

MỤC LỤC

TUYÊN BỐ BẢN QUYỀN.....	4
LỜI NÓI ĐẦU.....	5
BẢNG VIẾT TẮT.....	7
Phần A. NGUYÊN LÝ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	8
Chương 1. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	8
1.1. LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG.....	8
1.2. ĐỊNH NGHĨA – PHÂN LOẠI ĐỘNG CƠ.....	12
1.2.1. Định nghĩa	12
1.2.2. Phân loại	12
1.2.3. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng ĐCĐT.....	13
1.3. ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG KIỂU PÍT TỔNG (ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG)	14
1.3.1. Sơ đồ nguyên lý (Hình 1.2).....	14
1.3.2. Các thuật ngữ cơ bản.....	14
1.3.3. Trình tự các quá trình (hình 1.3).....	16
1.3.4. Phân loại:.....	17
1.4. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	18
1.4.1. Nguyên lý làm việc của động cơ 4 kỳ	18
1.4.2. Nguyên lý làm việc của động cơ 2 kỳ	28
1.4.3. So sánh động cơ 2 kỳ với động cơ 4 kỳ.....	32
1.4.4. So sánh động cơ diesel với động cơ xăng (dùng bộ chế hòa khí).....	33
1.5. ĐỘNG CƠ NHIỀU XI LẠNH	33
1.5.1. Khái niệm chung	33
1.5.2. Bảng sinh công	34
1.6. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA CÁC ĐỘNG CƠ ĐẶC BIỆT.....	36
1.6.1. Động cơ Wankel.....	36
1.6.2. Động cơ tua bin	38
Chương 2. NHIÊN LIỆU VÀ MÔI CHẤT CÔNG TÁC	40
2.1. NHIÊN LIỆU.....	40
2.1.1. Khái niệm chung	40
2.1.2. Nhiên liệu thể khí	40
2.1.3. Nhiên liệu thể lỏng	42
2.1.4. Các tính chất cơ bản của nhiên liệu	43
2.2. MÔI CHẤT CÔNG TÁC	50
2.2.1. Lượng không khí cần để đốt cháy nhiên liệu	50
2.2.2. Hòa khí mới.....	53
2.2.3. Sản phẩm cháy	54
2.2.4. Thay đổi môi chất khi cháy.....	58
2.2.5. Hệ số thay đổi phân tử thực tế.....	61
CHƯƠNG 3. CHU TRÌNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	63
3.1. CHU TRÌNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	63
3.1.1. Các loại chu trình.....	63
3.1.2. Các chỉ tiêu đánh giá	65
3.1.3. Chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong.....	66
3.2. QUÁ TRÌNH NẠP	70
3.2.1. Diễn biến của quá trình nạp của động cơ 4 kỳ $p_k < p_o$	71
3.2.2. Các thông số ảnh hưởng đến quá trình nạp	73
3.2.3. Định nghĩa – công thức hệ số nạp η_v	80

3.3. QUÁ TRÌNH NÉN	82
3.3.1. Diễn biến của quá trình nén	82
3.3.2. Các thông số ảnh hưởng đến quá trình nén	84
3.3.3. Công nén	85
3.3.4. Những yếu tố ảnh hưởng đến chỉ số nén đa biến trung bình n_1	87
3.3.5. Chọn tỷ số nén	88
3.4. QUÁ TRÌNH CHÁY	90
3.4.1. Quá trình cháy trong động cơ xăng	90
3.4.2. Quá trình cháy trong động cơ diesel	101
3.4.3. Các thông số trong quá trình cháy	109
3.5. QUÁ TRÌNH GIÃN NỔ SINH CÔNG	112
3.5.1. Diễn biến của quá trình giãn nở	112
3.5.2. Các thông số quá trình giãn nở.....	114
3.5.3. Công trong quá trình giãn nở	115
3.5.4. Những nhân tố ảnh hưởng đến chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2	116
3.6. QUÁ TRÌNH XẢ.....	118
3.6.1. Diễn biến của quá trình xả	118
3.6.2. Các thông số quá trình xả	119
Chương 4. CÁC CHỈ TIÊU VỀ TÍNH NĂNG KINH TẾ KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	120
4.1. CÁC CHỈ TIÊU CHÍNH	120
4.1.1. Công suất động cơ.....	120
4.1.2. Hiệu suất có ích của động cơ.....	120
4.1.3. Tuổi thọ và độ tin cậy trong hoạt động của động cơ	120
4.1.4. Khối lượng động cơ.....	121
4.1.5. Kích thước bao	121
4.2. CÁC THÔNG SỐ CHỈ THỊ.....	122
4.2.1. Công chỉ thị L_i và áp suất chỉ thị trung bình p_i	122
4.2.2. Công suất chỉ thị của động cơ	126
4.2.3. Hiệu suất chỉ thị và suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị	127
4.3. TỔN HAO CƠ GIỚI VÀ CÁC THÔNG SỐ CÓ ÍCH	129
4.3.1. Tổn hao cơ giới.....	129
4.3.2. Hiệu suất cơ giới	130
4.3.3. Công suất có ích N_e	131
4.3.4. Hiệu suất có ích η_e và suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e	132
4.3.5. Công suất lít và công suất pít tông	133
Chương 5: CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ ĐẶC TÍNH	136
5.1. CÁC CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG.....	136
5.1.1. Các chế độ làm việc.....	136
5.1.2. Điều kiện làm việc	138
5.2. ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG.....	139
5.2.1. Khái niệm.....	139
5.2.2. Các biểu thức dùng để phân tích đặc tính của động cơ.....	139
5.2.3. Mối quan hệ giữa η_i và $\frac{\eta_i}{\alpha}$ với α	142
5.2.4. Đặc tính tốc độ và đặc tính ngoài	144
5.2.5. Đặc tính tải	147
5.2.6. Các đặc tính khác.....	151
5.2.7. Chuyển đổi các đặc tính về điều kiện tiêu chuẩn	153
Chương 6. TĂNG ÁP CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG.....	155

6.1. MỤC ĐÍCH CỦA TĂNG ÁP CHO ĐỘNG CƠ.....	155
6.1.1. Tăng áp để nâng cao công suất động cơ.....	155
6.1.2. Tăng áp để tiết kiệm năng lượng.....	156
6.2. CÁC BIỆN PHÁP TĂNG ÁP CHỦ YẾU	157
6.2.1. Tăng áp dẫn động bằng cơ khí (Supercharger)	157
6.2.2. Tăng áp nhờ năng lượng khí thải.....	159
6.2.3. Tăng áp hỗn hợp	163
DANH MỤC HÌNH	165
DANH MỤC BẢNG.....	166
Tài liệu tham khảo	167

TUYÊN BỐ BẢN QUYỀN

Giáo trình “Động cơ đốt trong” do chúng tôi biên soạn là tài liệu thuộc loại sách giáo trình nên các nguồn thông tin có thể được phép dùng nguyên bản hoặc trích dùng cho các mục đích về đào tạo và tham khảo.

Mọi mục đích khác mang tính lệch lạc hoặc sử dụng với mục đích kinh doanh thiếu lành mạnh sẽ bị nghiêm cấm.

LỜI NÓI ĐẦU

Biên soạn giáo trình là một hoạt động thuộc Tiểu hợp phần 3.1: Tăng cường năng lực quản lý, giảng dạy và cải tiến giáo trình - trong khuôn khổ Dự án Khoa học công nghệ Nông nghiệp - vay vốn ADB. Cuốn giáo trình “Động cơ đốt trong” là một sản phẩm của Dự án được chúng tôi biên soạn dùng cho việc giảng dạy và học tập ngành Công nghệ kỹ thuật ô tô - hệ cao đẳng.

Giáo trình cung cấp cho sinh viên những kiến thức cơ bản về nguyên lý động cơ đốt trong; về kết cấu của động cơ đốt trong; về động học, động lực học của cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền và sự cân bằng động cơ.

Cuốn giáo trình này được biên soạn dựa theo đề cương chi tiết hai học phần (Nguyên lý động cơ đốt trong và kết cấu động cơ đốt trong); dựa trên cơ sở đổi mới phương pháp giảng dạy theo hướng tăng thời gian tự học, tự nghiên cứu của sinh viên. Trong quá trình biên soạn giáo trình, chúng tôi đã tham khảo nhiều giáo trình tài liệu liên quan, tìm hiểu các thông tin trên báo, trên mạng internet về động cơ đốt trong, kết hợp với kinh nghiệm thực tế.

Cấu trúc cuốn giáo trình “Động cơ đốt trong” gồm 2 phần với 13 chương:

Phần A. Nguyên lý động cơ đốt trong, gồm 6 chương:

Chương 1. Khái niệm chung về động cơ đốt trong

Chương 2. Nhiên liệu và môi chất công tác

Chương 3. Các quá trình của chu trình công tác

Chương 4. Các chỉ tiêu về tính năng kinh tế kỹ thuật của động cơ đốt trong

Chương 5. Chế độ làm việc và đặc tính của động cơ đốt trong

Chương 6. Tăng áp cho động cơ.

Phần B. Kết cấu động cơ đốt trong, gồm 7 chương:

Chương 1. Cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền

Chương 2. Cơ cấu phân phối khí

Chương 3. Hệ thống bôi trơn

Chương 4. Hệ thống làm mát

Chương 5. Hệ thống cung cấp động cơ xăng

Chương 6. Hệ thống cung cấp động cơ diesel

Chương 7. Động học, động lực học cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền và cân bằng động cơ.

Giáo trình này là cơ sở cho các giảng viên soạn bài giảng để giảng dạy. Các thông tin trong giáo trình có giá trị hướng dẫn giảng viên thiết kế và tổ chức giảng dạy một cách hợp lý. Giảng viên có thể vận dụng cho phù hợp với điều kiện và bối cảnh thực tế trong quá trình dạy học.

Cuốn giáo trình này cũng là tài liệu học tập và nghiên cứu của sinh viên cao đẳng ngành Công nghệ kỹ thuật ô tô. Khi sử dụng giáo trình, sinh viên cần:

Phân biệt được các loại động cơ đốt trong; So sánh được ưu, nhược điểm giữa các loại động cơ đốt trong; lập được bảng sinh công của động cơ nhiều xi lanh;

Đánh giá được tính chất của nhiên liệu và môi chất công tác;

Tính toán được các chỉ tiêu về kinh tế, kỹ thuật động cơ đốt trong để có thể ứng dụng vào thực tiễn;

Trình bày được cấu tạo và nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong đặt trên ô tô;

Biết phân tích các lực sinh ra khi động cơ làm việc, hợp lực và mô men tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền.

Nhằm đáp ứng tốt cho việc đào tạo theo nhu cầu xã hội, giáo trình cần được chỉnh sửa hàng năm nhằm lược bỏ những kiến thức lỗi thời, không cần thiết; kịp thời bổ sung những kiến thức mới về động cơ đốt trong trên các loại ô tô hiện đại đang hoặc sẽ được sử dụng phổ biến tại Việt Nam.

Mặc dù đã rất cố gắng, song việc biên soạn giáo trình này khó tránh khỏi thiếu sót. Chúng tôi rất mong nhận được nhiều ý kiến đóng góp của bạn đọc để cuốn giáo trình được hoàn thiện hơn.

Chúng tôi chân thành cảm ơn Bộ Nông nghiệp và Phát triển Nông thôn, Ngân hàng phát triển châu Á (ADB), Ban Quản lý Trung ương Dự án Khoa học công nghệ Nông nghiệp đã tạo điều kiện cho giáo viên Trường Cao đẳng Cơ điện và Nông nghiệp Nam Bộ trong việc nâng cao năng lực, kinh nghiệm về biên soạn cải tiến giáo trình giảng dạy, góp phần nâng cao chất lượng dạy và học trong nhà trường.

Tham gia biên soạn

Chủ biên: Đoàn Duy Đồng

BẢNG VIẾT TẮT

ĐCD	Điểm chết dưới
ĐCĐT	Động cơ đốt trong
ĐC – D	Động cơ diesel
ĐCT	Điểm chết trên
ĐC – X	Động cơ xăng
ĐTN	Đặc tính ngoài
ĐTTĐ	Đặc tính tốc độ

Phần A. NGUYÊN LÝ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Chương 1. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.1. LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Động cơ đốt trong hiện đang được dùng rộng rãi trong tất cả các ngành kinh tế quốc dân và lĩnh vực quân sự. Năng lượng Động cơ đốt trong sinh ra chiếm khoảng 90% tổng năng lượng mà con người sử dụng, 10% còn lại là các dạng năng lượng khác (sức gió, sức nước, năng lượng mặt trời, năng lượng nguyên tử...).

ĐCĐT xuất hiện từ khi nào?

Chính pháo thăng thiên là thủy tổ của ĐCĐT. Theo sử liệu, pháo thăng thiên là tên lửa đầu tiên ra đời vào thế kỷ thứ I. Pháo thăng thiên là đồ chơi lý thú cho vua chúa phong kiến, có tính khoa học. Thuộc pháo cháy ngay trong ống tre (kiểu xy lanh cổ điển) để sinh ra một lượng lớn khí cháy phụt ra sau, do tác dụng của phản lực, pháo bay vút lên cao. Đến thế kỷ thứ III, IV đèn kéo quân ra đời, đó cũng là một ĐCĐT, thủy tổ của động cơ tua bin khí cháy hiện đại.

Đến thế kỷ thứ XI, kỹ thuật pháo và súng thần công ra đời, đây chính là ĐCĐT một kỳ, chỉ có cháy và giãn nở, nòng súng là “xi lanh”, viên đạn là pít tông. Pít tông bay đi mà “không quay trở lại”. Tiếc rằng kỹ thuật sử dụng nguyên lý ĐCĐT vào mục tiêu phát triển sản xuất đã bị chế độ phong kiến lạc hậu kìm hãm trong một thời gian dài hàng chục thế kỷ.

Trước khi đề cập đến lịch sử phát triển của ĐCĐT cần lược qua đôi nét về quá trình hình thành động cơ nhiệt hiện đại. Năm 1746 ở một thị trấn nhỏ Gornioéc phía Bắc nước Anh, cậu bé GiemOát mới lên 10 tuổi quan sát nước sôi trong ấm, thấy sức mạnh của hơi nước đẩy nắp bật lên. Nhưng đến năm 1784, khi GiemOát 48 tuổi, chiếc máy hơi nước đầu tiên của nhân loại mới ra đời, khá hoàn hảo, tuy công suất 20 mã lực, hiệu suất chỉ đạt $2,0 \div 2,5\%$ nhưng máy hơi nước của GiemOát đã thực sự đánh dấu một giai đoạn mới trong việc sử dụng năng lượng.

GiemOát là người đầu tiên thực hiện được việc biến đổi năng lượng từ dạng nhiệt năng thành cơ năng trong máy hơi nước. Trong cuốn “tư bản luận”, Các-Mác đã khẳng định rằng: “Sự ra đời của máy hơi nước là sự phát triển của cuộc cách mạng công nghiệp thế kỷ XVIII”

Năm 1803, Roboc-Phonton lắp máy hơi nước trên tàu thủy trọng tải 25 tấn, tháng 8 năm 1807 “con quái vật” trên sông Mitxixipi (theo tờ báo Open buổi sáng) chạy thử từ NiuOóc đến Open mở đầu trang sử của ngành hàng hải. Nhưng từ năm 1804, Rise – Treuydich đã chế tạo thành công đầu máy xe lửa, mở ra một trang sử mới trong ngành đường sắt nước Anh.

GiemOát mất năm 1819, thọ 83 tuổi, để ghi nhớ công lao to lớn của ông, người ta dựng tượng đài ở OátMin Xto với dòng chữ “Con người đã nâng lên gấp bội sức mạnh của con người”.

Sau gần một thế kỷ hay nói chính xác hơn trong suốt 78 năm (kể từ năm 1784) rất nhiều người cống hiến cho sự phát triển của máy hơi nước. Nhưng hiệu suất nhiệt của máy không thể vượt quá 10%. Nguyên lý làm việc của máy hơi nước là nguyên liệu cháy trong lò, thoát ra một lượng nhiệt và truyền lượng nhiệt này cho môi chất công tác (hơi nước) khiến môi chất tăng áp suất và nhiệt độ lên cao. Môi chất công tác được đưa và xi lanh của máy và giãn nở ở đây để sinh công dẫn động máy. Như thế về cơ bản, máy hơi nước là một động cơ đốt ngoài vì quá trình chuyển hóa năng của nhiên liệu thành nhiệt năng tiến hành ở bên ngoài của động cơ. Tuy vậy máy hơi nước quá cồng kềnh, hiệu suất nhiệt thấp. Có thể phát sinh ra một loại động cơ khác gọn nhẹ tiết kiệm hơn không? Đó là vấn đề trăn trở đối với các nhà khoa học trong những năm 80 thế kỷ XVIII.

Năm 1860, Lơnoa - một kỹ sư người Pháp vẫn giữ nguyên quá trình chuyển hóa năng lượng của động cơ nhiệt, nhưng được thực hiện ngay trong xy lanh động cơ. Thế là nguyên lý làm việc của ĐCĐT ra đời sau máy hơi nước gần một thế kỷ. Nhìn bên ngoài nó không khác máy bơm nước bao nhiêu, hiệu suất chỉ đạt đến 4,65% trog lúc đó hiệu suất nhiệt của máy hơi nước lúc bấy giờ đạt 7%. Nhưng đó cũng là một thành công của Lơnoa, ông vẫn mơ ước sáng tạo được loại động cơ dùng cho vận tải đường bộ.

Trong các nhà nghiên cứu, tên tuổi của Nicôlai-Ôttô và RuyĐônPhơ Đięzel mãi mãi được lưu truyền trong lịch sử phát triển của ĐCĐT.

Nicôlai-Ôttô là một nhà buôn trẻ nhiệt tình với khoa học kỹ thuật. Năm 1861, ông bỏ nghề buôn mua một động cơ Lơnoa và chọn con đường nghiên cứu bằng thực nghiệm, cùng với kỹ sư LãngGhen người Pháp, hai ông nhận thấy cơ cấu trục khuỷu thanh truyền có guốc trượt của Lơnoa có nhiều khuyết điểm nên đã chế tạo động cơ hai kỳ rất độc đáo, gây nhiều tiếng vang lớn và hiệu suất nhiệt đã đạt $12 \div 14\%$. Gọi là động cơ kiểu At-Môt-Phe, đây là thời điểm thực sự ĐCĐT chiến thắng động cơ đốt ngoài (máy hơi nước) một cách vẻ vang. Mãi đến năm 1877 khi Ôttô và LãngGen phát minh ra động cơ bốn kỳ thì loại động cơ kiểu At-Môt-Phe mới bị loại bỏ hoàn toàn.

Năm 1878 trong triển lãm công nghiệp lớn ở Pari, Ôttô và Lãnggen trưng bày chiếc động cơ bốn kỳ đầu tiên trên thế giới dùng nhiên liệu khí, điểm lửa bằng điện, nhỏ gọn nhưng hiệu suất nhiệt đạt 20%, điều mà máy hơi nước không thể mơ tưởng được. Đồng thời mở đầu cho việc thiết kế, chế tạo ô tô - một phương tiện vận tải đường bộ mà trước đây chưa thể giải quyết được. Tuy nhiên người xây dựng nền tảng lý thuyết cho động cơ bốn kỳ lại chính là Bôtr-Rôxơ những hiểu biết của ông hoàn toàn đúng đắn và chính xác gần như ngày nay chúng ta hiểu về động cơ bốn kỳ vậy. Song do quá nghèo mà Bôtr-Rôxơ chưa tiến hành thực nghiệm được nên đã bị lãng quên. Cũng chính lý do trên mà khi Ôttô đòi độc quyền sản xuất động cơ bốn kỳ thì tòa án tối cao của nước Đức bãi bỏ. Đây là âm mưu có toan tính của giới tư sản tư bản công nghiệp và họ đã tha hồ tự do sản xuất động cơ bốn kỳ. Sau ít năm số động cơ sản xuất đạt 200.000 động cơ các loại. Riêng xưởng Dớt của Ôttô năm 1880 đã sản xuất loại động cơ 100 mã lực. Đến năm 1895 sản xuất ra loại động cơ 1000 mã lực chạy bằng nhiên liệu khí. Sau 17 năm nghiên cứu và thực nghiệm Ôttô đã cống hiến cho ngành ĐCĐT những thành tựu hết sức quan trọng nhưng sớm tự mãn với thành quả lao động của

minh, ông chỉ chú trọng đến loại nhiên liệu thể khí nên động cơ của ông vẫn nặng và công kênh không thể dùng cho giao thông vận tải đường bộ được.

Đến năm 1885 ĐamLe-một kỹ sư người Pháp là bạn thân và là trợ lý của Ôtô chế tạo thành công chiếc động cơ 8 mã lực đẩy vòng quay trục khuỷu lên tới 800 vòng/phút, nhỏ gọn chỉ bằng 1/10 động cơ của Lơnoa có cùng công suất, kỳ tích chưa từng có lúc bấy giờ. Ngay năm 1885, hai nhà kỹ nghệ người Pháp là Pơ-Giơ và Lơ-VatXô đã mua bằng phát minh của ĐamLe để sản xuất loại động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng (xăng). Pơ-Giơ và Lơ-VatXô đã cải tạo lại xưởng và trở thành nhà chế tạo Ôtô đầu tiên trên thế giới.

Năm 1887, Gotlip-ĐamLe và Cac-BenĐơ đã đồng thời chế tạo thành công chiếc ô tô đầu tiên đặt động cơ đốt trong chạy đạt tốc độ 15 km/h, tại xưởng Capxtat và Men-Hem. Kể từ đó xe hơi đã trở thành một phương tiện vận tải có tầm quan trọng hết sức to lớn. Chưa đầy 100 năm sau, trong những năm 60 của thế kỷ XX sản lượng bình quân ô tô hàng năm là 20 triệu chiếc. Đến năm 1970 toàn thế giới có khoảng 230 triệu chiếc, cuối thế kỷ XX số lượng ô tô các loại trên thế giới ước tính khoảng 1.500 triệu chiếc. Hiện nay số lượng ĐCĐT sản xuất hàng năm trên thế giới ước khoảng 40 triệu chiếc với dải công suất từ 0,1 đến khoảng 70.000KW cho các lĩnh vực giao thông vận tải, quân sự, xây dựng, nông nghiệp, lâm nghiệp, ... và gia đình.

Cùng với sự phát triển nhanh chóng cả về số lượng lẫn chất lượng ô tô, động cơ đốt trong cũng được nghiên cứu, cải thiện không ngừng để đạt thành quả như ngày nay.

Công lao của ĐamLe và Ben chế tạo ra ĐCĐT bằng nhiên liệu lỏng (xăng) nhưng chúng ta không thể bỏ qua công lao của Hoc-Cơ người đã dùng hỗn hợp khí (xăng – không khí) làm nhiên liệu của động cơ đốt trong thay khí đốt (1873 Hoc-Cơ đã thực nghiệm dùng nguyên liệu lỏng cho động cơ Lơnoa). Việc dùng xăng làm nhiên liệu đã đẩy mạnh nền công nghiệp khai thác và chế biến dầu mỏ, đồng thời cuộc cách mạng về nhiên liệu của ĐCĐT thực sự bắt đầu. Trong thời gian này ô tô phát triển rất nhanh nhưng công suất của động cơ vẫn còn hạn chế chưa vượt qua 80 mã lực. Do vậy trong phạm vi trang bị động lực có công suất lớn phải dùng máy hơi nước. Lý do là động cơ xăng bốn kỳ của ĐamLe và Ben hiệu suất chưa vượt quá 20%, nhiên liệu xăng trở nên khan hiếm, trong khi đó dạng nhiên liệu lỏng nặng (mazut, diesel) dư thừa.

Những yêu cầu thực tế đó đã thúc đẩy các nhà phát minh suy nghĩ về một phương án tạo ra một loại động cơ thay thế máy hơi nước. Một trong những nhà nghiên cứu đạt thành tích là kỹ sư RuyĐônPhơ Diesel - người mà tên tuổi từ lâu đã gắn liền với một loại động cơ hết sức quan trọng - động cơ diesel. Ông là người Đức sinh năm 1858 ở Pari thủ đô nước Pháp. Diesel theo học tại Munich và nghiên cứu về loại động cơ nhiệt. Năm 1893 Diesel trình bày luận văn với nhan đề: “Lý thuyết và kết cấu một loại động cơ nhiệt lý tưởng thay thế cho máy hơi nước”. Ông tuyên bố đạt cho được chu trình lý tưởng của Cacnô. Diesel đã chứng minh rằng nếu tỷ số nén tăng lên thật cao, có thể đến 250, thì hiệu suất của động cơ sẽ đạt đến con số kỉ lục là 75% (thực ra điều đó không tưởng). Ngày nay chúng ta đã chứng minh rằng nếu tỉ số nén vượt quá 22 thì hiệu suất nhiệt hầu như không tăng nữa. Các động cơ diesel hiện đại ngày nay hiệu suất cũng chỉ đạt 47%).

Hai hãng lớn của Đức là CơRop và Man nhận thực hiện đồ án của Diesel. Qua nhiều lần thực hiện thất bại cuối cùng ĐCĐT mang tên Diesel ra đời, đó là vào năm 1897. Động cơ này khác xa với bản thiết kế động cơ lý tưởng ở nhiều chỗ nhưng tỉ số nén cũng đạt 30 hiệu suất có ích đạt đến 20%, khí đốt bằng dầu nặng. Công suất đạt 20 mã lực, số vòng quay 200 vòng/phút nhưng mức tiêu hao nhiên liệu giảm đến kinh ngạc 225 g/mã lực. giờ (ngày nay động cơ diesel có công suất tương đương suất tiêu hao nhiên liệu không thấp hơn động cơ diesel sản xuất năm 1897 bao nhiêu). Động cơ diesel sản xuất năm 1897 được sử dụng tĩnh tại cơ cấu phối khí dùng xupap, ... bơm phun nhiên liệu bằng khí nén.

Năm 1899 xưởng NôBen ở Pêtecua đã mua được bản quyền sản xuất động cơ diesel. Từ đó đã cải tiến và sản xuất hàng loạt động cơ có tính năng kinh tế cao. Điều đáng chú ý là hầu như một thời gian Rôbe-Bôtxơ (người Đức) và giáo sư Tôrin Cole (người nga) năm 1891 đã đề xuất phương án phun nhiên liệu bằng cơ giới, không dùng khí nén như diesel. Rôbe-Bôtxơ đã sáng tạo ra bơm cao áp và vòi phun nổi tiếng trên thế giới góp phần vào sự phát triển mạnh mẽ của động cơ diesel. 20 năm sau động cơ diesel xuất hiện trên khắp các lĩnh vực. Ngày nay công suất của động cơ diesel có thể đạt đến con số đáng sợ 56.000 mã lực và cao hơn nữa, đó là nguồn động lực chủ yếu của các con tàu vượt đại dương có trọng tải vài chục vạn tấn.

ĐCĐT đã trở thành nguồn động lực chủ yếu của thế giới. Hình dạng, kết cấu phát triển hết sức phong phú, đa dạng, hiệu suất của động cơ đạt tới 47%, sản lượng bình quân dự đoán tới thế kỷ XXI sản lượng hàng năm lên tới 40 triệu chiếc.

Lịch sử phát triển ĐCĐT của nước ta còn quá khiêm tốn, chủ yếu là một số xưởng sửa chữa ô tô và tàu thủy quy mô nhỏ như xưởng tàu thủy Hải Phòng, xưởng Ba Son... Sau năm 1954 trên miền Bắc chỉ có khoảng 1.000 xe các loại dùng các kiểu động cơ xăng của Pháp, Ý, Anh, Mỹ, ... Năm 1955 nhà nước đầu tư xây dựng thêm một số xưởng như: Trần Hưng Đạo, Bạch Đằng, 1/5, X120, X250, Chiến Thắng, ... Đặt cơ sở cho ngành sửa chữa và chế tạo ĐCĐT sau này.

Năm 1960 nhà máy cơ khí Trần Hưng Đạo sản xuất thành công động cơ diesel công suất 20 mã lực, xưởng Chiến Thắng của quân đội sản xuất thành công động cơ xăng 70 mã lực, ... Năm 1971 Cục Quản Lý Xe Máy (nay là Cục Xe Máy) cộng tác với khoa cơ khí động lực ĐHBK Hà Nội thiết kế thành công xe tải đặt động cơ 150 mã lực, tốc độ vòng quay 3200 vòng/phút, chữ V, 8 xylanh. Các nhà máy diesel Sông Công, diesel Long Bình, sản xuất hàng loạt động cơ ..., công suất 50 mã lực, tốc độ vòng quay 1.600 vòng/phút.

Trong những năm đầu thế kỷ XXI cả nước ta có khoảng 20 nhà máy liên doanh sản xuất ô tô với nước ngoài và nhiều xí nghiệp liên doanh sản xuất xe máy trên cơ sở lắp ráp dưới dạng IKD. Trong đó phải kể đến Công ty Ô tô Toyota Việt nam (TMV) có năng lực sản xuất ô tô đứng hàng đầu Việt nam. Theo kế hoạch, TMV sẽ tăng số lượng sản xuất lên 30.000 xe/năm, đồng thời tỷ lệ nội địa hóa tăng lên 40% (Innova đạt tỷ lệ nội địa hóa đã lên đến 33% từ năm 2007) và 45% khi thế hệ mới của Innova được giới thiệu tại Việt nam. Theo chủ trương của nhà nước các liên doanh đang cố gắng nội địa hóa dần sản phẩm, từng bước nhận và chuyển giao công nghệ. Đây là nền móng của ngành chế tạo ô tô - xe máy và

ngành chế tạo ĐCĐT hiện đại. Trong tương lai gần nước ta sẽ theo kịp các nước có nền công nghiệp ô tô phát triển trong khu vực cũng như trên thế giới.

1.2. ĐỊNH NGHĨA – PHÂN LOẠI ĐỘNG CƠ

1.2.1. Định nghĩa

a. Động cơ nhiệt:

Động cơ nhiệt là động cơ biến nhiệt năng thành cơ năng do đốt cháy nhiên liệu, tức là những máy biến đổi nhiệt năng thành cơ năng.

Động cơ nhiệt có thể chia làm 2 loại:

- Động cơ đốt ngoài - quá trình đốt cháy nhiên liệu thực hiện ngoài xi lanh động cơ. Như động cơ hơi nước là động cơ đốt ngoài.

- Động cơ đốt trong - quá trình đốt cháy nhiên liệu, sự tỏa nhiệt, giãn nở sinh công trong xi lanh động cơ.

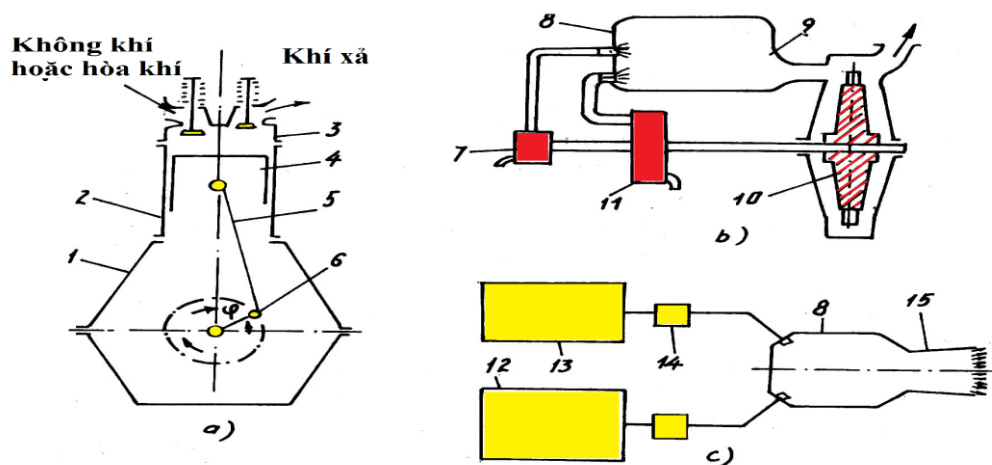
b. Động cơ đốt trong:

Động cơ đốt trong là một loại động cơ nhiệt, thực hiện việc chuyển đổi nhiệt năng, do nhiên liệu được đốt cháy trong xi lanh tạo ra, thành công cơ (cơ năng) để dẫn động các máy công tác (hệ thống truyền động trên ô tô, đầu máy xe lửa, máy bơm nước, máy phát điện, ...). Nguyên lý:

Đốt cháy nhiên liệu (chuyển hóa năng thành nhiệt năng) → Môi chất tích năng lượng (p và T môi chất tăng) → Môi chất giãn nở sinh công (chuyển nhiệt năng thành cơ năng).

1.2.2. Phân loại

Động cơ đốt trong gồm có: Động cơ pít tông; động cơ wankel; động cơ tua bin. ***Trong đó, động cơ đốt trong kiểu pít tông được sử dụng phổ biến. Vì vậy thuật ngữ “động cơ đốt trong” được dùng với ý khái quát chung cho các loại ĐCĐT, đồng thời cũng có ý dùng ngắn gọn để chỉ ĐCĐT pít tông. sẽ được nghiên cứu kỹ trong chương trình.***



Hình 1.1. Sơ đồ cấu tạo ĐCĐT kiểu pít tông (a); Tua bin khí (b); Động cơ phản lực dùng nhiên liệu và chất oxy hóa thể lỏng (c)

- | | |
|--------------------------|-----------------------------|
| 1. Các te lắp trực khuỷu | 9. Lỗ phun vào cánh tua bin |
| 2. Xi lanh | 10. Tua bin |
| 3. Nắp xi lanh | 11. Máy nén |
| 4. Pít tông | 12. Bình nhiên liệu khí |
| 5. Thanh truyền | 13. Bình chứa chất oxy hoá |
| 6. Trục khuỷu | 14. Bơm |
| 7. Bơm nhiên liệu | 15. Miệng phun phản lực |
| 8. Buồng cháy | |

1.2.3. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng ĐCĐT

a. Ưu điểm chính của ĐCĐT:

- Hiệu suất có ích (η_e) cao.
- Kích thước nhỏ gọn, nhẹ.
- Khởi động nhanh.
- Hao ít nước.
- Bảo dưỡng đơn giản.

b. Nhược điểm chính của ĐCĐT:

- Không thể dùng nhiên liệu thể rắn, kém phẩm chất. Chỉ dùng nhiên liệu lỏng hoặc khí chất lượng cao.
- Công suất động cơ bị giới hạn.
- Trên thiết bị vận tải đường bộ không thể nối trực động cơ với trục máy công tác trực tiếp do hạn chế về đặc tính ĐCĐT.
- ĐCĐT khá ồn.

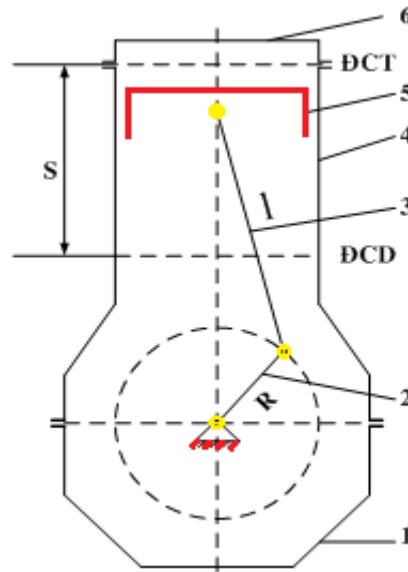
c. Phạm vi sử dụng:

Do nhiều ưu điểm vượt trội nên ĐCĐT được sử dụng khá phổ biến trên mọi lĩnh vực.

Hiện nay ĐCĐT được sử dụng làm nguồn động lực chính cho các thiết bị động lực cho hầu hết các ngành: Đường sắt, đường thủy, đường bộ, hàng không, nông nghiệp,... và cả lĩnh vực sử dụng trong gia đình, với dải công suất từ 1KW đến hàng chục ngàn KW.

1.3. ĐỘNG CƠ ĐÓT TRONG KIỂU PÍT TÔNG (ĐỘNG CƠ ĐÓT TRONG)

1.3.1. Sơ đồ nguyên lý (Hình 1.2)



Hình 1.2. Sơ đồ nguyên lý động cơ đốt trong

- | | |
|---------------------|---------------------------------|
| 1. Các te (đáy dầu) | 6. Nắp xi lanh |
| 2. Trục khuỷu | S. Hành trình pít tông |
| 3. Thanh truyền | l. Chiều dài thanh truyền |
| 4. Xi lanh | R. Bán kính quay của trục khuỷu |
| 5. Pít tông | |

1.3.2. Các thuật ngữ cơ bản

a. Điểm chết

Điểm chết là điểm mà tại đó pít tông đổi chiều chuyển động.

Các điểm chết tương ứng với các vị trí giới hạn ngoài (pít tông nằm xa tâm quay nhất) và vị trí giới hạn trong (pít tông nằm gần tâm quay nhất) của pít tông. Theo cách gọi thông thường giới hạn ngoài của pít tông được gọi là điểm chết trên (ĐCT), vị trí giới hạn trong của pít tông được gọi là điểm chết dưới (ĐCD).

b. Hành trình của pít tông (S)

Là khoảng chạy từ giới hạn này sang giới hạn kia của pít tông, $S = 2R$ (R là bán kính quay của trục khuỷu). Cách khác: S là hành trình của pít tông được giới hạn giữa hai điểm chết.

c. Kỳ (Hành trình công tác)

Là một phần (một giai đoạn) của chu trình công tác được thực hiện trong một hành trình.

d. Thể tích

Khi pít tông chuyển động sẽ làm thay đổi thể tích trong xi lanh.

V_c - Thể tích buồng cháy : Là thể tích trong xi lanh giới hạn bởi xi lanh, nắp xi lanh và đỉnh pít tông khi pít tông nằm ở ĐCT.

V_h - Thể tích công tác : Là thể tích trong xi lanh giới hạn bởi một hành trình của pít tông.

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S \quad (D - \text{đường kính xi lanh})$$

V_h thường được đo bằng lít (l) nếu $V_h > 1000 \text{ cm}^3$

V_h thường được đo bằng cm^3 nếu $V_h < 1000 \text{ cm}^3$

V_a - Thể tích toàn phần: Là thể tích trong xi lanh giới hạn bởi xi lanh, nắp xi lanh và đỉnh pít tông khi pít tông nằm ở ĐCD.

$$V_a = V_h + V_c$$

e. Tỷ số nén

Là tỷ số giữa thể tích toàn phần V_a và thể tích buồng cháy V_c .

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

Đối với động cơ 2 kỳ: V_h - Là thể tích công tác lý thuyết

V_h' - Là thể tích công tác thực tế

V_n - Là thể tích sử dụng cho việc quét và xả khí.

Gọi $\psi = \frac{V_n}{V_h}$ là phần thể tích hay hành trình mất mát cho việc quét và xả khí.

Ta có tỷ số nén thực tế: $\varepsilon' = 1 + \frac{V_h'}{V_c}$; Còn ε là tỷ số nén hình học (lý thuyết).

Tỷ số nén nói lên khí trong xi lanh bị nén xuống mấy lần khi pít tông chuyển động từ ĐCD lên ĐCT. Ví dụ: $\varepsilon = 8$, tức là khí trong xi lanh bị nén xuống 8 lần khi pít tông chuyển động từ ĐCD lên ĐCT.

f. Môi chất công tác

Là chất môi giới dùng để thực hiện chu trình công tác gồm: Chất ôxy hóa (không khí), nhiên liệu và sản vật cháy.

- Khí nạp mới gồm:

+ Không khí với động cơ diesel.

+ Hỗn hợp khí nạp (không khí - nhiên liệu) với động cơ xăng (ĐC-X).

- Hỗn hợp khí công tác gồm: Hỗn hợp khí nạp mới (hỗn hợp cháy) và khí sót.

- Thay đổi môi chất (môi chất là chất môi giới sử dụng trong động cơ nhiệt. Môi chất trong ĐCĐT gồm không khí, hơi nhiên liệu và sản vật cháy), để thực hiện việc chuyển đổi năng lượng nhiệt thành công cơ học. Cuối mỗi chu trình, phải xả hết khí cháy (sản vật cháy) và nạp đầy môi chất mới (không khí hoặc hòa khí) vào xi lanh để thực hiện chu trình mới.

- Thay đổi môi chất gồm 2 quá trình: Nạp và thải.

g. Đồ thị công $p = f(V)$ của ĐCĐT

Thường dùng các đồ thị công được vẽ trên các tọa độ $p = f(V)$ hoặc $p = f(\varphi)$.

Trong đó: p - Áp suất của môi chất trong xi lanh động cơ (N/m^2).

V - Thể tích xi lanh (m^3).

φ - Góc quay của trục khuỷu (độ).

- Các đồ thị này được gọi là đồ thị công vì dựa vào đó người ta tính được công do môi chất tạo ra trong chu trình.

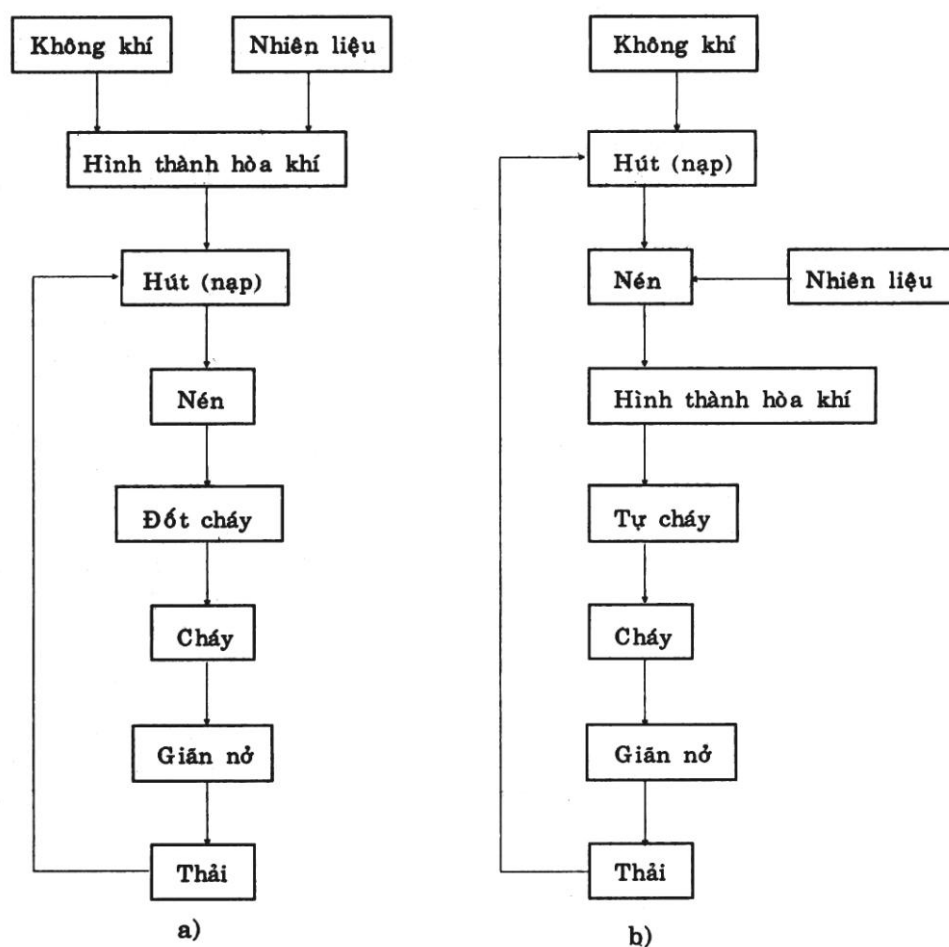
h. Chu trình làm việc

Khi hoạt động các xi lanh động cơ đều phải lặp đi lặp lại hoặc thực hiện các quá trình: Nạp, nén, cháy – giãn nở và xả. Do đó tập hợp các quá trình trên tạo nên chu trình làm việc của động cơ.

Chu trình làm việc của động cơ có thể thực hiện trong 2 vòng quay trục khuỷu (720°) tức là 4 hành trình pít tông, gọi là động cơ 4 kỳ.

Chu trình làm việc của động cơ có thể thực hiện trong một vòng quay trục khuỷu (360°) tức là hai hành trình pít tông, gọi là động cơ 2 kỳ.

1.3.3. Trình tự các quá trình (hình 1.3)



Hình 1.3. Trình tự các quá trình của ĐCĐT

a) Động cơ hình thành hòa khí bên ngoài

b) Động cơ hình thành hòa khí bên trong

1.3.4. Phân loại:

a. Theo chu trình công tác

- Động cơ 2 kỳ
- Động cơ 4 kỳ

b. Theo loại nhiên liệu sử dụng

- Động cơ dùng nhiên liệu lỏng: Lỏng nặng; Lỏng nhẹ
- Động cơ dùng nhiên liệu khí
- Động cơ dùng nhiều loại nhiên liệu (đa nhiên liệu)

c. Theo phương pháp hình thành hỗn hợp

- Hỗn hợp hình thành ngoài xi lanh: động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí, động cơ phun xăng trên đường ống nạp
- Hỗn hợp hình thành trong xi lanh: động cơ diesel; động cơ phun xăng vào trong xi lanh.

d. Theo phương pháp đốt cháy hỗn hợp

- Cường bức
- Tự cháy

e. Theo phương pháp nạp

- Động cơ không tăng áp
- Động cơ tăng áp

f. Theo cấu tạo

- Theo số xi lanh: động cơ 1 xi lanh; động cơ nhiều xi lanh
- Theo cách bố trí xi lanh: Loại 1 hàng; 2 hàng chữ V; động cơ hình sao

g. Theo tốc độ trung bình của pít tông - C_m

- Động cơ có tốc độ thấp: $C_m < 6,5$ m/s
- Động cơ có tốc độ trung bình: $C_m = 6,5-9,0$ m/s
- Động cơ cao tốc: $C_m > 9$ m/s

h. Theo công dụng

- Động cơ ô tô
- Động cơ máy kéo...

i. theo dạng chu trình

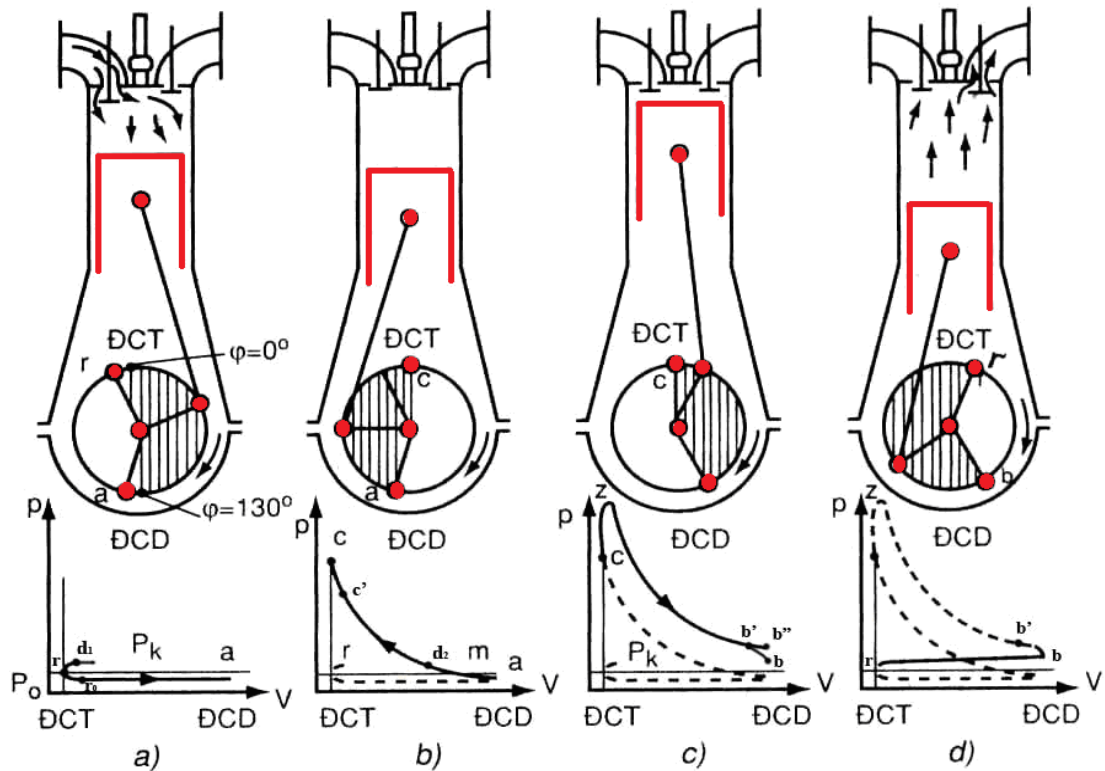
- Cấp nhiệt đẳng tích
- Cấp nhiệt đẳng áp...

1.4. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.4.1. Nguyên lý làm việc của động cơ 4 kỳ

Động cơ 4 kỳ các loại (hòa khí hình thành bên ngoài cũng như bên trong xi lanh), chu trình làm việc đều gồm các quá trình: Nạp (hút), nén, cháy - giãn nở và thải (xả). Trong đó công có ích do quá trình cháy – giãn nở thực hiện. Chu trình làm việc của động cơ được thực hiện như sau:

a. Kỳ thứ nhất – nạp (Hút)



Hình 1.4. Sơ đồ các quá trình làm việc và đồ thị công p - V của động cơ diesel bốn kỳ

a) Kỳ 1 – hút
b) Kỳ 2 – nén

c) Kỳ 3 – cháy và giãn nở
d) Kỳ 4 – thải

- Đầu kỳ này pít tông còn ở ĐCT. Trong thể tích V_c chứa đầy khí còn sót lại của chu trình trước chưa xả hết (Điểm r trên đồ thị công p-V) có áp suất p_r lớn hơn áp suất khí trời p_o .

Trên đồ thị công, vị trí bắt đầu kỳ thứ nhất tương ứng với điểm r (ĐCT). Khi trục khuỷu quay (Theo chiều mũi tên), qua thanh truyền làm cho pít tông chuyển động từ ĐCT xuống ĐCD, cơ cấu phối khí mở thông đường nạp qua xu páp nạp, nối không gian trên pít tông với đường nạp.

Cùng với tăng tốc độ của pít tông, áp suất môi chất trong xi lanh giảm dần so với áp suất trên đường nạp p_k (Chênh lệch áp suất giữa đường nạp và xi lanh vào khoảng 0,01 - 0,03 MPa). Chênh lệch áp suất kể trên tạo nên quá trình hút môi chất mới (không khí đối với động cơ diesel và hòa khí với động cơ xăng) từ đường ống nạp vào xi lanh.

Trên đồ thị công, kỳ nạp được thể hiện bằng đường ra. Trong thực tế xu páp nạp mở sớm trước khi pít tông đến ĐCT, tương ứng góc φ_1 , được gọi là góc mở sớm của xu páp nạp, với mục đích, khi khí nạp mới thực sự vào xy lanh thì diện tích thông qua của xu páp nạp đã khá lớn nên sức cản khí động học nhỏ và tận dụng sức hút vận động của dòng khí thải nên nạp được nhiều khí nạp mới. Tận dụng quán tính dòng khí nạp và chênh lệch áp suất trong và ngoài xi lanh, xu páp nạp đóng muộn sau ĐCD một góc φ_2 , gọi là góc đóng muộn của xu páp nạp.

Như vậy, quá trình nạp lớn hơn hành trình nạp cả thời gian lẫn góc độ.

- Hành trình nạp: Từ điểm r đến a (từ ĐCT-ĐCD).
- Quá trình nạp: Từ thời điểm xu páp nạp mở đến thời điểm xu páp nạp đóng ($d_1 r r_0 a d_2$).

b. Kỳ thứ 2 – Nén

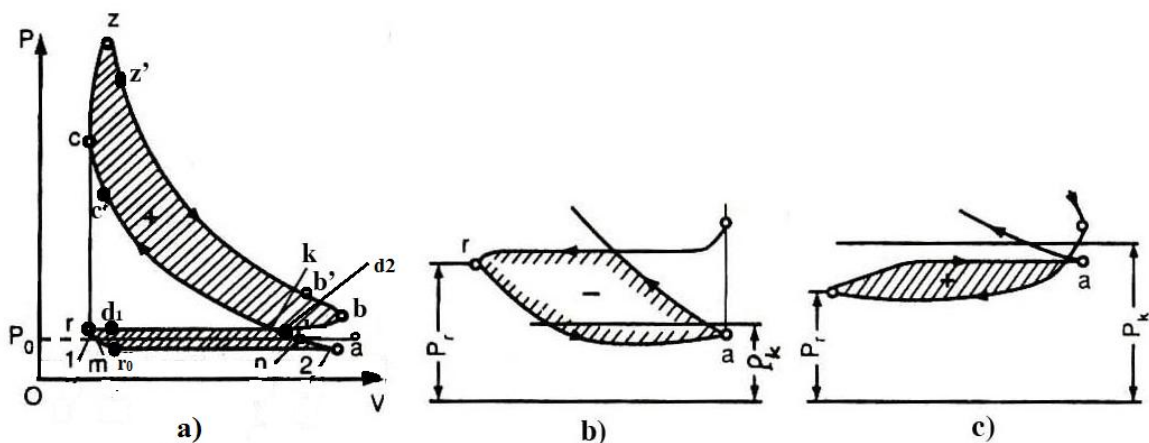
Pít tông chuyển động từ ĐCD lên ĐCT, môi chất bên trong xi lanh bị nén. Cuối kỳ thứ nhất pít tông ở vị trí ĐCD áp suất trong xi lanh p_a (Tại điểm a – ĐCD trên đồ thị công) còn nhỏ hơn p_k . Đầu kỳ thứ 2 khi pít tông lên một đoạn (tới điểm d_2) áp suất trong xi lanh mới đạt đến giá trị p_k . Do vậy, để tăng lượng môi chất nạp, để cho xu páp nạp đóng muộn tại d_2 , trên thực tế áp suất môi chất tại d_2 lớn hơn p_k do tận dụng động năng của dòng môi chất.

Sau khi xu páp nạp đóng, pít tông tiếp tục đi lên làm cho áp suất và nhiệt độ môi chất trong xi lanh tăng lên. Giá trị áp suất cuối kỳ nén (tại c – ĐCT) p_c phụ thuộc vào ε , độ kín không gian chứa môi chất, mức độ tản nhiệt của thành xi lanh và áp suất môi chất đầu kỳ nén p_a .

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 xi lanh động cơ hình thành hòa khí bên trong xi lanh đều được thực hiện trước lúc pít tông đến ĐCT (tại c' trên đồ thị công).

Như vậy, trong kỳ thứ 2, bên trong xi lanh chủ yếu thực hiện quá trình nén môi chất. Ngoài ra ở đầu kỳ nén còn thực hiện việc nạp thêm và cuối kỳ bắt đầu đốt cháy hòa khí hoặc phun nhiên liệu - Kỳ 2 được thể hiện qua đường ac trên đồ thị công. Như vậy hành trình nén lớn hơn quá trình nén cả thời gian lẫn góc độ.

- Hành trình Nén: Từ điểm a đến điểm c (từ ĐCD - ĐCT).
- Quá trình nén: Từ thời điểm đóng xu páp nạp (d_2) đến lúc quá trình cháy bắt đầu.



Hình 1.5. Đồ thị công p-V của chu trình thực tế

- a) Động cơ 4 kỳ
- b) Đồ thị quá trình nạp thải của động cơ 4 kỳ không tăng áp
- c) Đồ thị quá trình nạp thải của động cơ 4 kỳ tăng áp

c. Kỳ thứ 3. Cháy – giãn nở sinh công

Được thực hiện khi pít tông từ ĐCT xuống ĐCD.

Đầu kỳ thứ 3 số hòa khí nạp vào xi lanh hoặc lượng nhiên liệu phun sớm vào xi lanh được chuẩn bị ở cuối kỳ 2 được bốc cháy nhanh. Do có được một nhiệt lượng lớn được nhả ra, khiến cho áp suất và nhiệt độ của môi chất tăng nhanh, mặc dù thể tích trong xi lanh tăng lên đôi chút (đoạn cz trên đồ thị p-V). Dưới tác dụng của lực đẩy do môi chất tạo ra, pít tông tiếp tục được đẩy đi xuống thực hiện quá trình giãn nở của môi chất trong xi lanh. Trong quá trình giãn nở, môi chất đẩy pít tông sinh công. Do đó hành trình thứ 3 gọi là hành trình công tác (sinh công). Được thể hiện bằng đường czb trên đồ thị $p=f(V)$.

- Quá trình cháy – giãn nở sinh công: Từ thời điểm bắt đầu quá trình cháy đến thời điểm bắt đầu mở xu páp xả.

d. Kỳ thứ tư – thải (xả)

Trong kỳ thứ 4 thực hiện quá trình xả sạch khí thải ra khỏi xi lanh. Pít tông chuyển dịch từ ĐCD xuống ĐCT đẩy khí thải ra ngoài qua xu páp xả đang mở vào ống xả.

Do áp suất trong xi lanh cuối kỳ cháy giãn nở còn khá cao nên xu páp xả phải bắt đầu mở ở cuối kỳ giãn nở khi pít tông đến gần ĐCD (tại b'), cách ĐCT khoảng $40-60^\circ$ góc quay trục khuỷu, tương đương với góc φ_5 (hình 1-7) gọi là góc mở sớm của xu páp xả. Nhờ đó giảm được công đẩy khí cháy ra ngoài ở kỳ thứ 4 (công âm). Tiếp theo, pít tông chuyển động đi lên, khí thải được đẩy cưỡng bức ra ngoài qua xu páp thải. Kỳ thứ 4 được thể hiện bằng đoạn br.

Do tổn thất khí động qua xu páp thải, áp suất trong xi lanh trong quá trình thải cao hơn so với áp suất trên đường thải. Nếu áp suất trên đường thải càng cao, công đẩy khí thải ra ngoài càng lớn, đồng thời khí sót càng nhiều làm bản môi chất công tác của chu trình tiếp theo. Vì vậy, người ta cố gắng tìm các biện pháp giảm áp suất trên đường thải như chọn góc mở sớm xu páp thải và thiết kế đường thải hợp lý. Muốn lợi dụng quán tính dòng khí thải để thải sạch thêm, cuối quá trình thải, xu páp thải không đóng tại ĐCT mà đóng muộn sau ĐCT một góc φ_6 tức là đầu quá trình nạp của chu trình tiếp theo.

Như vậy cuối quá trình thải và đầu quá trình nạp của chu trình tiếp theo, cả 2 xu páp nạp và xả cùng mở – gọi là góc trùng điệp, tương ứng với góc $(\varphi_1 + \varphi_6)$. Do chênh áp nhỏ và tiết diện lưu thông qua xu páp nạp còn nhỏ và chọn lựa góc trùng điệp hợp lý nên khí xả không thể lọt ra đường nạp.

Tóm lại, để thải sạch và nạp đầy, phải lựa chọn các góc mở sớm đóng muộn của các xu páp – còn gọi là pha phân phối khí – hợp lý. Pha phân phối khí cũng như góc phun sớm (động cơ diesel) hay đánh lửa sớm (động cơ xăng) tối ưu thường được lựa chọn bằng thực nghiệm.

- Quá trình xả: Từ thời điểm mở xu páp xả (b') đến thời điểm đóng xu páp xả (r_0).

- Hành trình xả: Từ điểm b đến điểm r (từ ĐCD-ĐCT).

- Các điểm: r, c, b, a tương ứng với các điểm đầu và cuối các hành trình (vị trí điểm chết).

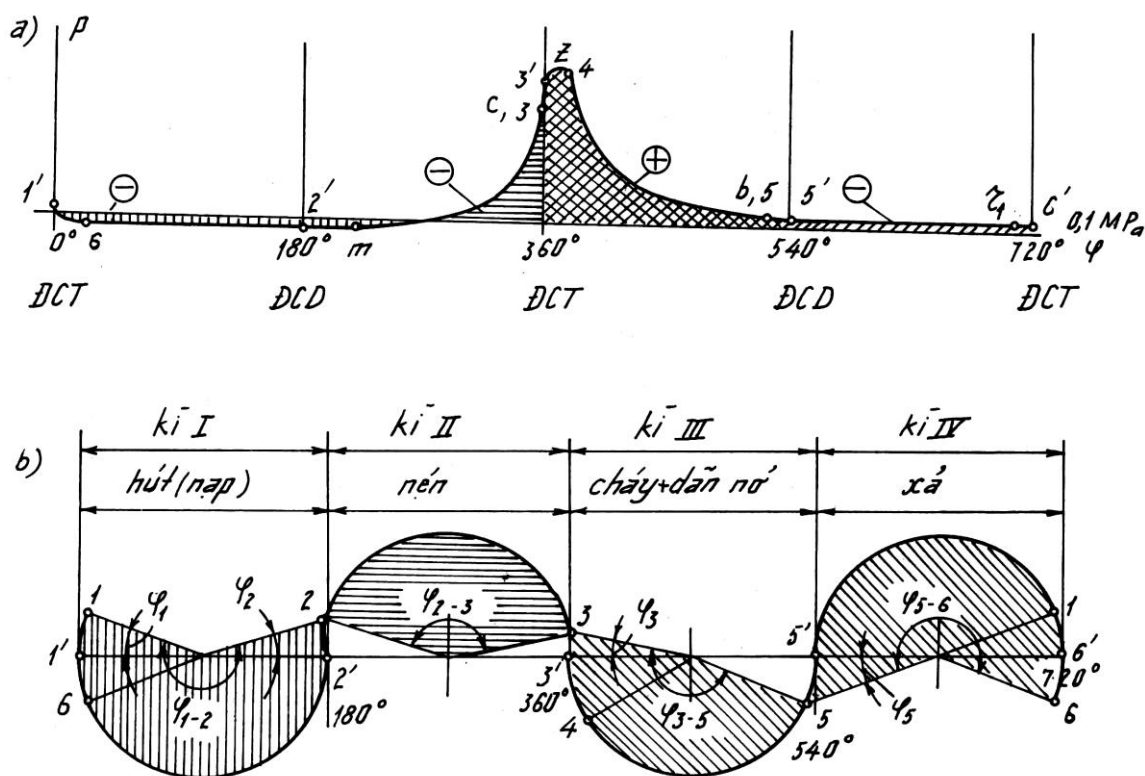
Kỳ thứ 4 kết thúc chu trình công tác, tiếp theo chuyển động của pít tông sẽ được lặp lại theo trình tự trên để thực hiện chu trình tiếp theo.

e. Sơ đồ pha phân phối khí - đồ thị $p = f(\varphi)$ của động cơ 4 kỳ $p_k < p_o$

- Đồ thị khai triển $p = f(\varphi)$ (hình 1.6):

- Các pha phân phối khí của động cơ được thể hiện bằng bảng hoặc bằng đồ thị. Hình 1-9 là sơ đồ (giản đồ) pha phân phối khí.

Trên sơ đồ: O – là tâm quay của trục khuỷu. Các tia xuất phát từ tâm quay, đánh dấu vị trí của khuỷu trục, ví dụ:



Hình 1.6. Đồ thị khai triển và đồ thị phân phối khí khai triển của động cơ 4 kỳ $p_k < p_o$

- O1 – vị trí mở xu páp nạp
- O2 - vị trí đóng xu páp nạp
- O3* - vị trí bật tia lửa điện hoặc phun nhiên liệu sớm
- O5 - vị trí mở xu páp xả
- O6 - vị trí đóng xu páp xả

Các góc $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4 \dots$ thể hiện các giá trị:

- φ_1 - góc mở sớm của xu páp nạp
- φ_2 - góc đóng muộn của xu páp nạp
- φ_{1-2} - thời gian mở của xu páp nạp

φ_3 - góc đánh lửa sớm hoặc góc phun sớm nhiên liệu

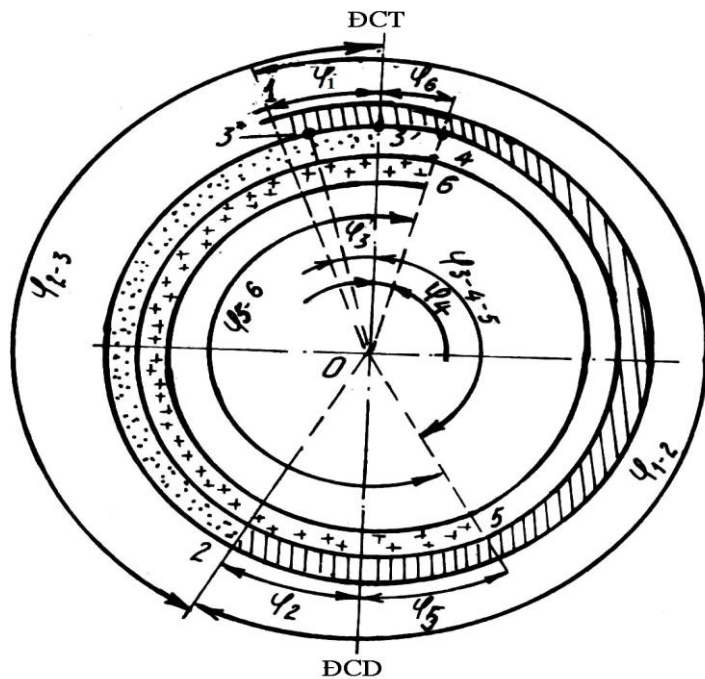
φ_{5-6} - thời gian mở của xu páp xả

φ_5 - góc mở sớm của xu páp xả

$\varphi_1 + \varphi_6$ - thời kỳ trùng điệp của các xu páp nạp và xả

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

φ_6 - góc đóng muộn của xu páp xả



Hình 1.7. Sơ đồ pha phân phối khí của động cơ 4 kỳ

* Nguyên lý làm việc của động cơ xăng và động cơ diesel 4 kỳ không tăng áp ($p_k < p_0$):

Nguyên lý làm việc của động cơ diesel 4 kỳ không tăng áp:

Chu trình công tác được thực hiện trong 4 hành trình pít tông tương ứng với 2 vòng quay trục khuỷu. Áp suất nạp p_k nhỏ hơn áp suất khí trời p_0 . Nhiên liệu sử dụng là diesel, hỗn hợp hình thành trong xi lanh và tự bốc cháy. Chu trình được thực hiện trong 4 hành trình sau:

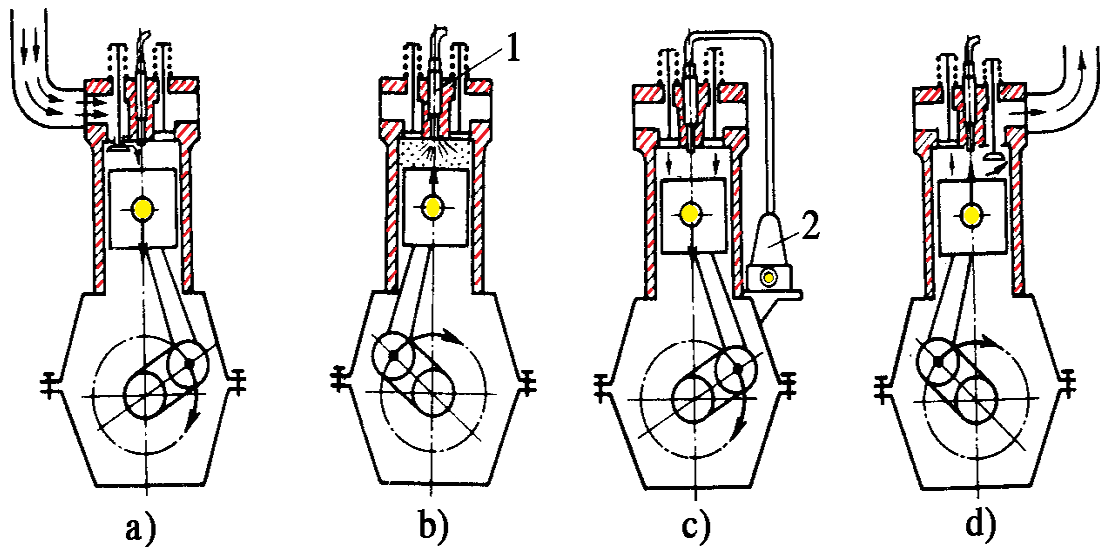
- Hành trình thứ nhất - Hút không khí.

Đầu hành trình pít tông ở ĐCT, toàn bộ thể tích V_c chứa đầy sản vật cháy còn sót lại của chu trình trước, gọi là khí sót. Điểm đặc trưng trạng thái được thể hiện trên đồ thị $p = f(V)$ là điểm r (hình 1-10).

Khi trục khuỷu quay pít tông chuyển động từ ĐCT xuống ĐCD, thể tích không gian trên pít tông tăng lên, nên trong xi lanh hình thành độ chân không, dưới tác dụng chênh

lệch áp suất ngoài và trong xi lanh, không khí được hút vào xi lanh qua xu páp nạp – trong suốt thời gian này xu páp nạp mở, xu páp xả đóng.

Để nạp đầy xu páp nạp mở sớm tại d_1 và đóng muộn tại d_2 do vậy hành trình nạp nhỏ hơn quá trình nạp cả thời gian lẫn góc độ. Trên đồ thị hành trình nạp tương ứng đoạn rr_0a , quá trình nạp tương ứng đoạn $d_1rr_0ad_2$.

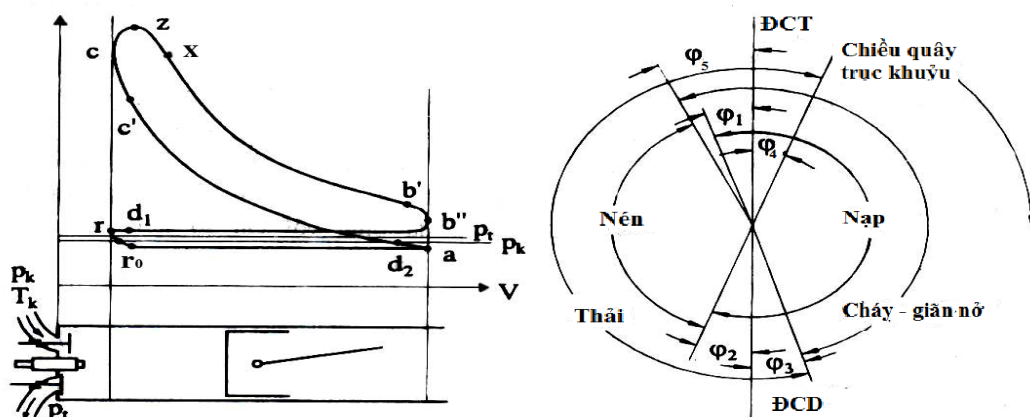


Hình 1.8. Chu trình làm việc của động cơ diesel bốn kỳ

- | | |
|-------------|----------------------|
| a) Kỳ nạp | c) Kỳ cháy - giãn nở |
| b) Kỳ nén | d) Kỳ xả |
| 1. Vòi phun | 2. Bơm cao áp |

- Hành trình thứ hai - Nén không khí.

Hành trình này pít tông chuyển động từ ĐCD lên ĐCT xu páp nạp và xả đóng kín, không khí trong xi lanh bị nén, nhiệt độ và áp suất tăng. Hành trình nén tương ứng với đoạn ad_2c' trên đồ thị. Nhưng quá trình nén thực tế từ lúc xu páp nạp đóng kín (tại d_2). Do vậy hành trình nén lớn hơn quá trình nén cả thời gian và góc độ.



Hình 1.9. Đồ thị công p - V và đồ thị phân phối khí khai triển của động cơ diesel 4 kỳ $p_k < p_0$

Gần cuối kỳ nén tại c' áp suất và nhiệt độ đạt tới giới hạn tự bốc cháy của nhiên liệu, lúc này nhiên liệu được phun vào buồng cháy V_c . Việc phun sớm nhiên liệu là cần thiết để cho nhiên liệu và không khí tạo thành hỗn hợp tốt cho quá trình cháy diễn ra thuận lợi.

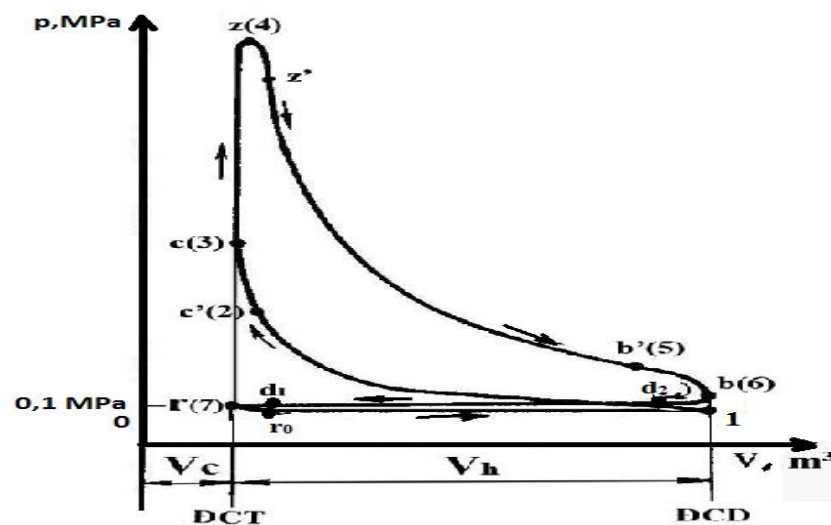
- Hành trình thứ 3 - Cháy - giãn nở sinh công.

Sau khi kết thúc giai đoạn chuẩn bị bốc cháy, hỗn hợp trong xi lanh bốc cháy nhanh, áp suất và nhiệt độ tăng lên nhanh. Sau đó sự cháy được diễn ra tương đối đều hơn vì số nhiên liệu phun vào sau bốc cháy nhanh hơn do có điều kiện cháy tốt hơn, quá trình cháy kết thúc tại x, sau đó là quá trình giãn nở. Hành trình này kết thúc tại b'' (ĐCD).

- Hành trình thứ 4 - Thải khí cháy.

Ở hành trình này pít tông chuyển động từ ĐCD lên ĐCT đẩy khí cháy ra ngoài qua xu páp xả (xu páp xả mở). Để xả sạch, xu páp xả mở sớm trước ĐCT và đóng muộn sau ĐCD (điểm b' và điểm r_o trên đồ thị). Do vậy quá trình xả ($b'b'd_1r_o$) lớn hơn hành trình xả (bd_1r) cả thời gian và góc độ.

Nguyên lý làm việc của động cơ xăng 4 kỳ (dùng bộ CHK hoặc phun xăng trên đường ống nạp), không tăng áp:



Hình 1.10. Đồ thị công p - V của động cơ xăng 4 kỳ $p_k < p_o$

Động cơ xăng 4 kỳ không tăng áp, chu trình công tác được thực hiện trong 4 hành trình pít tông tương ứng với 2 vòng quay trục khuỷu. Áp suất nạp p_k nhỏ hơn áp suất khí trời p_o . Nhiên liệu sử dụng là xăng, hỗn hợp hình thành ngoài xi lanh, đốt cháy cưỡng bức bằng tia lửa điện cao áp. Chu trình được thực hiện trong 4 hành trình sau:

- Hành trình thứ nhất: Hút hỗn hợp khí.

Đầu hành trình pít tông ở ĐCT, toàn bộ thể tích V_c chứa đầy sản vật cháy còn sót lại của chu trình trước, gọi là khí sót. Điểm đặc trưng trạng thái được thể hiện trên đồ thị $p = f(V)$ là điểm r.

Khi trục khuỷu quay pít tông chuyển động từ ĐCT xuống ĐCD, thể tích không gian trên pít tông tăng lên, nên trong xi lanh hình thành độ chân không, dưới tác dụng chênh lệch áp suất ngoài và trong xi lanh, hỗn hợp khí được hút vào xi lanh qua xu páp nạp – trong suốt thời gian này xu páp nạp mở, xu páp xả đóng.

Để nạp đầy, xu páp nạp mở sớm tại d_1 và đóng muộn tại d_2 , do vậy hành trình nạp nhỏ hơn quá trình nạp cả thời gian lẫn góc độ. Trên đồ thị hành trình nạp tương ứng đoạn rr_{0a} , quá trình nạp tương ứng đoạn $d_1rr_{0a}d_2$.

- Hành trình thứ hai: Nén không khí.

Hành trình này pít tông chuyển động từ ĐCD lên ĐCT xu páp nạp và xả đóng kín, hỗn hợp khí trong xi lanh bị nén, nhiệt độ và áp suất tăng. Hành trình nén tương ứng với đoạn ad_2c' trên đồ thị. Nhưng quá trình nén thực tế từ lúc xu páp nạp đóng kín (tại d_2). Do vậy hành trình nén lớn hơn quá trình nén cả thời gian và góc độ.

Gần cuối kỳ nén tại c' áp suất và nhiệt độ đạt tới giá trị tương đối cao người ta bắt đầu bật tia lửa điện để đốt cháy hỗn hợp. Việc đánh lửa sớm là cần thiết để cho quá trình cháy diễn ra thuận lợi và tận dụng được công giãn nở lớn nhất.

- Hành trình thứ 3: Cháy - giãn nở sinh công.

Sau khi kết thúc giai đoạn chuẩn bị bốc cháy, hỗn hợp trong xi lanh bốc cháy rất nhanh và rất mãnh liệt, áp suất và nhiệt độ tăng lên rất nhanh và đạt p_{max} tại z , sau đó là quá trình giãn nở. Hành trình này kết thúc tại b (ĐCD).

- Hành trình thứ 4 - Thải khí cháy.

Ở hành trình này pít tông chuyển động từ ĐCD lên ĐCT đẩy khí cháy ra ngoài qua xu páp xả (xu páp xả mở).

Để xả sạch xu páp xả mở sớm trước ĐCT và đóng muộn sau ĐCD (điểm b' và điểm r_0 trên đồ thị). Do vậy quá trình xả ($b'bd_1rr_0$) lớn hơn hành trình xả (bd_1r) cả thời gian và góc độ.

Sự giống và khác nhau về nguyên lý làm việc của động cơ xăng (nếu sử dụng bộ chế hòa khí hoặc phun xăng trên đường ống nạp) và diesel 4 kỳ không tăng áp:

- Trong chu trình công tác của động cơ xăng và diesel 4 kỳ $p_k < p_0$, sự giống nhau cơ bản là: Chỉ có kỳ thứ 3 cháy – giãn nở sinh công, còn các kỳ khác là tiêu hao công – kỳ cản, được thực hiện nhờ động năng của bánh đà, các chi tiết quay là nhờ công của các xi lanh khác (với động cơ nhiều xi lanh).

- Sự khác nhau cơ bản của chu trình công tác trong động cơ xăng và động cơ diesel là:

Ở kỳ nạp: Động cơ xăng nạp hòa khí (nếu sử dụng bộ chế hòa khí hoặc phun xăng trên đường ống nạp); còn động cơ diesel nạp không khí

Ở kỳ nén: Động cơ xăng (nếu sử dụng bộ chế hòa khí hoặc phun xăng trên đường ống nạp) nén hòa khí, còn động cơ diesel nén không khí. Cuối kỳ nén tại c' , động cơ xăng đốt cháy bằng tia lửa điện cao áp, còn động cơ diesel phun nhiên liệu tạo hòa khí và tự bốc

cháy trong môi trường khí nén có áp suất và nhiệt độ cao. Do vậy động cơ diesel cần có ε đủ lớn để đạt được áp và nhiệt độ cao để hỗn hợp tự bốc cháy.

Hệ số dư lượng không khí α trong động cơ xăng nhỏ hơn động cơ diesel, kết hợp đồng thời với các yếu tố trên dẫn đến động cơ xăng quá trình cháy nhanh và mãnh liệt hơn, vì có thể coi quá trình cháy trong động cơ xăng là quá trình cháy hỗn hợp đồng nhất. Do vậy đồ thị công của động cơ xăng có dạng nhọn hơn còn động cơ diesel thì tù hơn.

Nhận xét:

- Trong chu trình làm việc của động cơ 4 kỳ, chỉ duy nhất kỳ cháy – giãn nở là sinh công, còn lại là các kỳ cần được thực hiện nhờ động năng của bánh đà và các chi tiết khác gắn với trục khuỷu động cơ hoặc còn nhờ công của các xi lanh khác (với động cơ nhiều xi lanh). Khi khởi động động cơ, để thắng 3 kỳ cần phải dùng động cơ điện hoặc bằng tay quay máy để quay trục khuỷu động cơ.

- Muốn xả sạch khí xả và nạp đầy khí nạp vào xi lanh để làm tăng công suất của mỗi chu trình cần phải mở sớm và đóng muộn các xu páp so với các điểm chết.

- Do có tỷ số nén lớn nên kỳ cháy – giãn nở của động cơ diesel được thực hiện triệt để và sinh công nhiều hơn nên hiệu suất của nó lớn hơn động cơ xăng. Với công suất như nhau thì nhiên liệu tiêu thụ trong động cơ diesel ít hơn động cơ xăng khoảng 20 – 25%. Nhiên liệu diesel lại rẻ hơn so với xăng vì vậy dùng động cơ diesel sẽ kinh tế hơn.

- Nhưng động cơ diesel có nhược điểm sau:

Do tỷ số nén lớn nên áp suất cuối kỳ nén và cháy – giãn nở lớn hơn, phải dùng những chi tiết máy (pít tông, xi lanh, ...) nặng và bền hơn làm cho khối lượng nặng hơn và tuổi thọ máy ngắn hơn so với động cơ xăng.

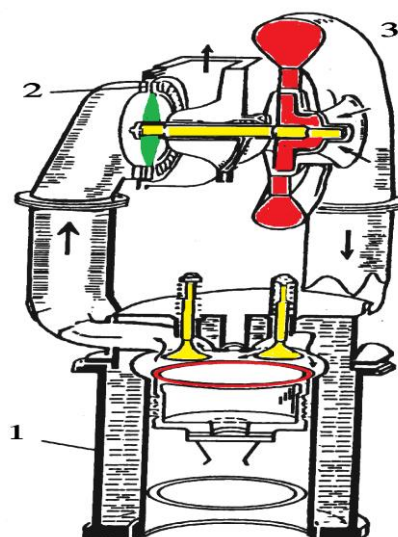
Do tỷ số nén lớn hơn và do nhiên liệu tự bốc cháy nên khởi động nặng và khó khởi động hơn nhất là lúc trời lạnh.

Phân biệt động cơ 4 kỳ tăng áp và không tăng áp:

Trong động cơ 4 kỳ không tăng áp ($p_k < p_o$), môi chất mới được hút từ ngoài vào vào xi lanh có (p_a) nhỏ hơn áp suất trước xu páp nạp (p_k) - Nếu bỏ qua lực cản trên đường ống nạp thì có thể coi $p_k \approx p_o$. Do bị hạn chế về môi chất hút vào xi lanh nên tiềm lực nâng cao công suất động cơ không lớn. Trong động cơ 4 kỳ tăng áp, môi chất trên đường nạp p_k được nén trước ($p_k > p_o$), qua đó làm tăng áp suất đầu kỳ nén, vì vậy làm tăng tính hiệu quả của chu trình, tức làm tăng công suất động cơ.

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 hoặc dùng năng lượng của khí xả nhờ sinh công trong tua bin khí. Do vậy người ta chia động cơ tăng áp ra làm 2 loại:

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



Hình 1.11. Sơ đồ cấu tạo của động cơ 4 kỳ tăng áp tuabin khí ($p_k > p_0$)

1. Xi lanh động cơ
2. Tua bin
3. Máy nén

1.4.2. Nguyên lý làm việc của động cơ 2 kỳ

Trong động cơ 2 kỳ việc thải sạch sản vật cháy ra khỏi xi lanh và nạp đầy môi chất mới vào xi lanh (quá trình thay đổi môi chất) được thực hiện trong khu vực chuyển động của pít tông ở gần ĐCD. Lúc này việc xả sạch khí cháy ra khỏi xi lanh được thực hiện không phải nhờ pít tông đẩy khí thải ra ngoài mà là nhờ không khí hoặc khí nạp được nén trước tới một áp suất nhất định. Việc nén trước không khí hoặc hòa khí được thực hiện trong một bơm riêng.

Trong động cơ 2 kỳ cỡ nhỏ người ta dùng không gian các te của cơ cấu khuỷu trục – thanh truyền và pít tông của động cơ làm bơm khí quét (thường sử dụng cho động cơ xăng 2 kỳ có công suất nhỏ). Trong quá trình thay đổi môi chất, một phần môi chất mới (không khí hoặc hòa khí) chưa tham gia cháy đã cùng khí cháy xả ra ngoài gây tổn thất môi chất mới. Vì vậy động cơ 2 kỳ có công suất lớn thường sử dụng cho động cơ diesel, có máy nén khí riêng để thực hiện quá trình quét nạp khí, việc lọt môi chất mới ở động cơ diesel theo khí xả ra ngoài chỉ là không khí nên ảnh hưởng ít đến các chỉ tiêu kinh tế – kỹ thuật của động cơ.

Trong động cơ 2 kỳ sử dụng nhiều phương án quét khí. Ở đây, chúng ta chỉ nghiên cứu 2 phương án quét khí cơ bản được sử dụng phổ biến là: Động cơ 2 kỳ quét thẳng có máy nén khí được sử dụng phổ biến trên động cơ diesel có công suất vừa và lớn (hình 1-12). Động cơ 2 kỳ quét vòng, sử dụng không gian các te và pít tông làm bơm tạo khí quét, thường được sử dụng trên động cơ xăng có công suất nhỏ (hình 1-13)

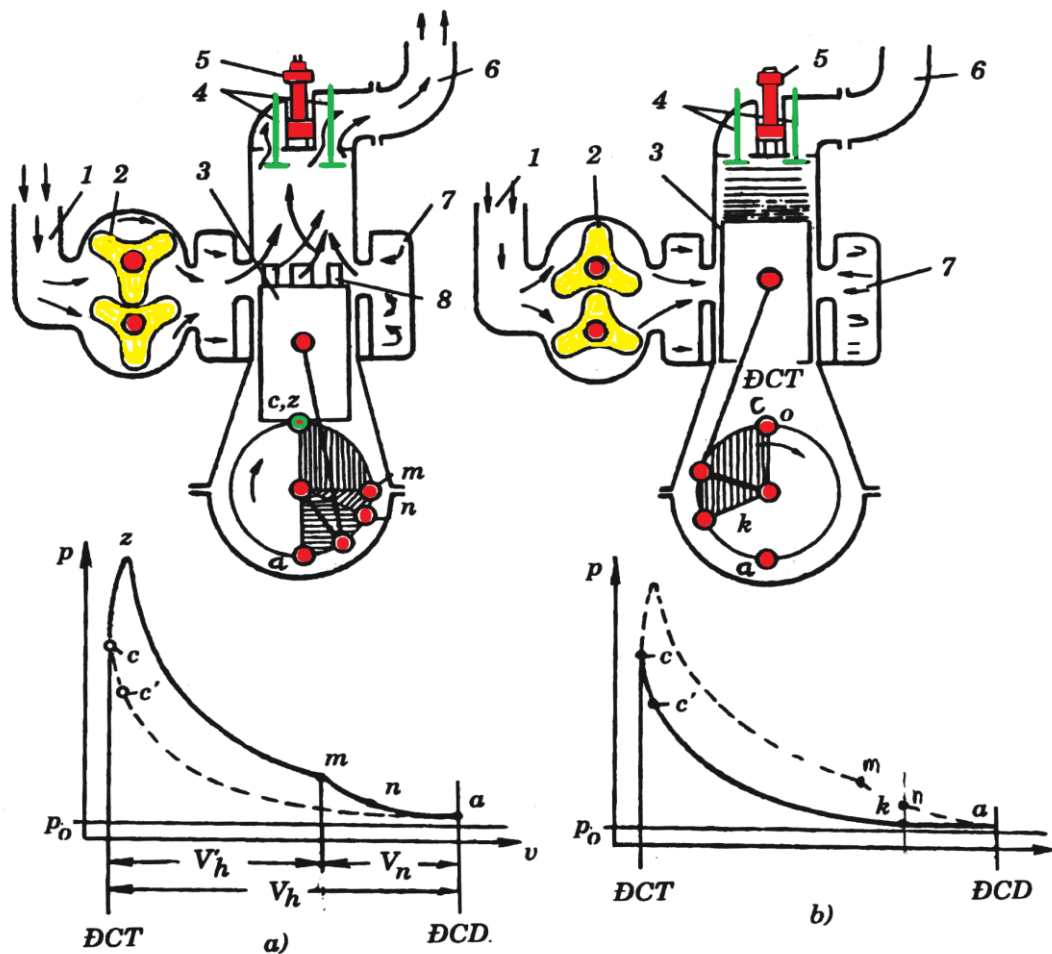
a. Nguyên lý làm việc của động cơ 2 kỳ quét thẳng qua xu páp xả

- Trong động cơ cơ này cửa quét đặt ở phần dưới xi lanh, chiều cao cửa quét chiếm 10 -15% hành trình pít tông. Đóng mở cửa quét bằng pít tông khi pít tông chuyển động trong xi lanh.

- Xu páp xả đặt trên nắp máy do cơ cấu phối khí dẫn động. Tỷ số truyền động từ trục khuỷu đến trục phối khí là 1:1.

- Bơm quét khí nén không khí có áp suất cao vào không gian xung quanh xi lanh, sau đó vào xi lanh quét sạch khí xả ra ống thải và nạp đầy môi chất mới vào xi lanh.

Chu trình làm việc như sau:



- **Kỳ thứ nhất:** Thực hiện các quá trình: Cháy và nhả nhiệt, giãn nở của môi chất, xả khí thải (xả tự do), quét và nạp đầy môi chất mới.

Đầu hành trình pít tông ở ĐCT quá trình cháy diễn ra mãnh liệt và nhả nhiệt (đường cz trên đồ thị p-V) sau đó bắt đầu quá trình giãn nở của khí cháy (thực hiện quá trình sinh công). Khi pít tông chuẩn bị mở cửa quét thì xu páp xả được mở trước (điểm m trên đồ thị p-V) sản vật cháy bắt đầu thoát ra ngoài qua xu páp xả (giai đoạn xả tự do, đoạn mn trên đồ thị p-V), tiếp đến pít tông mở cửa quét áp suất trong xi lanh xấp xỉ bằng áp suất khí quét do máy nén tạo ra. Không khí quét qua cửa quét vào xi lanh, tiếp tục quét khí cháy còn sót lại ra ngoài qua xu páp xả và nạp đầy khí nạp mới vào xi lanh. Quá trình đó được gọi là quá trình thay đổi môi chất (quét khí-đoạn ma trên đồ thị p-V). Kết thúc kỳ thứ nhất.

- **Kỳ thứ 2:** Thực hiện các quá trình: kết thúc quá trình xả, quét và nạp đầy môi chất mới vào xi lanh ở đầu hành trình, tiếp theo là quá trình nén.

Tương ứng với hành trình pít tông từ ĐCD –ĐCT. Đầu hành trình tiếp tục quá trình quét và nạp đầy môi chất mới vào xi lanh (đoạn ak trên đồ thị p-V). Thời điểm đóng kín cửa quét và đóng cửa xả của xu páp xả quyết định thời điểm kết thúc quá trình thay đổi môi chất (điểm k trên đồ thị p-V). Cửa quét có thể đóng đồng thời hoặc muộn hơn so với xu páp xả. Áp suất trong xi lanh động cơ cuối thời kỳ thay đổi môi chất thường lớn hơn p_0 và phụ thuộc vào áp suất khí quét p_k . Từ lúc kết thúc quá trình thải và đóng kín của quét sẽ bắt đầu quá trình nén. Trước khi pít tông đến ĐCT (trước ĐCT khoảng $10^\circ - 30^\circ$ góc quay trục khuỷu) nhiên liệu được phun vào xi lanh động cơ tạo hỗn hợp và bốc cháy.

Khác với động cơ 4 kỳ, trong động cơ 2 kỳ không có các quá trình nạp và xả riêng, mà chỉ thực hiện quá trình thay đổi môi chất được thực hiện một giai đoạn nhỏ ở cuối kỳ giãn nở và đầu kỳ nén (gần ĐCD).

b. Chu trình công tác của động cơ 2 kỳ dạng quét vòng.

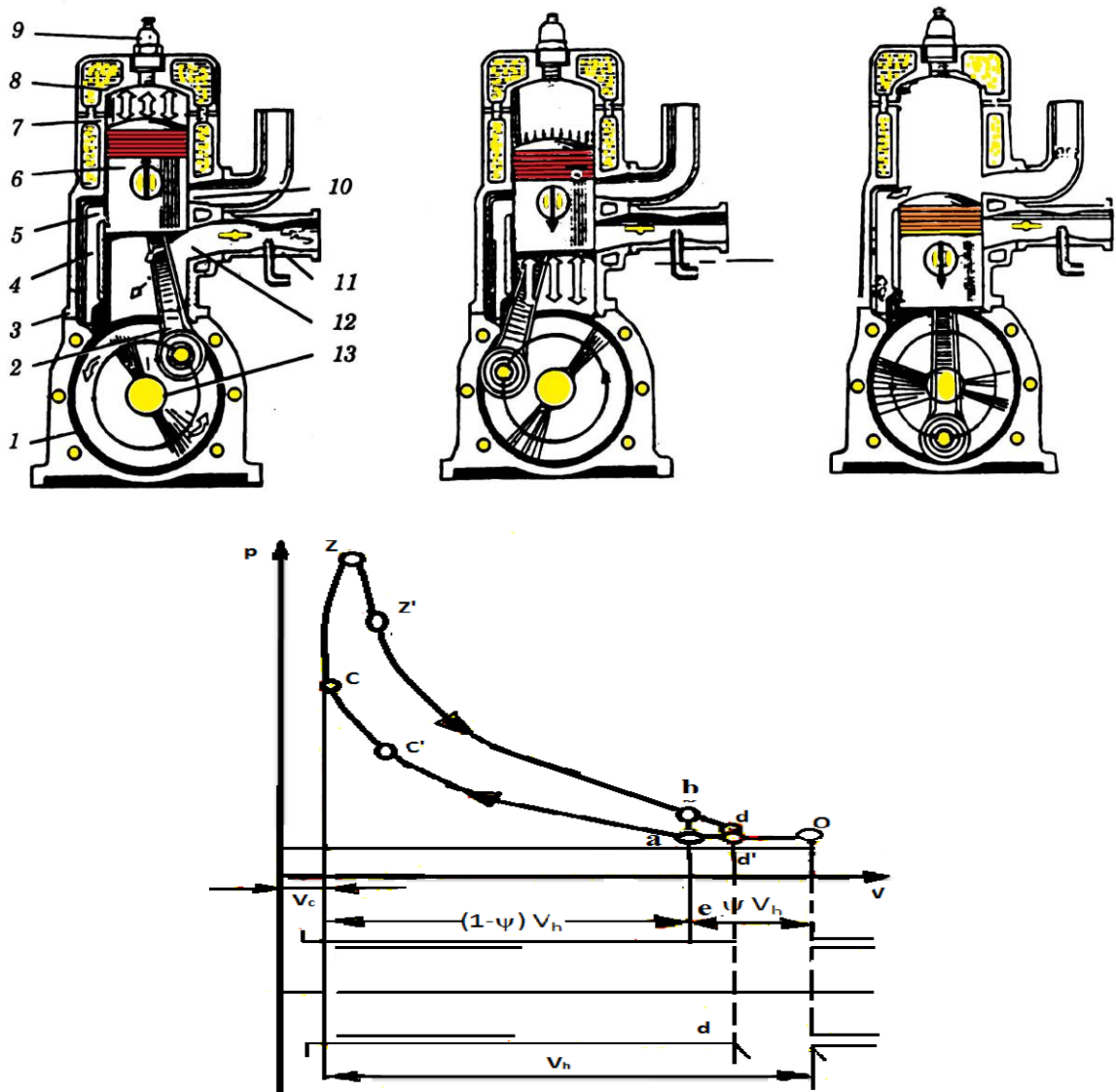
Đây là động cơ 2 kỳ có cửa nạp và xả ở trên thành xi lanh, pít tông đóng vai trò như một van trượt đóng mở các cửa nạp và xả. Loại này thường được ứng dụng cho động cơ xăng 2 kỳ công suất nhỏ, hộp trục khuỷu và pít tông động cơ đóng vai trò như một máy tăng áp. Trong trường hợp này khi pít tông chuyển động từ ĐCD lên ĐCT sẽ làm tăng không gian dưới pít tông khiến áp suất trong các te nhỏ hơn áp suất khí trời, do vậy hòa khí được hút vào các te khi pít tông mở cửa hút (12) (hình 1-13). Trong hành trình ngược lại (pít tông từ ĐCT xuống ĐCD), pít tông nén hòa khí trong các te, suốt thời gian từ lúc đóng cửa hút đến lúc mở cửa quét. Khi mở cửa quét hòa khí quét vào xi lanh thực hiện quá trình quét khí và nạp đầy khí nạp mới vào xi lanh.

Chu trình làm việc như sau:

- **Kỳ thứ nhất:** thực hiện các quá trình: Cháy – giãn nở sinh công – xả tự do – quét khí.

Đầu hành trình pít tông ở ĐCT quá trình cháy diễn ra rất mãnh liệt áp suất và nhiệt độ tăng lên rất cao.

Sau đó khí cháy giãn nở đẩy pít tông từ ĐCT xuống ĐCD sinh công. Tiếp theo là quá trình xả tự do (từ khi pít tông mở cửa xả đến khi pít tông mở cửa quét), từ thời điểm này là quá trình quét khí.



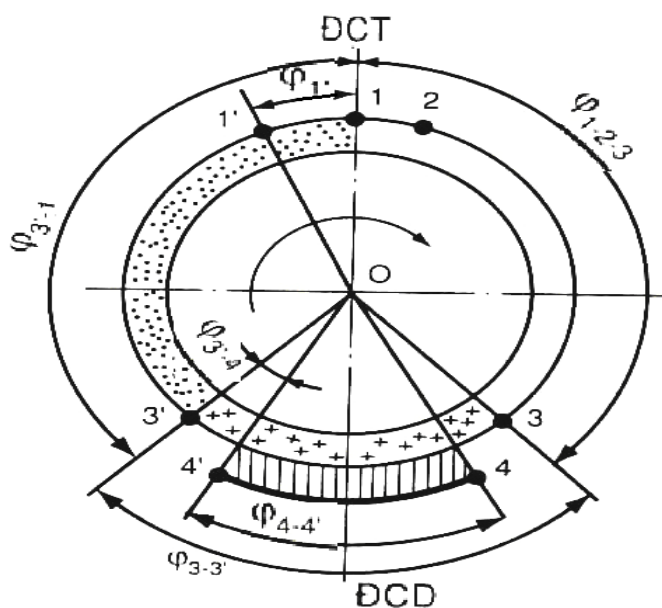
Hình 1.13. Sơ đồ cấu tạo động cơ 2 kỳ và đồ thị công p-V của động cơ 2 kỳ dạng quét vòng dùng cacte tạo quét khí

- | | |
|---|-----------------|
| 1. Không gian cac te | 2. Thanh truyền |
| 3. Đường nối không gian bên dưới pít tông với đường dẫn khí quét (thổi) | 7. Xi lanh |
| 4. Đường dẫn khí quét | 8. Nắp xi lanh |
| 5. Cửa quét | 9. Bu gi |
| 6. Pít tông | 12. Cửa hút |
| 10. Cửa xả | 13. Trục khuỷu |
| 11. Bộ chế hòa khí | |

- **Kỳ thứ 2** – thực hiện các quá trình sau: Quét khí tiếp – lọt khí nạp mới – nén khí

Ở hành trình này pít tông từ ĐCD lên ĐCT, giai đoạn đầu quá trình quét khí vẫn tiếp tục cho tới khi pít tông đóng cửa quét sau đó là quá trình lọt khí nạp mới, khi pít tông đóng các cửa là quá trình nén khí và chuẩn bị cho quá trình cháy của chu trình tiếp theo.

c. *Giản đồ pha phân phối khí của động cơ 2 kỳ quét vòng*



Hình 1.14. Pha phân phối khí của động cơ hai thì quét vòng.

Tia 0-4' – Vị trí đóng cửa quét

Tia 0-1 – Vị trí ĐCT

Tia 0-3' – Vị trí đóng cửa xả

Tia 0-3 – Vị trí mở cửa xả

Tia 0-1' – Vị trí bật tia lửa điện hoặc phun nhiên liệu

Tia 0-4 – Vị trí mở cửa quét

$\varphi_{4-4'}$ – Góc mở cửa quét

$\varphi_{3'-1}$ – Góc nén

$\varphi_{3-3'}$ – Góc mở cửa xả

φ_{1-2-3} – Góc cháy giãn nở

$\varphi_{1'}$ – Góc đánh lửa sớm hoặc phun sớm

1.4.3. So sánh động cơ 2 kỳ với động cơ 4 kỳ

So sánh hai loại động cơ này trên cơ sở đã nghiên cứu nguyên lý làm việc của động cơ 4 kỳ và động cơ 2 kỳ, như sau:

a. *Ưu điểm của động cơ hai kỳ*

- Trong động cơ 1 xi lanh, động cơ 2 kỳ cứ 1 vòng quay là 1 lần sinh công, còn động cơ 4 kỳ 2 vòng quay 1 lần sinh công. Do đó, cùng thể tích công tác V_h , cùng tốc độ vòng quay n về mặt lý thuyết công suất động cơ 2 kỳ lớn gấp 2 lần động cơ 4 kỳ, nhưng thực tế

chỉ lớn hơn 50 - 70%, vì phải tốn công nén khí quét, mất một phần công giãn nở do mất một phần thể tích công tác V_h cho việc thay đổi môi chất công tác.

- Mômen quay của động cơ 2 kỳ đều đặn hơn, nên cấu tạo cũng như kỹ thuật sử dụng đơn giản hơn so với động cơ 4 kỳ, đặc biệt là động cơ 2 kỳ quét vòng.

b. Nhược điểm của động cơ hai kỳ

Nhược điểm chính của động cơ 2 kỳ là mất mát một phần khí quét (khí nạp mới) theo khí xả ra ngoài (khoảng 30% khí quét). Đối với động cơ xăng khí quét là hòa khí, tức là một lượng xăng theo khí xả ra ngoài, làm giảm tính kinh tế và gây ô nhiễm môi trường.

Vì vậy chỉ sử dụng động cơ xăng cho các loại động cơ có công suất nhỏ.

1.4.4. So sánh động cơ diesel với động cơ xăng (dùng bộ chế hòa khí)

a. Ưu điểm của động cơ diesel

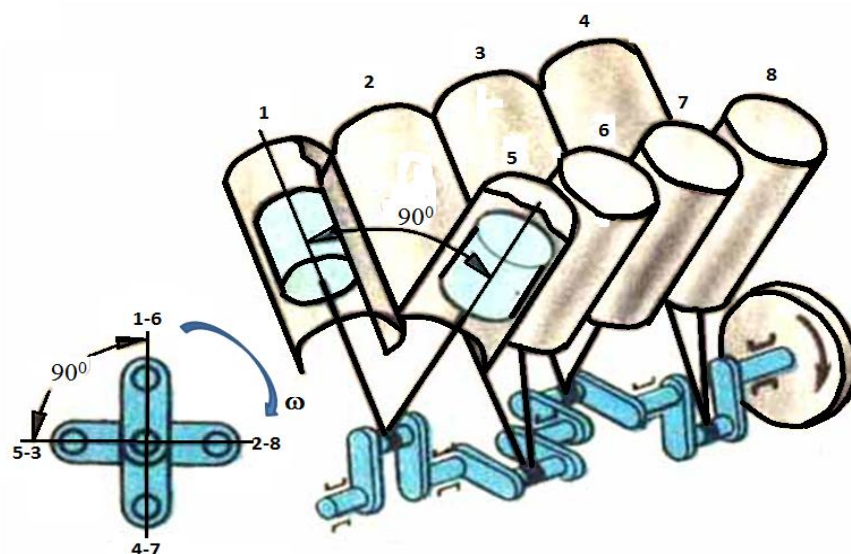
- Có hiệu suất cao hơn: Động cơ diesel: 28 - 38% ; động cơ xăng 18 - 25%
- Chi phí nhiên liệu riêng thấp hơn : Động cơ diesel: 170 - 230 g/ml.h; động cơ xăng 240 - 290 g/ml.h.
- Diesel an toàn hơn xăng.

b. Nhược điểm của động cơ diesel

- Trọng lượng động cơ lớn hơn.
- Cấu tạo hệ thống cung cấp phức tạp hơn, số chi tiết chính xác nhiều hơn.
- Khởi động khó hơn.

1.5. ĐỘNG CƠ NHIỀU XI LẠNH

1.5.1. Khái niệm chung



Hình 1.15. Sơ đồ cấu tạo cơ cấu khuỷu trục thanh truyền động cơ chữ V, 8 xi lanh, góc nhị diện 90° , thứ tự làm việc 1-5-4-2-6-3-7-8

Như đã biết, trong động cơ 4 kỳ, 4 hành trình chỉ có 1 hành trình sinh công (hành trình cháy – giãn nở), còn 3 hành trình còn lại tiêu thụ công. Vì vậy tốc độ vòng quay của động cơ 4 kỳ 1 xi lanh không đều đặn, để khắc phục nhược điểm trên phải sử dụng động cơ nhiều xi lanh (hình 1.15) hoặc tăng khối lượng của bánh đà.

Đối với động cơ nhiều xi lanh, điều kiện đảm bảo cho tốc độ động cơ quay đều là các kỳ “cháy - giãn nở” của các xi lanh phải được phân chia đồng đều trong thời gian một chu trình (2 vòng quay trục khuỷu đối với động cơ 4 kỳ). Nếu gọi φ_i là khoảng cách sinh công giữa 2 xi lanh “cháy – giãn nở” kế tiếp nhau (tính bằng độ), i là số xi lanh thì điều kiện trên được diễn tả qua biểu thức:

$$\varphi_i = \frac{720^0}{i}$$

Ví dụ: Động cơ 4 xi lanh, $i = 4$ thì $\varphi_i = 180^0$

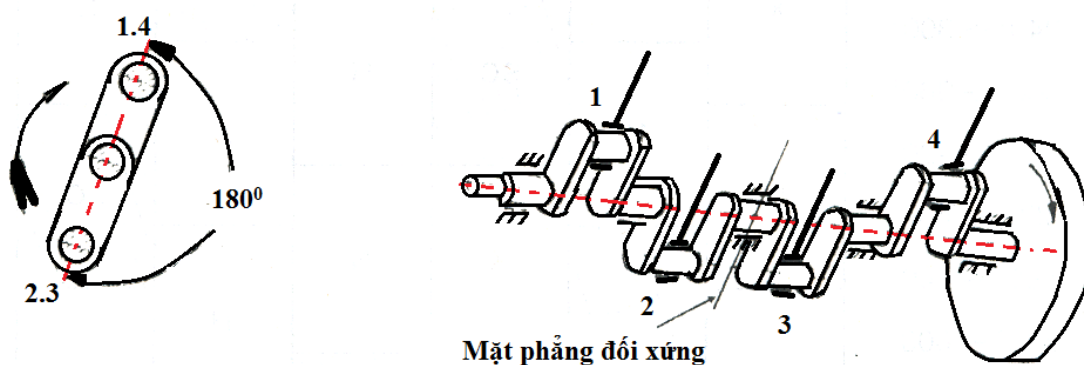
Động cơ 6 xi lanh, $i = 6$ thì $\varphi_i = 120^0$

Động cơ 8 xi lanh, $i = 8$ thì $\varphi_i = 90^0$

Như vậy trong động cơ 4 kỳ, 4 xi lanh cứ 180^0 hoặc nửa vòng quay trục khuỷu thì có 1 xi lanh thực hiện kỳ “cháy – giãn nở”, các kỳ khác của động cơ này cũng cách nhau 180^0 . muốn thực hiện điều đó các khuỷu trục của động cơ 4 xi lanh phải nằm trên cùng một mặt phẳng, cổ khuỷu của xi lanh 1 và 4 được đặt về một phía còn cổ của xi lanh 2 và 3 được đặt ở phía đối diện so với đường tâm trục khuỷu, cách làm trên một mặt đảm bảo yêu cầu đối với φ_i (cứ nửa vòng quay trục khuỷu sẽ có một pít tông nằm ở vị trí ĐCT thực hiện kỳ “cháy – giãn nở”) mặt khác còn đảm bảo được chất lượng cân bằng của động cơ. Trên ô tô thường dùng động cơ nhiều xi lanh xếp thành một hàng thẳng đứng hoặc xếp thành hình chữ V (hình 1.15).

1.5.2. Bảng sinh công

a. Bảng sinh công động cơ 4 kỳ 4 xi lanh có thứ tự làm việc 1-3-4-2



Hình 1.16. Sơ đồ cấu tạo trục khuỷu động cơ 4 xi lanh

-Thứ tự làm việc: 1-3-4-2

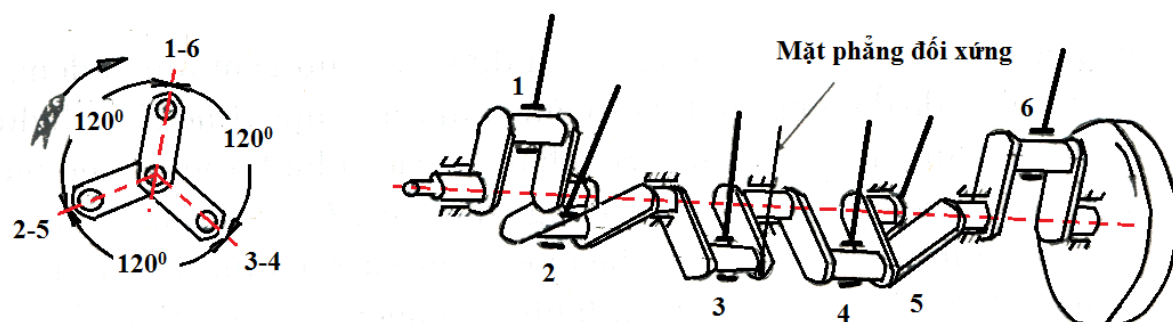
-Khoảng cách sinh công: 180°

-Bảng sinh công:

Bảng 1.1. Bảng sinh công động cơ 4 kỳ 4 xi lanh

Góc quay trục cơ	Thứ tự xi lanh			
	1	2	3	4
$0^\circ - 180^\circ$	S. CÔNG	XẢ	NÉN	HÚT
$180^\circ - 360^\circ$	XẢ	HÚT	S. CÔNG	NÉN
$360^\circ - 540^\circ$	HÚT	NÉN	XẢ	S. CÔNG
$540^\circ - 720^\circ$	NÉN	S. CÔNG	HÚT	XẢ

b. Bảng sinh công động cơ 4 kỳ 6 xi lanh có thứ tự làm việc 1-5-3-6-2-4



Hình 1.17. Sơ đồ cấu tạo trục khuỷu động cơ 6 xi lanh

-Thứ tự làm việc: 1-5-3-6-2-4

-Khoảng cách sinh công: 120^0

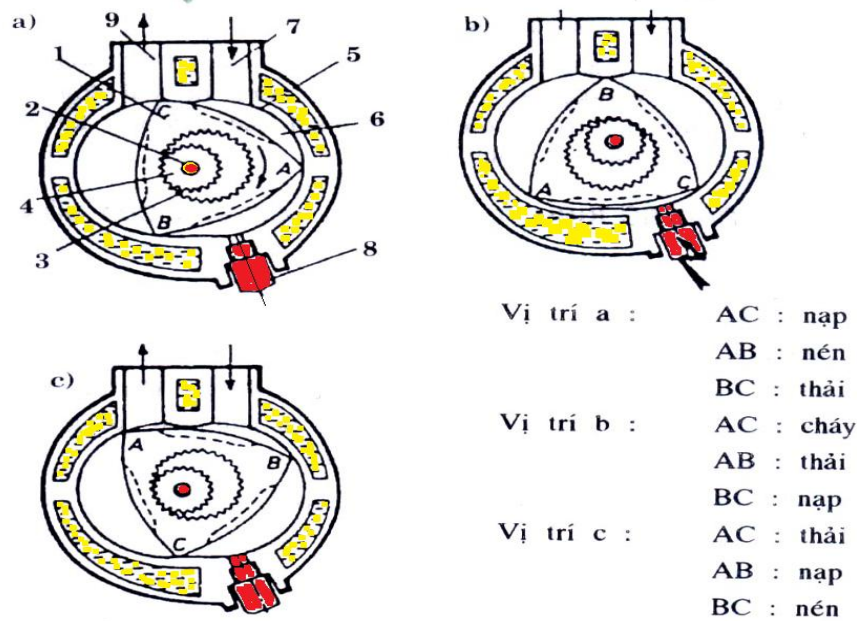
-Bảng sinh công:

Bảng 1.2. Bảng sinh công động cơ 4 kỳ 6 xi lanh

Góc quay trục cơ	Thứ tự xi lanh					
	1	2	3	4	5	6
0 ⁰ - 60 ⁰	SINH CÔNG	XẢ	HÚT	S. CÔNG	NÉN	HÚT
60 ⁰ - 120 ⁰			NÉN			
120 ⁰ - 180 ⁰		XẢ	HÚT	SINH CÔNG	HÚT	SINH CÔNG
180 ⁰ - 240 ⁰						
240 ⁰ - 300 ⁰	NÉN		SINH CÔNG	XẢ	SINH CÔNG	
300 ⁰ - 360 ⁰						
360 ⁰ - 420 ⁰	HÚT	SINH CÔNG	XẢ	NÉN	SINH CÔNG	
420 ⁰ - 480 ⁰						
480 ⁰ - 540 ⁰		NÉN	SINH CÔNG	HÚT	XẢ	HÚT
540 ⁰ - 600 ⁰						
600 ⁰ - 660 ⁰	XẢ		HÚT	SINH CÔNG	NÉN	
660 ⁰ - 720 ⁰						

1.6. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA CÁC ĐỘNG CƠ ĐẶC BIỆT

1.6.1. Động cơ Wankel



Hình 1.18. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc ĐCĐT kiểu pít tông quay

- | | |
|--------------------------|--------------|
| 1. Pít tông quay (rô to) | 6. Buồng nạp |
| 2. Trục khuỷu | 7. Cửa nạp |
| 3. Vành răng của rô to | 8. Bu gi |
| 4. Bánh răng trục khuỷu | 9. Cửa thải |
| 5. Xi lanh | |

Hình 1.18 trình bày nguyên lý làm việc của một loại động cơ pít tông quay có rô to (1) (pít tông quay) cho động cơ xăng. Vành răng trong (3) của rô to luôn ăn khớp với bánh răng trục khuỷu (4) có tỷ số truyền $i = 2/3$. Tâm của rô to lệch với tâm của trục khuỷu một khoảng là e . Khi rô to chuyển động song phẳng ba đỉnh A, B, C của rô to luôn tiếp xúc với bề mặt xi lanh (5) có dạng đường cong êpitrôcôit do đó tạo ra 3 không gian thay đổi là AC, AB và BC.

Trên hình 1.18a, theo chiều quay của rô to, không gian AC tăng dần thể tích và thông tới cửa nạp (7) nên tại đây sẽ xảy ra quá trình nạp; không gian AB giảm dần thể tích với quá trình nén, còn ở không gian BC diễn ra quá trình thải. Khi đỉnh C đi qua cửa nạp (7), không gian AC đạt thể tích cực đại và quá trình nạp tại đây kết thúc. Tiếp theo, thể tích không gian AC giảm dần thực hiện quá trình nén môi chất.

Tại vị trí như hình 1.18b, bu gi (động cơ xăng) bật tia lửa điện để đốt hỗn hợp. Sau một thời gian cháy trễ, quá trình cháy sẽ thực sự diễn ra. Áp suất trong không gian này tăng vọt tác dụng lên bề mặt AC của rô to tạo ra mô men quay do rô to (1) lệch tâm với trục khuỷu (2). Qua bộ truyền bánh răng (3), (4) mô men được truyền ra trục khuỷu ra ngoài để kéo máy công tác. Đồng thời tại vị trí trên hình 1.18b ở không gian BC diễn ra quá trình nạp, còn khí cháy được thải ra ngoài từ không gian AB.

Tương tự như vậy (hình 1.18c), ở không gian AC quá trình giãn nở kết thúc và chuẩn bị bắt đầu quá trình thải. Còn tại không gian AB, quá trình nạp bắt đầu trong khi không gian BC thực hiện quá trình nén.

Như vậy, khi rô to thực hiện một chu trình tương ứng với ba vòng quay của trục khuỷu (2), cả ba không gian đều thực hiện một chu trình làm việc gồm có các quá trình nạp, nén, cháy giãn nở và thải tương đương với động cơ pít tông thông thường bốn kỳ ba xi lanh.

- So với động cơ pít tông thông thường, động cơ pít tông quay có những ưu điểm sau:

Rô to quay nên cân bằng dễ dàng bằng đẳng trọng. Vì thế, tốc độ vòng quay động cơ có thể rất cao.

Chất lượng nạp – thải cao vì dùng cửa nạp – thải (không phải dùng xu páp) nên tiết diện lưu thông lớn.

Động cơ rất gọn và có công suất cao.

- Khuyết điểm chủ yếu của động cơ pít tông quay là các chi tiết bao kín dạng thanh ở các đỉnh của rô to và bề mặt xi lanh mòn rất nhanh vì vận tốc trượt lớn và khó bôi trơn. Do đó, tuổi thọ của động cơ không cao.

1.6.2. Động cơ tua bin

a. Kiểu tua bin khí

Việc đốt cháy nhiên liệu được thực hiện trong buồng cháy. Nhiên liệu vào buồng cháy nhờ bơm và được xé toí qua vòi phun. Không khí cấp cho buồng cháy nhờ máy nén khí. Sản phẩm cháy qua các lỗ phun đi vào các bánh công tác của tua bin để giãn nở sinh công. Tua bin khí, chỉ có các chi tiết quay tròn, nên có thể chạy ở tốc độ cao, các bánh tua bin có thể lợi dụng triệt để năng lượng của khí nóng.

Nhược điểm chính: hiệu suất thấp, các cánh tua bin làm việc trong nhiệt độ môi trường cao (nếu giảm nhiệt độ để tăng độ bền sẽ làm giảm hiệu suất tua bin).

Sử dụng rộng rãi làm thiết bị phụ của động cơ pít tông (tăng áp tua bin khí) và động cơ phản lực.

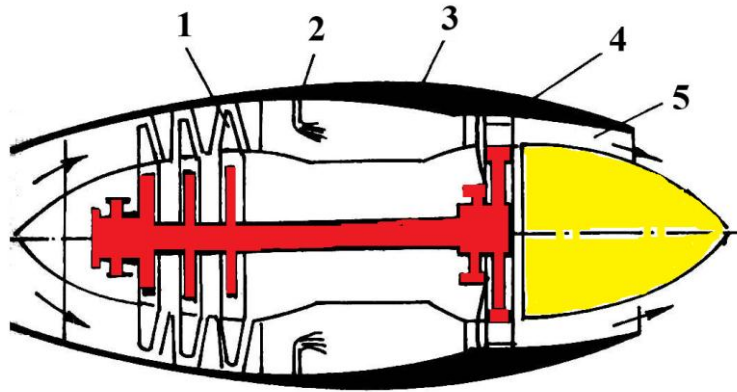
b. Kiểu tua bin phản lực

Gồm 2 loại: Loại dùng chất ôxy hóa thể lỏng và loại dùng chất ôxy hóa thể khí.

Nhiên liệu và chất ôxy hóa được các bơm cấp vào buồng cháy, sản phẩm cháy giãn nở trong ống phun, phun ra môi trường với tốc độ lớn. Lưu động của dòng khí ra khỏi ống phun là nguyên nhân sinh ra phản lực (lực kéo) của động cơ.

Đặc điểm chính của động cơ phản lực là lực kéo hầu như không phụ thuộc vào thiết bị phản lực, còn công suất của động cơ tỷ 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.



Hình 1-19. Sơ đồ cấu tạo ĐCĐT kiểu tua bin phản lực

- | | |
|------------------------|------------------------|
| 1. Máy nén | 4. Tua bin |
| 2. Vòi phun nhiên liệu | 5. Miệng phun phản lực |
| 3. Buồng cháy | |

Ngày nay người ta sử dụng rộng rãi động cơ tăng áp tua bin khí, đó là loại động cơ liên kết với nhau. Khí xả của ĐCĐT có nhiệt độ và áp suất cao, truyền năng lượng cho cánh tua bin khí để dẫn động máy nén khí. Máy nén hút không khí có áp suất p_0 nén đến áp suất p_k rồi nạp vào xi lanh động cơ pít tông.

Việc tăng lượng khí nạp vào xi lanh động cơ bằng cách tăng áp suất không khí trên đường nạp được gọi là tăng áp. Khi tăng áp, mật độ không khí (ρ_o) sẽ tăng nên làm tăng lượng khí nạp mới (m_1) so với không tăng áp. Việc tăng (m_1) làm tăng hỗn hợp cháy, làm tăng công suất động cơ N_e .

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Định nghĩa, phân loại động cơ.
2. Sơ đồ nguyên lý động cơ đốt trong.
3. Các thuật ngữ cơ bản về động cơ đốt trong.
4. Nguyên lý làm việc của động cơ 4 kỳ.
5. Nguyên lý làm việc của động cơ 2 kỳ.
6. So sánh động cơ 2 kỳ với động cơ 4 kỳ; động cơ diesel với động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí.
7. Khái niệm về động cơ nhiều xi lanh. Lập bảng sinh công động cơ 4 kỳ nhiều xi lanh.
8. Nguyên lý làm việc của động cơ Wankel, động cơ tua bin.

Chương 2. NHIÊN LIỆU VÀ MÔI CHẤT CÔNG TÁC

2.1. NHIÊN LIỆU

2.1.1. Khái niệm 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 lí tưởng, trong chu trình thực tế môi chất công tác là những khí thực mà tính chất lí 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 xi lanh 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 xi lanh của chu trình trước, tạo nên môi chất 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 xi lanh, pít tông 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 lí hóa của nhiên liệu và môi chất dùng cho động cơ đốt trong.

2.1.2. 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 kỳ đều là hỗn hợp cơ học của các thể khí cháy và khí trơ khác

nhau. Thành phần chính của nhiên liệu thể khí gồm có ôxít cacbon (CO), metan (CH₄), các loại hydro cacbon (C_nH_m), khí cacbonic (CO₂), ôxy (O₂), hydro (H₂), hydro sunfua (H₂S) và các loại khí trơ, chủ yếu là nitơ (N₂) với những tỷ lệ khác nhau.

Bảng 2.1. Thành phần thể tích và nhiệt trị thấp của nhiên liệu khí ở điều kiện tiêu chuẩn

TT	Loại khí	Thành phần thể tích %											Nhiệt trị thấp Q _m (MJ/m ³ tiêu chuẩn)
		Métan CH ₄	Êtan C ₂ H ₆	Prôpan C ₃ H ₈	Butan C ₄ H ₁₀	C _n H _m	CO	H ₂	H ₂ S	N ₂	CO ₂	O ₂	
1	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
2	Khí bùn ao	89	-	3,2-20,5	-	-	-	1,45	-	4,4	5	0,15	30,15
3	Khí dầu mỏ	42,4-71,9	8,1-12	15	1,7-2,7	1,7-8,1	-	-	0-2,8	0-11	0,7-10,4	-	41,3-68,12
4	Cracking nhiên liệu lỏng	30,5	18	6,5	6	24	0,5	6	-	-	-	-	62,91
5	Cracking nhiên liệu không khí	32	14	-	2	38,5	-	7	-	-	-	-	57,25
6	Luyện cốc	25	-	-	-	3	5	60	-	5	2	-	16,748
7	Luyện gang		-	-	-	-	28	4	-	60	8	-	3,977
8	Than bùn	3	-	-	-	0,4	28	15	-	46,4	7	0,2	6,425
9	Than antraxit	2,6	-	-	-	-	27	14	0,2	52	6	0,2	5,192
10	Cùi	2	-		-	0,3	20	12	-	54,5	11	0,2	4,681

Nhìn chung công thức hóa học của các môi chất trong nhiên liệu thể khí có chứa cacbon C, hydro H hoặc ôxy O, đều có thể viết dưới dạng C_nH_mO_r (trong đó: n = 0 - 5; m = 0 - 12; r = 0 - 2)

Nếu hàm lượng các chất thành phần chứa trong 1 Kmol (hoặc 1m³ 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 một Kmol (hoặc một 1m³ khí tiêu chuẩn) nhiên liệu khí được thể hiện qua biểu thức sau:

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1 \text{Kmol} \text{ (1m}^3 \text{ tiêu chuẩn)} \quad (2.1)$$

Nhiên liệu khí dùng cho động cơ đốt trong được chia làm 3 loại (dựa theo nhiệt trị thấp).

a. Loại có nhiệt trị lớn

(Q_m - nhiệt trị của $1m^3$ nhiên liệu khí), $Q_m \geq 23MJ/m^3$ 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 metan chiếm từ 30 - 99%, còn lại là các khí hydrocacbon khác.

b. Loại có nhiệt trị vừa

$Q_m = 16 - 23 MJ/m^3$ tiêu chuẩn. Loại này chủ yếu là khí thu được từ luyện cốc, thành phần chính là H_2 (khoảng 40 - 60%) còn lại là CO, CH_4 .

c. Loại có nhiệt trị nhỏ

$Q_m = 4 - 16 MJ/m^3$ 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 .

2.1.3. 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 hydrocacbon có cấu tạo hóa học rất khác nhau, chính cấu tạo đó gây ảnh hưởng lớn tới các tính chất lí - hóa cơ bản, đặc biệt là tới quá trình bay hơi, tạo hòa khí và bốc cháy của nhiên liệu trong động cơ.

Xăng và nhiên liệu diesel 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 lí - hóa của nhiên liệu phụ thuộc vào tỷ lệ thành phần của các nhóm hydro cacbon 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 2 nhóm:

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

Các loại nhiên liệu lấy từ dầu mỏ đều có các nguyên tố chính sau: Cacbon (C), hydro (H_2) và ôxy (O_2), đôi khi cũng còn một hàm lượng nhỏ lưu huỳnh (S) và nitơ (N_2). Nếu bỏ qua hàm lượng nhỏ lưu huỳnh và nitơ thì thành phần khối lượng c, h, o_{nl} của các nguyên tố C, H, O trong nhiên liệu viết như sau:

$$c + h + o_{nl} = 1 \text{ kg} \quad (2.2)$$

Bảng 2.2. Các chỉ tiêu của nhiên liệu lỏng dùng cho động cơ đốt trong

TT	Loại nhiên liệu	Thành phần nhiên liệu			Phân tử lượng nhiên liệu M_{nl}	Khối lượng riêng ở 15°C γ_{15}	Độ nhớt vận động ở 20°C γ (Poa)	Nhiệt độ chưng cất $t^{\circ}C$					Nhiệt trị r KJ/kg	Không khí lý tưởng		Nhiệt trị thấp	
		C	H	O _{nl}				Bắt đầu chưng cất	10% điểm cuối	50% điểm cuối	90% điểm cuối	Kết thúc (không quá)		Lo KJ/Kg	Vo m³/Kg	Nhiên liệu Q_s MJ/kg	Hòa khí Q_{tm} MJ/m³ tiêu chuẩn
1	Xăng máy bay	0,853	0,147	-	95-100	0,70-0,72	0,60-0,75	40-50	65-90	90-105	130-135	180	-	14,9	11,6	44,17	3,73
2	Xe ô tô	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	44,96	3,76
3	Xe thô	0,860	0,14	-	130-140	0,75-0,78	0,9-1,2	80-100	130-145	150-170	≤200	230	-	14,7	11,4	43,55	3,77
4	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
5	Nhiên liệu diesel nhẹ	0,870	0,126	0,004	170-200	0,84-0,88	2,5-8,5	185-200	220-225	245-280	290-350	-	-	14,4	11,2	42,5	3,789
6	Nhiên liệu diesel nặng	0,870	0,125	0,005	220-280	0,90-0,95	36-65	Trước 250°C lượng chưng cất ≤ 15%					-	14,4	11,1	41,87	3,768
7	Cồn 94°	0,490	0,123	0,327	42	0,8	-	Điểm sôi của cồn 78,5 °C					963	8,4	6,5	25,12	3,57
8	Pê tan	0,833	0,167	-	72	0,63	-	Điểm sôi 36,7 °C					364,3	15,3	11,9	45,43	3,721
9	Ôc tan	0,841	0,159	-	114	0,71	-	Điểm sôi 125 °C					297,3	15,1	11,7	44,68	3,76

2.1.4. Các tính chất cơ bản của nhiên liệu

a. Nhiệt trị

Nhiệt trị là nhiệt lượng thu được khi đốt cháy kiệt 1 Kg (hoặc 1 m³ tiêu chuẩn) nhiên liệu (điều kiện tiêu chuẩn p = 760 mmHg và t = 0°C)

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

- **Nhiệt trị đẳng áp Q_p và nhiệt trị đẳng tích Q_v**

Nhiệt trị đẳng áp Q_p là nhiệt lượng thu được sau khi đốt cháy kiệt 1kg (hoặc 1m³ 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:

$$Q_v = Q_p + p_t(V_s - V_t) \text{ J/kg (J/m}^3\text{)} \quad (2.3)$$

Trong đó: p_t (N/m²) – áp suất môi chất trước khi cháy;

$V_t, V_s \text{ (m}^3\text{)}$ - thể tích hòa khí trước khi cháy và của sản vật cháy đã quy dẫn về áp suất p_t và nhiệt độ t_0 trước khi cháy.

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

- Nhiệt trị cao Q_c và nhiệt trị thấp Q_t

Nhiệt trị cao Q_c là toàn bộ số nhiệt lượng thu được sau khi đốt cháy kiệt 1 Kg (hoặc 1 m^3 tiêu chuẩn) nhiên liệu, trong đó có cả số nhiệt lượng do hơi nước được tạo ra trong sản vật cháy (số nhiệt lượng do hơi nước được tạo ra trong sản vật cháy ngưng tụ lại thành nước khi sản vật cháy được làm lạnh tới bằng nhiệt độ trước khi cháy được gọi là **nhiệt ẩn** trong hơi nước).

Nhiệt trị thấp Q_t : Trên thực tế, khí xả của động cơ thải ra ở ngoài trời ở nhiệt độ rất cao, do đó hơi nước trong khí xả chưa kịp ngưng tụ đã bị thải mất. Do đó khi tính chu trình công tác của động cơ, người ta dùng nhiệt trị thấp Q_t , nhỏ hơn Q_c một số nhiệt lượng vừa bằng nhiệt ẩn của hơi nước được tạo ra khi cháy.

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

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

$$Q_{tk} = Q_{ck} - 2,512 (9h + w), \text{ MJ/kg} \quad (2.4)$$

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

h – thành phần khối lượng của H trong nhiên liệu;

w – thành phần khối lượng của nước trong nhiên liệu

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

$$Q_{tm} = Q_{cm} - 2,512 \left[\frac{18}{22,4} \sum \frac{m}{2} C_n H_m O_r \right] (\text{MJ/m}^3 \text{ tiêu chuẩn}) \quad (2.5)$$

Trong đó: 18 – phân tử lượng của hơi nước

$22,4 \text{ m}^3$ - thể tích phân tử của hơi nước ở điều kiện tiêu chuẩn $p = 760 \text{ mmHg}$ và $t = 0^\circ\text{C}$;

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

b. 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 diesel. 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, cứ 10°C một lần xác định chất lỏng chưng cất được, cuối cùng vẽ các đường cong, 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 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 tỷ 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 % nhiên liệu bay hơi ở các nhiệt độ khác nhau với tỷ lệ hòa trộn khác nhau. Qua thí nghiệm trên thấy rõ, nhiệt độ bay hơi thực tế thấp hơn nhiều so với nhiệt chưng cất cách li với không khí.

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

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

- Tính năng khởi động

Khi bật tia lửa điện, hòa khí dễ bén lửa nhất ở tỷ 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, xi lanh, pít tông v.v.v.. rất thấp, do đó chỉ có khoảng 1/5 - 1/10 xăng được bay 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 $m = 1/1$, làm cho hòa khí thực tế vào xi lanh có giá trị sát với hòa khí tốt nhất. lúc ấy chỉ cần 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. Do đó điểm 10% (nhiệt độ bay hơi 10%) được coi là chỉ tiêu khởi động của động cơ xăng.

- 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 lý, tăng cường năng lực hoạt động của bơm xăng và có biện pháp cách nhiệt hợp lý cũng có thể làm tăng khả năng tránh nút hơi kể trên.

- Hâm nóng động cơ

Sau khi khởi động, cần cho động cơ chạy chậm đợi máy nóng 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 hâm nóng. Thí nghiệm chỉ rằng, xăng có

điểm 20% - 50% càng thấp, thì thời gian hâm nóng động cơ càng ngắn và tính cơ động của động cơ càng tốt.

- 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 xi lanh 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 chung cất, nhiệt độ động cơ và tỷ lệ hòa trộn giữa xăng và không khí khi tăng tốc. Ví dụ nếu nhiệt độ thấp, hòa khí loãng thì phần dưới của đường chung 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.

- Phân phối

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

- Cháy

Muốn có chất lượng cháy tốt trong động cơ xăng cần bảo đảm 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% quá thấp sẽ làm cho hòa khí vào xi lanh quá 'khô', gây giảm hệ số nạp, giảm công suất và làm tăng khuynh hướng chất nổ.

- Gây loãng dầu nhờn trong các te

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 xi lanh và lọt xuống các te làm loãng và phá hỏng dầu nhờn ở các te. Tình trạng này càng trầm trọng khi khởi động lạnh và khi chạy ầm máy. Vì vậy điểm 90% của đường chung cất không được cao quá.

- 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 xi lanh).

** Mối quan hệ giữa tính bay hơi của nhiên liệu diesel và tính năng hoạt động của động cơ diesel*

Nhiên liệu phun vào buồng cháy động cơ diesel 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 diesel 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 phân giải tạo nên các hạt các bon 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 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 diesel 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 - 180⁰C đến 360 - 400⁰C, buồng cháy thống nhất dùng nhiên liệu có thành phần chưng cất trong khoảng 200 - 330⁰C. Riêng động cơ đa nhiên liệu không có yêu cầu gì đặc biệt đối với tính bay hơi của nhiên liệu.

c. Tính lưu động ở nhiệt độ thấp và tính phun sương của nhiên liệu diesel

Điểm kết tủa

Ở nhiệt độ thấp hàm lượng paraffin (chất ankan cao phân tử) và nước lẫn trong diesel 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. Người ta thường lấy điểm kết tủa để phân loại nhiên liệu diesel.

Khi chọn nhiên liệu diesel cần đảm bảo cho điểm kết tủa thấp hơn nhiệt độ cực tiểu của môi trường khoảng 3 - 5⁰C, ngoài ra điểm đục và điểm kết tủa phải sát nhau (thường không quá 7⁰C).

Điểm kết tủa của nhiên liệu diesel 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, izôankancó điểm kết tủa thấp, nhưng rất không ổn định, dễ kết keo, tích than. Thành phần lí tưởng của nhiên liệu diesel là izôankan phân tử lớn dài có mạch ngang.

Nhiên liệu diesel có gốc paraffin thường có điểm kết tủa cao, có thể được hạ thấp bằng cách xử lý khử paraffin 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.

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 diesel 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 diesel 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 diesel nhẹ trong khoảng $E_{20} = (1 - 2)^0 E$ (Độ nhớt tương đối E_t là tỷ 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).

d. Nhiệt độ bén lửa và nhiệt độ tự bốc cháy

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 chung cất nhẹ của nhiên liệu, nó được dùng làm chỉ tiêu phòng hỏa đối với nhiên liệu dùng trên tàu thủy. Để tránh nổ vỡ buồng cháy, nhiệt độ bén lửa của nhiên liệu dùng trên tàu thủy không được thấp hơn 65°C .

Nhiệt độ tự bốc cháy

Nhiên liệu diesel là loại nhiên liệu nặng với tỷ trọng $\rho = 0,80 - 0,95 \text{ g/cm}^3$, có tính tự cháy cao (không cần nguồn lửa bên ngoài). Do trong thành phần của nó có nhiều cacbua hydro no $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ ở dạng mạch thẳng nên dễ bị phân hủy ở nhiệt độ cao trong phản ứng oxy hóa tỏa nhiệt.

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 của nhiên liệu càng lớn thì nhiệt độ tự cháy càng thấp và ngược lại.

Nhiệt độ tự cháy của nhiên liệu còn phụ vào khối lượng riêng (mật độ) của hòa khí, mật độ càng lớn thì nhiệt độ tự cháy càng thấp (vì số lần va chạm giữa các phân tử tham gia phản ứng trong 1 đơn vị thời gian tỷ lệ thuận với mật độ).

Nhiên liệu dùng trong động cơ diesel 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 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 diesel, người ta dùng **tính tự cháy** của nhiên liệu, còn 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.

e. Đánh giá tự cháy của nhiên liệu diesel

Tính tự cháy của hòa khí (nhiên liệu) trong buồng cháy là một chỉ tiêu quan trọng trong động cơ diesel. Trong động cơ diesel, nhiên liệu được phun vào buồng cháy ở cuối kỳ nén, nó sẽ không bốc cháy ngay mà phải qua 1 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 với nhiên liệu trong hòa khí va đập với nhau tạo phản ứng chuẩn bị cháy, ...) sau đó mới tự bốc cháy. Thời gian tính từ lúc bắt đầu phun nhiên liệu tới lúc hòa khí tự bốc cháy 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 diesel 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 diesel:

- Tỷ số nén tới hạn ε_{th} ;
- Số xêtan;
- Số xêten;
- Chỉ số diesel D ;
- Hằng số độ nhớt - khối lượng W .

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 IT9 (Nga). Các động cơ trên có thể thay đổi dễ dàng tỷ số nén ε .

f. Đánh giá tính chất chống kích nổ của nhiên liệu động cơ hình thành hòa khí bên ngoài - đốt cháy cưỡng bức

Xăng là loại nhiên liệu nhẹ, $\rho = 0,65 - 0,80 \text{ g/cm}^3$, dễ bay hơi và có tính tự cháy kém.

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 nền điện, xuất phát từ các 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 $20 \div 40 \text{ m/s}$. Có thể xảy ra trường hợp số hòa khí ở xa cực nền lửa do bị dồn ép làm tăng nhanh áp suất và nhiệt độ khiến tự nó bốc cháy khi màng lửa chưa mang 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 $1.500 - 2.000 \text{ m/s}$ khiến áp suất tăng nhanh tạo ra sóng kích nổ với cường độ lớn, va đập lên thành buồng cháy và sinh ra sóng phản hồi, các sóng trên gây rung động thành buồng cháy, gây tiếng gõ kim loại và gây nhiều tác hại nghiêm trọng khác cho động cơ. Vì vậy, người ta đã tìm mọi giải pháp tránh không để xảy ra kích nổ, trước tiên là các giải pháp về nhiên liệu. Kích nổ

có liên hệ mật thiết với tính tự cháy của nhiên liệu. nhiên liệu khó tự cháy sẽ khó sinh ra kích nổ. như vậy tính năng chống kích nổ của nhiên liệu gắn liền với tính năng khó tự cháy của nó. Để đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu động cơ hình thành hòa khí bên ngoài, đốt cháy cưỡng bức người ta dùng tỷ số nén có lợi nhất ε_{cl} , đó là tỷ 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 tỷ 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, nền điện, khe hở xu páp, đường kính họng bộ chế hòa khí, tải, thành phần hòa khí,... Khi thực nghiệm người ta tăng dần tỷ 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 ôctan để đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu. Giá trị của số ôctan 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 1 xi lanh đặc biệt với điều kiện khảo nghiệm chặt chẽ.

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 ôctan của nhiên liệu khảo nghiệm là 90.

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

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

2.2. MÔI CHẤT CÔNG TÁC

Như đã trình bày ở trên, 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 công tác của động cơ.

2.2.1. Lượng không khí cần để đốt cháy nhiên liệu

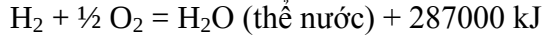
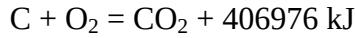
Hòa khí dùng cho động cơ đốt trong có 2 thành phần: gồm nhiên liệu (dạng khí) và không khí, muốn xác định được hòa khí đối với 1 kg nhiên liệu lỏng cần phải xác định lượng không khí cần thiết để đốt kiệt số nhiên liệu đó.

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

Cho rằng thành phần chủ yếu của nhiên liệu chỉ có các nguyên tố hydro, ôxi và cacbon. Nếu gọi thành phần khối lượng của các nguyên tố trên lần lượt là h, o_{nl} và c, ta có:

$$h + o_{nl} + c = 1\text{kg}$$

Mỗi loại nhiên liệu cụ thể có các thành phần h, c, và O_{nl} nhất định, nhưng khi đốt cháy sẽ tỏa nhiệt và tuân theo các phương trình phản ứng sau: Lượng không khí cần thiết khi đốt cháy kiệt 1 Kg nhiên liệu lỏng, sẽ xảy ra các phản ứng tạo thành CO_2 và H_2O :



Căn cứ vào các phương trình (2.6) ta có thể xác định các phương trình cân bằng khối lượng của các phản ứng. Nếu 1 kg nhiên liệu gồm: c kg C, h kg H_2 , O_{nl} kg O_2 ; có thể viết:

$$\begin{cases} 12\text{kgC} + 32\text{kgO}_2 = 44\text{kgCO}_2 \\ 2\text{kgH}_2 + 16\text{kgO}_2 = 18\text{kgH}_2O \end{cases} \quad (2.7)$$

Phương trình (2.7) viết cho c kg cacbon và h kg hydro có dạng:

$$\begin{cases} c \text{ kg C} + \frac{8}{3} c \text{ kg O}_2 = \frac{11}{3} c \text{ kg CO}_2 \\ h \text{ kg H}_2 + 8h \text{ kg O}_2 = 9h \text{ kg H}_2O \end{cases} \quad (2.8)$$

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

$$\begin{cases} c \text{ kg C} + \frac{c}{12} \text{ kmol O}_2 = \frac{c}{12} \text{ kmol CO}_2 \\ h \text{ kg H}_2 + \frac{h}{4} \text{ kmol O}_2 = \frac{h}{2} \text{ kmol H}_2O \end{cases} \quad (2.9)$$

- Các biểu thức (2.8), (2.9) chỉ ra 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 đôi sau khi phản ứng.

- Nếu O'_O (kg/kg) và O_O (Kmol/kg) là lượng ôxy cần thiết để đốt cháy kiệt 1 Kg nhiên liệu lỏng, sẽ tính được:

$$O'_O = \frac{8}{3}c + 8h - O_{nl}, \text{ (Kg/Kg nhiên liệu)} \quad (2.10)$$

Theo $c + h + O_{nl} = 1\text{kg}$ ta được:

$$O_O = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{O_{nl}}{32}, \text{ (Kmol/ Kg nhiên liệu)} \quad (2.11)$$

trong đó O_{nl} là lượng ôxy có sẵn trong nhiên liệu

Lượng O_2 dùng để đốt cháy nhiên liệu trong buồng cháy động cơ là lượng O_2 trong không khí, gồm 2 thành phần chính là: O_2 và N_2 . Tính theo thành phần khối lượng của không khí khô: O_2 chiếm 23,2% còn N_2 chiếm 76,8%. Tính theo thành phần thể tích (thành

phần mol) O₂ chiếm 21%, còn N₂ chiếm 79%. Do đó lượng không khí lý thuyết để đốt cháy kiệt 1Kg nl là L₀ (KgKK/kg nl) hoặc M₀ (KmolKK/kg nl) sẽ là:

$$L_0 = \frac{O'_0}{0,232} = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8}{3}c + 8h - O_{nl} \right), \text{ (kgKK/kg nl)} \quad (2.12)$$

$$M_0 = \frac{O_0}{0,21} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{O_{nl}}{32} \right) = \frac{c}{0,21 \times 12} \left(1 + 3 \frac{h}{c} - 0,375 \frac{O_{nl}}{c} \right) \quad (2.13)$$

(kmol KK/kgnl)

Trong xăng O_{nl} = 0 vì vậy đối với xăng có thể viết:

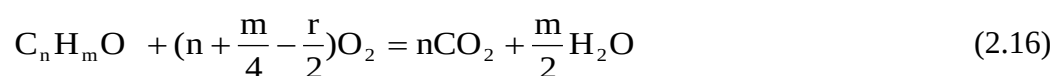
$$L_0 = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8}{3}c + 8h \right) \text{ hay: } L_0 = 11,49 \text{ c.i (KgKK/Kg nl)} \quad (2.14)$$

$$\text{và } M_0 = \frac{c}{0,21 \times 12} \left(1 + 3 \frac{h}{c} \right); \quad M_0 = \frac{c}{2,52} \sigma \text{ (Kmol KK/kgnl)} \quad (2.15)$$

Trong đó $\sigma = 1 + 3 \frac{h}{c}$; i - Số đặc trưng của xăng, chỉ phụ thuộc vào giá trị $\frac{h}{c}$.

b. Lượng không khí cần thiết M₀ Kmol hoặc V₀ để đốt cháy kiệt 1 Kmol hoặc 1m³ nhiên liệu thể khí

Nếu coi các thành phần nhiên liệu thể khí gồm khí trơ N₂ và H₂S và những chất khí do các nguyên tử C, H, O tạo nên được viết dưới dạng $\sum C_n H_m O_r$ và nếu lược bỏ số lượng rất nhỏ của H₂S thì 1mol nhiên liệu thể khí được thể hiện qua biểu thức $\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1 \text{ kmol (1m}^3 \text{ tiêu chuẩn)}$. Trong 1 phân tử chất $C_n H_m O_r$ có n nguyên tử C, $\frac{m}{2}$ phân tử H₂ và $\frac{r}{2}$ phân tử O₂. Do đó để đốt kiệt n mol C cần có n mol O₂ thu được n mol CO₂; đốt kiệt $\frac{m}{2}$ mol H₂ cần có $\frac{m}{4}$ mol khí O₂ và thu được $\frac{m}{2}$ mol hơi nước (H₂O). Trong nhiên liệu có $\frac{r}{2}$ mol khí O₂ vì vậy phương trình phản ứng ôxy hóa của 1 mol $C_n H_m O_r$ sẽ là:



Ví dụ: Phương trình phản ứng của C₂H₄ với O₂ sẽ là:

$$C_2H_4 + (2 + \frac{4}{4} - 0)O_2 = 2CO_2 + 2H_2O \quad (2.17)$$

Do đó lượng không khí lý thuyết M_0 kmol cần để đốt cháy kiệt 1 Kmol hoặc V_0 (m^3) để đốt $1m^3$ nhiên liệu thể khí với thứ nguyên (KmolKK/Kmol NL) hoặc (m^3 KK/ m^3 NL) sẽ là:

$$M_0 = V_0 = \frac{1}{0,21} \sum (n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2}) C_n H_m O_r \quad (2.18)$$

trong đó: $C_n H_m O_r$ - Thành phần thể tích của mỗi khí thành phần tương ứng trong nhiên liệu khí.

c. Lượng không khí thực tế để đốt cháy 1 Kg nhiên liệu

Nếu lượng không khí thực tế đưa vào động cơ để đốt 1 Kg nhiên liệu lỏng là M (KmolKK/Kgnl) hoặc L (KgKK/kgnl). Để đốt 1 Kmol hoặc $1 m^3$ tiêu chuẩn nhiên liệu khí là M (KmolKK/Kmolnl) hoặc V (m^3 KK/ m^3 nl), sẽ được biểu thức sau:

$$\alpha = \frac{M}{M_0} = \frac{L}{L_0} = \frac{V}{V_0} \quad (2.19)$$

Từ (2.19) sẽ xác định được lượng không khí thực tế để đốt 1 kg nhiên liệu lỏng là:

$$M = \alpha \cdot M_0 \quad (\text{Kmol KK/ kg nl}) \quad (2.20)$$

$$L = \alpha \cdot L_0 \quad (\text{Kg KK/kg nl}) \quad (2.21)$$

hoặc 1 Kmol (hay $1 m^3$) nhiên liệu khí

$$M = \alpha \cdot M_0 \quad (\text{Kmol KK/Kmol nl}) \quad (2.22)$$

$$V = \alpha \cdot V_0 \quad (m^3 \text{ KK}/m^3 \text{ nl}) \quad (2.23)$$

Trong đó: α là hệ dư lượng không khí.

Khi dùng đơn vị m^3 cần đưa thể tích về điều kiện tiêu chuẩn với $p = 760 \text{ mmHg}$ và $t^\circ = 0^\circ\text{C}$.

2.2.2. Hòa khí mới

Trong động cơ diesel hòa khí gồm không khí và nhiên liệu ở thể khí được hình thành trong buồng cháy động cơ vào cuối quá trình nén. Thể tích nhiên liệu lỏng so với thể tích không khí trong buồng cháy động cơ là rất nhỏ, nên khi tính kmol hòa khí mới thường bỏ qua, chỉ tính kmol (m^3) không khí mới. Vì vậy, nếu M_1 là hòa khí mới của động cơ quy về 1kg nhiên liệu lỏng động cơ diesel sẽ là:

$$M_1 = M = \alpha M_0 \quad (\text{Kmol/kg nl}) \quad (2.24)$$

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

$$M_1 = M + \frac{1}{\mu_{nl}} = \alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}} \text{ (Kmol/kg nl)} \quad (2.25)$$

μ_{nl} là phân tử lượng của xăng, $\mu_{nl} \approx 114$ (Kg/Kmol).

Trong động cơ gaz – hòa khí mới gồm không khí và nhiên liệu thể khí, vì vậy để đốt 1 kmol (hoặc 1 m³) nhiên liệu khí, hòa khí mới sẽ là:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= M + 1 = \alpha M_o + 1; \text{Kmol/Kmol nhiên liệu} \\ V_1 &= V + 1 = \alpha V_o + 1; \text{m}^3/\text{m}^3 \text{ nhiên liệu} \end{aligned} \right\} \quad (2.26)$$

Biết số lượng hòa khí M_1 (kmol) của 1 Kg nhiên liệu lỏng hoặc V_1 (m³) của 1 m³ nhiên liệu thể khí sẽ tính được nhiệt trị của 1 m³ tiêu chuẩn của hoà khí Q'_{tm} (MJ/m³) hoà khí khi $\alpha = 1$

Nhiên liệu diesel:

$$Q'_{tm} = \frac{Q_{tk}}{22,4M_o} \quad (\text{MJ/m}^3) \quad (2.27)$$

Nhiên liệu xăng, hoà khí hình thành bên ngoài

$$Q'_{tm} = \frac{Q_{tk}}{22,4 \left(M_o + \frac{1}{\mu_{nl}} \right)} \quad (\text{MJ/m}^3) \quad (2.28)$$

Nhiên liệu khí

$$Q'_{tm} = \frac{Q_{tm}}{V_o + 1} \quad (\text{MJ/m}^3) \quad (2.29)$$

trong đó:

$Q_{tk} \left(\frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right)$ Nhiệt trị thấp của 1 kg nhiên liệu lỏng

$Q_{tm} \left(\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} \right)$ Nhiệt trị thấp của 1 m³ nhiên liệu khí

2.2.3. Sản phẩm cháy

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

- Nhiên liệu lỏng

Với $\alpha \geq 1$ sản vật cháy gồm: CO_2 , hơi nước H_2O , ôxi dư và N_2 (chứa trong không khí đưa vào động cơ). Số mol các chất khí tương ứng M_{CO_2} , $M_{\text{H}_2\text{O}}$, M_{O_2} và M_{N_2} dựa vào các phương trình:

$$\begin{cases} c \text{ kg C} + \frac{c}{12} \text{ kmol O}_2 = \frac{c}{12} \text{ kmol CO}_2 \\ h \text{ kg H}_2 + \frac{h}{4} \text{ kmol O}_2 = \frac{h}{2} \text{ kmol H}_2\text{O} \end{cases}$$

và thành phần thể tích của O_2 và N_2 (trong không khí khô) sẽ là:

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= \frac{c}{12}; \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{h}{2}; \\ M_{\text{O}_2} &= 0,21(\alpha - 1)M_0; \\ N_2 &= 0,79\alpha M_0 \end{aligned}$$

Nếu M_2 (Kmol/Kg nhiên liệu) là sản vật cháy của 1 Kg nhiên liệu, có:

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0,21(\alpha - 1)M_0 + 0,79\alpha M_0 \\ &= \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + \alpha M_0 - 0,21M_0 \end{aligned} \quad (2.30)$$

Thay $0,21M_0$ từ:

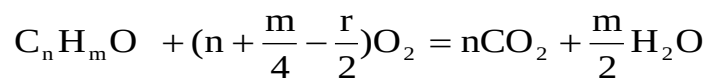
$$M_0 = \frac{O_o}{0,21} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{O_{nl}}{32} \right) = \frac{c}{0,21 \times 12} \left(1 + 3 \frac{h}{c} - 0,375 \frac{O_{nl}}{c} \right) \quad (2.31)$$

và sau khi chỉnh lý, được:

$$M_2 = \alpha M_0 + \frac{h}{4} + \frac{O_{nl}}{32}; \text{Kmol/Kg nhiên liệu} \quad (2.32)$$

- 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:



và thành phần O_2 và N_2 trong không khí khô, được:

$$\begin{cases} M_{CO_2} = \sum n C_n H_m O_r; \\ M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} C_n H_m O_r; \\ M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)M_0; \\ M_{N_2} = 0,79\alpha M_0 + N_2 \end{cases}$$

Trong đó N_2 – thành phần thể tích của N_2 trong 1 Kmol hoặc 1 m³ nhiên liệu khí.

Nếu M_2 hoặc V_2 (Kmol/Kmol nhiên liệu hoặc m³/m³ nhiên liệu) là sản phẩm cháy của 1 Kmol hoặc 1m³ nhiên liệu khí, được:

$$M_2 = \sum_{i=1}^{i=4} M_i = \sum (n + \frac{m}{2}) C_n H_m O_r + \alpha M_0 - 0,21M_0 + N_2 \quad (2.33)$$

Thay giá trị $0,21M_0$ từ:

$$M_0 = V_0 = \frac{1}{0,21} \sum (n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2}) C_n H_m O_r$$

Cộng và trừ về phải của (2.33) với $\sum C_n H_m O_r$, được:

$$M_2 = \sum (n + \frac{m}{2} - n - \frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1) C_n H_m O_r + \sum C_n H_m O_r + \alpha M_0 + N_2 \quad (2.34)$$

Từ phương trình $\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1 \text{ kmol}$, biểu thức trên có dạng:

$$\left. \begin{aligned} M_2 &= \sum (\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1) C_n H_m O_r + (1 + \alpha M_0); \text{ kmol/kmol nhiên liệu} \\ \text{Tương tự như trên ta được:} \\ V_2 &= \sum (\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1) C_n H_m O_r + (1 + \alpha V_0); \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ nhiên liệu} \end{aligned} \right\} \quad (2.35)$$

b. Sản vật cháy 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 sản vật cháy gồm: $M_{CO_2}, M_{H_2O}, M_{H_2}, M_{N_2}, M_{CO}$. Phân tích thành phần sản vật cháy trong trường hợp này thấy rằng tỷ 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 tỷ số trên, ta có:

$$K = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} \quad (2.36)$$

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



Từ đây ta được:

$$ckgC + \frac{c}{24} kmolO_2 = \frac{c}{12} kmolCO \quad (2.38)$$

So sánh với: $ckgC + \frac{c}{12} kmolO_2 = \frac{c}{12} kmolCO_2$, thấy rằng: Nếu đủ O_2 ($\frac{c}{12} kmol$) đốt cháy c kg C sẽ thu được $\frac{c}{12} kmol$ khí CO_2 ; Nếu số O_2 là $\frac{c}{24} kmol$ chỉ đủ đốt c kg C thành CO ta cũng sẽ thu được $\frac{c}{12} kmol$, nhưng là khí CO. Như vậy nếu $\frac{c}{24} < M_{O_2} < \frac{c}{12}$, thì một phần C sẽ chuyển thành CO_2 , phần còn lại thiếu O_2 chỉ chuyển thành CO, nhưng bao giờ cũng có:

$$M_{CO} + M_{CO_2} = \frac{c}{12} kmol \quad (2.39)$$

Đối với H_2 cũng vậy, do thiếu O_2 nên một phần H_2 được chuyển thành H_2O theo: $hkgH_2 + \frac{h}{4} kmolO_2 = \frac{h}{2} kmolH_2O$, còn một phần H_2 không cháy vẫn giữ nguyên H_2 . Nếu h kg H_2 có đủ $\frac{h}{4} kmolO_2$ để cháy hết $hkgH_2 + \frac{h}{4} kmolO_2 = \frac{h}{2} kmolH_2O$, sẽ thu được $\frac{h}{2} kmolH_2O$, còn nếu h kg H_2 không có O_2 để cháy sẽ có số mol là $\frac{h}{2} kmolH_2$. Cũng lập luận như trên, nếu $O < M_{O_2} < \frac{h}{4}$, khi đốt h kg H_2 , ta sẽ thu được M_{H_2O} và M_{H_2} , luôn thỏa mãn:

$$M_{H_2O} + M_{H_2} = \frac{h}{2} kmol \quad (2.40)$$

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

$$\frac{1}{2}M_{CO} + M_{CO_2} + \frac{1}{2}M_{H_2O} = 0,21\alpha M_0 + \frac{O_{nl}}{32} \quad (2.41)$$

Từ các phương trình trên, sẽ tìm được 4 ẩn số $M_{CO_2}, M_{H_2O}, M_{O_2}, M_{CO}$ còn giá trị M_{N_2} sẽ tính theo thành phần thể tích của N_2 trong không khí. Cuối cùng được:

$$\left. \begin{aligned} M_{CO_2} &= \frac{c}{12} - 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} M_0; \\ M_{H_2O} &= \frac{h}{2} - 0,42K \frac{1-\alpha}{1+K} M_0; \\ M_{H_2} &= 0,42K \frac{1-\alpha}{1+K} M_0; \\ M_{N_2} &= 0,79\alpha M_0; \\ M_{CO} &= 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} M_0 \end{aligned} \right\} \quad (2.42)$$

Cuối cùng được:

$$M_{2(\alpha < 1)} = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0,79\alpha M_0 \quad (2.43)$$

2.2.4. Thay đổi môi chất khi cháy

So sánh các biểu thức:

$$M_1 = M = \alpha M_0 \text{ (Kmol/Kg nl)}$$

$$M_1 = M + \frac{1}{\mu_{nl}} = \alpha M_0 + \frac{1}{\mu_{nl}} \text{ (Kmol/Kg nl)}$$

$$M_1 = M + 1 = \alpha M_0 + 1; \text{ Kmole/Kmole nhiên liệu}$$

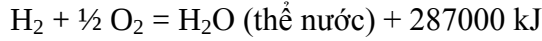
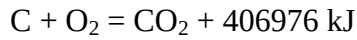
$$V_1 = V + 1 = \alpha V_0 + 1; \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ nhiên liệu}$$

với các biểu thức: $M_2 = \alpha M_0 + \frac{h}{4} + \frac{O_{nl}}{32}$; kmol/kg nhiên liệu

$$M_2 = \sum_{i=1}^{i=4} M_i = \sum (n + \frac{m}{2}) C_n H_m O_r + \alpha M_0 - 0,21M_0 + N_2$$

$$\left\{ \begin{aligned} M_2 &= \sum (\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1) C_n H_m O_r + (1 + \alpha M_0); \text{ Kmole/Kmole nhiên liệu} \\ V_2 &= \sum (\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1) C_n H_m O_r + (1 + \alpha V_0); \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ nhiên liệu} \end{aligned} \right.$$

thấy rằng: Số lượng sản phẩm 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 mol của môi chất. Ví dụ phản ứng:



Ta thấy: Hỗn hợp trước khi cháy chỉ là 1 kmol O_2 (ở dạng khí), còn sau khi cháy tạo ra 2 kmol 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, sẽ có: ΔM là số kmol chất thay đổi khi cháy

- Đối với động cơ diesel ($\alpha > 1$), từ biểu thức:

$$M_1 = M = \alpha M_0 \text{ (Kmol/kg nl)}, \text{ và } M_2 = \alpha M_0 + \frac{h}{4} + \frac{O_{nl}}{32}; \text{ Kmol/Kg nhiên liệu}$$

$$\text{Được: } \Delta M = \alpha M_0 + \frac{h}{4} + \frac{O_{nl}}{32} - \alpha M_0 = \frac{h + \frac{O_{nl}}{8}}{4} \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kgnl}} \right) \quad (2.44)$$

- Đối với động cơ xăng hình thành hòa khí bên ngoài, đốt cháy bằng tia lửa điện, trong trường hợp $\alpha > 1$, từ:

$$M_1 = M + \frac{1}{\mu_{nl}} = \alpha M_0 + \frac{1}{\mu_{nl}}; \text{ (Kmol/kg nl)}, \text{ và}$$

$$M_2 = \alpha M_0 + \frac{h}{4} + \frac{O_{nl}}{32}; \text{ Kmol/Kg nhiên liệu, được:}$$

$$\Delta M = \frac{h + \frac{O_{nl}}{8}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}} \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kgnl}} \right) \quad (2.45)$$

Trong trường hợp $0,7 < \alpha < 1,0$, từ:

$$M_1 = M + \frac{1}{\mu_{nl}} = \alpha M_0 + \frac{1}{\mu_{nl}} \text{ (Kmol/kg nl)}, \text{ và}$$

$$\Delta M = \frac{h + \frac{O_{nl}}{8}}{4} \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kgnl}} \right), \text{ được:}$$

$$\begin{aligned}
\Delta M &= \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0,79\alpha M_0 - \left(\alpha M_0 + \frac{1}{\mu_{nl}}\right) \\
&= \frac{c}{12} + \frac{h}{2} - 0,21\alpha M_0 - \frac{1}{\mu_{nl}} + \frac{O_{nl}}{32} - \frac{O_{nl}}{32} \\
&= 0,21(1 - \alpha M_0) + \frac{h + \frac{O_{nl}}{8}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}} \left(\frac{kmol}{kgnl}\right)
\end{aligned} \tag{2.46}$$

Các biểu thức trên chỉ rằng: khi đốt nhiên liệu lỏng, số phân tử (kmol) môi chất luôn tăng ($\Delta M > 0$), chính vì trong một phân tử hydrocacbon lỏng hầu hết đều chứa 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 hydrocacbon đã hoặc chưa hoá 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 $p = \text{const}$ sẽ làm tăng thể tích để sinh công.

- Đối với nhiên liệu thể khí, trong trường hợp $\alpha \geq 1$, từ:

$$\begin{cases} M_0 = V_0 = \frac{1}{0,21} \sum \left(n + \frac{m}{4} + \frac{r}{2}\right) C_n H_m O_r; \\ M_1 = M + 1 = \alpha M_0 + 1; \text{ kmol/kmol nhiên liệu} \\ V_1 = V + 1 = \alpha V_0 + 1; \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ nhiên liệu} \end{cases}$$

$$\text{và } \begin{cases} M_2 = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1\right) C_n H_m O_r + (1 + \alpha M_0); \text{ Kmol/Kmol nhiên liệu} \\ V_2 = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1\right) C_n H_m O_r + (1 + \alpha V_0); \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ nhiên liệu} \end{cases}$$

$$\text{Ta được: } \Delta M = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1\right) C_n H_m O_r \quad (\text{Kmol/Kmol nl hoặc m}^3/\text{m}^3 \text{nl}) \tag{2.47}$$

Từ đây thấy rằng: ΔM phụ thuộc vào lượng nguyên tử của các nguyên tố hóa học trong các chất $C_n H_m O_r$. 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 giảm đi 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 trước khi cháy) được gọi là hệ số thay đổi phân tử lý thuyết β_0 , được tính theo biểu thức:

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_1 + \Delta M}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} \tag{2.48}$$

- Đối với động cơ diesel:

$$\beta_0 = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha M_0} = 1 + \frac{\frac{h}{4} + \frac{o_{nl}}{32}}{\alpha M_0} \quad (2.49)$$

- Đối với động cơ xăng:

Trường hợp $\alpha \geq 1$

$$\beta_0 = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha M_0 + \frac{1}{\mu_{nl}}} = 1 + \frac{\frac{h + o_{nl}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\alpha M_0 + \frac{1}{\mu_{nl}}} \quad (2.50)$$

Trường hợp $\alpha < 1$

$$\beta_0 = 1 + \frac{0,21(1 - \alpha)M_0 + \frac{h + \frac{o_{nl}}{8}}{4} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\alpha M_0 + \frac{1}{\mu_{nl}}} \quad (2.51)$$

- Đối với động cơ ga:

$$\beta_0 = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha M_0 + 1} \quad (2.52)$$

Tùy thuộc vào dấu của ΔM , ($\Delta M > 0$) hay ($\Delta M < 0$) mà có $\beta_0 > 0$ hay $\beta_0 < 0$.

2.2.5. 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 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 sẽ được hệ số thay đổi phân tử thực tế β . Tại thời điểm bất kỳ của quá trình cháy, biết phân nhiên liệu đã cháy là x ($0 < x < 1$), thì hệ số thay đổi phân tử thực tế β_x sẽ là:

$$\begin{aligned} \beta_x &= \frac{M_1 + M_r + \Delta M_x}{M_1 + M_r} = \frac{(1 + \gamma_r)M_1 + \Delta M_x}{(1 + \gamma_r)M_1} \\ &= 1 + \frac{\frac{\Delta M_x}{M_1}}{1 + \gamma_r} = 1 + \frac{\frac{M_2 - M_1}{M_1} x}{1 + \gamma_r} = 1 + \frac{(\beta_0 - 1)x}{1 + \gamma_r} \end{aligned} \quad (2.53)$$

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

$$\beta = 1 + \frac{(\beta_0 - 1)}{1 + \gamma_r} \quad (2.54)$$

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Khái niệm chung về nhiên liệu.
2. Đặc điểm của nhiên liệu thể khí.
3. Đặc điểm của nhiên liệu thể lỏng.
4. Khái niệm về nhiệt trị, nhiệt trị đẳng áp, nhiệt trị đẳng tích, nhiệt trị cao và nhiệt trị thấp.
5. Tính bay hơi của nhiên liệu lỏng.
6. Điểm kết tủa và độ nhớt của nhiên liệu động cơ diesel.
7. Nhiệt độ bén lửa và nhiệt độ tự cháy.
8. Đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu động cơ diesel.
9. Đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu động cơ xăng.
10. Lượng nhiên liệu cần thiết để đốt cháy kiệt 1 Kg nhiên liệu lỏng (M_0 , L_0).
11. Lượng không khí cần thiết (M_0 hoặc V_0) để đốt cháy kiệt 1 Kmol hoặc 1 m³ nhiên liệu thể khí ở điều kiện tiêu chuẩn.
12. Lượng không khí cần thiết để đốt cháy 1 Kg nhiên liệu lỏng (M , L).
13. Hòa khí mới.
14. Sản vật cháy với trường hợp cháy hoàn toàn $\alpha \geq 1$ và cháy không hoàn toàn $\alpha < 1$.
15. Hệ số thay đổi phân tử lý thuyết β_0 và thực tế β .

CHƯƠNG 3. CHU TRÌNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

3.1. CHU TRÌNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

3.1.1. Các loại chu trình

Trong ĐCĐT thực tế, việc chuyển hoá từ nhiệt năng sang công (cơ năng) tiến hành qua hàng loạt những quá trình liên tục về lý - hoá - nhiệt động phức tạp. Là các quá trình hợp thành chu trình lặp đi lặp lại, hở và không thuận nghịch - gọi là chu trình công tác hay chu trình thực tế. Ngoài ra còn nhiều yếu tố ảnh hưởng tới diễn biến đến các quá trình công tác như các yếu tố về kết cấu (quét, nạp, ε , phương pháp hình thành khí hỗn hợp...) và chế độ làm việc (tải trọng, n , trạng thái nhiệt...), các thông số về điều chỉnh (góc phối khí, $\alpha \dots$). Do vậy việc nghiên cứu các quá trình của chu trình công tác rất phức tạp, khó khăn, khó đánh giá chính xác các chỉ tiêu kinh tế thuật gây khó khăn trong việc nâng cao η_e , N_e .

Để tiện nghiên cứu, người ta thay các quá trình phức tạp trên bằng các quá trình có dạng đơn giản hơn nhưng vẫn sát với quá trình thực tế bằng cách loại bỏ những hiện tượng và những tổn thất năng lượng có tính chất thứ yếu, xuất hiện trong chu trình thực tế. Cách làm này cho ta chu trình lý tưởng của ĐCĐT.

a. Chu trình lý tưởng:

Là chu trình kín, thuận nghịch, không có sự tổn thất năng lượng nào ngoài tổn thất nhiệt truyền cho nguồn lạnh (theo quy định của định luật 2 - nhiệt động học).

Đặc điểm của chu trình lý tưởng:

- Môi chất công tác của chu trình là khí lý tưởng, nhiệt dung riêng không đổi, không phụ thuộc vào áp suất và nhiệt độ của môi chất.
- Lượng môi chất không thay đổi – không có các quá trình nạp và xả khí, nên không có các tổn thất do các quá trình này gây ra.
- Không có tổn thất nhiệt đối với môi trường xung quanh, các quá trình nén và giãn nở là các quá trình đoạn nhiệt.
- Các quá trình cháy, toả nhiệt, quét và xả khí thay bằng cung cấp nhiệt lượng Q_1 từ nguồn nóng và nhả nhiệt Q_2 cho nguồn lạnh hoặc ở trạng thái $V = \text{const}$ hoặc ở trạng thái $p = \text{const}$ hoặc ở trạng thái hỗn hợp $V = \text{const}$ và $p = \text{const}$.
- Việc chuyển hóa từ nhiệt năng sang công cơ trong chu trình lý tưởng là lớn nhất, tức là η_t lớn nhất so với η_i .

Khi nghiên cứu chu trình lý tưởng, sẽ xác lập được đặc tính và mức độ ảnh hưởng của các yếu tố thực tế tới các thông số làm việc của động cơ. Những giả thiết trên rất gần gũi với thực tế.

- Quá trình cấp nhiệt đẳng tích gần gũi với quá trình cháy của động cơ xăng, đốt cháy cưỡng bức. Do hòa khí tốt, nhiệt độ cuối kỳ nén cao nên quá trình cháy rất nhanh khi pít tông chưa kịp đi xuống ($V = \text{const}$).

- Quá trình cấp nhiệt đẳng áp, gần gũi với quá trình cháy của động cơ cơ phun nhiên liệu bằng khí nén và động cơ diesel tăng áp cao cỡ lớn. Trong động cơ này việc phun tới nhiên liệu vào xi lanh động cơ được thực hiện rất chậm để nhiên liệu được cháy kiệt, ngoài ra tăng áp cao còn hạn chế áp suất cực đại của chu trình, vì vậy quá trình cháy chậm được coi là đẳng áp – Quá trình cấp nhiệt đẳng áp cũng gần gũi với tua bin khí và quá trình cháy liên tục trong buồng cháy của tua bin trong điều kiện đẳng áp.

- Quá trình cấp nhiệt hỗn hợp rất gần gũi với động cơ diesel hiện đại, trong đó phần nhiên liệu được phun trước tiên kịp hòa trộn với không khí nóng ở buồng cháy để cháy nhanh (đẳng tích) còn phần nhiên liệu phun muộn hơn sẽ cháy ở giai đoạn pít tông đi xuống (đẳng áp).

- Quá trình nhả nhiệt đẳng tích gần với các loại động cơ 4 kỳ, mở xu páp thải hoặc cửa thải sớm, giai đoạn này khí thải do chênh lệch áp suất lớn thoát ra ngoài rất nhanh khi pít tông gần ĐCD gần như đẳng tích – phần lớn sản phẩm cháy xả ra môi trường ở giai đoạn này (60%); Sau đó là quá trình nhả nhiệt đẳng áp, pít tông đi từ ĐCD - ĐCT đẩy khí cháy ra ngoài.

- Quá trình nhả nhiệt đẳng áp rất gần gũi 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.

b. Chu trình lý thuyết:

Là chu trình không kín không thuận nghịch. Đây là chu trình trung gian giữa chu trình lý tưởng và chu trình thực tế. Phục vụ cho công việc nghiên cứu trong một số trường hợp cụ thể.

Đặc điểm của chu trình lý thuyết:

- Môi chất công tác là khí thực gồm khí nạp mới với khí sót, với thành phần và khối lượng thay đổi, nhiệt dung riêng thay đổi.

- Nhiên liệu cháy hết ở đẳng tích, đẳng áp hoặc hỗn hợp tương ứng với các quá trình cấp nhiệt ở chu trình lý tưởng.

- Áp suất tối đa của chu trình bằng nếu như chu trình thực là chu trình hỗn hợp và lớn hơn nếu chu trình là chu trình cấp nhiệt đẳng tích.

- Quá trình nén và giãn nở là quá trình đoạn nhiệt (không lọt khí).

- Quá trình trao đổi khí được thay bằng thải đẳng tích.

c. Chu trình thực tế: Là chu trình hở không thuận nghịch.

Đặc điểm của chu trình thực tế:

- Môi chất công tác là hỗn hợp khí (không khí – hơi nhiên liệu) thay đổi cả thành phần và khối lượng.

- Nhiên liệu cháy không hoàn toàn.

- Các quá trình diễn ra phức tạp và đa biến: Quá trình cháy là quá trình nhiệt động phức tạp về mặt lý – hoá. Quá giãn nở tiến hành trong điều kiện trao đổi nhiệt phức tạp.

Tất cả các quá trình của chu trình công tác là những quá trình nhiệt động phức tạp mà hiện nay vẫn chưa giải thích hết. Các nhà khoa học đang tìm mọi biện pháp để hoàn thiện nhằm nâng cao η_t của chu trình công tác.

3.1.2. Các chỉ tiêu đánh giá

Chỉ tiêu chủ yếu để đánh giá chu trình là tính kinh tế và tính hiệu quả.

a. Tính kinh tế

Đặc trưng bởi hiệu suất nhiệt η_t của chu trình: Là tỷ số giữa lượng nhiệt đã biến thành công và nhiệt lượng cung cấp cho môi chất công tác.

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{L_t}{Q_1} \quad (3.1)$$

Trong đó:

L_t – Công sinh ra của môi chất công tác trong một chu trình. (J/chu trình).

Q_1 – Nhiệt lượng nguồn nóng cung cấp cho môi chất công tác trong một chu trình. (J/chu trình).

Q_2 – Nhiệt lượng do môi chất thải ra cho nguồn lạnh trong 1 chu trình. (J/chu trình).

$L_t = Q_1 - Q_2$ - Số nhiệt lượng lợi dụng có ích (chuyển sang công).

b. Tính hiệu quả

Được đặc trưng bởi công đơn vị của chu trình tức là công ứng với một đơn vị thể tích công tác của xi lanh.

$$p_t = \frac{L_t}{V_h}, \text{ Nm/m}^3 \text{ hoặc N/m}^2 \quad (3.2)$$

Trong đó:

L_t - Công của chu trình, J hoặc Nm

V_h - Thể tích công tác của xi lanh, m³

p_t - Công đơn vị hay áp suất bình quân của chu trình.

Với giả sử p_t không đổi tác dụng lên đỉnh pít tông trong khoảng thời gian tương ứng với sự thay đổi thể tích từ $V_{\max} - V_{\min}$ nên p_t còn gọi là áp suất bình quân của chu trình.

- Công đơn vị của chu trình càng lớn thì kích thước xi lanh càng nhỏ (V_h càng nhỏ).
- Các giá trị η_t và p_t của chu trình lý tưởng, được coi là giới hạn trên của các chu trình thực tế có cùng thông số chu trình như chu trình lý tưởng, đó cũng là mục tiêu để chu trình thực tế vươn tới.

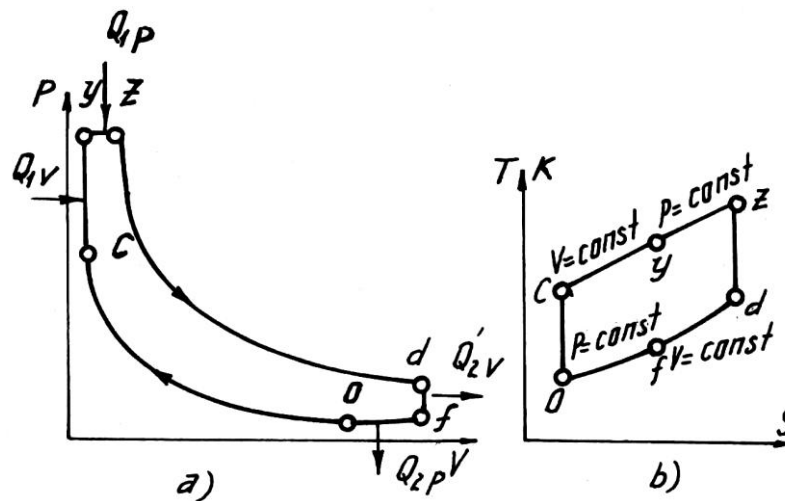
3.1.3. Chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong

Chu trình lý tưởng trong ĐCĐT có thể chia làm 3 loại chủ yếu sau đây:

- * Chu trình đẳng tích: Là chu trình có quá trình cấp nhiệt ở trạng thái thể tích không đổi $V = \text{const}$.
- * Chu trình đẳng áp: Là chu trình có quá trình cấp nhiệt ở trạng thái áp suất không đổi $p = \text{const}$.
- * Chu trình hỗn hợp: Là chu trình có quá trình cấp nhiệt ở trạng thái áp suất không đổi và thể tích không đổi.

Để tiện cho việc nghiên cứu các dạng chu trình trên, trước tiên ta nghiên cứu chu trình tổng quát, vì các chu trình trên là dạng đặc biệt của chu trình tổng quát.

a. Chu trình lý tưởng tổng quát



Hình 3.1. Chu trình lý tưởng tổng quát trong ĐCĐT

a) Đồ thị p-V ; b) Đồ thị T-S

Chu trình gồm các quá trình sau:

- Quá trình nén đoạn nhiệt oc – Tỷ số giữa thể tích bắt đầu nén V_o và cuối quá trình nén V_c gọi là tỷ số nén ϵ .

$$\epsilon = \frac{V_o}{V_c} \quad (3.3)$$

- Quá trình cấp nhiệt đẳng tích cy - Tỷ số giữa áp suất cực đại trong chu trình ($p_y = p_z$) và áp suất cuối quá trình nén p_c gọi là tỷ số tăng áp λ .

$$\lambda = \frac{p_y}{p_c} = \frac{p_z}{p_c} \quad (3.4)$$

- Quá trình cấp nhiệt đẳng áp yz - Tỷ số giữa thể tích cuối giai đoạn cấp nhiệt V_z và thể tích cuối quá trình nén $V_c = V_y$ gọi là tỷ số giãn nở ban đầu ρ - hay là tỷ số giãn nở khi cháy.

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{V_z}{V_y} \quad (3.5)$$

- Quá trình giãn nở đoạn nhiệt zd - Tỷ số giữa thể tích cuối quá trình giãn nở V_d và thể tích cuối quá trình cấp nhiệt V_z gọi là tỷ số giãn nở sau δ (giãn nở sau khi cháy).

$$\delta = \frac{V_d}{V_z} \quad (3.6)$$

- Quá trình nhả nhiệt đẳng tích df - Tỷ số giữa áp suất cuối quá trình giãn nở p_d và áp suất cuối giai đoạn nhả nhiệt đẳng tích gọi là tỷ số giáng áp

$$\sigma = \frac{p_d}{p_f} \quad (3.7)$$

- Quá trình nhả nhiệt đẳng áp fo.

*** Hiệu suất nhiệt của chu trình:**

$$Q_1' = Q_{1v}; Q_1'' = Q_{1p}; Q_2' = Q_{2v}; Q_2'' = Q_{2p} \quad (3.8)$$

Gọi M là số kmol môi chất có trong chu trình ta được:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_1' + Q_1'' = M[mc_v(T_y - T_c) + mc_p(T_z - T_y)] \\ Q_2 &= Q_2' + Q_2'' = M[mc_v(T_d - T_f) + mc_p(T_f - T_o)] \end{aligned} \quad (3.9)$$

Trong đó: mc_v , mc_p là tỷ nhiệt mol đẳng tích và đẳng áp - J/Kmol.độ.

$$\text{Có } k = \frac{mc_p}{mc_v} - \text{ Là chỉ số nén đoạn nhiệt.}$$

Thay vào công thức: $\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{L_t}{Q_1}$ và sau khi biến đổi ta được:

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_d - T_f) + k(T_f - T_o)}{(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)} \quad (3.10)$$

Dựa vào 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 trên theo T_o , sẽ được:

- Quá trình nén đoạn nhiệt:

$$T_c = T_o \left(\frac{V_o}{V_c} \right)^{k-1} = T_o \varepsilon^{k-1} \quad (3.11)$$

- Quá trình cấp nhiệt đẳng tích:

$$T_y = T_c \cdot \frac{p_i}{p_c} = T_o \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \quad (3.12)$$

- Quá trình cấp nhiệt đẳng áp:

$$T_z = T_y \frac{V}{V_y} = T_y \rho = T_o \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho. \quad (3.13)$$

- Quá trình nhả nhiệt đẳng tích:

$$T_f = T_d \frac{p_f}{p_d} = T_d \frac{1}{\sigma} = T_o \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} \cdot \rho \cdot \sigma^{\frac{1}{k}} \quad (3.14)$$

- Quá trình đoạn nhiệt:

$$T_d = T_z \left(\frac{p_d}{p_z} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_z \left(\frac{p_o \cdot \sigma}{p_o \cdot \varepsilon^k \cdot \lambda} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_o \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho \left(\frac{\sigma}{\varepsilon_k \cdot \lambda} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_o \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} \cdot \rho \cdot \sigma^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.15)$$

Thay kết quả trên vào công thức tính hiệu suất nhiệt của chu trình, được:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} \cdot (\sigma - 1) + k \left(\rho \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}} \right)}{\sigma^{\frac{1}{k}} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \quad (3.16)$$

Từ đây ta thấy: η_t phụ thuộc vào ε , cách cấp nhiệt từ nguồn nóng thể hiện qua λ và ρ , cách nhả nhiệt cho môi chất qua σ và k thành phần và tính chất môi chất. Tăng ε sẽ làm tăng η_t , ... Tương tự ta cũng tính được p_t .

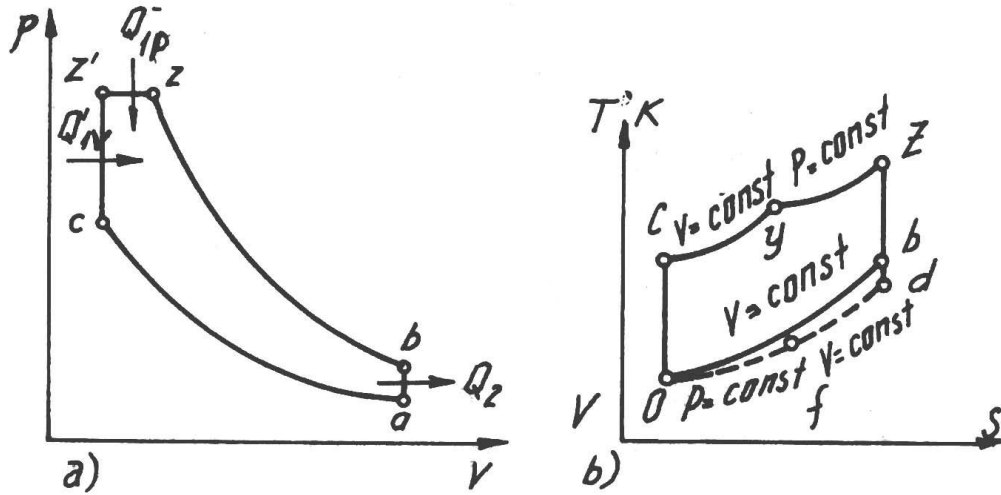
*** Công đơn vị của chu trình:**

$$p_t = \frac{\varepsilon^k p_o}{k-1} \times \frac{\eta_t \sigma^{\frac{1}{k}} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}{\varepsilon \cdot \rho \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} - \sigma^{\frac{1}{k}}}, \text{ N/m}^2 \quad (3.17)$$

- Chú ý p_t trong trường hợp chu trình tổng quát:

$$p_t = \frac{L_t}{V_f - V_c} \text{ hoặc } p_t = \frac{L_t}{V_o - V_c}, \text{ N/m}^2 \quad (3.18)$$

b. Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp



Hình 3.2. Chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp

a) Đồ thị p-V ; b) Đồ thị T-S

Khác với chu trình tổng quát ở chỗ, chỉ một thành phần nhả nhiệt ra ở trạng thái $V = \text{const}$. Do vậy, đây là trường hợp đặc biệt của chu trình tổng quát. Trong điều kiện $T_f = T_o$; $T_b = T_d$; $V_b = V_d$; $V_o = V_f$; $V_h = V_o - V_f$.

Trong điều kiện ấy giá trị σ được tính như sau:

- Quá trình đẳng tích:

$$\sigma = \frac{p_b}{p_o} = \frac{T_b}{T_o} = \lambda^{\frac{1}{k}} \cdot \rho \cdot \sigma^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.19)$$

$$\text{Hoặc: } \sigma = \lambda \rho^k$$

Thay vào công thức tính hiệu suất nhiệt của chu trình lý tưởng tổng quát, ta được:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho \cdot \lambda^k - 1}{[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \quad (3.20)$$

Tính được công đơn vị p_t :

$$p_t = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{k - 1} \eta_t [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \quad (3.21)$$

Đây là chu trình lý tưởng của tất cả các loại ĐC-D cao tốc hiện đại.

c. Chu trình đẳng tích ($V = \text{const}$ hoặc $\rho = 1$)

Chu trình cấp nhiệt đẳng tích là một trường hợp đặc biệt của chu trình cấp nhiệt 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 ($V_y = V_z = V_c$) và $\rho = \frac{V_z}{V_y} = 1$. Đây là chu trình lý tưởng của động cơ

hình thành hỗn hợp bên ngoài và đốt cháy cưỡng bức bằng tia lửa điện. Thay $\rho = 1$ vào

công thức tính hiệu suất nhiệt chu trình cấp nhiệt hỗn hợp, có được: $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$

Áp suất trung bình của chu trình (công đơn vị):

$$p_t = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{k - 1} (\lambda - 1) \eta_t \quad (3.22)$$

d. Chu trình đẳng áp ($p = \text{const}$)

Đây cũng là trường hợp đặc biệt của chu trình hỗn hợp, trong đó không có trường hợp cấp nhiệt đẳng tích mà chỉ có cấp nhiệt đẳng áp. Là chu trình lý tưởng của động cơ diesel phun nhiên liệu bằng khí nén có áp suất khoảng 5,0 – 6,0 MPa và của động cơ diesel

tốc độ chậm tăng áp cao. Trong điều kiện ấy điểm c trùng với điểm y và $\lambda = \frac{p_y}{p_c} = 1$.

Tính được:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (3.23)$$

$$p_t = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{k - 1} k(\rho - 1) \eta_t \quad (3.24)$$

3.2. QUÁ TRÌNH NẠP

Trong chu trình làm việc của ĐCĐT cần phải thải sạch sản vật cháy của chu trình trước ra khỏi xi lanh để nạp vào môi chất mới (hỗn hợp khí hoặc không 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. 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.

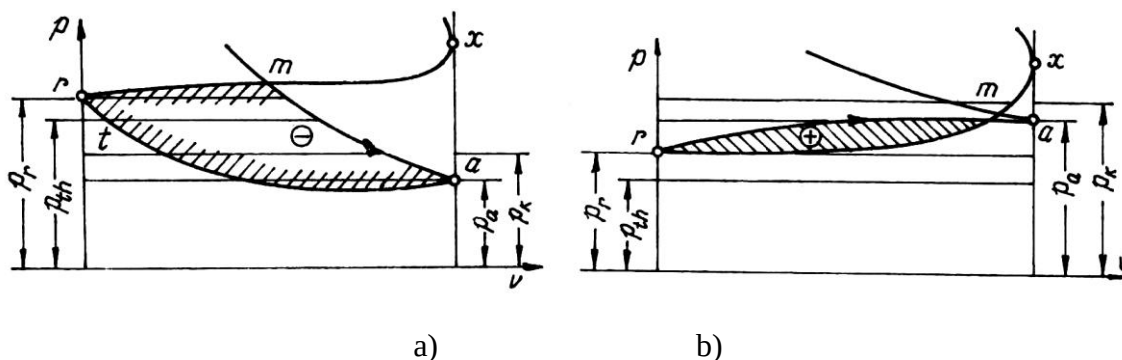
Trong động cơ 4 kỳ, quá trình thay đổi môi chất được thực hiện lúc bắt đầu mở xu páp thải (điểm b', H.3-1). Từ b' đến ĐCD (góc mở sớm của xu páp thải) nhờ chênh áp, sản vật cháy tự thoát ra đường thải, sau đó từ ĐCD – ĐCT, nhờ sức đẩy cưỡng bức của pít tông

sản vật cháy được đẩy tiếp. Tại ĐCT (điểm r), sản vật cháy chứa đầy thể tích buồng cháy V_c với áp suất $p_r > p_{th}$ tạo ra chênh áp Δp_r ($\Delta p_r = p_r - p_{th}$), p_{th} là áp suất trong đường ống thải. Chênh áp Δp_r phụ thuộc vào hệ số cản, tốc độ dòng khí qua xu páp thải và vào trở lực của đường thải.

Xu páp thải thường đóng sau ĐCT (đóng muộn) nhằm tăng thêm giá trị “tiết diện – thời gian” mở cửa thải, đồng thời để tận dụng chênh lệch Δp_r và quán tính của dòng khí thải tiếp tục thải sạch khí sót ra ngoài.

3.2.1. Diễn biến của quá trình nạp của động cơ 4 kỳ $p_k < p_o$

Hành trình nạp hỗn hợp khí mới vào xi lanh xảy ra khi pít tông đi từ ĐCT xuống ĐCD. Nhưng tại r (ĐCT) có $p_r > p_k$ nên trong xi lanh khí sót bắt đầu giãn nở đến điểm r_o và chỉ sau khi khắc phục các trở lực khí động trong hệ thống nạp thì lượng khí nạp mới bắt đầu vào xi lanh động cơ. Quá trình nạp được chia làm 3 giai đoạn:



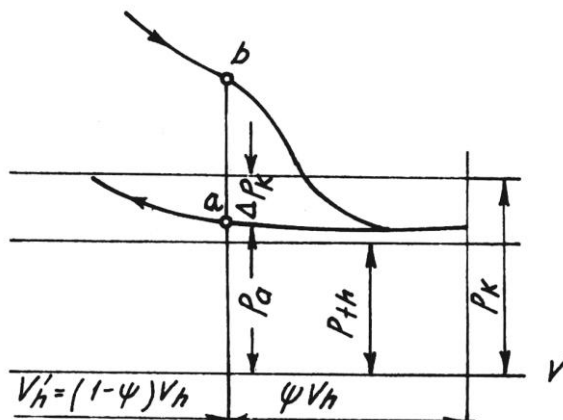
Hình 3.3. Phần đồ thị công thải và nạp khí khi $p_k < p_o$ (a), khi $p_k > p_o$ (b)

* **Giai đoạn 1:** Giai đoạn từ khi xu páp nạp mở tại d_1 và đến khi pít tông đến ĐCT (điểm r), giai đoạn này xu páp nạp mở chưa lớn lắm. Góc mở sớm của xu páp nạp khoảng từ $10 - 35^\circ$ góc quay trục khuỷu trước ĐCT. Giai đoạn này khí nạp mới chưa vào xi lanh do $p_r > p_k$ và $p_r > p_{th}$ một phần sản vật cháy trong V_c tiếp tục ra đường thải, còn trong xi lanh khí sót giãn nở đến r_o từ đây trở đi môi chất mới mới có thể nạp vào xi lanh.

* **Giai đoạn 2:** Giai đoạn nạp chính, tính từ điểm r đến điểm a, pít tông từ ĐCT xuống ĐCD. Giai đoạn đầu xu páp nạp mở chưa lớn lắm và là giai đoạn giãn nở của khí sót. Sau khi xu páp nạp mở tương đối lớn, tốc độ của pít tông tăng lên khí nạp mới bắt đầu được hút vào xi lanh, sau đó tốc độ của pít tông giảm dần và bằng 0 tại ĐCD. Lượng khí nạp vào giai đoạn này khoảng 80%.

* **Giai đoạn 3:** Từ khi pít tông từ ĐCD đến điểm xu páp nạp đóng tại d_2 . Tại ĐCD tốc độ của pít tông bằng 0 nhưng tốc độ dòng khí nạp khác 0 (do quán tính dòng nạp). Góc đóng muộn của xu páp nạp khoảng $25 - 85^\circ$ góc quay trục khuỷu sau ĐCD. Lượng khí nạp vào trong giai đoạn này gọi là lượng nạp thêm, chiếm khoảng 20% ở chế độ vòng quay định mức.

Quá trình thay đổi môi chất trong động cơ 2 kỳ không có các kỳ thải và nạp riêng biệt như ở động cơ 4 kỳ, mà được thực hiện từ điểm b (hình 3-2) cuối kỳ giãn nở, lúc bắt đầu mở cơ cấu thải, bằng cách dựa vào chênh áp để sản vật cháy 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 $p_k > \text{áp suất sản vật cháy trong xi lanh}$) đi vào xi lanh tạo lực cưỡng bức đẩy tiếp sản vật cháy ra đường thải, còn bản thân môi chất mới được nạp đầy xi lanh cho tới điểm a (đầu quá trình nén). Như vậy quá trình thay đổi môi chất (nạp và thải) trong động cơ 2 kỳ hầu như diễn ra đồng thời xen kẽ nhau khiến vấn đề càng phức tạp.



Hình 3.4. Phân đồ thị công của quá trình thay đổi khí trong động cơ 2 kỳ

Quá trình nạp phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố, khiến cho môi chất mới nạp vào xi lanh trong mỗi chu trình nhỏ hơn lượng nạp lý thuyết, 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 ở phía trước xu páp nạp (động cơ diesel) 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 p_0 và T_0 của khí trời. Áp suất p_k của động cơ 4 kỳ không tăng áp thường nhỏ hơn p_0 , vì khi đi vào đường nạp thường gặp cản của bình lọc khí.

Trong các động cơ tăng áp và động cơ 2 kỳ, thường $p_k > p_0$ vì trước khi vào động cơ khí nạp đã được nén trước trong máy nén tăng áp hoặc trong bơm quét khí. Nhiệt độ T_k cũng có thể khác nhiệt độ T_0 . Do đó đối với động cơ 4 kỳ không tăng áp (xăng và diesel):

$$p_k = p_0 - \Delta p_0 \quad (3.25)$$

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

$$T_k \approx T_0.$$

Đối với động cơ 4 kỳ tăng áp và động cơ 2 kỳ, p_k bằng áp suất tăng áp p_s ở sau máy nén (nếu không có kết làm mát trung gian cho không khí nén) và:

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (3.26)$$

Trong đó: m – chỉ số nén đa biến, phụ thuộc vào loại máy nén ($m \approx 1,6 - 1,8$).

Trường hợp có kết làm mát trung gian:

$$p_k = p_s - \Delta p_{mat} \quad (3.27)$$

Trong đó Δp_{mat} - Tổn thất áp suất khí qua kết làm mát.

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_{mat} \quad (3.28)$$

Trong đó: ΔT_{mat} - Chênh lệch nhiệt độ của không khí trước và sau làm mát.

Lượng môi chất mới nạp vào xi lanh trong mỗi chu trình động cơ 4 kỳ phụ thuộc nhiều nhất vào chênh áp $\Delta p_k = p_k - p_a$ (p_a áp suất môi chất trong xi lanh cuối quá trình nạp tại a). Suốt kỳ nạp áp suất trong xi lanh đều thấp hơn p_k , chênh áp ấy tạo nên dòng chảy của môi chất mới đi vào xi lanh qua xu páp nạp, nó phản ánh trở lực của xu páp nạp đối với dòng chảy.

Đối với động cơ 2 kỳ, lúc đóng cơ cấu (cửa) quét, áp suất trong xi lanh thường nhỏ hơn p_k nhưng lớn hơn áp suất khí trên đường thải p_{th} .

Chênh áp giữa đường nạp và môi chất trong xi lanh 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 để tìm các biện pháp để nạp thêm môi chất vào xi lanh đầu quá trình nén.

3.2.2. Các thông số ảnh hưởng đến quá trình nạp

a. Áp suất cuối quá trình nạp

Coi dòng chảy của môi chất mới qua xu páp nạp vào xi lanh là dòng chảy dừng không chịu nén (do áp suất môi chất ít thay đổi trên đường nạp của ĐC-D và ĐC-X khi mở hết bướm ga), phương trình Benoullie dùng cho dòng chảy có dạng.

$$\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{W_k^2}{2} = \frac{p'_a}{\rho_k} + \frac{W^2}{2} + \xi_o \cdot \frac{W^2}{2} \quad (3.29)$$

Trong đó: p'_a – áp suất trong xi lanh ĐC tại xu páp nạp;

W_k – tốc độ dòng khí tại cửa vào của đường nạp;

W – tốc độ dòng khí qua xu páp nạp;

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 , ta có:

$$\Delta p'_k = p_k - p'_a = (1 + \xi_o) \frac{\rho_k}{2} W^2; N/m^2 \quad (3.30)$$

Từ biểu thức trên ta thấy rõ: tại mỗi thời điểm tổn thất áp suất trên đường nạp $\Delta p'_k$ tỷ 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:

$$W = C_m \cdot \frac{F_p}{f_k} = \frac{S \cdot n}{30} \cdot \frac{F_p}{f_k} = K \cdot \frac{n}{f_k} \quad (3.31)$$

Trong đó: C_m – tốc độ trung bình của pít tông (m/s);

n – tốc độ trục khuỷu (vg/ph);

f_k – tiết diện lưu thông qua xu páp nạp; (m^2);

S, F_p – hành trình và diện tích đỉnh pít tông (m, m^2).

Thay vào để tính $\Delta p'_k$, ta được:

$$\Delta p'_k = (1 + \xi_o) \frac{\rho_k}{2} \cdot K^2 \cdot \frac{n^2}{f_k^2} = K_1 \cdot \frac{n^2}{f_k^2} \quad (3.32)$$

Từ biểu thức ta thấy rằng: $\Delta p'_k$ tỷ lệ thuận với $(1 + \xi_o)n^2$ và tỷ 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 xu páp có đường kính lớn hoặc dùng nhiều xupáp. Nếu động cơ có $V_h = \text{const}$, có thể tăng f_k bằng cách giảm $\frac{S}{D}$, vì:

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S = \text{const} \quad (3.33)$$

nếu giảm $\frac{S}{D}$ thì D sẽ tăng nhờ đó sẽ làm tăng η_v (dùng xu páp treo), như vậy có thể dùng 2 hoặc 4 xu páp (hai nạp hai thải) có đường kính lớn hơn. Dùng 4 xu páp sẽ rất có lợi với động cơ cao tốc vì chẳng những sẽ làm tăng f_k mà còn giảm bớt khối lượng của xu páp, qua đó giảm lực quán tính và nâng cao độ tin cậy của cơ cấu phối khí. Có thể tăng f_k nhờ sử dụng buồng cháy dạng chêm hoặc dạng bán cầu (xu páp đặt nghiêng trong ĐC-X).

Tỷ số $\frac{F_p}{i.f_k}$ (i – số xu páp) phụ thuộc vào tốc độ trung bình của pít tông C_m và nằm trong giới hạn sau:

Loại động cơ	C_m (m/s)	$\frac{F_p}{i.f_k}$
- Động cơ thấp tốc	< 6	12 - 8
- Động cơ tốc độ vừa	6 - 9	9 - 6
- Động cơ tốc độ cao	> 9	6 - 4,5

Tốc độ trung bình của môi chất mới qua xu páp ĐC-D nằm trong phạm vi 30 -70 m/s, một vài trường hợp động cơ ô tô có thể lớn hơn 80 m/s.

Với động cơ diesel đã cho, ξ_o , ρ_k , K, K_1 , f_k đều là hằng số nên từ công thức tính $\Delta p'_k$ thấy rõ n là thông số vận hành duy nhất gây ảnh hưởng chính tới $\Delta p'_k$ (thay đổi N_e chỉ cần thay đổi g_{ct}).

Đối với ĐC-X và động cơ ga, người ta dùng bướm ga để thay đổi công suất 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.

Quá trình thay đổi môi chất trong động cơ 2 kỳ rất phức tạp. Giá trị p_a , 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 động cơ thấp. Do đó tăng n sẽ làm tăng Δp_k và giảm p_a .

Trong quá trình tính toán nhiệt và nghiên cứu, áp suất p_a (cuối quá trình nạp – tại a, ĐCD) được xác định bằng số liệu thực nghiệm.

Với động cơ 4 kỳ không tăng áp: $p_a = (0,8 - 0,9)p_k$

Với động cơ 4 kỳ tăng áp: $p_a = (0,90 - 0,96) p_k$

Với động cơ 2 kỳ:

Loại thấp tốc, quét vòng: $P_a \approx \frac{P_k + P_{th}}{2}$

Loại cao tốc quét thẳng: $p_a \approx (0,85 - 1,05)p_k$

b. Lượng khí sót

Cuối quá trình thải trong xi lanh còn lưu lại một ít sản vật cháy, được gọi là khí sót. Trong quá trình nạp số khí sót trên sẽ giãn nở, chiếm chỗ trong xi lanh và trộn với khí nạp mới làm giảm lượng khí nạp mới.

Nếu gọi M_r và M_1 là lượng khí sót và khối lượng môi chất mới khi đốt cháy 1kg nhiên liệu và m_r và m_1 là lượng khí sót và lượng môi chất mới của chu trình thì hệ số khí sót γ_r sẽ là:

$$\gamma_r = \frac{m_r}{m_1} = \frac{g_{ct} \cdot M_r}{g_{ct} \cdot M_1} \quad (3.34)$$

Trong đó: g_{ct} – lượng nhiên liệu cung cấp cho 1 chu trình (Kg/chu trình).

Ở động cơ 4 kỳ không tăng áp, góc trùng điệp thường không quá $30^\circ - 40^\circ$ góc quay trục khuỷu và thường không quét buồng cháy nên có thể cho rằng: tại điểm r (cuối kỳ thải) khí sót chiếm toàn bộ thể tích V_c với áp suất p_r và nhiệt độ T_r , sẽ có:

$$m_r = \frac{p_r \cdot V_c}{RT} \quad (3.35)$$

Trong đó: p_r , T_r – áp suất và nhiệt độ của khí sót ở thể tích V_c ;

R – hằng số 1 Kmol khí;

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} - \text{thể tích buồng cháy};$$

V_h – thể tích công tác của xi lanh.

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:

$$p_r = p_{th} + \Delta p_r \quad (3.36)$$

Trong đó:

$$\Delta p_r = K_2 \cdot \frac{n^2}{f_{th}^2} \quad (3.37)$$

f_{th} – tiết diện lưu thông của xu páp thải;

K_2 – hệ số phụ thuộc hệ số cản của đường thải và mật độ dòng khí thải.

Nhiệt độ T_r phụ thuộc vào thành phần của hòa khí, mức độ giãn nở của sản vật cháy, trao đổi nhiệt giữa sản vật cháy và thành xi lanh 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 diesel 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 diesel thấp hơn nhiều so với động cơ xăng (thấp hơn khoảng $200 - 300^\circ\text{C}$).

Thể tích $V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$ phụ thuộc vào tỷ số nén ε ; V_c sẽ giảm khi tăng ε , qua $m_r = \frac{p_r \cdot V_c}{RT}$ ta thấy rằng tăng ε sẽ làm giảm m_r .

Số kmol môi chất m_1 được xác định theo điều kiện nạp và phương pháp điều chỉnh tải của động cơ. Ở động cơ xăng (ĐC-X) giảm tải nhờ đóng nhỏ bướm ga, vì vậy sẽ làm giảm số lượng môi chất vào xi lanh mỗi chu trình m_1 , với động cơ diesel (ĐC-D) 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 ĐC-X và ĐC-D.

Do đó có thể rút ra một số nhận xét sau về hệ số khí sót:

- γ_r của ĐC-X lớn hơn so với ĐC-D (vì ĐC-D có ε lớn);
- Khi giảm tải, γ_r của ĐC-X tăng, còn đối với ĐC-D trên thực tế không thay đổi;
- Khi tăng áp, γ_r của ĐC-X, D đều giảm.
- γ_r của động cơ 4 kỳ nằm trong phạm vi sau:

ĐC-X và máy ga không tăng áp: $\gamma_r = 0,06 - 0,10$;

ĐC-D không tăng áp: $\gamma_r = 0,03 - 0,06$.

Để xác định γ_r có thể chọn p_r và T_r theo các số liệu kinh nghiệm sau:

Ở động cơ 4 kỳ không tăng áp và trên đường thải không lắp 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 $p_r = (1,03 - 1,06)p_o$;

Động cơ cao tốc $p_r = (1,05 - 1,10)p_o$.

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 bằng p_{th} .

Động cơ tăng áp p_{th} được xác định riêng, khi lắp bình tiêu âm cần lấy:

$p_{th} = (1,02 - 1,04)p_o$.

Nhiệt độ T_r nằm trong giới hạn sau:

ĐC-X: $T_r = (900 - 1.000)^0K$;

ĐC-D: $T_r = (700 - 900)^0K$;

Động cơ ga: $T_r = (750 - 1.000)^0K$.

Người ta còn dùng phương pháp quét buồng cháy để giảm γ_r của động cơ 4 kỳ bằng cách tăng góc trùng điệp của các xupáp nạp và thải.

γ_r của động cơ 2 kỳ còn phụ thuộc vào chất lượng của các quá trình thải và quét khí và thường thay đổi trong phạm vi rất rộng. Phụ thuộc vào hệ thống quét và thải cụ thể:

Quét vòng: $\gamma_r = 0,08 - 0,25$;

Quét thẳng: $\gamma_r = 0,06 - 0,15$;

Quét buồng cháy bằng khí nén ở cacte: $\gamma_r = 0,25 - 0,40$.

Đối với động cơ 2 kỳ còn dùng hệ số thải sạch η_s :

$$\eta_s = \frac{m_1}{m_1 + m_r} = \frac{M_1}{M_1 + M_r} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \quad (3.38)$$

c. Nhiệt độ sấy nóng môi chất mới ΔT

Quá trình lưu động trên đường nạp vào xi lanh, môi chất mới tiếp xúc với các bề mặt nóng của các chi tiết, được sấy nóng và tăng nhiệt độ lên một giá trị ΔT . Giá trị ΔT phụ thuộc vào tốc độ lưu động, thời gian tiếp xúc với bề mặt nóng. Nếu nhiệt độ 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 ĐC-X, số nhiệt lượng để làm nóng môi chất mới chỉ làm cho xăng dễ bốc hơi trên đường nạp, nếu quá mức ấy sẽ làm giảm lượng môi chất mới nạp vào động cơ. Số giá ΔT của môi chất mới được tính như sau:

$$\Delta T = \Delta T_1 - \Delta T_{b,h}$$

Trong đó: ΔT_1 – 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, ĐC-D $\Delta T_{b,h} = 0$

ΔT được xác định theo số liệu thực nghiệm và theo cách tính gián tiếp, được lấy theo các số liệu sau:

$$\Delta T = (20 - 40)^\circ\text{C} \text{ với ĐC-X};$$

$$\Delta T = (0 - 20)^\circ\text{C} \text{ với ĐC-D.}$$

Đối với ĐC-X, ĐC-D tăng áp không làm mát trung gian cho khí nén ΔT thường rất nhỏ do chênh lệch nhiệt độ thấp. Nếu T_s (nhiệt độ môi chất sau máy nén) lớn hơn nhiệt độ vách thì môi chất mới được làm mát và $\Delta T < 0$.

d. 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 môi chất mới với khí sót nóng hơn. Các quá trình trên diễn ra riêng lẻ trên đường nạp hoặc

đồng thời trong xi lanh động cơ. Có thể xác định T_a (tại điểm a trên H 3.4) 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 quá trình đẳng áp p_a và khí sót giãn nở từ p_r xuống p_a , nhiệt độ khí sót T_r không thay đổi. Ta có:

$$\text{Từ:} \begin{cases} mC_p \cdot m_1 (T_k + \Delta T) + mC_p'' \cdot m_r \cdot T_r = mC_p' (m_1 + m_r) \cdot T_a; \\ m_1 = g_{ct} \cdot M_1; m_r = g_{ct} \cdot M_r \end{cases}$$

Thay vào và giản lược g_{ct} được:

$$mC_p \cdot M_1 (T_k + \Delta T) + mC_p'' \cdot M_r \cdot T_r = mC_p' (M_1 + M_r) \cdot T_a \quad (3.39)$$

Trong đó:

mC_p, mC_p'', mC_p' - tỷ **nhật 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 – nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới;

T_r – nhiệt độ khí sót.

Các tỷ nhật 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 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 $T_r \gg T_0$ và thành phần khí sót khác xa so với môi chất mới.

Gọi $\lambda_t = \frac{mC_p''}{mC_p}$ là hệ số hiệu chỉnh tỷ nhật, ta được: $mC_p'' = \lambda_t \cdot mC_p$

λ_t phụ thuộc vào α và nhiệt độ T_r .

Đối với ĐC-X α : 0,8 1,0 1,2 1,4

λ_t : 1,13 1,17 1,14 1,11

Đối với ĐC-D khi $\alpha = 1,5 - 1,8$ có thể lấy $\lambda_t = 1,1$.

Sau khi thay mC_p', mC_p'' theo các giả thiết trên vào (*), giản lược mC_p , chia 2 vế của biểu thức cho M_1 và thay $\frac{M_r}{M_1} = \gamma_r$ sẽ được:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t \cdot \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (3.40)$$

Nếu lấy $\lambda_t = 1$, sai số T_a thường không lớn, có:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_t \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (3.41)$$

Các công thức trên đều đúng cho cả động cơ 2 kỳ và 4 kỳ. Biến động của T_a trong phạm vi:

Với động cơ 4 kỳ không tăng áp:

$$T_a = (310 - 350)^{\circ}\text{K}$$

Với động cơ 4 kỳ tăng áp và động cơ 2 kỳ:

$$T_a = (320 - 400)^{\circ}\text{K}$$

Từ trên thấy rằng: Nếu tăng γ_r và ΔT đều làm tăng T_a và do đó làm giảm mật độ môi chất mới nạp vào xi lanh.

Trị số λ_t đối với các loại động cơ nằm trong khoảng 1,02 – 1,07

3.2.3. Định nghĩa – công thức hệ số nạp η_v

a. Định nghĩa:

Hệ số nạp η_v là tỷ số giữa lượng môi chất mới thực tế nạp vào xi lanh 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 xi lanh V_h ở điều kiện áp suất và nhiệt độ của môi chất trước xu páp nạp (p_k và T_k).

$$\eta_v = \frac{g_{ct} M_1}{M_h} = \frac{G_k}{\gamma_k V_h} = \frac{V_k}{V_h} \quad (3.42)$$

Trong đó: m_1 - Số lượng khí nạp mới của chu trình-kmol;

g_{ct} - Lượng nhiên liệu cấp cho 1 chu trình ($\frac{\text{kg}}{\text{chutình}}$)

M_1 - Lượng môi chất mới thực tế đi vào xi lanh để đốt cháy 1 kg nhiên liệu ($\frac{\text{kmol}}{\text{kgnl}}$);

V_k - Thể tích khí nạp mới có trong xi lanh sau khi quy dẫn về điều kiện p_k , T_k ;

G_k - Lượng không khí nạp vào xi lanh mỗi chu trình ($\frac{\text{kgkk}}{\text{chutình}}$);

Đối với động cơ 2 kỳ, ngoài η_v tính theo toàn bộ thể tích công tác V_h (còn gọi là hệ số nạp lý thuyết), còn có hệ số nạp η_v' (còn gọi là hệ số nạp thực tế), tính cho thể tích V_h' của hành trình có ích.

$$\eta'_v = \frac{g_{ct} \cdot M_1}{M'_h} = \frac{G_k}{\gamma_r \cdot V'_h} = \frac{V_k}{V'_h} \quad (3.43)$$

Quan hệ giữa η_v và η'_v

$$\eta'_v = \frac{V_k}{V'_h} = \frac{V_k}{V_h (1 - \psi)} = \frac{\eta_v}{(1 - \psi)} \quad (3.44)$$

$$\text{Từ đó: } \eta_v = (1 - \psi) \cdot \eta'_v \quad (3.45)$$

Trong đó: ψ - phần tổn thất hành trình của pít tông dùng để thay đổi môi chất, phụ thuộc vào sơ đồ quét – thải: với hệ thống quét thẳng qua xu páp $\psi = 0,12 - 0,14$.

Động cơ tăng áp cũng như động cơ 2 kỳ luôn luôn có một phần môi chất mới tổn hao cho quét khí không tham gia vào các quá trình nén và cháy - giãn nở. Người ta dùng hệ số quét khí η_q để đánh giá tổn hao trên:

$$\eta_q = \frac{G_q}{G_k} = \frac{M_q}{M_k} \quad (3.46)$$

Trong đó: G_q và M_q – lượng không khí quét đi qua cửa quét (kg hoặc mol)

G_k và M_k - lượng không khí quét còn lưu lại trong xi lanh khi nén.

Động cơ 4 kỳ nếu góc trùng điệp không quá 40 - 50 góc quay trục khuỷu thì: $\eta_q = 1$

b. Phương trình η_v tổng quát:

Theo định nghĩa về hệ số nạp ta có:

$$g_{ct} \cdot M_1 = \eta_v \cdot M_h \quad (3.47)$$

Từ phương trình trạng thái, xác định được M_h chứa đầy V_h ở p_k , T_k :

$$M_h = \frac{p_k \cdot V_h}{8314 \cdot T_k} \quad (3.48)$$

$$\text{Do đó: } g_{ct} \cdot M_1 = \frac{p_k \cdot \eta_v \cdot V_h}{8314 \cdot T_k} \quad (3.49)$$

Trong đó: p_k (Pa) ; V_h (m³) ; T_k (K) và $R = 8314$ KJ/Kmol độ.

Lượng môi chất mới $g_{ct} M_1$ được chia làm 2 phần:

- Phần thứ nhất $g_{ct} \cdot M_{1a}$ được nạp từ đầu cho đến khi pít tông tới ĐCD (điểm a).
- Phần thứ 2: $g_{ct}(M_1 - M_{1a})$ là phần nạp thêm tính từ điểm a đến khi đóng xu páp nạp (Động cơ 4 kỳ).

Phần thứ nhất $g_{ct}.M_{1a}$ cùng với lượng khí sót của chu trình $g_{ct}.M_{1r}$ tạo nên M_a với áp suất p_a , nhiệt độ T_a và thể tích V_a :

$$M_a = g_{ct}.(M_{1a} + M_r) = \frac{p_a.V_a}{8314.T_a} \quad (3.50)$$

Sau khi nạp thêm lượng môi chất ở trong xi lanh sẽ là: $(g_{ct}.M_1 + g_{ct}.M_r)$.

Nếu gọi: $\lambda_1 = \frac{g_{ct}(M_1 + M_r)}{g_{ct}(M_{1a} + M_r)}$ là hệ số nạp thêm, sẽ có:

$$g_{ct}(M_1 + M_r) = \lambda_1.g_{ct}(M_{1a} + M_r)$$

Thay λ_1 vào (3.50), rồi nhân và chia vế trái cho M_1 , được:

$$g_{ct}.M_1(1 + \lambda_r) = \lambda_1 \frac{p_a.V_a}{8314.T_a} \quad (3.51)$$

Thay $g_{ct}.M_1 = \frac{p_k.\eta_v.V_h}{8314.T_k}$ vào công thức trên, sau đó thay:

$$V_a = V_h + V_c = V_h + \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = V_h \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}; \text{ sau khi giản lược } V_h, \text{ chỉnh lý, được:}$$

$$\eta_v = \lambda_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a(1 + \gamma_r)} \quad (3.52)$$

Thay $T_a(1 + \gamma_r)$ từ $T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t.\gamma_r.T_r}{1 + \gamma_r}$ vào biểu thức trên, được:

$$\eta_v = \lambda_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \lambda_t.\gamma_r.T_r} \quad (3.53)$$

Đối với động cơ 2 kỳ η_v' tính cho hành trình có ích của pít tông sẽ có dạng:

$$\eta_v' = \lambda_1 \times \frac{\varepsilon'}{\varepsilon' - 1} \times \frac{p_a}{p_k} \times \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \lambda_t.\gamma_r.T_r} \quad (3.54)$$

Trong đó: $\varepsilon' = \frac{V_h' + V_c}{V_c}$ - tỷ số nén thực tế của động cơ 2 kỳ.

3.3. QUÁ TRÌNH NÉN

3.3.1. Diễn biến của quá trình nén

Quá trình nén của động cơ đốt trong có tác dụng sau:

- Mở rộng phạm vi nhiệt độ của quá trình làm việc (nén, cháy và giãn nở);
- Đảm bảo cho sản vật cháy được giãn nở sinh công triệt để hơn;
- 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 trở 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 và các thông số của môi chất cuối quá trình nén p_c và T_c .

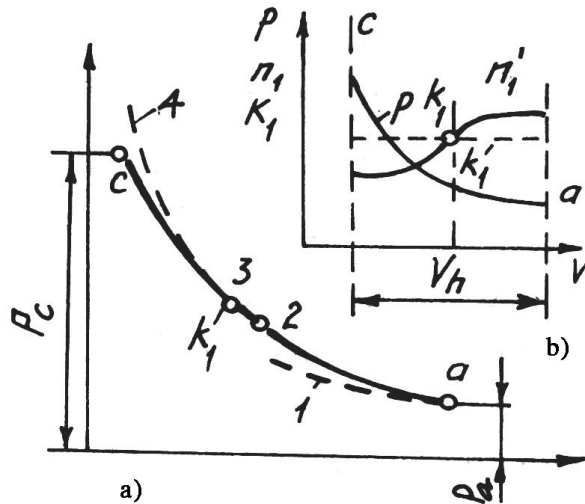
Đối với động cơ xăng hình thành hòa khí bên ngoài và châm cháy cưỡng bức, môi chất công tác trong quá trình cháy gồm hòa khí và một ít khí sót. Tỷ số nén cũng như nhiệt độ và áp suất cuối quá trình nén bị giới hạn bởi hiện tượng kích nổ. Ngoài ra trong buồng nén nếu có muội than hoặc có những vùng quá nóng còn có thể làm cho hòa khí cháy sớm.

Đối với động cơ diesel 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 tỷ 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 lạnh, máy chạy ở tốc độ thấp và tải trọng nhỏ, chạy ở nhiệt độ môi trường 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 xi lanh luôn luôn trao đổi nhiệt qua lại với nhau.

Đầu quá trình nén nhiệt độ môi chất T_a thấp hơn nhiệt độ trung bình của xi lanh, pít tong, nắp xi lanh.. 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: $pV^{n_1'} = \text{const}$. Giá trị n_1' ở đầu quá trình nén lớn nhất vì có chênh lệch nhiệt độ lớn giữa các chi tiết nóng và môi chất, khiến môi chất vừa chịu nén vừa nhận nhiệt thêm. Tiếp theo pít tong càng nén càng làm tăng nhiệt độ môi chất trong xi lanh và làm cho chênh lệch nhiệt độ giữa các chi tiết nóng và môi chất giảm dần, môi chất được nhận nhiệt này càng ít làm cho quá trình nén càng gần với quá trình đoạn nhiệt và chỉ số nén n_1' tiến sát tới chỉ số đoạn nhiệt k_1 . Tới một điểm nào đó nhiệt độ môi chất bằng nhiệt độ trung bình của vách xi lanh và có thể coi điểm đó là nén đoạn nhiệt, chỉ số nén $n_1' = k_1$ (chỉ số đoạn nhiệt khi nén). Tiếp theo của quá trình nén sẽ làm cho nhiệt độ

môi chất trở nên lớn hơn nhiệt độ vách xi lanh và chiều truyền nhiệt sẽ thay đổi, môi chất truyền nhiệt cho vách xi lanh, kết quả làm cho đường nén thực tế (3-c) ít dốc hơn so với đường nén đoạn nhiệt (3-4); chỉ số nén n'_1 ngày càng nhỏ hơn k_1 .



Hình 3.5. 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 tới 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 hoá 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: $n_1 = (1,34 - 1,39)$ rất hiếm trường hợp đạt $n_1 = (1,40 - 1,41)$.

3.3.2. Các thông số ảnh hưởng đến quá trình nén

a. Chỉ số nén đa biến trung bình n_1

Trị số n_1 cho từng loại động cơ được xác định theo phương pháp gần đúng dựa vào phương trình công và sự trao đổi nhiệt trong quá trình nén, giá trị n_1 có thể chọn theo công thức kinh nghiệm sau:

$$n_1 - 1 = \frac{1,986}{4,6 + 0,0006 T_a (1 + \varepsilon^{n_1^* - 1})} \quad (3.55)$$

Phương pháp xác định n_1 theo công thức trên được thực hiện theo quy trình sau:

- Chọn n_1^* để tính ra n_1 , sau đó thay n_1 vừa tính được vào n_1^* để tính n_1 vòng lại.

- Cứ tiếp tục như vậy cho đến khi giá trị n_1 sẽ là hằng số thì đó là kết quả cuối cùng của n_1 .

- Trong trường hợp có đồ thị chỉ thị được ghi từ động cơ, thì n_1 có thể xác định theo biểu thức:

$$n_1 = \frac{\lg p_c - \lg p_a}{\lg V_a - \lg V_c} = \frac{\lg \frac{p_c}{p_a}}{\lg \frac{V_a}{V_c}} = \frac{\lg \frac{p_c}{p_a}}{\lg \varepsilon} \quad (3.56)$$

b. Áp suất cuối quá trình nén p_c :

Được xác định theo phương trình của quá trình nén đa biến:

$$p_a \cdot V_a^{n_1} = p_c \cdot V_c^{n_1} \quad (3.57)$$

Từ đó tính được :

$$p_c = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (3.58)$$

c. Nhiệt độ cuối quá trình nén T_c :

Được xác định từ phương trình trạng thái:

$$p_a \cdot V_a = 8314 \cdot m_a \cdot T_a$$

$$p_c \cdot V_c = 8314 \cdot m_c \cdot T_c$$

Trong đó: m_a và m_c – lượng môi chất (Kmol) ở đầu và cuối quá trình nén:

$$m_a = m_c = g_{ct} \cdot M_1 \cdot (1 + \gamma_r)$$

Chia 2 vế của phương trình trạng thái cho nhau sẽ được :

$$\frac{T_c}{T_a} = \frac{p_c}{p_a} \cdot \frac{V_c}{V_a}$$

$$\text{Từ đó: } T_c = T_a \cdot \frac{p_c}{p_a} \cdot \frac{V_c}{V_a} = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \text{ trong đó: } \frac{p_c}{p_a} = \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} \quad (3.59)$$

3.3.3. Công nén

Vi lượng công trong quá trình nén được xác định theo biểu thức:

$$dL = p dV$$

Tích phân từ đầu đến cuối quá trình nén ta được công nén L_{ac} :

$$L_{ac} = \int_{V_a}^{V_c} p dV \quad (3.60)$$

Trong quá trình nén ta có:

$$p V^{n_1} = p_a V_a^{n_1} = p_c V_c^{n_1} = \text{const} \quad \text{Từ đó tìm được:}$$

$$p = \frac{p_a V_a^{n_1}}{V^{n_1}}, \text{ thay vào } L_{ac}, \text{ được:}$$

$$L_{ac} = p_a V_a^{n_1} \int_{V_a}^{V_c} \frac{dV}{V^{n_1}} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_a V_a - p_c V_c) \quad (3.61)$$

Thay $p_a V_a$ và $p_c V_c$ bằng biểu thức của phương trình trạng thái và $m_a = m_c$, sẽ được:

$$L_{ac} = \frac{8314 \cdot m_a}{n_1 - 1} (T_a - T_c) \quad (3.62)$$

vì $m_a = m_c = g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r)$, nên:

$$L_{ac} = \frac{8314 \cdot g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r)}{n_1 - 1} (T_a - T_c) \quad (3.63)$$

$$\text{Đối với : ĐC-X: } M_1 = \alpha \cdot M_O + \frac{1}{\mu_{nl}};$$

$$\text{ĐC-D: } M_1 = \alpha \cdot M_O.$$

$$\text{Thay } T_c = T_a \cdot \frac{p_c}{p_a} \cdot \frac{V_c}{V_a} = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1 - 1} = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$\text{vào } L_{ac} = \frac{8314 \cdot g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r)}{n_1 - 1} (T_a - T_c) \text{ ta được:}$$

$$L_{ac} = - \frac{8314 \cdot g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r)}{n_1 - 1} T_a (\varepsilon^{n_1 - 1} - 1) \quad (3.64)$$

$$\text{Thay: } g_{ct} \cdot M_1 = \frac{p_k \cdot \eta_v \cdot V_h}{8314 \cdot T_k} \text{ vào: } L_{ac} = \frac{8314 \cdot g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r)}{n_1 - 1} (T_a - T_c),$$

được:

$$L_{ac} = - \frac{p_k \cdot V_h (1 + \gamma_r)}{(n_1 - 1) \cdot T_k} \cdot \eta_v (T_c - T_a) \text{ và } L_{ac} = - \frac{p_k \cdot V_h (1 + \gamma_r)}{(n_1 - 1) \cdot T_k} \cdot \eta_v \cdot T_a (\varepsilon^{n_1-1} - 1) \quad (3.65)$$

3.3.4. Những yếu tố ảnh hưởng đến chỉ số nén đa biến trung bình n_1

Chỉ số nén đa biến trung bình n_1 phản ánh mức độ trao đổi nhiệt giữa môi chất và thành xi lanh. 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 cho $n_1 < k_1$. Như vậy bất kỳ một yếu tố nào làm tăng phần cấp nhiệt lượng sẽ làm cho n_1 tăng, còn tăng phần tản nhiệt thì ngược lại. Có rất nhiều yếu tố gây ảnh hưởng tới n_1 như tốc độ động cơ, phụ tải, kích thước xi lanh, trạng thái nhiệt của động cơ... Nhìn chung quá trình nén tuyệt đại bộ phận động cơ quá trình tản nhiệt nhiều hơn.

a. Tốc độ động cơ n

Khi tăng vòng quay sẽ làm tăng số chu trình trong 1 giây, qua đó làm tăng trạng thái nhiệt các chi tiết trong xi lanh, giảm thời gian rò khí và thời gian tiếp xúc giữa môi chất và thành xi lanh. Kết quả tổng hợp của các yếu tố 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 .

Trong ĐC-X 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 vào xi lanh, tới đầu quá trình nén vẫn bay hơi tiếp sẽ hút nhiệt của môi chất làm giảm n_1 giai đoạn đầu quá trình nén. Hiện tượng trên càng tăng khi càng tăng n . Như vậy trong trường hợp mở 100% bướm ga, hiện tượng mất nhiệt của môi chất đầu quá trình nén do bay hơi của nhiên liệu tạo ra sẽ càng nhiều khi càng tăng 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 xi lanh gây ra kết quả làm cho n_1 ít thay đổi khi tăng n .

Nếu càng đóng nhỏ bướm ga sẽ làm giảm lượng nhiên liệu cấp cho chu trình và làm giảm áp suất môi chất ở phía sau bướm ga, nhưng ở tốc độ thấp vẫn còn quá trình bay hơi ở đầu quá trình nén. Nếu tăng n , áp suất phía sau bướm ga càng giảm nhanh, điều kiện ấy khiến nhiên liệu bay hơi nhanh. Như vậy càng tăng n càng không có nhiên liệu bay hơi ở đầu quá trình nén, làm cho n_1 tăng nhanh khi tăng n . Tốc độ tăng của n_1 theo n càng lớn khi đóng bướm ga càng nhiều.

b. Phụ tải động cơ

Khi tăng tải sẽ làm tăng trạng thái nhiệt và nhiệt độ trung bình của thành xi lanh, qua đó làm tăng nhiệt lượng cấp cho môi chất ở đầu kỳ nén và giảm tản nhiệt ở cuối kỳ nén, kết quả làm tăng n_1 . Ảnh hưởng kể trên của tải tới n_1 của ĐC-D rất nhỏ nhưng thể hiện rất khác nhau đối với ĐC-X. Khi chạy ở tốc độ lớn, tải của ĐC-X 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 n thấp sẽ có nhiều xăng chưa kịp bay hơi đi vào xi lanh ở đầu quá trình nén (vì đường nạp ít được sấy nóng,

tốc độ môi chất lại thấp, xăng khó bay hơi). Nếu tăng n sẽ làm tăng nhanh độ chân không phía 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 (ở $n = 2.000$ vòng/phút và 2.200 vòng/phút).

c. Tình trạng kỹ thuật

Nếu pít tông – xi lanh mòn nhiều sẽ làm tăng lọt khí, gây mất nhiệt làm giảm n_1 . Có muội than bám trên đỉnh pít tông, V_c , hoặc có lớp cặn bám trên mặt tiếp xúc với môi chất làm mát của xi lanh sẽ làm ngăn tản nhiệt của môi chất, làm tăng n_1 .

Tất cả các biện pháp nhằm giảm nhiệt độ trung bình của xi lanh: tăng tốc độ tuần hoàn của nước làm mát, làm mát đỉnh pít tông... đều làm giảm n_1 . Nếu tăng tỷ số nén sẽ làm tăng p_c và T_c do đó sẽ làm tăng phần nhiệt tản cho xi lanh và làm giảm n_1 .

d. Kích thước xi lanh (đường kính D của xi lanh và hành trình S của piston):

Tỷ số $\frac{F_{lm}}{V_h}$ (trong đó F_{lm} , V_h là diện tích làm mát và thể tích công tác của xi lanh) tỷ lệ thuận với $\frac{S}{D}$, do đó làm tăng D sẽ làm cho môi chất khó tản nhiệt hơn qua đó làm tăng n_1 .

Nếu $V_h = \text{const}$ trong trường hợp $\frac{S}{D} > 1$ nếu giảm $\frac{F_{lm}}{V_h}$ nhờ đó n_1 sẽ tăng, nếu tăng $\frac{S}{D}$ kết quả sẽ ngược lại.

e. 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 với chế độ dừng. Sự sai khác lớn hay nhỏ của n_1 phụ thuộc vào giá trị gia tốc. Ở các chế độ giảm tải hoặc giảm tốc thì n_1 lớn hơn so với chế độ dừng.

3.3.5. Chọn tỷ số nén

Tỷ số nén là một trong những thông số kết cấu quan trọng, nó ảnh hưởng nhiều đến chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ. Về mặt lý thuyết khi tăng tỷ số nén thì công suất và tính kinh tế động cơ tăng, nhưng sẽ làm tăng tổn thất cơ giới, giảm tuổi thọ và sinh các hiện tượng cháy không bình thường trong động cơ xăng, nên việc tăng tỷ số nén chỉ có lợi trong một phạm vi nhất định. Do vậy tùy thuộc vào từng loại động cơ để chọn ε cho hợp lý.

a. Đối với động cơ xăng:

Từ công thức tính $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$ của chu trình cấp nhiệt đẳng tích thấy rằng: giải pháp chính làm tăng η_t là nâng cao ε . Lịch sử phát triển ĐC-X đã chỉ rằng: muốn nâng cao tính năng ĐC-X không thể tách khỏi các giải pháp nhằm tăng ε . Tăng ε không chỉ

làm tăng p_c và T_c , tạo điều kiện tốt để hòa khí được cháy nhanh, rút ngắn thời gian cháy làm cho áp suất cực và nhiệt độ cực đại của chu trình được xuất hiện gần ĐCT mà quan trọng hơn là khi tăng ϵ , công suất và hiệu suất của chu trình đều tăng. Mặt khác nâng cao ϵ có thể mở rộng phạm vi sử dụng thành phần hòa khí, sẽ có lợi cho việc sử dụng hòa khí nhạt.

Tuy nhiên khi tăng ϵ , mặc dù tốc độ cháy được gia tăng, nhưng do nhiệt độ cuối quá trình nén cao làm tăng khuynh hướng tự bốc cháy của hòa khí ở khu vực cách xa buzi, thậm chí còn làm cho số hoà khí trên tự bốc cháy khi màng lửa chưa lan tràn tới sinh cháy kích nổ. Vì vậy, ϵ được xác định bởi các yếu tố kết cấu và vận hành như: Tính cao tốc, chế độ phụ tải, phương pháp hình thành hỗn hợp, vật liệu chế tạo, hình dạng buồng cháy, kích thước xi lanh... Nhưng trị số ôctan là yếu tố quan trọng nhất ảnh hưởng đến kích nổ, trị số ôc tan càng thấp khuynh hướng kích nổ càng lớn, tỷ số nén cho phép càng thấp. Vì vậy nâng cao trị số ôc tan của xăng là tiền đề để tăng tỷ số nén và giảm khuynh hướng kích nổ, đồng thời có buồng cháy hợp lý sẽ nâng cao khả năng chống kích nổ.

Tóm lại, ϵ của ĐC-X phụ thuộc vào số ôctan của nhiên liệu và tính năng chống kích nổ của buồng cháy. Thông thường ϵ chọn qua thử nghiệm, tức là sau khi đã chọn nhiên liệu và hình dạng buồng cháy thích hợp, phải dùng ϵ tương đối lớn với điều kiện không để xảy ra cháy kích nổ mạnh. Mặt khác chọn ϵ còn phải kết hợp với điều kiện sử dụng. Nếu ô tô 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 ô tô là tải vừa và tải nhỏ. Do đó phải 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 tỷ số nén cao hơn một chút so với giới hạn cháy kích nổ khi chạy ở tải lớn tốc độ thấp, nhờ đó sẽ làm tăng hiệu suất (giảm tiêu hao nhiên liệu) cho những chế độ ô tô thường hoạt động. Nếu dùng biến mômen thủy lực, sau khi ô tô bắt đầu lăn bánh tốc độ động cơ có thể tới $n = 1.500 - 2.000$ vòng/phút, tốc độ sử dụng thường xuyên là trên 2.000 vòng/phút, trong trường hợp này có thể tăng ϵ để làm tăng tính năng động lực và tính kinh tế của ô tô, dù rằng có thể xảy ra cháy kích nổ khi chạy chậm và tải lớn, nhưng đây không phải là chế độ thường dùng của ô tô, vì vậy nhìn toàn bộ quá trình sử dụng ô tô ảnh hưởng của nó không lớn lắm.

Do tính năng của xăng ngày càng cao, các loại V_c ngày càng cải tiến, hiện nay trên phạm vi quốc tế ϵ của ô tô du lịch phổ biến là ở $\epsilon = 9$, của động cơ ô tô tải $\epsilon = 8$. Cũng cần hiểu rõ là nếu $\epsilon > 10$ lợi ích về công suất và tính kinh tế đem lại không nhiều, ngược lại nó tạo nên rất nhiều khuyết điểm gây cháy kích nổ và cháy sớm. Vì vậy 10, 15 năm trở lại đây ϵ của ĐC-X ở nhiều nước đều giảm tới 9 và dưới 9, nhiều nước đã cấm dùng xăng pha tetraêtil chì.

Giá trị ϵ đảm bảo sao cho T cuối quá trình nén thấp hơn T độ tự cháy của nhiên liệu, không phát sinh ra các hiện tượng cháy không bình thường.

b. Đối với động cơ diesel:

Tỷ số nén có giá trị sao cho nhiệt độ cuối quá trình nén phải đảm bảo cho hỗn hợp tự bốc cháy ở mọi chế độ làm việc và mọi nhiệt độ môi trường. Nghĩa là: $T_{\min} \geq 750-800K$. Nhiệt độ này lớn hơn nhiệt độ tự cháy của nhiên liệu từ 100 - 200°C, mặt khác ε phụ thuộc vào phương pháp hình thành hòa khí của động cơ đảm bảo cho động cơ được khởi động dễ dàng khi máy lạnh. Tỷ số nén thấp nhất từ 13 – 16 dùng trên ĐC-D phun nhiên liệu trực tiếp và có $\frac{F_{lm}}{V_h}$ nhỏ. Với $\varepsilon = 17 - 21$ dùng cho loại buồng cháy ngăn cách (buồng cháy dự bị, buồng cháy xoáy lốc...). Có trường hợp $\varepsilon = 27 - 29$ dùng cho động cơ đa nhiên liệu. Các giá trị ε kể trên vượt xa ε có lợi nhất (từ 11 – 12 đơn vị).

Khi chọn ε cho ĐC-D cần tính đến kích thước xi lanh, vật liệu làm pittông và xilanh, chế độ tốc độ và tải của động cơ... Động cơ càng nhỏ, dùng hợp kim nhẹ và chạy ở tải nhỏ càng phải có ε lớn; ngược lại động cơ càng lớn, pittông và nắp xi lanh làm bằng gang, thường làm việc ở tải lớn thì ε phải nhỏ.

Trị số ε của một số loại động cơ như sau:

ĐC-D tàu thủy, tàu hỏa, tĩnh tại:

	ε
- Động cơ thấp tốc	13 -14
- Động cơ tốc độ trung bình	14 -15
- Động cơ cao tốc	14 – 18
- Động cơ cao tốc tăng áp	12 - 13

Động cơ ô tô, máy kéo :

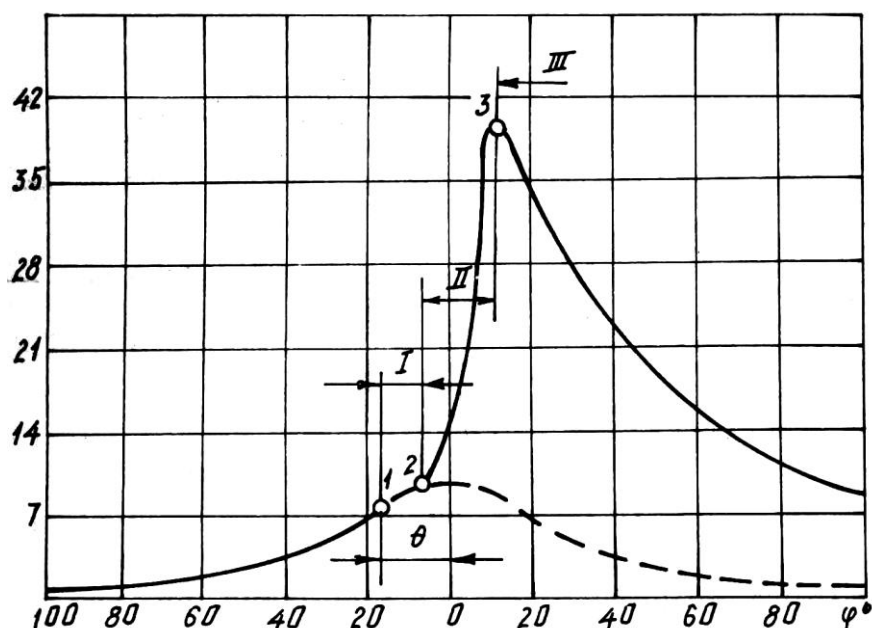
- ĐC-X	6 - 12
- ĐC-D buồng cháy thống nhất	13 – 16
- ĐC-D buồng cháy ngăn cách	17 - 20

3.4. QUÁ TRÌNH CHÁY

3.4.1. Quá trình cháy trong động cơ xăng

Quá trình cháy bắt đầu từ nguồn lửa xuất hiện ở cực bu gi 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. 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.

a. Quá trình cháy bình thường trong động cơ xăng.



Hình 3.6. Quá trình cháy bình thường trong động cơ xăng

I- Cháy trễ

II- Cháy nhanh

III- Cháy rút

1. Đánh lửa

2. Hình thành màng lửa trung tâm

3. Áp suất lớn nhất p_z .

Có nhiều phương pháp nghiên cứu quá trình cháy trong động cơ, thường dùng nhất là sử dụng đồ thị công $p - \varphi$, tức là đồ thị thể hiện biến thiên của áp suất p trong xi lanh theo góc quay trục khuỷu φ . Trên nắp xi lanh lắp một bộ phận cảm biến p , φ đặt trên trục hoành, dao động ký ghi lại sự biến thiên của p theo φ . dựa vào biến thiên của $p = f(\varphi)$, có thể biết được diễn biến 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 của quá trình, về mặt kỹ thuật thì đây là một phương pháp hữu hiệu, đơn giản. Ngoài ra còn dùng phương pháp chụp ảnh nhanh quá trình cháy, dựa vào một dãy các bức ảnh liên tiếp chụp được sẽ biết được tình hình tiến triển của quá trình cháy trong xi lanh.

Đồ thị $p - \varphi$ diễn hình của quá trình cháy bình thường thể hiện trên hình vẽ, điểm 1 – bắt đầu đánh lửa, cách ĐCT một góc θ được gọi là góc đánh lửa sớm; điểm 2 – là điểm đường áp suất cháy tách khỏi đường nén; điểm 3 – là thời điểm đạt áp suất cực đại. Điểm $p_{\max}$ và $T_{\max}$ không trùng nhau. Điểm đạt nhiệt độ cực đại thường xuất hiện muộn hơn. Dựa vào đặc trưng biến thiên $p = f(\varphi)$, người ta chia quá trình cháy của ĐC-X làm 3 thời kỳ.

* Thời kỳ cháy trễ I: (từ điểm 1 – 2), tính từ lúc đánh lửa đến lúc áp suất tăng đột ngột. Trong thời kỳ này áp suất trong xi lanh thay đổi tương tự như trường hợp không 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. Thông thường màng lửa trung tâm xuất hiện trước một chút so với thời điểm tăng đột ngột của áp suất. Nhưng để đơn giản không cần phân biệt rõ 2 điểm này.

Phân tích thời kỳ cháy trễ thấy rằng, sau khi bu gi đã bật tia lửa điện, hòa khí trong xi lanh không cháy ngay mà phải thực hiện một loạt phản ứng sơ bộ tạo nên sản vật trung gian v.v... Trong thời kỳ này nhiệt lượng nhả ra của các phản ứng rất nhỏ, vì vậy không thấy rõ sự khác biệt của nhiệt độ và áp suất so với trường hợp 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 ...

Giai đoạn này không dài lắm được tính bằng góc quay trục khuỷu φ_i hoặc tính theo thời gian τ_i với quan hệ: $\tau_i = \frac{\varphi_i}{6n}$

* *Thời kỳ cháy nhanh II*: Được tính từ điểm 2 đến điểm 3 (điểm có $p_{\max}$). Thời kỳ này cũng tương ứng với thời kỳ lan truyền màng lửa tính từ lúc xuất hiện màng lửa trung tâm tới khi màng lửa lan truyền khắp thể tích buồng cháy. Màng lửa của ĐC-X hầu hết là màng lửa chảy rối. Trong quá trình lan truyền màng lửa có dạng mặt cầu nhấp nhô lồi lõm. Trong thời kỳ này màng lửa lan truyền với tốc độ tăng dần, hòa khí trong xi lanh có phản ứng ôxy hoá ngày càng mãnh liệt và nhả ra một số nhiệt lượng lớn, trong khi dung tích trong xi lanh thay đổi ít làm cho áp suất và nhiệt độ môi chất tăng nhanh. Thời kỳ cháy nhanh là giai đoạn cháy chính của quá trình cháy, phần lớn nhiệt lượng nhả ra trong giai đoạn này; quy luật nhả nhiệt sẽ quyết định việc tăng áp suất, tức là quyết định khả năng đẩy pittông sinh công, vì vậy thời kỳ này có ý nghĩa quyết định tới tính năng của ĐC-X.

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 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 mang lửa S_r (m/s) và tốc độ cháy U (kg/m².s). S_r thể hiện tốc độ chuyển dịch của màng lửa theo phương 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. Chúng có mối quan hệ như sau:

$$U = \gamma . S_r \quad (3.66)$$

Trong đó: γ - khối lượng riêng của hòa khí (Kg/m³).

Số nhiệt lượng Q nhả ra trong một đơn vị thời gian:

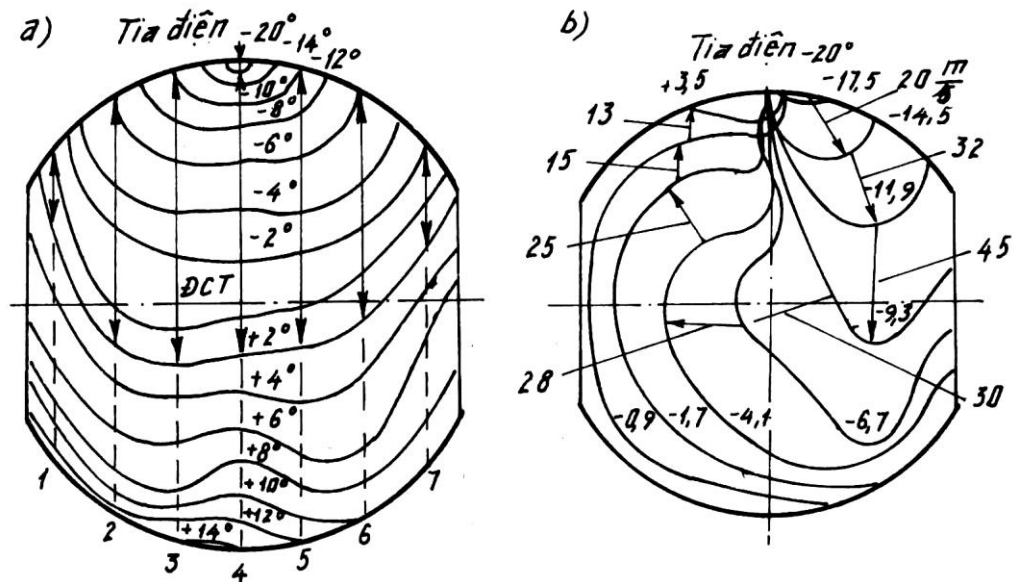
$$Q = U . F_T . Q_H = \gamma . S_r . F_T . Q_t \quad (KJ/s); \quad (3.67)$$

Trong đó: F_T – diện tích màng lửa (m²);

Q_t – nhiệt trị của hòa khí (KJ/Kg).

Từ đó thấy rằng quy luật nhả nhiệt của thời kỳ cháy nhanh, tức quy luật biến thiên của Q phụ thuộc vào tốc độ lan truyền màng lửa S_r , diện tích màng lửa F_T và mật độ môi chất γ . Màng lửa lan tràn 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.

Trường hợp cháy bình thường, tốc độ lan tràn màng lửa vào khoảng 10 -30 m/s, diện tích màng lửa thay đổi theo quy luật phân bố dung tích của V_c , đặc điểm lưu động của môi chất, vị trí đặt bu gi v.v... Hình 3.7 giới thiệu sơ đồ phân bố này và tốc độ lan tràn màng lửa. Sơ đồ a với $S_r \leq 16$ 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 của môi chất trong xi lanh trong thời kỳ cháy nhanh tăng lên càng nhiều làm cho công suất và hiệu suất động cơ càng được cải thiện 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 của động cơ.



Hình 3.7. Sơ đồ phân bố màng lửa và tốc độ màng lửa

a) Chuyển động dòng khí yếu; b) Chuyển động xoáy mạnh của dòng khí.

Tốc độ tăng áp suất trung bình λ_t được thể hiện qua:

$$\frac{p_3 - p_2}{\varphi_3 - \varphi_2} = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \lambda_t \quad (\text{MN/m}^2 \text{ độ góc quay trục khuỷu}) \text{ còn giá trị tức thời là}$$

$\frac{dp}{d\varphi}$ Thông thường phải hạn chế λ_t trong giới hạn $(1,75 - 2,5) \cdot 10^5$ Pa/độ góc quay trục khuỷu, mặt khác phải điều khiển để $p_{\max}$ (điểm 3) được xuất hiện sau ĐCT khoảng $10 - 15^\circ$ góc quay trục khuỷu, lúc ấy động cơ sẽ chạy êm, nhẹ nhàng và có tính năng động lực tốt.

* Thời kỳ cháy rớt III: Được tính từ điểm 3 (điểm đạt $p_{\max}$) trở đi mặc dù cuối thời kỳ II màng lửa đã lan tràn khắp thể tích buồng cháy, nhưng do hòa khí phân bố không thật

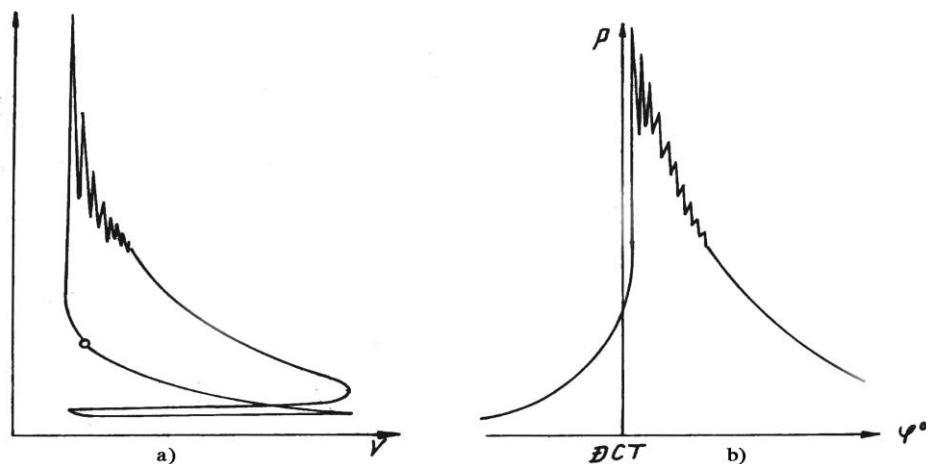
đều, điều kiện áp suất và nhiệt độ ở mọi khu vực trong buồng cháy không hoàn toàn giống nhau, nên có những khu vực nhiên liệu cháy chưa hết. Trong quá trình giãn nở, do điều kiện hòa trộn thay đổi sẽ làm cho số nhiên liệu chưa cháy được hòa trộn và bốc cháy tiếp tạo nên thời kỳ cháy. Trong thời kỳ này, nhiệt lượng toả ra tương đối ít, dung tích xi lanh động cơ lại tăng nhanh nên áp suất trong xi lanh anh sẽ giảm dần theo góc quay trục khuỷu. Thời kỳ cháy rất dài hay ngắn là phụ thuộc vào số lượng hòa khí cháy rất, nhìn chung đều mong muốn rút ngắn giai đoạn cháy rất. Nhưng cũng có trường hợp cháy rất còn kéo dài sang cả quá trình thải, thậm chí đến khi bắt đầu quá trình nạp của chu trình kế tiếp, khí cháy đang cháy còn chui vào đường nạp đốt cháy hòa khí tại đây, đó là hiện tượng hồi hỏa ở ĐC-X (nổ trên đường ống nạp). Nói chung thời kỳ cháy rất của ĐC-X đều ngắn.

Giai đoạn này dài hay ngắn phụ thuộc vào mức độ xoáy lốc của khí ở cuối quá trình cháy, thành phần α , góc đánh lửa sớm. Giai đoạn này kéo dài là bất lợi, nếu α quá nhỏ hoặc quá lớn đều làm cho giai đoạn này kết thúc chậm.

b. Những hiện tượng cháy không bình thường trong ĐC-X

** Cháy kích nổ*

Khi cháy kích nổ ngoài việc gây tiếng gõ kim loại, do nhiệt độ cao (có khu vực lên tới 4000°C), CO_2 và sản vật cháy còn bị phân hủy thành CO và NO hoặc muối 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 xi lanh, cũng như lớp dầu nhờn phủ trên bề mặt này. Kết quả sẽ làm tăng tản nhiệt cho thành xi lanh, làm tăng nhiệt các chi tiết 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 trạng thái này, nếu không chẳng những công suất, hiệu suất (tính kinh tế) của động cơ sẽ kém mà còn gây cháy pít tông, xu páp, làm hỏng bạc, phá vỡ lớp cách điện của bu gi 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.



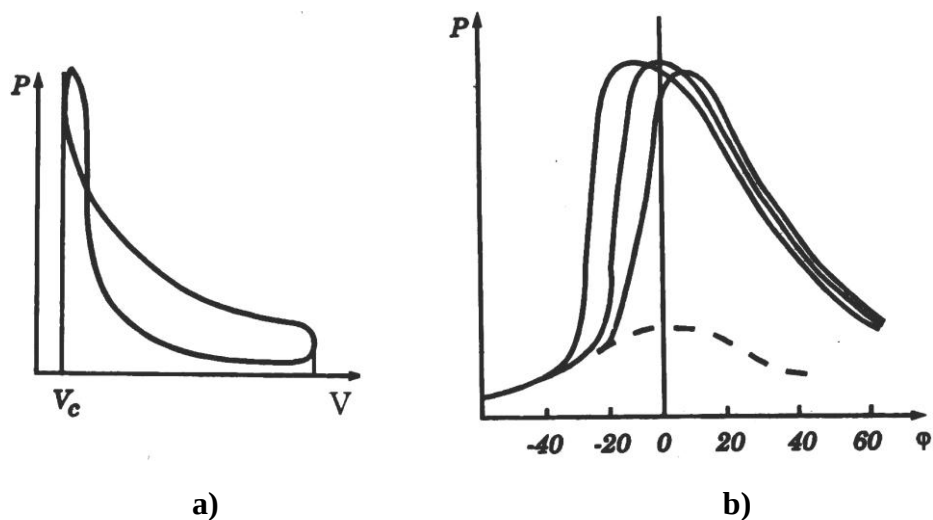
Hình 3.8. Cháy kích nổ động cơ xăng

a) Đồ thị $p-V$; b) Đồ thị $p-\varphi$

Các nhân tố gây ảnh hưởng đến cháy kích nổ: Có rất nhiều nhân tố ảnh hưởng tới kích nổ. Để tiện phân tích có thể lý 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 màng lửa (tính từ lúc màng lửa trung tâm bắt đầu lan đến khi màng lửa lan hết V_c) 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 gây ra kích nổ. Như vậy có thể thấy rằng: bất kỳ một nhân tố nào làm giảm t_1 và làm tăng t_2 đều làm giảm khuynh hướng kích nổ và ngược lại các nhân tố làm tăng t_1 , giảm t_2 đều làm tăng khuynh hướng kích nổ.

Vì vậy có thể thấy rằng rút ngắn hành trình lan tràn màng lửa cũng như tăng tốc độ lan truyền 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 ôc tan 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 ôc tan), ϵ , cấu tạo V_c , 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... Khi đã chọn ϵ , thì trị số ôc tan có ảnh hưởng quyết định đối với sự phát sinh cũng như cường độ của cháy kích nổ.

* *Cháy sớm (hoặc đánh lửa bề mặt):* Cháy sớm xảy ra trước khi bu gi bật tia lửa điện, làm sai quy luật cháy bình thường của động cơ. Có hiện tượng này vì xuất hiện những điểm hoặc mặt nóng rực trong buồng cháy, phần lớn do muội than tích nhiệt trên tán xu páp thải hoặc cực bu gi.



Hình 3.9. Hiện tượng cháy sớm động cơ xăng

a) Cháy sớm; b) Nhiều chu trình cháy sớm liên tiếp

Đặc trưng bên ngoài của hiện tượng cháy sớm cũng giống 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 các chi tiết trong động cơ, rút ngắn tuổi thọ sử dụng, do đó cũng là hiện tượng không mong muốn xảy ra trong ĐC-X. nhưng cháy sớm và cháy kích nổ là hai hiện tượng khác nhau. Cháy sớm là do kết quả châm cháy của hòa khí của một điểm hoặc một diện tích nhỏ nóng rực tạo ra, nói chung cháy sớm xuất hiện trước lúc bật tia lửa điện, và không tạo ra sóng áp suất, còn cháy kích nổ là kết quả của sự tự phát hỏa của phần hòa khí ở khu vực cuối hành trình màng lửa, khi màng lửa chưa lan tới, do bị chèn ép ngày càng mạnh của những phần môi chất đã cháy tạo 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 xi lanh động cơ.

Có rất nhiều nguyên nhân gây ra cháy sớm, như: cấu tạo động cơ (hình dạng buồng cháy, tỷ số nén, vật liệu chế tạo...), tình trạng sử dụng, lọc nhiên liệu, loại dầu bôi trơn... tất cả các yếu tố làm tăng áp suất và nhiệt độ môi chất trong xi lanh, thúc đẩy tạo muội than hoặc hình thành các điểm, các bề mặt nóng rực bên trong V_c đều là những nguyên nhân gây cháy sớm.

Thực tế sử dụng động cơ cho thấy, các loại động cơ xăng ít cường hoá, thường ít xảy ra hiện tượng cháy sớm. Nhưng gần đây do sự phát triển của động cơ xăng, xe du lịch công suất lớn, tỷ số nén cũng như tốc độ động cơ được cường hoá nhiều thì xuất hiện nhiều vấn đề mới, phần lớn đều liên quan đến 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 xi lanh càng dễ xảy ra cháy sớm, mà cháy sớm là hay gián tiếp gây ra cháy kích nổ, kích nổ lại xuất hiện thêm 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 đánh sặc, nguy hại lớn hơn kích nổ thông thường. Với động cơ tỷ số nén trên 9,5 chỉ cần xuất hiện một lớp muội than mỏng trên đỉnh pít tông 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 tạo nên tiếng gõ thấp tần khoảng 1.000Hz hình thành hiện tượng “gõ nặng”. Hiện tượng “gõ nặng” thường xảy ra ở tốc độ cao, góc đánh lửa sớm và hòa khí hơi đậm. Sau khi làm sạch lớp muội than có thể làm mất hiện tượng “gõ nặng”. Với tỷ số nén cao hơn nữa, trong xi lanh dễ tạo nên hiện tượng 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” thường 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 thấy rằng: Đánh lửa bề mặt và tính chất của nhiên liệu có quan hệ nhất định với nhau, ví dụ: Nâng cao trị số ôc tan bằng cách dùng nhiên liệu có nhiều thành phần các bua thơm, mặc dù chống kích nổ tốt, nhưng chống “gỗ nặng” và “gỗ ẩm” lại rất kém. Đặc biệt khi dùng xăng pha chì (têtraetyl -i 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 thích phản ứng ôxi hoá của cacbon. Thực nghiệm còn phát hiện nếu nhiên liệu có thêm phụ gia chứa P (phốt pho) sẽ làm cho muối chì trở thành muối phốt pho, và làm giảm khuynh hướng đánh lửa bề mặt. Tuy vậy giải pháp trên sẽ làm tăng nhiều giá thành nhiên liệu nên chưa thực hiện được.

** Những hiện tượng cháy không bình thường khác*

Rất khó tắt máy khi ngắt điện: tắt điện rồi động cơ vẫn làm việc một thời gian ở chế độ không tải, với tiếng gõ máy rất đanh và không ổn định. Hiện tượng này xảy ra là do ε cao làm cho hòa khí tự bốc cháy khi nén, vì p và T 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 xi lanh, khi $n = 200 - 300$ vg/ph. Nếu lấy khoảng thời gian chịu nén của hòa khí trong xi lanh tương ứng với thời gian của 40° góc quay trục khuỷu ($\pm 20^\circ$ về 2 phía của ĐCT theo góc quay trục khuỷu thể tích ít thay đổi) thì thời gian cháy trễ kể trên của hòa khí không quá 30.10^{-3} s; nếu dùng nhiên liệu có ôc tan 60, thì tương ứng với nhiệt độ nén khoảng 375°C , ở T này thời gian cháy trễ không phụ thuộc vào p, vì vậy ngay cả khi đóng hết bướm ga, nếu nhiệt độ cuối kỳ nén lớn hơn 375°C cũng không tắt máy được.

Với ε 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 rời của hòa khí trong xi lanh rất yếu làm cho lớp hòa khí sát với thành xi lanh có nhiệt độ xấp xỉ nhiệt độ vách, thường không nhỏ hơn 80°C hoặc 350K. Nếu $\varepsilon = 8$ và chỉ số nén $n_1 = 1,3$ thì $T_c = 658\text{K} = 385^\circ\text{C}$. Như vậy muốn tắt máy phải cắt nhiên liệu nhờ một cơ cấu riêng trên bộ chế hòa khí.

Nổ trên ống xả: Là do có hiện tượng bỏ lửa của một vài xi lanh, 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 xi lanh khác, nếu hiện tượng cháy rớt của các xi lanh này kéo dài tới đầu quá trình thải. Như vậy, về thực chất của hiện tượng nổ trên đường 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 hiện tượng cháy rớt, đồng thời phải kiểm tra bảo dưỡng hệ thống đánh lửa nhằm khắc phục hiện tượng bỏ lửa.

c. Những yếu tố chính ảnh hưởng đến quá trình cháy trong động cơ xăng

** Ảnh hưởng của chất lượng hòa khí đến quá trình cháy*

Thành phần hòa khí: Quá trình cháy có thể 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 cho thấy: thành phần hòa khí khác nhau sẽ cho tốc độ lan tràn màng lửa khác nhau, với $\alpha = 0,85 - 0,95$ tốc độ lan tràn màng lửa cao nhất, áp suất cực đại p_z và $T_{\max}$ 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 $\alpha = 0,85 - 0,95$), tốc độ lan tràn màng lửa giảm bớt nên công suất động cơ giảm dần. Nhưng do nhiên liệu cháy kiệt hơn (vì có đủ O_2) nên hiệu suất cao hơn. Khi $\alpha = 1,05 - 1,10$ nhiên liệu cháy hoàn toàn, hiệu suất đạt cao nhất, vì vậy $\alpha = 1,05 - 1,10$ được gọi là thành phần tiết kiệm. Tiếp tục làm nhạt hòa khí tức là khi $\alpha > 1,05 - 1,10$, 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 tràn trong hòa khí, động cơ hoạt động không ổn định thậm chí gây bỏ lửa và chết máy. Do đó $\alpha = 1,3 - 1,4$ là giới hạn của thành phần hòa khí đảm bảo hòa khí có thể lan truyền. Tương tự như vậy nếu hòa khí có thành phần đậm hơn $\alpha = 0,85 - 0,95$, do tốc độ lan tràn mang lửa giảm sút làm giảm công suất, và do nhiên liệu không cháy hết tăng lên, nên làm tăng lượng nhiên liệu tiêu hao. Khi $\alpha = 0,4 - 0,5$ do thiếu ôxy 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 2 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 $0,8 - 1,2$.

Thành phần hòa khí cũng gây ảnh hưởng rõ rệt tới kích nổ. Khi hòa khí có $\alpha = 0,85 - 0,95$ tốc độ lan truyền mang lửa là lớn nhất và cho T và p 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 $\alpha = 0,85 - 0,95$ thì khuynh hướng gây kích nổ cũng lớn 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 kích nổ. Nhưng nếu điều khiển cho hòa khí đậm lên sẽ gây tổn nhiên liệu, làm nhạt hòa khí sẽ làm giảm công suất động cơ.

Động cơ ô tô chỉ hoạt động ở tải nhỏ và vừa, chỉ khi lên dốc và khi cần khắc phục lực cản lớn của mặt đường mới cần phát công suất lớn nhất. Để thích ứng với điều kiện hoạt động trên, hệ thống phun chính của chế hòa khí cần cung cấp nhiên liệu có thành phần tiết kiệm nhất. Chỉ khi gần với chế độ toàn tải mới dùng cơ cấu làm đậm (cơ cấu tiết kiệm) cấp thêm nhiên liệu để cho hòa khí đậm lên tới thành phần cần thiết.

Phân phối hòa khí vào các xi lanh: Trong động cơ nhiều xi lanh chất lượng hòa khí còn liên quan đến sự phân phối số lượng và thành phần hòa khí vào các xi lanh. Nếu phân phối không đều về số lượng cũng như thành phần hòa khí thì các xi lanh 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 động cơ. Phân phối không đều là do hòa khí nặng khó bay hơi, thành phần này lại dễ kích nổ, vì vậy việc phân phối hòa khí không đều sẽ làm tăng khuynh hướng kích nổ ở một vài xi lanh.

Trong ĐC-X, 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 nạp.

* *Ảnh hưởng của tới quá trình cháy, Gồm có:* góc đánh lửa sớm vị trí đặt bu gi, loại bu gi, năng lượng tia lửa điện...

Ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm: Góc đánh lửa sớm ảnh hưởng rất lớn tới tính kịp thời của quá trình cháy. Giá trị tốt nhất của góc đánh lửa sớm θ phụ thuộc vào tính chất nhiên liệu, tốc độ và phụ tải động cơ. Nếu θ quá lớn, tức bật tia lửa điện quá sớm nên phần hòa khí bốc cháy trước ĐCT, không những làm cho áp suất trong xi lanh tăng lên quá sớm, mà còn làm tăng áp suất cực đại khi cháy, vì vậy làm tăng phần công tiêu hao khi nén và làm giảm công giãn nở của khí cháy. Mặt khác do đánh lửa quá sớm làm cho nhiệt độ của hòa khí của khu vực cuối hành trình màng lửa tăng cao, qua đó làm tăng khuynh hướng kích nổ của hòa khí. Khi sử dụng nếu xảy ra kích nổ có thể giảm góc đánh lửa sớm để hạn chế kích nổ.

Nếu đánh lửa quá muộn quá trình cháy kéo dài sang thời kỳ giãn nở. Áp suất và nhiệt độ cao nhất khi cháy đều giảm làm giảm công suất và tính kinh tế của động cơ. Góc đánh lửa hợp lý, áp suất và nhiệt độ cao nhất xuất hiện sau ĐCT khoảng 10 – 15 độ góc quay trục khuỷu, quá trình cháy tương đối kịp thời nhiệt lượng được lợi dụng tốt nên tăng công suất và hiệu suất của động cơ. Góc đánh lửa tương ứng với công suất và hiệu suất cao nhất gọi là góc đánh lửa sớm tối ưu.

Vị trí đặt bu gi: Vị trí đặt bu gi trong buồng cháy gây ảnh hưởng lớn tới khuynh hướng kích nổ. Khoảng cách từ bu gi đến khu vực xa nhất của buồng cháy càng dài (tức hành trình màng lửa càng dài) thì khuynh hướng gây kích nổ càng tăng. Nếu đặt gần xu páp nạp, xa xu páp 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 xu páp xả gây ra, vì vậy làm tăng khuynh hướng kích nổ. Do đó nên đặt buzi ở giữa buồng cháy và gần bộ phận nóng nhất sẽ rút ngắn hành trình màng lửa, giảm bớt nhiệt độ của hòa khí ở khu vực cuối màng lửa sẽ làm giảm khuynh hướng gây kích nổ. Vị trí bu gi trong buồng cháy khác nhau sẽ đòi hỏi số ôc tan khác nhau của nhiên liệu.

Loại bu gi sẽ gây ảnh hưởng lớn đến tính năng của động cơ: Chọn loại bu gi phải phụ thuộc vào trạng thái phụ tải nhiệt của động cơ. Năng lực chịu phụ tải nhiệt của bu gi được gọi là đặc tính nhiệt của bu gi và được thể hiện qua trị số nhiệt. Chọn đúng loại bu gi, cần đảm bảo cho động cơ làm việc 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 thấy rằng: nhiệt độ phần đầu của sứ cách điện phải nằm trong phạm vi 580 - 850⁰C động cơ mới hoạt động bình thường, vì trong phạm vi nhiệt độ ấy dầu nhớt vào xi lanh và dính trên cực bu gi sẽ bị đốt cháy, làm giảm khả năng gây tích muội than tại khe hở của bu gi. Nếu thấp hơn 580⁰C sẽ gây tích than trên cực bu gi làm đoản mạch gây hiện tượng bỏ lửa (không có tia lửa điện). Nếu nhiệt độ lớn hơn 850⁰C sẽ làm cho cực bu gi trở thành điểm nóng rực gây đánh lửa bề mặt,

kết quả làm cháy cực bu gi và phá vỡ sứ cách điện, vì vậy phải giữ cho phần đầu sứ cách điện nằm trong phạm vi cho phép.

Nếu phần sứ cách điện tương đối dài, 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 bu gi nhỏ, được gọi là bu gi nóng. Nếu phần đầu sứ cách điện ngắn, 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 loại bu gi này lớn, được gọi là bu gi lạnh.

ĐC-X với ε lớn chạy ở n cao, có mức độ cường hóa và có nhiệt độ chu trình rất cao mà thời gian tản nhiệt bu gi lại ngắn, nên cần chọn loại bu gi tương đối “lạnh”, nếu không sẽ gây đánh lửa bề mặt. Với động cơ có ε nhỏ lại chạy ở tốc độ thấp, nhiệt độ chu trình không cao, có thể chọn loại bu gi tương “đôi nóng”, nếu không sẽ gây tích muội than ở bu gi. Có thể phán đoán lựa chọn đặc tính nhiệt của bu gi có phù hợp hay không qua các biểu hiện sau: Nếu trên cực bu gi thường xuyên xuất hiện muội than gây hồ điện hoặc đoản mạch (bỏ lửa) thể hiện bu gi quá “lạnh”. Nếu cực bu gi màu trắng động cơ hoạt động bình thường, liên tục, chứng tỏ nhiệt độ bu gi là phù hợp. Nếu bu gi có hiện tượng bị cháy hoặc có hiện tượng đánh lửa bề mặt, chứng tỏ bu gi quá nóng.

Năng lượng đánh lửa: Muốn cho quá trình cháy được thực hiện bình thường cần đảm bảo tia lửa điện xuất hiện ở bu gi đủ năng lượng để châm cháy hòa khí. Để đảm bảo được điều này, ngày nay hệ thống đánh lửa điện tử hiện đại có thể tạo ra điện áp thứ cấp lớn gấp vài chục lần hệ thống đánh lửa cổ điển, với năng lượng tia lửa điện rất lớn tạo điều kiện cho quá trình châm cháy tối ưu.

** Ảnh hưởng của tốc độ và phụ tải đến quá trình cháy*

Ảnh hưởng của tốc độ: Khi tăng tốc độ động cơ, một mặt làm tăng tốc độ dòng khí nạp vào xi lanh, mặt khác làm tăng tốc độ chuyển dịch của pít tông làm tăng cường độ dòng khí chèn khi nén, vì vậy đã cải thiện được chất lượng hòa trộn hòa khí. Ngoài ra khi tăng n 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. Đó là một trong các tiền đề quan trọng để phát triển ĐC-X theo hướng cao tốc.

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 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 n). 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 đánh lửa sớm sẽ có thể gây ra hiện tượng kéo dài thời kỳ cháy rút qua quá trình giãn nở, làm giảm hiệu suất động cơ. Vì vậy khi tăng n cần tăng góc đánh lửa sớm.

Khi tăng n , sẽ làm tăng tốc độ lan truyền màng lửa (giảm t_1), mặt khác lại tăng M_r , qua đó làm giảm tốc độ phản ứng của hòa khí của khu vực cuối hành trình màng lửa (tăng t_2). Như vậy n càng lớn càng khó kích nổ.

Ảnh hưởng của tải: ĐC-X có bộ chế hòa khí sử dụng biện pháp điều chỉnh lượng hòa khí ở tải nhỏ, đóng bớt bướm ga, tạo cản trên đường nạp, qua đó làm giảm lượng hòa khí vào xi lanh. Nhưng lúc ấy do lượng khí sót trong xi lanh thay đổi không nhiều, làm tăng hệ số khí sót, 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 tăng góc đánh lửa sớm không làm thay đổi tốc độ cháy cũng như không thể rút ngắn thời gian cháy, nhưng có thể giúp cho quá trình cháy được thực hiện kịp thời ở khu vực gần ĐCT. Trong hệ thống đánh lửa cổ điển, bộ tự động điều chỉnh góc đánh lửa sớm chân không sẽ tự động tăng góc đánh lửa sớm khi càng đóng nhỏ bướm ga.

** Ảnh hưởng của ε và loại buồng cháy tới quá trình cháy*

Ảnh hưởng của ε : Khi tăng ε , T và áp suất cuối quá trình nén đều tăng, tạo điều kiện tốt cho các phản ứng ôxi hóa của hòa khí, nhờ đó sẽ rút ngắn thời kỳ cháy trễ và tăng tốc độ lan tràn màng lửa. Vì vậy trong các động cơ có 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 sát khu vực ĐCT, tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta_p}{\Delta_{\varphi}}$ và $p_{\max}$ đều lớn.

Ảnh hưởng của loại buồng cháy tới quá trình cháy: Loại buồng cháy và cách bố trí xu páp có liên quan mật thiết với nhau. Buồng cháy càng nhỏ gọn và bố trí xu páp hợp lý sẽ làm giảm hành trình màng lửa, do đó làm giảm thời gian quá trình cháy, nên làm giảm hiện tượng cháy kích nổ.

3.4.2. Quá trình cháy trong động cơ diesel

a. Đặc điểm hình thành hòa khí trong ĐC-D

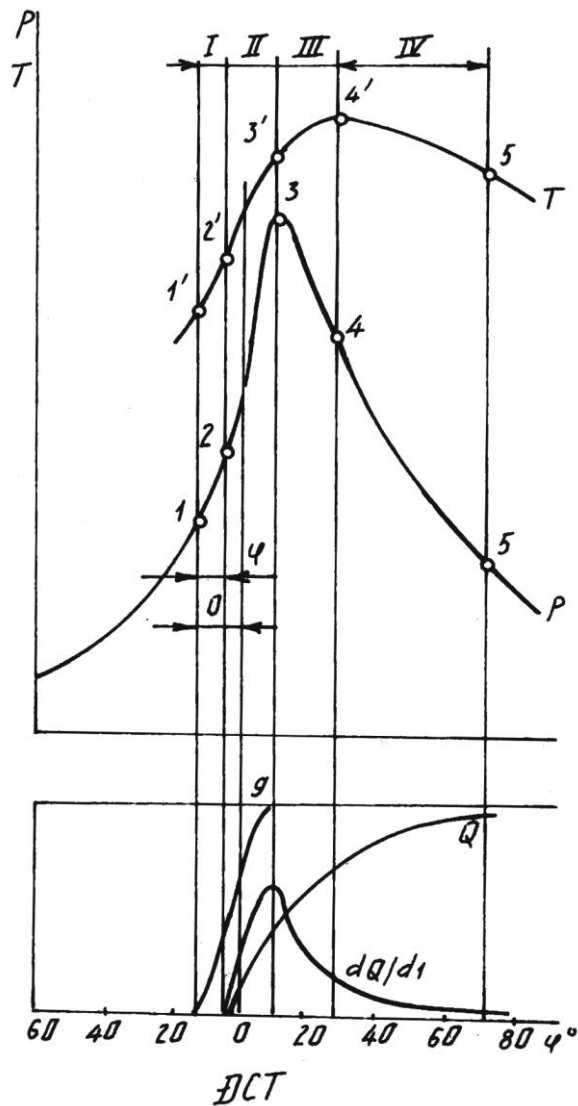
Quá trình cháy trong ĐC-D cũng có những đòi hỏi tương tự như ĐC-X là: đảm bảo cho nhiên liệu được cháy kiệt, hóa năng của nhiên liệu kịp thời biến thành nhiệt năng và từ nhiệt năng biến thành cơ năng một cách hiệu quả nhất. Nhưng nhiên liệu ĐC-D là những thành phần chưng cất nặng, vì vậy sự hình thành hòa khí trong ĐC-D rất khác biệt với ĐC-X. Nhiên liệu diesel có độ nhớt lớn, khó bay hơi, nên phải dùng biện pháp phun tới nhiên liệu dưới áp suất lớn vào môi trường có áp suất cao, nhiệt độ lớn của khí nén trong V_c ở cuối kỳ nén, làm cho hòa khí hình thành trực tiếp trong xi lanh. Sau đó hòa khí cũng qua những giai đoạn phản ứng hóa học phức tạp và tự bốc cháy. Do cuối kỳ nén mới phun nhiên liệu vào xi lanh nên quá trình hình thành hòa khí rất ngắn, chỉ chiếm khoảng $15-35^\circ$ góc quay trục khuỷu, do đó hòa khí có thành phần không đồng nhất trong V_c của động cơ. Mặt khác không thể cấp hết nhiên liệu cùng một lúc, do đó trong suốt thời gian cấp nhiên liệu, thành phần hòa khí trong xi lanh cũng biến động liên tục. Tại khu vực hòa khí đậm, nhiên liệu do thiếu ôxi nên hòa khí đậm, thậm chí gây cháy không kiệt tạo nên khói đen trong khí xả, còn khu vực hòa khí nhạt gây nên tình trạng không tận dụng hết ôxy. Vì vậy ĐC-D chỉ có thể hoạt động bình thường không thải khói đen, khi giá trị trung bình của α

> 1 , nghĩa là trong tình trạng không sử dụng hết ôxi nạp vào động cơ. Với $\alpha > 1$ 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 xi lanh, phải nâng cao hết mức hiệu suất sử dụng số không khí này, có nghĩa là phải đảm bảo cho nhiên liệu cháy kiệt với α nhỏ nhất và quá trình cháy kết thúc gần ĐCT. Do đó, hình thành hòa khí và bốc cháy nhiên liệu là vấn đề then chốt quyết định tính năng động lực và tính năng kinh tế của động cơ diesel.

b. Diễn biến của quá trình cháy trong ĐC-D

Nhiên liệu được phun vào xi lanh động cơ vào cuối kỳ nén, do lực cản không khí nén trong buồng cháy, nhiên liệu được xé toạc thành những hạt nhỏ không đều về kích thước và phân bố không đều trong không gian V_c . Các hạt nhiên liệu trong môi trường có nhiệt độ cao được sấy nóng nhanh, khiến nhiệt độ tăng cao. Nhiên liệu bắt đầu bay hơi từ bề mặt hạt sau đó hơi nhiên liệu khuếch tán nhanh vào khối không khí nóng xung quanh, sau một thời gian xung quanh hạt nhiên liệu tạo ra các lớp hỗn hợp của hơi nhiên liệu với không khí được gọi là các lớp hòa khí.



Hình 3.10. Đồ thị khai triển quá trình cháy động cơ diesel

g- Quy luật cấp nhiên liệu

Q- Quy luật nhiệt lượng cấp cho chu trình

$dQ/d\phi$ – Quy luật tốc độ toả nhiệt

T – Quy luật thay đổi T

Cũng như hòa khí trong ĐC-X, thành phần hòa khí trong ĐC-D 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 ngoài giới hạn sẽ không tự phát hỏa và bốc cháy.

Vì những lý do phân tích trên, trong ĐC-D quá trình cháy kém mãnh liệt hơn ĐC-X, do không có các quá trình chuẩn bị hỗn hợp khí công tác như trong ĐC-X tức là quá trình cháy hỗn hợp không đồng nhất. Quá trình cháy chia ra 4 giai đoạn:

* *Giai đoạn 1*: Thời kỳ cháy trễ - Giai đoạn chuẩn bị các trung tâm cháy.

Là khoảng thời gian nhiên liệu bắt đầu phun vào V_c (tại điểm 1) cho đến lúc phát hỏa bốc cháy, áp suất tăng rõ rệt (điểm 2) tức là điểm đường cong cháy tách khỏi đường cong nén, gọi là giai đoạn cháy trễ. Giai đoạn này có những đặc điểm sau:

- Tốc độ phản ứng hóa học tương đối chậm, sản vật của phản ứng là sản vật trung gian.
- Nhiên liệu phun liên tục vào buồng cháy, ở giai đoạn này khoảng 30 -40% g_{ct} , một vài loại động cơ cao tốc cá biệt có thể phun 100% g_{ct} trong thời kỳ này.
- Do tốc độ tỏa nhiệt dQ/dt rất thấp nên có thể coi không có sự khác biệt của biến thiên $p = f(\varphi)$ và $T = f(\varphi)$ so với đường nén.

Thời kỳ này ở ĐC-D, trên một chừng mực nào đó, cũng giống như thời kỳ cháy trễ trong ĐC-X, chủ yếu là để hình thành nguồn lửa đảm bảo cho quá trình cháy được phát triển ra toàn bộ V_c . Nhưng thời kỳ này của ĐC-X chủ yếu là phụ thuộc vào việc chuẩn bị phản ứng hóa học của hòa khí còn ĐC-D ngoài việc phải chuẩn bị cần thiết cho phản ứng hóa học còn phải phân bố nhiên liệu trong không gian V_c , sấy nóng các hạt nhiên liệu làm cho nhiên liệu bay hơi và khuếch tán... vì vậy càng có nhiều yếu tố ảnh hưởng đến thời kỳ này.

* *Giai đoạn 2:* Thời kỳ cháy nhanh - Giai đoạn phát triển những trung tâm cháy và lan tràn màng lửa tính từ điểm 2 đến khi đạt p_{max} (điểm 3). Ở động cơ cao tốc $p_z = p_{max}$ thường xuất hiện ở vị trí 6 – 10° góc quay trục khuỷu 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 kỳ này số nhiên liệu cháy khoảng 1/3 g_{ct} .
- Áp suất và nhiệt độ tăng nhanh, áp suất cao nhất tới 6 - 9 (MPa), tại điểm 3.
- Nhiên liệu được phun tiếp vào buồng cháy (số 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 của hòa khí.

Trong thời kỳ cháy nhanh, tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ rất lớn. Nếu $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ vượt quá (4 – 6) 10^5 Pa/độ sẽ tạo nên các xung áp suất đập vào bề mặt các chi tiết trong buồng cháy, gây tiếng gõ đanh, sắc đó là chế độ hoạt động thô bạo của ĐC-D, sẽ làm cho các chi tiết động cơ chịu tải lớn, dễ hỏng và rút ngắn tuổi thọ, đồng thời gây khó khăn cho việc điều khiển động cơ, do vậy cần tìm biện pháp hạn chế hiện tượng trên.

Đây là giai đoạn tăng áp suất mãnh liệt, tốc độ tỏa nhiệt là lớn nhất, áp suất tăng lên rất mạnh, nhiên liệu vẫn tiếp tục cung cấp. Cuối giai đoạn này áp suất lớn nhất đạt tại điểm 3. Để đánh giá chất lượng và mức độ mãnh liệt của giai đoạn này, người ta đưa ra tốc độ tăng áp trung bình của áp suất Δp so với góc quay trục khuỷu $\Delta \varphi$.

$$w_{tb} = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \frac{p_z - p_c}{\varphi_z - \varphi_c}; \quad (3.68)$$

- W_{tb} đặc trưng cho khả năng làm việc êm dịu của động cơ.

Nhiệt lượng toả ra trong giai đoạn này khoảng 30 - 45% của tổng nhiệt lượng sinh ra trong quá trình cháy. Nhiệt độ khoảng 1.600 - 1.700K, Áp suất khoảng 6,5 - 8,5 MN/m².

Nếu thời kỳ cháy trễ kéo dài, và số lượng nhiên liệu phun vào xi lanh ở thời kỳ trên rất nhiều và đều được chuẩn bị đầy đủ để cháy thì chỉ cần 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 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 g_{ct} cấp cho động cơ 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 ĐC-D, Tuy nhiên tính năng động lực và tính năng kinh tế của ĐC-D hoạt động thô bạo chưa chắc đã kém.

* *Giai đoạn 3*: Giai đoạn cháy chính của hỗn hợp khí công tác (hoặc cháy chậm) tính từ điểm 3 đến điểm 4 (điểm đạt nhiệt độ lớn nhất). Điểm đạt nhiệt độ lớn nhất thường xuất hiện sau ĐCT khoảng 20 - 25° góc quay trục khuỷu. Đặc điểm thời kỳ này là:

- Quá trình cháy tiếp diễn với tốc độ cháy lớn, cuối thời kỳ này số nhiệt lượng nhả ra 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 nhanh đến giá trị lớn nhất (1.700 – 2.000°C), nhưng do pít tông đã bắt đầu đi xuống nên áp suất hơi giảm xuống.

- Nồng độ sản vật trung gian trong buồng cháy giảm nhanh, còn nồng độ của sản vật cháy cuối cùng tăng nhanh.

Ở thời kỳ này, 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 chậm. Trong thời kỳ này một số ít nhiên liệu được cháy trong điều kiện rất nóng và thiếu ôxy và cháy không hết tạo ra muội than theo khí xả ra ngoài 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 hoàn toàn, nâng cao thêm tính năng động lực và tính năng kinh tế động cơ.

Trong giai đoạn này việc cung cấp nhiên liệu vào xi lanh cơ bản là chấm dứt, tiếp tục cháy phần nhiên liệu chưa cháy kịp ở giai đoạn 2 mới phun vào do thiếu ôxy, lẫn khí trơ (sản vật cháy) do đó tốc độ toả nhiệt thấp. Nhưng nhiệt lượng toả ra ở giai đoạn này là lớn nhất (khoảng 45 - 50%) so với nhiệt lượng toả ra do sự cháy của nhiên liệu, áp suất giảm do thể tích tăng, nên nhiệt lượng tỏa ra trong giai đoạn 3 không tham gia hết vào quá trình giãn nở, nên nếu kéo dài thì hiệu quả sử dụng nhiệt thấp.

* *Giai đoạn 4*: Giai đoạn cháy sót hỗn hợp còn sót lại. Bắt đầu từ điểm 4 (điểm đạt T_{max}) cho đến thời điểm kết thúc quá trình cháy 5. Đây là giai đoạn cháy hết phần nhiên

liệu còn sót lại ở giai đoạn trước và được tiến hành trên đường giãn nở. Kết thúc giai đoạn này hệ số tỏa nhiệt đạt đến 95 - 97%. Trên thực tế điểm 5 có thể kéo dài tới lúc mở cửa thải. Trong động cơ cao tốc thời kỳ này chiếm khoảng 50% thời gian hình thành hòa khí và cháy của chu trình. Đặc điểm của thời kỳ này là:

- Tốc độ giảm dần tới kết thúc cháy, do đó nồng độ nhả nhiệt dQ/dt cũng giảm dần tới không.

- Do thể tích môi chất trong xi lanh tăng dần nên áp suất và nhiệt độ đều hạ thấp.

Ở thời kỳ cháy rút, do áp suất và nhiệt độ môi chất trong xi lanh đều hạ thấp, chuyển động của dòng khí yếu dần, sản vật cháy tăng nhiều làm cho điều kiện cháy của nhiên liệu kém hơn so với thời kỳ cháy chậm, khả năng hình thành muội than càng lớn, mặt khác trong thời kỳ cháy rút, sự cháy lại diễn ra trong thời kỳ 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 tính năng động lực và tính kinh tế động cơ. Do đó luôn luôn mong muốn giảm thời kỳ cháy rút tới mức ngắn nhất. Muốn vậy phải tăng cường chuyển động xoáy lốc dòng khí trong V_c động cơ, cải thiện chất lượng hình thành hòa khí làm cho nhiên liệu và không khí hòa trộn tốt với nhau, đồng thời giảm lượng nhiên liệu phun vào xi lanh trong giai đoạn 3, làm cho quá trình cháy về cơ bản kết thúc ở sát ĐCT.

Như vậy, muốn cho ĐC-D 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 vượt quá giới hạn cho phép, phải tìm mọi cách rút ngắn thời kỳ cháy trễ, giảm số hòa khí được hình thành và chuẩn bị tốt trong thời kỳ này; muốn cho nhiên liệu được cháy kiệt, kịp thời nâng cao tính năng động lực và tính 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 rút.

c. Ảnh hưởng của những yếu tố chính tới quá trình cháy của ĐC-D

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...

* *Ảnh hưởng của tính chất nhiên liệu:* Nếu các điều kiện khác như nhau, cứ tăng thích đáng số xêtan của nhiên liệu sẽ rút ngắn thời kỳ cháy trễ. Nếu dùng nhiên liệu có số xêtan nhỏ sẽ kéo dài thời kỳ cháy trễ, làm cho thời kỳ cháy nhanh nên áp suất tăng nhanh, động cơ làm việc có tiếng gõ. Như vậy cần dùng nhiên liệu có số xêtan tương đối cao. ĐC-D cao tốc thường dùng nhiên liệu có số xêtan khoảng 40 – 45.

* *Ảnh hưởng của ε :* Động cơ diesel cần đảm bảo cho nhiên liệu tự bốc cháy trong điều kiện sử dụng, muốn vậy nhiệt độ môi chất cuối quá trình nén, phải vượt quá nhiệt độ phát hỏa tự cháy của hòa khí lúc đó (khoảng 300°C), muốn vậy phải có ε đủ lớn.

Tăng tỷ số nén sẽ làm tăng áp suất và nhiệt độ cuối quá trình nén, làm tăng tốc độ sấy nóng, bay hơi và phản ứng hoá học, rút ngắn thời kỳ cháy trễ, nên tốc độ tăng áp suất và thời kỳ cháy nhanh tương đối thấp, điều đó rất thuận lợi cho việc phòng ngừa hoạt động

thô bạo của động cơ. Nhìn chung nâng cao ε , rất có lợi để cải thiện việc khởi động lạnh của động cơ, nhưng nếu dùng ε lớn quá, $p_{\max}$ của chu trình sẽ tăng lên quá nhiều, làm tăng quá mức phụ tải của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền, gây ảnh hưởng đến tuổi thọ của động cơ.

Do đó việc chọn ε cho ĐC-D cần dựa vào điều kiện sử dụng cụ thể. Đối với động cơ có đường kính xi lanh 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 đỉnh pít tông nhỏ, động cơ có buồng cháy dự bị và buồng cháy xoáy lốc do diện tích tản nhiệt lớn, cũng cần chọn ε hơi cao. ĐC-D cao tốc do yêu cầu của hình thành hòa khí và của khởi động lạnh cũng chọn ε hơi cao, để áp suất và nhiệt độ cuối kỳ nén đủ lớn giúp khởi động lạnh và hình thành hòa khí dễ dàng và nhanh.

Ví dụ:

- Hiện nay một trong các động cơ có tốc độ cao nhất, dùng V_c xoáy lốc $D = 75\text{mm}$, $n = 5000 \text{ vg/ph}$ với $\varepsilon = 22,3$.

- Với ĐC-D 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 chọn ε 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 ε , qua đó hạn chế áp suất cực đại khi cháy.

Tóm lại, chọn ε cho ĐC-D 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 $p_{\max}$ khi cháy.

** Ảnh hưởng của quy luật cấp nhiên liệu:* Với lượng nhiên liệu cấp cho xi lanh như nhau, nếu rút ngắn thời gian cung cấp sẽ làm tăng lượng nhiên liệu phun vào xi lanh trong thời kỳ cháy trễ, 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 điều chỉnh hiệu suất.

** Ảnh hưởng của góc phun sớm:* Tăng góc phun sớm, do nhiên liệu phun vào khối không khí có áp suất và nhiệt độ không lớn nên kéo dài thời gian cháy trễ làm cho tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và áp suất p_z tăng cao, động cơ làm việc có tiếng gõ. Nhưng nếu phun

nhiên liệu muộn quá, quá trình cháy kéo dài qua thời kỳ giãn nở, do đó làm giảm $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và

áp suất p_z , tăng nhiệt độ khí xả, tăng tổn thất nhiệt cho nước làm mát và giảm hiệu suất của động cơ. Do đó mỗi loại động cơ đều có góc phun sớm tốt nhất và được lựa chọn theo thực nghiệm.

Góc phun sớm tốt nhất phụ thuộc vào loại buồng cháy của động cơ, các loại buồng cháy phun trực tiếp, góc phun sớm tốt nhất nằm trong giới hạn $25 - 35^\circ$ góc quay trục khuỷu, các loại buồng cháy ngăn cách (dự bị, xoáy lốc), góc phun sớm tốt nhất nhỏ hơn, khoảng $15 - 20^\circ$ góc quay trục khuỷu.

* *Ảnh hưởng của chất lượng phun sương:* Trong ĐC-D, nhiên liệu có cháy kiệt và kịp thời hay không, phụ thuộc rất nhiều vào việc phun tới nhiên liệu, vì nếu nhiên liệu không được phun tới 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 sẽ làm tăng nhanh tốc độ hình thành hòa khí, rút ngắn quá trình cháy làm cho nhiên liệu cháy kiệt và cháy kịp thời, chất lượng phun sương có tác dụng quan trọng đối với ĐC -D dùng buồng cháy thống nhất.

* *Ảnh hưởng của điều kiện nạp và thải:* Áp suất và nhiệt độ không khí vào đi vào xi lanh động cơ quyết định trạng thái môi chất trong xi lanh trong quá trình nén. Nếu tăng áp, áp suất và nhiệt độ môi chất đi vào xi lanh đều tăng, do đó làm tăng áp suất và nhiệt độ môi chất cuối thời kỳ nén và nhờ đó cải thiện môi trường hình thành hòa khí, làm giảm thời gian cháy trễ và rút ngắn thời gian của quá trình cháy, kết quả sẽ làm giảm $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$, 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. Nếu không thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho chu trình thì tình trạng trên sẽ thay đổi thành phần hòa khí, lượng ô xi bị thiếu làm kéo dài thời gian của quá trình cháy.

* *Vật liệu làm pít tông và xi lanh:* Nếu dùng vật liệu bằng gang, bề mặt pít tông và xi lanh sẽ nóng hơn so với trường hợp dùng hợp kim nhôm vì gang hấp thụ nhiệt nhanh, tản nhiệt chậm hơn so với hợp kim nhôm. Kết quả dùng vật liệu bằng gang sẽ rút ngắn thời gian cháy trễ và do đó làm giảm $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và p_z .

* *Ảnh hưởng của tốc độ n và phụ tải động cơ:* Khi tăng tốc độ động cơ, cường độ chuyển động của dòng khí trong xi lanh được tăng 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 thực hiện một chu trình bị giảm nhiều khi tăng n, vì vậy thời gian cháy trễ thể hiện bằng góc quay trục khuỷu φ_i ($\varphi_i = \omega t_i = 6\pi n t_i$) thì khi tăng n, φ_i sẽ hơi tăng. Do đó đòi hỏi khi tăng n phải tăng góc phun sớm, để đảm bảo cho hòa khí bốc cháy đúng lúc gần khu vực ĐCT. Vì vậy ĐC-D lắp trên ô tô và một số thiết bị đòi hỏi n thay đổi trong một phạm vi rộng, cần lắp bộ tự động thay đổi góc phun sớm khi tăng n. ĐC-D có buồng cháy xoáy lốc, khi tăng tốc độ thì cường độ xoáy lốc của dòng khí tăng lên nên làm cho t_i giảm nhiều, lúc ấy về cơ bản φ_i

thay đổi ít, vì vậy ĐC -D dùng buồng cháy xoay lốc thường không lắp bộ điều chỉnh góc phun sớm.

Tăng tải sẽ làm tăng nhiệt độ động cơ, cải thiện điều kiện chuẩn bị cháy, vì vậy sẽ rút ngắn được thời kỳ cháy trễ. Nhưng do tăng g_{ct} và do tăng thời gian phun nên thời gian của toàn bộ quá trình cháy thường dài thêm.

3.4.3. Các thông số trong quá trình cháy

a. Quan hệ giữa các thông số ở đầu và cuối quá trình cháy:

Quan hệ các thông số của môi chất trong xi lanh ở đầu và cuối quá trình cháy được xác lập theo phương trình trạng thái và các phương trình của các quá trình.

Trạng thái môi chất tại c ở cuối quá trình nén được coi là trạng thái đầu quá trình cháy. Các thông số của môi chất tại điểm c gồm p_c , V_c , T_c và m_c , trong đó $m_c = g_{ct} \cdot M_1(1 + \gamma_r)$; M_1 – lượng môi chất mới của 1kg nhiên liệu; γ_r - hệ số khí sót.

Phương trình trạng thái của môi chất tại c:

$$p_c V_c = 8314 \cdot g_{ct} \cdot M_1(1 + \gamma_r) \cdot T_c \quad (3.69)$$

Cuối quá trình cháy, tại z, các thông số của trạng thái môi chất gồm có p_z , V_z , T_z và m_z , trong đó:

$$m_z = g_{ct} \cdot M_z = g_{ct} \cdot \beta_z \cdot M_1(1 + \gamma_r); \quad (3.70)$$

M_z – toàn bộ môi chất tại z ứng với 1 Kg nhiên liệu;

$$\beta_z - \text{hệ số biến đổi mol tại z, } (\beta_z = \frac{M_z}{M_1 + M_r} = \frac{M_z}{M_1(1 + \gamma_r)}).$$

Phương trình trạng thái môi chất tại z:

$$p_z \cdot V_z = 8314 \cdot g_{ct} \cdot \beta_z \cdot M_1(1 + \gamma_r) \cdot T_z; \quad (3.71)$$

Lấy phương trình trạng thái tại z chia cho phương trình trạng thái tại c được:

$$\frac{p_z \cdot V_z}{p_c \cdot V_c} = \beta_z \cdot \frac{T_z}{T_c}; \quad (3.72)$$

Biết rằng: $\frac{p_z}{p_c} = \lambda$ - tỷ số tăng áp; $\frac{V_z}{V_c} = \rho$ - tỷ số giãn nở khi cháy. Vì vậy đối với ĐC-D (chu trình cấp nhiệt hỗn hợp) ta được:

$$\lambda = \frac{\beta_z}{\rho} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (3.73)$$

Đối với ĐC-X (chu trình cấp nhiệt đẳng tích), $\frac{V_z}{V_c} = \rho = 1$, ta được:

$$\lambda = \beta_z \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (3.74)$$

b. Các thông số cơ bản của quá trình cháy:

- Để thuận tiện cho tính toán thực tế, coi động cơ xăng, quá trình cháy thực hiện chủ yếu ở thời kỳ cháy nhanh trong buồn g cháy tại khu vực ĐCT, do đó coi quá trình cháy là quá trình đẳng tích (quá trình cháy thực hiện nhanh đến mức pít tông chưa kịp chuyển dịch), trong quá trình này toàn bộ nhiệt lượng tỏa ra chỉ kịp làm tăng nội năng môi chất và một phần nhỏ mất mát cho nước làm mát.

- Đối với động cơ diesel, 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 bằng đường đẳng áp Z'Z. Như vậy nhiệt lượng do nhiên liệu bốc cháy nhả ra trong quá trình cháy của động cơ diesel chẳng những được dùng kịp thời để nâng cao nội năng của môi chất (một phần nhỏ mất mát cho nước làm mát), mà còn được dùng để thực hiện một phần công ở giai đoạn cháy đẳng áp.

Quá trình cháy của động cơ trong thực tế bao giờ cũng có những tổn thất 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 mỗi 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 than), các sản vật trung gian chưa cháy kiệt.

- Phân giải của sản vật cháy xuất hiện khi nhiệt độ cháy vượt quá 2000⁰K, đặc biệt là 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.

Dùng hệ số tỏa nhiệt α 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.

$$\alpha = \frac{g_{ct} \cdot Q_T - Q_{cc} - Q_{pg}}{g_{ct} \cdot Q_T} \quad (3.75)$$

Trong đó:

g_{ct} – lượng nhiên liệu cấp cho chu trình (kg/chu trình);

Q_T – nhiệt lượng của một kg nhiên liệu (J/kg nhiên liệu);

Q_{cc} – nhiệt lượng của phần nhiên liệu chưa cháy trong chu trình;

Q_{pg} – nhiệt lượng do phân giải sản vật cháy.

Với $\alpha \geq 1$ có: $Q_T = Q_t$ (nhiệt trị thấp của nhiên liệu)

$$\alpha \leq 1 \text{ có: } Q_T = Q_t - \Delta Q$$

Trong đó:

ΔQ_t – là phần tổn thất nhiệt tất yếu do thiếu ôxi.

$$\Delta Q_t = 120.10^6(1 - \alpha)M_o \text{ (J/Kg nhiên liệu)}$$

Hệ số x là biến số trong suốt quá trình cháy, 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 Q_{cc} , 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 xi lanh và để sinh công trong quá trình cháy và giãn nở so với số nhiệt lượng cấp cho chu trình $g_{ct}.Q_T$, là:

$$\xi = x - \frac{Q_w}{g_{ct}.Q_T} \quad (3.76)$$

Như vậy tại một điểm bất kỳ trong quá trình cháy và trên đường giãn nở, luôn có:

$$\xi.g_{ct}.Q_T = x.g_{ct}.Q_T - Q_w \quad (3.77)$$

Tại z , cuối thời kỳ cháy chính ta có:

$$\xi_z.g_{ct}.Q_T = x_z.g_{ct}.Q_T - Q_{wz} \quad (3.78)$$

Tại b , cuối quá trình giãn nở:

$$\xi_b.g_{ct}.Q_T = x_b.g_{ct}.Q_T - Q_{wb} \quad (3.79)$$

Trong đó ξ_z, ξ_b - là hệ số lợi dụng nhiệt tại z và b .

- Gọi x_z và x_b là hệ số tỏa nhiệt tại z và b , thể hiện phần nhiên liệu đã kịp cháy tại z và b , tỷ lệ thuận với ξ_z, ξ_b tại hai điểm trên, giả thiết $x_b = 1$, có:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad (3.80)$$

Tính chất cháy kịp thời được thể hiện qua x_z , tại z cuối thời kỳ cháy chính qua biểu thức: $x = \frac{g_{ct}.Q_T - Q_{cc} - Q_{pg}}{g_{ct}.Q_T}$. Hệ số lợi dụng nhiệt tại z (ξ_z) lại phụ thuộc vào x_z và

phần tổn thất cho nước làm mát Q_{wz} . 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 truyền nhiệt của V_c).

Như vậy tất cả các yếu tố gây ảnh hưởng đến cháy rót 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 giảm Q_{wz} (vì giảm thời gian truyền nhiệt cho nước làm mát), nhưng sẽ làm tăng số nhiên liệu chưa kịp cháy tại z để tham gia cháy rót, 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 diesel nhỏ hơn vì hiện tượng cháy rót nhiều hơn, do đặc điểm hình thành hòa khí bên trong xi lanh, hỗn hợp không đều, và do đặc điểm của ngọn lửa khuếch tán, tốc độ cháy phụ thuộc vào ngọn lửa khuếch tán.

Hiện tượng phân giải sản vật cháy gây ảnh hưởng tới Q_{pg} và do đó tới x và ξ qua các biểu thức: $\lambda = \frac{\beta_z}{\rho} \cdot \frac{T_z}{T_c}$ và $Q_T = Q_t - \Delta Q$. Hiện tượng phân giải sản vật cháy phụ thuộc vào nhiệt độ. Nhiệt độ cháy cực đại T_z của động cơ diesel thường không quá 2.200⁰K, do đó hiện tượng phân giải của động cơ diesel thường không quá 2% còn nhiệt độ động cơ xăng thường rất cao T_z khoảng 2.800⁰K nên hiện tượng phân giải sản vật cháy tương đối nặng. Do đó động cơ diesel có thể bỏ qua hiện tượng phân giải sản vật cháy, nhưng ở động cơ xăng thì cần tính tới tổn thất này.

Với thành phần hòa khí $\alpha = 0,89 - 0,95$ 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:

Loại động cơ	ξ_z	p_z (MPa)	T_z (K)
Động cơ diesel	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 diesel cao tốc. Một vài trường hợp với động cơ diesel 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 diesel thường nằm trong giới hạn: $\lambda = 1,2 - 1,4$; động cơ xăng $\lambda = 3 - 4$.

Hệ số giãn nở khi cháy ρ của động cơ diesel nằm trong giới hạn: $\rho = 1,2 - 1,7$.

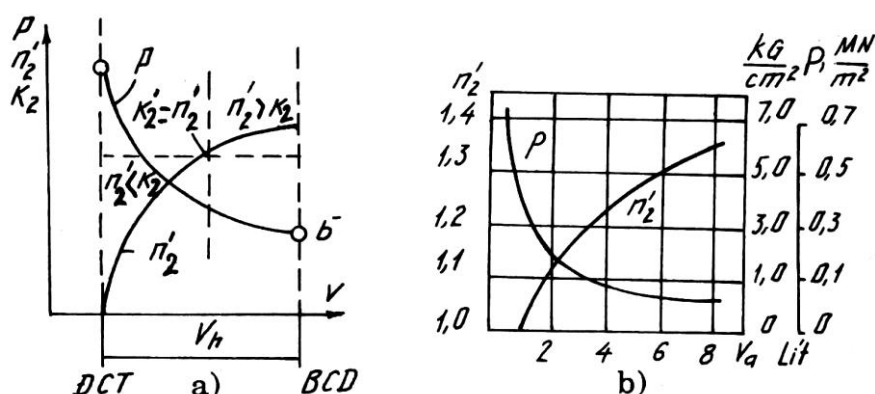
3.5. QUÁ TRÌNH GIÃN NỞ SINH CÔNG

3.5.1. Diễn biến của quá trình giãn nở

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 trong thành xi lanh trong điều kiện nhiệt độ, áp suất và diện tích tản nhiệt thay đổi liên tục; rò khí từ xi lanh ra ngoài qua các khe hở giữa pít tông, xi lanh 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 (hàn 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 xi lanh 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 $n'_2 < k_2$ (k_2 chỉ số đoạn nhiệt của sản vật cháy).



Hình 3.11. Đồ thị $p = f(V)$ của quá trình giãn nở trong ĐCĐT

Pít tông đi xuống, càng cách xa ĐCT, các hiện tượng cháy rớt và tái hợp các phân 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 ngày càng giảm mạnh, và làm tăng độ dốc của đường giãn nở tức là làm tăng chỉ số giãn nở đa biến n'_2 . Tại vị trí nào đó của pít tông 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 pit tông càng đi xuống gần ĐCD, phần mất nhiệt của môi chất càng trở nên nhiều hơn nhất là kể từ khi kết thúc cháy rút 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 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 $n'_2 > k_2$, tới một điểm trung gian khi nhiệt lượng cấp cho môi chất, cân bằng với nhiệt lượng 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 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.

3.5.2. Các thông số quá trình giãn nở

Các thông số đầu quá trình giãn nở, là: p_z , T_z , V_z và 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 các môi chất tại điểm z và b , với giả thiết xu páp thải được mở tại ĐCD ($V_b = V_a$). Quá trình giãn nở từ z đến b ta có:

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2} \quad (3.81)$$

Các phương trình trạng thái tại z và tại b :

$$\left. \begin{aligned} p_z V_z &= 8314 m_z \cdot T_z \\ p_b V_b &= 8314 m_b \cdot T_b \end{aligned} \right\} \quad (3.82)$$

Số lượng môi chất tại z :

$$m_z = \beta_z g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r) \quad (3.83)$$

Số lượng môi chất tại b :

$$m_b = \beta_b g_{ct} M_1 (1 + \gamma_r) \quad (3.84)$$

Trong đó: β_z – hệ số thay đổi phân tử (thể tích) tại z ;

β_b – hệ số thay đổi phân tử tại b .

Ta biết:

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} x_z$$

$$\beta_b = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} x_b$$

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 $x_z = x_b$, vì vậy $\beta_z = \beta_b$, nên $m_z = m_b$. Chia hai vế của (3.82) cho nhau sẽ được:

$$\frac{p_z V_z}{p_b V_b} = \frac{T_z}{T_b} \quad (3.85)$$

Gọi $\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_z}$ là hệ số giãn nở trong quá trình giãn nở, ta có:

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (3.86)$$

Động cơ diesel từ $p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2}$ và $\frac{p_z V_z}{p_b V_b} = \frac{T_z}{T_b}$, tìm được:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \text{ và } T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (3.87)$$

Với động cơ xăng: $\rho = 1$ và $\delta = \varepsilon$ theo $\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho}$. Thay ε vào

$p_p = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}$ và $T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$, được:

$$p_p = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}; T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (3.88)$$

3.5.3. Công trong quá trình giãn nở

Công trong quá trình giãn nở được xác định:

$$L_{zb} = \int_{V_z}^{V_b} p.dV \quad (3.89)$$

Trong quá trình giãn nở đa biến $p V^{n_2} = p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2}$;

Từ đó có: $p = \frac{p_z \cdot V_z^{n_2}}{V^{n_2}} = \frac{p_b \cdot V_b^{n_2}}{V^{n_2}}$, thay $p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2}$ vào $L_{zb} = \int_{V_z}^{V_b} p.dV$,

được:

$$L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z \cdot V_z - p_b \cdot V_b) \quad (3.90)$$

$$L_{zb} = \frac{p_z \cdot V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right]$$

Thay (3.82) vào $L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z \cdot V_z - p_b \cdot V_b)$, được:

$$L_{zb} = \frac{8314}{n_2 - 1} (m_z \cdot T_z - m_b \cdot T_b) \quad (3.91)$$

hoặc:

$$L_{zb} = \frac{8314 \cdot m_z \cdot T_z}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{m_b \cdot T_b}{m_z \cdot T_z} \right) \quad (3.92)$$

Nhân và chia về phải của $L_{zb} = \frac{8314}{n_2 - 1} (m_z \cdot T_z - m_b \cdot T_b)$ với m_c được:

$$L_{zb} = \frac{8314}{n_2 - 1} m_c \left(\frac{m_z}{m_c} T_z - \frac{m_b}{m_c} T_b \right) \quad (3.93)$$

Biết rằng: $m_c = g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r)$; $\frac{m_z}{m_c} = \frac{M_z}{M_c} = \beta_z$; $\frac{m_b}{m_c} = \frac{M_b}{M_c} = \beta_b$.

Vì vậy:

$$L_{zb} = \frac{8314}{n_2 - 1} \cdot g_{ct} \cdot M_1 (1 + \gamma_r) \cdot (\beta_z \cdot T_z - \beta_b \cdot T_b) \quad (3.94)$$

3.5.4. Những nhân tố ảnh hưởng đến chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2

Trong quá trình giãn nở bất kỳ yếu tố nào làm tăng cháy rớt sẽ làm giảm n_2 , còn làm tăng mất nhiệt của môi chất sẽ làm cho n_2 tăng. Những yếu tố gây ảnh hưởng đến n_2 bao gồm: tốc độ và phụ tải động cơ, kích thước xi lanh, trạng thái nhiệt của động cơ, chất lượng và diễn biến quá trình cháy...

a. Tốc độ động cơ (n)

Nếu tăng n sẽ làm giảm số nhiệt lượng từ môi chất truyền ra ngoài qua truyền nhiệt và rò khí (vì giảm thời gian tiếp xúc giữa môi chất và thành xi lanh cũng như thời gian rò khí của mỗi chu trình), trong khi đó động cơ diesel lại tăng thời kỳ cháy rớt khiến môi chất càng nhận nhiệt nhiều hơn, kết quả làm giảm n_2 . Nếu giảm tốc độ động cơ kết quả sẽ ngược lại.

Trong động cơ xăng cũng có xu hướng tương tự, n_2 cũng giảm khi tăng n , nhưng sự thay đổi của n_2 theo n của động cơ xăng có những đặc điểm riêng biệt khi động cơ hoạt ở toàn tải hoặc sát toàn tải. Trong phạm vi tốc độ thấp (từ 1.000 – 1.600 vòng/phút) giá trị n_2 giảm tương đối nhanh khi tăng n , khi vượt quá 1.800 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 V_c được gia tăng làm giảm cháy rớt, giảm tổn thất nhiệt cho thành xi lanh và rò khí.

b. Phụ tải của động cơ

Phụ tải của động cơ có ảnh hưởng đến n_2 trên hai mặt:

- Khi tăng tải một mặt do áp suất và nhiệt độ môi chất trong quá trình giãn nở đều tăng, do đó làm tăng chênh áp và nhiệt độ giữa môi chất và môi trường xung quanh, qua đó làm tăng phần nhiệt tổn thất qua truyền nhiệt và rò khí.

- Mặt khác, tăng tải với động cơ diesel 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 lượng cấp cho động cơ trong quá trình giãn nở.

c. Kích thước xi lanh

Nếu $V_h = \text{const}$ mà giảm $\left(\frac{S}{D}\right)$ (trường hợp $\left(\frac{S}{D}\right) < 1$), sẽ làm giảm $\left(\frac{F_{lm}}{V_h}\right)$, mức độ tản nhiệt môi chất cho thành xi lanh sẽ giảm qua đó làm giảm n_2 . Nếu giữ cho $\left(\frac{S}{D}\right) = \text{const}$ 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 .

d. Cấu tạo buồng cháy

Buồng cháy có tỷ số $\frac{F_{lm}}{V_c}$ càng nhỏ, tản nhiệt càng khó, làm giảm n_2 , ngược lại sẽ làm tăng n_2 .

e. Diễn biến 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 .

f. Trạng thái nhiệt của động cơ

Khi tăng trạng thái nhiệt, tức là tăng nhiệt độ bề mặt các chi tiết trong thành xi lanh trong thời kỳ giãn nở, mặt khác sẽ làm giảm cháy rớt trên đường giãn nở (đối với động cơ xăng ít xảy ra). Nên khi tăng trạng thái nhiệt cho động cơ xăng sẽ làm giảm n_2 chút ít. Trong động cơ diesel 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 chút ít.

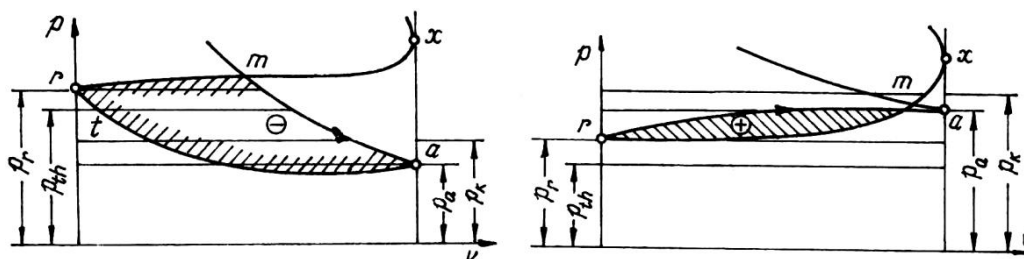
Các giá trị của chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2 , p , T cuối quá trình giãn nở p_b , T_b nằm trong giới hạn sau:

Loại động cơ	n_2	p_b (MPa)	T_b (°K)
Động cơ xăng	1,23 – 1,20	0,35 – 0,50	1.500 – 1.700
Động cơ diesel ô tô máy kéo	1,14 – 1,23	0,20 – 0,40	1.000 – 1.400
Động cơ diesel tàu thủy cao tốc	1,15 – 1,25	0,35 – 0,60	1.000 – 1.200
Động cơ tốc độ thấp và vừa	1,22 – 1,30	0,25 – 0,35	900 – 1.000

3.6. QUÁ TRÌNH XẢ

3.6.1. Diễn biến của quá trình xả

Quá trình thải bắt đầu từ khi xu páp xả mở (điểm b') kết thúc khi xu páp xả đóng (r_0), ứng với đoạn $b'b_{rr_0}$. Quá trình xả có thể chia làm 3 giai đoạn.



Hình 3.12. Đồ thị $p = f(V)$ của quá trình thải trong ĐCDT

a. Giai đoạn 1:

Là giai đoạn xả tự do, bắt đầu từ thời điểm mở xu páp xả đến khi pít tông đến ĐCT, đây là giai đoạn mở sớm của xu páp. Khí xả thoát ra ngoài với tốc độ rất lớn (600 – 700 m/s) gây tiếng ồn. Lượng khí xả thoát ra trong giai đoạn này khoảng 60 - 70%. Khi pít tông đến ĐCD áp suất khí xả giảm nhiều.

b. Giai đoạn 2:

Xả cưỡng bức pít tông từ ĐCD lên ĐCT đẩy khí xả ra ngoài qua xu páp xả với vận tốc 200 - 300 m/s, lượng khí xả thải ra ở giai đoạn này khoảng 25 - 30%.

c. Giai đoạn 3:

Xả quán tính, pít tông từ ĐCT đến khi xu páp xả đóng (điểm r_0). Sản vật cháy thoát ra ngoài theo quán tính. Lượng khí thải ra ở giai đoạn này khoảng 5%.

Nhận xét:

Công tiêu hao cho việc đẩy khí thải ra ngoài cũng như mức độ quét sạch buồng cháy phụ thuộc chủ yếu vào góc độ phối khí trong quá trình xả.

Nếu xu páp xả mở sớm quá thì phần tổn thất công giãn nở lớn dù công đẩy khí thải ít đi cũng không bù đắp nổi công mất mát đó.

Nếu mở xu páp xả quá muộn thì công tổn thất cho việc đẩy khí thải ra ngoài lớn và hiệu quả quét sạch buồng cháy kém

3.6.2. Các thông số quá trình xả

- Đầu quá trình xả:

- + Áp suất khoảng $0,4 - 0,5 \text{ MN/m}^2$,
- + Nhiệt độ khoảng $1.100 - 1.600^0\text{K}$.

- Cuối quá trình xả:

- + Áp suất khoảng $0,11 - 0,12 \text{ MN/m}^2$
- + Nhiệt độ khoảng $670 - 1.220^0\text{K}$

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Các loại và các chỉ tiêu đánh giá chu trình động cơ đốt trong.
2. Diễn biến và các thông số ảnh hưởng đến quá trình nạp.
3. Diễn biến và các thông số ảnh hưởng đến quá trình nén.
4. Công nén.
5. Những yếu tố ảnh hưởng đến chỉ số nén đa biến trung bình.
6. Tỷ số nén trong động cơ xăng và động cơ diesel.
7. Diễn biến và những yếu tố ảnh hưởng đến quá trình cháy trong động cơ xăng.
8. Diễn biến và những yếu tố ảnh hưởng đến quá trình cháy trong động cơ diesel.
9. Các thông số cơ bản của quá trình cháy.
10. Diễn biến và các thông số quá trình giãn nở.
11. Công giãn nở.
12. Những yếu tố ảnh hưởng đến chỉ số giãn nở đa biến trung bình.
13. Diễn biến của quá trình thải.

Chương 4. CÁC CHỈ TIÊU VỀ TÍNH NĂNG KINH TẾ KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ ĐÓT TRONG

4.1. CÁC CHỈ TIÊU CHÍNH

Người ta dùng các chỉ tiêu sau để so sánh tính năng kinh tế kỹ 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 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 từng loại chỉ tiêu 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 đầu 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 xi lanh tạo ra. Hiệu suất có ích càng cao thì lượng nhiên liệu tiêu hao cho 1 KW trong một 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 giữa 2 kỳ sửa chữa (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 hỏng hóc và thời gian khắc phục những hỏng hóc ấy trong khoảng thời gian giữa 2 kỳ sửa chữa. 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 của động cơ phụ thuộc vào tính hoàn thiện về mặt cấu tạo các chi tiết động cơ cũng như mức độ cường hoá 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 diesel cỡ lớn tốc độ thấp, sau thời gian chạy $3 \div 5$ vạn giờ mới phải doa hoặc thay xi lanh. Còn động cơ diesel cao tốc cỡ nhỏ chỉ sau $5 \div 8$ nghìn giờ đã phải doa xi lanh.

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

Khối lượng động cơ gắn liền với lượng vật liệu (kim loại và phi kim loại) dùng chế tạo động cơ và trực tiếp ảnh hưởng tới giá thành động cơ. Khối lượng G_d (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 tới 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 thường dùng suất khối g_d làm chỉ tiêu so sánh về mặt khối lượng giữa các động cơ: $g_d = G_d / N_{eqd}$ (Kg/kW)

Giá trị g_d biến động trong phạm vi rộng, $g_d = 1,3 \div 70$ (Kg/KW). Các loại động cơ hiện nay g_d nằm trong giới hạn sau:

Động cơ cường hóa ít: $18 g_d < 40$ Kg/KW

Động cơ cường hoá ở mức độ vừa: $8 < g_d < 18$ Kg/KW

Động cơ cường hoá cao: $1,3 < g_d < 8$ 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 tắc xi lanh: $G_L = G_d / i \cdot V_h$ (Kg/l); (trong đó: i – số xi lanh; V_h (l) – thể tích công tắc của một xi lanh).

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:

N_e / LBH – đánh giá mức độ sử dụng thể tích mà động cơ chiếm.

N_e / LB – đánh giá mức độ sử dụng diện tích đặt động cơ.

N_e / BH – được gọi là công suất chính diện, có ý nghĩa đặc biệt với động cơ máy bay.

Các kích thước gây ảnh hưởng trực tiếp đến điều kiện sử dụng động cơ, phụ thuộc vào số xi lanh i , cách bố trí xi lanh trên động cơ, tỉ số giữa hành trình S và đường kính của pít tông .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 trên.

Trong phạm vi môn học nguyên lý động cơ cần hiểu kỹ về hai chỉ tiêu đầu. Các chỉ tiêu về tính năng kinh tế kỹ 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 kỹ hai thông số này.

4.2. CÁC THÔNG SỐ CHỈ THỊ

4.2.1. Công chỉ thị L_i và áp suất chỉ thị trung bình p_i

Trong chu trình công tác của động cơ 4 kỳ, chỉ có kỳ thứ 3 là kỳ sinh công, do quá trình cháy của hỗn hợp khí sinh ra năng lượng nhiệt biến thành công trong xi lanh – được gọi là công chỉ thị.

Kết quả tính toán nhiệt vẽ ra đồ thị công - được gọi là đồ thị công tính toán lý thuyết. Trên hình 4.1 và 4.2 đường $acz'zbna$ là đường cong tính toán và $afedg xu$ là đường cong hiệu đính của động cơ diesel. Đường cong $afkzba$ là đường cong tính toán và $afkz'_1lx$ là đường cong hiệu đính của động cơ xăng.

- Đối với đồ thị công tính toán, ta có công chu trình tính toán:

$$L'_i = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac} \quad (4.1)$$

+ Công $L_{z'z}$ là công của quá trình giãn nở đẳng áp $p = \text{const}$:

$$L_{z'z} = p_z V_z - p_z V_c = p_z V_c \left(\frac{V_z}{V_c} - 1 \right) = p_z V_c (\rho - 1) = \lambda p_c V_c (\rho - 1) \quad (4.2)$$

+ Công giãn nở đa biến zb :

$$L_{zb} = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right] \quad (4.3)$$

Nhân và chia vế phải của đẳng thức trên với V_c , rồi thay $\frac{V_z}{V_c} = \rho$, $\frac{V_b}{V_z} = \delta$ và

$p_z = \lambda p_c$, sẽ được:

$$L_{zb} = p_c V_c \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right] \quad (4.4)$$

+ Công nén đa biến tính theo $L_{ac} = p_a V_a^{n_1} \int_{V_a}^{V_c} \frac{dV}{V^{n_1}} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_a V_a - p_c V_c)$, đưa

$p_c V_c$ làm thừa số chung và sau khi tính toán có:

$$L_{ac} = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{n_1 - 1} \right] = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \quad (4.5)$$

Thay các giá trị $L_{z'z}$, L_{zb} và L_{ac} vào $L'_i = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac}$, được:

$$L'_i = p_c V_c \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (4.6)$$

- Gọi $p'_i \left(\frac{N}{m^2} \right)$ là áp suất chỉ thị trung bình tính theo lý thuyết (chưa hiệu đính) của chu trình công tác là công chỉ thị của một đơn vị thể tích công tác của xi lanh trong một chu trình được thể hiện qua biểu thức:

$$p'_i = \frac{L'_i}{V_h}, \quad (J/m^3 \text{ hoặc } N/m^2 = Pa) \quad (4.7)$$

Thay L'_i vào, được:

$$p'_i = \frac{L'_i}{V_h} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (4.8)$$

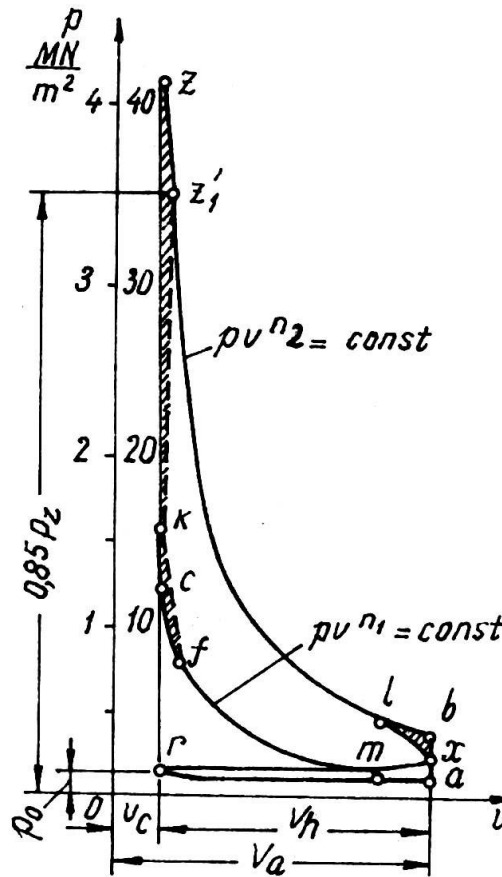
$$\text{Trong đó } p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \text{ và } \frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\varepsilon - 1}$$

Nếu thay $\rho = 1$, lúc ấy $\delta = \varepsilon$ sẽ được p'_i của chu trình cấp nhiệt đẳng tích (động cơ xăng).

$$p'_i = \frac{L'_i}{V_h} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (4.9)$$

trong đó: L'_i (J, hoặc N.m); V_h (m³) – thể tích công tác của xi lanh;

Thứ nguyên của áp suất là Pa (N/m²).



Hình 4.2. Đồ thị công hiệu đỉnh $p = f(V)$ của ĐC-X

Theo thực nghiệm giá trị $\varphi_d = 0,92 - 0,95$. Giá trị φ_d của động cơ xăng lớn hơn động cơ diesel. Trong đó giá trị φ_d nhỏ dùng cho động cơ diesel cao tốc còn giá trị lớn dùng cho động cơ xăng.

Động cơ xăng 4 kỳ $\varphi_d = 0,93 - 0,97$

Động cơ diesel 4 kỳ $\varphi_d = 0,90 - 0,96$

Động cơ 2 kỳ $\varphi_d = 0,97 - 1,00$

Khi hiệu đỉnh áp suất cực đại p_{z_1} của động cơ xăng, chọn: $p_{z_1} = 0,85p_z$

Trong đó p_z - Áp suất cực đại của chu trình theo tính toán lý thuyết và 0,85 là hệ số hiệu đỉnh cho phù hợp với thực tế.

Trong thời gian hoạt động, ngoài áp suất p của môi chất trong xi lanh còn có áp suất khí thể dưới các te cũng luôn luôn tác dụng lên pit tông theo hướng ngược chiều so với p . Phần lớn các động cơ, các te đều được nối thông với khí trời hoặc với đường nạp qua hệ thống thông gió các te, vì vậy có thể coi áp suất khí thể trong các te bằng áp suất khí trời p_0 .

Như vậy khi pít tông chuyển động trong xi lanh, hợp lực khí thể P_p tác dụng đẩy pít tông trong xi lanh sẽ là:

$$P_p = (p - p_o) \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (N) \quad (4.11)$$

trong đó: D (m) – đường kính xi lanh

Hợp lực khí thể F_p đẩy pít tông chuyển dịch một vi lượng hành trình dS , sẽ tạo ra vi lượng công dL_i , theo biểu thức:

$$dL_i = P_p \cdot dS = (p - p_o) \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot dS = (p - p_o) dV \quad (4.12)$$

trong đó: dV là vi lượng biến thiên của thể tích công tác.

Đồ thị công $p = f(V)$ hoặc $p = f(\varphi)$ (trong đó φ là góc quay trục khuỷu) là do thiết bị xác định đồ thị (indicateur) vẽ ra khi động cơ đang hoạt động. Tung độ của đồ thị phản ánh các giá trị của áp suất trong xi lanh, còn hoành độ của đồ thị là vị trí của đỉnh pít tông hoặc vị trí bán kính quay của trục khuỷu phản ánh thể tích của xi lanh hoặc góc quay trục khuỷu φ .

Khái niệm về áp suất chỉ thị trung bình p_i là một khái niệm quan trọng, thường gặp trong các giáo trình và các tài liệu khoa học nghiên cứu về động cơ đốt trong. Do đó cần phải làm rõ thêm vài khía cạnh của khái niệm này.

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

4.2.2. Công suất chỉ thị của động cơ

Công do môi chất trong xi lanh tạo ra trong mỗi chu trình được xác định qua đồ thị công $p-V$ được gọi là đồ thị công, và công đó được gọi là công chỉ thị của chu trình L_i (như đã trình bày ở phần trên).

Dựa theo định nghĩa của p_i , có thể tính L_i nhờ biểu thức sau:

$$L_i = p_i V_h \quad (N.m) \quad (4.13)$$

trong đó: V_h - tính theo m^3 ; p_i - theo $Pa = N/m^2$.

Công chỉ thị L_i có thể xác định cả công của các hành trình “bơm”, hoặc không tính 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 pít tông trong 1 chu trình);

m - số chu trình trong 1 giây của xi lanh;

Sẽ được:

$$m = \frac{2n}{60\tau} = \frac{n}{30\tau}, \text{ chu trình /s} \quad (4.14)$$

Nếu số xi lanh trong động cơ là i ta có:

$$m = \frac{2n}{60\tau} \cdot i = \frac{n}{30\tau} \cdot i \quad (4.15)$$

$$N_i = L_i \cdot i \cdot m = V_h \cdot p_i \cdot i \cdot m = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau} \quad (4.16)$$

4.2.3. Hiệu suất chỉ thị và suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị

Tính kinh tế của chu trình được đặc trưng bằng 2 thông số hiệu suất chỉ thị η_i và suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị g_i . Được xác định bằng công thức:

$$\eta_i = \frac{N_i}{G_{nl} \cdot Q_{tk}}; g_i = \frac{G_{nl}}{N_i}, \text{ kg/W.s hoặc m}^3/\text{W.s} \quad (4.17)$$

$$\text{Từ đây ta có: } \eta_i = \frac{1}{g_i \cdot Q_{tk}} \quad (4.18)$$

η_i : Là tỷ số giữa nhiệt lượng được chuyển thành công chỉ thị L_i với nhiệt lượng cấp cho động cơ trong cùng một thời gian.

$$\text{Nếu lấy thời gian 1 chu trình: } \eta_i = \frac{L_i}{g_i \cdot Q_{tk}} \quad (4.19)$$

Trong đó:

G_{nl} – Lưu lượng tiêu hao nhiên liệu trong 1 giây (kg/s hoặc m³/s)

Q_{tk} – Nhiệt trị thấp của 1 kg nhiên liệu (J/Kg hoặc J/m³), là nhiệt lượng thu được không tính đến nhiệt ẩn hóa hơi của hơi nước chứa trong sản phẩm cháy.

Như vậy, hiệu suất chỉ thị η_i là tỷ số giữa nhiệt lượng chuyển thành công chỉ thị với nhiệt lượng cấp cho động cơ do nhiên liệu đốt cháy trong xi lanh tạo ra trong một đơn vị thời gian (thường tính bằng giây).

η_i khác η_t ở chỗ là trong đó có tính đến cả tổn thất nhiệt truyền cho vách xi lanh, do cháy không hoàn toàn, do phân giải sản vật cháy, tổn thất khí thải...

$$\text{Từ } L_i = p_i \cdot V_h \text{ và } p_k \cdot \eta_v \cdot V_h = 8314 \cdot M_1 \cdot T_k \text{ trong đó: } \left(\eta_v = \frac{V_k}{V_h} \right), \text{ được:}$$

$$V_h = \frac{8314 \cdot M_1 \cdot T_k \cdot g_{ct}}{p_k \cdot \eta_v}; \text{Được: } L_i = p_i \frac{8314 \cdot M_1 \cdot T_k \cdot g_{ct}}{p_k \cdot \eta_v}$$

$$\Rightarrow \eta_i = 8314 \cdot \frac{M_1 \cdot p_i \cdot T_k}{Q_{tk} \cdot \eta_v \cdot p_k} \quad (4.20)$$

trong đó: $Q_{tk} = \text{J/kg}$; $M_1 = \text{kmol/kg}$.

- Đối với động cơ diesel: $M_1 = \alpha M_o$ và $\frac{T_k}{p_k} = \frac{\mu_k}{8314} \cdot \frac{1}{\rho_k}$ thay vào η_i , được:

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot L_o \cdot p_i}{Q_{tk} \cdot \eta_v \cdot \rho_k} \quad (4.21)$$

- Đối với động cơ xăng: $M_1 = \alpha M_o + \frac{1}{\mu_{nl}} = \frac{\alpha \cdot L_o + 1}{\mu_{hk}}$ và $\frac{T_k}{p_k} = \frac{\mu_{hk}}{8314} \cdot \frac{1}{\rho_k}$, thì:

$$\eta_i = \frac{(\alpha \cdot L_o + 1) \cdot p_i}{Q_{tk} \cdot \eta_v \cdot \rho_k} \quad (4.22)$$

- Đối với động cơ ga: Q_{tm} là nhiệt trị thấp của 1m^3 khí tiêu chuẩn (0°C và 760mmHg) hoặc Q_{tm} là nhiệt trị thấp của 1kmol , thì:

$$\eta_i = 371,15 \frac{M_1 \cdot p_i \cdot T_k}{Q_{tm} \cdot \eta_v \cdot \rho_k}, \text{ hoặc:}$$

$$\eta_i = \frac{M_1 \cdot p_i}{Q_{tm} \cdot \eta_v \cdot \rho_k} \mu_{kk} \quad (4.23)$$

trong đó: $371,15$ – hệ số từ tỷ số $\frac{8314}{22,4}$;

μ_{hk} - phân tử lượng của hòa khí. (Kg/Kmol)

- Đối với động cơ 2 kỳ, các trị số p_i và η_v phải tính theo thể tích hành trình có ích của pít tông - S' .

Từ đó thấy rằng: η_i phụ thuộc vào $\frac{M_1}{Q_{tk}}$ hoặc $\frac{M_1}{Q_{tm}}$ (số nghịch đảo của 1 Kmol môi chất mới) và $\eta_i, p_i, \frac{T_k}{p_k}$ hoặc ρ_k .

Suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị g_i là lượng nhiên liệu tiêu hao cho 1w chỉ thị trong 1 giây, cũng là thông số đặc trưng cho tính kinh tế của chu trình.

$$g_i = \frac{1}{Q_{tk} \cdot \eta_i} \quad (4.24)$$

$$\text{Từ: } \eta_i = 8314 \cdot \frac{M_1 \cdot p_i \cdot T_k}{Q_{tk} \cdot \eta_v \cdot p_k}, \text{ được: } g_i = 12 \cdot 10^{-5} \frac{p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_i \cdot T_k} \text{ (Kg/W.s)}, \quad (4.25)$$

$$\text{trong đó } Q_{tk} = \text{J/Kg. Hoặc } g_i = 432 \frac{p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_i \cdot T_k} \text{ (g/KW.h)} \quad (4.26)$$

Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu khí, suất tiêu hao nhiên liệu thể khí v_1 được xác định: $v_1 = \frac{1}{Q_{tm} \cdot \eta_t} \cdot \left(\frac{m^3}{W.s} \right)$, trong đó: Q_{tm} tính theo J/m³, tính theo η_i được:

$$v_1 = 269 \cdot 10^{-5} \frac{p_k \cdot \eta_v}{M_1 \cdot p_i \cdot T_k} \cdot \left(\frac{m^3}{kW.h} \right) \quad (4.27)$$

*** Giá trị:**

	g_i kg/kw.h (g/ml.giờ)	η_i %
Động cơ xăng	210 – 340 (155 – 250)	44 - 25
Động cơ diesel 4 kỳ	150 – 200 (110 – 145)	56 - 43
Động cơ diesel 2 kỳ	170 – 220 (125 – 160)	50 – 40
Động cơ gaz		35 - 28

4.3. TỶ HẠO CƠ GIỚI VÀ CÁC THÔNG SỐ CÓ ÍCH

4.3.1. Tỷ hao cơ giới

Một phần N_i của động cơ tiêu hao cho bản thân động cơ mà không được lợi dụng có ích. Phần công suất đó dùng để khắc phục lực cản bên trong động cơ – gọi là công suất cơ giới N_m , bao gồm.

- N_{ms} – Tiêu hao cho ma sát giữa các chi tiết trong động cơ
- N_{dg} – Tiêu hao cho ma sát giữa các chi tiết chuyển động với không khí (thanh truyền - trục khuỷu – bánh đà...).
- N_{dd} – Tiêu hao cho dẫn động các chi tiết và cơ cấu phụ cho động cơ.
- N_b – tiêu hao cho tổn thất bơm (đặc trưng cho Δp_i , khi tăng áp $\Delta p_i > 0$; do đó làm tăng N_i).
- N_{qk} – Tiêu hao cho quét khí trong động cơ 2 kỳ

$$\text{Do đó: } N_m = N_{ms} + N_{dg} + N_{dd} + N_b + N_{qk} \quad (4.28)$$

$$\text{Hay: } N_m = \frac{p_m \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \text{ KW} \quad (4.29)$$

Áp suất tổn thất cơ giới trung bình p_m :

$$p_m = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_m}{n \cdot V_h \cdot i} \text{ MN/m}^2 \quad (4.30)$$

Áp suất cơ giới trung bình thường được xác định bằng thực nghiệm, biểu diễn dưới dạng công thức kinh nghiệm:

$$p_m = A + B \cdot C_m, \text{ hay: } p_m = A' + B' \cdot n$$

Trong đó: A, B, A', B' – Là các hệ số thực nghiệm phụ thuộc kiểu loại động cơ, kích thước xi lanh và mức độ cao tốc của động cơ.

$$C_m = m/s; n = v/ph$$

4.3.2. Hiệu suất cơ giới η_m

- η_m là tỷ số giữa công suất có cơ giới N_m chia cho công suất chỉ thị N_i

$$\eta_m = \frac{N_m}{N_i} = \frac{N_i - N_e}{N_i} = 1 - \frac{N_e}{N_i}. \text{ Hoặc:}$$

$$\eta_m = \frac{p_m}{p_i} = \frac{P_i - p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_e}{p_i}. \eta_m \text{ có thể tính bằng công thức:}$$

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{A \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v} \quad (4.31)$$

trong đó A – Là một hằng số.

η_m một số động cơ nằm trong giới hạn sau:

- Động cơ xăng 4 kỳ: $\eta_m = 0,70 - 0,82$

- Động cơ diesel 4 kỳ: $\eta_m = 0,70 - 0,80$

- Động cơ diesel 2 kỳ: $\eta_m = 0,66 - 0,75$

Ý nghĩa của ζ_m .

ζ_m là hiệu suất cơ giới, thể hiện số phần trăm năng lượng N_i trong xi lanh chuyển thành công suất có ích N_e .

$$\text{Từ đó ta có: } N_e = \eta_m \cdot N_i = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \tau}, \text{ W} \quad (4.32)$$

Trong đó:

p_e – Áp suất có ích trung bình, N/m^2

p_i – Áp suất chỉ thị trung bình, N/m^2

V_h – Thể tích công tác của xi lanh, m^3

i – Số xi lanh.

τ – Số kỳ.

n – Số vòng quay của trục khuỷu, vg/ph

Nếu V_h tính bằng lít (l) thì N_i tính bằng KW

4.3.3. Công suất có ích N_e

$$N_e = N_i - N_m \text{ hay } N_e = \frac{p_e \cdot n \cdot V_h \cdot i}{30 \cdot \tau}, \text{ KW} \quad (4.33)$$

- Áp suất có ích trung bình p_e

$$p_e = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{n \cdot V_h \cdot i}, \text{ MN/m}^2 \quad (4.34)$$

Khi phân tích sự ảnh hưởng của các yếu tố khác nhau đến p_e và N_e . Theo các biểu thức:

Từ $p_e = \eta_m \cdot p_i$, $N_e = \eta_m \cdot N_i$, Ta có:

$$p_e = 12 \cdot 10^{-5} \frac{Q_{tk}}{M_1} \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \frac{p_k}{T_k}, \text{ N/m}^2$$

$$p_e = 120 \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \frac{p_k}{T_k}, \text{ MN/m}^2 \text{ (MPa)} \quad (4.35)$$

$$\text{Và } N_e = 12 \cdot 10^{-5} \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot n \cdot \frac{p_k}{T_k}, \text{ W}$$

$$N_e = 4 \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot n \cdot \frac{p_k}{T_k}, \text{ kW}$$

$$N_e = \frac{p_e \cdot n \cdot V_h \cdot i}{225 \cdot \tau}, \text{ ml} \quad (4.36)$$

Với nhiên liệu khí ta có:

$$p_e = 2690 \cdot \frac{Q_{tm}}{M_1} \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \frac{p_k}{T_k}, \text{ MN/m}^2 \text{ (MPa)} \quad (4.37)$$

$$N_e = 89,67 \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tm}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot n \cdot \frac{p_k}{T_k}, \text{ KW} \quad (4.38)$$

- Mômen quay M_e ở đầu ra trục khuỷu:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e}{\frac{2\pi \cdot n}{60}} = \frac{0,55 \cdot N_e}{n}, \text{ N.m.} \quad (4.39)$$

trong đó: N_e tính bằng W, n tính bằng vg/ph

$$M_e = 726,2 \frac{N_e}{n}, \text{ KG.m} \quad (4.40)$$

$$\text{Từ } N_e = \frac{p_e \cdot n \cdot V_h \cdot i}{30 \cdot \tau}, \text{ được: } N_e = \frac{M_e \cdot n \cdot 2\pi}{60} = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \tau} \quad (N_e = M_e \cdot \omega = \frac{M_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60}),$$

từ đây có:

$$p_e = \pi \cdot \tau \frac{M_e}{i \cdot V_h} \quad (4.41)$$

Từ đây ta thấy rằng: với một động cơ nhất định các giá trị π, τ, i, V_h đều là hằng số, vì vậy p_e tỷ lệ thuận với M_e . Ngoài M_e là mô men tổng từ đuôi trục khuỷu truyền ra ngoài, còn p_e phản ánh giá trị mô men một lít thể tích công tác của xi lanh. M_e ở đầu ra trục khuỷu được xác định trên băng thử động cơ.

4.3.4. Hiệu suất có ích η_e và suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e

a. Hiệu suất có ích η_e : Hiệu suất có ích là tỷ số giữa nhiệt lượng chuyển thành công có ích và nhiệt lượng cấp cho động cơ do nhiên liệu được đốt cháy trong xi lanh tạo ra. Hai loại nhiệt lượng này cùng xác định trong một đơn vị thời gian.

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{nl} Q_{tk}} \quad (4.42)$$

Trong đó:

G_{nl} - Số nhiên liệu cấp cho động cơ trong 1 giây (Kg/W.s)

Q_{tk} - Nhiệt trị thấp của 1 kg nhiên liệu (J/Kg).

N_e - Tính bằng W.

$G_{nl} \cdot Q_{tk}$ - Nhiệt lượng cấp cho 1 chu trình (J)

b. Suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e : Suất tiêu hao nhiên liệu g_e : Là lượng tiêu thụ nhiên liệu cho 1W trong 1 giây (Kg/KW.h):

$$g_e = \frac{G_{nl}}{N_e} \quad (4.43)$$

Từ $\eta_e = \frac{N_e}{G_{nl} Q_t}$, Được:

$$\eta_e = \frac{1}{g_e \cdot Q_{tk}} \quad (4.44)$$

Trên thực tế G_{nl} thường tính theo kg/giờ; N_e – KW, g_e – g/KW.h và Q_t – MJ/Kg. Vì vậy:

$$g_e = \frac{G_{nl}}{N_e} \cdot 10^3 \left(\frac{g}{W.s} \right) \quad (4.45)$$

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{g_e \cdot Q_{tk}} \quad (4.46)$$

c. Quan hệ giữa η_e , η_i và η_m .

Quan hệ giữa η_i , η_e và η_m như sau:

$$\text{Từ } g_e = \frac{G_{nl}}{N_e} \text{ và } g_i = \frac{G_{nl}}{N_i}, \Rightarrow g_e \cdot N_e = g_i \cdot N_i = G_{nl} \Rightarrow g_i = g_e \frac{N_e}{N_i} = g_e \eta_m$$

$$\text{Từ } \eta_e = \frac{1}{g_e Q_{tk}} \Rightarrow Q_{tk} = \frac{1}{\eta_e g_i}; \eta_i = \frac{1}{g_i Q_{tk}} \Rightarrow Q_{tk} = \frac{1}{g_i \eta_i};$$

$$\text{Ta có: } \eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_m}, \text{ hoặc } \eta_e = \eta_i \eta_m \quad (4.47)$$

4.3.5. Công suất lít và công suất pít tông

Để đánh giá mức độ sử dụng thể tích công tác V_h , mức độ chịu tải trọng nhiệt và tải trọng động của pít tông người ta dùng công suất lít N_L và công suất pít tông N_P .

a. Công suất lít N_L : Là tỷ số giữa công suất có ích N_e và thể tích công tác của động cơ.

Để đánh giá cường độ nhiệt và động lực học của thể tích công tác xi lanh và so sánh mức độ cường hóa của động cơ, người ta dùng hai chỉ tiêu: Công suất lít N_L và công suất 1dm³ diện tích pít tông N_P .

Công suất lít N_L chính là công suất định mức của động cơ đối với 1lít thể tích công tác của xi lanh.

Công suất đơn vị diện tích pít tông N_P là công suất định mức của động cơ đối với 1 dm² hoặc 1m² diện tích pít tông.

Công suất định mức là công suất được nhà chế tạo đảm bảo trong điều kiện hoạt động nhất định của động cơ. Theo định nghĩa công suất lít N_L ($N_L = \frac{N_e}{i \cdot V_h}$), thay

$$N_e = 4.V_h.i.\frac{Q_{tk}}{M_1}.\frac{1}{\tau}.\eta_i.\eta_v.\eta_m.n.\frac{p_k}{T_k}, kW \quad (4.48)$$

Và $N_e = 89,67.V_h.i.\frac{Q_{tm}}{M_1}.\frac{1}{\tau}.\eta_i.\eta_v.\eta_m.n.\frac{p_k}{T_k}, kW$ vào $N_L = \frac{N_e}{i.V_h}$, ta có:

- Đối với nhiên liệu lỏng:

$$N_L = 4.\frac{Q_{tk}}{M_1}.\frac{1}{\tau}.\eta_i.\eta_v.\eta_m.n.\frac{p_k}{T_k}, KW \quad (4.49)$$

- Đối với nhiên liệu khí:

$$N_L = 8967.\frac{Q_{tm}}{M_1}.\frac{1}{\tau}.\eta_i.\eta_v.\eta_m.n.\frac{p_k}{T_k}, \quad KW \quad (4.50)$$

Thường khi tính N_L , sử dụng công thức đơn giản sau:

$$N_L = \frac{p_e.n.V_h.i}{30.\tau.i.V_h} = \frac{p_e.n}{30.\tau}, KW/lít \quad (4.51)$$

$$\text{Hoặc } N_L = \frac{p_e.n}{225.\tau}, ml/lít \quad (4.52)$$

Nhận xét: Trong cùng điều kiện như nhau, nếu N_L càng lớn thì V_h càng nhỏ tức là động cơ nhỏ gọn.

Giá trị N_L nằm trong giới hạn:

$$\text{Động cơ xăng: } N_L = 20 - 50 \text{ ml/l}$$

$$\text{Động cơ diesel: } N_L = 8 - 30 \text{ ml/l}$$

$$\text{Động cơ xe đua, thể thao: } N_L = 70 - 130 \text{ ml/l}$$

b. Công suất pít tông N_p : Là công suất tương ứng với 1 dm² diện tích của đỉnh pít tông F_p .

$$N_p = \frac{N_e}{F_p.i} = \frac{N_e}{\frac{\pi.D^2}{4}.i}, \text{ thay } N_e \text{ vào ta có:}$$

$$N_p = \frac{p_e.\frac{\pi.D^2}{4}.S.n.i}{30.\tau.\frac{\pi.D^2}{4}.i} = \frac{p_e.S.n}{30.\tau} KW/dm^2 \quad (4.53)$$

$$\text{Thay } \frac{S.n}{30} = 0,1C_m \text{ (m/s), sẽ được: } N_p = 0,1\frac{p_e.C_m}{\tau}, KW/dm^2$$

Thay p_e từ các biểu thức $p_e = 120 \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \frac{p_k}{T_k}$, MN/m² (Mpa) và

$$p_e = 2690 \cdot \frac{Q_{tm}}{M_1} \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \frac{p_k}{T_k}, \text{ MN/m}^2 \text{ (Mpa),} \quad \text{và} \quad N_p = 0,1 \frac{p_e \cdot C_m}{\tau},$$

KW/dm², được:

$$N_p = 12 \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot C_m \cdot \frac{p_k}{T_k}, \text{ kW} \quad (4.54)$$

$$\text{và } N_p = 269 \cdot \frac{Q_{tm}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot C_m \cdot \frac{p_k}{T_k}, \text{ kW} \quad (4.55)$$

$$\text{Hay: } N_p = \frac{p_e \cdot S \cdot n}{225 \cdot \tau}, \text{ ml/dm}^2 \quad (4.56)$$

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Khái niệm các chỉ tiêu chính đánh giá tính năng kinh tế kỹ thuật của động cơ.
2. Xác định công suất chỉ thị và áp suất chỉ thị trung bình.
3. Tính công suất chỉ thị của động cơ.
4. Xác định hiệu suất chỉ thị và suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị.
5. Tổn hao cơ giới.
6. Hiệu suất cơ giới.
7. Công suất có ích.
8. Hiệu suất có ích và suất tiêu hao nhiên liệu có ích.
9. Công suất lít và công suất pít tông.

Chương 5: CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

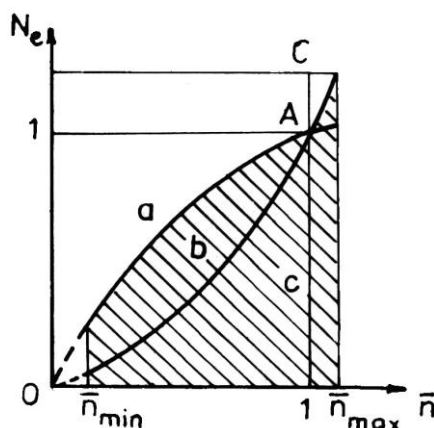
5.1. CÁC CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

5.1.1. Các chế độ làm việc

Các chế độ làm việc của động cơ đốt trong 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 số vòng quay n (vòng/phút) của trục khuỷu.

$$N_e = M_e \cdot \omega = M_e \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} = 0,1047 M_e \cdot n \quad (5.1)$$



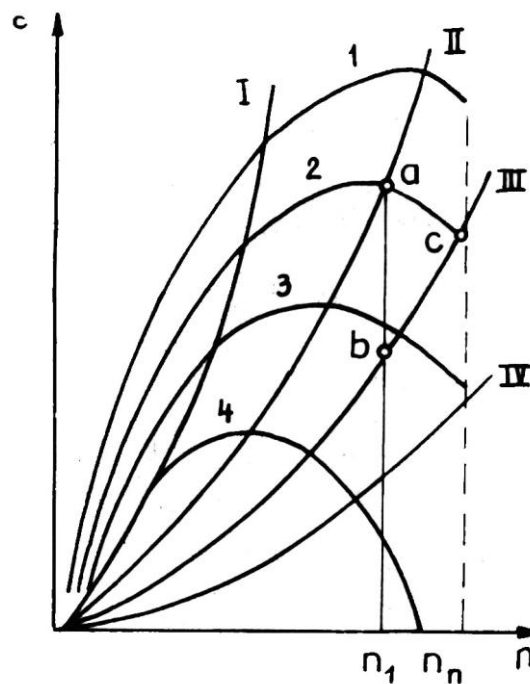
Hình 5.1. Các chế độ có thể hoạt động của các loại động cơ

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 tiến hành tốt, mức độ tăng của các lực quán tính và ứng suất nhiệt của các chi tiết, mức độ 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.

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 , mô men 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 4 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 cực đại tương ứng với các chế độ tốc độ (hình 5.1).



Hình 5.2. Đặc tính của động cơ và máy công tác

Trên hình 5.2 giới thiệu hàm $N_e = f(n)$ thể hiện trên các đường từ 1 đến 4, mỗi đường tương ứng với một vị trí tương ứng của cơ cấu điều khiển động cơ (vị trí bướm ga hoặc thanh răng bướm 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 5.2) thể hiện biến thiên của hàm N_c theo n với các mức cân khác nhau của máy công tác (độ dốc và trạng thái mặt đường khác nhau đối với ô tô, 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, mô men, 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 thay đổi cơ cấu điều khiển động cơ cũng như độ cân 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. 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 cân nhất định, chính là thời 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 kiểu hoạt động của máy công tác (thay đổi độ dốc và chất lượng mặt đường, điện trở bên ngoài của máy phát điện...) sẽ làm thay đổi đặc tính của 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.

5.1.2. Điều kiện làm việc

a. Động cơ tĩnh tại

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 5.1). 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 độ 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 thực tế so với mức độ trung bình của động cơ trong vi phạm 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 tĩnh tại tại 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 ($1 \div 2$ giờ).

- Công suất thiết kế N_{en} là công suất có ích được nhà sản xuất đảm bảo 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 trong khoảng $10 \div 20\%$ trong thời gian một 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 tàu 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.

b. Động cơ lắp trên thiết bị vận tải đường bộ

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 độ 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 số 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 5.1) 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 đường $n_{\max}$ và đường $N_{e_{\max}}$, nối những điểm có công suất cực đại tương ứng với 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.

5.2. ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐÓT TRONG

5.2.1. Khái niệm

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, chân vịt chỉ là 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 một số đường đặc tính chính.

5.2.2. Các biểu thức dùng để phân tích đặc tính của động cơ

Muốn phân tích đặc tính của động cơ cần lập mối qua 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: $\eta_v, \eta_i, \eta_m, \alpha \dots$

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: $g_e = \frac{G_{nl}}{N_e}$, rồi lần lượt dùng các biểu thức:

$$p_i = 12 \cdot 10^{-5} \frac{Q_{tk}}{M_1} \eta_i \cdot \eta_v \frac{p_k}{T_k}, \text{ N/m}^2 \text{ (Pa)} \quad (5.2)$$

- Nếu $Q_{tk} = \text{MJ/kg}$; $p_k = \text{MN/m}^2$, thì:

$$p_i = 120 \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \eta_i \cdot \eta_v \cdot \frac{p_k}{T_k}, \text{MN/m}^2 (\text{Mpa}) \quad (5.3)$$

Do vậy, đối với động cơ dùng nhiên liệu lỏng công thức tính N_i :

$$N_i = 12 \cdot 10^{-5} \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot n \cdot \frac{p_k}{T_k}, \text{W} \quad (5.4)$$

- Nếu $Q_H (\text{J/kg})$; $V_h (\text{m}^3)$; $p_k (\text{N/m}^2)$; $n (\text{vg/s})$ và

$$N_i = 4 \cdot V_h \cdot i \cdot \frac{Q_{tk}}{M_1} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot n \cdot \frac{p_k}{T_k}, \text{KW} \quad (5.5)$$

- Nếu $Q_H (\text{MJ/kg})$; $V_h (\text{m}^3)$; $p_k (\text{MN/m}^2)$; $n = \text{vg/ph}$.

Nhờ các biểu thức trên, nếu bỏ qua phần hơi nhiên liệu trong hòa khí, đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng ta có biểu thức:

$$N_e = \frac{1}{30\tau} \cdot V_h \cdot \frac{Q_{tk}}{\alpha \cdot L_0} \rho_k \eta_v \eta_i \eta_m \cdot i \cdot n; (\text{W}) \quad (5.6)$$

$$p_e = p_i \eta_m = \frac{Q_{tk}}{\alpha \cdot L_0} \rho_k \eta_v \eta_i \eta_m, (\text{Pa}) \quad (5.7)$$

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e}{n} \cdot \frac{30}{\pi} = \frac{Q_{tk}}{\alpha L_0} \cdot \frac{1}{\pi \tau} V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot i; (\text{N.m}) \quad (5.8)$$

Từ biểu thức trên sẽ xác định được biểu thức của g_c và G_{nl} :

$$G_e = \frac{1}{Q_{tk} \cdot \eta_i \cdot \eta_m}; (\text{kg/W.s}) \quad (5.9)$$

$$G_{nl} = g_e \cdot N_e = \frac{V_h \cdot i}{30 \cdot \tau} \cdot \frac{\rho_k}{L_0} \cdot \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot n (\text{Kg/s}) \quad (5.10)$$

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 công thức trên trong đó p_m tính theo $p_m = a + b \cdot \bar{C}_m$ và p_i tính theo (5.3) sẽ được:

$$\eta_m = 1 - \frac{a + b \cdot \bar{C}_m}{\frac{Q_{tk}}{\alpha \cdot L_0} \cdot \eta_k \cdot \eta_v \cdot \eta_i} \quad (5.11)$$

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 Q_{tk} , khối lượng của nhiên liệu, lượng không khí lý thuyết cần để đốt 1kg nhiên liệu L_0 , số xilanh động cơ i...

Nếu thay tích của các hằng số trong các biểu thức từ (5.6) đến (5.11) bằng các hằng số từ A_1 đến A_5 trong đó lưu ý thêm thứ nguyên mới của các chỉ tiêu sẽ được:

$$N_e = A_1 \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \rho_k \cdot n, (kW) \quad (5.12)$$

$$P_e = A_2 \frac{\eta_v}{\alpha} \eta_i \eta_m \cdot \rho_k, (MPa) \quad (5.13)$$

$$M_e = A_3 \frac{\eta_v}{\alpha} \eta_i \eta_m \cdot \rho_k, (N.m) \quad (5.14)$$

$$g_e = A_4 \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_m}, (g/kW.h) \quad (5.15)$$

$$G_{nl} = A_5 \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot n, (kg/h) \quad (5.16)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{a + b \cdot \bar{C}_m}{A_2 \frac{\eta_v}{\alpha} \eta_i \rho_k} \quad (5.17)$$

Các biểu thức từ (5.12) đến (5.17) dùng để phân tích đặc tính của động cơ xăng, đặc biệt là động cơ xăng dùng bộ chế hoà khí vì hệ số nạp η_v của biểu thức trên gây ảnh hưởng trực tiếp đến các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của chúng. Đối với động cơ diesel cần thay η_v bằng lượng nhiên liệu cấp cho chu trình g_{ct} , vì g_{ct} gây ảnh hưởng về hệ số dư lượng không khí α có thể viết:

$$\alpha = \frac{\eta_v \cdot V_h \cdot \rho_k}{g_{ct} \cdot L_0} \quad (5.18)$$

trong đó: V_h thính theo m^3 ; g_{ct} – Kg/chu trình; ρ_k - Kg/ m^3 ;

L_0 – Kg không khí/Kg nhiên liệu.

Từ (5.18) sẽ có:

$$\frac{\eta_v}{\alpha} = \frac{L_0}{V_h \cdot \rho_k} g_{ct} \quad (5.19)$$

Thay (5.19) vào các biểu thức (5.12), (5.13), (5.14), (5.15) và (5.16) rồi thay tích của $\frac{L_0}{V_h \rho_k}$ với các hằng số trong biểu thức trên bằng các hằng số tương ứng $C_1 \dots C_5$, sẽ được một bộ biểu thức dùng để phân tích đặc tính của động cơ diesel:

$$N_e = C_1 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot n; \quad (5.20)$$

$$P_e = C_2 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m; \quad (5.21)$$

$$M_e = C_3 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m; \quad (5.22)$$

$$g_e = A_4 \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_m}; \quad (5.23)$$

$$G_{nl} = C_5 \cdot g_{ct} \cdot n; \quad (5.24)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{a + b \cdot \bar{C}_m}{C_2 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i}; \quad (5.25)$$

Đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu thể khí: số hạng $\frac{Q_{tk}}{\alpha L_0}$ trong biểu thức (5.6) sẽ được thay bằng $\frac{Q_{tm}}{1 + \alpha V_0}$ (trong đó: Q_{tm} (J/m³) – nhiệt trị thấp của 1m³ nhiên liệu khí ở điều kiện tiêu chuẩn, V_0 (m³/m³) - m³ không khí lý thuyết dùng để đốt 1m³ nhiên liệu khí), do đó sẽ có:

$$N_e = \frac{1}{30\tau} V_h \frac{Q_{tm}}{1 + \alpha V_0} \rho_k \eta_v \eta_i \eta_m \cdot n \cdot i, \text{ KW} \quad (5.26)$$

Thay hằng số: $B = \frac{i}{30\tau} V_h Q_{tm} \cdot \rho_k$ sẽ được:

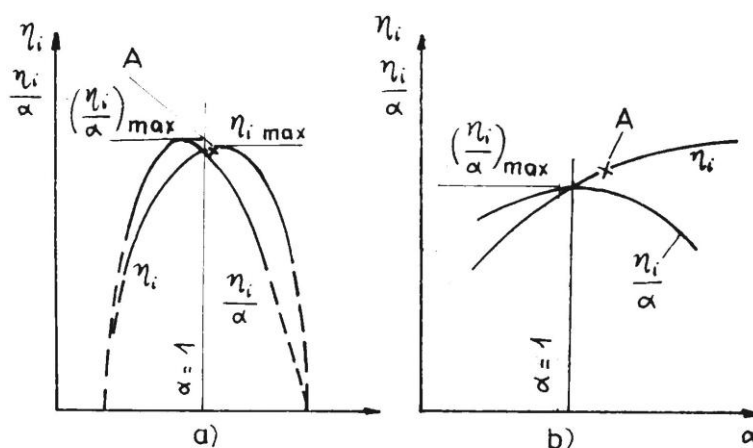
$$N_e = B \cdot \eta_v \cdot \frac{Q_{tm}}{1 + \alpha V_0} \eta_m \cdot \eta_i; \text{ KW} \quad (5.27)$$

5.2.3. Mối quan hệ giữa η_i và $\frac{\eta_i}{\alpha}$ với α

Trong động cơ xăng, do được hòa khí trộn 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 5.3). Hiệu suất chi 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 vào đặc điểm cấu tạo của động cơ.

Hoạt động tại $\alpha \approx 0,85 \div 0,9$, hoà 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 ($0 \div 0,8\text{mg/l}$) khí C_nH_m ($0,2 \div 3,0 \text{ mg/l}$) và OH ($0 \div 0,2 \text{ mg/l}$). Đó là những khí không màu, không tạo muối, 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 qua giới hạn cho phép chúng ta 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 5.3. Quan hệ giữa η_i và $\frac{\eta_i}{\alpha}$ với α

Điều kiện để đạt $\frac{\eta_i}{\alpha}$ cực đại của máy ga cũng tương ứng như của động cơ xăng dùng chế hòa khí, chỉ khác là giới hạn của máy ga rộng hơn về phía 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 diesel 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 diesel 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 tỷ nhiệt của môi trường công tác cũng giảm nhờ đó giảm bớt các tổn thất nhiệt đem theo khí thải. Nhưng nếu α quá lớn ($\alpha > 4$), 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 làm tăng phần tổn thất nhiệt khi cháy.

Trong động cơ diesel, hiện tượng cháy không kiệt của nhiên liệu bắt đầu xuất hiện tại hệ số dư lượng không khí α lớn hơn so với động cơ xăng dùng chế hòa khí, vì trong động cơ diesel 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 thời 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 5.3b).

Cháy không hoàn toàn của động cơ diesel làm xuất hiện trong khí thải muội than ($0,01 \div 1,1 \text{ g/m}^3$), khí CO ($0,01 \div 0,50\%$ thể tích), NO_x ($0,0002 \div 0,5 \text{ mg/l}$), C_nH_m ($0,009 \div 0,5 \text{ mg/l}$) và một lượng nhỏ hơi nhiên liệu và hơi dầu.

Chỉ cần một lượng muội than muội rất nhỏ sẽ làm khí thải có màu tối và gây bẩn môi trường. Ngoài ra, muội than còn bám nên 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 chưa kịp cháy.

Hiện tượng tự cháy không hết của động cơ diesel trở nên đặc biệt nghiêm trọng khi $\alpha < 1$. Giá trị cực đại của $\frac{\eta_i}{\alpha}$ thường xuất hiện ở $\alpha \approx 1$.

5.2.4. Đặc tính tốc độ và đặc tính ngoài

a. Đặc tính tốc độ: Các hàm số thể hiện sự 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 qui định được gọi là đặc tính tốc độ.

b. Đặc tính ngoài: Đặc tính tốc độ biểu thị công suất cực đại của động cơ (N_{emax}) tương ứng với từng số vòng quay của động cơ là đặc tính ngoài.

** Đặc tính ngoài của động cơ xăng*

Các biểu thức dùng để phân tích đặc tính ngoài động cơ xăng:

$$N_e = A_1 \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \rho_k \cdot n \text{ (KW);} \quad (5.28)$$

$$P_e = A_2 \frac{\eta_v}{\alpha} \eta_i \eta_m \cdot \rho_k \text{ (MPa);} \quad (5.29)$$

$$M_e = A_3 \frac{\eta_v}{\alpha} \eta_i \eta_m \cdot \rho_k \text{ (N.m);} \quad (5.30)$$

$$g_e = A_4 \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_m} \text{ (g/KW.h);} \quad (5.31)$$

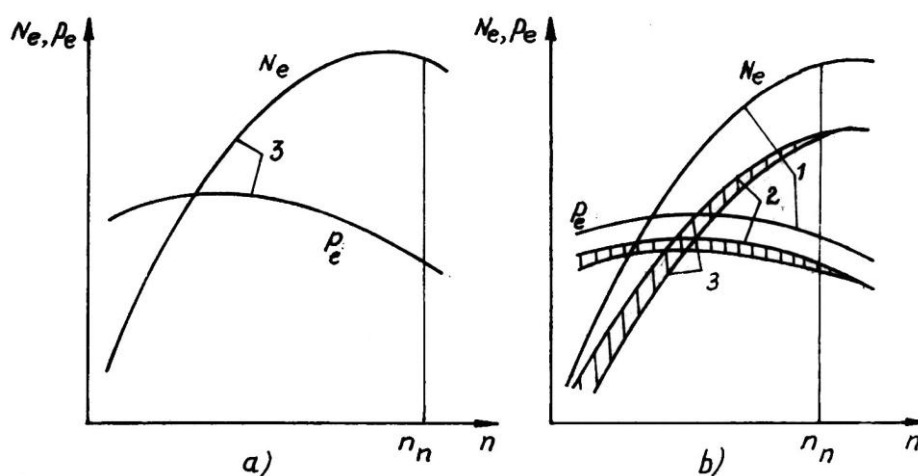
$$G_{nl} = A_5 \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot n \text{ (kg/h);} \quad (5.32)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{a + b \cdot \bar{C}_m}{A_2 \frac{\eta_v}{\alpha} \eta_i \rho_k} \quad (5.33)$$

Khi xét quan hệ của các thông số về phải các biểu thức trên thấy rằng: 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 đạt 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 ở tốc độ đó đạt N_{emax} , sau đó N_e giảm do p_e giảm nhanh hơn so với việc tăng n .

Để đạt tính kinh tế, kỹ thuật trong sử dụng nên cho động cơ hoạt động trong giới hạn từ n_M đến n_N (trong đó: n_M là tốc độ ứng với mômen cực đại và n_N là tốc độ ứng với công suất cực đại). Vì trong khoảng giới hạn tốc độ ấy, thì suất tiêu hao nhiên liệu là nhỏ nhất, nhưng đạt được chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật cao.



Hình 5.4. Đặc tính ngoài của động cơ xăng a) và động cơ diesel b)

a- Động cơ xăng

2-ĐTN nhả khói đen

b- Động cơ diesel

3-ĐTN

1- ĐTN tuyệt đối

** Đặc tính ngoài của động cơ diesel*

Các biểu thức dùng để phân tích đặc tính ngoài động cơ diesel:

$$N_e = C_1 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot n \text{ (KW);} \quad (5.34)$$

$$P_e = C_2 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \text{ (MPa);} \quad (5.35)$$

$$M_e = C_3 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \text{ (N.m);} \quad (5.36)$$

$$g_e = C_4 \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_m} \text{ (g/KW.h);} \quad (5.37)$$

$$G_{nl} = C_5 \cdot g_{ct} \cdot n \text{ (Kg/h);} \quad (5.38)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{a + b \cdot \overline{C_m}}{C_2 \cdot g_{ct} \cdot \eta_i}; \quad (5.39)$$

Khi xét quan hệ của các thông số về phải các biểu thức trên thấy rằng: Ngoài sự phụ thuộc vào các thông số về phải, đặc tính ngoài của động cơ diesel còn phụ thuộc vào vị trí thanh răng bơm cao áp như đã xét ở phần trước. Khi chọn bơm cao áp cho động cơ diesel, thường có một lượng dự trữ về lưu lượng để có thể dùng cùng một loại bơm cao áp cho các loại động cơ diesel có mức độ cường hóa khác nhau về công suất và để bù trừ việc giảm g_{ct} do mòn pít tông, xi lanh bơm cao áp gây ra. Nếu không có biện pháp đặc biệt thì khi đập ga có thể làm tăng g_{ct} tới mức làm cho nhiên liệu cháy không kiệt. Do đó trên bơm cao áp phải có vít hạn chế vị trí lớn nhất của thanh răng bơm cao áp.

Như vậy, N_e và p_e lớn nhất của động cơ diesel trong sử dụng thực tế phụ thuộc vào vị trí hạn chế thanh răng bơm cao áp. Do đó sự biến thiên của N_e trên đường đặc tính ngoài sử dụng dốc hơn so với đặc tính nhả khói đen. Phần lớn đều không xuất hiện N_{emax} trong giới hạn tốc độ sử dụng (từ n_{min} đến n_n).

Cũng như động cơ xăng nên sử dụng ở khoảng tốc độ từ n_M đến dưới n_n để đạt được chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật cao.

Do N_{emax} của động cơ diesel theo số vòng quay còn phụ thuộc vào vị trí tay điều khiển nhiên liệu (vị trí thanh răng bơm cao áp) cấp cho chu trình, nên đặc tính ngoài cũng phụ thuộc vào sự điều khiển đó. Do vậy, ĐTN của động cơ diesel có các loại sau:

- ĐTN tuyệt đối
- ĐTN giới hạn BCA
- ĐTN theo công suất thiết kế
- ĐTN nhả khói đen
- ĐTN sử dụng
- Tất cả các ĐTTĐ khác khi giữ không đổi vị trí của cơ cấu điều khiển bơm cao áp để N_e thấp hơn so với ĐTN kể trên gọi là đặc tính bộ phận.

Đặc tính ngoài tuyệt đối

Đặc tính ngoài tuyệt đối là đặc tính ngoài mà các thông số về phải của các biểu thức từ (5.12) đến (5.14) 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 $\eta_i, \frac{\eta_i}{\alpha}, \eta_v, \eta_m \dots$

Đặc tính ngoài giới hạn bơm cao áp

Đặc tính ngoài giới hạn bơm cao áp là đặc tính ngoài mà tay điều khiển 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 ở trên bơm một chốt tỳ nhằm hạn chế lượng nhiên liệu cực đại cấp cho chu trình.

Đặc tính ngoài theo công suất thiết kế

Đặc tính ngoài theo công suất thiết kế là đặc tính tốc độ trong đó cơ cấu điều khiển được giữ ở một vị trí 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 suất xưởng.

Đặc tính khởi đen

Đặc tính ngoài nhả 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.

Đặc tính ngoài sử dụng (được gọi là đặc tính ngoài)

Đặc tính ngoài sử dụng 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 để lựa chọn động cơ phù hợp với máy công tác.

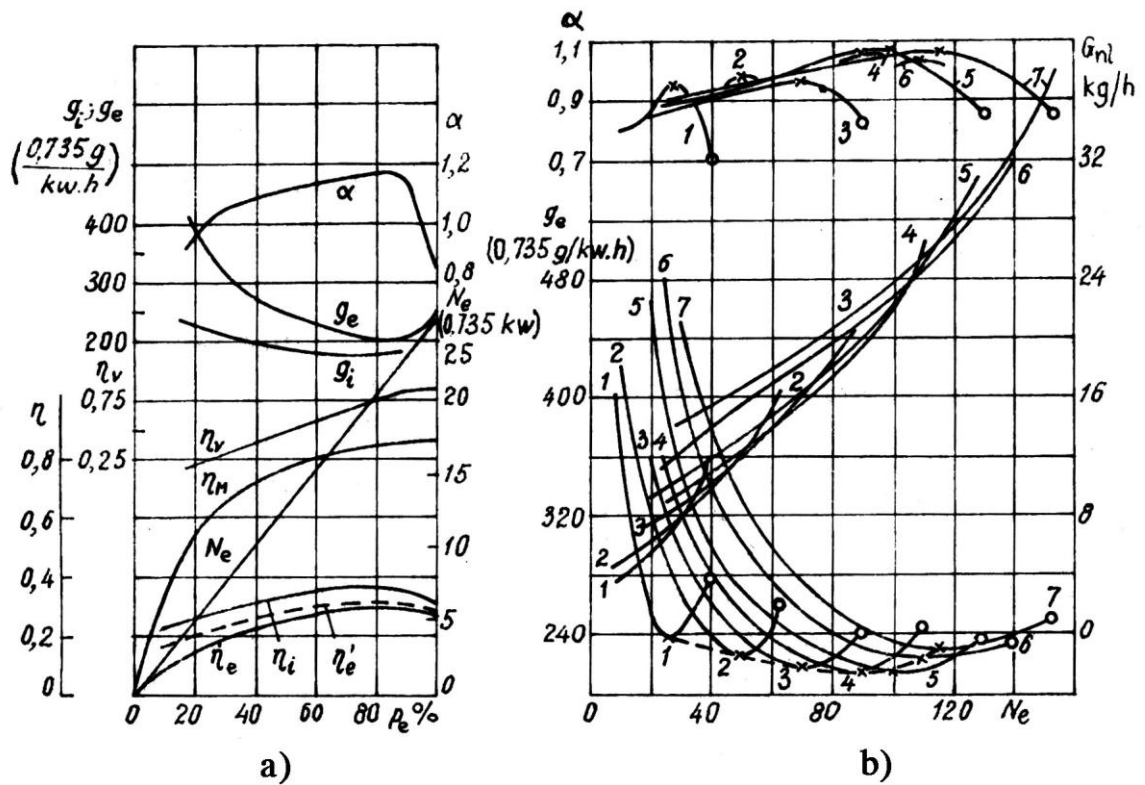
Đặc tính bộ phận

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.

5.2.5. 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 , mô men 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.



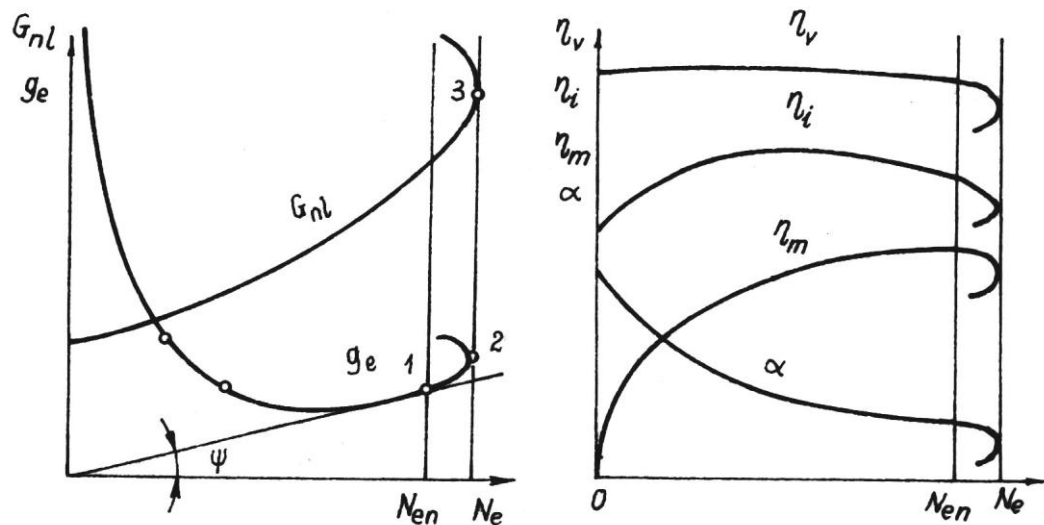
Hình 5.5. Đặc tính tải của động cơ xăng

- | | |
|------------------------------|------------------------------|
| 1. $n = 800 \text{ vg/ph}$ | 5. $n = 2.400 \text{ vg/ph}$ |
| 2. $n = 1.200 \text{ vg/ph}$ | 6. $n = 2.600 \text{ vg/ph}$ |
| 3. $n = 1.600 \text{ vg/ph}$ | 7. $n = 3.200 \text{ vg/ph}$ |
| 4. $n = 2.000 \text{ vg/ph}$ | |

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 rô to, 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 ngặt $n = \text{const}$, 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.

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 xi lanh trong mỗi chu trình. Trong động cơ diesel 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 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.



Hình 5.6. Đặc tính tải của động cơ diesel

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 (5.15). Ở chế độ không tải $N_e = 0$ và $\zeta_m = 0$ nên $g_e = \infty$. Tăng tải khi giữ $n = \text{const}$ sẽ làm tăng ζ_m (cả động cơ xăng và động cơ diesel), do đó g_e giảm dần. Tuy nhiên g_e của động cơ diesel giảm chậm hơn so với máy xăng vì ζ_i của động cơ diesel giảm chậm hơn so với mức tăng của ζ_m , còn ζ_i và ζ_m của động cơ 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 $\zeta_e = \zeta_i \cdot \zeta_m$. Trong động cơ xăng và máy ga nếu hòa khí được điều khiển theo thành phần tiết kiệm thì ζ_i sẽ tăng khi tăng tải vì lúc ấy làm tăng, 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 làm công suất tăng nhanh nhưng lại làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu g_e .

Hình (5.5) giới thiệu đặc tính tải của động cơ xăng. Hệ số nạp (hình 5.5a) giảm từ 0,8 (toàn tải) đến 0,21 (khi công suất đạt 20%), lúc ấy hiệu suất cơ khí ζ_m giảm từ 0,87 xuống 0,54. Do thay đổi làm cho ζ_i thay đổi theo. Vì vậy g_e đạt cực tiểu ở $N_e \approx 0,85 N_{en}$. Ngoài đường cong $\zeta_e = \zeta_i \cdot \zeta_m$, 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 ζ_e và ζ'_e thấy rằng càng đóng mở bướm ga, sự khác biệt giữa ζ_e và ζ'_e càng lớn, chứng tỏ công suất tiêu hao cho quá trình bơm lúc đó càng lớn.

Các dấu tròn trên hình (5.5b) 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 lớn nhất. Đường khuất là

đường nối các điểm có g_{emin} , tức là đường đặc tính ngoài khi điều chỉnh bộ chế hòa khí đến thành phần tiết kiệm nhất.

Tăng tải trong động cơ diesel được thực hiện bằng cách tăng g_{ct} qua đó giảm α . Do đó khi tăng tải, φ_i được tăng lên chút ít ở khu vực tải nhỏ, vì áp suất và chất lượng phun tăng dần, sau đó φ_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 $\varphi_e = \varphi_i \cdot \varphi_m$, sẽ tăng dần.

Hình (5.6) giới thiệu biến thiên của η_v , α , η_i , η_m , g_e , G_{nl} của động cơ diesel không tăng áp khi chạy theo đặc tính tải, tại tốc độ $n_n = \text{const}$. 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 của 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 nguyên 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 (5.6).

Tại điểm (1) tỷ số $\frac{g_e}{N_e}$ có giá trị cực tiểu (với $n = \text{const}$ thì $\frac{g_e}{p_e}$ cũng cực tiểu hoặc $p_e \cdot \eta_e$ đạt cực đại), ta có: $tg \psi = \left(\frac{g_e}{N_e} \right)_{\min}$.

Đặc tính tải của động cơ diesel tăng áp cũng tương tự như của động cơ diesel không tăng áp, chỉ khác ở chỗ α của động cơ tăng áp phụ thuộc vào g_{ct} theo qui luật phức tạp hơn.

Với động cơ diesel không tăng áp khi chạy theo đặc tính tải có thể coi $\eta_v \approx \text{const}$ và:

$$\alpha = \frac{g_{ctn}}{g_{ct}} \cdot \alpha_n \quad (5.40)$$

Biểu thức trên có thể dùng cho động cơ tăng áp dẫn động cơ khí.

Trong động cơ tuabin khí tăng áp độc lập, giá trị tức thời của α được xác định theo biểu thức:

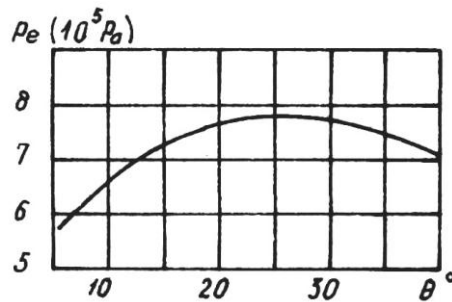
$$\alpha = \frac{\rho_k}{\rho_{kn}} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_{vn}} \cdot \frac{g_{ctn}}{g_{ct}} \cdot \alpha_n \quad (5.41)$$

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 .

5.2.6. Các đặc tính khác

a. Đặc tính điều chỉnh



Hình 5.7. Đặc tính điều chỉnh góc phun sớm, ở $n = 1800$ vg/ph và toàn tải

Khi tinh chỉnh, thử nghiệm hoặc điều chỉnh động cơ 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.

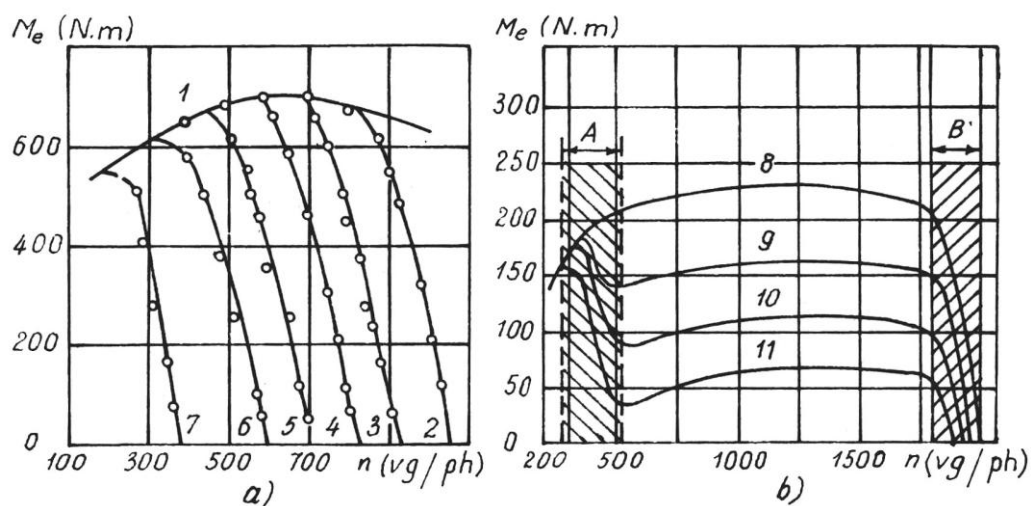
Hình 5.7 giới thiệu đặc tính điều chỉnh góc phun sớm của động cơ bốn kỳ ở $n = 1.800$ vòng/phút và chạy toàn tải. Giá trị cực đại của p_e tương ứng với giá trị cực tiểu của $g_{e \min}$.

b. Đặc tính điều tốc

Trên các động cơ diesel 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.

Trên hình 5.8 giới thiệu đặc tính điều tốc của động cơ với bộ điều tốc nhiều chế độ và hai chế độ.

Diễn biến của đặc tính điều tốc phụ thuộc vào thông số điều chỉnh thiết bị nhiên liệu và tốc độ động cơ.



Hình 5.8. Đặc tính điều tốc về mô men M_e của động cơ diesel

a- Lắp bộ điều tốc nhiều chế độ

b- Bộ điều tốc 2 chế độ

A-B các khu vực tác dụng của bộ điều tốc

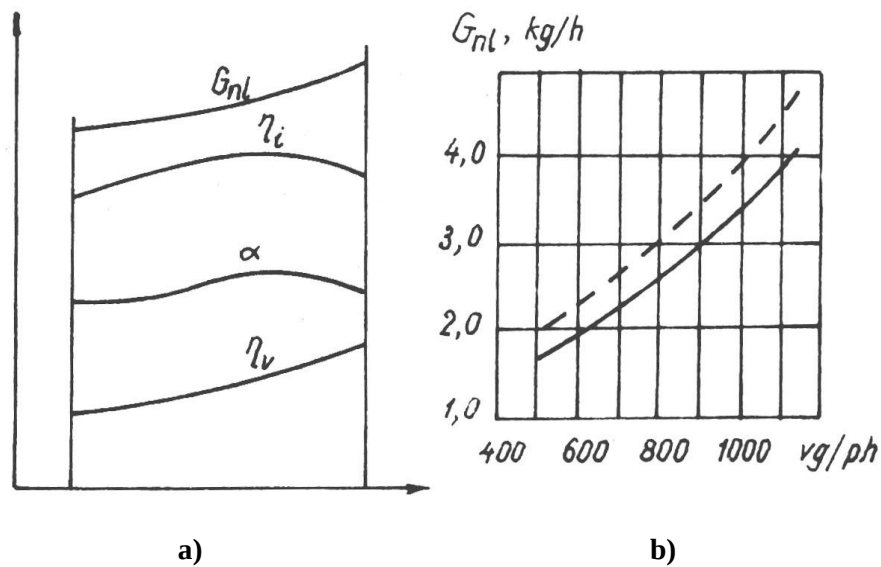
1 và 8- Đặc tính ngoài

2 – 7- Đặc tính điều tốc

9 – 11- Đặc tính bộ phận

c. 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 zíc lơ 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.



Hình 5.9. Đặc tính không tải của động cơ xăng a) và của động cơ diesel b)

Đường nét liền: Sau 1.000h làm việc; Đường nét đứt: sau 2.000h làm việc.

Khi xác định đặc tính không tải, muốn thay đổi tốc độ động cơ cần tay 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} tăng theo tỷ số $\frac{\eta_v}{\alpha} \cdot n$. Đặc điểm

biến thiên các thông số chủ yếu của chu trình động cơ diesel (η_v , α , η_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 diesel trên đường đặc tính không tải sẽ tăng dần khi tăng n vì lúc ấy cả g_{ct} và n đều tăng.

5.2.7. 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 760 mmHg và nhiệt độ 15°C. Điều kiện ấy 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 :

$$N_e = \frac{760}{B} \cdot \frac{530+t}{545} \cdot N'_e; M_e = \frac{760}{B} \cdot \frac{530+t}{545} \cdot M'_e \quad (5.42)$$

$$\text{và } p_e = \frac{760}{B} \cdot \frac{530+t}{545} \cdot p'_e \quad (5.43)$$

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 760 mm 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 diesel 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 diesel. Đặc biệt là động cơ diesel tăng áp hỗn hợp. Vì vậy hiện nay có nhiều cách để đưa kết quả thử nghiệm của động cơ diesel tăng áp hỗn hợp về điều kiện tiêu chuẩn.

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Các chế độ làm việc của động cơ.
2. Điều kiện hoạt động của động cơ lắp trên thiết bị vận tải.
3. Khái niệm về đặc tính động cơ.
4. Các biểu thức phân tích đặc tính động cơ.
5. Mối quan hệ giữa η_i và $\frac{\eta_i}{\alpha}$ Với α .
6. Đặc tính tốc độ và đặc tính ngoài.
7. Đặc tính tải.
8. Đặc tính điều chỉnh.
9. Đặc tính không tải.
10. Chuyển đổi các đặc tính về điều kiện tiêu chuẩn.

Chương 6. TĂNG ÁP CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

6.1. MỤC ĐÍCH CỦA TĂNG ÁP CHO ĐỘNG CƠ

6.1.1. Tăng áp để nâng cao công suất động cơ

Công suất có ích của động cơ Ne được tính theo biểu thức sau:

$$N_e = \eta_m N_i = \frac{p_e V_{hi}}{30\tau} \text{ (KW)} \quad (6.1)$$

Trong đó:

η_m hiệu suất cơ giới

N_i công suất chỉ thị của động cơ (KW)

p_e áp suất chỉ thị trung bình (MPa)

$V_{hi} = \frac{\pi D^2}{4} S$ thể tích công tác của xi lanh

D, S đường kính xi lanh, hành trình của pit tông

i số xi lanh

n Tốc độ động cơ

τ số kì

Từ công thức trên để tăng công suất động cơ có nhiều cách : giảm số kì, tăng tốc độ động cơ, tăng số xi lanh, tăng thể tích công tác và tăng áp cho động cơ.

a. Giảm số kì (t)

Khi giữ nguyên giá trị các thông số ở phần tử số của biểu thức (6.1), nếu giảm số kì thì về mặt lý thuyết công suất của động cơ 2 kì gấp đôi công suất của động cơ 4 kì.

Tuy nhiên trên thực tế chỉ gấp từ (1,6 ÷ 1,8) lần, điều này có được là do trên động cơ hai kì có xảy ra tổn thất trong quá trình thay đổi môi chất. Quá trình thay đổi môi chất trên động cơ bốn kì hoàn hảo hơn trên động cơ hai kì.

b. Tăng tốc độ động cơ (n)

Khi tăng tốc độ động cơ sẽ làm tăng số chu trình công tác trong một đơn vị thời gian. Do đó, lượng công tạo ra trong một đơn vị thời gian cũng nhiều hơn từ đó làm tăng được công suất động cơ.

Tuy nhiên khi tốc độ động cơ n tăng vượt quá giá trị giới hạn sẽ làm tăng lực quán tính, tăng phụ tải nhiệt và tăng độ mài mòn của các chi tiết nên làm rút ngắn tuổi thọ của động cơ. Mặc khác, với động cơ xăng do đặc điểm hình thành hỗn hợp và tính chất hóa lý của nhiên liệu nên cho phép tăng tốc độ động cơ để nâng cao công suất. Đối với động cơ

diesel, khi tăng tốc độ động cơ sẽ ảnh hưởng đến hiệu suất của quá trình cháy nên tốc độ của động cơ diesel thường nhỏ hơn động cơ xăng.

Hiện nay tốc độ động cơ diesel cao tốc khoảng 4.000 vòng/phút, động cơ xăng cao tốc khoảng 8.000 vòng/phút.

c. Tăng số xi lanh động cơ (i)

Tăng số xi lanh của động cơ sẽ làm tăng công suất và tính cân bằng của động cơ. Hiện nay động cơ một hàng có tới 12 xi lanh, động cơ cao tốc chữ V có tới 16 và động cơ hình sao có từ 32 ÷ 56 xi lanh.

Tuy nhiên khi số xi lanh quá lớn nhiều sẽ làm cho số chi tiết của động cơ tăng lên quá nhiều (50.000 ÷ 100.000 chi tiết), làm giảm độ cứng vững của hệ trục khuỷu. Do đó, một mặt làm giảm độ tin cậy và độ an toàn trong quá trình làm việc, mặt khác làm cho việc bảo dưỡng và sử dụng động cơ thêm phức tạp.

d. Tăng thể tích công tác của động cơ (Vh)

Khi tăng kích thước xi lanh (đường kính D) và hành trình của pít tông (S) sẽ làm tăng thể tích công tác, từ đó làm tăng công suất của động cơ.

Tuy nhiên, khi kích thước xi lanh và hành trình pít tông càng lớn sẽ làm tăng kích thước bên ngoài và chiều cao của động cơ. Nếu tiếp tục tăng đường kính của xi lanh D và hành trình của pít tông S sẽ gây nhiều khó khăn cả về mặt công nghệ lẫn vật liệu chế tạo cho các chi tiết của động cơ.

e. Tăng áp cho động cơ

Tăng áp cho động cơ để làm tăng mật độ của môi chất nạp. Qua đó làm tăng khối lượng không khí nạp đi vào xi lanh trong mỗi chu trình, làm tăng Pe vì vậy làm tăng công suất động cơ. Tăng áp đối với không khí đưa vào xi lanh động cơ có thể làm tăng đáng kể công suất động cơ. Nếu áp suất có ích trung bình Pe của động cơ diesel không tăng áp từ 0,7 ÷ 0,9 MPa thì động cơ diesel tăng áp rất dễ đạt 1,0 ÷ 1,2 MPa. Trường hợp nâng cao áp suất trên đường ống nạp P_k và làm mát trung gian, có thể nâng cao áp suất có ích trung bình Pe lớn hơn 3 MPa.

Tuy nhiên càng nâng cao mức độ tăng áp sẽ làm tăng Pe, từ đó làm tăng phụ tải cơ khí cũng như phụ tải nhiệt của động cơ. Do đó khi tăng áp phải đòi hỏi những chi tiết pít tông, xi lanh,... phải có độ bền và khả năng chịu tải tốt.

Do tăng áp là một trong những biện pháp tốt nhất để làm tăng công suất của động cơ, nên hiện nay hầu hết các loại động cơ diesel cỡ lớn, đặc biệt là động cơ diesel phát điện và động cơ dùng trên tàu thủy sử dụng động cơ tăng áp rất nhiều.

6.1.2. Tăng áp để tiết kiệm năng lượng

Xe hơi hiện đại đòi hỏi những động cơ gọn nhẹ, hiệu suất sử dụng nhiên liệu cao, công suất và mô-men xoắn lớn. Để đáp ứng các tiêu chuẩn này, tăng áp là giải pháp phổ biến hiện

nay. Đây là kỹ thuật nâng cao áp suất của hỗn hợp nhiên liệu khi đưa vào buồng đốt. Vào những năm 1970, chỉ tiêu *công suất/lít* trung bình của động cơ chỉ đạt khoảng 60 mã lực/lít.

Ngày nay, với sự phát triển của công nghệ vật liệu, cơ khí và điện tử, cơ cấu tăng áp đã có mặt trong nhiều lĩnh vực, trên nhiều chủng loại động cơ. Đến năm 2.000 chỉ số công suất/lít trung bình của động cơ đã đạt tới 121 mã lực/lít nhờ những kỹ thuật tăng áp tiên tiến.

6.2. CÁC BIỆN PHÁP TĂNG ÁP CHỦ YẾU

Dựa vào nguồn năng lượng và phương pháp nén không khí trước khi đưa vào động cơ, người ta chia tăng áp thành bốn nhóm sau:

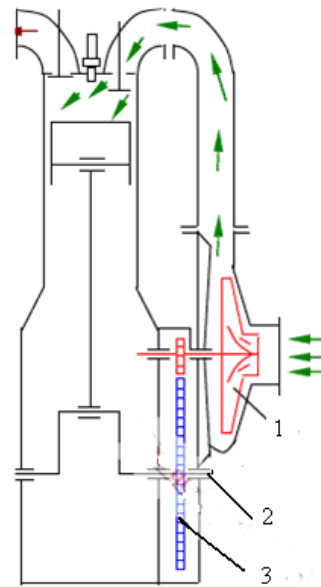
- Tăng áp dẫn động bằng cơ khí;
- Tăng áp nhờ năng lượng khí thải;
- Tăng áp hỗn hợp;
- Tăng áp nhờ hiệu ứng động của dao động áp suất;

Ngoài các phương án trên, còn có các hệ thống tăng áp tổ hợp khác tùy theo từng nhu cầu sử dụng động cơ.

6.2.1. Tăng áp dẫn động bằng cơ khí (Supercharger)

a. Sơ đồ hệ thống:

Máy nén trong thiết bị tăng áp truyền động cơ khí thường là máy nén pít tông , máy nén rô to, máy nén ly tâm hoặc máy nén chiều trục được dẫn động từ trục khuỷu của động cơ thông qua các bánh răng, xích hoặc các cơ cấu truyền động khác.



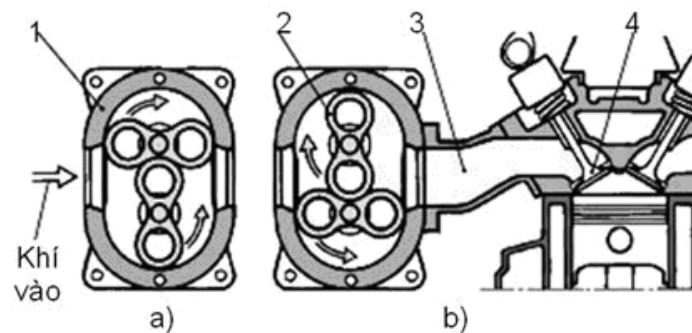
Hình 6.1. Tăng áp dẫn động bằng cơ khí

1. Máy nén
2. Trục khuỷu động cơ
3. Hệ thống truyền động



Hình 6.2. Động cơ có trang bị bộ tăng áp

Một ví dụ của loại tăng áp này (Supercharger) được mô tả trên hình 6.3



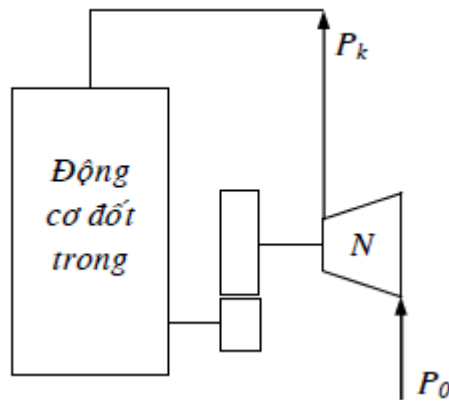
Hình 6.3. Bộ tăng áp Supercharger

- | | |
|------------------|---------------|
| 1. Vỏ bộ tăng áp | 3. Đường nạp |
| 2. Cặp bánh răng | 4. Xu páp nạp |

Bộ tăng áp sử dụng cặp bánh răng 2 nghiêng lớn, bố trí trong vỏ kín 1, trên đường nạp khí của động cơ. Mỗi răng trên bánh răng có vai trò như một pitt tông quét khí nạp.

Bộ tăng áp này phù hợp với các loại động cơ diesel thấp tốc, và do khối lượng lớn nên không sử dụng trên động cơ cao tốc ngày nay. Hệ số tăng áp tối đa có thể lên tới 1,6 lần (tỷ lệ áp suất ra với áp suất vào).

b. Nguyên lý làm việc:



Hình 6.4. Sơ đồ nguyên lý tăng áp truyền động cơ khí.

Khi trục khuỷu động cơ quay, công suất từ trục khuỷu sẽ dẫn động cho máy nén làm việc. Máy nén hút không khí ngoài trời với áp suất P_0 , sau khi qua máy nén áp suất của không khí tăng lên $P_k > P_0$ qua đường ống nạp và nạp vào xi lanh động cơ.

c. Phạm vi ứng dụng:

Khi nghiên cứu các chu trình lý tưởng của động cơ tăng áp chúng ta đã biết hiệu quả tăng áp của phương pháp truyền động cơ giới kém hơn so với phương pháp tăng áp tua bin khí, vì vậy phạm vi sử dụng phương pháp tăng áp này chỉ giới hạn cho những động cơ mà áp suất tăng áp không vượt quá 0,15 - 0,16 MN/m². Nếu áp suất tăng áp lớn hơn nữa thì công suất tiêu thụ cho máy nén sẽ rất lớn (vượt quá 10%Ni) và hiệu suất của động cơ sẽ giảm.

Trong các loại động cơ hai kỳ, pít tông của động cơ đóng vai trò như một van trượt điều khiển đóng mở cửa quét và cửa thải còn sử dụng không gian bên dưới pít tông làm máy nén tăng áp.

Trường hợp động cơ tăng áp có cùng một giá trị áp suất trên đường ống nạp P_k , nếu công tiêu hao cho máy nén N_k càng lớn thì công suất có ích của động cơ N_e sẽ càng nhỏ. Vì vậy khi chọn loại máy nén cho động cơ tăng áp truyền động cơ khí cần chú ý tới áp suất tăng áp và công để dẫn động tăng áp để không ảnh hưởng đến công suất và hiệu suất của động cơ.

6.2.2. Tăng áp nhờ năng lượng khí thải

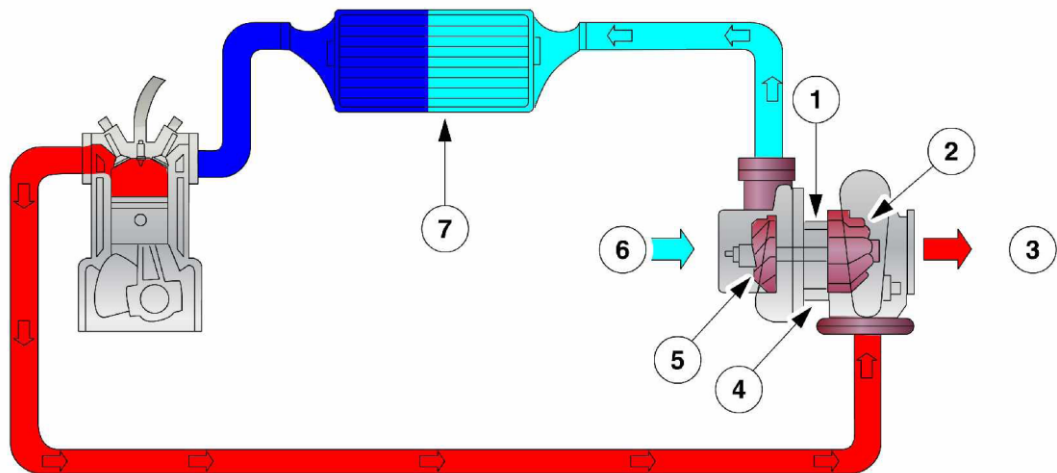
Trong tổng số năng lượng cấp cho động cơ không tăng áp, chỉ có khoảng 30 ÷ 40% được chuyển thành công có ích. Nhiệt lượng của khí thải ra ngoài khỏi động cơ chiếm khoảng 40 ÷ 50%. Nếu dùng tua bin khí để số khí thải trên tiếp tục giãn nở sinh công, trước khi thải ra môi trường và dùng công ấy để dẫn động máy nén tăng áp (không dùng công có ích lấy từ trục khuỷu của động cơ) sẽ nâng cao công suất có ích đồng thời cải thiện tính năng kinh tế của động cơ.

Tùy theo áp suất khí trước tua bin, tăng áp bằng tuabin khí có hai loại sau:

- *Tăng áp bằng tua bin biến áp*: khi xu páp xả mở, sản vật cháy được dẫn trực tiếp tới cánh tua bin. Áp suất và động năng của dòng khí thải tác dụng vào các cánh tua bin thay đổi theo quy luật giảm dần. Để giảm tổn thất năng lượng của dòng khí thải, người ta thường bố trí tua bin rất gần xi lanh.

- *Tăng áp bằng tua bin đẳng áp*: khí thải từ xi lanh động cơ được dẫn vào bình chứa, sau đó được cấp vào trước cánh tua bin theo một quy luật nhất định.

a. Sơ đồ hệ thống:

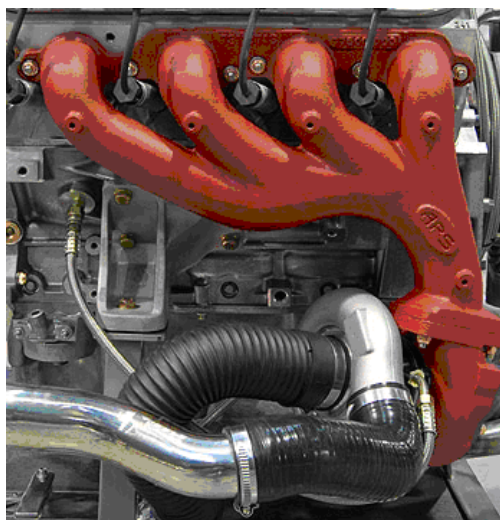


Hình 6.5. Sơ đồ động cơ tăng áp nhờ năng lượng khí thải dùng tua bin khí

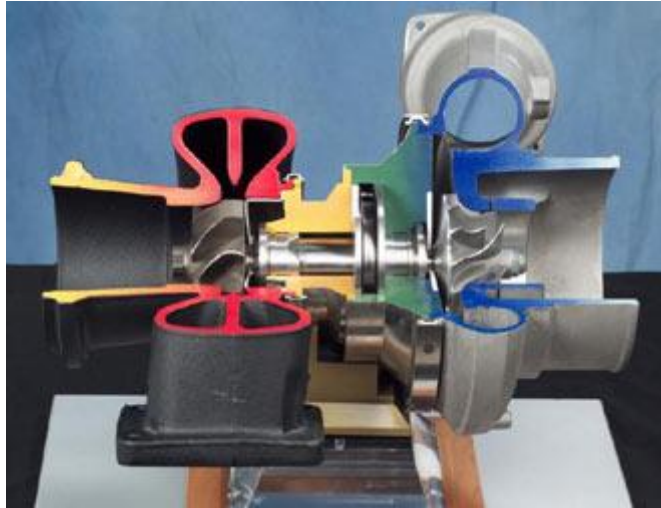
1. Tuabin khí
2. Tuabin
3. Khí thải động cơ

4. Máy nén
5. Không khí từ môi trường vào tua bin

Tăng áp tua bin khí thực hiện được bởi một thiết bị thu hồi năng lượng của khí thải, số năng lượng thu hồi này chiếm tới 5 ÷ 10% toàn bộ năng lượng nhiệt cấp cho động cơ. Trên hình 6.5 giới thiệu sơ đồ của động cơ tăng áp nhờ năng lượng khí thải dùng tua bin khí.



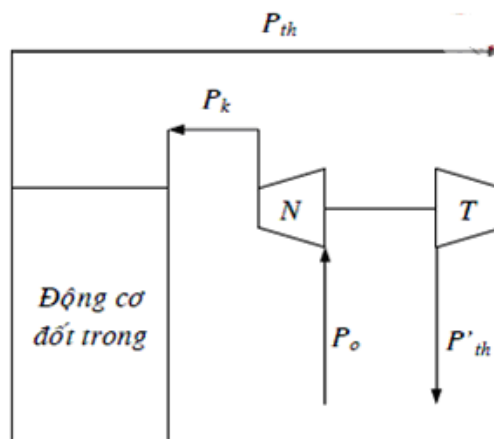
Hình 6.6. Động cơ dùng tăng áp Turbocharger



Hình 6.7. Mặt cắt của Turbocharger
màu đỏ: khí thải; màu xanh: khí nạp

b. Nguyên lý làm việc:

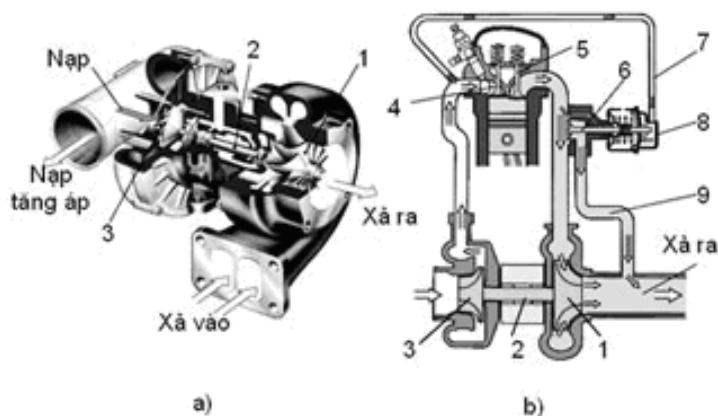
Tăng áp tua bin khí là biện pháp tốt nhất để làm tăng công suất và nâng cao các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ, vì vậy biện pháp này đã được sử dụng rất rộng rãi trong các loại động cơ diesel hiện đại. Trên hình 6.8 giới thiệu sơ đồ nguyên lý làm việc của động cơ tăng áp tua bin khí, năng lượng để dẫn động tuabin được lấy từ năng lượng của khí xả động cơ.



Hình 6.8. Sơ đồ nguyên lý động cơ tăng áp tuabin khí, dẫn động bằng năng lượng khí thải.

Máy nén N được dẫn động bởi trục của tua bin khí T, hoạt động nhờ năng lượng khí thải động cơ. Khí thải của động cơ đi vào tua bin khí sinh công quay máy nén rồi sau đó được thải ra môi trường, đồng thời máy nén N hút không khí ngoài trời có áp suất P_0 nén đến áp suất P_k rồi đưa vào động cơ. Lượng không khí nén cung cấp cho động cơ được biến đổi tự động theo công suất của động cơ. Công suất của động cơ càng cao thì năng lượng chứa trong khí thải càng lớn, đảm bảo quay máy nén cung cấp cho động cơ với lượng không khí nén càng nhiều.

Một ví dụ của loại tăng áp này (Turbocompressor) được mô tả trên hình 6.9



Hình 6.9. Cấu tạo bộ tăng áp Turbocharger a) và nguyên lý làm việc b)

- | | |
|---------------------|-----------------------|
| 1. Bánh tuốc bin | 6. Van điều tiết |
| 2. Trục | 7. Đường khí phản hồi |
| 3. Bánh nén khí nạp | 8. Xi lanh điều khiển |
| 4. Xu páp nạp | 9. mạch giảm tải |
| 5. Xu páp xả | |

Bộ tăng áp đặt ngay sát động cơ và có cấu tạo như hình trên. Nguyên lý hình thành tăng áp dựa trên cơ sở tận dụng động năng của dòng khí xả, khi đi ra khỏi động cơ, làm quay máy nén khí.

Dòng khí xả đi vào bánh tua bin 1, truyền động năng làm quay trục 2, dẫn động bánh 3, khí nạp được tăng áp đi vào đường ống nạp động cơ. Áp suất tăng áp khí nạp phụ thuộc vào tốc độ động cơ (tốc độ dòng khí xả hay tốc độ quay của bánh 1). Với mục đích ổn định tốc độ quay của bánh 1 trong khoảng hoạt động tối ưu theo số vòng quay động cơ, trên đường nạp có bố trí mạch giảm tải 9. Mạch giảm tải làm việc nhờ van điều tiết 6, thông qua đường khí phản hồi 7 và cụm xi lanh điều khiển 8. Khi áp suất tăng áp tăng, van 6 mở, một phần khí xả không qua bánh tua bin 1, thực hiện giảm tốc độ cho bánh nén khí nạp, hạn chế sự gia tăng quá mức áp suất khí nạp.

c. Phạm vi ứng dụng:

Do tăng áp bằng tua bin khí được dẫn động bằng năng lượng khí thải, không phải tiêu thụ công suất từ trực khuỷu của động cơ như tăng áp dẫn động bằng cơ khí, nên có thể làm tăng tính kinh tế của động cơ. Phương pháp này có thể giảm suất tiêu hao nhiên liệu khoảng 10%.

Trong các động cơ tăng áp cao, thường lắp kết làm mát trung gian trước khi không khí đi vào động cơ nhằm giảm nhiệt độ, qua đó nâng cao mật độ không khí tăng áp vào động

cơ. Vì vậy, nâng cao được công suất và hiệu suất của động cơ. Mặc khác khi tăng áp bằng tuabin khí còn tạo điều kiện giảm tiếng ồn nên loại này được sử dụng nhiều nhất hiện nay.

6.2.3. Tăng áp hỗn hợp

a. Sơ đồ hệ thống:

Tăng áp hỗn hợp là biện pháp sử dụng cùng một lúc cả máy nén tua bin khí (dùng năng lượng khí xả) và máy nén truyền động cơ khí (dùng năng lượng từ trục khuỷu). Có hai phương pháp tăng áp hỗn hợp:

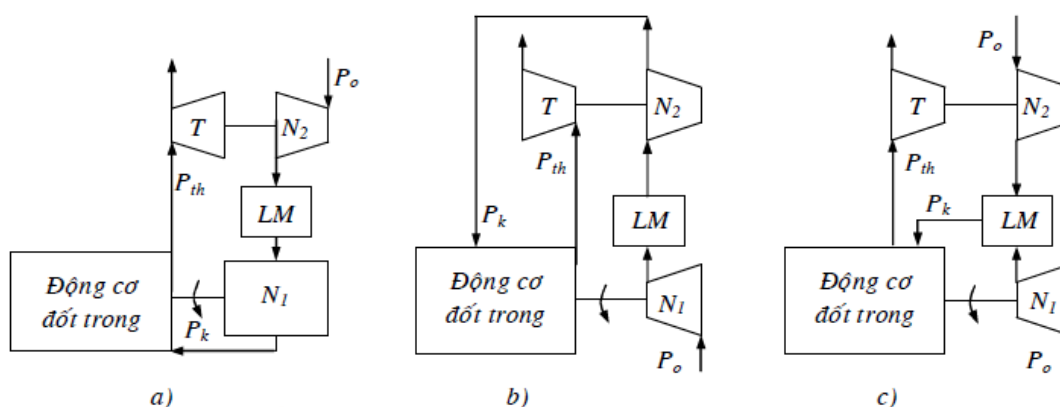
- Hai tầng lắp nối tiếp.
- Hai tầng lắp song song.

b. Nguyên lý làm việc:

Trong hệ thống hai tầng lắp nối tiếp thuận (H 6.10a), tầng thứ nhất là bộ “máy nén tua bin khí” quay tự do và tầng thứ hai là máy nén truyền động cơ khí. Dùng hệ thống tăng áp hai tầng lắp nối tiếp thuận một mặt có thể tận dụng năng lượng của khí thải, mặt khác có thể nâng cao áp suất trên đường ống nạp P_k , từ đó nâng cao mật độ khí nạp.

Hệ thống tăng áp có tầng thứ nhất là một máy nén thể tích hoặc máy nén ly tâm do trục khuỷu dẫn động và tầng thứ hai là “máy nén tuabin khí” quay tự do được gọi là hệ thống tăng áp hai tầng nối tiếp ngược (H 6.10b). Trong hệ thống tăng áp hai tầng nối tiếp ngược không thể nào tiến hành cường hoá động cơ bằng biện pháp làm tăng lượng khí nạp đưa vào xi lanh vì khối lượng không khí cung cấp cho xi lanh trong mỗi chu trình thay đổi rất ít.

Trong hệ thống tăng áp hai tầng lắp song song (H 6.10c), máy nén N_1 được dẫn động từ trục khuỷu động cơ cung cấp vào bình làm mát LM cùng với máy nén N_2 được dẫn động từ năng lượng khí thải bởi tua bin T .



Hình 6.10. Sơ đồ nguyên lý động cơ tăng áp hỗn hợp hai tầng lắp nối tiếp

a) hai tầng nối tiếp thuận

b) hai tầng nối tiếp ngược

c) hai tầng lắp song song

T – Tua bin

N – máy nén

LM – thiết bị làm mát trung gian không khí nén

c. Phạm vi ứng dụng:

Trong hệ thống tăng áp hai tầng nối tiếp, do có máy nén truyền động cơ giới nên có thể thay đổi tỷ số tăng áp của động cơ, cải thiện tính năng tăng tốc và chất lượng công tác trong mọi chế độ làm việc của động cơ. Đặc điểm ấy rất quan trọng đối với động cơ hai kỳ.

Trong động cơ tăng áp hỗn hợp, lắp song song (H 6.10c) người ta dùng một máy nén dẫn động cơ giới hoặc dùng không gian bên dưới của xi lanh làm máy nén (động cơ hai kỳ) cung cấp không khí tăng áp cho động cơ, song song với bộ “máy tua bin khí” quay tự do. Như vậy mỗi máy nén trong hệ thống chỉ cần cung cấp một phần không khí nén vào bình chứa chung.

Ưu điểm chủ yếu của hệ thống tăng áp lắp song song là lưu lượng không khí, qua mỗi máy nén điều nhỏ do đó kích thước của mỗi máy nén điều nhỏ hơn so với hệ thống tăng áp lắp nối tiếp.

Về mặt cấu tạo thì hệ thống tăng áp hỗn hợp phức tạp hơn nhiều so với các hệ thống tăng áp truyền động cơ giới và tăng áp tua bin khí, vì trong thiết bị tăng áp có hai máy nén.

Mặt khác bình chứa không khí nén chung cũng phức tạp hơn. Vì vậy chỉ trong các trường hợp đặc biệt (ví dụ cần đạt được P_k tương đối lớn), cần có tính năng tăng tốc tốt trong mọi chế độ làm việc của động cơ, hoặc những yêu cầu đặc biệt nào đó người ta mới dùng hệ thống tăng áp hỗn hợp.

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Mục đích của tăng áp cho động cơ.
2. Các biện pháp nâng cao công suất động cơ.
3. Sơ đồ, nguyên lý làm việc và phạm vi ứng dụng của biện pháp tăng áp dẫn động bằng cơ khí.
4. Sơ đồ, nguyên lý làm việc và phạm vi ứng dụng của biện pháp tăng áp nhờ khí thải.
5. Sơ đồ, nguyên lý làm việc và phạm vi ứng dụng của biện pháp tăng áp hỗn hợp.

PHỤ LỤC

DANH MỤC HÌNH

- Hình 1.1. Sơ đồ cấu tạo ĐCĐT kiểu pít tông (a); Tua bin khí (b); Động cơ phản lực dùng nhiên liệu và chất ôxi hóa thể lỏng (c)
- Hình 1.2. Sơ đồ nguyên lý động cơ đốt trong
- Hình 1.3. Trình tự các quá trình của ĐCĐT
- Hình 1.4. Sơ đồ các quá trình làm việc và đồ thị công $p-V$ của động cơ diesel bốn kỳ
- Hình 1.5. Đồ thị công $p-V$ của chu trình thực tế
- Hình 1.6. Đồ thị khai triển và đồ thị phân phối khí khai triển của động cơ 4 kỳ $p_k < p_o$
- Hình 1.7. Sơ đồ pha phân phối khí của động cơ 4 kỳ
- Hình 1.8. Chu trình làm việc của động cơ diesel bốn kỳ
- Hình 1.9. Đồ thị công $p-V$ và đồ thị phân phối khí khai triển của động cơ diesel 4 kỳ $p_k < p_o$
- Hình 1.10: Đồ thị công $p-V$ của động cơ xăng 4 kỳ
- Hình 1.11. Sơ đồ cấu tạo của động cơ 4 kỳ tăng áp tuabin khí ($p_k > p_o$)
- Hình 1.12. Sơ đồ hoạt động của động cơ 2 kỳ quét thẳng qua xu páp xả.
- Hình 1.13. Sơ đồ cấu tạo động cơ 2 kỳ và đồ thị công $p-V$ của động cơ 2 kỳ dạng quét vòng dùng cacte tạo quét khí
- Hình 1.14. Pha phân phối khí của động cơ hai thì quét vòng
- Hình 1.15. Sơ đồ cấu tạo cơ cấu khuỷu trục thanh truyền động cơ chữ V, 8 xi lanh, góc nhị diện 90° , thứ tự làm việc 1-5-4-2-6-3-7-8
- Hình 1.16. Sơ đồ cấu tạo trục khuỷu động cơ 4 xi lanh
- Hình 1.17. Sơ đồ cấu tạo trục khuỷu động cơ 6 xi lanh
- Hình 1.18. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc ĐCĐT kiểu pít tông quay
- Hình 1-19. Sơ đồ cấu tạo ĐCĐT kiểu tua bin phản lực
- Hình 3.1. Chu trình lý tưởng tổng quát trong ĐCĐT
- Hình 3.2. Chu trình lý tưởng cấp nhiệt hỗn hợp
- Hình 3.3. Phần đồ thị công thái và nạp khí khi $p_k < p_o$ (a), khi $p_k > p_o$ (b)
- Hình 3.4. Phần đồ thị công của quá trình thay đổi khí trong động cơ 2 kỳ
- Hình 3.5. Đồ thị $p-V$ phân tích các đường cong đặc trưng trạng thái của quá trình nén
- Hình 3.6. Quá trình cháy bình thường trong động cơ xăng
- Hình 3.7. Sơ đồ phân bố màng lửa và tốc độ màng lửa
- Hình 3.8. Cháy kích nổ động cơ xăng

- Hình 3.9. Hiện tượng cháy sớm động cơ xăng
- Hình 3.10. Đồ thị khai triển quá trình cháy động cơ diesel
- Hình 3.11. Đồ thị $p = f(V)$ của quá trình giãn nở trong ĐCĐT
- Hình 3.12. Đồ thị $p = f(V)$ của quá trình thải trong ĐCĐT
- Hình 4.1. Đồ thị công hiệu đỉnh $p = f(V)$ của ĐC-D
- Hình 4.2. Đồ thị công hiệu đỉnh $p = f(V)$ của ĐC-X
- Hình 5.1. Các chế độ có thể hoạt động của các loại động cơ
- Hình 5.2. Đặc tính của động cơ và máy công tác
- Hình 5.3. Quan hệ giữa η_i và $\frac{\eta_i}{\alpha}$ với α
- Hình 5.4. Đặc tính ngoài của động cơ xăng a) và động cơ diesel b)
- Hình 5.5. Đặc tính tải của động cơ xăng
- Hình 5.6. Đặc tính tải của động cơ diesel
- Hình 5.7. Đặc tính điều chỉnh góc phun sớm, ở $n = 1.800$ vg/ph và toàn tải
- Hình 5.8. Đặc tính điều tốc về mô men M_e của động cơ diesel.
- Hình 5.9. Đặc tính không tải của động cơ xăng a) và của động cơ diesel b)
- Hình 6.1. Tăng áp dẫn động bằng cơ khí
- Hình 6.2. Động cơ có trang bị bộ tăng áp
- Hình 6.3. Bộ tăng áp Supercharger
- Hình 6.4. Sơ đồ nguyên lý tăng áp truyền động cơ khí.
- Hình 6.5. Sơ đồ động cơ tăng áp nhờ năng lượng khí thải dùng tuabin khí
- Hình 6.6. Động cơ dùng tăng áp Turbocharger
- Hình 6.7. Mặt cắt của Turbocharger
- Hình 6.8. Sơ đồ nguyên lý động cơ tăng áp tuabin khí, dẫn động bằng năng lượng khí thải.
- Hình 6.9. Cấu tạo bộ tăng áp Turbocharger
- Hình 6.10. Sơ đồ nguyên lý động cơ tăng áp hỗn hợp hai tầng lắp nối tiếp

DANH MỤC BẢNG

- Bảng 1.1. Bảng sinh công động cơ 4 kỳ 4 xi lanh
- Bảng 1.2. Bảng sinh công động cơ 4 kỳ 6 xi lanh
- Bảng 2.1. Thành phần thể tích và nhiệt trị thấp của nhiên liệu khí ở điều kiện tiêu chuẩn
- Bảng 2.2. Các chỉ tiêu của nhiên liệu lỏng dùng cho động cơ đốt trong

Tài liệu tham khảo

- [1] Nguyễn Tấn Quốc (2005). *Nguyên lý động cơ đốt trong*. ĐHSPKTTTPHCM.
- [2] Nguyễn Tất Tiến (1999). *Nguyên lý động cơ đốt trong*. Nhà xuất bản Giáo dục. Hà Nội.
- [3] Nguyễn Văn Bình (1982). *Nguyên lý động cơ đốt trong*. Đại học và THCN.
- [4] Phạm Văn Trợ (1998). *Lý thuyết động cơ đốt trong*. Cao đẳng Kỹ thuật Vin Hem Pic.
- [5] Võ Nghĩa (1990). *Thí nghiệm động cơ*. Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [6] Đỗ Xuân Kính (1989). *Sửa chữa động cơ đốt trong*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật. Hà Nội.
- [7] Trần Văn Tế - Nguyễn Đức Phú (1996). *Kết cấu tính toán động cơ đốt trong*. Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật. Hà Nội.
- [8] Nguyễn Đức Phú (1989). *Động cơ đốt trong xưa và nay*. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật. Hà Nội.
- [9] Proceedings of the international conference on technology, Hanoi, December 1996.