

**ĐỀ CƯƠNG MÔN HỌC**  
**LÝ THUYẾT ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG**  
cho ngành Động cơ đốt trong với 6 ĐVHT (90 t lên lớp)

**CHƯƠNG I. KHÁI QUÁT VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG**

- 1.1 Động cơ động cơ đốt trong là một loại động cơ nhiệt
- 1.2 So sánh động cơ đốt trong với các động cơ nhiệt khác
- 1.3 Phân loại động cơ đốt trong
- 1.4 Nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong
  - 1.4.1 Những khái niệm và định nghĩa cơ bản
  - 1.4.2 Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ
  - 1.4.3 So sánh động cơ 4 kỳ và động cơ 2 kỳ
- 1.5 Những thông số đặc trưng cơ bản của động cơ đốt trong

(bổ sung thêm những thông số về ô nhiễm môi trường: các thành phần độc hại trong khí thải của động cơ diesel và xăng)

**CHƯƠNG II. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG**

- 2.1 Những khái niệm cơ bản
  - 2.1.1 Những đặc điểm của chu trình lý tưởng và ý nghĩa của việc nghiên cứu
  - 2.1.2 Các chỉ tiêu đánh giá chu trình lý tưởng
- 2.2 Các chu trình lý tưởng thông dụng
  - 2.2.1 Chu trình hỗn hợp
  - 2.2.2 Chu trình đẳng tích
- 2.3 Khảo sát ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình lý tưởng
  - 2.3.1 Chu trình đẳng tích
  - 2.3.2 Chu trình hỗn hợp

**CHƯƠNG III. MÔI CHẤT CÔNG TÁC**

- 3.1 Nhiên liệu
  - 3.1.1 Các loại nhiên liệu dùng trong động cơ đốt trong
  - 3.1.2 Tính chất của nhiên liệu lỏng
  - 3.1.3 Đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel
  - 3.1.4 Đánh giá tính chống kích nổ của động cơ đốt cháy cưỡng bức
- 3.2 Phản ứng cháy và sản vật cháy
  - 3.2.1 Nhiên liệu cháy hoàn toàn
    - 3.2.1.1 Lượng không khí cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu
    - 3.2.1.2 Hệ số dư lượng không khí
    - 3.2.1.3 Lượng khí nạp mới  $M_1$
    - 3.2.1.4 Sản vật cháy  $M_2$
  - 3.2.2 Nhiên liệu cháy không hoàn toàn
  - 3.2.3 Thay đổi thể tích khí cháy
    - 3.2.3.1 Lượng thay đổi tuyệt đối
    - 3.2.3.2 Hệ số biến đổi phân tử lý thuyết  $\beta_0$
    - 3.2.3.3 Hệ số biến đổi phân tử thực tế  $\beta$  và  $\beta_x$
- 3.3 Tỷ nhiệt của môi chất công tác
  - 3.3.1 Tỷ nhiệt phụ thuộc nhiệt độ
  - 3.3.2 Tỷ nhiệt của khí nạp mới
  - 3.3.3 Tỷ nhiệt của sản vật cháy
  - 3.3.4 Tỷ nhiệt của hỗn hợp công tác

**CHƯƠNG IV. CHU TRÌNH THỰC TẾ CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG**

- 4.1 Quá trình nạp

- 4.1.1 Khái quát
- 4.1.2 Những thông số cơ bản của quá trình nạp
  - 4.1.2.1 Áp suất cuối quá trình nạp
  - 4.1.2.2 Hệ số khí sót
  - 4.1.2.3 Nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới
  - 4.1.2.4 Nhiệt độ cuối quá trình nạp
  - 4.1.2.5 Hệ số nạp
- 4.1.3 Những thông số ảnh hưởng đến hệ số nạp
- 4.2 Quá trình nén
  - 4.2.1 Diễn biến và các thông số cơ bản của quá trình nén
  - 4.2.2 Những nhân tố ảnh hưởng đến chỉ số nén đa biến
  - 4.2.3 Cân bằng nhiệt trong quá trình nén
  - 4.2.4 Vấn đề chọn tỷ số nén
- 4.3 Quá trình cháy
  - 4.3.1 Khái niệm cơ bản
  - 4.3.2 Cơ sở lý hoá của quá trình cháy
  - 4.3.3 Quá trình cháy trong động cơ xăng
    - 4.3.3.1 Diễn biến
    - 4.3.3.2 Những nhân tố ảnh hưởng
    - 4.3.3.3 những hiện tượng cháy không bình thường trong động cơ xăng
  - 4.3.4 Quá trình cháy trong động cơ diesel
    - 4.3.4.1 Diễn biến
    - 4.3.4.2 Những nhân tố ảnh hưởng
  - 4.3.5 Tính toán nhiệt động quá trình cháy
    - 4.3.5.1 Sơ đồ tính toán
    - 4.3.5.2 Quan hệ giữa các thông số
    - 4.3.5.3 Phương trình cháy
- 4.4 Quá trình giãn nở
  - 4.4.1 Diễn biến
  - 4.4.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình giãn nở
  - 4.4.3 Các nhân tố ảnh hưởng đến chỉ số giãn nở đa biến
- 4.5 Quá trình thải
  - 4.5.1 Diễn biến
  - 4.5.2 Vấn đề thải sạch

## CHƯƠNG V. NHỮNG THÔNG SỐ CHỈ THỊ, CÓ ÍCH VÀ VẤN ĐỀ CÂN BẰNG NHIỆT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

- 5.1 Những thông số chỉ thị
  - 5.1.1 Công chỉ thị
  - 5.1.2 Công suất chỉ thị
  - 5.1.3 Hiệu suất chỉ thị
- 5.2 Những thông số có ích
  - 5.2.1 Tổn thất cơ giới
  - 5.2.2 Công suất có ích và hiệu suất cơ giới
  - 5.2.3 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu
- 5.3 Cân bằng nhiệt của động cơ đốt trong

## CHƯƠNG VI. THAY ĐỔI MÔI CHẤT TRONG ĐỘNG CƠ 2 KỲ

- 6.1 Các hệ thống quét thải của động cơ 2 kỳ
- 6.2 Pha phối khí
  - 6.2.1 Pha phối khí đối xứng
  - 6.2.2 Pha phối khí không đối xứng

### 6.3 Các chỉ tiêu đánh giá chất lượng quá trình quét thải

## CHƯƠNG VII. HÌNH THÀNH KHÍ HỖN HỢP TRONG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

### 7.1 Hình thành khí hỗn hợp trong động cơ xăng

#### 7.1.1 Hỗn hợp bên ngoài

##### 7.1.1.1 Hỗn hợp dùng bộ chế hoà khí

##### 7.1.1.2 Hệ thống phun xăng gián tiếp

#### 7.1.2 Hỗn hợp bên trong: động cơ phun xăng trực tiếp (GDI)

### 7.2 Hình thành khí hỗn hợp trong động cơ diesel

#### 7.2.1 Hình thành hỗn hợp trong buồng cháy thống nhất

##### 7.2.1.1 Buồng cháy thống nhất không tận dụng xoáy lốc, hỗn hợp thể tích

##### 7.2.1.2 Buồng cháy thống nhất tận dụng xoáy lốc, hỗn hợp thể tích-màng

##### 7.2.1.3 Hỗn hợp màng

#### 7.2.2 Hình thành hỗn hợp trong buồng cháy ngăn cách

## CHƯƠNG VIII. ĐẶC TÍNH ĐỘNG CƠ

### 8.1 Khái niệm chung và cơ sở xây dựng đặc tính

#### 8.1.1 Chế độ làm việc

#### 8.1.2 Các loại đặc tính của động cơ

#### 8.1.3 Cơ sở xây dựng đặc tính

### 8.2 Đặc tính tốc độ

#### 8.2.1 Các loại đặc tính tốc độ

#### 8.2.2 Đặc tính tốc độ động cơ xăng

##### 8.2.2.1 Đặc tính ngoài

##### 8.2.2.2 Đặc tính bộ phận

#### 8.2.3 Đặc tính tốc độ động cơ diesel

##### 8.2.3.1 Đặc tính ngoài

##### 8.2.3.2 Đặc tính bộ phận

### 8.3 Đặc tính chân vịt

#### 8.3.1 Đặc điểm của đặc tính chân vịt

#### 8.3.2 Đặc tính chân vịt động cơ xăng

#### 8.3.3 Đặc tính chân vịt động cơ diesel

### 8.4 Đặc tính tải

#### 8.3.1 Đặc tính tải động cơ xăng

#### 8.3.2 Đặc tính tải động cơ diesel

### 8.5 Đặc tính tổng hợp

### 8.6 Đặc tính điều chỉnh (kể cả đặc tính điều chỉnh các thành phần độc hại theo hệ số dư lượng không khí)

### 8.7 Đặc tính không tải và điều tốc

### 8.8 Cải thiện đặc tính

(nêu cả các biện pháp hiện đại để cải thiện đặc tính để.... thậm chí  $M = \text{const}$ )

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Tất Tiến. Nguyên lý động cơ đốt trong, Nhà xuất bản giáo dục, Hà Nội, 2000
- [2] Trần Văn Tế, Nguyễn Đức Phú. Thiết kế và tính toán động cơ đốt trong, Hà Nội, 1996
- [3] Alfred Urlaub. Verbrennungsmotoren. Springer Verlag Berlin Heidelberg NewYork London Paris Tokyo Hongkong 1989

- [4] F. Schäfer und R. van Basshuysen. Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von Pkw-Verbrennungsmotoren. Springer-Verlag Wien NewYork 1993
- [5] F. Pischinger. Verbrennungsmotoren, Vorlesungsumdruck RWTH Aachen 1993
- [6] Proceedings of the international conference on automotive technology. Hanoi, December 1996.
- [7] H.P. Lenz. Verbrennungskraftmaschinen, Skriptum zur Vorlesung, Grundzüge und Vertiefung. TU Wien 1999

# CHƯƠNG I. KHÁI QUÁT VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

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

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

- Đốt cháy nhiên liệu, giải phóng hoá năng thành nhiệt năng và gia nhiệt cho môi chất công tác. Trong giai đoạn này xảy ra các hiện tượng lý hoá rất phức tạp.

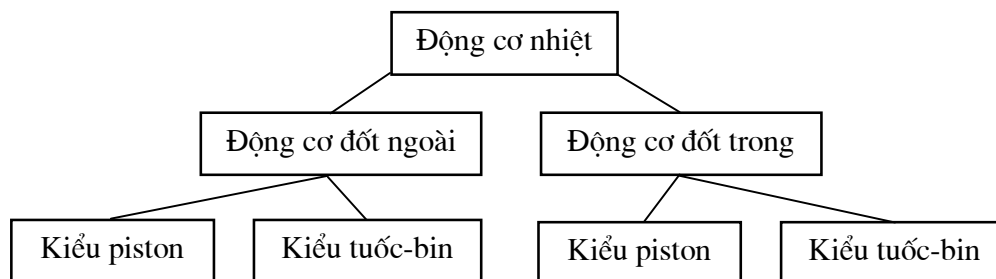
- Biến đổi trạng thái của môi chất công tác, hay nói cách khác, môi chất công tác thực hiện chu trình nhiệt động để biến đổi một phần nhiệt năng thành cơ năng.

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

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

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

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



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

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

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

### 1.2.1 Ưu điểm

- Hiệu suất có ích  $\eta_c$  lớn nhất, có thể đạt tới 50% hoặc hơn nữa. Trong khi đó, máy hơi nước cổ điển kiểu piston chỉ đạt khoảng 16%, tuốc bin hơi nước từ 22 đến 28%, còn tuốc bin khí cũng chỉ tới 30%. Lý do chủ yếu là vì chu trình Các-nô tương đương của động cơ đốt trong có chênh lệch nhiệt độ trung bình của nguồn nóng và nguồn lạnh lớn nhất (Theo định luật Các-nô hiệu suất nhiệt  $\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}$ , trong đó  $T_1$  là nhiệt độ nguồn

nóng và  $T_2$  là nhiệt độ nguồn lạnh). Cụ thể trong động cơ đốt trong, nhiệt độ quá trình cháy rất cao có thể đến 1800 đến 2700 K, trong khi nhiệt độ cuối quá trình giãn nở khá nhỏ, chỉ vào khoảng 900 đến 1500 K.

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

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

### 1.2.2 Nhược điểm

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

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

### 1.3 Phân loại động cơ đốt trong

#### • Theo cách thực hiện chu trình

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

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

#### • Theo nhiên liệu

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

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

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

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

• Theo phương pháp hình thành khí hỗn hợp

- Hỗn hợp bên ngoài như động cơ xăng, động cơ gas. Khi đó, động cơ khí dùng bộ chế hoà khí hay phun xăng vào đường nạp còn gọi là phun gián tiếp.

- Hỗn hợp bên trong như động cơ diesel hay động cơ phun xăng trực tiếp (Gasoline Direct Injection - GDI) vào xy lanh.

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

• Theo phương pháp đốt cháy hỗn hợp

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

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

• Theo dạng chu trình nhiệt động

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

- Chu trình hỗn hợp ở động cơ diesel.

• Theo phương pháp nạp

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

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

• Theo tốc độ trung bình của piston

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

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

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

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

• Theo dạng chuyển động của piston

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

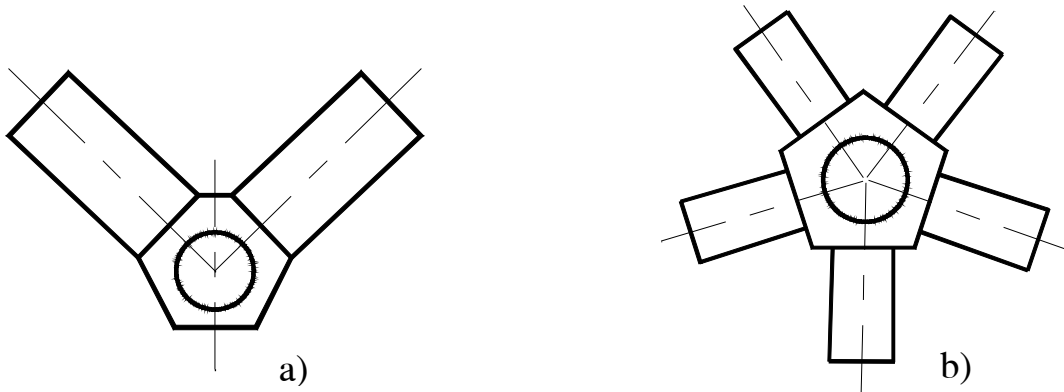
- Động cơ piston quay hay động cơ rô-to do Wankel phát minh năm 1954 nên còn gọi là động cơ Wankel.

• Theo số xy lanh

Động cơ một xy lanh (Single Cylinder Engine) và động cơ nhiều xy lanh (Multi Cylinder Engine)

• Theo cách bố trí hàng xy lanh

Động cơ một hàng (Line Engine), động cơ chữ V, động cơ hình sao..., hình 1-2.



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

- Theo môi chất làm mát

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

- Theo công dụng

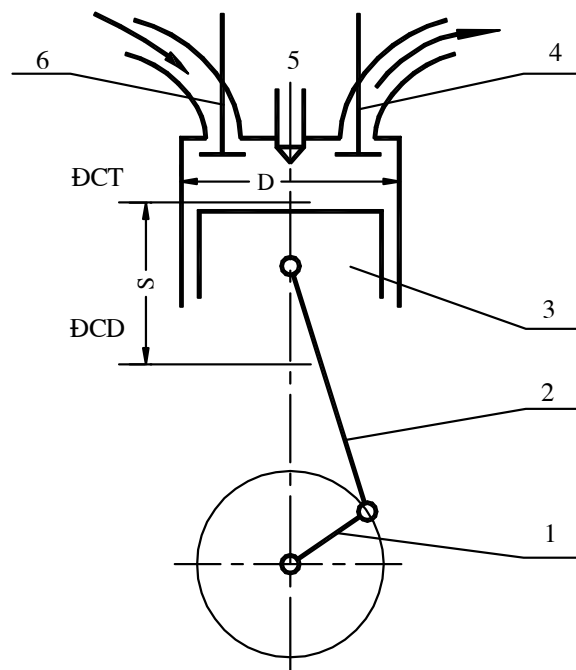
Động cơ tĩnh tại như máy phát điện, động cơ tàu thủy, động cơ ô tô và xe máy, động cơ máy kéo, động cơ tàu hoả, động cơ máy bay...

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

#### 1.4.1 Những khái niệm và định nghĩa cơ bản

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

- *Quá trình công tác* là tổng hợp tất cả biến đổi của môi chất công tác xảy ra trong xy lanh của động cơ và trong các hệ thống gắn liền với xy lanh như hệ thống nạp - thải.
- *Chu trình công tác* là tập hợp những biến đổi của môi chất công tác xảy ra bên trong xy lanh của động cơ và diễn ra trong một chu kỳ.



**Hình 1-3.** Lược đồ động cơ bốn kỳ

1. Trục khuỷu, 2. Thanh truyền, 3. Piston, 4. Xu páp thải, 5. Vòi phun (động cơ diesel) hay bu-gi (động cơ xăng), 6. Xu páp nạp, ĐCT. Điểm chết trên, ĐCD. Điểm chết dưới, S. Hành trình piston, D. Đường kính xy lanh



- *Điểm chết* là điểm mà tại đó piston đổi chiều chuyển động. Có hai điểm chết là điểm chết trên (ĐCT) và điểm chết dưới (ĐCD).
- *Hành trình piston S* là khoảng cách giữa hai điểm chết (m).
- *Kỳ* là một phần của chu trình công tác xảy ra khi piston dịch chuyển một hành trình.
- *Thể tích công tác  $V_h$*  là thể tích xy lanh giới hạn bởi hai tiết diện đi qua các điểm chết.

$$V_h = V_{\max} - V_{\min} \quad (1-1)$$

trong đó:

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

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

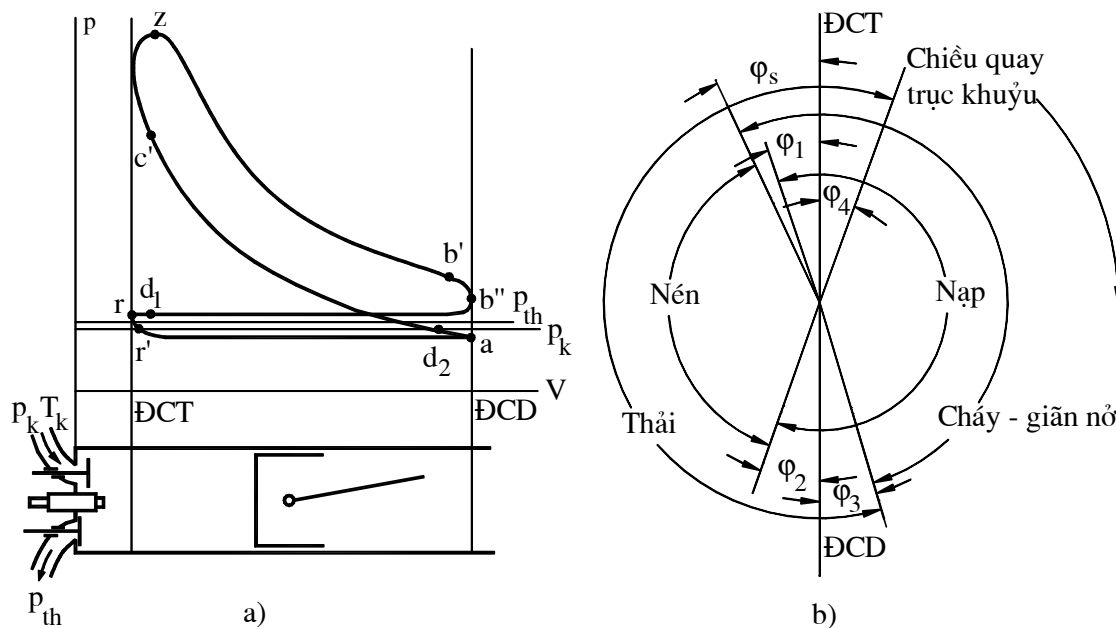
với  $D$  là đường kính xy lanh và  $S$  là hành trình piston.

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

$$\epsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \quad (1-3)$$

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

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



**Hình 1-4.** Đồ thị mô tả nguyên lý làm việc của động cơ bốn kỳ không tăng áp  
a. Đồ thị công; b. Đồ thị pha

- *Hành trình thứ nhất: hành trình nạp*

Piston đi từ ĐCT xuống ĐCD tạo nên độ chân không trong xy lanh. Không khí (ở động cơ diesel) hay hỗn hợp (ở động cơ xăng, gas...) từ đường nạp gọi là *khí nạp mới được hút vào xy lanh* qua xu páp (valve) nạp đang mở và hoà trộn với khí sót của chu trình trước tạo thành *hỗn hợp công tác*. Để tiết diện lưu thông của xu páp khá lớn khi khí nạp mới thực sự đi vào xy lanh do đó nạp đầy hơn, xu páp nạp *mở sớm* một góc là  $\varphi_1$  tại điểm  $d_1$ .

- *Hành trình thứ hai: hành trình nén*

Piston đi từ ĐCD lên ĐCT. Xu páp nạp *đóng muộn* một góc  $\varphi_2$  tại điểm  $d_2$  nhằm tận dụng quán tính của dòng khí để *nạp thêm*. Hỗn hợp công tác bị nén khi hai xu-páp cùng đóng dẫn tới tăng áp suất và nhiệt độ trong xy lanh. Tại điểm  $c'$  gần ĐCT tương ứng với góc  $\varphi_s$ , bu-gi (động cơ xăng, gas) bật tia lửa điện hay vòi phun (động cơ diesel) phun nhiên liệu vào xy lanh. Góc  $\varphi_s$  được gọi là *góc đánh lửa sớm* (động cơ xăng, động cơ gas) hay *góc phun sớm* (động cơ diesel). Sau một thời gian chuẩn bị rất ngắn, quá trình cháy thực sự diễn ra làm cho áp suất và nhiệt độ trong xy lanh tăng lên rất nhanh.

- *Hành trình thứ ba: hành trình cháy- giãn nở, hành trình công tác*

Piston đi từ ĐCT xuống ĐCD. Sau ĐCT, quá trình cháy tiếp tục diễn ra nên áp suất và nhiệt độ tiếp tục tăng, sau đó giảm do thể tích xy lanh tăng nhanh. Khí cháy giãn nở sinh công. Gần cuối hành trình, xu páp thải *mở sớm* một góc  $\varphi_3$  tại điểm  $b'$  để *thải tự do* một lượng đáng kể sản vật cháy ra khỏi xy lanh vào đường thải.

- *Hành trình thứ tư: hành trình thải*

Piston đi từ ĐCD lên ĐCT, sản vật cháy bị *thải cưỡng bức* do piston đẩy ra khỏi xy lanh. Để tận dụng quán tính của dòng khí nhằm thải sạch thêm, xu páp thải *đóng muộn* sau ĐCT một góc  $\varphi_4$  ở hành trình nạp của chu trình tiếp theo.

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

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

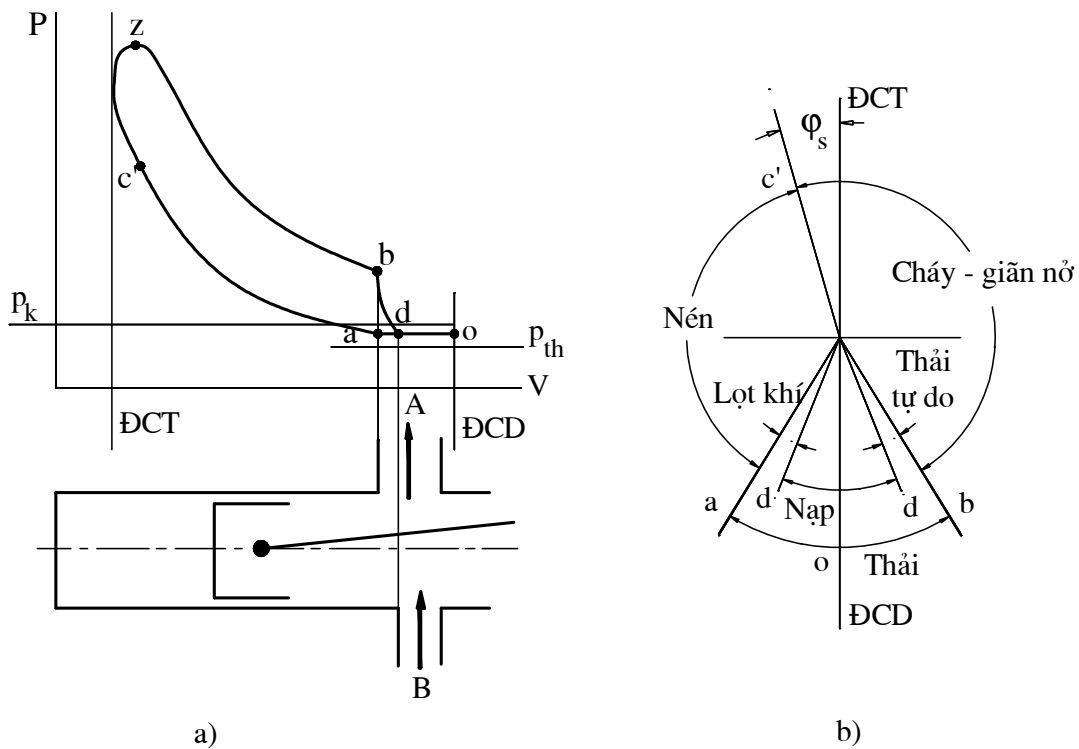
- Các xu páp đều có các góc mở sớm và đóng muộn nhằm *thải sạch và nạp đầy*. Tập hợp các góc mở sớm đóng muộn của xu páp được gọi là pha phối khí, hình 1-4, b. Giá trị tối ưu của pha phối khí cùng các góc phun sớm và đánh lửa sớm  $\varphi_s$  rất khó xác định bằng tính toán nên thường được lựa chọn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

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

### 1.4.3 Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ

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

- **Hành trình thứ nhất**



**Hình 1-5.** Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ  
a) Đồ thị công, b) Đồ thị pha

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

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

- **Hành trình thứ hai**

Piston di chuyển từ ĐCD đến ĐCT, quá trình *quét nạp vẫn tiếp tục* cho đến khi piston đóng cửa quét B. Từ đó cho đến khi piston đóng cửa thải A, môi chất trong xy lanh bị đẩy qua cửa thải ra ngoài, vì vậy giai đoạn này gọi là giai đoạn *lọt khí*. Tiếp theo là quá trình *nén* bắt đầu từ khi piston đóng cửa thải A cho tới khi nhiên liệu phun vào xy lanh (động cơ diesel) hoặc bu gi (động cơ xăng) bật tia lửa điện. Sau một thời gian cháy trễ rất ngắn quá trình *cháy* sẽ xảy ra.

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

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

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

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

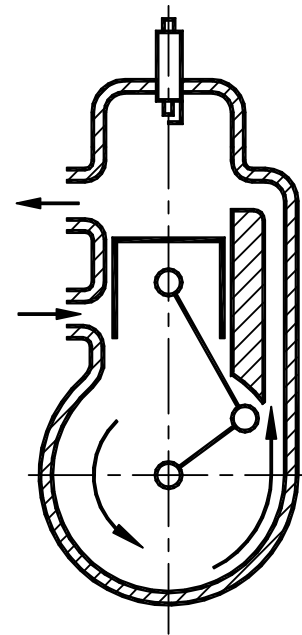
- Cơ cấu phối khí của động cơ hai kỳ đơn giản hơn.

- Mô men của động cơ hai kỳ đều hơn.

- Động cơ bốn kỳ dễ lựa chọn pha phối khí tối ưu hơn.

- Quá trình quét thải ở động cơ bốn kỳ hoàn hảo hơn vì thực hiện trong hai hành trình của piston, tức là lâu hơn nhiều so với động cơ hai kỳ.

- Tăng áp động cơ bốn kỳ dễ dàng hơn vì ứng suất nhiệt thấp và dễ bố trí hệ thống tăng áp. Vấn đề tăng áp động cơ sẽ được khảo sát sau này trong môn học Tăng áp động cơ đốt trong.



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

Ghi chú: có cần hình 1-6 không???, có lẽ không cần *vì đã nói ở đại cương* hay là chuyển đến chương Trao đổi khí trong động cơ 2 kỳ. Nhưng sẽ vướng khi khảo sát hệ số nạp, hệ số khí sót, khi đó nói đến quét vòng qua hộp trục khuỷu.

## CHƯƠNG II. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

### 2.1 Những khái niệm cơ bản

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

#### 2.1.2 Các chỉ tiêu đánh giá chu trình lý tưởng

##### 2.1.2.1 Hiệu suất nhiệt

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

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

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

$$L_t = \oint p dV \quad (2-2)$$

##### 2.1.2.2 Áp suất trung bình $p_t$

Theo định nghĩa:

$$p_t = \frac{L_t}{V_h} \quad (2-3)$$

Về thực chất,  $p_t$  là công riêng của chu trình tính cho một đơn vị thể tích công tác của xy lanh. Do đó,  $p_t$  đặc trưng cho *tính hiệu quả sử dụng thể tích công tác* của chu trình. Cụ thể,  $p_t$  càng lớn tức là tính hiệu quả càng cao. Từ (2-3) có thể dễ dàng tìm được thứ nguyên của  $p_t$  là thứ nguyên của áp suất ( $N/m^2$ ).

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

## 2.2 Các chu trình lý tưởng thông dụng

Động cơ đốt trong kiểu piston có hai chu trình lý tưởng ứng với động cơ cháy cưỡng bức và cháy do nén là chu trình đẳng tích và chu trình hỗn hợp. Sau đây, ta sẽ tính toán các thông số cơ bản là  $\eta_t$  và  $p_t$  của mỗi chu trình và phân tích các nhân tố ảnh hưởng của chúng. Thực chất, chu trình đẳng tích là một trường hợp riêng của chu trình hỗn hợp. Vì vậy để thuận tiện, trước hết ta khảo sát chu trình hỗn hợp, hình 2-2.

### 2.2.1 Chu trình hỗn hợp

Trước hết, ta gọi:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ là tỷ số nén} \quad (2-4)$$

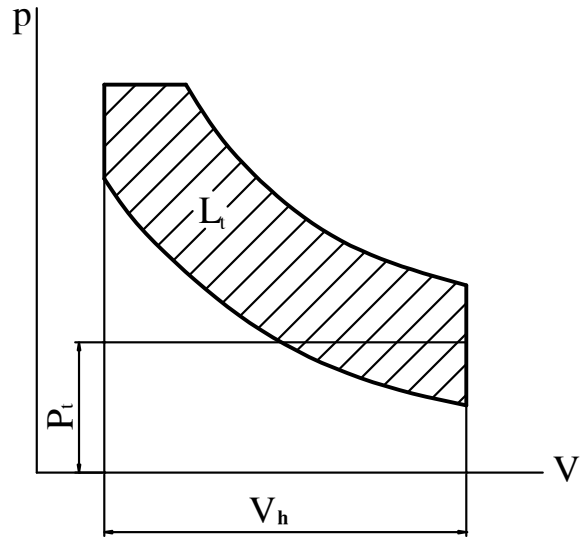
$$\lambda = \frac{p_y}{p_c} = \frac{p_z}{p_c} \text{ là tỷ số tăng áp suất} \quad (2-5)$$

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \text{ là tỷ số giãn nở sớm} \quad (2-6)$$

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} \text{ là tỷ số giãn nở sau} \quad (2-7)$$

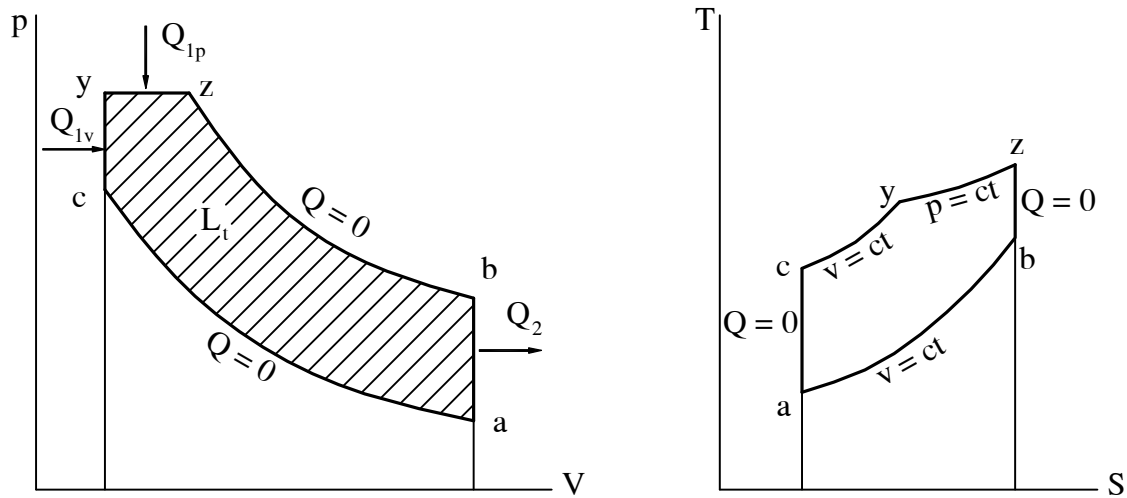
Từ (2-4), (2-6) và (2-7) dễ dàng suy ra:

$$\varepsilon = \rho \cdot \delta \quad (2-8)$$



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

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



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

### 2.2.1.1 Hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$

Theo (2-1)

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2-9)$$

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

$$Q_1 = Q_{1,v} + Q_{1,p} = mC_v(T_y - T_c) + mC_p(T_z - T_y) = mC_v[(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)] \quad (2-10)$$

$$Q_2 = mC_v(T_b - T_a) \quad (2-11)$$

Trong đó,  $m$  là khối lượng và  $k = \frac{C_p}{C_v}$  là hệ số đoạn nhiệt của môi chất. Thay (2-10) và (2-11) vào (2-9) ta được:

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_y - T_c + k(T_z - T_y)} \quad (2-12)$$

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

Từ quá trình nén đoạn nhiệt  $a$ - $c$ :

$$T_c = T_a \epsilon^{k-1} \quad (2-13)$$

Từ quá trình gia nhiệt đẳng tích  $c$ - $y$ :

$$T_y = \lambda T_c = T_a \lambda \epsilon^{k-1} \quad (2-14)$$

Từ quá trình gia nhiệt đẳng áp y-z:

$$T_z = \rho T_y = T_a \lambda \rho \varepsilon^{k-1} \quad (2-15)$$

Từ quá trình giãn nở đoạn nhiệt z-b:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{k-1}} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1} T_z = \lambda \rho^k T_a \quad (2-16)$$

Thay  $T_c$ ,  $T_y$ ,  $T_z$  và  $T_b$  vào (2-12) và rút gọn, cuối cùng ta được:

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \quad (2-17)$$

### 2.2.1.2 Áp suất trung bình $p_{t,h}$

Từ (2-3), ta có:

$$p_{t,h} = \frac{L_{t,h}}{V_h} \quad (2-18)$$

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

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

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

cuối cùng ta có:

$$L_{t,h} = m \frac{R}{k-1} \varepsilon^{k-1} T_a [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{t,h} \quad (2-19)$$

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

$$V_h = V_a - V_c = mR \left( \frac{T_a}{p_a} - \frac{T_c}{p_c} \right) = mR T_a \left( \frac{1}{p_a} - \frac{\varepsilon^{k-1}}{p_a \varepsilon^k} \right) = mR \frac{T_a}{p_a} \left( \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right) \quad (2-20)$$

Thay (2-19), (2-20) vào (2-18) và rút gọn, ta được:

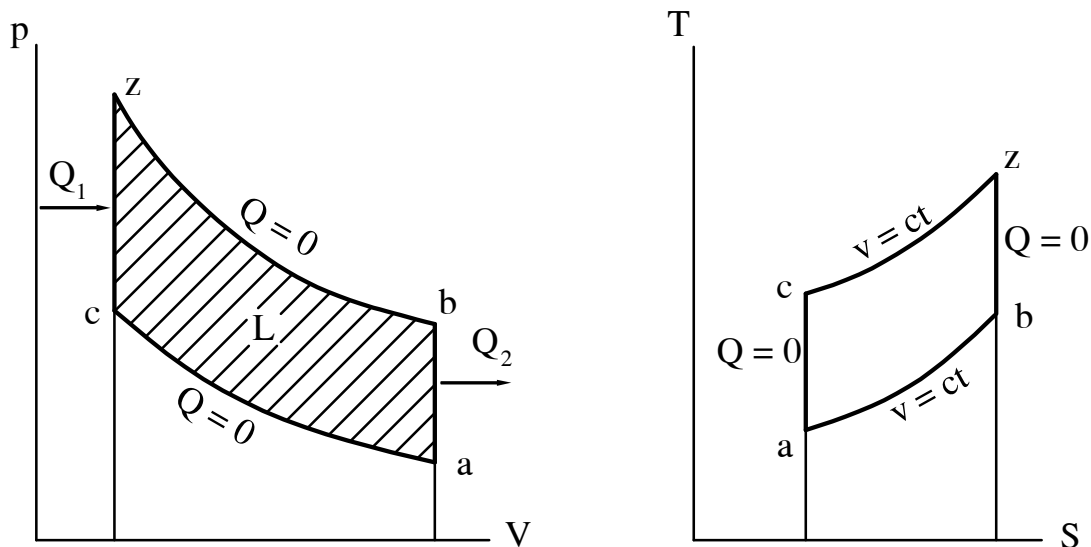
$$p_{t,h} = \frac{p_a \varepsilon^k}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{t,h} \quad (2-21)$$

### 2.2.2 Chu trình đẳng tích

Như đã nói ở trên, chu trình đẳng tích là một trường hợp riêng của chu trình hỗn hợp có  $\rho = 1$ . Vì vậy, khi thay  $\rho = 1$  vào các công thức (2 - 17) và (2 - 21) ta có thể dễ dàng tính được hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình đẳng tích.

$$\eta_{t,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (2-22)$$





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

$$p_{t,v} = \frac{\lambda - 1}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \varepsilon^k \eta_{t,v} p_a \quad (2-23)$$

### 2.3 Khảo sát ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình lý tưởng

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

#### 2.3.1 Chu trình đẳng tích

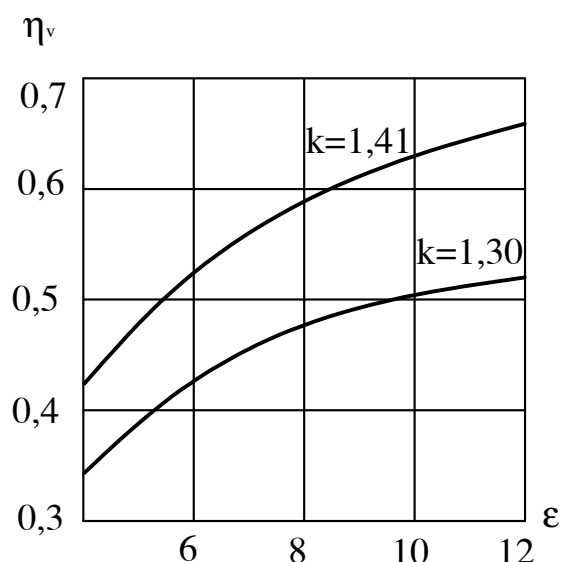
##### 2.3.1.1 $\eta_{t,v}$

Từ (2-22), ta thấy  $\eta_{t,v}$  chỉ phụ thuộc chỉ số đoạn nhiệt k của môi chất công tác và tỷ số nén  $\varepsilon$  của động cơ.

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

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

Tổng hợp ảnh hưởng của k và  $\varepsilon$  được thể hiện trên hình 2-4. Ta có thể



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

nhận thấy tốc độ tăng  $\eta_{t,v}$  giảm dần khi tăng  $\varepsilon$ . Mặt khác cần lưu ý rằng, càng tăng  $\varepsilon$  động cơ càng dễ bị kích nổ (sẽ đề cập ở chương III và IV), do đó  $\varepsilon$  bị giới hạn.

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

### 2.3.1.2 $p_{t,v}$

Từ công thức (2-23) ta thấy,  $p_{t,v}$  phụ thuộc vào  $\varepsilon$ ,  $k$  và  $p_a$ , trong đó ảnh hưởng của  $\varepsilon$  và  $p_a$  là rõ nét và có ý nghĩa thực tế hơn cả.

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

- Khi tăng  $\varepsilon$ ,  $\frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1}$  tăng do  $k > 1$ , do đó  $p_{t,v}$  tăng. Ngoài ra,  $p_{t,v}$  còn tăng là do  $\eta_{t,v}$

như đã xét ở trên. Rõ ràng là tỷ số nén  $\varepsilon$  là một thông số ảnh hưởng rất quan trọng của động cơ.

- Ngoài ra, khác với  $\eta_{t,v}$ , khi tăng lượng nhiệt cấp cho chu trình  $Q_1$  sẽ làm cho  $p_{t,v}$  tăng và do đó tăng mô men và công suất động cơ.

## 2.3.2 Chu trình hỗn hợp

### 2.3.2.1 $\eta_{t,h}$

Từ (2-21) tính  $\eta_{t,h}$  ta thấy:

- $\varepsilon$  tăng thì  $\eta_{t,h}$  tăng.

- Đối với  $\lambda$  và  $\rho$  thì ta phải xét ảnh hưởng tổng hợp. Giả sử  $Q_1$ ,  $\varepsilon$ ,  $k$ ,  $T_a$ ,  $m$ ,  $C_v$  không thay đổi, ta có:

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

Như vậy,  $\varepsilon^{k-1}T_a[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = \text{const}$ , ta đặt bằng  $A$  chẳng hạn.

Do đó,  $[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]$  cũng không đổi. Điều đó có nghĩa là, khi  $\lambda$  tăng ( $Q_{1v}$  tăng) thì  $\rho$  giảm ( $Q_{1p}$  giảm) và ngược lại.  $\eta_{t,h}$  nay có dạng đơn giản như sau:

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{A} \quad (2-24)$$

và chỉ phụ thuộc vào  $\lambda\rho^k$  mà thôi. Ta hãy khảo sát  $\lambda\rho^k$ :

$$\frac{d(\lambda\rho^k)}{d\lambda} = \rho^k + k\lambda\rho^{k-1} \frac{d\rho}{d\lambda} \quad (2-25)$$

Như đã trình bày ở trên

$$[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = \text{const} \quad (2-26)$$

Lấy vi phân toàn phần hai vế của (2-26) ta có:

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

Rút gọn ta có:

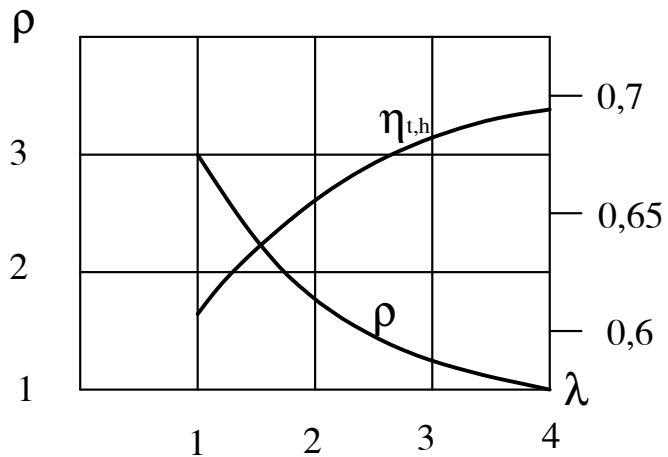
$$k\lambda \frac{d\rho}{d\lambda} = -[1 + k(\rho - 1)] \quad (2-27)$$

Thay (2-27) vào (2-25) ta được:

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

Như vậy, khi  $\lambda$  tăng thì  $\lambda\rho^k$  giảm, theo (2-24) thì  $\eta_{t,h}$  tăng. Tổng hợp ảnh hưởng của  $\rho$  và  $\lambda$  được thể hiện trên hình 2-5.

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



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

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

•  $P_{t,h}$

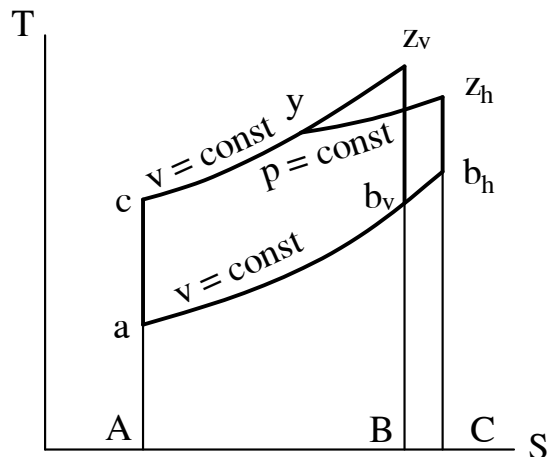
Từ (2-21) ta có thể kết luận:

-  $p_a, \varepsilon$  tăng sẽ làm cho  $P_{t,h}$  tăng.

-  $\lambda$  tăng nếu  $Q_1 = \text{const}$  thì  $\rho$  giảm và  $\eta_{t,h}$  tăng như đã xét ở trên. Tuy nhiên,  $\eta_{t,h}$  tăng chậm. Mặt khác, tăng  $\lambda$  sẽ làm tăng áp suất cực đại  $p_z$  tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền.

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

Để so sánh các chu trình hỗn hợp và đẳng tích đã xét ở trên một cách thuận tiện, ta sử dụng đồ thị



Hình 2-6. So sánh các chu trình khi cùng  $Q_1$  và  $\varepsilon$

T-S, cụ thể cho hai trường hợp sau.

### 2.4.1 Cùng $Q_1$ và $\epsilon$

Từ đồ thị trên hình 2-6 ta thấy

Do cùng  $Q_1$  nên diện tích của các hình giới hạn bởi các đường gia nhiệt và trục hoành  $S(Aacz_v bB) = S(A,acyz_h b_h C)$ .

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

$$Q_{2,h} \sim S(ab_h CA) < S(abBA) \sim Q_{2,v} \quad (2-28)$$

Do đó:

$$\eta_{t,h} < \eta_{t,v} \quad (2-29)$$

Một lần nữa chúng ta lại chứng minh được kết luận đã rút ra ở mục 2.3.2.

### 2.4.2 Cùng $Q_1$ và $p_z$

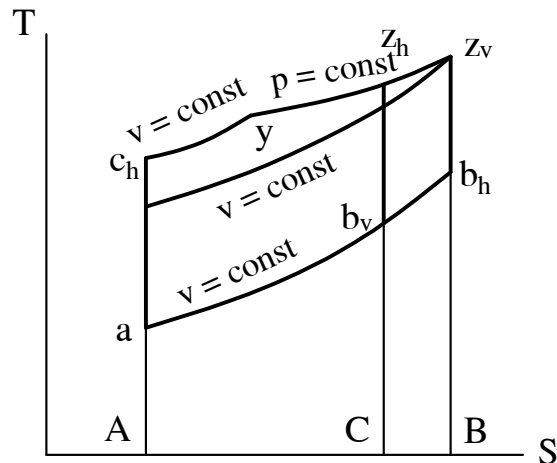
Cùng  $p_z$  có thể coi là cùng điều kiện về tải trọng tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền. Tương tự như trên, qua đồ thị T-S (hình 2-7), ta có:

$$Q_{2,h} \sim S(Aab_h C) < S(A,ab_v B) \\ \sim Q_{2,v}$$

Do đó:

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

Điều này hoàn toàn phù hợp với thực tế. Do động cơ diesel có tỷ số nén cao hơn nên đạt hiệu suất cao hơn so với động cơ xăng.



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

## CHƯƠNG III. MÔI CHẤT CÔNG TÁC

Môi chất công tác là chất trung gian để thực hiện chu trình công tác, bao gồm chất ô xy hoá như không khí hoặc ô-xy (trong những trường hợp đặc biệt), nhiên liệu và sản vật cháy. Trong chu trình công tác, môi chất công tác luôn thay đổi thành phần và tính chất lý hoá.

Trong quá trình nạp, môi chất nạp vào xy lạnh là không khí đối với động cơ diesel; là hỗn hợp không khí với nhiên liệu đối với động cơ xăng và động cơ gas, được gọi là *khí nạp mới*. Trong quá trình nén, môi chất công tác là một hỗn hợp bao gồm khí nạp mới và khí sót, hỗn hợp khí đó còn được gọi là *hỗn hợp công tác*. Trong quá trình giãn nở và quá trình thải, môi chất công tác là *sản vật cháy*.

### 3.1 Nhiên liệu

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

#### 3.1.1 Nhiên liệu khí

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

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

$$\Sigma C_mH_nO_r + N_2 = 1 \quad (3-1)$$

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

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

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

#### 3.1.2 Nhiên liệu lỏng

##### 3.1.2.1 Thành phần của nhiên liệu lỏng

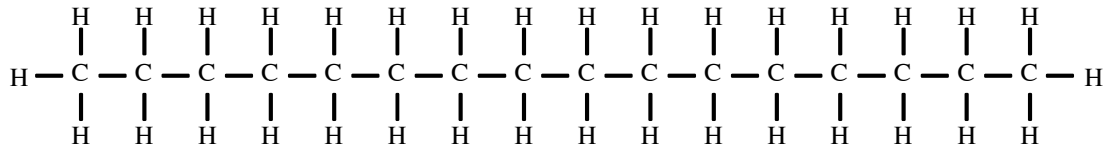
Phần lớn động cơ đốt trong sử dụng nhiên liệu lỏng. Nhiên liệu lỏng có nhiều loại nhưng theo nguồn gốc có thể chia thành hai loại. Loại thứ nhất có gốc hoá thạch như xăng, dầu hoả, diesel... Loại thứ hai có nguồn gốc thực vật như mê-tha-nôl, ê-tha-nôl, dầu thực vật như dầu dừa, dầu hạt cải... Đa số động cơ nhiên liệu lỏng hiện nay dùng nhiên

liệu gốc hoá thạch như xăng và diesel. Chính vì vậy và mặt khác do hạn chế về khuôn khổ của giáo trình nên sau đây ta chỉ xét hai loại nhiên liệu lỏng là xăng và diesel.

Trong quá trình chưng cất dầu mỏ, người ta thu được lần lượt xăng, dầu hoả, nhiên liệu diesel, dầu máy và nhựa đường. Về thành phần, xăng và nhiên liệu diesel thực chất là hỗn hợp của các loại các-bua-hy-drô khác nhau chia thành các nhóm sau đây.

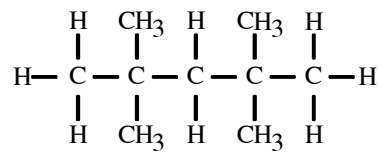
- *Các-bua-hy-drô béo*: bao gồm pa-ra-phin còn gọi là an-kan có công thức hoá học là  $C_nH_{2n+2}$ ; ô-lê-phin  $C_nH_{2n}$  và a-xê-ty-len  $C_nH_{2n-2}$ . Trong đó, ô-lê-phin và a-xê-ty-len là những các-bua-hy-drô không no thường không chứa trong dầu thô nhưng xuất hiện trong quá trình chưng cất. Trong nhóm này, pa-ra-phin là thành phần đóng vai trò chủ yếu.

Pa-ra-phin (an-kan) là các-bua-hy-drô no có hai dạng là an-kan thường và đồng vị còn gọi là i-sô-an-kan. An-kan thường có mạch thẳng hở, ví dụ như xê-tan  $C_{16}H_{34}$ , hình 3-1.



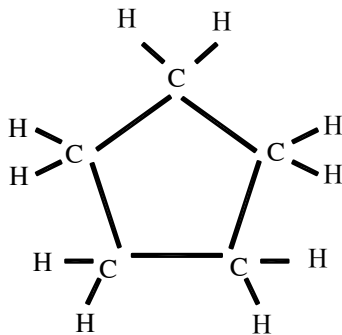
**Hình 3-1.** Cấu trúc phân tử của xê-tan  $C_{16}H_{34}$

Đặc điểm chung của an-kan thường là có tính ổn định hoá học ở nhiệt độ cao kém, do đó dễ dàng tham gia phản ứng với ô-xy tạo nên quá trình tự cháy. Vì vậy, nếu nhiên liệu diesel càng có nhiều an-kan thường thì có tính tự cháy càng cao (xem mục 3.1.3).

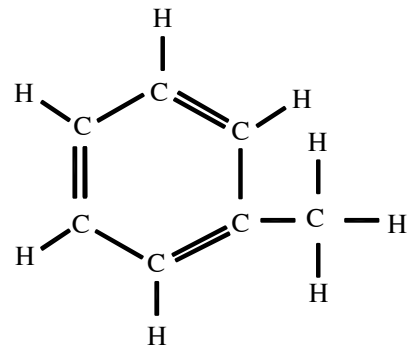


**Hình 3-2.** Cấu trúc phân tử của i-sô-ốc-tan  $C_8H_{18}$

An-kan đồng vị có mạch nhánh nên cấu trúc phân tử khá bền vững, có tính ổn định hoá học cao, khó tự cháy hay nói cách khác khó bị kích nổ (xem ...dưới đây). Ví dụ điển hình của an-kan đồng vị là i-sô-ốc-tan  $C_8H_{18}$ , hình 3-2. Nếu xăng có nhiều thành phần an-kan đồng vị thì tính chống kích nổ càng cao.



**Hình 3-3.** Cấu trúc phân tử xy-clô-pen-tan  $C_5H_{10}$



**Hình 3-4.** Cấu trúc phân tử mê-tyl-ben-zen  $C_6H_5CH_3$

- *Náp-ten*:  $C_nH_{2n}$  còn gọi là xy-clan có kết cấu phân tử mạch vòng, ví dụ xy-clô-pen-tan  $C_5H_{10}$ , hình 3-3. Náp-ten do có kết cấu phân tử rất bền vững nên có tính chống kích nổ rất cao.

- *Các-bua-hy-drô thơm*:  $C_nH_{2n-6}$  có cấu trúc phân tử mạch vòng với nhân ben-zen nên rất bền vững, chống kích nổ rất tốt, ví dụ mê-tyl-ben-zen  $C_6H_5CH_3$ , hình 3-4.

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

$$C + O + H = 1 \quad (3-2)$$

Ví dụ, nhiên liệu diesel D1 và D2 theo TCVN 5689-92 có  $C = 0,84 \div 0,88$ ;  $H = 0,10 \div 0,14$ ; phần còn lại là O.

Trong xăng và nhiên liệu diesel có tới 80 đến 90% là an-kan và xy-clan. Tỷ lệ các loại các-bua-hy-drô nêu trên phụ thuộc vào loại nhiên liệu cụ thể và quyết định tính chất lý hoá của nhiên liệu đó. Dưới đây sẽ trình bày một số thông số lý hoá cơ bản của nhiên liệu lỏng.

### 3.1.2.2 Tính chất vật lý của nhiên liệu lỏng

#### a. Khối lượng riêng

Thông thường, khối lượng riêng  $\rho$  của nhiên liệu được cho ở nhiệt độ  $20^\circ C$ . Căn cứ vào khối lượng riêng cũng có thể sơ bộ biết được khả năng bay hơi của nhiên liệu. Đối với nhiên liệu nhẹ, dễ bay hơi như xăng,  $\rho = 0,65 \div 0,8 \text{ g/cm}^3$ . Còn nhiên liệu nặng, khó bay hơi như nhiên liệu diesel,  $\rho = 0,80 \div 0,95 \text{ g/cm}^3$ .

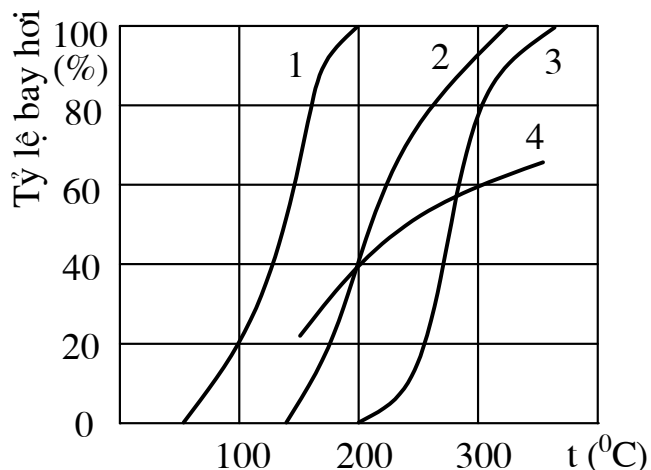
#### b. Độ nhớt

Độ nhớt của nhiên liệu cũng thường được cho ở  $20^\circ C$  và ở hai dạng:

- *Độ nhớt động học*:  $\nu$  ( $m^2/s$  và  $cm^2/s$  tức St - Stốc). Đối với xăng,  $\nu = 0,6 \div 2,5 \text{ cSt}$  (cSt- xăng tỉ Stốc bằng 0,01 St). Còn nhiên liệu diesel có  $\nu = 2,5 \div 8,5 \text{ cSt}$ .

- *Độ nhớt tương đối*: là tỷ số giữa thời gian chảy của 200ml nhiên liệu và 200ml nước cất ở cùng  $20^\circ C$  qua lỗ đo của thiết bị đo độ nhớt. Độ nhớt tương đối còn có tên gọi là độ nhớt Engle ký hiệu là  $E_t$  và thiết bị đo gọi là Engle kế. Nếu độ nhớt tương đối lớn hơn  $5^\circ E_t$  thì phải hâm nóng nhiên liệu trước khi sử dụng.

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



**Hình 3-5.** Đường cong chưng cất của nhiên liệu

1. Xăng, 2. Dầu hoả, 3. Diesel, 4. Dầu mỡ

### **c. Tính bốc hơi**

Tính bốc hơi của nhiên liệu quyết định tính chất và thời gian của quá trình hình thành hỗn hợp. Tính bốc hơi phụ thuộc thành phần của nhiên liệu và được thể hiện thông qua đường cong chưng cất, hình 3-5.

### **d. Nhiệt độ bén lửa**

Nhiệt độ bén lửa là nhiệt độ thấp nhất mà hỗn hợp nhiên liệu- không khí với tỷ lệ nhất định bén lửa từ nguồn lửa bên ngoài. Nhiệt độ bén lửa tỷ lệ với thành phần chưng cất nhẹ trong nhiên liệu và được dùng làm chỉ tiêu phòng hoả khi bảo quản. Trong thực tế, nhiệt độ bén lửa không được thấp hơn  $65^{\circ}\text{C}$ .

### **e. Nhiệt độ tự cháy**

Nhiệt độ tự cháy là nhiệt độ thấp nhất mà hỗn hợp nhiên liệu- không khí (với tỷ lệ nhất định) tự bốc cháy (không cần nguồn lửa từ bên ngoài). Nhiệt độ tự cháy thường tỷ lệ nghịch với khối lượng riêng  $\rho$ . Pa-ra-phin có nhiệt độ tự cháy thấp nhất còn các-bua-hydro thơm có nhiệt độ tự cháy cao nhất.

### **f. Nhiệt độ đông đặc**

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

### **g. Tạp chất cơ học**

Đối với nhiên liệu thông thường, tạp chất cơ học không được vượt quá 1% trọng lượng. Còn đối với nhiên liệu cho động cơ cao tốc không cho phép có tạp chất cơ học??.

### **h. Thành phần nước**

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

## **3.1.2.2 Tính chất hoá học của nhiên liệu lỏng**

### **a. Nhiệt trị**

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

Nhiệt trị cao  $Q_0$  là toàn bộ nhiệt lượng thu được, còn nhiệt trị thấp  $Q_H$  là nhiệt lượng thu được  $Q_0$  trừ phần nhiệt lượng toả ra khi ngưng tụ hơi nước trong sản phẩm cháy. Trong tính toán thường sử dụng nhiệt trị thấp  $Q_H$  vì nhiệt độ khí thải thường lớn hơn nhiều so với nhiệt độ ngưng tụ hơi nước ở cùng áp suất. Nhiệt trị thường cho trong các tài liệu về nhiên liệu. Đối với nhiên liệu xăng và diesel, trong tính toán có thể lấy  $Q_H = 42,5$  MJ/kg.



### b. Tính kết cức

Tính kết cức phản ánh khuynh hướng kết muối than khi đốt cháy nhiên liệu. Muối than có thể gây nên mài mòn và bó kẹt xéc-măng- xy-lanh, xu-páp và đế hoặc làm kẹt tắc vòi phun.

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

### c. Thành phần lưu huỳnh và tạp chất

Lưu huỳnh có trong nhiên liệu ở dạng tạp chất còn lại khi chưng cất dầu mỏ. Lưu huỳnh khi cháy tạo thành  $SO_2$  sẽ kết hợp với hơi nước (cũng tạo thành khi cháy nhiên liệu) tạo thành a-xít yếu  $H_2SO_3$  gây ăn mòn các chi tiết và mưa a-xít. Hiện tại, các nước châu Âu giới hạn tạp chất lưu huỳnh trong xăng không quá  $0,1\%$  trọng lượng và trong tương lai gần không quá  $0,01\%$ , còn trong nhiên liệu diesel không quá  $0,15\%$ . Hiện nay, ở nước ta vẫn dùng nhiên liệu diesel có tới  $1\%$  lưu huỳnh.

### d. Độ a-xít

Độ a-xít của nhiên liệu được biểu thị bằng số mg hy-drô-xyt ka-li KOH cần thiết để trung hoà lượng a-xít có trong 1 g nhiên liệu. Độ a-xít càng cao càng gây mòn các chi tiết như xéc-măng- xy-lanh, xu-páp và đế xu-páp... và làm tăng kết muối than. Đối với nhiên liệu diesel, độ a-xít không được vượt quá 10mg KOH.

### e. Thành phần tro

Sản phẩm cháy chứa nhiều tro sẽ sinh mài mòn các chi tiết trong buồng cháy. Giới hạn đối với nhiên liệu động cơ tốc độ thấp là  $0,08\%$ , còn đối với động cơ cao tốc là  $0,02\%$ .

## 3.1.3 Đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel

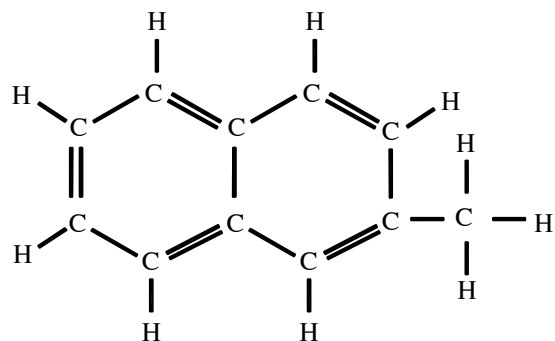
Trong số các thông số vật lý có nhiệt độ tự cháy phân nào nói lên tính tự cháy của nhiên liệu diesel. Tuy nhiên, nhiệt độ tự cháy xác định như trên chưa nêu lên bản chất của quá trình tự cháy trong động cơ diesel, đó là quá trình cháy của hỗn hợp nhiên liệu-không khí trong buồng cháy động cơ tự cháy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

### a. Tỷ số nén tới hạn $\epsilon_{th}$

Tỷ số nén tới hạn  $\epsilon_{th}$  là tỷ số nén của một động cơ có kết cấu đặc biệt (có thể thay đổi được tỷ số nén) dùng làm động cơ thí nghiệm, làm việc ở một chế độ nhất định và có góc phun sớm  $13^\circ$  trước điểm chết trên (ĐCT), khi đó hỗn hợp bốc cháy đúng tại ĐCT. Một trong những loại động cơ thí nghiệm như vậy là động cơ BASF (CHLB Đức). Rõ ràng là  $\epsilon_{th}$  càng nhỏ thì tính tự cháy của nhiên liệu càng cao.

### b. Số xê-tan

Số xê-tan Xe của nhiên liệu là phần



Hình 3-6.  $\alpha$ -mê-tyl-naph-ta-lin

trăm thể tích của xê-tan ( $C_{16}H_{34}$  mạch thẳng) trong hỗn hợp với  $\alpha$ -mê-tyl-naph-ta-lin ( $\alpha$ - $C_{10}H_7CH_3$ , hình 3-6), hỗn hợp này có tỷ số nén tối hạn  $\epsilon_{th}$  giống như  $\epsilon_{th}$  của nhiên liệu.

Theo định nghĩa trên, xê-tan có Xe = 100, còn  $\alpha$ -mê-tyl-naph-ta-lin có số Xe = 0. Nhiên liệu diesel dùng trong thực tế có Xe = 35 ÷ 55. Số Xe càng lớn thì tính tự cháy càng cao.

### c. Chỉ số diesel

Chỉ số diesel  $\mathcal{D}$  là một đại lượng qui ước xác định trong phòng thí nghiệm theo công thức sau:

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

Trong đó:

-  $\gamma$  là trọng lượng riêng ( $g/cm^3$ ) của nhiên liệu ở  $15^\circ C$ .

- A là điểm a-ni-lin của nhiên liệu. Đó là nhiệt độ ( $^\circ C$ ) kết tủa của hỗn hợp nhiên liệu cần thí nghiệm và a-ni-lin ( $C_6H_5NH_2$ ) có tỷ lệ 1:1. Nhiên liệu có  $\mathcal{D}$  càng lớn thì tính tự cháy càng cao.

### 3.1.4 Đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu xăng

Tính chống kích nổ biểu thị khả năng giữ cho nhiên liệu không tự cháy trước khi màng lửa từ bu-gi lan tràn tới. Chúng ta sẽ xét kỹ hiện tượng kích nổ ở chương 4. Tính chống kích nổ là một trong những chỉ tiêu chất lượng của xăng và được đánh giá thông qua những thông số sau đây.

#### a. Tỷ số nén có lợi

Tỷ số nén có lợi  $\epsilon_{cl}$  là tỷ số nén lớn nhất cho phép về mặt kích nổ. Tỷ số nén có lợi  $\epsilon_{cl}$  được xác định trên động cơ đặc biệt (có thể thay đổi tỷ số nén) tương tự như tỷ số nén tối hạn  $\epsilon_{th}$  đối với nhiên liệu diesel đã xét ở trên.

#### b. Số ốc-tan

Số ốc-tan O của nhiên liệu là phân trăm thể tích của i-sô-ốc-tan  $C_8H_{18}$  (mạch nhánh, hình 3-2) với hêp-tan  $C_7H_{16}$  (mạch thẳng), hỗn hợp này có tỷ số nén có lợi bằng với tỷ số nén có lợi của nhiên liệu.

Theo định nghĩa trên, i-sô-ốc-tan có O = 100 và hêp-tan có O = 0. Các loại xăng thông dụng có O = 80 ÷ 100. Nhiên liệu cho động cơ cường hoá, ví dụ như xe đua chẳng hạn, có thể có O > 100.

Hiện nay chúng ta đang sử dụng các loại xăng không chì (hàm lượng chì khoáng nhỏ hơn 0,013 g/l) MOGAS 90, 92 và 95 có số ốc-tan RON tương ứng là 90, 92 và 95. (RON - Research Octane Number, phân biệt với MON - Motor Octane Number. Thông thường MON nhỏ hơn RON 5 ÷ 10 đơn vị).

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

$$O = 120 - 2 Xe \quad (3-4)$$

## 3.2 Phản ứng cháy của nhiên liệu và sản vật cháy

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

### 3.2.1 Nhiên liệu cháy hoàn toàn

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

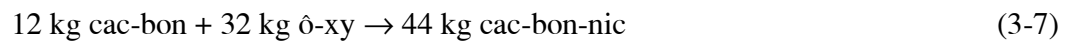
Các-bon và hy-drô trong nhiên liệu phản ứng cháy hoàn toàn với ô-xy theo các phản ứng sau:



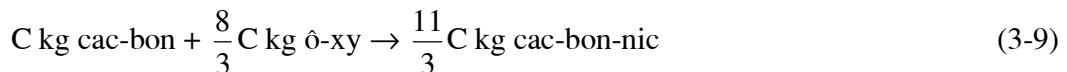
Để tính lượng không khí cần thiết đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu (nl), ta sử dụng (3-5) và (3-6) cho hai trường hợp là  $L_o$  (kg/kgnl) và  $M_o$ (kmol/kgnl).

##### • $L_o$

Từ các phương trình (3-5) và (3-6), ta có thể viết:



Theo công thức (3-2), trong 1 kg nhiên liệu có C kg các-bon, H kg hy-drô và O kg ô-xy. Các quan hệ (3-7) và (3-8) tính cho C kg các-bon và H kg hy-drô sẽ có dạng:



Lượng ô-xy cần thiết  $O_o$  để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là tổng lượng ô-xy của (3-9) và (3-10) trừ lượng ô-xy có sẵn trong nhiên liệu O.

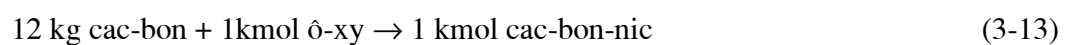
$$O_o = \frac{8}{3}C + 8H - O \text{ (kg/kgnl)} \quad (3-11)$$

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

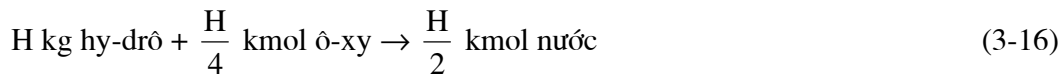
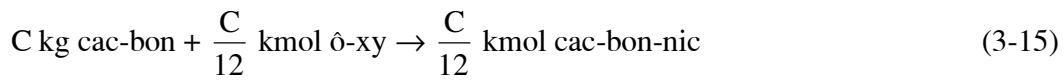
$$L_o = \frac{O_o}{m_{O_2}} = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right) \text{ (kg/kgnl)} \quad (3-12)$$

##### • $M_o$

Để tính  $M_o$  ta cũng xuất phát từ các phương trình (3-5) và (3-6).



Tương tự tính cho C kg cac-bon và H kg hy-drô:



Tương tự như trên, lượng ô-xy cần thiết  $M_o$  để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là tổng lượng ô-xy của (3-15) và (3-16) trừ lượng ô-xy có sẵn trong nhiên liệu (lưu ý rằng phân tử lượng của ô-xy là 32).

$$O_o = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-17)$$

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

$$M_o = \frac{O_o}{r_{O_2}} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-18)$$

### 3.2.1.2 Hệ số dư lượng không khí

Tỷ lệ giữa lượng không khí thực tế nạp vào động cơ và lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn cùng một lượng nhiên liệu là một đại lượng đặc trưng cho mức độ đậm nhạt của hỗn hợp nhiên liệu-không khí (từ đây gọi tắt là hỗn hợp) gọi là hệ số dư lượng không khí  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{L}{L_o} = \frac{M}{M_o} \quad (3-19)$$

$L$  và  $M$  là lượng không khí thực tế nạp vào động cơ ứng với 1 kg nhiên liệu còn  $L_o$  và  $M_o$  là lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu được xác định theo (3-12) và (3-18).

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

### 3.2.1.3 Lượng khí nạp mới

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

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

$$M_1 = M + \frac{1}{\mu_{nl}} = \lambda M_o + \frac{1}{\mu_{nl}} \quad (3-20)$$

với  $\mu_{nl}$  là phân tử lượng của xăng, có thể lấy bằng 114 kg/kmol.

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

$$M_1 = M = \lambda M_0 \quad (3-21)$$

### 3.2.1.4 Sản vật cháy

Sản vật cháy của quá trình cháy hoàn toàn nhiên liệu bao gồm các-bon-ic  $\text{CO}_2$ , hơi nước  $\text{H}_2\text{O}$ , ô-xy thừa  $\text{O}_2$  và ni-tơ  $\text{N}_2$ . Một cách gần đúng, có thể coi không khí chỉ bao gồm ô-xy và ni-tơ, do đó thành phần thể tích của ni-tơ  $r_{\text{N}_2} = 0,79$ . Xét cho 1 kg nhiên liệu, ta có:

$$\text{từ (3-15)} \quad M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} \text{ (kmol/kgnl)}$$

$$\text{từ (3-16)} \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} \text{ (kmol/kgnl)}$$

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

$$\text{và lượng ni-tơ (trơ)} \quad M_{\text{N}_2} = 0,79M = 0,79\lambda M_0$$

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

$$\begin{aligned} M_2 &= \sum M_i = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,21(\lambda - 1)M_0 + 0,79\lambda M_0 \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \lambda M_0 - 0,21M_0 \end{aligned} \quad (3-22)$$

Thay  $0,21M_0$  từ (3-18) vào (3-22) và rút gọn ta được:

$$M_2 = \lambda M_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \quad (3-23)$$

### 3.2.2 Nhiên liệu cháy không hoàn toàn

Khi nhiên liệu cháy không hoàn toàn ( $\lambda < 1$ ) chúng ta coi gần đúng rằng sản phẩm cháy sẽ gồm các thành phần sau: các-bon-ic  $\text{CO}_2$ , mô-nô-xit-cac-bon  $\text{CO}$ , hơi nước  $\text{H}_2\text{O}$ , hy-đrô  $\text{H}_2$  và ni-tơ  $\text{N}_2$ .

Do cháy thiếu ô-xy, một phần các-bon cháy tạo thành  $\text{CO}_2$  và phần còn lại cháy tạo thành  $\text{CO}$ . Tương tự, một phần hy-đrô cháy tạo thành hơi nước, phần còn lại ở dạng khí hy-đrô  $\text{H}_2$ .

Thí nghiệm phân tích khí thải động cơ chỉ ra rằng, tỷ lệ thành phần  $\text{H}_2$  và  $\text{CO}$  chỉ phụ thuộc loại nhiên liệu (phụ thuộc tỷ lệ  $\frac{H}{C}$ ) mà không phụ thuộc vào  $\lambda$  nên có thể đặt bằng một hằng số k:

$$k = \frac{M_{\text{H}_2}}{M_{\text{CO}}} = \text{const} \quad (3-24)$$

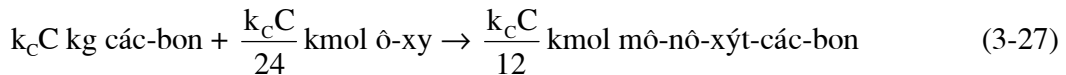
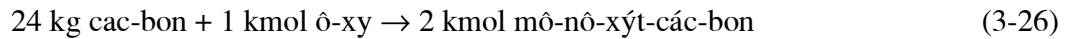
Ví dụ, khi  $\frac{H}{C} = 0,17 \div 0,19$  thì  $k = 0,45 \div 0,5$ ; còn khi  $\frac{H}{C} = 0,13$  thì  $k = 0,3$ .

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



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

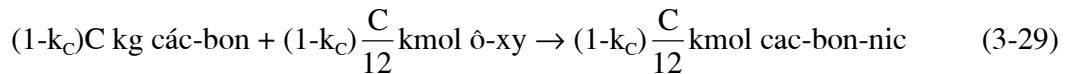
Để tính  $M_{CO}$  ta dựa vào (3-25) thiết lập quan hệ:



Như vậy:

$$M_{CO} = \frac{k_C C}{12} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-28)$$

Để tính  $M_{CO_2}$  ta phải dựa vào (3-15) với chú ý thay C bằng  $(1 - k_C)C$ , ta có:



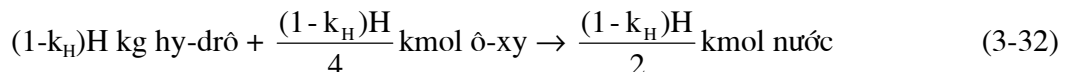
Như vậy

$$M_{CO_2} = (1 - k_C) \frac{C}{12} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-30)$$

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

$$M_{H_2} = \frac{k_H H}{2} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-31)$$

Phần hy-drô còn lại  $(1 - k_H)H$  (kg/kgnl) cháy tạo thành  $H_2O$ . Để tính  $M_{H_2O}$  ta dựa vào (3-16) với chú ý thay H bằng  $(1 - k_H)H$ :



Như vậy:

$$M_{H_2O} = \frac{(1 - k_H)H}{2} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-33)$$

Thành phần ni-tơ:

$$M_{N_2} = 0,79M = 0,79\lambda M_o \quad (3-34)$$

Tổng sản vật cháy  $M_2$  sẽ là:

$$\begin{aligned} M_2 &= \sum M_i = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\lambda M_o \end{aligned} \quad (3-35)$$

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

Từ (3-28) và (3-30) ta được:

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12} \quad (3-36)$$

Từ (3-31) và (3-33) ta được:

$$M_{H_2} + M_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad (3-37)$$

Các phương trình (3-36), (3-37) cùng với (3-24) ( $k = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = \text{const}$ ) tạo thành một hệ 3 phương trình với 4 ẩn số là  $M_{CO_2}$ ,  $M_{CO}$ ,  $M_{H_2}$ ,  $M_{H_2O}$ . Để tìm các thành phần, ta phải thiết lập thêm một phương trình độc lập xuất phát từ điều kiện tổng lượng ô-xy cho các phản ứng cháy tạo thành  $CO_2$ ,  $CO$  và  $H_2O$  bằng tổng lượng ô-xy do không khí và nhiên liệu cung cấp.

$$M_{O_2}^{CO_2} + M_{O_2}^{CO} + M_{O_2}^{H_2O} = 0,21\lambda M_o + \frac{O}{32} \quad (3-38)$$

Từ (3-29) ta có thể viết:

$$M_{O_2}^{CO_2} = \frac{(1-k_C)C}{12} = M_{CO_2} \quad (3-39)$$

Tương tự, từ (3-27)

$$M_{O_2}^{CO} = \frac{k_C C}{24} = \frac{M_{CO}}{2} \quad (3-40)$$

và từ (3-32) ta có:

$$M_{O_2}^{H_2O} = \frac{(1-k_H)H}{4} = \frac{M_{H_2O}}{2} \quad (3-41)$$

Thay (3-39), (3-40) và (3-41) vào (3-38) ta được:

$$M_{CO_2} + \frac{M_{CO}}{2} + \frac{M_{H_2O}}{2} = 0,21\lambda M_o + \frac{O}{32} \quad (3-42)$$

Giải hệ phương trình (3-24), (3-36), (3-37) và (3-42) ta được:

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} M_o \quad (3-43)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} M_o \quad (3-44)$$

$$M_{H_2} = 0,42k \frac{1-\lambda}{1+k} M_o \quad (3-45)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42k \frac{1-\lambda}{1+k} M_o \quad (3-46)$$

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

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

*Thứ hai*, các phản ứng ô-xy hoá chỉ xảy ra trong một giới hạn nhất định của hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  gọi là giới hạn cháy. Giới hạn trên của  $\lambda_{max}$  là giá trị mà ngoài giới hạn này hỗn hợp quá nhạt không cháy được. Đối với nhiên liệu xăng  $\lambda_{max}$  nằm trong khoảng  $1,2 \div 1,6$  còn đối với nhiên liệu diesel  $\lambda_{max}$  có thể đến 10. Giới hạn dưới  $\lambda_{min}$  là giá trị mà dưới đó hỗn hợp quá đậm (quá thiếu ô-xy) nên không thể cháy được. Trong tính toán khí cháy không hoàn toàn ( $\lambda < 1$ ) ứng với trường hợp động cơ xăng, người ta coi  $\lambda_{min}$  là giá trị mà tại đó toàn bộ cac-bon trong nhiên liệu chỉ cháy tạo thành CO. Nói cách khác,  $M_{CO_2} = 0$ . Từ (3-45):

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\lambda_{min}}{1+k} M_o = 0 \quad (3-47)$$

ta rút ra:

$$\lambda_{min} = 1 - \frac{C}{12} \cdot \frac{1+k}{0,42M_o} \quad (3-48)$$

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

### 3.2.3 Thay đổi thể tích khí cháy

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

#### 3.2.3.1 Lượng biến đổi phân tử

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

##### a. Cháy hoàn toàn ( $\lambda \geq 1$ )

Xét hai trường hợp:

- **Xăng**

$M_2$  tính theo (3-23) còn  $M_1$  theo (3-20)

$$M_2 - M_1 = \lambda M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}}$$



$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \quad (3-49)$$

• **Diesel**

$M_2$  tính theo (3-23) còn  $M_1$  theo (3-21)

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \quad (3-50)$$

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

Trường hợp này chỉ có ở động cơ xăng vì  $\lambda$  của động cơ diesel luôn lớn hơn 1 (xem phần quá trình cháy, mục 4.3).  $M_2$  tính theo (3-35) còn  $M_1$  theo (3-20).

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

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

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

Từ (3-18) ta có:

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} = 0,21M_o. \text{ Vậy cuối cùng ta có:}$$

$$\begin{aligned} \Delta M &= 0,21M_o - 0,21\lambda M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \\ &= 0,21(1 - \lambda)M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \end{aligned} \quad (3-51)$$

**3.2.3.2 Hệ số biến đổi phân tử lý thuyết**

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

$$\beta_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_1 + \Delta M}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} \quad (3-52)$$

Để tính  $\beta_o$  ta phân biệt các trường hợp cụ thể.

**a. Xăng**

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

• **Cháy hoàn toàn** ( $\lambda \geq 1$ )

$\Delta M$  tính theo (3-49) còn  $M_1$  theo (3-21)

$$\beta_o = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}} \quad (3-53)$$

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

$\Delta M$  tính theo (3-51) còn  $M_1$  theo (3-21)

$$\beta_o = 1 + \frac{0,21(1 - \lambda)M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}} \quad (3-54)$$

**b. Diesel**

$\Delta M$  lấy từ (3-50) còn  $M_1$  theo (3-21):

$$\beta_o = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\lambda M_o} \quad (3-55)$$

**3.2.3.3 Hệ số biến đổi phân tử thực tế**

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

$$\beta = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \quad (3-56)$$

Chia tử và mẫu số của (3-56) cho  $M_1$  và gọi:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} \quad (3-57)$$

là hệ số khí sót, ta được:

$$\beta = \frac{\beta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (3-58)$$

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

$$\beta_x = \frac{M_1 + M_r + x\Delta M}{M_1 + M_r} = 1 + \frac{x(M_2 - M_1)}{M_1 + M_r} = 1 + x \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} \quad (3-59)$$

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

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

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

### 3.3 Tỷ nhiệt của môi chất công tác

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

#### 3.3.1 Tỷ nhiệt phụ thuộc nhiệt độ

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

$$C_{\mu VT} = a_v + bT \quad (3-60)$$

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

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

$$C_{\mu VT} = 19,806 + 0,00419T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-61)$$

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

$$\bar{C}_{\mu VT} = a_v + \frac{b}{2}T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-62)$$

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

$$\bar{C}_{\mu pT} = \bar{C}_{\mu VT} + 8,314 \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-63)$$

#### 3.3.2 Tỷ nhiệt của khí nạp mới

Khí nạp mới trong động cơ diesel là không khí còn khí nạp mới trong phân lớn động cơ xăng là hỗn hợp xăng-không khí. Nói chung tỷ lệ nhiên liệu trong hỗn hợp rất nhỏ nên có thể bỏ qua khi tính toán tỷ nhiệt. Vì vậy có thể coi tỷ nhiệt của khí nạp mới nói chung cho cả hai loại động cơ là tỷ nhiệt của không khí tính toán theo công thức (3-61).

#### 3.3.3 Tỷ nhiệt của sản vật cháy

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

- $\lambda \geq 1$

$$C''_{\mu VT} = \left(19,867 + \frac{1,634}{\lambda}\right) + \left(427,38 + \frac{184,36}{\lambda}\right)10^{-5}T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-64)$$

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

$$C''_{\mu VT} = (17,997 + 3,504\lambda) + (360,34 + 251,4\lambda)10^{-5}T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-65)$$

### 3.3.4 Tỷ nhiệt của hỗn hợp công tác

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

$$C'_{\mu VT} = \sum_{i=1}^n r_i C_{\mu VTi} \quad (3-66)$$

Trong trường hợp này  $n = 2$ , ta có:

$$C'_{\mu VT} = \frac{M_l}{M_l + M_r} C_{\mu VT} + \frac{M_r}{M_l + M_r} C''_{\mu VT} = \frac{M_l C_{\mu VT} + M_r C''_{\mu VT}}{M_l + M_r} = \frac{C_{\mu VT} + \gamma_r C''_{\mu VT}}{1 + \gamma_r} \quad (3-67)$$

Sau khi thay  $C_{\mu VT}$  và  $C''_{\mu VT}$  vào (3-67) và rút gọn, ta lại được  $C'_{\mu VT}$  có dạng tuyến tính như (3-60):

$$C'_{\mu VT} = a'_v + b'T \quad (3-68)$$

Tỷ nhiệt đẳng tích trung bình của hỗn hợp  $\bar{C}'_{\mu VT}$  được xác định theo (3-62):

$$\bar{C}'_{\mu VT} = a'_v + \frac{b'}{2}T \quad (3-69)$$

Tỷ nhiệt đẳng áp trung bình của hỗn hợp  $\bar{C}'_{\mu pT}$  được xác định theo (3-63):

$$\bar{C}'_{\mu pT} = a'_v + \frac{b'}{2}T + 8,314 = a'_z + \frac{b'}{2}T \quad (3-70)$$

với:

$$a'_z = a'_v + 8,314 \quad (3-71)$$

Chú ý: C tại z, công thức của thầy Phú.

## CHƯƠNG IV. CHU TRÌNH THỰC TẾ CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

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

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

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

### 4.1 Quá trình nạp

#### 4.1.1 Diễn biến quá trình nạp và hệ số nạp

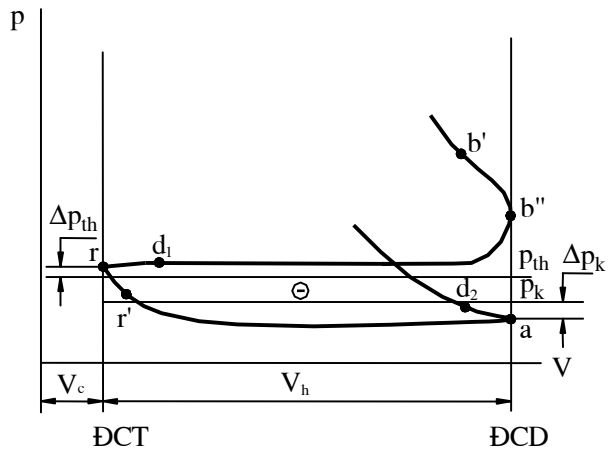
Quá trình nạp là một bộ phận của quá trình trao đổi khí, tiếp theo quá trình thải và có liên hệ mật thiết với quá trình này. Vì vậy khi nghiên cứu quá trình nạp không thể tách rời khỏi mối liên hệ với quá trình thải. Đối với mỗi loại động cơ khác nhau, quá trình nạp diễn ra với những nét đặc trưng riêng.

##### 4.1.1.1 Động cơ bốn kỳ không tăng áp

Quá trình nạp bắt đầu ngay sau quá trình thải. Tại điểm  $r$ , hình 4-1, trong xy lanh chứa đầy khí sót. Khi piston đi xuống, khí sót giãn nở, áp suất trong xy lanh giảm xuống. Xu páp thải đóng muện tại điểm  $r$ . Từ thời điểm áp suất trong xy lanh bằng áp suất đường nạp  $p_k$  trở đi, khí nạp mới thực sự đi vào trong xy lanh và hoà trộn với khí sót tạo thành hỗn hợp công tác. Áp suất trong xy lanh phụ thuộc vào tốc độ  $v$  của piston, có giá trị nhỏ nhất tại  $v_{max}$ . Tại điểm ĐCD (điểm  $a$ ), ta có thể viết:

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$

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



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

#### 4.1.1.2 Động cơ bốn kỳ tăng áp

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

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$

#### 4.1.1.3 Động cơ hai kỳ

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

Từ hình 4-3 ta cũng có thể viết:

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$

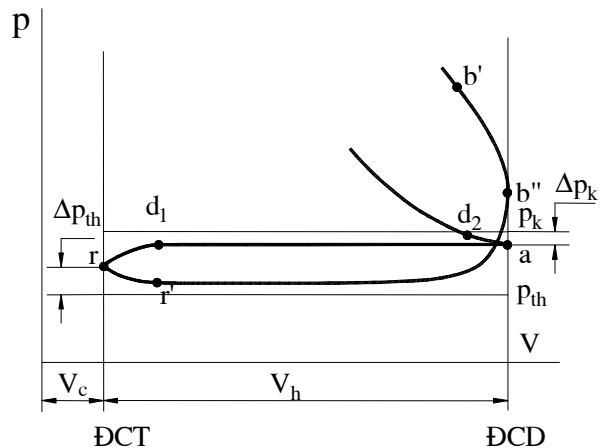
Từ phân tích diễn biến quá trình nạp trong các động cơ khác nhau ta có thể rút ra một vài nhận xét sau:

- Khí nạp mới đi vào trong xy lanh phải khắc phục sức cản lưu động nên có tổn thất áp suất  $\Delta p_k$ .

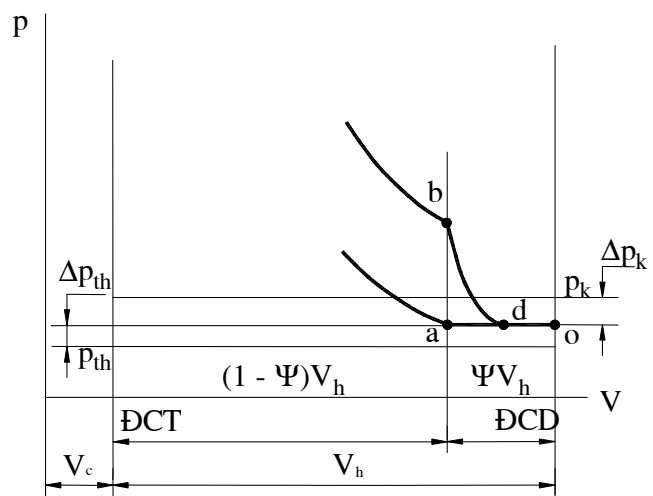
- Trong tất cả các loại động cơ nêu trên không thể quét hết sản vật cháy ra khỏi xy lanh. Nói cách khác, trong xy lanh vẫn còn một lượng khí sót hoà trộn với khí nạp mới.

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

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



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



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

$$\eta_v = \frac{G_l}{G_h} = \frac{M_l}{M_h} = \frac{V_l}{V_h} \quad (4-2)$$

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

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

Với:

$$G_h = \rho_k V_h \quad (4-3)$$

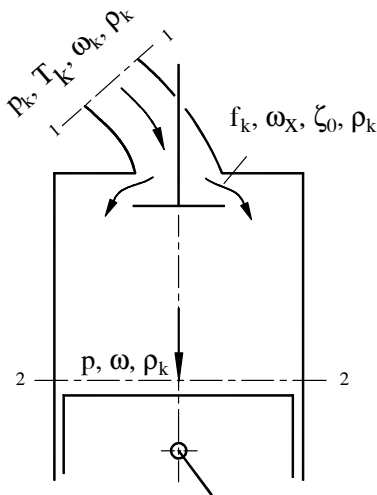
Hệ số nạp là một thông số đặc trưng cho chất lượng quá trình nạp, thông thường nhỏ hơn 1 và sẽ được khảo sát kỹ lưỡng ở các phần sau.

Đối với động cơ hai kỳ hệ số nạp tính theo (4-2) là hệ số nạp lý thuyết vì trong động cơ hai kỳ có tổn thất hành trình. Thể tích công tác thực tế không phải là  $V_h$  mà là  $(1-\psi)V_h$  với  $\psi$  là hệ số tổn thất hành trình  $\psi = \frac{a_0}{S}$ , hình 4-3. Hệ số nạp thực tế được tính như sau:

$$\eta'_v = \frac{V_l}{V'_h} = \frac{V_l}{(1-\psi)V_h} = \frac{\eta_v}{(1-\psi)} \quad (4-4)$$

#### 4.1.2 Những thông số cơ bản của quá trình nạp

##### 4.1.2.1 Áp suất cuối quá trình nạp $p_a$



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

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

$\omega$ : vận tốc môi chất tại mặt cắt 2-2

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

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

$$\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{\omega_k^2}{2} = \frac{p}{\rho_k} + \frac{\omega^2}{2} + \xi_0 \frac{\omega_x^2}{2} \quad (4-5)$$

Trong đó:

$p_k$ : áp suất đường nạp

$\omega_x$ : vận tốc môi chất tại họng xu páp

p: áp suất trong xy lanh

$\xi_0$ : hệ số tổn thất cục bộ tại họng xu páp.

Gọi  $\beta = \frac{\omega}{\omega_x}$  là hệ số hãm dòng khí, phương trình (4-5) khi đó có dạng:

$$\frac{p_k}{\rho_k} = \frac{p}{\rho_k} + (\beta^2 + \xi_0) \frac{\omega_x^2}{2} \quad (4-6)$$

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

$$F_n \omega_x = F_p c_m = F_p \frac{S n}{30} \quad (4-7)$$

với  $f_n$  là tiết diện thông qua của xu páp nạp và  $F_p$  là diện tích tiết diện piston. Từ đó rút ra:

$$\omega_x = \frac{F_p S n}{30 f_n} = k \frac{n}{f_n} \quad (4-8)$$

với k là hằng số. Từ (4-6) ta tìm giá trị tổn thất áp suất và chú ý đến (4-8):

$$\Delta p'_k = p_k - p = (\beta^2 + \xi_0) \frac{\rho_k}{2} k^2 \frac{n^2}{f_n^2} = k' \frac{n^2}{f_n^2} \quad (4-9)$$

Trong đó  $k'$  là hệ số.

Dựa vào (4-9) ta có thể phân tích những thông số ảnh hưởng đến tổn thất áp suất quá trình nạp. Ta dễ dàng nhận thấy, khi  $\beta$ ,  $\xi_0$ , n giảm và  $f_n$  tăng thì  $\Delta p'_k$  giảm và ngược lại.

Tại điểm a cuối hành trình nạp  $\Delta p'_k = \Delta p_k = p_k - p_a$  và khi đó  $\Delta p$  cũng có dạng như (4-9):

$$\Delta p_k = p_k - p_a = k_n \frac{n^2}{f_n^2} \quad (4-10)$$

với  $k_n$  là hệ số đường nạp phụ thuộc chủ yếu vào các thông số kết cấu của động cơ.

Từ (4-10) ta rút ra:

$$p_a = p_k - \Delta p_k = p_k - k_n \frac{n^2}{f_n^2} \quad (4-11)$$

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

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



- Chọn tỷ số  $\frac{f_n}{F_p}$  thích hợp để giảm  $\beta$ .

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

Chú ý rằng trong động cơ xăng, hệ số cản cục bộ trên đường nạp  $\xi_0$  còn phụ thuộc rất nhiều vào độ mở của van tiết lưu tức là phụ thuộc tải trọng. Cụ thể, khi tăng tải, van tiết lưu mở to hơn thì sức cản giảm.

Tính toán  $p_a$  theo (4-11) hoàn toàn không đơn giản vì nhiều thông số rất khó xác định. Vì vậy, trong tính toán người ta thường chọn  $p_a$  theo các số liệu kinh nghiệm.

- Động cơ bốn kỳ không tăng áp:

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

- Động cơ bốn kỳ tăng áp:

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

- Động cơ hai kỳ quét vòng:

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

- Động cơ hai kỳ quét thẳng:

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

#### 4.1.2.2 Hệ số khí sót $\gamma_r$

Hệ số khí sót  $\gamma_r$  đã được định nghĩa bởi công thức (3-57)

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

Nói chung về nguyên tắc có thể xác định  $\gamma_r$  bằng tính toán hoặc bằng thực nghiệm phân tích khí. Sau đây ta sẽ xét cụ thể.

##### a. Tính toán hệ số khí sót

Xuất phát từ phương trình trạng thái đối với khí sót và biến đổi, ta có:

$$M_r = \frac{p_r V_r}{8314 T_r} = \frac{p_r V_r}{8314 T_r} \frac{V_c}{V_c} = \frac{p_r V_c}{8314 T_r} \lambda_q \quad (4-12)$$

$$\text{với } \lambda_q = \frac{V_r}{V_c} \quad (4-13)$$

gọi là hệ số quét buồng cháy.  $0 \leq \lambda_q \leq 1$ . Khi không quét buồng cháy  $\lambda_q = 1$  còn khi quét sạch buồng cháy  $\lambda_q = 0$ .

Thay  $V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$  vào (4-12) và sau đó thay  $M_r$  vào công thức định nghĩa  $\gamma_r$ , ta có:

$$\gamma_r = \lambda_q \frac{p_r V_h}{8314(\varepsilon - 1)M_1 T_r} \quad (4-14)$$

Công thức (4-14) là công thức tổng quát để xác định  $\gamma_r$ . Tuy nhiên, để tính được  $\gamma_r$  theo (4-14) ta phải biết  $M_1$ . Trong phần 4.1.2.5 dưới đây sẽ diễn giải tới công thức (4-33) tính  $\gamma_r$  thường sử dụng khi tính toán chu trình công tác của động cơ.

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

Bằng phân tích mẫu hỗn hợp khí trong quá trình nén và mẫu khí thải có thể xác định thành phần của  $\text{CO}_2$  tương ứng trong các mẫu là  $r'_{\text{CO}_2}$  và  $r''_{\text{CO}_2}$ . Xuất phát từ giả thiết, lượng  $\text{CO}_2$  trong hỗn hợp khí của quá trình nén chính là lượng khí  $\text{CO}_2$  trong khí sót của chu trình trước  $M_{\text{CO}_2, r}$  ta có:

$$r'_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2, r}}{M_1 + M_r} \quad (4-15)$$

$$r''_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2, r}}{M_r} \quad (4-16)$$

Từ đó ta có:

$$\frac{r''_{\text{CO}_2}}{r'_{\text{CO}_2}} = 1 + \frac{1}{\gamma_r} \quad (4-17)$$

và tìm được  $\gamma_r$ :

$$\gamma_r = \frac{r'_{\text{CO}_2}}{r''_{\text{CO}_2} - r'_{\text{CO}_2}} \quad (4-18)$$

Về nguyên tắc có thể xác định  $\gamma_r$  bằng tính toán và thực nghiệm cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ. Tuy nhiên, trong động cơ hai kỳ có quá trình quét thải phức tạp do dùng khí quét khí nên rất khó xác định các thông số của toàn bộ quá trình nói chung và của khí sót nói riêng. Do đó  $\gamma_r$  của động cơ 2 kỳ thường được xác định bằng phương pháp thực nghiệm nêu trên.

### c. Những thông số ảnh hưởng đến $\gamma_r$

#### • Áp suất $p_r$

Theo (4-14) khi tăng  $p_r$  thì  $\gamma_r$  sẽ tăng. Nếu như thải vào tuốc bin hay bộ xử lý khí thải thì  $p_r$  sẽ tăng so với trường hợp chỉ thải vào bình tiêu âm.

Đối với quá trình thải ta cũng có thể xét tương tự như quá trình nạp nên có thể áp dụng công thức (4-10) và (4-11) với lưu ý đến chiều dòng chảy:

$$p_r = p_{th} + \Delta p_r = p_{th} + k_{th} \frac{n^2}{f_{th}^2} \quad (4-19)$$

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

Những thông số ảnh hưởng đến  $\Delta p_r$  cũng tương tự như những thông số ảnh hưởng đến  $\Delta p_k$  đã xét ở 4.1.2.1.

Tương tự, khi tính toán thay vì tính theo (4-19) người ta thường chọn  $p_r$  theo kinh nghiệm.

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

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

Đối với động cơ không có tăng áp tước bin, nếu không có bình tiêu âm:  $p_{th} = p_0$ . Tuy nhiên, hầu hết động cơ thực tế đều thải qua bình tiêu âm, khi đó:  $p_{th} = (1,02 \div 1,04)p_0$ .

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

#### • Nhiệt độ $T_r$

Khi  $T_r$  tăng, theo (4-14) thì  $\gamma_r$  sẽ giảm và ngược lại. Nhưng trong thực tế, khi  $T_r$  tăng sẽ làm cho  $T_a$  tăng và do đó làm giảm lượng khí nạp mới  $M_1$  lại dẫn tới  $\gamma_r$  tăng. Tổng hợp lại có thể kết luận rằng  $T_r$  ít ảnh hưởng đến  $\gamma_r$ .

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

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

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

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

#### • Tỷ số nén $\epsilon$

Theo (4-14), khi  $\epsilon$  tăng thì  $\gamma_r$  giảm và ngược lại. Từ đó suy ra, so với động cơ xăng thì động cơ diesel có  $\gamma_r$  nhỏ hơn vì có tỷ số nén lớn hơn.

#### • Lượng khí nạp mới $M_1$

Theo định nghĩa  $\gamma_r$  và theo (4-14), rõ ràng là  $M_1$  tăng thì  $\gamma_r$  giảm và ngược lại.

#### • Tải trọng

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

Đối với *động cơ xăng* thông thường khi giảm tải phải đóng bớt van tiết lưu. Khi đó sức cản tăng nên  $M_1$  giảm và  $\gamma_r$  tăng nhanh.

Còn ở *động cơ diesel* thì  $\gamma_r$  hầu như không phụ thuộc vào tải trọng.

Khi tính toán có thể so sánh kết quả với các giá trị kinh nghiệm sau:

Đối với động cơ bốn kỳ:

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

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

Đối với động cơ hai kỳ,  $\gamma_r$  phụ thuộc rất lớn vào phương pháp quét thải.

Quét thẳng:  $\gamma_r = 0,06 \div 0,15$

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

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

#### 4.1.2.3 Nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới

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

$$\Delta T = \Delta T_l - \Delta T_{bh} \quad (4-19)$$

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

$\Delta T_l$  phụ thuộc chủ yếu vào các yếu tố sau:

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

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

Trong thực tế đối với động cơ không tăng áp:

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

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

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

#### 4.1.2.4 Nhiệt độ cuối quá trình nạp

Để tính toán nhiệt độ cuối quá trình nạp  $T_a$  ta coi rằng, khí nạp mới và khí sót hoà trộn đẳng áp tại áp suất  $p_a$ .

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

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

$$T'_r = T_r \left( \frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (4-20)$$

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

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

$$\bar{C}_{\mu p}(T_k + \Delta T)M_1 + \bar{C}_{\mu p}'' M_r T'_r = \bar{C}_{\mu p}' (M_1 + M_r) T_a \quad (4-21)$$

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

$$\lambda_t = \frac{\bar{C}_{\mu p}''}{\bar{C}_{\mu p}'} \quad (4-22)$$

là hệ số hiệu chỉnh tỷ nhiệt. Theo kinh nghiệm  $\lambda_t$  phụ thuộc hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  như sau:

$\lambda$	0,8	1,0	1,2	1,4
$\lambda_t$	1,13	1,17	1,14	1,11

Đối với động cơ xăng:

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

Chia hai vế của (4-21) cho  $M_1$  và biến đổi ta được:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t \gamma_r T_r \left( \frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{m-1}{m}}}{1 + \gamma_r} \quad (4-23)$$

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

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

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

#### 4.1.2.5 Hệ số nạp

Hệ số nạp có thể xác định bằng tính toán và bằng thực nghiệm.

Để tính toán hệ số nạp, ta dựa vào định nghĩa hệ số nạp (4-2):

$$\eta_v = \frac{M_1}{M_h}$$

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

Trong động cơ bốn kỳ, cho đến khi đóng xu páp nạp tại điểm  $d_2$ , hình 4-1 và 4-2, khí nạp mới được nạp thêm một lượng, khi đó lượng môi chất công tác mới là  $M_1 + M_r$ .  
Đặt:

$$\lambda_{nt} = \frac{M_1 + M_r}{M_a} = M_1 \frac{1 + \gamma_r}{M_a} \quad (4-24)$$

là hệ số nạp thêm, theo kinh nghiệm nằm trong khoảng  $\lambda_{nt} = 1,02 \div 106$ .

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

Một cách tổng quát có thể viết:

$$M_1 = \frac{\lambda_{nt}}{1 + \gamma_r} M_a = \frac{\lambda_{nt}}{1 + \gamma_r} \cdot \frac{p_a V_a}{8314 T_a} \quad (4-25)$$

Từ định nghĩa  $M_h$  xuất phát từ (4-2) và áp dụng phương trình trạng thái ta có:

$$M_h = \frac{p_k V_h}{8314 T_k} \quad (4-26)$$

Thay  $M_1$  và  $M_h$  vào công thức tính  $\eta_v$  ở trên, ta có:

$$\eta_v = \lambda_{nt} \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{V_a}{V_h} \cdot \frac{T_k}{T_a (1 + \gamma_r)} \quad (4-27)$$

với chú ý rằng:

$$\frac{V_a}{V_h} = \frac{V_a}{V_a - V_c} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (4-28)$$

Thay  $T_a(1 + \gamma_r)$  từ công thức (4-23) vào (4-27) rồi rút gọn ta được:

$$\eta_v = \lambda_{nt} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r \lambda_t T_r \left( \frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{m-1}{m}}} \quad (4-29)$$

Tuy nhiên, để tính  $\eta_v$  ta cần biết  $\gamma_r$ , nhưng theo (4-14) thì  $\gamma_r$  lại phụ thuộc  $M_1$ . Vì vậy, để có thể xác định độc lập  $\eta_v$  và  $\gamma_r$  ta biến đổi như sau.

Thay  $M_1$  từ định nghĩa  $\eta_v$  (4-2):

$$M_1 = \eta_v M_h = \eta_v \frac{p_k V_h}{8314 T_k} \quad (4-30)$$

vào  $\gamma_r$  trong phương trình (4-14) ta được:

$$\gamma_r = \frac{\lambda_q}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_r}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_r} \cdot \frac{1}{\eta_v} \quad (4-31)$$

Giải hệ phương trình (4-29) và (4-31) ta được:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[ \varepsilon \lambda_{nt} - \lambda_t \lambda_q \left( \frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \quad (4-32)$$

$$\gamma_r = \lambda_q \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{1}{\varepsilon \lambda_{nt} - \lambda_t \lambda_q \left( \frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}}} \quad (4-33)$$

Các công thức (4-32) và (4-33) thường được dùng trong tính toán nhiệt động chu trình công tác trong khuôn khổ đồ án môn học Động cơ đốt trong.

Hệ số nạp còn có thể xác định bằng thực nghiệm. Trước hết, lưu lượng khí nạp mới và các thông số trạng thái như  $p_k$  và  $T_k$  được đo trực tiếp trên động cơ. Tiếp theo, từ kết quả đo tính toán được lượng khí nạp mới  $M_1$  và  $M_h$  rồi thay vào công thức định nghĩa (4-2) để tìm  $\eta_v$ . Vấn đề này sẽ xét trong môn Thí nghiệm động cơ.

#### 4.1.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến hệ số nạp

Trong số các thông số cơ bản của quá trình nạp thì hệ số nạp  $\eta_v$  là thông số tổng hợp đặc trưng cho chất lượng quá trình nạp. Sau đây ta sẽ khảo sát ảnh hưởng của các yếu tố và qua đó tìm ra những phương pháp nhằm nâng cao hệ số nạp.

##### 4.1.3.1 Tỷ số nén $\varepsilon$

Từ công thức (4-32) ta xét hai trường hợp.

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

$$\eta_v = \lambda_1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} = k \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (4-34)$$

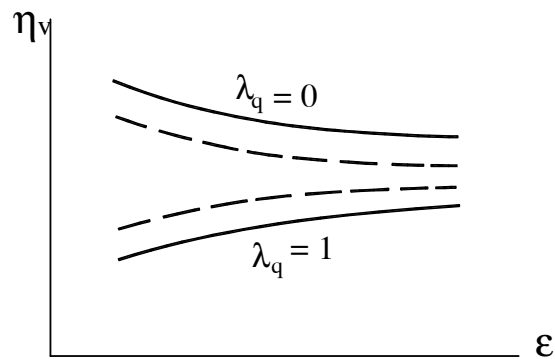
với  $k = \text{const}$ . Một cách dễ dàng nhận thấy khi  $\varepsilon$  tăng thì  $\eta_v$  giảm và ngược lại.

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

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[ \varepsilon \lambda_{nt} - \lambda_t \left( \frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \quad (4-35)$$

Có thể chứng minh được (ở đây ta công nhận do hạn chế về khuôn khổ giáo trình):

$$\frac{d\eta_v}{d\varepsilon} > 0 \quad (4-36)$$



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

tức là tăng  $\varepsilon$  sẽ làm tăng  $\eta_v$  và ngược lại.

Kết quả tổng hợp hai trường hợp được trình bày trên hình (4-5). Trong thực tế  $0 < \lambda_q < 1$  nên các đường biểu diễn sẽ là các đường ---. Thực nghiệm chứng tỏ  $\varepsilon$  ảnh hưởng ít đến  $\eta_v$ .

#### 4.1.3.2 Áp suất $p_a$

Theo (4-32) áp suất  $p_a$  ảnh hưởng quyết định đến  $\eta_v$ . Từ quan hệ  $p_a = p_k - \Delta p_k$  dễ dàng nhận thấy rằng, những nhân tố làm giảm  $\Delta p_k$  sẽ làm tăng  $p_a$  và ngược lại (xem 4.1.3.1).

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

#### 4.1.3.3 Trạng thái nạp ( $p_k, T_k$ )

- $p_k$

Khi tăng  $p_k$  thì  $p_a$  sẽ tăng, tỷ số  $\frac{p_a}{p_k} = \frac{p_k - \Delta p_k}{p_k} = 1 - \frac{\Delta p_k}{p_k}$  tăng một ít vì tổn thất áp suất tương đối  $\frac{\Delta p_k}{p_k}$  giảm, do đó theo (4-32)  $\eta_v$  sẽ tăng.

- $T_k$

Khi tăng  $T_k$  thì  $\Delta T$  giảm, theo (4-32) thì  $\eta_v$  tăng. Thực nghiệm chỉ ra rằng  $\eta_v$  tăng tỷ lệ với  $\sqrt{T_k}$ . Tuy nhiên phải lưu ý rằng,  $\eta_v$  tăng do tăng  $T_k$  không có nghĩa là làm tăng lượng khí nạp mới vào xy lanh, vì khi đó mật độ khí nạp mới  $\rho_k$  giảm.

#### 4.1.3.4 Trạng thái thải ( $p_r, T_r$ )

- $p_r$

Theo (4-32), khi  $p_r$  tăng,  $\eta_v$  giảm. Điều đó cũng có thể dễ dàng nhận thấy qua suy luận sau đây: khi  $p_r$  tăng thì khí sót giãn nở nhiều hơn làm giảm thể tích dành cho khí nạp mới nên  $\eta_v$  giảm.

- $T_r$

Theo (4-14) khi tăng  $T_r$  sẽ làm cho  $\gamma_r$  giảm (xem 4.1.3.2) nên có thể coi như  $\gamma_r T_r \approx \text{const}$  trong (4-29), tức là  $T_r$  hầu như không ảnh hưởng đến  $\eta_v$ .

#### 4.1.3.5 Nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới $\Delta T$

Theo (4-32) khi tăng  $\Delta T$  thì  $\eta_v$  giảm. Điều này đã phân tích rõ ở mục 4.1.1. Tuy nhiên, ảnh hưởng của  $\Delta T$  tới  $\eta_v$  không lớn.

#### 4.1.3.6 Pha phối khí

Khi động cơ làm việc tại chế độ ứng với pha phối khí tối ưu thì hệ số nạp đạt cực đại (thải sạch và nạp đầy nhất). Pha phối khí tối ưu thường lựa chọn bằng thực nghiệm. Đối với động cơ thông thường thì pha phối tối ưu chỉ có tại một chế độ cụ thể được lựa chọn



bởi người thiết kế tùy theo tính năng sử dụng của động cơ (xem chương Đặc tính động cơ). Một số động cơ ô-tô hiện đại (ví dụ của hãng BMW) có pha phối khí thay đổi sao cho đạt được giá trị tối ưu cho hầu hết chế độ làm việc của động cơ. Tất nhiên, cấu tạo và điều khiển cơ cấu phối khí khi đó sẽ rất phức tạp.

#### 4.1.3.7 Tải trọng

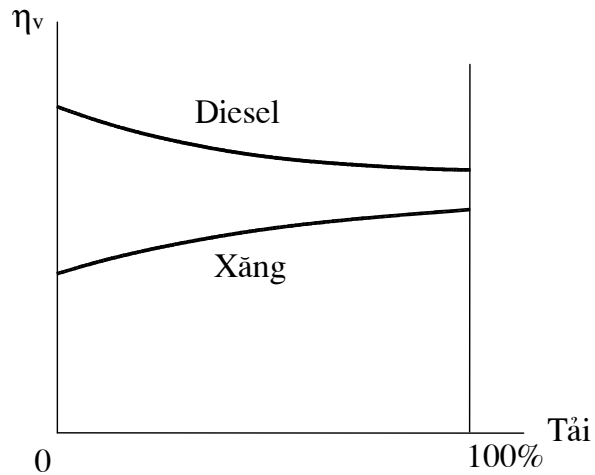
##### • Động cơ diesel

Khi tăng tải, nhiệt độ các chi tiết trong buồng cháy tăng nên  $\Delta T$  tăng làm cho  $\eta_v$  giảm đi chút. Theo kinh nghiệm, khi tải tăng từ không tải đến toàn tải thì  $\eta_v$  giảm khoảng 3 ÷ 4%.

##### • Động cơ xăng

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

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



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

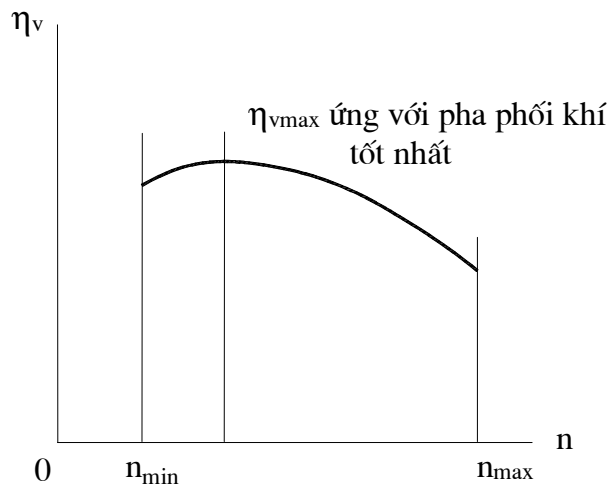
#### 4.1.3.8 Tốc độ vòng quay n

Khi tăng  $n$  thì  $\Delta p_k$  và  $\Delta p_{th}$  cùng tăng làm giảm  $\eta_v$ . Đồng thời do thời gian sấy nóng khí nạp mới giảm nên  $\Delta T$  giảm dẫn tới tăng  $\eta_v$  nhưng ảnh hưởng của  $\Delta T$  nhỏ. Vì vậy nói chung  $\eta_v$  giảm. Tuy nhiên, nếu kể đến ảnh hưởng của pha phối khí tối ưu thì ban đầu  $\eta_v$  tăng cho tới khi đạt cực đại tại tốc độ ứng với pha phối khí tối ưu rồi mới giảm, hình (4-7).

#### 4.2 Quá trình nén

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

##### 4.2.1 Diễn biến và các thông số cơ bản



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

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

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

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

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

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

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

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1} \quad (4-36)$$

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} \quad (4-37)$$

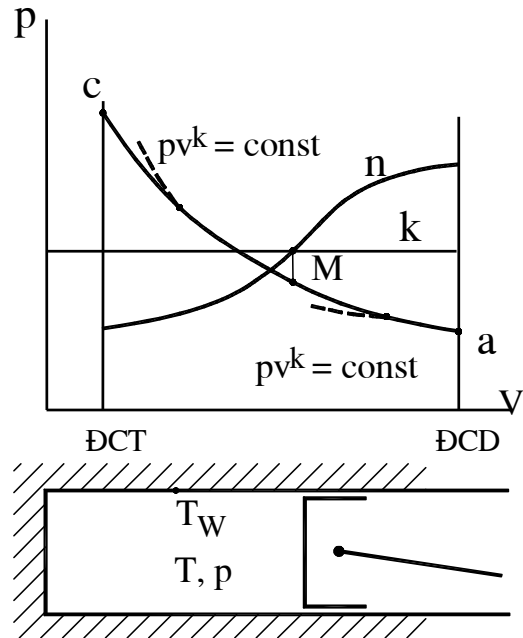
#### 4.2.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình nén

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

$$Q_{ac} = L_{ac} + \Delta U = L_{ac} + U_c - U_a \quad (4-38)$$

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

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



Hình 4-8. Diễn biến quá trình nén

$$L_{ac} = -\frac{8314M_1(1 + \gamma_r)}{n_1 - 1}(T_c - T_a) \quad (4-39)$$

$$\begin{aligned} \bullet U_c - U_a &= M_c \bar{C}'_{\muvc} T_c - M_a \bar{C}'_{\muva} T_a = M_1(1 + \gamma_r)(\bar{C}'_{\muvc} T_c - \bar{C}'_{\muva} T_a) \\ &= M_1(1 + \gamma_r) \left[ \left( a'_v + \frac{b'}{2} T_c \right) T_c - \left( a'_v + \frac{b'}{2} T_a \right) T_a \right] \\ &= M_1(1 + \gamma_r) \left[ a'_v(T_c - T_a) + \frac{b'}{2}(T_c^2 - T_a^2) \right] \end{aligned}$$

$$U_c - U_a = M_1(1 + \gamma_r)(T_c - T_a) \left[ a'_v + \frac{b'}{2}(T_c + T_a) \right] \quad (4-40)$$

Thay (4-39), (4-40) và (4-37) vào (4-38) rồi rút gọn, ta được:

$$\frac{Q_{ac}}{M_1(1 + \gamma_r)T_a(\epsilon^{n_1 - 1} - 1)} = a'_v + \frac{b'}{2}T_a(\epsilon^{n_1 - 1} + 1) - \frac{8314}{n_1 - 1} \quad (4-41)$$

Phương trình cân bằng nhiệt trong quá trình nén (4-41) có những ý nghĩa sau:

- Nếu biết  $n_1$  sẽ tìm được  $Q_{ac}$  là đại lượng rất khó xác định trực tiếp bằng thực nghiệm. Bảng thiết bị chỉ thị kế (Indicator) có thể lấy được đồ thị công p-V sau đó phân tích đồ thị để tìm được  $n_1$ .

- Trong trường hợp chưa biết  $n_1$  có thể dùng (4-41) để xác định sơ bộ  $n_1$  với giả thiết rằng  $Q_{ac} = 0$  ta rút ra:

$$n_1 - 1 = \frac{8314}{a'_v + \frac{b'}{2}T_a(\epsilon^{n_1 - 1} + 1)} \quad (4-42)$$

Đây là biện pháp thường dùng trong tính toán đồ án môn học Động cơ đốt trong. Đầu tiên ta chọn một giá trị  $n_1$  nào đó. Thay lần lượt giá trị vừa chọn vào vế phải và vế trái của (4-41) rồi so sánh kết quả. Nếu sai lệch lớn thì chọn giá trị  $n_1$  khác rồi tính lại. Cho đến khi sai lệch giữa hai vế đủ nhỏ thì giá trị chọn chính là  $n_1$  cần tìm.

### 4.2.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến $n_1$

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

#### 4.2.3.1 Tốc độ vòng quay n

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

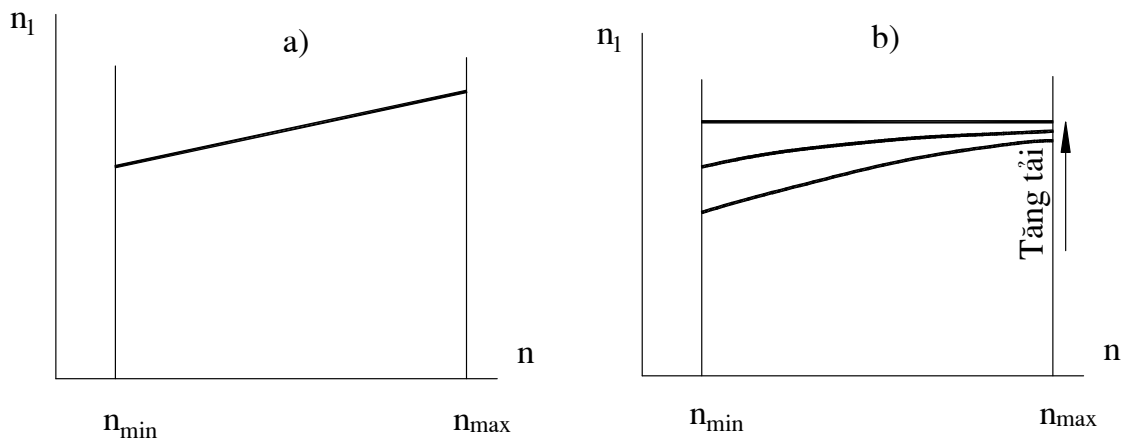
*Riêng với động cơ xăng*, còn phải kể đến lượng nhiệt môi chất mất cho bay hơi xăng trong quá trình nén xét cho hai trường hợp.

- *Ở chế độ tải lớn*: Van tiết lưu mở to, sức cản nhỏ (hệ số cản  $\xi_0$  nhỏ). Khi tăng n, tổn thất áp suất (tỷ lệ với  $\xi_0 n^2$ ) tăng chậm nên áp suất sau van tiết lưu cũng giảm chậm.

Do đó điều kiện bay hơi của xăng tại đây không được cải thiện là mấy trong khi thời gian bay hơi giảm. Điều đó làm cho lượng xăng bay hơi trên đường nạp giảm tức là lượng xăng còn lại bay hơi trong xy lanh sẽ tăng lên. Môi chất khi đó sẽ mất nhiệt nhiều hơn làm giảm  $n_1$ . Tổng hợp lại với ảnh hưởng tổng quát,  $n_1 \approx \text{const}$ .

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

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



**Hình 4-9.** Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay tới  $n_1$   
a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

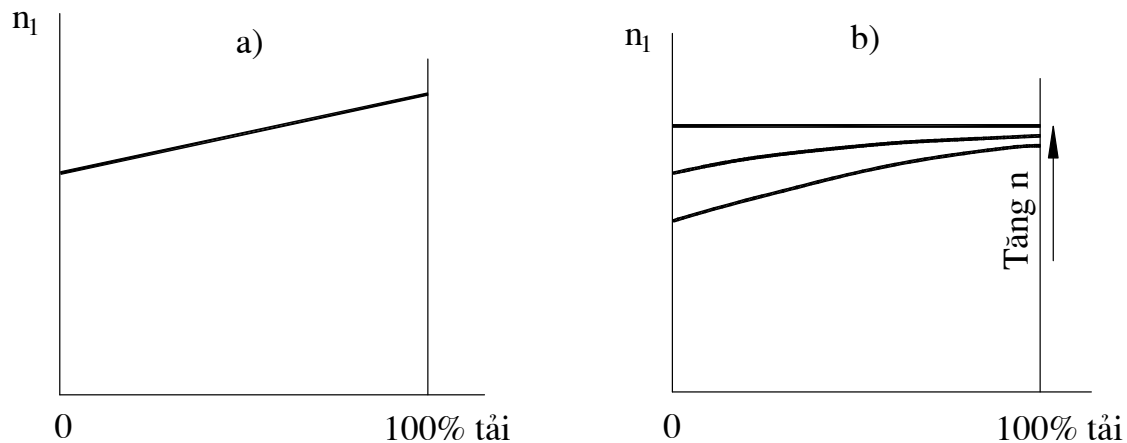
#### 4.2.3.2 Tải trọng

Xét tổng quát, khi tăng tải, nhiệt độ trung bình các chi tiết  $T_w$  tăng dần tới giảm mất nhiệt cho môi chất. Mặt khác lọt khí tăng nên môi chất mất nhiệt nhiều hơn. Tuy nhiên, thực nghiệm chứng tỏ ảnh hưởng thứ nhất mạnh hơn nên  $n_1$  tăng nhưng không nhiều. Điều này đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

Riêng với động cơ xăng, tương tự như xét ảnh hưởng của tốc độ vòng quay, ta còn phải kể đến lượng nhiệt môi chất mất cho bay hơi xăng trong quá trình nén. Bằng suy luận tương tự với lưu ý vai trò của  $\xi_0$  và  $n^2$  đổi chỗ cho nhau, ta có thể dễ dàng khảo sát cho hai trường hợp sau.

- Ở chế độ tốc độ  $n$  lớn: Khi tăng tải phải mở rộng thêm van tiết lưu, tổn thất áp suất giảm nhanh nên áp suất sau van tiết lưu tăng nhanh làm cho điều kiện bay hơi của xăng tại đây kém đi. Điều đó làm cho lượng xăng bay hơi trong xy lanh sẽ tăng lên. Môi chất khi đó sẽ mất nhiệt nhiều hơn làm giảm  $n_1$ . Tổng hợp lại với ảnh hưởng tổng quát,  $n_1 \approx \text{const}$ .

- Ở chế độ tốc độ  $n$  nhỏ: Khi tăng tải cũng phải mở rộng thêm van tiết lưu, tổn thất áp suất giảm chậm nên áp suất sau van tiết lưu tăng chậm ít ảnh hưởng tới lượng xăng bay hơi tại đây. Vì vậy, lượng xăng bay hơi trong xy lanh cũng ít bị ảnh hưởng. Do đó chỉ còn ảnh hưởng tổng quát xét ở trên, tức là  $n_1$  tăng.



**Hình 4-10.** Ảnh hưởng của tải trọng tới  $n_1$

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

#### 4.2.3.3 Kích thước xy lanh

Ta xét hai trường hợp:

- $S/D = \text{const}$ , khi giảm  $D$  (giảm  $V_h$ ) sẽ làm cho  $\frac{F_{lm}}{V_h}$  giảm (vì  $V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$  và nếu coi gần đúng  $F_{lm} = \pi D S$  thì  $F_{lm}/V_h$  tỷ lệ với  $1/D$ ) nên mất nhiệt tăng,  $n_1$  giảm. Như vậy động cơ nhỏ bất lợi hơn.

- $V_h = \text{const}$ , khi giảm  $S/D$  (tức tăng  $D$ , giảm  $S$ ) cũng làm  $\frac{F_{lm}}{V_h}$  giảm nên  $n_1$  tăng.

Như vậy động cơ có  $S/D$  nhỏ có lợi hơn.

#### 4.2.3.4 Tình trạng kỹ thuật

Nếu các chi tiết như piston-xy lanh, xéc măng, mòn nhiều, xu páp đóng không kín khít thì lọt khí nhiều sẽ làm giảm  $n_1$ .

Nếu trạng thái tản nhiệt từ buồng cháy không tốt như đóng cặn trong hệ thống làm mát, kết muội than trong buồng cháy... sẽ làm giảm mất nhiệt nên  $n_1$  tăng.

#### 4.2.4 Vấn đề chọn tỷ số nén $\epsilon$

Từ phân tích chu trình lý tưởng ta đã thấy rằng, khi tăng tỷ số nén  $\epsilon$  thì hiệu suất  $\eta_1$  và áp suất trung bình  $p_1$  đều tăng. Tuy nhiên trong thực tế  $\epsilon$  thường bị giới hạn bởi những điều kiện cụ thể tùy thuộc vào loại động cơ.

- Động cơ đốt cháy cưỡng bức

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

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} < [T_{kn}] \quad (4-43)$$

Nhiệt độ giới hạn kích nổ  $[T_{kn}]$  tùy thuộc vào số ốc tan của nhiên liệu, cấu tạo và chế độ làm việc của động cơ. Nhiên liệu có trị số ốc tan  $O$  cao, động cơ có buồng cháy gọn, tải trọng nhỏ thì  $[T_{kn}]$  lớn và ngược lại. Từ (4-43) có thể thấy rằng, để không xảy ra kích nổ thì tỷ số nén phải nhỏ hơn tỷ số nén giới hạn kích nổ:

$$\varepsilon < [\varepsilon_{kn}] \quad (4-44)$$

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

#### • Động cơ diesel

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

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} > [T_{tc}] \quad (4-45)$$

Từ đó rút ra:

$$\varepsilon > [\varepsilon_{tc}] \quad (4-46)$$

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

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

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

### 4.3 Quá trình cháy

#### 4.3.1 Khái niệm cơ bản

Quá trình cháy là quá trình ô-xy hoá nhiên liệu, giải phóng hoá năng thành nhiệt năng.

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

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

- Tốc độ cháy  $w$ : biểu thị lượng hỗn hợp tham gia phản ứng trong một đơn vị thời gian (kg/s hay kmol/s). Tốc độ cháy  $w$  quyết định tốc độ toả nhiệt  $\frac{dQ}{d\varphi}$  và qua đó đến

$$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$$

- Tốc độ phản ứng ô-xy hoá  $w'$ : biểu thị tốc độ cháy riêng cho một đơn vị thể tích hỗn hợp (kg/sm<sup>3</sup> hay kmol/sm<sup>3</sup>)

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

### 4.3.2 Cơ sở lý hoá của quá trình cháy

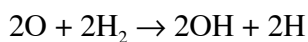
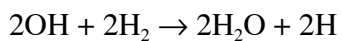
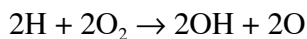
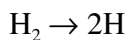
#### 4.3.2.1 Phản ứng dây chuyền nhiệt

Những phản ứng ô-xy hoá các-bua-hy-drô trong nhiên liệu đã nghiên cứu ở chương III chỉ cho ta biết sản phẩm cuối cùng. Ví dụ như trong phản ứng ô-xy hoá của hép-tan:



thì sản phẩm cháy là các-bon-ic và nước. Tuy nhiên, những phương trình dạng (4-47) không cho ta biết cơ chế của phản ứng. Nói chung, phản ứng cháy của nhiên liệu trong buồng cháy động cơ bao gồm các quá trình lý hoá rất phức tạp, nhiều vấn đề còn chưa được rõ ràng. Trong số các công trình đã công bố thì lý thuyết về *phản ứng dây chuyền nhiệt* của Viện sỹ Xê-mê-nốp được sử dụng rộng rãi để giải thích cơ chế của quá trình cháy. Tóm tắt lý thuyết phản ứng dây chuyền-nhiệt như sau.

Trong quá trình nén, các phân tử của hỗn hợp công tác (trong đó có các phân tử nhiên liệu và phân tử ô-xy) chuyển động hỗn loạn theo chuyển động Brao và va chạm với nhau. Khi năng lượng va chạm (bao gồm động năng và năng lượng hoá trị) vượt quá một giới hạn nào đó gọi là năng lượng kích động thì phản ứng mới xảy ra. Sản phẩm là các phân tử có ái lực hoá học rất cao gọi là phân tử hoạt tính. Các phân tử hoạt tính mới sinh ra lại phản ứng với các phân tử khác tạo ra các phân tử hoạt tính mới trong các phản ứng phân nhánh. Ví dụ, đầu tiên do va chạm, một phân tử hy-drô (của nhiên liệu) phân thành hai nguyên tử hy-drô. Các nguyên tử hy-drô lại tiếp tục phản ứng với các phân tử khác tạo ra các phân tử hoạt tính mới theo chuỗi sau:



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

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

#### 4.3.2.2 Thời gian cháy trễ

Thời gian tính từ lúc bật tia lửa điện (động cơ xăng) hoặc phun nhiên liệu (động cơ diesel) cho đến khi quá trình cháy thực sự diễn ra với sự tăng vọt về áp suất và nhiệt độ trong xy lanh gọi là thời gian cháy trễ  $\tau_i$  (s) tương ứng với góc  $\varphi_i$  ( $^{\circ}$ TK). Thời gian cháy trễ phụ thuộc chủ yếu vào loại nhiên liệu (số Xe, số O, khối lượng riêng, độ nhớt..) nhiệt độ và áp suất tại thời điểm đánh lửa hoặc phun, mức độ chuyển động rối của môi chất, phương pháp hình thành hỗn hợp... và rất khó xác định bằng tính toán. Trong các tài liệu chuyên khảo về động cơ có thể tìm thấy các công thức thực nghiệm để tính  $\tau_i$  cho những trường hợp cụ thể.

#### 4.3.2.3 Qui luật cháy và tốc độ toả nhiệt

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

$$x = \frac{g(\tau)}{g_{ct}} = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\tau}{\tau_z}\right)^{m+1}} \quad (4-48)$$

trong đó:

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

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

$$\frac{dQ}{d\varphi}:$$

$$\frac{dQ}{d\varphi} = g_{ct} Q_H \frac{dx}{d\varphi} \quad (4-49)$$

### 4.3.3 Quá trình cháy trong động cơ xăng

#### 4.3.3.1 Diễn biến

Do đặc điểm hình thành hỗn hợp bên ngoài xy lanh (trừ động cơ phun xăng trực tiếp), quá trình cháy trong động cơ xăng có thể chia ra thành 3 giai đoạn như sau, hình 4-11.

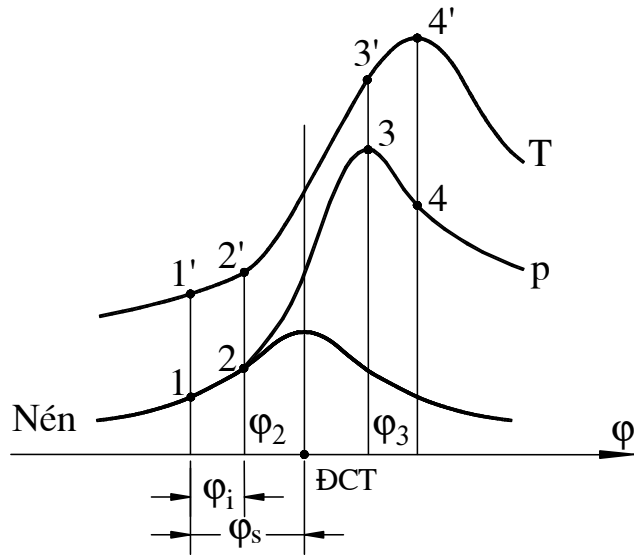
**Giai đoạn I: giai đoạn cháy trễ**, tính từ lúc bu-gi bật tia lửa điện tại điểm 1 đến khi đường cháy tách khỏi đường nén tại điểm 2. Trong giai đoạn này hình thành những nguồn



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

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

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



**Hình 4-11.** Quá trình cháy trong động cơ xăng

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

$$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \frac{p_z - p_c}{\varphi_{cz}} \quad (4-50)$$

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

Từ lý thuyết và kinh nghiệm người ta rút ra qui luật sau: quá trình cháy có hiệu quả sinh công tốt nhất nếu như  $\varphi_2$  và  $\varphi_3$  đối xứng nhau qua ĐCT. Đây chính là một cơ sở để lựa chọn góc đánh lửa sớm ( $\varphi_s$ ) tối ưu.

**Giai đoạn III: giai đoạn cháy rút**, diễn ra từ điểm 3 đến điểm 4. Tốc độ cháy giảm vì chỉ cháy nốt những phần hỗn hợp chưa cháy như lớp sát vách hay ở khe kẽ của buồng cháy... trong điều kiện nồng độ ô-xy đã giảm nhiều nên tốc độ toả nhiệt nhỏ. Ngoài ra, piston đi càng xa khỏi ĐCT. Do đó hiệu quả sinh công ít. Nhiệt sinh ra chủ yếu làm nóng các chi tiết. Để hạn chế cháy rút có thể áp dụng các biện pháp như chọn góc đánh lửa sớm, cường độ xoáy lốc của môi chất thích hợp và sử dụng đúng loại nhiên liệu yêu cầu.

#### 4.3.3.2 Những nhân tố ảnh hưởng

### a. Góc đánh lửa sớm $\varphi_s$

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

### b. Hệ số dư lượng không khí $\lambda$

Hỗn hợp xăng và không khí trong động cơ xăng có giới hạn cháy hẹp  $0,4 < \lambda < 1,68$  ở nhiệt độ  $300^\circ\text{C}$  (xem mục điều chỉnh  $\lambda$  chương VIII. Đặc tính động cơ). Vì vậy, để điều chỉnh tải trọng phải sử dụng phương pháp điều chỉnh lượng thông qua một bộ phận tiết lưu trên đường nạp như van tiết lưu... hoặc điều chỉnh lượng kết hợp với điều chỉnh chất trong động cơ phun xăng trực tiếp (xem chương VII. Hình thành hỗn hợp).

Nếu  $\lambda$  càng lớn (hỗn hợp càng nhạt) nhiệt toả ra ít, công suất động cơ giảm. Mặt khác nếu hỗn hợp càng nhạt thì cháy rớt càng kéo dài, hiệu quả sinh công giảm, do đó làm giảm tính hiệu quả và tính kinh tế của động cơ. Để khắc phục phần nào ảnh hưởng do cháy rớt có thể tăng  $\varphi_s$ .

Ngược lại, nếu  $\lambda$  nhỏ quá, hỗn hợp rất đậm, nhiên liệu cháy không hết làm giảm tính kinh tế của động cơ và tăng ô nhiễm môi trường.

### c. Tỷ số nén $\varepsilon$

Khi tăng  $\varepsilon$  làm cho nhiệt độ và áp suất tại thời điểm đánh lửa  $p_1$  và  $T_1$  tăng dẫn tới giảm  $\tau_i$  và  $\varphi_i$ . Để bảo đảm điều kiện  $\varphi_2 = \varphi_3$  nói trên thì phải giảm góc đánh lửa sớm  $\varphi_s$ .

### d. Kết cấu buồng cháy và bố trí bu-gi

Kết cấu buồng cháy gọn, bu-gi đặt giữa hoặc bố trí nhiều bu-gi làm cho thời gian và góc giành cho quá trình cháy nhanh là  $\tau_{2,3}$  và  $\varphi_{2,3}$  được rút ngắn. Đồng thời  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  tăng và cháy rớt giảm.

Nếu buồng cháy có xoáy lốc hợp lý thì tốc độ cháy tăng dẫn tới  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  tăng và giảm cháy rớt.

### e. Tốc độ vòng quay $n$

Khi tăng  $n$ , thời gian (tính theo  $s$ ) giành cho toàn bộ quá trình cháy giảm. Tuy nhiên, chuyển động rối tăng dẫn đến tăng tốc độ lan tràn màng lửa nên góc dành cho quá trình cháy nhanh  $\varphi_{2,3}$  gần như không đổi còn  $\varphi_1$  và cháy rớt có tăng. Thực nghiệm chứng tỏ  $\varphi_1$  tăng tỷ lệ với  $\sqrt{n}$ . Để bảo đảm điều kiện  $\varphi_2 = \varphi_3$  thì phải tăng  $\varphi_s$ . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc đánh lửa sớm theo tốc độ vòng quay  $n$  trong động cơ xăng.

### f. Tải trọng

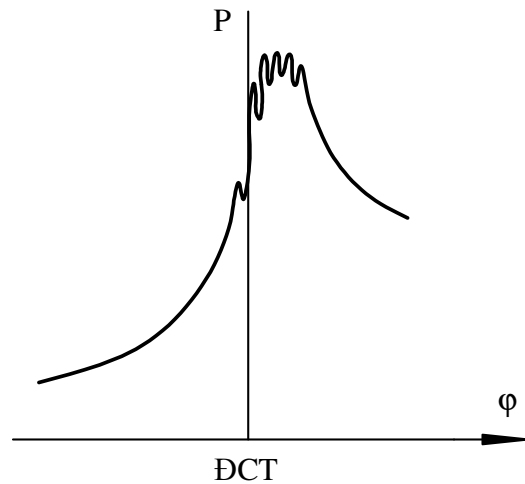
Khi giảm tải trọng phải đóng bớt van tiết lưu trên đường nạp làm tăng hệ số khí sót  $\gamma_r$  (hỗn hợp “bẩn” hơn) và làm giảm áp suất và nhiệt độ cuối quá trình nén. Hỗn hợp khi đó phải đậm hơn (xem phần đặc tính của bộ chế hoà khí lý tưởng môn Hệ thống nhiên

liệu). Do đó  $\varphi_i$  tăng và tốc độ cháy giảm làm cho quá trình cháy kéo dài, tính kinh tế giảm và tăng ô nhiễm môi trường. Để hạn chế ảnh hưởng này thì phải tăng góc đánh lửa sớm  $\varphi_s$ . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc đánh lửa sớm theo tải trọng trong động cơ xăng.

### 4.3.3.3 Các hiện tượng cháy không bình thường

#### a. Kích nổ

Do những yếu tố nào đó như vận hành hay sử dụng nhiên liệu... không đúng, nhiệt độ tại một hay một số vùng trong buồng cháy đủ lớn để tự cháy với sự xuất hiện ngọn lửa cục bộ *khi ngọn lửa từ bu-gi chưa lan tràn tới*. Nguồn lửa này phát triển rất nhanh, lan tràn với tốc độ lớn và chèn ép với vùng cháy do ngọn lửa từ bu-gi, gây ra sóng va kèm theo tiếng gõ rất đanh và áp suất trong buồng cháy dao động với tần số lớn, hình 4-12. Nhiên liệu không kịp cháy bị phân huỷ thành các bon tự do nên khí thải có khói đen. Do kích nổ, động cơ rất nóng và công suất giảm nên không thể tiếp tục làm việc được.

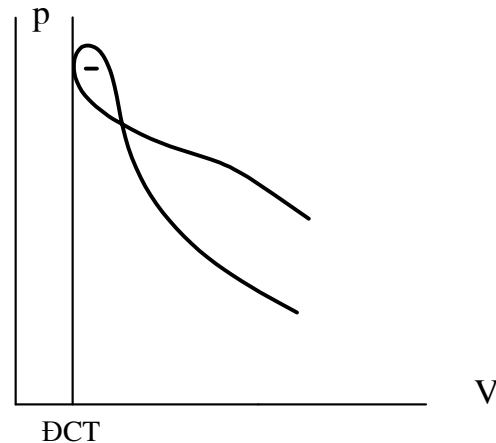


**Hình 4-12.** Áp suất trong xy lanh khi có kích nổ

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

#### b. Cháy sớm

Là hiện tượng cháy xảy ra khi bu-gi chưa bật tia lửa điện. Nguồn lửa có thể là các chi tiết quá nóng hoặc muội than nóng đỏ, nên cháy sớm không có qui luật và không điều khiển được. Cháy sớm làm tăng công nén, hình 4-13, máy rất nóng tới mức có thể làm chảy piston. Kích nổ và cháy sớm thường đi kèm với nhau vì có cùng nguyên nhân là nhiệt độ cao.



**Hình 4-13.** Áp suất trong xy lanh khi có cháy sớm

#### c. Ngắt điện vẫn làm việc

Hiện tượng này xảy ra khi động cơ làm việc lâu ở trạng tải lớn, tốc độ vòng quay thấp. Khi đó nhiệt độ các chi tiết rất cao và thời gian cháy trễ đủ lớn để hỗn hợp tự cháy.

#### d. Nổ trong xy lanh

Khi động cơ làm việc lâu ở chế độ không tải, hỗn hợp quá đậm, nhiên liệu cháy không hết phân huỷ thành muội than và bị nung nóng đỏ bám lên các chi tiết như bu-gi,

xu páp. Khi động cơ chuyển về chế độ có tải thì đây chính là những nguồn lửa đốt hỗn hợp hầu như đồng thời ở nhiều điểm trong xy lanh gây ra tiếng nổ.

#### e. Nổ trong đường thải

Khi động cơ đang làm việc ở chế độ tải lớn đột ngột chuyển về chế độ không tải, ví dụ như trường hợp phanh ô tô đột ngột, nếu động cơ dùng bộ chế hoà khí thì hỗn hợp khí đó sẽ quá đậm (do đặc điểm cấu tạo của bộ chế hoà khí khi động cơ bị kéo ở chế độ tốc độ vòng quay cao và van tiết lưu hỗn hợp ở vị trí không tải). Quá trình cháy khi đó có thể kéo dài cho tới tận đường thải gây ra tiếng nổ.

### 4.3.4 Quá trình cháy trong động cơ diesel

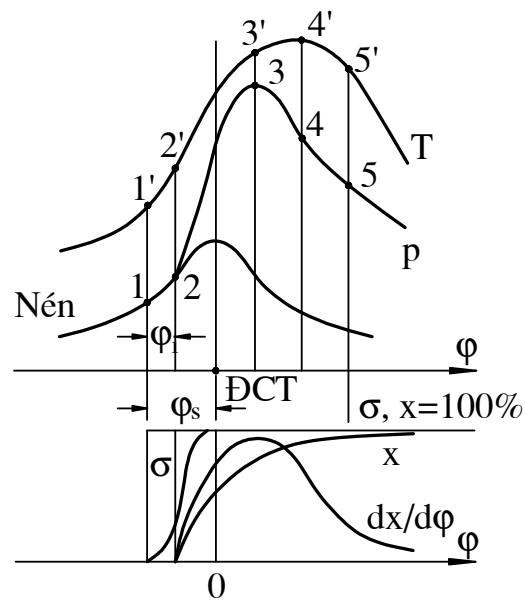
#### 4.3.4.1 Diễn biến

Tương tự như trong động cơ xăng, trên hình 4-14 thể hiện áp suất và nhiệt độ trong xy lanh. Ngoài ra còn thể hiện qui luật phun thông qua đại lượng  $\sigma$  là tỷ lệ (%) lượng nhiên liệu đã phun so với lượng nhiên liệu chu trình  $g_{ct}$ , qui luật cháy  $x$  (%) và tốc độ toả nhiệt  $dx/d\phi$  (xem mục 4.3.2.3). Động cơ diesel là động cơ có quá trình hình thành hỗn hợp bên trong xy lanh. Từ đặc điểm này có thể chia quá trình cháy thành 4 giai đoạn.

**Giai đoạn I: cháy trễ**, tính từ khi vòi phun phun nhiên liệu tại điểm 1 đến khi đường cháy tách khỏi đường nén 2. Trong giai đoạn này xảy ra các quá trình tạo thành hỗn hợp và chuẩn bị cháy như xé nhỏ nhiên liệu, bay hơi và hoà trộn nhiên liệu, phản ứng sơ bộ hình thành những trung tâm tự cháy đầu tiên và bước đầu phát triển những trung tâm này.

Các thông số đặc trưng của giai đoạn cháy trễ là thời gian cháy trễ  $\tau_i$  (s) hay góc cháy trễ  $\phi_i$  (°TK), phụ thuộc trước hết vào thành phần và tính chất của nhiên liệu như số xe-tan Xe, độ nhớt... Ngoài ra, thời gian cháy trễ còn chịu ảnh hưởng của các yếu tố khác như nhiệt độ và áp suất trong xy lanh tại thời điểm phun, độ phun tối, mức độ chuyển động rối của môi chất...

**Giai đoạn II: cháy nhanh**, diễn ra từ điểm 2 đến điểm 3. Phân hỗn hợp đã được chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ bốc cháy rất nhanh làm cho áp suất và nhiệt độ trong xy lanh tăng vọt. Tốc độ toả nhiệt rất lớn trong khi thể tích xy lanh thay đổi ít nên giai đoạn cháy nhanh gắn với quá trình cấp nhiệt đẳng tích.



Hình 4-14. Quá trình cháy trong động cơ diesel

Thông số đặc trưng của giai đoạn cháy nhanh là tốc độ tăng áp suất  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ , xem (4-50). Lượng hỗn hợp được chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ càng nhiều thì  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  càng lớn, động cơ làm việc không êm và ngược lại.

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

**Giai đoạn III: cháy chính**, diễn ra từ điểm 3 đến điểm 4. Hỗn hợp vừa chuẩn bị vừa cháy nên quá trình cháy diễn ra từ từ với tốc độ cháy giảm dần. Vì vậy quá trình cháy diễn ra êm dịu hơn. Có thể coi giai đoạn cháy chính gần với quá trình cấp nhiệt đẳng áp và toàn bộ quá trình cháy trong động cơ diesel gần với chu trình cấp nhiệt hỗn hợp. Tốc độ cháy được quyết định bởi tốc độ hoà trộn giữa nhiên liệu và không khí hay tốc độ chuẩn bị hỗn hợp. Mặt khác, tốc độ cháy giảm còn do nồng độ ô-xy giảm dần. Do đó, tuy động cơ làm việc êm nhưng hiệu quả biến đổi nhiệt thành công giảm (tính kinh tế giảm) và tăng khả năng cháy rớt ở giai đoạn sau. Trong thực tế khoảng  $40 \div 50\%$  lượng nhiên liệu chu trình cháy trong giai đoạn III.

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

#### 4.3.4.2 Những nhân tố ảnh hưởng

##### a. Tính chất của nhiên liệu

Nhiên liệu có số xê-tan Xe lớn, (tính tự cháy cao) thì thời gian cháy trễ  $\tau_i$  giảm, lượng nhiên liệu chuẩn bị trong thời gian cháy trễ giảm nên  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  và  $p_{\max}$  nhỏ, động cơ làm việc êm.

##### b. Tỷ số nén $\varepsilon$

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

##### c. Góc phun sớm

Góc phun sớm  $\varphi_s$  lớn quá thì điều kiện cho quá trình chuẩn bị không thuận lợi do nhiệt độ và áp suất tại thời điểm phun nhiên liệu còn nhỏ. Do đó thời gian cháy trễ  $\tau_i$  dài, lượng hỗn hợp chuẩn bị nhiều nên  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  lớn, động cơ làm việc không êm. Ngoài ra,  $\varphi_s$  lớn làm tăng công nén làm giảm hiệu quả sinh công và máy nóng.

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

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

#### **d. Chất lượng và qui luật phun nhiên liệu**

Nếu nhiên liệu phun tới (ví dụ do áp suất phun lớn, xoáy lốc của không khí trong quá trình nén đủ mạnh) tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình chuẩn bị hỗn hợp thì thời gian cháy trễ  $\tau_i$  và tốc độ tăng áp suất  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  nhỏ, động cơ làm việc êm.

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

#### **e. Xoáy lốc không khí trong buồng cháy**

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

#### **f. Tải trọng và hệ số dư lượng không khí $\lambda$**

Hỗn hợp nhiên liệu không khí trong động cơ diesel có giới hạn cháy rất rộng trong khoảng  $1,2 \div 10$  (xem mục đặc tính điều chỉnh  $\lambda$ , chương VIII. Đặc tính động cơ). Vì vậy người ta dùng phương pháp điều chỉnh chất tức là điều chỉnh chính  $\lambda$  thông qua điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình  $g_{ct}$  để điều chỉnh tải.

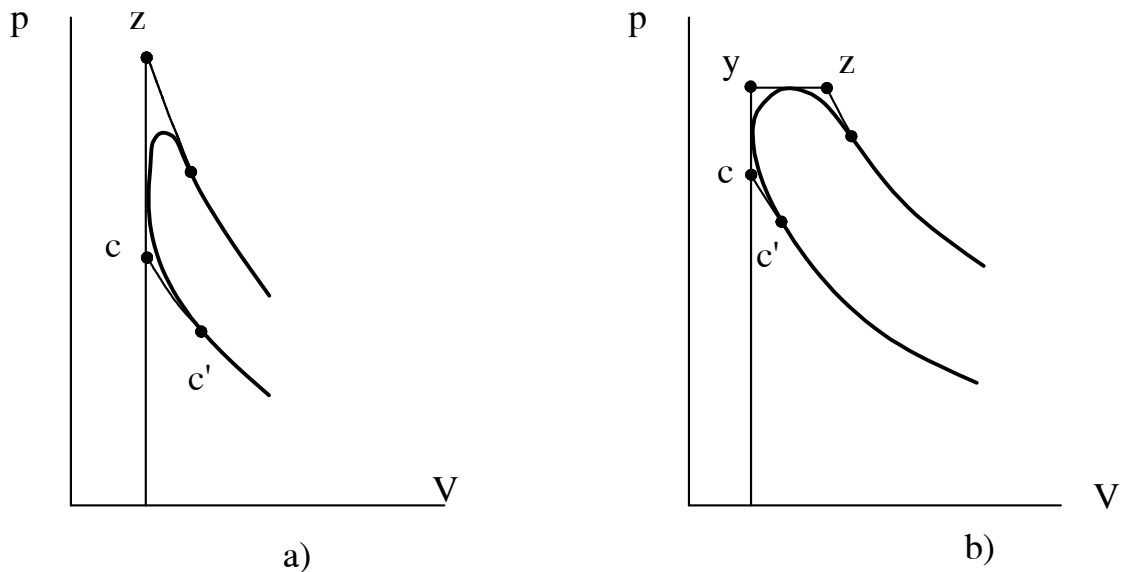
Khi giảm tải,  $g_{ct}$  giảm,  $\lambda$  tăng, thời gian phun giảm do đó quá trình cháy cũng được rút ngắn. Vì vậy phải giảm góc phun sớm  $\varphi_s$ . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc phun sớm theo tải trọng đối với động cơ diesel.

#### **g. Tốc độ vòng quay n**

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

### **4.3.5 Tính toán nhiệt động quá trình cháy**

Tính toán nhiệt động quá trình cháy nhằm xác định các thông số trạng thái của môi chất như nhiệt độ và áp suất trong suốt quá trình. Trong thực tế, rất khó tính toán chính xác các đại lượng này. Để đơn giản, chúng ta sử dụng quá trình tính toán thay cho quá



**Hình 4-15.** Sơ đồ tính toán nhiệt động quá trình cháy

a) Động cơ xăng, b) Động cơ diesel

trình cháy thực tế, hình 4-15. Như đã trình bày ở trên, quá trình cháy của động cơ xăng thay bằng quá trình cấp nhiệt đẳng tích cz và của động cơ diesel thay bằng quá trình cấp nhiệt hỗn hợp cyz. Như vậy, mục đích tính toán cuối cùng chỉ là xác định nhiệt độ  $T_z$ , áp suất  $p_z$  và hệ số giãn nở sớm  $\rho$  (cũng có nghĩa là xác định tọa độ của điểm z trên đồ thị công).

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

$$Q_{cz} = \Delta U_{cz} + L_{cz} \quad (4-51)$$

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

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

$$Q_{cz} = Q_{ch} - Q_{lm} = Q_H - \Delta Q_H - Q_c - Q_p - Q_{lm} \quad (4-52)$$

Trong đó:

$Q_H$ : nhiệt trị của nhiên liệu

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

$$\Delta Q_H = 126 \cdot 10^6 (1 - \lambda) M_0 \text{ (J/kg)} \quad (4-53)$$

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

$Q_c$ : Nhiệt lượng trong phần nhiên liệu chưa cháy, sẽ cháy ở giai đoạn sau

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

Tuy nhiên rất khó xác định chính xác từng thành phần của (4-52). Để đơn giản và thuận tiện cho tính toán, ta gọi:

$$\xi_z = \frac{Q_{cz}}{Q_H - \Delta Q_H} \quad (4-54)$$

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

$$Q_{cz} = \xi_z (Q_H - \Delta Q_H) \quad (4-55)$$

$$\bullet \Delta U_{cz} = U_z - U_c = M_z \bar{C}_{\mu vz}'' T_z - M_c \bar{C}_{\mu vc}' T_c \quad (4-56)$$

$$\bullet L_{cz} = 0 \text{ đối với động cơ xăng.} \quad (4-57)$$

Còn đối với động cơ diesel, đó là công của quá trình giãn nở đẳng áp yz

$$L_{cz} = L_{yz} = p_z(V_z - V_y) = p_z V_z - \lambda p_c V_c = 8314 M_z T_z - 8314 \lambda M_c T_c \quad (4-58)$$

với  $\lambda$  là hệ số tăng áp suất. Thay các phương trình (4-55), (4-56) và (4-57) vào (4-51) cho trường hợp động cơ xăng, ta được:

$$\xi_z (Q_H - \Delta Q_H) = M_z \bar{C}_{\mu vz}'' T_z - M_c \bar{C}_{\mu vc}' T_c$$

Với lưu ý:

$$M_c = M_1(1 + \gamma_r)$$

$M_z = \beta_z M_c$  trong đó  $\beta_z$  là hệ số biến đổi phân tử tại điểm z, xác định theo (3-59)

$$\beta_z = 1 + x_z \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} \quad (4-59)$$

ta được:

$$\frac{\xi_z (Q_H - \Delta Q_H)}{M_1(1 + \gamma_r)} + \bar{C}_{\mu vc}' T_c = \beta_z \bar{C}_{\mu vz}'' T_z \quad (4-60)$$

Tương tự, thay (4-55), (4-56) và (4-58) vào (4-51) đối với động cơ diesel, ta có:

$$\xi_z (Q_H - \Delta Q_H) = M_z \bar{C}_{\mu vz}'' T_z - M_c \bar{C}_{\mu vc}' T_c + 8314 M_z T_z - 8314 \lambda M_c T_c$$

rồi biến đổi tương tự như trên. Ngoài ra, theo (4-63):  $\bar{C}_{\mu pz}'' = \bar{C}_{\mu vz}'' + 8314$  (J/kmol.K), cuối cùng ta được:

$$\frac{\xi_z (Q_H - \Delta Q_H)}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\bar{C}_{\mu vc}' + 8314 \lambda) T_c = \beta_z \bar{C}_{\mu pz}'' T_z \quad (4-61)$$

Các phương trình (4-60) và (4-61) gọi là phương trình cháy. Để giải chúng, ta phải xác định thêm một số thông số.

Các giá trị tỷ nhiệt được xác định theo chương III và có dạng như (3-69):



$$\bar{C}'_{\mu vc} = a'_v + \frac{b'}{2} T_c \quad (4-62)$$

$$\bar{C}''_{\mu vz} = a''_v + \frac{b''}{2} T_z \quad (4-63)$$

$$\bar{C}''_{\mu pz} = a''_p + \frac{b''}{2} T_z \quad (4-64)$$

Để tính được  $\beta_z$  theo (4-59) ta phải biết  $x_z$  là tỷ lệ nhiên liệu đã cháy tính đến điểm z. Ta đã biết, quá trình cháy thực tế còn kéo dài trên đường giãn nở. Gọi lượng nhiệt do nhiên liệu cháy sinh ra trừ đi lượng nhiệt mất mát cho vách các chi tiết tính đến điểm b (xem mục 4.4) là  $Q_{cb}$ . Tương tự như  $\xi_z$ , xem (4-54), ta đặt:

$$\xi_b = \frac{Q_{cb}}{Q_H - \Delta Q_H} \quad (4-65)$$

gọi là hệ số lợi dụng nhiệt tại điểm b. Theo kinh nghiệm  $\xi_b = 0,85 \div 0,95$  đối với động cơ xăng và  $0,8 \div 0,9$  đối với động cơ diesel. Có thể coi:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad (4-66)$$

Ngoài ra, đối với động cơ diesel còn phải chọn hệ số tăng áp suất  $\lambda$ . Theo kinh nghiệm  $\lambda$  của động cơ diesel nằm trong khoảng  $3 \div 4$  và của động cơ xăng trong khoảng  $1,2 \div 2,4$ .

Sau khi thay tất cả những thông số trên vào (4-60) và (4-61) ta đều được phương trình bậc 2 đối với  $T_z$ :

$$aT_z^2 + bT_z + c = 0 \quad (4-67)$$

Giải (4-67) và loại bỏ nghiệm âm, ta tìm được  $T_z$ . Theo kinh nghiệm,  $T_z$  nằm trong khoảng  $2300 \div 2800$  K đối với động cơ xăng và khoảng  $1800 \div 2200$  K đối với động cơ diesel.

Để tìm áp suất  $p_z$  và hệ số giãn nở sớm  $\rho$  ta sử dụng phương trình trạng thái cho hai điểm c và z:

$$p_c V_c = 8314 M_c T_c \text{ và } p_z V_z = 8314 M_z T_z$$

Lập lập tỷ số:

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_z}{M_c} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \text{ Chú ý rằng } \frac{p_z}{p_c} = \lambda, \frac{M_z}{M_c} = \beta_z \text{ và } \frac{V_z}{V_c} = \rho \text{ cuối cùng ta được:}$$

$$\lambda \rho = \beta_z \frac{T_z}{T_c}$$

Từ đó có thể tính được  $\rho$ :

$$\rho = \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} \quad (4-68)$$

và  $p_z = \lambda p_c$ .

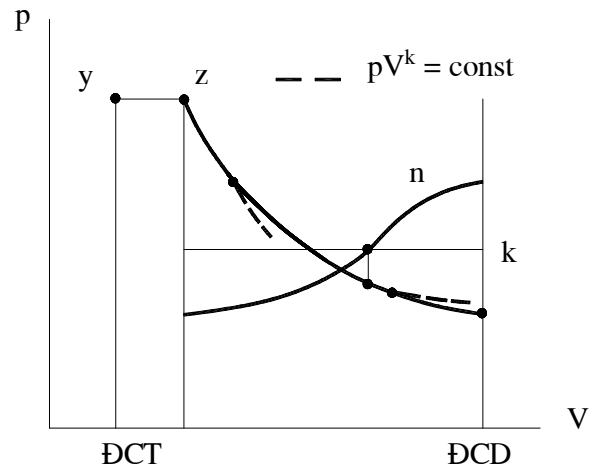
Riêng đối với động cơ xăng  $\rho = 1$  nên  $\lambda$  không phải chọn mà được rút ra từ (4-68):

$$\lambda = \beta_z \frac{T_z}{T_c}$$

## 4.4 Quá trình giãn nở

### 4.4.1 Diễn biến

Trong quá trình giãn nở xảy ra nhiều quá trình vật lý phức tạp như cháy rớt, tái hợp sản vật cháy, truyền nhiệt phức tạp từ môi chất với vách các chi tiết và lọt khí... Tương tự như quá trình nén, có thể coi đây quá trình đa biến với chỉ số đa biến  $n$  thay đổi, hình 4-16. Đầu quá trình giãn nở, cháy rớt còn mạnh, môi chất nhận nhiệt nên đường giãn nở thoải hơn đường đoạn nhiệt (nằm trên),  $n < k$ . Piston càng đi xa ĐCT, cháy rớt giảm và diện tích trao đổi nhiệt tăng nên lượng nhiệt nhận được giảm và lượng nhiệt mất mát tăng. Do đó  $n$  tăng dần cho đến điểm M với  $n = k$ , tại đó lượng nhiệt nhận được bằng lượng nhiệt mất mát. Nói cách khác, đó là chế độ đoạn nhiệt tức thời. Từ đó trở đi, môi chất mất nhiệt ngày càng nhiều, đường giãn nở dốc hơn đường đoạn nhiệt (nằm dưới),  $n > k$ .



Hình 4-16. Diễn biến quá trình giãn nở

Để tính toán đơn giản, cũng tương tự như quá trình nén, ta thay quá trình đa biến với  $n$  thay đổi bằng quá trình đa biến với chỉ số  $n_2 = \text{const}$  với điều kiện cùng điểm đầu  $z$  và cùng công giãn nở. Theo kinh nghiệm  $n_2$  nằm trong khoảng  $1,25 \div 1,29$ .

Nếu như biết được  $n_2$  ta có thể dễ dàng tìm được nhiệt độ và áp suất cuối quá trình giãn nở tại điểm b.

$$p_b = p_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = p_z \left( \frac{V_z \cdot V_y}{V_b \cdot V_y} \right)^{n_2} = p_z \left( \frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2} \quad (4-69)$$

$$T_b = T_z \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} = T_z \left( \frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \quad (4-70)$$

Đối với động cơ xăng  $\rho = 1$ :

$$P_b = P_z \frac{1}{\epsilon^{n_2}} \quad (4-71)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \quad (4-72)$$

#### 4.4.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình giãn nở

Để xác định  $n_2$ , *thông số đặc trưng cho quá trình giãn nở*, ta dựa vào định luật nhiệt động I:

$$Q_{zb} = L_{zb} + \Delta U_{zb} \quad (4-73)$$

Trong đó,  $Q_{zb}$  là tổng (đại số) nhiệt lượng mà môi chất trao đổi với môi trường, bao gồm nhiệt nhận được do cháy (dương) và nhiệt mất mát cho vách các chi tiết (âm);  $L_{zb}$  là công giãn nở và  $\Delta U_{zb}$  là lượng biến đổi nội năng của môi chất. Sau đây ta sẽ tính toán từng thành phần cụ thể.

•  $Q_{zb}$

Có thể viết như sau:

$$Q_{zb} = Q_{cb} - Q_{cz}$$

và sử dụng (4-55) và (4-65), ta có:

$$Q_{zb} = (\xi_b - \xi_z)(Q_H - \Delta Q_H) \quad (4-74)$$

•  $L_{zb}$

$$L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1}(p_z V_z - p_b V_b) = \frac{8314}{n_1 - 1}(M_z T_z - M_b T_b)$$

Thay  $M_z = \beta_z M_c = \beta_z M_1(1 + \gamma_r)$  và  $M_b = \beta M_c = \beta M_1(1 + \gamma_r)$  ta được:

$$L_{zb} = \frac{8314 M_1 (1 + \gamma_r)}{n_2 - 1} (\beta_z T_z - \beta T_b) \quad (4-75)$$

•  $\Delta U_{zb}$

$$\Delta U_{zb} = U_b - U_z = M_b \bar{C}_{\mu vb}'' T_b - M_z \bar{C}_{\mu vz}'' T_z = M_1 (1 + \gamma_r) (\beta \bar{C}_{\mu vb}'' T_b - \beta_z \bar{C}_{\mu vz}'' T_z)$$

Thay các giá trị tỷ nhiệt được xác định theo chương III và có dạng như (3-69):

$$\bar{C}_{\mu vb}'' = a_v'' + \frac{b_v''}{2} T_b$$

$$\bar{C}_{\mu vz}'' = a_v'' + \frac{b_v''}{2} T_z$$

Trong phạm vi nhiệt độ  $1200 \div 2600$  K có thể coi  $\beta_z \approx \beta$ . Thay tất cả vào (4-73) và rút gọn, cuối cùng ta được:

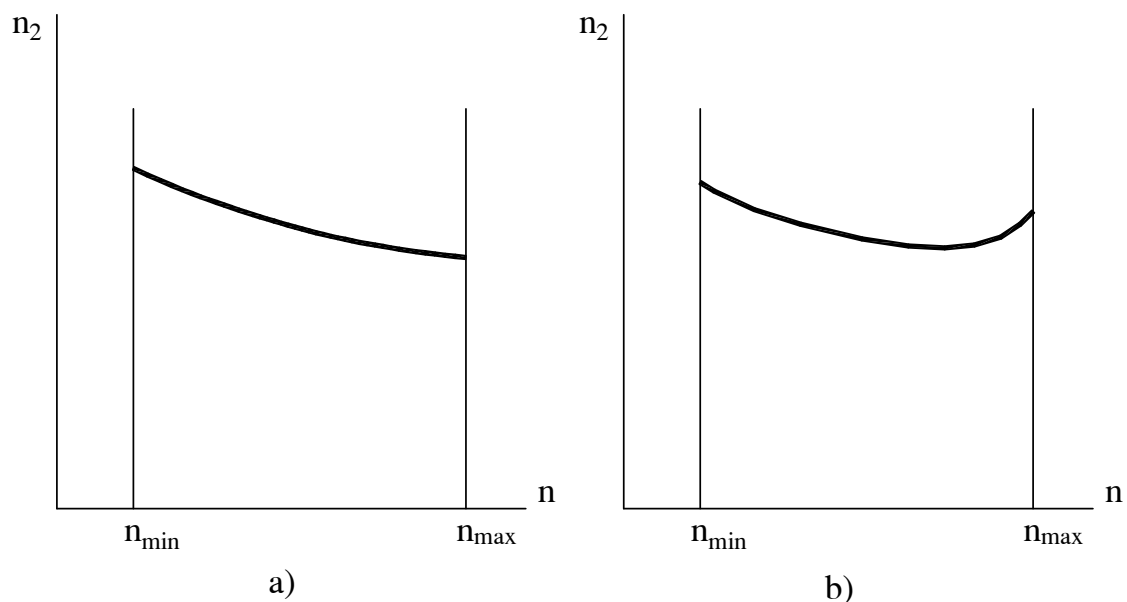
$$n_2 - 1 = \frac{8314}{\frac{(\xi_b - \xi_z)(Q_H - \Delta Q_H)}{M_1(1 + \gamma_r)\beta(T_z - T_b)} + a_v'' + \frac{b''}{2}(T_z + T_b)} \quad (4-76)$$

Hệ phương trình (4-72), (4-76) được giải bằng phương pháp mò nghiệm để tìm  $n_2$  và  $T_b$  tương tự như tìm  $n_1$  và  $T_c$  trong quá trình nén. Khác với  $n_1$ , nếu như lựa chọn  $\xi_z$  và  $\xi_b$  chính xác thì kết quả  $n_2$  nhận được là chính xác. Để tìm áp suất  $p_b$  ta sử dụng các phương trình (4-69) và (4-71).

#### 4.4.3 Các nhân tố ảnh hưởng đến $n_2$

Để dễ dàng khi khảo sát, ta chú ý rằng, nhiệt mà môi chất nhận được tăng (hay nhiệt mà môi chất mất đi giảm) thì đường giãn nở càng thoải tức  $n_2$  càng giảm.

##### 4.4.3.1 Tốc độ vòng quay $n$



**Hình 4-17.** Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay đến  $n_2$

a) Động cơ xăng ở tải nhỏ, tải trung bình và động cơ diesel.

b) Động cơ xăng ở tải lớn và toàn tải.

Khi tăng  $n$ , thời gian truyền nhiệt và lọt khí giảm nên mất nhiệt giảm, đồng thời nhận nhiệt tăng do cháy rớt tăng. Tất cả những điều đó dẫn tới làm giảm  $n_2$ . Điều này nói chung đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

Riêng đối với động cơ xăng còn có thêm ảnh hưởng của tải trọng. Tại chế độ tải lớn và toàn tải, ban đầu  $n_2$  giảm nhanh do những nguyên nhân trên, sau đó tăng một chút vì ở  $n$  lớn môi chất vận động rối mạnh có tác dụng cải thiện quá trình cháy dẫn tới giảm cháy rớt.

Ảnh hưởng tổng hợp của tốc độ vòng quay  $n$  được thể hiện trên hình 4-17.

#### 4.4.3.2 Tải trọng

Khi tăng tải, do áp suất trong xy lanh tăng làm tăng lọt khí. Đồng thời chênh lệch nhiệt độ giữa môi chất và vách các chi tiết  $T - T_w$  tăng. Những yếu tố đó làm tăng mất nhiệt nên  $n_2$  tăng. Điều này đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

Riêng đối với động cơ diesel, khi tăng tải, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  giảm, góc dành cho quá trình cháy tăng tức quá trình cháy kéo dài làm tăng cấp nhiệt nên  $n_2$  giảm. Tổng hợp lại, ảnh hưởng riêng mạnh hơn nên thực tế  $n_2$  giảm.

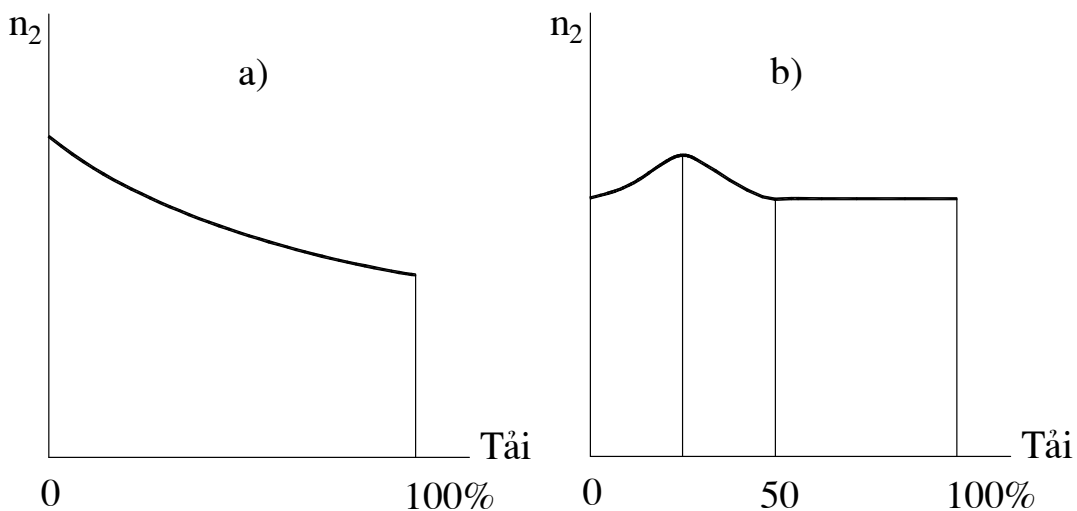
Đối với động cơ xăng cũng có ảnh hưởng riêng phức tạp hơn. Ta khảo sát cho một trường hợp cụ thể dùng bộ chế hoà khí với đặc tính hỗn hợp nhạt dần khi tăng tải (xem giáo trình Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ).

Thực nghiệm chứng tỏ, ảnh hưởng do lọt khí và tăng chênh lệch nhiệt độ (mất nhiệt tăng) và ảnh hưởng của cháy rớt tăng (nhận nhiệt tăng) cân bằng nhau trong khoảng từ 50 ÷ 100% tải nên  $n_2$  gần như không đổi.

Ở chế độ tải nhỏ khoảng 10%, van tiết lưu mở nhỏ,  $\gamma_r$  lớn, cháy rớt nhiều, lượng nhiệt môi chất nhận được lớn nên  $n_2$  nhỏ.

Khi tăng tải, van tiết lưu mở to dần,  $\gamma_r$  giảm dần, cháy rớt giảm làm giảm nhận nhiệt nên  $n_2$  tăng và đạt cực đại ở khoảng 20 ÷ 25% tải.

Tiếp tục tăng tải, cháy rớt lại tăng do hỗn hợp nhạt dần, nhận nhiệt tăng nên  $n_2$  giảm.



Hình 4-18. Ảnh hưởng của tải trọng đến  $n_2$

a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

Ảnh hưởng tổng hợp của tải trọng đến  $n_2$  được thể hiện trên hình 4-17.

#### 4.4.3.3 Kích thước xy lanh

Ta xét cho 2 trường hợp tương tự như 4.2.3.3.

- Khi giữ tỷ số  $S/D = \text{const}$ , khi tăng  $D$  (tăng  $V_h$ ) làm cho  $\frac{F_{lm}}{V_h}$  giảm nên mất nhiệt giảm, nên  $n_2$  giảm. Như vậy động cơ nhỏ bất lợi hơn.

- Nếu giữ  $V_h = \text{const}$  và giảm  $S/D$  (tức tăng  $D$ , giảm  $S$ ) làm cho  $F_{lm}/V_h$  giảm, mất nhiệt giảm nên  $n_2$  giảm, công giãn nở thu được sẽ lớn hơn. Như vậy động cơ có  $S/D$  nhỏ có lợi hơn.

#### 4.4.4 Xác định nhiệt độ của môi chất trong quá trình giãn nở

Trong quá trình giãn nở còn xảy ra hiện tượng cháy kèm theo biến đổi phân tử nên tính toán nhiệt độ của môi chất không thể chỉ sử dụng một cách đơn giản phương trình của quá trình đa biến như trong quá trình nén mà phải kể đến yếu tố này. Tuy nhiên, ta có thể dựa vào nhiệt độ của quá trình nén làm cơ sở tính toán, hình 4-19.

Phương trình trạng thái cho điểm  $x$  nào đó trên đường giãn nở và điểm  $n$  trên đường nén có cùng thể tích  $V_x$  có dạng:

$$p_x V_x = 8314 M_x T_x$$

$$p_n V_x = 8314 M_n T_n$$

Lập tỷ số, ta được:

$$\frac{M_x \cdot T_x}{M_n \cdot T_n} = \frac{p_x}{p_n}$$

Có thể coi  $M_n = M_c = M_1(1 + \gamma_r)$  là lượng môi chất cuối quá trình nén khi không kể đến nạp thêm và lọt khí thì  $\frac{M_x}{M_n} = \beta_x$  là hệ số biến đổi phân tử tại điểm  $x$  tính theo (3-59).

Từ đó tính được:

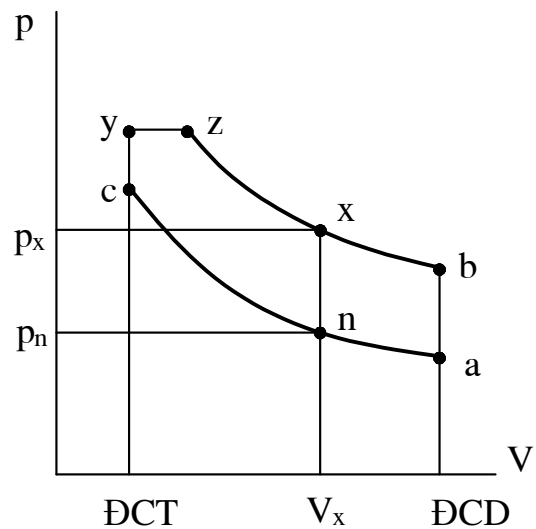
$$T_x = \frac{1}{\beta_x} \frac{p_x}{p_n} T_n \tag{4-77}$$

với:

$$p_n = p_a \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \quad p_x = p_b \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_2} \quad \text{và} \quad T_n = T_a \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1 - 1}$$

#### 4.5 Quá trình thải

Trong thực tế, quá trình nạp liên quan chặt chẽ đến quá trình thải. Do đó khi khảo sát quá trình nạp đã đề cập tỷ mỉ đến quá trình thải với các thông số liên quan như  $p_{th}$ ,  $p_r$ ,  $T_r$ ,  $\gamma_r$ ... Vì vậy sau đây ta chỉ đề cập một cách tóm tắt những vấn đề chính của quá trình thải.



Hình 4-19. Xác định nhiệt độ của môi chất trong quá trình giãn nở

#### 4.5.1 Diễn biến và vấn đề thải sạch

Để đơn giản, ta chỉ khảo sát quá trình thải cho một trường hợp là động cơ 4 kỳ không tăng áp, hình 4-19. Khi xu páp thải mở sớm tại điểm  $b'$ , do chênh lệch áp suất lớn, dòng khí lưu động qua xu páp thải với vận tốc rất lớn tới  $600 \div 700$  m/s. Trong giai đoạn thải tự do tính đến điểm  $b''$  (ĐCD) có tới  $60 \div 70\%$  khí cháy được thải ra khỏi xy lanh. Từ ĐCD trở đi tới ĐCT, môi chất trong xy lanh bị piston đẩy cưỡng bức qua xu páp thải với vận tốc khoảng  $200 \div 250$  m/s. Khi đó piston tiêu tốn một công gọi là công bơm.

Góc mở sớm xu páp thải  $\varphi_3$  có ảnh hưởng lớn đến chất lượng thải và công bơm. Nếu mở sớm quá thì công giãn nở sẽ tổn thất nhiều, tuy nhiên công bơm nhỏ do áp suất trong xy lanh nhỏ và ngược lại. Vì vậy,  $\varphi_3$  được lựa chọn sao cho lợi nhất về công.

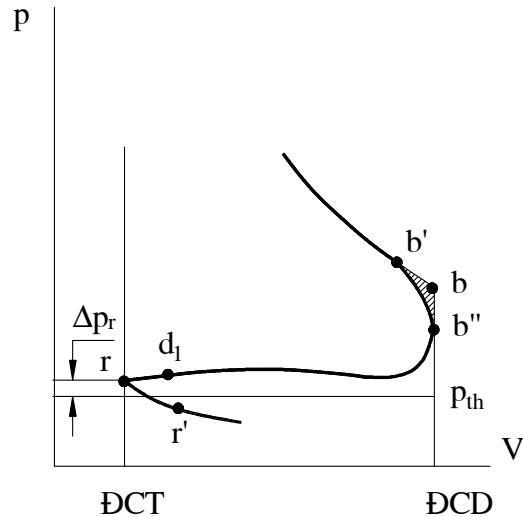
Góc đóng muộn  $\varphi_4$  được lựa chọn trong quan hệ chặt chẽ với góc mở sớm xu páp nạp  $\varphi_1$  nhằm bảo đảm thải sạch và nạp đầy nhất có thể ( $\gamma_r$  nhỏ và  $\eta_v$  lớn). Mục đích cuối cùng cũng nhằm đạt được công của chu trình là lớn nhất tức là lợi nhất về công.

Như đã trình bày, lựa chọn pha phối khí tối ưu thường lựa chọn bằng thực nghiệm đòi hỏi thời gian dài và chi phí lớn. Ngày nay với sự trợ giúp của phương pháp mô phỏng (Simulation) với các phần mềm tính toán tiên tiến, thời gian và chi phí cho thực nghiệm giảm đi rất nhiều.

**Chú ý:** Nói phần b. mục 4.3.3.2 (viết tay) vào phần đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  của chương Đặc tính động cơ.

Đa số các động cơ xăng hiện hành có quá trình tạo thành hỗn hợp bên ngoài xy lanh qua bộ chế hoà khí hay phun xăng vào dòng nạp nên có thể coi là hỗn hợp đồng nhất. Mặt khác, bản chất của hỗn hợp xăng và không khí có giới hạn cháy hẹp, ví dụ ở ngoài khoảng  $0,4 < \lambda < 1,68$  ở nhiệt độ  $300^\circ\text{C}$  thì hỗn hợp không thể cháy được. Do đó có thể nói rằng giới hạn điều chỉnh thành phần hỗn hợp trong động cơ xăng hỗn hợp gián tiếp tương đối hẹp. Vì vậy, để điều chỉnh tải trọng phải sử dụng phương pháp điều chỉnh lượng thông qua một bộ phận tiết lưu trên đường nạp như van tiết lưu... (vấn đề này đã phải nói ở đại cương rồi và sẽ nhắc lại khi nói ở phần hệ thống nhiên liệu hay chương hình thành hỗn hợp – chương V cơ mà. Vì thế không nên nói ở phần những nhân tố ảnh hưởng của quá trình cháy).

Đối với động cơ diesel cũng nên nói phần f. ở mục 4.3.4.2 (viết tay) vào phần đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  của chương Đặc tính động cơ.



**Hình 4-20.** Quá trình thải của động cơ 4 kỳ không tăng áp



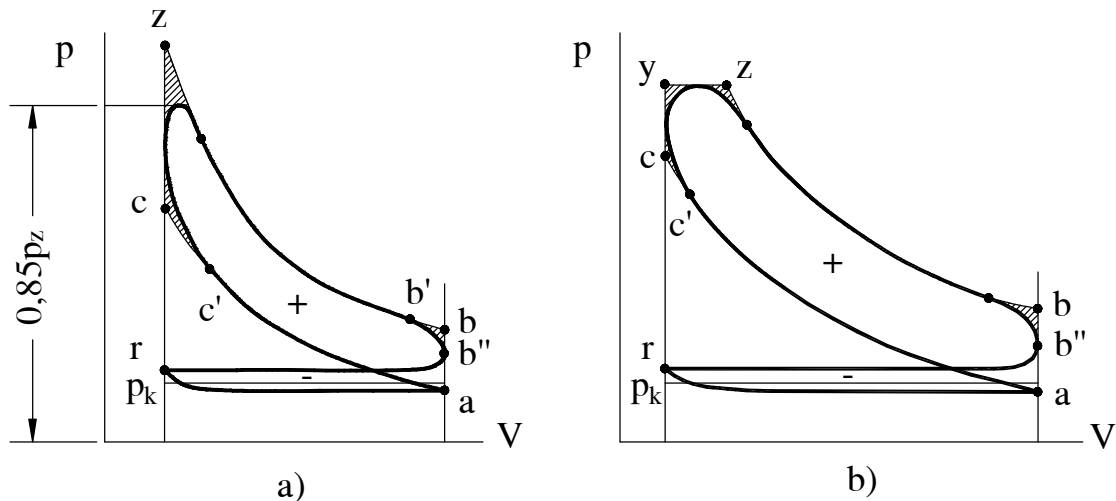


## CHƯƠNG V. NHỮNG THÔNG SỐ CHỈ THỊ, CÓ ÍCH VÀ CÂN BẰNG NHIỆT

Sau khi khảo sát chu trình thực tế trong chương IV, ta có toàn bộ các thông số nhiệt động cần thiết để từ đó tính toán các thông số kỹ thuật và kinh tế của chu trình.

Không làm giảm tính tổng quát, chúng ta xét cho một trường hợp cụ thể là động cơ 4 kỳ không tăng áp. Trên hình 5-1, chu trình thực tế được biểu thị bằng những đường cong trơn tru khép kín chia thành hai phần rõ rệt với công dương thu được và công âm (còn gọi là công bơm) tiêu tốn cho quá trình nạp thải.

Chu trình được xây dựng trên cơ sở những thông số trạng thái tại các điểm đặc biệt như a, c, y, z và b đã được xác định trong chương IV gọi là *chu trình tính toán*, hình 5-1. Chu trình hỗn hợp acybz dùng cho động cơ diesel và chu trình đẳng tích aczb dùng cho động cơ xăng. Chu trình tính toán sẽ được dùng để tính toán các thông số chỉ thị và có ích của động cơ.



**Hình 5-1.** Chu trình thực tế và chu trình tính toán

a. Động cơ xăng      b. Động cơ diesel

### 5.1 Những thông số chỉ thị

Là những thông số nhận được dựa trên đồ thị công p-V (indicating diagram) của chu trình thực tế.

#### 5.1.1 Áp suất chỉ thị

Theo định nghĩa, áp suất chỉ thị:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} \quad (5-1)$$

Trong đó  $L_i$  là công chỉ thị của chu trình thực tế, đó là tổng đại số của công dương và công âm của chu trình. Nếu đo được đồ thị công, ta có thể xác định chính xác  $p_i$  theo (5-1). Khi thực nghiệm lấy đồ thị công, áp suất của đường nạp thải thường khác nhau ít và rất thấp so với đường nén và cháy giãn nở nên phần công bơm khá nhỏ, khó xác định

chính xác. Vì thế, khi xác định  $p_i$  người ta thường bỏ qua phần công bơm này và coi nó là một phần trong các tổn thất cơ khí của động cơ.

Khi tính toán dựa trên cơ sở chu trình tính toán, công bơm khi đó cũng được tính vào tổn thất cơ giới sau này. Áp suất chỉ thị tính toán được xác định tương tự như (5-1):

$$p'_i = \frac{L'_i}{V_h} \quad (5-2)$$

với  $L'_i$  là công của chu trình tính toán.

### 5.1.1.1 Chu trình hỗn hợp

Theo hình 5-1 a, ta có:

$$L'_i = L_{yz} + L_{zb} - L_{ac} \text{ với:}$$

$$\bullet L_{yz} = p_z(V_z - V_y) = \lambda p_c V_c (\rho - 1)$$

$$\bullet L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z V_z - p_b V_b) = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] = \frac{\lambda \rho p_c V_c}{n_2 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right]$$

$$\bullet L_{ac} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_c V_c - p_a V_a) = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right)$$

Thay tất cả vào (5-2) với lưu ý rằng:

$$\frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\epsilon - 1} \text{ và } p_c = p_a \epsilon^{n_1 - 1} \text{ cuối cùng ta được:}$$

$$p'_i = \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left\{ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} p_a \quad (5-3)$$

### 5.1.1.2 Chu trình đẳng tích

Thay  $\rho = 1$  vào (5-3) ta được:

$$p'_i = \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] p_a \quad (5-4)$$

Trong thực tế, độ thị của chu trình tính toán không trơn tru so với chu trình thực tế, rõ nhất là ở quá trình cháy và cuối giãn nở. Vì vậy công của chu trình thực tế thường lớn hơn của chu trình tính toán nên áp suất chỉ thị thực tế cũng lớn hơn. Để kể đến sai khác này khi tính  $p_i$  người ta dùng hệ số điều chỉnh độ thị  $\varphi_d$ :

$$p_i = \varphi_d p'_i \quad (5-5)$$

Hệ số hiệu chỉnh độ thị được lựa chọn theo kinh nghiệm.  $\varphi_d = 0,92 \div 0,97$ . Giá trị nhỏ dùng cho động cơ diesel và giá trị lớn cho động cơ xăng do sự khác biệt giữa chu trình tính toán và chu trình thực tế của động cơ xăng nhỏ hơn.

Ngoài ra, khi hiệu đỉnh áp suất cực đại của động cơ xăng, hình 5-1, người ta thường chọn áp suất cực đại bằng  $0,85p_z$ .

### 5.1.2 Công suất chỉ thị

Đó là công suất nhiệt động của động cơ.

$$N_i = fL_i \quad (5-6)$$

Trong đó  $f$  là số chu trình trong một giây. Tính cho 1 xy lanh, động cơ 4 kỳ có  $f = n/120$  và động cơ 2 kỳ có  $f = n/60$ . Có thể viết:

$$f = \frac{in}{30\tau} \quad (5-7)$$

với  $i$  là số xy lanh và  $\tau$  gọi là hệ số kỳ,  $\tau = 4$  đối với động cơ 4 kỳ và  $\tau = 2$  đối với động cơ 2 kỳ.

Từ (5-1) và thay (5-7) vào (5-6) ta được:

$$N_i = \frac{p_i V_h in}{30\tau} \quad (5-8)$$

### 5.1.3 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị

Hiệu suất chỉ thị chính là hiệu suất nhiệt của chu trình thực, được xác định như sau:

$$\eta_i = \frac{N_i}{G_{nl} Q_H} \quad (5-9)$$

$$\text{Gọi } g_i = \frac{G_{nl}}{N_i} \quad (5-10)$$

là suất tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị (kg/Ws), (g/mlh) hoặc (g/kWh), ta được:

$$\eta_i = \frac{1}{g_i Q_H} \quad (5-11)$$

Trong thực tế,  $\eta_i$  và  $g_i$  nằm trong khoảng sau:

	$\eta_i$	$g_i$ (g/kWh)
Động cơ xăng:	0,25 ÷ 0,40	230 ÷ 340
Động cơ diesel 4 kỳ:	0,43 ÷ 0,50	170 ÷ 200
Động cơ diesel 2 kỳ:	0,40 ÷ 0,48	180 ÷ 220

## 5.2 Những thông số có ích

### 5.2.1 Tổn thất cơ khí

Đó là các tổn thất cho ma sát giữa các mối ghép động, công suất dẫn động các cơ cấu phụ của động cơ như bơm dầu, bơm nước, quạt gió... và công bơm của quá trình nạp thải. Nếu gọi  $p_m$  là áp suất tổn thất cơ khí, xác định như  $p_i$  theo (5-1), có thể tính được công suất tổn thất cơ khí tương tự như (5-8):

$$N_m = \frac{p_m V_{h \text{ in}}}{30\tau} \quad (5-12)$$

Trong thực tế, tổn thất do ma sát của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền chiếm đến 70% tổn thất cơ khí.

Áp suất tổn thất cơ khí  $p_m$  thông thường được xác định bằng thực nghiệm và phụ thuộc bậc nhất vào tốc độ trung bình của piston  $c_m$ :

$$p_m = a + b.c_m \quad (5-13)$$

với  $a$  và  $b$  là các hằng số thực nghiệm, tùy thuộc vào loại động cơ. Ngoài ra,  $p_m$  còn phụ thuộc vào trạng thái nhiệt của động cơ như nhiệt độ nước làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn.

### 5.2.2 Áp suất và công suất có ích

Công suất có ích để kéo máy công tác là hiệu của công suất chỉ thị và công suất tổn thất cơ khí:

$$N_e = N_i - N_m \quad (5-14)$$

Nếu gọi  $p_e$  là áp suất có ích (effective) trung bình xác định tương tự như (5-1), có thể tính  $N_e$  tương tự như (5-8):

$$N_e = \frac{p_e V_{h \text{ in}}}{30\tau} \quad (5-15)$$

Từ (5-12), (5-13) và (5-14) có thể dễ dàng rút ra:

$$p_e = p_i - p_m \quad (5-16)$$

### 5.2.3 Hiệu suất cơ khí

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} \quad (5-17)$$

Trong thực tế,  $\eta_m = 0,70 \div 0,90$ .

### 5.3.4 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu có ích

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{nl} Q_H} = \frac{N_e}{N_i} \frac{N_i}{G_{nl} Q_H} = \eta_m \eta_i \quad (5-18)$$

Tương tự như (5-10) gọi:

$$g_e = \frac{G_{nl}}{N_e} \quad (5-19)$$

là suất tiêu thụ nhiên liệu có ích với thứ nguyên như  $g_i$ , ta có:

$$g_e = \frac{1}{\eta_e Q_H} \quad (5-20)$$

Vậy  $g_e$  và  $\eta_e$  đều là các thông số đặc trưng cho tính kinh tế của động cơ.

## 5.3 Cân bằng nhiệt

Tính cân bằng nhiệt là giai đoạn cuối của tính toán nhiệt đối với động cơ nhằm những mục đích sau:

- Tính những tổn thất nhiệt, trên cơ sở đó tìm các biện pháp giảm các tổn thất để dùng nhiệt vào việc có ích.
- Kết quả cân bằng nhiệt làm cơ sở tính và thiết kế các hệ thống phụ trợ như hệ thống làm mát, hệ thống bôi trơn và hệ thống tăng áp dùng tuốc bin khí thải.

Cân bằng nhiệt được xác định bằng thực nghiệm, đo trực tiếp trên băng thử công suất động cơ. Tại mỗi chế độ làm việc ổn định và tính trong một đơn vị thời gian, cân bằng nhiệt có dạng:

$$Q_0 = Q_c + Q_{lm} + Q_{th} + Q_d + Q_{ch} + Q_{cl} \quad (5-21)$$

Trong đó:

$Q_0$ : Nhiệt lượng của nhiên liệu

$$Q_0 = Q_H G_{nl} \quad (5-22)$$

$Q_c$ : Nhiệt lượng tương ứng với công suất có ích của động cơ

$$Q_c = N_c$$

$Q_{lm}$ : nhiệt lượng truyền cho môi chất làm mát. Đối với hệ thống làm mát bằng nước:

$$Q_{lm} = G_n C_n (t_{nr} - t_{nv}) \quad (5-23)$$

Với  $G_n$  là lưu lượng nước làm mát (kg/s);  $C_n$  là nhiệt dung riêng của nước, có thể lấy  $C_n = 4,186 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$ ;  $t_{nr}$  là nhiệt độ nước ra khỏi động cơ và  $t_{nv}$  là nhiệt độ nước vào động cơ.

$Q_{th}$ : Nhiệt lượng do khí thải mang đi. Nếu bỏ qua entanpi của nhiên liệu trong  $M_1$ :

$$Q_{th} = G_{nl} (M_2 \bar{C}_{\mu pth} T_{th} - M_1 \bar{C}_{\mu pk} T_k) \quad (5-24)$$

$Q_d$ : nhiệt lượng do dầu bôi trơn mang đi, tính tương tự như  $Q_{lm}$ :

$$Q_d = G_d C_d (t_{dr} - t_{dv}) \quad (5-25)$$

Với  $G_d$  là lưu lượng dầu làm mát;  $C_d$  là nhiệt dung riêng của dầu;  $t_{dr}$  là nhiệt độ dầu ra khỏi động cơ và  $t_{dv}$  là nhiệt độ dầu vào động cơ.

$Q_{ch}$ : Nhiệt lượng trong phần nhiên liệu chưa cháy, thực chất là không cháy được khi cháy không hoàn toàn. Khi  $\lambda \geq 1$  thì  $Q_{ch}$  được tính vào  $Q_{cl}$  còn khi  $\lambda < 1$  thì  $Q_{ch}$  tính như sau:

$$Q_{ch} = G_{nl} \Delta Q_H \quad (5-26)$$

với  $\Delta Q_H$  tính theo (4-53).

$Q_{cl}$ : Nhiệt lượng còn lại bao gồm nhiệt trao đổi bằng đối lưu và bức xạ với môi trường và lượng nhiệt tương ứng với động năng của khí thải. Sau khi đo và tính tất cả các thành phần ở trên,  $Q_{cl}$  có thể tính như sau:

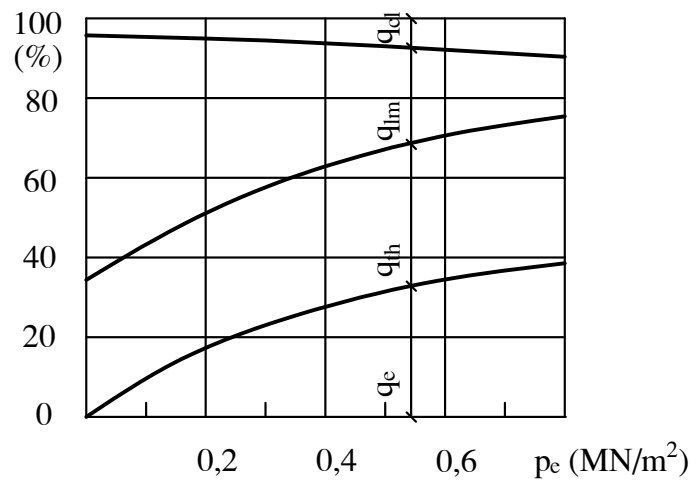
$$Q_{cl} = Q_0 - (Q_c + Q_{lm} + Q_{th} + Q_d + Q_{ch}) \quad (5-27)$$

Thông thường, cân bằng nhiệt được thể hiện dưới dạng không thứ nguyên bằng cách chia hai vế của (5-21) cho  $Q_0$ :

$$q_e + q_{lm} + q_{th} + q_d + q_{ch} + q_{cl} = 100\% \quad (5-28)$$

Hình 5-2 thể hiện cân bằng nhiệt của một loại động cơ theo tải trọng ( $p_c$ ) ở tốc độ định mức.

Bảng sau đây thể hiện các thành phần trong cân bằng nhiệt tùy thuộc loại động cơ.



**Hình 5-2.** Cân bằng nhiệt ở các chế độ tải khác nhau

Loại động cơ	$q_e$ (%)	$q_{lm} + q_d$ (%)	$q_{th}$ (%)	$q_{ch}$ (%)	$q_{cl}$ (%)
Động cơ xăng	21 ÷ 33	12 ÷ 27	30 ÷ 50	0 ÷ 45	3 ÷ 10
Động cơ diesel	26 ÷ 47	15 ÷ 35	25 ÷ 40	0 ÷ 5	2 ÷ 5
Động cơ gas	23 ÷ 35	20 ÷ 25	35 ÷ 45	0 ÷ 5	2 ÷ 10

## CHƯƠNG VI. TRAO ĐỔI MÔI CHẤT TRONG ĐỘNG CƠ HAI KỲ

Trong động cơ hai kỳ, các quá trình quét thải chỉ diễn ra trong khoảng 120 - 150° góc quay trục khuỷu, chỉ bằng 1/3 - 1/3,5 so với động cơ bốn kỳ. Ngoài ra, một phần rất quan trọng của quá trình trao đổi khí là quá trình quét-nạp thực chất là dùng khí nạp mới để quét khí đã làm việc trong xy lanh (xem mục 1.4.3) nên rất phức tạp và khó quét sạch vì có nhiều vùng chết. Vì vậy trao đổi môi chất trong động cơ hai kỳ có những đặc điểm riêng khác với động cơ bốn kỳ (chủ yếu thực hiện trao đổi khí nhờ cơ cấu phối khí dùng xu páp).

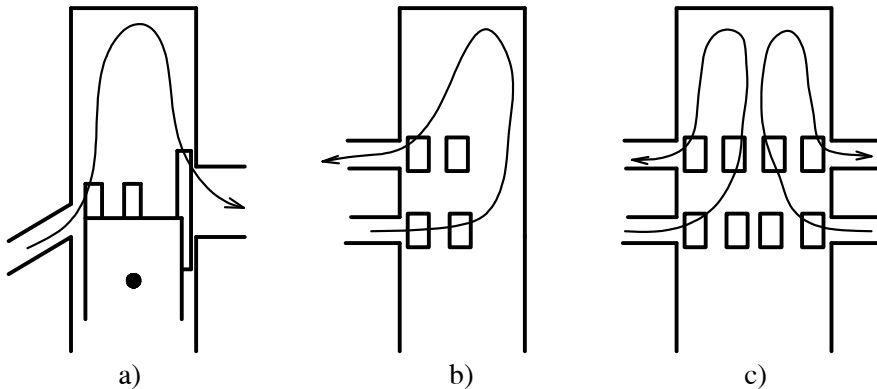
### 6.1 Các hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ

Tuỳ theo đường đi của khí quét, người ta chia ra thành hai loại là quét vòng và quét thẳng.

#### 6.1.1 Quét vòng

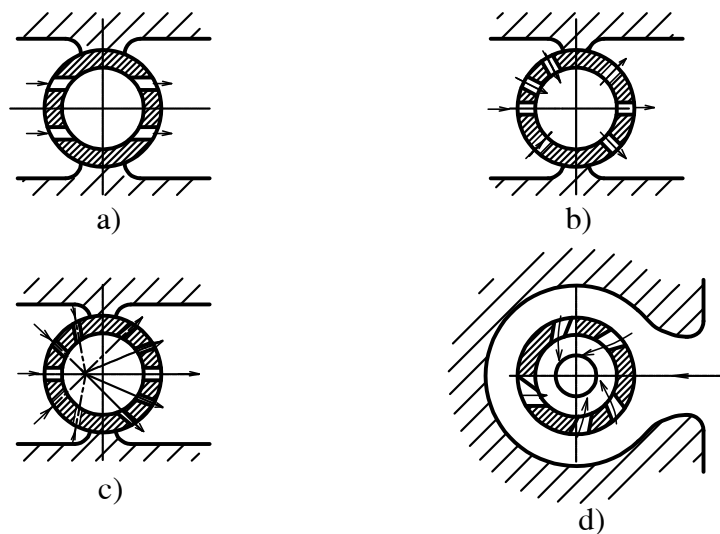
Đó là hệ thống quét thải với đường đi của khí quét từ cửa nạp lên nắp xy lanh vòng xuống đáy khí đã làm việc qua cửa thải. Việc quét nạp được thực hiện qua các cửa nên cơ cấu phối khí rất đơn giản. Có nhiều loại kết cấu quét vòng được phân loại theo vị trí của các cửa quét nạp.

• Theo vị trí tương quan giữa các cửa, người ta chia thành quét vòng với các cửa đặt ngang, hình 6-1.a, đặt bên, hình 6-1.b và đặt xung quanh, hình 6-1.c. Theo cách phân loại này thì động cơ hai kỳ dùng hộp các te- trục khuỷu làm máy nén khí - hình 1-6, là hệ thống quét vòng đặt ngang.



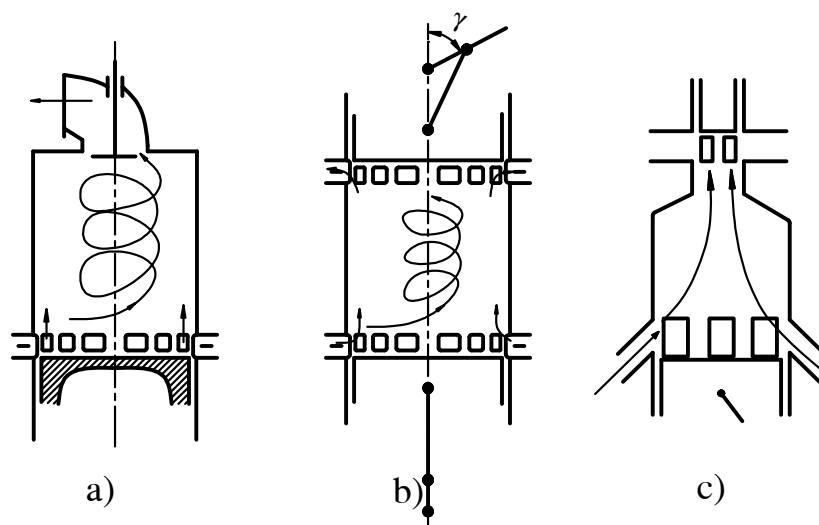
Hình 6-1. Hệ thống quét vòng: a) đặt ngang, b) đặt bên, c) đặt xung quanh

• Theo hướng các cửa, và qua đó quyết định đến hướng của các dòng khí, người ta chia thành quét vòng hướng song song - hình 6-2.a, hướng kính - hình 6-2.b, hướng lệch tâm - hình 6-2.c và hướng tiếp tuyến - hình 6-2.d. Hệ thống quét vòng có đặc điểm là có nhiều vùng chết trong xy lanh nên khó quét sạch. Ngoài ra, với việc quét thải đơn giản qua các cửa theo các sơ đồ trên thì chắc chắn có giai đoạn lọt khí (xem mục 1.4.3) dẫn tới tổn thất khí quét và tăng tổn thất hành trình. Để khắc phục, ở một số động cơ người ta bố trí van xoay trên cửa thải, xem 6.2.2 dưới đây.



**Hình 6-2.** Hệ thống quét vòng: a) hướng song song, b) hướng kính, c) hướng lệch tâm, d) hướng tiếp tuyến

### 6.1.2 Quét thẳng



**Hình 6-3.** Hệ thống quét thẳng: a): qua xu páp, b) qua piston đối đỉnh, c) qua van trượt

Trong hệ thống quét thẳng đường đi của khí quét từ cửa quét trên thành xy lanh hướng thẳng lên nắp máy đẩy khí đã làm việc ra ngoài. Theo kết cấu có những loại *quét thẳng qua xu páp* - hình 6-3.a, *quét thẳng qua piston đối đỉnh* - hình 6-3.b và *quét thẳng qua van trượt* - hình 6-3.c. Khi quét thẳng qua xu páp - hình 6-3.a, động cơ có xu páp thải với kết cấu và cách dẫn động giống như ở động cơ bốn kỳ. Khi quét thẳng qua piston đối đỉnh - hình 6-3.b, động cơ có hai trục khuỷu, một trục khuỷu dẫn động piston đóng mở cửa nạp còn trục kia đóng mở cửa thải. Hai trục khuỷu phải liên kết với nhau, quay với cùng tốc



độ nhưng lệch pha nhau khoảng  $8 - 20^\circ$ . Còn khi quét thẳng qua van trượt - hình 6-3.c, cửa thải được đóng mở bởi cơ cấu van trượt.

### 6.1.3 So sánh quét thẳng và quét vòng

Với những phương án đã trình bày ở trên, quét vòng có ưu điểm nổi bật là đơn giản và làm việc chắc chắn còn quét thẳng có những ưu điểm sau:

- Chất lượng quá trình quét thải tốt hơn với cùng một lượng khí quét, tức là thải sạch và nạp đầy hơn.
- Có thể tổ chức cho khí quét quay tròn trong xy lanh để quét sạch, đồng thời cải thiện được quá trình hình thành hỗn hợp và cháy sau này.
- Tổn thất hành trình cho quá trình quét thải nhỏ hơn.

Tóm lại, chất lượng quét thải của quét thẳng tốt hơn nhưng kết cấu phức tạp hơn.

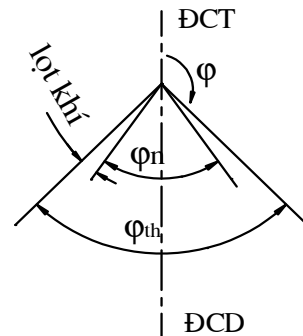
## 6.2 Pha phối khí

Như đã trình bày trong chương I, pha phối khí đóng vai trò rất quan trọng đến việc nạp đầy thải sạch và do đó đến đặc tính của động cơ. Trong động cơ hai kỳ, vai trò của pha phối khí còn lớn hơn vì quá trình trao đổi khí diễn ra rất ngắn và phức tạp nên khó lựa chọn pha phối khí tối ưu hơn.

Trên cơ sở những vấn đề đã trình bày trong mục 6.1 có thể chia thành hai loại pha phối khí sau đây.

### 6.2.1 Pha phối khí đối xứng

Pha phối khí đối xứng, hình 6-4, thuộc động cơ hai kỳ quét vòng qua cửa thải là loại động cơ hai kỳ đơn giản nhất, làm việc chắc chắn (xem mục 1.4.3). Các quá trình nạp thải tương ứng với các góc  $\varphi_n$  và  $\varphi_{th}$  có các điểm đầu và cuối quá trình đối xứng nhau qua điểm chết dưới nên có giai đoạn lọt khí làm tăng tổn thất khí quét và tổn thất hành trình.



Hình 6-4. Pha phối khí đối xứng

### 6.2.2 Pha phối khí không đối xứng

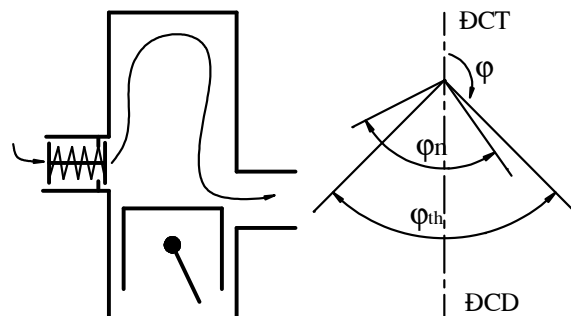
Để khắc phục nhược điểm của pha phối khí đối xứng, người ta thiết kế pha phối khí không đối xứng với những phương án sau.

- Đặt van một chiều trên cửa quét

Trên cửa quét lắp một van một chiều, hình 6-5, với cửa quét cao hơn cửa thải. Tuy nhiên, van một chiều sẽ làm tăng tổn thất ở cửa quét.

- Đặt van xoay trên cửa thải

Van xoay lắp trên cửa thải, hình 6-6,



Hình 6-5. Pha phối khí không đối xứng có van một chiều trên cửa quét

được thiết kế sao cho mở trước và đóng sau cửa quét.

- *Đặt lệch trục khuỷu*

Trong động cơ quét thẳng dùng piston đối đỉnh, hình 6-7, hai trục khuỷu đặt lệch nhau một góc sao cho cửa thải mở trước và đóng trước cửa nạp.

- *Dùng xu páp thải với các góc mở và đóng thích hợp*

Động cơ dùng quét thẳng qua xu páp thải có các góc mở và đóng thích hợp sẽ tạo ra pha phối khí không đối xứng tương tự như các loại trên, hình 6-8.

Các phương án pha phối khí không đối xứng nêu trên đều không có giai đoạn lọt khí. Ngoài ra còn có một ưu điểm nữa là tận dụng được quán tính của khí quét để nạp thêm vì cửa nạp đóng sau cửa thải.

### 6.3 Các chỉ tiêu đánh giá chất lượng quá trình quét thải

Trong chương IV ta đã xét hệ số khí sót  $\gamma_r$  và hệ số nạp  $\eta_v$  là những thông số đánh giá chất lượng quá trình nạp thải của động cơ nói chung. Chất lượng nạp thải càng cao (thải sạch, nạp đầy) khi  $\gamma_r$  càng nhỏ,  $\eta_v$  càng lớn. Đối với động cơ hai kỳ, do đặc điểm dùng khí quét khí nên người ta còn sử dụng những thông số sau để đánh giá chất lượng quá trình quét thải.

- *Hệ số quét sạch*

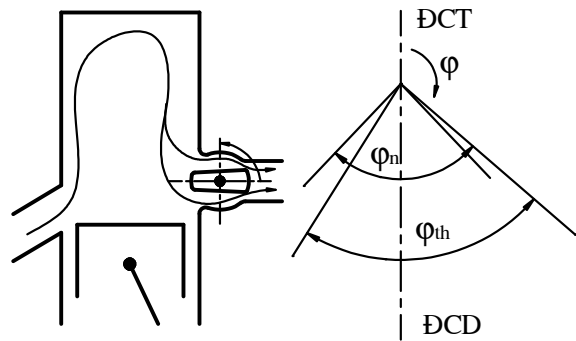
$$\eta_s = \frac{M_1}{M_1 + M_r} = \frac{1}{1 + \gamma_r}$$

Các giá trị kinh nghiệm của  $\gamma_r$  đã trình bày trong mục 4.1.2.2. Cụ thể hơn ??? quét qua cửa, piston đối đỉnh....

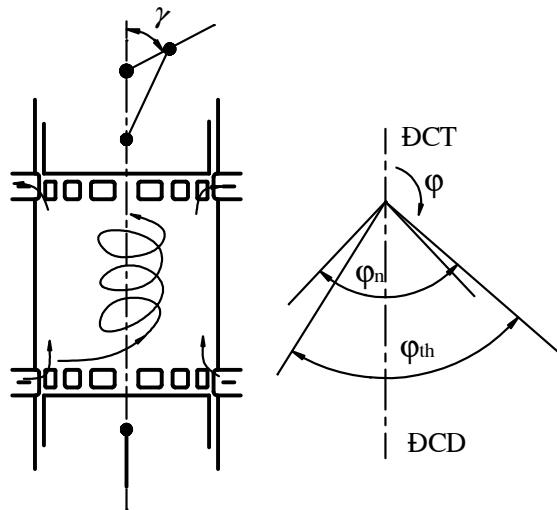
- *Hệ số tổn hao khí quét*

$$\phi = \frac{G_q}{G_1} = \frac{M_q}{M_1}$$

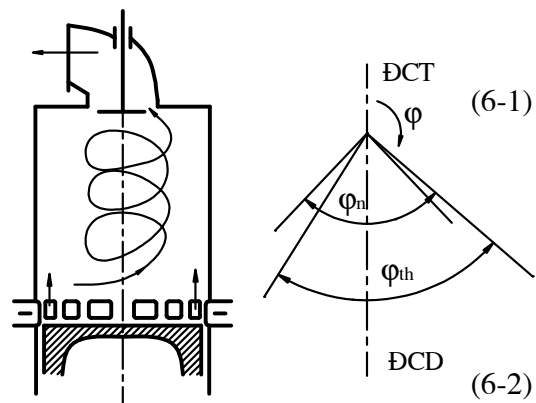
Trong đó:  $G_q$  (kg),  $M_q$  (kmol/kgnl) và  $G_1$  (kg),  $M_1$  (kmol/kgnl) là lượng khí



**Hình 6-6.** Pha phối khí không đối xứng có van xoay trên cửa thải



**Hình 6-7.** Pha phối khí không đối xứng ở động cơ piston đối đỉnh



**Hình 6-8.** Pha phối khí không đối xứng ở động cơ thải qua xu páp

quét đi qua cửa quét vào xy lanh và lượng khí quét giữ lại trong xy lanh trong một chu trình.

Để đạt một giá trị  $\gamma_r$  nhất định, hệ số khí quét  $\varphi$  càng nhỏ càng tốt tức là tổn hao khí quét ít nhất. Trong một số trường hợp để làm mát các chi tiết trong buồng cháy người ta có thể tăng  $\varphi$ . Trong thực tế  $\varphi = 1,3 - 1,9$ .

• *Hệ số sử dụng khí quét*

$$\eta_q = \frac{1}{\varphi} = \frac{M_l}{M_q} \quad (6-3)$$

• *Hệ số dư lượng không khí quét*

$$\varphi_0 = \frac{V_0}{V_h} \quad (6-4)$$

với  $V_h$  là thể tích công tác và  $V_0$  là thể tích không khí đưa vào trong xy lanh trong một trình qui về điều kiện áp suất và nhiệt độ khí trời  $p_0, T_0$ . Hệ số  $\varphi_0$  được sử dụng khi áp suất khí quét  $p_k$  nhỏ. Còn đối với động cơ có  $p_k$  lớn, người ta sử dụng hệ số  $\varphi_k$ :

$$\varphi_k = \frac{V_k}{V_h} \quad (6-5)$$

với  $V_k$  là thể tích không khí đưa vào trong xy lanh trong một trình qui về điều kiện áp suất và nhiệt độ đường nạp  $p_k, T_k$ .

Trong thực tế  $\varphi_0 = 1,4 - 2,4$  còn  $\varphi_k = 1,3 - 1,8$ . Khi tăng  $p_k$  thì phải tăng  $\varphi_0$  hay  $\varphi_k$ , nói cách khác: càng tăng áp thì càng tốn không khí quét. Hệ số dư lượng không khí quét là một thông số quan trọng để chọn lưu lượng máy nén cho động cơ hai kỳ.



## CHƯƠNG VII. HÌNH THÀNH HỖN HỢP TRONG ĐỘNG CƠ

Hệ thống nhiên liệu nói chung có nhiệm vụ cung cấp nhiên liệu tạo thành hỗn hợp cho động cơ phù hợp với các chế độ làm việc.

Như đã trình bày ở 4.3, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  là một thông số quan trọng của động cơ. Mỗi loại hỗn hợp chỉ có thể cháy trong một vùng có hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  thích hợp gọi là giới hạn cháy tùy theo tính chất của nhiên liệu và phương pháp hình thành khí hỗn hợp. Hỗn hợp xăng và không khí có giới hạn cháy hẹp nên  $\lambda$  trong động cơ xăng chỉ nằm trong khoảng từ 0,6 đến 1,2. Tuy nhiên, *hỗn hợp đồng nhất* vì *khí hỗn hợp hình thành bên ngoài xy lanh* (trừ động cơ phun xăng trực tiếp vào xy lanh). Để điều chỉnh tải trọng phải dùng phương pháp *điều chỉnh lượng* hỗn hợp cung cấp cho mỗi chu trình bằng bướm tiết lưu hay còn gọi là bướm ga trên đường nạp. Thực chất của phương pháp này là *điều chỉnh đồng thời cả nhiên liệu và không khí*.

Trái lại, hỗn hợp giữa nhiên liệu diesel và không khí có giới hạn cháy rất rộng nên  $\lambda$  ở động cơ diesel thay đổi từ 1,2 đến 10. Mặt khác do *hỗn hợp bên trong* nên hỗn hợp có thành phần nói chung *không đồng nhất* trong xy lanh. Để điều chỉnh tải trọng, người ta dùng phương pháp *điều chỉnh chất* thực chất là thay đổi thành phần khí hỗn hợp bằng cách chỉ thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình.

Do những đặc điểm có tính chất đặc thù nêu trên nên hình thành hỗn hợp của động cơ xăng và diesel có nhiều điểm khác nhau. Sau đây, sẽ giới thiệu lần lượt từng loại.

### 7.1 Hình thành hỗn hợp trong động cơ xăng

#### 7.1.1 Yêu cầu

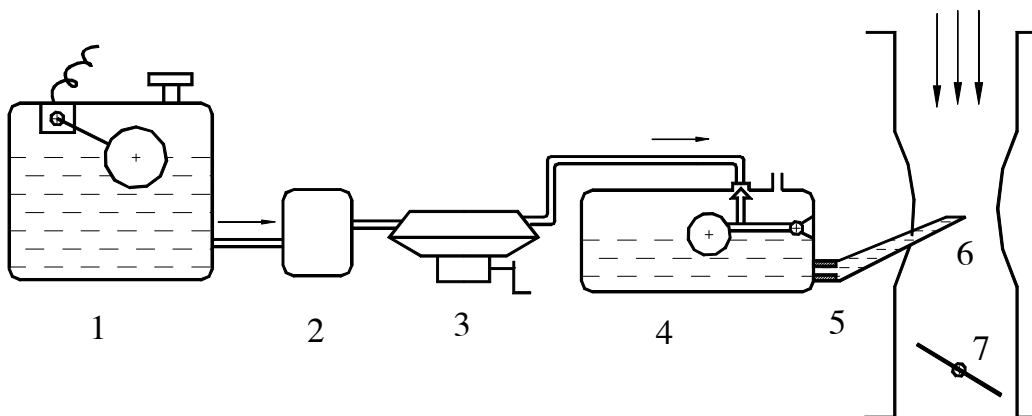
Tạo thành hỗn hợp trong động cơ xăng phải thoả mãn các yêu cầu sau:

- Cung cấp hỗn hợp với thành phần  $\lambda$  thích hợp với từng chế độ làm việc của động cơ.
- Phần lớn nhiên liệu trong hỗn hợp ở dạng hơi xăng, phần còn lại được xé toạt ở dạng hạt có kích thước rất nhỏ.
- Hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  phải đồng đều giữa các xy lanh.

Cơ chế hình thành hỗn hợp tổng chung như sau: xăng dễ bay hơi được hút hay phun vào động cơ, được xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn với không khí tạo thành hỗn hợp.

#### 7.1.2 Hỗn hợp bên ngoài

##### 7.1.2.1 Hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hoà khí



Hình 7-1. Sơ đồ hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hoà khí

1: thùng xăng, 2: lọc, 3: bơm, 4: buồng phao, 5: gic lơ, 6: họng khuếch tán, 7: bướm ga

Trên hình 7-1 thể hiện rõ sơ đồ hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hoà khí. Xăng từ thùng chứa 1 được bơm 3 hút qua lọc 2 đến buồng nhiên liệu hay còn gọi là buồng phao 4 của bộ chế hoà khí. Cơ cấu van kim - phao giữ cho mức xăng trong buồng nhiên liệu ổn định trong quá trình làm việc. Trong quá trình nạp, không khí được hút vào động cơ phải lưu động qua họng khuếch tán 6 có tiết diện bị thu hẹp. Tại đây, do tác dụng của độ chân không, gọi là  $\Delta p_h$ , xăng được hút ra từ buồng phao qua gic lơ 5. Thực chất, gic lơ là một chi tiết được chế tạo chính xác để có thể tiết lưu định lượng lưu lượng xăng hút ra đúng như thiết kế. Sau khi ra họng khuếch tán, nhiên liệu được dòng không khí xé toạt đồng thời bay hơi và hoà trộn tạo thành hỗn hợp nạp vào động cơ. Lượng hỗn hợp đi vào động cơ được điều chỉnh nhờ bướm ga 7.

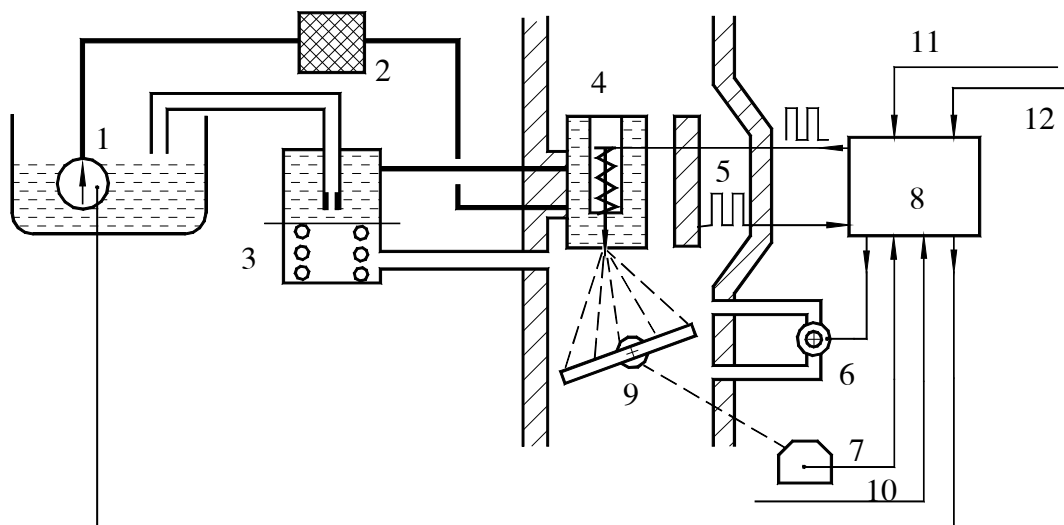
Hiện nay để tăng chất lượng tạo thành hỗn hợp người ta thiết kế và đưa vào sử dụng bộ chế hoà khí có trang bị điện tử (xem giáo trình Động cơ đốt trong).

### 7.1.2.2 Hệ thống nhiên liệu phun xăng

Hệ thống phun xăng *gián tiếp* vào đường ống nạp được sử dụng rất rộng rãi chia thành phun xăng đơn điểm và đa điểm.

#### a. Phun xăng đơn điểm (Single Point)

Theo phương án này (hình 7-2), xăng được phun vào ống nạp chung để cung cấp hỗn hợp cho các xy lanh. Toàn bộ động cơ chỉ có một vòi phun ở đường ống nạp chung cho tất cả các xy lanh. Về mặt nguyên tắc có thể sử dụng các phương pháp phun liên tục hay phun gián đoạn. Vòi phun được bố trí ngay trên bướm tiết lưu, tại đây vận tốc dòng không khí lớn nhất tạo điều kiện tốt cho quá trình xé toạt xăng và hoà trộn với không khí.



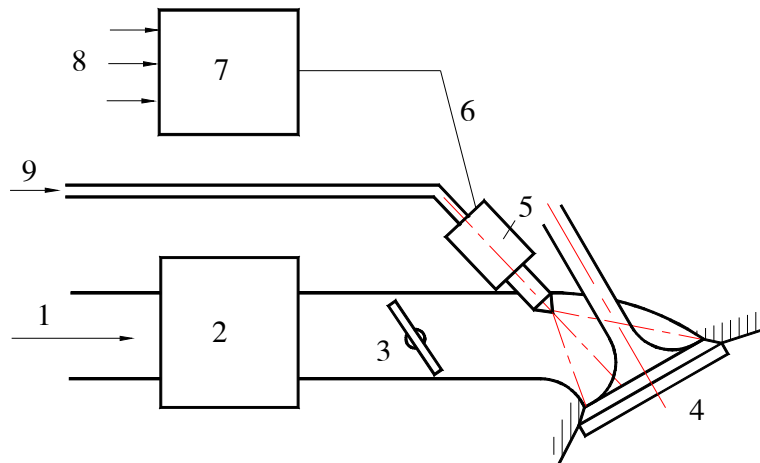
**Hình 7-2.** Hệ thống phun xăng đơn điểm

1: bơm, 2: lọc, 3: bộ ổn áp, 4: vòi phun điện tử, 5: nhiệt điện trở đo lưu lượng không khí, 6: van bypass không khí (by pass), 7: cảm biến góc mở bướm ga, 8: bộ điều khiển điện tử, 9: bướm ga, 10: tín hiệu tốc độ vòng quay động cơ, 11: tín hiệu nhiệt độ động cơ, 12: cảm biến thành phần hỗn hợp  $\lambda$ .

Bộ điều khiển điện tử 8 nhận tín hiệu từ các cảm biến khác nhau trên động cơ, trong đó thông số điều khiển chính là lưu lượng không khí nạp qua thiết bị đo 5 kiểu nhiệt - điện trở. Cảm biến ở đây là một sợi dây điện trở bằng platin có dòng điện chạy qua. Dòng không khí nạp bao quanh sẽ làm mát sợi dây và do đó làm thay đổi điện trở của nó. Để giữ nhiệt

độ dây dẫn không thay đổi, dòng điện chạy qua dây phải tăng lên một giá trị nhất định. Tín hiệu dòng điện tỷ lệ với lưu lượng không khí nạp sẽ phản ánh đến bộ điều khiển, qua đó điều khiển lượng nhiên liệu phun ở vòi phun 4. Ngoài ra, bộ điều khiển còn nhận các tín hiệu khác như trình bày trên hình vẽ để thực hiện các chức năng như làm đậm khi hâm nóng máy, khi tăng tốc, không tải... Nói chung, về mặt giá thành và về mức độ hoàn thiện các chức năng, hệ thống phun trung tâm là trạng thái trung gian giữa hệ thống dùng bộ chế hoà khí và hệ thống phun nhiều điểm (xét dưới đây).

### b. Phun xăng đa điểm (Multi - Point)



**Hình 7-3.** Sơ đồ hệ thống phun xăng

1: không khí nạp, 2: thiết bị đo lưu lượng không khí, 3: bướm hỗn hợp, 4: xu páp nạp, 5: vòi phun, 6: tín hiệu điều khiển phun, 7: bộ điều khiển phun xăng, 8: các tín hiệu cảm biến vào bộ xử lý, 9: xăng từ bơm chuyển.

Trong hệ thống phun đa điểm, (hình 7-3) mỗi xy lanh có một vòi phun bố trí ngay trước xu páp nạp. Hệ thống phun nhiều điểm so với hệ thống phun trung tâm có ưu điểm là xăng được phun vào xu páp là nơi có nhiệt độ cao nên điều kiện bay hơi tốt hơn và tránh được hiện tượng đọng bám xăng trên thành ống nạp. Tùy theo tính chất phun người ta còn phân biệt hệ thống phun xăng liên tục hay gián đoạn. Ngoài ra, theo thiết bị điều khiển có thể phân biệt hệ thống phun xăng điều khiển cơ khí, điện tử hay hỗn hợp cơ khí- điện tử.

#### 7.1.2.3 So sánh hệ thống phun xăng và hệ thống dùng bộ chế hoà khí

Hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hoà khí (kiểu cơ khí thông thường) có ưu điểm là đơn giản, giá thành thấp và làm việc chắc chắn. Trái lại, hệ thống nhiên liệu phun xăng có các ưu điểm nổi bật sau.

- Hệ số nạp cao hơn vì không có chỗ thắt như họng khuyếch tán để giảm áp suất như ở bộ chế hoà khí và không phải sấy nóng đường ống nạp.

- Trong hệ thống phun nhiều điểm, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  giữa các xy lanh đồng đều hơn. Đồng thời, phần lớn lượng xăng phun ra bay hơi trong xy lanh có tác dụng giảm nhiệt độ môi chất do đó khi thiết kế có thể tăng tỷ số nén.

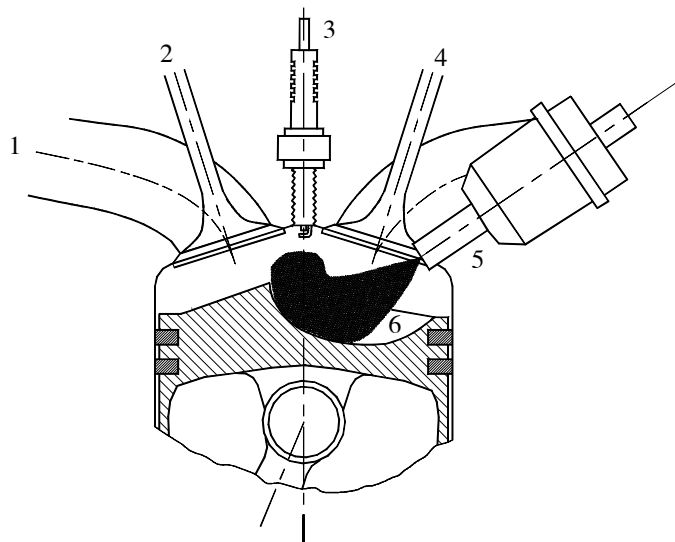
- Hai ưu điểm chủ yếu trên dẫn tới tăng tính hiệu quả ( $p_c$  lớn) và tính kinh tế ( $g_c$  nhỏ) của động cơ. Ngoài ra tính kinh tế cao còn do những nguyên nhân khác như xăng không đọng bám trên đường nạp khi động cơ khởi động và khi động cơ bị kéo nhiên liệu bị cất hoàn toàn.

- Không cần hệ thống tăng tốc riêng rẽ do bộ điều khiển phản ứng tức thời để tăng lượng nhiên liệu phun phù hợp với lượng không khí nạp.
- Động cơ có tính tích ứng cao trong các điều kiện sử dụng khác nhau dù là tĩnh tại như ở trạm phát điện hay di động như trên ô tô, xuống máy, máy bay...
- Hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  được điều chỉnh chính xác nên có thể giảm được thành phần độc hại trong khí thải, giảm ô nhiễm môi trường.

Vì những ưu điểm quan trọng này, động cơ phun xăng ngày càng được dùng phổ biến. Hiện nay, hầu hết xe hơi du lịch của các hãng ô tô nổi tiếng trên thế giới đều lắp động cơ phun xăng.

### 7.1.3 Hỗn hợp bên trong

Một số động cơ máy bay hoặc xe đua trước đây đã từng sử dụng hệ thống phun xăng *trực tiếp* (Gasoline Direct Injection GDI) vào trong xy lanh ở cuối kỳ nén tương tự như ở động cơ diesel. Nhưng do xăng là loại nhiên liệu nhẹ, độ nhớt nhỏ nên để tạo áp suất quan như chế tạo bơm cao áp và vỏ



Hình 7-4. Động cơ phun xăng trực tiếp của hãng Mitsubishi

không khí chứa trong nhiên liệu trước khi vào bơm cao áp, phoi nẹp điều chỉnh cao nhiên liệu và không khí để điều chỉnh tải... Vì vậy, động cơ rất phức tạp và giá thành cao nên không được sử dụng phổ biến trong thực tế. Tuy nhiên, động cơ phun xăng trực tiếp vào xy lanh có một số ưu điểm của động cơ diesel như hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  của các xy lanh rất đồng đều, hệ số nạp lớn... Ngoài ra, tỷ số nén có thể lớn hơn so với trong động cơ dùng bộ chế hoà khí mà không bị kích nổ. Gần đây, một số hãng đã quan tâm nghiên cứu chế tạo động cơ phun xăng trực tiếp vào xy lanh. Ví dụ, tại hội nghị quốc tế về ô tô tại Hà Nội tháng 12.1996, hãng Mitsubishi đã giới thiệu một loại động cơ ô tô 4 kỳ 4 xy lanh mới chế tạo, hình 7-4, có mã hiệu 4G93-GDI với  $S/D = 81/89$  (mm), tỷ số nén  $\epsilon = 12$  sử dụng 4 xu páp cho một xy lanh, áp suất phun  $50 \text{ kG/cm}^2$ , đốt hỗn hợp rất nghèo bằng phương pháp hỗn hợp phân lớp, do đó đạt được những chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật rất khả quan như suất tiêu hao nhiên liệu cũng như các thành phần độc hại chủ yếu trong khí thải rất thấp.

Bản chất của phương pháp này là bố trí một bu gi đánh lửa trong buồng cháy của động cơ tại vị trí hỗn hợp có thành phần  $\lambda$  nhỏ (hỗn hợp đậm) để đốt hỗn hợp bằng tia lửa điện. Phân hỗn hợp này sau khi bốc cháy sẽ làm môi để đốt phân hỗn hợp còn lại có thành phần  $\lambda$  lớn (hỗn hợp nhạt). Như vậy, hỗn hợp toàn bộ của động cơ là hỗn hợp nhạt sẽ được đốt cháy kiệt - hỗn hợp này ở động cơ thông thường là quá nhạt, không thể cháy được - do đó giảm được các thành phần độc hại trong khí thải.

Để điều chỉnh tải trọng của động cơ từ toàn tải đến 50% tải người ta chỉ thay đổi lượng nhiên liệu phun vào buồng cháy còn lượng không khí nạp giữ không đổi. Phương pháp điều chỉnh này giống như ở động cơ diesel gọi là điều chỉnh chất. Từ 50% tải trở xuống, lượng không khí nạp cũng được điều chỉnh thông qua một bướm tiết lưu (không



trình bày trên hình vẽ) vì khi đó hỗn hợp quá nhạt, tốc độ lan tràn màng lửa giảm, quá trình cháy không diễn ra không thuận lợi làm giảm mạnh tính kinh tế của động cơ.

Động cơ phun xăng trực tiếp có phương pháp hình thành khí hỗn hợp về nguyên tắc rất gần với hình thành khí hỗn hợp của động cơ diesel. Vì vậy, động cơ này ngoài khả năng giảm độc hại trong khí thải còn có các ưu điểm khác của động cơ diesel như suất tiêu hao nhiên liệu thấp ở chế độ tải trung bình và nhỏ, do đó rất thích hợp cho động cơ ô tô chạy trong thành phố là động cơ thường xuyên làm việc với các chế độ tải trọng này.

## 7.2 Hình thành khí hỗn hợp trong động cơ diesel

### 7.2.1 Yêu cầu

Khác với động cơ xăng, nhiên liệu được phun vào trong xy lanh để hình thành khí hỗn hợp và điều chỉnh tải của động cơ bằng cách chỉ *điều chỉnh lượng* nhiên liệu phun do hỗn hợp có giới hạn cháy rộng như đã trình bày ở mục 4.3 (điều chỉnh chất qua hệ số dư lượng không khí).

Hình thành hỗn hợp trong động cơ diesel phải thoả mãn các yêu cầu sau đây:

- Phải tự động cung cấp lượng nhiên liệu phù hợp với chế độ tải trọng và tốc độ vòng quay của động cơ.

- Cung cấp nhiên liệu đồng đều cho các xy lanh phù hợp với thứ tự làm việc của động cơ.

- Phun nhiên liệu vào xy lanh đúng lúc và đúng quy luật.

- Nhiên liệu phải được xé nhỏ, phân bố đều trong thể tích xy lanh và tia nhiên liệu phải phù hợp với hình dạng buồng cháy.

### 7.2.2 Các phương pháp hình thành khí hỗn hợp trong động cơ diesel

Trong động cơ diesel, phương pháp hình thành khí hỗn hợp có ý nghĩa quyết định đối với kết cấu, bố trí cũng như thông số kỹ thuật của hệ thống nhiên liệu nói chung hay cụ thể là của bơm cao áp và vòi phun nói riêng. Vì vậy, để hiểu rõ hơn về cách thức làm việc của động cơ diesel, chúng ta phải nghiên cứu một số phương pháp hình thành khí hỗn hợp thông dụng, phạm vi ứng dụng cũng như ưu nhược điểm của chúng. Theo sự phân chia không gian buồng cháy, người ta phân biệt hai loại hình thành khí hỗn hợp trong buồng cháy thống nhất và buồng cháy ngăn cách.

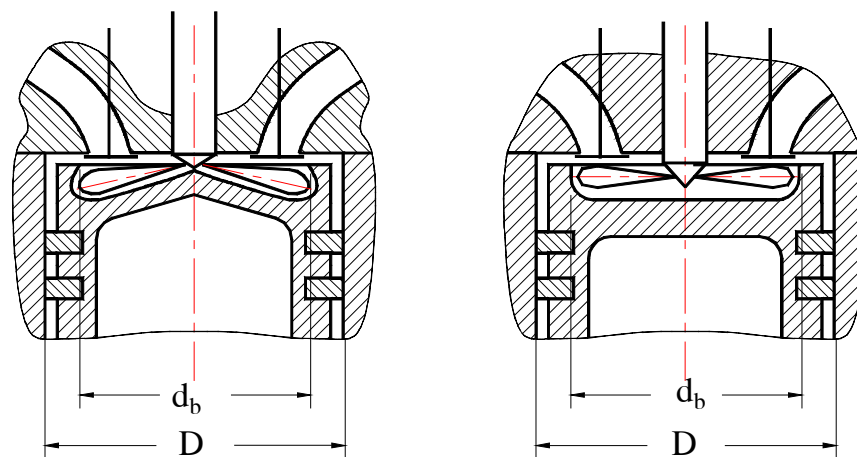
#### 7.2.2.1 Buồng cháy thống nhất

Buồng cháy thống nhất là buồng cháy chỉ bao gồm không gian duy nhất giới hạn bởi đỉnh piston, xy lanh và nắp xy lanh. Buồng cháy thống nhất có một số loại khác nhau theo phương pháp hình thành hỗn hợp.

##### a. Hỗn hợp thể tích

Về mặt kết cấu, phần lõm trên đỉnh piston có thành mỏng với tỷ số  $\frac{d_b}{D} = 0,75 \div 0,90$

và không sâu, hình 7-5. Vòi phun có lỗ phun đường kính rất nhỏ  $d = 0,15 \div 0,25$  mm với số lượng từ 5 đến 10, áp suất phun lớn khoảng  $20 \div 60$  MN/m<sup>2</sup>, đối với động cơ dùng bơm – vòi phun hoặc hệ thống phun tích áp (common rail) có thể đến 1000- 2000 bar. Tia nhiên liệu phun tới sát thành buồng cháy nhưng không chạm.



**Hình 7-5.** Buồng cháy thống nhất với phương pháp hỗn hợp thể tích

Khi piston đi lên trong quá trình nén, hiện tượng không khí bị chèn vào không gian trên đỉnh piston xảy ra không mãnh liệt. Nói cách khác, xoáy lốc không mạnh nên ít ảnh hưởng đến quá trình hình thành hỗn hợp. Do đó, buồng cháy thuộc loại không tận dụng xoáy lốc. Nhiên liệu phun ra rất tơi và tia phun phù hợp với profil buồng cháy do đó tia nhiên liệu thâm nhập phần lớn thể tích buồng cháy, tạo ra quá trình bay hơi, hoà trộn nhiên liệu với không khí và do đó hình thành hỗn hợp. Vì vậy, người ta còn gọi đây là phương pháp hình thành hỗn hợp kiểu thể tích.

Sau thời gian cháy trễ  $\tau_i$  kể từ lúc phun nhiên liệu (xem chương I), quá trình cháy thực sự diễn ra. Do hỗn hợp được chuẩn bị hầu như trong toàn bộ thể tích buồng cháy nên lượng hỗn hợp chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ lớn và sau đó bùng cháy mãnh liệt với tốc độ tăng áp suất  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  rất lớn.

Do quá trình cháy tập trung vào gần điểm chết trên nên hiệu quả sinh công cao. Mặt khác, kết cấu buồng cháy gọn nên tổn thất nhiệt nhỏ. Điều đó dẫn tới suất tiêu hao nhiên liệu thấp ( $g_c$  khoảng  $220 \div 240$  g/kWh) và động cơ khởi động dễ dàng.

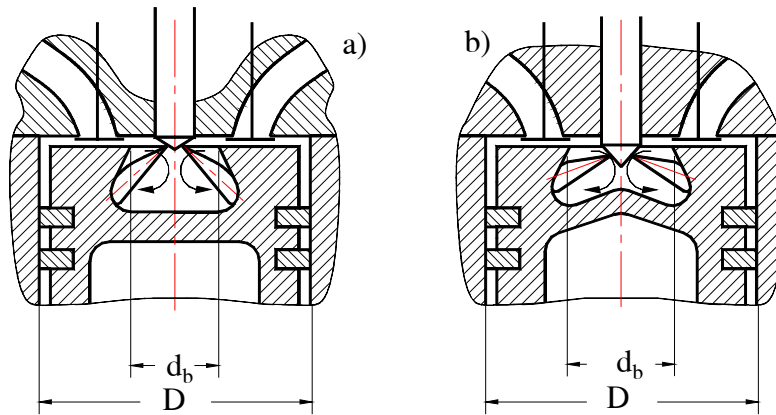
Tuy nhiên, với phương pháp hỗn hợp thể tích, không thể bảo đảm tia nhiên liệu thâm nhập toàn bộ thể tích buồng cháy, tức là một phần đáng kể không khí trong buồng cháy không được tham gia tạo thành hỗn hợp. Do đó, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  lớn đến  $1,7 \div 2,0$ , tính hiệu quả của động cơ không cao ( $p_c$  nhỏ). Do  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  lớn, động cơ làm việc không êm, cụ thể là có tiếng gõ và rung động. Khi thay đổi chế độ làm việc, khó bảo đảm sự phù hợp của tia nhiên liệu với hình dạng buồng cháy nên động cơ rất nhạy cảm với sự thay đổi về tải trọng, tốc độ vòng quay cũng như loại nhiên liệu. Ngoài ra, vòi phun phải có nhiều lỗ rất nhỏ, áp suất phun lớn nên khó chế tạo vòi phun cũng như bơm cao áp. Khi động cơ làm việc, các bộ phận này dễ bị kẹt tắc do cặn bẩn trong nhiên liệu.

Buồng cháy hỗn hợp thể tích được dùng ở động cơ cỡ trung bình và cỡ lớn như động cơ tàu thủy, tĩnh tại.

### **b. Hỗn hợp thể tích - màng**

Về mặt kết cấu, phần không gian trên đỉnh piston có thành dày với  $\frac{d_b}{D} = 0,35 \div 0,75$  và khá sâu, hình 7-6, có hình dáng đa dạng như kiểu  $\Delta$ ,  $\omega$ ... (xem chương II, kết cấu đỉnh

piston). Tỷ lệ thể tích không gian trên đỉnh piston  $V_b$  và thể tích buồng cháy  $V_c$  lớn, nằm trong khoảng  $0,75 \div 0,90$ . Vòi phun có khoảng  $3 \div 5$  lỗ với áp suất phun không lớn lắm khoảng  $15 \div 20 \text{ MN/m}^2$ .



**Hình 7-6.** Buồng cháy với hỗn hợp thể tích-màng

Khi piston đi lên trong hành trình nén, khối không khí giữa nắp xy lanh và đỉnh piston bị chèn mảnh liệt vào không gian trên đỉnh piston tạo ra chuyển động xoáy lốc hướng kính với cường độ lớn. Vì vậy buồng cháy được gọi là tận dụng xoáy lốc. Khi nhiên liệu phun vào, một phần nhiên liệu bị xoáy lốc xé nhỏ, hoà trộn với không khí tạo thành hỗn hợp. Phần còn lại, có thể đến 50%, bám lên thành buồng cháy tạo thành màng và được dòng khí xoáy cuốn dần tạo thành hỗn hợp. Phương pháp hỗn hợp này được gọi là hỗn hợp màng - thể tích.

So với buồng cháy hỗn hợp thể tích xét ở trên, do tận dụng xoáy lốc nên không khí trong buồng cháy được tận dụng triệt để hơn, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  do đó cũng nhỏ hơn (nằm trong khoảng  $1,5 \div 1,7$ ) làm tăng tính hiệu quả của động cơ. Cụ thể  $p_c$  tăng khoảng  $10 \div 12\%$ . Do lượng nhiên liệu tham gia vào quá trình chuẩn bị hỗn hợp trong giai đoạn cháy trễ bị khống chế nên lượng hỗn hợp được chuẩn bị trong giai đoạn này ít hơn, do đó  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  nhỏ hơn, động cơ làm việc êm hơn. Mặt khác, do xoáy lốc với cường độ lớn ở mọi chế độ nên động cơ ít nhạy cảm với thay đổi chế độ làm việc cũng như loại nhiên liệu. Ngoài ra, do áp suất phun nhỏ hơn, số lỗ phun ít hơn nên chế tạo bơm cao áp và vòi phun dễ dàng hơn. Bên cạnh đó, buồng cháy loại này vẫn thừa hưởng được những ưu điểm cơ bản của buồng cháy thống nhất như tính kinh tế cao và khởi động dễ dàng.

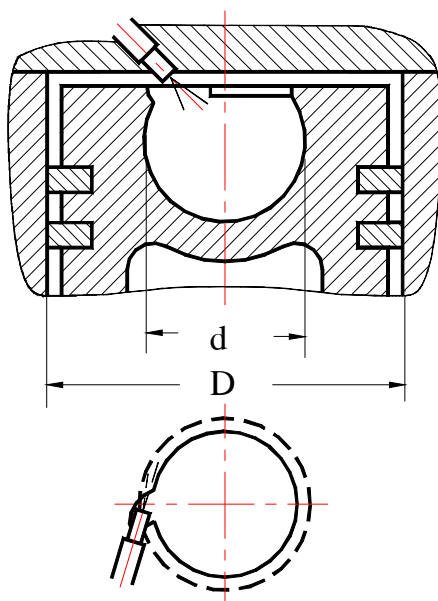
Nhược điểm cơ bản của loại buồng cháy này là đầu piston nặng nên lực quán tính lớn. Ngoài ra, tổn thất nhiệt và tổn thất lưu động cũng lớn hơn một chút so với loại buồng cháy kiểu hỗn hợp thể tích đã xét ở trên.

Loại buồng cháy này được dùng rộng rãi cho động cơ ô tô, máy kéo.

### c. Hỗn hợp màng

Buồng cháy hỗn hợp màng do Giáo sư Meurer phát minh và hãng MAN áp dụng đầu tiên nên còn được gọi là buồng cháy M (viết tắt của Meurer) hay buồng cháy MAN. Không gian trên đỉnh piston có dạng hình cầu với đường kính  $d = 0,5 D$  và được bố trí sâu trên đỉnh piston, hình 7-8. Vòi phun có  $1 \div 2$  lỗ, áp suất phun tương đối nhỏ chỉ khoảng  $15 \div 18 \text{ MN/m}^2$  và tia phun gần như tiếp tuyến với thành buồng cháy cầu. Nhiệt độ đỉnh piston được duy trì ở  $300 \div 400^\circ\text{C}$  bằng phun dầu làm mát đỉnh piston (xem chương II). Đường nạp

được bố trí hướng tiếp tuyến với xy lanh nên tạo ra chuyển động xoáy tròn của không khí nạp.



**Hình 7-8.** Buồng cháy hỗn hợp màng

Cuối quá trình nén, nhiên liệu phun ra phần lớn lên thành buồng cháy (khoảng 95%), phần còn lại ở dạng rất mịn phân bố trong thể tích buồng cháy. Nhờ chuyển động quay tròn của không khí từ quá trình nạp cùng với xoáy lốc do không khí bị chèn vào không gian trên đỉnh piston qua họng thông không lớn trong quá trình nén, phần nhiên liệu phun lên thành buồng cháy cùng chiều với chiều xoáy sẽ được dàn trải trên khoảng 3/4 diện tích thành buồng cháy tạo thành màng rất mỏng khoảng một vài chục phần nghìn mm. Cũng chính nhờ chuyển động xoáy lốc tổng hợp nêu trên, phần nhiên liệu phun vào thể tích nhanh chóng được xé nhỏ, bay hơi, hoà trộn tạo thành hỗn hợp và bốc cháy tạo điều kiện cho nhiên liệu trên màng bay hơi dần và cuốn vào ngọn lửa tham gia quá trình cháy. Do đó, phương pháp hình thành khí hỗn hợp này được gọi là hỗn hợp màng.

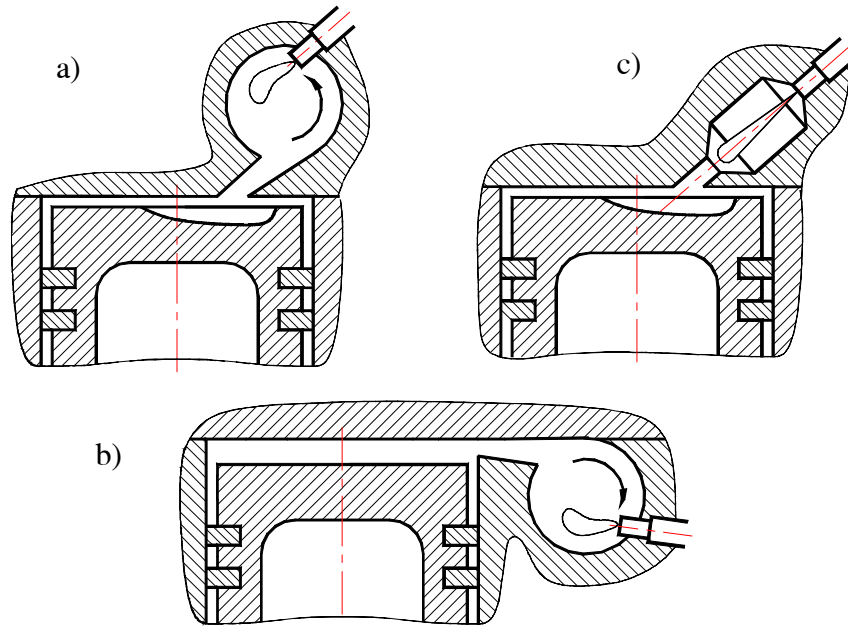
Ngoài những ưu điểm chung của buồng cháy thống nhất, hỗn hợp màng có một số ưu điểm riêng nổi bật. Do không chế được lượng nhiên liệu chuẩn bị trong thời gian cháy trễ nên tốc độ tăng áp suất  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  nhỏ và quá trình cháy màng nhiên liệu tiếp theo diễn ra từ từ

nên động cơ làm việc êm. Do tổ chức tốt quá trình cháy và tận dụng triệt để lượng không khí nạp nên suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ (chỉ vào khoảng 230 g/kWh) và tính hiệu quả cao ( $p_c = 0,65 \div 0,75 \text{ MN/m}^2$ ). Ngoài ra, do xoáy lốc với cường độ lớn cũng như do tác dụng sấy nóng nhiên liệu của thành buồng cháy nên động cơ ít nhạy cảm với thay đổi chế độ làm việc và có thể dùng được nhiều loại nhiên liệu.

Buồng cháy MAN có một số nhược điểm như đầu piston dài, điều kiện làm việc của xéc măng khó khăn. Mặt khác, với động cơ có  $D > 200\text{mm}$  rất khó tổ chức một lượng lớn nhiên liệu tạo thành màng trên thành buồng cháy và hỗn hợp hơi nhiên liệu với một thể tích không khí tương đối lớn. Ngoài ra, do biến thiên nhiệt độ theo chiều dày (gradient nhiệt độ) của màng nhiên liệu rất lớn nên thành phần  $\text{NO}_x$  trong khí thải khá cao.

Hỗn hợp màng được sử dụng rất phổ biến trong một thời gian dài cho động cơ có đường kính xy lanh  $D = 100 \div 150 \text{ mm}$ . Tuy nhiên, do sinh ra nhiều  $\text{NO}_x$  nên gần đây ít được sử dụng hơn.

### 7.2.2.2 Buồng cháy ngăn cách



**Hình 7-9.** Buồng cháy ngăn cách

*a) và b): buồng cháy xoáy lốc, c): buồng cháy dự bị*

Buồng cháy ngăn cách là buồng cháy có hai không gian gọi là buồng cháy chính và buồng cháy phụ nối với nhau bằng những họng thông có tiết diện nhỏ chỉ bằng một vài phần trăm diện tích tiết diện ngang của piston. Thể tích buồng cháy phụ thường chiếm khoảng 0,25 đến 0,40 thể tích toàn bộ buồng cháy. Vòi phun thường chỉ có một lỗ với áp suất phun nhỏ vào khoảng  $8 \div 15 \text{ MN/m}^2$ .

Về mặt kết cấu có nhiều dạng buồng cháy ngăn cách với các tên gọi như buồng cháy xoáy lốc, buồng cháy dự bị, hình 7-9, nhưng nguyên tắc làm việc của chúng có thể được mô tả chung một cách khái quát như sau.

Trong hành trình nén, không khí từ buồng cháy chính trên đỉnh piston được dồn qua họng thông vào buồng cháy phụ tạo ra ở đây xoáy lốc hoặc rối với cường độ rất lớn. Nhiên liệu phun vào buồng cháy phụ sẽ được xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn với không khí, sau thời gian cháy trễ sẽ bốc cháy. Khi đó, áp suất trong buồng cháy phụ sẽ tăng vọt làm cho sản vật cháy, hỗn hợp đang cháy, hỗn hợp và nhiên liệu chưa cháy phun ngược trở lại qua họng thông vào buồng cháy chính. Tại đây, tiếp tục diễn ra các quá trình đan xen và nối tiếp nhau như bay hơi, tạo thành hỗn hợp và cháy với cường độ rối lớn. Bản chất của phương pháp hình thành khí hỗn hợp trong buồng cháy ngăn cách là sử dụng một phần công nén tạo ra động năng rất lớn của không khí để tạo thành hỗn hợp.

Với cách thức làm việc như trên, do tận dụng triệt để lượng không khí nạp nên hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  rất nhỏ, chỉ vào khoảng  $1,2 \div 1,4$ , do đó tính hiệu quả của động cơ khá cao ( $p_c = 0,65 \div 0,75 \text{ MN/m}^2$ ). Do không chế lượng không khí tham gia hỗn hợp trong thời gian cháy trễ nên  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  nhỏ, động cơ làm việc êm. Ngoài ra, cường độ xoáy lốc rất mạnh nên động cơ ít nhạy cảm với thay đổi chế độ làm việc và loại nhiên liệu. Vòi phun chỉ có một lỗ, áp suất phun không lớn nên chế tạo, bảo dưỡng bơm cao áp và vòi phun dễ dàng.

Nhược điểm chính của buồng cháy ngăn cách là hiệu suất thấp,  $g_c = 240 \div 265$  g/kWh, do tổn thất lưu động qua họng thông và tổn thất nhiệt vì buồng cháy không gọn, diện tích làm mát buồng cháy quá lớn. Về mặt cấu tạo, kết cấu của buồng cháy khá phức tạp. Ngoài ra, chính vì diện tích mất mát nhiệt lớn nên động cơ khó khởi động, thông thường phải có bộ phận hỗ trợ khởi động.

Buồng cháy ngăn cách nói chung, cụ thể là buồng cháy xoáy lốc (hình 7-9,a,b) được sử dụng cho động cơ có đường kính xy lanh nhỏ hơn 100 mm. Nếu dùng buồng cháy thống nhất cho những động cơ này thì rất khó tạo tia phun ngắn mà vẫn bảo đảm các yêu cầu khác của phương pháp hình thành hỗn hợp.

## CHƯƠNG VIII. ĐẶC TÍNH ĐỘNG CƠ

### 8.1 Chế độ làm việc và các đặc tính của động cơ đốt trong

#### 8.1.1 Chế độ làm việc

Chế độ làm việc của động cơ được thể hiện bằng tổ hợp các thông số làm việc của nó như công suất  $N_c$  hay mô men  $M_c$  và tốc độ vòng quay  $n$ .

Trong miền làm việc của động cơ, tốc độ  $n$  thay đổi từ  $n_{\min}$  ứng với giới hạn ổn định của động cơ đến  $n_{\max}$  ứng với giới hạn ứng suất cơ, ứng suất nhiệt và diễn biến bình thường của chu trình công tác.

Tại mỗi vị trí  $n = \text{const}$  trong miền làm việc, công suất  $N_c$  của động cơ thay đổi từ 0 (chế độ không tải) đến  $N_{\max}$  tại tốc độ vòng quay đó.

Chế độ làm việc được coi là ổn định khi các thông số làm việc như  $M_c$ ,  $n$  không đổi trong thời gian khảo sát. Khi đó mô men của động cơ cân bằng với mô men cản của máy công tác  $M_e = M_c$ , hình 8-1. Chế độ làm việc của cụm thiết bị động cơ - máy công tác ổn định khi:

$$\frac{d(M_e - M_c)}{dn} < 0 \quad (8-1)$$

và càng ổn định khi vế trái của (8-1) càng âm tức là độ dốc tại điểm cắt nhau của hai đường mô men càng lớn.

Chế độ làm việc có các thông số làm việc thay đổi trong thời gian khảo sát gọi là chế độ làm việc *không ổn định*, ví dụ khi động cơ khởi động, tắt máy hay tăng giảm tốc độ...

Trong chương này chúng ta chỉ khảo sát các chế độ làm việc ổn định của động cơ trong *miền làm việc* của nó khi kéo máy công tác cụ thể.

Do đặc tính của các máy công tác khác nhau nên miền làm việc của cụm động cơ - máy công tác cũng khác nhau.

• Đối với *động cơ tàu thủy*, khi động cơ dẫn động trực tiếp chân vịt, hình 8-2, công suất cản của chân vịt thông thường phụ thuộc bậc 3 vào tốc độ vòng quay.

$$N_c = kn^3 \quad (8-2)$$

**Hình 8-1.** Chế độ làm việc ổn định của cụm động cơ - máy công tác

**Hình 8-2.** Chế độ làm việc của động cơ dẫn động trực tiếp chân vịt

Miền làm việc của động cơ- máy công tác nằm trên đường đặc tính cản (8-2). Các đường 1, 2 và 3 tương ứng với các vị trí khác nhau của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu. Tốc độ động cơ thay đổi từ  $n_{\min}$  đến  $n_{\max}$ .

- Động cơ kéo *máy phát điện* đòi hỏi  $n = \text{const}$ . Chức năng này do điều tốc (một chế độ) đảm nhận. Miền làm việc của động cơ - máy phát nằm trên đường AB, hình 8-3. Tại A ứng với chế độ định mức  $N_c = N_{dm}$  và tại B ứng với chế độ không tải  $N_c = 0$ .

**Hình 8-3.** Chế độ làm việc của động cơ kéo máy phát điện

- Động cơ trên các phương tiện cơ giới như ô-tô, xe máy, máy kéo... công suất và tốc độ động cơ thay đổi trong một phạm vi rất rộng. Miền làm việc của cụm thiết bị, hình 8-4, nằm là diện tích giới hạn bởi đường công suất lớn nhất ứng với vị trí cực đại của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu (đó là đặc tính ngoài sử dụng, xem 8.2.1.2) và các đường giới hạn  $n_{\min}$  và  $n_{\max}$ .

### 8.1.2 Các loại đặc tính động cơ đốt trong

Quan hệ giữa các thông số làm việc của động cơ như  $M_c$ ,  $N_c$ ,  $n$ ,  $g_c$ ,  $G_{n1}$ ... trong miền làm việc gọi là đặc tính của động cơ.

Đặc tính của động cơ được xây dựng bằng thực nghiệm trên băng thử công suất động cơ để có thể thay đổi dễ dàng chế độ làm việc của động cơ như tốc độ vòng quay, vị trí cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu, nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn v.v... Trên cơ sở đặc tính có thể đánh giá các chỉ tiêu của động cơ trong các điều kiện sử dụng khác nhau.

**Hình 8-4.** Chế độ làm việc của động cơ trên các phương tiện cơ giới

Động cơ đốt trong có các loại đặc tính sau:

- Đặc tính tốc độ: với tốc độ vòng quay  $n$  là biến số.
- Đặc tính chân vịt: là đặc tính tốc độ khi động cơ dẫn động chân vịt tàu thủy
- Đặc tính tải: với công suất động cơ  $N_c$  (hay  $p_c$ ) là biến số khi  $n = \text{const}$
- Đặc tính tổng hợp: đặc tính của nhiều biến số
- Đặc tính điều chỉnh
- Đặc tính không tải
- Đặc tính điều tốc

### 8.1.3 Cơ sở phân tích đặc tính động cơ



Trước khi khảo sát các đặc tính nêu trên, ta hãy tìm hiểu cơ sở chung để giải thích và phân tích các đặc tính. Cụ thể, hãy tìm các công thức xác định các thông số kinh tế, kỹ thuật của động cơ như  $p_e$ ,  $M_e$ ,  $N_e$ ,  $g_e$ , và  $G_{nl}$ . Qua đó tìm được các biến số chung để khảo sát tiến tới xây dựng và phân tích đặc tính.

### 8.1.3.1 Theo lượng hỗn hợp nạp vào xy lanh

Ta bắt đầu từ công thức:

$$p_e = p_i \eta_m = \frac{L_i}{V_h} \eta_m \quad (8-3)$$

$$\text{với } L_i = g_{ct} Q_H \eta_i \quad (8-4)$$

$$\text{và } V_h = \frac{8314 M_h T_k}{p_k} g_{ct} \quad (8-5)$$

trong đó  $g_{ct}$  là lượng nhiên liệu cung cấp cho 1 chu trình (kg/chu trình).

Từ định nghĩa hệ số nạp ta có:

$$M_h = \frac{M_l}{\eta_v}$$

Bỏ qua  $\frac{1}{\mu_{nl}}$  trong thành phần khí nạp mới  $M_l$  trong trường hợp động cơ xăng, ta có thể viết tổng quát cho cả động cơ diesel và xăng:

$$M_l = \lambda M_0$$

và lưu ý từ phương trình trạng thái:  $\frac{T_k}{p_k} = \frac{v_k}{R} = \frac{1}{R \rho_k}$ , cuối cùng ta được:

$$V_h = \frac{8314 \lambda M_0}{\eta_v R \rho_k} g_{ct} \quad (8-6)$$

Thay (8-4) và (8-6) vào (8-3):

$$p_e = \frac{Q_H R \rho_k}{8314 M_0} \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m = k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m \quad (8-7)$$

Để tìm công suất  $N_e$  ta sử dụng công thức sau:

$$N_e = \frac{p_e V_h i n}{30 \tau} = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n \quad (8-8)$$

Mô men  $M_e$  được xác định từ  $N_e$ :

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e}{\frac{\pi n}{30}} = \frac{k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n}{\frac{\pi n}{30}} = k_3 p_e \quad (8-9)$$

Như vậy,  $p_e$  và  $M_e$  chỉ khác nhau về tỷ lệ xích nên ta chỉ cần xác định 1 đại lượng là đủ. Ta qui ước sau đây chỉ xét  $M_e$ .

Suất tiêu thụ nhiên liệu  $g_e$  được xác định theo công thức:

$$g_e = \frac{1}{Q_H \eta_e} = \frac{1}{Q_H \eta_i \eta_m} = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m} \quad (8-10)$$

Tốc độ tiêu thụ (lưu lượng) nhiên liệu  $G_{nl}$  xác định theo định nghĩa  $g_e$ :

$$G_{nl} = g_e N_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m} \cdot k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n \quad (8-11)$$

Các hệ số  $k_1, k_2, k_3, k_4$  và  $k_5$  trong các công thức từ (8-7) đến (8-11) là các hằng số.

Như vậy các biến số chung khi khảo sát các đặc tính động cơ là  $\frac{\eta_i}{\lambda}, \eta_v$  và  $\eta_m$ .

Hiệu suất cơ khí còn có thể xác định theo công thức sau:

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{\frac{p_e}{\eta_m}} = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v} \quad (8-12)$$

### 8.1.3.2 Theo lượng nhiên liệu chu trình

Từ định nghĩa hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  (3-19):

$$\lambda = \frac{L}{L_0} \text{ thay } L = \frac{\eta_v V_h \rho_k}{g_{ct}} \text{ ta được:}$$

$$\lambda = \frac{\eta_v V_h \rho_k}{g_{ct} L_0}. \text{ Từ đây rút ra:}$$

$$\frac{\eta_v}{\lambda} = \frac{g_{ct} L_0}{V_h \rho_k} = k g_{ct} \quad (8-13)$$

với  $k$  là một hằng số. Thay (8-13) lần lượt vào (8-7), (8-8), (8-11) và (8-12) ta được:

$$p_e = k'_1 g_{ct} \eta_i \eta_m \quad (8-14)$$

$$N_e = k'_2 g_{ct} \eta_i \eta_m n \quad (8-15)$$

$$G_{nl} = k'_5 g_{ct} n \quad (8-16)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k'_1 g_{ct} \eta_i} \quad (8-17)$$

Trong đó  $k'_1, k'_2, k'_5$  là các hằng số.

Các công thức xây dựng được trong mục 8.1.3.1 và 8.1.3.2 về nguyên tắc đúng cho mọi loại động cơ. Tuy nhiên, đối với những động cơ điều chỉnh tải bằng điều chỉnh lượng hỗn hợp thông qua van tiết lưu như động cơ xăng và động cơ khí thì nên dùng các công thức phụ thuộc vào lượng hỗn hợp nạp từ (8-7) đến (8-12). Còn đối với động cơ diesel là

động cơ điều chỉnh tải bằng điều chỉnh lượng nhiên liệu phun vào xy lanh thì nên dùng các công thức từ (8-14) đến (8-17).

## 8.2 Đặc tính tốc độ

Đặc tính tốc độ là đặc tính  $p_e$  ( $M_e$ )  $N_e$ ,  $g_c$  và  $G_{nl}$  phụ thuộc vào tốc độ vòng quay  $n$  với những điều kiện nhất định về vị trí của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu. Những điều kiện đó sẽ được trình bày khi khảo sát từng đặc tính tốc độ cụ thể.

### 8.2.1 Các đặc tính tốc độ

Có thể chia đặc tính tốc độ thành hai loại chính là đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận. Ngoài ra, động cơ diesel còn có một số đặc tính đặc thù.

#### 8.2.1.1 Đặc tính ngoài

Đặc tính ngoài là đặc tính tốc độ ứng với vị trí cung cấp nhiên liệu cực đại (để động cơ phát ra công suất lớn nhất). Đặc tính ngoài có các dạng sau.

##### a. Đặc tính ngoài tuyệt đối

Là đặc tính tốc độ với công suất có ích  $N_e$  luôn đạt giá trị giới hạn lớn nhất mà động cơ có thể đạt được ứng với mỗi chế độ tốc độ  $n$ .

Điều kiện xác lập đặc tính ngoài tuyệt đối như sau.

Từ (8-7) và (8-12) ta có:

$$p_e = k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \left( 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v} \right) \quad (8-18)$$

Tại mỗi  $n$  xác định,  $N_e$  đạt max khi  $p_e$  max. Khi đó, theo (8-13) thì phải thoả mãn đồng thời các điều kiện  $\frac{\eta_i}{\lambda}$ ,  $\eta_v$  max và  $p_m$  min. Sau đây ta sẽ phân tích những điều kiện này một cách chi tiết hơn.

##### • $\eta_v$ max

Để đạt hệ số nạp lớn nhất có thể, động cơ phải có pha phối khí tốt nhất tại mọi tốc độ vòng quay  $n$ . Hiện nay đã có một số hãng ô-tô như BMW hay TOYOTA... đã sử dụng cơ cấu phối khí thay đổi pha phối khí tùy thuộc chế độ tốc độ của động cơ. Ngoài ra, đối với động cơ xăng, để đạt điều kiện này thì van tiết lưu phải mở hoàn toàn.

##### • $\frac{\eta_i}{\lambda}$ max

**Hình 8-5.** Các giá trị  $\lambda$  ứng với  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  max

Sự phụ thuộc của  $\eta_i$  và  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  vào  $\lambda$  được trình bày kỹ hơn ở mục 8.6.1. Dưới đây chỉ trình bày tóm tắt các quan hệ này.

- Động cơ xăng thông thường (trừ động cơ phun xăng trực tiếp GDI) hình thành hỗn hợp bên ngoài xy lanh có hỗn hợp đồng nhất với giới hạn cháy hẹp, hình 8-5. Quá trình cháy được coi là kinh tế nhất khi  $\eta_i$  đạt max với hệ số dư lượng không khí  $\lambda = 1,15 \div 1,20$ . Trên cơ sở  $\eta_i = f(\lambda)$  người ta tìm được  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  max với  $\lambda = 0,80 \div 0,90$ .

- Động cơ diesel có hỗn hợp không đồng nhất với  $\lambda$  trong một giới hạn rất rộng (0,4-0,5 đến 10), hình 8-5,  $\eta_i$  đạt max tại  $\lambda = 3,5 - 4$  và  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  max tại  $\lambda = 1,05 - 1,10$ .

Các giá trị  $\lambda$  nêu trên chính là các giá trị yêu cầu đối với hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ để đạt  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  max.

- **$p_m$  min**

Các bề mặt ma sát của động cơ phải được chế tạo sao cho ma sát là nhỏ nhất và chế độ bôi trơn tốt nhất.

- **Các yếu tố khác**

Góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm, nhiệt độ nước làm mát... đạt giá trị tối ưu.

Từ phân tích nêu trên ta đi đến nhận xét sau đây. Đặc tính ngoài tuyệt đối đối với động cơ xăng là đặc tính có thể gặp trong thực tế vì nếu thoả mãn các điều kiện nói trên, động cơ vẫn làm việc bình thường. Ngược lại, đối với động cơ diesel, khi  $\lambda = 1,05-1,10$  trong khí thải có quá nhiều khói đen vì khói đen bắt đầu xuất hiện rõ rệt ngay khi  $\lambda = 1,3 \div 1,5$  tùy loại động cơ. Về nguyên tắc, động cơ không được phép làm việc trong vùng có khói đen. Vì vậy, đặc tính ngoài tuyệt đối của động cơ diesel không có ý nghĩa đối với thực tế sử dụng. Về thực chất, đặc tính ngoài tuyệt đối là đặc tính giới hạn những chế độ làm việc có thể có của động cơ.

### **b. Đặc tính ngoài sử dụng**

Đặc tính ngoài sử dụng là đặc tính tốc độ của động cơ trong điều kiện sử dụng khi cơ cấu điều khiển nhiên liệu ở vị trí sao cho động cơ phát ra công suất định mức  $N_{edm}$  ứng với tốc độ vòng quay định mức  $n_{dm}$ . Trong quá trình lấy đặc tính, cơ cấu điều khiển nhiên liệu luôn ở vị trí giới hạn lớn nhất.

Các thông số không nhất thiết phải đạt tối ưu tại mọi tốc độ vòng quay  $n$  như ở đặc tính ngoài. Riêng với động cơ diesel,  $\lambda \geq 1,3 \div 1,5$  (tùy từng loại động cơ) để bảo đảm không phát thải khói đen.

Vậy đặc tính ngoài sử dụng là đặc tính giới hạn các chế độ làm việc bình thường trong thực tế sử dụng của động cơ, từ đây về sau ta gọi vắn tắt là đặc tính ngoài. Đây là đặc tính quan trọng nhất của động cơ. Thông thường, nhà chế tạo động cơ cho đặc tính ngoài trong các tài liệu kỹ thuật đi kèm theo động cơ ở dạng đồ thị  $p_c(Me)$ ,  $N_c$  và  $g_c = f(n)$ .

### 8.2.1.2 Đặc tính bộ phận

Đặc tính bộ phận là đặc tính tốc độ ứng với các vị trí trung gian của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu. Các điều kiện khác khi xác lập đặc tính cũng giống như đối với đặc tính ngoài sử dụng. Như vậy sẽ có vô số đặc tính bộ phận.

### 8.2.1.3 Các đặc tính tốc độ đặc thù của động cơ diesel

Ngoài những đặc tính nêu trên, trong động cơ diesel còn có một số đặc tính tốc độ đặc biệt sau đây.

#### a. Đặc tính giới hạn khói đen

Là đặc tính tốc độ khi cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu ở vị trí ứng với bắt đầu xuất hiện khói đen tại mọi tốc độ vòng quay  $n$ . Như vậy, cơ cấu điều khiển nhiên liệu không cố định trong quá trình xây dựng đặc tính.

Điều kiện xác lập đặc tính như đối với đặc tính ngoài tuyệt đối, chỉ khác điều kiện về  $\lambda$ . Cụ thể là  $\lambda = \lambda_{\text{khói đen}}$ . Trong thực tế động cơ không được phép làm việc với đặc tính khói đen. Đặc tính khói đen vì vậy chỉ có ý nghĩa là đặc tính giới hạn về  $\lambda$  của động cơ diesel. Đặc tính ngoài càng bám sát đặc tính khói đen thì càng tận dụng được khả năng nâng cao tính hiệu quả ( $p_e$ ) của động cơ.

Hình 8-6. Các loại đặc tính tốc độ

#### b. Đặc tính giới hạn bơm cao áp

Là đặc tính tốc độ khi cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu ở vị trí cực đại và không bị hạn chế. Như vậy, động cơ được cung cấp lượng nhiên liệu chu trình với khả năng lớn nhất của hệ thống cung cấp nhiên liệu. Thông thường khi đó đặc tính của động cơ vượt quá giới hạn khói đen. Như vậy, đặc tính giới hạn bơm cao áp cho ta biết khả năng quá tải về công suất và mô men ở từng chế độ tốc độ của động cơ.

Các loại đặc tính tốc độ được thể hiện tổng hợp trên hình 8-6. Sau đây ta sẽ khảo sát tỷ mỉ các đặc tính tốc độ chủ yếu là đặc tính ngoài và đặc tính cục bộ cho động cơ xăng và động cơ diesel.

## 8.2.2 Đặc tính tốc độ động cơ xăng

### 8.2.2.1 Đặc tính ngoài

Hình 8-7. Các biến số thay đổi theo  $n$  trên đặc tính ngoài động cơ xăng

Khi lấy đặc tính ngoài, van tiết lưu hỗn hợp mở hoàn toàn. Để thay đổi tốc độ động cơ phải thay đổi sức cản của băng thử.

Khi tăng tốc độ vòng quay  $n$ , các biến số chung trong các phương trình từ (8-7) đến (8-12) thay đổi cụ thể như sau.

- $\lambda$ : Hệ số dư lượng không khí thay đổi ít vì động cơ xăng chủ yếu dùng phương pháp điều chỉnh lượng để điều chỉnh tải.

- $\eta_i$ : Do cường độ rối của môi chất tăng tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình cháy nên tăng một chút. Vì vậy có thể coi  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  ít thay đổi.

- $\eta_v$ : Hệ số nạp đạt giá trị lớn nhất tương ứng với pha phối khí tối ưu (xem 4.1.3.8).

- $\eta_m$ : xác định theo (8-12) với  $p_m$  tăng bậc nhất theo  $n$  (xem 5.2.1). Dạng của  $\eta_m$  sẽ có dạng của  $\eta_v$  nhưng cực đại chuyển dịch về bên trái.

Toàn bộ những biến số trên được thể hiện trên hình 8-7. Trên cơ sở đó ta có thể phán đoán và phân tích hình dạng cụ thể của các đặc tính như sau.

- $M_c$ : theo (8-9) và (8-7),  $M_c$  sẽ có dạng của  $\eta_v$  và  $\eta_m$  với cực đại nằm trung gian giữa hai cực đại của chúng, hình 8-8.  $M_c$  đạt max tại  $n_M$ . Gọi:

$$k = \frac{M_{e \max}}{M_{edm}} \quad (8-19)$$

gọi là hệ số thích ứng và:

$$k_c = \frac{n_M}{n_{dm}} \quad (8-20)$$

là hệ số tốc độ.

Nhánh phải của đường mô men càng dốc thì hệ số thích ứng càng lớn, tính ổn định của động cơ khi kéo máy công tác càng cao. Hệ số thích ứng của động cơ xăng khá lớn nằm trong khoảng

1,4 ÷ 1,45 nên tính ổn định rất cao nên nói chung không cần bộ điều tốc trong dải tốc độ làm việc hoặc chỉ cần điều tốc hai chế độ cho các chế độ biên  $n_{\min}$  và  $n_{\max}$  mà thôi (xem mục 8.8).

Hệ số tốc độ cho ta biết vùng làm việc ổn định của động cơ. Hệ số tốc độ càng nhỏ thì vùng tốc độ làm việc càng rộng, điều khiển càng dễ dàng; ví dụ, nếu dùng trên các phương tiện vận tải thì hộp số chỉ cần ít cấp thôi. Động cơ xăng có  $k_c = 0,45 \div 0,55$ .

**Hình 8-8.** Đặc tính ngoài động cơ xăng

•  $N_c$ : Từ  $M_c$  ta có thể dễ dàng xây dựng được đặc tính  $N_c = kM_c n$  với  $k$  là hằng số, hình 8-8, đạt max tại  $n_N$  và tại điểm trên đường  $N_c$  ứng với  $n_M$  ta có  $\text{tg}\alpha = \frac{N_c}{n} = kM_{c_{\max}}$  nên tại đó  $\alpha$  đạt max.

**Hình 8-9.** *Hệ số nạp trên đặc tính bộ phận? động cơ xăng*

**Hình 8-10.**  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  *trên đặc tính bộ phận? động cơ xăng*

•  $g_c$ : xác định theo (8-10). Ban đầu tích  $\eta_i \eta_m$  tăng nên  $g_c$  giảm, đạt min tại  $n_{gc}$  sau đó tăng vì tích  $\eta_i \eta_m$  giảm do  $\eta_m$  giảm nhanh hơn, hình 8-8.

•  $G_{n1}$ : xác định theo (8-11) có dạng quyết định bởi  $\frac{\eta_v}{\lambda}$ , hình 8-8.

### 8.2.2.2 Đặc tính bộ phận

Từ đặc tính ngoài giảm tải để chuyển về chế độ tải bộ phận phải đóng nhỏ dần van tiết lưu. Tại mỗi một tốc độ vòng quay xác định, các biến số thay đổi như sau.

•  $\eta_v$ : giảm rất nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu, hình 8-9. Đường 1 là đường đặc tính ngoài ứng với toàn tải, đường 2 ứng với tải trung bình, đường 3 ứng với tải nhỏ. Các đường đều hội tụ về một điểm chung trên trục tung, vì khi tốc độ  $n$  bằng không thì tiết lưu không còn tác dụng nữa.

•  $\frac{\eta_i}{\lambda}$ : do  $\gamma_r$  tăng nhanh khi đóng dần

**Hình 8-11.**  $\eta_m$  *trên đặc tính bộ phận? động cơ xăng*

van tiết lưu nên  $\eta_i$  giảm, trong khi  $\lambda$  thay đổi ít nên  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  giảm, hình 8-10.

•  $\eta_m$ : xác định theo (8-12). Khi đóng dần van tiết lưu,  $p_m$  tăng,  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  và  $\eta_v$  giảm nên  $\eta_m$  cũng giảm và càng giảm nhanh khi tải càng nhỏ, hình 8-11.

Trên cơ sở phân tích trên, diễn biến các đặc tính bộ phận của động cơ xăng cụ thể như sau.

- $M_c$ : xác định theo (8-7) và (8-9). Mô men  $M_c$  giảm nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu nên các đường mô men càng dốc, chế độ làm việc càng ổn định, hình 8-12.
- $N_c$ : xây dựng từ  $M_c$ , hình 8-13.

**Hình 8-12.** Đặc tính bộ phận  
động cơ xăng  $M_e$

**Hình 8-13.** Đặc tính bộ phận  
động cơ xăng  $N_e$

•  $g_c$ : xác định theo (8-10). Do  $\eta_i$  giảm và  $\eta_m$  giảm nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu nên các đặc tính bộ phận cao lên và có độ võng càng lớn, hình 8-14.

•  $G_{nl}$ : xác định theo (8-11). Do  $\lambda$  thay đổi ít nhưng  $\eta_v$  giảm nhanh khi giảm tải nên các đường bộ phận càng hạ xuống dưới so với đặc tính ngoài (đường 1), hình 8-15.

**Hình 8-14.** Đặc tính bộ phận  
động cơ xăng  $g_e$

**Hình 8-15.** Đặc tính bộ phận  
động cơ xăng  $G_{nl}$

### 8.2.3 Đặc tính tốc độ động cơ diesel

#### 8.2.2.1 Đặc tính ngoài



Tương tự như ở động cơ xăng, khi lấy đặc tính ngoài thì cơ cấu điều khiển nhiên liệu được cố định ở vị trí giới hạn lớn nhất và thay đổi tốc độ vòng quay bằng cách điều chỉnh sức cản của băng thử.

Khi tăng tốc độ vòng quay  $n$ , các biến số đặc tính trong các phương trình (8-14) đến (8-17) thay đổi như sau, hình 8-16.

- $g_{ct}$ : Xét một ví dụ là bơm cao áp kiểu Bosch - loại bơm hiện còn đang sử dụng khá phổ biến cho động cơ diesel - nếu không có kết cấu đặc biệt thì  $g_{ct}$  có đặc tính thường tăng một chút theo tốc độ vòng quay do ảnh hưởng của tiết lưu, mặc dù cơ cấu điều khiển nhiên liệu ở vị trí cố định (xem giáo trình Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh).

**Hình 8-16.** Các biến số trên đặc tính ngoài động cơ diesel

**Hình 8-17.** Đặc tính ngoài động cơ diesel

- $\eta_i$ : Khi tăng tốc độ vòng quay (trong vùng làm việc của động cơ  $n_{min} - n_{max}$ ) thì chuyển động rối của môi chất trong quá trình nén và hình thành hỗn hợp tăng lên, đồng thời nhiệt mất mát trong quá trình nén giảm. Tất cả những ảnh hưởng đó dẫn tới quá trình cháy được cải thiện nên  $\eta_i$  tăng một chút. Tuy nhiên tốc độ tăng  $\eta_i$  giảm dần vì thời gian giành cho quá trình hình thành hỗn hợp và cháy giảm, cháy rớt tăng nên hiệu quả sinh công giảm dần.

- $\eta_m$ : Tương tự như  $\eta_m$  theo công thức (8-12)  $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$  áp dụng cho động

cơ xăng đã xét ở mục 8.2.2.1, nay ta dùng công thức (8-17)  $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k_1' g_{ct} \eta_i}$  áp dụng cho

động cơ diesel. So sánh hai trường hợp ta có thể thấy  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  và  $\eta_i$  có vai trò tương tự như

nhau vì cùng thay đổi ít. Sự khác biệt chính là ở  $\eta_v$  và  $g_{ct}$ : trong khi  $\eta_v$  tăng rồi đạt cực đại ở tốc độ vòng quay ứng với góc phối khí tốt nhất rồi giảm đáng kể (xem 4.1.3.8) thì  $g_{ct}$  lại có thể tăng một chút theo tốc độ vòng quay. Vì vậy, đặc tính của  $\eta_m$  của động cơ diesel thoải hơn của động cơ xăng.

Từ đó ta đi xây dựng và phân tích đặc tính ngoài của động cơ diesel như sau.

- $M_c$ : Theo công thức (8-14) và (8-9),  $M_c$  ban đầu tăng do cả  $g_{ct}$ ,  $\eta_i$  và  $\eta_m$  đều tăng, sau khi đạt cực đại thì giảm dần do  $\eta_m$  giảm nhưng chậm hơn so với  $M_c$  của động cơ xăng chủ yếu do  $\eta_m$  thoải hơn, hình 8-17. Hệ số thích ứng  $k$  theo công thức (8-19) do đó nhỏ hơn, chỉ khoảng 1,10-1,15 nên tính ổn định của động cơ với máy công tác kém hơn. Còn hệ số tốc độ tính theo công thức (8-20) nằm trong khoảng 0,55 - 0,70 tức là vùng làm việc ổn định cũng hẹp hơn.

- $N_c$ : Theo công thức (8-15) ta dễ dàng suy ra dạng của  $N_c$ . Do  $M_c$  rất thoải nên  $N_c$  tăng nhanh trong vùng tốc độ làm việc tức là không đạt cực đại tại đây mà trong vùng khói đen cách khá xa tốc độ  $n_{dm}$ , hình 8-17.

- $g_c$ : Theo công thức (8-10)  $g_c$  cũng có dạng giống như ở động cơ xăng, tuy nhiên ít võng hơn (thoải hơn) chủ yếu vì  $\eta_m$  thoải hơn, hình 8-17.

- $G_{nl}$ : Theo công thức (8-16) ta có thể dễ dàng xác định được dạng của  $G_{nl}$ , hình 8-17.

### 8.2.2.2 Đặc tính bộ phận

Từ chế độ toàn tải (đặc tính ngoài) giảm tải để chuyển về chế độ tải bộ phận phải dịch chuyển cơ cấu điều khiển nhiên liệu về vị trí giảm cung cấp nhiên liệu và giữ cố định ứng với mỗi đặc tính bộ phận. Tại mỗi một tốc độ vòng quay xác định, các biến số thay đổi như sau.

- $g_{ct}$ : Dạng của  $g_{ct}$  giống như ở đặc tính ngoài nhưng giảm khi giảm tải, hình 8-18.

- $\eta_i$ : Khi giảm tải, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  tăng (vì  $g_{ct}$  giảm). Theo đặc tính  $\eta_i(\lambda)$ , hình 8-5, thì  $\eta_i$  tăng một chút rồi giảm nhưng thay đổi không nhiều.

- $\eta_m$ : Theo công thức (8-17)  $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k'_1 g_{ct} \eta_i}$  thì khi giảm tải  $g_{ct}$

giảm là nhân tố quyết định làm giảm  $\eta_m$  nhưng giữ dạng giống đặc tính ngoài, hình 8-19.

Trên cơ sở đó ta đi xây dựng và phân tích đặc tính bộ phận của động cơ

**Hình 8-18.**  $g_{ct}$  trên đặc tính bộ phận? động cơ diesel

1: Toàn tải, 2: Tải trung bình, 3: Tải nhỏ

**Hình 8-19.**  $\eta_m$  trên đặc tính bộ phận? động cơ diesel

1: Toàn tải, 2: Tải trung bình, 3: Tải nhỏ

diesel như sau.

- $M_e$ : Theo công thức (8-14) và (8-9) thì  $M_e$  giảm khi giảm tải chủ yếu do  $g_{ct}$  và  $\eta_m$  giảm còn  $\eta_i$  thay đổi ít. Ngoài ra, do dạng của  $g_{ct}$  và  $\eta_m$  khi thay đổi tải giống nhau nên dạng  $M_e$  ở đặc tính bộ phận giống dạng  $M_e$  ở đặc tính ngoài, hình 8-20. Nói cách khác, đặc tính bộ phận  $M_e$  của động cơ diesel đều rất thoải nên tính ổn định với máy công tác kém ở mọi chế độ tải trọng. Vì vậy *động cơ diesel phải có điều tốc để giữ ổn định tốc độ vòng quay  $n$ .*

- $N_e$ : Theo công thức (8-15) có thể dễ dàng suy ra dạng của  $N_e$ . Do  $M_e$  ở chế độ bộ phận cũng rất thoải nên  $N_e$  đều tăng nhanh trong vùng tốc độ làm việc và cực đại trong vùng khói đen cách khá xa tốc độ  $n_{dm}$ , hình 8-21.

**Hình 8-20.** Đặc tính bộ phận?  $M_e$   
động cơ diesel

**Hình 8-21.** Đặc tính bộ phận?  $N_e$   
động cơ diesel

*1: Toàn tải, 2: Tải trung bình, 3: Tải nhỏ*

- $g_e$ : Theo công thức (8-10)  $g_e$  ở chế độ bộ phận nhỏ lớn hơn so với ở chế độ đặc tính ngoài vì  $\eta_i$  thay đổi ít và  $\eta_m$  giảm. Dạng của  $g_e$  cũng giống với đặc tính ngoài, hình 8-22. Cần lưu ý là khi giảm tải từ toàn tải,  $\lambda$  tăng và ban đầu  $\eta_i$  tăng một chút, hình 8-5, nên có một vị trí cơ cấu điều khiển nhiên liệu tương ứng với tải nhỏ hơn toàn tải một chút mà tại đó tích  $\eta_i \eta_m$  max nên  $g_e$  thực sự nhỏ nhất, đường 1' trên hình 8-22.

**Hình 8-22.** Đặc tính bộ phận?  $g_e$   
động cơ diesel

**Hình 8-23.** Đặc tính bộ phận?  $G_{nl}$   
động cơ diesel

*1: Toàn tải, 2: Tải trung bình, 3: Tải nhỏ, 1': Tải ứng với  $g_e$  nhỏ nhất*

- $G_{nl}$ : Theo công thức (8-16) có thể dễ dàng xác định đặc tính của  $G_{nl}$ , hình 8-23.

### 8.3 Đặc tính chân vịt

#### 8.3.1 Khái niệm chung

Đặc tính chân vịt của động cơ là đặc tính tốc độ khi động cơ kéo chân vịt tàu thủy, bao gồm các đặc tính  $N_c$ ,  $M_c$ ,  $g_c$  và  $G_{nl}$  phụ thuộc vào tốc độ vòng quay  $n$ .

Khi động cơ kéo chân vịt ở chế độ ổn định, công suất của động cơ cân bằng với công suất cản của chân vịt. Thực nghiệm chứng tỏ rằng, khi chân vịt quay trong nước, công suất cản của chân vịt có thể coi là một hàm bậc ba của tốc độ chân vịt:

$$N_c = kn^3 = N_c \quad (8-21)$$

với  $k$  là một hằng số.

Chế độ làm việc của động cơ với chân vịt khi đó là các điểm cắt nhau giữa các đường đặc tính công suất động cơ và công suất cản của chân vịt, hình 8-24. Tập hợp các điểm làm việc của hệ thống động cơ - chân vịt nằm trên đường công suất cản theo công thức (8-21). Để thay đổi tốc độ của hệ thống (nhằm thay đổi tốc độ của tàu) phải thay đổi vị trí của cơ cấu điều khiển nhiên liệu. Như vậy, trừ ở tốc độ định mức động cơ làm việc ở 1 điểm trên đặc tính ngoài (đường 1), còn lại động cơ đều làm việc ở đặc tính bộ phận (các đường 2, 3) với tính kinh tế không cao (suất tiêu hao nhiên liệu lớn), hình 8-14 và hình 8-22.

**Hình 8-24.** Chế độ làm việc của động cơ kéo chân vịt

Để khắc phục nhược điểm này, người ta sử dụng những biện pháp sau đây.

- Dùng bộ truyền để thay đổi tốc độ của chân vịt. Ví dụ, hình 8-24, theo yêu cầu của tàu, chân vịt cần phải làm việc ở điểm A với tốc độ  $n_A$ . Với bộ truyền, động cơ làm việc ở điểm B với tốc độ  $n_B$  trên đường đặc tính ngoài với tính kinh tế cao.

- Dùng chân vịt có bước xoắn thay đổi. Với kết cấu này đặc tính cản của chân vịt sẽ thay đổi ( $k$  trong công thức 8-21 thay đổi) phụ thuộc vào bước xoắn của nó. Tập hợp các điểm làm việc của hệ thống động cơ - chân vịt sẽ nằm trên đặc tính ngoài của động cơ với tính kinh tế cao, đường 1, hình 8-25.

**Hình 8-25.** Chế độ làm việc của động cơ kéo chân vịt có bước xoắn thay đổi

- Dùng nhiều động cơ kéo chân vịt. Khi tốc độ của tàu nhỏ có thể chỉ cần một động cơ làm việc. Chỉ khi cần chạy hết tốc lực mới cần toàn bộ số động cơ cùng kéo chân vịt. Như vậy, các động cơ luôn làm việc ở chế độ tải lớn với tính kinh tế cao.

Sau đây ta sẽ xét đặc tính chân vịt cụ thể của động cơ xăng và diesel. Để đơn giản, ta chỉ xét trường hợp động cơ kéo trực tiếp chân vịt có bước xoắn cố định.

### 8.3.2 Đặc tính chân vịt động cơ xăng

Như trên đã trình bày, khi thay đổi tốc độ vòng quay chân vịt phải thay đổi vị trí van tiết lưu điều chỉnh lượng hỗn hợp nạp vào xy lanh. Khi đó các biến số của các đặc tính biến đổi như sau.

- $\eta_v$ : khi tăng  $n$  phải mở rộng van tiết lưu nên sức cản đường nạp giảm nhanh chóng, hệ số nạp tăng, hình 8-26.

- $\eta_i$ : do mở rộng van tiết lưu nên hệ số khí sót giảm (hỗn hợp sạch hơn), quá trình cháy được cải thiện nên  $\eta_i$  tăng. Tuy nhiên, trong vùng làm việc của động cơ thì  $\eta_i$  thay đổi không nhiều. Đối với động cơ xăng điều chỉnh lượng nên hệ số  $\lambda$  thay đổi ít. Vì vậy có thể coi như  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  không đổi, hình 8-26.

**Hình 8-26.** Các biến số trên đặc tính chân vịt động cơ xăng

- $\eta_m$ : Theo công thức (8-12)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$$

theo tốc độ trượt của piston, mặt khác do mở rộng van tiết lưu nên sức cản giảm nên  $p_m$  thay đổi không nhiều. Vậy chỉ còn  $\eta_v$  đóng vai trò quyết định làm tăng  $\eta_m$ , hình 8-26.

Trên cơ sở đó ta đi khảo sát đặc tính chân vịt động cơ xăng như sau.

**Hình 8-27.** Đặc tính chân vịt động cơ xăng

- $N_c$ : Công suất có ích  $N_c$  được thể hiện là một parabol bậc 3 theo công thức (8-21) trên hình 8-27.

- $M_c$ : Từ công thức (8-21) ta dễ dàng suy ra mô men  $M_c$ , hình 8-27, là một hàm bậc 2 của tốc độ vòng quay:

$$M_c = k_M n^2 \tag{8-22}$$

- $g_c$ : Theo công thức (8-10)  $g_c = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ , do cả  $\eta_i$  và  $\eta_m$  đều tăng nên  $g_c$  giảm liên tục khi tăng tốc độ  $n$ , hình 8-27.

- $G_{nl}$ : Theo công thức (8-11)  $G_{nl} = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n$ , dễ dàng suy  $G_{nl}$  tăng tốc độ vòng quay  $n$  và có dạng như trình bày trên hình 8-27.

Nếu như hệ thống nhiên liệu của động cơ có hệ thống làm đậm để động cơ phát ra công suất cao ở chế độ tải lớn và toàn tải (Xem giáo trình Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh), do hỗn hợp đậm hơn (hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  giảm) nên  $\eta_i$  giảm đôi chút kéo theo cả  $\eta_m$  cũng giảm. Kết quả là  $g_c$  và  $G_{nl}$  tăng một chút, hình 8-27 (đường - - -).

### 8.3.3 Đặc tính chân vịt động cơ diesel

Khi tăng tốc độ vòng quay  $n$ , các biến số đặc tính thay đổi như sau.

- $g_{ct}$ : Để tăng  $n$  đòi hỏi phải cung cấp thêm nhiên liệu nên  $g_{ct}$  tăng nhanh, hình 8-28.

- $\eta_i$ : Do  $g_{ct}$  tăng trong khi lượng không khí nạp - tỷ lệ với hệ số nạp- nói chung giảm theo tốc độ vòng quay  $n$  (xem hình 4-7) nên hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  giảm, hỗn hợp đậm nên cháy rớt tăng dẫn tới  $\eta_i$  giảm một chút, hình 8-28.

- $\eta_m$ : Theo công thức (8-17)  $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k_1 g_{ct} \eta_i}$  qua thực nghiệm

người ta thấy rằng  $\frac{P_m}{g_{ct}}$  có tăng ( $p_m$  tăng

bậc nhất với  $n$  và  $\eta_i$  tăng một chút như nói ở trên) nhưng do  $g_{ct}$  tăng nhanh hơn nên  $\eta_m$  cũng tăng, hình 8-28.

Từ đó ta có thể phân tích đặc tính chân vịt của động cơ diesel.

- $N_c$  và  $M_c$  tương tự như đã trình bày ở động cơ xăng, mục 8.3.2, và để cho thống nhất cũng thể hiện trên hình 8-29.

- $g_c$ : Theo công thức (8-10)

**Hình 8-28.** Các biến số trên đặc tính chân vịt động cơ diesel

**Hình 8-29.** Đặc tính chân vịt động cơ diesel

$g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ , do  $\eta_i$  tăng và  $\eta_m$  giảm nên  $g_e$  sẽ đạt cực tiểu  $g_{emin}$  ứng với  $(\eta_i \eta_m)_{max}$  tại  $n_{ge} < n_{dm}$ , hình 8-29. Điều này khác với ở động cơ xăng.

•  $G_{nl}$ : Theo công thức (8-16)  $G_{nl} = k'_5 g_{ct} n$  ta có thể dễ dàng suy ra đặc tính của  $G_{nl}$ , hình 8-29.

## 8.4 Đặc tính tải

Đặc tính tải biểu thị mối quan hệ của  $g_e$ ,  $G_{nl}$  theo  $N_c$ ,  $M_c$  hay  $p_c$  khi giữ tốc độ vòng quay  $n$  bằng hằng số. Khi lấy đặc tính tải phải thay đổi cơ cấu điều chỉnh cung cấp nhiên liệu để động cơ phát ra công suất khác nhau nhưng phải điều chỉnh sức cản của băng thử để giữ tốc độ động cơ không đổi. Đặc tính tải cũng là một đặc tính quan trọng của động cơ, đặc biệt là đối với những động cơ làm việc với miền tốc độ vòng quay hẹp hoặc không đổi ví dụ như máy phát điện.

### 8.4.1 Đặc tính tải động cơ xăng

Để tăng tải phải mở rộng van tiết lưu, khi đó các biến số đặc tính thay đổi như sau.

•  $\eta_v$ : Hệ số nạp tăng vì sức cản đường nạp giảm, hình 8-30.

•  $\lambda$ : Hệ số dư lượng  $\lambda$  thay đổi ít trong động cơ xăng là động cơ dùng phương pháp điều chỉnh lượng, hình 8-30.

•  $\eta_i$ : Khi mở rộng van tiết lưu, hệ số khí sót  $\gamma_r$  giảm, hỗn hợp sạch hơn nên quá trình cháy được cải thiện,  $\eta_v$  tăng. Nếu ở chế độ tải lớn có làm đậm, đường - - - trên hình 8-30, để động cơ phát ra công suất cao thì quá trình cháy kéo dài,  $\eta_i$  giảm. Tuy nhiên trong vùng làm việc của động cơ với vùng hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  đã được lựa chọn cẩn thận thì  $\eta_i$  thay đổi ít. Tổng hợp lại có thể coi rằng  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  thay đổi ít, hình 8-30.

**Hình 8-30.** Các biến số trên đặc tính tải động cơ xăng

•  $\eta_m$ : Hiệu suất cơ khí xác định theo công thức (8-12)  $\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$ , do  $n =$

const và mở rộng van tiết lưu khi tăng tải nên  $p_m$  giảm, trong khi  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  thay đổi ít và  $\eta_v$  tăng dẫn tới  $\eta_m$  tăng.

Trên cơ sở đó chúng ta phân tích đặc tính tải động cơ xăng dưới đây.

- $g_c$ : Theo công thức (8-10)

$$g_c = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}, \text{ tại chế độ không tải } N_c = 0$$

nên  $g_c = \infty$ . Khi tăng tải, tích  $\eta_i \eta_m$  tăng nên  $g_c$  giảm dần và nếu có làm đậm thì  $g_c$  tăng một chút, đường - - - trên hình 8-31.

- $G_{nl}$ : Theo công thức (8-11)

$G_{nl} = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n$  có thể dễ dàng suy ra dạng của  $G_{nl}$ , hình 8-31.

#### 8.4.2 Đặc tính tải động cơ diesel

Khi tăng tải trong điều kiện  $n = \text{const}$ , các biến số đặc tính thay đổi như sau.

- $g_{ct}$ : Để tăng tải phải tác động lên cơ cấu điều khiển nhiên liệu để tăng  $g_{ct}$ , hình 8-32. Tuy nhiên,  $N_c$  không tăng mãi theo  $g_{ct}$  vì hỗn hợp ngày càng đậm, quá trình cháy thiếu không khí nên động cơ xả ra khói đen ngày một trầm trọng. Từ một giá trị  $g_{ct}$  nào đó ứng với  $N_{cmax}$  trở đi, khi tăng  $g_{ct}$  thì  $N_c$  giảm, hình 8-32.

- $\eta_i$ : Khi  $g_{ct}$  tăng, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  giảm (điều chỉnh chất) ban đầu từ rất nhạt (không tải)

trở về bớt nhạt nên  $\eta_i$  tăng, đạt cực đại rồi giảm vì hỗn hợp đậm (phun và cháy kéo dài), hình 8-32. Điều này đã trình bày ở mục 8.2.1.1 và thể hiện trên hình 8-5.

- $\eta_m$ : Theo công thức (8-17)  $\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k'_1 g_{ct} \eta_i}$ . Do  $n = \text{const}$  nên có thể coi như  $p_m = \text{const}$  (xem mục 5.2.1 và công thức 5-13) nếu bỏ qua ảnh hưởng của các thông số khác

như nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn. Như vậy sự thay đổi của  $\eta_m$  chỉ phụ thuộc vào tích  $g_{ct} \eta_i$ . Ban đầu  $\eta_m$  tăng nhanh do  $g_{ct}$  và  $\eta_i$  đều tăng nhưng sau đó tăng chậm dần dần vì  $\eta_i$  giảm. Sau khi đạt cực đại  $\eta_m$  sẽ giảm dần vì  $\eta_i$  giảm mạnh do hỗn hợp quá đậm, thậm chí  $\lambda$  rơi vào vùng khói đen, hình 8-32.

Trên cơ sở diễn biến của các biến số, đặc tính tải của động cơ diesel có dạng như sau.

#### Hình 8-31. Đặc tính tải động cơ xăng

#### Hình 8-32. Các biến số trên đặc tính tải động cơ diesel



- $g_c$ : Theo công thức (8-10)  $g_c = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ . Tại chế độ không tải  $g_c = \infty$ . Khi tăng tải,

ban đầu  $g_c$  giảm do  $\eta_i \eta_m$  tăng, sau đó đạt cực tiểu tại  $(\eta_i \eta_m)_{\max}$  rồi tăng do  $\eta_i \eta_m$  giảm, hình 8-33.

$G_{nl}$ : Theo công thức (8-16)  $G_{nl} = k'_5 g_{ct} n$  với  $n = \text{const}$  nên  $G_{nl}$  có dạng của  $g_{ct}$ , hình 8-33.

• *Vấn đề chọn chế độ định mức cho động cơ diesel.* Trong quá trình khảo sát đặc tính tải ở trên đã thể hiện rõ  $g_{ct}$  là biến độc lập đặc trưng cho tải trọng. Tuy nhiên, sau khi tiến hành thực nghiệm để có đặc tính tải ở tốc độ định mức  $n_{dm}$  chọn trước, một vấn đề đặt ra đối với nhà chế tạo động cơ là trên cơ sở đặc tính đó chọn chế độ định mức ở đâu cho phù hợp, từ đó điều chỉnh hệ thống nhiên liệu với một lượng  $g_{ct}$  nhất định. Công suất động cơ phát ra tại chế độ lựa chọn được gọi là công suất định mức  $N_{edm}$ .

**Hình 8-33.** Đặc tính tải động cơ diesel

Thông thường, tiêu chí để chọn chế độ định mức là chế độ có tính kinh tế cao ( $g_c$  nhỏ) và tính hiệu quả lớn ( $p_c$  hay  $N_c$  lớn). Tuy nhiên, không có chế độ nào mà tại đó hai thông số trên đồng thời đạt cực trị, hình 8-33. Vì thế người ta phải lựa chọn chế độ định mức một cách thỏa hiệp sao cho tại đó tỷ số  $\frac{g_c}{N_c}$  nhỏ nhất. Xuất phát từ quan điểm này, ta chọn chế độ định mức cho động cơ diesel như sau.

Trên hình 8-33, xét một điểm bất kỳ X trên đồ thị  $g_c = f(N_c)$ , gọi  $\psi$  là góc của OX với trục hoành ta có  $\text{tg}\psi = \frac{g_c}{N_c}$ . Từ O tìm được tiếp tuyến với đồ thị  $g_c$  tại A. Rõ ràng là

tại đây góc  $\psi$  nhỏ nhất nên ta cũng có  $\text{tg}\psi = \frac{g_c}{N_c}$  nhỏ nhất. Vì vậy ta chọn giá trị tung độ của điểm A là  $N_{edm}$ . Từ giá trị  $N_{edm}$  vừa chọn ta sẽ quay trở lại xác định  $g_{ct}$  cho chế độ định mức dựa vào đồ thị  $g_{ct}$  trên hình 8-32.

Sau khi khảo sát đặc tính tải ta đi thấy giữa đặc tính tốc độ và đặc tính tải có mối liên hệ mật thiết với nhau. Nếu như đã có đặc tính tốc độ bao gồm đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận trình bày trong các mục 8.2.2 và 8.2.3, ta hoàn toàn có thể xây dựng các đặc tính tải ở các chế độ tốc độ vòng quay  $n = \text{const}$  một cách dễ dàng và ngược lại.

### 8.5 Đặc tính tổng hợp

Đặc tính tổng hợp là đặc tính thể hiện đồng thời quan hệ của nhiều thông số làm việc của động cơ trong miền làm việc của nó. Dựa trên các đặc tính tốc độ hoặc đặc tính tải ta có thể xây dựng đặc tính tổng hợp với các đường đẳng trị. Đặc tính tổng hợp như một bức tranh toàn cảnh mô tả toàn bộ các chế độ làm việc của động cơ với các thông số

cụ thể. Hình 8-34 trình bày đặc tính tổng hợp của một loại động cơ cụ thể???. Trên đặc tính tổng hợp, tại một điểm ta có thể xác định đồng thời nhiều thông số của động cơ như  $n$ ,  $p_e$ ,  $N_e$ ,  $g_c$ . Ngoài ra, ta có thể xác định vùng làm việc thích hợp cho động cơ tùy theo mục đích sử dụng. Ví dụ vùng làm việc kinh tế nhất của động cơ trên hình 8-34 là vùng có  $g_c$  khoảng ???  $g/kWh$ ???

## 8.6 Đặc tính điều chỉnh

Đó là đặc tính thể hiện mối quan hệ của các thông số làm việc như  $N_e$  (hay  $M_e$ ,  $p_e$ ) và  $g_c$  (hay  $G_{nl}$ ) phụ thuộc vào các thông số điều chỉnh như hệ số dư lượng không khí  $\lambda$ , góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm  $\varphi_s$ , nhiệt độ làm mát  $t_{lm}$ , nhiệt độ dầu bôi trơn, áp suất phun nhiên liệu... Như vậy có rất nhiều đặc tính điều chỉnh, nhưng quan trọng nhất là đặc tính điều chỉnh theo  $\lambda$  và  $\varphi_s$  vì đây là hai thông số ảnh hưởng rất lớn đến tính kinh tế và tính hiệu quả của động cơ. Sau đây ta sẽ chỉ xét hai đặc tính điều chỉnh này.

**Hình 8-34.** *Đặc tính tổng hợp*

### 8.6.1 Đặc tính điều chỉnh $\lambda$

Đó là các quan hệ  $N_e$  và  $g_c = f(\lambda)$ . Đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  được xây dựng trong phòng thí nghiệm trên động cơ mẫu (thường là động cơ nghiên cứu phát triển động cơ) để đưa ra những dữ liệu nhằm thiết kế và điều chỉnh hệ thống cung cấp nhiên liệu cho động cơ.

#### 8.6.1.1 Động cơ xăng

Khi lấy đặc tính điều chỉnh  $\lambda$ , các thông số làm việc như tốc độ vòng quay và độ mở van tiết lưu và tất cả các thông số điều chỉnh khác như góc đánh lửa sớm, nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... phải giữ không đổi ở các giá trị phù hợp (ví dụ nhiệt độ nước làm mát  $80-90^{\circ}C$ , nhiệt độ dầu bôi trơn  $95-100^{\circ}C$ ...). Để thay đổi  $\lambda$  phải thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ bằng cách thay đổi sức cản của gíc-lơ (đối với động cơ dùng bộ chế hoà khí) hoặc thay đổi lượng nhiên liệu phun (đối với động cơ phun xăng).

**Hình 8-35.** *Các biến số của đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  trong động cơ xăng*

Khi thay đổi  $\lambda$ , các biến số đặc tính thay đổi như sau. Tất cả các giá trị kinh nghiệm của  $\lambda$  trình bày dưới đây ứng với trường hợp van tiết lưu mở hoàn toàn và tốc độ vòng quay  $n$  ở chế độ định mức (chọn trước theo kinh nghiệm).

- $\eta_i$ : Giới hạn cháy hỗn hợp đồng nhất xăng- không khí được xác định trong phòng thí nghiệm hoá nhiên liệu có giá trị khá hẹp:  $0,4 - 0,5 < \lambda < 1,5 - 1,6$ . Trong thực tế, để

động cơ làm việc ổn định, vùng giá trị của  $\lambda$  còn hẹp hơn nữa (trong phạm vi đường liền trên hình 8-35). Khi tăng  $\lambda$ , ban đầu  $\eta_i$  tăng do hỗn hợp nhạt dần từ chế độ rất đậm và đậm rồi đạt cực đại với  $\lambda = 1,15 - 1,20$ , tại đây hỗn hợp cháy nhanh và kiệt nhất. Sau đó  $\eta_i$  giảm vì hỗn hợp tiến dần đến quá nhạt. Từ đồ thị  $\eta_i$  dễ dàng xác định được đồ thị  $\frac{\eta_i}{\lambda}$ ,

hình 8-35, với  $\left(\frac{\eta_i}{\lambda}\right)_{\max}$  tại  $\lambda = 0,80 - 0,90$ .

- $\eta_v$ : Như đã xét trong mục 4.1.2.5 hệ số nạp  $\eta_v$  phụ thuộc rất nhiều yếu tố, nhưng ảnh hưởng lớn nhất là độ mở van tiết lưu và tốc độ vòng quay. Hai thông số này khi lấy đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  được giữ cố định. Vì thế có thể coi  $\eta_v$  không thay đổi.

- $\eta_m$ : Theo công thức (8-12)  $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$ . Do tốc độ vòng quay  $n$ , độ mở van

tiết lưu, nhiệt độ làm mát và nhiệt độ dầu bôi trơn không đổi nên  $p_m = \text{const}$ . Vì vậy  $\eta_m$  sẽ có dạng của  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  và cũng đạt cực đại tại  $\lambda = 0,80 - 0,90$ .

Từ đó ta có thể phân tích đặc tính điều chỉnh như sau.

- $N_e$ : Theo công thức (8-8)

$N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n$ . Do  $n = \text{const}$  và  $\eta_v$

nên  $N_e$  chỉ phụ thuộc  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  và  $\eta_m$  và sẽ có

dạng như trên hình 4-36 với  $\lambda_{N_{e\max}} = 0,80 - 0,90$ .

- $g_e$ : Theo công thức (8-10)

$g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$  và với diễn biến của  $\eta_i$  và  $\eta_v$

nói trên thì  $g_e$  đạt các tiểu trong khoảng giữa của các giá trị ứng với  $\eta_{i\max}$  và  $\eta_{im\max}$ , hình 4-36. Trong thực tế  $\lambda_{g_{emin}} = 1,05 - 1,10$ .

**Hình 8-36.** Đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  của động cơ xăng

Khi thay đổi chế độ tốc độ và vị trí van tiết lưu sẽ được họ các đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  khác nhau. Càng đóng nhỏ van tiết lưu thì hệ số khí sót  $\gamma_r$  tăng nên tốc độ cháy giảm và giới hạn cháy càng bị thu hẹp. Điều đó dẫn tới  $\lambda_{N_{e\max}}$  và  $\lambda_{g_{emin}}$  càng giảm và càng sát nhau hơn. Càng tăng tốc độ vòng quay thì thời gian giành cho một chu trình giảm, đồng thời hệ số nạp  $\eta_v$  càng giảm và, hệ số khí sót  $\gamma_r$  tăng cũng dẫn tới kết quả tương tự. Bộ dữ liệu thu được về  $\lambda_{N_{e\max}}$  và  $\lambda_{g_{emin}}$  dùng để thiết kế và điều chỉnh bộ chế hoà khí hoặc hệ thống phun xăng cho động cơ xăng.

### 8.6.1.2 Động cơ diesel

Đối với động cơ diesel, khi lấy đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  phải giữ tốc độ vòng quay và tất cả các thông số điều chỉnh khác như góc phun sớm, nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... không đổi ở các giá trị hợp lý. Để thay đổi  $\lambda$  phải thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ bằng cách thay đổi lượng nhiên liệu chu trình  $g_{ct}$ .

Vì đang xét đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  ta nên sử dụng các công thức từ (8-7) đến (8-12) thì thuận lợi cho việc khảo sát hơn (xem mục 8.2.1.1, a). Khi thay đổi  $\lambda$ , các biến số đặc tính thay đổi như sau. Tất cả các giá trị kinh nghiệm của  $\lambda$  trình bày dưới đây ứng với trường hợp tốc độ vòng quay  $n$  ở chế độ định mức (chọn trước theo kinh nghiệm).

**Hình 8-37.** Các biến số của đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  trong động cơ diesel

- $\eta_i$ : Hỗn hợp nhiên liệu diesel- không khí là hỗn hợp không đồng nhất có giới hạn cháy rất rộng:  $0,4 - 0,5 < \lambda < 10$ . Khi tăng  $\lambda$ , ban đầu  $\eta_i$  tăng do hỗn hợp nhạt dần từ chế độ rất đậm và đạt cực đại với  $\lambda = 3,5 - 4$ , tại đây hỗn hợp cháy rất nhanh và cháy kiệt. Sau đó  $\eta_i$  giảm vì hỗn hợp tiến dần đến quá nhạt. Từ đồ thị  $\eta_i$  dễ dàng xác định được đồ thị  $\frac{\eta_i}{\lambda}$ , hình 8-37, với  $\left(\frac{\eta_i}{\lambda}\right)_{\max}$  tại  $\lambda = 1,05 - 1,10$ .

- $\eta_v$ : Tương tự như đã xét ở động cơ xăng do tốc độ vòng quay  $n = \text{const}$  nên có thể coi  $\eta_v$  không thay đổi.

- $\eta_m$ : Theo công thức (8-12)  $\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$ . Tương tự như ở

động cơ xăng có thể coi  $p_m = \text{const}$ . Do đó  $\eta_m$  có dạng tương tự như  $\frac{\eta_i}{\lambda}$ , hình 8-37, đạt cực đại tại  $\lambda = 1,05 - 1,10$ .

**Hình 8-38.** Đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  của động cơ diesel

Với các biến thay đổi như đã trình bày, đặc tính điều chỉnh theo  $\lambda$  của động cơ diesel có dạng như sau.

- $N_e$ : Theo công thức (8-8)  $N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n$ . Do  $\eta_v$  và  $n$  không đổi nên  $N_e$  có dạng giống như  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  và  $\eta_m$ , đạt  $N_{e\max}$  tại  $\lambda = 1,05 - 1,10$ , hình 8-38.

- $g_c$ : Theo công thức (8-10)  $g_c = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ . Với những diễn biến của  $\eta_i$  và  $\eta_m$  như trên

thì  $g_c$  có dạng như trên hình 8-38, đạt  $g_{cmin}$  tại  $\lambda = 1,8 - 2,0$ .

Khi thay đổi tốc độ vòng quay ta sẽ được họ đặc tính điều chỉnh  $\lambda$ . Khi giảm tốc độ vòng quay (từ chế độ định mức) thời gian chu trình tăng nên thuận lợi cho quá trình hình thành hỗn hợp và cháy. Tuy nhiên khi đó cường độ xoáy lốc của không khí trong xy lanh giảm nên có tác dụng ngược lại. Vì vậy rất khó xác định qui luật về ảnh hưởng của tốc độ vòng quay  $n$  đến đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  trong động cơ diesel nói chung mà phải tùy thuộc vào từng loại động cơ cụ thể. Tương tự như ở động cơ xăng, các dữ liệu về  $\lambda_{Ncmax}$  và  $\lambda_{gemin}$  thu được khi thí nghiệm lấy đặc tính điều chỉnh trên động cơ mẫu sẽ được dùng để thiết kế và điều chỉnh hệ thống phun nhiên liệu của động cơ.

### 8.6.2 Đặc tính điều chỉnh $\varphi_s$

Đó là các quan hệ  $N_c$  và  $g_c$  phụ thuộc vào góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm  $\varphi_s$ . Đặc tính điều chỉnh theo  $\varphi_s$  được xây dựng trong phòng thí nghiệm trên động cơ mẫu dùng để đưa ra số liệu cụ thể nhằm thiết kế và điều chỉnh hệ thống đánh lửa cho động cơ.

#### 8.6.2.1 Động cơ xăng

Khi lấy đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm  $\varphi_s$  phải giữ tốc độ vòng quay, vị trí van tiết lưu, và tất cả các thông số điều chỉnh khác như hệ số dư lượng không khí  $\lambda$ , nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... không đổi tại các giá trị phù hợp (xem 8.6.1.1). Các biến số của đặc tính thay đổi như sau.

- $\eta_v$ : Hệ số nạp phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ vòng quay  $n$  và độ mở của van tiết lưu nên có thể coi như không đổi.

- $\eta_i$ : Khi  $\varphi_s$  lớn thì quá trình cháy xảy ra sớm nên vừa cháy vừa nén sẽ làm tăng công nén. Ngược lại, nếu  $\varphi_s$  nhỏ thì quá trình cháy kéo dài (tăng cấp nhiệt đẳng tích) nên  $\eta_i$  giảm. Tại  $\varphi_{sm}$  tốt nhất  $\eta_i$  đạt max, hình 8-39.

- $\eta_m$ : Theo công thức (8-12)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$$

tiết lưu, nhiệt độ làm mát và bôi trơn không đổi thì  $p_m = \text{const}$ . Như vậy  $\eta_m$  có dạng giống như  $\eta_i$  tức là cũng cực

**Hình 8-39.** Các biến số của đặc tính điều chỉnh  $\varphi_s$  trong động cơ xăng

**Hình 8-40.** Đặc tính điều chỉnh  $\varphi_s$  của động cơ xăng

đạt tại  $\varphi_{stn}$ , hình 8-39.

Các đặc tính điều chỉnh theo góc đánh lửa sớm sẽ có dạng sau đây.

- $N_e$ : Theo công thức (8-8)  $N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n$ . Với những điều kiện và sự thay đổi các biến đặc tính như trên dễ dàng suy ra  $N_e$  đạt cực đại tại  $\varphi_{stn}$ , hình 8-40.

- $g_e$ : Theo công thức (8-10)  $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ . Với những diễn biến của  $\eta_i$  và  $\eta_m$  như trên thì  $g_e$  cũng đạt  $g_{emin}$  tại  $\varphi_{stn}$ , hình 8-40.

Như đã trình bày trong mục 4.3.3.2.e, khi tăng tốc độ vòng quay  $n$  thì phải tăng góc đánh lửa sớm  $\varphi_s$ , và ngược lại, khi giảm  $n$  phải giảm  $\varphi_s$ .

Khi thay đổi tải, xem mục 4.3.3.2.f, cụ thể đóng bớt van tiết lưu phải tăng góc đánh lửa sớm  $\varphi_s$  và ngược lại, phải giảm  $\varphi_s$  khi mở rộng van tiết lưu.

### 8.6.2.2 Động cơ diesel

Tương tự như ở động cơ xăng, khi lấy đặc tính điều chỉnh góc phun sớm  $\varphi_s$  trong động cơ diesel phải giữ tốc độ vòng quay  $n$  và tất cả các thông số điều chỉnh khác như hệ số dư lượng không khí  $\lambda$ , nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... không đổi tại các giá trị phù hợp. Các biến số của đặc tính thay đổi như sau.

- $g_{ct}$ : Để giữ  $\lambda = \text{const}$  ta phải thay đổi  $g_{ct}$  cho phù hợp với hệ số nạp. Tuy nhiên hệ số nạp (xem mục 4.1.2.5) phụ thuộc vào tốc độ vòng quay  $n$ , nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới  $\Delta T$ ... nhưng ảnh hưởng lớn nhất là tốc độ vòng quay  $n$ . Vì  $n = \text{const}$  nên có thể coi như  $g_{ct}$  không đổi.

- $\eta_i$ : Tương tự như khi thay đổi góc đánh lửa trong động cơ xăng, khi góc phun sớm  $\varphi_s$  lớn thì quá trình cháy xảy ra sớm nên vừa cháy vừa nén sẽ làm tăng công nén. Ngược lại, nếu  $\varphi_s$  nhỏ thì quá trình cháy kéo dài trên đường giãn nở nên  $\eta_i$  giảm. Tại  $\varphi_{stn}$  tốt nhất  $\eta_i$  đạt max, hình 8-41.

**Hình 8-41.** Các biến số của đặc tính điều chỉnh  $\varphi_s$  trong động cơ diesel

- $\eta_m$ : Theo công thức (8-17)

$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k'_1 g_{ct} \eta_i}$ . Với tốc độ vòng quay  $n$ , nhiệt độ làm mát và bôi trơn không đổi thì  $p_m$

= const. Như vậy  $\eta_m$  có dạng giống như  $\eta_i$  tức là cũng cực đại tại  $\varphi_{stn}$ , hình 8-41.

Các đặc tính điều chỉnh theo góc phun sớm sẽ có dạng sau đây.

- $N_e$ : Theo công thức (8-15)  $N_e = k'_2 g_{ct} \eta_i \eta_m n$ . Với những điều kiện và sự thay đổi các biến đặc tính như trên dễ dàng suy ra  $N_e$  đạt cực đại tại  $\varphi_{stn}$ , hình 8-42.

- $g_e$ : Theo công thức (8-10)

$g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ . Với những diễn biến của

$\eta_i$  và  $\eta_m$  như trên thì  $g_e$  cũng đạt  $g_{emin}$  tại  $\varphi_{stin}$ , hình 8-42.

Như đã trình bày trong mục 4.3.4.2.g, khi tăng tốc độ vòng quay  $n$  thì phải tăng góc phun sớm  $\varphi_s$ . Ngược lại, khi giảm  $n$  phải giảm  $\varphi_s$ .

Khi giảm  $g_{ct}$  (giảm tải), xem mục 4.3.4.2.f, phải giảm góc phun sớm  $\varphi_s$ . Ngược lại, khi tăng  $g_{ct}$  phải tăng  $\varphi_s$ .

**Hình 8-42.** Đặc tính điều chỉnh  $\varphi_s$  trong động cơ diesel

### 8.7 Đặc tính không tải

Đặc tính không tải là đặc tính tốc độ ở chế độ không tải, biểu thị quan hệ  $G_{nl} = f(n)$  khi  $N_c(p_c, M_c) = \text{const}$ .

#### 8.7.1 Động cơ xăng

Khi tăng tốc độ không tải  $n_{kt}$  phải mở rộng van tiết lưu. Hệ số nạp  $\eta_v$  tăng nhanh trong khi đó  $\lambda$  cũng cần tăng (vì hệ số khí sót  $\gamma_r$  giảm, hỗn hợp sạch hơn) để đạt tính kinh tế cao hơn. Tuy nhiên trong hầu hết các trường hợp  $\eta_v$  tăng nhanh hơn. Theo công thức

(8-11)  $G_{nl} = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n$  thì  $G_{nl}$  sẽ có dạng như trên hình 8-43.

#### 8.7.2 Động cơ diesel

Để tăng tốc độ không tải  $n_{kt}$  phải tăng lượng nhiên liệu chu trình  $g_{ct}$ . Theo công thức (8-16)  $G_{nl} = k'_5 g_{ct} n$  và cũng có dạng tương tự như ở động cơ xăng, hình 8-43.

*Ý nghĩa của đặc tính không tải:*

- Xác định tốc độ vòng quay không tải ổn định nhỏ nhất  $n_{ktmin}$ , tốc độ vòng quay không tải lớn nhất  $n_{ktmax}$  và  $G_{nl}$  trong vùng tốc độ này.

**Hình 8-43.** Đặc tính không tải

- Đánh giá mức độ chạy rà. Trong quá trình chạy rà, ma sát giữa các bề mặt tiếp xúc giảm dần nên  $G_{nl}$  cũng giảm theo. Quá trình chạy rà được coi là kết thúc khi ma sát ổn định nên  $G_{nl}$  cũng ổn định và đạt giá trị nhỏ nhất.

- Xác định tổn thất cơ khí  $p_m$ . Nếu coi  $p_m$  chỉ phụ thuộc tốc độ vòng quay  $n$  mà không phụ thuộc tải trọng theo công thức (5-13)  $p_m = a + b.c_m$  thì có thể dựa vào đặc tính không tải để xác định gần đúng  $p_m$  (giả thiết này đối với động cơ diesel sát thực hơn so với động cơ xăng vì ở động cơ xăng ảnh hưởng của van tiết lưu khi thay đổi tải đến  $p_m$  thông qua “công bơm” là rất đáng kể). Tại chế độ không tải ta có  $N_m = N_i$ . Từ các công thức (5-9) và (5-12) ta có:

$$N_i = G_{nl} Q_H \eta_i = N_m = \frac{p_m V_h \text{in}}{30\tau}. \text{ Từ đây ta rút ra:}$$

$$p_m = \frac{30\tau G_{nl} Q_H \eta_i}{\text{in} V_h} \quad (8-23)$$

Trong đó  $\eta_i$  được lấy theo số liệu kinh nghiệm hoặc tính toán từ đồ thị công (xem chương V) nếu như có thiết bị indicator để đo áp suất trong xy lanh (sẽ xét ở môn học Thí nghiệm động cơ).

### 8.8. Đặc tính điều tốc

Đặc tính điều tốc là đặc tính tốc độ khi động cơ làm việc với điều tốc thông qua các quan hệ  $M_c(p_c)$ ,  $N_c$ ,  $g_c$ ,  $G_{nl} = f(n)$ . Tùy thuộc vào kiểu điều tốc (sẽ xét ở môn học Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ) mà động cơ có các đặc tính điều tốc khác nhau.

**Hình 8-44.** Đặc tính điều tốc một chế độ ở động cơ diesel

Trên hình 8-44 miêu tả đặc tính của động cơ diesel có điều tốc một chế độ, ví dụ động cơ kéo máy phát điện. Khi  $n > n_{dm}$  thì điều tốc hoạt động có tác dụng làm giảm  $g_c$  nên  $M_c$  và  $N_c$  giảm và bằng 0 ở tốc độ vòng quay không tải  $n_{kt}$ . Trong khi đó  $G_{nl}$  cũng giảm dần còn  $g_c$  ban đầu giảm một chút, đạt cực tiểu rồi tăng (xem mục 8.2.2.2 và hình 8-22). Tại  $n_{kt}$  thì  $G_{nl}$  đạt giá trị tương ứng trên đặc tính không tải còn  $g_c = \infty$ . Vùng làm việc của động cơ là  $(n_{dm}, n_{kt})$ . Dưới  $n_{dm}$  chỉ là chế độ chuyển tiếp của động cơ sau khi khởi động.

Hình 8-45 biểu diễn đặc tính công suất động cơ với điều tốc đa chế thường được dùng phổ biến trên ô-tô.

Động cơ xăng do có đặc tính mô men dốc nên có thể không cần điều tốc. Tuy nhiên, động cơ xăng ô-tô hiện

**Hình 8-45.** Đặc tính điều tốc đa chế ở động cơ diesel



đại thường có điều tốc ở chế độ không tải và chế độ tốc độ cực đại (điều tốc hai chế độ), hình 8-46. Tại chế độ không tải khi người lái nhả chân ga, điều tốc giữ cho  $n_{kt}$  ổn định kể cả khi chạy điều hoà, quạt thông gió hay các thiết bị khác có tiêu thụ năng lượng từ động cơ. Tại chế độ tốc độ cực đại điều tốc giữ cho tốc độ không vượt quá  $n_{max}$  nhằm tránh những hư hỏng có thể xảy ra vì lực quán tính quá lớn.

## 8.9 Cải thiện đặc tính tốc độ động cơ phương tiện vận tải

### 8.9.1 Yêu cầu

Như đã xét trong mục 8.2.2.1 đặc tính tốc độ có hệ số thích ứng  $k$  càng lớn và hệ số tốc độ  $k_c$  càng nhỏ càng tốt. Tùy theo điều kiện làm việc hay công dụng của động cơ, dù là động cơ xăng hay diesel, mà áp dụng những biện pháp cải thiện đặc tính cho phù hợp.

Tuy nhiên, động cơ diesel có đặc tính tốc độ thoải hơn so với động cơ xăng nên tính ổn định với máy công tác kém hơn ( $k = 1,10 - 1,15$  so với  $1,40 - 1,45$ ). Mặt khác, vùng tốc độ ổn định cũng hẹp hơn ( $k_c = 0,55 - 0,70$  so với  $0,45 - 0,55$ ) nên sử dụng và vận hành khó khăn hơn. Vì vậy cải thiện đặc tính đối với động cơ diesel là phổ biến và có ý nghĩa rất quan trọng.

Nguyên tắc:  $p_c(M_c) = \text{????}$  nên tác động vào gì???

### 8.9.2 Các phương pháp

#### 8.9.2.1 Chọn góc phối khí thích hợp

#### 8.9.2.2 Lợi dụng hiện tượng khí động

#### 8.9.2.3 Hiệu chỉnh bơm cao áp

#### 8.9.2.4 Tăng cung cấp nhiên liệu ở $n$ nhỏ

**Hình 8-45.** Đặc tính điều tốc hai chế độ ở động cơ xăng