sẽ được đường

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tần suất tương đối. Điểm cực đại của f'(r) càng sát trục tung thì chất lượng phun càng nhỏ, còn hiệu giữa bán kính hạt lớn nhất và bán kính hạt nhỏ nhất trong tia càng nhỏ thì chất lượng phun càng đều.

Khi xác định bán kính trung bình của các hạt trong tia cần đảm bảo điều kiện sau : tỷ số giữa thể tích V_{tb} và diện tích F_{tb} của hạt nhiên liệu có đường kính trung bình phải bằng tỷ số giữa tổng thể tích V_Σ và tổng diện tích F_Σ của tất cả các hạt nhiên liệu trong tia.

Kích thước trung bình của các hạt tính theo điều kiện trên phản ánh mặt chủ yếu của chất lượng phun, vì tốc độ sấy nóng, bay hơi của nhiên liệu trong buồng cháy phụ thuộc vào diện tích bề mặt hạt của một đơn vị thể tích nhiên liệu.

Nếu n là số hạt có bán kính từ r đến r + dr, sẽ có :

$$n = i_t \cdot f'(r)\, dr$$

Bán kính trung bình của các hạt trong tia r_{tb}, tính theo điều kiện trên sẽ là :

$$r_{tb} = 3\,\frac{V_{tb}}{F_{tb}} = 3\,\frac{V_\Sigma}{F_\Sigma}$$

trong đó : $$V_\Sigma = \sum_{r_1}^{r_2} \frac{4}{3}\pi r^3 n = \frac{4}{3}\pi i_t \int_{r_1}^{r_2} f'(r) \cdot r^3\, dr$$

và $$F_\Sigma = \sum_{r_1}^{r_2} 4\pi r^2 n = 4\pi \cdot i_t \int_{r_1}^{r_2} f'(r) \cdot r^2\, dr$$

trong đó : r_1, r_2 – bán kính của hạt nhỏ nhất và lớn nhất trong tia.

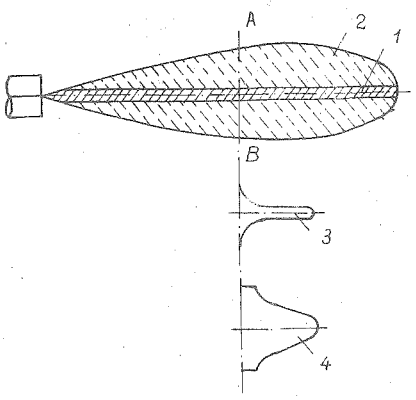
Cuối cùng tìm được :

$$r_{tb} = \frac{\int_{r_1}^{r_2} f'(r) \cdot r^3 \cdot dr}{\int_{r_1}^{r_2} f'(r) \cdot r^2 \cdot dr}$$

Các tích phân trong biểu thức trên được xác định theo tích phân đồ thị, dựa vào đặc tính phun (hình 10.27).

Chất lượng phun (nhỏ và đều) của nhiên liệu phụ thuộc vào các yếu tố sau : kích thước lỗ phun, tốc độ trục cam, độ nhớt và lực căng mặt ngoài của nhiên liệu. Tăng áp suất phun sẽ làm tăng độ phun nhỏ.

Giảm đường kính lỗ phun sẽ làm tăng độ phun nhỏ và phun đều.



Hình 10.28. Sơ đồ cấu tạo của tia nhiên liệu
1 – phần lõi tia ; 2 – phần vỏ tia ; 3 – mật độ hạt ; 4 – phân bố tốc độ.

Tăng tốc độ trục cam bơm cao áp sẽ làm tăng tốc độ pittông của bơm, qua đó làm tăng áp suất phun và tốc độ dòng chảy qua lỗ phun, kết quả sẽ làm tăng độ phun nhỏ và phun đều của tia nhiên liệu.

Sơ đồ cấu tạo của một tia nhiên liệu thể hiện trên hình 10.28.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Sau khi ra khỏi lỗ phun, dòng nhiên liệu được xé nhỏ và tạo thành tia. Vì gặp cản của môi trường phun, nên càng xa lỗ phun tốc độ các hạt nhiên liệu trong tia càng thấp dần.

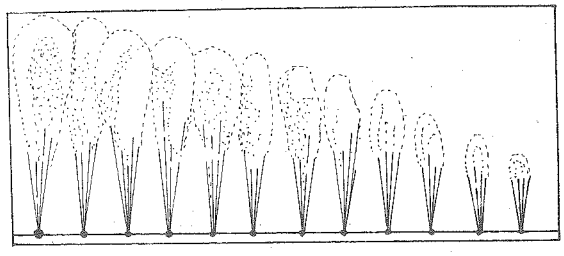
Chuyển động của các hạt nhiên liệu thường tạo lực hút đối với lớp không khí bao quanh hạt đặc biệt là phần lõi tia, vì tại đây tốc độ, kích thước, mật độ hạt đều lớn. Không khí cuốn theo tia nhiên liệu, một mặt làm giảm tốc độ tương đối của hạt so với không khí nhờ đó giảm lực cản của không khí đối với tia, mặt khác còn làm cho không khí trong tia bị dồn ra mặt ngoài.

Phần nhiên liệu phun vào trước thường gặp sức cản lớn của môi trường phun nên tốc độ bị giảm nhanh, số nhiên liệu phun sau đi vào môi trường cùng chiều chuyển động của tia ít gặp cản, nên sẽ đuổi kịp và gạt số nhiên liệu phun trước ra rìa ngoài để trở thành mũi tia. Như vậy tia nhiên liệu được chia thành hai phần với những đặc điểm khác nhau : phần lõi 1 (hình 10.28) mật độ và kích thước hạt lớn và phần vỏ 2 mật độ và kích thước hạt rất nhỏ. Phần lõi gặp cản của môi trường ít, tập trung các hạt có kích thước lớn và tốc độ cao nên động năng khá lớn. Từ lõi đi ra, kích thước, mật độ và tốc độ hạt giảm dần (hình 10.28). Những hạt nhiên liệu nhỏ nhất thường nằm ở khu vực ngoài cùng của tia.

Các kích thước hình học của tia nhiên liệu gồm có : hành trình (độ xuyên thấu) góc côn và chiều rộng của tia nhiên liệu, gây ảnh hưởng lớn tới chất lượng hình thành hòa khí trong buồng cháy của động cơ điêden dùng buồng cháy thống nhất.

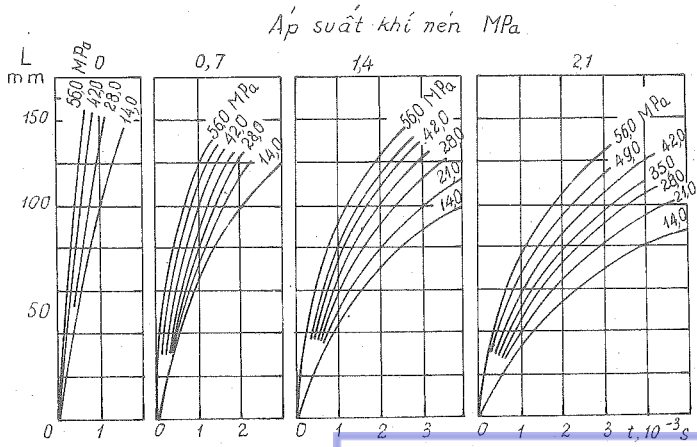
Trong thời kỳ cháy trễ hình dạng kích thước của tia nhiên liệu phải phù hợp với hình dạng buồng cháy.

Quy luật hình thành và phát triển của tia nhiên liệu được nghiên cứu qua thực nghiệm bằng cách phun nhiên liệu vào một buồng khí nén, chứa đầy Nitơ, thành buồng làm bằng vật liệu trong suốt, dùng phương pháp chụp ảnh cao tần với một nguồn sáng mạnh. Có thể thay đổi áp suất trong buồng kín.



Hình 10.29. Quá trình phát triển của tia nhiên liệu (dựa theo các tấm phim ảnh cao tần).

Hình 10.29 giới thiệu quá trình phát triển của tia nhiên liệu. Dựa vào kích thước các tia trên phim ảnh và khoảng thời gian giữa hai ảnh kế nhau, có thể xác định quy luật thay đổi của chiều dài L, tốc độ mũi tia W, chiều rộng tia B theo thời gian hoặc theo góc quay trục khuỷu.



Hình 10.30. Ảnh hưởng của áp suất phun (số ghi trên đường cong) và mật độ của môi trường phun thể hiện bằng áp suất khí nén tới hành trình của tia.

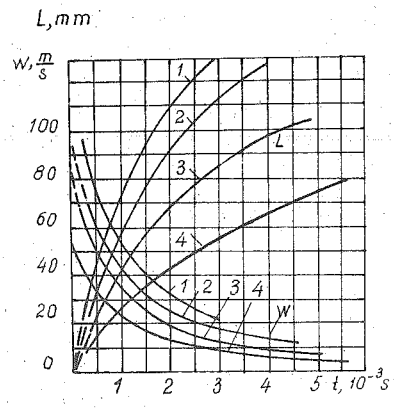
Kết quả thực nghiệm chỉ rõ : tăng áp suất khí nén của môi trường phun sẽ làm W giảm nhanh, làm hành trình L của tia phát triển theo thời gian gần giống với quy luật parabol (hình 10.30, 10.31, 10.32).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

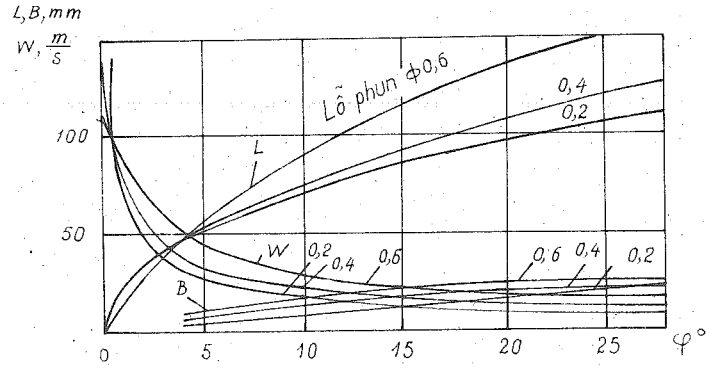
Nếu phun nhiên liệu qua lỗ phun hình trụ thì góc côn γ của tia nhiên liệu vào khoảng 20 ÷ 25°.

Cho thay đổi điều kiện thực nghiệm sẽ có thể nghiên cứu ảnh hưởng của từng nhân tố tới sự phát triển của tia phun.

Tăng áp suất phun p_Φ từ 14 đến 56 MPa sẽ làm tăng hành trình L của tia (hình 10.30), tăng áp suất khí nén của môi trường phun sẽ làm giảm L đồng thời tăng góc côn γ của tia nhiên liệu.



Hình 10.31. Các đường cong tốc độ W, chiều dài L của tia nhiên liệu, ứng với các dạng cam khác nhau
1 – cam dốc nhiều nhất ;
4 – cam dốc ít nhất.



Hình 10.32. Các đường cong tốc độ W, chiều dài L và chiều rộng B của tia khi thay đổi đường kính lỗ phun.

Thay đổi dạng cam của bơm cao áp cũng gây ảnh hưởng lớn tới L và W. Dùng cam dốc sẽ làm tăng L và W (hình 10.31) đường 1 là cam dốc nhiều nhất, đường 4 cam dốc ít nhất.

Tăng tốc độ trục cam n_c sẽ làm giảm thời gian cấp nhiên liệu, làm tăng L và W.

Tăng đường kính lỗ khi giữ không đổi áp suất phun và áp suất khí nén sẽ làm tăng W và L, đồng thời còn làm tăng bán kính trung bình các hạt và tăng mật độ hạt trong lõi tia (hình 10.32). Giảm đường kính lỗ sẽ làm tăng độ phun nhỏ đồng thời làm giảm L và W của tia.

Cấu tạo của vòi phun và các thông số hình học của lỗ phun gây ảnh hưởng lớn tới quy luật phát triển của tia nhiên liệu. Chuyển từ lỗ phun hình trụ nhẵn sang các lỗ phun có vận động rối mạnh của nhiên liệu qua lỗ sẽ làm tăng góc côn và giảm hành trình L của tia nhiên liệu (vòi phun có chốt ở mũi kim).

10.7. BUỒNG CHÁY ĐỘNG CƠ ĐIÊDEN

Buồng cháy động cơ điêden là nơi hòa khí được hình thành và bốc cháy, gây ảnh hưởng lớn tới các chỉ tiêu : công suất, hiệu suất, độ tin cậy của động cơ cũng như ô nhiễm môi trường của khí xả.

10.7.1. PHÂN LOẠI BUỒNG CHÁY ĐỘNG CƠ ĐIÊDEN

Người ta phân loại buồng cháy động cơ điêden theo đặc điểm cấu tạo và theo nguyên tắc hình thành hòa khí.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

1) Phân loại buồng cháy dựa theo đặc điểm cấu tạo

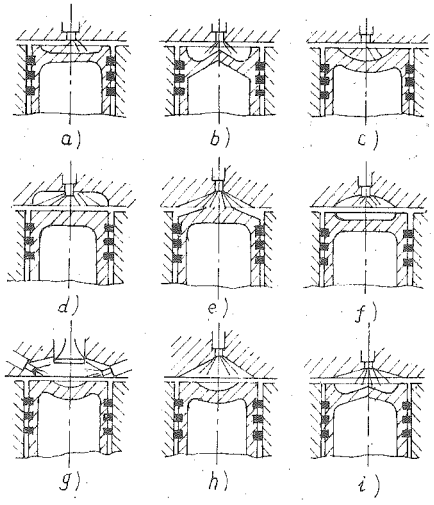
Phun trực tiếp

- Buồng cháy thống nhất : dạng đĩa nông, dạng ω nông...
- Buồng cháy khoét lõm sâu đỉnh pittông : dạng cầu ; dạng ω ; dạng lõm sâu...

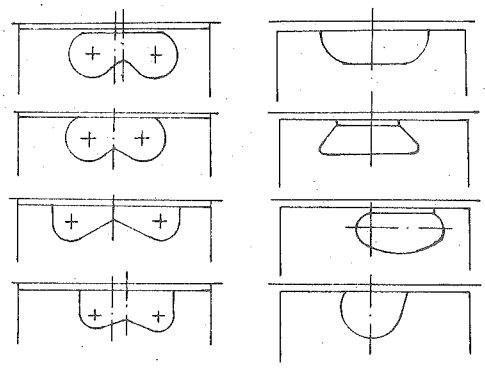
Phun gián tiếp

- Buồng cháy ngăn cách : kiểu xoáy lốc ; kiểu dự bị.

1. Đặc điểm cấu tạo của buồng cháy thống nhất là : khi pittông ở ĐCT giữa đỉnh pittông và nắp xilanh là một không gian thống nhất, không có hoặc chỉ có một ít diện tích chèn khí. Nắp xilanh có thể hơi lõm hoặc phẳng. Đỉnh pittông có thể hơi lõm, phẳng hoặc hơi lồi (hình 10.33). Vòi phun nhiều lỗ trực tiếp phun nhiên liệu vào mọi khu vực của buồng cháy.



Hình 10.33. Các dạng buồng cháy thống nhất.



Hình 10.34. Buồng cháy khoét sâu trên đỉnh pittông.

2. Buồng cháy khoét lõm sâu đỉnh pittông (buồng cháy nửa thống nhất) tương tự như buồng cháy thống nhất, chỉ khác ở chỗ có một diện tích chèn khí khá lớn giữa đỉnh pittông và nắp xilanh, phần khoét lõm đỉnh pittông khá sâu theo dạng cầu, dạng ω, hình thang hoặc bán cầu... (hình 10.34). Nhiên liệu cũng được phun trực tiếp vào buồng cháy, vì vậy cùng với buồng cháy thống nhất chúng được gọi chung là buồng cháy phun trực tiếp.

3. Buồng cháy ngăn cách là loại mà toàn bộ không gian buồng cháy được ngăn thành hai phần rõ rệt : buồng chính và buồng phụ, giữa hai buồng có các đường thông nhỏ. Dựa vào nguyên tắc lưu động của dòng chảy trong buồng phụ hoặc công dụng của buồng phụ mà các buồng cháy ngăn cách được chia thành : buồng xoáy lốc và buồng dự bị.

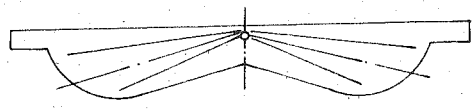
So sánh về mặt cấu tạo : buồng cháy xoáy lốc có một đường thông lớn đặt theo hướng tiếp tuyến với buồng cháy phụ, đôi khi còn có thêm một đường thông nhỏ nhằm cải thiện chất lượng hòa trộn, dung tích buồng cháy phụ khá lớn ; còn buồng cháy dự bị thì dung tích buồng cháy phụ khá nhỏ và có nhiều lỗ thông nhỏ nối buồng cháy phụ với buồng cháy chính.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

2) Phân loại buồng cháy dựa theo nguyên tắc hình thành hòa khí

1. Hình thành hòa khí kiểu màng dựa trên kết quả phối hợp giữa dòng chảy xoáy lốc của môi chất với màng nhiên liệu được tráng trên thành buồng cháy. Hơi nhiên liệu từ màng bay hơi lên được cuốn theo dòng khí xoáy lốc tạo thành hòa khí ; chất lượng của hòa khí phụ thuộc nhiệt độ thành buồng cháy và diện tích màng nhiên liệu tráng trên thành. Nguyên tắc hình thành hòa khí kiểu màng được kỹ sư Meurer của hãng MAN sáng chế, vì vậy còn được gọi là quá trình M.

2. Hình thành hòa khí kiểu không gian là cách phun tơi nhiên liệu vào hầu khắp không gian buồng cháy để các hạt nhiên liệu được sấy nóng, bay hơi và hòa trộn đều với không khí tạo ra hòa khí (hình 10.35).



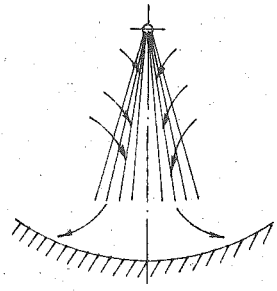
Hình 10.35. Phối hợp giữa tia phun và hình dạng buồng cháy.

Thực ra phân loại buồng cháy theo nguyên tắc hình thành hòa khí không có tính tuyệt đối vì trong quá trình M có khoảng 20 ÷ 30% nhiên liệu được hình thành hòa khí theo kiểu không gian, và trong các buồng cháy hình thành hòa khí theo kiểu không gian cũng có một ít nhiên liệu được hình thành hòa khí theo kiểu màng. Vì vậy nếu nói chính xác phải gọi là "nặng về hình thành hòa khí kiểu màng" và "nặng về hình thành hòa khí kiểu không gian".

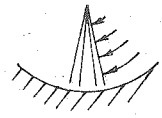
10.7.2. BUỒNG CHÁY THỐNG NHẤT

Hình thành hòa khí trong buồng cháy thống nhất được dựa trên hai yếu tố cơ bản : đảm bảo chất lượng phun đều và nhỏ của nhiên liệu, kết hợp hình dạng các tia nhiên liệu với hình dạng buồng cháy tạo ra hòa khí phân bố đều trong không gian (hình 10.35).

Xét về mặt tế vi : sự ma sát giữa tia nhiên liệu và môi chất trong môi trường phun đã gây ra trao đổi động lượng, xé nhỏ các hạt nhiên liệu và tăng tốc cho dòng khí, không khí chuyển động theo chiều mũi tên (hình 10.36) bị cuốn vào tia nhiên liệu. Nếu tồn tại chuyển động xoáy trong buồng cháy, dòng khí sẽ từ phía sườn của các tia bị cuốn vào, thổi ngang các tia nhiên liệu, tạo ra hòa khí (hình 10.37).



Hình 10.36. Không khí bị cuốn vào tia nhiên liệu (trường hợp không có chuyển động xoáy của dòng khí).



Hình 10.37. Không khí thổi ngang qua tia nhiên liệu (trường hợp có chuyển động xoáy của dòng khí).

Với cường độ thích hợp của dòng xoáy có thể bổ khuyết một phần về sự bất cập của chất lượng phun làm tăng tốc độ hình thành hòa khí. Nhưng nếu cường độ dòng xoáy lớn quá có thể gây ảnh hưởng xấu tới chất lượng cháy của hòa khí. Như vậy cường độ xoáy có một giá trị tối ưu. Nói chung dòng xoáy trong buồng cháy thống nhất tương đối yếu. Đường kính xilanh càng lớn, dòng xoáy càng yếu. Cường độ xoáy của dòng khí nạp cũng gây ảnh hưởng tới hiệu suất động cơ.

1) Những điểm chính của việc hình thành hòa khí trong buồng cháy thống nhất

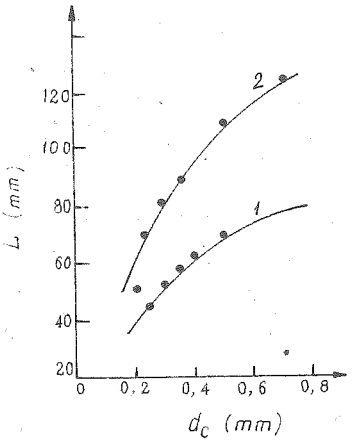
Do việc hình thành hòa khí chủ yếu dựa vào chất lượng phun và sự phối hợp giữa hình dạng các tia nhiên liệu với hình dạng buồng cháy nên muốn tạo được hòa khí đạt chất lượng tốt, cần đặc biệt lưu ý những điểm sau về chất lượng phun.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

1. Dùng vòi phun nhiều lỗ, đảm bảo cho các tia nhiên liệu được phân bố khắp không gian buồng cháy. Số lỗ phun từ 4 đến 12 lỗ, phần lớn là 10 lỗ tùy thuộc vào cường độ chuyển động của dòng xoáy trong buồng cháy. Góc côn của các tia nhiên liệu trước khi cháy vào khoảng 20 ÷ 25°, sau khi cháy tăng lên tới 35°. Nếu nhiều lỗ phun quá sẽ gây hiện tượng can thiệp giữa các tia phun, ảnh hưởng tới quá trình cháy. Nếu tồn tại dòng xoáy trong buồng cháy có thể giảm bớt số lỗ phun.

2. Áp suất phun phải lớn - Muốn có chất lượng phun hạt nhỏ và đều để tăng tốc độ hình thành hòa khí, cần có áp suất phun lớn. Nói chung áp suất bắt đầu nâng kim phun $p_\Phi \approx 20 \div 40$ MPa, áp suất phun cực đại có thể tới 100 MPa.

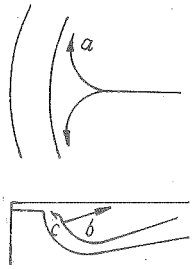
3. Độ xuyên sâu $\frac{L}{S}$ (L - hành trình tia phun trong thời gian cháy trễ, S - khoảng cách từ lỗ phun đến thành buồng cháy). Lúc bắt đầu cháy nếu $\frac{L}{S} < 1$ thì độ xuyên sâu không đủ, ngược lại nếu $\frac{L}{S} > 1$ thì độ xuyên sâu quá lớn. Cả hai trường hợp đều ảnh hưởng xấu tới hiệu suất và độ khói của động cơ. Trường hợp độ xuyên sâu không đủ, phần lớn không khí nằm sát thành xilanh không được hòa trộn với nhiên liệu, nếu độ xuyên sâu quá lớn sẽ có nhiều nhiên liệu phun lên thành buồng cháy lạnh, khó bay hơi, không kịp cháy ở khu vực gần ĐCT.



Hình 10.38. Mối quan hệ giữa đường kính d_c của lỗ phun và hành trình L của tia nhiên liệu. 1 - sau 0,001s ; 2 - sau 0,003 s.

Tổng hợp những số liệu thực nghiệm Ricardo đưa ra kiến nghị sau : nếu không có dòng xoáy không khí thì $\frac{L}{S} \approx 0,85$; nếu có dòng xoáy $\frac{L}{S} = 1,05$. Để thỏa mãn độ xuyên sâu kể trên, khi đường kính xilanh càng lớn thì hành trình L của tia nhiên liệu trước khi bốc cháy phải càng dài, muốn vậy phải tăng đường kính lỗ phun (hình 10.38). Các số liệu thực nghiệm trên đồ thị : tốc độ trục cam $n_c = 800$ vòng/phút ; áp suất nâng kim phun $p_\Phi = 20$ MPa.

4. Góc kẹp của tia nhiên liệu (góc kẹp của đường tâm lỗ phun trên mặt phẳng chứa đường tâm xilanh). Hình 10.39 giới thiệu hướng chuyển động của mũi tia nhiên liệu sau khi bốc cháy, trong trường hợp không có dòng xoáy của không khí. Hướng a mở rộng sang hai bên mép ngoài ; hướng b đi vòng lên vào tâm xilanh ; hướng c đi lên mở rộng ra ngoài.



Hình 10.39. Chuyển động của mũi tia sau khi bốc cháy.

Góc kẹp của tia nhiên liệu vào khoảng 120 ÷ 160°, dạng ω nông vào khoảng 150°, còn pittông đỉnh bằng vào khoảng 140°.

2) Đặc tính buồng cháy thống nhất

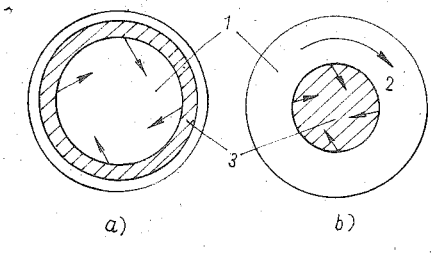
Buồng cháy thống nhất không có dòng xoáy mạnh của không khí, tỷ số F_{lm}/V_c (F_{lm} - diện tích thành buồng cháy ; V_c - thể tích buồng cháy) rất nhỏ, nên tổn thất nhiệt ít, hiệu suất cao, ứng suất nhiệt của nắp xilanh và đỉnh pittông nhỏ, dễ khởi

THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

động lạnh. Buồng cháy thống nhất có yêu cầu cao đối với hệ thống nhiên liệu. Nếu thay đổi chế độ hoạt động, chất lượng phun sẽ thay đổi, ví dụ nếu độ xuyên sâu hợp lý ở tốc độ lớn thì khi giảm tốc độ quay, độ xuyên sâu không còn phù hợp, vì vậy tính thích ứng của buồng cháy với chế độ hoạt động của động cơ bị hạn chế. Hình thành hòa khí trong buồng cháy thống nhất chủ yếu dựa vào chất lượng phun nhiên liệu nên thường chỉ có thể sử dụng 60% không khí trong buồng cháy. Động cơ điêden không tăng áp, dùng buồng cháy thống nhất thường chạy không êm vì áp suất cực đại p_z và tốc độ tăng áp suất khi cháy $\Delta p/\Delta\varphi$ tương đối lớn.

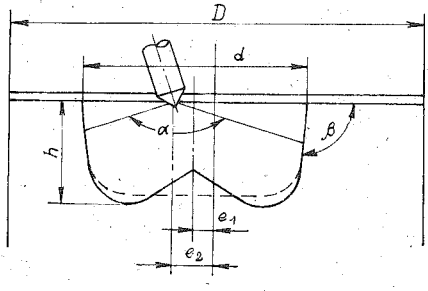
10.7.3. BUỒNG CHÁY KHOÉT SÂU TRÊN ĐỈNH PITTÔNG

Loại buồng cháy này thường tạo được dòng xoáy tiếp tuyến của khí nạp và dòng xoáy hướng kính của khí chèn khi nén, kết hợp với vòi phun nhiều lỗ nên dễ tạo ra hòa khí tốt. Khi có dòng xoáy (hình 10.37) không khí từ sườn tia thổi phần nhiên liệu đã bay hơi ra ngoài, khiến những hạt nhiên liệu còn lại trong tia dễ bay hơi, tăng tốc độ hình thành hòa khí, mặt khác còn sử dụng không khí trong không gian giữa các tia tham gia hòa trộn ngay khi nhiên liệu chưa cháy. Những phần hòa khí đã cháy do giãn nở nên mật độ giảm, còn phần hòa khí chưa cháy mật độ lớn, dưới tác dụng của dòng xoáy tạo ra các lực ly tâm khác nhau : phần hòa khí chưa cháy theo quỹ đạo xoắn ốc mở ra ngoài, còn phần đã cháy chạy theo quỹ đạo xoắn ốc cụp vào trong, mở rộng phần "hỗn hợp nóng" (hình 10.40a) nhờ đó đã làm tăng tốc độ hình thành hòa khí và tốc độ cháy. Nếu cường độ dòng xoáy lớn quá, không những làm các tia phun can thiệp lẫn nhau mà còn làm giảm độ xuyên sâu của tia nên hòa khí chỉ bốc cháy ở khu vực trung tâm buồng cháy tạo ra tác dụng "khóa nhiệt" (hình 10.40b).



Hình 10.40. Tác dụng của "hỗn hợp nóng" và "khóa nhiệt"
1 – không khí ;
2 – dòng xoáy ;
3 – khu vực đã cháy.

1) Những điểm quan trọng của buồng cháy khoét sâu trên đỉnh pittông



Hình 10.41. Kích thước của buồng cháy khoét sâu trên đỉnh pittông
D – đường kính xilanh ; d – đường kính phần khoét lõm ; h – chiều sâu của phần khoét lõm ; e_1 – lệch tâm của phần khoét lõm ; e_2 – lệch tâm của mũi vòi phun ; α – góc kẹp của các tia phun ; β – góc nghiêng và thành phần khoét lõm.

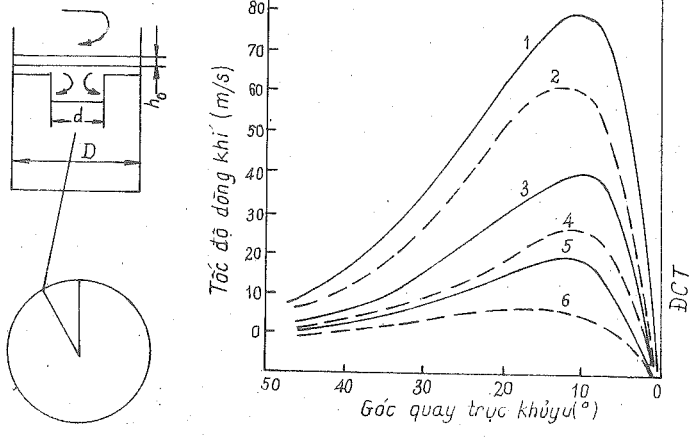
1. Hình dạng, kích thước, đường kính miệng của phần khoét lõm (hình 10.41) có tác dụng lớn tới cường độ dòng xoáy hướng kính, qua đó cải thiện điều kiện hình thành hòa khí và điều kiện cháy. Cường độ dòng xoáy hướng kính tỷ lệ thuận với $\left(\frac{D}{d}\right)^2$ (D – đường kính xilanh ; d – đường kính miệng phần khoét lõm) ; d càng nhỏ dòng xoáy càng mạnh, nhưng sẽ làm chiều sâu h của phần khoét lõm càng lớn. Thông thường $d = (0,35 \backsim 0,65)D$; $\frac{d}{h} = 2:1 \div 4:1$.

Ở tải lớn, ứng suất nhiệt tại miệng phần khoét lõm (đỉnh góc β) thường lớn, muốn giảm ứng suất nhiệt kể trên cần phải làm cho vách phần khoét lõm thẳng đứng. Theo kinh nghiệm của công ty Ricardo chỉ cần phối hợp tốt giữa đặc tính tia phun, dòng xoáy khí nạp với hình dạng buồng

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

cháy, còn hình dạng đáy phần khoét lõm không gây ảnh hưởng gì tới tính năng của động cơ.

2. Dung tích phần khoét lõm V_k – chiếm khoảng $(0,75 \div 0,85)V_c$, trong đó V_c – là dung tích buồng cháy. V_k càng lớn, nhờ giảm khe hở chèn h_o sẽ làm tăng tốc độ khí chèn và cường độ dòng xoáy hướng kính trong không gian khoét lõm (hình 10.42), đồng thời còn làm giảm số không khí trong khe hở chèn, qua đó làm tăng hệ số sử dụng không khí trong buồng cháy.



Hình 10.42. Ảnh hưởng của $\frac{d}{D}$ và h_o tới tốc độ dòng xoáy trong buồng cháy khoét sâu trên đỉnh pittông

1 – $\frac{d}{D}$ = 0,3 ; h_o = 1mm ; 2 – $\frac{d}{D}$ = 0,3 ; h_o = 1,5mm ;

3 – $\frac{d}{D}$ = 0,5 ; h_o = 1mm ; 4 – $\frac{d}{D}$ = 0,5 ; h_o = 1,5mm ;

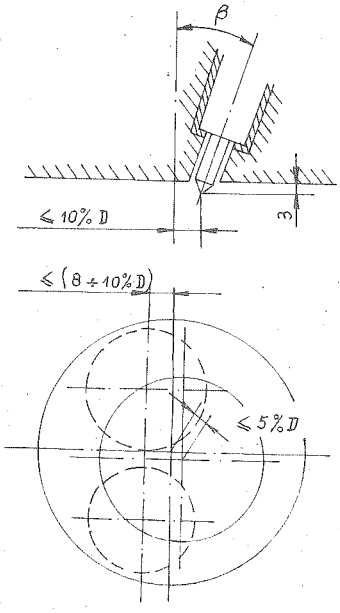
5 – $\frac{d}{D}$ = 0,7 ; h_o = 1mm ; 6 – $\frac{d}{D}$ = 0,7 ; h_o = 1,5mm.

Khó khăn của việc tăng V_k là ở việc giảm nhỏ khe hở chèn, bị giới hạn bởi khả năng chế tạo chính xác. Công ty Ricardo đưa ra số liệu kinh nghiệm sau :

$$h_o = (8 \div 10)10^{-3}S$$

(S – hành trình pittông) – dùng cho động cơ có đường kính xilanh D = 110 ÷ 165mm.

3. Vị trí phần khoét lõm. Nếu điều kiện cho phép đường tâm phần khoét lõm thường trùng với tâm xilanh, tâm vòi phun cũng đặt trùng với tâm trên làm cho khoảng cách giữa các lỗ phun tới thành buồng cháy đều bằng nhau, có lợi cho việc hình thành hòa khí. Nếu điều kiện không cho phép, ví dụ dùng hai xupáp và đường kính xupáp nạp lớn hơn thì không thể đặt vòi phun ở tâm xilanh nên đường tâm phần khoét lõm và miệng vòi phun có thể đặt lệch so với tâm xilanh (hình 10.43). Cho phép dùng các số liệu kinh nghiệm sau : độ lệch của miệng vòi phun < 10%D ; độ lệch đường tâm xupáp < (8 ÷10)%D, độ lệch phần khoét lõm < 5%D (D – đường kính xilanh).

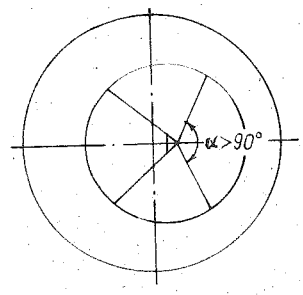


Hình 10.43. Vị trí phần khoét lõm của buồng cháy khoét sâu trên đỉnh pittông.

Trong trường hợp miệng vòi phun đặt lệch so với tâm xilanh, để giữ cho sai lệch về hành trình của các

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tia phun nằm trong giới hạn cho phép cần phải phân bố các lỗ phun không đều nhau trên miệng vòi phun (hình 10.44).



Hình 10.44. Phân bố các tia không đối xứng trong buồng cháy khoét sâu trên đỉnh pittông.

4. Dòng xoáy không khí : với cường độ hợp lý của dòng xoáy sẽ có lợi cho chất lượng hòa khí cũng như chất lượng cháy. Nhưng không có nghĩa là dòng xoáy càng mạnh càng tốt. Dòng xoáy quá mạnh sẽ làm tăng tổn thất nhiệt, còn tạo ra hiện tượng can thiệp của các tia phun gần nhau giảm độ xuyên sâu nên quá trình cháy chỉ xuất hiện ở khu vực trung tâm buồng cháy, không tạo "hòa khí nóng" mà còn gây ra "khóa nhiệt".

2) Đặc tính buồng cháy khoét sâu trên đỉnh pittông

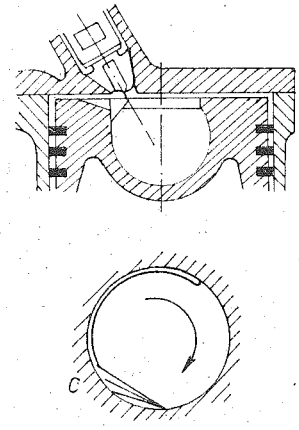
1. Dùng vòi phun nhiều lỗ (số lỗ phun ít hơn so với buồng cháy thống nhất), kết hợp với dòng xoáy thích hợp, làm tăng tốc độ hình thành hòa khí và tốc độ cháy, giảm yêu cầu đối với hệ thống phun, rất thích hợp với động cơ điêden trung và cao tốc. Số lỗ phun phần lớn là 4, áp suất nâng kim phun ≥ 17,5 MPa.

2. Giống như buồng cháy thống nhất, nếu phạm vi thay đổi tốc độ khá lớn thì làm cho độ xuyên sâu quá lớn hoặc không đủ khi thay đổi tốc độ.

10.7.4. QUÁ TRÌNH M (hệ thống cháy kiểu M)

Buồng cháy phần lớn có dạng cầu, cá biệt cũng có dạng ellip tròn xoay, nên có tên là buồng cháy hình cầu. Tuy nhiên việc hình thành hòa khí cũng như quá trình cháy không giống các loại buồng cháy khoét sâu trên đỉnh pittông thông thường.

1) Điểm quan trọng nhất của quá trình M là dùng vòi phun có một hoặc hai lỗ phun, nhiên liệu được phụn thuận chiều dòng xoáy và tiếp tuyến với thành buồng cháy (hình 10.45). Nhờ tác dụng của dòng xoáy mạnh, nhiên liệu được tráng đều trên thành buồng cháy tạo ra màng mỏng. Nhiệt độ thành buồng cháy được giữ nhất định, điều khiển tốc độ bay hơi nhiên liệu. Dưới tác dụng của dòng khí lướt qua bề mặt màng, tầng tầng lớp lớp hơi nhiên liệu cuốn theo dòng khí tạo ra hòa khí. Một phần nhiên liệu được phun vào không gian, hình thành hòa khí trong không gian, có nhiệt độ cao với thành phần hòa khí thích hợp sẽ tự bốc cháy trước tạo nên nguồn lửa châm cháy số hòa khí được hình thành từ màng nhiên liệu. Trong khi cháy nhiệt độ môi chất tăng dần càng làm tăng tốc độ bay hơi của nhiên liệu và tốc độ hình thành hòa khí. Nhờ tác dụng của hiện tượng "hòa khí nóng" phần hòa khí đã cháy đi vào tâm buồng cháy, còn không khí thì từ tâm buồng cháy dần dần đi ra phía thành làm tăng tốc độ hình thành hòa khí.



Hình 10.45. Quá trình M ; C – Màng nhiên liệu.

2) Đặc tính quá trình M

– Một ít nhiên liệu được hình thành hòa khí theo kiểu không gian tự bốc cháy, sau đó châm cháy số hòa khí hình thành từ màng. Do

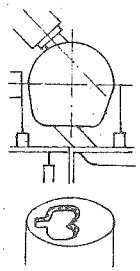
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

số hòa khí được chuẩn bị trong thời kỳ cháy trễ tương đối ít, nên máy chạy êm, không có hiện tượng gõ máy do tính tự cháy kém của nhiên liệu làm tăng thời gian cháy trễ gây ra, nên động cơ có thể dùng nhiều loại nhiên liệu, thích hợp với động cơ đa nhiên liệu. Tất nhiên số xê-tan rất thấp nên phải tăng tỉ số nén và phải dùng hệ thống phun thích hợp.

- Do phần lớn nhiên liệu được bay hơi từ màng, không có hiện tượng nhiên liệu bị phân giải ở nhiệt độ cao do thiếu oxy, nên giảm hàm lượng muội than trong khí xả, mặt khác hệ số sử dụng không khí khi cháy rất lớn, ở chế độ thiết kế có thể dùng $\alpha = 1{,}05$.

10.7.5. BUỒNG CHÁY XOÁY LỐC

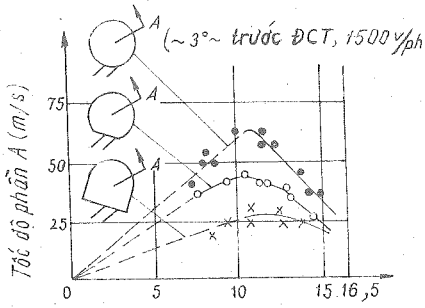
Toàn bộ buồng cháy được ngăn thành hai phần : buồng xoáy lốc và buồng cháy chính, hai phần nối với nhau bằng một đường thông lớn. Buồng cháy xoáy lốc Ricardo (hình 10.46) dùng trên động cơ ôtô, có dạng hình chuông, nối với buồng cháy chính nhờ đường thông tiếp tuyến. Trong quá trình nén môi chất từ buồng cháy chính bị đẩy vào buồng xoáy lốc và tạo ra ở đây một dòng xoáy nén, mạnh. Nhiên liệu được phun vào cùng hướng với dòng xoáy lốc. Các hạt nhiên liệu nhỏ, nhẹ ở vỏ tia bị cuốn theo dòng xoáy lốc, được sấy nóng, bay hơi cùng không khí nóng tạo ra hòa khí và bốc cháy ở khu vực miệng đường thông. Màng lửa chuyển động theo quỹ đạo lò xo xoắn cụp vào khu trung tâm buồng cháy. Hòa khí chưa cháy nồng độ lớn bị đẩy ra xung quanh và được phun vào buồng cháy chính, do tác dụng chênh áp được tạo ra sau khi một phần nhiên liệu đã cháy trong buồng xoáy lốc. Dòng chảy phun ra buồng cháy chính, tạo nên dòng xoáy thứ hai ở đây, thúc đẩy sự hòa trộn giữa nhiên liệu và không khí để hình thành hòa khí và bốc cháy trong buồng cháy chính. Chênh áp giữa buồng xoáy lốc và buồng cháy chính, sau khi cháy lên tới 0,1 ÷ 0,2 MPa. Tốc độ cực đại của dòng khí qua đường thông lên tới 100 ÷ 150 m/s.



Hình 10.46. Buồng cháy xoáy lốc Ricardo (phần khoét trên đỉnh pittông có dạng trái tim).

1) Những đặc điểm chính của buồng cháy xoáy lốc

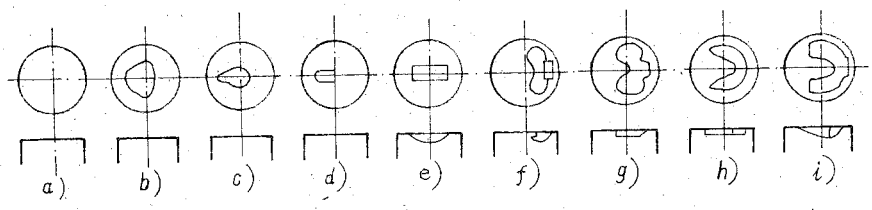
1. Hình dạng buồng cháy xoáy lốc rất khác nhau, nên cường độ xoáy lốc tại thời điểm cuối kỳ nén cũng không giống nhau (hình 10.47). Ba dạng buồng cháy hình cầu, hình đáy phẳng và hình chuông tạo nên tốc độ cuối kỳ nén tại mặt cắt A rất khác nhau. Buồng cháy dạng cầu có tốc độ tăng nhanh từ tâm buồng cháy đến r = 11mm, sau đó tốc độ giảm nhanh đến vị trí r = 15,5mm ; buồng cháy dạng chuông tốc độ dòng khí tăng theo bán kính r chậm nhất ; sau r = 11mm tốc độ cũng giảm chậm nhất. Nếu tốc độ dòng xoáy lớn quá sẽ gây tổn thất lưu động lớn đặc biệt khi chạy ở tốc độ cao.



Hình 10.47. Tốc độ dòng xoáy của các buồng xoáy lốc khác nhau.

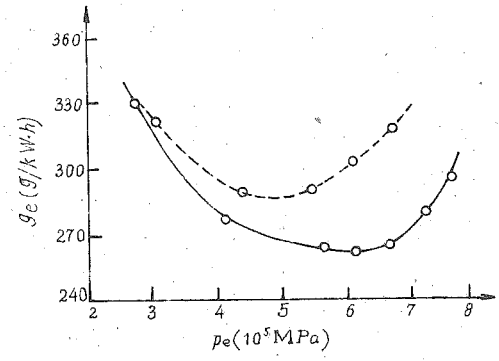
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu giảm bớt tỷ lệ $\frac{V_k}{V_c}$ (V_k – dung tích buồng cháy xoáy lốc ; V_c – dung tích buồng cháy động cơ) thì hình dạng buồng cháy chính trở thành yếu tố ngày một quan trọng, lúc ấy cần tạo ra dòng xoáy thứ hai trong buồng cháy chính (hình 10.48). Công ty



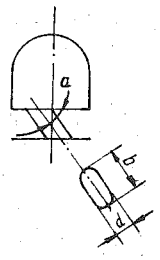
Hình 10.48. Các hình dạng khác nhau của buồng cháy chính.

Ricardo, thay pittông đỉnh bằng và dùng các loại pittông khoét lõm đỉnh tạo ra hai dòng xoáy đối nhau trong buồng cháy chính đã cải thiện rõ rệt tính năng của động cơ (hình 10.49). Hình dạng rãnh dẫn hướng dòng khí trong phần khoét lõm đỉnh cần phối hợp với hình dạng đường thông nhằm đưa dòng chảy vào khu vực khoét lõm đỉnh và tạo ra dòng xoáy lốc mạnh trong buồng cháy chính.



Hình 10.49. Ảnh hưởng hình dạng buồng cháy chính tới tính năng của động cơ.
● đỉnh bằng
o đỉnh khoét lõm tạo hai dòng xoáy

2. Tỷ số $\frac{V_k}{V_c} \approx 0,7 \div 0,5$ – giá trị nhỏ làm giảm tổn thất tản nhiệt và tổn thất lưu động và tăng hiệu suất động cơ, trong trường hợp này có thể tăng đường kính các xupáp qua đó làm tăng hệ số nạp ở tốc độ lớn. Để dễ khởi động lạnh cần tăng tỷ số nén ($\varepsilon \geq 20$). Với động cơ có thể tích công tác V_h tương đối nhỏ và tỷ số nén ε lớn, việc giảm V_k còn làm cho khe hở giữa đỉnh pittông và nắp xilanh không trở nên quá nhỏ, tạo điều kiện dễ dàng cho sửa chữa và bảo dưỡng kỹ thuật.



Hình 10.50. Vị trí, kích thước và hình dạng đường thông của buồng xoáy lốc.

3. Vị trí đường thông không những phải quan tâm đến dòng xoáy trong buồng xoáy lốc, mà còn phải lưu ý cả dòng xoáy lốc thứ hai trong buồng cháy chính. Đặt đường thông tiếp tuyến dễ tạo ra dòng xoáy nén ; còn đặt đường thông ở khu vực giữa, dễ đưa dòng chảy đi ra. Kết quả thực nghiệm chỉ rằng : $\alpha = 40^o$ và đặt mép sắc phía trong của đường thông sát với tâm của buồng xoáy lốc (hình 10.50) sẽ cho kết quả tốt.

Hình dạng đường thông cần đảm bảo cho dòng xoáy được bao trùm toàn bộ không gian buồng xoáy lốc.

Tăng tỷ số $\frac{b}{d}$ (b – chiều dài ; d – chiều rộng đường thông) và $\frac{f}{F_p}$ (f – diện tích ngang của đường thông ; F_p – diện tích đỉnh

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

pittông) sẽ có lợi cho hiệu suất động cơ, đặc biệt là tăng $\frac{f}{F_p}$. Nhìn từ góc độ tránh tạo muội than khi chạy ở tốc độ thấp, thì tỷ số $\frac{f}{F_p}$ phải nhỏ còn $\frac{b}{d}$ phải lớn. Ngoài ra $\frac{f}{F_p}$ còn ảnh hưởng đến tốc độ tăng áp khi cháy cũng như tiếng ồn của động cơ. Thông thường các tỷ số trên nằm trong giới hạn : $\frac{f}{F_p} = 1,9 \div 3,3\%$; $\frac{b}{d} = 2,2 \div 2,5$.

4. Hướng tia phun là hướng lệch tâm theo chiều dòng xoáy. Nếu tia phun theo hướng tâm, hoặc lệch tâm ngược chiều dòng xoáy, thì màng lửa đầu tiên sẽ xuất hiện ở trung tâm buồng cháy, mặc dầu có lợi cho việc dễ khởi động nhưng sẽ tạo ra hiện tượng "khóa nhiệt". Còn nếu tia phun lệch tâm theo chiều dòng xoáy khi tâm tia phun cùng với đường qua tâm buồng cháy tạo một góc kẹp lớn sẽ tạo nên một quá trình tương tự quá trình M. Trong điều kiện nhiệt độ thành buồng cháy còn thấp, sẽ làm kém tính năng khởi động lạnh, ngoài ra phần nhiên liệu được bốc cháy ở những giai đoạn tiếp theo do thiếu một dòng xoáy mạnh nên thường kéo dài thời gian cháy, làm giảm hiệu suất động cơ. Độ nhạy đối với phương hướng tia phun của các buồng xoáy lốc rất khác nhau, buồng hình cầu, đáy phẳng chịu ảnh hưởng ít nhất.

5. Đường thông vào buồng cháy xoáy lốc thường làm trên nắp buồng cháy (một chi tiết rời). Kết cấu đó, một mặt giảm nhẹ phần gia công hình dạng, kích thước buồng xoáy lốc, mặt khác, còn tạo điều kiện chọn vật liệu chịu nhiệt cho đường thông qua đó gây ảnh hưởng lớn tới thời gian cháy trễ và tốc độ tăng áp suất khi cháy. Thông thường tăng nhiệt độ nắp buồng cháy sẽ rút ngắn thời gian cháy trễ và giảm tốc độ tăng áp khi cháy.

2) Đặc tính của buồng cháy xoáy lốc

Với dòng xoáy lốc mạnh của không khí trong buồng cháy phụ, lại dùng vòi phun một lỗ có chốt trên kim phun, làm cho buồng cháy xoáy lốc không còn nhạy cảm đối với mức độ hoàn hảo của hệ thống phun. Vì vậy trong phạm vi rộng của tốc độ động cơ, nhiên liệu và không khí vẫn được phối hợp hòa trộn với nhau tạo ra hòa khí tốt.

Dòng xoáy lốc được tạo ra khi nén có cường độ lớn hơn so với dòng xoáy được tạo ra khi nạp, nên hòa khí được hình thành nhanh hơn. Vì vậy kể cả trường hợp phun nhiên liệu rất trễ, quá trình cháy vẫn kết thúc kịp thời và động cơ có thể chạy ở tốc độ cao. Mặt khác số màng lửa xuất hiện đầu tiên trong vòi phun một lỗ ít hơn nhiều so với vòi phun nhiều lỗ, nhờ đó giảm được tốc độ cháy, tốc độ tăng áp khi cháy và tiếng ồn của động cơ.

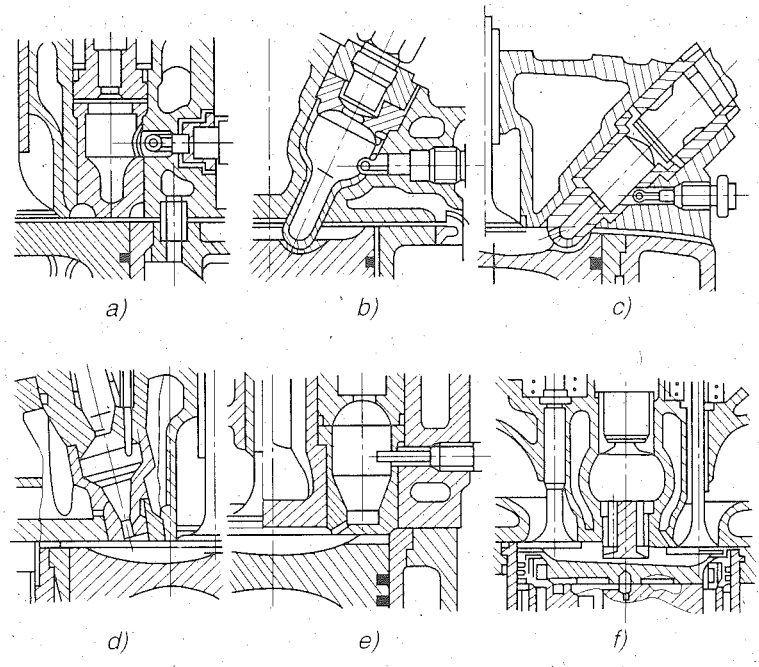
Trong buồng xoáy lốc, muốn cho động cơ đạt tính năng tốt, cần làm cho thời điểm bắt đầu cháy hơi muộn một chút (sát điểm chết trên), vì vậy trong thời gian cháy ở buồng cháy chính, pittông đã bắt đầu đi xuống, nhiệt độ môi chất sẽ giảm do giãn nở, đã hạn chế sự hình thành NO_x.

Do tốc độ dòng chảy qua đường thông rất lớn, khi nén cũng như khi cháy, gây ra ứng suất nhiệt tương đối lớn ở đỉnh pittông cũng như ở nắp xilanh, mặt khác còn làm tăng truyền nhiệt cho nước làm mát nên hiệu suất của động cơ có buồng cháy xoáy lốc hơi kém. Động cơ điêden đặt trên xe du lịch cần giải quyết tốt tiếng ồn ở chế độ không tải và chạy chậm.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

10.7.6. BUỒNG CHÁY DỰ BỊ

Toàn bộ không gian của buồng cháy V_c được ngăn làm hai phần : buồng cháy dự bị có dung tích là V_k và buồng cháy chính, dung tích V_k khá nhỏ, thường không quá 35 ÷ 40% V_c, có trường hợp chỉ chiếm 10 ÷ 15% V_c. Giữa hai buồng có một hoặc một vài lỗ nhỏ nối thông. Tổng diện tích f của các lỗ thông chỉ chiếm 0,3 ÷ 0,6% F_p (F_p – diện tích đỉnh pittông). Bố trí các lỗ thông trong buồng cháy dự bị không nhằm tạo ra dòng xoáy mạnh như trong buồng cháy xoáy lốc mà chỉ nhằm phối hợp tốt phương hướng của các lỗ thông với hình dạng buồng cháy chính, làm cho dòng chảy từ buồng cháy dự bị đi ra được phân bố đều và được hòa trộn nhanh với không khí trong buồng cháy chính ; nhiên liệu phun vào buồng dự bị.



Hình 10.51. Các buồng cháy dự bị điển hình
a) Dodge ; b) Benz – OM–315 ; c) Toyota D2 ;
d) Cartepillar D33; e) Hanomag D941 ; f) Maybach MD 330.

Hình thức cấu tạo của buồng cháy dự bị rất đa dạng (hình 10.51). Bản chất hình thành hòa khí trong buồng cháy dự bị như sau : nhiệt lượng do một phần nhỏ nhiên liệu phun vào được bốc cháy trong buồng dự bị tạo nên chênh áp giữa hai buồng cháy, làm cho nhiên liệu và hòa khí chưa kịp cháy trong buồng dự bị được phun ra buồng cháy chính với tốc độ rất lớn. Nhờ bố trí hợp lý và hình dạng phù hợp của các lỗ thông tạo nên chuyển động rối của môi chất, nên nhiên liệu và hòa khí chưa cháy được phun vào buồng cháy chính tiếp tục hòa trộn với không khí và kết thúc cháy tại đây. Chênh áp lớn giữa hai buồng cháy đạt tới 0,6 ÷ 1,0 MPa.

1) Những đặc điểm chính của buồng cháy dự bị

a) Nguyên tắc tổ chức dòng chảy và đốt nhiên liệu trong buồng cháy dự bị

Khi nhiên liệu được phun và bắt đầu bốc cháy trong buồng dự bị, áp suất môi chất tăng cao tạo ra chênh áp nhờ đó hòa khí và nhiên liệu chưa kịp cháy được phun

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

qua các lỗ thông với tốc độ rất lớn, tạo ra dòng chảy rối vào hòa trộn với không khí trong buồng cháy chính để tiếp tục hình thành hòa khí và bốc cháy tại đây. Như vậy động năng của dòng chảy từ buồng cháy dự bị đi ra là nhân tố chủ yếu ảnh hưởng tới chất lượng hình thành hòa khí và bốc cháy của nhiên liệu trong buồng cháy chính, do đó trong buồng cháy dự bị có những điểm chính sau :

1. Các tỷ số $\delta_k = \frac{V_k}{V_c}$ và $\frac{f}{F_p}$. Nhìn chung tăng δ_k sẽ làm tăng p_e nhưng cũng làm tăng thêm các tổn thất khi cháy, vì vậy làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu g_e. Tăng $\frac{f}{F_p}$ sẽ làm tăng hiệu suất động cơ nhưng lại làm giảm áp suất có ích trung bình p_e. Nhờ kết quả thực nghiệm, người ta đã xây dựng biểu thức kinh nghiệm sau :

$$f = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{F_p \cdot \overline{C_m} \cdot \delta_k}{700 + 50\varepsilon}$$

trong đó : f – tổng diện tích các lỗ thông (cm^2) ;

F_p – diện tích đỉnh pittông (cm^2) ;

μ – hệ số lưu lượng của các lỗ thông (0,7 ÷ 0,8), nhiều lỗ thông μ sẽ nhỏ ;

$\delta_k = \frac{V_k}{V_c}$ ($\delta_k \approx 0,25 \div 0,4$) ;

$\overline{C_m}$ – tốc độ trung bình của pittông $C_m = \frac{S \cdot n}{30}$ (m/s)

S – hành trình pittông (m) ; n – số vòng quay của trục khuỷu (vòng/phút) ;

ε – tỷ số nén.

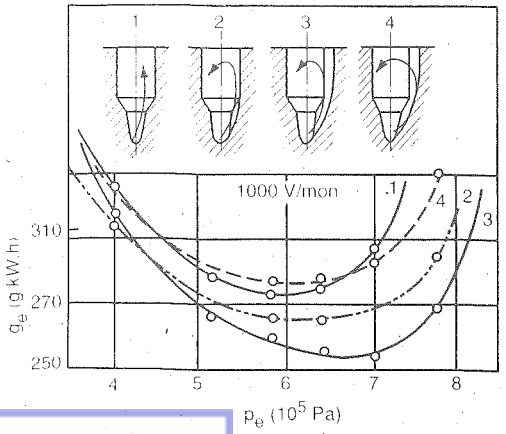
2. Hình dạng buồng cháy dự bị, vị trí lỗ thông, phương hướng tia nhiên liệu

– Vị trí bắt đầu cháy trong buồng cháy có ảnh hưởng lớn tới năng lượng dòng chảy và chất lượng hòa trộn giữa nhiên liệu chưa cháy với không khí trong buồng cháy chính. Điểm bắt đầu cháy trong buồng cháy dự bị phải ở xa lỗ thông, qua đó làm tăng nhanh áp suất ở đây khi cháy và đảm bảo cho dòng chảy phun vào buồng cháy chính có năng lượng lớn, sớm được hòa trộn đều với không khí trong buồng cháy chính.

– Nhiên liệu và hòa khí chưa kịp cháy trong buồng cháy dự bị phải tập trung ở vùng các lỗ thông, để sau khi bắt đầu cháy sẽ được phun trước tiên vào buồng cháy chính.

Muốn vậy phải tạo tia phun, mật độ lớn, đồng thời hạn chế thành phần hơi nhiên liệu của hòa khí trong buồng dự bị, tăng năng lực xuyên sâu của tia để nhiên liệu sớm tới miệng lỗ phun.

3. Tránh không để mũi tia nhiên liệu gặp trực diện dòng khí nóng đi qua lỗ thông vào buồng cháy dự bị cuối kỳ nén. Muốn vậy thường dùng các lỗ thông nghiêng tiếp tuyến để dòng khí đi theo hướng hơi lệch tâm tới miệng lỗ thông (hình 10.52).



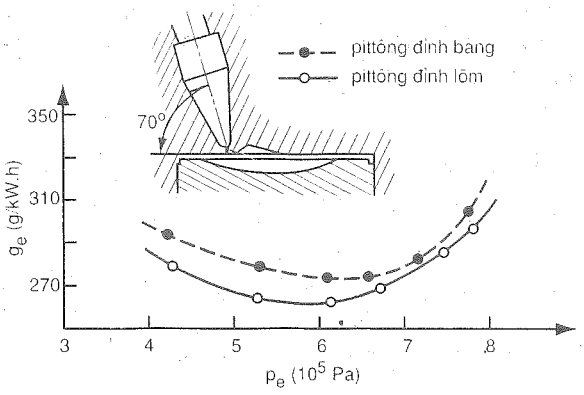
Hình 10.52. Ảnh hưởng của cấu tạo buồng dự bị tới dòng khí nén đi vào và tới tính năng của động cơ.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Nếu tạo một rãnh nông trong buồng dự bị (số 3 hình 10.52) để khí nóng men theo sẽ cho hiệu quả cháy cao nhất (tốt hơn nhiều so với rãnh sâu số 4 hình 10.52).

b) Buồng cháy chính

Chất lượng cháy trong buồng cháy chính phụ thuộc chất lượng hình thành hòa khí tại đây. Không khí trong buồng cháy chính cần được tập trung tại miệng các lỗ thông và cần phối hợp tốt với số lượng và phương hướng của các lỗ thông để số không khí này sớm tham gia hình thành hòa khí và đốt cháy nhiên liệu. Khoét lõm đỉnh pittông gần khu vực lỗ thông sẽ đảm bảo cho quá trình cháy của động cơ dùng buồng cháy dự bị được cải thiện rõ rệt so với đỉnh pittông bằng (hình 10.53).



Hình 10.53. Ảnh hưởng cấu tạo của buồng cháy chính tới tính năng của động cơ.

2) Đặc tính của buồng cháy dự bị

Buồng cháy dự bị có thể chạy với hệ số dư lượng không khí α rất nhỏ (α = 1,1 ÷ 1,2) mà chất lượng cháy vẫn tốt, mặt khác lại có thể chạy ở tốc độ cao. Do chế độ nhiệt của buồng dự bị khá ổn định nên giảm được thời gian cháy trễ, hạn chế tốc độ tăng áp suất cũng như áp suất cực đại khi cháy và đảm bảo cho động cơ hoạt động rất ổn định trong mọi điều kiện.

Do chất lượng hình thành hòa khí và đốt cháy nhiên liệu của động cơ chủ yếu dựa vào năng lượng của dòng chảy từ buồng dự bị đi ra, nên chất lượng quá trình cháy rất ít nhạy cảm, đối với tốc độ động cơ, nó có thể hoạt động trong một phạm vi tốc độ rất rộng mà không ảnh hưởng xấu tới hiệu suất động cơ. Buồng cháy dự bị không có yêu cầu cao đối với phẩm chất nhiên liệu cũng như đối với hệ thống nhiên liệu, cũng không nhạy cảm khi thời tiết thay đổi. Tuy nhiên nó cũng có nhược điểm tương tự như nhược điểm của buồng cháy xoáy lốc : suất tiêu hao nhiên liệu g_e lớn (vì $\frac{F_{lm}}{V_c}$ lớn và $\frac{f}{F_p}$ nhỏ làm tăng tổn thất nhiệt và tổn thất lưu động của dòng chảy, cháy rớt thường kéo dài...). Do $\frac{F_{lm}}{V_c}$ lớn nên khó khởi động lạnh, muốn khắc phục phải tăng tỷ số nén ε hoặc dùng một thiết bị khởi động riêng.

10.7.7. SO SÁNH TÍNH NĂNG CÁC LOẠI BUỒNG CHÁY (bảng 10-1)

Mỗi loại buồng cháy đều có ưu nhược điểm riêng và thích hợp với những điều kiện sử dụng nhất định. Ưu điểm của buồng cháy thống nhất là : phụ tải nhiệt thấp, hiệu suất cao, dễ tăng áp... ; Ưu điểm các buồng cháy ngăn cách là : tính năng cao tốc tốt, ít ô nhiễm môi trường, tiếng ồn nhỏ... Vì vậy cần lựa chọn thích hợp theo điều kiện sử dụng thực tế. Nói chung động cơ điêden cỡ lớn, động cơ điêden xe tải nặng

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

thường dùng buồng cháy phun trực tiếp, các xe loại vừa (cả xe khách lẫn xe tải, dùng cả buồng cháy ngăn cách và buồng cháy phun trực tiếp, còn xe loại nhẹ chủ yếu dùng buồng cháy ngăn cách vì gây ô nhiễm ít.

Bảng 10–1

SO SÁNH TÍNH NĂNG CÁC LOẠI BUỒNG CHÁY

Các tính năng \ Loại buồng cháy	Buồng cháy thống nhất	Buồng cháy dự bị	Buồng cháy xoáy lốc
$p_{e\ max}$ (MPa)	0,75	0,75 ÷ 0,8	0,8 ÷ 0,85
g_e(g/kW.h)	Khoảng 120	Khoảng 146	Khoảng 140
n_{max} (vòng/phút)	3000	4000	4500
$p_{z\ max}$ (MPa)	6 ÷ 8	5 ÷ 6	5 ÷ 7
$t_{thải}$ (°C)	650 (thấp)	750 (cao)	750 (cao)
Áp suất nâng kim phun $p_Φ$ (MPa)	18 ÷ 25	6,5 ÷ 15	10 ÷ 14
Góc phun sớm (trước ĐCT)	35 ÷ 50	40 ÷ 50	25 ÷ 30
Hệ số dư lượng không khí α	1,25 ÷ 1,4	1,1	1,1
Tỷ số nén ε	14 ÷ 17 (thấp)	18 ÷ 22 (cao)	17 ÷ 20 (cao)
Tổn thất nhiệt cho nước	Nhỏ nhất	Lớn	Vừa
Đặc tính ô nhiễm	Nhiều NO_x, động cơ nhỏ nhiều Hc	Ít NO_x	Ít NO_x
Tính khởi động lạnh	Tốt	Kém nhất	Kém
Tổn thất cơ giới	Ít nhất	Lớn	Vừa
Tiếng ồn khi cháy	Lớn (trừ quá trình M)	Nhỏ	Vừa

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 11

CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

11.1. CÁC CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ PHÂN LOẠI ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

11.1.1. CÁC CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC

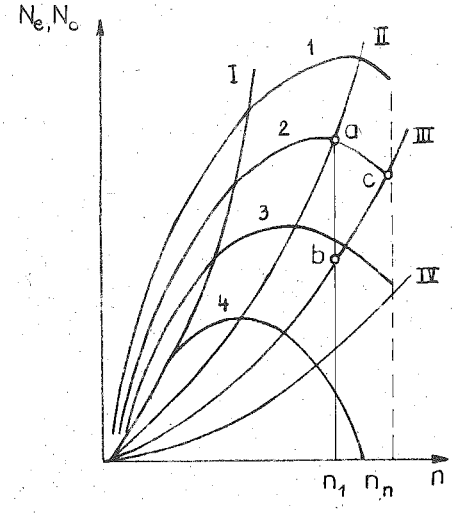
Các chế độ làm việc của động cơ đốt trong được đặc trưng bởi một tổ hợp những thông số công tác chủ yếu của động cơ như : phụ tải, số vòng quay, trạng thái nhiệt... Chế độ làm việc luôn luôn thay đổi theo đặc điểm sử dụng động cơ.

Yếu tố chính thể hiện công của động cơ dẫn động các loại máy công tác là công suất có ích N_e (kW), được tính theo mômen có ích M_e (kN.m) và tốc độ quay ω hoặc số vòng quay n (vòng/phút) của trục khuỷu.

$$N_e = M_e.\omega = M_e \cdot \frac{2\pi.n}{60} = 0{,}1047 M_e.n \qquad (11\text{-}1)$$

Trong suốt quá trình làm việc phụ tải và tốc độ của động cơ luôn luôn thay đổi theo nhu cầu của máy công tác :

Tốc độ nhỏ nhất, phụ thuộc vào điều kiện làm việc ổn định của động cơ. Tốc độ cho phép lớn nhất của động cơ phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố như : các điều kiện đảm bảo chu trình công tác được tiến hành tốt, mức độ tăng của lực quán tính và ứng suất nhiệt của các chi tiết, mức giảm của hệ số nạp và nhiều yếu tố khác gây ảnh hưởng xấu tới chu trình công tác, tuổi thọ và độ tin cậy của động cơ.



Hình 11.1. Đặc tính của động cơ và của máy công tác.

Động cơ có thể hoạt động tốt trong phạm vi tốc độ từ nhỏ nhất đến lớn nhất cho phép. Ở mỗi tốc độ n, mômen hoặc công suất có thể thay đổi từ không (chế độ không tải) tới trị số tải lớn nhất tương ứng với tốc độ ấy. Như vậy tổng hợp mọi chế độ có thể làm việc của động cơ trên đồ thị $M_e(n)$ hoặc $N_e(n)$ sẽ là diện tích đồ thị giới hạn bởi bốn đường sau : hai đường song song với tung độ đi qua n_{min} (số vòng quay nhỏ nhất) và n_{max} (số vòng quay lớn nhất), bản thân trục hoành và đường a nối các điểm có công suất hoặc mômen cực đại tương ứng với các chế độ tốc độ (hình 11.2).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trên hình 11.1 giới thiệu hàm $N_e = f(n)$ thể hiện trên các đường từ 1 đến 4, mỗi đường tương ứng với một vị trí của cơ cấu điều khiển động cơ (vị trí bướm ga hoặc thanh răng bơm cao áp). Biến thiên về công suất của máy công tác N_c cũng là hàm của tốc độ quay n : $N_c = f(n)$. Các đường I... IV (hình 11.1) thể hiện biến thiên của hàm N_c theo n với các mức cản khác nhau của máy công tác (độ dốc và trạng thái mặt đường khác nhau đối với ôtô, điện trở khác nhau của mạch điện bên ngoài đối với máy phát điện...).

Nếu động cơ hoạt động ở một chế độ mà các thông số công tác (công suất, mômen, số vòng quay, trạng thái nhiệt...) không thay đổi theo thời gian, ta nói : động cơ hoạt động ở chế độ dừng. Chế độ dừng chỉ tồn tại khi công suất có ích của động cơ N_e bằng công suất của máy công tác N_c, khi không thay đổi cơ cấu điều khiển động cơ cũng như mức độ cản của máy công tác. Nếu nối liền trục quay của máy công tác với trục quay của động cơ thì số vòng quay của máy công tác bằng số vòng quay của động cơ, lúc ấy muốn xác định chế độ hoạt động của động cơ chỉ cần đặt các đồ thị của máy công tác và đồ thị của động cơ lên cùng một bản vẽ (hình 11.1). Điểm cắt của đặc tính động cơ và đặc tính của máy công tác a, c... đều là các chế độ dừng của cả hệ thống động cơ và máy công tác.

Mỗi chế độ dừng, cơ cấu điều khiển động cơ nằm ở một vị trí nhất định, máy công tác cũng hoạt động ở một điều kiện cản nhất định, chính là điểm cắt của hai đặc tính ; ví dụ : điểm a là điểm cắt của đặc tính 2 của động cơ và đặc tính II của máy công tác, khi động cơ chạy theo đường 2 và máy công tác theo đường II.

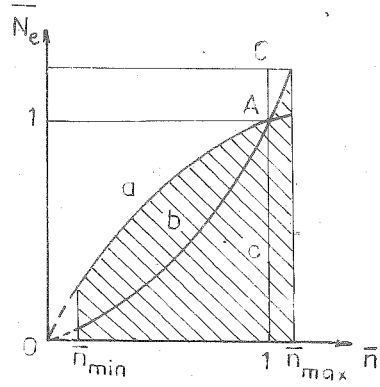
Cho thay đổi điều kiện hoạt động của máy công tác (thay đổi độ dốc và chất lượng mặt đường, điện trở bên ngoài máy phát điện...) sẽ làm thay đổi đặc tính máy công tác N_c. Ví dụ : giảm mức độ cản của máy công tác từ a xuống b (từ đường II xuống đường III) với tốc độ n_1 công suất động cơ $N_e > N_c$ (công suất máy công tác), một đoạn ab, công suất dư ấy sẽ làm tăng tốc đối với hệ thống cho tới khi cân bằng năng lượng được hồi phục ở chế độ dừng mới (điểm c).

Nếu thay đổi cơ cấu điều khiển động cơ (khi giữ không đổi mức cản của máy công tác), cũng sẽ làm cho quá trình thay đổi chế độ dừng của hệ thống diễn ra tương tự như trên.

Như vậy với một thay đổi bất kỳ của cơ cấu điều khiển động cơ cũng như mức cản của máy công tác đều làm thay đổi chế độ dừng với công suất và số vòng quay khác với chế độ cũ.

11.1.2. CÁC ĐIỀU KIỆN HOẠT ĐỘNG

1. Trong một số trường hợp (động cơ quay máy phát điện, máy nén khí, bơm nước....) đòi hỏi động cơ luôn luôn hoạt động ở một tốc độ nhất định. Muốn vậy cần phải thay đổi kịp thời cơ cấu điều khiển động cơ khi mức cản của máy công tác thay đổi (hình 11.2). Khi lắp thêm một bộ điều chỉnh tốc độ (bộ điều tốc) thì động cơ vẫn chạy ở tốc độ cũ hoặc sát với tốc độ cũ khi thay đổi mức cản của máy công tác. Điều kiện hoạt động kể trên của động cơ được gọi là điều kiện tĩnh tại. Người ta dùng hệ số không đồng đều của bộ điều tốc để đánh giá mức độ sai lệch giữa tốc độ



Hình 11.2. Các chế độ có thể hoạt động của các loại động cơ.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

thực tế so với tốc độ trung bình của động cơ trong phạm vi điều chỉnh tốc độ nhờ bộ điều tốc.

Các chế độ có thể hoạt động của động cơ tĩnh tại đều nằm trên đường thẳng vuông góc với trục hoành đi qua số vòng quay định mức n_n (tốc độ thiết kế). Giới hạn trên của động cơ tĩnh tại là điểm A, điểm cho công suất cực đại tại tốc độ định mức N_{emax}. Công suất cực đại N_{emax} là công suất lớn nhất mà động cơ có thể phát ra trong một thời gian giới hạn (1 ÷ 2 giờ). Công suất thiết kế N_{en} là công suất có ích được nhà sản xuất đảm bảo khi cho động cơ chạy trong điều kiện quy định. Đối với động cơ tĩnh tại, công suất thiết kế là công suất cho phép động cơ chạy quá tải khoảng 10 ÷ 20% trong thời gian 1 giờ.

Số vòng quay thiết kế n_n là số vòng quay của trục khuỷu động cơ tương ứng với công suất thiết kế.

Động cơ tĩnh tại và các động cơ phụ của tầu thủy chỉ hoạt động ở số vòng quay thiết kế. Các chế độ làm việc khác của động cơ như : khởi động, tăng tốc, quá tải... chỉ là những chế độ chuyển tiếp, không dừng.

2. Động cơ chính của tầu thủy nối trực tiếp hoặc qua cơ cấu trung gian (truyền động bánh răng, thủy lực hoặc điện...) nối với chân vịt tầu thủy, khi hoạt động cả tốc độ và mức cản của chân vịt đều thay đổi. Khi sử dụng công suất và số vòng quay động cơ chính của tầu thủy biến động trong một phạm vi rộng, với những công suất đặc trưng sau : công suất cực đại, công suất thiết kế, công suất sử dụng, công suất tiết kiệm và công suất cực tiểu.

Công suất sử dụng là công suất mà động cơ có thể hoạt động không giới hạn về thời gian :

$$N_{e_d} = (0,80 \div 0,90)N_{e_n}$$

Công suất tiết kiệm $N_{e_{g_{emin}}}$ là công suất được dùng nhiều nhất, với mức tiêu thụ nhiên liệu nhỏ nhất.

Công suất cực tiểu $N_{e_{min}}$ là công suất nhỏ nhất mà động cơ có thể hoạt động trong một thời gian dài không giới hạn. Công suất cực tiểu nói rõ khả năng chạy chậm của tầu thủy.

Nếu động cơ nối với cánh quạt máy bay hoặc chân vịt tầu thủy thì mọi chế độ dừng của động cơ được thể hiện bằng đường parabôn bậc ba (hình 11.2). $N_e = Cn^3$

Trong trường hợp này công suất có ích của động cơ được giới hạn bởi $N_{e_{min}}$ và $N_{e_{max}}$ (n_n)

3. Động cơ lắp trên thiết bị vận tải đường bộ phải thường xuyên làm việc trong điều kiện thay đổi lớn cả về tốc độ lẫn mức cản của xe. Thông thường giữa số vòng quay và công suất của động cơ loại này không có mối quan hệ đơn trị ; với một vòng quay bất kỳ công suất động cơ đều có thể thay đổi từ không đến công suất cực đại. Vì vậy các chế độ làm việc của động cơ vận tải trên đồ thị $N_e = f(n)$ (hình 11.2) được thể hiện bằng toàn bộ diện tích giới hạn bởi : trục hoành, hai đường thẳng song song với trục tung đi qua n_{min} và n_{max} và đường $N_{e_{max}}$, nối những điểm có công suất cực đại tương ứng của mỗi số vòng quay n. Trong điều kiện sử dụng thực tế phần lớn thời gian, động cơ vận tải đều hoạt động ở các chế độ không tải và ít tải.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

4. Các động cơ lắp trên đầu máy xe lửa, tầu đánh cá, dẫn động cần trục hoặc dẫn động các thiết bị cơ giới khác, hơn 50% thời gian đều chạy ở chế độ không tải hoặc ít tải.

Tung độ của đồ thị hình 11.2 là công suất tương đối $\overline{N}_e = \frac{N_e}{N_{e_n}}$, còn hoành độ là tốc độ tương đối $\overline{n} = \frac{n}{n_n}$.

11.1.3. PHÂN LOẠI ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Người ta dùng đặc tính để đánh giá các chỉ tiêu kỹ thuật của động cơ, hoạt động trong các điều kiện khác nhau. Đặc tính của động cơ là các hàm số thể hiện sự thay đổi của các chỉ tiêu công tác chính theo chỉ tiêu công tác khác hoặc theo nhân tố nào đó có ảnh hưởng trực tiếp tới chu trình công tác.

Các đặc tính được sử dụng nhiều trong động cơ gồm có :

- Đặc tính tốc độ (có đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận) ;
- Đặc tính tải ;
- Đặc tính tổng hợp ;
- Đặc tính không tải ;
- Đặc tính điều tốc ;
- Đặc tính chân vịt ;
- Đặc tính điều chỉnh.

Các đặc tính tổng hợp, điều tốc, không tải, chận vịt chỉ là các trường hợp đặc biệt của đặc tính tốc độ. Các đặc tính của động cơ được xác định bằng thực nghiệm trên băng thử động cơ.

Sau đây sẽ giới thiệu lần lượt các loại đặc tính.

11.1.4. CÁC BIỂU THỨC DÙNG ĐỂ PHÂN TÍCH ĐẶC TÍNH ĐỘNG CƠ

Muốn phân tích đặc tính của động cơ cần lập mối quan hệ toán học giữa các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ, như công suất có ích N_e, mômen có ích M_e, áp suất có ích trung bình p_e, suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e, lưu lượng nhiên liệu G_{nl} với các thông số của chu trình như : $\eta_v, \eta_i, \eta_m, \alpha$ ...

Nhờ các biểu thức (4-28), (4-26) và (6-12), nếu bỏ qua phần hơi nhiên liệu trong hòa khí, đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng ta có biểu thức :

$$N_e = \frac{1}{30\tau} \cdot V_h \frac{Q_{tk}}{\alpha . L_o} \rho_k \eta_v \eta_i \eta_m . i . n \ ; \ (W) \qquad (11\text{-}2)$$

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = \frac{Q_{tk}}{\alpha . L_o} \rho_k \eta_v \eta_i \eta_m \ ; \ (Pa) \qquad (11\text{-}3)$$

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e}{n} \cdot \frac{30}{\pi} = \frac{Q_{tk}}{\alpha . L_o} \frac{1}{\pi\tau} V_h . \rho_k . \eta_v . \eta_i . \eta_m . i \ ; \ (N.m) \qquad (11\text{-}4)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Từ biểu thức (4-37), (4-36) và (4-44) sẽ xác định được biểu thức của g_e và G_{nl} :

$$g_e = \frac{1}{Q_{tk} \cdot \eta_i \cdot \eta_m} \; ; \; (kg/W.s) \qquad (11-5)$$

$$G_{nl} = g_e . N_e = \frac{V_h . i}{30 . \tau} \cdot \frac{\rho_k}{L_o} \cdot \frac{\eta_v}{\alpha} . n \; (kg/s) \qquad (11-6)$$

Trong các biểu thức trên : n tính bằng vòng/phút, V_h tính bằng m^3, ρ_k tính bằng kg/m^3, Q_{tk} tính bằng J/kg.

Hiệu suất cơ giới η_m được xác định theo (6-37) trong đó p_m tính theo (6-53a) và p_i tính theo (11-3), sẽ được :

$$\eta_m = 1 - \frac{a + b . \overline{Cm}}{\frac{Q_{tk}}{\alpha L_o} \cdot \eta_k \cdot \eta_v \cdot \eta_i} \qquad (11-7)$$

Đối với động cơ đưa vào thử nghiệm các thông số sau đều là hằng số : hệ số kỳ τ, thể tích công tác của xilanh V_h, nhiệt trị thấp khối lượng của nhiên liệu Q_{tk}, lượng không khí lý thuyết cần để đốt 1kg nhiên liệu L_o, số xilanh động cơ i...

Nếu thay tích của các hằng số trong các biểu thức từ (11-2) đến (11-7) bằng các hằng số từ A_1 đến A_5 trong đó lưu ý thêm thứ nguyên mới của các chỉ tiêu sẽ được :

$$N_e = A_1 \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot \eta_i \; \eta_m . n . \rho_k \; ; \; (kW) \qquad (11-8)$$

$$p_e = A_2 \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot \eta_i \; \eta_m . \rho_k \; ; \; (MPa) \qquad (11-9)$$

$$M_e = A_3 \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot \eta_i \; \eta_m . \rho_k \; ; \; (N.m) \qquad (11-10)$$

$$g_e = A_4 \frac{1}{\eta_i . \eta_m} \; ; \; (g/kW.h) \qquad (11-11)$$

$$G_{nl} = A_5 \frac{\eta_v}{\alpha} . n \; ; \; (kg/h) \qquad (11-12)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{a + b . \overline{C}_m}{A_2 \frac{\eta_v}{\alpha} \eta_i \cdot \rho_k} . \qquad (11-13)$$

Các biểu thức từ (11-8) đến (11-13) dùng để phân tích đặc tính của động cơ xăng, đặc biệt là động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí vì hệ số nạp η_v của các biểu thức trên gây ảnh hưởng trực tiếp đến các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của chúng. Đối với động cơ điêden cần thay η_v bằng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct}, vì g_{ct} gây ảnh hưởng trực tiếp đến các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ điêden. Theo định nghĩa về hệ số dư lượng không khí α, có thể viết :

$$\alpha = \frac{\eta_v . V_h . \rho_k}{g_{ct} . L_o} \qquad (11-14)$$

trong đó : V_h tính theo m^3 ; g_{ct} – kg/chu trình ; ρ_k – kg/m^3 ;
L_o – kg không khí/kg nhiên liệu.

Từ (11-14) sẽ có :

$$\frac{\eta_v}{\alpha} = \frac{L_o}{V_h . \rho_k} \cdot g_{ct} \qquad (11-15)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thay (11-15) vào các biểu thức (11-8), (11-9), (11-10), (11-12) và (11-13) rồi thay tích của $\frac{L_o}{V_h \cdot \rho_k}$ với các hằng số trong các biểu thức trên bằng các hằng số tương ứng C_1... C_5, sẽ được một bộ biểu thức dùng để phân tích đặc tính động cơ điêden :

$$N_e = C_1 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot n \; ; \qquad (11\text{-}16)$$

$$p_e = C_2 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \; ; \qquad (11\text{-}17)$$

$$M_e = C_3 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \; ; \qquad (11\text{-}18)$$

$$g_e = A_4 \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_m} \; ; \qquad (11\text{-}19)$$

$$G_{nl} = C_5 \cdot g_{ct} \cdot n \; ; \qquad (11\text{-}20)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{a + b \cdot \overline{C}_m}{C_2 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i} \; ; \qquad (11\text{-}21)$$

Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu thể khí : số hạng $\frac{Q_{tk}}{\alpha L_o}$ trong biểu thức (11-2) sẽ được thay bằng $\frac{Q_{tm}}{1 + \alpha V_o}$ (trong đó : Q_{tm} (J/m^3) - nhiệt trị thấp của 1m^3 nhiên liệu khí ở điều kiện tiêu chuẩn, V_o (m^3/m^3) - số m^3 không khí lý thuyết dùng để đốt 1m^3 nhiên liệu khí, do đó sẽ có :

$$N_e = \frac{1}{30\tau} V_h \frac{Q_{tm}}{1 + \alpha V_o} \rho_k \eta_v \eta_i \eta_m \cdot n \cdot i \qquad (11\text{-}22)$$

thay hằng số : $B = \frac{i}{30\tau} \cdot V_h \cdot Q_{tm} \cdot \rho_k$ sẽ được :

$$N_e = B \cdot \eta_v \cdot \frac{Q_{tm}}{1 + \alpha \cdot V_o} \eta_m \cdot \eta_i \cdot n \qquad (11\text{-}23)$$

Qua (11.7) và (11.20) lưu ý đến (4-20) và (6-33) sẽ lập được biểu thức

$$G_{nl} = C_6 \frac{(p_e + p_m)}{\eta_i} n$$

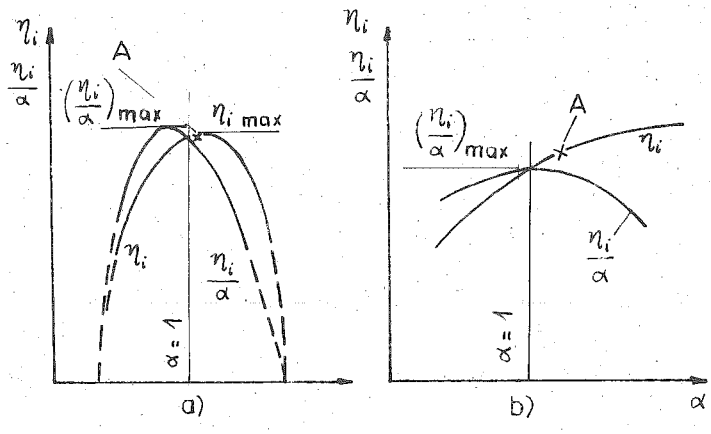
trong đó : $C_6 = \frac{C_5}{C_2}$

11.1.5. MỐI QUAN HỆ GIỮA η_i VÀ $\frac{\eta_i}{\alpha}$ VỚI α

Trong động cơ xăng, do được hòa trộn đồng đều, nên tồn tại một giới hạn nồng độ nhất định của hòa khí để màng lửa lan truyền, bên ngoài giới hạn ấy hòa khí không cháy (hình 11.3a). Hiệu suất chỉ thị η_i của động cơ xăng sẽ giảm dần khi hệ số dư lượng không khí α đến gần giới hạn bốc cháy của hòa khí và đạt giá trị cực đại tại một giá trị nào đó của α trong phạm vi giới hạn trên, thông thường tại α hơi lớn hơn 1 ($\alpha \approx 1{,}05 \div 1{,}15$). Sau đó nếu tiếp tục tăng α sẽ làm cho η_i giảm nhanh. Giá trị cực đại của $\frac{\eta_i}{\alpha}$ tương ứng với giá trị $\alpha \approx 0{,}85 \div 0{,}9$, phụ thuộc đặc điểm cấu tạo của động cơ.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hoạt động tại $\alpha \approx 0,85 \div 0,9$, hòa khí có tốc độ cháy lớn nhất. Thành phần sản vật cháy trong trường hợp này chứa một lượng lớn khí CO và H_2 (tương ứng khoảng 5 – 10% và 2 – 5% thể tích khí thải). Ngoài ra còn chứa một lượng NO_x (0 ÷ 0,8 mg/l) khí C_nH_m (0,2 ÷ 3,0 mg/l) và OH (0 ÷ 0,2 mg/l). Đó là những khí không mầu, không tạo muội, vì vậy không gây trở ngại gì cho hoạt động của động cơ trong môi trường đô thị mật độ xe không lớn. Nhưng nếu mật độ xe đủ lớn tạo nên nồng độ các chất kể trên vượt quá giới hạn cho phép chúng sẽ gây độc hại lớn đối với con người và môi trường xung quanh. Vì vậy phải có biện pháp và tạo thiết bị trung hòa các chất độc hại kể trên của sản vật cháy.



Hình 11.3. Biến thiên của η_i và $\frac{\eta_i}{\alpha}$ theo hệ số dư lượng không khí α
a) Động cơ xăng ; b) Động cơ điêzen ;
A – vị trí bắt đầu không cháy hết.

Điều kiện để đạt $\frac{\eta_i}{\alpha}$ cực đại của máy ga cũng tương tự như của động cơ xăng dùng chế hòa khí, chỉ khác là giới hạn của máy ga rộng hơn về phía giới hạn dưới, các giá trị $\eta_{i\,max}$ và $\left(\frac{\eta_i}{\alpha}\right)_{max}$ cũng chuyển dịch về phía giới hạn dưới.

Nguyên tắc bốc cháy của nhiên liệu trong hòa khí của động cơ điêden trên thực tế không bị giới hạn bởi hệ số dư lượng không khí α trung bình. Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp dùng trong động cơ điêden có hiệu suất cao hơn khi giảm bớt phần nhiệt cung cấp trong giai đoạn đẳng áp của chu trình. Vì vậy hiệu suất η_i sẽ tăng khi tăng hệ số dư lượng không khí α. Ngoài ra, khi tăng hệ số dư lượng không khí α (điều chỉnh chất) thì tỉ nhiệt của môi trường công tác cũng giảm nhờ đó giảm bớt các tổn thất nhiệt đem theo khí thải. Nhưng nếu α lớn quá ($\alpha > 4$), như chứng minh bằng thực nghiệm, thì η_i cũng bắt đầu giảm vì chất lượng phun (trong trường hợp phun ít nhiên liệu) sẽ giảm làm tăng phần tổn thất nhiệt khi cháy.

Trong động cơ điêden, hiện tượng cháy không kiệt của nhiên liệu bắt đầu xuất hiện tại hệ số dư lượng không khí α lớn hơn so với máy xăng dùng chế hòa khí, vì trong động cơ điêden α được tính theo giá trị trung bình với số lượng nhiên liệu và không khí có trong buồng cháy tại thời điểm xét. Xuất hiện sản vật cháy không hoàn toàn thể hiện sự thiếu không khí cục bộ tại một điểm nào đó trong buồng cháy. Từ thời điểm bắt đầu cháy không hết, nếu tiếp tục giảm α sẽ làm cho hiệu suất chỉ thị η_i giảm nhanh (hình 11.3b).

Cháy không hoàn toàn của động cơ điêden làm xuất hiện trong khí thải muội than (0,01 ÷ 1,1 g/m^3), khí CO (0,01 ÷ 0,5% thể tích) NO_x (0,0002 ÷ 0,5 mg/l) C_nH_m (0,009 ÷ 0,5 mg/l) và một lượng nhỏ hơi nhiên liệu và hơi dầu.

Chỉ cần một lượng muội than rất nhỏ sẽ làm khí thải có mầu tối và gây bẩn môi trường. Ngoài ra, muội than còn bám lên thành buồng cháy, có thể làm cho động cơ trở nên quá nóng vì cháy rớt trên đường giãn nở của nhiên liệu và những sản vật

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

chưa kịp cháy. Hiện tượng cháy không hết của động cơ điêden trở nên đặc biệt nghiêm trọng khi $\alpha < 1$. Giá trị cực đại của $\frac{\eta_i}{\alpha}$ thường xuất hiện ở $\alpha \approx 1$.

11.2. ĐẶC TÍNH TỐC ĐỘ

Các hàm số thể hiện biến thiên của công suất, mômen có ích (hoặc áp suất có ích trung bình) suất tiêu hao nhiên liệu có ích... và các chỉ tiêu khác của động cơ theo số vòng quay, khi giữ tay điều khiển động cơ ở vị trí quy định được gọi là đặc tính tốc độ.

Đặc tính tốc độ biểu thị công suất cực đại của động cơ tương ứng với từng số vòng quay của động cơ là đặc tính ngoài. Do công suất cực đại của động cơ điêden theo số vòng quay còn phụ thuộc vào vị trí tay điều khiển nhiên liệu cấp cho chu trình, nên đặc tính ngoài cũng phụ thuộc vào sự điều khiển đó.

Đặc tính ngoài của động cơ điêden có các loại sau :

1. Đặc tính ngoài tuyệt đối – là đặc tính ngoài mà các thông số bên phải của các biểu thức từ (11-8) đến (11-10) đều đạt giá trị cực đại tại mỗi số vòng quay n. Đó chỉ là đặc tính được xác định khi khảo nghiệm động cơ trên băng thử. Trong sử dụng thực tế không cho phép động cơ hoạt động tới các giá trị này nhằm bảo vệ, không để máy hư hỏng. Mặt khác cũng không thể đảm bảo mọi điều kiện tối ưu về góc phun sớm, về nhiệt độ môi chất làm mát động cơ ở đầu vào cũng như đầu ra... trong mọi vòng quay của động cơ, qua đó đảm bảo giá trị cực đại của η_i, $\frac{\eta_i}{\alpha}$, η_v, η_m...

2. Đặc tính giới hạn bơm cao áp là đặc tính ngoài mà tay điều khiểm bơm cao áp được kéo tới vị trí giới hạn lớn nhất. Khi thiết kế bơm cao áp người ta đều để một phần dự trữ về thể tích nhiên liệu đảm bảo cho nó có thể cung cấp cho xilanh lượng nhiên liệu lớn hơn so với nhu cầu của chu trình. Vì vậy khi sử dụng phải đặt trên bơm một chốt tỳ nhằm hạn chế lượng nhiên liệu cực đại cấp cho chu trình.

3. Đặc tính ngoài theo công suất thiết kế là đặc tính tốc độ trong đó cơ cấu điều khiển được giữ ở vị trí đạt công suất thiết kế N_{e_n} tại số vòng quay thiết kế n_n. Đặc tính ngoài theo công suất thiết kế là đặc tính mang tính chất pháp lý được nhà chế tạo đảm bảo khi xuất xưởng.

4. Đặc tính ngoài sử dụng (được gọi tắt là đặc tính ngoài) là đặc tính tốc độ trong đó cơ cấu điều khiển được giữ ở vị trí tương ứng với công suất sử dụng N_{e_d} tại số vòng quay sử dụng n_d. Người ta dùng đặc tính sử dụng N_d để lựa chọn động cơ phối hợp với máy công tác.

5. Đặc tính khói đen là đặc tính tốc độ trong đó với mỗi số vòng quay n, cơ cấu điều khiển bơm cao áp đều nằm ở vị trí bắt đầu nhả khói đen trong khí xả.

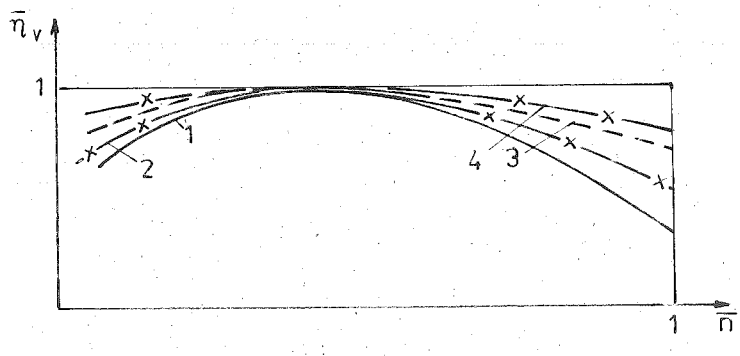
Tất cả các đường đặc tính tốc độ khác khi giữ không đổi vị trí của cơ cấu điều khiển bơm cao áp để công suất động cơ thấp hơn so với các đặc tính ngoài kể trên được gọi là đặc tính bộ phận.

Đối với động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí, các hàm N_e, p_e, M_e, g_e, G_{nl} ... thay đổi theo tốc độ n, khi mở 100% bướm ga được gọi là đặc tính ngoài, còn khi bướm ga nằm ở vị trí mở nhỏ hơn 100% được gọi là các đặc tính bộ phận.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Ở vị trí mở 100% bướm ga, sự biến thiên của các hàm $N_e = f(n)$, $M_e = f(n)$... phụ thuộc vào sự thay đổi của $\eta_v, \eta_m, \frac{\eta_i}{\alpha}, \rho_k$ theo số vòng quay n (11-2) và (11-8). Biến thiên của η_v khi động cơ chạy theo đặc tính ngoài phụ thuộc sự thay đổi của tốc độ dòng khí qua xupáp nạp, pha phân phối của các xupáp và độ mở bướm ga. Càng tăng tốc độ dòng khí qua xupáp nạp và xupáp thải thì hệ số nạp η_v càng thấp. Điều đó đúng đối với động cơ không tăng áp cũng như động cơ tăng áp. Trong vùng tốc độ thấp cũng xảy ra hiện tượng giảm của η_v theo mức độ giảm tốc độ n vì lúc ấy pha phân phối thực tế không còn phù hợp với tốc độ của động cơ lúc đó.

Lực cản trên đường nạp của động cơ điêden hơi nhỏ hơn so với động cơ xăng, vì vậy đặc tính ngoài về η_v của động cơ xăng hơi dốc hơn so với η_v của động cơ điêden (hình 11-4).



Hình 11.4. Khuynh hướng biến thiên của $\bar{\eta}_v = \frac{\eta_v}{\eta_{vmax}}$ theo tốc độ $\bar{n} = \frac{n}{n_n}$

1, 3 – động cơ xăng và điêden không tăng áp ;
2,4 – động cơ xăng và điêden tăng áp.

Trong các động cơ tăng áp, do có giảm tương đối về tổn thất áp suất trên đường nạp nên khi tăng n đường $\overline{\eta_v} = f(n)$ của động cơ tăng áp phẳng hơn so với động cơ không tăng áp, ví dụ trên động cơ 4 kỳ tăng áp khi cho tốc độ động cơ thay đổi trong phạm vi $(1,0 \div 0,45)n_n$, thì η_v chỉ tăng khoảng 4% khi giảm n. Mối quan hệ giữa hệ số nạp tương đối $\overline{\eta_v} = \frac{\eta_v}{\eta_{vmax}}$ và tốc độ tương đối $\bar{n} = \frac{n}{n_n}$ [trong đó n_n – tốc độ thiết kế (định mức) ; $\eta_{v\ max}$ – hệ số nạp cực đại] thay đổi trong phạm vi ± 50% n_m (n_m – tốc độ động cơ tại điểm có $\eta_{v\ max}$), đối với động cơ điêden tăng áp dùng trong lĩnh vực vận tải được tính theo công thức kinh nghiệm :

$$\overline{\eta_v} = 1 - \frac{C}{\eta_{vmax}} (\bar{n}^2 - 1) \qquad (11\text{-}24)$$

trong đó : C = 0,027 đối với điêden không tăng áp và C = 0,014 đối với điêden tăng áp.

Các đặc tính bộ phận do không tác động gì đến đường nạp nên đặc tính thay đổi của η_v theo số vòng quay n của động cơ điêden, về mặt lý thuyết vẫn có dạng giống như khi chạy ở đặc tính ngoài. Trên thực tế η_v có thay đổi chút ít khi chuyển từ đặc tính ngoài sang các đặc tính bộ phận vì có sự thay đổi về sấy nóng môi chất mới và về điều kiện trên đường nạp, trong xilanh và trên đường thải. Nhưng không thể tính lý thuyết đối với các mặt thay đổi trên vì vậy vẫn coi sự thay đổi của η_v trên các đặc tính bộ phận hoàn toàn giống η_v theo đặc tính ngoài.

Đối với các loại động cơ châm cháy cưỡng bức, khi chuyển sang các đặc tính bộ phận phải đóng bướm ga nhỏ dần, đã làm tăng lực cản đối với đường nạp. Vì vậy mỗi vị trí bướm ga có một mối quan hệ riêng giữa η_v và n. Có thể xác định gần đúng mối quan hệ trên như sau :

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Giữa hệ số nạp η_v và độ chân không Δp_g trên đường nạp phía sau bướm ga đối với mỗi động cơ có thể dùng hàm tuyến tính sau :

$$\eta_v = a - b.\Delta p_g \qquad (11\text{-}25)$$

trong đó : a, b –là hệ số thực nghiệm.

Lưu lượng khối lượng trong một giây của không khí đi qua tiết diện lưu thông ở bướm ga f_g :

$$G_k = \mu_g f_g \sqrt{p_k \rho_k}.\ \psi \ ; \qquad (11\text{-}26)$$

trong đó : μ_g – hệ số lưu lượng qua bướm ga ;

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{p_g}{p_k}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_g}{p_k}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

f_g – tiết diện lưu thông qua bướm ga (m^2) ;

p_g – áp suất không khí phía sau bướm ga ;

p_k , ρ_k – áp suất (Pa) và khối lượng riêng (kg/m^3) của không khí phía trước bướm ga.

Nếu động cơ không tăng áp hoặc động cơ tăng áp nhưng máy nén đặt phía sau bộ chế hòa khí thì $p_k = p_o$ và $\rho_k = \rho_o$.

Lưu lượng G_k của động cơ bốn kỳ :

$$G_k = \frac{\eta_v.\ V_h.\ i.\ n}{120}\rho_k \qquad (11\text{-}27)$$

Từ các biểu thức (11-26) và (11-27) tìm được :

$$\eta_v = \frac{120\mu_g f_g \sqrt{p_k \rho_k}.\ \psi}{V_h.\ i.\ n.\ \rho_k}$$

Nếu thay tiết diện lưu thông tương đối $\overline{\mu_g f_g} = \dfrac{\mu_g f_g}{(\mu_g f_g)_{max}}$ và tốc độ tương đối $\bar{n} = \dfrac{n}{n_n}$ vào biểu thức cuối cùng sẽ được :

$$\eta_v = B.\frac{\overline{\mu_g f_g}.\ \psi}{\bar{n}} \qquad (11\text{-}28)$$

trong đó : B – là hằng số đối với động cơ cần xét và điều kiện phía trước bướm ga đã biết :

$$B = \frac{120\ (\mu_g f_g)_{max}\sqrt{\dfrac{p_k}{\rho_k}}}{V_h.\ i.\ n_n}$$

Muốn biết mối quan hệ $\eta_v = f(\overline{\mu_g f_g}, \bar{n})$ từ các biểu thức (11-25) và (11-28) cần loại bỏ Δp_g. Nhưng rất khó xác định mối quan hệ trên dưới dạng một biểu thức đại số vì tính phức tạp giữa hàm ψ và Δp_g. Trên hình 11.5 giới thiệu mối quan hệ đó dựa vào kết quả tính theo các giá trị bằng số.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Càng đóng nhỏ bướm ga (giảm $\mu_g f_g$) thì mức giảm của η_v theo $\bar{n}$ càng dốc nhưng η_v chỉ giảm tiệm cận tới giá trị thu được khi đóng nhỏ tiết diện lưu thông tại đây.

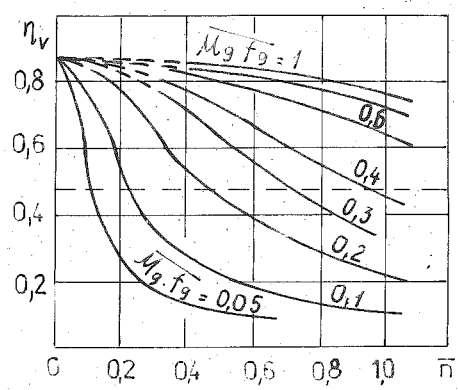
Giảm độ chân không sau bướm ga xuống dưới giá trị tới hạn, sẽ làm cho $\psi = \psi_{max} = const$. Lúc ấy :

$$\eta_v = \frac{B\overline{\mu_g f_g}\psi_{max}}{\bar{n}} \qquad (11\text{-}29)$$

Khi $\overline{\mu_g f_g}$ không thay đổi thì :

$$\eta_v = \frac{B_1}{\bar{n}}$$

trong đó : B_1 – hằng số mới, $B_1 = B\overline{\mu_g f_g}.\psi_{max}$



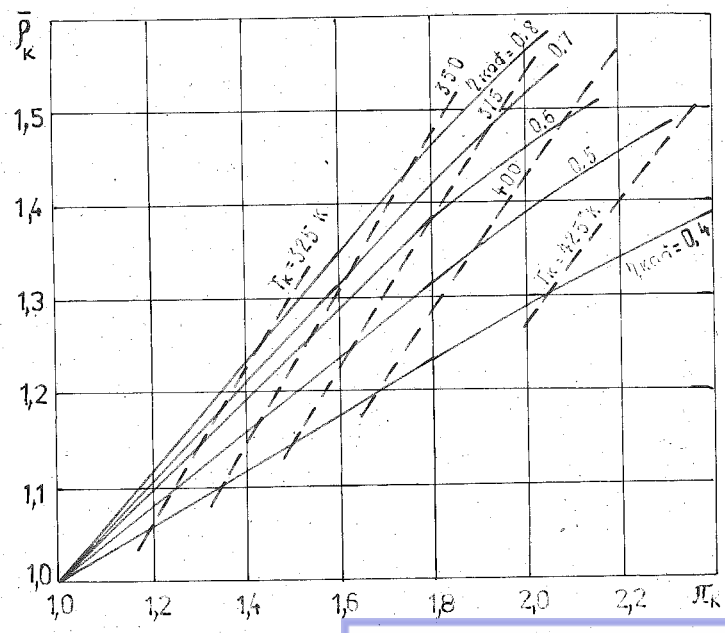
Hình 11.5. Biến thiên của hệ số nạp η_v theo n tại các vị trí khác nhau của bướm ga.

Như vậy mối quan hệ giữa η_v và $\bar{n}$ tại các giá trị nhỏ của η_v được thể hiện bằng đường hyperbôn đẳng trục.

Giá trị của η_v chuyển sang quan hệ hyperbôn, phụ thuộc tỉ số áp suất tới hạn $\left(\frac{p_g}{p_k}\right)_{\text{tới hạn}} = 0,528$, thể hiện bằng đường khuất (hình 11.5)

Khi $\bar{n}$ giảm sát tới không, các đặc tính $\eta_v = f(\bar{n})$ với các giá trị khác nhau của $\mu_g f_g$ đều quy tụ về một điểm trên trục tung (hình 11.5) vì lúc ấy tốc độ dòng khí đi qua $\mu_g f_g$ đều tiến tới không, với mọi giá trị của $\mu_g f_g$.

Số lượng môi chất mới nạp vào xilanh chẳng những phụ thuộc hệ số nạp η_v mà còn phụ thuộc khối lượng riêng của không khí ρ_k. Động cơ không tăng áp có $\rho_k = \rho_o$. Trong động cơ tăng áp, ρ_k phụ thuộc mức độ tăng áp hiệu suất đoạn nhiệt của máy nén và mức độ làm mát trung gian cho khí nén trước khi vào động cơ. Mức độ tăng của khối lượng riêng tương đối $\overline{\rho_k}$ của không khí đi vào động



Hình 11.6. Biến thiến của $\overline{\rho}_k = \frac{\rho_k}{\rho_o}$ theo π_k ($T_o = 288°K$, $\rho_o = 1,225 kg/m^3$).

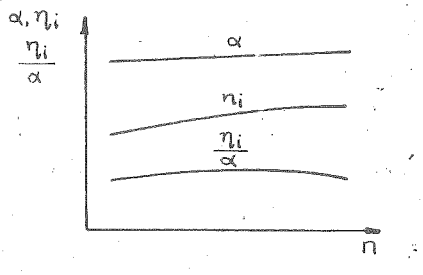
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

cơ theo mức độ nén khác nhau, với các giá trị của hiệu suất đoạn nhiệt η_{kdn} của máy nén và không làm mát trung gian cho khí nén (hình 11.6). Các đường khuất trên hình 11.6 là các đường biến thiên của $\overline{\rho_k}$ khi T_k = const.

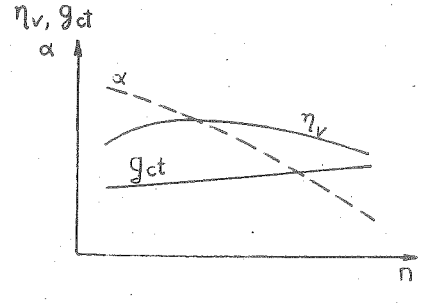
Tăng π_k, do T_k tăng theo nên làm cho $\overline{\rho_k}$ tăng chậm, vì vậy đã làm giảm ảnh hưởng tăng áp tới mức độ tăng khối lượng môi chất mới nạp vào động cơ, thể hiện qua tích số $\eta_v\rho_k$. Vì vậy làm mát trung gian cho không khí tăng áp chẳng những làm giảm ứng suất nhiệt của động cơ mà còn làm tăng khối lượng môi chất nạp vào động cơ. Nếu làm mát trung gian đảm bảo cho $T_k = T_o$ thì khối lượng không khí nạp vào động cơ tỉ lệ thuận với mức độ tăng áp trong máy nén.

Khi động cơ tăng áp hoạt động theo đặc tính ngoài, nếu giảm số vòng quay n sẽ làm giảm π_k và do đó làm giảm ρ_k. Trong trường hợp tăng áp bằng máy nén ly tâm dẫn động cơ khí và dẫn động bằng tua bin khí thải thì π_k và ρ_k sẽ giảm nhanh làm cho khối lượng không khí nạp vào xilanh $\eta_v\rho_k$ giảm theo mức giảm của n.

– Giá trị η_i của động cơ xăng với ε = const, trên đặc tính ngoài phụ thuộc biến thiên của α theo n. Tỷ số nén ε_k của động cơ xăng tăng áp, trong điều kiện giữ không đổi số octan của nhiên liệu phải nhỏ hơn tỷ số nén ε_o của động cơ chưa tăng áp để tránh kích nổ. Nếu vẫn giữ nguyên tỷ số nén như của động cơ chưa tăng áp thì cần dùng nhiên liệu có số ốc-tan cao hơn. Thông thường cứ tăng số octan lên 6 ÷ 8 đơn vị thì tỷ số nén của động cơ có thể tăng một đơn vị.



Hình 11.7. Biến thiên của η_i, α và $\frac{\eta_i}{\alpha}$ theo n của động cơ xăng.



Hình 11.8. Biến thiên η_v, g_{ct} và α của động cơ điêden theo n đối với bơm Boschs.

Khi động cơ xăng hoạt động theo đặc tính ngoài thì hệ số dư lượng không khí α sẽ giảm khi giảm n. Ví dụ nếu thay đổi tốc độ trong giới hạn $(0,25 \div 1,0)n_n$ thì α sẽ thay đổi trong phạm vi 0,8 ÷ 0,9. Đặc tính trên của α vẫn tiếp tục duy trì khi chuyển sang các đặc tính bộ phận. Tuy nhiên, khi điều chỉnh bộ chế hòa khí ở vị trí gần mở hết bướm ga người ta đều để cho hệ số dư lượng không khí α nhạt hơn so với đặc tính ngoài để tiết kiệm xăng. Hình 11.7 giới thiệu đồ thị điển hình của η_i, α và $\frac{\eta_i}{\alpha}$ theo tốc độ, ta thấy rõ $\frac{\eta_i}{\alpha}$ thay đổi rất ít.

Hiệu suất chỉ thị η_i của động cơ điêden khi chạy theo đặc tính ngoài phụ thuộc hệ số dư lượng không khí α, tỉ số tăng áp suất khi cháy λ, khối lượng riêng của không khí nạp vào động cơ ρ_k và tốc độ n của động cơ. Ảnh hưởng của bản thân tốc độ n và khối lượng riêng của không khí ρ_k đến η_i thường không nhiều, mà chủ yếu chúng gây ảnh hưởng tới α và tỉ số tăng áp khi cháy λ. Phần trên đã thấy rõ tăng α sẽ làm tăng η_i.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

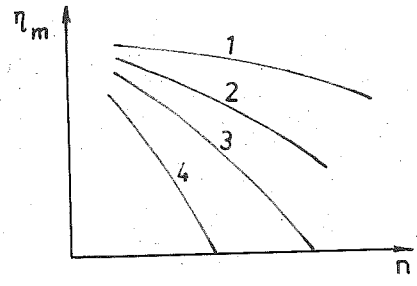
Động cơ điêden không tăng áp, hệ số nạp η_v hơi tăng khi giảm tốc độ n. Lượng nhiên liệu cấp cho chu trình của bơm Bosch lại hơi tăng khi tăng tốc độ n (hình 11.8), do tăng tiết lưu và giảm rò nhiên liệu. Sự biến động của η_v và g_{ct} kể trên khi thay đổi n làm cho α hơi giảm khi tăng n, qua đó ảnh hưởng xấu tới quá trình cháy. Lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct} bị giảm khi giảm n sẽ kéo theo giảm p_i, gây ảnh hưởng xấu tới đặc tính tốc độ. Người ta dùng cơ cấu đặc biệt đặt trên bơm Boschs để hiệu chỉnh đặc tính tốc độ của bơm.

Động cơ điêden tăng áp, sự thay đổi của khối lượng không khí nạp vào động cơ còn phụ thuộc khối lượng riêng của không khí ρ_k. Khi giảm tốc độ n, giá trị của ρ_k sẽ giảm càng nhanh nếu p_k ở chế độ định mức càng lớn. Vì vậy động cơ điêden tăng áp sẽ làm tăng α khi tăng n. Còn tỉ số tăng áp suất khi cháy λ sẽ tăng khi giảm n vì lúc ấy sẽ làm tăng thời gian cháy trễ. Thực nghiệm chỉ ra rằng nếu áp suất p_k càng giảm mạnh khi giảm n sẽ làm cho λ tăng càng nhiều. Ảnh hưởng tổng hợp của α và λ khi động cơ điêden chạy theo đặc tính ngoài như sau : η_i sẽ tăng khi tăng n nhưng tỉ số $\frac{\eta_i}{\alpha}$ sẽ giảm.

- Hiệu suất cơ khí η_m, khi động cơ chạy ở đặc tính ngoài sẽ giảm khi tăng n vì lúc ấy $\overline{C}_m$ tăng còn $\frac{\eta_i}{\alpha}$ và η_v lại giảm (11-13). Đối với động cơ tăng áp, khi tăng n thì η_m sẽ giảm chậm hơn so với động cơ không tăng áp vì lúc ấy ρ_k sẽ tăng, η_m giảm càng chậm khi tăng n nếu động cơ tăng áp càng cao.

- Đặc tính bộ phận của động cơ xăng tương ứng với các vị trí đóng nhỏ bướm ga, sẽ làm giảm hệ số nạp η_v qua đó giảm áp suất chỉ thị trung bình p_i (11-3).

Từ biểu thức (11-13) thấy rằng, khi đóng nhỏ bướm ga η_m càng giảm nhanh, khi tăng n, nếu bướm ga đóng càng nhỏ, vì áp suất tổn hao cơ giới trung bình sẽ tăng khi tăng n còn tích số $(\frac{\eta_i}{\alpha}.\eta_v.\rho_k)$ sẽ giảm và càng giảm nhanh nếu đóng nhỏ bướm ga. Khi đóng bướm ga đủ nhỏ, thì áp suất chỉ thị trung bình sẽ giảm nhanh tới mức làm cho $p_m = a + b.\overline{C}_m = p_i = A_2.\eta_v.\frac{\eta_i}{\alpha}.\rho_k$ và $\eta_m = 0$. Vì vậy mối quan hệ giữa η_m và tốc độ n ở các vị trí đóng bướm ga khác nhau có dạng như trên hình 11.9.



Hình 11.9. Biến thiên của η_m theo n của động cơ xăng
1 - mở bướm ga 100%;
2 ÷ 4 - các vị trí đóng dần bướm ga.

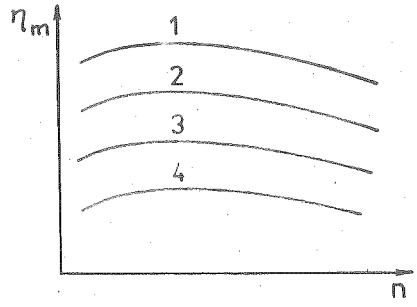
- Đặc tính bộ phận của động cơ điêden không tăng áp với các vị trí khác nhau của cơ cấu điều khiển thanh răng bơm cao áp có dạng tương tự như đặc tính ngoài. Ở đặc tính bộ phận với g_{ct} nhỏ hơn so với đặc tính ngoài sẽ làm cho môi chất mới được sấy nóng ít hơn, nhờ đó làm tăng khối lượng môi chất nạp vào xilanh mặc dầu tăng ít. Do đó giảm g_{ct} sẽ làm tăng η_i chút ít. Đặc điểm kể trên của η_i cũng thể hiện trên đặc tính bộ phận của động cơ tăng áp dẫn động cơ khí.

Động cơ điêden tăng áp tua bin khí khi chuyển sang đặc tính bộ phận sẽ làm giảm nhiệt độ và tốc độ dòng khí xả, do đó làm giảm công suất tua bin, giảm áp suất và số lượng không khí do máy nén cấp cho động cơ, vì vậy đã làm cho α tăng chậm khi

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

chuyển sang đặc tính bộ phận. Ngoài ra, nếu p_k càng cao ở đặc tính ngoài đòi hỏi g_{ct} càng lớn, thì khi chuyển sang đặc tính bộ phận g_{ct} giảm càng nhiều sẽ làm giảm chất lượng phun và hình thành hòa khí đặc biệt khi chạy chậm. Do đó có thể làm giảm η_i khi chạy với g_{ct} nhỏ.

Hệ thống nhiên liệu của động cơ điêden hiện đại đã giữ không thay đổi quy luật cung cấp nhiên liệu trong một phạm vi tốc độ rộng khi giữ không thay đổi cơ cấu điều khiển bơm cao áp. Do đó áp suất chỉ thị trung bình khi chạy ở đặc tính bộ phận cứ tăng lên đều đều khi tăng tốc độ. Với động cơ điêden tăng áp tua bin khí khi chạy ở đặc tính bộ phận với g_{ct} tương đối nhỏ sẽ làm cho p_i giảm nhanh khi giảm n. Biểu thức (11-13) cho phép đưa ra kết luận : $\eta_m = f(n)$ là một đường cong hơi lồi, càng giảm g_{ct} giá trị của η_m càng giảm và η_m càng giảm nhiều ở khu vực n nhỏ (hình 11-10).



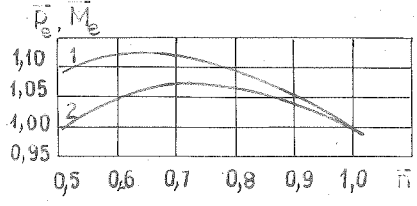
Hình 11.10. Biến thiên của η_m theo n của động cơ điêden
1 – cấp nhiên liệu lớn nhất ;
2 ÷ 4 – cấp một phần nhiên liệu.

Sau khi phân tích các thừa số bên phải của các biểu thức từ (11-8) đến (11-10) và từ (11-16) đến (11-18) sẽ tìm biến thiên của p_e, Me và Ne theo đặc tính tốc độ. Biến thiên của Ne sẽ có dạng tương tự và tỉ lệ thuận với biến thiên của p_e.

Trong động cơ không tăng áp, ở tốc độ nhỏ áp suất có ích trung bình $\overline{p}_e$ sẽ tăng khi tăng n, đạt tới cực đại rồi sau đó giảm dần. Tốc độ động cơ tương ứng với $p_{e\ max}$, đối với động cơ xăng vào khoảng $(0,45 \div 0,55)n_n$, đối với động cơ điêden vào khoảng $(0,55 \div 0,75)n_n$. Động cơ điêden dùng bơm Bosch do g_{ct} tăng khi tăng n nên p_e cũng có dạng tương tự như trên nhưng giảm ít hơn so với động cơ xăng khi tăng n.

Động cơ tăng áp do p_k tăng khi tăng n, nên p_e có thể thay đổi tương tự như động cơ không tăng áp hoặc sẽ tăng từ từ khi tăng n.

Giá trị p_{emax} trên đặc tính tốc độ xuất hiện ở động cơ tăng áp thấp. Vì đường η_v tương đối phẳng và vì ρ_k tăng nên $p_{e\ max}$ xuất hiện ở tốc độ cao hơn so với động cơ không tăng áp.



Hình 11.11. Biến thiên của $\overline{p}_e$ và $\overline{M}_3$ của động cơ 4ЧН $\frac{13}{14}$ theo đặc tính ngoài
1 – không tăng áp ; 2 – tăng áp.

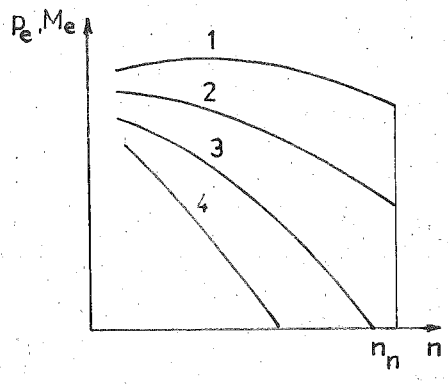
Hình 11.11 giới thiệu biến thiên của áp suất có ích trung bình tương đối $\overline{p}_e = \frac{p_e}{p_{en}}$ (hoặc mômen $\overline{Me} = \frac{Me}{Me_n}$) theo đặc tính ngoài của động cơ không tăng áp (8ч $\frac{13}{14}$) và động cơ tăng áp (8ЧН $\frac{13}{14}$) với $p_k \approx 0,18$ MPa và n = 2100 vòng/phút.

Phạm vi thay đổi p_e của động cơ tăng áp khoảng 7%, còn động cơ không tăng áp khoảng 12%. Tốc độ tương ứng với $p_{e\ max}$ của hai trường hợp kể trên. là $\backsim 0,72n_n$ và $0,62n_n$.

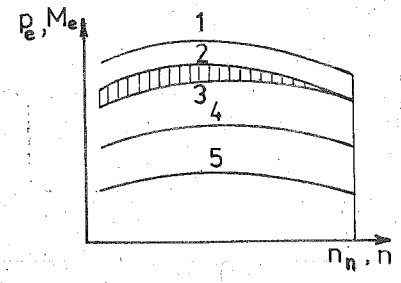
Động cơ tăng áp cao là nhờ bộ tua bin tăng áp làm cho khối lượng không khí nạp vào xilanh ($\eta_v.\rho_k$) tăng liên tục khi tăng n, nhất là trong trường hợp có làm mát trung gian cho không khí nén, nên p_e có thể tăng liên tục theo mức tăng của n, làm cho động cơ này không phù hợp với điều kiện vận tải trên bộ.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Động cơ xăng khi chuyển sang các đặc tính bộ phận do η_v và η_m giảm khi tăng n, nên p_e giảm theo và giảm càng nhanh khi đóng bướm ga càng nhỏ (hình 11.12). Khi đóng bướm ga nhỏ và tăng n thì $p_e = 0$, tức là chế độ không tải sẽ xuất hiện tại $n < n_n$.



Hình 11.12. Biến thiên của p_e và M_e theo n của động cơ xăng
1 – đặc tính ngoài ;
2 ÷ 4 – các đặc tính bộ phận.



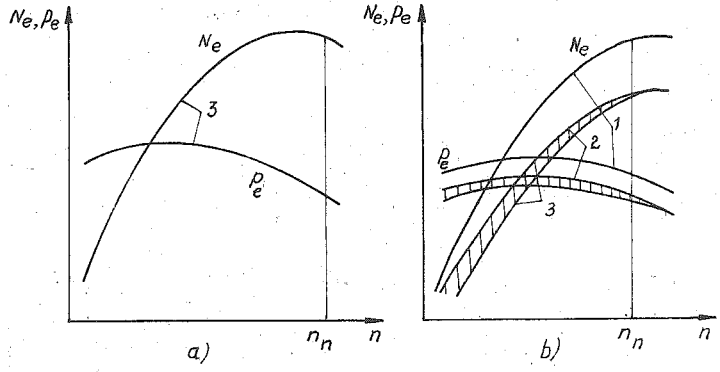
Hình 11.13. Biến thiên của p_e và M_e theo n của động cơ điêden
1 – đặc tính ngoài tuyệt đối ;
2 – đặc tính nhả khói đen (giới hạn khói đen) ;
3 – đặc tính ngoài ;
4 ÷ 5 – các đặc tính bộ phận.

Đặc tính bộ phận của động cơ điêden được thực hiện ở các vị trí thanh răng có g_{ct} nhỏ hơn so với đặc tính ngoài. Những phân tích trên về g_{ct}, η_i, η_m cho thấy p_e trên các đặc tính bộ phận (đường 4, 5 trên hình 11.13) cũng có dạng tương tự như đặc tính ngoài (đường 3).

Khi động cơ chạy theo đặc tính ngoài, ở tốc độ $n = n_n$, nếu g_{ct} đạt tới giá trị bắt đầu nhả khói đen thì khi giảm n do g_{ct} giảm η_v tăng sẽ làm tăng α. Do đó p_e theo đặc tính ngoài 3 sẽ nhỏ hơn so với giá trị p_e trên đường giới hạn nhả khói đen 2, và đường 2 sẽ lồi hơn so với đường 3 (hình 11.13).

Các biểu thức (11-10) và (11-18) chỉ rằng công suất N_e chỉ tăng theo mức tăng của n khi ảnh hưởng của việc tăng n lớn hơn những ảnh hưởng làm giảm p_e. Như vậy sau khi tới một tốc độ n nào đó mà mức giảm của p_e trở nên bằng rồi lớn hơn so với mức tăng của n, thì tốc độ đó đạt tới chế độ $N_{e_{max}}$. Ở động cơ xăng tốc độ tương ứng với $N_{e_{max}}$ thường nhỏ hơn n_n (hình 11.14a). Hình 11.14b giới thiệu các đặc tính ngoài tuyệt đối 1, đặc tính nhả khói đen 2 và đặc tính ngoài 3 của động cơ điêden.

Chuyển từ đặc tính ngoài tuyệt đối sang đặc tính ngoài sử dụng, điều kiện hoạt động của động cơ xăng thường thay đổi không nhiều, vì vậy hình dáng của đặc tính ngoài sử dụng có dạng tương tự như đặc tính ngoài tuyệt đối, nhưng ở vị trí hơi thấp hơn.



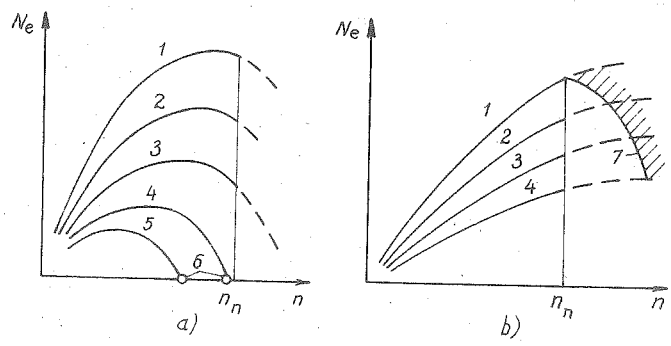
Hình 11.14. Đặc tính tốc độ
a) Động cơ xăng dùng chế hòa khí ; b) Động cơ điêden
1 – đặc tính ngoài tuyệt đối ; 2 – đặc tính nhả khói đen ;
3 – đặc tính ngoài.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Khi chọn bơm cao áp cho động cơ điêden, thường có một lượng dự trữ về lưu lượng để có thể dùng cùng một loại bơm cho các động cơ điêden có mức độ cường hóa khác nhau về công suất và để bù trừ việc giảm g_{ct} do mòn pittông xilanh bơm cao áp gây ra. Nếu không có biện pháp đặc biệt, khi đạp chân ga có thể làm tăng g_{ct} tới mức làm cho nhiên liệu cháy không kiệt. Do đó trên bơm cao áp phải đặt vít hạn chế vị trí lớn nhất của thanh răng bơm cao áp.

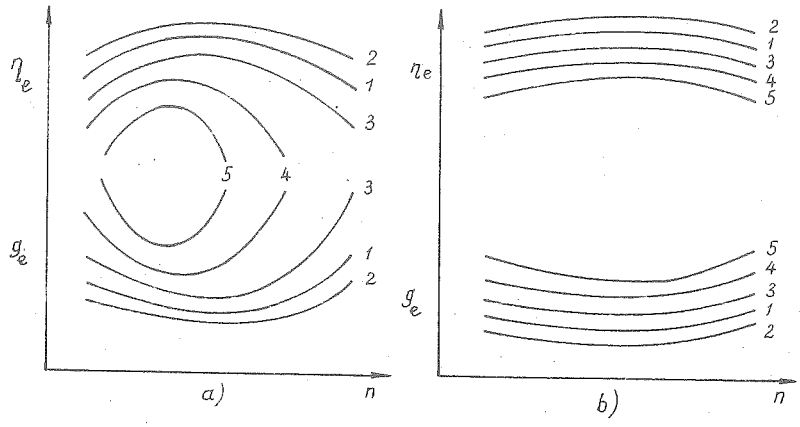
Như vậy, công suất và áp suất có ích trung bình lớn nhất của động cơ điêden trong sử dụng thực tế phụ thuộc vào vị trí hạn chế của thanh răng bơm cao áp. Do đó sự biến thiên về công suất N_e trên đường đặc tính ngoài sử dụng dốc hơn so với đặc tính nhả khói đen, phần lớn đều không xuất hiện $N_{e_{max}}$ (hình 11.14b).

Đặc tính bộ phận của động cơ xăng theo công suất có ích N_e (hình 11.15a). Càng đóng nhỏ bướm ga, công suất $N_{e_{max}}$ càng chuyển về hướng giảm n. Với mức độ đóng bướm ga nhất định, $N_e = 0$ xuất hiện ngay trong giới hạn biến thiên của n.



Hình 11.15. Đặc tính tốc độ
a) Động cơ xăng dùng chế hòa khí ; b) Động cơ điêden
1 – đặc tính ngoài ; 2 ÷ 5 các đặc tính bộ phận ; 7 – giới hạn khói đen.

Đặc tính bộ phận của động cơ điêden theo N_e (hình 11.15b). Hầu hết ở các vị trí của cơ cấu điều khiển bơm cao áp, đường N_e đều không cắt trục hoành. So sánh các đặc tính bộ phận của động cơ xăng và động cơ điêden thấy rõ chúng rất khác nhau. Ở động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí, đóng nhỏ dần bướm ga sẽ làm áp suất có ích trung bình trên các đặc tính bộ phận giảm càng nhanh khi tăng n, chế độ $N_{e_{max}}$ chuyển dần về phía n nhỏ và tồn tại các chế độ không tải tại các tốc độ n nhỏ hơn n_n. Còn ở động cơ điêden dùng bơm Bosch , khi giảm dần vị trí điều khiển thanh răng bơm cao áp qua đó giảm g_{ct} thì đường p_e chuyển dịch xuống phía dưới hầu như theo các khoảng cách đều nhau. Đường công suất N_e có dạng các tia hơi cong xuất phát từ gốc tọa độ, không có $N_{e_{max}}$ và không thể xuất hiện chế độ không tải tại $n < n_n$.



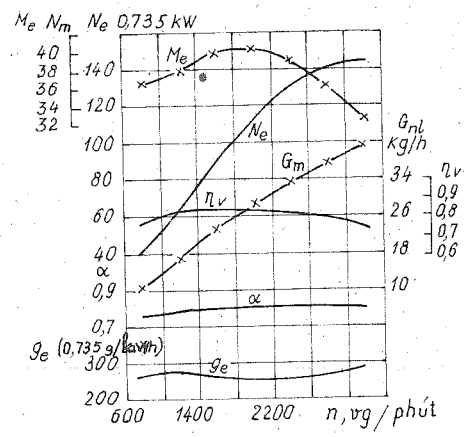
Hình 11.16. Xu hướng biến thiên của η_e và g_e theo n
a) Động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí ; b) Động cơ điêden
1) đặc tính ngoài ; 2 – đặc tính ngoài sử dụng, tiết kiệm nhiên liệu nhất ; 3 ÷ 5 – các đặc tính bộ phận.

Sự thay đổi của hiệu suất có ích $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$ trên các đặc tính tốc độ phụ thuộc vào biến thiên của hiệu suất chỉ thị η_i và hiệu suất cơ giới η_m.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

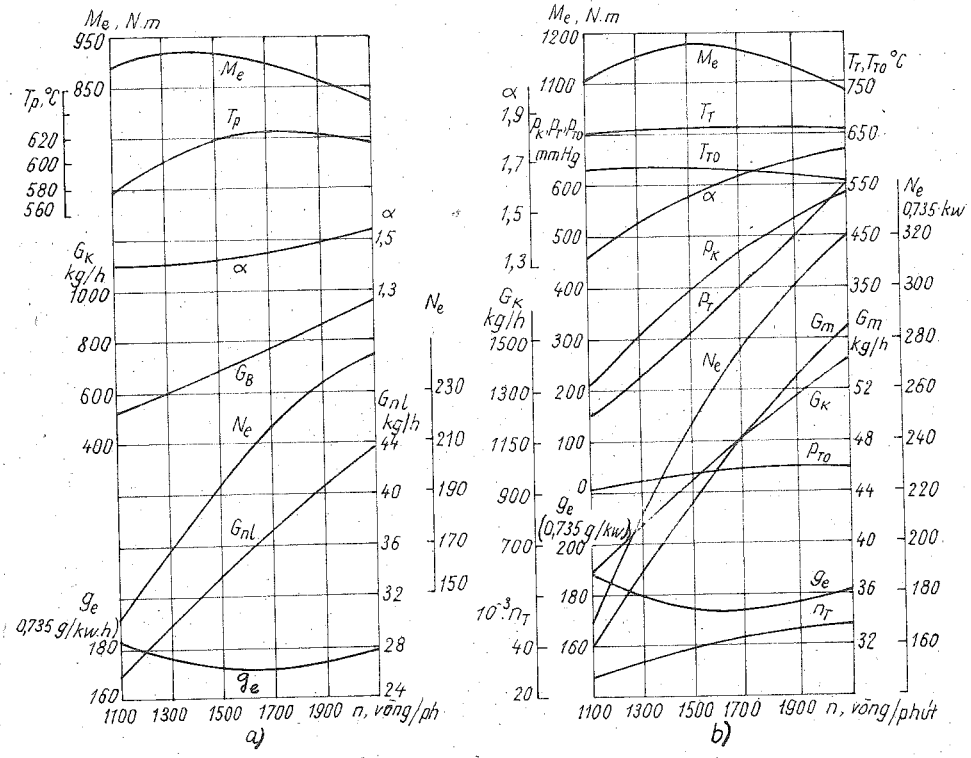
Biến thiên của η_i và η_m của động cơ không tăng áp theo đặc tính tốc độ như đã giới thiệu ở phần trên, nên η_e theo đặc tính ngoài sẽ có $\eta_{e\ max}$ nằm tại tốc độ n, trong khu vực từ tốc độ tương ứng với mômen cực đại tới tốc độ tương ứng với công suất cực đại.

Động cơ tăng áp đặc biệt là động cơ tăng áp cao, thì mức tăng của η_e nhanh hơn nhiều so với động cơ không tăng áp khi tăng n từ tốc độ không tải ổn định tới tốc độ tương ứng với mômen cực đại, vì lúc ấy áp suất p_k tăng rất nhanh khi tăng n, đó là điểm rất đặc biệt của động cơ tăng áp nhờ bộ tua bin tăng áp độc lập.



Hình 11.17. Đặc tính ngoài của động cơ zill–130.

Khi chuyển sang các đặc tính bộ phận, quy luật biến thiên của η_e vẫn tương tự như đặc tính ngoài. Do tăng hệ số dư lượng không khí α nên η_i có tăng chút ít. Trong khi đó hiệu suất cơ giới η_m lại giảm so với η_m của đặc tính ngoài. Do η_m giảm nhanh hơn so với mức tăng của η_i, nên hiệu suất có ích η_e trên các đặc tính bộ phận nhỏ hơn so với đặc tính ngoài. Hiệu suất có ích η_e giảm nhiều khi chạy ở đặc tính bộ phận có g_{ct} nhỏ, vì lúc ấy do chất lượng phun kém gây ảnh hưởng xấu



Hình 11.18. Đặc tính ngoài của động cơ điêzen lắp trên ôtô

a) Động cơ 8Ч $\frac{13}{14}$ không tăng áp ;

b) Động cơ 8ЧН $\frac{13}{14}$ tăng áp.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tới η_i. Hiện tượng trên thể hiện rất rõ trên các động cơ tăng áp bằng bộ tua bin máy nén độc lập, vì ngoài việc chất lượng phun kém của nhiên liệu còn thêm việc giảm nhanh của p_k. Hoạt động tại đặc tính bộ phận với g_{ct} nhỏ hơn chút ít so với chế độ công suất định mức và tương ứng với chế độ làm việc tiết kiệm nhất của động cơ điêden, hiệu suất η_e có thể lớn hơn so với hiệu suất có ích theo đặc tính ngoài.

Động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí khi chạy ở các đặc tính bộ phận nếu trên bộ chế hòa khí không có hệ thống làm đậm thì η_e thường nhỏ hơn so với đặc tính ngoài, vì lúc ấy cả η_i và η_m đều giảm. Nếu có hệ thống làm đậm trên bộ chế hòa khí khi chạy ở các đặc tính bộ phận với độ đóng bướm ga khoảng 20 ÷ 30% thì η_e sẽ cao hơn so với đặc tính ngoài. Suất tiêu hao nhiên liệu g_e (11-11) và (11-19) tỷ lệ nghịch với $\eta_e = \eta_i . \eta_m$.

Hình 11.16 giới thiệu về sự biến thiên của η_e và g_e của động cơ xăng và động cơ điêden theo đặc tính tốc độ.

Hình 11.17 giới thiệu đặc tính ngoài của động cơ Zill-130. Hình 11.18 a, b - đặc tính ngoài của động cơ không tăng áp 8Ч $\frac{13}{14}$ và động cơ tăng áp 8ЧН $\frac{13}{14}$.

11.3. ĐẶC TÍNH CHÂN VỊT

Mối quan hệ giữa sự biến thiên của công suất có ích N_e và của các chỉ tiêu công tác khác của động cơ theo tốc độ n khi trục động cơ nối trực tiếp với chân vịt tầu thủy được gọi là đặc tính chân vịt.

Khi nối trực tiếp với chân vịt tầu thủy giữa N_e và n có mối quan hệ :

$$N_e = An^3 \ ; \ (kW)$$

trong đó : A - hằng số tỷ lệ.

Muốn thực hiện mối quan hệ trên khi n thay đổi cần phải thay đổi g_{ct}. Như vậy muốn có đặc tính chân vịt của động cơ cần phối hợp đặc tính chân vịt với đặc tính ngoài và các đặc tính bộ phận của động cơ.

Chế độ hoạt động chính của động cơ là chế độ định mức (chế độ thiết kế). Vì vậy khi xây dựng đặc tính chân vịt cần xuất phát từ chế độ định mức. Do đó công suất của động cơ khi hoạt động ở số vòng quay n nào đó sẽ là :

$$N_e = N_{e_n} \left(\frac{n}{n_n}\right)^3 \qquad (11\text{-}30)$$

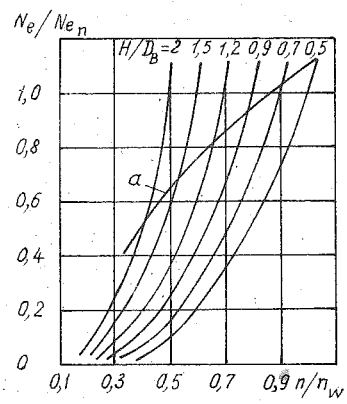
Như vậy đặc tính chân vịt của động cơ lắp với chân vịt có bước cố định (chân vịt không biến bước) sẽ không sử dụng hết công suất khi chạy ở $n < n_n$. Thông thường có yêu cầu đối với động cơ tầu thủy là tăng mômen (hoặc công suất) khi động cơ chạy ở tốc độ thấp. Muốn vậy trên tầu thủy phải có một bộ biến tốc đặc biệt, cho phép tăng tỷ số truyền tới chân vịt tầu thủy khi giảm tốc độ động cơ hoặc có thể dùng chân vịt biến bước.

Dùng chân vịt biến bước cho phép động cơ hoạt động theo đặc tính ngoài ở mọi số vòng quay n, nghĩa là cho phép sử dụng hết khả năng của động cơ. Khi dùng chân vịt biến bước, công suất truyền cho chân vịt phụ thuộc vào tỉ số giữa bước H và đường kính D của chân vịt và tốc độ n, tức là công suất động cơ :

$$N_e = f\left(\frac{H}{D}, n\right)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình 11.19 biểu thị đặc tính động cơ quay chân vịt biến bước. Mỗi đường cong có tỷ số $\frac{H}{D}$ nhất định là một đặc tính chân vịt, do đó chế độ làm việc của động cơ có thể thay đổi từ tốc độ ổn định nhỏ nhất tới tốc độ định mức theo đặc tính ngoài (đường a).



Hình 11.19. Đặc tính của động cơ điêden quay chân vịt biến bước
a – đặc tính ngoài.

Mômen động cơ khi chạy theo đặc tính chân vịt có dạng :

$$M_e = A_1 n^2 \qquad (11\text{-}31)$$

trong đó : $A_1 = \frac{30}{\pi n} . A$

Áp suất có ích trung bình có thể xác định theo biểu thức :

$$p_e = A_2 . n^2 \ ; \ (MPa) \qquad (11\text{-}32)$$

trong đó : $A_2 = 30 \frac{\tau}{i V_h} . A$

Các chỉ tiêu công tác khác của động cơ theo đặc tính chân vịt được xác định như sau :

$$g_e = g_{e_n} \cdot \frac{g_{ct}}{g_{ctn}} \cdot \frac{n}{n_n} \cdot \frac{N_{e_n}}{N_e} = g_{e_n} \cdot \frac{g_{ct}}{g_{ctn}} \left(\frac{n_n}{n}\right)^2 \ ; \ (g/kW.h) \qquad (11\text{-}33)$$

Lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct} có thể tính gần đúng theo biểu thức :

$$g_{ct} = g_{ctn} \cdot \frac{N_e}{N_{e_n}} \cdot \frac{n_n}{n} \cdot \frac{\eta_{e_n}}{\eta_e} = g_{ct} \left(\frac{n}{n_n}\right)^2 \cdot \frac{\eta_{e_n}}{\eta_e} \qquad (11\text{-}34)$$

Khi chạy theo đặc tính chân vịt, hệ số nạp η_v của động cơ điêden không tăng áp thay đổi tương tự như đặc tính ngoài vì tải của động cơ điêden ít gây ảnh hưởng tới η_v. Những động cơ xăng dùng chế hòa khí, khi giảm tốc độ phải đóng nhỏ bớt bướm ga vì vậy làm giảm η_v. Hệ số dư lượng không khí α của động cơ điêden sẽ tăng khi giảm tốc độ vì lúc ấy g_{ct} sẽ giảm (11-34). Biến thiên của α trong động cơ xăng phụ thuộc việc điều chỉnh bộ chế hòa khí, nếu điều chỉnh theo đường công suất cực đại thì α sẽ giảm từ 0,8 ÷ 0,9 đến 0,6 ÷ 0,7 (ở tốc độ nhỏ nhất), nếu trên bộ chế hòa khí có hệ thống làm đậm (hệ thống tiết kiệm) thì khi giảm tốc độ mới đầu α sẽ tăng trong một phạm vi tốc độ nào đó, sau đó cũng giảm tới giới hạn như trường hợp điều chỉnh theo công suất.

Quy luật thay đổi của α xác định sự biến thiên của η_i (hình 11.3). Do đó trong động cơ điêden η_i sẽ tăng khi giảm n, còn trong động cơ xăng η_i hơi giảm hoặc lúc đầu hơi tăng rồi sau giảm.

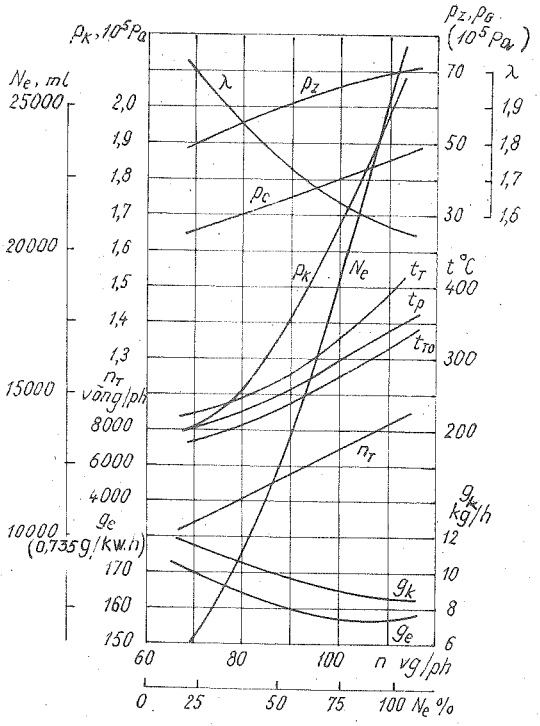
– Hiệu suất cơ giới η_m sẽ giảm khi giảm tốc độ n, tuy nhiên η_m của động cơ xăng sẽ giảm nhanh hơn.

– Suất tiêu hao nhiên liệu g_e phụ thuộc biến thiên của η_i và η_m. Do đó trong động cơ điêden, khi giảm n lúc đầu g_e giảm tới giá trị cực tiểu tại $n \approx (0,8 \div 0,9)n_n$ sau

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

đó g_e sẽ tăng. Trong động cơ xăng, thông thường g_e tăng khi giảm n trừ trường hợp bộ chế hòa khí có hệ thống làm đậm, khi giảm n có thể làm g_e hơi giảm tại vị trí bướm ga hơi nhỏ so với chế độ toàn tải.

Hình 11.20 giới thiệu đặc tính chân vịt của động cơ hai kỳ tăng áp hỗn hợp thấp tốc của hãng MAN ký hiệu K10Z93/170E, công suất 26.000 mã lực ở n = 112 vòng/phút. Động cơ điêden tăng áp tua bin khí với tua bin đẳng áp và nén thêm không khí trong không gian cácte lắp song song với bộ tăng áp tua bin khí. Suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất xuất hiện ở n ≈ 105 vòng/phút ≈ 0,935n_n. Suất tiêu hao không khí g_k (kg/mã lực.h) không ngừng tăng khi giảm tốc độ n làm giảm nhiệt độ khí xả t_p ra khỏi động cơ. Nhiệt độ t_T của khí vào tua bin cao hơn nhiệt độ t_p vì ma sát và vì tác dụng hãm đối với dòng thải. Hiệu số (t_T – t_p) khoảng 50° tại n_n và khoảng 20° tại n ≈ 0,25 n_n. Trên động cơ có két làm mát trung gian cho không khí tăng áp.



Hình 11.20. Đặc tính chân vịt động cơ MAN K10Z93/170E.

11.4. ĐẶC TÍNH TẢI

Các động cơ dẫn động máy phát điện, máy nén, bơm nước... phải đáp ứng đòi hỏi của các máy công tác là khi thay đổi tải của máy công tác, tốc độ động cơ chỉ được thay đổi trong một phạm vi rất hẹp. Vì vậy chất lượng hoạt động của các động cơ ấy được đánh giá theo đặc tính khi không thay đổi tốc độ động cơ. Đặc tính ấy được gọi là đặc tính tải.

Trên đồ thị của đặc tính tải, hoành độ đặt một trong các thông số thể hiện tải của động cơ, còn tung độ là các chỉ tiêu công tác của động cơ. Người ta có thể dùng công suất N_e, mômen có ích M_e, hoặc áp suất có ích trung bình p_e làm thông số đặc trưng cho tải. Thường dùng giá trị tương đối của các thông số so với giá trị tương ứng ở chế độ định mức (hoặc so với giá trị trên đặc tính ngoài, tại số vòng quay tương ứng) thay cho giá trị tuyệt đối của thông số đó.

Thông số chính đánh giá tính kinh tế về chế độ hoạt động của động cơ là suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e. Trên đồ thị còn có thêm các thông số bổ sung: Suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị g_i, hiệu suất có ích η_e, hiệu suất cơ khí η_m, lưu lượng nhiên liệu giờ G_{nl}. Đối với động cơ tăng áp thường có thêm các thông số : suất tiêu hao không khí, hiệu suất tua bin, máy nén và bộ tua bin máy nén, tốc độ rôto, thông số cửa vào và cửa ra của tua bin, thông số của không khí hoặc hòa khí tại cửa vào và cửa ra của máy nén... Nếu đặc tính được xác định trong điều kiện không đảm bảo nghiêm khắc n = const, mỗi điểm của đặc tính được đo ở tốc độ do bộ điều tốc điều khiển thì đồ thị có thêm quan hệ giữa tốc độ n và tải.

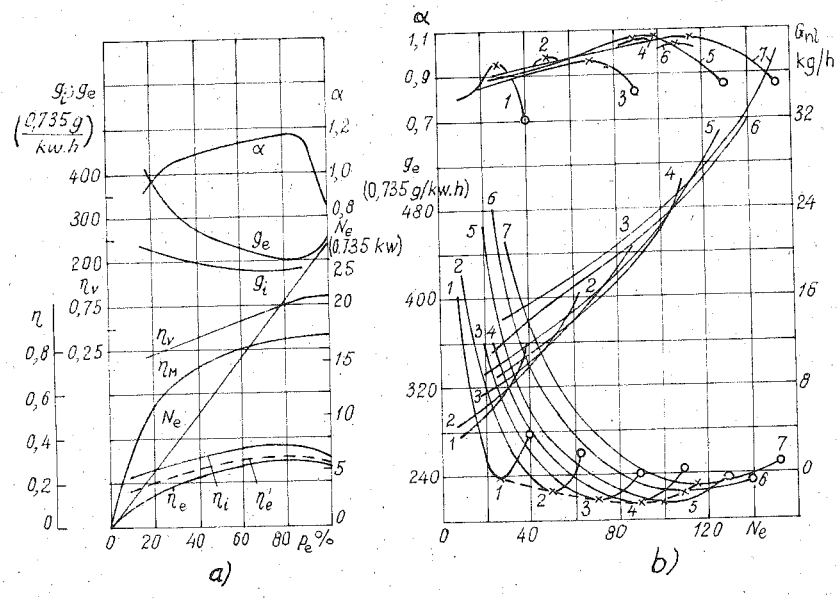
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Khi động cơ chạy theo đặc tính tải, nhân tố tác động từ bên ngoài tới chu trình công tác là số lượng nhiên liệu hoặc hòa khí cấp cho xilanh trong mỗi chu trình. Trong động cơ điêden được thực hiện nhờ thay đổi độ dài của thời gian cấp nhiên liệu, trong nhiều trường hợp còn làm thay đổi cả áp suất và chất lượng phun nhỏ và đều. Trong động cơ tăng áp tua bin khí còn thay đổi số lượng và trạng thái không khí hoặc hòa khí đi vào động cơ, do đó làm thay đổi dư lượng không khí α và điều kiện hình thành hòa khí. Vì vậy làm thay đổi quá trình hoạt động của động cơ tua bin và máy nén (nếu máy nén nối với tua bin trong bộ tua bin tăng áp), do đó làm thay đổi công suất và suất tiêu hao nhiên liệu khi động cơ chạy theo đặc tính tải.

Động cơ xăng khi chạy theo đặc tính tải cần tăng hoặc giảm số lượng hòa khí nạp vào động cơ. Khi đóng nhỏ bướm ga sẽ làm tăng hệ số khí sót và do đó làm thay đổi điều kiện thực hiện quá trình công tác, công suất và tính kinh tế của động cơ. Suất tiêu hao nhiên liệu g_e thay đổi theo (11-11). Ở chế độ không tải $N_e = 0$ và $\eta_m = 0$, nên $g_e = \infty$. Tăng tải khi giữ n = const sẽ làm tăng η_m (cả động cơ xăng và động cơ điêden), do đó g_e giảm dần. Tuy nhiên g_e của động cơ điêden giảm chậm hơn so với máy xăng vì η_i của động cơ điêden giảm chậm hơn so với mức tăng của η_m, còn η_i và η_m của máy xăng đều tăng.

Suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất g_{emin} xuất hiện ở vị trí tải tương ứng với giá trị cực đại của $\eta_e = \eta_i.\eta_m$. Trong máy xăng và máy ga nếu hòa khí được điều chỉnh theo thành phần tiết kiệm thì η_i sẽ tăng khi tăng tải vì lúc ấy làm tăng α, chất lượng cháy tốt hơn. Vì vậy g_{emin} sẽ xuất hiện ở vị trí toàn tải. Nếu trong bộ chế hòa khí hoặc bộ hòa trộn có hệ thống làm đậm thì khi mở gần hết bướm ga sẽ làm cho hòa khí đậm lên. Kết quả sẽ làm công suất tăng nhanh nhưng lại làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu g_e.

Hình 11.21 giới thiệu đặc tính tải của động cơ xăng dùng trên ôtô MZMA-407 và Zill-130.



Hình 11.21. Đặc tính tải của động cơ

a) Động cơ MZMA - 407 ở n = 2000 vg/ph ; b) Zill - 130 ;
1 - n = 800 vg/ph ; 2 - n = 1200 vg/ph ; 3 - n = 1600 vg/ph ; 4 - n = 2000 vg/ph ;
5 - n = 2400 vg/ph ; 6 - n = 2600 vg/ph ; 7 - n = 3200 vg/ph.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hệ số nạp động cơ MZMA (hình 11.21a) giảm từ 0,8 (toàn tải) đến 0,21 (khi công suất đạt 20%), lúc ấy hiệu suất cơ khí η_m giảm từ 0,87 xuống 0,54. Do thay đổi α làm cho η_i thay đổi theo. Vì vậy g_e đạt cực tiểu ở $N_e \approx 0{,}85\ N_{e_n}$. Ngoài đường cong $\eta_e = \eta_i.\eta_m$, trên đồ thị còn thêm đường cong $\eta_e' = \eta_i \cdot \eta_m'$, trong đó η_m' – là hiệu suất cơ khí không tính đến tổn thất của quá trình thay đổi môi chất (quá trình bơm). Từ hai đường η_e và η_e' thấy rằng càng đóng nhỏ bướm ga, sự khác biệt giữa η_e và η_e' càng lớn, chứng tỏ công suất tiêu hao cho quá trình bơm lúc đó càng lớn.

Các dấu tròn trên hình 11.21b là các điểm nằm trên đặc tính ngoài. Suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất xuất hiện tại vị trí có hệ số dư lượng không khí α lớn nhất. Đường khuất là đường nối các điểm có $g_{e\,min}$, tức là đường đặc tính ngoài khi điều chỉnh bộ chế hòa khí tới thành phần tiết kiệm nhất.

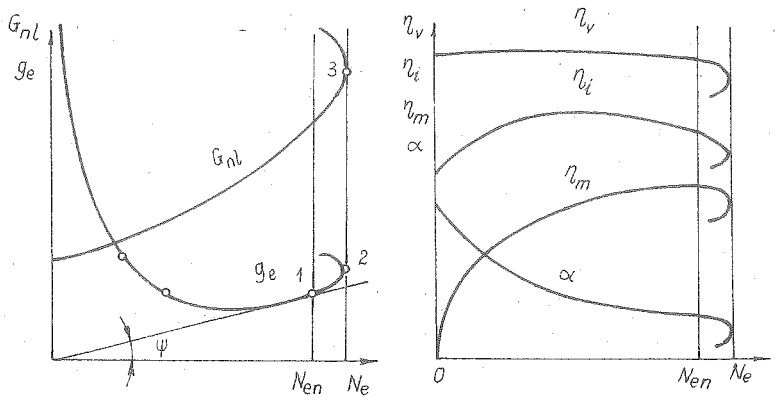
Tăng tải trong động cơ điêden được thực hiện bằng cách tăng g_{ct} qua đó giảm α. Do đó khi tăng tải, η_i được tăng lên chút ít ở khu vực tải nhỏ, vì áp suất và chất lượng phun tăng dần, sau đó η_i sẽ giảm khi tiến gần đến chế độ toàn tải. Vì vậy suất tiêu hao nhiên liệu g_e sau khi đạt giá trị cực tiểu, tại phụ tải tương ứng với giá trị cực đại của $\eta_e = \eta_i.\eta_m$, sẽ tăng dần.

Hình 11.22 giới thiệu biến thiên của η_v, α, η_i, η_m, g_e, G_{nl} của động cơ điêden không tăng áp khi chạy theo đặc tính tải, tại tốc độ n_n = const. Điểm 2 là giới hạn của công suất lớn nhất tại tốc độ thử.

Trong sử dụng thực tế nghiêm cấm không để động cơ chạy tới điểm 2 vì có nhiều nhiên liệu cháy không hết, khí thải có nhiều muội than, động cơ bị nóng... chóng hỏng.

Đường tiếp tuyến với đường g_e đi qua gốc tọa độ, tiếp xúc với g_e tại điểm 1, được coi là giới hạn nhả khói đen. Tăng tải từ 1 đến 2 sẽ có nhiều nhiên liệu cháy không hết, xuất hiện nhiều muội than, động cơ nhả khói đen, máy nóng. Từ điểm 2 trở đi nếu tiếp tục tăng thêm g_{ct}, sẽ làm cho chất lượng quá trình cháy giảm nhanh, làm giảm α, η_v, η_i, η_m một mặt làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu g_e, mặt khác làm giảm công suất N_e.

Phụ tải cho phép sử dụng được quy định tại điểm bắt đầu nhả khói đen 1 (hình 11.22). Tại điểm 1 tỷ số $\frac{g_e}{N_e}$ có giá trị cực tiểu (với n =const thì $\frac{g_c}{p_e}$ cũng cực tiểu hoặc $p_e.\eta_e$ đạt cực đại), ta có : $tg\psi = \left(\frac{g_e}{N_e}\right)_{min}$.



Hình 11.22. Đặc tính tải của động cơ điêden.

Đặc tính tải của động cơ điêden tăng áp cũng tương tự như của động cơ điêden không tăng áp, chỉ khác ở chỗ α của động cơ tăng áp phụ thuộc vào g_{ct} theo quy luật phức tạp hơn.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Với động cơ điêden không tăng áp khi chạy theo đặc tính tải có thể coi $\eta_v \approx$ const và :

$$\alpha = \frac{g_{ctn}}{g_{ct}} \cdot \alpha_n$$

Biểu thức trên có thể dùng cho động cơ tăng áp dẫn động cơ khí.

Trong động cơ tua bin khí tăng áp độc lập, giá trị tức thời của α được xác định theo biểu thức :

$$\alpha = \frac{\rho_k}{\rho_{kn}} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_{vn}} \cdot \frac{g_{ctn}}{g_{ct}} \cdot \alpha_n$$

Biểu thức η_v trong trường hợp này lớn hơn nhiều so với động cơ không tăng áp và động cơ tua bin khí tăng áp có liên hệ cơ khí.

Càng tăng tải, làm tăng nhiệt độ khí xả, tăng công suất tua bin, do đó càng làm tăng p_k và tỷ số $\frac{p_a}{p_k}$, kết quả η_v sẽ tăng theo mức tăng của p_e. Ví dụ hệ số nạp của động cơ loại ч $\frac{13}{14}$, khi chạy theo đặc tính tải, hệ số nạp được xác định theo công thức kinh nghiệm sau :

$$\eta_v = B \pi_k^m$$

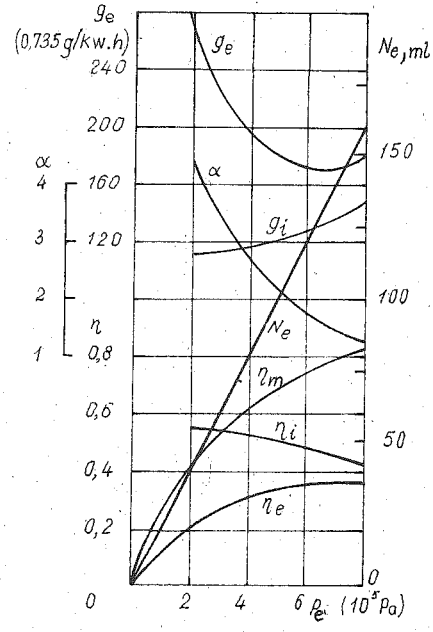
trong đó : B = 0,82 và m = 0,24 ÷ 0,26 (tốc độ cao m sẽ có giá trị lớn).

Động cơ điêden tăng áp cao khi chạy theo đặc tính tải η_v có thể thay đổi tới 10 ÷ 20% hoặc lớn hơn, không cần quan tâm đến ảnh hưởng của α tới $\frac{\eta_i}{\eta_{imax}}$ vì giá trị α rất lớn, thông thường $\alpha_n \geq 1,7 \div 1,9$.

Biến thiên của $\frac{\rho_k}{\rho_{kn}}$ phụ thuộc g_{ct}, đối với động cơ tua bin khí cao tốc tăng áp độc lập thường dùng công thức kinh nghiệm :

$$\frac{\rho_k}{\rho_{kn}} = \frac{1}{11}\left(5 + 6\frac{g_{ct}}{g_{ctn}}\right)$$

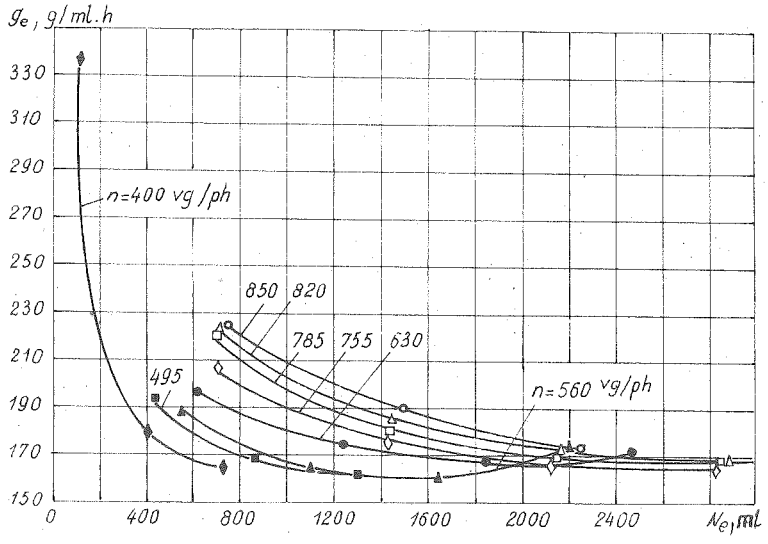
Hình 11.23 giới thiệu đặc tính tải của động cơ điêden bốn kỳ không tăng áp lắp trên ôtô 6ч $\frac{13}{14}$ ở n = 1600 vòng/phút. Suất tiêu hao nhiên liệu cực tiểu $g_{e\ min}$ xuất hiện tại $N_e \approx 0,85\ N_{e_n}$. Khác với động cơ xăng, ở đây η_i tăng khi giảm tải vì lúc ấy hệ số dư lượng không khí α tăng. Vì vậy biến thiên về η_e và g_e của động cơ điêden so với động cơ xăng khi giảm tải cũng khác nhau.



Hình 11.23. Đặc tính tải động cơ 6ч $\frac{13}{14}$ ở n = 1600 vg/ph.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình 11.24 giới thiệu đặc tính tải của động cơ điêden hai kỳ tăng áp hỗn hợp 10 Đ 100 khi chạy ở các tốc độ khác nhau. Điểm đặc biệt về đặc tính tải của động cơ này là chạy ở tốc độ thấp (400 vòng/phút)g_e sẽ tăng rất nhanh khi giảm tải vì lúc ấy bộ tua bin tăng áp hoạt động kém, đồng thời tăng nhanh phần công suất tương đối cho máy nén dẫn động cơ khí.



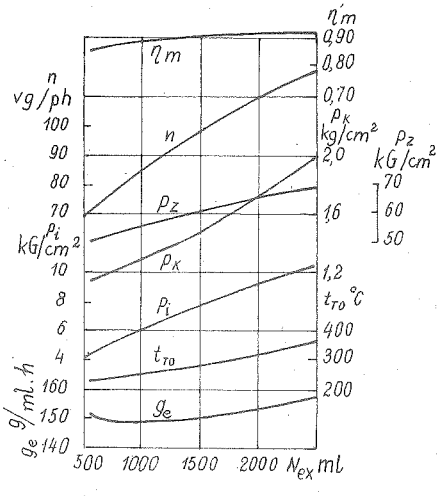
Hình 11.24. Đặc tính tải của động cơ điêden hai kỳ tăng áp hỗn hợp 10 Đ 100.

Đối với động cơ chính của tầu thủy thường dùng các đặc tính tải, được xác định ở các tốc độ n khác nhau. Vì vậy ngoài các chỉ tiêu công tác chính của động cơ trên đặc tính còn có thêm tốc độ n, tương ứng với các tải động cơ. Hình 11.25 giới thiệu đặc tính tải của động cơ 84VT2BF-180, hoành độ đặt công suất của một xilanh Ne_x.

Động cơ điêden không tăng áp khi chạy ở không tải và ít tải với n = const thì η_i ít thay đổi có thể coi η_i = const. Biểu thức (11-23a) có thể được viết thành :

$$G_{nl} = K(p_e + p_m), \text{ trong đó : } K = \frac{C_6}{\eta_i} n$$

Biểu thức trên là cơ sở để xây dựng hàm $G_{nl} = f(p_e)$ để xác định áp tổn thất cơ giới p_m, khi khảo nghiệm (xem chương 4)



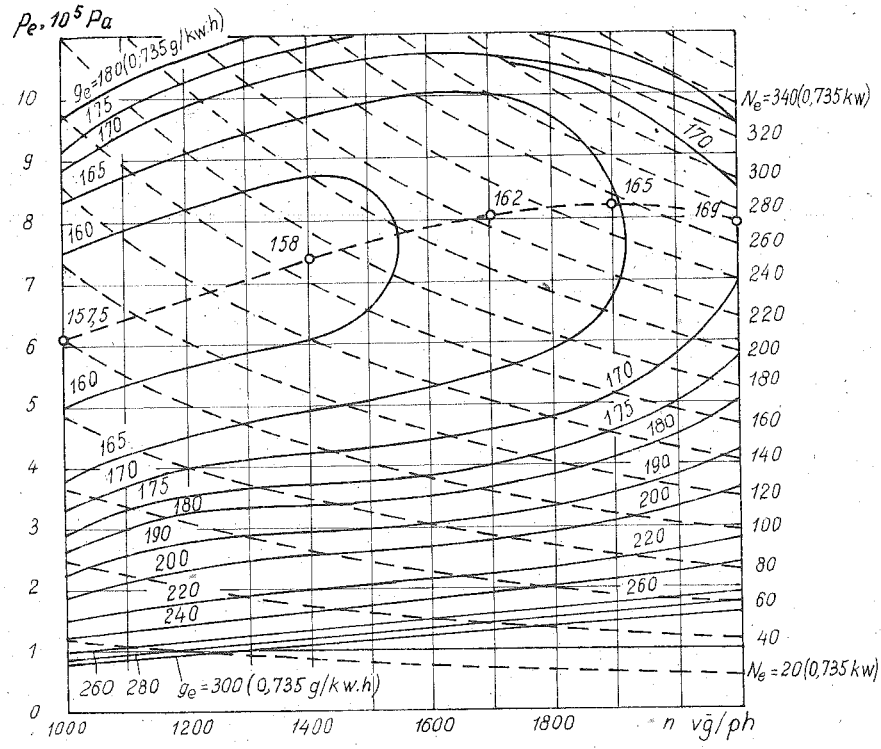
Hình 11.25. Đặc tính tải của động cơ tầu thủy tăng áp hỗn hợp 84 VT2BF - 180.

11.5. ĐẶC TÍNH HỖN HỢP CỦA ĐỘNG CƠ

Đặc tính hỗn hợp của động cơ được xây dựng trong một hệ thống, trên đó, hai trục tọa độ đặt hai chỉ tiêu chính, các giá trị của các chỉ tiêu khác được dùng làm tham số thể hiện trên các đường đẳng trị khác nhau của mỗi tham số đó. Đặc tính hỗn hợp còn có tên là đặc tính vạn năng hoặc đặc tính nhiều tham số.

THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Đặc tính hỗn hợp sử dụng rộng rãi nhất được xây dựng trên tọa độ (p_e–n) công suất có ích N_e và suất tiêu hao có ích g_e được dùng làm tham số. Các dạng của đặc tính này phụ thuộc vào công dụng của động cơ.



Hình 11.26. Đặc tính hỗn hợp của động cơ điêden tăng áp hỗn hợp lắp trên ôtô 8ЧН $\frac{13}{14}$.

Hình 11.26 giới thiệu đặc tính hỗn hợp của động cơ điêden 8ЧН$\frac{13}{14}$ bốn kỳ tăng áp tua bin khí lắp trên ôtô. Đặc tính này dùng cho trường hợp động cơ phải hoạt động trong điều kiện thay đổi rộng về tải và tốc độ. Đặc tính kinh tế (tiết kiệm) của động cơ thể hiện qua đường $g_e = f(n)$.

Đường công suất không đổi trên hình 11.27 là các đường hyperbôn (đường đậm) theo phương trình :

$$p_e = \frac{b}{n}$$

trong đó : b – hằng số đối với mỗi tham số N_e :

$$b = \frac{30\tau Ne}{i V_h}$$

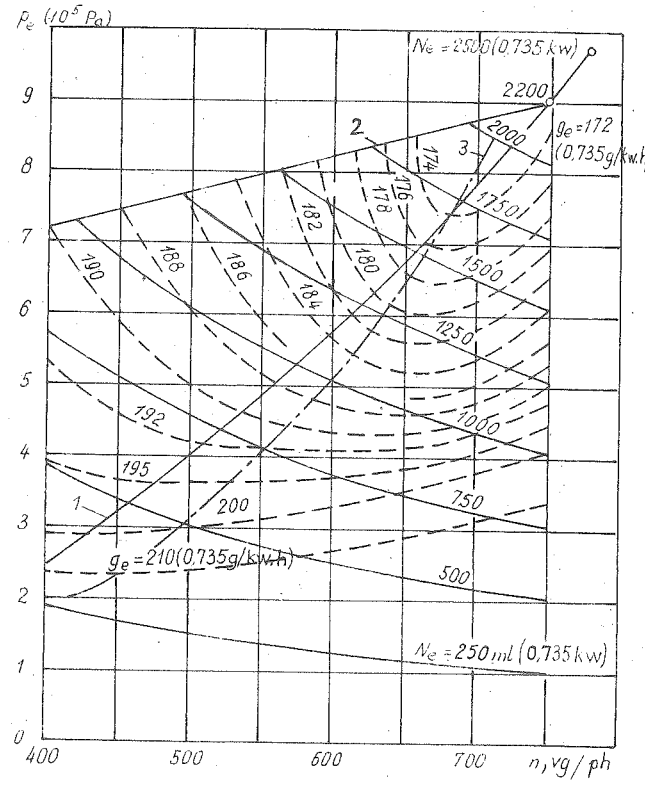
(trong đó : N_e tính theo kW, V_h tính theo l, p_e tính theo 0,1 MPa).

Hình 11.27 giới thiệu đặc tính hỗn hợp của động cơ điêden 12ДН $\frac{23}{30}$ tăng áp hỗn hợp kéo chân vịt tầu thủy, trên đó có đặc tính chân vịt 1, đặc tính giới hạn 2, đặc

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tính kinh tế (tiết kiệm) 3, các đường đẳng trị về g_e (nét khuất) và đường đẳng trị về N_e (nét liền). Đặc tính kinh tế gần sát với đặc tính chân vịt.

Muốn xây dựng đặc tính hỗn hợp cần có một loạt đặc tính tải, xác định ở các tốc độ n khác nhau. Dùng các đặc tính trên xây dựng đặc tính với hệ tọa độ (p_e–n) trên đó đặt các điểm đẳng trị về g_e và về N_e, sau đó nối chúng với nhau tạo nên các đường đẳng trị về g_e và N_e.



Hình 11.27. Đặc tính hỗn hợp động cơ diêzen hai kỳ tăng áp hỗn hợp lắp trên tầu thủy 12 ДН $\frac{23}{40}$

1 – đặc tính chân vịt ;
2 – đặc tính giới hạn ;
3 – đặc tính sử dụng.

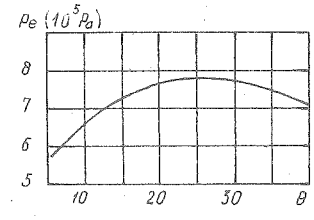
11.6. CÁC ĐẶC TÍNH KHÁC

11.6.1. ĐẶC TÍNH ĐIỀU CHỈNH

Khi tinh chỉnh, thử nghiệm hoặc điều chỉnh động cơ thường thường phải sử dụng đặc tính điều chỉnh, chúng giúp hiệu chỉnh chính xác, ảnh hưởng của các phần tử điều chỉnh và các thông số trong chế độ hoạt động của động cơ tới công suất (hoặc áp suất có ích trung bình) và tới g_e. Đặc tính điều chỉnh bao gồm : ảnh hưởng của điều chỉnh góc đánh lửa sớm hoặc phun sớm, điều chỉnh thành phần hòa khí (hoặc hệ số dư lượng không khí α), áp suất hoặc độ dài của thời gian cấp nhiên liệu, nhiệt độ nước làm mát hoặc nhiệt độ không khí tới công suất và tính kinh tế của động cơ.

Hình 11.28 giới thiệu đặc tính điều chỉnh góc phun sớm của động cơ bốn kỳ ở n = 1800 vòng/phút và chạy toàn tải. Giá trị cực đại của p_e tương ứng với giá trị cực tiểu của $g_{e\ min}$.

Hình 9.10 giới thiệu đặc tính điều chỉnh thành phần hòa khí của động cơ xăng.



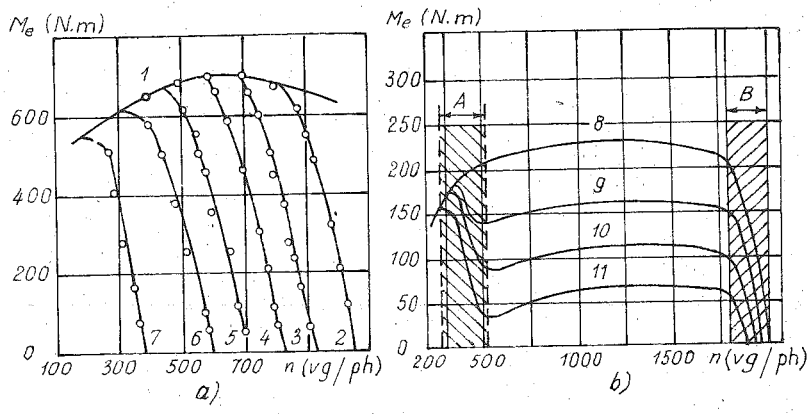
Hình 11.28. Đặc tính điều chỉnh góc phun sớm, ở n = 1800 vg/ph và toàn tải.

11.6.2. ĐẶC TÍNH ĐIỀU TỐC

Trên các động cơ điêden đều lắp bộ điều tốc khác nhau. Bộ điều tốc một chế độ và bộ điều tốc giới hạn đặt trên các động cơ cần phải hạn chế tốc độ cực đại (tốc độ giới hạn) ; nếu còn đòi hỏi thêm về tính ổn định của động cơ khi chạy ở tốc độ thấp, người ta dùng bộ điều tốc hai chế độ. Bộ điều tốc nhiều chế độ dùng để thực hiện điều chỉnh tự động ở mọi số vòng quay trong phạm vi hoạt động của động cơ.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trên hình 11.29 giới thiệu đặc tính điều tốc của động cơ với bộ điều tốc nhiều chế độ và hai chế độ.



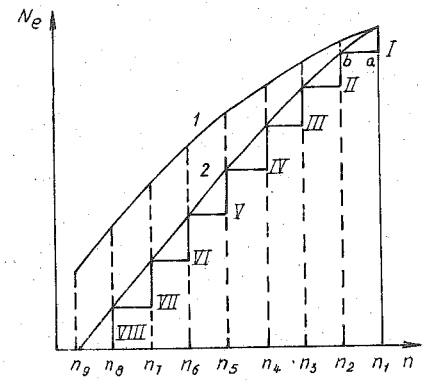
Hình 11.29. Đặc tính điều tốc về mô men M_e của động cơ điêden.
a) Lắp bộ điều tốc nhiều chế độ ; b) Lắp bộ điều tốc hai chế độ ,
A–B các khu vực tác dụng của bộ điều tốc ;
1 và 8 – đặc tính ngoài ; 2 ÷ 7 – đặc tính điều tốc ; 9 ÷ 11 – đặc tính bộ phận.

Diễn biến của đặc tính điều tốc phụ thuộc vào thông số điều chỉnh thiết bị nhiên liệu và tốc độ động cơ.

11.6.3. ĐẶC TÍNH ĐẦU MÁY DIÊDEN TRUYỀN ĐỘNG ĐIỆN

Mối quan hệ giữa công suất của đầu máy xe lửa điêden, dùng để dẫn động máy phát điện của đầu máy và số vòng quay của động cơ được gọi là đặc tính đầu máy điêden truyền động điện. Với độ không đồng đều nhất định, bộ điều khiển giữ không thay đổi tốc độ động cơ, do đó với vị trí nhất định của cơ cấu điều khiển, động cơ sẽ hoạt động theo đặc tính điều tốc.

Ở tốc độ định mức (tốc độ thiết kế) công suất lớn nhất của động cơ đầu máy, tương ứng với điểm nằm trên đặc tính ngoài 1 (hình 11.30). Khi chạy ở tốc độ nhỏ hơn, động cơ sẽ hoạt động theo đặc tính máy phát điện 2, nhỏ hơn công suất của đặc tính ngoài, do đó bộ điều khiển sẽ duy trì g_{ct} nhỏ hơn so với đặc tính ngoài.



Hình 11.30. Đặc tính động cơ
đầu máy xe lửa truyền động điện
1 – đặc tính ngoài ; 2 – đặc tính máy phát điện.

Bộ điều khiển thực hiện chức năng thay đổi g_{ct}. Tay của bộ điều khiển có 8 vị trí, mỗi vị trí xác định một biến dạng ban đầu của lò xo điều chỉnh. Muốn chuyển từ đặc tính tải này sang đặc tính tải khác phải thay đổi biến dạng ban đầu đó. Quá trình chuyển tiếp đó theo lý thuyết sẽ thực hiện theo đường ngang (ví dụ a, b). Trên thực tế do quán tính quay của đầu máy phát điện và của động cơ nên quá trình chuyển tiếp được thực hiện theo quy luật phức tạp hơn.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Đặc tính máy phát của động cơ điêden rất gần với đường thẳng. Hình dạng của đặc tính phụ thuộc hệ thống điều khiển kích từ của máy phát điện chính trên đầu máy điêden.

11.6.4. ĐẶC TÍNH KHÔNG TẢI

Đặc tính không tải là trường hợp đặc biệt của đặc tính tốc độ, là hàm số thể hiện mối quan hệ giữa khối lượng nhiên liệu tiêu hao trong 1 giờ G_{nl} và tốc độ n của động cơ khi động cơ không mang tải (tức là $N_e = M_e = p_e = 0$ và do đó $\eta_m = 0$ và $g_e = \infty$). Xây dựng đặc tính không tải nhằm xác định giới hạn từ số vòng quay ổn định nhỏ nhất đến số vòng quay cực đại khi động cơ chạy không tải, đồng thời xác định G_{nl} tương ứng với các số vòng quay ấy. Dựa vào đặc tính không tải có thể phán đoán về tính kinh tế của động cơ, đánh giá chất lượng tinh chỉnh động cơ, kiểm tra chất lượng làm việc của các jiclơ trong bộ chế hòa khí hoặc của bơm cao áp khi động cơ hoạt động ở chế độ không tải, ngoài ra còn có thể xác định hiệu suất cơ khí của động cơ.

Khi xác định đặc tính không tải, muốn thay đổi tốc độ động cơ cần thay đổi g_{ct} bằng cách thay đổi vị trí tay điều khiển động cơ. Điều chỉnh chế độ không tải cần đảm bảo động cơ chạy ổn định không chết máy và đỡ tốn nhiên liệu.

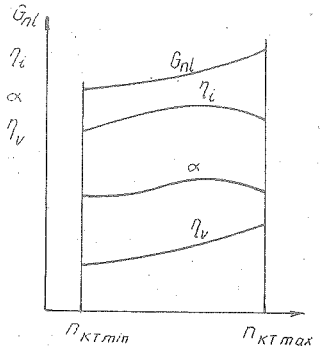
Đối với động cơ xăng muốn thay đổi tốc độ n của động cơ chỉ cần mở rộng thêm bướm ga. Khi chạy ở tốc độ ổn định nhỏ nhất của chế độ không tải, bướm ga hầu như đóng gần kín, lúc ấy hệ số nạp nhỏ nhất. Mở rộng dần bướm ga, hệ số nạp và tốc độ không tải của động cơ cũng tăng dần, mở bướm ga đến tới một vị trí nào đó tốc độ không tải của động cơ đạt tới số vòng quay lớn nhất cho phép, đó là chế độ không tải lớn nhất của động cơ.

Hệ số dư lượng không khí α trên đường đặc tính không tải cũng thay đổi theo mức độ mở bướm ga và phụ thuộc vào cấu tạo của bộ chế hòa khí, tuy nhiên phạm vi biến động của α trên đường đặc tính tương đối hẹp.

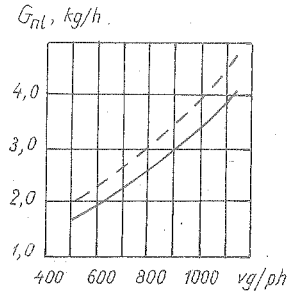
Hiệu suất chỉ thị η_i trên đường đặc tính không tải chủ yếu phụ thuộc tốc độ n, hệ số dư lượng không khí α và hệ số khí sót γ_r. Mở dần bướm ga sẽ làm tăng α và giảm γ_r qua đó làm tăng η_i. Lượng nhiên liệu tiêu hao trong 1 giờ G_{nl} (11-12) tăng theo tỷ số $\frac{\eta_v}{\alpha}$. n (hình 11.31). Đặc điểm biến thiên các thông số chủ yếu của chu trình động cơ điêden ($\eta_v, \alpha, \eta_i, g_{ct}$) trên đường đặc tính không tải cũng tương tự như các đường đặc tính tốc độ đã khảo sát ở trên.

Lượng tiêu hao nhiên liệu trong 1 giờ G_{nl} của động cơ điêden trên đường đặc tính không tải sẽ tăng dần khi tăng n vì lúc ấy cả g_{ct} và n đều tăng (11-20).

Hình 11.32 giới thiệu đặc tính không tải của động cơ Điêden không tăng áp.



Hình 11.31. Đặc tính không tải của động cơ xăng.



Hình 11.32. Đặc tính không tải của động cơ điêzen.
— sau 1000 h làm việc ;
--- sau 2000 h làm việc.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

11.6.5. CHUYỂN ĐỔI CÁC ĐẶC TÍNH VỀ ĐIỀU KIỆN TIÊU CHUẨN

Người ta xác định các đặc tính của động cơ khi thử nghiệm trên các băng thử, với điều kiện môi trường rất khác nhau. Do đó muốn so sánh các chỉ tiêu của các loại động cơ cần phải đưa các kết quả thử nghiệm về cùng một điều kiện môi trường, có áp suất bằng 760mm cột thủy ngân và nhiệt độ 15°C. Điều kiện ấy được gọi là điều kiện tiêu chuẩn.

Các chỉ tiêu của động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí được đưa về điều kiện tiêu chuẩn theo công thức sau :

$$N_e = \frac{760}{B} \cdot \frac{530 + t}{545} N_e' \; ; \qquad Me = \frac{760}{B} \cdot \frac{530 + t}{545} \cdot M_e'$$

và

$$p_e = \frac{760}{B} \cdot \frac{530 + t}{545} p_e'$$

trong đó : N_e, M_e và p_e – công suất có ích, mômen và áp suất có ích trung bình trong môi trường có áp suất 760mm cột thủy ngân và nhiệt độ 15°C.

N_e', M_e', p_e' là công suất có ích, mômen và áp suất có ích trung bình ở điều kiện môi trường có áp suất Bmm thủy ngân và nhiệt độ t°C.

Đối với động cơ điêden đặc biệt là động cơ điêden tăng áp hỗn hợp chưa có công thức thống nhất để đưa các chỉ tiêu công tác của động cơ về điều kiện tiêu chuẩn, vì khi thay đổi điều kiện môi trường đã làm thay đổi rất nhiều tham số quyết định các chỉ tiêu công tác của động cơ điêden, đặc biệt là động cơ điêden tăng áp hỗn hợp. Vì vậy hiện nay có nhiều cách để đưa kết quả thử nghiệm của động cơ điêden và điêden tăng áp hỗn hợp về điều kiện tiêu chuẩn.

11.7. TÍNH ỔN ĐỊNH VỀ CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ

Tại chế độ dừng, mômen của động cơ M_e bằng mômen cản của máy công tác M_c. Muốn giữ cho chế độ đó được ổn định, điều quan trọng là khi thay đổi tải chế độ cân bằng mới của M_e và M_c được hồi phục tại tốc độ gần với tốc độ cân bằng cũ.

Phản ứng của động cơ đối với sự thay đổi chế độ làm việc của máy công tác phụ thuộc quy luật thay đổi công suất hoặc mômen của động cơ theo tốc độ trục khuỷu n. Chế độ tốc độ của động cơ thay đổi càng ít khi thay đổi mômen của máy công tác thì càng dễ điều khiển động cơ, càng ít phải tác động vào cơ cấu điều khiển để duy trì một chế độ tốc độ nhất định và làm cho chế độ hoạt động của máy công tác càng ổn định. Chế độ hoạt động của máy công tác càng ổn định nếu mômen của động cơ giảm nhanh khi tăng n.

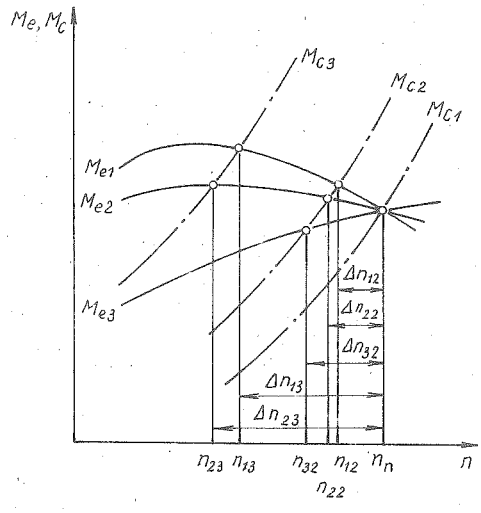
Hình 11.33 giới thiệu các đường mômen của máy công tác M_c quy dẫn về trục động cơ và ba loại đường đặc tính tốc độ M_e của động cơ.

Chế độ dừng của động cơ hoạt động theo ba loại đặc tính tốc độ chạy với máy công tác có mômen cản M_{c1}, tương ứng với tốc độ n_n. Nếu một yếu tố nào đó làm

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tăng mômen của máy công tác lên M_{c2} thì chế độ dừng mới đối với các đặc tính M_{e1}, M_{c2} và M_{e3} sẽ tương ứng với các tốc độ n_{12}, n_{22} và n_{32}. Do đó, tốc độ động cơ tương ứng sẽ thay đổi Δn_{12}, Δn_{22}, Δn_{32}, tức là đường Me_1 có độ dốc xuống lớn nhất nên Δn_{12} nhỏ nhất.

Nếu tiếp tục tăng mômen cản lên M_{c3}, thì chế độ cân bằng mới đối với M_{e1} là n_{13}, đối với M_{e2} là n_{23}, còn M_{e3} không có và máy dừng vì trong phạm vi tốc độ hoạt động của động cơ M_{c3} luôn luôn lớn hơn M_{e3}. Muốn cho động cơ có đặc tính M_{e3} có thể chạy với mômen cản M_{c3}, cần phải tăng mômen truyền cho máy công tác ví dụ sang số trên ôtô.



Hình 11.33. Ảnh hưởng của sự biến thiên của mômen theo tốc độ n tới tính ổn định của chế độ làm việc.

Vì mômen tỷ lệ thuận với áp suất có ích trung bình p_e, nên khi đánh giá tính ổn định của động cơ có thể dùng đặc tính tốc độ theo p_e. Do đó, muốn nâng cao tính ổn định về chế độ làm việc của động cơ cần phải cho p_e giảm dần khi tăng tốc độ n của động cơ.

Người ta dùng hệ số thích ứng K để đánh giá tính ổn định của động cơ khi chạy theo đặc tính ngoài, đó là tỷ số mômen cực đại M_{emax} (hoặc p_{emax}) trên đặc tính ngoài và M_{en} (hoặc p_{en}) tương ứng với tốc độ định mức n_n của động cơ :

$$K = \frac{M_{emax}}{M_{en}} = \frac{P_{emax}}{p_{en}} ;$$

Điều quan trọng đối với máy công tác, không chỉ là hệ số thích ứng K mà còn cần phạm vi tốc độ ổn định của động cơ đặc trưng bởi hệ số tốc độ K_t, tỷ số giữa tốc độ n_M, tương ứng với M_{emax} và tốc độ định mức n_n :

$$K_t = \frac{n_M}{n_n}$$

So sánh đặc tính ngoài của động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí và động cơ điêden có thể rút ra những kết luận :

- Khi chạy theo đặc tính ngoài, chế độ làm việc của động cơ xăng ổn định hơn so với điêden ;

- Chuyển từ đặc tính ngoài sang đặc tính bộ phận tính ổn định của động cơ xăng tăng dần, còn động cơ điêden hầu như không đổi ;

- Động cơ điêden tăng áp tua bin khí không có cơ cấu điều chỉnh bộ tua bin máy nén (hình 11-11), có tính ổn định kém, càng tăng p_k ở chế độ định mức n_n, tính ổn định càng giảm ;

- Động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí có phạm vi ổn định về tốc độ lớn hơn so với động cơ xăng [$n_n - n_M = n_n (1 - K_t)$] ;

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Động cơ tăng áp tua bin khí không có cơ cấu điều chỉnh bộ tua bin máy nén thì phạm vi của tốc độ ổn định nhỏ hơn so với động cơ không tăng áp ;

– Càng tăng áp suất p_k ở tốc độ định mức n_n càng giảm phạm vi của tốc độ ổn định.

Động cơ xăng có bộ chế hòa khí dùng trong vận tải hiện nay có K = 1,25 ÷ 1,35, còn động cơ điêden vận tải có K = 1,05 ÷ 1,15, trong đó giá trị nhỏ của K là ứng với động cơ tăng áp.

Hệ số tốc độ của động cơ xăng có bộ chế hòa khí K_t = 0,45 ÷ 0,55, còn động cơ điêden có K_t = 0,55 ÷ 0,70, nếu tăng áp cao có thể tới 0,8 hoặc lớn hơn.

Nếu hoàn thiện đặc tính sử dụng động cơ đốt trong bằng cách : đảm bảo cho động cơ hoạt động ổn định trong phạm vi tốc độ rộng sẽ có thể đơn giản bớt hệ thống truyền động, giảm kích thước, khối lượng thiết bị và làm cho việc bảo dưỡng chăm sóc trở nên đơn giản. Do đó đối với động cơ ôtô, máy kéo... có yêu cầu sau : trong phạm vi rộng của tốc độ (từ $0,5n_n$ đến n_n) khi chạy theo đặc tính ngoài thì công suất động cơ không thay đổi (N_e = const, tức là làm sao để M_e tỷ lệ nghịch với tốc độ n của động cơ).

Trên cơ sở các biểu thức (11–9) và (11–17) có thể hoạch định con đường cải thiện đặc tính của động cơ vận tải (tăng hệ số thích ứng K và giảm hệ số tốc độ K_t).

Biểu thức (11–9) chỉ rằng : nhân tố chính quyết định diễn biến đặc tính của động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí là khối lượng khí nạp vào xilanh thể hiện qua tích $\eta_v \cdot \rho_k$. Trong động cơ điêden, ngoài nhân tố trên còn phải thêm g_{ct}.

Do đó có thể hoạch định các con đường chính sau để hoàn thiện đặc tính của động cơ vận tải :

1) Chọn pha phối khí thích hợp

– Sử dụng hiện tượng khí động trên đường dẫn khí của động cơ để hoàn thiện các quá trình thải, nạp trong vùng tốc độ tương ứng với M_{emax}.

– Phân phối g_{ct} phù hợp với biến thiên của khối lượng khí nạp vào xilanh khi chạy ở đặc tính tốc độ (hiệu chỉnh đặc tính bơm cao áp).

– Thay đổi tương ứng áp suất p_k của không khí hoặc hòa khí.

Thay đổi pha phối khí là nhân tố chính vì nó có thể làm thay đổi η_v qua đó làm thay đổi K và K_t của động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí.

Mỗi tốc độ động cơ tương ứng với một pha phối khí tốt nhất để mômen động cơ đạt M_{emax} tại tốc độ đó khi mở 100% bướm ga. Cấu tạo của động cơ hiện đại chưa cho phép thay đổi pha phối khí khi thay đổi tốc độ động cơ.

Một pha phân phối khí nhất định, khi thay đổi tốc độ chỉ có thể phù hợp nhất đối với một số vòng quay. Những tốc độ còn lại, hệ số nạp của động cơ bao giờ cũng nhỏ hơn giá trị đạt tới nếu mỗi tốc độ đều dùng pha phân phối tối ưu cho riêng nó. Vì vậy người ta phải chọn pha phân phối theo điều kiện làm việc của động cơ.

Đặt pha phân phối tối ưu tại tốc độ thấp được gọi là điều chỉnh thấp tốc, còn nếu đặt pha phân phối tối ưu ở tốc độ lớn sát với n_n được gọi là : điều chỉnh cao tốc.

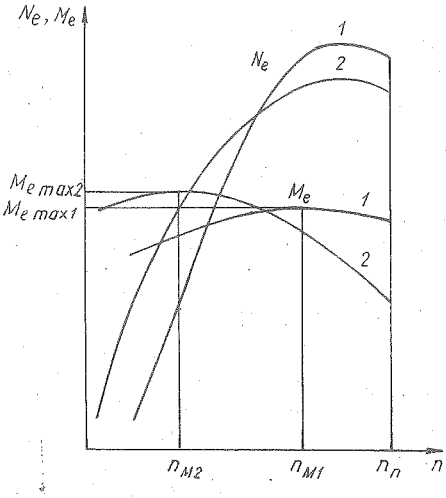
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình 11.34 giới thiệu diễn biến đặc tính ngoài trên cùng một động cơ khi điều chỉnh cao tốc (các đường 1) và điều chỉnh thấp tốc (các đường 2).

So với động cơ điều chỉnh cao tốc, thì động cơ điều chỉnh thấp tốc có hệ số thích ứng K lớn hơn và hệ số tốc độ K_t nhỏ hơn, do đó động cơ đảm bảo cho máy công tác hoạt động ổn định hơn trong một giới hạn tốc độ ổn định rộng hơn khi chạy theo đặc tính ngoài, nhưng công suất cực đại N_{emax} của nó nhỏ hơn.

Động cơ ôtô nếu dùng điều chỉnh cao tốc thái quá, sẽ không hợp lý và sẽ làm xấu chất lượng động lực học của xe, do tính ổn định và tính thích ứng của động cơ bị giảm.

Trong các thiết bị đòi hỏi giảm công suất máy công tác khi giảm tốc độ động cơ, thường dùng điều chỉnh cao tốc (như động cơ quay chân vịt tầu thủy).



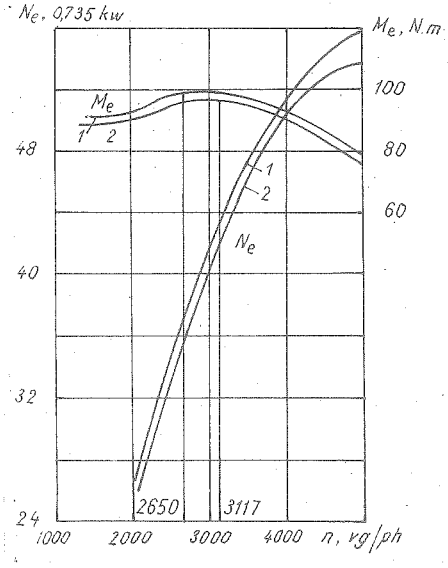
Hình 11.34. Đặc tính ngoài của động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí với pha phân phối khí khác nhau
1 – điều chỉnh cao tốc ;
2 – điều chỉnh thấp tốc.

Những điều trình bày trên về ảnh hưởng của pha phân phối khí tới hệ số nạp η_v cũng đúng đối với động cơ điêden. Nhưng điểm khác của động cơ điêden so với máy xăng dùng bộ chế hòa khí là khi thực hiện hiệu ứng tích cực về tăng hệ số nạp η_v khi giảm n còn phải phối hợp thêm với đặc tính cung cấp nhiên liệu cho chu trình khi thay đổi hệ số nạp η_v.

2) Tinh chỉnh hệ thống nạp thải

Để cải thiện các chỉ tiêu công tác của động cơ người ta đã sử dụng rộng rãi các hiện tượng khí động (sóng và quán tính) trong hệ thống nạp, thải qua đó hoàn thiện các quá trình thay đổi môi chất ; có thể chọn sơ đồ cấu tạo sao cho hệ số nạp được tăng và công tiêu hao cho nạp và thải giảm, trong phạm vi mong muốn của tốc độ động cơ. Loại động cơ này được gọi là động cơ tinh chỉnh hệ thống nạp và thải.

Hiện nay chưa có một phương pháp đủ tin cậy về mặt giải tích để xác định kích thước của hệ thống nạp, thải đáp ứng nhu cầu tinh chỉnh : vì vậy phải xác định cấu tạo hệ thống tinh chỉnh nhờ thực nghiệm.



Hình 11.35. Ảnh hưởng của tinh chỉnh hệ thống nạp và thải tới đặc tính ngoài động cơ xăng.

Cần thấy rằng, hệ thống nạp và thải được tinh chỉnh để hoạt động trong một phạm vi tốc độ hẹp nào đó, sẽ có thể cải thiện đặc tính động cơ trên cả đặc tính ngoài (mặc dù không nhiều).. Nếu chọn hợp lý kích thước của hệ thống nạp thải có thể mở rộng phạm vi tốc độ ổn định của động cơ (hình 11.35). Hệ số thích ứng K không thay đổi nhiều nhưng hệ số tốc độ đã giảm từ 0,635 xuống 0,53 tức là phạm vi của tốc độ ổn định mở rộng 30%.

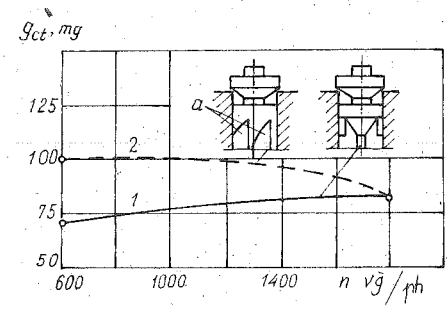
3) Hiệu chỉnh đặc tính bơm cao áp

Để khắc phục nhược điểm đặc tính tốc độ của bơm cao áp kiểu Boschs người ta dùng một vài phương pháp hiệu chỉnh đặc tính của bơm khi động cơ điêden chạy theo

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

đặc tính tốc độ như : van cao áp hiệu chỉnh, bộ hiệu chỉnh dưới dạng ụ tỳ đàn hồi hoặc dưới dạng ụ tỳ động theo biên dạng của thanh răng bơm cao áp...

Trong van cao áp người ta dùng hiện tượng tiết lưu của nhiên liệu, xuất hiện khi nhiên liệu từ không gian của bơm đi qua các rãnh a có tiết diện thay đổi (hình 11.36) rồi qua van đến đường đi trong hành trình bơm. Càng tăng tốc độ n, áp suất nhiên liệu trong không gian bơm càng lớn, vì tác dụng của tiết lưu sẽ đẩy van đi lên càng cao, qua đó làm tăng hành trình hút của van khi kết thúc cấp nhiên liệu. Kết quả sẽ làm giảm g_{ct} khi tăng n. Đối với trường hợp như hình 11.36, giảm tốc độ n xuống 2,67 lần sẽ làm tăng g_{ct} 1,2 lần, nếu dùng bơm cao áp chưa hiệu chỉnh (van thông thường) thì khi giảm n trong phạm vi trên sẽ làm g_{ct} giảm 1,16 lần.



Hình 11.36. Hiệu chỉnh g_{ct} bằng bơm cao áp (van một chiều)
a – các rãnh ; 1 – g_{ct} chưa hiệu chỉnh ; 2 – g_{ct} đã hiệu chỉnh.

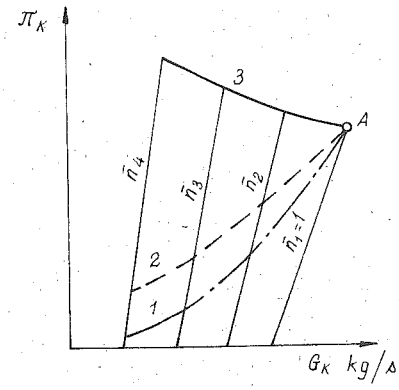
Tăng g_{ct} khi giảm n như trên không làm cho α thấp hơn so với giá trị n_n. Do đó trên thực tế η_i không thay đổi, từ (11-17) sẽ thấy p_C tăng tỷ lệ thuận với g_{ct}. Như vậy khi dùng van cao áp hiệu chỉnh đã làm tăng hệ số thích ứng của động cơ điêden tới 1,3 ÷ 1,4, tức tương đương với hệ số thích ứng của động cơ xăng tốt nhất, ngoài ra phạm vi ổn định của tốc độ cũng được mở rộng.

4) Thực hiện tăng áp điều chỉnh

Đối với động cơ điêden tăng áp, biện pháp tốt nhất để làm tăng hệ số thích ứng K và mở rộng phạm vi tốc độ ổn định của động cơ là chọn đặc tính máy nén tương ứng với sự thay đổi khối lượng không khí nạp vào động cơ theo nhu cầu của K và K_t.

Bằng cách điều chỉnh sự thay đổi của p_k khi giảm tốc độ n có thể đạt tới sự tương thích giữa lượng không khí do máy nén cung cấp và lượng không khí đi qua động cơ nhằm đạt tới một hệ số thích ứng K và hệ số tốc độ K_t theo yêu cầu, tức là đạt tới quy luật mong muốn về sự tiến triển của đặc tính ngoài. Với mục đích ấy có thể qua đường tính lý thuyết hoặc đường thực nghiệm để xác định đặc tính thủy lực cần thiết của động cơ theo quy luật mong muốn của đặc tính ngoài.

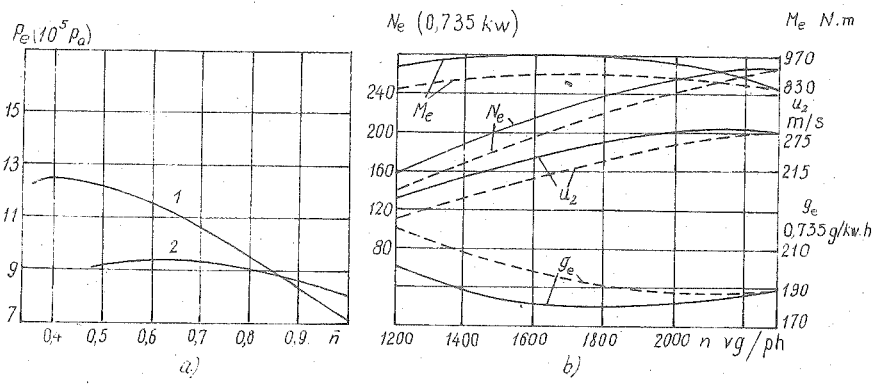
Đặc tính thủy lực (còn gọi là đường vận hành) của động cơ là hàm số phản ánh mối quan hệ giữa lưu lượng không khí G_k và tỷ số tăng áp π_k cần có trong máy nén khi động cơ chạy theo đặc tính ngoài hay theo một đặc tính nào đó. Thông thường đặc tính thủy lực được biểu thị trên đồ thị có tung độ là tỷ số π_k yêu cầu và hoành độ là lưu lượng G_k. Dạng đặc tính thủy lực của động cơ, phụ thuộc đặc điểm tiến triển của đặc tính ngoài hoặc các đặc tính khác của động cơ.



Hình 11.37. Đặc tính thủy lực (đặc tính thông qua) của động cơ
1 – đặc tính chân vịt ;
2 – đặc tính ngoài ;
3 – Ne = f(n) = const ;
$\bar{n}_1 \div \bar{n}_4$ các đặc tính tải.

Hình 11.37 giới thiệu đặc tính thủy lực của động cơ tăng áp. Điểm A là chế độ định mức

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



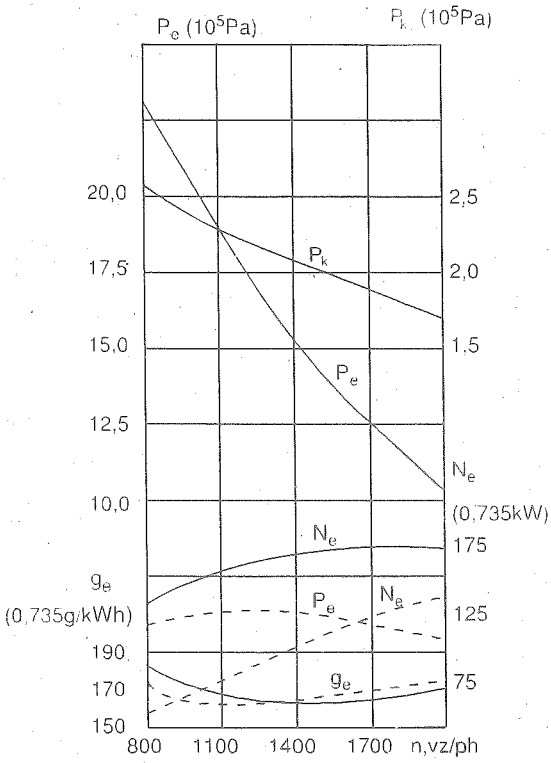
Hình 11.38. Đặc tính tốc độ của động cơ điêden tăng áp điều chỉnh (u_2 – tốc độ tiếp tuyến của rôto máy nén);
a) Động cơ điêden bốn kỳ ; b) Động cơ điêden hai kỳ GMC6–71;
1 – điêden 6чн $\frac{15}{18}$; 2 – động cơ 6чн $\frac{10,5}{13}$
—— tăng áp điều chỉnh ; – – – tăng áp không điều chỉnh.

của động cơ. Đường 3 là đường đẳng công suất (N_e = const) trong phạm vi tốc độ $\overline{n_4} \div \overline{n_1}$. Chạy theo đường 3 hệ số thích ứng K của động cơ rất cao, rất thích hợp đối với hoạt động trên thiết bị vận tải.

Khi hoạt động với động cơ, máy nén khí không thỏa mãn yêu cầu của đặc tính thủy lực cần thiết, người ta thực hiện tăng áp điều chỉnh (đối với máy nén cũng như đối với tua bin) nhằm cải thiện hệ số thích ứng K và hệ số tốc độ K_t của động cơ. Hình 11.38 giới thiệu đặc tính tốc độ của động cơ 6чн $\frac{15}{18}$, và 6чн $\frac{10,5}{13}$ tăng áp điều chỉnh, động cơ GMC6–71 có và không có tăng áp điều chỉnh.

Nhờ tăng áp điều chỉnh đã làm cho động cơ 6чн $\frac{15}{18}$ có K = 1,75 và K_t = 0,4 và động cơ 6чн $\frac{10,5}{13}$ có K = 1,17 và K_t = 0,65. Động cơ GMC6–71 các thông số tương ứng kể trên là 1,045 và 0,7 (khi không tăng áp điều chỉnh) ; 1,13 và 0,70 (khi có tăng áp điều chỉnh).

Động cơ G–354 khi tăng áp điều chỉnh đã cho K ⩾ 2 và K_t ≈ 0,43. Hình 11.39 giới thiệu đặc tính ngoài của động cơ điêden 4 kỳ Berlier MDL tăng áp điều chỉnh (i.V_h = 9,55l, không tăng áp N_e = 150 mã lực, khi n = 2200 vòng/phút). Khi tăng áp điều chỉnh K ≈ 2,2, K_t = 0,4. Khi



Hình 11.39. Đặc tính ngoài của động cơ điêden Berlier MDL
– – – không tăng áp ;
—— tăng áp điều chỉnh.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

không tăng áp K = 1,06 và $K_t \approx 0,62$. Động cơ hai kỳ tăng áp cao của Anh T.S-3 có K = 6,75.

Khi thực hiện tăng áp điều chỉnh cũng cần chú ý đặc tính cung cấp đảm bảo cho g_{ct} được thay đổi phù hợp, đồng thời phải chú ý tới p_{max} trong xilanh động cơ.

Động cơ tăng áp điều chỉnh có nhiều thiết bị điều khiển, mối liên hệ giữa các thiết bị và động cơ cũng phức tạp làm cho cấu tạo của động cơ trở nên nặng nề, đó là nhược điểm cần được khắc phục.

11.8. PHỐI HỢP GIỮA ĐẶC TÍNH CỦA BỘ TUA BIN TĂNG ÁP VỚI ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ

11.8.1. NHỮNG NÉT CHUNG CỦA SỰ PHỐI HỢP

Người ta đã chọn đặc tính động cơ nhằm đáp ứng đầy đủ nhất yêu cầu của máy công tác. Từ những yêu cầu của máy công tác người ta chọn quy luật thay đổi của $p_e = f_1(n)$, $N_e = f_2(n)$ hoặc $g_e = f_3(N_e)$ khi n = const, trên cơ sở đó xác định đặc tính thủy lực $\pi_k = F(G_k)$ của động cơ.

Đặc tính thủy lực cho phép xác định lưu lượng và áp suất không khí cần cung cấp cho động cơ để so sánh với các thông số ra của bộ tăng áp. Kết quả của sự so sánh đó sẽ giải quyết vấn đề về khả năng và phương pháp đạt tới đặc tính mong muốn của động cơ.

Hình 11.40 giới thiệu sự phối hợp đặc tính thủy lực của động cơ với đặc tính các loại máy nén : máy nén kiểu vít vô tận, máy nén ly tâm có cánh và không có cánh trong vành tăng áp. Đặc tính thể hiện sự thay đổi chỉ tiêu công tác của máy nén theo đặc tính thủy lực của động cơ đôi khi còn được gọi là đặc tính phối hợp.

Đặc tính phối hợp của một trong các máy nén kiểu vít vô tận tốt nhất và của động cơ thể hiện trên hình 11.40a. Kiểu máy nén này đảm bảo cho động cơ hoạt động theo bất kỳ đặc tính nào. Khi động cơ chạy ở chế độ định mức và theo đặc tính 3, đảm bảo cho $N_e = f(n) = const$, trong phạm vi tốc độ $(0,4 \div 1,0)n_n$, hiệu suất máy nén đều cao hơn 0,8. Đặc tính ngoài 2 đảm bảo cho máy nén hoạt động chủ yếu với hiệu suất cao hơn 0,75. Hiệu suất máy nén thay đổi nhiều nhất khi động cơ chạy theo đặc tính chân vịt 1. Nhưng điều đó không có ý nghĩa thực tế vì chế độ hoạt động chính của động cơ tầu thủy là chế độ định mức. Cũng ở đây thấy rất rõ trường hợp đặc tính phối hợp đối với điều kiện không thuận lợi nhất, khi động cơ chạy theo $N_e = f(n) = const$. Đối với động cơ chỉ chạy theo đặc tính ngoài hoặc đặc tính chân vịt có thể đạt được sự phối hợp tốt hơn, nếu chuyển đặc tính của máy nén thấp xuống về bên trái. Muốn vậy có thể dùng máy nén có tốc độ tiếp tuyến của rôto nhỏ hơn.

Hình 11.40b là đặc tính thủy lực của động cơ với công dụng khác nhau phối hợp với đặc tính máy nén không có cánh trong vành tăng áp. Máy nén này hoàn toàn phù hợp với động cơ khi chạy theo đặc tính chân vịt, đặc tính ngoài và đặc tính tải trong phạm vi $n = (0,4 \div 1,0)n_n$. Khi hoạt động theo đặc tính 3 máy nén chỉ đáp ứng yêu cầu trong phạm vi $n = (0,5 \div 1,0)n_n$, để tránh vượt quá giới hạn ổn định. Để tăng mức tin cậy khi chạy ở $n = 0,5\ n_n$ có thể chuyển đặc tính của máy nén sang trái, sau khi chọn chế độ tính cho máy nén nhỏ hơn so với lưu lượng không khí qua động

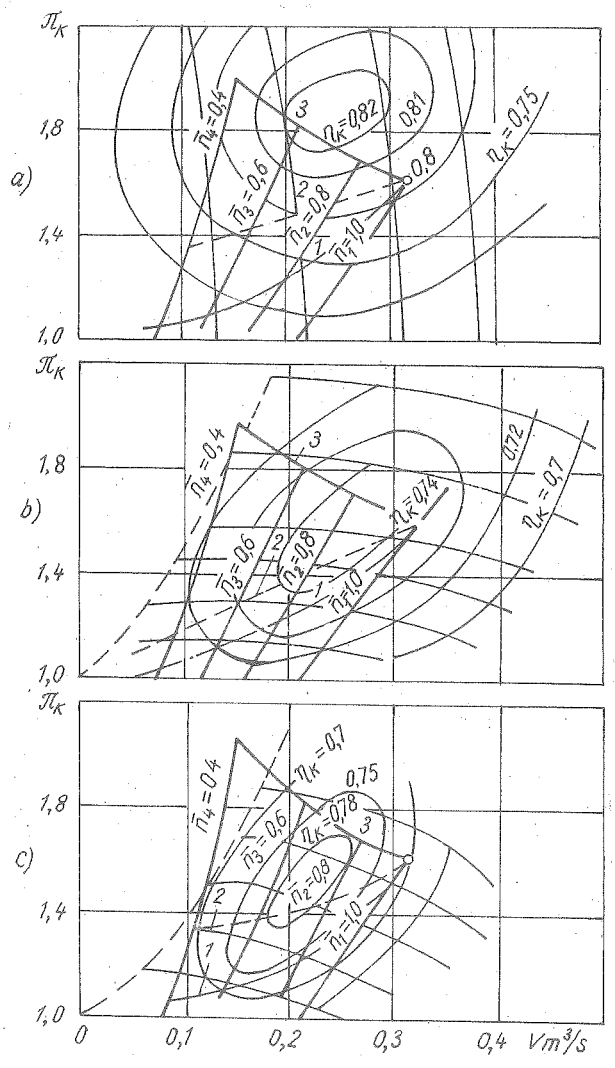
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

cơ, như vậy sẽ làm cho hiệu suất máy nén bị giảm chút ít ở chế độ định mức, nhưng đã cải thiện được tình trạng của đặc tính ngoài.

Khi chạy với máy nén có cánh trong vành tăng áp (hình 11.40c) các đặc tính thủy lực của động cơ đặt trong vùng hiệu suất máy nén lớn hơn so với trường hợp hình 11.40b. Nhưng khi chạy theo đặc tính ngoài và đặc tính N_e = const thì hiệu suất máy nén thay đổi trong một phạm vi rộng hơn, so với trường hợp dùng máy nén không cánh trong vành tăng áp, vì đường giới hạn ổn định của trường hợp hình 11.40c phẳng hơn. Lắp máy nén ly tâm không cánh trong vành tăng áp dễ đảm bảo sự phối hợp giữa đặc tính máy nén và động cơ.

Như vậy, có thể thấy máy nén thể tích đáp ứng đầy đủ nhất các yêu cầu của động cơ có công dụng khác nhau. Máy nén ly tâm không cánh trong vành tăng áp phối hợp tốt với các loại đặc tính động cơ.

Máy nén ly tâm, có cánh trong vành tăng áp cũng phối hợp tốt với các loại đặc tính động cơ, trong một phạm vi thay đổi rộng của tốc độ, trừ đặc tính N_e = const.



Hình 11.40. Phối hợp đặc tính thủy lực của động cơ với đặc tính máy nén
a) Máy nén thể tích kiểu vít vô tận ;
b) Máy nén ly tâm không cánh trong vành tăng áp ;
c) Máy nén ly tâm có cánh trong vành tăng áp ;
$\bar{n}_2 \div \bar{n}_1$ – các đặc tính tải.

Qua hình 11.40 cũng thấy rõ càng tăng áp suất p_k càng khó phối hợp các đặc tính, đặc biệt đối với động cơ cường hóa đòi hỏi có hệ số thích ứng K lớn và hệ số tốc độ K_t nhỏ, vì với K và p_e càng lớn và K_t càng nhỏ sẽ làm tăng giới hạn hoạt động của động cơ theo lượng không khí G_k, tức là tăng chênh lệch về lưu lượng không khí giữa chế độ định mức và chế độ mômen cực đại.

Nếu động cơ hoạt động theo đặc tính tải hoặc đặc tính chân vịt, thì thường tính và chọn thông số tối ưu của máy nén tại chế độ định mức (N_{en}, n_n) của động cơ. Khi chuyển sang đặc tính bộ phận vẫn đảm bảo đủ không khí cấp cho động cơ, kể cả trường hợp các chỉ tiêu của máy nén lúc đó đều kém. Muốn có các thông số cao của bộ tua bin tăng áp khi động cơ chạy theo đặc tính ngoài với hệ số thích ứng K lớn và hệ số tốc độ K_t nhỏ cần phải tính và tinh chỉnh máy nén và tua bin ở chế độ mômen cực đại chứ không phải ở chế độ định mức.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chế độ tính của máy nén cần chọn sao cho lưu lượng không khí lớn hơn giới hạn ổn định của máy nén khoảng 5 – 15%. Khả năng thông qua của tua bin phải tương ứng với chế độ mômen cực đại của động cơ. Cách chọn trên làm cho hiệu suất và cột áp của máy nén và tua bin đều giảm khi chuyển sang chế độ định mức.

Việc chọn các thông số tính bộ tua bin tăng áp cần được đảm bảo sao cho hiệu suất chung ở chế độ định mức không thấp hơn giới hạn cho phép, kể cả sự cần thiết quét xilanh và tăng tổn thất về công suất cho các quá trình bơm của động cơ. Điều kiện trên đã đặt giới hạn nhất định cho việc chọn pha phối khí. Khi chuyển sang chế độ định mức, ngoài việc giảm hiệu suất ra, có thể còn làm tăng quá mức số vòng quay của rôto bộ tua bin tăng áp. Khả năng lưu thông của tua bin có ảnh hưởng tới chế độ làm việc của bộ tua bin tăng áp nhiều hơn so với việc tinh chỉnh máy nén. Chỉ cần thay đổi tiết diện miệng phun của tua bin khoảng (2 ÷ 6%) đã thấy rõ ảnh hưởng tới đặc tính tua bin ; nếu trong máy nén áp suất tăng lên càng cao càng phải tinh chỉnh bớt tua bin để bộ tua bin tăng áp được hoạt động ở chế độ tối ưu, vì π_k càng lớn đặc tính của máy nén càng dốc. Do đó chỉ cần chế độ hoạt động của tua bin hơi lệch khỏi chế độ tối ưu sẽ làm cho π_k và hiệu suất máy nén giảm nhanh. Cần chọn chính xác các thông số của tua bin hoạt động trong dòng mạch động. Áp suất phía trước tua bin dao động càng lớn, chế độ hoạt động của tua bin càng phải chọn chính xác, vì với biên độ dao động lớn về áp suất phía trước tua bin, càng thu hẹp phạm vi hoạt động của tua bin ở hiệu suất lớn hơn.

Nếu tốc độ cực đại của khí thể phía trước tua bin khá cao, có thể làm tăng hiệu suất tua bin bằng cách giảm đường kính bánh công tác của máy nén. Lúc ấy, do tăng tốc độ của rôto sẽ làm tăng tốc độ tiếp tuyến của bánh tua bin và tăng hiệu suất tua bin khi chạy với nhiệt giáng lớn.

Lựa chọn đúng chế độ và các thông số làm việc của tua bin và máy nén có thể đảm bảo sự phối hợp đặc tính của chúng với đặc tính của động cơ nhưng đó chỉ là trường hợp có $\pi_k \leqslant 1,8 \div 2,0$. Nếu π_k cao hơn nữa, muốn phối hợp đặc tính của động cơ với bộ tua bin máy nén cần phải điều chỉnh tua bin và máy nén theo nhiều cách khác nhau. Các cách điều chỉnh chính gồm có :

– Tiết lưu không khí tại cửa vào và cửa ra của máy nén ;

– Thay đổi góc α_1 tại cửa vào của bánh công tác nhờ thiết bị dẫn hướng cho cửa vào ;

– Quay cánh trong vành tăng áp có cánh ;

– Quay cánh của thiết bị dẫn hướng cửa vào của vành tăng áp có cánh ;

– Thay đổi chiều cao rãnh của vành tăng áp ;

– Xả bớt không khí từ không gian chứa khí nén về cửa hút hoặc xả bớt ra ngoài trời ;

– Tiết lưu dòng khí tại cửa vào và cửa ra của tua bin ;

– Thay đổi tiết diện cửa vào của miệng phun ;

– Thay đổi chiều cao miệng phun ;

– Thay đổi góc α_1 trong tua bin với miệng phun điều chỉnh ;

– Điều chỉnh đồng thời tua bin và máy nén ;

– Thay đổi tốc độ của tua bin và của máy nén bằng truyền động vi sai giữa trục động cơ, rôto của máy nén và trục thu công suất.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

11.8.2. ĐIỀU CHỈNH TÍNH NĂNG PHỐI HỢP

Nếu phối hợp không tốt giữa động cơ điêden và bộ tăng áp có thể làm cho đặc tính thủy lực của động cơ nằm xa khu vực có hiệu suất cao của bộ tăng áp, làm p_k cao quá hoặc thấp quá hoặc làm đặc tính thủy lực của động cơ nằm sát hoặc cắt đường giới hạn ổn định.... Có thể khắc phục tình trạng trên bằng cách điều chỉnh một vài bộ phận của nó hoặc thay bộ tua bin tăng áp khác.

1) Điều chỉnh tính ổn định và giới hạn ổn định của máy nén khí

Tại giới hạn ổn định lưu lượng không khí G_k và áp suất p_k tăng giảm đột ngột, thậm chí còn làm cho không khí nén phì ra miệng hút, đôi lúc còn gây dao động và gây tiếng ồn lớn. Trong điều kiện ấy động cơ điêden không thể hoạt động bình thường, bộ tua bin tăng áp cũng chóng hỏng. Mặc dù đã có nhiều công trình nghiên cứu về sự ảnh hưởng của cơ lý cũng như về các nhân tố ảnh hưởng tới giới hạn ổn định nhưng tới nay vẫn chưa thật rõ. Người ta chỉ hiểu một cách trừu tượng như sau : hoạt động mất ổn định của máy nén có liên quan mật thiết với hiện tượng thoát của dòng chảy trên đường lưu thông trong máy nén. Khi điều chỉnh trước tiên cần phân tích nguyên nhân gây mất ổn định, sau đó tìm biện pháp thích hợp để khắc phục.

a) Dịch chuyển đường giới hạn ổn định của máy nén

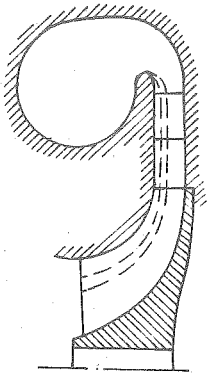
Nếu chuyển đường giới hạn ổn định dịch về hướng lưu lượng nhỏ sẽ có thể tránh được khu vực mất ổn định. Cần xem xét tỉ mỉ tình hình mất ổn định rồi dùng một trong các biện pháp sau để dịch chuyển giới hạn ổn định.

1. Dùng bộ tua bin tăng áp có số hiệu nhỏ hơn (lưu lượng), lúc ấy đường giới hạn ổn định sẽ chuyển dịch song song với trục hoành về phía lưu lượng nhỏ, điểm vận hành của máy nén sẽ có hiệu suất cao hơn và đường vận hành hơi chuyển dịch về hướng lưu lượng nhỏ.

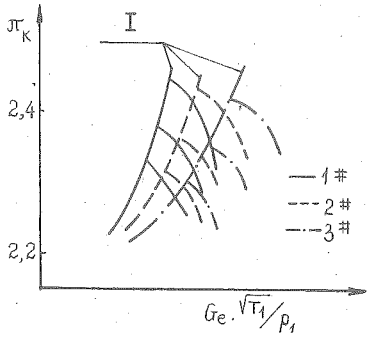
2. Thay đổi tiết diện đường thông trong máy nén (hình 11.41), lúc ấy chỉ thay đổi tiết diện lưu thông của rãnh cánh và của vành tăng áp mà không thay đổi kích thước máy nén. Cách làm này cũng làm cho đặc tính máy nén chuyển dịch theo hướng gần như song song với trục hoành, thường được sử dụng trong trường hợp chuyển dịch đường vận hành với phạm vi nhỏ.

3. Giảm góc vào của vành tăng áp (trường hợp dùng vành tăng áp) sẽ có thể chuyển dịch giới hạn ổn định cũng như khu vực hiệu suất cao của máy nén trong phạm vi 20 ÷ 30% lưu lượng (hình 11.42).

Trong máy nén lắp vành tăng áp có cánh, nguyên nhân chủ yếu gây mất ổn định là do góc và tỉ số giữa kích thước cửa vào và kích thước họng của vành tăng áp gây ra, giảm bớt góc vào sẽ làm cho giới hạn ổn định chuyển về hướng giảm lưu lượng. Nếu giảm bớt tiết diện lưu thông ở cửa vào vành tăng áp trong phạm vi 20% sẽ làm cho đường



Hình 11.41. Thay đổi tiết diện đường thông trong máy nén.



Hình 11.42. Ảnh hưởng của vành tăng áp có cánh tới đặc tính máy nén
I – giới hạn ổn định ;
—— vành tăng áp số 1#;
--- vành tăng áp số 2#;
— · — vành tăng áp số 3#.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

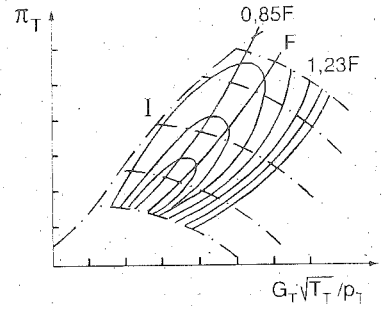
giới hạn ổn định gần như quay quanh gốc tọa độ. Nếu giảm góc vào quá nhiều, ví dụ nhỏ hơn 15^o sẽ làm tăng tổn thất lưu động đồng thời làm giảm hiệu quả điều chỉnh. Do thay đổi góc vào β của vành tăng áp qua đó làm giảm tiết diện lưu thông, về cơ bản sẽ làm cho đặc tính quay quanh gốc tọa độ, vì vậy đối với trường hợp mà phần dưới của đường vận hành nằm trong vùng mất ổn định sẽ không đem lại hiệu quả tốt.

4. Giảm kích thước đường thông sau cửa ra của bánh công tác. Khi đó sẽ làm tăng phần tốc độ hướng kính của dòng chảy sau cửa ra của bánh công tác qua đó thích ứng với góc vào của vành tăng áp, vì vậy tránh được hiện tượng mất ổn định. Ngoài ra giảm nhỏ kích thước đường thông sau cửa ra của bánh công tác cũng có lợi cho tính ổn định của dòng chảy trong bánh vì nó làm giảm bớt mức độ tăng áp của dòng chảy trong bánh công tác.

5. Giảm bớt chiều cao miệng vào của bánh công tác. Trong một số máy nén, hiện tượng mất ổn định là do bánh công tác gây ra. Có thể do cánh dẫn hướng cho dòng chảy đi vào bánh công tác đặt không đúng tạo ra góc va chính diện lớn, trường hợp này một mặt phải thiết kế lại bánh dẫn hướng, đồng thời giảm bớt chiều cao hướng kính của cửa vào của bánh công tác. Sau khi giảm bớt chiều cao cửa vào với cùng một lưu lượng không khí tốc độ dòng chảy tại miệng vào bánh công tác sẽ tăng lên, nhờ đó giảm bớt giá trị góc va chính diện của dòng chảy.

b) Tăng năng lực lưu thông của tua bin

Sau khi tăng năng lực lưu thông của tua bin, với cùng một tỷ số giãn nở của tua bin lưu lượng sẽ tăng, vì vậy trên đồ thị đặc tính đường vận hành sẽ chuyển sang phải về phía tăng lưu lượng làm cho máy nén tách xa giới hạn ổn định (hình 11.43). Trên thực tế có thể tăng tiết diện họng miệng phun để tăng năng lực lưu thông của tua bin, nhưng phải dựa vào tình hình vận hành cụ thể của động cơ điêden. Nếu áp suất tăng áp p_k còn thấp, thì sau khi tăng diện tích họng miệng phun, do năng lượng của sản vật cháy bị giảm, sẽ khiến cho p_k giảm theo, làm tăng nhiệt độ và độ khói của khí xả, tăng suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ, không lợi cho tính năng của động cơ điêden. Biện pháp thay đổi tiết diện họng thông của miệng phun là biện pháp để điều chỉnh p_k rất hiệu quả.



Hình 11.43. Ảnh hưởng của tiết diện vành miệng phun tới đường vận hành;
I – giới hạn ổn định.

c) Giảm lực cản ở cửa ra của máy nén

Khi lắp bộ tua bin tăng áp trên động cơ, lực cản ở cửa ra của máy nén là lực cản tổng hợp của đường nạp, két làm mát trung gian, đường dẫn khí trong động cơ, nhánh ống thải, đường thông khí trong tua bin và đường ống phía sau tua bin. Nếu tổng lực cản kể trên lớn, cũng dễ gây mất ổn định trong hoạt động của máy nén, cần tìm ra nơi gây cản lớn nhất rồi cải tiến, không nên vội vã thay đổi các phần trong bộ tua bin tăng áp. Nói chung các lực cản tại các phần được quy định như sau : cản trên đường nạp của động cơ khoảng 0,5 ÷ 2kPa ; cản của ống thải phía sau tua bin nhỏ hơn 2kPa, cản của két làm mát trung gian nhỏ hơn 2,5kPa.

d) Giảm bớt dao động áp suất trên đường nạp

Quá trình hút của động cơ điêden là một quá trình không liên tục, tất nhiên sẽ gây dao động áp suất trên đường nạp. Đường nạp càng nhỏ, dao động áp suất càng

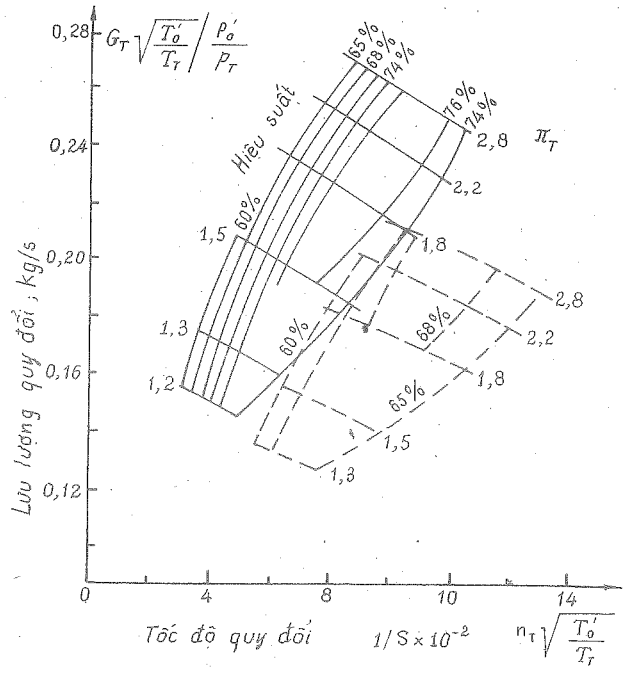
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

lớn. Áp suất của máy nén thường được đo bằng đồng hồ quán tính, giá trị hiện trên đồng hồ là giá trị trung bình theo thời gian. Mặc dù áp suất đo được chưa đạt tới giới hạn gây ra mất ổn định, nhưng trên thực tế giá trị cực đại của sóng áp suất đã đạt giá trị cực đại gây ra mất ổn định của máy nén tại số vòng quay đó, khiến cho máy nén chạy không ổn định. Tần số dao động áp suất càng thấp càng gây ảnh hưởng lớn tới tính mất ổn định của máy nén.

2) Điều chỉnh áp suất tăng áp p_k

Áp suất tăng áp p_k lớn quá hoặc nhỏ quá đều gây ảnh hưởng bất lợi tới tính năng vận hành của động cơ. Nếu p_k thấp quá sẽ làm giảm công suất động cơ, nhiên liệu cháy không tốt, gây tăng nhiệt độ khí xả và tăng suất tiêu hao nhiên liệu... Nếu p_k lớn quá sẽ làm tăng áp suất cuối quá trình nén và tăng áp suất cháy cao nhất p_z làm tăng tổn thất cơ giới của động cơ.

1. Biện pháp thường dùng nhất để điều chỉnh p_k là thay đổi diện tích họng thông của vành miệng phun. Nếu giảm tiết diện lưu thông họng miệng phun của tua bin, sẽ làm tăng p_T và năng lượng khí thải của động cơ, làm tăng tốc độ quay của bộ tua bin tăng áp, qua đó làm tăng p_k, còn nếu tăng diện tích trên sẽ cho kết quả ngược lại. Sau khi thay diện tích họng thông của vành miệng phun đặc tính của tua bin cũng thay đổi theo. Đường khuất (hình 11.44) là đặc tính tua bin sau khi giảm tiết diện họng thông của vành miệng phun. Với cùng một π_T sau khi giảm tiết diện họng thông tốc độ tua bin tăng cao, còn lưu lượng lại giảm nhiều, vị trí của khu vực có hiệu suất lớn cũng thay đổi. Nếu giảm quá nhiều tiết diện họng thông của miệng phun sẽ làm thay đổi lớn mức độ phản lực ρ_T của tua bin gây giảm hiệu suất tua bin. Thông thường chỉ thay đổi diện tích họng thông trong phạm vi ± 20%, nếu vẫn không đạt yêu cầu về áp suất tăng áp p_k thì cần thay đổi kích thước rãnh thông trong bánh công tác của tua bin hoặc thay bộ tua bin tăng áp khác.



Hình 11.44. Thay đổi đặc tính tua bin sau khi thay đổi tiết diện họng miệng phun.

2. Kiểm tra pha phân phối khí của động cơ điêden. Nếu xupáp (hoặc cửa) thải mở muộn quá sẽ làm giảm áp suất và nhiệt độ sản vật cháy đi vào tua bin, do đó năng lượng cấp cho tua bin rất ít, làm giảm tốc độ tua bin và áp suất tăng áp p_k. Trong trường hợp ấy cần tăng góc mở sớm xupáp thải. Nhưng nếu mở xupáp thải quá sớm, sẽ làm giảm công giãn nở trong xilanh và giảm công suất động cơ, mặc dù năng lượng tăng trong khí xả làm tăng p_k, trong trường hợp này cần mở xupáp xả muộn hơn.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

3. Đối áp phía sau tua bin cao quá. Lúc ấy tỷ số giãn nở π_T trong tua bin sẽ giảm làm giảm công suất của tua bin và giảm p_k. Trường hợp này cần xem đường thải có tắc không, hoặc đường kính của đường thải có thể nhỏ quá. Đường kính của đường thải phía sau tua bin phải lớn hơn đường kính cửa ra của tua bin. Đối áp phía sau tua bin cao quá, cũng có tác dụng làm tăng chút ít nhiệt độ và áp suất sản vật cháy đi vào tua bin qua đó cũng thu hồi được một phần năng lượng sinh công trong tua bin, nhưng nó sẽ làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ, thậm chí còn làm cho nhiệt độ vào tua bin vượt quá giới hạn cho phép.

4. Áp suất không khí đi vào máy nén thấp quá làm giảm p_k. Có hiện tượng trên vì cản của đường khí vào máy nén hoặc của bình lọc khí quá lớn gây ra. Cần rút ngắn chiều dài và tăng đường kính cho đường khí vào máy nén. Cần tăng diện tích lọc khí hoặc thay lọc khí khác, ít cản và có hiệu quả lọc tốt hơn. Cản trong bình lọc thường vào khoảng 0,5 ∽ 1,0kPa.

5. Cản của bình làm mát trung gian quá lớn cũng làm giảm p_k. Thông thường cần đảm bảo cho cản của bình làm mát nhỏ hơn 3kPa.

6. Cáu ghét trong máy nén cũng gây giảm hiệu suất máy nén và làm giảm p_k, cáu ghét nhiều có thể làm giảm hiệu suất 10 ∽ 15% hoặc nhiều hơn, trong trường hợp này cần lau rửa cho máy nén. Trên các bộ tua bin tăng áp cỡ lớn thường có thiết bị lau rửa máy nén bằng cách phun nước vào miệng hút của máy nén để rửa rãnh thông trong bánh công tác, trong vành tăng áp mà không cần tháo rời.

7. Lọt khí cũng gây giảm p_k. Đường nạp và đường thải của động cơ điêden tăng áp phải được giữ kín không để rò khí. Nếu có rò khí trên đường thải sẽ làm giảm lưu lượng khí vào tua bin giảm tốc độ quay của tua bin, máy nén và giảm p_k, làm tăng nhiệt độ khí đi vào tua bin tăng suất tiêu hao nhiên liệu và độ khói của khí xả. Cần kiểm tra đường ống và bịt kín.

3) Điều chỉnh nhiệt độ T_T phía trước tua bin

Một vấn đề thường gặp trong động cơ tăng áp tua bin là nhiệt độ T_T phía trước tua bin cao quá. Hiện tượng trên chẳng những ảnh hưởng lớn đến độ tin cậy của tua bin mà còn làm tăng phụ tải nhiệt của động cơ, gây rạn nứt mặt thành buồng cháy, đế xupáp trên nắp xilanh gây kết keo trong rãnh vòng găng... Ngoài ra còn làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ.

Có rất nhiều yếu tố ảnh hưởng đến nhiệt độ T_T, ví dụ : nếu áp suất tăng áp p_k thấp quá, sẽ làm cho hệ số dư lượng không khí α rất nhỏ, tăng cháy rớt và nhiệt độ T_T. Sau khi tăng p_k sẽ làm cho T_T hạ thấp.

Các thông số của hệ thống nhiên liệu có ảnh hưởng lớn tới quá trình cháy. Sau khi tăng áp sẽ tăng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình, vì vậy phải thay đổi các thông số của hệ thống nhiên liệu cho phù hợp. Nếu các thông số của hệ thống nhiên liệu không hợp lý, quá trình cháy sẽ không tốt làm tăng T_T. Nếu kéo dài thời gian cấp nhiên liệu hoặc góc phun sớm quá nhỏ sẽ làm tăng cháy rớt và tăng nhiệt độ T_T. Nếu đường kính lỗ tia phun và áp suất phun nhiên liệu không phù hợp làm cho tia nhiên liệu không phối hợp tốt với không gian lưu động của môi chất trong buồng cháy, sẽ làm cho nhiên liệu không cháy kịp thời và làm tăng T_T. Chỉ cần điều chỉnh các thông số của hệ thống cấp nhiên liệu cho phù hợp sẽ có thể giảm T_T.

Tăng góc trùng điệp của các xupáp xả và nạp có thể làm tăng khả năng quét buồng cháy, tăng lượng môi chất nạp vào xilanh, nhờ đó quá trình cháy được thực hiện tốt hơn, làm giảm suất tiêu hao nhiên liệu, mặt khác một phần khí quét đi vào

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

đường thải làm giảm nhiệt độ T_T. Đối với hệ thống đẳng áp, khi tăng góc trùng điệp cần để ý đến các chế độ tải nhỏ (hiệu suất bộ tua bin tăng áp thường hạ thấp) áp suất p_T có thể cao hơn p_k, làm cho khí thải chảy ngược ra đường nạp. Đối với hệ thống mạch động do được quét buồng cháy trong giai đoạn thấp áp của sóng áp suất trên đường thải, nên ở chế độ tải nhỏ vẫn có thể quét buồng cháy, vì vậy góc trùng điệp của hệ thống này có thể tới 110 ∽ 140° góc quay trục khuỷu.

Trường hợp không làm mát trung gian cho không khí tăng áp, làm tăng hiệu suất nén η_k là phương pháp quan trọng để giảm T_T. Tăng hiệu suất máy nén sẽ làm giảm nhiệt độ môi chất sau máy nén qua đó làm giảm nhiệt độ các điểm trong chu trình làm việc của động cơ, do đó nhiệt độ T_T và phụ tải nhiệt của động cơ đều giảm. Thí nghiệm chỉ rằng cứ giảm nhiệt độ khí nạp 1°C thì T_T sẽ giảm 2 ÷ 3°C.

Mức tăng áp càng cao thì nhiệt độ môi chất ra khỏi máy nén càng cao sẽ làm tăng nhanh nhiệt độ T_T và phụ tải nhiệt của động cơ thậm chí làm cho động cơ, không thể hoạt động bình thường. Vì vậy đối với động cơ có mức tăng áp từ trung bình trở lên đều có thiết bị làm mát trung gian cho khí nén nhằm hạn chế nhiệt độ T_T. Mức tăng áp càng cao hiệu quả do làm mát trung gian tạo ra càng rõ.

4) Áp suất cháy lớn nhất p_z

Phụ tải cơ học của động cơ được thể hiện qua áp suất cháy cao nhất p_z. Do áp suất khí nén p_k hút vào động cơ đã cao nên áp suất cuối quá trình nén p_c và áp suất cháy cao nhất p_z đều tăng theo, có khi p_z đạt tới 13 ∽ 15 MPa. Phụ tải cơ học tăng chẳng những làm tăng mức mài mòn của các chi tiết mà đôi khi còn gây phá hỏng chi tiết, vì vậy phải hạn chế giá trị p_z. Giảm các giá trị : p_k, tỉ số nén ε và góc phun sớm nhiên liệu đều có tác dụng hạn chế đối với p_z. Nhưng trị số p_k là do nhu cầu cần đạt tới áp suất có ích trung bình p_e quyết định. Vì vậy để hạn chế p_z chỉ có thể giảm chút ít tỉ số nén ε và góc phun sớm nhiên liệu, nếu không sẽ ảnh hưởng xấu tới quá trình cháy, làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu, tăng nhiệt độ T_T và gây khó khăn cho khởi động. Đối với động cơ điêden tăng áp cao, người ta phải dùng một số biện pháp đối với cam dẫn động bơm cao áp để hạn chế phần nhiên liệu bốc cháy trong giai đoạn đẳng tích nhờ đó hạn chế được p_z.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chương 12

TỰ ĐỘNG ĐIỀU CHỈNH TỐC ĐỘ ĐỘNG CƠ

12.1. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA CHẾ ĐỘ DỪNG, PHÂN LOẠI ĐIỀU TỐC

12.1.1. CHẾ ĐỘ DỪNG (chế độ cân bằng)

Trạng thái làm việc của động cơ được đặc trưng bởi các chỉ tiêu và các thông số : công suất có ích N_e, mômen M_e, tốc độ trục khuỷu ω, suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e, hệ số dư lượng không khí α, hiệu suất có ích η_e, áp suất tăng áp p_k... được gọi là chế độ làm việc.

Chế độ làm việc được gọi là dừng nếu các chỉ tiêu và các thông số kể trên không thay đổi theo thời gian. Do tính chu kỳ của các quá trình hoạt động nên một vài thông số, ví dụ ω phải dao động xung quanh một giá trị trung bình nào đó. Lúc ấy giá trị trung bình được dùng để chỉ giá trị dừng của thông số dao động.

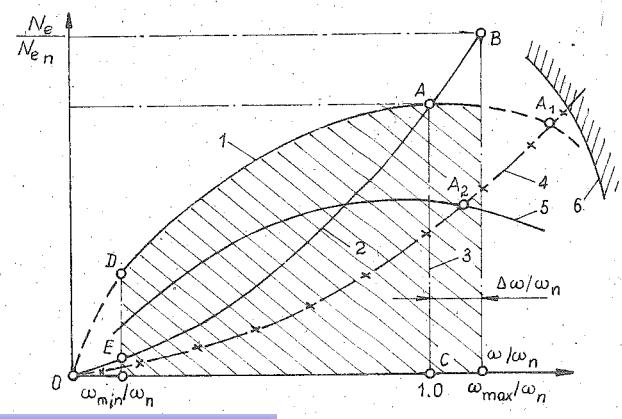
Chế độ dừng còn được gọi là chế độ cân bằng vì nó thỏa mãn được điều kiện cân bằng sau :

$$M_{eo} - M_{co} = 0 \qquad (12\text{-}1)$$

trong đó : M_{eo} và M_{co} – là mômen của động cơ và mômen cản của máy công tác được quy về trục khuỷu động cơ ở chế độ dừng.

Các chế độ dừng là những điểm nằm trong miền gạch chéo của đồ thị (hình 12.1) giới hạn bởi : trục hoành ; các đường vuông góc với trục hoành đi qua các điểm $\frac{\omega_{min}}{\omega_n}$, $\frac{\omega_{max}}{\omega_n}$; và đặc tính ngoài DA (ω_n tốc độ định mức của động cơ).

Các điểm A(1,1) là chế độ định mức, B – chế độ vượt tải (10 ÷ 15%) được chạy không quá 1 giờ, C – chế độ không tải ở ω_n, D, E – các chế độ hoạt động ở ω_{min}, đường 3 các chế độ làm việc của động cơ khi dẫn động các máy tĩnh tại (bơm nước, máy phát điện...).



Hình 12.1. Các chế độ dừng của động cơ
1 – đặc tính ngoài ; 2, 4 – đặc tính chân vịt ;
3 – đặc tính động cơ quay các máy tĩnh tại ;
5 – đặc tính bộ phận ; 6 – giới hạn khói đen.

Tập hợp các chế độ dừng khi giữ cho một trong các thông số hoặc chỉ

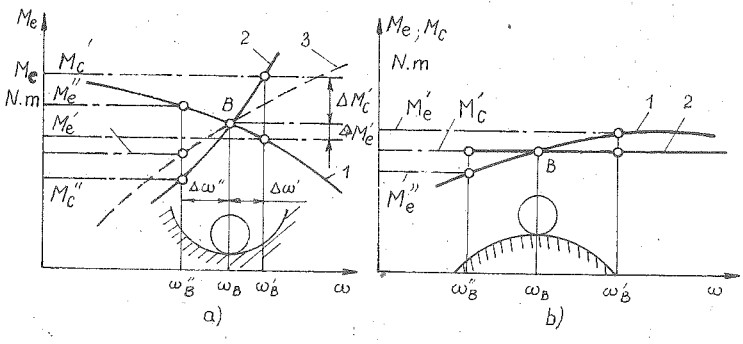
THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tiêu công tác không đổi được gọi là đặc tính của động cơ. Ví dụ : $M_e = f(\omega)$ khi giữ không thay đổi vị trí thanh răng bơm cao áp h - là đặc tính tốc độ ; $M_e = f(h)$ khi giữ ω = const là đặc tính tải...

Các máy công tác do động cơ dẫn động cũng có đặc tính riêng tùy theo cấu tạo và nguyên tắc của từng loại. Ví dụ : các đường 2, 4 (hình 12.1) là đặc tính chân vịt tầu thủy hoặc đặc tính phanh thủy lực ($M_c = \phi_c \omega^2$) ; đặc tính của phanh điện là $M_c = B_c . \omega$, trong đó Φ_c và B_c là các hằng số.

12.1.2. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA CÁC CHẾ ĐỘ DỪNG

Các điểm B (hình 12.2) là các chế độ dừng vì $M_{eB} = M_{cB}$ (mômen M_c được quy dẫn về trục động cơ). Do nhiễu, ω_B có thể sẽ tăng $\Delta\omega'$ hoặc giảm $\Delta\omega''$. Nếu sau nhiễu, ω cứ tăng liên tiếp hoặc giảm liên tiếp đến lúc máy dừng lại thì B là chế độ dừng không ổn định, ngược lại nếu sau nhiễu tốc độ động cơ lại trở lại ω_B thì B là chế độ dừng ổn định.



Hình 12.2. Tính ổn định của động cơ
a) Chế độ làm việc ổn định
b) Chế độ làm việc không ổn định
1 - $M_e = f(\omega)$; 2 - $M_c = f(\omega)$.

Điểm B của hình 12.2a là chế độ dừng ổn định vì khi có nhiễu nếu $\omega'_B = \omega_B + \Delta\omega$ thì $M'_c > M'_e$ làm giảm ω để trở lại điểm B (ωB) còn nếu $\omega''_B = \omega_B - \Delta\omega''$ thì $M''_e > M''_c$ làm tăng ω để trở lại điểm B (ω_B) (giống như viên bi đặt trong lòng đĩa lõm).

Điểm B của hình 12.2b là chế độ không ổn định vì chỉ cần một nhiễu nhỏ làm cho $\omega \neq \omega_B$ thì tốc độ ω của động cơ sẽ tăng mãi hoặc giảm mãi tới chết máy (giống như viên bi đặt trên đỉnh mặt cầu lồi).

Người ta dùng nhân tố ổn định của động cơ F_d để đánh giá tính ổn định của chế độ dừng :

$$F_d = \frac{\Delta M'}{\Delta \omega'}$$

trong đó : (hình 12.2a) : $\Delta M' = M'_c - M'_e = \Delta M'_c - \Delta M'_e$

Với $\Delta\omega'$ rất nhỏ so với ω có thể tính như sau :

$$\Delta M'_c = \frac{\partial M_c}{\partial \omega} . \Delta \omega' \qquad \text{và} \qquad \Delta M'_e = \frac{\partial M_e}{\partial \omega} . \Delta \omega'$$

Thay các giá trị trên vào biểu thức F_d sẽ được :

$$F_d = \frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M_e}{\partial \omega} = \frac{30}{\pi}\left(\frac{\partial M_c}{\partial n} - \frac{\partial M_e}{\partial n}\right) \qquad (12\text{-}2)$$

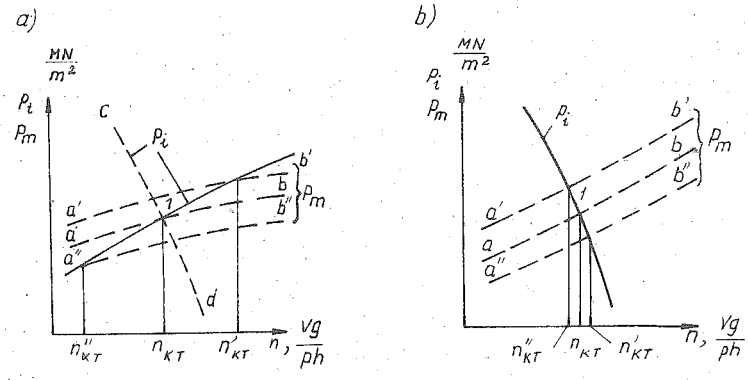
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Áp dụng F_d vào hai trường hợp trên hình 12-2 thấy rằng : trường a có $F_d > 0$ còn trường hợp b có $F_d < 0$. Như vậy có thể kết luận : nếu $F_d > 0$ thì chế độ dừng là ổn định, nếu $F_d \leq 0$ - chế độ dừng không ổn định. Nhiệm vụ của bộ điều tốc là giảm giá trị $\Delta M_e'$ bằng cách cắt bớt nhiên liệu hoặc hòa khí khi $\omega > \omega_B$ nhờ đó làm tăng F_d.

12.1.3. ĐIỀU KIỆN LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ CẦN LẮP ĐIỀU TỐC

1) Chế độ không tải

Theo quan điểm sử dụng thì tính ổn định của động cơ (đặc biệt là động cơ vận tải) tại chế độ không tải có ý nghĩa quan trong. Động cơ thường làm việc ở chế độ không tải khi chạy ấm máy, lúc sang số, hoặc lúc xe phải tạm dừng chờ đợi ở ngã tư đường... nếu động cơ hoạt động không ổn định hoặc dễ chết máy sẽ gây nhiều phiền hà cho người lái.



Hình 12.3. Chế độ không tải của động cơ điêden (a) và động cơ xăng (b).

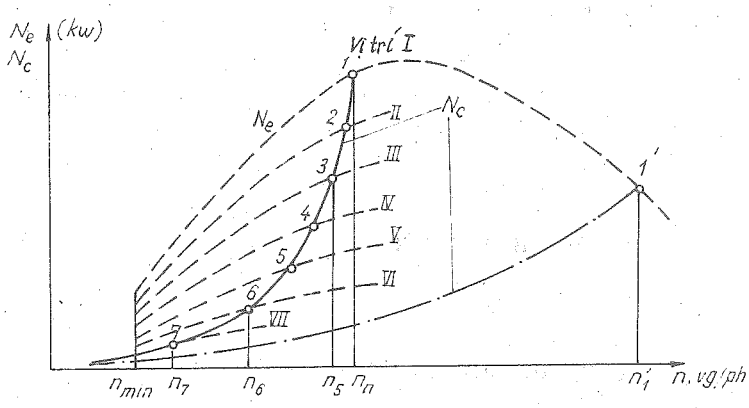
Khi chạy không tải, áp suất chỉ thị trung bình p_i bằng áp suất tổn thất cơ khí (hình 12.3), để tránh tốn nhiên liệu và đỡ hại máy cần cho động cơ chạy ở tốc độ ổn định nhỏ nhất, vì vậy cơ cấu điều khiển nhiên liệu (bướm ga hoặc thanh răng bơm cao áp) cần nằm ở vị trí cấp nhiên liệu ít nhất. Khi chạy ở chế độ không tải, p_i của động cơ điêden thường tăng nhanh hơn so với p_m khi tăng tốc độ n (hình 12.3a) vì đặc điểm biến thiên của p_i lúc đó phụ thuộc chính vào đặc tính tốc độ của bơm cao áp tại vị trí thanh răng nhỏ nhất, hầu hết các loại bơm cao áp đều làm tăng g_{ct} khi tăng n. Chính vì vậy với chế độ dừng tại điểm 1 (hình 12.3a) chỉ cần có nhiễu nhỏ về p_m (từ ab chuyển qua a'b' hoặc a''b'') sẽ làm cho tốc độ động cơ mất ổn định. Để khắc phục hiện tượng trên cần lắp bộ điều tốc để động cơ điêden có thể chạy ổn định ở chế độ không tải. Sau khi lắp điều tốc, đặc tính không tải về p_i của động cơ từ đường nét đậm chuyển thành đường cd (đường nét đứt) vì lúc đó nếu tăng n bộ điều tốc sẽ cắt bớt nhiên liệu, còn nếu giảm n sẽ cấp thêm nhiên liệu nhờ đó đường p_i sẽ giảm nhanh khi tăng n làm cho động cơ hoạt động rất ổn định.

Động cơ xăng khi chạy ở chế độ không tải (đóng nhỏ bướm ga) thì η_v và η_m sẽ giảm rất nhanh khi tăng n nhờ đó p_i cũng giảm nhanh theo mức tăng của n (hình 12.3b). Do đó động cơ xăng chạy rất ổn định ở chế độ cân bằng 1. Bất kỳ một nhiễu nào của p_m đều làm cho động cơ chạy ổn định ở chế độ cân bằng cũ (điểm 1 với tốc độ n_{KT}) hoặc ở vị trí n'_{KT} hoặc n''_{KT} rất gần với n_{KT}.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

2) Động cơ quay chân vịt tầu thủy

Hình 12.4 giới thiệu các đặc tính chân vịt quay trong nước (đường nét liền) và quay trong không khí (đường gạch chấm), đặc tính ngoài I và các đặc tính bộ phận II ÷ VII của động cơ điêden. Các điểm cắt của đặc tính động cơ với đặc tính chân vịt quay trong nước thể hiện qua các điểm từ 1 đến 6 với vị trí thanh răng từ I đến VI là những chế độ ổn định. Tại vị trí thanh răng thứ VII, chế độ làm việc của động cơ tương ứng với tốc độ n_7 hoặc nhỏ hơn n_7 thì hoạt động của động cơ sẽ không ổn định. Muốn cho động cơ ổn định ở các chế độ ấy cần phải lắp một bộ điều tốc để kịp thời thay đổi g_{ct} theo các nhiễu trên giúp động cơ hoạt động ổn định.



Hình 12.4. Động cơ quay chân vịt tầu thủy
——— đặc tính chân vịt quay trong nước;
—.— đặc tính chân vịt quay trong không khí.

Do đặc điểm của đặc tính ngoài và đặc tính chân vịt của động cơ xăng, nên nó có thể chạy ổn định ở mọi chế độ của đặc tính chân vịt. Tuy nhiên chỉ đúng với trường hợp chân vịt được quay trong môi trường nước. Một số trường hợp khác, ví dụ : bất chợt chân vịt nhô khỏi mặt nước, động cơ sẽ hoạt động theo đặc tính chân vịt quay trong không khí, lúc ấy tốc độ có thể tới n'_1 (nếu vẫn giữ bướm ga ở vị trí toàn tải) gây hư hại cho máy. Muốn tránh điều trên cần lắp bộ điều tốc hạn chế tốc độ cực đại của động cơ (trên động cơ xăng cũng như động cơ điêden).

3) Động cơ làm việc trong điều kiện tĩnh tại

Trong điều kiện này phải giữ cho động cơ chạy ở tốc độ không đổi hoặc ít thay đổi. Nếu có nhiều động cơ chạy song song, đòi hỏi phải điều chỉnh tốc độ rất tỉ mỉ, lúc ấy phụ tải của động cơ có thể thay đổi đột ngột và thường xuyên từ 0 đến cực đại. Do đó phải lắp bộ điều tốc để điều chỉnh kịp thời lượng nhiên liệu cấp cho động cơ tương ứng với tải của máy công tác.

12.1.4. PHÂN LOẠI ĐIỀU TỐC

Theo những đặc điểm khác nhau người ta chia bộ điều tốc thành các loại :

1. Theo nguyên tắc hoạt động của phần tử cảm biến chia thành : điều tốc cơ khí, thủy lực, chân không và điện.

2. Theo công dụng chia thành : điều tốc một, hai và nhiều chế độ (cấp).

3. Theo phương pháp truyền động chia thành : điều tốc trực tiếp và gián. tiếp (truyền qua bộ khuếch đại).

4. Theo sai số tĩnh của việc điều chỉnh chia thành : điều tốc có sai số tĩnh và không có sai số tĩnh (tốc độ luôn giữ không đổi).

5. Theo đặc điểm cấu tạo chia thành : điều tốc lắp độc lập, lắp với bơm cao áp và lắp trên động cơ.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

6. Theo chiều quay chia thành : điều tốc quay hai chiều, quay phải và quay trái.

Bộ điều tốc nhiều chế độ lại chia thành các nhóm nhỏ hơn :

- Theo cách điều chỉnh biến dạng của lò xo điều tốc, chia thành : điều tốc thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo và không thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo.

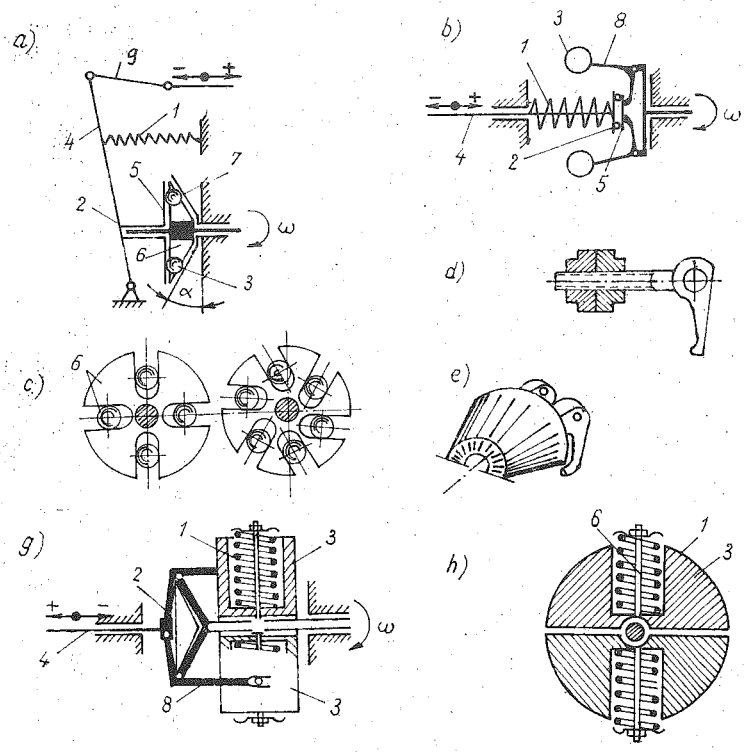
- Theo biện pháp làm tăng chất lượng điều chỉnh chia thành ba loại : điều tốc dùng nhiều lò xo gây tác dụng dần, thay đổi độ nghiêng của lò xo và thay đổi tỉ số truyền từ khớp trượt đến thanh răng bơm cao áp.

12.2. CÁC BỘ ĐIỀU TỐC TRỰC TIẾP

12.2.1. CÁC PHẦN TỬ CẢM BIẾN

1) Cảm biến cơ khí (hình 12.5)

Cảm biến cơ khí gồm : quả văng 3 và lò xo điều tốc 1 ; quả văng dạng viên bi 3 (hình 12.5a) đặt trong rãnh dẫn hướng trên đĩa có rãnh hình sao ; đĩa phẳng động



Hình 12.5. Các phần tử cảm biến của bộ điều tốc cơ khí
1 – lò xo điều tốc ; 2 – khớp (ống) trượt ; 3 – quả văng ; 4 – chi tiết nối với thanh răng bơm cao áp ; 5 – đĩa phẳng ; 6 – rãnh trượt hoặc trụ trượt ; 7 – đĩa côn tĩnh ; 8 – tay đòn chữ L ; 9 – thanh kéo.

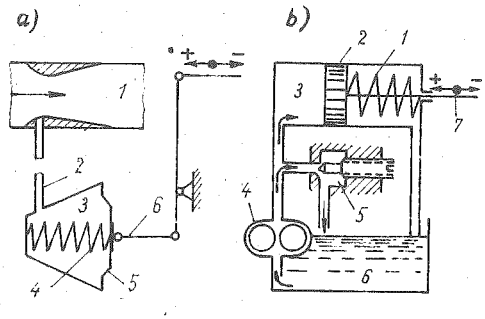
5 và đĩa côn tĩnh 7 tỳ lên các viên bi ; lò xo điều tốc đặt đồng trục hoặc bên ngoài khớp trượt 2. Khi tăng tốc độ ω, nhờ lực ly tâm, các quả văng bung ra theo hướng kính đẩy đĩa 5 và khớp trượt 2 sang trái, kéo căng hoặc ép ngắn lò xo 1. Lúc ấy nhờ

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tay đòn 4 và thanh kéo 9 kéo thanh răng bơm cao áp hoặc bướm ga về hướng giảm nhiên liệu. Động cơ cao tốc và các bộ điều tốc gián tiếp thường dùng quả văng dạng bi, hoặc dạng cầu hoặc dùng một cặp êcu hãm nhau đặt trên đầu mút cánh tay đòn chữ L (hình 12.5a, b, c, d). Trường hợp cần có khối lượng lớn, nhưng bị hạn chế về kích thước lắp đặt, thường dùng các quả văng có dạng phức tạp hơn (hình 12.5e, g, h).

2) Cảm biến chân không (hình 12.6a)

Không gian bên trong của hộp chân không 3 nối với họng của đường nạp 1 nhờ đường thông 2. Tăng ω sẽ tăng tốc độ dòng khí đi qua họng nên làm tăng độ chân không ở họng Δp_h ($\Delta p_h \approx p_o - p_h$), Δp_h truyền vào hộp 3 hút màng 6 sang trái, ép lò xo điều tốc 4. Thanh kéo 6 gắn với màng 5 dịch chuyển theo, qua hệ tay đòn đẩy thanh răng bơm cao áp về hướng giảm nhiên liệu. Nếu giảm ω diễn biến sẽ đổi theo chiều ngược lại.



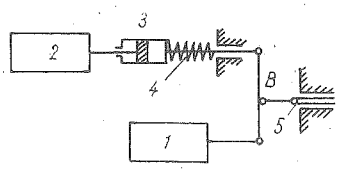
Hình 12.6. Các phần tử cảm biến của các bộ điều tốc chân không (a) và thủy lực (b).

3) Cảm biến thủy lực (hình 12.6b)

Dầu nhờn từ bơm 4, do trục khuỷu dẫn động bơm tạo áp suất trong xilanh 3, và qua van tiết lưu 5 trở về bể chứa 6. Khi tăng ω, áp suất dầu trong xilanh 3 sẽ tăng ép lò xo điều tốc 1 đẩy pittông và cán 7 về phía giảm nhiên liệu.

4) Cảm biến hai xung (hình 12.7)

Cảm biến hai xung gồm : xung tốc độ 1 và xung tải 2, xung này truyền qua xilanh giảm rung 3 đến cơ cấu điều khiển nhiên liệu 5. Nhờ lò xo 4, xilanh giảm rung được từ từ trở lại vị trí ban đầu, vì vậy khi động cơ hoạt động ở một chế độ dừng nào đó, vị trí B của cơ cấu chỉ phụ thuộc vào phần tử cảm biến tốc độ 1. Cảm biến hai xung thể hiện trên hình 12,5c gồm : xung tốc độ và xung gia tốc. Các rãnh dẫn hướng trên đĩa 6 được đặt tiếp tuyến với một vòng tròn nào đó. Khi ω tăng sẽ tạo ra cả gia tốc hướng tâm và gia tốc tiếp tuyến và do đó tạo ra hai lực quán tính tiếp tuyến và ly tâm ngược với chiều của các giá trị gia tốc trên. Như vậy ngoài lực ly tâm do xung tốc độ tạo ra còn có lực quán tính theo hướng tiếp tuyến của xung gia tốc cũng tạo thêm lực kéo viên bi dọc rãnh để điều khiển nhiên liệu. Bộ điều tốc hình 12.5c chỉ hoạt động khi bộ điều tốc quay thuận chiều kim đồng hồ.



Hình 12.7. Sơ đồ bộ điều tốc hai xung trong đó xung phụ tải chỉ gây tác dụng trong quá trình điều tốc.

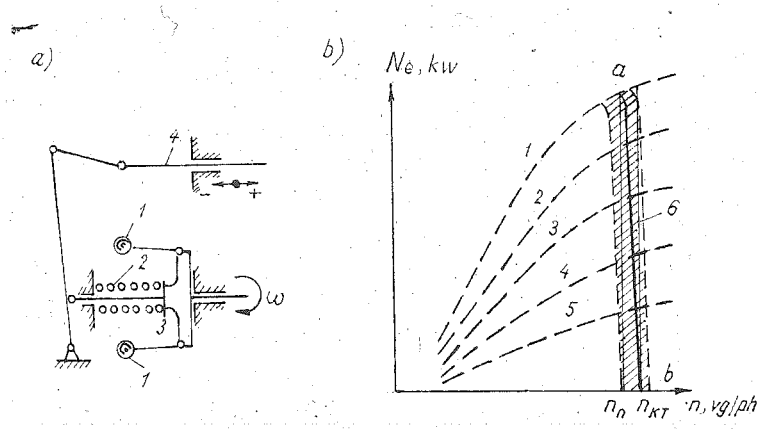
12.2.2. CÁC BỘ ĐIỀU TỐC TRỰC TIẾP THƯỜNG DÙNG

1) Bộ điều tốc cơ khí trực tiếp một chế độ (hình 12.8)

Cấu tạo gồm quả văng 1, lò xo điều tốc 2 không thay đổi biến dạng ban đầu, lực ly tâm của quả văng 1 chỉ có thể ép lò xo 2 đẩy khớp trượt 3 và thanh răng bơm cao áp 4 về hướng giảm g_{ct} nếu $n > n_n$ (lúc ấy lực ly tâm của quả văng thắng lực ép ban đầu của lò xo 2) cho tới khi $M_e = M_c$ ($N_e = N_c$) và lực ly tâm của quả văng

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

cân bằng với lực lò xo điều tốc. Nếu $n < n_n$, thanh răng bơm cao áp sẽ nằm ở vị trí đặc tính ngoài với $g_{ct\ max}$. Khi hoạt động, nếu tải bên ngoài tăng lên làm giảm n, qua đó giảm lực ly tâm của quả văng 1 sẽ làm cho khớp trượt 3 và thanh răng 4 chuyển theo hướng tăng g_{ct}. Các chế độ hoạt động của động cơ lắp bộ điều tốc một chế độ nào đó đều nằm trên đặc tính điều tốc ab, giữ cho động cơ có các chế độ dừng ổn định trong phạm vi từ n_n đến n_{KT}.

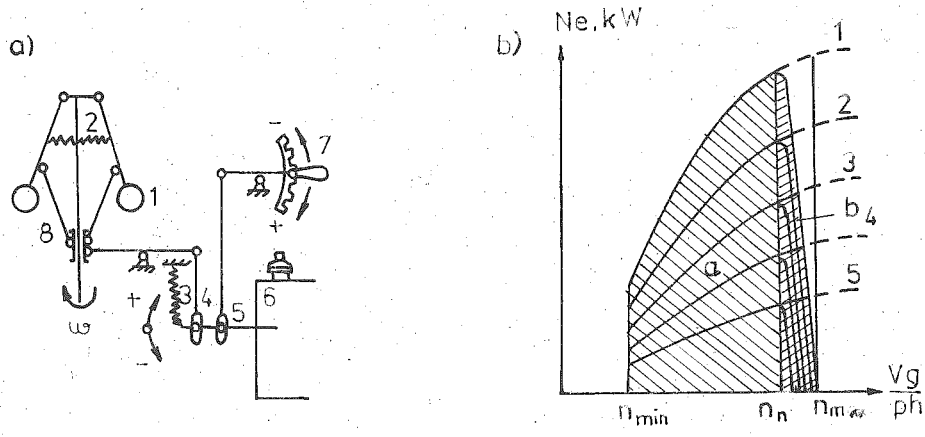


Hình 12.8. Sơ đồ bộ điều tốc cơ khí trực tiếp một chế độ (a) và các chế độ làm việc của động cơ (b).

Thông thường về mặt cấu tạo còn cho phép điều chỉnh tốc độ động cơ trong phạm vi từ (−10%) đến (+10%)n_n (n_n – tốc độ định mức) bằng cách điều chỉnh biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc. Diện tích gạch chéo trên hình 12.8b thể hiện các chế độ làm việc chính của động cơ lắp bộ điều tốc một chế độ (do ảnh hưởng độ nhạy của bộ điều tốc). Đường 1 là đặc tính ngoài ; 2, 3, 4, 5, – các đặc tính bộ phận ; 6 – đặc tính điều tốc.

2) Bộ điều tốc giới hạn (hình 12.9)

Dùng trên động cơ chính của tầu thủy nhằm tránh không cho $n > n_{max}$ khi chân vịt tầu thủy bị tuột hoặc gẫy trục.



Hình 12.9. Sơ đồ bộ điều tốc giới hạn (a) và chế độ làm việc của động cơ (b).

Khi $n > n_n$ bộ điều tốc sẽ làm giảm g_{ct} qua đó hạn chế n. Nếu $n < n_n$ thì g_{ct} hoàn toàn phụ thuộc vào vị trí của tay điều khiển 7. Lò xo 3 kéo thanh răng về phía tăng g_{ct}, nhưng tay điều khiển 7 thông qua thanh kéo xẻ rãnh 5 có tác dụng hạn chế g_{ct} theo yêu cầu về tải của động cơ. Khi ống trượt 8 nằm ở vị trí thấp (do n nhỏ) sẽ

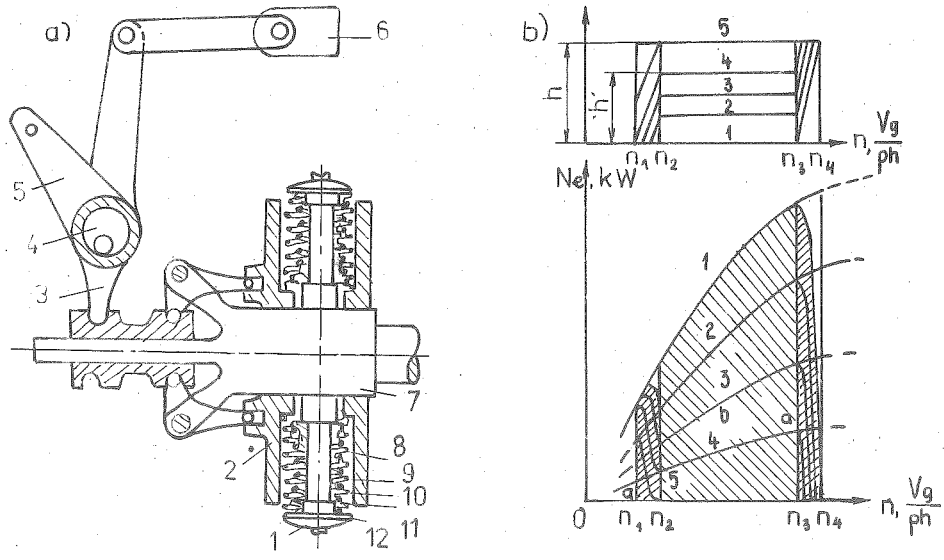
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

không có tác dụng điều chỉnh g_{ct}. Khi $n > n_n$ lực ly tâm của quả văng 1 thắng lực lò xo điều tốc 2, kéo ống trượt 8 đi lên làm quay thanh kéo 4 về hướng giảm g_{ct}. Các chế độ làm việc của động cơ lắp bộ điều tốc giới hạn, nằm trong miền gạch chéo của hình 12.9b, trong đó a là khu vực thay đổi g_{ct} theo tay điều khiển 7, còn b – điều khiển g_{ct} nhờ bộ điều tốc.

3) Bộ điều tốc trực tiếp hai chế độ (hai cấp)

Bộ điều tốc hai chế độ chỉ có tác dụng khi động cơ chạy ở các tốc độ thấp nhất và cao nhất nhằm giữ cho động cơ ổn định ở tốc độ không tải chậm và hạn chế tốc độ cực đại của động cơ. Ở các tốc độ trung gian người lái trực tiếp điều khiển g_{ct}.

+ Sơ đồ cấu tạo : (hình 12.10) gồm ống 7 lắp trên đầu trục cam bơm cao áp, hai trục bậc 8, đặt vuông góc, đối xứng với tâm ống. Hai quả văng dạng ống có bậc 9 lắp lồng vào hai trục 8 và có liên hệ truyền động với thanh răng 6 của bơm cao áp nhờ ống trượt và hệ tay đòn 3. Trên mỗi quả văng đều lắp hai lò xo : lò xo mềm 10 tỳ trực tiếp lên đáy quả văng, còn lò xo cứng 11 tỳ lên đĩa lò xo 2 đĩa này lắp lỏng vào trục 8 và tỳ lên vai bậc của trục. Đầu ngoài của hai lò xo đều tỳ lên đĩa 12, dùng êcu 1 có thể điều chỉnh vị trí của đĩa 12, nhằm thay đổi lực ép ban đầu của hai lò xo điều tốc qua đó quyết định thời điểm bắt đầu hoạt động của quả văng 9 ở các tốc độ thấp nhất và cao nhất.



Hình 12.10. Sơ đồ bộ điều tốc hai chế độ có hai lò xo (a) và các chế độ làm việc của động cơ (b)
a) 1 – êcu điều chỉnh ; 2, 12 – đĩa lò xo ; 3,5 – tay đòn ; 4 – trục lệnh tâm ;
6 – thanh răng bơm cao áp ; 7 – ống ; 8 – trục bậc ; 9 – quả văng ; 10 – lò xo mềm ; 11 – lò xo cứng.
b) 1 – đặc tính ngoài ; 2 ÷ 5 – các đặc tính bộ phận.

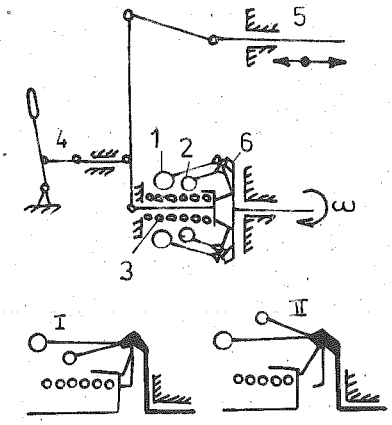
+ Nguyên tắc hoạt động. Ở tốc độ thấp từ n_1 đến n_2 lực ly tâm của quả văng 9 chỉ tác dụng lên lò xo mềm 10. Khi tăng $n > n_2$, lực ly tâm của quả văng thắng và ép lò xo mềm khiến quả văng bung ra, thông qua khớp trượt hệ tay đòn kéo thanh răng 6 về phía giảm g_{ct}. Nếu tốc độ n giảm lò xo 10 sẽ đẩy quả văng đi vào qua đó tăng g_{ct} giữ cho động cơ chạy ổn định ở tốc độ nhỏ nhất. Khi $n > n_2$ quả văng tì lên đĩa lò xo 2. Trước khi đạt tới n_n lực ly tâm của quả văng chưa thể thắng tổng

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

hợp lực của cả hai lò xo, nên dừng tại vị trí tỳ lên đĩa lò xo 2. Trong dải tốc độ từ n_2 đến $n_n = n_3$ muốn thay đổi g_{ct}, người lái dùng chân ga nối với cần điều khiển 5 làm quay trục lệch tâm 4, qua đó làm thay đổi vị trí thanh răng 6. Nếu tốc độ $n > n_3$ thì lực ly tâm của quả văng sẽ thắng hợp lực của hai lò xo điều tốc làm cho quả văng tiếp tục bung ra, qua hệ thống truyền động làm giảm g_{ct}, gây tác dụng hạn chế $n_{max} = n_4$.

Hình 12.10b giới thiệu đặc tính tốc độ về Z và về công suất Ne, mỗi đường đặc trưng cho mỗi vị trí chân ga. Từ đó thấy rõ khi chạy ở tốc độ từ $n_1 \div n_2$ hoặc từ $n_3 \div n_4$ các đường N_e đều có dạng dốc xuống rất nhanh, nhờ đó giúp động cơ chạy ổn định tại các tốc độ tương ứng.

Phương án thứ hai của bộ điều tốc hai chế độ (hình 12.11) gồm hai cặp quả văng 1 và 2 cùng tác dụng lên lò xo 3. Trong phạm vi từ n_1 đến n_2 lực ly tâm của hai cặp quả văng đều ép lên lò xo 3. Khi $n > n_2$, cặp quả văng lớn 1 bị hãm bởi chốt hãm 6 (vị trí I), còn lại cặp quả văng 2 chỉ có thể ép tiếp lò xo điều tốc 3 khi $n > n_3$ (vị trí II).

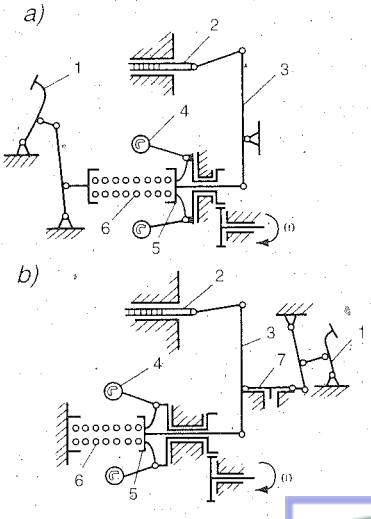


Hình 12.11. Bộ điều tốc hai chế độ có hai cặp quả văng cùng tác dụng lên một lò xo
1 – quả văng lớn ; 2 – quả văng nhỏ ;
3 – lò xo ; 4 – tay gạt ;
5 – bơm cao áp ; 6 – chốt hãm.
I – quả văng lớn tỳ lên chốt hãm ;
II – chuyển động của quả văng nhỏ.

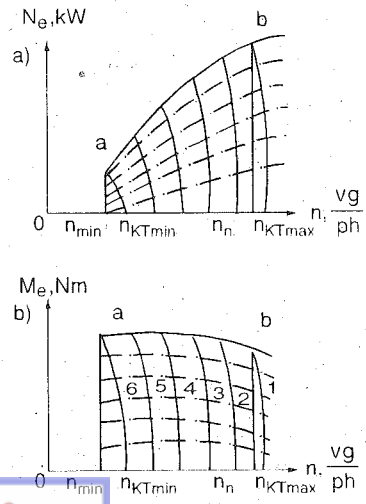
4) Bộ điều tốc trực tiếp nhiều chế độ

1. Bộ điều tốc trực tiếp cơ khí nhiều chế độ chia thành hai loại :

Loại thứ nhất thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc (hình 12.12a) hoạt động như sau : Đẩy bàn đạp 1 sẽ thay đổi biến dạng-ban đầu của lò xo 6. Mỗi vị trí bàn đạp 1 sẽ tương ứng với một tốc độ khiến lực ly tâm của quả văng 4 thắng lực lò xo làm quả văng 4 chuyển dịch xa tâm quay và đẩy khớp trượt 5 sang trái đồng thời kéo thanh răng 2 về phía giảm g_{ct}, thực hiện nhiệm vụ điều chỉnh tốc độ động cơ.



Hình 12.12. Sơ đồ các bộ điều tốc nhiều chế độ
a) Thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo;
b) Không thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo.



Hình 12.13. Đặc tính của động cơ điêden lắp bộ điều tốc nhiều chế độ.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Loại thứ hai : Không thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc (hình 12.12b) hoạt động như sau : Đẩy bàn đạp 1, qua các tay đòn 7 và 3 sẽ trực tiếp đẩy thanh răng 2 về phía tăng g_{ct}. Lúc ấy do $M_e > M_c$ khiến tốc độ n tăng lên làm cho lực ly tâm của quả văng thắng và ép lò xo điều tốc 6 đẩy khớp trượt 5 sang trái rồi thông qua tay đòn 3 kéo thanh răng về phía giảm g_{ct} đảm bảo $M_e \approx M_c$. Mỗi tốc độ động cơ đều tương ứng với một vị trí của bàn đạp 1, hoạt động của bộ điều tốc sẽ giúp động cơ hoạt động ổn định ở tốc độ n đó. Các đặc tính điều tốc 1, 2, 3, 4, 5, 6 (hình 12.14) đều tương ứng với các vị trí xác định của bàn đạp 1 (hình 12.13). Các chế độ làm việc của động cơ lắp bộ điều tốc nhiều chế độ nằm trong diện tích đồ thị n_{min} ab n_{KTmax}, chúng đều là các chế độ dừng ổn định.

2. Bộ điều tốc chân không nhiều chế độ (hình 12.14) gồm : đường nạp 10 nối thông với không gian kín của phần tử cảm biến. Màng 5 ngăn không gian chân không với không gian thông với áp suất khí trời.

Lưu lượng khí qua ống nạp vào xilanh động cơ $V_đ$ là :

$$V_đ = i_đ . V_h . \eta_v . \omega / \pi \tau$$

trong đó : $i_đ$ – số xilanh nối với ống nạp ;

V_h – thể tích công tác của xilanh ;

η_v – hệ số nạp ;

τ – hệ số kỳ ;

ω – tốc độ động cơ, $\omega = \dfrac{2\pi n}{60}$; n (vòng/phút).

Tại một vị trí nhất định của bướm ga 1, thì μf = const (μ – hệ số lưu lượng, f – tiết diện lưu thông qua bướm ga), nếu khối lượng riêng của không khí ρ_k = const, thì

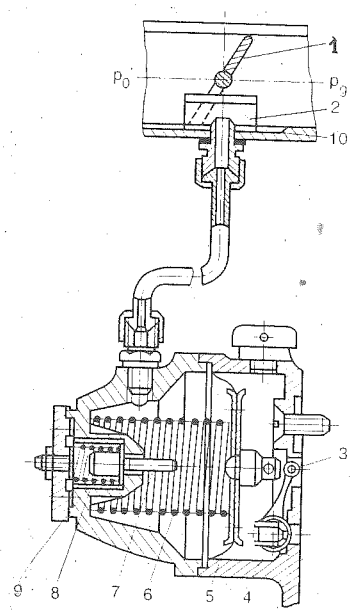
$$W_k = \frac{V_đ}{\mu f} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_k}} ;$$

trong đó : $\Delta p = p_o - p_g$

p_o – áp suất khí trời ;

p_g – áp suất phía sau bướm ga.

Do đó :



Hình 12.14. Sơ đồ bộ điều tốc chân không nhiều chế độ
1 – bướm ga ; 2 – nhánh ống nạp ; 3 – khớp nối thanh răng ; 4 – tay điều khiển cắt nhiên liệu ; 5 – màng ; 6, 8 – lò xo ; 7 – chốt tỳ ; 9 – cốc ; 10 – ống nạp.

$$\Delta p = \left(\frac{\rho_k}{2}\right) \left(\frac{i_đ V_h}{\pi\tau}\right)^2 \left(\frac{\eta_v . \omega^2}{\mu f}\right)^2 \qquad (12\text{-}3)$$

Trong động cơ điêden, để có η_v lớn, người ta luôn luôn giữ cho Δp không vượt quá 4.10^{-3} MPa. Do đó khi thay đổi tốc độ động cơ thì η_v và khối lượng riêng của không khí phía sau bướm ga rất ít thay đổi, có thể coi chúng là hằng số. Với giả thiết ấy biểu thức (12-3) trở thành :

$$\Delta p = K \frac{\omega^2}{(\mu f)^2} \qquad (12\text{-}3a)$$

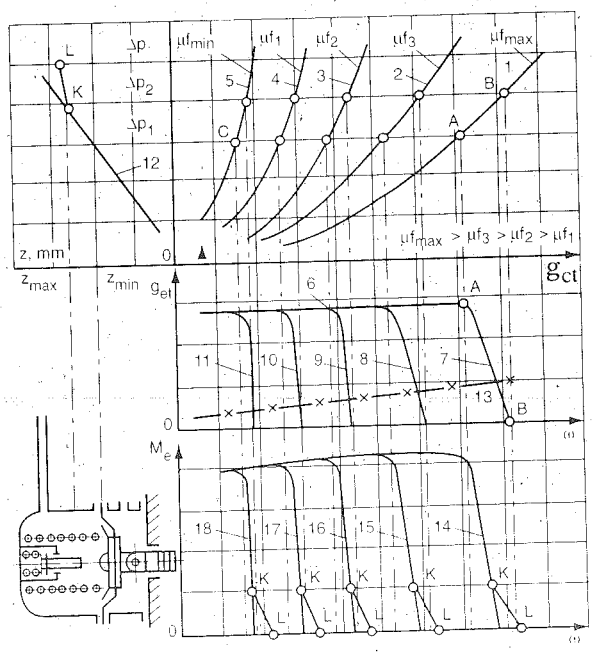
trong đó : K – là hằng số : $K = \dfrac{\rho_k}{2}\left(\dfrac{i_đ . V_h . \eta_v}{\pi\tau}\right)^2$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Các đặc tính từ 1 đến 5 (hình 12.15) được xây dựng theo (12-3a) với năm giá trị khác nhau của (μf).

Chuyển vị của thanh răng bơm cao áp, gắn với màng 5 chỉ phụ thuộc Δp, vì vậy các giá trị giới hạn của thanh răng phụ thuộc độ chân không giới hạn trên đường nạp : Δp_1 - giới hạn nhỏ nhất tương ứng với chế độ toàn tải có ω_{min}, và Δp_2 - giới hạn lớn nhất tương ứng với chế độ không tải có ω_{max} qua biểu thức sau :

$$\left.\begin{aligned} \Delta p_1 &= K\,\frac{\omega_{min}^2}{(\mu f)^2} \\ \Delta p_2 &= K\,\frac{\omega_{max}^2}{(\mu f)^2} \end{aligned}\right\} \quad (12.3b)$$



Hình 12.15. Đặc tính điều tốc tỷ của động cơ dùng điều tốc chân không nhiều chế độ.
1÷5 - ham $\Delta p = f(\omega)$ với các giá trị μf_i.
6 - đặc tính ngoài ; 7 ÷ 11 - các đặc tính điều tốc theo g_{ct}.
12 - mối quan hệ giữa Z và Δp ; 13 - đặc tính $g_{ct} = f(\omega)$ ở chế độ không tải ; 14÷18 - đặc tính điều tốc theo M_e.

Độ chân không Δp_1 tạo ra áp lực hút màng 5 vừa bằng lực do biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc tạo ra. Với $\Delta p < \Delta p_1$ thì khớp 3 của bộ điều tốc nằm ở vị trí giới hạn bên phải và đẩy thanh răng tới chốt tỳ cấp nhiên liệu lớn nhất (đường 6 hình 12.15). Với $\Delta p > \Delta p_1$ màng 5 chuyển dịch dần sang trái, ép lò xo 6 (mối quan hệ giữa Δp và chuyển vị trí z của khớp 3 thể hiện qua đường 12, trên góc phần tư thứ hai của đồ thị) và lúc ấy thanh răng bơm cao áp chuyển dần về hướng giảm g_{ct}. Tốc độ của động cơ khiến cho lò xo điều tốc bắt đầu bị ép phụ thuộc chính vào vị trí bướm ga : bướm mở càng lớn tốc độ trên càng cao (các đường 1 ÷ 5).

Tương ứng với quá trình trên là các đường đặc tính điều tốc của bơm cao áp (các đường từ 7 ÷ 11) giảm g_{ct} từ đặc tính ngoài 6 đến đặc tính không tải 13, tạo ra đặc tính điều tốc theo $M_e = f(n)$ của động cơ (các đường 14 ÷ 18).

Người lái có thể lựa chọn vị trí bất kỳ của bướm ga giữa hai vị trí giới hạn, với tiết diện lưu thông μf [$(\mu f)_{min} < \mu f < (\mu f)_{max}$] phù hợp với tốc độ mong muốn đối với động cơ.

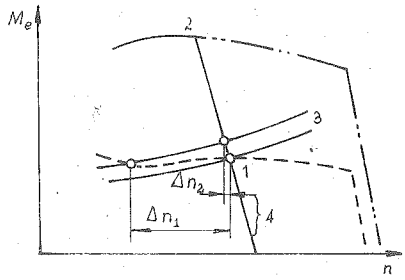
5) So sánh bộ điều tốc hai chế độ với bộ điều tốc nhiều chế độ

Thông thường người lái điều khiển xe là nhờ chân ga, qua sự điều khiển chân ga của người lái các bộ điều tốc cần đảm bảo cho động cơ quá độ từ chế độ này sang chế độ khác một cách đơn giản và ổn định đồng thời đảm bảo dễ duy trì tính ổn định của chế độ làm việc mới.

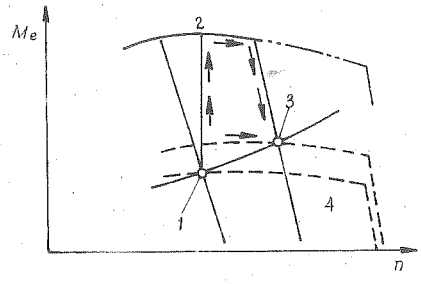
Tuy cùng là điều khiển bằng chân ga, nhưng ở bộ điều tốc hai chế độ người lái điều khiển trực tiếp g_{ct} tức là trực tiếp điều khiển động cơ, nhưng ở bộ điều tốc nhiều chế độ người lái lại trực tiếp điều khiển tốc độ qua lò xo điều tốc.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Hình 12.16a giới thiệu cách so sánh tính năng duy trì chế độ hoạt động của hai loại điều tốc kể trên khi chân ga ở một vị trí nhất định. Nếu mômen cản có chút ít thay đổi, ví dụ tăng độ dốc của đường $M_{e(n)}$ thì sự thay đổi Δn_2 của động cơ sẽ rất nhỏ nếu dùng bộ điều tốc nhiều chế độ, ngược lại Δn_1 sẽ khá lớn nếu dùng bộ điều tốc hai chế độ, tất nhiên trong trường hợp dùng bộ điều tốc hai chế độ muốn duy trì tốc độ ổn định của xe, người lái trở thành người điều khiển trực tiếp g_{ct} để cân bằng với mômen cản bên ngoài. Do lực cản của mặt đường thay đổi ít, người lái dễ dàng dựa vào cảm giác của mình biết được sự thay đổi của tốc độ xe để điều khiển chân ga, như vậy người lái thực hiện chức năng của bộ điều tốc, trong trường hợp này không có khó khăn gì. Nhưng đối với động cơ điêden có đặc tính tốc độ về mômen tương đối phẳng, động cơ lại rất nhạy cảm khi giảm tốc sẽ gây nhiều khó khăn cho người lái.



Hình 12.16a. So sánh tính năng hai loại điều tốc
1 – bộ điều tốc hai chế độ ;
2 – bộ điều tốc nhiều chế độ ;
3 – tăng tải ; 4 – thay đổi Δn của hai bộ điều tốc.



Hình 12.16b. Quá trình thay đổi chế độ của hai loại điều tốc
1 – chế độ cân bằng cũ ;
2 – điều tốc nhiều chế độ ;
3 – chế độ cân bằng mới ;
4 – điều tốc hai chế độ.

So sánh sự hưởng ứng của hai bộ điều tốc khi người lái đạp chân ga để chuyển chế độ hoạt động của động cơ từ chế độ cân bằng này sang một chế độ cân bằng khác (hình 12.16b) thấy rằng : khi đạp thêm chân ga bộ điều tốc nhiều chế độ trước tiên cấp g_{ct} lớn nhất, sau khi tốc độ đã tăng, bộ điều tốc mới tự động điều chỉnh g_{ct} cho phù hợp với chế độ cân bằng mới, vì vậy bộ điều tốc nhiều chế độ sẽ tạo gia tốc lớn khi chuyển qua chế độ cân bằng mới, điều này rất có lợi khi xe bắt đầu lăn bánh và khi cần tăng tốc. Đối với xe dùng bộ điều tốc hai chế độ, trong trường hợp này người lái phải đạp hết chân ga (nếu dùng bộ điều tốc nhiều chế độ thì không cần như vậy).

Xe lắp bộ điều tốc nhiều chế độ dễ thao tác trên đất phẳng và trơn (đường phủ tuyết hoặc mặt đường phủ cát). Nhưng do gia tốc của động cơ rất lớn khi chỉ đạp nhẹ chân ga nên cần hết sức cẩn thận đối với xe khách, nếu không do gia tốc quá lớn sẽ gây cảm giác khó chịu đối với hành khách. Ngoài ra, đối với bộ điều tốc nhiều chế độ thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo, người lái phải luôn luôn chống lại lực lò xo điều tốc khá lớn, vì vậy trên xe khách ít dùng loại này. Ngày nay trên xe khách thường dùng bộ điều tốc chân không nhiều chế độ dễ điều khiển thay cho bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ.

12.3. CÁC BỘ ĐIỀU TỐC GIÁN TIẾP

12.3.1. PHÂN LOẠI

Trong bộ điều tốc gián tiếp ngoài phần tử cảm biến còn có thêm bộ khuếch đại và những phần tử phụ khác.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

1. Dựa vào mối quan hệ giữa van trượt và pittông bộ khuếch đại chia thành hai loại :

- Bộ điều tốc gián tiếp không có liên hệ ngược.
- Bộ điều tốc gián tiếp có liên hệ ngược.

2. Dựa vào đặc điểm của mối liên hệ ngược các bộ điều tốc loại hai lại chia thành : liên hệ ngược nối cứng, nối mềm và nối hỗn hợp.

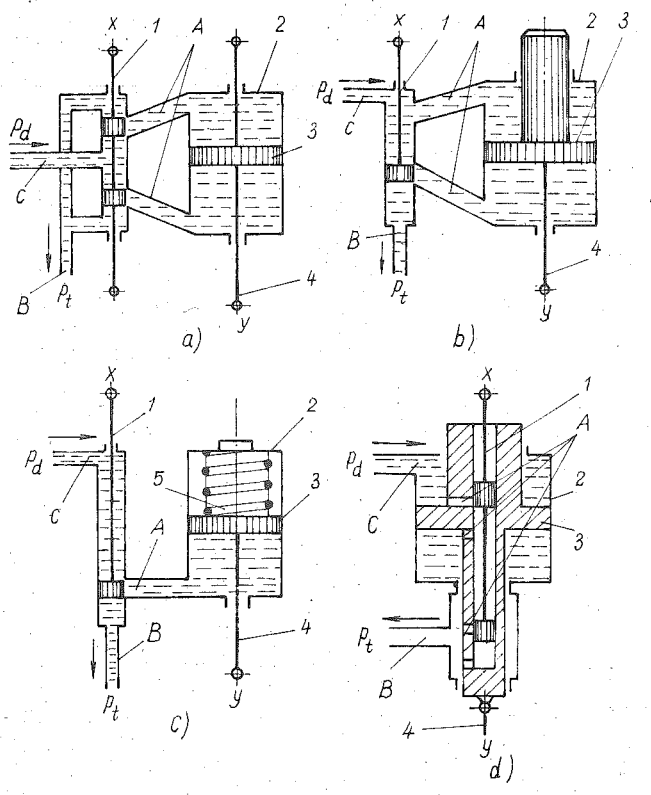
12.3.2. CÁC PHẦN TỬ CỦA BỘ ĐIỀU TỐC GIÁN TIẾP

1. Phần tử cảm biến : thường dùng phần tử cảm biến cơ khí gồm có : quả văng 2, lò xo 4 (hình 12.18), lực lò xo chống lại lực ly tâm của quả văng.

2. Bộ khuếch đại thủy lực gồm : xilanh 7, pittông của nó nối với thanh răng bơm cao áp 8, chuyển dịch của thanh răng phụ thuộc vào lượng dầu đi vào một trong hai không gian ở hai phía pittông ; van trượt 6 phân phối và điều khiển đóng mở các cửa thông dầu.

Nếu tăng tốc độ ω của động cơ sẽ làm cho lực ly tâm của quả văng thắng lực lò xo 4 ép lò xo đẩy khớp trượt 3 qua trái, nối không gian bên trái pittông với dầu cao áp p_d ($\approx$ 0,8 MPa) còn không gian bên phải nối với đường dầu xả về cácte với áp suất p_t ($p_d > p_t$). Nếu S_p là diện tích của đỉnh pittông bộ khuếch đại, thì lực $E_k = S_p(p_d - p_t)$ sẽ kéo thanh răng bơm cao áp về phía giảm g_{ct}.

Các bộ khuếch đại thủy lực thường dùng các loại pittông (hình 12.17) :

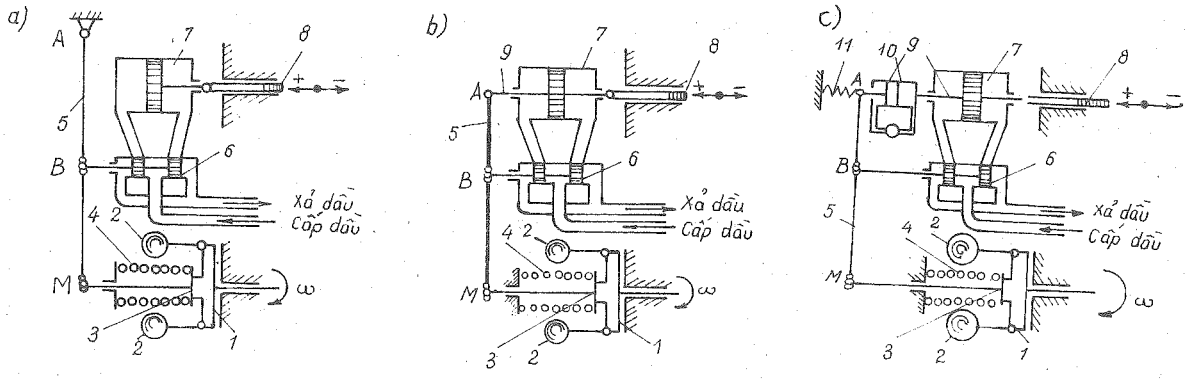


Hình 12.17. Các bộ khuếch đại thủy lực
a) Tác dụng kép ; b) Pittông vi sai ;
c) Tác dụng đơn ; d) Pittông theo dõi.
1 – cán van trượt ; 2 – xilanh bộ khuếch đại ;
3 – pittông ; 4 – cần nối với thanh răng bơm cao áp ; 5 – lò xo ;
A – đường nối với xilanh bộ khuếch đại ;
B – đường dầu thấp áp ;
C – đường dầu cao áp ;
p_d – áp suất dầu cao áp ; p_t – áp suất dầu thấp áp.

12.3.3. BỘ ĐIỀU TỐC GIÁN TIẾP KHÔNG CÓ LIÊN HỆ NGƯỢC (hình 12.18a)

Phần tử cảm biến gồm giá đỡ 1, quả văng 2, khớp trượt 3 và lò xo 4 có nhiệm vụ điều khiển van trượt 6 qua đó điều khiển dầu cao áp vào xilanh bộ khuếch đại làm chuyển dịch thanh răng 8. Lực điều khiển van trượt thường nhỏ hơn nên kích thước phần tử cảm biến rất nhỏ, gọn nhưng lại tạo ra lực kéo thanh răng rất lớn (hàng nghìn kN).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ



Hình 12.18. Sơ đồ bộ điều tốc tác dụng gián tiếp không có liên hệ ngược (a) ;
có liên hệ ngược nối cứng (b) và liên hệ ngược nối mềm (c)
1 – giá đỡ quả văng ; 2 – quả văng ; 3 – khớp trượt ; 4 – lò xo điều tốc ; 5 – tay đòn ;
6 – van trượt ; 7 – xilanh khuếch đại thủy lực ; 8 – thanh răng bơm cao áp ;
9 – cán pittông bộ khuếch đại ; 10 – pittông xilanh giảm rung ; 11 – lò xo.

Tăng tải bên ngoài sẽ làm giảm tốc độ động cơ, khớp trượt 3 bị đẩy sang phải rồi thông qua tay đòn 5 đẩy van trượt 6 sang phải. Dầu cao áp từ khoang giữa của van đi vào khoang phải của xilanh, lúc đó khoang trái xilanh thông với đường xả dầu. Chênh áp giữa hai mặt pittông lúc ấy tạo lực đẩy pittông sang trái về phía tăng g_{ct}. Nếu giảm tải, trình tự diễn biến sẽ ngược lại.

Trong bộ điều tốc gián tiếp không có liên hệ ngược, chế độ cân bằng của phần tử cảm biến chỉ phụ thuộc vị trí van trượt 6 (vị trí bịt kín hai đường dầu thông với xilanh khuếch đại) và do đó vị trí tay đòn 5, tương ứng với vị trí duy nhất của khớp trượt 3 đảm bảo tốc độ định mức ω_n (hoặc n_n) của động cơ. Do đó với mọi vị trí của thanh răng bơm cao áp đều có $\omega = \omega_n = \text{const}$.

Nhược điểm lớn nhất của bộ điều tốc này là tính ổn định rất kém. Do quán tính của cơ cấu khi hoạt động van trượt luôn luôn dao động làm cho tốc độ động cơ dao động theo. Vì vậy bộ điều tốc này chỉ thích hợp với động cơ có nhân tố ổn định F_d rất lớn.

12.3.4. BỘ ĐIỀU TỐC CÓ LIÊN HỆ NGƯỢC NỐI CỨNG (hình 12.18b)

Điểm A của tay đòn 5 (AM) nối với pittông bộ khuếch đại qua cán 9. Quá trình điều chỉnh như sau : Nếu cắt tải bên ngoài sẽ làm cho động cơ tăng tốc, do đó lực ly tâm của quả văng thắng lực lò xo điều tốc, đẩy khớp trượt 3, tay đòn 5 và van trượt 6 sang trái mở đường dầu cao áp vào xilanh để đẩy pittông bộ khuếch đại sang phải về phía giảm nhiên liệu, lúc ấy không gian bên trái pitông nối với đường dầu xả. Do điểm A cùng chuyển dịch theo pittông bộ khuếch đại nên đã hạn chế bớt mức chuyển dịch của van trượt 6 so với trường hợp không có liên hệ ngược. Van trượt có thể dừng lại, thậm chí chuyển động ngược lại ngay cả khi khớp trượt 3 vẫn đang tiếp tục chuyển sang trái. Quá trình điều chỉnh sẽ kết thúc khi $M_e = M_c$ và van trượt 6 bịt các lỗ thông dầu vào xilanh bộ khuếch đại.

Tại một vị trí cân bằng bất kỳ, van trượt đều chiếm một vị trí nhất định đóng kín các đường thông với bộ khuếch đại (điểm B). Trong khi đó các chế độ tải của động cơ lại thể hiện qua các vị trí khác nhau của thanh răng (tức điểm A). Trên tay đòn 5, B cố định còn A thay đổi theo tải nên M cũng thay đổi. Mỗi chế độ tải, tương

THƯ VIỆN HUST
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

ứng với một điểm M (tức là một vị trí tương ứng của khớp trượt 3) và do đó tương ứng với một bán kính r của quả văng 2. Tải càng nhỏ, r càng lớn nên ω càng cao, do đó bộ điều tốc gián tiếp có liên hệ ngược nối cứng, mặc dù hoạt động rất ổn định, nhưng luôn luôn tồn tại sai số tĩnh. Để khắc phục nhược điểm này, người ta thường sử dụng bộ điều tốc gián tiếp có liên hệ ngược nối mềm.

12.3.5. BỘ ĐIỀU TỐC GIÁN TIẾP CÓ LIÊN HỆ NGƯỢC NỐI MỀM (idôđrôm) (hình 12.18c)

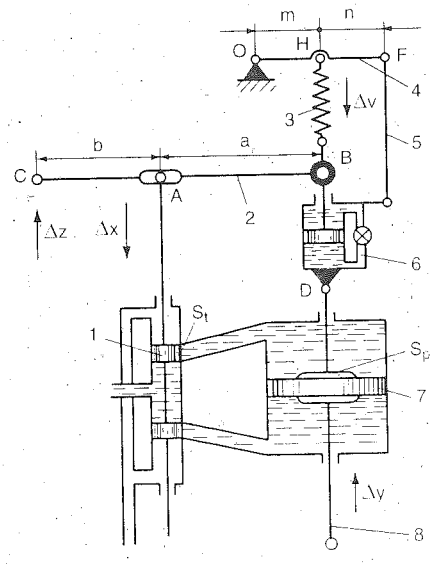
Trong cơ cấu liên hệ ngược có lò xo 11, một đầu nối với chốt cố định, đầu kia nối với pittông 10 của xilanh giảm rung. Thân xilanh giảm rung nối với pittông của bộ khuếch đại. Khi hệ thống hoạt động ở chế độ cân bằng, lò xo 11 sẽ ở trạng thái tự do và điểm A sẽ chiếm vị trí nhất định không đổi, Điểm B cũng không thay đổi (vị trí làm cho van 6 bịt các cửa thông dầu) nên điểm M và tốc độ động cơ cũng không thay đổi.

Diễn biến quá trình điều khiển trong bộ điều tốc này như sau : nếu giảm tải bên ngoài sẽ làm tăng ω, ép lò xo điều tốc và đẩy khớp trượt 3 và van trượt 6 sang trái mở đường dầu cao áp vào xilanh đẩy pittông bộ khuếch đại sang phải về phía giảm g_{ct} ; trong quá trình ấy xilanh giảm rung bị kéo theo pittông bộ khuếch đại, kéo căng lò xo 11 và tạo chênh áp giữa hai không gian của pittông và xilanh khiến dầu từ không gian bị ép qua van tiết lưu đi sang không gian bên kia để cân bằng chênh áp này và làm cho lò xo 11 trở lại trạng thái tự do.

Chuyển dịch của điểm A theo pittông khuếch đại trong quá trình điều chỉnh đã làm mềm hóa mức chuyển dịch của van trượt nên quá trình trên trở nên êm dịu hơn. Cuối quá trình điều chỉnh, lò xo 11 trở lại vị trí tự do ban đầu. Van trượt trở lại vị trí bịt các lỗ thông dầu đến bộ khuếch đại. Còn pittông của bộ khuếch đại và thanh răng bơm cao áp nằm ở các vị trí khác nhau, tương ứng với chế độ tải của động cơ. Như vậy các điểm A, B, M của tay đòn 5 được trở lại vị trí ban đầu, phục hồi lại chế độ tốc độ cũ ($\omega = \omega_n$ = const).

12.3.6. BỘ ĐIỀU TỐC CÓ LIÊN HỆ NGƯỢC HỖN HỢP (hình 12.19)

Tay đòn OF của bộ điều tốc tạo ra các vị trí khác nhau chút ít của A và do đó điểm C cũng có chuyển vị nhỏ khi thay đổi tải, vì điểm B luôn luôn không đổi do van trượt phải bịt kín các lỗ thông dầu tới xilanh bộ khuếch đại. Như vậy tốc độ động cơ sẽ thay đổi chút ít khi chế độ tải thay đổi, nhờ đó tính ổn định của động cơ tốt hơn so với trường hợp liên hệ ngược nối mềm. Phương án liên hệ ngược hỗn hợp được dùng trong bộ điều tốc gián tiếp P13M-1KE.

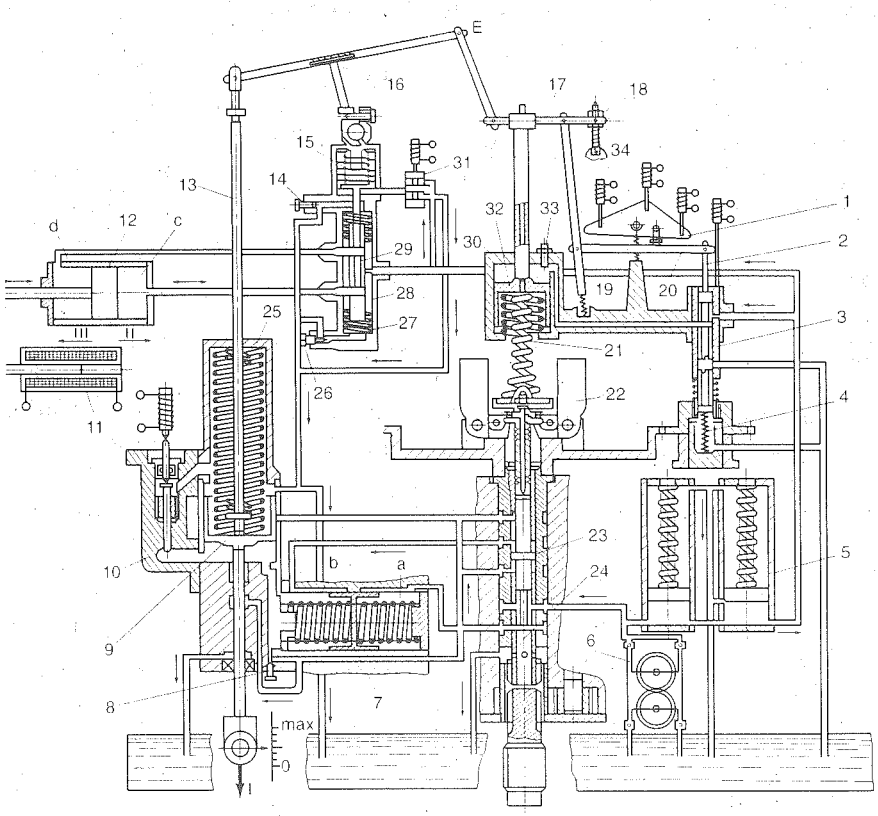


Hình 12.19. Bộ khuếch đại thủy lực có liên hệ ngược hỗn hợp
1 – van trượt ; 2 – tay đòn liên hệ ngược ;
3 – lò xo ; 4 – tay đòn tạo độ không đều δ ;
5 – thanh kéo ; 6 – bộ giảm rung ;
7 – pittông bộ khuếch đại ;
8 – cán pittông nối với thanh răng bơm cao áp.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

12.4. BỘ ĐIỀU CHỈNH TỰ ĐỘNG TỐC ĐỘ KẾT HỢP VỚI TẢI

Trên cụm điêden phát điện của đầu máy xe lửa truyền động điện đòi hỏi một bộ điều chỉnh tự động : liên kết điều chỉnh tốc độ với điều chỉnh tải (hình 12.20).



Hình 12.20. Bộ điều chỉnh tự động tốc độ và tải

1 – tấm điều khiển ; 2, 29 – van trượt ; 3, 28 ; ống lót van trượt ; 4, 21, 27 – lò xo ; 5 – bộ trữ dầu cao áp ; 6 – bơm dầu ; 7, 9, 12, 23, 24 và 32 – pittông ; 8, 14, 26 – kim tiết lưu ; 10 – bộ tắt máy ; 11 – cảm biến kích từ ; 13 – đũa trên ; 15 – đĩa ; 16, 17, 19, 20 – tay đòn ; 18 – cụm điều chỉnh n_{max} ; 22 – quả văng ; 25, 30 – bộ khuếch đại thủy lực ; 31 – van của cơ cấu cắt nhiên liệu khi bánh xe bị trượt ; 33 – vít điều chỉnh n_{min} ; 34 – cuốn điện từ ; I – nối với thanh răng bơm cao áp ; II – hướng giảm tải ; III – hướng tăng tải.

Khi tăng tải của máy công tác, tốc độ động cơ giảm khiến van trượt 23 bị đẩy xuống làm không gian a bên phải pittông thủy lực 7 được nối với đường dầu của bộ dự trữ cao áp 5, được bơm 6 cung cấp. Do chênh áp hai khoang a và b pittông 7 bị đẩy qua trái và đẩy dầu vào không gian bên dưới pittông 9 của bộ khuếch đại thủy lực 25 làm cho pittông 9 được đẩy lên kéo thanh răng bơm cao áp về phía tăng g_{ct}. Nếu tốc độ động cơ giảm đột ngột thì cửa thông đường dầu cao áp từ bộ dự trữ 5 tới không gian a được mở nhanh làm cho pittông 7 được đẩy nhanh tới mặt tỳ bên trái, lúc ấy hai không gian a và b của pittông thủy lực 7 được thông nhau nên pittông 9 được dịch chuyển nhanh hơn, giảm bớt thời gian chuyển tiếp. Van trượt 23 (hình 12.20) làm chức năng của cơ cấu liên hệ ngược nối mềm. Không gian phía trên van trượt 23 nối với không gian b, còn không gian phía dưới nối với không gian a. Chênh áp giữa hai không gian a và b tác dụng lên van trượt 23 làm xuất hiện một lực phụ hỗ trợ thêm vào lực của lò xo điều tốc 21. Lúc ấy lực bung ra của quả văng 22 phải thắng cả lực của lò xo điều tốc lẫn lực phụ kể trên để pittông 23 của van trượt trở

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

lại bịt kín cửa thông dầu. Nhờ van tiết lưu 8 mà chênh áp giữa hai không gian a và b được cân bằng trở lại. Như vậy quá trình điều chỉnh được tiếp diễn cho tới khi ở tải mới (vị trí mới của pittông 9) phục hồii trở lại tốc độ cũ của động cơ (pittông 23 trở lại vị trí ban đầu).

Cơ cấu 31 trong bộ điều tốc có nhiệm vụ chuyển cụm điều chỉnh công suất (tải) vào vị trí nhả tải (kích từ nhỏ nhất) khi bánh xe của đầu máy quay trượt. Động cơ điêden hoạt động tiết kiệm nhất ở chế độ toàn tải (chế độ định mức theo thiết kế). Nhưng công suất toàn tải của động cơ lại phụ thuộc cả điện thế lẫn cường độ dòng điện từ máy phát cấp cho động cơ điện kéo đầu máy. Khi thay đổi tải của động cơ điện (thay đổi độ dốc mặt đường) sẽ làm thay đổi cường độ của dòng điện, do đó cần phải thay đổi cả điện thế. Ví dụ khi giảm tải đối với động cơ điêden do tăng tốc độ của quả văng 22 làm pittông 9 đi xuống về phía giảm g_{ct}. Đầu trái của tay đòn 16 đi xuống khiến tay đòn 16 quay quanh điểm E ngược chiều kim đồng hồ lúc ấy thông qua tay đòn cũng đẩy van trượt 29 đi xuống mở đường cho dầu cao áp vào không gian C nằm bên trái pittông 12 của bộ khuếch đại chênh áp giữa hai không gian C và d sẽ đẩy pittông 12 và lõi cảm biến kích từ 11 sang trái làm tăng kích từ máy phát điện. Dầu xả từ không gian C đi ra không gian phía trên van trượt 29, làm tăng áp suất ở đây (vì có van tiết lưu 14), áp suất này đẩy ống lót xuống ép lên lò xo 27. Chuyển dịch đi xuống của ống lót có tác dụng như bộ liên hệ ngược nối cứng vì nó điều chỉnh lại vị trí của van trượt 29, chặn các đường thông tới các không gian C và d.

Lõi cảm biến kích từ 14 chuyển sang trái sẽ làm tăng tải của máy phát điện, tức là tăng tải cho động cơ, do đó làm giảm tốc độ quay của quả văng 22 đẩy pittông 9 đi lên (về phía tăng g_{ct}) làm cho van trượt 29 và ống lót 18 trở lại vị trí cân bằng ban đầu với vị trí mới của pittông 12 và lõi kích từ 11. Tăng tải của máy phát điện như trên sẽ làm hồi phục tải của động cơ điêden.

Bộ điều chỉnh công suất giúp cho thiết bị động lực của đầu máy đạt hiệu suất cao vì đã đảm bảo cho động cơ luôn luôn hoạt động ở tốc độ đã định sát với đặc tính ngoài.

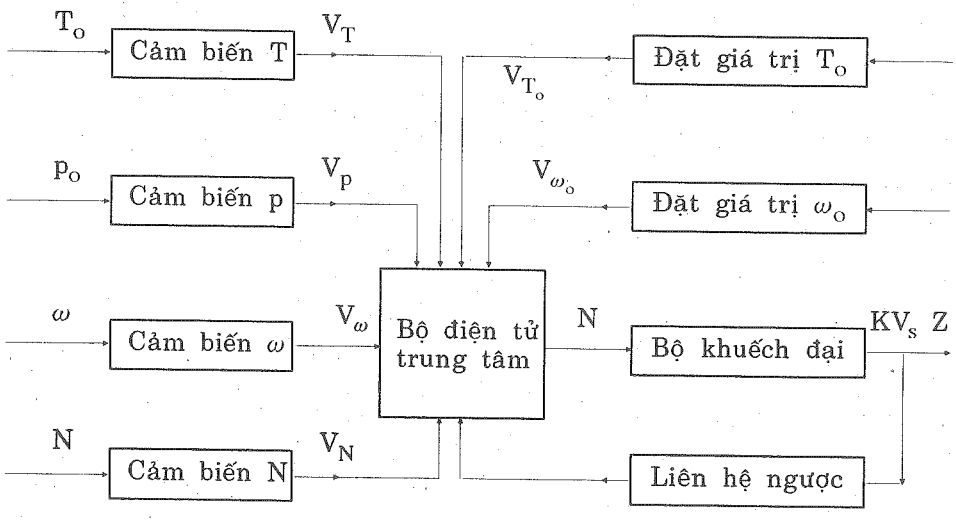
12.5. BỘ ĐIỀU CHỈNH TỰ ĐỘNG ĐIỆN (điện tử)

Trước những đòi hỏi cao đối với động cơ đốt trong về tính kinh tế, tính thích ứng, tính thuận lợi trong lắp đặt, điều chỉnh, bảo dưỡng đặc biệt là yêu cầu ngày một khắt khe về thành phần độc hại trong khí xả tại các chế độ thường sử dụng về tốc độ và tải, người ta đã tạo ra các bộ điều chỉnh tự động tương đối gọn, hoạt động chính xác, với các tính năng tốt về tĩnh học và động học, đồng thời có khả năng tính đến các ảnh hưởng của mọi thông số như tốc độ, tải, loại nhiên liệu (khối lượng riêng), áp suất tăng áp p_k, áp suất và nhiệt độ khí trời... để tìm ra giải pháp hợp lý nhất nhằm hoàn thiện chu trình làm việc của động cơ.

Phân tích cấu trúc các thiết bị giải quyết vấn đề trên của các bộ điều chỉnh tự động hiện có, thấy rằng : hệ thống điều chỉnh điện tử là tốt nhất. Trong hệ thống gồm có các cụm điện, điện tử khác nhau (các bộ vi xử lý và máy tính mini), thực hiện việc phân tích liên tục các thông tin về điều kiện ngoại lai và trạng thái các quá trình công tác của động cơ để tìm ra giải pháp hợp lý nhất (thực hiện tối ưu khi có máy tính điện tử) đối với mỗi trạng thái hoạt động tức thời của động cơ thông qua các lệnh chuyển tới cơ cấu chấp hành thực hiện việc cung cấp về số lượng và thời điểm đôi khi cả quy luật cung cấp nhiên liệu chu trình. Trong hệ thống điều chỉnh nếu có cả cụm điện tử thì hệ thống có tên là điều chỉnh điện tử. Bộ điều chỉnh điện

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

tử được sử dụng sớm nhất trên động cơ xăng, vì ở đây có nguồn điện dùng cho hệ thống đánh lửa. Sau đó chúng được dùng trên động cơ điêden phát điện và điêden dùng trên các phương tiện vận tải. Có hai hướng phát triển hệ thống điều chỉnh điện (điện tử) trên động cơ điêden. Hướng thứ nhất do cơ cấu điều chỉnh điện tạo ra lực



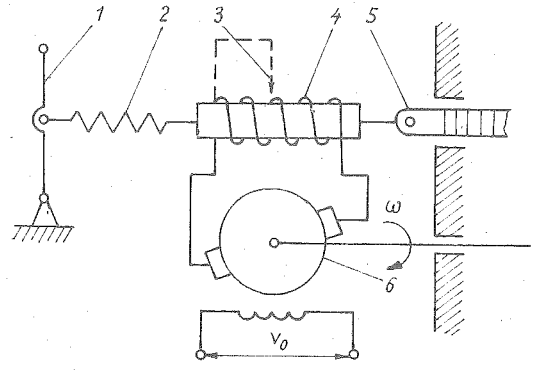
Hình 12.21. Sơ đồ hoạt động của hệ thống điều chỉnh (điện tử).

kéo thanh răng bơm cao áp của hệ thống nhiên liệu động cơ điêden truyền thống. Hướng thứ hai việc điều chỉnh được thực hiện trực tiếp trên vòi phun nhiên liệu. Sơ đồ hoạt động của hệ thống điều chỉnh điện (điện tử) giới thiệu trên hình 12.21 gồm các cảm biến đo các thông số vào : tốc độ, nhiệt độ động cơ T, tải N, áp suất p... để chuyển thành các tín hiệu điện tương ứng (V_ω, V_T, V_N, V_p...). Tín hiệu điện được tạo ra bởi các cảm biến được chuyển trực tiếp hoặc sau khi đã khuếch đại chuyển tới cơ cấu chấp hành để tạo nên tác dụng cơ học làm chuyển lõi điện từ kéo thanh răng bơm cao áp.

Trong bộ điều chỉnh điện tử, các tín hiệu điện của các phần tử cảm biến tạo ra được chuyển tới bộ điện tử trung tâm (ECU) để được phân tích và được tính theo một chương trình có sẵn, kết quả tính được tạo thành các xung điều khiển chuyển tới bộ chấp hành.

Hình 12.22. giới thiệu sơ đồ bộ điều tốc trực tiếp gồm : cảm biến tốc độ 6 (máy phát một chiều) và cơ cấu chấp hành 4 (điện tử).

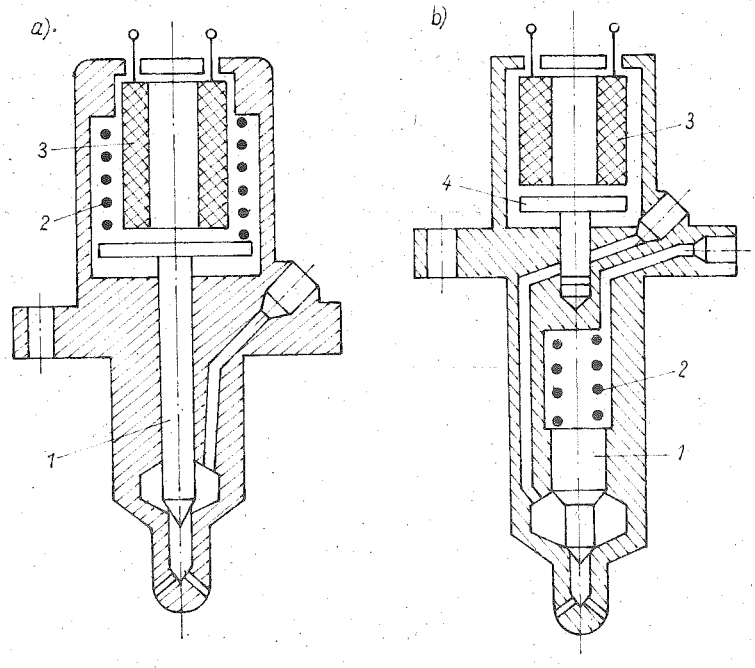
Dòng kích từ của máy phát một chiều do nam châm vĩnh cửu hoặc do cuốn dây kích từ nối với dòng điện một chiều tạo ra. Tọa độ vào của máy phát là vi lượng biến thiên của tốc



Hình 12.22. Sơ đồ bộ điều tốc điện trực tiếp
1 – tay điều khiển ; 2 – lò xo ;
3 – tiếp điểm trượt ; 4 – cuốn điện từ ;
5 – thanh răng bơm cao áp ; 6 – cảm biến ω.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

độ góc $\Delta\omega$ của rôto ; tọa độ ra là vi lượng biến thiên điện thế ΔU giữa hai cực máy phát. Tín hiệu ra ΔU của cảm biến tốc độ được truyền trực tiếp hoặc thông qua bộ khuếch đại truyền gián tiếp tới cơ cấu chấp hành 4 để điều chỉnh g_{ct} cho phù hợp yêu cầu.



Hình 12.23. Vòi phun điện từ
a) Điều khiển kim phun ; b) Điều khiển van:
1 – kim phun ; 2 – lò xo ; 3 – cuốn điện từ ; 4 – van.

Tính đa chế (nhiều chế độ) của bộ điều tốc là nhờ thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc 2 hoặc nhờ thay đổi điện trở R_{Σ} của cơ cấu chấp hành mà có.

Hình 12.23 giới thiệu vòi phun điện từ, hoạt động theo nguyên tắc chuyển xung điện do trung tâm điều khiển (ECU) truyền tới thành xung thủy lực để phun nhiên liệu vào xilanh (thời điểm bắt đầu và số lượng nhiên liệu phun vào xilanh động cơ).

Hình 12.23a, kim phun 1 đi xuống tỳ lên đế là nhờ lực lò xo 2, lực nâng kim phun là nhờ lực hút của cuộn dây điện từ 3 (với dòng 0,1 ÷ 1,2 mA, hành trình nâng kim 0,2 ÷ 0,5mm, lực hút kim khoảng 50kN), phương án này chỉ thích hợp với động cơ cỡ nhỏ.

Hình 12.23b, hành trình nâng kim phun 1 là do áp suất nhiên liệu tác dụng lên mặt côn của kim (giống như vòi phun động cơ điêden truyền thống), cuốn điện từ 3 ở đây chỉ điều khiển (hút) van 4 mở đường cho nhiên liệu cao áp vào vòi phun, vì vậy lực điện từ và lực lò xo 4 rất nhỏ. Ở đây vòi phun đã tách phần điện khỏi không gian nhiên liệu cao áp.

Dùng vòi phun điện từ, bản thân vòi phun quyết định thời gian bắt đầu và số lượng nhiên liệu phun vào xilanh động cơ, còn bơm cao áp chỉ có nhiệm vụ duy trì áp suất cao với giá trị ổn định trong bình trữ nhiên liệu cao áp (nguồn nhiên liệu cấp cho vòi phun).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Vòi phun điện từ giúp điều khiển nhanh hơn và quá trình chuyển tiếp êm hơn so với trường hợp điều khiển bằng thanh răng bơm cao áp, nhưng đòi hỏi xung điều khiển có công suất lớn làm tăng công suất nguồn. Phương án dùng vòi phun điện từ đang được mở rộng trên động cơ điêden lắp trên xe du lịch vì có ảnh hưởng tốt đến việc hạn chế các chất độc hại của khí xả tới môi trường sống.

12.6. ĐẶC TÍNH TĨNH HỌC CỦA PHẦN TỬ CẢM BIẾN

12.6.1. LỰC PHỤC HỒI E

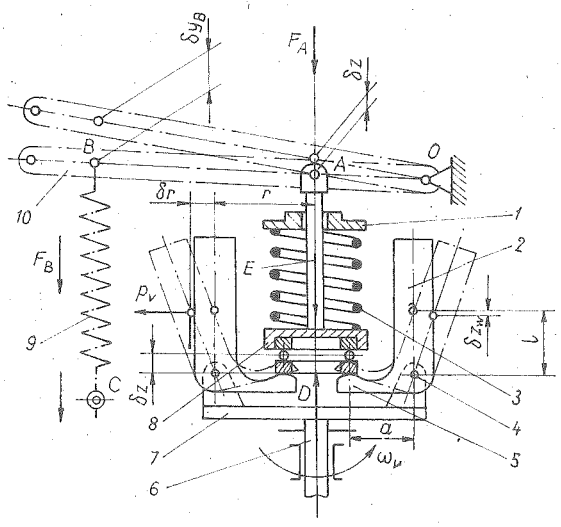
Lực phục hồi là lực lò xo điều tốc quy dẫn về khớp trượt, chiều của lực hướng về vị trí khớp trượt khi động cơ không hoạt động. Nếu khớp trượt 8 (hình 12.24) chuyển dịch vi lượng δz thì công của lực E là $E.\delta z = F_A.\delta z$ (F_A – lực lò xo, tâm lò xo trùng với đường chuyển vị của khớp trượt nên chuyển vị của khớp trượt và lò xo đều là δz), trường hợp này $E = F_A$.

Nếu tâm lò xo không trùng với đường chuyển vị của khớp trượt (ví dụ lò xo 9). Từ đẳng thức $E.\delta z = F_B.\delta y_B$ tìm được :

$$E = F_B \frac{\delta y_B}{\delta z}$$

Nếu là bộ điều khiển cơ khí nhiều chế độ, thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc (nhờ chuyển dịch đĩa tỳ 1 của lò xo điều tốc 3 hoặc điểm C của lò xo điều tốc 9), sẽ có :

$$F_B = b\,(\Delta\psi + \Delta d)$$



Hình 12.24. Phần tử cảm biến cơ khí
1 – đĩa tỳ lò xo ; 2 – quả văng ; 3 – lò xo đặt trùng tâm khớp trượt ; 4 – chốt lắc của quả văng ; 5 – chân quả văng ; 6 – trục bộ điều tốc ; 7 – giá đỡ quả văng ; 8 – khớp trượt ; 9 – lò xo đặt bên ngoài khớp trượt ; 10 – tay đòn.

trong đó : b – độ cứng lò xo ;

$\Delta\psi$ – biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc (vị trí điểm C hoặc đĩa tỳ 1) ;

Δd – biến dạng của lò xo khi hoạt động.

Do đó :
$$E = b\,(\Delta\psi + \Delta d)\frac{\delta y_B}{\delta z} = U_t.\,b.\,(\Delta\psi + \Delta d)$$

trong đó : U_t – tỉ số truyền giữa khớp trượt và lò xo điều tốc ;

$$\Delta d = U_t.\,\Delta z$$

Vì vậy :
$$E = U_t.\,b.\,\Delta\psi + b_{qd}.\,\Delta z = E_o + b_{qd}.\Delta z \qquad (12\text{–}4)$$

trong đó : $E_o = U_t.\,b.\,\Delta\psi$ – lực tạo ra biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc ;

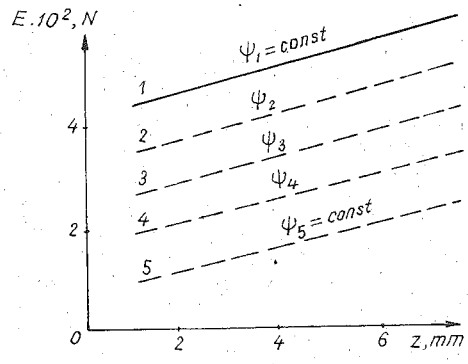
$b_{qd} = U_t^2.\,b$ – độ cứng quy dẫn của lò xo điều tốc.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Mỗi vị trí của điểm C hoặc của đĩa tỳ 1 (hình 12.24), đều tương ứng với một vị trí điều khiển ψ_i (hoặc E_{oi}), vì vậy sẽ được một họ các đặc tính $E = f(\psi, z)$ (hình 12.25). Vi lượng ΔE tính theo biểu thức sau :

$$\Delta E = \frac{\delta E}{\delta z} . \Delta z + \frac{\delta E}{\delta \psi} . \Delta \psi \qquad (12\text{-}5)$$

Trong nhiều trường hợp lực phục hồi còn được quy dẫn về tâm của quả văng, cùng phương và ngược chiều với lực ly tâm của quả văng và được ký hiệu E' ($E' = E . \frac{a}{l}$ trong đó a, l – là các cánh tay đòn của quả văng).



Hình 12.25. Đặc tính lực phục hồi của phần tử cảm biến cơ khí
1 – lò xo điều tốc có biến dạng ban đầu lớn nhất;
2÷5 – lò xo điều tốc có biến dạng ban đầu nhỏ dần.

12.6.2. LỰC DUY TRÌ $A\omega_V^2$

Lực duy trì là lực ly tâm của quả văng quy dẫn về đường chuyển vị của khớp trượt.

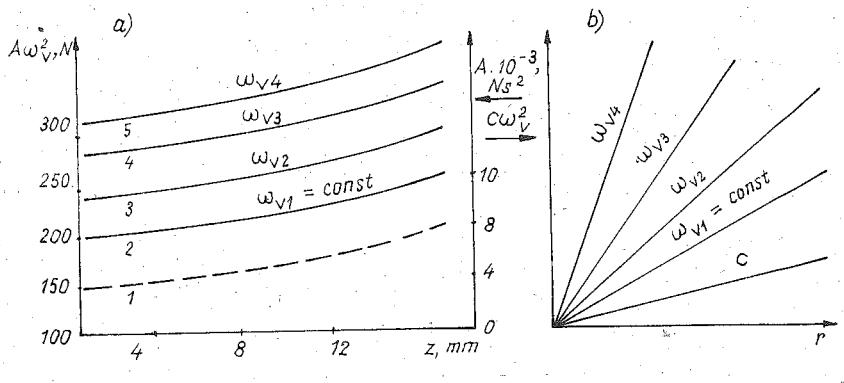
Lực ly tâm Pv của quả văng :

$$Pv = m_v . r^2 . \omega_v^2$$

Trong đó : r – bán kính quay của quả văng ;

m_v – khối lượng quả văng ;

ω_v – tốc độ quay của quả văng.



Hình 12.26. Đặc tính lực duy trì của phần tử cảm biến cơ khí
a) Quy dẫn về đường tâm chuyển vị khớp trượt ; b) Quy dẫn về tâm quả văng ;
1 – $A = f(Z)$; 2÷5 – $A\omega_v^2 = f(Z)$ khi $\omega_{v_i} = const$ $(i = 2 \div 5)$.

Khi lực ly tâm P_v làm quả văng chuyển dịch theo hướng kính một vi lượng δr, thì lực duy trì $A\omega_v^2$ đặt trên khớp trượt sẽ có chuyển vị δz. Công của hai lực trên bằng nhau, do đó :

$$i_v P_v . \delta r = A\omega_v^2 \delta z = i_v m_v r . \omega_v^2 . \delta r \qquad (12\text{-}6)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

trong đó : i_v – số quả văng trong phần tử cảm biến ;

A – hệ số của lực duy trì.

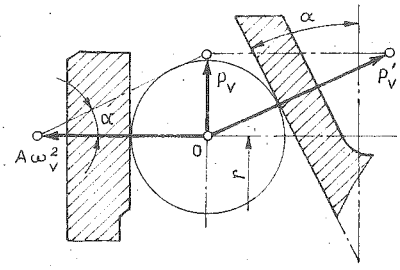
$$A = i_v . m_v . r . \frac{\delta r}{\delta z} = f(z) \qquad (12\text{–}7)$$

Hình 12.26 giới thiệu hàm A = f(z) (đường 1) và các hàm $A\omega_v^2 = f(z)$ với các giá trị khác nhau của ω_v (các đường 2, 3, 4, 5).

Trường hợp quy dẫn về tâm quả văng, lực duy trì có dạng $C\omega_v^2$: Từ điều kiện cân bằng về công giữa lực ly tâm của quả văng và lực duy trì sẽ được : $C\omega_v^2\delta r = i_v m_v \omega_v^2 \delta r$ – từ đó được $C = im_v . r = f(r)$. Với các giá trị khác nhau của ω_{vi} = const, hàm số $C\omega_v^2$ là các đường thẳng đi qua gốc tọa độ (hình 12.26b).

Với phần tử cảm biến có dạng như thể hiện trên hình 12.27, sẽ được :

$$A\omega_v^2 = Pv\,cotg\alpha = i_v . m_v . r cotg\alpha . \omega_v^2$$



Hình 12.27. Xác định lực duy trì của phần tử cảm biến cơ khí, dùng quả văng dạng bi cầu.

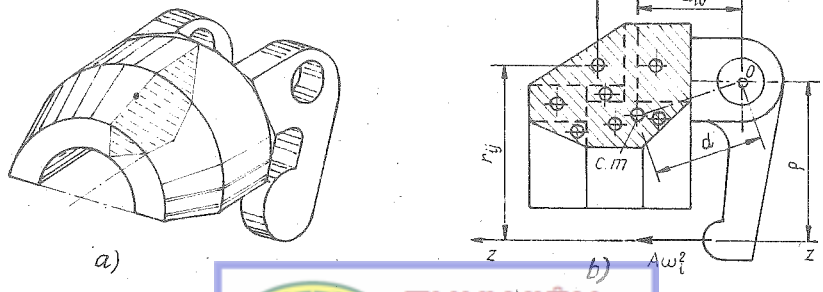
Nếu r_{min} là bán kính quay nhỏ nhất và Δr là gia số của r khiến khớp trượt có gia số Δz thì : $r = r_{min} + \Delta r = r_{min} + \Delta z . cotg\alpha$, do đó :

$$A = i_v . m_v (r_{min} + \Delta z . cotg\alpha) cotg\alpha = f(z)$$

Các quả văng thường có dạng phức tạp (hình 12.28), để giữ cho bộ điều tốc được gọn, nhẹ. Trong trường hợp ấy, muốn tính chính xác giá trị A, cần cắt quả văng làm nhiều lát, mỗi lát lại chia thành các hình đơn giản, rồi xác định khối lượng và trọng tâm mỗi hình, trên cơ sở đó tính được :

$$A\omega_v^2\rho = i_v . \omega_v^2 \sum_{j=1}^{p} \sum_{i=1}^{n} m_{ji} r_{ji} a_{ji} \qquad (12\text{–}8)$$

trong đó : ρ – khoảng cách giữa hai mặt phẳng song song với đường chuyển dịch của khớp trượt, trong đó một mặt chứa đường tâm chốt quả văng, còn mặt kia chứa điểm tiếp xúc giữa chân quả văng và khớp trượt ;



Hình 12.28. Phương pháp cắt lát quả văng để tính lực duy trì
a) Cắt quả văng thành các lát mỏng ; b) Chia mỗi lát thành các hình đơn giản.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

m_{ji} – khối lượng hình i của mặt cắt j ;

a_{ji} – khoảng cách từ trọng tâm m_{ji} tới mặt đi qua đường tâm chốt quả văng và vuông góc với đường tâm trục quay ;

n – số hình trong một lát ;

p – số lát cắt của mỗi quả văng.

Vì ρ, a_{ji} và r_{ji} đều là hàm của Z nên $A\omega_v^2 = f(Z)$.

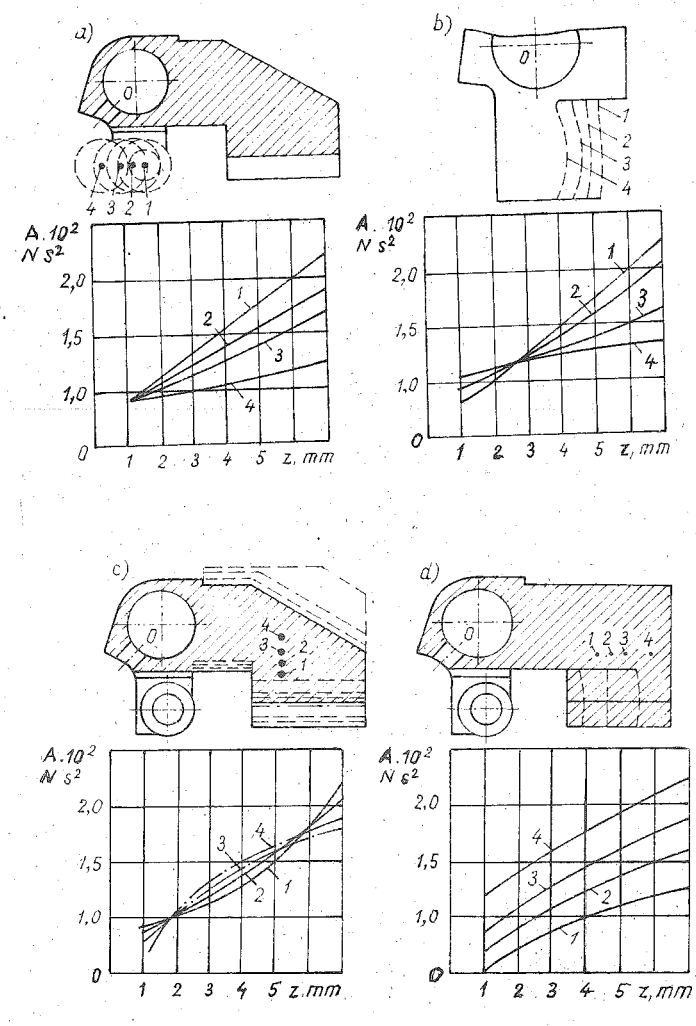
Thay đổi hình dạng quả văng (các phương án trên a, b, c, d hình 12.29) có thể làm thay đổi các đặc tính của lực duy trì theo hướng cần thiết.

12.6.3. ĐẶC TÍNH TĨNH HỌC CỦA PHẦN TỬ CẢM BIẾN

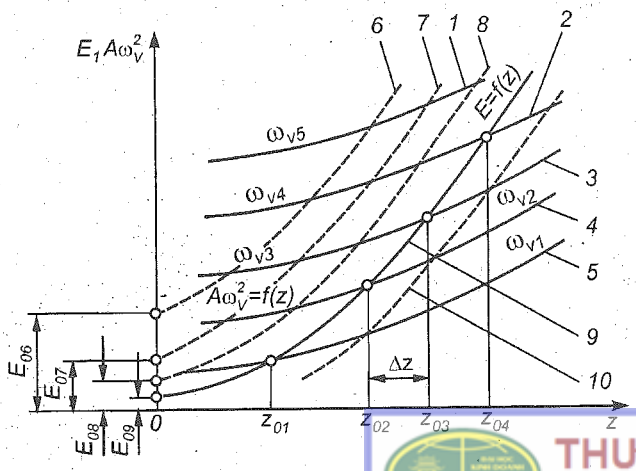
Khi chạy $\omega_v \neq 0$, khớp trượt nằm ở vị trí cân bằng Z_o là nhờ điều kiện cân bằng sau :

$$E - A\omega_v^2 = 0 \qquad (12\text{-}9)$$

Dựa vào (12-9) sẽ xác định được mối quan hệ $Z_o = f(\omega_v)$, đó chính là đặc tính tĩnh học của phần tử cảm biến.



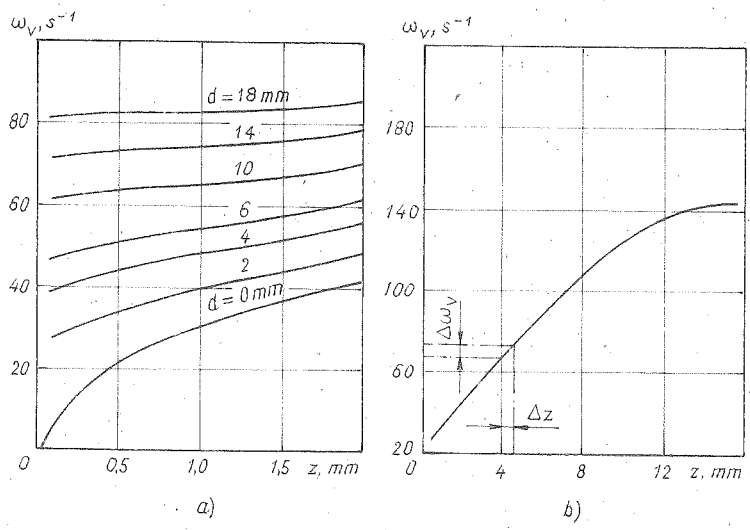
Hình 12.29. Ảnh hưởng cấu tạo của quả văng tới đặc tính A=f(Z)
a) Tâm chân tỳ ; b) Mặt chân tỳ ; c) Bán kính quay của trọng tâm quả văng ; d) Khoảng cách từ trọng tâm quả văng tới tâm chốt.



Hình 12.30. Xác định vị trí cân bằng của khớp trượt Z_{oi} theo ω_{vi}
—— lực duy trì ; --- lực phục hồi.

Muốn xác định đặc tính tĩnh học $Z_o = f(\omega_v)$ của phần tử cảm biến cần biết họ đặc tính $E = f(Z)$ với các giá trị ψ_i = const và họ đặc tính $A\omega_v^2 = f(Z)$ với các giá trị ω_{vi} = const (hình 12.30). Với mỗi ψ_i sẽ biết vị trí Z_{oi} tương ứng với các giá trị ω_{vi} khác nhau, trên cơ sở ấy xây dựng họ đặc tính của phần tử cảm biến $\omega_v = f(Z)$ với các giá trị ψ_i khác nhau (hình 12.31a, b).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

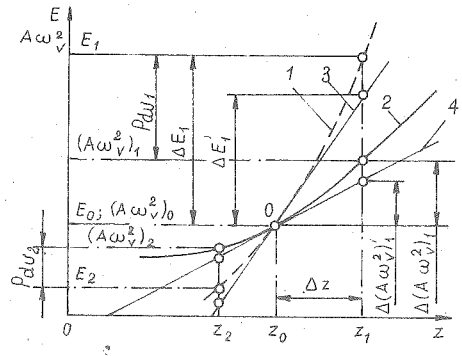


Hình 12.31. Đặc tính tĩnh học của bộ điều tốc cơ khí trực tiếp nhiều chế độ
a) Thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo
b) Không thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc.

12.6.4. NHÂN TỐ ỔN ĐỊNH CỦA PHẦN TỬ CẢM BIẾN

Khi động cơ hoạt động, các nhiễu ngoại lai có thể đẩy khớp trượt rời khỏi vị trí cân bằng, ví dụ tới Z_2 (hình 12.32). Với $\Delta Z = Z_2 - Z_o$ lực phục hồi E_2 nhỏ hơn lực duy trì $(A\omega_v^2)_2$ tạo lực dư $p_{du\,2} = (A\omega_v^2)_2 - E_2$, đẩy khớp trượt trở lại vị trí cân bằng Z_o. Nếu do nhiễu khớp trượt chuyển tới Z_1, thì $E_1 > (A\omega_v^2)_1$ và lực dư $p_{du\,1} = E_1 - (A\omega_v^2)_1$ cũng đẩy khớp trượt trở lại vị trí Z_1. Như vậy nhờ có các lực dư $p_{du\,1}$ và $p_{du\,2}$ khi bị nhiễu nên vị trí cân bằng Z_o được ổn định. Người ta dùng nhân tố ổn định của phần tử cảm biến F_c để đánh giá tính ổn định của nó :

$$F_c = \frac{\Delta E - \Delta(A\omega_v^2)}{\Delta Z}$$



Hình 12.32. Xác định nhân tố ổn định của phần tử cảm biến cơ khí.
1 – đặc tính lực phục hồi ;
2 – đặc tính lực duy trì.

Vì $E = f(Z)$ và $A = f(Z)$ nên khi $\omega_v = const$ và $\psi = const$ thì

$$\Delta E = \frac{\delta E}{\delta Z}.\Delta Z \quad \text{và} \quad \Delta A = \frac{dA}{dZ}.\Delta Z \quad \text{nên :}$$

$$F_c = \frac{\delta E}{\delta Z} - \omega_v^2 \frac{dA}{dZ} \qquad (12\text{-}10)$$

Nếu $F_c > 0$ – thì vị trí Z_o sẽ ổn định, F_c càng lớn tính ổn định càng cao ;

Nếu $F_c < 0$ – thì vị trí Z_o sẽ không ổn định ;

Nếu $F_c = 0$ chứng tỏ $A\omega_v^2 = f(Z)$ và $E = f(Z)$ trùng nhau, vị trí Z_o trở nên vô định.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

12.6.5. ĐỘ KHÔNG ĐỒNG ĐỀU CỦA BỘ ĐIỀU TỐC δ

Mỗi đặc tính tĩnh học của phần tử cảm biến, tốc độ ω_v thay đổi từ $\omega_{v\,min}(Z_{min})$ - chế độ toàn tải đến $\omega_{v\,max}$ (Z_{max}) - chế độ không tải. Độ không đồng đều chung (còn gọi là sai số tĩnh) δ của mỗi đặc tính tĩnh học được tính theo biểu thức :

$$\delta = \frac{\omega_{v\,max} - \omega_{v\,min}}{\omega_{vtb}} = 2\,\frac{\omega_{v\,max} - \omega_{v\,min}}{\omega_{v\,max} + \omega_{v\,min}} \qquad (12\text{-}11)$$

trong đó : $\omega_{vtb} = \dfrac{\omega_{v\,max} + \omega_{v\,min}}{2}$;

Trên mỗi điểm của đặc tính tĩnh học (theo ω_{vo} , Z_o nào đó) độ không đồng đều tức thời δ_z (còn gọi là độ dốc không thứ nguyên) được tính theo :

$$\delta_z = \frac{\dfrac{d\omega_v}{\omega_{vo}}}{\dfrac{dZ}{Z_o}} = \frac{Z_o}{\omega_{vo}} \cdot \frac{d\omega_v}{dZ} \qquad (12\text{-}12)$$

Từ biểu thức (12-9) tìm được : $\omega_{vo} = \sqrt{\dfrac{E_o}{A_o}}$, thay vào (12-12) sẽ được :

$$\delta_z = (Z_o \cdot d\sqrt{E/A}) / (\sqrt{E_o/A_o} \cdot dz)$$

Cuối cùng tìm được :

$$\delta_z = \frac{F_c \cdot Z_o}{2\,E_o} \qquad (12\text{-}13)$$

Nếu $\omega_{v\,max} = \omega_{v\,min}$ thì $\delta = \delta_z = 0$ và $F_c = 0$

Độ không đồng đều δ của bộ điều tốc cơ khí trực tiếp nhiều chế độ phụ thuộc tốc độ động cơ : Muốn thấy rõ điều trên hãy xét đồ thị mà tung độ là E' và $C\omega_v^2$ còn hoành độ là r (hình 12.33).

Vì r_{min} là giới hạn trong và r_{max} là giới hạn ngoài của quả văng nên $R_h = r_{max} - r_{min}$ là chuyển dịch toàn phần của quả văng. Tăng dần biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc sẽ tới một giá trị làm cho E' trùng với $C\omega_v^2$ (lúc ấy $\omega_v = \omega_{vo}$), do đó mọi vị trí của Z đều có cùng một ω_{vo} - đó là chế độ vô định của phần tử cảm biến :

Hai tam giác vuông gạch chéo trên hình 12.33 bằng nhau, nên :

$$\Delta E'_{12} = \Delta E'_{34} \qquad (12\text{-}14)$$

trong đó : $\Delta E'_{12} = E'_2 - E'_1$ và $\Delta E'_{34} = E'_4 - E'_3$

Nếu r_{tb} là vị trí trung bình (bán kính quay trung bình) của quả văng ta sẽ được :

$$E'_1 = m_v \omega_{v1}^2 \left(r_{tb} - \frac{R_h}{2} \right) ;$$

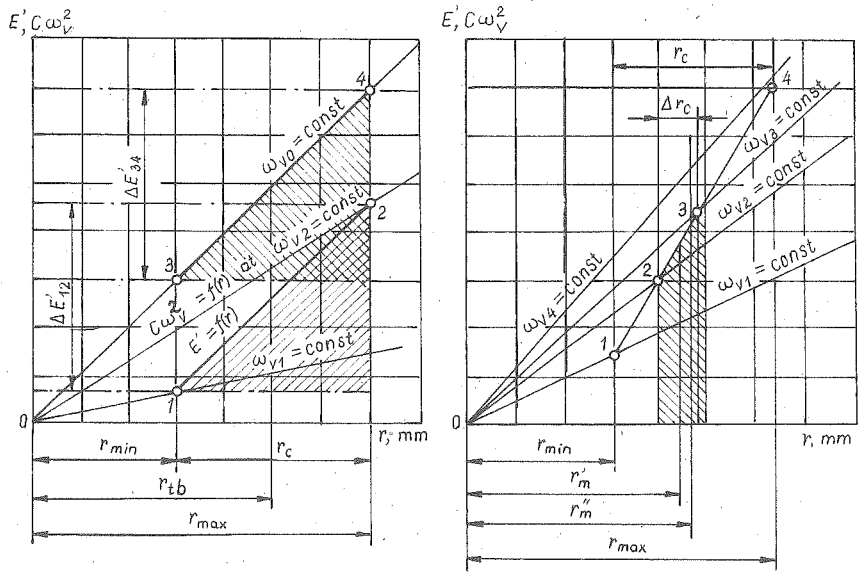
$$E'_2 = m_v \omega_{v2}^2 \left(r_{tb} + \frac{R_h}{2} \right) ;$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$$E'_3 = m_v \omega_{v3}^2 \left(r_{tb} - \frac{R_h}{2} \right) ;$$

$$E'_4 = m_v \omega_{v4}^2 \left(r_{tb} + \frac{R_h}{2} \right),$$

trong đó : $\omega_{v3} = \omega_{v4} = \omega_{vo}$.



Hình 12.33. Đặc tính lực duy trì và lực phục hồi của bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ quy dẫn về trọng tâm quả văng
a) Thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo; b) Không thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc. Đường đậm - đặc tính E' = f(r).

Thay các giá trị tìm được vào (12-14), sau khi chỉnh lý sẽ được :

$$\omega_{vo}^2 R_h = r_{tb} (\omega_{v2}^2 - \omega_{v1}^2) + \frac{R_h (\omega_{v2}^2 + \omega_{v1}^2)}{2} \qquad (12\text{-}15)$$

Mối quan hệ giữa độ không đồng đều δ với ω_{v1} và ω_{v2} như sau :

$$\omega_{v2} = \omega_{vtb} \left(1 + \frac{\delta}{2} \right)$$

$$\omega_{v1} = \omega_{vtb} \left(1 - \frac{\delta}{2} \right)$$

thay các giá trị ω_{v1} và ω_{v2} vào (12-15) sẽ được :

$$\delta^2 + \frac{8 r_{tb}}{R_h} \cdot \delta + 4 \left(1 - \frac{\omega_{vo}^2}{\omega_{vtb}^2} \right) = 0$$

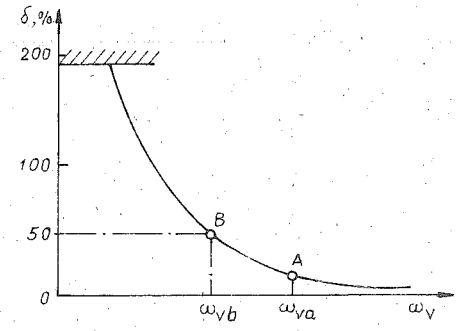
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

và

$$\delta = \frac{4r_{tb}}{R_h}\left[\sqrt{1-\left(\frac{R_h}{2r_{tb}}\right)^2\left(1-\frac{\omega_{vo}^2}{\omega_{vtb}^2}\right)}-1\right] \qquad (12\text{-}16)$$

Hình 12.34 giới thiệu họ đường cong $\delta = f\left(\frac{\omega_{vtb}}{\omega_{vo}}\right)$ với các giá trị $\left(\frac{R_h}{r_{tb}}\right)$ khác nhau, cho thấy với mỗi giá trị $\left(\frac{R_h}{r_{tb}}\right)$, càng giảm $\frac{\omega_{vtb}}{\omega_{vo}}$ thì δ càng tăng.

Hình 12.33b giới thiệu đặc tính bộ điều tốc nhiều chế độ không thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo. Đường 1-4 là hàm E' = f(r), bao quát mọi chế độ tốc độ của động cơ. Mỗi khoảng ΔR_h trên đường 1-4 thể hiện một chế độ tốc độ để thanh răng bơm cao áp chuyển từ toàn tải (điểm 2) đến không tải (điểm 3). Mỗi chế độ tốc độ tương ứng với một vị trí của cơ cấu điều khiển.



Hình 12.34. Biến thiên của độ không đều δ của bộ điều tốc cơ khí theo tốc độ ω_v của quả văng.

Tốc độ vô định ω_{vo} phụ thuộc cấu tạo của bộ điều tốc : khối lượng m_v và độ cứng quy dẫn b_{qd} của lò xo điều tốc đưa về tâm quả văng.

Đặc tính 3-4 trên hình 12.33a (bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc) cho phép tính E'_4 :

$$E'_4 = m_v\omega_{vo}^2\left(r_{tb}+\frac{R_h}{2}\right) = b_{qd}\left(r_{tb}+\frac{R_h}{2}\right)$$

Từ đó tìm được :

$$\omega_{vo} = \sqrt{\frac{b_{qd}}{m_v}} \qquad (12\text{-}17)$$

Đối với bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ không thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo, δ được tính theo biểu thức sau :

$$\delta = \frac{4r'_{tb}}{\Delta R_h}\left[\sqrt{1+\left(\frac{\Delta R_h}{2r'_{tb}}\right)^2\left(\frac{\omega_{vo}^2}{\omega_{vtb}^2}-1\right)}-1\right] \qquad (12\text{-}17a)$$

trong đó : r'_{tb} - bán kính quay trung bình của quả văng, tương ứng với mỗi ΔR_h.

Từ đó thấy rõ : δ càng tăng khi giảm $\left(\frac{\omega_{vtb}}{\omega_{vo}}\right)$

Độ không đồng đều của bộ điều tốc chân không được xác định theo (12-11) nếu thay $\omega_{v\ max}$ bằng ω_{max} và $\omega_{v\ min}$ bằng ω_{min} ; các giá trị ω_{max} và ω_{min} được xác định nhờ (12-3b), kết quả sẽ được :

$$\delta = 2\frac{\left(\sqrt{\Delta p_2}-\sqrt{\Delta p_1}\right)}{\left(\sqrt{\Delta p_2}+\sqrt{\Delta p_1}\right)} \qquad (12\text{-}17b)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Biểu thức (12-17b) không chứa ω. Với mọi vị trí của $(\mu f)_i$, giới hạn Z_{min} và Z_{max} của khớp trượt đều tương ứng với cùng một giá trị Δp_2 và Δp_1 nên độ không đồng đều δ của bộ điều tốc chân không nhiều chế độ là hằng số trên suốt giải tốc độ của động cơ, đó là điều rất quan trọng đối với động cơ điêden dùng trên thiết bị vận tải. Trên thực tế, do hệ số nạp η_v có ảnh hưởng nhất định tới δ ngoài ra chế độ tốc độ và δ cũng gây ảnh hưởng nhất định tới η_v, vì vậy khi thay đổi chế độ tốc độ, δ cũng có thay đổi nhưng không nhiều (hình 12.34b).

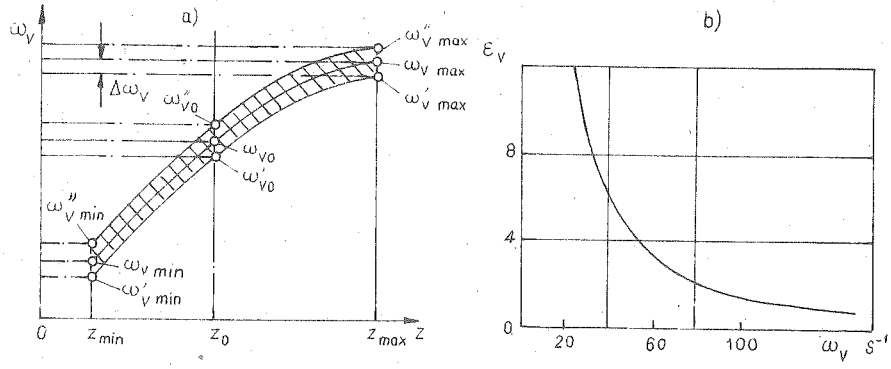
12.6.6. ĐỘ KHÔNG NHẠY CỦA PHẦN TỬ CẢM BIẾN

Ngoài lực duy trì và lực phục hồi còn có thêm lực ma sát f luôn luôn cùng chiều với lực yếu trong hai lực kể trên. Do đó phương trình cân bằng tĩnh của phần tử cảm biến (12-9) trở thành :

$$E - A\omega_v^2 \pm f = 0$$

Từ đó tìm được hai giới hạn tốc độ của quả văng :

$$\omega''_v = \sqrt{\frac{E+f}{A}} \quad \text{và} \quad \omega'_v = \sqrt{\frac{E-f}{A}} \qquad (12\text{-}18)$$



Hình 12.35. Độ không nhạy của bộ điều tốc cơ khí
a) Khu vực không nhạy (khu vực gạch chéo); b) Biến thiên của độ không nhạy ε_v theo tốc độ ω_v của quả văng.

Tại mỗi vị trí Z, các giá trị ω'_v và ω''_v tạo nên khu vực không nhạy của phần tử cảm biến (hình 12.35). Trong phạm vi ω'_v và ω''_v khớp trượt dừng tại Z (không chuyển dịch). Tính không nhạy đó được đánh giá bằng độ không nhạy ε_c của phần tử cảm biến :

$$\varepsilon_c = \frac{\omega''_v - \omega'_v}{\omega_v} \qquad (12\text{-}19)$$

trong đó :

$$\omega_v = \frac{\omega'_v + \omega''_v}{2} \qquad (12\text{-}20)$$

Thay (12-20) vào (12-19) sẽ được :

$$\varepsilon_c = \frac{\omega''^2_v - \omega'^2_v}{2\omega_v^2}$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thay ω''_v và ω'_v trong (12-18) vào biểu thức trên sẽ được :

$$\varepsilon_c = \frac{f}{A} \qquad (12\text{-}21)$$

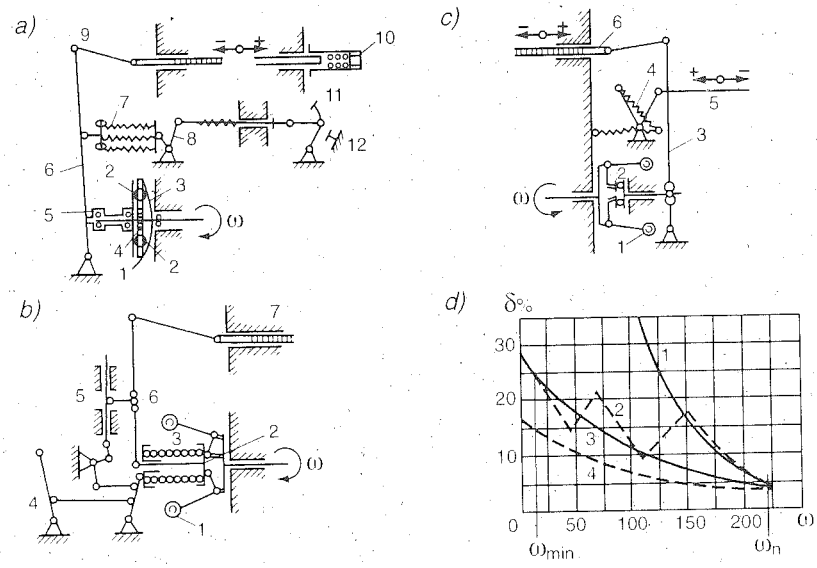
Như vậy càng giảm ω_v thì ε_c càng tăng vì lúc ấy A và $A\omega_v^2$ đều giảm.

12.6.7. CÁC GIẢI PHÁP CẢI THIỆN ĐỘ KHÔNG ĐỒNG ĐỀU CỦA BỘ ĐIỀU TỐC CƠ KHÍ NHIỀU CHẾ ĐỘ

Để cải thiện đặc tính $\delta = f(\omega_v)$ đảm bảo cho δ không nhỏ hơn ε_c và không lớn hơn 40 ÷ 50% trong suốt phạm vi tốc độ sử dụng của động cơ cần tác dụng vào các giá trị R_h (ΔR_h), r_{tb} và ω_{vo}.

- Tăng r_{tb} sẽ làm cho δ tăng chậm khi giảm ω_v, muốn tăng δ phải tăng kích thước của phần tử cảm biến, vì vậy tăng r_{tb} bị giới hạn bởi kích thước cho phép.

- Giảm R_h sẽ thu hẹp giới hạn chuyển dịch của Z trong một đặc tính điều tốc. Có thể giảm R_h nhờ thay đổi tỉ số truyền từ khớp trượt đến thanh răng bơm cao áp bằng cách thay đổi vị trí điểm tỳ 6 trên tay đòn (hình 12.36b).



Hình 12.36. Các sơ đồ của bộ điều tốc nhiều chế độ

a) Dùng nhiều lò xo gây tác dụng dần:
1 – rãnh chữ thập ; 2 – quả văng ; 3 – đĩa côn ; 4 – đĩa phẳng ; 5 – khớp trượt ; 6 – tay đòn ;
7 – các lò xo gây tác dụng dần ; 8 – tay đòn chữ L ; 9 – thanh răng bơm cao áp ;
10 – cơ cấu hiệu đính bơm cao áp ; 11 – bàn đạp ; 12 – chốt tựa.

b) Thay tỷ số truyền:
1 – quả văng – khớp trượt ; 3 – lò xo ; 4 – tay gạt ; 5 – thanh trượt của chốt tựa ;
6 – tay đòn ; 7 – thanh răng bơm cao áp.

c) Thay đổi độ nghiêng của lò xo:
1 – quả văng ; 2 – khớp trượt ; 3 – tay đòn ; 4 – lò xo ; 5 – thanh kéo nối với bàn đạp ;
6 – thanh răng bơm cao áp.

d) Quan hệ giữa độ không đồng đều và tốc độ quay:
1 – bộ điều tốc nhiều chế độ có một lò xo ; 2 – bộ điều tốc nhiều chế độ có ba lò xo gây tác dụng dần ;
3 – bộ điều tốc thay đổi độ nghiêng của lò xo ; 4 – bộ điều tốc thay đổi tỷ số truyền.

THƯ VIỆN
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Thay đổi ω_{vo} bằng cách thay đổi độ cứng, b_{qd} của lò xo quy dẫn về tâm quả văng (12-17). Đơn giản nhất là dùng lò xo có độ cứng thay đổi (lò xo hình côn), nhưng khó chế tạo. Thực tế thường dùng nhiều lò xo (hai hoặc ba) gây tác dụng dần (hình 12.36a) nhờ đó tạo ra đường gẫy khúc 2 (đường khuất hình 12.36d) của $\delta = f(\omega_v)$. Cũng có thể thay đổi độ nghiêng của lò xo điều tốc (hình 12.36c) vì lúc ấy sẽ làm b_{qd} thay đổi.

12.6.8. TÍNH TĨNH HỌC BỘ ĐIỀU TỐC CƠ KHÍ TRỰC TIẾP

Tính toán tĩnh học nhằm xây dựng đặc tính tĩnh học và xác định các kích thước chính của phần tử cảm biến.

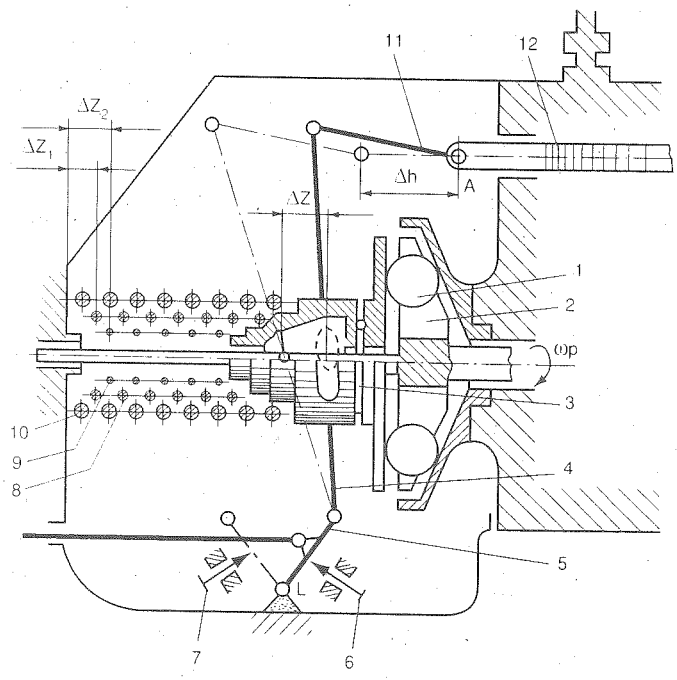
Trước tiên cần chọn bơm cao áp, vị trí lắp đặt bộ điều tốc trên động cơ qua đó xây dựng sơ đồ động học của bộ điều tốc, bơm cao áp và cơ cấu truyền động, dự đoán lực cản mà bộ điều tốc cần khắc phục. Thông thường mỗi bộ pittông xilanh bơm cao áp có một lực cản $F_c \approx 0{,}35 \div 0{,}45N$.

Lực cản của bơm là $F_B = i_c F_c$ (i_c – số cặp pittông xilanh bơm cao áp).

Gọi F_T là lực cản của bơm quy dẫn về khớp trượt sẽ có :

$F_T = k_t F_B = k_t . i_c . F_c$ (k_t – tỉ số truyền giữa thanh răng và khớp trượt).

Độ không nhạy ở chế độ thiết kế ε_{cn} vào khoảng 1,5 ÷ 2%, ta được :



Hình 12.37. Sơ đồ bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ không thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc
1 – quả văng ; 2 – đĩa sao ; 3 – khớp trượt ; 4 – tay đòn; 5 – Tay điều khiển ; 6 – vít n_{min} ; 7 – vít n_{max} ; 8, 9, 10 – lò xo ; 11 – thanh kéo ; 12 – thanh răng.

$$E_n = \frac{F_T}{\varepsilon_{cn}} \qquad (12\text{-}22)$$

Lực phục hồi tại tốc độ định mức E_n cân bằng với lực duy trì. Nếu α là góc nghiêng đĩa côn của phần tử cảm biến (hình 12.37) sẽ có :

$$E_n = E'_n \cot g\alpha = i_v m_v r_n \omega_{vn}^2 \cot g\alpha \qquad (12\text{-}23)$$

trong đó : i_v – số quả văng (viên bi) ;
m_v – khối lượng viên bi ;
r_n – bán kính quay của viên bi ở tốc độ định mức.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Bán kính R của viên bi sẽ là :

$$R = \sqrt[3]{\frac{3E_n}{4.i_v.\pi.\rho.\omega_{vn}^2 \cot g\alpha.r_n}} \qquad (12\text{-}24)$$

trong đó : ρ – khối lượng riêng của vật liệu làm quả văng.

Sau khi chọn cấu tạo của bơm sẽ biết Δh qua đó tính ΔZ tương ứng :

$$\Delta Z = \frac{1}{k_t}.\Delta h$$

và tính chuyển dịch Δr của tâm quả văng :

$$\Delta r = \Delta Z.\cot g\alpha$$

Quay tay điều khiển 5 sẽ làm thay đổi tốc độ (hình 12.37). Các vít tỳ 6 và 7 là giới hạn quyết định chuyển vị toàn phần của khớp trượt ΔZ_Σ khi tốc độ thay đổi từ n_{min} đến n_{max}. Vị trí các vít 6 và 7 cần chọn sao cho $\Delta Z_\Sigma = (4 \div 5)\Delta Z$.

Chuyển vị toàn phần của quả văng theo hướng kính $R_\Sigma = \Delta Z_\Sigma \cot g\alpha$.

Với R_Σ và r_{min} của đĩa sao, sẽ tính được :

$$r_{max} = R_\Sigma + r_{min} \; ; \; r_n = r_{max} - \Delta r$$

Sau đó theo (12-24) xác định bán kính R của các viên bi (quả văng)

Trên trục tung đặt E' và $C\omega_v^2$ còn trục hoành đặt r, tại r_n có :

$$E'_n = \frac{E_n}{\cot g\alpha}$$

Muốn tìm đặc tính $E'_n = f(r)$ cần chọn $\delta_n (\delta_n \approx 7\%)$, sau đó xác định ω_{vmax}

$$\omega_{vmax} = \frac{2 + \delta_n}{2 - \delta_n} . \omega_{vn}$$

Với r_{max} và $\omega_{v\,max}$ tìm được điểm 4', đường 4–4' là đặc tính $E'_n = f(r)$ (các lò xo đều hoạt động) (hình 12.38a).

Tốc độ ω_{v1} ở chế độ toàn tải, đã biết bán kính r_{min} do kích thước đĩa sao 2 quyết định (hình 12.37), nhờ đó xác định được E_{min} của điểm 1 (hình 12.38). Biết δ_1 ở tốc độ thấp nhất ($\delta_1 \approx 40 \div 45\%$) sẽ xác định ω_{vkt} (chế độ không tải) ;

$$E'_{min} = C\omega_{v1}^2 = i_v.m_v.r.\cot g\alpha.\omega_{v1}^2$$

$$\omega_{vkt} = \frac{2 + \delta_1}{2 - \delta_1}\omega_{v1}$$

với ω_{vkt} , quả văng có vị trí $r_{min} + \Delta r$, tung độ của điểm 1' được xác định theo (12-23) bằng cách lấy $r_{min} + \Delta r$ thay cho r_n và ω_{vkt} thay cho ω_{vn}. Đường 1–1' là đặc tính

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

$E'_n = f(r)$ khi chỉ có một lò xo ngoài hoạt động. Điểm cắt A của đường 1–1' và 4–4' xác định vị trí bắt đầu hoạt động của hai lò xo. Muốn kiểm tra chỉ cần từ A đặt Δr về hai phía trục hoành tìm tốc độ góc tại các điểm tương ứng rồi xác định δ, nếu đạt yêu cầu, chỉ cần hai lò xo là đủ. Nếu δ nằm ngoài giới hạn cho phép, cần đặt thêm lò xo giữa 8 (hình 12.37), thời điểm bắt đầu hoạt động của lò xo giữa cần chọn theo đồ thị (hình 12.38a). Muốn vậy về hai phía của các điểm 2, 3, 4 và bên phải của điểm 1, theo trục hoành đặt Δr và xác định tốc độ tại những điểm tương ứng. Trên cơ sở đó tính δ tại các điểm 1, 2', 2, 3', 3, 4 theo các biểu thức sau :

$$\delta_1 = \frac{\omega'_{v1} - \omega_{v1}}{\omega_{vtb}} \; ; \; \delta_2 = \frac{\omega_{v2} - \omega'_{v2}}{\omega_{vtb}} \; ; \; \delta_3 = \frac{\omega''_{v2} - \omega_{v2}}{\omega_{vtb}} \; \ldots$$

Nếu δ lớn nhất không vượt quá 40 ÷ 45% và δ nhỏ nhất không nằm dưới đường $\varepsilon_c = f(\omega_v)$ thì đặc tính $E'_n = f(n)$ tìm ra được coi là đạt yêu cầu.

Trên đoạn 1–2 (hình 12.38) có một lò xo, chuyển vị ΔZ_1 của khớp trượt là :

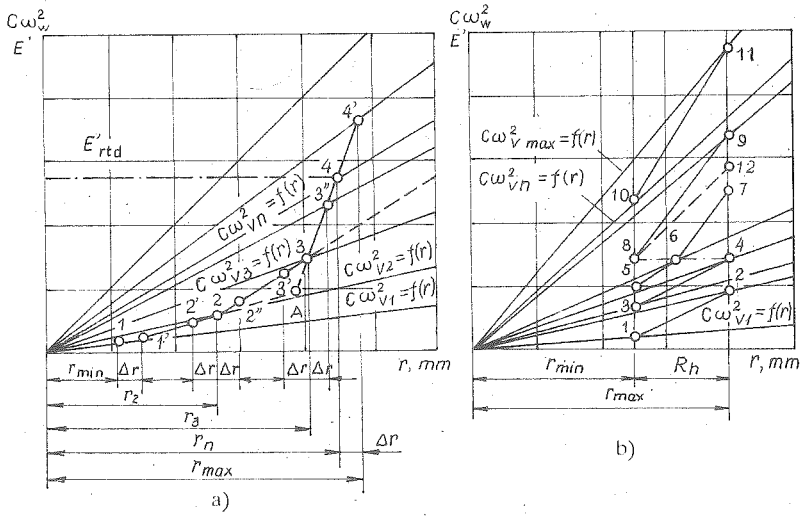
$$\Delta Z_1 = \frac{r_2 - r_{min}}{\cot g\alpha}$$

Đoạn 2–3 có hai lò xo chuyển vị ΔZ_2 là :

$$\Delta Z_2 = \frac{r_3 - r_2}{\cot g\alpha}$$

Đoạn 3–4 có ba lò xo, chuyển vị ΔZ_3 là :

$$\Delta Z_3 = \frac{r_4 - r_3}{\cot g\alpha}$$



Hình 12.38. Đặc tính của lực phục hồi E' và lực duy trì $C\omega_v^2$ quy dẫn về tâm quả văng của bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ
a) Không thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc ;
b) Thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc.

Độ cứng của các lò xo sẽ là :

Lò xo ngoài : $C_n = \dfrac{(E_2 - E_1)}{\Delta Z_1}$;

Lò xo giữa : $C_g = \dfrac{(E_3 - E_2)}{\Delta Z} - \dfrac{(E_2 - E_1)}{\Delta Z_1}$;

Lò xo trong : $C_t = \dfrac{(E_4 - E_3)}{\Delta Z_3} - \dfrac{(E_3 - E_2)}{\Delta Z_2}$;

Qua độ cứng và biến dạng của lò xo sẽ xác định kích thước của các lò xo.

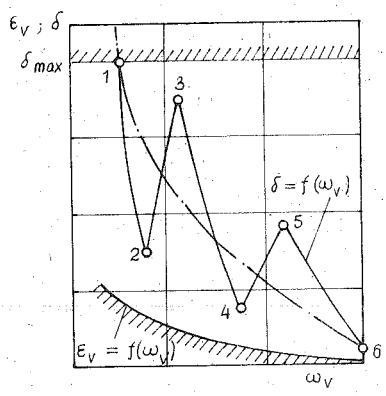
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trong bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ thay đổi biến dạng ban đầu của lò xo điều tốc, thì chuyển vị ΔZ của khớp trượt đối với mỗi đặc tính điều tốc cũng là chuyển vị toàn phần ΔZ_Σ, do đó :

$$\Delta Z_\Sigma = \frac{1}{k_t} . \Delta h \text{ và } R_\Sigma = \Delta Z_\Sigma . \cot g\alpha$$

Các đặc tính $C\omega_v^2 = f(r)$ và $E' = f(r)$ của nó được giới thiệu ở hình 12.38b. Các đường 1-2, 3-4, 5-6 có một lò xo hoạt động ; 6-7, 8-9, 10-11 cả hai lò xo cùng hoạt động. Nếu biến dạng ban đầu của lò xo thứ nhất tương ứng với điểm 5 thì lò xo thứ hai sẽ tham gia hoạt động từ điểm 6.

Nếu δ tìm được nằm trong giới hạn cho phép thì bộ điều tốc chỉ cần hai lò xo. Nếu δ vượt ra ngoài giới hạn cho phép thì cần lắp thêm lò xo thứ 3 đặt giữa hai lò xo trên sao cho đặc tính $E' = f(r)$ ở đoạn giữa dốc hơn đường 1-2 và phẳng hơn đường 10-11. Hình 12.39 giới thiệu hàm $\delta = f(\omega_{vlb})$ của bộ điều tốc có ba lò xo gây tác dụng dần.



Hình 12.39. Biến thiên của độ không nhạy ε_v và độ không đồng đều δ của bộ điều tốc cơ khí nhiều chế độ có nhiều lò xo tác dụng dần.

12.7 PHƯƠNG TRÌNH VI PHÂN CỦA HỆ THỐNG TỰ ĐỘNG ĐIỀU CHỈNH TỐC ĐỘ ĐỘNG CƠ

Hình 12.40 giới thiệu sơ đồ hoạt động của hệ thống tự động điều chỉnh tốc độ động cơ của bộ điều tốc và của động cơ, trong đó : N là tải của động cơ, ψ vị trí tay điều khiển bộ điều tốc ; ω và ω_v tốc độ của động cơ và của quả văng ; Z và h là chuyển vị của khớp trượt và của thanh răng bơm cao áp.

12.7.1 PHƯƠNG TRÌNH VI PHÂN CỦA BỘ ĐIỀU TỐC CƠ KHÍ

Trong điều kiện cân bằng tĩnh thì chuyển vị của khớp trượt hoàn toàn phù hợp với quy luật biến thiên về tốc độ quay của động cơ, nghĩa là chuyển vị của khớp trượt được thực hiện một cách trơn, nhẹ từ chế độ cân bằng cũ chuyển qua chế độ làm việc ổn định mới.

Dựa vào kết quả tính toán tĩnh học của bộ điều tốc có thể thiết kế các chi tiết của hệ thống điều chỉnh đảm bảo cho bộ điều tốc có thể hoạt động ổn định trong những điều kiện đã cho trước.

Nhưng thực tế diễn biến của quá trình điều chỉnh hoàn toàn khác so với trường hợp tính toán tĩnh học, vì trong hệ thống điều chỉnh tồn tại lực quán tính và lực ma sát ướt. Chúng chẳng những gây ra sự chuyển dịch pha trong mối quan hệ giữa tốc độ động cơ và chuyển vị của khớp trượt mà còn làm cho các thông số trên luôn luôn dao động trong suốt quá trình chuyển tiếp. Vì vậy cần phải nghiên cứu động học quá trình chuyển tiếp để giải quyết những nhiệm vụ sau:

- Chọn các thông số của hệ thống điều chỉnh sao cho quá trình chuyển tiếp trở thành một quá trình không dao động hoặc dao động tắt dần.

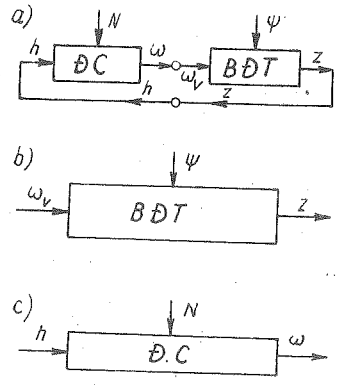
THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- Đánh giá quá trình điều chỉnh về mặt lượng (biên độ dao động, thời gian kéo dài của quá trình chuyển tiếp...).

- Xác minh mức độ ảnh hưởng của các thông số trong hệ thống tới quá trình chuyển tiếp.

Nghiên cứu giải tích về động học của quá trình điều chỉnh cần xây dựng một hệ phương trình vi phân của các phần tử trong hệ thống điều chỉnh. Trên cơ sở ấy sẽ chỉnh lý được một phương trình chung cho cả hệ thống điều chỉnh. Giải phương trình trên sẽ tìm được hàm thể hiện biến thiên của thông số điều chỉnh (tốc độ quay) theo thời gian, trên cơ sở đó đánh giá ảnh hưởng của các chi tiết của hệ thống đối với quá trình chuyển tiếp. Do tính chất phức tạp của quá trình nên khi phân tích phải đưa ra một số giả thiết nhằm lược bỏ những yếu tố thứ yếu, để được phương trình đơn giản hơn.

Lực ma sát khô trong bộ điều tốc hiện đại thường rất nhỏ, có thể bỏ qua. Khi tính động học quá trình điều chỉnh chỉ cần tính đến ma sát ướt, một loại lực chiếm vị trí quan trọng trong các hệ thống điều chỉnh hiện đại. Sơ đồ hoạt động của bộ điều tốc thể hiện trên hình 12.40b.



Hình 12.40. Sơ đồ hoạt động của bộ điều tốc
a) Hệ thống tự động điều chỉnh tốc độ động cơ;
b) Bộ điều tốc;
c) Động cơ.

Tọa độ vào của bộ điều tốc là $\Delta\Psi$ (vị trí tay điều khiển hoặc chân ga) và $\Delta\omega_v$; biến thiên của lực ly tâm của quả văng tạo nên thông số ra ΔZ của khớp trượt.

Khi chế độ cân bằng tĩnh thể hiện qua (12-9) bị phá vỡ, các lực E và $A\omega_v^2 = P$ đều có gia số ΔE và $\Delta(A\omega_v^2) = \Delta P$ theo gia số ΔZ.

Ngoài các lực trên còn thêm các lực sau : ma sát ướt F_r, lực quán tính $\mu \cdot \dfrac{d^2\Delta Z}{dt^2}$, các lực đó đều tác dụng lên khớp trượt (μ - khối lượng các chi tiết động quy dẫn về khớp trượt)

$$F_r = \theta \cdot \frac{d\Delta Z}{dt} \qquad (12\text{-}25)$$

trong đó : θ - nhân tố hãm (hệ số cản của ma sát ướt) được xác định nhờ thực nghiệm.

Phương trình vi phân của phần tử cảm biến cơ khí có dạng :

$$\mu \cdot \frac{d^2\Delta Z}{dt^2} = (P + \Delta P) - (E + \Delta E) - F_r$$

thay (12-9) và (12-25) vào biểu thức trên sẽ được :

$$\mu \frac{d^2\Delta Z}{dt^2} + \theta \frac{d\Delta Z}{dt} + \Delta E - \Delta P = 0 \qquad (12\text{-}26)$$

Gia số $\Delta P = \Delta(A\omega_v^2)$ là hàm số của A và ω_v, do đó :

$$\Delta P = \omega_v^2 \cdot \Delta A + 2A\omega_v \Delta\omega_v \qquad (12\text{-}27)$$

Do A = f(Z), vì vậy $\Delta A = \dfrac{dA}{dZ} \cdot \Delta Z$. Lực phục hồi E = f(Z, Ψ), nên :

$$\Delta E = \frac{\partial E}{\partial Z} \cdot \Delta Z + \frac{\partial E}{\partial \Psi} \cdot \Delta\Psi$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Thay ΔA vào (12-27) sau đó thay ΔE và giá trị thu được về ΔP vào (12-26), sẽ được :

$$\mu \frac{d^2 \Delta Z}{dt^2} + \theta \frac{d\Delta Z}{dt} + F_c . \Delta Z = 2Ak_v^2 \omega_o . \Delta \omega - \frac{\partial E}{\partial \Psi} . \Delta \Psi \qquad (12\text{-}28)$$

trong đó : k_v – tỉ số truyền giữa trục động cơ và trục bộ điều tốc ;

ω_o – tốc độ góc của động cơ trước khi có quá trình chuyển tiếp.

Chuyển qua tọa độ tương đối :

$$\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega_o} = \frac{\Delta\omega_v}{\omega_{vo}} ; \eta = \frac{\Delta Z}{Z_o} ; \alpha_c = \frac{\Delta\Psi}{\Psi_o} \qquad (12\text{-}29)$$

trong đó : ω_o, Z_o, ψ_o là tốc độ, vị trí khớp trượt và vị trí cơ cấu điều khiển trước khi có quá trình chuyển tiếp ; thay các giá trị $\Delta\omega$, ΔZ và $\Delta\psi$ của (12-29) vào (12-28), sau đó chia biểu thức thu được cho hệ số của φ, sẽ được :

$$T_c^2 . \frac{d^2\eta}{dt^2} + T_k \frac{d\eta}{dt} + \delta_z . \eta = \varphi - \theta_c . \alpha_c \qquad (12\text{-}30)$$

Các hệ số của phương trình (12-30) đặc trưng cho các yếu tố sau :

$T_c = \dfrac{\sqrt{\mu Z_o}}{(2E_o)}$ – thời gian của bộ điều tốc (s), thể hiện quán tính của bộ điều tốc ;

$T_k = \dfrac{\theta . Z_o}{(2E_o)}$ – thời gian hãm (s), ma sát ướt tác dụng trên cơ cấu điều tốc ;

$\delta_z = \dfrac{F_c . Z_o}{(2E_o)}$ – độ không đều tức thời thể hiện độ dốc của đặc tính tĩnh học ;

$\theta_c = \left(\dfrac{\partial E}{\partial \Psi}\right) . \dfrac{\Psi_o}{(2E_o)}$ – hệ số gia cường qua tác dụng của chân ga (tay điều khiển).

12.7.2. PHƯƠNG TRÌNH VI PHÂN CỦA ĐỘNG CƠ KHÔNG TĂNG ÁP

Sơ đồ hoạt động của động cơ được thể hiện trên hình 12.40b

Khi phương trình cân bằng tĩnh của động cơ (12-1) bị phá vỡ, các mômen M_{eo} và M_{co} đều có gia số ΔM_e và ΔM_c theo gia số $\Delta\omega$. Ngoài ra còn có mômen quán tính $J . \dfrac{d\Delta\omega}{dt}$, phương trình vi phân của động cơ có dạng :

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \Delta M_e - \Delta M_c \qquad (12\text{-}31)$$

trong đó : J – mômen quán tính của động cơ quy dẫn về trục khuỷu.

Mômen cản M_c phụ thuộc tốc độ ω và điều kiện tải của máy công tác N (góc nghiêng của cánh chân vịt, tỉ số truyền, độ dốc đường sá...), nên $M_c = f(\omega, N)$ và :

$$\Delta M_c \approx \frac{\partial M_c}{\partial \omega} . \Delta\omega + \frac{\partial M_c}{\partial N} . \Delta N \qquad (12\text{-}32)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Mômen có ích của động cơ M_e phụ thuộc g_{ci}, tức phụ thuộc vị trí thanh răng bơm cao áp h và tốc độ động cơ ω, nên $M_e = f(\omega, h)$ và :

$$\Delta M_e \approx \frac{\partial M_e}{\partial \omega} \cdot \Delta\omega + \frac{\partial M_e}{\partial h} \cdot \Delta h \qquad (12\text{-}33)$$

Thay (12-32) và (12-33) vào (12-31) sau đó dùng (12-2) sẽ được :

$$J\left(\frac{d\Delta\omega}{dt}\right) + F_d \cdot \Delta\omega = \frac{\partial M_e}{\partial h} \cdot \Delta h - \frac{\partial M_c}{\partial N} \cdot \Delta N \qquad (12\text{-}34)$$

Dùng các tọa độ không thứ nguyên : $\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega_o}$; $H = \frac{\Delta h}{h_o}$ và $\alpha_đ = \frac{\Delta N}{N_o}$ thay các giá trị $\Delta\omega$, Δh, và ΔN vào (12-34) rồi chia các số hạng cho hệ số của H sẽ được :

$$T_đ \frac{d\varphi}{dt} + k_đ \cdot \varphi = H - \theta_đ \cdot \alpha_đ \qquad (12\text{-}35)$$

trong đó : $T_đ = \dfrac{J\omega_o}{\left(\dfrac{\partial M_c}{\partial h} \cdot h_o\right)}$ – thời gian của động cơ (s), thể hiện quán tính của động cơ và thiết bị quy dẫn về trục khuỷu động cơ ;

$k_đ = \dfrac{F_đ \omega_o}{\left(\dfrac{\partial M_e}{\partial h} \cdot h_o\right)}$ – hệ số cân bằng không thứ nguyên ;

$\theta_đ = \left(\dfrac{\partial M_e}{\partial N}\right) \dfrac{N_o}{\left(\dfrac{\partial M_c}{\partial h} \cdot h_o\right)}$ – hệ số tăng cường nhờ thay đổi tải.

12.7.3. PHƯƠNG TRÌNH VI PHÂN CỦA HỆ THỐNG ĐIỀU TỐC

Sơ đồ hoạt động của hệ thống điều tốc thể hiện trên hình 12.40a gồm hai phần tử : bản thân động cơ (12-35) và bộ điều tốc thể hiện qua (12-30). Ngoài ra cần lưu ý tới đặc điểm sau : khi khớp trượt của bộ điều tốc chuyển theo hướng dương của Z thì thanh răng bơm cao áp chuyển theo hướng âm của h (hướng giảm g_{ct}), vì vậy còn có :

$$H = -\eta \qquad (12\text{-}36)$$

Liên kết các biểu thức (12-30), (12-35) và (12-36) sẽ tìm được phương trình vi phân của hệ thống tự động điều chỉnh theo φ hoặc theo η.

Thay H trong (12-35) theo (12-36), với hai biến số φ và η dùng toán tử vi phân $\frac{d}{dt} = p$, $\frac{d}{dt^2} = p^2$... hệ phương trình vi phân (12-36) và (12-30) được viết thành :

$$\left.\begin{aligned} d_đ(p)\varphi + \eta &= -\theta_đ \alpha_đ \\ -\varphi + d_v(p)\eta &= -\theta_c \cdot \alpha_c \end{aligned}\right\} \qquad (12\text{-}37)$$

trong đó :

$$\left.\begin{aligned} d_đ(p) &= T_đ \cdot p + k_đ \\ d_c(p) &= T_c^2 p^2 + T_k \cdot p + \delta_z \end{aligned}\right\} \qquad (12\text{-}38)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Định thức chính Δ và định thức liên kết Δ_φ và Δ_η của hệ (12-37) được tính :

$$\Delta = \begin{vmatrix} d_d(p) & ; & 1 \\ -1 & ; & d_c(p) \end{vmatrix} = d_d(p).\, d_c(p) + 1 ;$$

$$\Delta_\varphi = \begin{vmatrix} -\theta_d\alpha_d & ; & 1 \\ -\theta_c\alpha_c & ; & d_c(p) \end{vmatrix} = -d_c(p).\, \theta_d.\, \alpha_d + \theta_c\alpha_c ;$$

$$\Delta_\eta = \begin{vmatrix} d_d(p) & ; & -\theta_d\alpha_d \\ -1 & ; & -\theta_c.\alpha_c \end{vmatrix} = -d_d(p).\, \theta_c.\, \alpha_c - \theta_d.\, \alpha_d ;$$

Các hàm φ và η được xác định theo biểu thức :

$$\Delta.\varphi = \Delta_\varphi \text{ và } \Delta.\eta = \Delta_\eta,$$

tức là : $[d_d(p).\, d_c(p) + 1]\, \varphi = -d_c(p)\, \theta_d.\, \alpha_d + \theta_c.\, \alpha_c$

$[d_d(p).\, d_c(p) + 1]\, \eta = -d_d(p)\, \theta_c.\, \alpha_c - \theta_d.\, \alpha_d$

Thay các giá trị của (12-38) vào các biểu thức trên, sau khi chỉnh lý sẽ được :

$$(A_3p^3 + A_2p^2 + A_1p + A_o)\, \varphi = S_o.\, \alpha_c - (B_2p^2 + B_1p + B_o)\, \alpha_d \qquad (12\text{-}39)$$

$$(A_3p^2 + A_2p^2 + A_1p + A_o)\, \eta = -(C_1p + C_o)\, \alpha_c - U_o.\, \alpha_c \qquad (12\text{-}40)$$

trong đó : $A_3 = T_dT_c^2$; $A_2 = k_dT_c^2 + T_k.\, T_d$; $A_1 = k_dT_d + \delta_zT_d$; $A_o = 1 + k_d\delta_z$

$B_2 = \theta_dT_c^2$; $B_1 = \theta_dT_k$; $B_o = \theta_d\delta_z$; $S_o = \theta_c$

$C_1 = T_d.\, \theta_c$; $C_o = k_d\theta_c$; $U_o = \theta_d$

Nếu quá trình chuyển tiếp không thay đổi tải của máy công tác cũng như không thay đổi tay điều khiển đối với bộ điều tốc ($\alpha_d = \alpha_c = o$) thì các phương trình (12-39) và (12-40) có dạng như nhau, do đó chỉ cần xét đối với một trong hai hàm φ hoặc η :

$$(A_3p^3 + A_2p^2 + A_1p + A_o)\, \varphi = (A_3p^3 + A_2p^2 + A_1p + A_o)\, \eta = 0 \qquad (12\text{-}41)$$

Hoặc viết dưới dạng phương trình vi phân :

$$A_3 \frac{d^3\varphi}{dt} + A_2 \frac{d^2\varphi}{dt} + A_1 \frac{d\varphi}{dt} + A_o\varphi = 0 \qquad (12\text{-}42)$$

Động cơ tăng áp tuabin khí dùng bộ điều tốc cơ khí trực tiếp sẽ có phương trình vi phân bậc 4. Nếu động cơ tăng áp dùng bộ điều tốc gián tiếp có liên hệ ngược nối cứng sẽ có phương trình vi phân bậc 5, nếu dùng bộ điều tốc gián tiếp có liên hệ ngược nối mềm sẽ có phương trình vi phân bậc 6... Phương trình vi phân của phần tử cảm biến chân không là bậc 3 so với bậc hai của phần tử cảm biến cơ khí. Vì vậy nếu dùng cảm biến chân không thì bậc của phương trình sẽ tăng thêm 1 đơn vị so với cảm biến cơ khí.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

12.7.4. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA HỆ THỐNG TỰ ĐỘNG ĐIỀU CHỈNH TỐC ĐỘ ĐỘNG CƠ

Nghiệm của phương trình vi phân thuần nhất (12-42) có dạng chung

$$\varphi = C\,e^{pt} \qquad (12\text{-}43)$$

trong đó : C và p là các hằng số ; t - thời gian.

Thay (12-43) vào (12-42) sẽ được phương trình đặc tính :

$$A_3p^3 + A_2p^2 + A_1p + A_o = 0 \qquad (12\text{-}44)$$

Phương trình (12-44) sẽ có ba nghiệm p_1, p_2 và p_3. Do đó nghiệm tổng quát của (12-42) là :

$$\varphi = C'_1\,e^{p_1t} + C'_2\,e^{p_2t} + C'_3\,e^{p_3t} \qquad (12\text{-}45)$$

Một số nghiệm của phương trình (12-44) có thể là cặp số phức liên hợp

$$p_{2,3} = \alpha \pm i\beta$$

trong đó : $i = \sqrt{-1}$

Lúc đó nghiệm tổng quát φ được viết là :

$$\varphi = C'_1\,e^{p_1t} + C'_2\,e^{(\alpha + i\beta)t} + C'_3\,e^{(\alpha - i\beta)t} \qquad (12\text{-}46)$$

Thay các giá trị $e^{i\beta t}$ và $e^{-i\beta t}$ của công thức Euler :

$$e^{i\beta t} = \cos\beta t + i\sin\beta t$$

$$e^{-i\beta t} = \cos\beta t - i\sin\beta t$$

vào (12-46), sau khi chỉnh lý sẽ được :

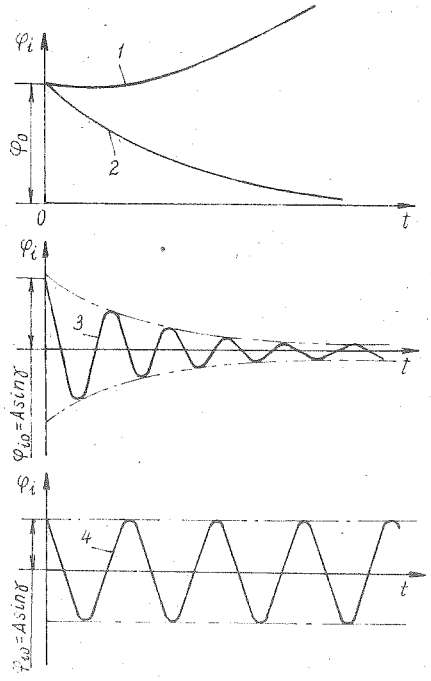
$$\varphi = C_1\,e^{p_1t} + C_2\,e^{\alpha t}\cos\beta t + C_3\,e^{\alpha t}\sin\beta t \qquad (12\text{-}47)$$

trong đó : $C_1 = C'_1$; $C_2 = C'_2 + C'_3$;

$C_3 = i\,(C'_2 - C'_3)$

Biểu thức (12-47) chỉ rằng :

- Quá trình chuyển tiếp sẽ là một quá trình không dao động nếu tất cả các nghiệm của phương tình đặc tính đều là nghiệm thực (đường 1, 2 hình 12.41)



Hình 12.41. Các thành phần của quá trình chuyển tiếp
1 - hội tụ không dao động ; 2 - phân kỳ không dao động ; 3 - hội tụ dao động ; 4 - phân kỳ dao động.

- Nếu nghiệm của phương trình đặc tính có một cặp nghiệm là số phức liên hợp thì quá trình chuyển tiếp là quá trình dao động.

- Quá trình chuyển tiếp chỉ hội tụ nếu tất cả các nghiệm thực và các phần thực của nghiệm phức đều là số âm (< 0) (đường 2 và 3 hình 12.41).

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Quá trình chuyển tiếp sẽ không hội tụ (phân kỳ) nếu tồn tại một nghiệm thực dương ($p > 0$) (đường 1 hình 12.41) hoặc phần thực của một nghiệm phức liên hợp là dương ($\alpha > 0$). Nếu $\alpha = 0$ (đường 4 hình 12.43) quá trình trên cũng dao động và không hội tụ.

Tóm lại, quá trình chuyển tiếp chỉ hội tụ, tức là tính ổn định của hệ thống tự động điều chỉnh tốc độ động cơ chỉ được đảm bảo khi lựa chọn cấu tạo của động cơ và của bộ điều tốc sao cho phương trình đặc tính (12.44) có các nghiệm thực và phần thực của các nghiệm phức liên hợp đều là âm. Chỉ cần tồn tại một giá trị dương của nghiệm thực hoặc phần thực của nghiệm phức sẽ làm cho quá trình chuyển tiếp không hội tụ và hệ thống tự động điều chỉnh tốc độ động cơ sẽ hoạt động không ổn định.

Khi nghiên cứu các hệ thống tự động điều chỉnh người ta đã tìm ra các tiêu chuẩn ổn định của hệ thống không cần nghiên cứu phương trình đặc tính.

Trường hợp tổng quát, phương trình vi phân của hệ thống tự động điều chỉnh là bậc n thì phương trình đặc tính có dạng sau :

$$p^n + A_{n-1}p^{n-1} + \ldots + A_2p^2 + A_1p + A_o = 0 \qquad (12\text{-}47a)$$

Nếu biết các nghiệm $p_1, p_2, \ldots p_n$ của (12-47a), có thể viết thành :

$$(p - p_1)(p - p_2) \ldots (p - p_n) = 0 \qquad (12\text{-}47b)$$

Nếu mọi nghiệm của phương trình (12-47a) đều là nghiệm âm thì (12-47b) có dạng

$$(p + |p_1|)(p - p_2) \ldots (p + |p_n|) = 0$$

sau khi khai triển sẽ được :

$$p^n + f_{n-1}(|p_i|)p^{n-1} + \ldots + f_2(|p_i|)p^2 + f_1(|p_i|)p + f_o(|p_i|) = 0 \qquad (12\text{-}47c)$$

Do $|p_1| > 0$; $|p_2| > 0$; ... ; $|p_n| > 0$ nên $f_{n-1}(|p_i|) > 0$; ... ; $f_1(|p_i|) > 0$ và $f_o(|p_i|) > 0$.

So sánh (12-47a) với (12-47c) thấy rõ các hệ số tương ứng với các số hạng có số mũ p như nhau phải bằng nhau, do đó một trong các điều kiện ổn định của hệ thống tự động điều chỉnh là : các hệ số của phương trình đặc tính (12-47a) phải là các số dương ($A_{n-1} > 0$; $A_{n-2} > 0$; ... ; $A_2 > 0$; $A_1 > 0$; $A_o > 0$).

Ngoài điều kiện trên còn phải đảm bảo cho định thức Hourvitx, tạo bởi các hệ số của phương trình (12-47a) và các định thức con trên đường chéo chính của nó đều là dương. Định thức Hourvitx có dạng :

$$\begin{vmatrix} A_{n-1} & A_{n-3} & A_{n-5} & \ldots & 0 & 0 & 0 \\ A_{n-0} & A_{n-2} & A_{n-4} & \ldots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{n-1} & A_{n-3} & \ldots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{n-0} & A_{n-2} & \ldots & 0 & 0 & 0 \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ 0 & 0 & 0 & \ldots & A_4 & A_2 & A_0 \\ 0 & 0 & 0 & \ldots & A_5 & A_3 & A_1 \end{vmatrix} > 0 \qquad (12\text{-}47d)$$

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Tiêu chuẩn ổn định Raoz – Hourvitx được phát biểu như sau : Điều kiện cần và đủ cho hệ thống tự động điều chỉnh được ổn định và quá trình chuyển tiếp được hội tụ là : các hệ số trong phương trình của hệ thống cũng như định thức (12-47d) và tất cả các định thức con trên đường chéo chính của nó đều có giá trị dương.

Trong phương trình (12-42) do thời gian t là đại lượng có thứ nguyên (s) nên các hệ số A_o, A_1... đều là các đại lượng có thứ nguyên. Nếu q là hằng số có thứ nguyên (s) thì :

$$t = q.\tau \qquad (12\text{-}48)$$

trong đó : τ là thời gian không thứ nguyên.

Thay (12-48) vào (12-42) sẽ được :

$$A_3 \frac{d^3\varphi}{d\tau^3} + A_2 q \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + A_1 q^2 \frac{d\varphi}{d\tau} + A_o q^3 \varphi = 0 \qquad (12\text{-}49)$$

Có thể chọn q theo biểu thức :

$$\frac{A_o}{A_3} q^3 = 1$$

Đối với phương trình vi phân bậc ba (12-42) sẽ tìm được :

$$q = \sqrt[3]{\frac{A_3}{A_o}} \qquad (12\text{-}50)$$

Thay (12-50) vào (12-49) sẽ được phương trình vi phân chuẩn hóa với hệ số là các đại lượng không thứ nguyên :

$$\frac{d^3\varphi}{d\tau^3} + \chi \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + \zeta \frac{d\varphi}{d\tau} + \varphi = 0 \qquad (12\text{-}51)$$

trong đó : $\chi = \frac{A_2}{A_3}\sqrt[3]{\frac{A_3}{A_o}}$ và $\zeta = \frac{A_1}{A_3}\sqrt[3]{\left(\frac{A_3}{A_o}\right)^2}$; (12-52)

Điều kiện ổn định của quá trình chuyển tiếp được xác định bởi bất đẳng thức :

$$\chi.\zeta > 1$$

Trên thực tế muốn cho quá trình chuyển tiếp đạt mức ổn định cần thiết phải thỏa mãn điều kiện :

$$\zeta \geq 2.5$$

$$\frac{2}{\zeta} \leq \chi \leq \zeta^2$$

Cần tìm biện pháp tăng ζ.

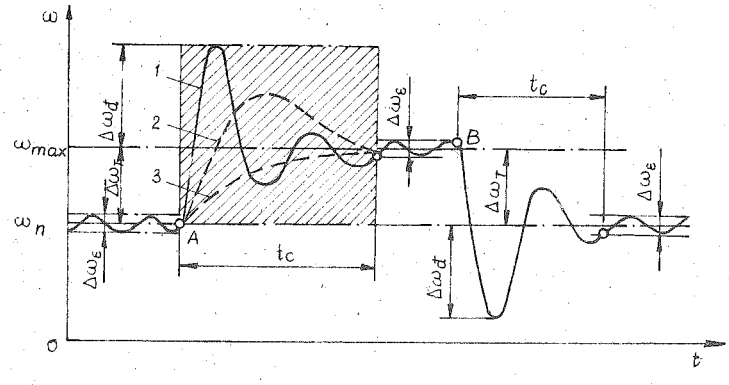
Lý thuyết điều chỉnh tự động đã giới thiệu chỉ tính lực ma sát ướt trong hệ thống. Nhưng trên thực tế, ít nhiều đều có cả ma sát khô, mặc dù rất nhỏ, nhưng cũng gây ảnh hưởng nhất định tới quá trình chuyển tiếp khi điều chỉnh. Cho tới nay vẫn chưa có một lý thuyết mang tính phổ biến được mọi người công nhận về quá trình chuyển tiếp có cả lực ma sát ướt lẫn ma sát khô.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

12.8. CHẤT LƯỢNG HOẠT ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG TỰ ĐỘNG ĐIỀU CHỈNH (chất lượng của quá trình chuyển tiếp)

Đối với hệ thống tự động điều chỉnh, ngoài tính ổn định, điều quan trọng nữa cần biết được là chất lượng của quá trình chuyển tiếp khi tăng tải đột ngột hoặc cắt tải hoàn toàn được thể hiện qua : thời gian chuyển tiếp t_c và biến động lớn nhất của $\Delta\omega_{max}$ (ΔZ_{max}) trong quá trình đó.

Động cơ đốt trong là máy hoạt động có tính chu kỳ nên bất kỳ chế độ dừng nào, ω cũng dao động trong một giới hạn nhất định (hình 12.42). Người ta dùng độ bình ổn $\Psi_\omega = \dfrac{\Delta\omega_\varepsilon}{\omega_o}$ (trong đó $\Delta\omega_\varepsilon$ - biên độ dao động tốc độ góc ; ω_o - tốc độ góc trung bình ở chế độ dừng) để đánh giá tính chất dao động đó. Bộ điều tốc có độ chính xác càng cao thì độ bình ổn Ψ_ω càng nhỏ. Ví dụ khi tải động cơ thay đổi từ 25 ÷ 100% thì Ψ_ω = 0,5% (đối với bộ điều tốc một chế độ, chính xác cấp 1) và Ψ_ω = 2% (đối với bộ điều tốc một chế độ, chính xác cấp 4) và Ψ_ω = (1÷4)% đối với bộ điều tốc nhiều chế độ.



Hình 12.42. Thông số chất lượng quá trình chuyển tiếp của hệ thống tự động điều chỉnh tốc độ động cơ.

Quá trình chuyển tiếp được coi là kết thúc khi : $\omega_o - \Delta\omega_\varepsilon < \omega < \omega_o + \Delta\omega_\varepsilon$. Bộ điều tốc có độ chính xác càng cao thì t_c càng nhỏ : t_c = 2s (đối với bộ điều tốc chính xác cấp 1) ; t_c = 3s (bộ điều tốc chính xác cấp 2) ; t_c = 5s (chính xác cấp 3) và t_c = 10s (chính xác cấp 4) :

$$\Delta\omega_{max} = \Delta\omega_T + \Delta\omega_d$$

trong đó : $\Delta\omega_T$ - sai số tĩnh học ;

$\Delta\omega_d$ - sai số động so với chế độ cân bằng (điểm A và B hình 12.44).

Hệ thống tự động điều chỉnh được coi là đạt yêu cầu nếu các giá trị $\Delta\omega_{max}$, $\Delta\omega_\varepsilon$, và t_c không vượt quá giới hạn cho phép. Do đó thông số của quá trình chuyển tiếp có thể được thể hiện qua diện tích gạch chéo trên hình 12-42. Nếu toàn bộ quá trình chuyển tiếp đều nằm bên trong diện tích trên thì chất lượng của quá trình chuyển tiếp được coi là đạt yêu cầu.

Do đó đánh giá chất lượng quá trình chuyển tiếp tốt nhất là xây dựng được diễn biến của quá trình chuyển tiếp, đó là phương pháp đánh giá trực tiếp. Nếu khó đánh giá trực tiếp người ta phải dùng các phương pháp gián tiếp tức là qua các tiêu chuẩn đặc biệt để đánh giá chất lượng hoạt động của hệ thống tự động điều chỉnh.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Văn Bình, Nguyễn Tất Tiến
   Nguyên lý động cơ đốt trong. Nhà xuất bản Giáo dục 1994.
2. Hoàng Xuân Quốc
   Hệ thống phun xăng điện tử dùng trên xe du lịch
   Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật 1996.
3. А. С. Орлин идр.
   Двигатели внутренного сгорания
   (Теория рабочих процессов поршневих и комбинированных двигателей)
   М. Машгиз 1985.
4. В. И. Крутов
   Автоматическое регулирование двигатслей внутреннего сгорания.
   М. Машгиз 1989.
5. И. М. Ленин идр.
   Автомобильные и тракторные двигатели.
   М. "Высшая школа" 1976.
6. John B. Heywood
   Internal Combustion Engine Fundamentals
   Mc Graw Hill - 1988.
7. M. P. Rochelle
   Le moteur à deux temps - Société des ingénieurs de l'automobile 1982 - 1983.
8. Cố Hùng Trung
   Nghiên cứu tính năng động cơ điêden tăng áp tua bin khí.
   Trường đại học Giao thông Thượng Hải 1998.
9. Vương Minh Hoa
   Sổ tay tiết kiệm năng lượng động cơ điêden.
   Nhà xuất bản công nghiệp hóa học - Bắc Kinh 1994.
10. Ủy ban biên tập "Bách khoa toàn thư ôtô".
    Bách khoa toàn thư ôtô. Tập 1.
    Nhà xuất bản Công nghiệp cơ khí - Bắc Kinh 1993.

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

MỤC LỤC

Trang

Lời nói đầu 3

Chương 1. ĐẠI CƯƠNG VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.1. Động cơ đốt trong là loại động cơ nhiệt có hiệu suất cao nhất 5
1.2. Ưu khuyết điểm và lĩnh vực sử dụng động cơ đốt trong 7
1.3. Phân loại động cơ đốt trong 9
1.4. Đại cương về nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong 15

Chương 2. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

2.1. Nhận xét chung về chu trình lý tưởng 24
2.2. Chu trình lý tưởng tổng quát của động cơ đốt trong 26
2.3. Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp 29
2.4. Chu trình đẳng tích (V = const hoặc ρ = 1) 34
2.5. Chu trình đẳng áp 35
2.6. So sánh η_t của các chu trình 36
2.7. Chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp 37

Chương 3. NHIÊN LIỆU VÀ MÔI CHẤT CÔNG TÁC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

3.1. Nhận xét chung 45
3.2. Nhiên liệu thể khí 46
3.3. Nhiên liệu thể lỏng 48
3.4. Những tính chất chính của nhiên liệu 52
3.5. Lượng không khí cần để đốt 1 kg nhiên liệu lỏng hoặc 1 kmol (hay 1m^3) nhiên liệu khí 63
3.6. Hỏa khí mới và sản vật cháy 65
3.7. Tỷ nhiệt (nhiệt dung riêng) của môi chất 78

Chương 4. CÁC CHỈ TIÊU VỀ TÍNH NĂNG KINH TẾ KĨ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

4.1. Các chỉ tiêu chính 83
4.2. Áp suất chỉ thị trung bình p_i 85
4.3. Công suất của động cơ 89
4.4. Công suất lít 92
4.5. Hiệu suất 92
4.6. Tổn hao cơ giới và cách xác định 94

Chương 5. CHU TRÌNH LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

5.1. Quá trình nạp 96
5.2. Quá trình nén 127
5.3. Quá trình cháy 138
5.4. Quá trình giãn nở 180
5.5. Quá trình thải 189

Chương 6. NHỮNG THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG CHO CHU TRÌNH LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ

6.1. Các thông số chỉ thị 193
6.2. Các thông số có ích 202
6.3. Ảnh hưởng các yếu tố cấu tạo và vận hành tới các thông số có ích 204
6.4. Công suất lít và biện pháp cường hóa động cơ 208
6.5. Cân bằng nhiệt và phụ tải nhiệt của động cơ 214

Chương 7. THAY ĐỔI MÔI CHẤT TRONG ĐỘNG CƠ HAI KỲ

7.1. Hệ thống thải và quét khí của động cơ hai kỳ 219
7.2. Xác định trị số "thời gian tiết diện" hình học của các cơ cấu quét – thải 225
7.3. Diễn biến quá trình thải và quét trong động cơ hai kỳ 229
7.4. Các thông số trong quá trình thay đổi môi chất của động cơ hai kỳ 231

THƯ VIỆN HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trang

7.5. Tính lý thuyết thời kỳ thải tự do 236
7.6. Tính lý thuyết thời kỳ quét khí và thải cưỡng bức 245
7.7. Trình tự tính các quá trình quét và thải trong động cơ hai kỳ 250
7.8. Hiệu suất quét 252

Chương 8. TĂNG ÁP CHO ĐỘNG CƠ

8.1. Tăng áp là biện pháp chủ yếu nâng cao công suất động cơ điêden 257
8.2. Các phương pháp tăng áp chủ yếu 257
8.3. Nguyên lý cơ bản của động cơ tăng áp 259
8.4. Bộ tua bin tăng áp 265
8.5. Các hệ thống tăng áp tua bin khí 299
8.6. Các hệ thống tăng áp khác 306
8.7. Một vài vấn đề cần lưu ý khi tăng áp cho động cơ 313
8.8. Thay đổi về hiệu suất cơ giới của động cơ sau khi tăng áp 320
8.9. Đặc điểm tăng áp cho động cơ xăng và máy ga 321

Chương 9. CUNG CẤP NHIÊN LIỆU TRONG ĐỘNG CƠ XĂNG

9.1. Sơ đồ hệ thống nhiên liệu động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí 324
9.2. Đặc tính bộ chế hòa khí đơn giản 324
9.3. Đặc tính của bộ chế hòa khí lý tưởng 330
9.4. Hệ thống phun chính 333
9.5. Các hệ thống và cơ cấu phụ của bộ chế hòa khí 336
9.6. Các cơ cấu và hệ thống khác của bộ chế hòa khí 340
9.7. Sơ đồ cấu tạo điển hình của bộ chế hòa khí 345
9.8. Bộ chế hòa khí hiện đại 346
9.9. Hệ thống phun xăng 351

Chương 10. CUNG CẤP NHIÊN LIỆU VÀ HÌNH THÀNH HÒA KHÍ TRONG ĐỘNG CƠ ĐIÊDEN

10.1. Một số vấn đề chung 367
10.2. Bơm cao áp 370
10.3. Vòi phun 381
10.4. Bơm cao áp – Vòi phun P.T của hãng Cumins 383
10.5. Đặc tính vòi phun 386
10.6. Phun nhiên liệu trong động cơ điêden 389
10.7. Buồng cháy động cơ điêden 392

Chương 11. CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

11.1. Các chế độ làm việc và phân loại đặc tính của động cơ đốt trong 406
11.2. Đặc tính tốc độ 413
11.3. Đặc tính chân vịt 423
11.4. Đặc tính tải 425
11.5. Đặc tính hỗn hợp của động cơ 429
11.6. Đặc tính khác 431
11.7. Tính ổn định về chế độ làm việc của động cơ 434
11.8. Phối hợp giữa đặc tính của bộ tua bin tăng áp với đặc tính của động cơ 440

Chương 12. TỰ ĐỘNG ĐIỀU CHỈNH TỐC ĐỘ ĐỘNG CƠ

12.1. Tính ổn định của chế độ dừng, phân loại điều tốc 448
12.2. Các bộ điều tốc trực tiếp 452
12.3. Các bộ điều tốc gián tiếp 459
12.4. Bộ điều chỉnh tự động tốc độ kết hợp với tải 463
12.5. Bộ điều chỉnh tự động điện (điện tử) 464
12.6. Đặc tính tĩnh học của phần tử cảm biến 467
12.7. Phương trình vi phân của hệ thống tự động điều chỉnh tốc độ động cơ 480
12.8. Chất lượng hoạt động của hệ thống tự động điều chỉnh (chất lượng của quá trình chuyển tiếp) 488

Tài liệu tham khảo 489
Mục lục 490

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Chịu trách nhiệm xuất bản:

Chủ tịch Hội đồng Thành viên MẠC VĂN THIỆN

Tổng Giám đốc kiêm Tổng biên tập GS.TS. VŨ VĂN HÙNG

Tổ chức bản thảo và chịu trách nhiệm nội dung:

Phó Tổng biên tập PHAN DOÃN THOẠI

Giám đốc Công ty CP Sách ĐH-DN NGÔ THỊ THANH BÌNH

Biên tập lần đầu:

NGUYỄN VĂN MẬU

TRẦN VĂN THẮNG

Biên tập tái bản :

TRẦN VĂN THẮNG

Trình bày bìa:

ĐOÀN HỒNG

Sửa bản in:

NGUYỄN MINH THƯ

Chế bản:

THANH HÀ

Công ty CP Sách Đại học - Dạy nghề, Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam
giữ quyền công bố tác phẩm.

NGUYÊN LÍ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Mã số: 7B488y5-DAI

In 500 bản (QĐ in số : 105/STK), khổ 19 x 27 cm.

Đơn vị in : In tại Công ti Cổ phần In Phúc Yên.

Đường Trần Phú, Thị xã Phúc Yên, Tỉnh Vĩnh Phúc.

Số ĐKXB : 03 - 2015/CXB/39- 1871/GD.

Số QĐXB : 6955/QĐ-GD-HN ngày 14 tháng 12 năm 2015.

In xong và nộp lưu chiểu tháng 12 năm 2015.

THƯ VIỆN HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

CÔNG TY CỔ PHẦN SÁCH ĐẠI HỌC - DẠY NGHỀ
HEVOBCO
25 HÀN THUYÊN - HÀ NỘI
Website : www.hevobco.com.vn; Tel: 043. 9724715

TÌM ĐỌC SÁCH THAM KHẢO KỸ THUẬT
CỦA NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC VIỆT NAM

1. **TỰ ĐỘNG ĐIỀU KHIỂN CÁC QUÁ TRÌNH CÔNG NGHỆ**

   Trần Doãn Tiến

2. **NGUYÊN LÝ MÁY** (2 tập)

   Đinh Gia Tường *(Chủ biên)*

3. **CHI TIẾT MÁY** (2 tập)

   Nguyễn Trọng Hiệp

4. **THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY**

   Nguyễn Trọng Hiệp
   Nguyễn Văn Lẫm

5. **TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ DẪN ĐỘNG ĐỘNG CƠ KHÍ** (2 tập)

   Trịnh Chất – Lê Văn Uyển

6. **NGUYÊN LÍ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG**

   Nguyễn Tất Tiến

7. **LÍ THUYẾT ĐỘNG CƠ ĐIÊZEN**

   Lê Viết Lượng

Bạn đọc có thể mua tại các Cửa hàng sách của Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam:
Tại Hà Nội: 25 Hàn Thuyên, Quận Hai Bà Trưng, Tel: 043.9718437;
Tại Đà Nẵng: 76 - 78 Bạch Đằng;
Tại Thành phố Hồ Chí Minh: + Chi nhánh Công ty CP Sách Đại học, Dạy nghề,
90 Trần Bình Trọng, Quận 5, Tel: 083. 8380332;
+ 146M Nguyễn Văn Thủ, Phường Đa Cao, quận 1;
Tại Thành phố Cần Thơ: 162D, đường 3/2, quận Ninh Kiều;
Website: www.nxbgd.vn

THƯ VIỆN HUBT
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

ISBN : 978-604-0-01780-2
9 786040 017802
Giá : 120.000 đ