

aTS VY HỮU THÀNH
ThS VŨ ANH TUẤN

HƯỚNG DẪN ĐỒ ÁN MÔN HỌC
ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ
Hà Nội-1999

TS VY HỮU THÀNH
ThS VŨ ANH TUẤN

HƯỚNG DẪN ĐỒ ÁN MÔN HỌC
ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

TỦ SÁCH HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ

HỌC VIỆN KỸ THUẬT QUÂN SỰ
Hà Nội-1999

môc lôc

	Trang
Lêi nãi ④Cu	3
B¶ng quy ④æi ④n vP ④o	6
Gífi thiÖu chung vÒ ④éng c¬	12
C,c tham sè thuéc chu tr×nh c«ng t,c cña ④éng c¬	18
TÝnh to,n c,c qu, tr×nh cña chu tr×nh c«ng t,c	40
TÝnh to,n c,c th«ng sè cã Ých cña chu tr×nh c«ng t,c	56
Dùng ④ả thP c«ng cña chu tr×nh c«ng t,c	60
§ả thP lúc khÝ thÓ, lúc qu,n tÝnh	75
§ả thP vĐc t¬ phô t¶i bÒ mÆt cæ khuûu	87
§ả thP vĐc t¬ phô t¶i b¹c ④Cu to thanh truyÒn	91
§ả thP mụi mβn	96
C,ch bè trÝ c,c ④ả thP tr³n tê « ly A ₀	101
TÝnh to,n nghiÖm bÒn nhãm pÝt t«ng	111
TÝnh to,n nghiÖm bÒn nhãm thanh truyÒn	122
TÝnh to,n nghiÖm bÒn trôc khuûu	139
Tụi liÖu tham kh¶o	158
C,c phô lôc	159

LỜI NÓI ĐẦU

Khi thực hiện đồ án môn học Động cơ đốt trong, các đồng chí học viên ngành xe có dịp được củng cố, mở rộng và nâng cao một bước kiến thức các môn học về động cơ đốt trong.

Đồ án còn trang bị cho học viên phương pháp nghiên cứu một động cơ đốt trong cụ thể. Nội dung đồ án gồm:

- Tìm hiểu, giới thiệu và phân tích đặc điểm kết cấu của động cơ nói chung, các cơ cấu và hệ thống của động cơ nói riêng.

- Tính toán kiểm tra các tham số đặc trưng cho tính kinh tế và hiệu quả của động cơ.

- Tính toán động lực học.

- Tính toán nghiệm bền một số chi tiết chủ yếu của động cơ.

Như vậy, thông qua việc thực hiện và bảo vệ đồ án môn học, học viên được tập dượt phương pháp giải quyết một vấn đề kỹ thuật cụ thể nhằm góp phần vào việc hoàn thành nhiệm vụ đồ án tốt nghiệp cũng như giải quyết những vấn đề kỹ thuật trong hoạt động thực tiễn sau này.

Để hướng dẫn học viên trong việc làm đồ án, trước đây bộ môn Động cơ đã dịch tài liệu: "Tính chu trình công tác của động cơ ô tô - máy kéo" của E.I. Acatốp (1969); đồng chí Hoàng Văn Dung biên soạn tài liệu: "Hướng dẫn tính nhiệt động cơ đốt trong" (1973), đồng chí Nguyễn Văn Châu biên soạn tài liệu: "Hướng dẫn đồ án môn học động cơ đốt trong" (1988). Chúng là những tài liệu tham khảo bổ ích cho học viên ngành ô tô - tăng thiết giáp, xe máy công binh và trạm nguồn điện khi thực hiện đồ án môn học và đồ án tốt nghiệp về động cơ đốt trong.

Tuy nhiên những tài liệu ấy còn bộc lộ các nhược điểm như: một số hệ số dùng để tính toán theo đơn vị đo lường hợp pháp được quy đổi chưa thật

sát (tài liệu năm 1988), một số kiểu động cơ mới chưa được đề cập theo đà phát triển của ngành động cơ, chưa có chương trình tính toán trên máy vi tính để theo kịp sự phát triển của ngành tin học, chưa đủ số hình vẽ cần thiết, tính năng kỹ thuật và đặc tính ngoài của các loại động cơ điển hình để học viên thao khảo; hướng dẫn việc thực hiện một đồ án môn học chưa toàn diện như thiếu phần hướng dẫn việc trình bày nội dung và hình thức của đồ án.

Trong lần biên soạn này, chúng tôi cố gắng khắc phục những nhược điểm vừa nêu.

Khi làm đồ án, học viên cần phân tích rõ đặc điểm kết cấu của các cơ cấu và hệ thống của động cơ để làm cơ sở cho việc phân tích và chọn các thông số tính toán một cách hợp lý. Ngoài ra, học viên cần dùng đơn vị đo lường hợp pháp của nước ta để tính toán. Tuy nhiên nhiều thiết bị đo và tài liệu tham khảo còn dùng đơn vị đo lường cũ. Do đó trong tài liệu này có giới thiệu bảng quy đổi đơn vị đo để học viên tiện tham khảo. Khi thực hiện đồ án, học viên nên dùng các phương tiện tính toán hiện đại và các chương trình tính toán có sẵn hoặc tự lập trình để nâng cao độ chính xác của phép tính và tiết kiệm thời gian.

Theo dòng thời gian, nhiều kiểu động cơ và phương pháp tính toán mới sẽ được bổ sung và hoàn thiện. Do đó việc biên soạn lại tài liệu sau một thời gian sử dụng là điều tất yếu.

Phân công việc biên soạn tài liệu lần này như sau:

Đồng chí Vi Hữu Thành:

- Phần I (đồng chí Vũ Anh Tuấn soạn các bảng phụ lục).
- Phần 3.
- Phần 4.
- Một số bảng phụ lục.

Đồng chí Vũ Anh Tuấn:

- Phần 2.
- Một số bảng phụ lục.

Trước khi biên soạn tài liệu, Bộ môn Động cơ đã tổ chức thảo luận về đề cương của tài liệu. Các đồng chí Nguyễn Văn Châu và Đào Trọng Thắng đã đọc và góp nhiều ý kiến bổ ích để tài liệu được hoàn thiện về nội dung và hình thức trình bày. Chúng tôi xin chân thành cảm ơn về những đóng góp quý báu đó.

Tuy nhiên, do nội dung của lần biên soạn này sâu và rộng hơn so với những lần soạn trước trong khi trình độ của những người viết còn bị hạn chế, nên không tránh khỏi những thiếu sót. Chúng tôi tha thiết nhận được các ý kiến đóng góp để tiếp tục chỉnh lý ở lần biên soạn sau.

Mọi ý kiến đóng góp xin gửi về: Bộ môn Động cơ, Khoa Động Lực, Học viện Kỹ thuật quân sự. Chúng tôi xin chân thành cảm ơn.

Các tác giả

Quy đổi đơn vị đo

Bảng 1

Thông số	Đơn vị đo		Quy đổi giữa hai hệ đơn vị đo
	Cũ	Hợp pháp	
Lực, trọng lượng, P Áp suất, p	KG KG/cm ²	N N/m ² (Pa)	1KG= 9,81N $\frac{KG}{cm^2}$, . N / m MN / m
Công, L Công suất, N	KGm Mã lực (ml)	J W	1KGm =9,81J 1 mã lực = 735,5W 0,736 KW
Mô men, M	KGm	Nm	1KGm = 9,81 Nm
Nhiệt độ t, T	⁰ C, ⁰ K	⁰ K	
Dung tích (thể tích), V Dung tích riêng, v	m ³ $\frac{m^3}{kg}$	m ³ $\frac{m^3}{kg}$	
Trọng lượng riêng,	$\frac{KG}{m^3}$	$\frac{N}{m^3}$	$\frac{1KG}{m^3}$ 9,81 $\frac{N}{m^3}$
Khối lượng riêng,	$\frac{KGs}{m}$	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{KGs}{m}$, $\frac{kg}{m}$
Nhiệt dung riêng, C	$\frac{Kcalo}{kg\text{ dé}}$	$\frac{J}{kg\text{ dé}}$	$\frac{1Kcalo}{kg\text{ dé}}$ 4187 $\frac{J}{kg\text{ dé}}$
Nhiệt lượng, Q	Calo	J	1calo = 4,187 J
Hệ số tỏa nhiệt,	$\frac{Kcalo}{m^2.h.dé}$	$\frac{W}{m^2.dé}$	$\frac{1Kcalo}{m^2.h.dé}$ 1,163 $\frac{W}{m^2.dé}$
Hệ số truyền nhiệt, K	$\frac{Kcalo}{m^2.h.dé}$	$\frac{W}{m^2.dé}$	$\frac{1Kcalo}{m^2.h.dé}$ 1,163 $\frac{W}{m^2.dé}$
Hằng số tổng hợp của chất khí ,R	$\frac{KGm}{Kmol.dé}$	$\frac{J}{Kmol.dé}$	1 $\frac{KGm}{Kmol\text{ dé}}$ 9,81 $\frac{J}{Kmol\text{ dé}}$
Suất tiêu hao nhiên liệu g _i , g _e .	$\frac{g}{ml.h}$	$\frac{g}{KW.h}$	$\frac{1g}{m.h}$ 0,7355 $\frac{g}{KWh}$

MỘT SỐ KÝ HIỆU DÙNG TRONG TÀI LIỆU

: Hệ số dư lượng không khí, góc quay của trục khuỷu (khuỷu trục).

: Hệ số thay đổi phân tử thực tế.

ρ_0 : Hệ số thay đổi phân tử lý thuyết.

- C: Nhiệt dung riêng đẳng áp của không khí, $\frac{\text{KJ}}{\text{kg dé}}$.

C_{TB} : Vận tốc trung bình của pít tông, $\frac{\text{m}}{\text{s}}$.

D: Đường kính xy lanh, [m; dm].

: Tỷ số dẫn nổ muộn ở động cơ diesel.

C_T : Góc công tác của động cơ, [độ GQTK].

: Hệ số nạp phụ của động cơ tăng áp.

: Tỷ số nén.

η_{th} : Tỷ số nén thực ở động cơ hai kỳ.

η_{hh} : Tỷ số nén hình học ở động cơ hai kỳ.

g_C : Thành phần của nguyên tố Các bon chứa trong 1 kg nhiên liệu, [kg].

g_e : Suất tiêu hao nhiên liệu có ích, $\frac{\text{g}}{\text{KWh}}$.

g_H : Thành phần của nguyên tố Hyđrô chứa trong 1 kg nhiên liệu [kg].

g_i : Suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị, $\frac{\text{g}}{\text{KWh}}$.

g_0 : Thành phần của nguyên tố Ô xy chứa trong 1 kg nhiên liệu, [kg].

r : Hệ số khí sót.

i: Số xy lanh của động cơ.

k: Chỉ số đoạn nhiệt.

: Hệ số va đập.

: Hệ số kết cấu.

- p : Tỷ số tăng áp suất.
- l : Chiều dài tính toán của thanh truyền, [m].
- m : Chỉ số nén đa biến trung bình của không khí.
- m_1 : Khối lượng quy dẫn của thanh truyền về tâm đầu to, [kg].
- m_j : Khối lượng của các chi tiết tham gia chuyển động tịnh tiến qua lại của cơ cấu khuỷu trục-thanh truyền (CCKT-TT), [kg].
- m_K : Khối lượng tham gia chuyển động quay chưa được cân bằng của CCKT-TT, [kg].
- m_H : Khối lượng của thanh truyền, [kg].
- M_0 : Lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu, $\frac{\text{Kmol}}{\text{kgnl}}$.
- M_2 : Lượng sản vật cháy, $\frac{\text{Kmol}}{\text{kgnl}}$.
- M_e : Mô men xoắn có ích của động cơ, [Nm].
- M_{emax} : Mô men xoắn có ích lớn nhất, [Nm].
- M_1 : Lượng không khí thực tế nạp vào xy lanh động cơ, $\frac{\text{Kmol}}{\text{kgnl}}$.
- c_{vc} : Nhiệt dung riêng trung bình đẳng tích của hỗn hợp công tác ở điểm c, $\frac{\text{KJ}}{\text{Kmol dé}}$.
- c_{vz} : Nhiệt dung riêng trung bình đẳng áp của sản vật cháy ở điểm Z, $\frac{\text{KJ}}{\text{Kmol dé}}$.
- n_l : Trọng lượng phân tử của nhiên liệu, $\frac{\text{kg}}{\text{Kmol}}$.
- n : Tốc độ trục khuỷu, $\frac{v}{ph}$.
- n_1 : Chỉ số nén đa biến trung bình của quá trình nén hỗn hợp công tác.

n_2 : Chỉ số dẫn nổ đa biến trung bình của quá trình dẫn nổ sản vật cháy.

N : Lực ngang, [N, MN].

N_e : Công suất có ích của động cơ, [W, KW].

N_{edm} : Công suất có ích định mức của động diesel, [W, KW].

N_{emax} : Công suất có ích lớn nhất của động cơ xăng, [W, KW].

$\epsilon_{cơ}$: Hiệu suất cơ khí.

ϵ : Hiệu suất có ích.

ϵ_i : Hiệu suất chỉ thị.

ϵ_K^{dn} : Hiệu suất đoạn nhiệt của bơm tăng áp.

r : Hệ số quét buồng cháy của bơm tăng áp.

v : Hệ số nạp.

ϵ_K^{th} : Hệ số nạp thực tế của động cơ hai kỳ.

p_0 : Áp suất môi trường, $\frac{N}{m^2}$; MPa $\frac{MN}{m^2}$.

p_a : Áp suất của khí thể cuối quá trình nạp, $\frac{N}{m^2}$; $\frac{MN}{m^2}$.

p_b : Áp suất của sản vật cháy ở cuối quá trình dẫn nổ, $\frac{N}{m^2}$; $\frac{MN}{m^2}$.

p_c : Áp suất của hỗn hợp công tác ở cuối quá trình nén, $\frac{N}{m^2}$; $\frac{MN}{m^2}$.

p_i : Áp suất chỉ thị trung bình thực tế, $\frac{N}{m^2}$; MPa.

p_i' : Áp suất chỉ thị trung bình lý thuyết, $\frac{N}{m^2}$; MPa.

p_k : Áp suất tăng áp, $\frac{N}{m^2}$; MPa.

p_{kt} : Áp suất khí thể, $\frac{N}{m^2}$; MPa.

p_i : Áp suất khí sót, $\frac{N}{m^2}$; MPa .

p_p : Áp suất khí thải ở cửa vào tua bin khí, $\frac{N}{m^2}$; MPa .

p_z : Áp suất của khí thể cuối quá trình cháy, $\frac{N}{m^2}$; MPa .

P_j : Lực quán tính của khối lượng tham gia chuyển động thẳng tiến, N; MN .

P_r : Lực quán tính ly tâm của các khối lượng tham gia chuyển động quay, N; MN .

P_{r2} : Lực quán tính ly tâm của khối lượng thanh truyền quy dẫn về tâm đầu to, N; MN .

q : Lực tác dụng vuông góc lên một đơn vị diện tích bề mặt tiếp xúc động (áp suất riêng bề mặt, áp suất tiếp xúc), $\frac{N}{m^2}$; MPa .

a : Hệ số quét khí của động cơ hai kỳ.

d : Hệ số điền đầy đồ thị công.

η : Hệ số tổn hao hành trình của động cơ hai kỳ.

F_{pt} : Diện tích tiết diện ngang của đỉnh pít tông, [m²].

Q_T : Tổn thất nhiệt do cháy không hoàn toàn nhiên liệu, $\frac{KJ}{kg\ ni}$.

Q_T : Nhiệt trị thấp của nhiên liệu, $\frac{KJ}{kg\ ni}$.

Q_{ch} : Véc tơ phụ tải tác dụng lên cổ khuỷu, [N; MN].

R : Bán kính quay của khuỷu trục, [m].

R : Hằng số của chất khí, $\frac{KJ}{Kmol\ dé}$.

α : Tỷ số dẫn nổ sớm ở động cơ diesel.

S: hành trình của pít tông, [m].

T: Lực tiếp tuyến, [N, MN].

T_0 : Nhiệt độ của môi trường, [$^{\circ}\text{K}$].

T_a : Nhiệt độ của khí thể cuối quá trình nạp, [$^{\circ}\text{K}$].

T_b : Nhiệt độ của khí thể cuối quá trình giãn nở, [$^{\circ}\text{K}$].

T_c : Nhiệt độ của khí thể cuối quá trình nén, [$^{\circ}\text{K}$].

T_k : Nhiệt độ khí nạp sau bơm quét khí của động cơ hai kỳ hoặc sau bơm tăng áp đối với động cơ bốn kỳ, [$^{\circ}\text{K}$].

T_r : Nhiệt độ khí sót, [$^{\circ}\text{K}$].

T_z : Nhiệt độ của khí thể cuối quá trình cháy, [$^{\circ}\text{K}$].

T: Độ sấy nóng khí nạp, [$^{\circ}\text{K}$].

: Số kỳ của động cơ, ở động cơ bốn kỳ $= 4$ và ở động cơ hai kỳ $=$

2.

V_h : Thể tích công tác của một xy lanh động cơ, [dm^3 ; m^3].

z : Hệ số sử dụng nhiệt.

Z: Lực pháp tuyến, [N; MN].

: Tốc độ góc, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$; $\frac{1}{\text{s}}$.

PHẦN I

GIỚI THIỆU CHUNG VỀ ĐỘNG CƠ

Mục đích:

Cung cấp những thông tin về các tham số, đặc tính, nơi sản xuất, địa chỉ ứng dụng và những đặc điểm, kết cấu cơ bản của động cơ.

Yêu cầu:

Phải nêu được những tham số, tính năng kỹ thuật cơ bản của động cơ, nơi sản xuất và phạm vi ứng dụng. Mặt khác học viên phải tham khảo tài liệu, tìm hiểu kết cấu thực để nắm chắc được những đặc điểm của động cơ về mặt động học, động lực học và kết cấu cũng như nguyên lý hoạt động và đặc điểm, kết cấu của các cơ cấu, hệ thống và các cụm bộ trợ được trang bị trên động cơ.

Để đạt yêu cầu trên, trong mỗi mục sau học viên cần phải tìm hiểu và trình bày trong thuyết minh những vấn đề dưới đây:

1.1. Tham số kỹ thuật của động cơ:

- Tên, ký hiệu động cơ.
- Chung loại, cách bố trí xy lanh, phương thức làm mát.
- Nơi sản xuất.
- Địa chỉ ứng dụng.
- Các tham số $\frac{S}{D}$, λ , i , V_h .
- Công suất cực đại N_{emax} (động cơ xăng) hoặc N_{edm} (động cơ diesel).
- Tốc độ trục khuỷu tương ứng n , $\frac{v}{ph}$.
- Mô men xoắn lớn nhất M_{emax} .
- Tốc độ trục khuỷu tương ứng, $\frac{v}{ph}$.
- Suất tiêu hao nhiên liệu thấp nhất g_e , $\frac{g}{KW h}$.

- Suất tiêu hao dầu bôi trơn $g_{\text{dầu nhờn}}$, $\frac{g}{KW h}$.

- Cách bố trí, dẫn động xu páp.

- Pha phối khí.

- Góc đánh lửa sớm hoặc góc phun sớm nhiên liệu.

- Những trị số điều chỉnh (khe hở nhiệt...).

- Những tham số khác (như góc nhĩ diện, nhiên liệu...).

1.2. Cơ cấu khuỷu trục thanh truyền.

1.2.1. Nhóm chi tiết cố định.

- Cách bố trí các xy lanh, các khối xy lanh.

- Hộp trục khuỷu (có chia hai nửa, liền với khối thân xy lanh hay không), biện pháp tăng cứng.

- Có sử dụng lót không, chủng loại, kết cấu lót xy lanh.

- Nguyên lý chịu lực khí thể.

- Tổ chức làm mát, bôi trơn, bao kín.

- Các ổ bạc cổ trục.

- Vật liệu chế tạo.

- Phương pháp chế tạo.

- Đánh giá chung những ưu nhược điểm chính về kết cấu, công nghệ, tháo lắp, bảo dưỡng, sửa chữa.

- Kết cấu của nắp xy lanh.

- Vật liệu, phương pháp chế tạo.

- Tổ chức làm mát, bôi trơn.

- Tổ chức lắp ghép với các cụm, chi tiết khác.

- Đánh giá ưu nhược điểm về các mặt như đối với xy lanh, hộp trục khuỷu.

1.2.2. Nhóm pít tông.

+ *Pít tông*

- Vật liệu, phương pháp chế tạo.
- Kết cấu.
- Phương pháp bố trí các rãnh xéc măng.
- Phương pháp chống bó kẹt.
- Tổ chức việc bôi trơn, dẫn hướng dòng khí, tạo xoáy lốc, tránh kích nổ.
- Phương pháp lắp ghép với chốt pít tông.
- Cách tạo hiệu ứng lệch tâm.

+ *Chốt pít tông:*

- Vật liệu, kết cấu, công nghệ nhiệt luyện.
- Biện pháp hạn chế chuyển dịch dọc trục, giảm khối lượng.

+ *Xéc măng:*

- Chủng loại, số lượng, vật liệu, kết cấu, các biện pháp giảm mài mòn, tăng chất lượng rà trơn.
- Số lượng và cách bố trí xéc măng dầu, kết cấu.

...v.v.....

1.2.3. Nhóm thanh truyền.

- Dạng thanh truyền (đầu nhỏ, thân, đầu to).
- Loại bạc sử dụng và kết cấu bạc.
- Vật liệu, phương pháp chế tạo, cách giảm khối lượng.
- Kết cấu phần đầu to để đảm bảo việc lắp ghép bạc, giảm ứng suất uốn, giảm áp suất bề mặt tiếp xúc, đảm bảo định vị bề mặt lắp ghép... chống xoay cho bạc trượt, luồn qua lỗ xy lanh....
- Tổ chức bôi trơn bạc và bôi trơn mặt gương xy lanh.
- Số lượng, cách bố trí và kết cấu các bu lông thanh truyền, cách chống hiện tượng tự tháo....
- Đặc điểm kết cấu đầu to thanh truyền chính - phụ và thanh truyền

hình nặng - trung tâm.

1.2.4. Nhóm trục khuỷu:

- Phân loại.
- Vật liệu và phương pháp chế tạo.
- Kết cấu cổ trục, biện pháp hạn chế chuyển dịch dọc trục.
- Kết cấu cổ khuỷu, má khuỷu, đầu trục, đuôi trục.
- Phương thức đảm bảo bôi trơn và lọc dầu bôi trơn.
- Biện pháp tăng cứng bề mặt.
- Biện pháp tăng sức bền trục khuỷu.
- Chung loại bạc cổ trục và kết cấu, cách tháo lắp.
- Chức năng và cách bố trí, lắp ráp các đối trọng.
- ..v.v....

1.3. Cơ cấu phối khí.

- Chung loại.
- Những cụm, chi tiết chính và cách bố trí.
- Số lượng và cách bố trí xu páp, các cửa nạp, thải, quét.
- Số lượng, cách bố trí và dẫn động trục cam.
- Việc điều chỉnh khe hở nhiệt, pha phối khí.
- Tổ chức bôi trơn.
- Vấn đề giảm tốc độ mài mòn và giảm tiếng ồn, tăng chất lượng bao kín, tăng v , giảm r .
- ..v.v..

1.4. Hệ thống cung cấp nhiên liệu và không khí.

- Chung loại bộ chế hoà khí, (hoặc bơm cao áp).
- Bơm nhiên liệu thấp áp và cách dẫn động.

- Vòi phun.
- Bầu lọc nhiên liệu và bầu lọc không khí.
- Bảo dưỡng, chăm sóc hệ thống.
- ..v.v...

1.5. Hệ thống làm mát và sấy nóng.

- Nguyên lý và chủng loại.
- Môi chất làm mát.
- Những cụm chính.
- Quạt gió: kết cấu, cách bố trí và dẫn động.
- Bơm nước: kết cấu, cách bố trí và dẫn động.
- Két mát: kết cấu, cách bố trí, chiều dòng khí thổi qua.
- Van hằng nhiệt.
- Phân phối, dẫn hướng môi chất làm mát.
- Chức năng sấy nóng động cơ nguội trước khi khởi động.
- Chăm sóc bảo dưỡng hệ thống.
- ..v.v...

1.6. Hệ thống bôi trơn và thông gió các te.

- Sơ đồ nguyên lý và phương pháp bôi trơn.
- Những cụm chính.
- Bơm dầu: kết cấu, cách bố trí và dẫn động.
- Những biện pháp đảm bảo ổn định áp suất dầu bôi trơn trong hệ thống và đảm bảo an toàn.
- Vấn đề lọc dầu, bố trí các đường dẫn dầu.
- Vấn đề làm mát dầu.
- Vấn đề thông gió các te.

- Chăm sóc, bảo dưỡng hệ thống.

- ...v.v.....

1.7. Hệ thống khởi động.

- Chứng loại và số lượng hệ thống khởi động được trang bị cho động cơ.

- Chú ý trong vận hành.

- Chăm sóc bảo dưỡng hệ thống.

- ...v.v.....

1.8. Đánh giá chung về động cơ.

- Mức độ hoàn thiện về cách bố trí các xy lanh, về kết cấu chi tiết, cụm và các hệ thống hỗ trợ.

- Mức độ hoàn thiện về tính kinh tế và tuổi thọ, sự thuận tiện trong vận hành và bảo dưỡng.

- Sự phù hợp đối với điều kiện Việt Nam.

1.9. Những thông số kỹ thuật và kinh tế của một số động cơ cụ thể. (xem trong các bảng phụ lục ở cuối sách).

PHẦN II

TÍNH TOÁN CHU TRÌNH CÔNG TÁC CỦA ĐỘNG CƠ.

§1. NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG

1.1. Mục đích tính toán.

Mục đích của việc tính toán chu trình công tác là xác định các chỉ tiêu về kinh tế, hiệu quả của chu trình công tác và sự làm việc của động cơ.

Kết quả tính toán cho phép xây dựng đồ thị công suất của chu trình để làm cơ sở cho việc tính toán động lực học, tính toán sức bền và sự mài mòn các chi tiết của động cơ.

Phương pháp chung của việc tính toán chu trình công tác có thể áp dụng để kiểm nghiệm động cơ sẵn có, động cơ được cải tiến hoặc thiết kế mới.

Việc tính toán kiểm nghiệm động cơ sẵn có cho ta các thông số để kiểm tra tính kinh tế và hiệu quả của động cơ khi môi trường sử dụng hoặc chủng loại nhiên liệu thay đổi. Đối với trường hợp này ta phải dựa vào kết cấu cụ thể của động cơ và môi trường sử dụng thực tế để chọn các số liệu ban đầu.

Đối với động cơ được cải tiến hoặc được thiết kế mới, kết quả tính toán cho phép xác định số lượng và kích thước của xy lanh động cơ cũng như mức độ ảnh hưởng của sự thay đổi về mặt kết cấu để quyết định phương pháp hoàn thiện các cơ cấu và hệ thống của động cơ theo hướng có lợi. Khi đó phải dựa vào kết quả của việc phân tích thực nghiệm đối với các động cơ có kết cấu tương tự để chọn các số liệu ban đầu.

Việc tính toán chu trình công tác còn được áp dụng khi cường hoá động cơ và xây dựng đặc tính tốc độ bằng phương pháp phân tích lý thuyết nếu các chế độ tốc độ khác nhau được khảo sát.

1.2. Chế độ tính toán.

Chế độ làm việc của động cơ được đặc trưng bằng các thông số cơ bản như công suất có ích, mô men xoắn có ích, tốc độ quay và nhiều thông số khác. Các thông số ấy có thể ổn định hoặc thay đổi trong một phạm vi rộng tùy theo công dụng của động cơ.

Mỗi chế độ làm việc của động cơ có ảnh hưởng nhất định đến tính kinh tế, hiệu quả, tuổi thọ, sức bền của các chi tiết và các chỉ tiêu khác.

Chế độ được chọn để tính toán gọi là chế độ tính toán. Chế độ tính toán phải là những chế độ có ảnh hưởng nhiều đến sức bền và tuổi thọ của các chi tiết đối với từng loại động cơ cụ thể và chế độ phụ tải. Do đó việc chọn chế độ tính toán phải được cân nhắc kỹ.

Đối với động cơ tĩnh tại, chế độ tính toán thường là chế độ công suất định mức. Đối với động cơ trên xe, người ta thường tính đối với cả hai chế độ mô men xoắn có ích lớn nhất và công suất có ích lớn nhất (đối với động cơ xăng) hoặc công suất có ích định mức (đối với động cơ diesel). Chế độ công suất thường được chọn để tính đối với động cơ cao tốc, vì ở đó các lực khí thể và quán tính đều lớn. Các chế độ tính toán phải tiến hành đối với phụ tải toàn phần ứng với lượng cung cấp nhiên liệu lớn nhất, vì ở đó trạng thái nhiệt của động cơ và phụ tải cơ học cao nhất.

Những chế độ tính toán khác như: chế độ tải cục bộ, khi thay đổi thành phần hỗn hợp cháy, thay đổi góc đánh lửa hoặc góc phun sớm nhiên liệu chỉ được tiến hành khi cần khảo sát riêng biệt.

Thông thường người ta giả thiết rằng động cơ làm việc ổn định ở chế độ tính toán. Nhưng thực nghiệm cho thấy là ở cùng một chế độ làm việc của động cơ các chu trình xảy ra không hoàn toàn giống nhau. Giá trị của áp suất lớn nhất và áp suất trung bình có thể chênh lệch nhau khoảng 5 - 10%. Điều đó do các yếu tố như điều kiện khí động, sự biến động của quá trình cung cấp nhiên liệu, tạo hỗn hợp và cháy v.v... chi phối. Như vậy các số liệu ban đầu và kết quả tính toán thu được cũng chỉ là những giá trị trung bình mà thôi.

1.3. Các dự kiến ban đầu.

Các dự kiến ban đầu đối với động cơ được dùng làm cơ sở để chọn các số liệu ban đầu đối với động cơ được cải tiến hoặc thiết kế mới. Đối với động cơ kiểm nghiệm thì những dự kiến ấy đã được biết trước.

Các dự kiến ban đầu quan trọng nhất đối với động cơ như sau:

- Môi trường sử dụng:

- Kiểu, công dụng, số kỳ và cách bố trí các xy lanh;
- Kiểu làm mát, hệ thống cung cấp nhiên liệu và không khí;
- Kiểu buồng cháy và phương pháp tạo hỗn hợp;
- Cấu tạo và cách bố trí các đường ống nạp và thải;
- Sơ đồ tăng áp (đối với động cơ tăng áp), sơ đồ quét khí (đối với động cơ hai kỳ).
- Loại nhiên liệu sử dụng.

1.4. Chọn các số liệu ban đầu.

Việc chọn các số liệu ban đầu để tính toán các quá trình có thể trình bày thành một mục chung ở đầu phần tính toán chu trình công tác hoặc trình bày rải rác ở đầu phần tính toán của mỗi quá trình. Để tiện theo dõi, tài liệu này trình bày việc chọn các số liệu ban đầu thành một mục riêng. Khi chọn các số liệu đó, học viên cần phân tích kỹ để có số liệu hợp lý nhằm tiết kiệm thời gian tính toán và nâng cao độ chính xác của phép tính. Các số liệu ban đầu chủ yếu bao gồm:

1- Công suất có ích lớn nhất (đối với động cơ xăng) N_{emax} hoặc công suất có ích định mức (đối với động cơ diesel) N_{edm} .

Giá trị của công suất được chuẩn hoá đối với động cơ được cải tiến hoặc thiết kế mới và được cho trước đối với động cơ được tính toán kiểm tra.

2- Mô men xoắn có ích lớn nhất M_{emax} .

Giá trị của M_{emax} được xác định thông qua đặc tính ngoài của động cơ.

3- Số vòng quay trong một phút của trục khuỷu n .

Số vòng quay đặc trưng cho vận tốc góc của trục khuỷu và được tính bằng số vòng quay trong một phút [v/ph](tức là tốc độ trục khuỷu hoặc thường gọi tắt là số vòng quay). Số vòng quay được chọn để tính toán thông thường là những giá trị ứng với những giá trị của công suất hoặc mô men được chọn trước.

Giá trị của n có ảnh hưởng quyết định đến giá trị công suất lít của động cơ. Nếu n cao thì số chu trình công tác trong một đơn vị thời gian sẽ nhiều nên công suất lít cao. Tuy nhiên việc tăng n để nâng cao công suất lít bị hạn chế

bởi nhiều yếu tố như tăng mài mòn, tăng ứng suất nhiệt và cơ nên tuổi thọ của các chi tiết giảm. Bên cạnh đó việc tăng số vòng quay còn làm giảm hệ số nạp v , tăng hệ số khí sót r , giảm thời gian tạo hỗn hợp và cháy kiệt nhiên liệu nên chất lượng của chu trình công tác giảm. Việc tăng số vòng quay còn ảnh hưởng xấu đến quá trình trao đổi khí và tăng công suất dẫn động bơm quét khí kiểu cơ khí ở động cơ hai kỳ (hoặc bơm tăng áp dẫn động cơ khí ở động cơ 4 kỳ tăng áp). Số vòng quay của một số loại động cơ được giới thiệu ở bảng 2.

Tốc độ trục khuỷu của một số loại động cơ

Bảng

2.

TT	Công dụng của động cơ	Giới hạn số vòng quay [v/ph]
1	Động cơ xe xích và máy kéo	1000 - 1800
2	Động cơ xe vận tải hạng nặng	2000 - 3000
3	Động cơ xe vận tải hạng trung	2700 - 3400
4	Động cơ xe vận tải hạng nhẹ và xe du lịch	3200 - 4200
5	Động cơ xe du lịch loại to	3800 - 5400(đến 6000)
6	Động cơ xe đua, xe máy	5000 - 11.000

4- Tốc độ trung bình của pít tông C_{TB} .

Giá trị của C_{TB} được xác định thông qua hai thông số đã biết theo biểu thức sau:

$$C_{TB} = \frac{S n}{30} \frac{m}{S}$$

Trong đó:

S: Hành trình của pít tông [m].

n: Số vòng quay của trục khuỷu động cơ $\frac{v}{ph}$.

C_{TB} được chọn theo bảng công dụng của động cơ, được giới thiệu ở bảng 3.

Loại động cơ	Công dụng của động cơ	Giới hạn vận tốc trung bình [m/s]
Động cơ xăng	Trên xe vận tải	9 13
	Trên xe du lịch	10 15
Động cơ diesel	Trên xe vận tải	8 12
	Trên xe tăng	10 14

5- Số xy lanh của động cơ i .

Số xy lanh có ảnh hưởng đến nhiều chỉ tiêu khác nhau của động cơ. Nếu thể tích công tác của động cơ không đổi mà tăng số xy lanh i thì thể tích công tác V_h của mỗi xy lanh giảm, động cơ được làm mát tốt hơn nên cho phép tăng tỷ số nén. Điều đó làm tăng công suất lít, giảm khối lượng các chi tiết chuyển động nên lực quán tính và độ mài mòn của chúng cũng giảm. Bên cạnh đó, việc tăng số xy lanh còn làm cho mô men xoắn và tốc độ của trục khuỷu đồng đều hơn. Tuy nhiên việc giảm thể tích công tác của mỗi xy lanh quá nhiều sẽ làm tăng số chi tiết của động cơ nên kết cấu của động cơ phức tạp hơn, giá thành chế tạo tăng, việc bảo dưỡng và sửa chữa động cơ phức tạp hơn. Bên cạnh đó việc tăng quá nhiều số xy lanh sẽ làm giảm độ cứng vững của hệ trục khuỷu đối với động cơ một hàng xy lanh nên độ tin cậy và an toàn giảm.

Do đó để chọn số lượng và kích thước xy lanh một cách hợp lý phải căn cứ vào nhiều yếu tố như công suất có ích, mức độ cường hoá động cơ, số vòng quay của trục khuỷu và tốc độ trung bình của pít tông thì mới đạt yêu cầu.

Số xy lanh của các loại động cơ thường được chọn trong các khoảng sau:

Động cơ trên xe ô tô: $i = 4 \text{ - } 8$;

Động cơ trên xe bọc thép: $i = 6 \text{ - } 8$;

Động cơ trên xe tăng: $i = 8 \text{ - } 12$;

6- Tỷ số giữa hành trình của pít tông và đường kính xy lanh $a = S/D$

Giá trị a có ảnh hưởng lớn đến nhiều chỉ tiêu khác nhau của động cơ. Nếu giảm giá trị của a trong khi vẫn giữ nguyên tốc độ trung bình của pít tông thì ta có thể tăng công suất có ích của động cơ bằng cách tăng số vòng quay của trục khuỷu. Nếu giữ nguyên thể tích công tác V_h và số vòng quay n mà giảm a thì vận tốc trung bình của pít tông giảm. Điều đó làm giảm lực ma sát giữa nhóm pít tông và vách xy lanh nên hiệu suất cơ khí η_{cs} tăng, giảm hao mòn các chi tiết, nhất là xéc măng và tăng tuổi thọ của chúng. Bên cạnh đó, việc giảm a còn cho phép hạ thấp chiều cao của động cơ, nâng cao độ cứng vững của trục khuỷu và tăng hệ số nạp η_v . Tuy nhiên việc giảm a quá giới hạn cho phép cũng dẫn đến một số hậu quả xấu như chiều dài của động cơ tăng, chất lượng của quá trình tạo hỗn hợp và trao đổi nhiệt giảm do việc giảm chiều cao của buồng cháy gây ra, chất lượng của quá trình trao đổi khí ở động cơ hai kỳ giảm. Vì vậy khi cải tiến hoặc thiết kế mới động cơ người ta phải phân tích toàn diện để chọn giá trị của a một cách hợp lý. Tùy theo kiểu động cơ mà giá trị của a thường nằm trong các khoảng sau:

Động cơ xăng: $a = 0,8 \quad 1,2$

Động cơ diesel buồng cháy không phân chia: $a = 0,9 \quad 1,2$

Động cơ diesel buồng cháy phân chia: $a = 1,0 \quad 1,3$

Đường kính xy lanh D thường nằm trong các giới hạn sau:

Động cơ xăng ô tô : $D = 7 \quad 10 \text{ dm}$

Động cơ diesel trên xe vận tải: $D = 8 \quad 13 \text{ dm}$

Động cơ diesel trên xe tăng: $D = 12 \quad 16,5 \text{ dm}$

7- Hệ số kết cấu .

Hệ số kết cấu là tỷ số giữa bán kính quay của trục khuỷu R (khoảng cách từ đường tâm của cổ trục đến đường tâm của cổ khuỷu) và chiều dài của thanh truyền L (khoảng cách từ đường tâm của đầu to đến đường tâm của đầu nhỏ thanh truyền).

Giá trị của β ảnh hưởng đến một số chỉ tiêu quan trọng của động cơ. Giá trị cao của β cho phép giảm chiều cao của động cơ nhưng làm tăng góc β_{max} (tạo bởi đường tâm thanh truyền và đường tâm xy lanh) nên lực tác dụng ngang N và lực quán tính chuyển động thẳng tịnh tiến đặc biệt là lực quán tính tịnh tiến cấp 2 cũng tăng. Điều đó làm tăng độ mài mòn của vách xy lanh và xéc măng nên tuổi thọ của chúng giảm. Ngoài ra giá trị cao của β còn gây khó khăn cho việc bố trí đối trọng trên má khuỷu và gây va quệt của thanh truyền vào đuôi của lót xy lanh khi đường kính xy lanh nhỏ. Để khắc phục nhược điểm này đôi khi người ta phải vát bớt phần đuôi của lót xy lanh trong mặt phẳng quay của khuỷu trục.

Giá trị của β thường nằm trong khoảng $\frac{1}{5,1} \sim \frac{1}{3,2}$.

8- Tỷ số nén :

Tỷ số nén là tỷ số giữa thể tích toàn phần trong xy lanh V_a (khi pít tông ở ĐCD) và thể tích buồng cháy V_c (thể tích trong xy lanh khi pít tông ở ĐCT) nghĩa là: $\frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1$.

Giá trị của β phải bảo đảm để khởi động đối với động cơ diesel ở trạng thái nguội với nhiệt độ môi trường thấp và chống cháy kích nổ tốt đối với động cơ xăng. Tính chống cháy kích nổ của động cơ xăng phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau như: loại nhiên liệu sử dụng, dạng buồng cháy, số vòng quay, phụ tải, đường kính xy lanh, kiểu làm mát động cơ, cách bố trí cơ cấu phân phối khí, vật liệu chế tạo pít tông v.v...

Giá trị cao của β cho phép tăng hiệu suất nhiệt η_t của chu trình công tác nên công suất có ích tăng và suất tiêu hao nhiên liệu giảm. Tuy nhiên nếu β quá cao sẽ làm tăng ứng suất nhiệt và cơ đối với động cơ diesel, nên làm giảm tuổi thọ của các chi tiết và làm cho động cơ xăng dễ bị cháy kích nổ.

Giá trị của β thường nằm trong các khoảng sau:

- Động cơ xăng với xu páp đặt $\beta = 5,6 \sim 7,5$, với xu páp treo $\beta = 6,5 \sim 10$.
- Động cơ diesel với buồng cháy không phân chia $\beta = 13 \sim 16$, với buồng cháy xoáy lốc $\beta = 15 \sim 17$ (tới 21), với buồng cháy trước $\beta = 12 \sim 22$.

Giá trị của đối với một số loại động cơ được giới thiệu ở bảng 4.

Giá trị của

Bảng 4.

Kiểu động cơ	Tỷ số nén	Kiểu động cơ	Tỷ số nén
MeM3-968	7,2	Ä-37M	16,5
M3MA-407, 408	7,0	Ä-240	17
M-20	6,2	Ä-35	17,0
M-21	7,0	Ä-54	16,0
ÄÄÇ-51	6,2	ÈÄÌ-46,50	15,5
ÇÈÌ	6,7	ßMÇ-236, 238	16,5
ÄÄâ-51	7,5	Ä-6	14-15
ÇÈÑ-110	6,8	B-2	14-15
ÇÈË-110	7,5	ßÄÇ-M204 và 206	17
ÇÈÑ-120	6,0	ÓÖÄ-20	15,8
ÇÈË-129,130	6,5	TATRA 930	16
SKODA-781-136	9,7	KAMAZ 740	17
LADA 2106	8,5	SANSING D-495	21
TOYOTA COROLLA GT/16V	12	KAMAZ-740	17
GTD,GTS	9,5	Ä-50	16
M3MA-412	8,8	ALFA ROMEO TS/3	9,5
OK	9,9	BMW5	10,5
ÄÄÇ-53,66	6,7	IVECO 8140.27S	18,5
ÄÄÇ-13	8,5	B-46	14

C, c th<ng sè 1 8 vĩa nªu ®· ®íc biÕt tríc hoÆc suy tã c, c sè liÖu ®· biÕt ®èi vớ ®éng c- cÇn tÝnh to,n kiÓm nghiÖm. Khi c¶i tiÕn hoÆc thiÕt kã ®éng c- mớ th× ph¶i ph©n tÝch to,n diÖn c, c dù kiÕn ban ®Çu ®Ó chän mét

c_{ch} híp lý. C_c th«ng sè tiÕp theo ®íc ph©n tÝch chän mét c_{ch} híp lý ®èi víi c¶ ®éng c¬ ®íc kiÓm nghiÖm, c¶i tiÕn hoÆc thiÕt kÕ míi.

9- HÖ sè d lîng kh«ng khÝ .

HÖ sè d lîng kh«ng khÝ lụ tũ sè gi÷a lîng kh«ng khÝ n¹p thùc tÕ vµo xy lanh L₁ vµ lîng kh«ng khÝ lý thuyÕt cÇn thiÕt ®Ó ®èt ch¸y hoµn toµn 1 kg nhiªn liÖu L₀, nghÛa lụ:

$$\frac{L_1}{L_0}$$

Giá trị của phụ thuộc vào nhiều yếu tố như kiểu động cơ, phương pháp tạo hỗn hợp công tác, công dụng và chế độ sử dụng của động cơ.

Chế độ sử dụng của động cơ có ảnh hưởng đến cả khi "chân ga" (cần cung cấp nhiên liệu) không thay đổi vị trí. Ở chế độ mô men xoắn lớn nhất M_{emax}, có giá trị không giống như ở chế độ công suất lớn nhất (đối với động cơ xăng) hoặc công suất định mức (đối với động cơ diesel). Điều đó do nhiều nguyên nhân về khí động trong hệ thống cung cấp không khí và thủy động trong hệ thống cung cấp nhiên liệu gây ra. Nhưng sự khác nhau ấy không lớn nên khi tính toán ta có thể bỏ qua, nghĩa là coi giá trị của như nhau ở cả hai chế độ. Giá trị của thường nằm trong các khoảng sau:

- Động cơ xăng:

+ Khi có bộ làm đậm: = 0,85 0,90 (ở chế độ Ne_{max});

+ Khi không có bộ làm đậm: = 1,0 1,1 (ở chế độ Me_{max}).

- Động cơ diesel:

+ Với buồng cháy không phân chia: = 1,4 1,9,

+ Với buồng cháy phân chia: = 1,3 1,4.

Đối với động cơ diesel tăng áp, giá trị của phải cao hơn để giảm các phụ tải cơ và nhiệt của các chi tiết. Giá trị của đối với một số kiểu động cơ được ghi ở bảng 5.

Giá trị của đối với một số kiểu động cơ

Bảng 5.

Kiểu động cơ	Giá trị của	Kiểu động cơ	Giá trị của
--------------	-------------	--------------	-------------

Ä-35	1,3 1,4	BÀÇ-M204 vµ	
Ä-54	1,7 ,75	BÀÇ-M206	1,7 1,75
ÊÄÌ-46 vàÊÄÌ-50	1,35 1,40	BÀÇ-204Â và BÀÇ-206B	1,4 1,6
B-2 và Ä-6 không cường hoá	1,75 1,90	òÀầ-è204 Ä	1,55 1,65
B-2 và Ä-6 toàn tải	1,4 1,6		

10- Nhiệt độ môi trường T_0 .

Nhiệt độ của môi trường cũng có ảnh hưởng đến chất lượng của quá trình trao đổi khí. T_0 càng cao thì không khí càng loãng nên khối lượng riêng càng giảm. Giá trị của T_0 thay đổi theo mùa và theo vùng khí hậu. Để tiện tính toán, người ta lấy giá trị trung bình của T_0 cho cả năm. Giá trị trung bình của T_0 ở nước ta theo thống kê của nha khí tượng là 24°C , tức là 297°K .

11- Áp suất của môi trường p_0 .

Giá trị của p_0 phụ thuộc vào độ cao so với mực nước biển. Càng lên cao thì p_0 càng giảm nên không khí càng loãng. Để tiện sử dụng trong tính toán, người ta thường lấy giá trị của p_0 ở độ cao của mức nước biển là:

$$p_0 = 0,103 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

12- Hệ số nạp ν và áp suất cuối quá trình nạp p_a .

Hệ số nạp ν là tỷ số giữa lượng khí thực tế được nạp vào xy lanh động cơ và lượng khí có thể nạp vào xy lanh trong một hành trình của pít tông khi nhiệt độ, áp suất trong xy lanh bằng nhiệt độ và áp suất trước cửa nạp. Giá trị của $\nu < 1$ vì khí nạp bị loãng do bị sấy nóng trên đường vào xy lanh động cơ và do tổn thất thủy lực trong đường ống nạp.

Khi tính toán, người ta có thể chọn trước giá trị của ν rồi tính giá trị của p_a hoặc chọn trước p_a rồi tính ν . Giá trị của ν của các động cơ ở chế độ Ne_{\max} (hoặc Ne_{dm}) thường nằm trong các khoảng sau:

Động cơ xăng: với xu páp đặt $v = 0,67 \text{ - } 0,75$

với xu páp treo $v = 0,75 \text{ - } 0,82$.

Đối với động cơ hai kỳ, do phương pháp tính toán chưa được hoàn hảo nên người ta chọn trước p_a rồi tính v . Giá trị của p_a ở động cơ hai kỳ được chọn theo giá trị của áp suất khí quét p_k .

$$p_a = \alpha_a p_k \text{ [MPa]}$$

trong đó: α_a : Hệ số quét khí.

Giá trị của α_a được chọn tùy thuộc vào giá trị tương ứng của p_k đã được chọn trước (xem bảng 6).

Sự phụ thuộc của α_a vào p_k .

Bảng 6.

Giá trị của p_k , [MPa]	Giá trị của α_a
0,13 - 0,15	0,88 - 0,95
0,20	0,95 - 0,98
trên 0,20	1

Giá trị của p_a đối với các động cơ BÀÇ-204 và BÀÇ -206 như sau:

$$p_a = (0,90 \text{ - } 0,96) p_k \text{ [MPa]}$$

Hệ số nạp đối với động cơ hai kỳ thường nằm trong các khoảng sau:

+ Đối với hành trình có ích của pít tông:

$$v_{th} = 0,75 \text{ - } 0,90$$

+ Đối với toàn bộ hành trình của pít tông:

$$v = 0,70 \text{ - } 0,85$$

Giá trị của v đối với một số kiểu động cơ ở chế độ Ne_{max} (Ne_{dm}) được giới thiệu ở bảng 7.

Giá trị của v đối với một số kiểu động cơ.

Bảng 7

Kiểu động cơ	Hệ số nạp v	Kiểu động cơ	Hệ số nạp v

ÌÇÌÀ-400	0,69 0,70	Ì-21	0,75 0,76
Ì-20	0,68 0,70	ÇÈÈ-120	0,76 0,77
ÃÀÇ-51	0,73 0,075	ÇÈÈ-130	0,76 0,77
ÇÈÇ-120	0,72 0,74	ÇÈÈ-111	0,75 0,76
ÇÈÑ-121	0,72 0,74	ÇÈÈ-134	0,76 0,77
ÇÈÑ-110	0,70 0,72	Ä-35	0,77 0,78
ÓĐÀÈ-ÇÈÑ	0,6 0,7	Ä-54	0,79 0,81
ÇÈÌ	0,70 0,72	Ä-6	0,79 0,80
ÇÈÑ-5M	0,68 0,70	Â-2	0,79 0,80
ÇÈÑ-5	0,67	ÊÄÌ-46	0,77 0,82
ÃÀÇ-Ì	0,67	ÊÄÌ-50	0,83 0,85
ÌÇÌÀ-403	0,72 0,73		

13- Áp suất khí thể cuối quá trình thải cưỡng bức p_r .

Giá trị của p_r phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trong đó thời điểm bắt đầu mở xu páp thải, số vòng quay của trục khuỷu và sức cản trên đường ống thải là những yếu tố quyết định.

Nếu xu páp thải mở quá sớm thì p_r giảm nhưng tăng tổn hao công của chu trình công tác. Ngược lại nếu xu páp thải bắt đầu mở quá muộn thì tuy có lợi một phần công của chu trình công tác nhưng p_r cao. Số vòng quay của động cơ càng cao thì vận tốc dòng khí thải càng lớn, sức cản trên đường thải càng tăng nên p_r càng cao.

Kết cấu của đường ống thải và bình giảm âm cũng như trạng thái kỹ thuật của chúng cũng ảnh hưởng đến giá trị của p_r .

Tùy theo kiểu động cơ, các giá trị của p_r nằm trong các khoảng sau:

Động cơ xăng:

$$p_r = 0,11 \quad 0,12 \text{ [MPa]}$$

Động cơ diesel bốn kỳ không tăng áp:

$$p_r = 0,106 \text{ -- } 0,115 \text{ [MPa]}$$

Động cơ diesel hai kỳ:

$$p_r = 0,15 \text{ -- } 0,120 \text{ [MPa]}$$

Động cơ diesel bốn kỳ tăng áp tua bin khí:

$$p_r = (0,105 \text{ -- } 0,115) p_T \text{ [MPa]}.$$

Trong đó:

p_T : là áp suất khí thải trước cửa vào tua bin khí. Khi chọn p_T , người ta phải căn cứ vào tỷ số $\frac{p_k}{p_T}$, ở đây p_k là áp suất tăng áp. Tỷ số $\frac{p_k}{p_T}$ có thể chọn trong giới hạn phù hợp với các chỉ tiêu kinh tế và hiệu quả nhất:

$$\frac{p_k}{p_T} = 1,25 \text{ -- } 1,30$$

Khi tính toán ở chế độ có số vòng quay cao thì phải chọn p_r về phía giới hạn trên.

14- Nhiệt độ cuối quá trình thải T_r .

Khi tính toán, người ta thường lấy giá trị T_r ở cuối quá trình thải cưỡng bức.

Giá trị của T_r phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau như tỷ số nén, thành phần hỗn hợp, số vòng quay n , góc đánh lửa sớm (ở động cơ xăng) hoặc góc phun sớm nhiên liệu (ở động cơ diesel).

Giá trị của T_r càng cao thì khí cháy càng dẫn nổ nhiều nên T_r thấp. Thành phần hỗn hợp càng phù hợp thì quá trình cháy xảy ra càng nhanh, ít cháy rớt nên T_r giảm.

Nếu các góc phun sớm nhiên liệu hoặc đánh lửa sớm quá nhỏ thì quá trình cháy rớt tăng nên T_r cao.

Giá trị của T_r có thể chọn trong các phạm vi sau:

$$\text{Động cơ xăng: } T_r = 900 \text{ -- } 1100 \text{ } ^\circ\text{K};$$

$$\text{Động cơ diesel bốn kỳ: } T_r = 700 \text{ -- } 900 \text{ } ^\circ\text{K};$$

Động cơ diesel hai kỳ: $T_r = 650 - 700 \text{ }^\circ\text{K}$.

Nếu cùng kiểu động cơ mà cao, thấp, n thấp và góc đánh lửa sớm hoặc góc phun sớm nhiên liệu đặt đúng thì chọn T_r về phía giới hạn dưới. Giá trị của T_r ở chế độ định mức của một số kiểu động cơ được giới thiệu ở bảng 8.

Giá trị của T_r theo kiểu động cơ.

Bảng 8.

Kiểu động cơ	Hệ số nạp v	Kiểu động cơ	Hệ số nạp v
ÌÇÌÀ-400 vµ 403	980 1020	Ä-35	770 825
Ì-20 và Ì-21	1000 1050	Ä-54	750 800
ÃÀÇ-51	950 1000	ÊÄÌ-46	675 700
ÇÈÌ	1050 1100	ÊÄÌ-50	625 670
ÇÈÑ-5	1000 1080	B-2 và Ä-6 không cường hoá	680 750
ÇÈÑ-5Ì	1000 1080	B-2	730 780
ÓĐÄË- ÇÈÑ	920 980	ßÀÇ-204 vµ 206	670 700
ÇÈÑ-120 và ÇÈÑ-121	1000 1020	ßÀÇ-204B vµ 206B	730 750
ÇÈÑ-110	1050 1100	ßÀÇ-206Ä	700 730

15- §é sÊy năng khÝ n'p T.

Trên động cơ xy lanh động cơ, khí n'p tiếp xúc với c,c chi tiết cả nhiệt độ cao của động cơ nên nhiệt độ của nó tăng. Để tăng nhiệt độ để giải quyết sÊy năng khÝ n'p T.

Giá trị của T phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: kết cấu của thiết bị sÊy năng, kết cấu của c,ch bên trái của c,c động cơ n'p và th¶i, số vòng quay n, hồ sơ dòng khí, v.v... Trong c,c yếu tố này sẽ vòng quay và c,ch bên trái của c,c động cơ n'p và th¶i cả hai ảnh hưởng quyết định đến giá trị của T.

Ở chế độ làm việc của động cơ với n cao thì vận tốc dòng khí nạp lớn, thời gian tiếp xúc giữa khí nạp và các chi tiết nóng giảm nên T có giá trị thấp.

Ở động cơ xăng, để màng xăng bay hơi hoàn toàn trước khi vào xy lanh động cơ, đường nạp được sấy nóng bằng nhiệt lượng của nước trong hệ thống làm mát hoặc bằng nhiệt lượng khí thải (khi đó các đường ống nạp và thải được bố trí về một phía của động cơ, các ống nhánh nạp và thải được bố trí xen kẽ nhau). Điều đó làm cho T tăng và làm giảm hệ số nạp η_v . Ở động cơ diesel, các đường ống nạp và thải được bố trí về hai phía của động cơ để không làm giảm hệ số nạp.

Trị số T của các loại động cơ như sau:

Động cơ xăng $T = 10 - 30$ °K;

Động cơ diesel bốn kỳ không tăng áp $T = 10 - 25$ °K;

Động cơ diesel hai kỳ : $T = 5 - 15$ °K;

Động cơ diesel bốn kỳ tăng áp: $T = 5 - 20$ °K.

Giá trị T của một số kiểu động cơ được giới thiệu ở bảng 9.

Giá trị của độ sấy nóng khí nạp T

Bảng 9.

Kiểu động cơ	Trị số của T (°K)	Kiểu động cơ	Trị số của T (°K)
ÌÇÌÀ-400	18 - 20	Ä-54	16 - 18
Ì-20 vµ M-21	15 - 18	ÊÄÌ-46	14 - 16
ÃÀÇ-51	18 - 20	ÊÄÌ-50	14 - 16
ÇÈÌ	15 - 18	Ä-6	14 - 16
ÇÈÑ-5 vµ ÓÐÄÈ-ÇÈÑ	20+25	B-2	14 - 16
ÇÈÑ-120 vµ ÇÈÑ-121	18 - 22	ßÀÇ-204 vµ	5 - 7
		ßÀÇ 206	

ÇÈÑ-110 vµ	15 18	BÀÇ-204Â vµ	8 10
ÇÈÑ-111		BÀÇ-206	
ÇÈË-130 vµÇÈË-134	18 20	BÀÇ-206Ä	6+9
Ä-35	15 17		

16- Chỉ số nén đa biến trung bình n_1

Chỉ số nén đa biến của quá trình nén thực tế n_1' thay đổi trong một khoảng rộng từ ĐCD đến ĐCT. Để thuận tiện trong tính toán mà vẫn bảo đảm một độ chính xác nhất định, người ta dùng giá trị trung bình n_1 của nó với điều kiện là công nén đối với n_1' và n_1 bằng nhau. Giá trị của n_1 được xác định bằng nhiều phương pháp khác nhau như dùng công thức kinh nghiệm và chọn bằng số liệu thực nghiệm.

Khi chọn bằng số liệu thực nghiệm, ta phải phân tích sự ảnh hưởng của nhiều yếu tố khác nhau như: số vòng quay, phụ tải, kích thước xy lanh, kiểu làm mát động cơ, mức độ cường hoá động cơ, v.v... Yếu tố nào làm cho khí thể nhận nhiều nhiệt hoặc hạn chế sự mất nhiệt đều làm cho n_1 tăng. Khi tăng số vòng quay, phụ tải và đường kính xy lanh thì chọn n_1 với giá trị cao. Động cơ được làm mát tốt thì chọn n_1 thấp.

Giá trị n_1 đối với các loại động cơ nằm trong các khoảng sau:

Động cơ xăng: $n_1 = 1,34 \text{ -- } 1,37$

Động cơ diesel: $n_1 = 1,34 \text{ -- } 1,39$ (đến 1,41).

Giá trị của n_1 còn có thể xác định theo công thức kinh nghiệm của Pêtrốp.

$$n_1 = 1,41 \frac{100}{n}$$

Trong đó: n là số vòng quay của động cơ ở chế độ tính toán.

Giá trị n_1 của một số kiểu động cơ được giới thiệu ở bảng 10.

Giá trị của n_1 của một số kiểu động cơ

Bảng 10.

Kiểu động cơ	Giá trị của n_1	Kiểu động cơ	Giá trị của n_1
--------------	-------------------	--------------	-------------------

ÌÇÌÀ-400 vµ 403	1,36 1,37	Ä-35	1,34 1,35
Ì-20 vµ M-21	1,36 1,37	Ä-54	1,34 1,35
ÃÀÇ-51	1,35 1,36	ÊÄÌ-46	1,32 1,34
ÇÈÑ-5 và ÇÈÑ 5M	1,35 1,36	ÊÄÌ-50	1,36 1,38
ÇÈÑ-120 và	1,35 1,36	Ä-6 vµ B-2 kh«ng	1,32 1,34
ÇÈÑ-121		c«ng ho,	
ÇÈÑ-110 và ÇÈÌ	1,35 1,37	ßÀÇ-204 và	1,37 1,39(®
		ßÀÇ 206	Õn 1,41)

17- HÖ sè sö dông nhiÖt z .

HÖ sè sö dông nhiÖt lµ tû sè gi÷a lîng nhiÖt biÕn thµnh c«ng chØ thP vµ tæng lîng nhiÖt cung cÊp tõ ®Çu qu, tr×nh ch,y do ®èt ch,y nhiªn liÖu (®iÓm C) cho ®Õn ®iÓm Z. HÖ sè nµy ®· tÝnh ®Õn c,c d¹ng tæm hao nhiÖt kh,c nhau nh truyÒn nhiÖt cho níc lµm m,t, do lät khÝ qua khe hë gi÷a nhãm pÝt t«ng vµ v, ch xy lanh, do ch,y rít vµ ph©n gi¶i c,c ph©n tö nhiªn liÖu. Gi, trP cña z cña c,c lo'i ®éng c¬ nh sau:

$$\xi_{\text{éng c¬ x'ng}} \quad z = 0,85 \quad 0,92$$

$$\xi_{\text{éng c¬ diesel}} \quad z = 0,65 \quad 0,85.$$

Gi, trP cña z ®éng c¬ diesel thÊp h¬n so vói ®éng c¬ x'ng lµ do ch,y rít vµ trao ®æi nhiÖt vói níc lµm m,t ®éng c¬ diesel nhiÒu h¬n. z ®íc chän vÒ phÝa giúi h'n trªn nÕu ®éng c¬ cũ kÕt cÊu b¶o ®¶m chÊt lîng t'õ hçn híp tèt, tèt ®é ch,y lín vµ qu, tr×nh ch,y hoµn h¶o, lîng nhiÖt truyÒn cho níc lµm m,t vµ ch,y rít Ýt. Gi, trP z cũa mét sè kiÓu ®éng c¬ ®íc giúi thiÖu ë b¶ng 11.

Gi, trP cũa z ®èi vói mét sè kiÓu ®éng c¬.

B¶ng 11.

KiÓu ®éng c¬	Gi, trP cũa z	KiÓu ®éng c¬	Gi, trP cũa z
Ä-35	0,68 0,75	Ä-54	0,75 0,85
ÊÄÌ-46 và	0,83 0,85	ßÀÇ- 204 và	0,7 0,8
ÊÄÌ -50		ßÀÇ -206	

B-2 và Ä-6 không cường hoá	0,83 0,85	òÄÄ -204B và òÄÄ- 206B	0,67 0,77
----------------------------	-----------	------------------------	-----------

18- Áp suất cuối quá trình cháy ở động cơ diesel p_z .

Trong phương trình nhiệt động của quá trình cháy (gọi tắt là phương trình cháy) của động cơ diesel có hai ẩn số là nhiệt độ cuối quá trình cháy T_z và tỷ số tăng áp suất $p = \frac{p_z}{p_c}$. Để đơn giản phép tính mà vẫn bảo đảm một độ chính xác cần thiết, giá trị của p thường được chọn trước thông qua việc chọn trước giá trị của p_z . Tùy theo phương pháp tạo hỗn hợp và mức độ cường hoá của động cơ mà giá trị của p_z được chọn theo các số liệu thực nghiệm sau:

Động cơ với buồng cháy không phân chia: $p_z = 7 \text{ - } 9 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2} \text{ MPa}$;

Động cơ với buồng cháy phân chia : $p_z = 5 \text{ - } 7 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2} \text{ MPa}$

Giá trị của p_z đối với một số kiểu động cơ được giới thiệu ở bảng 12.

Giá trị của p_z đối với một số kiểu động cơ. Bảng 12.

Kiểu động cơ	Giá trị của p_z [MPa]	Kiểu động cơ	Giá trị của p_z [MPa]
Ä-35	6 6,5	BÄÇ-204 và BÄÇ-206	7 7,5
Ä-54	5 5,3	BÄÇ -204B và BÄÇ-206B	8,0 8,5
ÊÄÌ-46 và µ-54	4,8 5,2	BÄÇ-204	7,5 8
Ä-6	7,0 7,5	B-2 toµn t¶i	8,5 9,0
B-2 không cường hoá	7,5 8,0		

Giá trị p ®èi với ®éng c¶ diesel nµm trong kho¶ng sau: $p = 1,2 \text{ - } 2,4$

19- Nhiệt trị thêp của nhiên liệu Q_T .

Nhiệt trở thấp của nhiên liệu lỏng nhiệt lỏng ra khi đặt cháy hoàn toàn một đơn vị khối lượng hoặc khối tích nhiên liệu không khí ở nhiệt độ môi trường của nó trong sự cháy. Với nhiên liệu lỏng, Q_T thường tính với 1 kg nhiên liệu. Giá trị Q_T của chất theo sơ liệu thực nghiệm hoặc công thức tính. Khi chất theo sơ liệu thực nghiệm, giá trị của Q_T nằm trong khoảng:

$$\text{Đối với xăng: } Q_T = 44.10^3 \frac{\text{KJ}}{\text{kgnl}} ;$$

$$\text{Đối với nhiên liệu diesel: } Q_T = 42,5.10^3 \frac{\text{KJ}}{\text{kgnl}} .$$

Khi tính gần đúng ta có thể dùng công thức kinh nghiệm của Men delê êp:

$$Q_T = [34,013C + 125,6H - 10,9(O-S) - 2,512 (9H+W)].10^3 \frac{\text{KJ}}{\text{kgnl}} .$$

Trong đó C, H, O, S, W là thành phần nguyên tố tính theo khối lượng của các bon, hydro, ô xy, lưu huỳnh và hơi nước.

$$\text{Đối với xăng: } C = 0,855; \quad H = 0,145.$$

$$\text{Đối với nhiên liệu diesel: } C = 0,860; \quad H = 0,130; \quad O = 0,01.$$

20- Chỉ số dẫn nổ đa biến trung bình n_2 .

Chỉ số dẫn nổ đa biến thực tế n_2 thay đổi trong một khoảng rộng suốt quá trình dẫn nổ. Để thuận tiện trong việc tính toán và vẫn đảm bảo một độ chính xác nhất định, người ta dùng giá trị trung bình n_2 của nó sao cho công dẫn nổ đối với n_1 và n_2 bằng nhau. Giá trị của n_2 được xác định bằng số liệu thực nghiệm hay công thức kinh nghiệm. Khi chọn bằng số liệu thực nghiệm, ta phải xem xét đặc điểm cấp nhiệt cho sản vật cháy trên đường dẫn nổ. Đặc điểm ấy lại phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau như số vòng quay, kích thước xy lanh, phụ tải, mức độ làm mát v.v... Yếu tố nào làm cho sản vật cháy được cấp nhiệt hoặc hạn chế sự mất nhiệt đều làm cho n_2 giảm và ngược lại.

Khi số vòng quay của động cơ cao thì tổn thất nhiệt do truyền nhiệt cho môi chất làm mát và do lọt khí giảm, cháy rút kéo dài nên khí thể được cấp

thêm nhiệt. Tất cả các yếu tố ấy làm giảm n_2 nên ta phải chọn n_2 về phía giới hạn dưới. Khi tăng đường kính xy lanh và giữ nguyên giá trị $\frac{S}{D}$ hoặc giảm $\frac{S}{D}$ và giữ nguyên thể tích công tác V_h đều làm giảm tổn thất nhiệt nên n_2 giảm.

Động cơ được làm mát càng tốt (nhiệt độ đầu ra của nước làm mát thấp) thì tổn hao nhiệt cho nước làm mát càng nhiều nên n_2 cao.

Khi tăng phụ tải ở động cơ diesel thì hỗn hợp đậm dần, cháy rớt kéo dài nên n_2 giảm. Ở động cơ xăng, n_2 thay đổi với quy luật phức tạp hơn. Khi giảm tải từ 100% xuống 50% thì n_2 hầu như không đổi. Nếu tiếp tục giảm tải từ 50% xuống đến 20% thì bộ sớm lửa bằng chân không hoạt động (tăng góc đánh lửa), cháy rớt giảm nên n_2 tăng. Nếu tiếp tục giảm tải từ 20% xuống đến 0% thì làm cho r tăng, tốc độ cháy giảm, cháy rớt kéo dài nên n_2 giảm.

Cần lưu ý rằng n_2 có quan hệ mật thiết với z . Nếu đã chọn giá trị của z lớn thì phải chọn n_2 cao và ngược lại.

Khoảng thay đổi của n_2 đối với các loại động cơ như sau:

Động cơ xăng $n_2 = 1,23 \text{ -- } 1,27$;

Động cơ diesel có buồng cháy phân chia: $n_2 = 1,15 \text{ -- } 1,23$;

Động cơ diesel có buồng cháy không phân chia: $n_2 = 1,14 \text{ -- } 1,22$.

Giá trị n_2 của một số kiểu động cơ được giới thiệu ở bảng 13.

*Giá trị của chỉ số dẫn nổ đa biến trung bình
đối với một số kiểu động cơ.*

Bảng 13.

Kiểu động cơ	Giá trị của n_2
Ä-35	1,19 -- 1,22
Ä-54	1,20 -- 1,21
ÊÄ-46 công ho,	1,21 -- 1,23
B-2 và Ä-6 công ho,	1,21 -- 1,23
B-2 và Ä-6	1,19 -- 1,20

BÀÇ-204 và BÀÇ-206	1,18 1,19
BÀÇ-204B và BÀÇ-206B	1,16 1,18
BÀÇ-206Ä	1,17 1,18

§èi víi ®éng c¬ hai kú ph¶i chän th³m mét sè th«ng sè sau:

21- Áp suất khí quét p_k .

Giá trị p_k phụ thuộc vào kiểu quét khí của động cơ như sau:

Đối với động cơ thải qua xu páp: $p_k = 0,14 \text{ -- } 0,20 \text{ MPa}$.

Đối với động cơ thải qua cửa thải: $p_k = 0,13 \text{ -- } 0,15 \text{ MPa}$

Khi làm việc ở chế độ công suất định mức có thể chọn trong khoảng sau:

$$p_k = 0,145 \text{ -- } 0,155 \text{ MPa}$$

22- Chỉ số nén ãa biến trung bình của không khí m .

Giá trị của m phụ thuộc vào kiểu bơm quét khí và chế độ làm việc của khí quét. Đối với bơm quét khí kiểu ly tâm và vỏ ðược làm mát thì $m = 1,4 \text{ -- } 1,8$; khi vỏ không ðược làm mát thì $m = 1,4 \text{ -- } 2,0$. Đối với bơm quét khí kiểu thể tích thì $m = 1,55 \text{ -- } 1,75$.

23- Hệ số khí sót r .

Giá trị của r đối với động cơ hai kỳ ðược chọn trong các khoảng sau:

Đối với động cơ quét thẳng qua xu páp: $r = 0,08 \text{ -- } 0,15$;

Đối với động cơ quét thẳng qua cửa thải: $r = 0,03 \text{ -- } 0,07$;

Đối với động cơ quét vòng: $r = 0,15 \text{ -- } 0,30$.

Với động cơ bốn kỳ tăng áp cần chọn thêm các thông số sau:

24- áp suất tăng áp p_k .

Giá trị của p_k như sau:

Ở động cơ diesel và động cơ xăng tăng áp thấp: $p_k = 0,15 \text{ [MPa]}$.

Ở động cơ diesel tăng áp trung bình: $p_k = 0,15 \text{ -- } 0,20 \text{ [MPa]}$

Ở động cơ diesel tăng áp cao: $p_k = 0,2 \text{ -- } 0,25 \text{ [MPa]}$.

25- Hệ số nạp phụ μ .

Giá trị của μ nằm trong khoảng sau: $\mu = 1,02 \text{ -- } 1,07$.

26- Hệ số quét buồng cháy r .

Hệ số quét buồng cháy là tỷ số giữa lượng khí nạp được đưa vào xy lanh động cơ trong một chu trình công tác và lượng khí nạp còn lại trong xy lanh sau khi quét buồng cháy. Giá trị r nằm trong khoảng sau:

$$r = 1,05 \text{ -- } 1,15$$

27- Chỉ số nén đoạn nhiệt của không khí k .

Giá trị của k như sau:

$$k = 1,41.$$

28- Hằng số khí của không khí R .

Giá trị của R như sau:

$$R = 0,288 \frac{\text{KJ}}{\text{kgđé}}$$

29- Nhiệt dung riêng đẳng áp của không khí C_p .

Giá trị gần đúng của C_p như sau: $C_p = 1,003 \frac{\text{KJ}}{\text{kgđé}}$

30- Áp suất của khí thải trước cửa vào tua bin khí dùng để dẫn động bơm tăng áp p_p :

Giá trị của p_p được chọn trong khoảng sau:

$$p_p = (0,85 \text{ -- } 0,92) p_k [\text{MPa}].$$

31. Hiệu suất đoạn nhiệt của bơm cao áp $\eta_k^{\text{đn}}$.

Giá trị của $\eta_k^{\text{đn}}$ được chọn theo kết cấu của bơm tăng áp.

Khi bơm tăng áp có cánh dẫn hướng:

$$\eta_k^{\text{đn}} = 0,72 \text{ -- } 0,78$$

Khi bơm tăng áp không có cánh dẫn hướng:

$$\eta_k^{\text{đn}} = 0,68 \text{ -- } 0,74.$$

1.5. Phương pháp tính toán chu trình công tác.

Khi tính toán chu trình công tác, ta lần lượt tính các quá trình nối tiếp nhau như trao đổi khí, nén, cháy, và dẫn nở. Kết quả chọn và tính các thông số ở những phần trước được áp dụng để tính tiếp các phần sau.

Kết quả tính toán các quá trình được dùng để tính các thông số đánh giá chu trình công tác và sự làm việc của động cơ cũng như dựng đồ thị công chỉ thị. Sau khi tính xong từng thông số, ta cần có nhận xét kết quả thu được.

§2. TÍNH TOÁN CÁC QUÁ TRÌNH CỦA CHU TRÌNH CÔNG TÁC.

2.1. Tính toán quá trình trao đổi khí.

Mục đích của việc tính toán quá trình trao đổi khí là xác định các thông số chủ yếu cuối quá trình nạp chính (ở điểm a) như áp suất p_a và nhiệt độ T_a .

Quá trình trao đổi khí ở các loại động cơ khác nhau có những đặc điểm riêng nên ở đây trình bày đối với từng trường hợp cụ thể.

a- Ở động cơ bốn kỳ không tăng áp.

Thứ tự tính toán phụ thuộc vào phương pháp tính được chọn trước. Nếu chọn trước hệ số nạp ν thì tính theo thứ tự sau:

- Hệ số khí sót r .

Hệ số khí sót là tỷ số giữa lượng sản vật cháy M_r chứa trong thể tích buồng cháy V_c ở cuối quá trình thải cưỡng bức và lượng khí nạp mới, nghĩa là:

$$r = \frac{M_r}{M_1}$$

Khi tính toán, giá trị của r được xác định theo biểu thức:

$$\eta_r = \frac{p_r T_0}{p_0 T_r} \frac{1}{\gamma}$$

Giá trị của η_r phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau như tỷ số nén, số vòng quay n, áp suất của khí sót p_r và nhiệt độ T_r ở cuối quá trình thải cưỡng bức.

Khi tỷ số nén cao thì khí cháy được giãn nở nhiều nên T_r giảm và η_r tăng. Nhưng khi đó lượng khí nạp M_1 cũng tăng nên η_r giảm.

Số vòng quay n càng cao thì vận tốc của các dòng khí nạp và thải đều cao nên sức cản trong các đường ống nạp và thải đều lớn. Điều đó làm giảm hệ số nạp η_v và tăng p_r nên η_r cao.

Giá trị của η_r thường nằm trong các khoảng sau:

Ở động cơ xăng bốn kỳ: $\eta_r = 0,05 \text{ -- } 0,15$

Ở động cơ diesel bốn kỳ: $\eta_r = 0,03 \text{ -- } 0,07$

Giá trị của η_r đối với một số kiểu động cơ được giới thiệu ở bảng 14.

Giá trị của η_r

Bảng 14.

Kiểu động cơ	Giá trị của η_r	Kiểu động cơ	Giá trị của η_r
IÀÇ-400	0,08 – 0,09	Ä-35	0,037 – 0,040
I-20	0,079 – 0,085	Ä-54	0,035 – 0,040
ÄÀÇ-51	0,078 – 0,083	ÊÄI-46	0,032 – 0,045
ÇÈI	0,079 – 0,085		(đến 0,05)
ÇÈÈ-5I, ÓĐÄÈ-ÇÈÑ	0,09 – 0,11	ÊÄI-50	0,032 – 0,045
			(đến 0,05)
ÇÈÑ-120, ÇÈÑ-121	0,079 – 0,083		
ÇÈÑ-110	0,077 – 0,085	Ä-6 và B-2	0,035 – 0,042
I-21	0,07 – 0,08	BÀÇ-204 và -BÀÇ	0,05 – 0,08
		-206	(ở 0,10)
ÇÈÈ-129, -130 và 134	0,067 – 0,075	BÀÇ-204B và -BÀÇ-	0,05 – 0,08

--	--

206B	(© Ôn 0,10)
------	-------------

- Nhiệt độ cuối quá trình nạp T_a :

Giá trị của T_a được xác định theo biểu thức:

$$T_a = \frac{T_0}{1} \frac{T_r}{r} \quad [^{\circ}\text{K}]$$

Rõ ràng giá trị của T_a phụ thuộc chủ yếu vào độ sấy nóng khí nạp T_r và nhiệt độ khí sót T_0 . Mà T_r lại phụ thuộc vào phụ tải và số vòng quay của động cơ. Phụ tải càng lớn thì nhiệt độ của các chi tiết động cơ càng cao nên T_r cao. Số vòng quay càng cao thì vận tốc dòng khí nạp càng lớn, thời gian tiếp xúc giữa khí nạp và các chi tiết nóng càng giảm nên T_r cũng giảm theo. Khi số vòng quay tăng, nếu không có bộ tự động điều chỉnh góc phun sớm nhiên liệu (ở động cơ diesel) hoặc góc đánh lửa sớm (ở động cơ xăng) thì quá trình cháy rút kéo dài. Kết quả là T_r tăng nên T_a cũng tăng. Thực tế cho thấy ảnh hưởng của T_r đến T_a cao hơn so với T_0 .

- Áp suất cuối quá trình nạp p_a :

$$p_a = \frac{1}{T_0} \frac{1}{r} \nu \rho_0 T_a \quad \text{MPa} \quad \text{hoặc}$$

$$p_a = \frac{1}{T_0} \nu \rho_0 \frac{p_r}{T_r} T_a \quad [\text{MPa}]$$

Nếu chọn trước áp suất cuối quá trình nạp p_a thì thứ tự tính toán như sau:

$$r = \frac{T_0}{T_r} \frac{p_r}{p_a}$$

- Hệ số nạp:

$$\nu = \frac{p_a T_0}{1 \rho_0 T_0} \frac{1}{T_r T_r}$$

- Nhiệt độ cuối quá trình nạp T_a : được tính theo biểu thức như ở phương pháp trên.

b- Ở động cơ diesel bốn kỳ tăng áp.

Thứ tự tính toán như sau:

- Áp suất cuối quá trình nạp:

$$p_a = (0,88 \text{ -- } 0,96) p_k \text{ [MPa]}$$

Trong đó: p_k - áp suất của không khí sau máy nén, MPa.

Khi kiểm nghiệm động cơ có sẵn, giá trị của p_k đã được biết trước, khi thiết kế thì phải chọn p_k trong các khoảng:

tăng áp thấp $p_k < 1,5$ MPa.

tăng áp trung bình $p_k = 1,5 \text{ -- } 2,0$.

tăng áp cao $p_k = 2,0 \text{ -- } 2,8$.

- Nhiệt độ của không khí sau máy nén:

$$T_k = T_0 \frac{p_k}{p_0}^{\frac{m-1}{m}}$$

Trong đó:

$m = 1,55 \text{ -- } 1,65$ - chỉ số đa biến trung bình của không khí trong máy nén.

- Hệ số nạp:

$$\eta_v = \frac{1}{k} \frac{1}{\left(\frac{p_a}{p_k}\right)^{\frac{1}{k}}}$$

Trong đó: η_v : hệ số nạp phụ

$$\eta_v: \text{ hệ số sấy nóng khí nạp: } \frac{T_k}{T}$$

Tỷ số η_v — nằm trong khoảng sau $\eta_v = 0,98 \text{ -- } 1,02$

Giá trị cao của η_v — nằm ở miền có n và p_k cao.

$k = 1,4$: chỉ số đoạn nhiệt của không khí.

$\eta_v = 0,8 \text{ -- } 0,88$: hệ số quét buồng cháy. Giá trị của η_v phụ thuộc vào giá trị của p_k và các góc mở sớm, đóng muộn của các xu páp. Buồng cháy càng được quét sạch thì giá trị của η_v càng thấp.

$\eta_v = 85 \text{ -- } 92$: hệ số công nạp. Với động cơ có n cao và p_k trung bình, chọn $\eta_v = 0,88$.

- Nhiệt độ cuối quá trình nạp:

$$T_a = \frac{p_a T_k}{v p_k \left(1 - p_r \frac{T_k}{T_r} \right)}$$

Khi tăng áp bằng tua bin khí, ta có thể coi áp suất p_T và nhiệt độ T_T của khí khi vào tua bin bằng áp suất p_r và nhiệt độ T_r của khí sót.

Cần chú ý chọn các trị số p_r , T_r , cho phương án tăng áp tua bin khí một cách hợp lý. Sau đây là một thí dụ:

Ở động cơ buồng cháy thống nhất với $\lambda = 14$, $n = 1500$ v/ph và $p_k = 0,136$ MPa thì $p_r = p_T = 0,127$ MPa; $T_r = T_T = 850$ °K; $n_0 = 1,6$; $\lambda_1 = 0,88$; $\lambda_2 = 0,85$; — **1,01**.

- Hệ số khí sót

$$\sigma_r = \frac{1 - \frac{1}{v} \frac{p_0}{p_k} \frac{T_k}{T_r}}$$

c- Ở động cơ hai kỳ

Quá trình tính toán được tiến hành theo thứ tự sau:

- Nhiệt độ khí nạp sau bơm quét khí:

$$T_k = T_0 \frac{p_k}{p_0}^{\frac{m-1}{m}} \text{ °K}$$

- Nhiệt độ cuối quá trình nạp:

$$T_a = \frac{T_k - T_r}{1 - p_r} \text{ [°K]}$$

- Áp suất cuối quá trình nạp:

$$p_a = a \cdot p_k \text{ [MPa]}$$

- Hệ số a trong biểu thức trên được chọn theo giá trị của áp suất khí quét (xem bảng 15)

Sự phụ thuộc của a vào p_k .

Bảng 15.

Áp suất khí quét p_k (MPa)	Hệ số a
0,13 - 0,15	0,88 - 0,95

0,20	0,95 0,98
$\tau^n 0,21$	1,05

- HỒ sè n'p @èi víi hính trxnh cã Ých cña pÝt t<ng.

$$\tau_v = \frac{\tau_{th} p_a T_k}{\tau_{th} p_k T_k T_r T_r}$$

Trong đó: τ_{th} là tỷ số nén thực tế ứng với hành trình có ích của pít tông.

Giá trị của τ_{th} trên các động cơ BÀÇ-204 và BÀÇ-206 là: $\tau_{th} = 15$.

- Quan hệ giữa tỷ số nén thực τ_{th} và tỷ số nén hình học ứng với toàn bộ hành trình của pít tông

hh

$$\tau_{th} = \tau_{hh} (1 - \dots) +$$

Trong đó: τ_{hh} là hệ số tổn hao hành trình của pít tông.

Giá trị của τ_{hh} đối với các động cơ BÀÇ-204 và BÀÇ-206 là: $\tau_{hh} = 0,12$

- Hệ số nạp đối với toàn bộ hành trình của pít tông:

$$\tau_v = \frac{\tau_{th}}{\tau_v}$$

2.2. Tính toán quá trình nén.

a- Mục đích của việc tính toán quá trình nén là xác định các thông số như áp suất p_c và nhiệt độ T_c ở cuối quá trình nén. Phương pháp chung để tính toán quá trình nén đối với các loại động cơ tương tự nhau. Nhưng ở động cơ hai kỳ phải dùng tỷ số nén thực để tính các thông số.

b- Thứ tự tính toán:

+ Đối với động cơ bốn kỳ:

- Áp suất cuối quá trình nén:

$$p_c = p_a \tau^n \text{ [MPa]}.$$

- Nhiệt độ cuối quá trình nén:

$$T_c = T_a \tau^{n-1} \text{ [}^\circ\text{K]}.$$

+ Đối với động cơ hai kỳ:

- Áp suất cuối quá trình nén:

$$p_c = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^n \quad [\text{MPa}].$$

- Nhiệt độ cuối quá trình nén:

$$T_c = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n-1} \quad [^\circ\text{K}]$$

Giá trị của p_c và T_c đối với các loại động cơ như sau:

Động cơ xăng:

$$p_c = 0,6 \text{ - } 1,2 \quad [\text{MPa}]$$

$$T_c = 600 \text{ - } 700 \quad [^\circ\text{K}]$$

Động cơ diesel buồng cháy không phân chia:

$$p_c = 4 \text{ - } 6 \quad [\text{MPa}]$$

$$T_c = 750 \text{ - } 900 \quad [^\circ\text{K}]$$

Động cơ diesel buồng cháy phân chia:

$$p_c = 3 \text{ - } 4 \quad [\text{MPa}]$$

$$T_c = 850 \text{ - } 1050 \quad [^\circ\text{K}]$$

Giá trị của p_c đối với một số kiểu động cơ được giới thiệu ở bảng 16.

Giá trị của p_c đối với một số kiểu động cơ.

Bảng 16.

Kiểu động cơ	Giá trị của p_c , [MPa]
Ä-35	3,6 - 3,8
Ä 54	3,9 - 4,0
ÊÄÌ-46	3,9 - 4,0
ÊÄÌ-50	3,9 - 4,0
B-2 và Ä-6 không công nghệ	3,5 - 3,7
BÄÇ-204 và BÄÇ-206	5,2 - 5,4
BÄÇ-204B và BÄÇ-206B	5,4 - 5,7

2.3. Tính toán qu, trxnh ch,y.

a- Môc Ých tÝnh to,n qu, trxnh ch,y lµ x,c Đnh c,c th«ng sè cuèi qu, trxnh ch,y nh ,p suÊt p, vµ nhiÖt é T.

b- Thø tù tÝnh to,n:

ViÖc tÝnh to,n ®íc chia lµm hai giai ®o¹n nh sau:

+ TÝnh to,n t-ng quan nhiÖt ho,

Môc Ých viÖc tÝnh to,n t-ng quan nhiÖt ho, lµ x,c Đnh nh÷ng ®i

lìng ®Æc trng cho qu, trxnh ch,y vÒ mÆt nhiÖt ho, ®Ó lµm c- sè cho viÖc

tÝnh to,n nhiÖt éng. Thø tù tÝnh to,n nh sau:

- Lìng kh«ng khÝ lý thuyÖt cÇn thiÖt ®Ó ®èt ch,y hoµn toµn 1 kg nhiªn liÖu thÓ l¸ng:

$$M_0 = \frac{1}{0,21} \frac{g_C}{12} \frac{g_H}{4} \frac{g_O}{32} \frac{Kmol}{kgnl}$$

Trong đó:

g_C, g_H và g_O: là thành phần nguyên tố tính theo khối lượng của cacbon, hydro và ô xy tương ứng chứa trong 1 kg nhiên liệu. Trị số các thành phần ấy đối với xăng có thể lấy gần đúng theo các giá trị sau:

$$g_C = 0,855; g_H = 0,145; g_O = 0 ;$$

và đối với nhiên liệu diesel:

$$g_C = 0,86; g_H = 0,13; g_O = 0,01.$$

- Lượng không khí thực tế nạp vào xy lanh động cơ ứng với 1 kg nhiên liệu M_t:

$$M_t = M_0 \frac{Kmol}{kgnl}$$

- Lượng hỗn hợp cháy M₁ tương ứng với lượng không khí thực tế M_t đối với động cơ diesel:

$$M_1 = M_t = M_0 \frac{Kmol}{kgnl}$$

và đối với động cơ xăng:

$$M_1 = M_0 \frac{1}{n_l} \frac{\text{Kmol}}{\text{kgnl}}$$

Trong đó:

n_l : là trọng lượng phân tử của nhiên liệu (hay trọng lượng 1 Kmol hơi nhiên liệu). Đối với xăng $n_l = 110 \text{ -- } 114 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$

Rõ ràng việc tính toán M_1 ở hai loại động cơ có khác nhau. Trong động cơ diesel, quá trình tạo hỗn hợp xảy ra bên trong xy lanh với khoảng thời gian rất ngắn nên thể tích chiếm chỗ của hơi nhiên liệu không đáng kể so với thể tích của không khí. Do đó ta có thể bỏ qua thể tích chiếm chỗ của hơi nhiên liệu. Ngược lại, trong động cơ xăng hỗn hợp cháy được tạo ở bên ngoài xy lanh với thời gian dài, xăng kịp bay hơi gần như hoàn toàn nên thể tích chiếm chỗ của hơi xăng lớn nên ta phải tính đến thể tích ấy.

- Số mol của sản vật cháy M_2 :

$$\text{Khi } 1: M_2 = M_0 \frac{g_H}{4} \frac{g_O}{32} \frac{\text{Kmol}}{\text{kgnl}}$$

$$\text{Khi } < 1: M_2 = \frac{g_C}{12} \frac{g_H}{2} 0,79 M_0 \frac{\text{Kmol}}{\text{kgnl}}$$

- Hệ số thay đổi phân tử lý thuyết ϕ :

$$\phi = \frac{M_2}{M_1}$$

- Hệ số thay đổi phân tử thực tế:

$$\frac{\phi}{1} \frac{r}{r}$$

Giá trị của ϕ phụ thuộc chủ yếu vào r mà ít phụ thuộc vào thành phần của nhiên liệu. Sự phụ thuộc ấy như sau:

$$\phi = 0,8 \quad 0,9 \quad 1,0 \quad 1,2 \quad 1,4$$

$$\phi = 1,11 \quad 1,08 \quad 1,05 \quad 1,04 \quad 1,5$$

+ Tính toán tương quan nhiệt động.

Quá trình cháy đối với từng loại động cơ có đặc điểm riêng nên ta xét việc tính toán tương quan nhiệt động đối với từng trường hợp cụ thể sau:

* Đối với động cơ diesel

Thứ tự tính các thông số như sau:

- Nhiệt dung mol đẳng tích trung bình của hỗn hợp công tác ở cuối quá trình nén c_{vc} .

Để xác định c_{vc} ta có thể tra bảng, xác lập quan hệ giải tích giữa nhiệt dung riêng và nhiệt độ đối với các chất khí khác nhau trong hỗn hợp hoặc tính theo công thức gần đúng. Công thức tính toán gần đúng có dạng sau:

$$c_{vc} = 20,223 + 1,742 \cdot 10^{-3} T_c \quad \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol.đé}}$$

Theo đơn vị cũ: $c_{vc} = 4,834,187 + 4,187 \cdot 0,416 \cdot 10^{-3} T_c =$

$$= 4,83 + 0,416 \cdot 10^{-3} T_c \quad \frac{\text{Kcal}}{\text{Kmol.đé}}$$

- Nhiệt dung mol đẳng tích trung bình của khí thể tại điểm z.

Phương pháp tính toán chung tương tự như đối với c_{vc} . Nếu tính gần đúng, ta dùng công thức sau:

$$c_{vz} = 20,098 + \frac{0,921}{1,55} \cdot \frac{1,38}{10^3} T_z \quad \frac{\text{KJ}}{\text{Kmolđé}}$$

- Nhiệt dung mol đẳng áp trung bình tại điểm z:

$$c_{pz} = c_{vz} + 8,314 \quad \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol đé}}$$

- Nhiệt độ cuối quá trình cháy T_z được xác định theo phương trình nhiệt động của quá trình cháy sau:

$$\frac{Q_T}{M_1} = \frac{z}{1} + \frac{8,314}{p} \left(c_{vc} T_C - c_{pz} T_Z \right)$$

Sau khi thay các giá trị đã biết vào phương trình trên, ta có dạng phương trình bậc hai như sau:

$$T_z^2 + B T_z + C = 0$$

Giải phương trình trên và bỏ qua nghiệm âm vô nghĩa ta được giá trị của T_z .

Giá trị của T_z đối với các loại động cơ khác nhau nằm trong các khoảng sau:

Ở động cơ diesel có buồng cháy không phân chia:

$$T_z = 1950 \text{ -- } 2100 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Ở động cơ diesel có buồng cháy phân chia:

$$T_z = 1750 \text{ -- } 1950 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

- Tỷ số dẫn nở sớm :

$$\frac{T_z}{p T_c}$$

Giá trị của thường nằm trong khoảng sau:

$$= 1,2 \text{ -- } 1,7$$

Trị số của đối với một số kiểu động cơ được giới thiệu ở bảng 17.

Giá trị của đối với một số kiểu động cơ. Bảng 17.

Kiểu động cơ	Giá trị của
Ä-35	1,5 -- 1,6
Ä-54	1,5 -- 1,65
ÊÄÌ-46	1,6 -- 1,7
B-2 và Ä-6 không công ho,	1,2 -- 1,35
BÄÇ-204 và BÄÇ-206	1,2 -- 1,3
BÄÇ-204B và BÄÇ-206B	1,3 -- 1,35
BÄÇ-206 Ä	1,25 -- 1,3

* ðèi víi ðéng cñ xñg:

Cã hai tréng híp tÝnh to,n ðèi víi nh÷ng gi, trÞ kh,c nhau cũa .

Khi > 1 th× gi, trÞ cũa c_{vc} và c_{vz} ðic x,c ðñnh theo c,c biÓu thøc nh ð ðéng cñ diesel và $Q_T = 0$

Khi $0,7 \text{ -- } 1$ th× gi, trÞ cũa c_{vz} ðic x,c ðñnh theo biÓu thøc gÇn ðóng sau:

$$c_{vz} = 18,423 + 2,596 + (1,55 + 1,38) \cdot 10^{-3} T_z \quad \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol dé}}$$

Ở trường hợp này ta cần tính tổn thất nhiệt do cháy nhiên liệu không hoàn toàn theo biểu thức:

$$Q_T = 120 \cdot 10^3 (1 - \eta) M_0 \quad \frac{\text{KJ}}{\text{kgnl}}$$

- Nhiệt độ cuối quá trình cháy được xác định theo phương trình nhiệt động sau:

$$\frac{Q_T}{M_1} = \frac{Q_T}{r} = c_{vc} T_c = c_{vz} T_z$$

Việc giải phương trình nhiệt động để xác định giá trị của T_z cũng tương tự như ở động cơ diesel.

- Tỷ số tăng áp suất:

$$p = \frac{T_z}{T_c}$$

Giá trị của p nằm trong khoảng sau: $p = 3 \text{ - } 4,5$

- Áp suất cuối quá trình cháy:

$$p_z = p p_c \quad [\text{MPa}]$$

Giá trị của T_z và p_z nằm trong các khoảng sau:

$$T_z = 2400 \text{ - } 2700 \quad [^\circ\text{K}]$$

$$p_z = 3,5 \text{ - } 5 \quad [\text{MPa}]$$

2.4. Tính toán quá trình dẫn nở:

Mục đích việc tính toán quá trình dẫn nở là xác định các giá trị áp suất p_b và nhiệt độ T_b ở cuối quá trình dẫn nở. Phương pháp tính toán đối với từng loại động cơ có những đặc điểm riêng nên ta lần lượt xét từng trường hợp cụ thể theo các thứ tự tính toán sau:

* Đối với động cơ xăng:

- Áp suất cuối quá trình dẫn nở:

$$p_b = \frac{p_z}{n_2} \quad [\text{MPa}]$$

- Nhiệt độ cuối quá trình dẫn nở:

$$T_b = \frac{T_z}{n_{2,1}} \text{ [}^\circ\text{K]}$$

* Đối với động cơ diesel:

Ở động cơ diesel, quá trình cháy kết thúc trên hành trình dẫn nổ và

quá trình dẫn nổ còn lại được tính trên một phần của hành trình pít tông ứng với tỷ số dẫn nổ muộ

$\frac{V_b}{V_z}$. Do đó các thông số của quá trình dẫn nổ được tính với .

- Áp suất cuối quá trình dẫn nổ:

$$p_b = \frac{p_z}{n_2} \text{ [MPa]}$$

Trong đó: — ;

Khi tính đối với động cơ hai kỳ, ta phải lấy tỷ số nén thực th.

- Nhiệt độ cuối quá trình dẫn nổ:

$$T_b = \frac{T_z}{n_{2,1}} \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Giá trị của p_b và T_b đối với các loại động cơ khác nhau như sau:

Đối với động cơ xăng:

$$p_b = 0,35 \text{ -- } 0,5 \text{ [MPa]}$$

$$T_b = 1500 \text{ -- } 1700 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Đối với động cơ diesel:

$$p_b = 0,2 \text{ -- } 0,4 \text{ [MPa]}$$

$$T_b = 1000 \text{ -- } 1400 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

2.5. Kiểm tra kết quả tính toán.

Sau khi kết thúc việc tính toán các quá trình của chu trình công tác, ta có thể dùng công thức kinh nghiệm sau đây để kiểm tra kết quả việc chọn và tính các thông số.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{\rho_b}{\rho_r}}}$$

Riêng đối với động cơ xăng, ta có thể dùng công thức kinh nghiệm của giáo sư Pêtrốp để kiểm tra:

Khi $n > 1$:

$$T_r = \frac{1450}{n} \frac{1092}{0,14n} = 494$$

Khi $n < 1$:

$$T_r = \frac{1450}{n} \frac{738}{0,14n} = 1336$$

Trong đó: n- là số vòng quay ở chế độ tính toán [v/ph].

So sánh giữa giá trị đã chọn của T_r và kết quả thu được theo các biểu thức kiểm tra vừa nêu. Nếu sai số vượt quá 3% thì phải chọn các thông số và tính lại từ đầu các quá trình của chu trình công tác cho đến khi đạt kết quả mong muốn.

§3. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ ĐÁNH GIÁ CHU TRÌNH CÔNG TÁC VÀ SỰ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ

3.1. Các thông số chỉ thị.

Đó là những thông số đặc trưng cho chu trình công tác của động cơ. Khi xác định các thông số chỉ thị, ta chưa kể đến các dạng tổn thất về công mà chỉ xét các tổn thất về nhiệt. Các thông số cần tính bao gồm:

a- Áp suất chỉ thị trung bình lý thuyết p_i' :

+ Đối với động cơ xăng:

$$p_i' = \frac{p_c}{1} \frac{p}{n_2} \frac{1}{1} \frac{1}{n_2} \frac{1}{n_1} \frac{1}{1} \frac{1}{n_1} \quad [\text{MPa}]$$

+ Đối với động cơ diesel:

$$p'_i = \frac{p_c}{1} \cdot p \cdot 1 \cdot \frac{1}{n_2} \cdot 1 \cdot \frac{1}{n_2} \cdot 1 \cdot \frac{1}{n_1} \cdot 1 \cdot \frac{1}{n_1} \quad [\text{MPa}]$$

Khi tính p'_i đối với động cơ hai kỳ, ta phải thay λ bằng λ_{th} .

Giá trị của p'_i đối với các loại động cơ được giới thiệu ở bảng 18.

b- Áp suất chỉ thị trung bình thực tế p_i , [MPa]:

+ Đối với động cơ 4 kỳ:

$$p_i = p'_i \cdot \lambda_d \quad [\text{MPa}]$$

+ Đối với động cơ hai kỳ:

$$p_i = p'_i \cdot \lambda_d (1 - \lambda) \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó: λ_d là hệ số điền đầy đồ thị công. Hệ số này chỉ rõ sự khác nhau giữa đồ thị công chỉ thị lý thuyết và đồ thị công chỉ thị thực tế. Giá trị của λ_d phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau như góc đánh lửa sớm hoặc góc phun sớm nhiên liệu, thành phần hỗn hợp, tốc độ quay, góc mở sớm su páp xả v.v.... Giá trị của λ_d đối với các loại động cơ như sau:

Động cơ xăng bốn kỳ: $\lambda_d = 0,90 - 0,96$

Động cơ diesel bốn kỳ với buồng cháy thống nhất: $\lambda_d = 0,93 - 0,96$

Động cơ diesel bốn kỳ với buồng cháy phân chia: $\lambda_d = 0,90 - 0,94$

Động cơ diesel hai kỳ: $\lambda_d = 0,97 - 1,0$

Giá trị của p_i đối với các loại động cơ được ghi ở bảng 18.

c- Suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị:

+ Đối với động cơ bốn kỳ:

$$g_i = \frac{423 p_0 \cdot v \cdot 10^3}{M_1 p_i T_0} \quad \frac{\text{g}}{\text{KWh}}$$

+ Đối với động cơ hai kỳ và động cơ tăng áp:

$$g_i = \frac{423 p_k \cdot v \cdot 10^3}{M_1 p_i T_k} \quad \frac{\text{g}}{\text{KWh}}$$

Khoảng thay đổi của g_i được giới thiệu ở bảng 18.

d- Hiệu suất chỉ thị.

$$\eta_i = \frac{3600}{Q_T g_i}$$

Trong đó: Q_T được tính bằng [KJ/kgnl] và g_i [kg/KWh].

Khoảng thay đổi của η_i đối với các loại động cơ ghi trong bảng 18.

Khoảng thay đổi của p_b, p'_b, η_i đối với các loại động cơ. Bảng 18

Loại động cơ	p'_i [MN/m ²]	p_b [MN/m ²]	g [g/KWh]	η_i [%]
Xăng bốn kỳ	0,75 - 1,2	0,7 - 1,1	230 - 340	25 - 40
Diesel bốn kỳ	0,70 - 1,0	0,6 - 0,9	170 - 200	43 - 50
Diesel hai kỳ	0,8 - 1,2	0,70 - 1,0	180 - 220	40 - 48

3.2. Các thông số có ích.

Các thông số có ích là những thông số đặc trưng cho sự làm việc của động cơ. Để xác định các thông số đó, ta sử dụng kết quả tính toán các thông số chỉ thị ở mục trên và xác định giá trị của áp suất tổn hao cơ khí trung bình $p_{c\sigma}$.

Áp suất tổn hao cơ khí trung bình là áp suất giả định, không đổi, tác động lên pít tông trong một hành trình và gây ra công tổn hao bằng công tổn hao của trao đổi khí, dẫn động các cơ cấu phụ, tổn hao do ma sát ở các bề mặt công tác (và quét khí đối với động cơ hai kỳ).

Thứ tự tính toán các thông số có ích như sau:

+ Áp suất tổn hao cơ khí trung bình $p_{c\sigma}$ được xác định bằng các công thức kinh nghiệm theo vận tốc trung bình của pít tông C_{TB} [m/s] và các thông số khác của động cơ (bảng 19).

+ Áp suất có ích trung bình:

$$p_e = p_i - p_{c\sigma} \text{ [MPa]}$$

+ Hiệu suất cơ khí:

$$\eta_{c\sigma} = \frac{p_e}{p_i}$$

Giá trị thực nghiệm của $\eta_{c\sigma}$ đối với các loại động cơ nằm trong các khoảng sau:

Động cơ xăng bốn kỳ: $\sigma_{\sigma} = 0,70 \text{ - } 0,82$;

Động cơ diesel bốn kỳ: $\sigma_{\sigma} = 0,70 \text{ - } 0,80$;

Động cơ diesel hai kỳ: $\sigma_{\sigma} = 0,66 \text{ - } 0,75$.

Xác định áp suất cơ khí trung bình [MPa]

Bảng 19

Loại động cơ và thông số kèm theo	Công thức tính $p_{c\sigma}$
Động cơ xăng với $i < 6$ và $\frac{S}{D} > 1$ khi mở hết bướm ga	$0,05 + 0,0155 C_{TB}$
Động cơ xăng với $i=8$ và $\frac{S}{D} < 1$ khi mở hết bướm ga	$0,04 + 0,0135 C_{TB}$
Động cơ diesel bốn kỳ $i=4$ và $i=6$, $D=90 \text{ - } 120$ mm, buồng cháy không phân chia	$0,09 + 0,012 C_{TB}$
Động cơ diesel bốn kỳ hai kỳ với $i=12$, $D \leq 150$ mm.	$0,03 + 0,012 C_{TB}$
Động cơ diesel bốn kỳ với $i=6$, $D=90 \text{ - } 120$ mm, buồng cháy xoáy lùa	$0,09 + 0,0138 C_{TB}$
Động cơ diesel bốn kỳ với buồng cháy phân chia	$0,015 + 0,0156 C_{TB}$

Giá trị của σ_{σ} đối với một số động cơ được ghi ở bảng 20.

Giá trị của σ_{σ} ở một số động cơ.

Bảng 20.

Kiểu động cơ	Giá trị của σ_{σ}	Kiểu động cơ	Giá trị của σ_{σ}
M-20	0,72	Ä-54	0,72 - 0,73
A3-51	0,75	KÄM-46	0,75
ÇÈÑ-120	0,73	KÄM-50	0,75
ÇÈÑ-110	0,75	B-2 và Ä-6	0,80
ÇÈM	0,72	BÄÇ-204, 206	0,69 - 0,71
Ä-35	0,69 - 0,72	BÄÇ-204B, 206B	0,69 - 0,71

Áp suất có ích trung bình p_e còn được xác định theo biểu thức:

$$p_e = p_i \cdot \sigma_{\sigma} \frac{MN}{m^2}$$

Giá trị của p_e đối với các loại động cơ được giới thiệu ở bảng 21 và đối với một số kiểu động cơ ghi ở bảng 22.

Giá trị của p_e , g_e và η_e của các loại động cơ. Bảng 21

Loại động cơ	p_e [MPa]	g_e [g/KWh]	η_e (%)
Động cơ xăng	0,55 - 0,75	285 - 380	20 - 28
Động cơ diesel bốn kỳ	0,5 - 0,7	220 - 285	29 - 38
Động cơ diesel hai kỳ	0,53 - 0,66	220 - 285	27 - 38

Giá trị p_e của một số kiểu động cơ. Bảng 22

Kiểu động cơ	Giá trị của p_e	Kiểu động cơ	Giá trị của p_e
M3MA	0,52 - 0,56	Ä-35	0,575 - 0,585
M-21	0,59 - 0,64	Ä-54	0,50 - 0,51
A3-51	0,62 - 0,64	KÄM-46	0,615 - 0,625
ÇÈÑ-120	0,55 - 0,57	KÄM-50	0,62 - 0,63
ÇÈÑ-121	0,57 - 0,59	Ä-6 và B-2	0,67 - 0,68
ÇÈÑ-110 và M3MA-403	0,59 - 0,61	BÀÇ-204 và BÀÇ-206	0,53 - 0,54
ÇÈM	0,67 - 0,69	BÀÇ-204B và BÀÇ-206B	0,60 - 0,62

Suất tiêu hao nhiên liệu cỡ Ých:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_e} \frac{g}{KWh}$$

Giá trị của g_e ở chế độ công suất lớn nhất (đối với động cơ xăng) và công suất định mức (đối với động cơ diesel) được giới thiệu ở bảng 21.

- Hiệu suất có ích:

$$\eta_e = \frac{P_i}{P_{\text{cơ}}}$$

Giá trị của η_e đối với các loại động cơ được giới thiệu ở bảng 21.

- Công suất có ích của động cơ ở số vòng quay tính toán:

$$N_e = \frac{p_e V_h i \cdot n}{30} \text{ [KW]}$$

Đơn vị tính của các thông số trong biểu thức trên như sau:

$$p_e: \frac{MN}{m^2} ; V_h: dm^3 ; n: \frac{v}{ph} ; \quad 4 \text{ đối với động cơ bốn kỳ và } = 2 \text{ đối với}$$

động cơ hai kỳ.

- Mô men xoắn có ích của động cơ ở số vòng quay tính toán :

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{n} \text{ [Nm]}$$

Trong đó: N_e được tính bằng [KW] và $n: \frac{v}{ph}$

Kết quả tính N_e hoặc M_e phải được so sánh với giá trị cho trước của động cơ kiểm nghiệm. Nếu sai số quá 3% thì cần xem xét lại việc chọn các thông số và mức độ chính xác của việc tính toán từng thông số để khắc phục sai sót hoặc rút ra những kết luận cần thiết.

3.3. Xác định các kích thước cơ bản của động cơ.

Khi thiết kế động cơ mới, ta có thể dựa vào kết quả tính toán chu trình công tác để xác định các kích thước cơ bản của động cơ như đường kính xy lanh D và hành trình của pít tông S .

Các kích thước đó được xác định theo thứ tự sau:

- Thể tích công tác của xy lanh;

$$V_h = \frac{30 N_e}{p_e i n} \text{ [dm}^3\text{]}$$

Trong đó thứ nguyên của các thông số như sau: $p_e \frac{MN}{m^2} ; N_e \text{ KW} ; n \frac{v}{ph}$

- Đường kính xy lanh D được tính theo một trong hai phương pháp sau:

Nếu đã chọn trước tỷ số $a = \frac{S}{D}$ thì D và S được xác định theo biểu thức:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{a}} \text{ [dm];}$$

Nếu đã chọn trước tốc độ trung bình của pít tông C_{TB} [m/s] thì D được xác định theo biểu thức:

$$D = \sqrt{\frac{V_h \cdot n}{75 \cdot C_{TB}}} \quad [\text{dm}];$$

$$S = \frac{300C_{TB}}{n} \quad [\text{dm}] \quad \text{hay} \quad S = \frac{30C_{TB}}{n} \quad [\text{m}]$$

Trong các biểu thức trên C_{TB} được tính bằng [m/s].

3.4. Dụng đồ thị công chỉ thị của chu trình công tác.

a- Khái quát:

Đồ thị công chỉ thị là đồ thị biểu diễn các quá trình của chu trình công tác xảy ra trong xy lanh động cơ trên hệ tọa độ p-V. Việc dựng đồ thị được chia làm hai bước: dựng đồ thị công chỉ thị lý thuyết và hiệu chỉnh đồ thị đó để được đồ thị công chỉ thị thực tế.

Đồ thị công chỉ thị lý thuyết được dựng theo kết quả tính toán chu trình công tác khi chưa xét các yếu tố ảnh hưởng của một số quá trình làm việc thực tế trong động cơ.

Đồ thị công chỉ thị thực tế là đồ thị đã kể đến các yếu tố ảnh hưởng khác nhau như góc đánh lửa sớm hoặc góc phun sớm nhiên liệu, góc mở sớm và đóng muộn các xu páp cũng như sự thay đổi thể tích khi cháy.

b- Dựng đồ thị công chỉ thị lý thuyết

* Đối với động cơ diesel bốn kỳ:

Ở đồ thị công chỉ thị lý thuyết, ta thay chu trình thực tế bằng chu trình kín a-c-y-z-b-a (hình 1). Trong đó quá trình cháy nhiên liệu được thay bằng quá trình cấp nhiệt đẳng tích c-y và cấp nhiệt đẳng áp y-z, quá trình trao đổi khí được thay bằng quá trình rút nhiệt đẳng tích b-a. Thứ tự tiến hành dựng đồ thị như sau:

- Thống kê giá trị của các thông số đã tính ở các quá trình như áp suất khí thể ở các điểm đặc trưng p_a, p_c, p_z, p_b , chỉ số nén đa biến trung bình n_1 , chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2 , tỷ số nén, thể tích công tác V_h , thể tích buồng cháy V_c và tỷ số giãn nở sớm.

- Dựng hệ tọa độ p-V với gốc tọa độ 0 trên giấy kẻ ly (hình 1) và theo một tỷ lệ xích được chọn trước của thể tích và áp suất, ta xác định các điểm a, (p_a, V_a), c (p_c, V_c), y (p_y, V_c), z (p_z, V_z) và b (p_b, V_a) trên hệ tọa độ đó.

Giá trị của V_c được xác định theo biểu thức $V_c = \frac{V_h}{1}$ và V_z theo biểu thức $V_z = \dots V_c$.

Khi dựng đồ thị, ta cần chọn các tỷ lệ xích phù hợp để đồ thị được cân đối tốt nhất là nên xác định các điểm "biên" y và a sao cho chiều cao đồ thị 1,5 lần chiều ngang đồ thị.

- Nối các điểm c và y, y và z, b và a bằng các đoạn thẳng, ta được các đường biểu diễn quá trình cấp nhiệt và rút nhiệt. Công việc tiếp theo là dựng các đường nén đa biến a-c và giãn nở đa biến z-b. Để dựng các đường ấy, ta có thể dùng phương pháp lập bảng hoặc phương pháp hình học của Brauê. Nhìn chung, các phương pháp ấy cho kết quả tương đương nhau. Để tiện tham khảo, ở đây trình bày cả hai phương pháp:

Phương pháp lập bảng dựa vào phương trình của quá trình nén và giãn nở đa biến.

Với quá trình nén đa biến, ta có:

$$p_n V_n^{n_1} = p_a V_a^{n_1}$$

Với quá trình giãn nở đa biến, ta có:

$$p_d V_d^{n_2} = p_b V_b^{n_2}$$

Trong đó: p_n , p_d , V_n và V_d là các giá trị biến thiên của áp suất và thể tích trên đường nén và giãn nở. Ta có thể đưa các phương trình trên về dạng:

$$p_n = p_a e_1^{n_1} \quad \text{và} \quad p_d = p_b e_2^{n_2}$$

Trong đó:

$$e_1 = \frac{V_a}{V_n} \quad \text{và} \quad e_2 = \frac{V_b}{V_d} \quad \text{là những tỷ số biến thiên (tỷ số nén tức thời).}$$

Nếu chọn trước các giá trị của e_1 (biến thiên trong giới hạn 1) và e_2 (biến thiên trong giới hạn 1), ta có thể xác định các cặp giá trị (p_n , V_n) và (p_d , V_d) tương ứng. Mỗi cặp giá trị ấy cho một điểm tương ứng trên đồ thị p - V. Kết quả tính toán được thống kê trong bảng 23. Đưa kết quả tính toán được lên đồ thị và nối các điểm của cùng quá trình bằng một đường liền nét, ta có đồ thị cần dựng. Số điểm được chọn càng nhiều thì đồ thị càng chính xác. Tuy nhiên không nên chọn số điểm quá nhiều vì khối lượng tính toán sẽ tăng và đồ thị bị rối.

Để việc xác định các điểm ứng với tỷ số nén trung gian e_1 (cũng như e_2) trên trục hoành được dễ dàng,

$$\text{ta nên chọn } V_c + V_h' = V_c \frac{D^2 s}{4}$$

chuyển vị tương ứng của pít tông).

Như vậy e_1 và e_2 sẽ là những số thập phân, song việc tính $e_1^{n_1}$ khi cả e_1 và n_1 là những số thập phân cũng như việc tính $e_2^{n_2}$ khi cả e_2 và n_2 là những số thập phân thì lại quá đơn giản khi dùng máy tính kỹ thuật.

Xác định các điểm trên đường nén và giãn đa biến. *Bảng 23*

Thứ tự các điểm trên đường nén	e_1	$V_n \frac{V_a}{e_1}$	$p_n \quad p_a \cdot e_1^{n_1}$
1	1
2	2
3	3		
...	...		
...	...		
...	...		

Thứ tự các điểm trên đường giãn nở	e_2	$V_d \frac{V_a}{e_2}$	$p_d \quad p_b \cdot e_2^{n_2}$
1	1
2	2
3	3		
...	...		
...	...		
...	...		

Hình 1. Sơ đồ công nghệ chế tạo dầu diesel
cơ khí

Phương pháp hình học của Braue được tiến hành như sau (hình 2).

Hình 2. Dùng các đường nén và dẫn nở đa
biến bằng phương pháp đồ thị Braue.

Từ gốc tọa độ 0 của hệ tọa độ p - V, kẻ tia Ox về phía dưới và tạo với trục hoành một góc nhọn bất kỳ.

Giá trị của α thường được chọn theo giá trị của n_1 và n_2 . Nếu các giá trị ấy nằm trong khoảng 1,0 - 1,3 thì $\alpha = 0,2$ và nếu chúng nằm trong khoảng 1,2 - 1,45 thì chọn $\alpha = 0,25$.

- Cũng từ gốc tọa độ 0 ta kẻ về bên trái trục tung các tia Oy và Oz tạo với trục tung các góc tương ứng α_1 và α_2 . Trong đó góc α_1 dùng để dựng đường nén đa biến và α_2 - dẫn nở đa biến. Giá trị của chúng được xác định theo các quan hệ sau:

$$\alpha_1 = \arctan \left(\frac{1}{n_1} - 1 \right)$$

$$\alpha_2 = \arctan \left(\frac{1}{n_2} - 1 \right)$$

- Dựng các đường nén và dẫn nở đa biến xuất phát từ điểm đầu hoặc điểm cuối của từng quá trình ấy. Sau đây ta xét thí dụ thông qua cách dựng đường nén đa biến xuất phát từ điểm c.

Từ c kẻ đường vuông góc với trục hoành cắt tia Ox tại A và đường vuông góc với trục tung và cắt trục tung tại K. Từ A kẻ tia Am tạo với trục hoành một góc 45^0 và cắt trục hoành tại m. Từ K kẻ tia KP tạo với trục tung một góc 45^0 và cắt tia Oy tại P. Từ m kẻ đường song song với trục tung và từ P kẻ đường song song với trục hoành. Giao điểm 1 của chúng là điểm nằm trên đường nén đa biến. Xuất phát từ điểm 1 ta tìm các điểm khác như 2, 3, v.v... cũng theo cách dựng tương tự như trên. Cách dựng đường dẫn nở đa biến cũng tiến hành tương tự như đối với đường nén đa biến. Nối các điểm tương ứng của cùng quá trình bằng một đường liền nét, ta có đồ thị muốn dựng.

Để tránh sai số tích lũy, ta nên bắt đầu dựng đồng thời từ các điểm đầu và điểm cuối của mỗi quá trình rồi khớp khớp kín ở khu vực giữa đường cong của quá trình.

** Đối với động cơ xăng bốn kỳ:*

Phương pháp dựng các đường nén và dẫn nở đa biến cũng tương tự như ở động cơ diesel bốn kỳ. Nhưng ở động cơ xăng không có quá trình cấp nhiệt đẳng áp yz nên điểm z trùng với điểm y (hình 3); nghĩa là e_2 biến thiên trong giới hạn 1 như đối với e_1 .

** Đối với động cơ hai kỳ:*

Phần trên của đồ thị được dựng giống như ở động cơ diesel bốn kỳ (đối với động cơ xăng và diesel).

Ở đây cách dựng chỉ khác ở phần dưới của đồ thị (hình 4) biểu diễn đồ thị công chỉ thị của động cơ hai kỳ. Các điểm b và a ứng với các thời điểm bắt đầu mở và đóng hoàn toàn cửa quét. Thể tích công tác thực tế V_a' được xác định theo biểu thức :

$$V_a' = V_a - V_h''$$

Trong đó: V_h'' là thể tích tương ứng với tổn hao hành trình của pít tông. Giá trị của V_h'' được suy từ hệ số tổn hao hành trình .

Khi vẽ cần lưu ý là đoạn thẳng b - a song song với trục tung và ứng với thể tích V_a' trên trục hoành.

c- Hiệu chỉnh đồ thị công chỉ thị lý thuyết hành thành đồ thị công chỉ thị thực tế.

** Đối với động cơ diesel bốn kỳ:*

Để được đồ thị công chỉ thị thực tế a' - c' - c'' - z' - z'' - b' - b'' - b''' - a' (hình 1), ta gạch bỏ các diện tích I, II, III, IV trong đồ thị lý thuyết.

Diện tích I xuất hiện do góc phun sớm nhiên liệu gây ra. Khi đó một phần nhiên liệu được cháy trước trên đường nén nên áp suất cuối quá trình nén thực tế p'_c cao hơn áp suất cuối quá trình nén thuần túy p_c .

Điểm c' nằm trên đường nén thuần túy. Vị trí của nó được xác định bởi góc phun sớm nhiên liệu và được dựng theo vòng tròn Brich.

Điểm c'' được xác định bằng cách lượn đều từ điểm c' cho đến khi cắt trục tung ứng với thể tích V_c .

Diện tích II tồn tại là do quá trình cháy diễn ra với thể tích luôn luôn thay đổi. Quá trình cháy thực tế diễn ra không theo lý thuyết và theo đường cong c' - c'' - z' - z''. Ở động cơ diesel, áp suất lớn nhất p'_z đạt giá trị của p_z , vì trong quá trình cháy thì nhiên liệu vẫn được phun tiếp vào xi lanh động cơ.

Hình 3. Đồ thị công chỉ thị của động cơ xăng bốn kỳ

Hình 4. Đồ thị công chỉ thị của động cơ hai kỳ

Khi vẽ đồ thị, ta lấy điểm z' ở giữa đoạn thẳng yz, còn điểm z'' được chọn trên đường dẫn nổ sao cho đường cong z' z'' b'' không bị gãy khúc ở điểm z''.

Diện tích III biểu diễn tổn hao của công dẫn nổ do xu páp thải mở sớm. Khi đó áp suất trong xi lanh giảm nhanh và quá trình dẫn nổ diễn ra theo đường cong thực tế. Thời điểm bắt đầu mở xu páp thải được chọn sao cho diện tích III không lớn mà vẫn bảo đảm thải sạch sản vật cháy và tổn hao ít

công cho quá trình thải chính. Đối với động cơ được kiểm nghiệm, giá trị của góc mở sớm xu páp thải đã được cho trước và vị trí của điểm b' trên đường dẫn nở được xác định theo vòng tròn Brích.

Diện tích IV biểu diễn một phần của công tổn hao cho quá trình trao đổi khí. Phần còn lại của công tổn hao cho quá trình trao đổi khí (giới hạn bởi diện tích a'raa' đã được kể đến khi xét hiệu suất cơ khí η_c). Do đó khi tính toán công của chu trình thực tế ta không xét đến nữa. Tuy nhiên, để tính toán động lực học, ta vẫn phải dựng đường nạp r-a và thải b"-r. Thứ tự dựng các đường đó như sau:

Dựng điểm b" ở giữa đoạn thẳng a-b. Từ a và r, kẻ các đường song song với trục hoành. Chọn điểm b"' trên đường thải cưỡng bức sao cho đường cong không bị gấp khúc. Dựng điểm r" theo góc đóng muộn của xu páp thải nhờ vòng tròn Brích. Vẽ đường cong lượn đều từ r" lên r và đường cong lượn đều qua các điểm b', b", b"' sao cho các đường cong ấy không bị gãy khúc.

** Đối với động cơ xăng bốn kỳ.*

Để dựng đồ thị công chỉ thị thực tế a' - c' - c" - z' - b' - b" - b"' - a', ta gạch bỏ các diện tích I, II, III và IV trong đồ thị công chỉ thị lý thuyết (hình 3).

Diện tích I do việc đánh lửa sớm ở điểm c' gây ra. Khi đó một phần hỗn hợp bị cháy sớm nên áp suất cuối quá trình nén thực tế p_c'' (ứng với điểm c'') lớn hơn áp suất cuối quá trình nén thuận tuy p_c (ứng với điểm c). Điểm c' được xác định theo góc đánh lửa sớm và nhờ vòng tròn Brích. Điểm c'' được xác định theo quan hệ sau:

$$p_c'' = (1,15 \quad 1,25) p_c \quad [\text{MPa}] \quad p_c'$$

Diện tích III xuất hiện do quá trình cháy xảy ra với thể tích tăng dần trong khi lượng hỗn hợp cháy và tốc độ toả nhiệt của phản ứng cháy giảm dần. Kết quả là áp suất trong xi lanh động cơ thay đổi từ từ theo một đường cong liên tục và giá trị của áp suất lớn nhất p_z' nhỏ hơn giá trị p_z ở chu trình lý thuyết. Giá trị của p_z' được xác định trong khoảng sau:

$$p_z' = (0,85 \quad 0,90) p_z \quad [\text{MPa}]$$

Các diện tích của phần dưới đồ thị cũng được hiệu chỉnh tương tự như ở động cơ diesel bốn kỳ.

** Đối với động cơ hai kỳ:*

Phần trên của đồ thị được hiệu chỉnh như đối với động cơ bốn kỳ. Phần dưới được hiệu chỉnh theo đặc điểm riêng của động cơ hai kỳ. Đồ thị được hiệu chỉnh thông qua thí dụ đối với động cơ hai kỳ có quá trình thải sản vật cháy qua xu páp (hình 4). Áp suất trong xi lanh động cơ giảm theo đường

cong $b'-b''-r$ từ khi mở xu páp thải (điểm b') cho đến khi pít tông xuống đến ĐCD (điểm r). Sau đó áp suất khí quét vẫn giữ một giá trị không đổi cho đến khi cửa quét đóng (điểm a).

Đồ thị được hiệu chỉnh bằng cách gạch bỏ diện tích I và bổ sung diện tích II. Trong đó diện tích I là công tổn hao do mở sớm xu páp thải, diện tích II biểu diễn công dẫn nở của khí quét và khí thải. Điểm b' ứng với thời điểm bắt đầu mở xu páp thải, điểm b'' được lấy ở giữa đoạn thẳng $b-a$. Đường cong $b'-b''-r$ được lượn đều như hình vẽ và đoạn $r-a$ song song với trục hoành ứng với áp suất p_r .

§.4. DỰNG ĐẶC TÍNH NGOÀI CỦA ĐỘNG CƠ.

4.1. *Khái quát*

Đặc tính ngoài là đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của các chỉ tiêu như công suất có ích N_e , mô men xoắn có ích M_e , lượng tiêu hao nhiên liệu trong một giờ G_{nl} và suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e vào số vòng quay của trục khuỷu n [v/ph] khi thanh răng bơm cao áp chạm vào vít hạn chế (đối với động cơ diesel) hoặc bơm ga mở hoàn toàn (đối với động cơ xăng).

Đồ thị này được dùng để đánh giá sự thay đổi các chỉ tiêu chính của động cơ khi số vòng quay thay đổi và chọn số vòng quay sử dụng một cách hợp lý khi khai thác.

Đặc tính ngoài được dựng bằng các phương pháp như thực nghiệm, công thức kinh nghiệm hoặc bằng việc phân tích lý thuyết. Ở đây giới thiệu phương pháp dựng bằng các công thức kinh nghiệm của Khơ-lư-stốp Lây-đéc-man. Dạng đường đặc tính phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau như kiểu động cơ, phương pháp tạo hỗn hợp, v.v... nên ta xét riêng đối với từng trường hợp cụ thể.

4.2. *Thứ tự dựng các đường đặc tính.*

a- Đối với động cơ xăng:

Để dựng đường đặc tính, ta chọn trước một số giá trị trung gian của số vòng quay n trong giới hạn giữa n_{\min} và n_{\max} rồi tính các giá trị biến thiên tương ứng của N_e , M_e , G_{nl} , g_e theo các biểu thức sau:

$$N_e = N_{e\max} \left[a \frac{n}{n_N} \quad b. \frac{n}{n_N}^2 \quad c. \frac{n}{n_N}^3 \right] \quad [\text{KW}]$$

$$M_e = M_e^N \left[1 \quad a \frac{n}{n_N} \quad b. \frac{n}{n_N}^2 \right] \quad [\text{Nm}]$$

$$g_e = g_e^N \left[1,2 \quad a \frac{n}{n_N} \quad 0,8.b. \frac{n}{n_N}^2 \right] \quad \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

Trong đó:

$N_{e\max}$ là công suất có ích lớn nhất tính được, [KW];

n_N : số vòng quay ứng với công suất lớn nhất, [v/ph];

M_e^N : mô men xoắn có ích ứng với số vòng quay n_N , [Nm];

g_e^N : suất tiêu hao nhiên liệu có ích ứng với số vòng quay n_N ,

$\frac{\text{g}}{\text{kWh}}$

N_e , M_e , g_e : là các giá trị biến thiên của công suất, mô men xoắn và suất tiêu hao nhiên liệu có ích ứng với từng giá trị số vòng quay được chọn trước.

Giá trị M_e còn có thể được xác định theo cặp giá trị của N_e và n tương ứng theo biểu thức:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{n} \quad [\text{Nm}]$$

Trong đó: N_e [KW] ; $n = \frac{v}{\text{ph}}$.

Giá trị biến thiên của G_{nl} được xác định theo từng cặp giá trị tương ứng của g_e và N_e theo biểu thức:

$$G_{nl} = g_e N_e \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Trong đó: g_e được tính bằng $\frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$ và N_e : [KW].

Kết quả tính toán được thống kê thành bảng (xem bảng 24) thông qua thí dụ đối với động cơ xăng. Dựa vào các số liệu thu được, ta dựng đường đặc tính lên giấy kẻ ly.

Kết quả tính toán các chỉ tiêu.

Bảng 24.

Số vòng quay [v/ph]	600	800	1000	...	2300	3400
Các thông số						
N_e [KW]						
M_e [Nm]						
g_e g / kWh						
G_{nl} kg / h						

Hình 5. Giới thiệu các tính toán của động cơ xăng với $n_{\min} = 600$ v/ph và $n_N = 3400$ v/ph.

Trên đây là những công thức thực dụng khi tính toán, không nên nhầm lẫn giữa các công thức và các đơn vị. Nếu tính toán ở chế độ làm việc khác thì cần chú ý đến các đơn vị.

Hình 5. Các tính toán của động cơ xăng

Trong các công thức trên $N_{e_{\max}}$, M_e^N , g_e^N vẫn còn là ẩn số. Để xác định các thông số này, ta dùng các công thức đã nêu ở trên để làm bài toán ngược. Muốn thế, ta lấy các thông số đã tính $M_{e_{\max}}$, N_e^M và n_M , đồng thời lấy thêm giá trị n_N theo tính năng kỹ thuật của động cơ để tính các giá trị $N_{e_{\max}}$, M_e^N , g_e^N . Công thức tính các thông số này trong bài toán ngược như sau:

$$N_{e\max} = \frac{N_e^M}{\frac{n_M}{n_N} \frac{n_M}{n_N} \frac{n_M}{n_N}} \quad [\text{KW}]$$

$$M_e^N = \frac{M_{e\max}}{1 \frac{n_M}{n_N} \frac{n_M}{n_N} \frac{n_M}{n_N}} \quad [\text{MNm}]$$

$$g_e^N = \frac{g_e^M}{1,2 \frac{n_M}{n_N} 0,8 \frac{n_M}{n_N}} \quad \frac{\text{g}}{\text{KWh}}$$

Sau đó thực hiện bài toán xuôi, lập bảng và dựng đồ thị theo thứ tự đã trình bày.

b-- Đối với động cơ diesel

Phương pháp tính các chỉ tiêu và dựng các đường đặc tính đối với động cơ diesel cũng tương tự như đối với động cơ xăng. Riêng các biểu thức dùng để tính toán thì tùy theo phương pháp tạo hỗn hợp của động cơ.

* *Đối với động cơ diesel có buồng cháy thống nhất (không phân chia)*

$$N_e = N_{edm} 0,5 \frac{n}{n_{dm}} 1,5 \frac{n}{n_{dm}} \frac{n}{n_{dm}} \quad [\text{KW}]$$

$$M_e = M_e^N 0,5 1,5 \frac{n}{n_{dm}} \frac{n}{n_{dm}} \quad [\text{MNm}]$$

$$g_e = g_e^N 1,55 1,55 \frac{n}{n_{dm}} \frac{n}{n_{dm}} \quad \frac{\text{g}}{\text{KWh}}$$

Trong đó:

N_{edm} : công suất định mức thu được trong tính toán

n_{dm} : số vòng quay ứng với công suất định mức $\frac{\text{v}}{\text{ph}}$

M_e^N, g_e^N : mô men xoắn có ích [MNm] và suất tiêu hao nhiên liệu có ích $\frac{g}{KWh}$ ở số vòng quay định mức n_{dm} .

N_e, M_e, g_e là giá trị tương ứng của công suất có ích, mô men xoắn có ích và suất tiêu hao nhiên liệu có ích ứng với từng số vòng quay trung gian được chọn trước. n - giá trị của biến số được chọn trước [v/ph].

* Động cơ diesel có buồng cháy trước

$$N_e = N_{edm} \quad 0,6 \frac{n}{n_{dm}} \quad 1,4 \frac{n}{n_{dm}}^2 \quad \frac{n}{n_{dm}}^3 \quad [KW]$$

$$M_e = M_e^N \quad 0,6 \quad 1,4 \frac{n}{n_{dm}} \quad \frac{n}{n_{dm}}^2 \quad [MNm]$$

$$g_e = g_e^N \quad 1,2 \quad 1,2 \frac{n}{n_{dm}} \quad \frac{n}{n_{dm}}^2 \quad \frac{g}{KWh}$$

* Đối với động cơ có buồng cháy xoay lốc

$$N_e = N_{edm} \quad 0,65 \frac{n}{n_{dm}} \quad 1,35 \frac{n}{n_{dm}}^2 \quad \frac{n}{n_{dm}}^3 \quad [KW]$$

$$M_e = M_e^N \quad 0,65 \quad 1,35 \frac{n}{n_{dm}} \quad \frac{n}{n_{dm}}^2 \quad [MNm]$$

$$g_e = g_e^N \quad 1,35 \quad 1,35 \frac{n}{n_{dm}} \quad \frac{n}{n_{dm}}^2 \quad \frac{g}{KWh}$$

Giá trị của G_{nl} được xác định theo biểu thức chung như ở động cơ xăng.

Khi tính toán ở chế độ công suất định mức, việc lập bảng để thống kê kết quả tính toán cũng như dựng đồ thị được tiến hành tương tự như ở động cơ xăng.

Nếu tính ở chế độ mô men xoắn lớn nhất, các giá trị của N_{edm}, M_e^N, g_e^N cũng được xác định nhờ bài toán ngược tương tự như ở động cơ xăng.

PHẦN III

TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC

Đ1. MỤC ĐÍCH VÀ NỘI DUNG

Phần tính toán động lực học của đồ án nhằm xác định quy luật biến thiên của lực khí thể, lực quán tính và hợp lực tác dụng lên pít tông cũng như các lực tiếp tuyến và pháp tuyến tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu. Trên cơ sở đó sẽ xây dựng đồ thị véc tơ lực (phụ tải) tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu, cổ trục và bạc đầu to thanh truyền cũng như đồ thị mài mòn bề mặt. Từ các đồ thị véc tơ phụ tải ta biết được một cách định tính tình trạng chịu lực của bề mặt và mức độ đột biến của tải thông qua hệ số va đập.

Phần này gồm những nội dung chính sau đây:

- a- Triển khai đồ thị công chỉ thị thành đồ thị lực khí thể tác dụng lên đỉnh pít tông.
- b- Xây dựng đồ thị lực quán tính của các khối lượng tham gia chuyển động tịnh tiến.
- c- Xác định đồ thị hợp lực của lực khí thể và lực quán tính chuyển động tịnh tiến ;
- d- Phân tích hợp lực ra các lực thành phần như lực ngang N, lực tiếp tuyến T, lực pháp tuyến Z.
- e- Xác định các lực quán tính ly tâm P_{r2} và P_r .
- f- Xây dựng đồ thị véc tơ phụ tải (đtvtp) cổ khuỷu.
- g- Triển khai đtvtp cổ khuỷu thành đồ thị dạng: Q_{ck} - và xác định hệ số va đập.
- h- Xây dựng đtvtp bạc đầu to thanh truyền.
- i- Xây dựng đồ thị mài mòn.
- k- Hướng dẫn cách trình bày các đồ thị trên tờ giấy ô ly khổ A_0 và khung tên theo TCVN 3821-83.

Do tính phổ biến và ưu thế hầu như tuyệt đối của các loại động cơ 4 kỳ trong lĩnh vực quân sự nên nội dung chủ yếu được dành cho các động cơ 4 kỳ. Học viên cần tham khảo thêm sách giáo khoa khi tính toán cho động cơ 2 kỳ.

Đ2. TRIỂN KHAI ĐỒ THỊ CÔNG CHỈ THỊ p -V THÀNH ĐỒ THỊ LỰC KHÍ THỂ P_k TÁC DỤNG LÊN PÍT TÔNG, THEO GÓC QUAY

Đồ thị công chỉ thị thể hiện sự biến thiên áp suất tuyệt đối bên trong xy lanh theo sự thay đổi thể tích của xy lanh trong suốt một chu trình công tác (hai vòng quay của trục khuỷu - tương ứng với 4 hành trình của pít tông đối với động cơ 4 kỳ hoặc một vòng quay trục khuỷu - tương ứng với 2 hành trình của pít tông đối với động cơ 2 kỳ).

Lực khí thể được tạo bởi sự chênh áp suất giữa mặt trên và mặt dưới đỉnh pít tông và được xác định như sau:

$$P_k = p - p_0 \frac{D^2}{4} \quad [\text{MN}]$$

Trong đó:

p : áp suất khí thể trong xy lanh, [MPa];

p_0 : áp suất phía dưới đỉnh pít tông, [MPa];

D : đường kính danh nghĩa của pít tông, [m].

Đối với động cơ 4 kỳ ta thường chọn p_0 là áp suất môi trường (0,1 MPa). Động cơ 2 kỳ quét thẳng kiểu. BÀÇ-204, 206 cũng được chọn tương tự. Đối với động cơ 2 kỳ quét vòng kiểu động cơ xe máy thì việc chọn phức tạp hơn bởi khi cửa quét và cửa nạp đóng thì áp suất phía dưới đỉnh sẽ tăng cao hơn áp suất môi trường do bị nén. Cũng tương tự như vậy khi cửa nạp đóng và cửa quét mở. Còn khi cửa quét đóng, cửa nạp mở thì phía dưới đỉnh lại xuất hiện độ chân không. Mục đích của việc tạo độ chân không là để hút cưỡng bức xăng và không khí qua bộ chế hoà khí. Do pít tông chuyển động có gia tốc nên độ chân không cũng như áp suất dư phía dưới đỉnh pít tông thay đổi liên tục. Do vậy, đối với động cơ hai kỳ kiểu này cần chọn ba trị số áp suất trung bình tương đương ứng cho ba giai đoạn để nâng cao độ chính xác cho kết quả.

Các trị số áp suất tương ứng biến thiên liên tục và phụ thuộc vào nhiều yếu tố như tốc độ pít tông, mức độ lọt khí, cản trở khí động của bộ chế hoà khí và bầu lọc. Ta có thể chọn sơ bộ như sau:

- Giai đoạn cửa quét và cửa nạp đóng : 0,13 - 0,18 MPa;
- Giai đoạn cửa quét đóng, cửa nạp mở: 0,05 - 0,09 MPa;
- Giai đoạn cửa quét mở, cửa nạp đóng: 0,12 - 0,15 MPa.

Việc chọn như vậy sẽ làm cho kết quả tính lực khí thể chính xác hơn song sẽ phức tạp cho việc tính toán. Vì vậy ta thường chọn p_0 là áp suất môi trường (coi như phía dưới đỉnh pít tông luôn

thông với môi trường bên ngoài) để đơn giản cho việc tính toán. Khi xác định hiệu suất cơ khí ta chọn về phía thấp hơn để tính cả tiêu tổn công suất dẫn động bơm nén khí quét vào công tổn hao cơ khí.

Lực P_k được coi như tập trung thành một véc tơ tác dụng dọc theo phương đường tâm xy lanh và cắt đường tâm chốt pít tông (bỏ qua hệ số lệch tâm k để đơn giản hoá việc tính toán).

Để thuận tiện cho việc triển khai đồ thị công thành đồ thị lực khí thể theo góc quay của khuỷu trục thì phải làm như sau:

- Dựng trục hoành (trục góc quay) ngang bằng với đường nằm ngang thể hiện áp suất p_0 của môi trường trên đồ thị công. Đối với động cơ 2 kỳ quét vòng khi tính toán biểu thức P_k và khi vẽ đồ thị ta cũng coi như áp suất phía dưới đỉnh pít tông là không đổi và bằng p_0 cho đơn giản.

- Trục tung thể hiện lực P_k với tỷ lệ xích $p = p_0 \cdot \frac{D^2}{4} \cdot \frac{MN}{mn}$

Trong đó:

$p \frac{\text{MPa}}{\text{mm}}$ là tỷ lệ xích áp suất trên đồ thị công. Việc chọn tỷ lệ xích lực như vậy, tuy phải

chấp nhận chữ số lẻ sau dấu phẩy song đảm bảo chiều cao đồ thị áp suất và đồ thị lực khí thể bằng nhau, thuận lợi cho việc triển khai và kiểm tra trên tờ ô ly khổ A_0 . Việc phân bố vị trí và kích thước của các đồ thị trên tờ A_0 sẽ được đề cập tỷ mỉ trong mục Đ.9 ở cuối phần này.

Việc xác định quan hệ giữa chuyển vị pít tông và góc quay có thể thực hiện bằng phương pháp vòng tròn Brich, các bước như sau:

- Về phía dưới trục hoành đồ thị công $p - V$ vẽ nửa dưới vòng tròn Brich (để tiết kiệm diện tích) đường kính AB bằng khoảng cách từ ĐCT tới ĐCD trên đồ thị $p - V$, tâm O, (đường kính AB này tương ứng với $S = 2R$ của động cơ thực); A tương ứng với ĐCT.

- Về phía điểm chết dưới, xác định điểm O' sao cho $OO' = \frac{AB}{4}$

- Từ O' dựng tia tạo góc với $O'A$, tia này cắt vòng tròn Brich tại một điểm. Từ điểm đó dựng đường song song với trục áp suất, cắt đồ thị công tại điểm tương ứng (với quá trình nạp, nén, giãn nở hoặc thải). Từ giao điểm đó gióng ngang sang đồ thị lực khí thể và cắt đường thẳng đứng tương ứng gióng từ trục lên. Giao điểm đó chính là độ lớn của lực khí thể tại góc tương ứng trên đồ thị lực khí thể P_k .

- Lần lượt dựng góc lớn dần (ví dụ $= 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, \dots$) và tiến hành tương tự như trên ta được tập hợp các giao điểm trên đồ thị $P_k - \dots$.

- Nối các giao điểm nhận được bằng đường cong liên tục ta được đồ thị biến thiên của lực khí thể theo góc quay của khuỷu trục trong một chu trình công tác của xy lanh.

- Đối với động cơ 4 kỳ, trục hoành thể hiện góc từ 0° đến 720° , còn đối với động cơ hai kỳ thì trục hoành được bố trí ứng với góc quay từ -180° tới $+180^\circ$ (và như vậy trục tung, tương ứng với lực khí thể, lực quán tính P_j và lực tổng P sẽ nằm ở giữa ô $N^{\circ 2}$). Việc chọn tỷ lệ xích được quy định cụ thể trong mục Đ9.

- Có thể sử dụng biểu thức chuyển vị thay cho vòng tròn Brich, thông qua tỷ lệ xích tương ứng với AB (hoặc với thể tích tức thời V_x) để xác định áp suất trong xy lanh tại vị trí góc quay bất kỳ của khuỷu trục. Thông thường, cách tính này được thực hiện trên máy vi tính và như vậy từ chuyển vị ta có thể tích tức thời tương ứng, thông qua đồ thị công $p - V$ là xác định

Hình 6. Nguyên lý triển khai $p - V$ bằng vòng tròn Brich

được áp suất trong xy lanh mà không phải vẽ vòng tròn Brich. Với những chương trình tính toán nhiệt tiên tiến hơn thì người ta có thể xác định trực tiếp trị số áp suất theo từng góc mà không cần phải vẽ đồ thị công.

- Cho dù là cơ cấu KTTT thường ở dạng lệch tâm (động cơ xăng) thì trong đồ án môn học ta vẫn coi là CCKTTT giao tâm để đơn giản khi tính toán.

- Đối với động cơ V sử dụng thanh truyền chính-phụ như hơ động cơ

B - 2 của Liên Xô cũ, do khó xác định được đồ thị công của xy lanh dây phụ nên cho phép đơn giản hoá trong phạm vi đồ án môn học bằng cách coi đồ thị công, hành trình, chuyển vị, tỷ số nén ở dây phụ cũng giống như ở dây chính.

Thực ra thì khó xác định được hành trình pít tông dây phụ cũng như khó xác định được quy luật biến thiên của chuyển vị và tỷ số nén của dây đó nên quy luật biến thiên áp suất, nhiệt độ cũng không thể xác định chính xác được. Với những phép tính toán gần đúng, ta biết rằng hành trình pít tông dây phụ lớn hơn. Bởi vậy buộc người thiết kế phải chọn các trị số λ_1 và l_1 sao cho sự khác biệt là nhỏ nhất (ví dụ 3,6% đối với hơ động cơ B - 2). Ngoài ra còn phải thiết kế nắp máy dây phụ có thể tích buồng cháy V_c khác đi nhằm mục đích đạt giá trị gần bằng nhau đối với cả hai dây. Cho dù là tỷ số nén có bằng nhau đi chăng nữa thì hành trình, chuyển vị và quy luật cháy cũng không thể giống nhau nên đồ thị công sẽ không hoàn toàn như nhau. Về mặt công nghệ, do hai nắp máy có thể tích buồng cháy khác nhau nên không thể lắp lẫn cho nhau được.

Đ3. QUY DẪN KHỐI LƯỢNG CHUYỂN ĐỘNG

3.1. Khối lượng chuyển động tịnh tiến m_j .

Khối lượng chuyển động tịnh tiến m_j được xác định theo biểu thức:

$$m_j = m_p + m_c + m_g + m_l + m_x \text{ [kg]}$$

Trong đó:

m_p : khối lượng toàn bộ pít tông, [kg];

m_x : khối lượng các xéc măng, [kg];

m_c : khối lượng chốt pít tông và khoá hãm, [kg];

m_g : khối lượng guốc trượt (nếu có), [kg].;

m_l : khối lượng thanh truyền quy dẫn về đường tâm chốt pít tông, [kg].

Các khối lượng thành phần này thường được cho sẵn đối với từng loại động cơ trong phụ lục kèm theo. Nếu không cho sẵn thì phải tìm tài liệu, catalog hoặc dùng các phương pháp khác nhau (như phương pháp cân, phương pháp tính qua thể tích và tỷ trọng, phương pháp đa giác lực...) để xác định.

Nếu pít tông có khoang chứa dầu làm mát hoặc với mục đích khác thì phải tính thêm khối lượng dầu chứa trong khoang.

Khối lượng m_j coi như được tập trung tại giao điểm tâm chốt pít tông với đường tâm thân thanh truyền, và do ta coi CCKTTT là cơ cấu giao tâm nên đường tâm chốt pít tông cũng cắt đường tâm xy lanh. Như vậy khối lượng m_j sẽ chuyển động tịnh tiến qua lại dọc theo đường tâm xy lanh với chuyển vị, vận tốc và gia tốc như của pít tông.

3.2. Khối lượng thanh truyền và khuỷu trục.

+ Toàn bộ khối lượng thanh truyền được quy dẫn về đường tâm đầu nhỏ (tham gia chuyển động tịnh tiến) và về đường tâm đầu to (tham gia chuyển động quay) theo nguyên lý sau:

$$m_{th} = m_1 + m_2$$

$$m_1 l_1 = m_2 l_2.$$

Phần khối lượng quy dẫn m_2 coi như tập trung tại tâm cổ khuỷu, quay xung quanh trục khuỷu với vận tốc ω , bán kính R gây nên lực P_{r2} .

+ Khối lượng khuỷu trục

Phần khối lượng không cân bằng của hai má khuỷu và cổ khuỷu (sau khi trừ bỏ phần khối lượng gây lực quán tính tương đương với các đối trọng) được quy dẫn về đường tâm cổ khuỷu và ký hiệu là m_{kh} ; m_{kh} cũng quay quanh đường tâm trục khuỷu với vận tốc góc ω và bán kính quay R gây nên lực quán tính ly tâm P_{rk} nhưng chỉ tác dụng lên các bạc cổ trục mà thôi. Trong khi đó P_{r2} vừa tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu vừa tác dụng lên bạc cổ trục.

Khi quy dẫn khối lượng thanh truyền, cần chú ý ba trường hợp sau:

a- Trường hợp thanh truyền kiểu chính-phụ (ví dụ trên họ động cơ B-2 của Liên Xô cũ).

Khối lượng thanh truyền chính và thanh truyền phụ được quy dẫn về tâm đầu to và tâm đầu nhỏ của từng thanh truyền tương ứng giống như đã nêu ở phần trên. Sau đó, phần khối lượng quy dẫn về đường tâm đầu to thanh truyền phụ m_{2p} được quy dẫn tiếp về đường tâm đầu nhỏ thanh truyền chính và đường tâm đầu to thanh truyền chính theo các biểu thức dưới đây:

$$m_{cp} + m_{2p} \quad m'_{2p} \quad m''_{2p}$$

$$m'_{2p} \cdot l_3 \quad m''_{2p} l_4$$

Trong đó m_{cp} là khối lượng của bản thân chốt phụ khoá hãm chốt và lượng dầu bôi trơn chứa trong khoang rỗng phía trong lòng chốt phụ.

Hình.7. Sơ đồ nguyên lý quy dẫn thanh truyền chính - phụ

Như vậy khối lượng quy dẫn về tâm đầu nhỏ thanh truyền chính sẽ là $m_1 + m'_{2p}$ [kg] và tham gia chuyển động tịnh tiến cùng pít tông dây chính. Còn khối lượng quy dẫn về tâm đầu to thanh truyền chính sẽ là $m_2 + m''_{2p}$ [kg].

b- Trường hợp thanh truyền đồng dạng lắp nối tiếp (như kiểu lắp trên ÇEE 130, ÄÄÇ 53, 66, ßİÇ 238...)

Vì các thanh truyền có kết cấu giống nhau, mỗi đầu to tiếp xúc riêng biệt với một phần nhất định của bề mặt cổ khuỷu chung nên lực thanh truyền dây này không tác dụng lên phần bề mặt cổ khuỷu tiếp xúc với đầu to thanh truyền dây kia. Bởi vậy việc quy dẫn khối lượng thanh truyền động cơ kiểu này giống như đối với động cơ một hàng xy lanh.

c- Trường hợp thanh truyền hình nặng-thanh truyền trung tâm

Nếu bạc đầu to thanh truyền hình nặng và bạc đầu to thanh truyền trung tâm tiếp xúc trực tiếp với từng phần riêng biệt nhất định của cổ khuỷu như thể hiện trên sơ đồ (hình 8) thì việc quy dẫn giống hệt như trường hợp động cơ V thanh truyền đồng dạng lắp nối tiếp. Nếu đầu to thanh truyền hình nặng - trung tâm có kết cấu như trên sơ đồ sau (động cơ ÖÖÄ 20).

Hình.8. Sơ đồ ghép nối đầu to kiểu tiếp xúc trực tiếp

Hình.9. Sơ đồ ghép nối đầu to kiểu gián tiếp

Theo sơ đồ kết cấu này, bề mặt ngoài của cốt bạc đầu to thanh truyền hình nạng được nhiệt luyện và gia công tinh để tạo thành bề mặt trụ đồng tâm với bề mặt cổ khuỷu. Bạc đầu to thanh truyền trung tâm sẽ tiếp xúc trực tiếp với bề mặt này và thông qua bạc đầu to thanh truyền hình nạng, các lực khí thể và quán tính cùng tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu chung. Bởi vậy tổng khối lượng quy dẫn của hai đầu to các thanh truyền sẽ được xác định theo biểu thức sau:

$$m_2 = \sum_{i=1}^2 m_{2i}$$

Khối lượng quy dẫn m_2 này coi như tập trung tại đường tâm bạc đầu to thanh truyền hình nạng, được coi như đồng tâm với cổ khuỷu và sẽ gây nên lực quán tính ly tâm P_{r2} tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu khi trục khuỷu quay với vận tốc ω , bán kính R .

Đ4. LỰC QUÁN TÍNH VÀ TỔNG LỰC, LỰC TIẾP TUYẾN VÀ PHÁP TUYẾN

Lực quán tính do khối lượng chuyển động tịnh tiến m_j gây nên thường được gọi tắt là lực quán tính chuyển động tịnh tiến và ký hiệu là P_j .

$$P_j = - m_j \cdot R^2 (\cos \alpha + \cos 2\alpha) \cdot \omega^2 \cdot 10^{-6} \quad [\text{MN}]$$

Trong đó:

R : bán kính quay của khâu trục, [m];

ω : vận tốc góc trục khâu, [1 / s];

α : hệ số kết cấu của động cơ.

Lực P_j thay đổi trong suốt chu trình công tác của động cơ và được coi như có phương tác dụng trùng với phương của lực khí thể P_k .

Dấu (-) có ý nghĩa tương trưng về sự ngược chiều giữa gia tốc và lực quán tính.

Lực quán tính chuyển động quay P_r do các khối lượng chuyển động quay với vận tốc ω , bán kính R gây nên, ta có:

$$P_{r2} = m_2 R^2 \cdot \omega^2 \cdot 10^{-6} \quad [\text{MN}]$$

$$P_{rk} = m_{kh} R^2 \cdot \omega^2 \cdot 10^{-6} \quad [\text{MN}]$$

$$P_r = P_{r2} + P_{rk} \quad [\text{MN}]$$

m_{kh} gồm có khối lượng m_{ck} và các khối lượng quy dẫn của má khâu m .

$$m_{kh} = m_{ck} + m \quad [\text{kg}]$$

$$m = 2m_m \frac{R}{R} \quad [\text{kg}]$$

$2m_m$ - phần khối lượng không cân bằng của hai má khâu coi như được tập trung tại trọng tâm cách đường tâm trục khâu với bán kính R .

Tuy P_{r2} , P_{rk} có giá trị không đổi khi động cơ làm việc ở chế độ $\omega = \text{const}$ nhưng phương tác dụng lại quay với vận tốc ω và luôn trùng với phương đường tâm các má khâu (nói chính xác là phương của bán kính quay).

Tổng lực khí thể và lực quán tính chuyển động tịnh tiến.

$$P = P_k + P_j \quad [\text{MN}]$$

Để thuận tiện ta lập bảng biến thiên sau:

Bảng biến thiên của các loại lực.

Bảng 25

	p_k	P_k	P_j	P	$\frac{\sin}{\cos}$	T	$\frac{\cos}{\cos}$	Z	Q_{ck}
[GGTK]	[MPa]	[MN]	[MN]	[MN]		[MN]		[MN]	[MN]
0°									
15°									

$$P_{r2} = m_2 R \cdot \quad \cdot 10^{-6} = \dots\dots\dots[MN]$$

Khi lập bảng biến thiên của các lực cần chú ý tới thứ nguyên cho phù hợp. Lực quán tính ly tâm hướng từ tâm quay ra ngoài.

Đối với lực quán tính P_j và P_{r2} , P_{rk} , do áp dụng các thứ nguyên [kg] cho khối lượng, [1/s] cho nên phải nhân thêm với 10^{-6} để đổi thành [MN].

Các hàm lượng giác được tính sẵn trong các bảng cho ở phần phụ lục.

Dựa trên kết quả tính lực P_j trong bảng 25, ta xây dựng đường cong biến thiên lực P_j trên đồ thị P - với cùng tỷ lệ xích p như đối với lực khí thể.

Sau đó có thể cộng trực tiếp hai đồ thị P_k và P_j hoặc dựa vào bảng biến thiên P để xây dựng đồ thị lực P (với cùng tỷ lệ xích).

Sau khi có P cần tra bảng lượng giác trong phần phụ lục để xác định

các trị số của hàm $\frac{\sin}{\cos}$ và $\frac{\cos}{\cos}$ và điền vào bảng trên.

Với mỗi động cơ cụ thể, hệ số kết cấu $\frac{R}{l}$ có một trị số nhất định. Ta có thể xác định của động cơ cần tính toán rồi tra bảng lượng giác với giá trị $\frac{R}{l}$ xấp xỉ gần nhất.

Để nâng cao độ chính xác ta có thể lập trình cho máy tính và xác định theo các biểu thức sau:

$$\cos \quad \sqrt{1 - \sin^2}$$

$$\arcsin \quad \sin$$

Khi lập trình cần chú ý như sau:

$$\begin{array}{l} \text{Nếu } \frac{0}{2} > \frac{3}{3} \text{ thì } > 0 \\ \text{Nếu } \frac{2}{4} < \frac{3}{3} \text{ thì } < 0 \end{array}$$

Sau khi có góc α , ta lập trình tính tiếp các hàm lượng giác $\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}$ và $\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha}$.

Do xác định được chính xác nên các trị số của góc thu được sẽ gần với thực tế hơn. Nhất là đối với động cơ sử dụng CCKTTT lệch tâm, nếu biết được hệ số lệch tâm $k = \frac{e}{R}$ thì kết quả lập trình $\alpha = \arcsin [\sin(\alpha - k)]$ sẽ càng chính xác hơn. Sau khi có kết quả của các hàm lượng giác, ta xác định các trị số tức thời của lực tiếp tuyến T và lực pháp tuyến Z và điền vào bảng theo các biểu thức sau:

$$\begin{array}{l} T = P \cdot \frac{\sin(\alpha)}{\cos \alpha} \quad [MN] \\ Z = P \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos \alpha} \quad [MM] \end{array}$$

Dựa vào bảng biến thiên ta xây dựng đồ thị biến thiên của lực tiếp tuyến T và lực pháp tuyến Z. Cách bố trí đồ thị này như sau:

- Đồ thị được bố trí về phía dưới đồ thị lực tổng, lực khí thể và lực quán tính.
- Chiều dài trục hoành (thể hiện góc quay α) đúng như đối với đồ thị lực tổng, nói cách khác là tịnh tiến trục hoành của đồ thị lực xuống phía dưới.
- Trục tung thể hiện lực T và Z có phương trùng với phương trục tung của đồ thị lực tổng.
- Chiều cao của toàn bộ đồ thị chiếm khoảng 1/3 chiều rộng tờ ô ly A_0 .
- Sử dụng tỷ lệ xích $T, Z = \frac{MN}{mm}$ phù hợp và không ngoài hai trường hợp: $T = Z$ hoặc $Z = 2 \cdot T$ để thuận tiện cho việc kiểm tra.

Để tránh nhầm lẫn và sai sót khi xây dựng đồ thị lực khí thể, lực quán tính, lực tổng cũng như lực tiếp tuyến và pháp tuyến phải chú ý những điểm sau:

- Tránh nhầm lẫn dấu đại số khi lập bảng biến thiên;
- Chú ý thứ nguyên của lực và áp suất;

- Chú ý những điểm đặc trưng khi hàm lượng giác đổi dấu hoặc tiếp nhận trị số bằng không;

- Để tăng thêm độ chính xác có thể xác định thêm một số điểm xung quanh vùng mà hàm lượng giác đổi dấu.

- Khi triển khai đồ thị $p - V$ thành đồ thị $P_k -$, thường bị sai sót ở vùng $350 - 390^\circ$; đặc biệt là trong khoảng $350 - 375^\circ$ khi mà quá trình cháy mãnh liệt xảy ra và áp suất trong xy lanh đạt giá trị cực đại, bởi vậy cần tính thêm những điểm trung gian ví dụ ứng với $355^\circ, 362^\circ, 365^\circ, 370^\circ, 372^\circ, 375^\circ \dots$;

Ngoài ra, do có việc hiệu chỉnh đồ thị công tại vùng mở sớm xu páp thải nên cũng cần tính thêm các điểm trung gian trên đồ thị lực. Tính chính xác của việc xác định các đồ thị lực sẽ ảnh hưởng tới sai số men xoắn có ích M_e ở phần sau.

Đ5. ĐỒ THỊ VÉC TƠ PHỤ TẢI TÁC DỤNG LÊN BỀ MẶT CỔ KHUỖY.

Đồ thị véc tơ phụ tải (đtvpt) tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu hoặc chốt khuỷu (nếu chế tạo rời) gọi tắt là đtvpt cổ khuỷu. Đồ thị này phản ánh sự tác dụng của lực T , Z , và P_{r2} lên bề mặt cổ khuỷu thông qua bạc trong một chu trình công tác của xy lanh, ta có:

$$\bar{Q}_{CK} \quad \bar{T} \quad \bar{Z} \quad \bar{P}_{r2} \quad [MN]$$

Cần chú ý những điểm sau:

- Lực quán tính ly tâm của bản thân khuỷu trục P_{rk} không có tác dụng nào lên bề mặt cổ khuỷu của nó.

- Đối với động cơ "V" thanh truyền đồng dạng lắp nối tiếp thì đtvpt cổ khuỷu chỉ phản ánh tình trạng tác dụng của các lực thành phần lên bề mặt có tiếp xúc với thanh truyền tương ứng mà thôi.

- Đối với động cơ V thanh truyền chính - phụ và động cơ V thanh truyền hình nặng-trung tâm (có kết cấu như kiểu động cơ ____-20) thì đtvpt cổ khuỷu sẽ phản ánh sự tác dụng đồng thời của các thành phần lực pháp tuyến và tiếp tuyến cũng như lực quán tính của khối lượng quy dẫn tổng thể về tâm đầu to gây nên, tức là:

$$\bar{Q}_{ck} \quad \bar{T} \quad \bar{Z} \quad \bar{P}_{r2} \quad [MN]$$

Đtvpt cổ khuỷu được bố trí ở phía dưới đồ thị công, với chiều cao $[1/2 - 3/5]$ chiều rộng tờ giấy ô ly A_0 . Cần phải chọn tỷ lệ xích các lực cho phù hợp, nhưng bắt buộc $T = Z = P_{r2}$.

Dựng hệ trục vuông góc TOZ; OT là trục tung hướng sang phải, OZ là trục hoành hướng xuống phía dưới. Dựa theo kết quả tính ở bảng biến thiên xác định các giao điểm ứng với véc tơ \bar{T} \bar{Z} .

Nối các giao điểm đó bằng một đường cong, ta được đồ thị lực thanh truyền P_{th} trong hệ tọa độ mà trục khuỷu đứng yên, còn thanh truyền quay tương đối góc $\varphi + \pi$ so với trục khuỷu về phía trái.

Từ 0, về phía chiều dương trục OZ, xác định điểm O_1 sao cho $\overline{O_1O} = \overline{P_{r2}}$

(chú ý tới tỷ lệ xích ($\mu_{Pr2} = \mu_T = \mu_Z$)). Vẽ vòng tròn bán kính bất kỳ tương trưng cho bề mặt cổ khuỷu, vẽ kéo dài má khuỷu tương trưng về phía chiều dương trục OZ. Đồ thị nhận được ứng với góc O_1 chính là đtvtpt cổ khuỷu với tỷ lệ xích $\mu_{ck} = \mu_T$.

Dạng của đồ thị được thể hiện trên hình sau:

Hình.10. Đồ thị véc tơ phụ tải cổ khuỷu động cơ một hàng xy lanh

Ta thấy phần đuôi đồ thị này (ứng với vùng $360^\circ - 380^\circ$ GQTK) ở chế độ mô men sẽ dài hơn so với chế độ công suất bởi hai lý do:

- Lực quán tính nhỏ hơn;
- Áp suất cực đại trong xy lanh lớn hơn.

Đây là dạng đồ thị đặc biệt, không hoàn toàn là dạng độc cực thuần túy. Bởi vậy, để có hình ảnh trực quan hơn, ta triển khai thành đồ thị trong hệ tọa độ ĐỀ các Q_{ck-} . Đvtpt cổ khuỷu triển khai được bố trí ở phía dưới đồ thị lực tiếp tuyến và pháp tuyến, với chiều cao khoảng 1/3 chiều rộng tờ A_0 . Trục hoành thể hiện góc quay được tịnh tiến từ trục hoành của hai đồ thị trên xuống phía dưới. Như vậy trục tung thể hiện Q_{ck} phải bố trí trùng phương với các trục tung của hai đồ thị ở phía trên.

Ứng với trị số góc cụ thể trên trục hoành ta xác định trị số tương ứng của véc tơ \bar{Q}_{ck} trên đvtpt cổ khuỷu và thông qua tỷ lệ xích Q (chọn thích hợp cho đồ thị Q_{ck-}) ta xác định được một điểm nhất định trên đồ thị \bar{Q}_{ck} . Lần lượt tiến hành tương tự đối với các trị số tiếp theo của góc ta được tập hợp các giao điểm. Nối chúng lại bằng một đường cong liên tục ta được đồ thị Q_{ck-} .

+ Xác định trị số tải trọng trung bình tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu:

$$Q_{ckTB} = \frac{\sum_i Q_{cki}}{i} \quad [MN]$$

Để tăng độ chính xác cần dùng phương pháp tích phân đường cong để tìm diện tích. Sau đó lấy diện tích chia cho chiều dài sẽ được chiều cao của hình chữ nhật tương ứng.

Chiều cao đó, thông qua tỷ lệ xích Q , chính là trị số véc tơ tải trọng trung bình Q_{ckTB} . Việc sử dụng tờ ô ly cho phép ta dễ dàng xác định diện tích bằng phương pháp đếm ô mm^2 .

Cần chú ý là những hình thang vuông đáy lớn 1 mm, đáy nhỏ dạng đường cong phải được "bù trừ diện tích" khi đếm ô. Sau khi xác định Q_{ckTB} , ta kẻ một đường song song với trục hoành thể hiện Q_{ckTB} (tỷ lệ xích Q) lên đồ thị Q_{ck-} .

+ Hệ số va đập :

Tìm trên đồ thị Q_{ckmax} và tính

$$\frac{Q_{ckmax}}{Q_{ckTB}}$$

+ Xác định tải trọng riêng:

$$q_c = \frac{Q_{ck}}{l_c \cdot d_c} = \frac{MN}{m^2}$$

Trong đó: l_c - chiều dài tiếp xúc và d_c là đường kính của cổ khuấy, [m]. q_c

Sau khi xác định q_c , q_{cmax} , q_{ctb} thì so sánh chúng với các giá trị cho phép cho sẵn trong các sách giáo khoa để kết luận về tình trạng chịu tải của bề mặt.

+ Vị trí khoan lỗ dầu bôi trơn.

Vị trí khoan lỗ dầu bôi trơn tối ưu cho chế độ được tính toán và vẽ đtvtpt ở cổ khuấy có thể xác định trên cơ sở đồ thị mài mòn tương trưng hoặc có thể xác định trực tiếp trên đtvtpt cổ khuấy. Cách tiến hành như sau:

- Từ tâm O_1 vẽ các vòng tròn đồng tâm tương trưng cho bề mặt cổ khuấy rộng. Nếu cổ khuấy đặc thì chỉ cần một vòng tròn.

- Vẽ tương trưng má khuấy về phía chiều dương trục OZ.

- Từ O_1 kẻ hai đường tiếp tuyến với đồ thị .

- Đường phân giác với góc tạo bởi hai tiếp tuyến chính là phương khoan lỗ dầu nhờn, cách tìm đường phân giác được thể hiện trên hình 11.

- Cách vẽ như đã nêu chỉ phù hợp cho trường hợp đtvtpt không đi qua phía bên trái điểm tâm O_1 . Trường hợp đtvtpt đi qua phía bên trái điểm O thì xác định điểm B nào đó nằm trên đoạn đồ thị đi qua phía bên trái điểm O_1 sao cho khoảng cách O_1B là nhỏ nhất. Nối BO_1 và kéo dài tới khi cắt vòng tròn tương trưng cho bề mặt cổ khuấy, đó chính là vị trí khoan lỗ dầu bôi trơn hợp lý nhất cho chế độ ta đang tính toán.

+ Ngoài phương pháp xây dựng đtvtpt cổ khuấy như đã trình bày, ta có thể tính và lập bảng biến thiên lực tác dụng dọc theo thanh truyền:

$$P_{th} = \frac{P}{\cos}$$

Hình.11. Cách xác định vị trí khoan lỗ dầu bôi trơn.

Sau đó dùng phương pháp hai vòng tròn lệch tâm (vòng tròn lớn hơn tâm O có bán kính bằng chiều dài l của thanh truyền, vòng tròn nhỏ 0' có bán kính bất kỳ, có tâm cách vòng tròn lớn một khoảng cách $00' = R$, chú ý là tỷ lệ xích của l và R như nhau). Hãy tự tham khảo thêm trang 29, 30, 31

tập 1 cuốn "Kết cấu và tính toán động cơ đốt trong" của Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp. Hà Nội 1972..

Đ6. ĐỒ THỊ VÉC TƠ PHỤ TẢI BẠC ĐẦU TO THANH TRUYỀN.

Dựa trên đtvtpt cổ khuỷu ta có thể xây dựng đtvtpt bạc đầu to thanh truyền theo phương pháp truyền thống. Các bước tiến hành như sau:

- Vẽ dạng đầu to thanh truyền với tâm O lên tờ giấy bóng mờ.

- Vẽ vòng tròn tâm O , bán kính bất kỳ. Xác định điểm O^0 là giao điểm của vòng tròn đó với đường tâm của thân thanh truyền.

- Từ O^0 đánh dấu các điểm $15, 30, 45 \dots$ trên vòng tròn đó theo chiều quay trục khuỷu tương ứng với các góc $15^\circ + \frac{0}{15}, 30^\circ + \frac{0}{30}, \dots$ để thuận tiện người ta thường lập bảng biến thiên của α và β theo α .

- Đặt chồng tờ giấy bóng mờ lên đtvtpt cổ khuỷu sao cho tâm O trùng với tâm O_1 của cổ khuỷu tương ứng, điểm O^0 trùng với chiều dương trục OZ .

Đánh dấu điểm 720° hiện lên tờ giấy bóng mờ bằng điểm 720 (tức 0). Như vậy, véc tơ tổng lực tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu tại vị trí $\alpha = 0^\circ$ đã được chuyển đổi tương đương thành véc tơ tổng lực tác dụng lên bề mặt bạc đầu to tại vị trí tương ứng với góc quay α của khuỷu trục. Vì trị số của hai véc tơ là như nhau, chỉ có chiều là ngược nhau nên để khỏi phải thay đổi dấu của trị số lực, ta xây dựng hệ tọa độ $T'OZ'$ trên tờ giấy bóng mờ (xem hình dưới) có chiều OZ' hướng về phía đầu nhỏ.

- Lần lượt xoay tờ giấy bóng mờ cho các điểm $15, 30, 45 \dots$ trùng với chiều dương trục OZ và đánh dấu các điểm tương ứng hiện lên từ phía dưới tờ giấy bóng mờ.

- Nối các điểm đó lại, ta được đtvtpt bạc đầu to thanh truyền trên tờ giấy bóng mờ.

+ Cũng giống như với trường hợp đtvtpt cổ khuỷu mặc dù có hệ tọa độ DE Các nhưng đây là đồ thị dạng ẩn chứ không phải dạng độc cực thuận tuý và cũng không phải đồ thị trong hệ tọa độ vuông góc.

Ngoài phương pháp vẽ truyền thống như đã đề cập, ngày nay ta có thể vẽ được trực tiếp đồ thị này trên máy tính mà không cần phải vẽ đtvtpt cổ khuỷu. Sau khi tính toán động lực học, lập bảng biến thiên và vẽ các đồ thị bằng chương trình (kèm theo trong phần phụ lục) ta có bảng biến thiên của lực T, Z và xác định được góc α tương ứng.

Phương pháp vẽ trên máy dựa trên các luận cứ sau :

- Giả thiết rằng trục khuỷu đứng yên, xy lanh quay với vận tốc theo chiều ngược lại.
- Sơ đồ KTTT được thể hiện trên hình 13.

Hình.12. Đvtpt bạc đầu to thanh truyền

- Khi xy lanh quay quanh đường tâm O_2 của trục khuỷu góc $\alpha = A_1O_2O$ thì thanh truyền quay tương đối với bề mặt cổ khuỷu góc $\beta + \alpha = A_1O_1O$. Lúc đó véc tơ $\vec{O_1E}$ \vec{Q}_{ck} là véc tơ tổng lực tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu và véc tơ phản lực \vec{Q}_B \vec{Q}_{ck} là véc tơ lực tác dụng lên bạc đầu to thanh truyền.

Gọi góc $\alpha = A_1O_1E$ và $\beta = EO_1O$ ta có quan hệ:

$$\alpha = \beta + \gamma$$

Hình.13. Sơ đồ khuỷu trục thanh truyền và các lực tác dụng

Khi véc tơ \vec{Q}_{ck} tạo với chiều âm trục OZ góc α thì véc tơ \vec{Q}_B cũng tạo với chiều âm trục O_1Z_1 góc α sao cho $\alpha = \beta$

Góc α được xác định bằng biểu thức sau:

$$\arctg \frac{T}{Z - P_{r2}}$$

Trong biểu thức này T và Z lấy với dấu đại số của chúng, còn P_{r2} lấy với dấu dương.

Các điều kiện kèm theo khi lập trình như sau:

a) $T > 0 ; Z - P_{r2} < 0 \quad \alpha = \frac{\pi}{2}$

b) $T < 0 ; Z - P_{r2} = 0 \quad \alpha = \frac{\pi}{2}$

- c) $T > 0; Z - P_{r2} > 0$ $\frac{3}{2}$
- d) $T > 0; Z - P_{r2} > 0$ $\frac{3}{2}$
- e) $T > 0; Z - P_{r2} = 0$ $\frac{3}{2}$
- f) $T > 0; Z - P_{r2} < 0$ $\frac{3}{2}$ 2

Nếu giả thiết rằng thanh truyền đứng yên còn khuỷu trục quay quanh tâm O_1 với vận tốc ω nào đó để tạo thành góc α tương ứng thì ta có thể thiết lập hệ tọa độ cố định $T_1O_1Z_1$ như trên hình .13.

$$\text{Độ dài véc tơ } |\overline{Q_B}| = \sqrt{T^2 + Z^2 - P_{r2}^2} \quad [\text{MN}]$$

Quy chiếu véc tơ $\overline{Q_B}$ lên hai trục của hệ $T_1O_1Z_1$, ta được:

$$T_1 = \overline{Q_B} \cdot \sin$$

$$Z = \overline{Q_B} \cdot \cos$$

Để thuận tiện, ta lập bảng biến thiên sau:

Bảng biến thiên của các thành phần lực

Bảng 26

		+	Q_B		=	T_1	Z_1
$[\text{GQTK}]$	$[\text{GQTK}]$	$[\text{GQTK}]$	$[\text{MN}]$	$[\text{GQTK}]$	$[\text{GQTK}]$	$[\text{MN}]$	$[\text{MN}]$
0°							
...							
...							
720°							

Khi lập trình cần lưu ý chuyển đổi góc từ đơn vị radian thành $[\text{GQTK}]$

Lập hệ tọa độ $T_1O_1Z_1$ và vẽ sơ đồ đầu to thanh truyền tâm O_1 , đầu nhỏ quay về phía chiều dương trục O_1Z_1 như hình dưới.

Theo trị số đã tính thực hiện việc vẽ đồ thị. Toàn bộ các bước tính và vẽ đã được lập trình (xem phụ lục), kết quả có dạng đúng như của phương pháp dùng tờ giấy bóng mờ đã nêu ở phần trước.

*Hình.14. Hệ tọa độ đồ thị véc tơ phụ tải
bạc đầu to*

Đ7. ĐỒ THỊ MÀI MÒN CỔ KHUỖU.

Đồ thị mài mòn thể hiện một cách tượng trưng mức độ mài mòn bề mặt cổ khuỷu sau một chu trình tác dụng của lực. Để có thể xây dựng được đồ thị mài mòn, phải có đvtpt cổ khuỷu. Đồ thị này được bố trí ở ô giữa, phía bên phải tờ A_0 . Ô phía trên có chiều cao khoảng $1/3$ chiều rộng tờ ô ly A_0 dùng cho đồ thị đường đặc tính ngoài. Có hai phương pháp vẽ. Phương pháp thứ nhất phức tạp, tốn thời gian hơn (tự tham khảo trong tập 1 cuốn kết cấu tính toán động cơ, Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp). Phương pháp thứ hai gồm các bước sau:

- Trên đvtpt cổ khuỷu, vẽ vòng tròn tượng trưng cho bề mặt và chia thành $2n$ phần bằng nhau, ví dụ chia thành 24 phần và đánh số như trên hình sau:

*Hình.15. Chia vòng tròn tượng
trưng bề mặt cổ khuỷu thành 24
điểm, cách đánh số và xác định
phạm vi tác dụng của lực.*

- Tính hợp lực Q' của tất cả các lực tác dụng lần lượt lên các điểm 0, 1, 2, 3... , ký hiệu tương ứng là Q'_0 , Q'_1 ; Q'_2 , ghi trị số lực và phạm vi tác dụng lên bảng sau với giả thiết là lực Q' tác dụng đều lên tất cả các điểm trong phạm vi 120° , tức là về mỗi phía của điểm chia là 60° .

Bảng xác định hợp lực tác dụng lên các điểm của bề mặt cổ khuỷu.

Bảng 27

Điểm Hợp lực [MN]	0	1	2	3	21	22	23
$Q'_0 = \dots\dots\dots$	x	x	x	X	x...x	x	x	x
$Q'_1 = \dots\dots\dots$	x	x	x	X	x...x	x	x	x
.....								
$Q'_{23} = \dots\dots$	x	x	x	X	x...x	x	x	x
$Q'_i =$	$Q_0 =$	$Q_1 =$	$Q_2 =$	$Q_3 =$	$Q'_i =$	$Q_{21} =$	$Q_{22} =$	$Q_{23} =$

- Xác định tổng lực tương đương Q_i của tất cả các hợp lực Q' tác dụng lên điểm thứ i và ghi vào các ô hàng dưới cùng.

- Trên đồ thị, vẽ vòng tròn tượng trưng và má khuỷu như trên hình.15. và cũng chia thành $2n$ phần bằng nhau tương ứng (ví dụ như trên hình là 24 phần bằng nhau) đánh số từ 0 tới $2n-1$. Chọn một tỷ lệ xích lực thích hợp, đặt các đoạn thẳng tương ứng với Q_i từ vòng tròn theo hướng kính vào phía tâm.

- Nối các điểm cuối của các đoạn thẳng ấy bằng một đường cong liên tục rồi gạch nghiêng phần diện tích nằm giữa vòng tròn và đường cong liên tục khép kín vừa nhận được, ta được đồ thị mà phần gạch nghiêng được coi như tỷ lệ thuận với mức độ mòn của bề mặt sau một chu trình tác dụng của lực.

Từ đồ thị này, ta chọn vị trí mòn ít nhất để khoan lỗ dầu bôi trơn.

Đ8. ĐỒ THỊ TỔNG LỰC TIẾP TUYẾN VÀ MÔ MEN TỔNG.

Ta biết rằng lực tiếp tuyến gây nên mô men làm quay các khâu của trục khâu và truyền ra ngoài mà ta quen gọi là mô men xoắn M_e , ta có:

$$M_e = M_i \cdot r_{cs} = T \cdot R \cdot r_{cs}$$

Do ta giả thiết rằng r_{cs} đối với mỗi động cơ tại mỗi chế độ làm việc là hằng số nên quy luật biến thiên của T chính là quy luật biến thiên của M_i và M_e . Bởi vậy, đối với động cơ 1 xy lanh, đồ thị biến thiên của lực tiếp tuyến T với tỷ lệ xích $\frac{MN}{mm}$ sẽ chính là đồ thị biến thiên của M_e với tỷ lệ xích:

$$M_e = T \cdot R \cdot r_{cs} \cdot 10^6 \frac{Nm}{mm}$$

Trong đó: M_e [Nm]; R [m]. Như vậy ta không cần xây dựng đồ thị lực T nữa mà chỉ cần tính tỷ lệ xích mới M_e .

Đối với động cơ nhiều xy lanh thì phải xác định một chu trình biến thiên của lực T dựa trên thứ tự công tác và sơ đồ cơ cấu khâu trục thanh truyền.

Nếu động cơ chỉ có một trị số góc lệch pha công tác, tức là:

$$\frac{180^\circ}{i}$$

thì chu trình biến thiên của lực T cũng là .

Còn đối với động cơ có từ hai trị số góc lệch pha công tác trở lên thì việc xác định chu trình biến thiên của lực T sẽ phức tạp hơn.

Để đơn giản cho việc làm đồ án, như trên đã giả thiết rằng coi CCKTTT là cơ cấu giao tâm và thanh truyền chính - phụ như là thanh truyền hình nặng-trung tâm. Với giả thiết như vậy, T , Z do các xy lanh gây nên là như nhau và để tính T , Z .

Trục hoành của đồ thị T - kéo dài 0° tới 0° còn trục tung thì phải dùng tỷ lệ xích T phù hợp để thể hiện T .

Ta chia đồ thị T thành i phần bằng nhau tương ứng với chu kỳ lặp lại của T rồi lần lượt đặt chồng i phần của đồ thị T với tỷ lệ xích T lên đồ thị T - rồi cộng đồ thị và ta được T . Cách làm này vừa phức tạp và khó chọn T phù hợp. Bởi vậy ta tiến hành theo phương pháp lập bảng tính T cho một chu kỳ biến thiên của nó, rồi chọn T phù hợp để vẽ.

Việc lập bảng được tiến hành dựa trên bảng biến thiên lực tiếp tuyến T của một xy lanh mà ta đã lập ở trên và thứ tự công tác của động cơ. Cách tiến hành cụ thể như sau:

- Xác định góc công tác , ví dụ đối với động cơ một hàng, 4 kỳ, 6 xy lanh:

$$\frac{180 \cdot 4}{6} = 120^{\circ}$$

- Từ thứ tự công tác ta xác định vị trí tức thời của các pít tông:

1	5	3	6	2	4
0°	600°	480°	360°	240°	120°

Từ đó suy ra rằng:

Khi lực T_1 của xy lanh 1 biến thiên từ 0° 120° [GQTK] thì lực T_5 của xy lanh thứ 5 biến thiên từ 600° 720° , lực T_3 từ 480° 600° , T_4 từ 120° 240° .v.v....

- Lập bảng biến thiên, ví dụ đối với động cơ một hàng 6 xy lanh 4 kỳ kiểu ÇÈÈ 157...

Bảng biến thiên của các lực tiếp tuyến ÇÈÈ 157. Bảng 28

1	T_1	2	T_2	3	6	T_6	T
[độ GQTK]	[MN]	[độ]	[MN]	[độ]		[độ]	[MN]	[MN]
0°	.	240°	.	480°		360°	.	
15°	
.	
.	
120°	.	360°	.	600°		480°	.	

Các lực thành phần $T_1, T_2, T_3...$ T_1 coi như có cùng quy luật biến thiên như nhau và trị số được lấy từ bảng lực T đã lập trước.

Cần chú ý tới dấu đại số của các lực T_i khi tính $T = T_1 + T_2 + T_3... + T_i$.

Dựa trên kết quả tính, chọn tỷ lệ xích $T \quad \frac{MN}{mm}$ phù hợp rồi vẽ đồ thị.

Dùng phương pháp đếm ô ly để tính diện tích. Những ô nằm dưới trục hoành có diện tích âm. Lấy diện tích chia cho chiều dài đoạn trục hoành ứng với $(0^0 - 0^0)$ ta được chiều cao của hình chữ nhật, đó chính là T_{tb} [MN]

Xác định mô men xoắn có ích M_{etb} :

$$M_{etb} = T_{tb} \cdot R_{cg} \cdot 10^6 \text{ [Nm]}$$

Thực ra đồ thị T - chính là đồ thị M_e - với tỷ lệ xích mới:

$$M_e = T_{cg} \cdot R_{cg} \cdot 10^6 \frac{\text{Nm}}{\text{mm}}$$

So sánh trị số M_{etb} xác định bằng đồ thị với M_e trong phần tính nhiệt. Nếu sai số thấp hơn 10% là đạt yêu cầu. Nếu sai số lớn hơn, phải kiểm tra lại việc xây dựng và hiệu chỉnh đồ thị công, việc triển khai đồ thị công và việc xác định lực quán tính P_j .

Đ9. CÁCH BỐ TRÍ CÁC ĐỒ THỊ TRÊN TỜ Ô LY A_0 .

Việc sử dụng tờ ô ly nhằm mục đích:

- Để thuận tiện cho việc vẽ cũng như để kiểm tra việc giống các đường song song với trục tung và trục hoành khi tìm giao điểm, tránh nhầm lẫn và tăng độ chính xác.

- Tạo điều kiện thuận tiện cho việc tích phân đường cong bằng cách đếm ô để tính diện tích.

Để thể hiện các đồ thị trên tờ A_0 một cách hợp lý và thuận tiện nhất, sau khi chừa lề 25 mm ở phía trái và 5 mm ở ba phía còn lại, ta chia diện tích còn lại thành 8 ô nhỏ bằng các đường chì mờ. Các đường chì này sẽ được tẩy bỏ đi sau khi vẽ xong các đồ thị. Vị trí và kích thước các ô như sau:

Hình.16. Sơ đồ bố trí các đồ thị trên tờ ô ly A₀.

Gọi L là chiều dài tờ A₀ sau khi trừ 30 mm,

W là chiều cao tờ A₀ sau khi trừ 10 mm.

Ta phân chia kích thước các đoạn theo L và W:

$$1 - 2 = 3 - 4 = L/4$$

$$2 - 3 = L/2$$

$$1 - 5 = 5 - 10 = W/2$$

$$2 - 6 = 6 - 8 = 8 - 11 = W/3$$

$$7 - 9 = W/4$$

Cách bố trí các đồ thị theo vị trí các ô:

- Đồ thị công chỉ thị p - V trên ô N⁰1.
- Đồ thị lực khí thể, lực quán tính và tổng lực trên ô N⁰ 2.
- Đồ thị lực tiếp tuyến và pháp tuyến trên ô N⁰5.
- Đồ thị véc tơ phụ tải cổ khuỷu trên ô N⁰4.
- Đồ thị vtpt cổ khuỷu triển khai trên ô N⁰7.
- Đồ thị đường đặc tính ngoài trên ô N⁰3.
- Đồ thị mài mòn trên ô N⁰6.
- Đồ thị lực T (mô men xoắn, trên ô N⁰8).

+ Đồ thị công chỉ thị p - V.

Cần chọn tỷ lệ xích áp suất p $\frac{\text{MPa}}{\text{mm}}$ theo trục tung và v $\frac{\text{m}^3}{\text{mm}}$ theo trục hoành sao cho

tỷ lệ giữa chiều cao / chiều rộng đồ thị vào khoảng 3/2, tận dụng được hết chiều cao ô giấy, đủ chỗ

để vẽ nửa vòng tròn Brich ở phía dưới và đường thể hiện áp suất môi trường p_0 trùng phương với trục hoành đồ thị lực trên ô N².

+ Với các ô N², 5, 7: cần bố trí các trục tung trùng phương nhau và chọn các tỷ lệ xích p, T, Z, Q_{ck} phù hợp để các đồ thị không cắt nhau mà vẫn tận dụng hết chiều cao của ô. Trục hoành của các đồ thị trên ba ô này có cùng tỷ lệ xích và bằng 1,5 [độ/mm] đối với động cơ 4 kỳ, 0,75 [độ/mm] đối với động cơ hai kỳ.

Ngoài ra đối với động cơ hai kỳ thì trục hoành thể hiện từ -180° đến 180° GQTK chứ không phải từ 0° đến 720° GQTK như đối với động cơ bốn kỳ.

+ Chọn tỷ lệ xích $T = Z$ trên ô N⁴ sao cho có thể tận dụng hết chiều cao và đồ thị nằm cân đối giữa ô.

+ Trên ô N³ là các đồ thị đặc tính ngoài của động cơ, đó là: công suất N_e , mô men xoắn M_e , suất tiêu hao nhiên liệu riêng g_e và suất tiêu hao nhiên liệu trong một giờ G_{nl} . Trục hoành chỉ thể hiện tốc độ quay trục khuỷu $n \frac{V}{ph}$. Để tận dụng hết diện tích ô giấy và phân bố hợp lý bốn đồ thị đặc

tính N_e, M_e, g_e và G_{nl} cần phải chọn các tỷ lệ xích hợp lý. Có thể dựng 4 trục tung ở phía góc trái (thay vì một trục tung như ta thường làm) và trị số của đại lượng mà trục tung thể hiện tại giao điểm với trục hoành có thể được chọn 0. Có thể chọn trục tung ở cả hai phía.

+ Vòng tròn thể hiện bề mặt ngoài cổ khuỷu trên ô N⁶ cần có bán kính hợp lý và nằm ở chính giữa ô.

+ Trên ô N⁸ ta bố trí đồ thị lực tiếp tuyến tổng T biến thiên trong một chu trình biến thiên của nó dựa vào kết quả của bảng đã lập trong mục 8. Nếu động cơ chỉ có 1 xy lanh thì đó chính là đồ thị $T -$ (trên ô số 5).

Nếu động cơ nhiều xy lanh mà chỉ có một giá trị góc lệch pha công tác thì trục hoành thể hiện góc quay của khuỷu trục từ 0° đến 0°.

Nếu động cơ nhiều xy lanh có từ hai giá trị góc lệch pha công tác trở lên thì phải dựa vào thứ tự công tác để xác định. Ví dụ, với động cơ BIC 236, tồn tại trị số $\alpha_1 = 90^\circ$ và $\alpha_2 = 150^\circ$ thì trục hoành đồ thị T kéo dài từ 0° đến 240°.

Cần chọn tỷ lệ xích T và T_{tb} hợp lý để tận dụng hết diện tích của ô và khi đếm ô ly tính diện tích của ô để xác định T_{tb} cần chú ý là phần diện tích nằm phía dưới trục hoành có giá trị âm. Đường thẳng nằm ngang thể hiện T_{tb} có cùng tỷ lệ xích T . Sau đó ta xác định M_{etb} thông qua T_{tb} và r_{co} rồi so sánh với giá trị M_e trong phần tính nhiệt.

+ Khung tên: được bố trí ở góc dưới, phía phải của tờ ô ly theo TCVN 3821-83.

Các kích thước [mm] theo hình dưới đây:

Hình 14. Khung tên theo TCVN 3821-83

Cách điền các ô như sau:

- (1) Đồ thị động lực học; mặt cắt ngang; mặt cắt dọc...;
- (2) Ký hiệu tài liệu theo TCVN 223-66; ta để trống;
- (3) Ký hiệu vật liệu theo TCVN; ta để trống;
- (4) Chữ ký hiệu tài liệu theo TCVN 3820-83, ta để trống;
- (5) Ghi khối lượng theo TCVN; ta để trống;
- (6) Ghi tỷ lệ theo TCVN-74, đối với bản vẽ đồ thị động lực học ta để trống; các bản vẽ cơ khí thì ghi.;
- (7) Số thứ tự của tờ, nếu đồ án chỉ gồm 1 bản vẽ thì ô này để trống;
- (8) Tổng số tờ (chỉ ghi trên tờ thứ nhất mà thôi);
- (9) Tên hoặc ký hiệu cơ quan chủ quản tài liệu (ở đây ghi: HVKTQS);
- (10) Lần lượt ghi chức danh của những người ký tên vào tài liệu. Ví dụ người hướng dẫn, người thực hiện;
- (11) Họ và tên từng người;
- (12) Chữ ký của từng người;
- (13) Ngày tháng ký tên;
- Từ (14) đến (18) ghi những sửa đổi theo TCVN 3827-83.;
- (19) Tên gọi theo ký hiệu của sản vật được vẽ trên tờ giấy này, ở đây ta ghi: ĐỒ ÁN MÔN HỌC ĐCĐT (CỀỀ 130, ẦẦẦ 66...) còn khi làm đồ án tốt nghiệp thì ta ghi ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP.

Sau khi xây dựng xong các đồ thị trên cơ sở các bảng biến thiên được thiết lập và hoàn thành khung tên thì phần tính toán động lực học được kết thúc. Tùy theo yêu cầu cụ thể đối với từng đồ án môn học, theo hướng dẫn của giáo viên, học viên có thể phải thực hiện thêm những phần sau:

- a- Xây dựng đtvtpt bạc đầu to thanh truyền;
- b- Xây dựng đtvtpt bề mặt cổ trục;
- c- Xây dựng đtvtpt bạc cổ trục (ổ trục).

Việc xây dựng đtvtpt bề mặt cổ trục có thể tiến hành bằng phương pháp đồ thị hoặc phương pháp giải tích (lập bảng biến thiên). Trong sách giáo khoa đã trình bày cụ thể cách xây dựng đtvtpt cổ trục để học viên có thể tham khảo. Trong phạm vi cuốn hướng dẫn này sẽ không đề cập nữa bởi thông thường, trong đồ án môn học, học viên không phải xây dựng đồ thị này. Sau khi xây dựng được đtvtpt cổ trục ta có thể tiến hành việc xây dựng đtvtpt bạc cổ trục theo nguyên lý tương tự như đã được trình bày trong mục 6. của phần này.

Ghi chú: Ngoài tờ vẽ các đồ thị động lực học, học viên còn có nhiệm vụ vẽ các bản vẽ cơ khí hoặc sơ đồ khác theo yêu cầu của nhiệm vụ đồ án. Đối với bản vẽ cơ khí lắp ghép, vẫn dùng khung tên như đã giới thiệu. Nếu là bản vẽ mặt cắt động cơ thì không cần phải có bảng liệt kê danh điểm các chi tiết.

PHẦN IV

TÍNH TOÁN NGHIỆM BỀN CÁC CHI TIẾT CHÍNH CỦA ĐỘNG CƠ

§1. KHÁI QUÁT.

Khi thiết kế, các chi tiết của động cơ được lựa chọn về hình dạng, kích thước và vật liệu cũng như các yêu cầu kỹ thuật khác. Sau khi chế tạo ở dạng mẫu thử và thử nghiệm, chúng được hoàn chỉnh về mặt thiết kế và công nghệ rồi mới được đưa vào sản xuất hàng loạt. Bởi vậy, trong phạm vi đồ án môn học theo chương trình giảng dạy hiện nay tại Học viện KTQS, chúng tôi chỉ dừng ở nội dung tính toán kiểm nghiệm sức bền của một số chi tiết chủ yếu của động cơ bằng các công thức và phương pháp tính kinh điển đã được đề cập trong môn học kết cấu tính toán động cơ. Mục đích của phần này là giới thiệu việc áp dụng các kiến thức về sức bền vật liệu vào chuyên ngành Động cơ trên cơ sở nguyên tắc hoạt động của các chi tiết thực ở các điều kiện chịu lực thực tế.

Vì các chi tiết thực có hình dạng kết cấu phức tạp hơn so với các chi tiết mẫu trong môn sức bền vật liệu và mỗi lắp ghép phức tạp giữa các chi tiết cũng như tính chất đa dạng của các loại tải trọng nên việc xác định chính xác ứng suất, chuyển vị và biến dạng đối với các chi tiết là rất khó khăn. Do vậy buộc ta phải dùng các giả thiết, đơn giản hoá hình dạng chi tiết cũng như sử dụng các hệ số phụ để đơn giản hoá phép tính. Các công thức được sử dụng cũng như các kết quả thu được sẽ chỉ có ý nghĩa định tính mà thôi.

Khi động cơ làm việc, xuất hiện các loại lực sau đây:

+ Lực khí thể, đạt trị số cực đại ở đầu quá trình cháy dẫn nổ ($370 \sim 390^0$ GQTK) nhưng ta quy ước là P_{kmax} tại thời điểm pít tông ở ĐCT, đầu hành trình cháy dẫn nổ.

Khi động cơ làm việc ở những chế độ khác nhau thì lực khí thể có trị số lớn nhất ở chế độ mô men xoắn cực đại.

+ Lực quán tính chuyển động quay P_r và tịnh tiến P_j :

Lực quán tính chuyển động tịnh tiến thay đổi trị số và đạt giá trị cực trị khi pít tông ở ĐCT, ĐCD, còn đối với động cơ có hệ số λ – thì có thêm giá trị cực trị thứ ba ở vùng gần ĐCD. Khi pít tông ở ĐCT thì lực quán tính tịnh tiến có trị số tuyệt đối là lớn nhất (giá trị thực sẽ nhỏ nhất và có dấu âm).

Lực quán tính chuyển động quay có trị số không đổi nhưng phương tác dụng quay với vận tốc ω (trùng phương với bán kính quay của má khuỷu).

+ Lực ma sát: xuất hiện khi có sự chuyển động tương đối giữa hai bề mặt tương tác, ví dụ pít tông - xy lanh, bạc - cổ trục... Độ lớn của lực phụ thuộc vào nhiều yếu tố, đó là: áp lực, hệ số ma sát, tốc độ chuyển động tương đối.

+ Trọng lực: vì các chi tiết thực đều có khối lượng nên đều bị trọng lực tác dụng. Để đơn giản việc tính toán người ta thường bỏ qua. Cũng với mục đích như vậy, ta bỏ qua phản lực của khí thải cũng như của khí nạp vào xy lanh. Ngoài ra, động cơ còn chịu những phụ tải sau:

+ Phụ tải nhiệt: xuất hiện khi có sự chênh lệch nhiệt độ giữa các phần của một chi tiết hoặc khi có sự chênh lệch nhiệt độ giữa các chi tiết thì sẽ làm thay đổi dung sai lắp ghép nếu chúng có hệ số giãn nở nhiệt khác nhau, thậm chí cho dù cả hai chi tiết đều có cùng nhiệt độ nhưng ở những chế độ nhiệt khác nhau thì ứng suất do dung sai lắp ghép gây nên cũng khác nhau.

+ Phụ tải do dao động đàn hồi và dao động cộng hưởng: Do các chi tiết thực không thể cứng vững tuyệt đối nên dưới tác dụng của tải trọng biến thiên sẽ xuất hiện các dạng dao động. Những dao động này gây nên ứng suất phụ và khi có hiện tượng cộng hưởng thì ứng suất cộng hưởng có thể làm gãy, vỡ, hỏng hóc chi tiết.

+ Phụ tải do lực siết bu lông hoặc mối ép căng khi lắp ghép các chi tiết với nhau. Dạng phụ tải này thường được xét đến dưới dạng các hệ số. Ngoài ra, còn phải kể đến những yếu tố ảnh hưởng tới tình trạng chịu lực thực tế của chi tiết ví dụ như ứng suất dư (luôn tồn tại sau quá trình gia công cơ khí, thường người ta phải có các biện pháp như ủ để giảm bớt loại ứng suất này) hoặc mức độ mài mòn không đồng đều cũng như khả năng gia công chuẩn xác bề mặt. Những yếu tố này được gia tăng ảnh hưởng bởi khuyết tật và mức độ không đồng đều của hợp kim khi tạo phôi.

Do tính chất phức tạp của tải trọng và của tình trạng chi tiết nên việc tính toán kiểm nghiệm thường được tiến hành theo các nội dung sau:

- Tính toán sức bền;
- Tính theo độ cứng vững và mức độ mài mòn;
- Tính toán theo ứng suất nhiệt;
- Tính toán theo dao động đàn hồi và dao động cộng hưởng.

Việc tính toán sức bền chi tiết gồm các bước: xác định chế độ làm việc nguy hiểm nhất, tải trọng ứng với chế độ đó, vị trí tính toán và cuối cùng là bước tính theo ứng suất cho phép hoặc tính theo giới hạn mỏi của vật liệu (thông qua hệ số an toàn).

Những chi tiết chịu tải trọng thay đổi có tính chất chu kỳ với tần số cao như trục khuỷu, chốt pít tông, thanh truyền... được tính theo giới hạn mỏi.

Việc tính toán theo độ cứng vững đôi khi còn quan trọng hơn việc tính toán sức bền bởi nếu chi tiết không đủ cứng vững thì sẽ bị biến dạng nhiều khi chịu tải và như vậy việc tính toán sức bền sẽ gặp nhiều sai số. Để đảm bảo độ cứng vững ta thường chọn giá trị thấp của ứng suất cho phép khi tính bền và áp dụng các giải pháp tăng cứng tại những vùng trọng yếu.

Khi tính toán theo mức độ mài mòn ta giả thiết rằng tốc độ mài mòn tỷ lệ thuận với áp suất bề mặt và tốc độ trượt tương đối giữa hai bề mặt. Nội dung tính toán gồm việc xác định áp suất riêng lớn nhất và trung bình trên các bề mặt làm việc. Để tăng thêm mức độ chính xác, ta tính đến các yếu tố phụ như trạng thái bề mặt, chất lượng bôi trơn, độ cứng vững, trạng thái nhiệt, tốc độ trượt tương đối v.v... . Tuy nhiên kết quả của phương pháp tính toán này chỉ có ý nghĩa định tính bởi có quá nhiều yếu tố ảnh hưởng mà ta lại không thể xác định chính xác được.

Tính toán theo dao động đàn hồi bao gồm việc xác định điều kiện công hưởng, biên độ cộng hưởng và ứng suất cộng hưởng từ đó kết luận về sức bền của chi tiết. Nếu thấy cần thiết thì áp dụng những biện pháp giảm tác hại của hiện tượng cộng hưởng.

Khi tính toán theo ứng suất nhiệt cần xác định trường nhiệt độ và trường ứng suất nhiệt của chi tiết, độ biến dạng nhiệt, trên cơ sở đó chọn khe hở nhiệt cần thiết. Nếu cần thiết thì áp dụng các biện pháp tăng cường làm mát đối với chi tiết hoặc ngăn chặn bớt ảnh hưởng của sự dẫn nở nhiệt tự do. Những chi tiết làm việc trong điều kiện nhiệt độ thay đổi liên tục như pít tông, lót xy lanh, xéc măng, xu páp, nắp máy ... cần được tính toán bền theo cả tải trọng cơ và tải trọng nhiệt bởi vì đối với những chi tiết trọng yếu này, tải trọng nhiệt đóng vai trò rất quan trọng và hai loại tải trọng cùng tác dụng này luôn có tác động gia tăng hiệu ứng của nhau.

Đối với những chi tiết chịu tải thay đổi có tính chất chu kỳ thì cần tính theo hệ số an toàn. Trước hết cần xác định ứng suất lớn nhất và ứng suất nhỏ nhất, sau đó tính ứng suất trung bình σ_m , σ_m và ứng suất biên độ σ_a , σ_a như sau:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$m = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$a = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$a = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

Giới hạn bền của vật liệu trong trường hợp này được đặc trưng bằng giới hạn mỗi. Giới hạn mỗi trong chu kỳ kéo nén, uốn đối xứng $|\sigma_{\max}|$ $|\sigma_{\min}|$ được ký hiệu là σ_{-1} , đối với trường hợp xoắn đối xứng là τ_{-1} . Trong chu trình mạch động (khi mà σ_{\max} hoặc $\sigma_{\min} = 0$); khi chịu xoắn mạch động: $\tau_{\min} = 0$) thì được ký hiệu là σ_0 và τ_0).

Bản thân trị số giới hạn mỗi lại phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác như hình dạng, kích thước, độ bóng bề mặt của chi tiết, tính chất (mức độ) đối xứng của chu trình tải trọng nên ta phải xác định sức bền của chi tiết thông qua hệ số an toàn n đối với ứng suất pháp tuyến và n đối với ứng suất tiếp tuyến. Hệ số an toàn là tỷ số giữa ứng suất giới hạn và ứng suất thực tế lớn nhất của chu trình đó. Biểu thức được xác định như sau:

$$n = \frac{\sigma_{\lim}}{\sigma_a \cdot \sigma_m}$$

$$n = \frac{\tau_{\lim}}{\tau_a \cdot \tau_m}$$

Trong đó:

k và k' : là hệ số thể hiện mức độ tập trung ứng suất do hình dạng phức tạp của chi tiết thực.

và β : là hệ số kể đến ảnh hưởng của kích thước và độ bóng bề mặt của chi tiết thực (so với mẫu thử sức bền).

và : là hệ số quy dẫn chu trình không đối xứng về chu trình đối xứng tương đương.



Nếu chi tiết chịu đồng thời cả hai dạng ứng suất pháp tuyến và ứng suất tiếp tuyến thay đổi có tính chất chu kỳ thì hệ số an toàn chung được xác định như sau:

$$n = \frac{n \cdot n}{\sqrt{n \cdot n}}$$

Đối với các chi tiết của động cơ n , n và n nằm trong khoảng 2,5 - 5. Với các tham số và hệ số có thể tham khảo các tài liệu tương ứng.

§2. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CHÍNH CỦA NHÓM PÍT TÔNG

2.1. Pít tông.

Khi kiểm nghiệm, các kích thước chủ yếu của pít tông theo hình dưới đây được cho trước trong các bảng phụ lục, nếu thiếu thì phải đo trên chi tiết thực. Khi thiết kế pít tông mới, các kích thước chủ yếu được chọn theo kinh nghiệm và các sách hướng dẫn các bảng phụ lục rồi chế tạo thử, thử nghiệm. Trên cơ sở đó tiến hành hiệu chỉnh để có kích thước hợp lý nhất.

Hình.18. Sơ đồ pít tông

a- Đỉnh pít tông.

Tính theo ứng suất uốn (phương pháp Back) với những giả thiết sau:

- Coi đỉnh là đĩa tròn, dày đồng đều và đặt tự do trên ống hình trụ rỗng;
- Áp suất khí thể $p_{z\max}$ tại ĐCT, cuối nén và phân bố đồng đều;
- Bỏ qua lực quán tính và trọng lực;

Đỉnh sẽ chịu uốn lớn nhất tại tâm đĩa (mặt dưới chịu kéo) do các lực $\frac{P_{z\max}}{2}$ và $\frac{P'_{z\max}}{2}$ gây nên. Lực khí thể:

$$\frac{P_{z\max}}{2} = p_{z\max} \cdot p_o \cdot \frac{D^2}{8} = p_{z\max} \frac{D^2}{8} \quad [\text{MN}]$$

với điểm đặt là trọng tâm của nửa đĩa tròn đường kính D:

$$y = \frac{D}{8} \quad [\text{m}]$$

Phản lực $\frac{P'_{z\max}}{2}$ có trị số đúng bằng $\frac{P_{z\max}}{2}$ và cách tâm đĩa một khoảng y_2 :

$$y_2 = \frac{D - D_2}{4} \quad [\text{m}]$$

Mô men uốn:

$$M_u = \frac{1}{24} \rho_{z\max} \cdot D_i^3 \quad [\text{MNm}]$$

Trong đó:

$$D_i = \frac{D - D}{4} \quad [\text{m}]$$

Ứng suất tại tâm đĩa:

$$\sigma_u = \rho_{z\max} \frac{D_i^2}{4} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó: δ : chiều dày đỉnh [m]

So sánh ứng suất σ_u với ứng suất uốn cho phép $[\sigma_u]$. Đối với hợp kim nhôm:

- Đỉnh không có gân $[\sigma_u] = 20 \text{ - } 25 \text{ MPa}$;

- Đỉnh có gân: $[\sigma_u] = 25 \text{ - } 190 \text{ MPa}$;

Đối với pít tông bằng gang:

- Đỉnh không gân: $[\sigma_u] = 40 \text{ - } 45 \text{ MPa}$;

- Đỉnh có gân $[\sigma_u] = 90 \text{ - } 200 \text{ MPa}$.

Ngoài phương pháp Back, đỉnh pít tông có thể được coi như đĩa mỏng ngàm cứng vào đầu ống hình trụ và được tính uốn theo các công thức sức bền vật liệu (phương pháp Orlin), học viên tự tham khảo.

b- Đầu pít tông.

Tiết diện nguy hiểm nhất chịu kéo và chịu nén thường là tiết diện ngang x - x nằm phía trên chốt chứa các lỗ thoát dầu bôi trơn từ rãnh xéc măng dầu.

+ Ứng suất kéo (cuối hành trình thải, đầu hành trình nạp):

$$\sigma_k = \frac{P_{jp}^*}{F_{x-x}} = \frac{m_{1p} \cdot j}{F_{x-x}} \quad [\text{MPa}]$$

+ Ứng suất nén (đầu hành trình cháy dẫn nổ)

$$\sigma_x = \frac{p_z \cdot D^2}{4F_{x-x}} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

m_{1p} : phần khối lượng pít tông tính từ tiết diện x - x trở lên, [kg];

F_{x-x} : diện tích tiết diện ngang x - x trừ bớt diện tích qua đường tâm của các lỗ thoát dầu bôi trơn, [m²].

Ứng suất cho phép:

$\sigma_{\kappa} = 10$ MPa đối với hợp kim nhôm;

$\sigma_n = 25$ MPa đối với hợp kim nhôm;

$\sigma_{\kappa} ; \sigma_n = 40$ MPa đối với gang.

Với dầu pít tông của động cơ hai kỳ, chỉ cần tính ứng suất nén.

c- Phần dẫn hướng

Xác định áp suất riêng trên bề mặt tiếp xúc với mặt gương xy lanh.

$$q_p = \frac{N_{\max}}{DL_{th}} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

L_{th} : chiều dài phần dẫn hướng, [m].

N_{\max} : lực ngang lớn nhất, [MN].

Đối với động cơ diesel:

$$N_{\max} = 0,8 \cdot 1,3 \cdot \frac{D^2}{4} p_{z \max} \quad \text{MN}$$

Đối với động cơ xăng:

$$N_{\max} = 0,3 \cdot \frac{R}{\ell} \cdot 16,25 \cdot p_{z \max} \cdot 16 \cdot D^2 \quad \text{MN}$$

Trị số cho phép của q_p như sau:

Động cơ ô tô máy kéo :

$$[q_p] = 0,3 \cdot 0,6 \quad \text{MPa}$$

Động cơ ô tô cao tốc:

$$[q_p] = 0,6 \quad 1,2 \quad \text{MPa}$$

d- Bệ chốt:

Áp suất riêng trên bề mặt của nửa trên lỗ bệ chốt được xác định như sau:

$$q_b = \frac{\frac{D^2}{4} \cdot p_z \quad P_{jp}}{2d_c \cdot l_1} \quad \text{MPa}$$

Trong đó:

$P_{jp} = m_n j_p 10^{-6}$ [MN] : lực quán tính do khối lượng nhóm pít tông m_n gây nên; q_b sẽ đạt trị số lớn nhất khi pít tông ở ĐCT cuối nén, đầu cháy dẫn nở.

Tương tự như vậy, khi pít tông ở ĐCT nhưng tại thời điểm đầu nạp đối với động cơ 4 kỳ thì áp suất trên bề mặt nửa dưới của lỗ bệ chốt được xác định như sau:

$$q_{b1} = \frac{P_{jp}}{2d_c \cdot l_1} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

d_c : đường kính chốt pít tông, [m];

l_1 : chiều dài tiếp xúc giữa chốt và bệ chốt, [m].

So sánh q_b và q_{b1} với trị số áp suất cho phép. Đối với pít tông bằng hợp kim nhôm, chốt bôi :

$$[q] = 20 \quad 30 \quad \text{MPa}$$

Pít tông bằng gang, bạc đồng, chốt bôi:

$$[q] = 35 \quad \text{MPa.}$$

Trong phạm vi đồ án môn học, học viên không phải tính toán khe hở nhiệt giữa pít tông và xy lanh cũng như không phải tính toán ứng suất nhiệt vì tính chất phức tạp của tải trọng nhiệt. Các yếu tố ảnh hưởng như ứng suất nhiệt, ảnh hưởng của sự tập trung ứng suất và đặc tính biến thiên của các loại phụ tải đã được đề cập đến khi chọn ứng suất cho phép.

2.2. Chốt pít tông.

Ngày nay hầu như tất cả các chốt pít tông lắp trên động cơ xe máy, ô tô, xe xích, xe tăng sử dụng kết cấu chốt bôi dạng trụ rỗng với mục đích giảm khối lượng, tránh ứng suất tập trung và để chốt mòn đều theo chu vi. Sơ đồ lắp ghép chốt và các kích thước cơ bản được thể hiện trên hình 19:

Các số liệu có liên quan được ghi trong bảng phụ lục. Nếu thiếu thì học viên cần tự tham khảo thêm tài liệu chuyên ngành. Thời điểm tính toán: khi pít tông ở ĐCT, đầu hành trình cháy dẫn nổ.

a- Ứng suất uốn chốt.

Với giả thiết sự phân bố tải trọng riêng lên các vùng của bề mặt như hình trên, ứng suất lớn nhất xuất hiện giữa chốt và được tính như sau:

Hình.19. Sơ đồ lắp ghép chốt pít tông và sơ đồ phân bố tải trọng

$$\sigma = \frac{P_z \cdot P_{jp} \cdot \ell \cdot 2b \cdot 1,5a}{1,2d_c^3 \cdot 1 \cdot \frac{4}{0}} \text{ MPa}$$

Trong đó:

d_c : đường kính ngoài của chốt, [m];

b : khoảng cách giữa hai bộ chốt, [m];

a : chiều dài tiếp xúc với bạc đầu nhỏ, [m];

ℓ_t : chiều dài chốt pít tông, [m];

d_t : đường kính trong của chốt; [m].

$$0 \frac{d_t}{d_c}$$

$P_z = \frac{D^2}{4} p_z$ [MN] lực khí thể đầu hành trình dẫn nổ (coi như tại vị trí

ứng với ĐCT).

$$P_{jp} = + (m_p + m_x + m_k + m_c) j_p \cdot 10^{-6} \text{ [MN]}$$

Lực quán tính do pít tông xéc măng, khoá hãm và chốt gây nên. Tại ĐCT, pít tông có gia tốc:

$$j_p = R \cdot \omega^2 (1 + \dots) \frac{m}{s^2}$$

b- Ứng suất cắt chốt.

Chốt pít tông chịu cắt tại tiết diện nằm giữa bệ chốt và bạc đầu nhỏ và được xác định như sau:

$$\tau_c = \frac{P_z - P_{jp}}{d_c}$$

Các trị số ứng suất uốn và cắt cho phép được nêu trong bảng sau:

Bảng trị số ứng suất cho phép đối với chốt pít tông. Bảng 29

Vật liệu chốt	[σ] [MPa]	[τ] [MPa]
Thép cac bon	60 120	50 60
Thép hợp kim	150 250	50 70
Thép hợp kim cao cấp	350 450	80 120

c- Tính độ biến dạng của chốt

Khi chịu lực, do sự phân bố áp lực không đồng đều theo chu vi, người ta thường giả thiết áp lực phân bố theo quy luật hình cosin hoặc dạng hình ô van theo chu vi tiết diện ngang của chốt như được thể hiện trên hình 20:

Tiết diện giữa của chốt có độ biến dạng lớn nhất và được xác định theo biểu thức:

$$d_{\max} = \frac{0,09 P_z - P_{jp}}{E \cdot \ell} \cdot \frac{1 - \nu_0}{1 + \nu_0} \cdot k^3 \quad [\text{mm}]$$

Trong đó:

E: mô đun đàn hồi, đối với thép: $E = 2 \cdot 10^5$ [MPa];

ℓ : chiều dài chốt, [m],

Hệ số hiệu chỉnh k theo ν_0 xác định như sau:

$$k = 1,5 - 15 (\alpha - 0,4)^3$$

Độ biến dạng cho phép $[\epsilon_{\max}] = 0,2 d_c$ [mm], trong công thức này d_c [m],

Hình.20. Sơ đồ phân bố áp lực theo chu vi tiết diện ngang của chốt

d- Ứng suất biến dạng

Ứng suất biến dạng cực đại nằm trong hai mặt phẳng nằm ngang và thẳng đứng (theo đường tâm xy lạnh) tại các điểm 1, 2, 3, và 4 như trên hình 21:

Ứng suất kéo trên bề mặt ngoài tại điểm 1 ($\alpha = 0^\circ$):

$$\frac{P_z - P_{jp}}{l_c d_c}, \quad \text{---} \quad \text{---} \quad k \quad [\text{MPa}]$$

Ứng suất nén trên bề mặt trong tại điểm 2 ($\alpha = 0^\circ$):

$$2 \frac{P_z - P_{jp}}{l_c d_c} \cdot 0,19 \frac{1 - 2 \alpha + \alpha^2}{1 - \alpha^2} \frac{1}{1 - \alpha} k \quad [\text{MPa}]$$

Ứng suất nén trên bề mặt ngoài tại điểm 3 ($\alpha = 90^\circ$)

$$\frac{P_z - P_{jp}}{l_c d_c}, \quad \text{---} \quad \text{---} \quad k \quad [\text{MPa}]$$

Ứng suất kéo trên bề mặt trong tại điểm 4 ($\alpha = 90^\circ$):

$$\frac{P_z - P_{jp}}{l_c d_c} \quad , \quad \dots \quad k \quad [\text{MPa}].$$

Theo tính toán, ứng suất nén tại điểm 2 và ứng suất kéo tại điểm 4 có trị số lớn nhất.

Hình 21. Độ biến dạng và ứng suất biến dạng theo chu vi tiết diện ngang.

Đối với chốt có $\sigma_0 = 0,4 \text{ -- } 0,8$, ứng suất biến dạng cực đại cho phép nằm trong khoảng 60 – 170 MPa; với thép hợp kim cao cấp cho động cơ cường hoá công suất, trị số ứng suất biến dạng cho phép nằm trong phạm vi 120 – 225 MPa.

e- Áp suất tiếp xúc với (bạc) đầu nhỏ thanh truyền

$$q_d = \frac{P_z - P_{jp}}{l_d \cdot d_c} \quad q_d \quad ; \quad \text{trị số của } [q_d] \text{ xem thêm sách giáo khoa}$$

2.3. Xéc măng

Ngày nay xéc măng không đẳng áp được sử dụng rộng rãi trên các loại động cơ do những đặc tính ưu việt tuyệt đối của nó so với xéc măng đẳng áp.

Việc tính toán xéc măng đẳng áp được trình bày trong các sách giáo khoa. Dưới đây là phương pháp Ghinsburg dùng để tính toán xéc măng không đẳng áp. Đối với loại xéc măng này, quy luật phân bố áp suất theo dạng “hình quả lê” được áp dụng. Áp suất các loại xéc măng và các kích thước tính toán được thể hiện trên hình sau.

Hình 22. Kích thước cơ bản của xéc măng và biểu đồ phân bố áp suất.

+Áp suất riêng trung bình của xéc măng lên mặt gương (vách) xy lanh:

$$p_{tb} = \frac{0,15E \frac{A}{t}}{\frac{D}{t} \frac{D}{t} 1^3}$$

Trong đó:

E: mô đun đàn hồi của vật liệu xéc măng, [MPa]; gang xám: $E = 1.10^5$ MPa, thép hợp kim: $2,2.10^5$ MPa;

A: khe hở miệng xéc măng ở trạng thái tự do, [m];

t: chiều dày hướng kính của xéc măng, [m].

Trị số của p_{tb} trong khoảng 0,1 – 0,25 MPa đối với xéc măng khí và 0,2 – 0,4 MPa đối với xéc măng dầu.

Dựa vào hệ số phân bố cho trong bảng (sách giáo khoa) ta có thể xác định áp suất lên bề mặt gương xy lanh ở vị trí bất kỳ.

+ Ứng suất uốn làm việc sẽ lớn nhất tại tiết diện đối xứng I-I (Ứng suất kéo bề mặt ngoài):

$$\sigma_{u1} = \frac{0,385A \cdot E}{D \frac{D}{t} - 1} \quad [\text{MPa}]$$

+ Ứng suất uốn lắp ghép lớn nhất tại bề mặt trong, tiết diện đối xứng I-I (Ứng suất kéo bề mặt trong):

$$\sigma_{u2} = \frac{4E - 1 - 0,11 \frac{A}{t}}{m \frac{D}{t} - \frac{D}{t} - 1,4} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó: m- hệ số phụ thuộc vào phương pháp lắp xéc măng vào rãnh (tham khảo sách giáo khoa).

Các trị số của ứng suất cho phép như sau:

- Đối với động cơ không cường hoá công suất:

$$[\sigma_{u1}] = 300 - 400 \text{ MPa}; \quad [\sigma_{u2}] = 400 - 450 \text{ MPa}$$

- Đối với động cơ cường hoá công suất:

$$[\sigma_{u1}] = 200 - 300 \text{ MPa}; \quad [\sigma_{u2}] = 300 - 350 \text{ MPa}$$

Ngoài ra, khi thiết kế phải chọn sơ bộ khe hở miệng, khe hở mặt đầu và khe hở hướng kính rồi tính toán kiểm tra lại khe hở khi động cơ chịu toàn tải.

Khi tính toán kiểm tra trong phạm vi ĐAMH đối với động cơ có sẵn, học viên không phải tiến hành phần này.

Đ3. TÍNH TOÁN NHÓM THANH TRUYỀN

3.1. Tính toán đầu nhỏ thanh truyền

Đầu nhỏ thanh truyền chịu lực kéo nén thay đổi có tính chất chu kỳ, ngoài ra nếu được ép bạc trượt thì đầu nhỏ còn chịu ứng suất biến dạng (kéo) do mối ép căng gây nên. Với động cơ tĩnh tại và động cơ có tốc độ trục khuỷu thấp có thể có kết cấu đầu nhỏ dày $\frac{d_2}{d_1} \leq 1,5$ còn đối với các động cơ cao tốc, phổ biến là kết cấu đầu nhỏ mỏng $\frac{d_2}{d_1} > 1,5$. Các kích thước và sơ đồ thanh truyền được thể hiện trên hình 23 và trong bảng phụ lục kèm theo.

a- Tính toán đầu nhỏ dày $\frac{d_2}{d_1} \leq 1,5$

Tại thời điểm khi pít tông ở ĐCT cuối thải, đầu hành trình nạp, đầu nhỏ bị kéo trên tiết diện trung tâm ngang:

$$\sigma_k = \frac{P_j^*}{F} = \frac{m_j^* R}{d \cdot d \cdot l_d} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

m_j^* khối lượng của cả nhóm pít tông và nửa trên của đầu nhỏ thanh truyền, [kg].

$\sigma_k = 30 \sim 60$ [MPa]. Đối với các loại thép hợp kim, chọn ứng suất cho phép về phía trị số lớn.

Hình 23 . Sơ đồ thanh truyền

Ngoài ra nếu coi lực p_j^* phân bố đều trên mặt trong của đầu nhỏ thì có thể tính theo công thức Lamé:

$$p \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2^2 + d_1^2} \text{ [MPa]}$$

Trong đó:

p : là áp suất phân bố đều theo hướng kính trên bề mặt trong của đầu nhỏ và do thành phần lực sau gây nên:

- a- Lực quán tính của khối lượng nhóm pít tông;
- b- Lực căng do mối lắp ghép có độ dôi với bạc;
- c- Lực căng do dẫn nở nhiệt giữa bạc và đầu nhỏ.

$$p = \frac{m_{np} R^2 \cdot 10^6}{l_d \cdot d_1} \left[\frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2^2 + d_1^2} \frac{1}{E} + \frac{d_1^2 - d_c^2}{d_1^2 + d_c^2} \frac{1}{E_b} \right] \text{ [MPa]}$$

Trong đó:

m_{np} : khối lượng toàn bộ nhóm pít tông, [kg];

l_d : độ dôi mối lắp ghép bạc - đầu nhỏ, [m];

$$t = d_c \cdot t^0 (b -) [m];$$

d_c : đường kính trong của bạc đầu nhỏ, [m];

E : mô đun đàn hồi vật liệu đầu nhỏ, chọn: $2,2 \cdot 10^5$ MPa đối với thép;

E_b : mô đun đàn hồi vật liệu bạc, chọn: $2,2 \cdot 10^5$ MPa đối với đồng thau;

$\nu = 0,3$: hệ số Poát xông.

Ứng suất kéo lớn nhất xuất hiện trên bề mặt trong (theo công thức Lamé):

$$\sigma_k = p \frac{d_2}{d_1} \frac{d_1}{d_2} [\text{MPa}]$$

So sánh trị số tính được với ứng suất cho phép.

b- Tính toán đầu nhỏ mỏng $\frac{d_2}{d_1} > 1,5$ theo Kinasoshvili

+ Khi chịu kéo (ở ĐCT cuối tải, đầu nạp)

Trên cơ sở thực nghiệm và tính toán giáo sư Kinasoshvili đưa ra giả thiết tính toán và các công thức như sau:

- Coi lực quán tính P_j^* (bỏ qua khối lượng nửa trên đầu nhỏ) phân bố đều theo hướng kính trên đường chu vi trung bình của đầu nhỏ:

$$p = \frac{P_j}{2} [\text{MPa}]$$

$$\frac{d_2}{d_1} [\text{m}]$$

Hình.24. Sơ đồ tính toán đầu nhỏ mởng

- Cõi đầu nhỏ là một dầm cong đối xứng ngòm tại tiết diện C-C về mỗi phía như hình vẽ trên với góc ngòm được xác định như sau:

$$90^\circ - \arccos \frac{\frac{H}{2}}{\frac{d_2}{2}} \quad [\text{độ}]$$

- Cõi bực ép cặng vào đầu nhỏ cũng biến dạng tương đương như đầu nhỏ.

- Cắt dầm cong tại tiết diện đối xứng A-A và thay bằng lực kéo và mô men uốn tương ứng N_A và M_A :

$$N_A = P_j (0,572 - 0,0008 \quad) \quad [\text{MN}]$$

$$M_A = P_j (0,00033 \quad - 0,0297) \quad [\text{MNm}]$$

Trên cơ sở như vậy, bài toán chuyển sang dạng đơn giản và có thể xác định lực pháp tuyến và ứng suất uốn tại tiết diện bất kỳ giữa A - A và C - C.

Qua khảo sát người ta thấy rằng tiết diện C-C là nguy hiểm. Tại đó ứng suất kéo trên bề mặt ngoài, tức là tại vùng chuyển tiếp là lớn nhất.

Ứng suất tổng cộng trên bề mặt ngoài là:

$$\sigma_{nj} = M_{jc} \frac{S}{S} + N_{jc} \cdot \frac{1}{S \cdot l_d} \quad [\text{MPa}]$$

Tương tự, đối với bề mặt trong:

$$\sigma_{tj} = M_{jc} \frac{S}{S} - N_{jc} \cdot \frac{S}{S_d} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

$$S = \frac{d_2^2 - d_1^2}{4}, \text{ chiều dày đầu nhỏ, [m];}$$

$$M_{jc} = M_A + N_A \cdot (1 - \cos \alpha) - 0,5 P_j (\sin \alpha - \cos \alpha) \quad [\text{MNm}]$$

$$N_{jc} = N_A \cos \alpha + 0,5 P_j (\sin \alpha - \cos \alpha) \quad [\text{MN}]$$

α : góc ngàm, là góc giữa tiết diện C-C và tiết diện A - A

μ : hệ số phụ, kể đến ảnh hưởng của ứng suất nén dư đối với bạc lót đầu nhỏ:

$$\mu = \frac{E_d F_d}{E_d F_d + E_b F_b}$$

E_d, E_b : mô đun đàn hồi vật liệu đầu nhỏ và bạc, F_d, F_b : tiết diện dọc của đầu nhỏ và của bạc.

Khi tính đầy đủ cho các tiết diện ta có thể vẽ được biểu đồ ứng suất bề mặt trong và ngoài của đầu nhỏ trong trường hợp chịu kéo, và khi thay đổi góc ngàm thì ứng suất bề mặt cũng thay đổi theo. Biểu đồ ứng suất dưới đây thể hiện rõ hơn điều đó.

+ Khi chịu nén (ở ĐCT, đầu hành trình dẫn nở)

Lực nén - theo Kinasoshvili - được phân bố trên nửa dưới đầu nhỏ theo quy luật cosin và là tổng của lực khí thể và lực quán tính:

$$P_n = P_z - m_{np} \cdot R \cdot \omega^2 (1 + \mu) \cdot 10^{-6} \quad [\text{MN}]$$

Hình 25. Ứng suất bề mặt trong σ_{ij} và ứng suất bề mặt ngoài σ_{nj} trong trường hợp chịu kéo.

Cũng vẫn với những giả thiết giống như trường hợp chịu kéo, mô men uốn M_A và lực pháp tuyến N_A tại tiết diện đối xứng A-A có thể xác định theo đồ thị trên hình 26:

Tại tiết diện nguy hiểm C-C:

$$M_{nc} = M_A + N_A \cdot (1 - \cos \alpha) - P_n \cdot \left(\frac{\sin \alpha}{2} - \sin \alpha \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \right) \text{ [MNm]}$$

$$N_{nc} = N_A \cdot \cos \alpha + P_n \left(\frac{\sin \alpha}{2} - \sin \alpha \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \right) \text{ [MN]}$$

Trong hai công thức trên tính bằng radian.

$$\sigma_{nz} = M_{nc} \frac{S}{s} - N_{nc} \frac{1}{s_d} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{tz} = 2M_{nc} \frac{6}{s^2} \frac{S}{s} - N_{nc} \frac{1}{s_d} \text{ [MPa]}$$

Sau khi tính toán cho các tiết diện trung gian khác ta sẽ được biểu đồ ứng suất như được thể hiện ở hình trên.

+ Ứng suất biến dạng:

Xuất hiện do mối lắp ghép căng giữa bạc và lỗ đầu nhỏ (nếu có) và do dẫn nở nhiệt khi động cơ làm việc. Nhiệt độ làm việc của đầu nhỏ khoảng 370 - 450°K.

Hình 26. Sơ đồ tính toán đầu nhỏ, đồ thị thực nghiệm và ứng suất trên các bề mặt đầu nhỏ khi chịu nén.

Độ dôi do dẫn nở nhiệt được xác định như sau:

$$\delta_t = (\alpha_b - \alpha_n) t^0 \cdot d_1 \quad [\text{m}]$$

α_n : hệ số dẫn nở nhiệt của đầu nhỏ, với các loại thép có thể chọn $\alpha_n = 1.10^{-5}$ [1/độ].

α_b : hệ số dẫn nở nhiệt vật liệu bạc, với đồng thau: $1,8 \cdot 10^{-5}$ [1/độ].

Tổng độ dôi $\delta_t + \delta_p$ gây áp suất lên bề mặt lắp ghép và được xác định như sau:

$$p = \frac{\delta_t}{d_1 \left(\frac{d_2^2 - d_1^2}{E} + \frac{d_1^2 - d_c^2}{E_b} \right)} \quad [\text{MPa}]$$

Các tham số: tham khảo phần tính đầu nhỏ dày.

Ứng suất biến dạng do p gây nên được tính theo công thức Lamé:

Trên bề mặt ngoài đầu nhỏ:

$$\sigma_n = p \frac{d}{d} \quad [\text{MPa}]$$

Trên bề mặt trong đầu nhỏ:

$$\sigma = p \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2^2 + d_1^2} \text{ [MPa]}$$

Ứng suất biến dạng (kéo) có thể đạt tới 100 – 150 MPa.

+ Hệ số an toàn chung cho đầu nhỏ:

Do đầu nhỏ chịu kéo, nén với ứng suất thay đổi có tính chất chu kỳ và không đối xứng nên phải tính bền theo hệ số an toàn chung.

Ứng suất cực đại của chu trình:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{nj} + \sigma_n$$

Ứng suất cực tiểu của chu trình:

$$\sigma_{\min} = \sigma_{nz} + \sigma_n$$

Tại tiết diện nguy hiểm C-C và tại điểm nguy hiểm nằm trên bề mặt ngoài của đầu nhỏ hệ số an toàn được xác định theo biểu thức sau:

$$n = \frac{1}{\sigma_a \cdot m} \cdot \frac{2}{\sigma_{nj} \cdot \sigma_{nz} \cdot 2} \cdot \frac{1}{\sigma_n}$$

Trị số của n phải nằm trong khoảng 2,5 – 5

($\sigma_n = 180 - 250$ MPa đối với thép các bon vào khoảng 340 – 380 MPa đối với các loại thép hợp kim):

+ Độ biến dạng của đầu nhỏ theo hướng kính

$$\frac{8P_j \cdot l_d^3 \cdot 90^\circ}{10^8 EJ} \text{ [mm]}$$

Trong đó: P_j [MN]; l_d [m]; 90° [độ]; E [MPa];

$J = \frac{I_d S^3}{12}$ [m⁴]: mô men quán tính tiết diện dọc của đầu nhỏ.

Để tránh kẹt chốt pít tông, khi mà khe hở lắp ghép giữa chốt và bạc nằm trong khoảng 0,04 – 0,06 [mm] nên [] 0,02 – 0,03 mm.

3.2. Tính toán thân thanh truyền.

Khi động cơ làm việc thân thanh truyền chịu kéo bởi lực quán tính, chịu nén do lực khí thể và chịu lực quán tính chuyển động lắc (song phẳng). Bởi thế trạng thái chịu lực của thân thanh truyền là:

- Chịu kéo;
- Chịu nén và uốn dọc thân;
- Chịu uốn ngang dưới tác động của lực quán tính chuyển động lắc.

Khi tính sức bền thân ta chia thành hai trường hợp:

a- Thân thanh truyền động cơ thấp tốc và trung tốc

Khi động cơ có tốc độ trục khuỷu thấp hoặc trung bình ta bỏ qua các loại lực quán tính mà chỉ tính theo lực khí thể tại vị trí ĐCT khi pít tông ở đầu hành trình cháy dẫn nở.

+ Ứng suất nén tại tiết diện nhỏ nhất I-I theo sơ đồ trên hình 27.

$$\sigma_{n \max} = \frac{P_z}{F_{\min}} \text{ [MPa]}$$

+ Ứng suất nén và uốn dọc tại tiết diện trung bình F_{tb} .

Ngoài hiệu ứng nén, lực khí thể còn gây hiệu ứng uốn dọc thân. Ứng suất uốn dọc lớn nhất ở vùng tiết diện trung bình nằm khoảng giữa thân thanh truyền.

Theo công thức Nove-Rankin, ta có:

$$\sigma_x = \frac{P_z}{F_{tb}} \cdot k_x \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_y = \frac{P_z}{F_{tb}} \cdot k_y \text{ [MPa]}$$

Trong đó: F_{tb} - diện tích trung bình ngang thân [m²].

Một cách gần đúng, ta có thể chọn $k_x = k_y = 1,1 \text{ - } 1,15$.

Hình 27. Sơ đồ tính thân thanh truyền động cơ tốc độ thấp.

Trị số ứng suất cho phép nằm trong giới hạn sau:

$[\sigma] = 80 \text{ -- } 120 \text{ MPa}$ đối với thép các bon;

$[\sigma] = 120 \text{ -- } 180 \text{ MPa}$ đối với thép hợp kim.

Sau khi tính σ_x và σ_y , cần so sánh với trị số ứng suất cho phép. Nếu cần thiết thì kiểm tra hệ số ổn định uốn dọc (trong phạm vi ĐAMH thì không cần tính, trừ trường hợp đặc biệt).

b- Thân thanh truyền động cơ cao tốc.

Khi tính toán cần xét tới các loại lực quán tính để tính sức bền mỗi theo tải trọng thay đổi có tính chất chu kỳ.

Lực tác dụng khi thanh truyền chịu nén và uốn dọc tại tiết diện trung bình khi pít tông ở vị trí ĐCT:

$$P = P_k - (m_{np} + m_{ttl}) R^2 (1 + \dots) \cdot 10^{-6} \text{ [MN]}$$

Lực quán tính tịnh tiến do khối lượng của nhóm pít tông m_{np} và phần khối lượng phía trên tiết diện trung bình của thân m_{ttl} gây nên.

Ứng suất tổng theo công thức Nave-Rankin:

$$\sigma_x = \frac{P}{F_{tb}} \cdot k_x \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_y = \frac{P}{F_{tb}} \cdot k_y \quad [\text{MPa}]$$

Cũng tại vị trí ĐCT của pít tông ở cuối hành trình thải, đầu hành trình nạp, lực quán tính đã nêu trên gây ra ứng suất kéo tiết diện trung bình :

$$\sigma_k = \frac{P_j}{F_{tb}} \cdot k_x \quad [\text{MPa}]$$

$$P_{j1} = (m_{np} + m_{tt1}) R^2 (1 + \dots) 10^{-6} \text{ [MN] , lấy với dấu dương}$$

Hệ số an toàn tại tiết diện trung bình của thân:

$$n_x = \frac{\sigma_{tb}}{\sigma_x}$$

thay σ_x bằng σ_y vào biểu thức trên ta được n_y .

Trong đó:

$$\frac{2 \dots 0}{0}$$

Ngoài tiết diện trung bình ta còn phải xác định hệ số an toàn của tiết diện nhỏ nhất. Các bước tính toán cũng tương tự như đối với tiết diện trung bình nhưng cần lưu ý những đặc điểm sau:

- Lực quán tính chuyển động tịnh tiến khi pít tông ở vị trí ĐCT do khối lượng nhóm pít tông và khối lượng phía trên tiết diện nhỏ nhất của thân gây nên:

$$P_{j2} = (m_{np} + m_{tt2}) R^2 (1 + \dots) \cdot 10^{-6} \text{ [MN]}$$

- Tại tiết diện nhỏ nhất $k_x = k_y = 1$ và $\sigma_x = \sigma_y = \dots$.

Trên cơ sở đó ta sẽ xác định được hệ số an toàn n của tiết diện nhỏ nhất.

Trị số n_x , n_y và n thường nằm trong khoảng 2,5 - 3.

Với những động cơ có tốc độ trục khuỷu khoảng từ 3000 v/phút trở lên ta phải xét thêm tới ảnh hưởng của mô men lực quán tính chuyển động lắc quanh chốt pít tông.

Do thân thanh truyền thường có kết cấu tiết diện chịu lực đồng đều (diện tích và kích thước tăng dần về phía đầu to) nên có thể coi gần đúng là lực quán tính chuyển động lắc (tính theo một đơn vị chiều dài thân) phân bố theo quy luật hình tam giác như hình dưới đây

Hình. 28. Sự phân bố lực quán tính lắc đơn vị dọc theo thân

Lực quán tính lắc này được xác định theo gia tốc góc của thanh truyền. Tất nhiên ta phải chấp nhận sai số tính toán bởi ta quy dẫn khối lượng thanh truyền về đường tâm đầu nhỏ (để tham gia chuyển động tịnh tiến) và về đường tâm đầu to, mỗi phần khối lượng của thân thanh truyền đều đồng thời thực hiện hai chuyển động có gia tốc đó là chuyển động tịnh tiến theo phương đường tâm xy lanh và chuyển động quay quanh tâm chốt pít tông. Bởi vậy lực quán tính lắc đơn vị tại điểm A được xác định gần đúng như sau:

$$q = m_t R^2 10^{-6} \frac{MN}{m}$$

Trong đó: m_t kg / m : khối lượng thanh truyền tính theo một đơn vị chiều dài.

Mô men lực quán tính uốn ngang thân thanh truyền đạt trị số lớn nhất ở tiết diện F cách đầu nhỏ một khoảng là 0,577 l tại vị trí thanh truyền vuông góc với khuỷu trục. Ứng suất tổng cộng uốn và nén xác định như sau:

$$\frac{P_{th}}{F} + \frac{M_{u\max}}{W_u} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

$$P_{th} = \frac{P}{\cos \alpha} \quad \text{MN} ; \quad \alpha = 90^\circ$$

F và W_u : là diện tích và mô men chống uốn của tiết diện tính toán, cách đầu nhỏ 0,577 l .

$$M_{u\max} = \frac{P_{jt} \cdot l}{\sqrt{3}} \quad , \quad l P_x \quad [\text{MNm}]$$

$$P_{jt} = \frac{q l}{2} \quad [\text{MN}]$$

Trị số σ thường không vượt quá 30 MPa nên thường được bỏ qua.

3.3. Tính bền đầu to thanh truyền.

Do kết cấu thực tế của đầu to nên chỉ cần tính toán cho trường hợp chịu kéo tức là khi pít tông ở ĐCT cuối thái, đầu nạp. Tổng lực kéo đầu to là lực quán tính chuyển động tịnh tiến do m_j gây nên và lực quán tính chuyển động quay của phần khối lượng quy dẫn về tâm đầu to m_2 (bỏ qua phần khối lượng của nắp đầu to m_n) gây nên:

$$P_j = P_j + P_r' = [m_j \cdot R \cdot \omega^2 (1 + \mu) + (m_2 - m_n) R \cdot \omega^2] \cdot 10^{-6} \quad [\text{MN}]$$

Giáo sư Kinasoshvili đã giả thiết:

- Khi lắp căng bạc vào đầu to thì bạc và đầu to đều biến dạng như nhau. Do vậy mô men tác dụng lên bạc và đầu to tỷ lệ với mô men quán tính tiết diện J_b của bạc và của tiết diện nắp đầu to J_d .

- Nắp và nửa trên của đầu to coi như một khối nguyên, không còn bị ảnh hưởng của mối ghép.

- Nắp đầu to và bạc được coi như một dầm cong có tiết diện ngang không đổi (bằng tổng tiết diện A-A) và được ngàm hai đầu tại các tiết diện B-B với bán kính cong lấy bằng nửa khoảng cách giữa hai đường tâm bu lông thanh truyền c , [m].

Hình.29. Sơ đồ tính toán sức bền đầu to thanh truyền

- Lực quán tính P_j được phân bố theo quy luật côsin.

$$p' = p \cos \frac{4P_j}{c} \cos \frac{MN}{m}$$

Cắt dầm cong tại A-A và thay tác dụng tương đương bằng mô men M_A và lực pháp tuyến N_A :

$$M_A = P_j \frac{c}{2} \cos \alpha = 0,0127 \cos \alpha \text{ MNm}$$

$$N_A = P_j \frac{c}{2} \sin \alpha = 0,522 \sin \alpha \text{ MN}$$

α : góc ngàm tiết diện B-B, [độ].

Ứng suất tổng cộng lớn nhất (uốn và kéo) tại bề mặt ngoài tiết diện A-A có xét tới ảnh hưởng của bạc lót.

$$P_j = \frac{c \cdot 0,127 \cdot 0,00083 \cdot l_d}{2W_u \cdot 1 \cdot \frac{J_b}{J_d}} + \frac{0,522 \cdot 0,003 \cdot l_d}{F \cdot 1 \cdot \frac{J_b}{J_d}}$$

Trong đó:

Mô men chống uốn: $W_u = \frac{l_d \cdot b^2}{6} \quad [m^3]$

Mô men quán tính tiết diện nắp: $J_d = \frac{l_d \cdot b^3}{12} \quad [m^4]$

Mô men quán tính tiết diện bạc: $J_b = \frac{l_b \cdot b^3}{12} \quad [m^4]$

l_d và b : chiều rộng và chiều dày tiết diện nắp, [m];

l_b và b : chiều rộng và chiều dày tiết diện bạc, [m];

Trị số của [] như sau:

Thanh truyền bằng thép thường cho động cơ tĩnh tại và động cơ tàu thủy:

$$[\sigma] = 60 \text{ -- } 100 \text{ MPa};$$

Thanh truyền động cơ ô tô máy kéo, tăng xích và tàu thủy cao tốc:

$$[\sigma] = 150 \text{ -- } 200 \text{ MPa};$$

Động cơ cường hoá công suất với thanh truyền bằng thép hợp kim tốt:

$$[\sigma] = 200 \text{ -- } 300 \text{ MPa};$$

Nếu trị số δ tính được gần bằng trị số [] thì cần phải kiểm tra độ biến dạng theo hướng kính d của đầu to theo biểu thức sau:

$$\delta = \frac{0,0024 P_j \cdot c^3}{E J_b \cdot j_d} \quad [mm]$$

Trị số tính được phải nhỏ hơn khe hở hướng kính giữa bạc đầu to và bề mặt cổ khuỷu. Đối với động cơ ô tô máy kéo, xe xích [] = 0,06 -- 0,1 mm.

Trên đây là các nội dung chính của phần tính toán kiểm nghiệm thanh truyền động cơ 4 kỳ. Đối với động cơ hai kỳ, việc tính toán sẽ khác bởi vì không có trạng thái thanh truyền chịu kéo khi pít tông ở điểm chết trên mà thanh truyền luôn chịu tổng lực khí thể và quán tính gây nén và uốn dọc mỗi

khí pít tông tới vị trí ĐCT. Như vậy việc tính toán thanh truyền động cơ hai kỳ sẽ thiên về tính nén đầu nhỏ, nén và uốn dọc thân cũng như uốn ngang thân.

3.4. Tính bền bu lông thanh truyền

Bu lông thanh truyền cố định nắp với đầu to nên khi siết chặt bu lông (hoặc đai ốc) bu lông bị kéo và xoắn. Ngoài ra, khi động cơ làm việc, bu lông còn chịu ứng suất kéo thay đổi có tính chất chu kỳ do lực quán tính của nhóm pít tông và thanh truyền (không kể nắp đầu to) P_J gây nên. Thời điểm tính bền là vị trí ứng với pít tông ở ĐCT cuối hành trình thải, đầu nạp. Lực P_J xác định theo biểu thức khi tính toán đầu to thanh truyền. Lực kéo mỗi bu lông:

$$P_b = \frac{P_J}{z} \quad [\text{MN}]$$

Trong đó: z- số bu lông cho mỗi thanh truyền.

Lực xiết bu lông thanh truyền P_A phải đủ lớn để khi động cơ làm việc mỗi ghép vẫn đảm bảo chặt nhưng không quá lớn để tránh biến dạng dẻo, chọn:

$$P_A = (2 \div 4) P_b \quad [\text{MN}]$$

Khi chịu lực P_b , bu lông chỉ chịu thêm một phần của lực P_b thông qua hệ số bởi cả bu lông và phần đầu to tiếp xúc với bu lông đều biến dạng tiếp nên lực siết P_A thực tế giảm.

$$\frac{F_b}{F_b + F_d}$$

$$\text{Với } \frac{F_d}{F_b} = 5 \text{ thì } = 0,15 \div 0,25$$

Vậy tổng lực kéo bu lông là:

$$P_{bt} = (2,15 \div 4,25) P_b \quad [\text{MN}]$$

Ứng suất kéo khi làm việc:

$$\sigma_k = \frac{P_{bt}}{F_{\min}} \quad [\text{MPa}]$$

F_{\min} : diện tích tiết diện ngang nguy hiểm nhất của bu lông.

Ngoài ứng suất kéo, bu lông còn bị xoắn do siết với lực P_A . Ứng suất xoắn σ_x :

$$\sigma_x = \frac{0,1P_A \cdot d_{tb}}{0,4 \cdot d_o^3} \quad [\text{MPa}]$$

d_{tb} : đường kính trung bình của ren

d_o : đường kính chân ren (hoặc đường kính của tiết diện ngang nhỏ nhất chịu xoắn của bu lông).

Ứng suất tổng:

$$\sqrt{\sigma_k^2 + 4 \sigma_x^2} \quad [\text{MPa}]$$

Trị số ứng suất cho phép $[\sigma]$ như sau:

- Động cơ tĩnh tại và tàu thủy, bu lông bằng thép các bon:

$$[\sigma] = 80 \text{ -- } 120 \text{ MPa}$$

- Động cơ ô tô, máy kéo, xe xích, tàu thủy tốc độ cao, bu lông bằng thép hợp kim:

$$[\sigma] = 120 \text{ -- } 180 \text{ MPa}$$

- Động cơ cường hoá công suất cao, bu lông bằng thép hợp kim cao cấp:

$$[\sigma] = 180 \text{ -- } 250 \text{ MPa}$$

Đối với loại nắp đầu to thanh truyền mà bề mặt phân chia nghiêng góc so với bề mặt ngang thì việc xác định P_b cần chú ý tới $\cos \alpha$ theo nguyên tắc phân tích lực.

Đ.4. TÍNH BỀN TRỤC KHUYỬ.

Các kích thước cơ bản của trục khuỷu theo hình dưới đây được cho sẵn trong các bảng phụ lục.

Hình .30. Sơ đồ tính toán trục khuỷu

Do trục khuỷu của động cơ nhiều xy lanh gồm nhiều khuỷu ghép nối tiếp nên về bản chất đó là một dầm siêu tĩnh và rất khó tính toán. Để đơn giản hoá việc tính toán ta giả thiết rằng trục khuỷu cứng vững tuyệt đối, các lực tác dụng tập trung tại điểm giữa của cổ trục và cổ khuỷu. Trên cơ sở đó ta dùng phương pháp phân đoạn để tính toán. Hệ số an toàn tính theo phương pháp này có trị số nhỏ hơn 5 - 8 % đối với cổ khuỷu, 30 - 40% đối với cổ trục và má khuỷu so với kết quả tính theo phương pháp dầm siêu tĩnh. Bởi vậy cần chọn hệ số an toàn cho phép thật hợp lý.

Ta chia trục khuỷu thành nhiều đoạn, mỗi đoạn là một khuỷu rồi xác định tất cả các loại lực và mô men tác dụng lên khuỷu đó. Sơ đồ tính toán đối với khuỷu trục thứ i như hình 31. Các lực tác dụng lên khuỷu trục:

- Lực pháp tuyến:

$$Z_i = P \frac{\cos}{\cos} \quad [\text{MN}]$$

- Lực tiếp tuyến:

$$T_i = P \frac{\sin}{\cos} \quad [\text{MN}]$$

Hình.31. Sơ đồ tính toán đoạn trục thứ i

- Lực quán tính ly tâm của khối lượng tập trung tại ổ khuỷu:

$$P_{rc} = (m_2 + m_{ck}) R^2 \cdot 10^{-6} \text{ [MN]}$$

- Lực quán tính ly tâm của hai má khuỷu:

$$P_m = 2 m_m \cdot r^2 \cdot 10^{-6} \text{ [MN]}$$

- Lực quán tính ly tâm của hai đối trọng:

$$P_d = 2 m_d \cdot r_d^2 \cdot 10^{-6} \text{ [MN]}$$

Sở dĩ phải thêm 10^{-6} vào các biểu thức tính lực quán tính ly tâm bởi vì khối lượng tính theo đơn vị [kg], khoảng cách theo đơn vị [m] nên cần phải đổi lực thành thứ nguyên [MN].

Lực quán tính ly tâm của hai má và hai đối trọng được phân bố như ở hình vẽ trên.

Các lực này gây nên các phản lực tác dụng lên bề mặt hai ổ trục từ phía bạc ổ trục. Khi giải phóng ổ đỡ ta thay bằng các phản lực T_i' , Z_i' cho ổ trục bên trái và T_i'' ; Z_i'' cho ổ trục bên phải của khuỷu.

$$\begin{matrix} Z_i' & Z_i'' & \frac{P_{rc} \cdot Z_i + P_m + P_d}{2} \\ T_i' & T_i'' & \frac{T_i}{2} \end{matrix} \quad \text{[MN]}$$

Việc xác định các phản lực trên có thể được thực hiện rất dễ dàng thông qua các khoảng cách a và b.

Ngoài ra, ổ trục bên trái chịu mô men xoắn M_i .

Đây chính là tổng mô men (hay còn gọi là mô men tích lũy) của tất cả các khuỷu trục phía trước nó truyền đến.

Cổ trục bên phải chịu mô men xoắn M_{i+1} , đây chính là mô men tác động ngược trở lại từ các khuỷu phía bên phải nó.

Ta có:

$$M_i = \sum_{j=1}^{i-1} T_j R_j \quad [\text{MNm}]$$

$$M_{i-1} = \sum_{j=1}^i T_j R_j - M_i = \sum_{j=1}^{i-1} T_j R_j \quad [\text{MNm}]$$

Chú ý rằng trên sơ đồ tính toán ta đã đổi chiều của phản lực và mô men ngược nên không đổi dấu đại số của biểu thức tính T_i', Z_i'' và M_{i+1} nữa.

Khi tính toán cho khuỷu bên phải (thứ $i + 1$) thì ta phải vẽ ngược lại chiều của véc tơ mô men M_{i+1} đối với cổ trục chung với khuỷu phải. Như vậy về thực chất, cổ trục chung giữa hai khuỷu chịu phản lực do hai khuỷu gây nên. Nhưng bằng cách phân đoạn, nghĩa là chia đôi cổ trục chung và phản lực từ phía khuỷu nào thì do nửa cổ trục phía khuỷu đó chịu, không liên quan gì tới nửa cổ trục kia-chính vì thế mới có sai số tới 30 - 40% so với phương pháp giải dầm siêu tĩnh.

Do tất cả các lực $T_i, Z_i, T_i', T_i'', Z_i', Z_i'', M_i, M_{i-1}$ đều biến thiên có tính chất chu kỳ nên sẽ phải tính bền theo hệ số an toàn.

4.1. Tính bền cổ trục.

Cổ trục chịu uốn và chịu xoắn nhưng do cổ trục có đường kính lớn hơn và chiều dài nhỏ hơn so với cổ khuỷu nên thường bỏ qua không tính uốn mà chỉ tính theo ứng suất xoắn. Trình tự như sau. Lập bảng biến thiên mô men xoắn tích lũy cho tất cả các cổ trục của trục khuỷu, ví dụ đối với động cơ 4 kỳ.

Bảng biến thiên các mô men xoắn tích lũy của các cổ trục *Bảng.29.*

1	M_1	M_2	M_3	M_{i+1}
	[MNm]	[MNm]	[MNm]		[MNm]

0°					
15°					
30°					
.					
.					
.					
.					
720°					

Bảng trên thể hiện sự biến thiên của mô men xoắn từng cổ trục riêng biệt của trục khuỷu gồm i khuỷu và $i + 1$ cổ trục.

M_1 là mô men xoắn cổ trục thứ nhất. Thông qua cổ trục này một phần mô men xoắn được truyền đến các cụm, cơ cấu phụ như trục cam, bơm nước, quạt gió, bơm dầu.... . Nếu biết được tổng công suất tiêu tốn cho các bộ phận này thì ta dễ dàng xác định được M_1 bởi ta biết tốc độ quay của trục khuỷu là . Tuy vậy rất khó xác định công suất tiêu tốn này, bởi có rất nhiều yếu tố ảnh hưởng. Bởi vậy, cách đơn giản nhất là xác định gần đúng. Xuất phát từ luận cứ sau:

- Khi tính toán nhiệt ta đã chọn hiệu suất cơ khí ϵ . Điều đó có nghĩa là trong tổng số công suất chỉ thị N_i của tất cả các xy lanh sinh ra, chỉ có $N_i \epsilon = N_e$ truyền ra ngoài tới bộ phận tiêu thụ công suất. Phần công suất còn lại $(1 - \epsilon) N_i$ dùng để tiêu tốn cho việc thắng tổng hao ma sát và dẫn động các cụm, cơ cấu phụ của động cơ. Một cách gần đúng ta có thể giải thích

rằng khoảng 30 - 40% của $(1 - \epsilon) N_i$ được truyền qua cổ trục thứ nhất tới bơm nước, quạt gió, bơm dầu và trục cam... Như vậy tùy theo kết cấu cụ thể của động cơ mà chọn trị số hợp lý. Tuy rằng mô men xoắn truyền qua cổ trục thứ nhất tới các cụm này thay đổi liên tục (mà lý do chủ yếu là việc đóng mở xu páp) nhưng để đơn giản ta coi như M_1 là một thông số cố định trong suốt chu trình công tác của động cơ (M_1 lấy với dấu âm).

Mô men xoắn cổ trục thứ hai: $M_2 = M_1 + T_1 R$ và tương tự như vậy ta có:

$$M_3 = M_2 + T_2.R,$$

Một cách tổng quát: $M_{i+1} = M_i + T_i.R$ [MNm]

Chú ý:

- Mô men M_1 luôn có một trị số dương và ngược chiều quay với của trục khuỷu.

- Khi lập bảng phải chú ý tới góc lệch pha công tác trên cơ sở thứ tự công tác và có thể giả thiết rằng T của các xy lanh có trị số và quy luật biến thiên như nhau, chúng chỉ lệch pha tương đối so với nhau mà thôi.

Với các cổ trục có đường kính như nhau thì ta chỉ cần xác định cổ trục nào có trị số $M_{\max}-M_{\min}$ lớn nhất sau đó tính hệ số an toàn cho cổ trục đó là đủ:

$$x_{\max} = \frac{M_{\max}}{d_c} \quad [\text{MPa}]$$

$$x_{\min} = \frac{M_{\min}}{d_c} \quad [\text{MPa}]$$

$\frac{d_b}{d_c}$: tỷ số giữa đường kính trong và đường kính ngoài của cổ trục.

$$a = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{d_c} \quad [\text{MPa}]$$

$$tb = \frac{x_{\max} + x_{\min}}{d_c} \quad [\text{MPa}]$$

Hệ số an toàn theo xoắn đối với cổ trục:

$$n = \frac{k}{a \cdot tb}$$

Trong đó:

$k_1 = 180$ 200 MPa đối với thép các bon;
 $k_2 = 280$ 300 MPa đối với thép hợp kim

$\frac{k}{d_c}$; ; ;

Giá trị cho phép của n như sau:

$[n] = 3 - 4$ đối với động cơ xăng ô tô;

$[n] = 4 - 5$ đối với động cơ máy kéo, xe xích;

$[n] = 2 - 3$ đối với động cơ cường hoá cao.

Ngoài việc tính theo hệ số an toàn xoắn, đôi khi còn phải kiểm tra cổ trục chịu xoắn nhiều nhất.

Từ bảng mô men tích lũy, chọn ra trị số mô men xoắn M_{\max} . Cổ trục chịu M_{\max} sẽ bị xoắn nhiều nhất. Đối với cổ trục đó, để tăng tính chính xác của phép tính, người ta có thể tính thêm cả hiệu ứng uốn do các phản lực T'' , Z'' gây nên. Tiết diện chịu uốn và xoắn nguy hiểm nhất là tiết diện chuyển tiếp từ má khuỷu bên phải tới cổ trục, cần kiểm tra:

Ứng suất uốn theo phương pháp tuyến:

$$\sigma_{uz} = \frac{a \cdot z''}{d_c} \quad [\text{MPa}]$$

Ứng suất uốn theo phương tiếp tuyến:

$$\sigma_{uT} = \frac{a \cdot T''}{d_c} \quad [\text{MPa}]$$

Ứng suất xoắn lớn nhất :

$$\sigma_{x \max} = \frac{M_{\max}}{d_c} \quad [\text{MPa}]$$

Ứng suất tổng cộng:

$$\sqrt{\sigma_u^2 + 4 \sigma_{x \max}^2} \quad [] \quad [\text{MPa}]$$

Trị số của [] như sau:

50 - 80 MPa đối với động cơ tĩnh tại và tàu thủy;

60 - 100 MPa đối với động cơ ô tô, xe xích các loại.

4.2. Tính bền cổ khuỷu

Do đường kính cổ khuỷu thường nhỏ hơn trong khi chiều dài lại lớn hơn so với cổ trục nên phải tính toán kiểm nghiệm theo cả uốn và xoắn.

Vì mô men uốn và mô men xoắn đều thay đổi có tính chất chu kỳ nên phải tính hệ số an toàn theo xoắn và theo uốn riêng biệt, sau đó xét hệ số an toàn chung.

a- Tính cổ khuỷu theo xoắn

Hình.32. Sơ đồ tính toán cổ khuỷu thứ i

Tiết diện ngang ở giữa cổ khuỷu chịu ứng suất uốn lớn nhất nên là tiết diện nguy hiểm nhất. Giả sử rằng khuỷu trục được ngâm cứng tại tiết diện nguy hiểm đó. Ta có mô men xoắn cổ khuỷu:

$$M_{ck} = M_i + T_i' \cdot R \quad [\text{MPa}]$$

Các trị số được xác định theo biểu thức trên và điền vào bảng sau:

Bảng biên thiên mô men xoắn cổ khuỷu

Bảng 30

i [độ GQTK]	M_i [MNm]	T_i' [MN]	M_{ck1} [MNm]	M_2 [MNm]	T_2' [MN]	M_{cki} [MN m]
0^0							
15^0							

.							
.							
.							
720 ⁰							

Chọn cổ khuỷu có ($M_{ckmax} - M_{ckmin}$) lớn nhất sau đó tính ứng suất xoắn lớn nhất và nhỏ nhất theo các biểu thức sau:

$$\sigma_{x \max} = \frac{M_{ck \max}}{W_{ck}} \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{x \min} = \frac{M_{ck \min}}{W_{ck}} \quad [\text{MPa}]$$

Trong hai biểu thức này W_{ck} là tỷ số giữa đường kính trong và đường kính ngoài d_{ck} của cổ khuỷu.

Xác định σ_{tb} và σ_a rồi tính hệ số an toàn theo xoắn n tương tự như đã thực hiện đối với cổ trục.

Chú ý:

* Khi xác định các phản lực tác dụng lên bề mặt cổ trục ta đã tuân thủ nguyên lý, phản lực và lực gây ra chúng trùng (song) phương và ngược chiều. Trên sơ đồ tính toán ta đã đặt véc tơ phản lực ngược chiều với lực tác nhân (lực gây ra các phản lực). Ví dụ ở các hình trên ta có lực tiếp tuyến T_i song song nhưng ngược chiều với T_i'' . Bởi vậy ta không đổi dấu của trị số của lực nữa. Do đó mà có các công thức:

$$T_i' = T_i'' = \frac{T_i}{2} \quad [\text{MN}]$$

$$M_{cki} = M_i + T_i' \cdot R \quad [\text{MNm}]$$

Khi lập bảng cần hết sức chú ý, tránh nhầm dấu đại số.

* Khi tính mô men xoắn cổ khuỷu thứ i M_{cki} , phản lực T_{i-1}' đã được tính vào M_i theo công thức : $M_i = M_{i-1} + T_{i-1} \cdot R$

* Ngoài cách tính M_{cki} như trên ta có thể xác định M_{cki} thông qua mô men xoắn cổ trục bên phải và phản lực tác dụng lên cổ trục đó theo biểu thức sau:

$$M_{cki} = M_{i+1} - T_i \cdot R \quad [\text{MNm}]$$

* Tính theo $\frac{P_r}{2}$ là có sai số vì thực ra lực P_{r2} và P_{rk} là các lực phân bố.

b- Tính cổ khuỷu theo uốn:

- Mô men uốn tác dụng trong mặt phẳng Z (mặt phẳng chứa khuỷu trục):

$$M_{Zi} = Z_i \cdot a \cdot b \cdot \frac{P_r \cdot P_d}{2} \cdot b \quad [\text{MNm}]$$

Mô men uốn tác dụng trong mặt phẳng T (mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng chứa khuỷu trục):

$$M_{Ti} = T_i \cdot (a+b) \quad [\text{MNm}]$$

- Trong mặt phẳng đi qua đường tâm lỗ dầu bôi trơn (nếu có), tạo góc với chiều dương trục Z mô men uốn xác định như sau:

$$M_i = M_{Zi} \cos \alpha + M_{Ti} \sin \alpha \quad [\text{MNm}]$$

- Chọn cổ khuỷu thứ i nào đó có trị số ($M_{\max} - M_{\min}$) lớn nhất đối với loại cổ khuỷu có lỗ dẫn dầu bôi trơn rồi tính ứng suất uốn theo công thức sau:

$$\sigma_{u \max} = \frac{M_{i \max}}{W_{ck}} \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{u \min} = \frac{M_{i \min}}{0,1d_{ck}^3} \quad [\text{MPa}]$$

- Đối với cổ khuỷu không có lỗ dầu bôi trơn:

Tính hiệu ($M_{Zi \max} - M_{Zi \min}$) của từng cổ khuỷu rồi so sánh với nhau để chọn cổ khuỷu chịu uốn nguy hiểm nhất. Sau đó cũng tính $\sigma_{u \max}$ và $\sigma_{u \min}$ theo các biểu thức trên tiến hành tương tự đối với ($M_{T \max} - M_{T \min}$).

Để thuận tiện cho việc so sánh, lựa chọn cần lập bảng biến thiên của M_T , M_Z và M_i của từng cổ khuỷu.

Bảng biến thiên mô men uốn các cổ khuỷu

Bảng 31.

1	M_{T1}	M_{Z1}	M_1	...	M_i
---	----------	----------	-------	-----	-------

[độ GQTK]	[MNm]	[MNm]	[MNm]		[MNm]
0°					
15°					
.					
.					
.					
720°					

Nếu như các khuyết trực hoàn toàn giống nhau thì chỉ cần lập bảng biến thiên cho một khuyết mà thôi.

- Từ ứng suất uốn σ_{max} và σ_{min} , xác định ứng suất biên độ σ_a và ứng suất σ_{tb} .

- Xác định hệ số an toàn uốn của cổ khuyết:

$$n = \frac{k}{\sigma_a \cdot \sigma_{tb}}$$

Trong đó:

$\sigma_{-1} = 250 \text{ - } 350 \text{ MPa}$ đối với thép các bon;

$\sigma_{-1} = 500 \text{ - } 550 \text{ MPa}$ đối với thép hợp kim.

$k = 1,9 \text{ - } 2$ - hệ số tập trung ứng suất;

$\sigma_{-1} = 0,7 \text{ - } 0,8$ - hệ số kích thước;

$\sigma_{-1} = 0,1$ - hệ số quy dẫn chu trình.

c- Hệ số an toàn chung của cổ khuyết.

$$n = \frac{n_1 \cdot n_2}{\sqrt{n_1^2 + n_2^2}}$$

Đối với động cơ ô tô, xe tải: $[n] = 2,5 \text{ - } 3$

Đối với động cơ xe xích: $[n] = 3 \text{ - } 3,5$

* *Chú ý:* phải tính riêng cho từng cỡ khuấy rồi so sánh n để tìm cỡ khuấy nào có n thấp nhất trong động cơ nhiều khuấy trục.

4.3. Tính toán má khuấy.

Má khuấy làm việc trong điều kiện phức tạp: chịu kéo, nén, xoắn và uốn (theo hai phương). Kết cấu má khuấy có tính chất đa dạng, dưới đây chỉ giới thiệu việc tính toán má khuấy của loại trục khuấy đủ cỡ trục.

Tiết diện nguy hiểm cần tính toán là tiết diện I-I trong trường hợp trục khuấy không có độ trùng điệp và II-II khi có độ trùng điệp.

Hình 33. Tiết diện nguy hiểm của má khuấy trong trường hợp có độ trùng điệp và không có độ trùng điệp.

Để tính toán, ta cắt bỏ phần khuấy trục từ tiết diện nguy hiểm trở đi và ngâm phần còn lại tại tiết diện nguy hiểm đó như được thể hiện ở hình trên.

Mô men tích lũy M_i được truyền tới cỡ trục thứ $i + 1$ hoàn toàn có thể được xác định nhờ bảng biến thiên khi tính cỡ trục. Nếu như tất cả các khuấy trục có kết cấu giống nhau, tức là P_d, P_r, a, b như nhau thì phản lực $T_i' = T_i''$ và $Z_i' = Z_i''$ với mọi i . Kết quả là các má chỉ chịu hiệu ứng uốn khác nhau do các mô men tích lũy M_i khác nhau gây nên mà thôi, còn các hiệu ứng kéo, nén, uốn và xoắn do T_i', Z' và $\frac{P_d}{2}$ gây nên là như nhau. Trên thực tế, với động cơ nhiều xy lanh thì khuấy trục thường không tuyệt đối giống nhau nên người thiết kế phải tính toán cho từng loại má khuấy riêng biệt, còn trong phạm vi ĐAMH ta giả thiết rằng các khuấy trục hoàn toàn giống nhau để cho việc tính toán được đơn giản.

Với giả thiết như vậy, tiết diện nguy hiểm sẽ phải chịu nén (hoặc kéo) do Z_i' và $\frac{P_d}{2}$ gây nên, uốn trong mặt phẳng chứa khuấy và uốn theo phương vuông góc với mặt phẳng chứa khuấy trục.

+ Ứng suất nén (kéo) tiết diện nguy hiểm:

$$\sigma_{n(k)} = \frac{Z' \frac{P_d}{2}}{F_A} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó: F_A là diện tích tiết diện ngang, $[m^2]$.

+ Ứng suất uốn trong mặt phẳng chứa khuỷu trục (do Z gây nên):

$$\sigma_{uz} = \frac{z' \cdot a}{W_{uz}} = \frac{Z' a}{hb} \quad [MPa]$$

+ Ứng suất uốn trong mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng khuỷu trục (do lực T' và M_i gây nên):

$$\sigma_{ur} = \frac{6T' \cdot r}{bh^2} = \frac{6M_i}{bh^2} \quad [MPa]$$

Trong đó: r - khoảng cách từ tâm cổ trục tới tiết diện ngang, $[m]$.

+ Ứng suất xoắn tiết diện ngang (do T' gây nên):

$$\sigma_x = \frac{T' \cdot a}{k \cdot hb} \quad [MPa]$$

Hệ số k phụ thuộc vào tỷ số $\frac{h}{b}$ và vị trí các điểm riêng biệt trên tiết diện.

Nguyên lý chung là điểm càng gần tâm tiết diện càng chịu ứng suất xoắn lớn. Ta có thể tính hệ số k thông qua hệ số g_1 và g_2 theo hình XII-19, trang 150 cuốn kết cấu tính toán động cơ đốt trong, tập 2 của NXB Đại học và Trung học chuyên nghiệp.

Cho dù là với những giả thiết như trên thì vấn đề còn phức tạp ở chỗ các ứng suất đều thay đổi có tính chất chu kỳ và lệch pha nhau, tức là khi ứng suất này đạt cực đại thì loại ứng suất khác tại cùng điểm đó của tiết diện chưa hẳn đã đạt trị số cực trị, hơn nữa điểm nào của tiết diện chịu ứng suất biên độ hoặc ứng suất tổng lớn nhất và tại thời điểm nào? Vì những khó khăn trên ta giả thiết là có 8 điểm nguy hiểm nhất cần kiểm tra, đó là các điểm trên hình 33.

+ Tại các điểm 1, 2, 3 và 4: ứng suất xoắn $\sigma_x = 0$ chỉ còn hiệu ứng kéo nén do uốn và kéo nén gây nên, Ta có:

$$\sigma_1 = \sigma_{n(k)1} = \sigma_{uz1} + \sigma_{ur1}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{n(k)2} + \sigma_{uz2} + \sigma_{ur2}$$

.....

.....

Chú ý: Ứng suất nén (hoặc kéo) $\sigma_{n(k)}$ tại tất cả các điểm đều như nhau.

Ứng suất uốn σ_{uz} tại các điểm 1, 6, 2 như nhau và tương tự đối với σ_{uz} tại các điểm 3, 4, 8.

Ứng suất uốn theo phương tiếp tuyến σ_{uT} tại các điểm 1,4, 5 là như nhau và tương tự đối với σ_{uT} tại các điểm 2, 3 và 7.

+ Tại các điểm 6 và 8 : ứng suất xoắn τ_x lớn nhất nhưng $\sigma_{uT} = 0$

+ Tại các điểm 5 và 7, ứng suất uốn $\sigma_{uz} = 0$.

Để khảo sát sự biến thiên ứng suất tại mỗi điểm ta phải lập bảng biến thiên ứng suất cho 8 điểm đó.

Bảng biến thiên ứng suất , [MPa]

Bảng 32

θ GQTK	Điểm 1					Điểm 8				
	n1	σ_{uT1}	σ_{uz1}	τ_{x1}	σ_{1}		n8	σ_{uT8}	σ_{uz8}	τ_{x8}	σ_{8}
0°											
.											
.											
.											
360°											
.											
.											
.											
.											

720°											
------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Trong bảng trên, ứng suất được xác định theo công thức sau:

$$\sqrt{\frac{\sigma^2}{4}}$$

Dựa vào bảng biến thiên ta sẽ tìm được điểm nào đó của má chịu ứng suất lớn nhất để kiểm tra điều kiện bền $\sigma_{max} []$, đồng thời xác định điểm chịu ứng suất biên độ $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ lớn nhất.

Sau đó tính tiếp σ_{tb} của điểm đó và tính hệ số an toàn chung n . Hệ số an toàn chung của nó nằm trong phạm vi 2,5 - 3,5 là đảm bảo đủ bền.

Ngoài cách tính σ_a và tính n , người ta có thể tính n và n rồi tính n theo biểu thức: $n = \frac{\sigma_{max}}{\sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_{min}^2}}$ cho từng điểm, nhưng như thế sẽ lâu hơn do phải tính toán nhiều hơn.

Thực tế cho thấy điểm 6 và điểm 8 có hệ số an toàn thấp nhất bởi vậy ta có thể không lập bảng biến thiên ứng suất cho cả 8 điểm như đã nêu ở trên mà sẽ làm theo cách ngắn gọn nhất với trình tự sau.

a- Dựa trên bảng tính mô men xoắn tích lũy để chọn xem trị số M_{imax} ở cổ trục nào rồi quyết định tính bền cho má khuỷu ở bên phải cổ trục đó (vì đã nói ở trên, ta sẽ tính cho điểm 6, và 8 mà tại đó hiệu ứng uốn do M_i và T' gây nên không phát huy tác dụng nên nếu kết cấu các má giống nhau thì chọn má nào cũng được).

b- Xác định σ_{uzmax} theo Z'_{max} (từ bảng biến thiên của lực T và Z ta có bảng Z' và Z' cũng như T' và T"). Z" đạt giá trị cực đại tại đầu hành trình cháy-dẫn nở. Sau đó bằng cách tương tự ta xác định được σ_{uzmin} qua Z'_{min} .

c- Từ Z'_{max} và Z'_{min} xác định σ_{nmax} và σ_{kmin} .

d- Tính ứng suất pháp tuyến cực đại σ_{max} và σ_{min}

$$\sigma_{max} = \frac{Z'_{min} \cdot \frac{P_d}{F_A}}{\frac{a \cdot Z'_{min}}{bh}}$$

Tại thời điểm cuối hành trình thả, đầu hành trình nạp lực Z' (của động cơ bốn kỳ) có trị số âm nên công thức trên đúng cho điểm 8, tức là điểm nằm gần cổ trục bên phải nhất. Với điểm 6 thì ứng suất lớn nhất (chịu kéo) sẽ xác định như sau:

$$\max_{(6)} \frac{Z'_{\min} \frac{P_d}{2}}{F_A} = \frac{6a \cdot Z'_{\min}}{bh^2}$$

Ứng suất cực tiểu (ứng suất nén) tại điểm 8 và 6 xuất hiện tại đầu hành trình cháy-dẫn nổ được tính như sau:

$$\min_{(8)} \frac{Z'_{\max} \frac{P_d}{2}}{F_A} = \frac{6 \cdot a \cdot Z'_{\max}}{bh^2}$$

$$\min_{(6)} \frac{Z'_{\max} \frac{P_d}{2}}{F_A} = \frac{a \cdot Z'_{\max}}{bh}$$

e- Tính ứng suất trung bình và ứng suất biên độ cho từng điểm rồi xác định hệ số an toàn của các điểm đó.

f- Từ T'_{\max} và T'_{\min} tính ứng suất tiếp tuyến (ứng suất xoắn) tại các điểm 6 và 8 (hai điểm này luôn có ứng suất xoắn như nhau), sau đó xác định ứng suất biên độ σ_a và ứng suất trung bình σ_{tb} rồi xác định hệ số an toàn theo xoắn. Để đơn giản phép tính, có thể dùng công thức gần đúng sau đây:

$$n = \frac{k}{\sigma_a \cdot m}, \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{tb}}{a}$$

n nằm trong phạm vi 2,0 - 3,5

g- Xác định hệ số an toàn chung n cho từng điểm:

$$n = \frac{n \cdot n}{\sqrt{n^2 + n^2}} = 1,3 - 2,5$$

4.4. Một số vấn đề cần lưu ý khi tính bền trục khuỷu

a- Trước đây ta đã giả thiết rằng khuỷu trục chịu lực với sơ đồ có tính chất đối xứng. Nhưng trên thực tế, có thể gặp trường hợp phi đối xứng ví dụ

như đầu to thanh truyền động cơ ÆÀÇ-51 hoặc các má khuỷu không phải hoàn toàn giống nhau hay trường hợp có má không có đối trọng hoặc đối trọng không giống nhau v.v..

Sơ đồ tổng quát của khuỷu trục trong những trường hợp đó như sau:

Các phản lực tác dụng lên cổ trục:

$$T' = \frac{T e f g d}{a b c d e f g} - \frac{T e f g d}{l}; \quad T'' = T - T'$$

$$Z' = \frac{P_{d1} c d e f g + P_{d2} f g + Z d e f g + P_{m1} l a}{l}$$

$$Z'' = Z + P_{d1} + P_{d2} - (P_{m1} + P_{m2} + P_{ck} + Z')$$

P_{ck} : lực quán tính ly tâm do m_2 và khối lượng cổ trục khuỷu m_c gây nên.

Hình 34. Sơ đồ khuỷu trục không đối xứng

b- Trường hợp sử dụng đối trọng để cân bằng mô men lực quán tính nên lắp lệch góc so với mặt phẳng chứa khuỷu trục: ví dụ như má khuỷu thứ nhất của các động cơ V-8, = 4, ÇÈÈ 130 chẳng hạn thì ta phải dùng phương pháp phân tích lực, cách tiến hành như sau:

P_{dz} : thành phần lực ly tâm do đối trọng gây nên, tác dụng trong mặt phẳng chứa khuỷu trục, sẽ góp phần gây nên phản lực Z' và Z'' .

P_{dt} : thành phần lực ly tâm tác dụng trong mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng chứa khuỷu trục và sẽ góp phần gây nên phản lực T' và T'' .

Như vậy khi tính Z' (hoặc Z'') thay cho P_d là P_{dz} . Còn khi tính T' , ngoài lực tiếp tuyến T , ta còn phải thêm lực P_{dT} qua cánh tay đòn tương ứng.

c- Trường hợp trục khuỷu thiếu cổ trục

Trên các động cơ xăng, đặc biệt là động cơ xăng cho xe du lịch thường gặp kết cấu này. Khi đó má khuỷu chung có kết cấu khá đặc biệt. Sơ đồ tính toán khuỷu trục như sau:

Hình 35. Sơ đồ trục khuỷu thiếu cổ trục

Má khuỷu chung được chia thành 2 phần (đối xứng nhau qua đường tâm trục khuỷu). Mỗi phần có khối lượng nhất định, được coi như tập trung tại trọng tâm của phần đó, quay với vận tốc góc ω và gây nên lực quán tính ly tâm P'_m và P''_m .

Khi biết các khoảng cách (cánh tay đòn) ta dễ dàng xác định được phần lực tác dụng lên các cổ trục.

Việc tính toán má khuỷu trong trường hợp này sẽ phức tạp hơn và do vậy hầu như không có trong phạm vi đồ án môn học. Trong trường hợp cần thiết, học viên tự tham khảo sách giáo khoa và các tài liệu có liên quan.

§5. NHỮNG TRƯỜNG HỢP TÍNH TOÁN KHÁC

Trong những mục trên đã trình bày một cách tóm tắt các nội dung tính toán những chi tiết chuyển động cơ bản của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền. Đó là những vấn đề mà học viên thường phải giải quyết trong phạm vi ĐAMH về ĐCĐT. Tuy nhiên cũng có những trường hợp cá biệt, ví dụ cần tính toán kiểm nghiệm cơ cấu phối khí, hệ thống bôi trơn, hệ thống làm mát, bầu lọc không khí ... của một động cơ cụ thể nào đó.

Nếu gặp các bài toán ấy thì người làm ĐAMH cần tham khảo các tài liệu có liên quan và sách giáo khoa dưới sự chỉ dẫn của người hướng dẫn để hoàn thành nhiệm vụ được giao.

KẾT LUẬN

Trong bốn phần của nội dung cuốn: ‘Hướng dẫn các bước thực hiện ĐAMH ĐCĐT dùng cho học viên ngành xe, xe máy công binh và tăng thiết giáp đã trình bày đầy đủ những kiến thức cơ bản mà học viên cần nắm vững và biết cách vận dụng vào ĐAMH của mình. Ngoài ra, học viên phải tham khảo thêm sách giáo khoa và các tài liệu có liên quan để nắm chắc đặc điểm kết cấu, cơ sở, giả thiết trong tính toán và khi chọn các tham số cũng như các hệ số.

Để thuận tiện cho việc hoàn thành ĐAMH, dưới đây là những phụ lục chủ yếu. Ngoài ra còn có một chương trình viết bằng ngôn ngữ PASCAL mà có thể sử dụng để tính nhiệt, tính toán động lực học và tính bền một số chi tiết cơ bản. Tuy nhiên phải chú ý rằng chương trình máy tính chỉ là công cụ, còn bản thân con người phải biết cách sử dụng và điều quyết định là chọn các tham số thế nào, chọn phương pháp tính toán nào cho hợp lý. Ngoài phương pháp tính toán kiểm nghiệm sức bền theo phương pháp truyền thống được sử dụng trong phạm vi ĐAMH này, ngày nay những phương pháp tính bền tiên tiến hơn đang được nghiên cứu và từng bước áp dụng cho động cơ. Những vấn đề này được trình bày trong các tài liệu mới xuất bản mà ta có thể tham khảo thêm.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1- Nguyễn Văn Châu.

Hướng dẫn đồ án môn học động cơ đốt trong. Học viện KTQS- 1988.

2- Hồ Tấn Chuẩn, Nguyễn Đức Phú và các tác giả khác.

Kết cấu và tính toán động cơ đốt trong tập 1, 2, 3.

Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp. 1979.

Ký thức xác định dCụ (theo hình 22)

Bảng 13P

M. hiÖu ®éng c¬	h (mm)	t(mm)	A(mm)	A ₀ (mm)	a(mm)	b(mm)	Sé đ
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
M3MA-400	4,988 4,975	2,78 2,62	-	0,76 0,41	1,0	2,0	
M3MA-407	3,99 3,97	3,32 3,08	6,8 4,9	0,76 0,41	-	-	
MeM3-965	4,0 3,98	3,1 2,9	13,2 10,0	0,6 0,35	-	-	

M-20	1,0 3,988	3,6 3,8	-	0,2 0,4	0,6	2,5
M-21	5,0 4,988	4,02 3,78	13,2 9,3	0,5 0,9	1,1 0,9	3,1 2,9
ÃÀÇ-12	4,0 3,988	3,6 3,8	-	0,2 0,4	0,6	2,5
ÃÀÇ -13	5,0 4,988	4,42 4,18	4,8 10,0	0,5 0,3	1,1 0,9	3,1 2,9
ÇÈÈ-110	5,0 4,988	3,2 3,18	-	0,15 0,40	0,8	3,4
ÇÈÈ-111	5,0 4,988	4,42 4,16	12,4	0,4 0,15	1,3 1,1	3,1 2,9
ÇÈÈ-120	4,755 4,735	4,1 4,3	-	0,15 0,45	0,75	2,7

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
ÃÀÇ-51	4,0 3,988	3,6 3,8	-	0,2 0,4	0,6	2,5
ÃÀÇ -66	5,0 4,988	4,02 3,78	13,2 9,3	0,5 0,3	1,1 0,9	3,1 2,9
ÃÀÇ -41	5,0 4,988	4,42 4,18	14,8 10,0	0,5 0,3	1,1 0,9	3,1 2,9
ÓÐÀÈ-5M	4,755 4,73	4,0	10,9	0,15 0,45	-	-
ÇÈÈ-130	5,0 4,988	4,42 4,18	10,9	0,6 0,25	1,3 1,1	3,1 2,9
ÇÈÈ-375	5,0 4,988	4,42 4,18	10,9	0,6 0,25	1,3 1,1	3,1 2,9
Ä-16	5,0 4,988	3,85 3,55	6,5 5,0	0,4 0,2	1,2 0,8	3,1 2,9
Ä-20	5,983 5,965	5,3 4,9	-	0,8 0,6	1,27 0,85	4,0
Ä -30	5,0 4,982	3,82 3,68	7,0 8,15	0,55 0,3	1,2 0,9	3,0
Ä -35	5,0 4,985	4,2 4,03	15,0	0,65 0,40	1,0	2,5
Ä -37	5,0 4,982	4,4 4,1	14,2	0,55 0,3	1,2 0,9	3,0
Ä -48	6,0 5,8	4,4 4,1	14,7	0,8 0,9	1,1 0,8	2,0
Ä -54	5,98 5,96	5,15 4,85	14,2	0,4 0,6	1,15 0,85	4,0
ÑÌÄ-7	5,97	4,9 4,7	10,9	0,7 0,5	1,0 0,7	4,0
Ä -75	5,98 5,96	5,15 4,85	14,2	0,4 0,6	1,15 0,85	4,0

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
ÑÌÄ-14	5,97 5,95	4,9 4,7	10,9	0,5 0,3	1,0 0,7	4,0
ÊÄÌ-46	5,96 5,94	5,5 5,1	21,0	0,5 0,9	0,7 0,5	4,2 3,8
6ÊÄÌ-50	5,96 5,94	5,5 5,1	21,0	0,5 0,9	0,7 0,5	4,2 3,8
Ä-6, Ä- 12A	2,35 2,33	3,89 3,37	19,0	0,25 0,5	-	
νμ Ä-12-525	2,38 2,36	4,76	19,0	0,6 0,4	-	-
ΒÌÇ-236,238 νμ 240	6,487 6,473	5,8 5,6	18,8 14,2	0,65 0,45	1,55 1,4	4,6
ÓÄ-1, ÓÄ-2 ÓHÄ -5 νμ ÓÍÄ-10	4,0 3,98	3,1 2,9	-	0,6 0,35	-	-
ÓÍÄ-7	4,0 3,98	3,1 2,9	-	0,6 0,36	-	-

TrP sè (cos + cos 2) theo νμ

B¶ng 1P

°	DÊu										
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1,3,9	1/4,0	1/4,1
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)

0	+	1,312	1,303	1,294	1,286	1,273	1,270	1,263	1,256	1,250	1,244
5	+	1,304	1,295	1,286	1,278	1,270	1,262	1,255	1,249	1,242	1,235
10	+	1,278	1,270	1,261	1,246	1,253	1,239	1,232	1,226	1,220	1,214
15	+	1,247	1,228	1,221	1,213	1,206	1,200	1,194	1,188	1,182	1,177
20	+	1,179	1,172	1,165	1,159	1,152	1,147	1,141	1,136	1,131	1,126
25	+	1,107	1,101	1,095	1,090	1,085	1,080	1,075	1,071	1,067	1,063
30	+	1,022	1,017	1,013	1,009	1,005	1,001	0,998	0,994	0,991	0,988
35	+	0,926	0,923	0,920	0,917	0,914	0,912	0,909	0,907	0,905	0,903
40	+	0,820	0,819	0,817	0,816	0,814	0,815	0,812	0,811	0,809	0,808
45	+	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707
50	+	0,588	0,590	0,592	0,593	0,594	0,596	0,597	0,598	0,599	0,600
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
55	+	0,467	0,470	0,473	0,476	0,479	0,481	0,481	0,486	0,486	0,490
60	+	0,344	0,348	0,353	0,357	0,361	0,365	0,386	0,372	0,375	0,378
65	+	0,222	0,228	0,234	0,239	0,244	0,249	0,253	0,258	0,262	0,266
70	+	0,103	0,110	0,117	0,123	0,129	0,135	0,140	0,146	0,150	0,155
75	+	0,012	0,004	0,004	0,011	0,018	0,025	0,031	0,037	0,042	0,048
80	+	0,120	0,111	0,103	0,095	0,087	0,080	0,074	0,067	0,061	0,055
85	-	0,221	0,211	0,202	0,194	0,186	0,179	0,172	0,165	0,159	0,153
90	-	0,312	0,303	0,294	0,286	0,278	0,271	0,263	0,256	0,250	0,244
95	-	0,395	0,386	0,377	0,368	0,361	0,355	0,346	0,340	0,333	0,327
100	-	0,467	0,458	0,450	0,442	0,435	0,428	0,421	0,415	0,409	0,403
105	-	0,529	0,521	0,513	0,506	0,499	0,493	0,487	0,481	0,475	0,470
110	-	0,581	0,574	0,567	0,561	0,555	0,549	0,544	0,536	0,533	0,529
115	-	0,623	0,617	0,612	0,606	0,601	0,596	0,592	0,587	0,583	0,579

120	-	0,656	0,651	0,647	0,643	0,635	0,635	0,632	0,628	0,625	0,622
125	-	0,680	0,677	0,674	0,671	0,669	0,666	0,664	0,661	0,659	0,657
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
130	-	0,697	0,695	0,694	0,692	0,691	0,690	0,688	0,687	0,686	0,685
135	-	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707
140	-	0,712	0,713	0,715	0,716	0,718	0,719	0,720	0,721	0,723	0,724
145	-	0,712	0,715	0,719	0,721	0,724	0,727	0,729	0,731	0,734	0,736
150	-	0,710	0,714	0,719	0,723	0,727	0,731	0,734	0,738	0,741	0,744
155	-	0,705	0,711	0,717	0,723	0,728	0,733	0,737	0,741	0,746	0,749
160	-	0,700	0,708	0,714	0,721	0,727	0,733	0,738	0,743	0,748	0,753
165	-	0,695	0,703	0,711	0,718	0,725	0,732	0,738	0,744	0,749	0,755
170	-	0,691	0,700	0,708	0,716	0,724	0,731	0,737	0,744	0,750	0,756
175	-	0,688	0,698	0,706	0,715	0,723	0,730	0,737	0,744	0,750	0,756
180	-	0,687	0,697	0,706	0,714	0,722	0,730	0,737	0,744	0,750	0,756

$$\text{TrP s\`e } \frac{\sin(\quad)}{\cos} \text{ theo } \nu\mu$$

B[ng 2P

°	DÊu										
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

5	+	0,1144	0,1135	0,1126	0,1120	0,1112	0,1106	0,1100	0,1095	0,1089	0,1083
10	+	0,2273	0,2255	0,2240	0,2226	0,2212	0,2199	0,2187	0,2175	0,2164	0,2154
15	+	0,3371	0,3348	0,3326	0,3303	0,3284	0,3266	0,3246	0,3230	0,3216	0,3199
20	+	0,4430	0,4399	0,4370	0,4343	0,4317	0,4293	0,4269	0,4247	0,4227	0,4207
25	+	0,5433	0,5400	0,5360	0,5328	0,5299	0,5270	0,5240	0,5214	0,5189	0,5165
30	+	0,6369	0,6327	0,6288	0,6250	0,6215	0,6181	0,6150	0,6120	0,6091	0,6064
35	+	0,7229	0,7182	0,7138	0,7097	0,7058	0,7021	0,6987	0,6953	0,6923	0,6894
40	+	0,7998	0,7949	0,7903	0,7859	0,7818	0,7779	0,7743	0,7708	0,7675	0,7644
45	+	0,3673	0,3621	0,8574	0,3529	0,8489	0,8447	0,8411	0,8375	0,8341	0,8310
50	+	0,9245	0,9194	9,9147	9,9102	0,9060	0,9021	0,8983	0,8948	0,8915	0,8883

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
55	+	0,9711	0,9661	0,9615	0,9572	0,9532	0,9483	0,9458	0,9423	0,9392	0,9360
60	+	1,0066	1,0020	0,9977	0,9937	0,9899	0,9864	0,9831	0,9799	0,9769	0,9741
65	+	1,0311	1,0269	1,0232	1,0196	1,0162	1,0131	1,0102	1,073	1,0046	1,0021
70	+	1,0448	1,0413	1,0381	1,0350	1,0322	1,0295	1,0270	1,0246	1,0224	1,0202
75	+	1,0479	1,0452	1,0430	1,0404	1,0381	1,0359	1,0340	1,0320	1,0303	1,0287
80	+	1,0409	1,0391	1,0374	1,0357	1,0342	1,0328	1,0314	1,0301	1,0289	1,0278
85	+	1,0247	1,0237	1,0229	1,0220	1,0213	1,0206	1,0199	1,0192	1,0186	1,0180
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
95	+	0,9677	0,9685	0,9696	0,9703	0,9712	0,9719	0,9725	0,9732	0,9738	0,9743
100	+	0,92871	0,9305	0,9323	0,9339	0,9354	0,9369	0,9382	0,9395	0,9407	0,9410
105	+	0,8840	0,8867	0,8892	0,8916	0,8936	0,8960	0,8978	0,8998	0,9016	0,9032
110	+	0,8346	0,8381	0,8413	0,8444	0,8472	0,8499	0,8524	0,8548	0,8570	0,8592
115	+	0,7815	0,7857	0,7894	0,7930	0,7963	0,7995	0,8025	0,8054	0,8079	0,8105

120	+	0,7255	0,7301	0,7343	0,7383	0,7421	0,7457	0,7490	0,7522	0,7551	0,7580
125	+	0,6672	0,6722	0,6768	0,6811	0,6852	0,6890	0,6925	0,6960	0,6991	0,7022

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
130	+	0,6076	0,6126	0,6174	0,6219	0,6261	0,6300	0,6337	0,6373	0,6406	0,6438
135	+	0,5469	0,5521	0,5567	0,9613	0,5654	0,5695	0,5731	0,5767	9,5801	0,5832
140	+	0,4858	0,4907	0,4953	0,4997	0,5038	0,5077	0,5113	0,5148	0,5181	0,5212
145	+	0,4242	0,4289	0,4333	0,4375	0,4415	0,4451	0,4485	0,4519	0,4548	0,4577
150	+	0,3631	0,3673	0,3713	0,3750	0,3785	0,3819	0,3851	0,3881	0,3909	0,3936
155	+	0,3020	0,3054	0,3092	0,3124	0,3154	0,3183	0,3212	0,3239	0,3263	0,3287
160	+	0,2410	0,2441	0,2470	0,2498	0,2523	0,2548	0,2571	0,2593	0,2614	0,2634
165	+	0,1805	0,1828	0,1850	0,1873	0,1893	0,1910	0,1929	0,1946	0,1961	0,1978
170	+	0,1200	0,1218	0,1233	0,1247	0,1261	0,1274	0,1286	0,1298	0,1309	0,1319
175	+	0,0599	0,0608	0,0616	0,0622	0,0631	0,0637	0,0642	0,0648	0,0654	0,0660
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

$$\text{TrP s\`e } \frac{\cos(\quad)}{\cos} \text{ theo } \nu\mu$$

B[ng 3P

θ	DÊu										
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)

0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
5	+	0,9938	0,9938	0,9939	0,9940	0,9941	0,9942	0,9942	0,9942	0,9943	0,9943
10	+	0,9754	0,9757	0,9759	0,9762	0,9764	0,9767	0,9769	0,9771	0,9773	0,9775
15	+	0,9449	0,9455	0,9461	0,9468	0,9474	0,9478	0,9483	0,9488	0,9491	0,9495
20	+	0,9029	0,9041	0,9051	0,9061	0,9070	0,9079	0,9086	0,9096	0,9103	0,9111
25	+	0,8500	0,8515	0,8534	0,8549	0,8563	0,8577	0,8590	0,8603	0,8614	0,8625
30	+	0,7870	0,7894	0,7917	0,7939	0,7958	0,7978	0,7997	0,8014	0,8030	0,8046
35	+	0,7146	0,7178	0,7209	0,7239	0,7266	0,7292	0,7316	0,7340	0,7360	0,7380
40	+	4363	0,6384	0,6423	0,6460	0,6494	0,6527	0,6557	0,6586	0,6614	0,6640
45	+	0,5469	0,5521	0,5567	0,5614	0,5654	0,5695	0,5731	0,5767	0,5801	0,5832
50	+	0,1539	0,4600	0,4656	0,4710	0,4760	0,4807	0,4851	0,4893	0,4933	0,4971
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
55	+	0,3566	0,3638	0,3704	0,3765	0,3822	0,3877	0,3927	0,3978	0,4022	0,4067
60	+	0,2566	0,2645	0,2719	0,2789	0,2854	0,2915	0,2973	0,3028	0,3079	0,3129
65	+	0,1550	0,1639	0,1718	0,1798	0,1863	0,1936	0,2000	0,2061	0,2117	0,2173
70	+	0,0532	0,0629	0,0718	0,0801	0,0879	0,0953	0,1022	0,1087	0,1149	0,1208
75	+	0,0470	0,0368	0,0273	0,0184	0,0103	0,0024	0,0049	0,0120	0,0185	0,0246
80	+	0,1447	0,1343	0,1244	0,1151	0,1064	0,0983	0,0906	0,0834	0,0765	0,0700
85	+	0,2391	0,2282	0,2181	0,2085	0,1998	0,1913	0,1835	0,1760	0,1689	0,1625
90	+	0,3291	0,3180	0,3077	0,2981	0,2891	0,2807	0,2728	0,2653	0,2593	0,2515
95	-	0,4134	0,4026	0,3924	0,3828	0,3741	0,3656	0,3378	0,3503	0,3432	0,3368
100	-	0,4920	0,4816	0,4717	0,4624	0,4537	0,4456	0,4379	0,4307	0,4238	0,4173
105	-	0,5646	0,5545	0,5450	0,5361	0,5279	0,5200	0,5129	0,5056	0,4991	0,4931
110	-	0,6307	0,6211	0,6123	0,6039	0,5961	0,5886	0,5819	0,5753	0,5691	0,5633
115	-	0,6902	0,6814	0,6734	0,6655	0,6584	0,6517	0,6452	0,6391	0,6335	0,6280

120	-	0,7434	0,7355	0,7281	0,7212	0,7146	0,7085	0,7027	0,6972	0,6921	-,6871
125	-	0,7905	0,7834	0,7768	0,7707	0,7649	0,7594	0,7544	0,7495	0,7450	0,7405

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
130	-	0,8317	0,8256	0,8199	0,8146	0,8096	0,8049	0,8004	0,7962	0,7923	0,7885
135	-	0,8673	0,8621	0,8574	0,8529	0,8489	0,8447	0,8411	0,8375	0,8341	0,8310
140	-	0,8978	0,8937	0,8998	0,8861	0,8827	0,8794	0,8764	0,8735	0,8707	0,8681
145	-	0,9237	0,9204	0,9173	0,9144	0,9118	0,9092	0,9068	0,9044	0,9023	0,9002
150	-	0,9451	0,9427	0,9404	0,9382	0,9362	0,9342	0,9324	0,9307	0,9290	0,9275
155	-	0,9626	0,9609	0,9592	0,9577	0,9563	0,9550	0,9536	0,9523	0,9512	0,9500
160	-	0,9764	0,9753	0,9743	0,9733	0,9723	0,9714	0,9706	0,9698	0,9690	0,9683
165	-	0,9869	0,9864	0,9857	0,9851	0,9846	0,9842	0,9836	0,9832	0,9828	0,9823
170		0,9943	0,9940	0,9937	0,9934	0,9932	0,9930	0,9928	0,9928	0,9924	0,9922
175	-	0,9996	0,9985	0,9984	0,9984	0,9983	0,9983	0,9982	0,9981	0,9981	0,9980
180	-	0,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
+	C _c sè mang dÊu céng										

TrP sè theo vµ

B[ng 4P

0	DÊu										
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6	1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
0	+	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '

5	+	134	131	128	126	123	121	119	117	115	113
10	+	307	301	256	251	246	241	137	233	229	226
15	+	438	430	422	414	407	401	354	348	343	337
20	+	608	557	546	536	527	518	510	502	454	447
25	+	735	722	798	656	645	634	623	613	604	555
30	+	859	843	827	813	759	746	734	722	711	700
35	+	1020	1001	943	926	910	855	841	827	815	803
40	+	1135	1114	1054	1035	1017	1000	944	929	915	901
45	+	1246	1222	1200	1139	1120	1101	1044	1027	1011	956
50	+	1351	1325	1301	1239	1217	1157	1138	1120	1102	1046

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
55	+	1450	1422	1356	1332	1309	1247	1227	1207	1149	1131
60	+	1542	1513	1445	1420	1355	1332	1310	1250	1230	1212
65	+	1627	1556	1528	1500	1435	1411	1348	1326	1306	1426
70	+	1705	1633	1603	1534	1508	1443	1419	1357	1335	1315
75	+	1734	1701	1630	1601	1534	1508	1419	1357	1335	1315
80	+	1755	1722	1650	1621	1558	1526	1501	1438	1415	1354
85	+	1808	1734	1702	1632	1604	1537	1512	1448	1425	1404
90	+	1813	1738	1706	1636	1608	1541	1515	1451	1429	1407
95	+	1808	1734	1702	1632	1604	1537	1512	1448	1425	1404
100	+	1755	1722	1650	1621	1553	1526	1501	1438	1415	1354
105	+	1734	1701	1630	1601	1534	1508	1444	1420	1358	1338
110	+	1705	1633	1603	1534	1508	1443	1419	1357	1335	1315
120	+	1542	1513	1445	1420	1355	1338	1310	1250	1230	1212

125	+	1450	1422	1356	1332	1309	1247	1227	1207	1149	1131
130	+	1351	1325	1301	1239	1247	1157	1138	1120	1102	1046

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
135	+	1246	1222	1200	1139	1120	1101	1044	1027	1011	956
140	+	1135	1114	1054	1035	1017	1000	944	929	915	901
145	+	1020	1001	943	926	910	855	841	827	815	803
150	+	859	843	827	813	759	746	734	722	711	700
155	+	735	722	708	656	645	634	623	613	604	555
160	+	608	557	546	536	527	518	510	502	454	447
165	+	438	430	422	414	407	401	354	348	343	337
170	+	307	301	256	251	246	241	237	233	229	226
175	+	134	131	128	126	123	121	119	117	115	113
180	+	000	000	000	000	000	000	000	000	000	000

C, c th«ng sè cĩa mét sè ®éng c¬

B¶ng 24

N ^o	Tªn xe Tªn ®éng c¬	Chĩng lo¹i	Sè xy lanh	S/D		Ne/ [ml/v]
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
1	ÌÎÑÊÂÈ×-401 ÌÇÌÀ-401	§éng c¬ x'ng, 4 kú , lũm m,t b»ng níc	L-4	75/67,5	6,2	26/40
2	ÌÎÑÊÂÈ×-402 ÌÇÌÀ-402	-nt-	L-4	75/72	7,0	35/42

3	ÌÎÑÊÂÈ×-407 ÌÇÌÀ-407	-nt-	L-4	75/76	7	45/45
4	ÇÈÈ-111Ã ÇÈÈ-111Ã	-nt-	V-8	95/100	9	200/4
5	ÂÎÊÃÀ ÃÀÇ-21	-nt-	L-4	92/92	6,7	75/40
6	ÇÀÇ-965À ÌàÌÇ-968	-nt-	L4	54,5/72	6,5	27/40
7	ÇÀÇ-966 ÌàÌÇ-968	-nt-	L-4	66/76	7,2	43/42
8	ÃÀÇ-51À ÃÀÇ-51 (1955- 1975)	§éng c¬ x¨ng 4 kú lụm m,t b»ng níc	L-6	110/82	6,2	70/28
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
9	ÓĐÀÈ-352 ÓĐÀÈ-352	§éng c¬ x¨ng, 4 kú lụm m,t b»ng níc	L-6	114,3/ 101,6	7	45/24
10	ÓĐÀÈ-355 ÓĐÀÈ-355	§éng c¬ x¨ng 4 kú lụm m,t b»ng níc	L-6	114,3/ 101,6	5,7	85/26
11	ÊÀÇ-602Ã ÇÈÈ-164	§éng c¬ x¨ng 4 kú lụm m,t b»ng níc	L-6	114,3/ 101,6	6,2	97/26
12	ÓÀÇ-469 3M3- 451Ì (1972-1973)	§éng c¬ x¨ng, 4 kú, c,cbuarat¬ 1.2. 3.4 lụm m,t b»ng níc	L-4	92/92	6,7	75/40
13	ÃÀÇ-52 ÃÀÇ-52(1973-1975)	§éng c¬ x¨ng, 4 kú c,cbuarat¬ 1-5.3.6.2.4 xu p,p ®Æt, lụm m,t b»ng níc	L-6	110/82	6,2	75/26
14	ÃÀÇ-53À ÇÌÇ-53 (1965)	§éng c¬ x¨ng, 4 kú cachbuarat¬, xu p,p treo lụm m,t b»ng níc	V-8	80/92	6,7	115/3
15	ÇÈÈ-130 ÇÈÈ-130(1962)	-nt-	V-8	95/100	6,5	150/3

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
16	ÓÐÀË - 377Í ÇÈË - 375(1965-1974)	-nt-	V-8	95/108	6,5	180/3
17	ÃÀÇ - 66 ÇÌÇ - 66(1964)	§éng c¬ x`ng , 4 kú l¼m m,t b»ng níc	V-8	80/92	6,7	115/3
18	ÇÈË - 157Ê ÇÈË - 157Ê(1961)	®éng c¬ x`ng 4 kú, xu p,p ®Æt, l¼m m,t b»ng níc 1.5.3.6.2.4	L-6	114,3/ 101,6	6,5	110/2
19	ÇÈË - 131 ÇÈË - 131 (1966)	§éng c¬ x`ng 4 kú, xu p,p treo 1.5.4.2.6.3.7.8 l¼m m,t b»ng níc	V-8	95/100	6,5	150/3
20	ÃÀÇ - 69 ÃÀÇ - 69	§éng c¬ 4 kú l¼m m,t b»ng níc, xu p,p ®Æt	L-4	100/82	6,5	52/36
21	ÌÎÑKÂÈx - 2140, 412 412(1976)	®éng c¬ 4 kú, l¼m m,t b»ng níc, cacbuaret¬	L-4	70/82	8,8	75/58
22	ÃÀÇ - 24 24Ä (1970 1972)	§éng c¬ x`ng, 4 kú, cacbuarat¬ xu p,p treo, l¼m m,t b»ng níc	L-4	92/92	8,2	96/45
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
23	ÃÀÇ - 13(14) ÃÀÇ - 13 (14)	§éng c¬ x`ng 4 kú cacbuarat¬, l¼m m,t b»ng níc	V-8	88/100	8,5	195/4 220/4
24	B-54	Diesel 4 kú, 12 xy lanh l¼m m,t b»ng níc	V-12	180(1867)150	14 1 5	
25	B-46	Diesel 4 kú, 12 xy lanh l¼m m,t b»ng níc	V-12	180(186,7)150	14 1 5	520/2
26	ÇÈÑ - 154 BÀÇ - 204	§éng c¬ diesel 2 kú l¼m m,t b»ng níc	L-4	127/108	16	110/2

27	ΒΑÇ - 210 ΒΑÇ - 206	§éng c↯ diesel, 2 kú lυm m,t b»ng níc	L-6	127/108	16	165/20
28	ÌÀÇ - 525 Ä - 12À	§éng c↯ diesel, 4 kú lυm m,t b»ng níc	V-12	180(186. 7)/150	14 1 5	300/1
29	Ä-50	Diesel 4 kú, lυm m,t b»ng níc	L-4	125/110	16	50/17
30	Ä -240	Diesel 4 kú, lυm m,t b»ng níc	L-4	125/110	17	80/18

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
31	KAMA3-5320 KAMA3 - 740 (1976)	§éng c↯ diesel, 4 kú, xu p,p treo 1.5.4.2.6.2.7.8 lυm m,t b»ng níc	V-8	120/120	17	210/20
32	MA3-500A ΒÌÇ - 236(1970)	§éng c↯ diesel 4 kú 1.4.2.5.3.6 lυm m,t b»ng níc	V-6	140/130	16,5	180/20
33	ÌÀÇ - 516Á ΒÌÇ - 238(1973)	§éng c↯ diesel, 4 kú 1.5.4.2.6.3.7.8. lυm m,t b»ng níc	V-8	140/130	16,5	210/20
34	IFA W50 L/K 4VD 14,5/12-13RW	§éng c↯ diesel, 4 kú lυm m,t b»ng níc	L-4	145/120	18	125/20
33	VOLVO F89 - 32 TD - 120A	§éng c↯ diesel, 4 kú lυm m,t b»ng níc	L-6	150/130,1 75	15	330/20
34	Ä - 55	§éng c↯ diesel, 4 kú lυm m,t b»ng níc	V8	180(186,7)150	15	580/20

Kích thước trục khuỷu (theo hình 30)

Bảng 18P

Mã hiệu động cơ	Bán kính quay R (mm)	Chiều dài L (mm)	Đường kính cổ trục d _c (mm)	Chiều dài cổ trục (mm)			
				Trước L _{c1}	Giữa	Sau	Trung gian
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
ÌÇÌÀ 400	37,5	545,88	45,976	54,77	59,9	61,0	-
			45,951				
ÌÇÌÀ 407	37,55	542,0	51,0	54,5	50,0	61,0	-
	37,45		50,975				
ÌÀÌÇ 965	27,3	350,0	50,0	28,0	24,0	39,25	-
	27,2		49,989			38,75	
M-20	50,05	577,0	64,0	36,5		48,5	32,3
M-21	46,05	577,0	64,0	36,5	32,0	48,8	32,3
ÃÀÇ -12	50,05	735,0	64,0	636,7	-	50,3	32,3
ÃÀÇ-13	44,05	692,5	70,0	30,5	30,5	30,5	30,5
	43,95		60,987	29,45	20,45	2,45	29,43
ÇÈÈ-110	59,0	1059,0	70,0	34,0	44,05	58,1	36,1
	58,95		69,987	33,75	44,0	58,0	36,0
ÇÈÈ -111	47,55	787,0	75,0	32,16	31,17	45,17	31,17
	47,45		74,987	31,925	31,0	45,0	31,0
ÇÈÈ -120	57,25	598,0	66,0	43,6	70,4	60,0	38,34
	57,05		65,98	43,55	70,0		83,0
ÃÀÇ-51	55,05	728,0	64,0	36,5	-	50,3	32,3

	54,95		63,987	36,49		50,0	38,0
--	-------	--	--------	-------	--	------	------

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
ÄÇ-66	40,05	692,5	70,0	30,5	30,5	30,5	30,5
	39,95		69,987	29,45	29,45	29,45	29,45
ÄÇ-41	44,05	692,5	70,0	30,5	30,5	30,5	30,5
	43,95		69,987	29,45	29,45	29,45	29,45
ÓÄÈ-5M	57,25	949,0	66,0	44,7	70,1	69,9	38,3
	57,0		66,625	44,2	69,9	69,825	37,9
ÇÈÈ-130 vμ	47,55	784,0	75,0	32,16	31,17	45,17	31,7
375	47,45		74,987	31,925	31,0	45,0	31,0
Ä-16	60,05	416,55	60,185	40,67	42,1	42,34	-
	59,95	416,45	60,170	39,83	42,0	42,0	-
Ä-20	70,00	411,0	95,026	43,0	-	96,21	-
	69,95	409,45	95,003	42,38	-	96,0	-
Ä-30	60,05	725,0	70,18	38,17	46,05	42,17	42,17
	59,95		70,165	38,0	46,0	42,0	42,0
Ä-35	65,0	805,0	84,92	53,0	60,20	60,05	46,2
	64,9		84,905		60,0	60,0	46,0
Ä-37	60,5	735	70,18	38,17	46,05	42,17	42,17
	59,95		70,165	39,0	46,0	42,0	42,0
Ä-48	72,2	805,5	85,17	58,0	60,4	60,1	46,34
	71,8		85,15		60,0	60,0	46,0
Ä-54	76,0	1004,0	84,92	61,20	66,5	85,09	60,0
		1001,0	84,905	61,0	66,0	85,0	
ÑÄ-7	65,0	846,0	85,15	57,7	60,1	65,4	42,34

	64,9		85,145	57,5	60,0	64,8	41,8
--	------	--	--------	------	------	------	------

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Ä-75	76,0	1004,0	84,92	61,2	66,5	85,09	60,0
		1001,0	84,905	61,0	66,0	85,0	
ÑÌÄ-14	70,0	860,0	88,15	57,7	60,1	65,4	42,34
	69,92		88,145	57,5	60,0	64,9	41,8
ÊÄÏ-46	102,5	1438,0	94,96	91,4	126,0	126,0	65,0
		1436,0	94,925	90,6			
6ÊÄÏ-50	102,5	1926,0	94,96	91,4	126,0	126,0	65,0
		1924,0	94,925	90,6			
ßÌÇ-204	63,55	889,0	88,9	38,25	38,25	38,25	38,25
	63,45		88,885	38,1	38,1	38,1	38,1
ßÌÇ-206	63,55	1081,0	88,9	38,25	38,25	38,25	38,25
	63,45		88,885	38,1	38,1	38,1	38,1
Ä-6	90,1	1094,0	94,93	50,1	56,1	164,0	56,1
	89,65		94,91	49,9	55,9		55,9
ßÌÇ-236	70,05	-	105,0	56,2	56,2	56,2	56,2
	69,95		104,985	56,0	56,0	56,0	56,0
ßÌÇ-238	70,05	1394	105,0	56,2	56,2	56,2	56,2
	69,95		104,985	56,0	56,0	56,0	56,0
ßÌÇ-240	trôc	th_o	rêi				
Ä-12A vµ	90,1	1394,0	94,93	50,1	56,1	164,0	56,1
Ä-12-525	89,85		94,91	49,9	55,9		55,9
ÓÄ-1	37,5	260,0	33,0	18,0	-	20,0	-
ÓÍÄ-5	27,25	317,0	36,0	18,0	-	18,0	-
ÓÄ-2	37,5	467,0	33,0	18,0	-	20,0	-

ÓÍÄ-7 vµ 10	27,25	425,0	36,0	18,0	-	20,0	-
-------------	-------	-------	------	------	---	------	---

KÝch thíc chèt khuûu, m, khuûu, ®èi trng (theo h×nh 30) B¶ng 19P

M· hiÖu ®éng c¬	d _{ch} (mm)	l _{ch} (mm)	b _m (mm)	BÒ réng m, khuûu (mm)	Sè ®èi trng	b _® (mm)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
ÌÇÌÀ 400	41,975	31,789	17,46	66,0	-	-
	41,950	31,713				
ÌÇÌÀ 407	48,0	30,5	16,0	67,0	-	-
	47,975					
ÌÀÌÇ 965	45,0	21,1	12,15	67,0	4	19,5
	44,989	21,0	11,85			12,0
M-20	51,5	32,1	21,5	84,4	6	— ,
M-21	60,0	36,1	18,1	87,0	7	— ,
	59,987	36,0	16,9			
ÃÀÇ-12	51,5	32,1	17,5	113,0	4	— ,
	51,487	32,0				
ÃÀÇ-13	60,0	52,1	18,25	87,0	6	— ,
	59,987	52,0				
ÇÈÈ-110	58,0	35,1	17,55	85,0	8	19,0
	57,987	35,0	17,45			
ÇÈÈ-111	65,5	58,12	23,12	73,0	6	— ,
	65,487	58,0	23,0			
ÇÈÈ-120	62,0	38,1	20,75	104,0	12	15,0

	61,98	38,0	20,25			
--	-------	------	-------	--	--	--

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
ÃÀÇ-51	51,5	32,1	20,5	90,0	4	— ,
	51,487	32,0	19,0			
ÃÀÇ-66	60,0	52,1	18,25	87,0	6	— ,
	59,987	52,0				
ÃÀÇ-41	60,0	52,1	18,25	87,0	6	— ,
	59,987	52,0				
ÓÐÀË-5M	57,075	38,15	21,0	102,0	-	-
	57,050	38,05	20,2			
ÇÈË - 130	65,5	58,12	23,12	73,0	6	— ,
và 375	65,487	58,0	23,0			
Ä-16	60,185	42,17	28,14	120,0	-	-
	60,17	42,0	27,46			
Ä-20	84,92	60,4	25,0	92,0	2	32,0
	84,90	60,0				
Ä -30	60,185	42,1	26,15	116,0	-	-
	60,17	42,0	25,0			
Ä -35	74,94	57,12	20,5	120,0	8	19,0
	79,925	54,0	20,25			
Ä -37	65,189	42,1	26,15	120	4	25,0
	65,17	42,0	26,85			
Ä -48	75,185	54,2	20,5	-	-	-

	75,165	54,0				
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
Ä-54	84,92	60,2	31,5	132,0	4	28,0
	84,94	60,0				
ÑÏÄ-7	75,165	54,12	28,0	136,0	-	-
	75,14	53,88				
Ä-75	84,92	60,2	31,5	132,0	4	28,0
	84,905	60,0				
ÑÏÄ-14	88,15	50,1	30,0	150,0	-	-
	88,135	50,0				
ÊÄÏ-46	89,5	87,23	46,0	134,0	8	46,0
	98,0	87,0				
6ÊÄÏ-50	89,5	87,23	46,0	134,0	8	46,0
	89,0	87,0				
ßÏÇ-204	69,85	54,025	27,25	110,0	4	26,0
	69,385	53,925	26,75			
ßÏÇ-206	69,85	54,029	27,25	110,0	4	26,0
	69,835	53,925	26,75			
Ä-6	84,94	70,195	24,5	182,0	12	22,0
	84,92	70,095	24,3			
ßÏÇ-236	85,0	83,14	30,0	103,0	6	27,2
	84,985	83,0				
ßÏÇ-238	85,0	83,14	30,0	103,0	8	27,2
	85,0	83,14	-	-	-	-

	84,985	83,0				
Ä -12 vμ	84,94	70,195	24,5	182,0	-	-
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
Ä -12-525	84,92	70,095	24,3			
ÓÄ-1	45,0	21,1	22,0	40,0	2	22,0
	44,989	21,0				
ÓÍÄ-5	45,0	21,1	19,0	56,0	2	22,2
	44,989	21,0				
ÓÄ-2	45,0	21,1	22,0	40,0	2	22,0
	44,989	21,0				
ÓÍÄ-7 vμ	45,0	21,1	19,0	56,0	3	— ,
ÓÍÄ-10	44,989	21,0				

Kích thước đầu, đuôi và lỗ đầu của trục khuỷu (hình 30) Bảng 20P

Mã động cơ	l_d (mm)	d_{br} (mm)	l_b (mm)	d_{mb} (mm)	d_b (mm)	Kiểu lỗ đầu	d_d (mm)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
ÌÇÌÀ 400	54,0	25,385	23,8	117,454	-	Khoan	7,5
		25,365		117,429			
ÌÇÌÀ 407	53,0	27,0	34,0	117,454	93,5	-	5,0
		26,95		117,429			
ÌÀÌÇ 965	82,5	40,0	10,0	-	-	-	5,0
		39,983					
M-20	71,0	40,035	35,0	122,014	-	-	6,5
		39,982		121,986			
M-21	85,0	40,02	37,0	122,0	-	-	5,0
		40,003		121,986			
ÃÀÇ-12	70,0	40,035	42,0	122,014	100,0	Khoan	6,5
		39,982		121,986			
ÃÀÇ-13	85,0	40,02	37,0	122,01	100,0	-	6,0
		40,003		121,986			
ÇÈÈ-110	106,0	35,0	40,0	124,014	100,0	-	6,0
		34,975		-			
ÇÈÈ -111	120,0	45,98	62,0	140,02	116,0	-	60,0
		45,95		139,99			
ÇÈÈ -120	114,0	50,034	24,0	140,0	-	-	6,0

		50,009		139,96			
ÃÀÇ-51	71,0	40,035	35,0	122,014	-	-	6,5
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
ÃÀÇ -66	85,0	40,02	37,0	122,01	100,0	-	5,0
ÃÀÇ -41	85,0	40,02	37,0	122,01	100,0	-	5,0
ÓÐÀË-5M	120,0	49,225	16,0	138,1	-	-	6,0
ÇÈË-130	120,0	45,98	62,0	140,02	116,0	-	6,0
νμ 375		45,95		139,99			
Ä-16	70,0	36,008	39,0	82,0	65,0	-	7,6
Ä -20	133,0	50,008	96,23	-	-	-	8,0
Ä -30	83,0	38,035	34,5	87,5	68,0	-	8,0
		38,018	33,5	87,27			
Ä -35	114,0	44,975	53,5	144,98	-	-	6,0
		44,95		144,96			
Ä -37	88,0	38,035	39,5	87,5	68,0	-	8,0
	38,018	38,5	87,27				
Ä -48	205,0	44,75	52,5	143,08	120,02	Khoan	7,0
Ä -54	184,0	45,035	56,3	159,955	-	-	9,0
νμ Ä 75		45,016		159,982			
ÑÌÄ-7	130,0	-	22,0	129,95	105,0	-	7,0
				129,91			
ÑÌÄ -14	125,5	56,042	30,0	129,95	105,0	-	7,0
	123,5	55,983		129,91			
ÊÄÏ 46 νμ	220,0	75,04	14,0	189,978	160,0	-	10,0
ÊÄÏ 50		75,02		189,948			

ΒΙÇ-204	178,0	63,988	89,12	119,035	-	-	8,0
νμ 206		63,968		119,012			
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Ä-6	283,0	94,94	128,5	-	-	èng	-
		94,925				muèng	
ΒΙÇ-236 νμ -238	101,0	65,0	47,0	140,0	112,0	khoan	5,0
				139,986			
Ä-12 và Ä-12 -523	283,0	94,94	128,5	-	-	èng	-
		94,925				muèng	
ÓÄ-1	81,0	-	119,65	-	-	khoan	5,0
ÓÍÄ-5	62,5	-	118,5	-	-	-	5,0
ÓÄ-2	810	-	119,5	-	-	-	5,0
ÓÍÄ-7	63,0	-	118,5	-	-	-	5,0
ÓÍÄ-10	63,0	-	118,5	-	-	-	5,0

Kích thước cơ bản của pít tông, chốt pít tông và xéc măng. Bảng 21

TT	Thông số kích thước	Động cơ diesel	Động cơ xăng
1	Chiều dày đỉnh pít tông: + không làm mát đỉnh + Có làm mát đỉnh	(0,1 0,2) (0,05 0,1)D	(0,03 0,09) (0,03 0,09)
2-	Khoảng cách từ đỉnh đến xéc măng thứ nhất;	(1,0 2,0)	(0,5 1,5)
3	Chiều dày s của phần đầu	(0,05 0,1)D	(0,05 0,1)D
4	Chiều cao H của pít tông (đối với động cơ bốn kỳ)	(1,0 1,6)D	(1, 1,4)D
5	Vị trí chốt pitston (tính từ chân H - h	(0,5 1,2)D	(0,5 1,2)D
6	Đường kính chốt pít tông d	(0,3+0,45)D	(0,22+0,3)D
7	Đường kính bộ chốt d _b	(1,3 1,6)d	(1,3 1,6)d
8	Đường kính trong của chốt d _t	(0,6 0,8)d	(0,6 0,8)d
9	Chiều dày phần thân d ₄ - d ₃	2 5 mm	2 5 mm
10	Số xéc măng khí	3 4	2 4
11	Chiều dày hướng kính t của xéc măng khí	$\frac{1}{22}$ $\frac{1}{23}$ D	$\frac{1}{22}$ $\frac{1}{23}$ D
12	Chiều cao h của xéc măng khí	22 4 mm	22 4 mm
13	Số xéc măng dầu	1 3	1 3

Bảng 22 P

**Kích thước cơ bản của thanh truyền, bu lông thanh truyền
và trục khuỷu (theo hình 32)**

TT	Thông số kích thước	Trị số
(1)	(2)	(3)
1	Chiều dày bạc đầu nhỏ thanh truyền d_1-d_b	$(0,08 \text{ -- } 0,085)d_b$
2	Chiều dày đầu nhỏ thanh truyền $\frac{d}{d}$	
	- Khi có gia công cơ khí mặt ngoài	1,2 1,3
	- Khi không gia công cơ khí mặt ngoài	1,35 1,45
3	Chiều dài thân thanh truyền L_t được chọn theo $\frac{R}{L_t}$	$= 0,24 \text{ -- } 0,30$
4	Chiều dày bạc đầu t_o	
	- Với gộp bạc bằng thép	$1 + 30 \text{ mm}$
	- Với gộp bạc bằng đồng	$3 \text{ -- } 8 \text{ mm}$
5	Chiều rộng đầu t_o I_i	
	- Khi lắp hai bu lông	$(1,5 \text{ -- } 1,6) d_{ch}$
	- Khi lắp bốn bu lông	$(1,3 \text{ -- } 1,4) d_{ch}$
6	Khoảng cách giữa hai đường tâm bu lông l_2	
	- Khi lắp hai bu lông	$(1,2 \text{ -- } 1,25)d_u$
	- Khi lắp bốn bu lông	$(1,15 \text{ -- } 1,5)d_{ch}$
7	Chiều dài đầu to thanh truyền 1	$(0,5 \text{ -- } 1,5)d_{ch}$
8	Đường kính bu lông thanh truyền d_{bt}	
	- Khi lắp hai bu lông với động cơ bốn kỳ	$(0,18 \text{ -- } 0,25)d_{ch}$
	- Khi lắp bốn bu lông với động cơ 4 kỳ	$(0,13 \text{ -- } 0,16)d_{ch}$

M. ®.c¬	VËt liÖu	L _t (mm)	d ₂ (mm)	d ₁ (mm)	d ₁ (mm)	l _® (mm)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
ìçìÀ-400	ThĐp 40	160,05	32,0	32,813	3	22,0
		159,95		23,775		
ìçìÀ -407	- 40	140,15	35,0	23,33	3	25,2
		139,85		23,7		
MeM3-965	40P	115,04	34,0	27,7	4	21,0
		114,96		27,??		
M-20	45Ã2	202,05	32,0	23,2	3	29,15
M-21	45 Ã 2	169,05	38,0	26,5	6	30,0
		168,95		26,27		
ÃÀÇ-12	45 Ã 2	202,05	32,0	23,27	3	29,15
		201,95		23,29		
ÃÀÇ -13	45-2	168,05	42,0	29,523	6	35,0
ÇÈÈ-110	40XH	235,05	37,0	23,5	-	32,0
		234,95		23,52		
ÇÈÈ -111	40XHMA	175,05	41,5	29,028	5	27,0
		174,95		29,0		
ÇÈÈ -120	38XA	217,05	42,0	29,5	3	38,0
		216,95		29,523		
ÃÀÇ -51	45 Ã2	202,05	32,0	23,27	3	29,15
		201,95		23,9		

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
ÃÀÇ -66	45 Ã 2	156,05	38,0	26,5	6	30,0

		155,95		26,27		29,986
ÄÄÇ -41	45 Ä 2	168,05	42,0	29,523	6	35,0
		167,95		29,5		34,85
ÓÐAË-5M	38XA	231,85	-	28,57	-	22,4
		231,70		28,5		22,0
ÇÈÈ-130	40P	185,05	41,5	29,238	5,0	37,0
		184,95		29,0		36,87
ÇÈÈ -375	40P	185,05	411,5	29,238	5,0	37,0
		184,95		29,0		36,87
Ä-16	40X	215,05	50,0	35,027	8,0	35,0
		214,95		35,0		34,83
Ä -20	45	250	70,0	55,03	6,0	44,0
		249,95		55,0		43,66
Ä -30	45X	215,05	50,0	35,027	8,0	35,0
		214,95		35,0		34,83
Ä -35	45	260,05	62,0	44,0	5,0	38,0
		259,95		44,027		37,66
Ä -37	45X	215,05	55,5	40,081	8,0	41,83
		214,95		40,01		41,66
Ä -48	45	260,0	60,0	44,027	6,0	38,0
		259,9		44,0		37,48
Ä -54	45	330,05	74,0	55,0	-	44,0
		329,95		55,03		43,66
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
ÑÏÄ-7	45	230,0	66,0	46,027	5,0	42,0

		229,9	46,0			
Ä -75	45	330,05	74,0	55,0	-	44,0
		329,03		55,03		43,66
ÑÏÄ-14	40X	250,0	66,0	48,027	5,0	42,0
		249,973		48,0		
ÊÄÏ -46	45	380,1	95,0	68,0	2x1,5	54,0
		379,9		68,03		
6ÊÄÏ -50	45	380,1	95,0	68,0	2đ1, 5	54,0
		379,9		68,03		
ßÏÇ-204	45 Ä2	257,2	64,0	44,0	8,0	45,5
vµ 206		257,15		44,027		45,4
Ä -6	18XHBA	320,05	64,0	52,7	6x8,5	50,0
		319,95				
ßÏÇ-236	40X	265,03	78,0	56,03	5,0	47,6
vµ 238		264,97		56,0		47,28
Ä -12A vµ Ä- 12A-525	18XHBA	320,05	64,0	52,7	6x8,5	50,0
		319,95				
ÓÄ -1 vµ ÓÄ-2	40P	154,0	30,0	23,8	4,0	29,0
ÓÍÄ-5-7 vµ -10	40P	115,04	34,0	27,17	4,0	21,0
		114,96		27,11		20,8

KÝch thíc th©n vµ ©Çu to thanh truyÒn (theo h×nh 23) B¶ng 15 P

M.®.c↵	H _{min} (m m)	H _{TB} (mm)	B(mm)	t(mm)	D ₁ (mm)	(mm)	l (mm)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
M3MA-400	16,0	16,0	13,0	-	44,45 42,2	5,5	31,65 31,599
M3MA -407	16,0	20,0	15,0	3,5	51,524 51,512	5,0	31,55 31,5
MeM3-965	15,0	26,0	12,0	3,0	48,515 48,5	5,0	20,96 20,85
M-20	18,5	21,5	17,0	2,5	55,012 55,0	5,0	31,85 31,8
M-21	22,0	25,0	17,0	4,0	63,512 63,5	9,1	35,85 35,78
ÃÀÇ-12	28,5	21,5	17,0	2,5	55,012 55,0	5,5	31,85 31,8
ÃÀÇ -13	22,0	27,0	17,0	4,0	63,512 63,5	9,1	25,85 25,78
ÇÈÈ-110	22,0	22,0	16,0	2,5	61,518 61,5	7,0	34,85 34,8
ÇÈÈ -111	27,0	29,0	18,5	4,0	85,0	8,0	28,94 28,87
ÇÈÈ -120	15,0	29,0	18,0	4,0	65,5 65,482	8,0	37,925 37,84
ÃÀÇ-51	18,5	21,5	17,0	2,5	55,012 55,0	5,5	31,85 31,8
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)

ÃÀÇ -66	22,0	25,0	17,0	4,0	63,512	9,1	25,85
					63,5		25,78
ÃÀÇ -41	22,0	27,0	17,0	4,0	63,512	9,1	25,85
					63,5		25,78
ÓÐAË-5M	30,0	30,0	19,0	-	60,7	5,5	37,95
					59,9		37,85
ÇÈË-130 vµ ÇÈË-375	27,0	29,0	18,5	4,0	85,0	8,0	28,94
							28,78
Ä-16	26,0	30,0	25,0	5,6	66,018	10,0	41,83
					6,5		41,66
Ä -20	40,0	40,0	30,0	7,1	91,021	7,5	59,0
					6,5		59,6
Ä -30	26,0	30,0	25,0	6,5	76,018	11,0	41,83
					5,6		41,66
Ä -35	33,0	35,0	28,0	5,5	76,018	11,0	41,83
					76,0		41,66
Ä -48	34,0	40,0	28,0	4,5	81,015	14,5	53,75
					81,0		53,65
Ä -54	40,0	45,0	32,0	5,0	91,0	12,0	59,8
					91,015		59,6
ÑÌÄ-7	-	36,0	26,0	5,5	81,021	8,5	53,8
					81,0		53,6
Ä -75	40,0	45,0	32,0	5,0	91,015	12,0	59,8
					91,0		59,6
ÑÌÄ-14	33,0	36,0	26,0	5,0	84,02	9,0	49,83
					84,0		49,66

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

ÊÄÏ-46 vµ	40,0	42,5	35,0	6,0	100,021	15,0	86,77
6ÊÄÏ-50					100,0		86,69
ßÀÇ-204 vµ	35,0	35,0	22,0	4,0	77,79	11,0	53,75
ßÀÇ - 206							53,7
Ä -6	50,0	54,0	30,0	5,4	90,0	10,0	70,0
ßÀÇ-236 ,	42,0	42,0	30,0	7,5	93,021	13,0	41,325
238 vµ -240					93,0		41,285
Ä -12A vµ	50,0	54,0	30,0	5,1	90,0	10,0	70,0
Ä 12A-525							
ÓÄ-1 vµ	16,0	20,0	13,5	3,5	-	5,5	31,65
ÓÄ-2							31,59
ÓÍÄ-5 vµ	16,0	20,0	13,0	5,5	47,989	5,0	20,96
ÓÍÄ -10					47,78		20,85
ÓÍÄ-7	15,0	20,0	12,0	3,5	47,989	5,5	20,96
					47,78		20,85

KÝch thíc b'c ®Çu nhá vµ ®Çu to thanh truyÒn (h×nh 23) B¶ng 16

M. ®.c¬	d ₁ (mm)	d _b (mm)	D ₁ (mm)	b _b (mm)	l _b (mm)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
İÇİA-400	23,864	19,865	-	0,675	-
	23,839	19,862			
İÇİA -407	58,0	48,055	527,25	1,744	25,4
		48,035	51,025	1,737	25,06
MeM3-965	27,2	22,0	48,0	1,744	20,0
				1,737	
M-20	23,47	21,095	55,012	1,744	25,8
	23,44	21,092		1,737	25,55
M-21	23,47	24,999	63,512	2,237	23,3
	23,44	24,997		2,23	23,1
ÃAÇ-12	23,47	21,095	55,012	1,744	25,8
	23,44	21,092		1,737	25,55
ÃAÇ -13	31,2	28,095	63,512	2,237	23,3
ÇÈÈ-110	31,1	28,092		2,23	23,1
	23,7	22,007	61,512	1,744	31,8
	23,67	22,004		1,737	31,55
ÇÈÈ -111	31,2	28,007	69,5	1,987	27,5
	31,1	27,997		1,98	27,22
ÇÈÈ -120	29,7	28,007	65,515	1,744	32,0
	29,67	28,004		1,737	31,66
ÃAÇ -51	23,47	21,095	55,012	1,744	25,8
	23,44	21,092		1,737	25,55
ÃAÇ -66	23,47	24,999	63,512	2,231	23,3
	23,44	24,997		2,23	13,1
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
ÃAÇ -41	31,2	28,095	63,912	2,231	23,3
	31,1	28,092		2,23	23,1

ÓÐΑË-5M	-	-	-	1,744	-
				1,737	
ÇÈË-130	31,2	28,007	69,5	1,987	27,5
νμ-375	31,1	27,997		1,98	27,22
Ä-16	35,115	30,021	66,7	2,875	33,0
	35,065	30,01	66,4	2,861	32,66
Ä -20	55,015	48,045	92,4	2,87	49,0
	55,009	48,030	91,4	2,86	48,66
Ä -30	35,115	30,021	66,7	2,874	33,0
	35,065	30,01	66,4	2,861	32,66
Ä -35	44,125	38,01	81,5	3,0	44,0
	44,075	38,003	81,2	2,992	43,983
Ä -37	40,0	35,021	71,28	2,874	30,0
	39,63	35,01		2,861	32,66
Ä -48	44,125	38,02	82,4	2,88	42,0
	44,075	38,008	81,5	2,87	41,75
Ä -54	55,15	48,045	91,0	3,0	51,0
	55,09	48,03		2,99	50,8
ÑÏÄ-7	46,125	40,083	82,4	2,88	41,66
	46,075	40,018	81,5	2,77	42,0
Ä -75	55,15	48,045	91,1	2,88	51,0
	55,09	48,03	91,2	2,77	50,8
ÑÏÄ-14	48,125	42,033	85,4	2,88	39,0
	48,075	42,018	84,5	2,77	38,66

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
ÊÄÏ-46 νμ	68,12	60,018	100,019	4,0	81,0
6ÊÄÏ-50	68,09	60,0	100,003		80,54

ΒΑÇ-204 vμ	44,13	38,074	77,788	3,949	47,6
ΒΑÇ - 206	44,1	38,064		3,942	47,4
Ä -6	-	42,035	90,0	2,5	60,0
		42,055			59,8
ΒÌÇ-236, 238	56,0	50,026	94,2	1,472	34,2
vμ -240	55,97	50,02	93,7	3.465	34,03
Ä-12A vμ Ä 12-	-	48,035	90,0	2,5	60,0
525		48,055			59,8
ÓÄ-1 vμ ÓÄ-2	23,8	19,86	-	-	-
ÓÍÄ-5 vμ ÓÍÄ	23,8	19,86	48,0	1,744	20,0
-10				1,737	
ÓÍÄ-7	27,2	22,0	48,0	1,744	20,0
				1,737	

KÝch thíc bu l<ng thanh truyÒn (h×nh 23) B¶ng 17P

M. ®.c	d _{min} (m m)	l _b (mm)	l _r (mm)	l _® (mm)	® _® (mm)	h(mm)	C.cao mò èc(mm)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
M3MA-400	8,37	60,5	17,0	21,0	9,75	5,0	10,0
	8,23	59,0			9,25		
M3MA -407	9,6	68,0	20,0	28,0	11,0	6,5	10,0
	9,5				10,7		
MeM3-965	6,0	53,0	15,0	18,0	7,0	7,0	10,0
M-20	9,5	68,0	20,0	23,0	11,5	6,0	13,0
	9,4						
M-21	9,6	62,0	20,0	26,0	11,5	6,5	13,0
	9,5						

ÃÀÇ-12	9,5	68,0	20,0	23,0	11,5	6,0	13,0
	9,4						
ÃÀÇ -13	9,6	62,0	20,0	26,0	11,5	6,5	13,0
	9,5						
ÇÈÈ-110	9,6	82,0	22,0	11,0	14,0	7,0	13,0
	9,4						
ÇÈÈ -111	11,9	70,5	25,0	22,0	15,0	6,0	11,0
	11,8						
ÇÈÈ -120	11,895	74,5	25,0	26,0	15,0	6,5	14,5
	11,955						
ÃÀÇ -51	9,4	68,0	20,0	23,0	11,5	6,0	13,0
	9,5						
ÃÀÇ -66	9,6	62,0	20,0	23,0	11,5	6,5	13,0
	9,5						

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
ÃÀÇ -41	9,6	62,0	20,0	23,0	11,5	6,5	13,0
	9,5						
ÓÐAË-5M	11,88	63,0	21,0	31,0	16,0	5,0	14,5
	11,94						
ÇÈÈ-130 vµ	11,9	70,5	25,0	22,0	15,0	6,0	11,0
ÇÈÈ -375	11,8						
Ä-16 vµ	10,0	67,36	28,0	30,0	-	9,36	-
Ä -30	9,8	67,0					
Ä -20	14,7	131,4	47,0	85,0	-	15,0	27,70
	14,0	130,9					
Ä -35	11,9	63,0	25,0	-	22,0	13,0	-
	11,78						
Ä -37	10,0	81,0	28,0	14,0	-	9,36	-

	9,8						
Ä -48	14,7	65,0	23,0	30,0	21,0	12,0	-
	14,5						
Ä -54	14,7	127,0	34,0	57,0	19,0	10,0	27,0
	14,0			59,0			
ÑÏÄ-7	12,7	117,4	300	50,1	190	10,0	20,0
	12,0	116,0					
Ä-75	14,7	127,4	34,5	58,0	19,0	10,0	27
	14,0	125,0	33,5				
ÑÏÄ-14	12,7	113,64	27,5	51,0	19,0	10,0	30,0
	12,0	113,5		49,0			
ÊÄÏ-46	17,5	137,0	33,0	63,0	24,5	14,0	24,0
6ÊÄÏ-50		136,0					

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
ΒÄÇ-204 vμ	9,7	94,0	22,0	10,0	14,5	8,0	13,0
ΒÄÇ-206	9,6						
Ä-6, Ä-12	10,5		21,0	-	-	-	15,0
Ä-12-525							
ΒÏÇ-236-	9,6	95	21,5	15,0	24,0	11,0	-
ΒÏÇ-238 vμ	9,5	75	19,5				
ΒÏÇ-240							
ÓÄ-1 vμ ÓÄ-2	6,0	58,0	21,0	20,0	10,5	6,0	12,0
ÓÍÄ-5 ÓÍÄ-7							
vμ ÓÍÄ-10	6,0	48,0	15,0	18,0	10,5	6,	12,0

Khèi lîng nhãm pÝt t«ng

B¶ng5P

M. ®.c¬	Khèi lîng nhãm pÝt t«ng (g)						
	PÝt t«ng	XĐc.m kh	XĐc.m dÇu	Vg ®.hãi	Chèt pÝt tg	Vßng h-m	Kh.lg chung
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
M3Ma-400	224	1,20	15,0	-	66,5	1,0	331,5
M3MA-407	310	11,3	12,0	-	95	1,0	441,6
MeM3-965	194	8,5	10,0	-	64	11,0	287
M-20	448	15,0	18,5	-	110	1,0	627
M-21	578	19,0	22,0	-	100	3,0	722
ÃÀÇ-12	448	15,0	18,5	-	110	1,0	627
ÃÀÇ -13	630	25,0	38,0	-	210	3,0	908
ÇÈÈ-110	568	23,5	23,5	-	113	1,7	786
ÇÈÈ-111	720	20,0	28,0	10,0	210	3,0	1034
ÇÈÈ-120	825	27,5	33,0	-	217	1,7	1161
ÃÀÇ -51	448	15,0	18,5	-	110	1,0	627
ÃÀÇ -66	578	19,0	22,0	-	100	3,0	722
ÃÀÇ -41	630	25,0	38,0	-	210	3,0	908
ÓĐÀÈ-5M	827	28,0	30,0	-	270	1,5	1216
ÇÈÈ-130	892	19,0	22,0	10,0	210	3,0	1187
ÇÈÈ-375	968	25,0	38,0	10,0	210	3,0	1307
Ä-6 vµÄ- 30	920	24,0	21,0	-	300	2,0	1330
Ä -20	2700	40,0	40,0	-	860	6,0	3732
Ä -35	-	-	-	-	-	-	1956

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Ä -37	1730	33,0	31,0	-	512	2,0	2407
Ä -54	4293	50,0	50,0	-	860	4,3	5362
Ä -75	4293	50,0	50,0	-	860	4,5	5362
ÊÄÏ-46 vµ ÊÄÏ-50	4300	90,0	73,0	-	1275	14,0	5931
ßÄÇ-204 vµ ßÄÇ -206	2480	29,5	16,0	4,0	456	2,5	3040
Ä-6	2409	37,0	65,0	-	1034	-	3721
ßÏÇ-236;238 vµ 240	2180	43,0	52,0	-	1105	3,0	3524
Ä-12A , Ä -12-525	2409	37,0	65,0	-	1134	-	3821
ÓÄ-1 ÓÄ -2 vµ ÓÄ-5	286	8,0	14,0	-	80	1,0	396
ÓÄ-7	149	8,5	10,0	-	64	1,0	287
ÓÄ-10	286	8,0	14,0	-	80	1,0	396

Khèi lîng nhãm thanh truyÒn

B¶ng 6P

	Khèi lîng nhãm thanh truyÒn (g)
--	---------------------------------

Mã hiệu ®éng c↵	Thanh truyÒn	B¹c lát ®Çu nhá	N³p ®Çu to	B¹c lát	Bu l«ng	Tæng	Quy dÉn ®Õn	
							§Çu nhá	§Çu to
							(8)	(9)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
M3MA-400	390	30,0	150	-	35,0	640	170	470
M3MA-407	456	12,0	235	27	40,4	838,4	230	604
MeMP-965	228	11,0	96	18	21,2	439	125	314
M-20	575	11,0	238	31	51,0	988	273	715
M-21	532	19,0	285	39	38,0	1021	277	744
ÃÀÇ-12	575	11,0	238	31	51,0	988	273	751
ÃÀÇ -13	690	19,0	315	47	38,0	1196	341	855
ÇÈÈ -110	761	10,0	281	39	58,0	1266	425	814
ÇÈÈ-111	775	22,0	275	40	60,0	1195	285	910
ÇÈÈ-120	575	11,0	238	-	-	1530	-	-
ÃÀÇ-51	575	11,0	238	31	51,0	988	273	715
ÃÀÇ-66	532	19,0	197	26	38,0	950	270	680
ÃÀÇ-41	690	19,0	315	47	38,0	1196	341	855
ÓĐÀÈ-5M	-	-	-	-	-	1500	-	-
ÇÈÈ-130	755	22,0	275	47	63	1212	353	949
ÇÈÈ-375	755	22,0	285	47	63	1282	353	929
Ä-16 vµ	920	70,0	380	62	52,0	1598	447	1151
Ä -30								
Ä -20	3620	240,0	1384	152	224,0	5830	1632	1498
Ä -35	2082	61,0	1038	146	85,0	3535	987	2548
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Ä -37	1400	94,0	387	62	52,0	2109	592	1517
Ä -54	3620	240,0	1384	152	222,0	5828	1630	4198

Ä -75	3620	240,0	1384	152	222,0	5828	1630	4198
ÊÄÏ-46	5440	382,0	1950	415	330,0	9262	2600	6662
6 ÊÄÏ-50	5440	382,0	1950	415	330,0	9262	2600	6662
ßÀÇ-204 vµ 206	1985	66,5	596	163	64,0	3140	1230	1900
Ä -6	3281	390,0	1172	162	38,0	5205	1115	4090
ßÏÇ-236,238 -240	2838	70,0	897	150	115,0	6370	1420	4950
Ä -12A;12- 525	4366	3900	1172	162	38,0	6370	1420	4950
ÓÄ-1 ÓÄ-2	560	10,0	96	-	28,0	722	197	525
ÓÍÄ-5; 7; 10	228	11,0	96	18	21,2	439	125	314

Khèi lîng c,c bé phËn cña trôc khuûu B¶ng 7P

M· hiÖu ®éng c¬	Khèi lîng nhãm trôc khuûu (g)		
	Trôc khuûu	§èi trng	B, nh ®µ

(1)	(2)	(3)	(4)
M3MA-400	9722	-	9700
M3MA-407	10485	-	8350
MeM3	6620	-	5327
M-20	24400	-	13700
M-21	16900	-	12500
ÃÀÇ-12	30800	-	26500
ÃÀÇ -13	28300	-	26500
ÇÈÈ-110	40000	-	24300
ÇÈÈ -111	38400	-	-
ÇÈÈ-120	4400	-	27060
ÃÀÇ -51	30800	-	15750
ÃÀÇ -66	30000	-	13700
ÃÀÇ -41	28300	-	15700
ÓÐàÈ-5M	44000	-	33800
ÇÈÈ-130	38440	-	21200
ÇÈÈ -175	38400	-	21200
Ä-16	10000	-	32600
Ä -20	26580	-	95100
Ä -30	25340	-	24420
Ä -35	57500	-	600050

(1)	(2)	(3)	(4)
Ä -37	27040	-	24420
Ä -54 vµ Ä -75	62050	2754	85740

ÑÌÄ-7	-	-	45500
ÑÌÄ-14	-	-	455000
ÊÄÏ-46	123000	2723	165000
6 ÊÄÏ-50	184723	-	77400
ßÀÇ-204	52130	2858	76000
ßÀÇ-206	76086	-	77600
Ä -6	84400	-	-
ßÌÇ-236	72500	2900	66100
ßÌÇ-238	94130	2900	6500
Ä 12A vµ Ä-12-525	102500	-	-
ÓÄ-1	4438	-	8159
ÓÄ-2	6954	-	-

KÝch thíc pÝt t«ng (theo h×nh18)

B¶ng 8P

M· hiÖu ®éng c¬	VËt liÖu	H (mm)	h (mm)	L _{th} (mm)	Sè xĐc m'ng	XĐc m'ng dÇu	
						ë	ë th©n

					khÝ	®Çu	
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
M3MA-400	AC	80,0	43 44	57,0	2	1	-
M3MA-407	* ĘC	76,0	41,9 42	48,0	3	1	-
MeM3-965	AC	70,0	33,6 33,7	50,5	2	1	-
M-20	AC	94,0	50,94 51,06	65,0	2	2	-
M-21	AK-4	100	50,95 51,05	74,0	2	1	-
ĂÀÇ-12	AK-4	94,0	50,94 51,96	65,0	2	2	-
ĂÀÇ -13	AK-4	102,0	53,94 54,06	73,5	2	1	-
ÇÈÈ-110	ĂÈ-1	98	53,94 54,06	74,0	2	1	-
ÇÈÈ -111	AK-4	110	62,44 62,6	77,75	3	1	-
ÇÈÈ -120	AC	106,0	55,92 56,08	75,0	3	1	-
ĂÀÇ -51	AC	94,0	50,94 51,06	65,0	2	2	-
ĂÀÇ -66	AK-4	100,0	50,95 51,06	74,0	2	1	-
ĂÀÇ -41	AK-4	102,0	53,94 54,06	73,5	2	1	-
ÓĐàÈ-5M	Ń× 12-88	116,0	55,55 55,80	90,0	3	1	-
ÇÈÈ-130	AK-4	110,0	62,44 62,56	77,75	3	1	-
ÇÈÈ-375	AK-4	110,0	62,44 62,56	77,75	3	1	-
Ă-16	ĂÈ 10B	110,0	69,85 69,95	76,0	3	1	-
Ă -20	ĂÈ 10B	150,0	92,505 92,5	86,0	3	1	-
Ă -30	AC	110,0	70,1	61,4	3	1	1
Ă -35	ĂÈ -25	150	94,92 95,0	98,0	4	3	1
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Ă -37	ŃÈÈ-0	127,0	77,0 77,08	73,0	3	1	1
Ă -48	ĂÈ 10B	150	94,92 95,0	97,0	4	1	1

Ä -54	Ñ× 21-40	155,0	96,05 96,0	98,0	4	1	1
ÑÌÄ-7	ÀË 10B	145,0	75,42 75,50	102,0	3	1	1
Ä -75	ÀË 10B	155,0	96,0 96,05	98,0	4	1	1
ÑÌÄ-14	ÀË 10B	143,0	78,64 78,7	89,0	3	1	1
ÊÄÌ-46	AC	234,0	131,9 132,0	1730	3	2	-
6 ÊÄÌ-50	AC	234,0	131,9 132,0	173,0	3	2	-
ßÀÇ-204	×Ê	152,0	89,28 89,32	110,0	4	-	2
ßÀÇ-206	×Ê	152,0	89,28 89,32	110,0	4	-	2
Ä -6	ÀË 10B	120,0	75,5	66,4	4	1	1
ßÌÇ-236	AK4	175,0	99,9 100	117	3	1	1
ßÌÇ-238	AK4	175,0	99,9 100	117	3	1	1
ßÌÇ-240	AK4	175,0	99,9 100	117	3	1	1
Ä -12A	ÀË 10B	120,0	75,5	66,4	4	1	1
Ä -12-525	ÀË 10B	120,0	75,5	66,4	4	1	1
ÓÄ-1	ÀË 25	85,0	45,0	53,0	2	2	-
ÓÍÄ-5	ÀË 25	85,0	45,0	53,0	2	2	-
ÓÄ-2	ÀË 25	85,0	45,0	53,0	2	2	-
ÓÄ-7	ÀË 25	70,0	33,6 33,7	50,5	2	1	-
ÓÍÄ-10	ÀË	85,0	45,0	53,0	2	2	-

KÝch thíc pÝt t«ng (theo h×nh 18)

B¶ng 9P

M· hiÖu ®éng c¬	(mm)	D (mm)	d ₁ (mm)	d ₂ (mm)	d ₃ (mm)	d ₄ (mm)	C (mm)	a (mm)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)

M3MA-400	3,5	67,295	61,3	54,0	62,0	67,44	5,5	3,025
		67,265	561,1			67,31		3,015
M3MA-407	5,0	75,475	68,2	58,0	69,0	78,885	7,9	2,25
		75,375	67,95			78,805		2,23
MeM3-965	5,5	6,7	59,0	50,0	62,0	65,97	7,6	2,06
		65,1	58,8			65,95		2,04
M-20	8,0	81,2	72,7	59,0	77,0	81,88	7,3	2,47
M-21	7,5	91,45	82,5	60,0	84,0	92,0	6,0	2,555
		91,31	82,25			91,88		2,59
ÃÀÇ-12	8,0	81,2	72,7	59,0	77,0	81,88	7,3	2,47
		81,08	72,45			81,08		2,45
ÃÀÇ -13	8,0	96,6	88,6	72,0	92,0	99,972	8,5	2,07
		96,46	88,35			99,991		2,05
ÇÈÈ-110	6,0	89,3	80,0	70,0	85,0	89,98	7,6	2,57
		89,18	79,8			89,72		2,55
ÇÈÈ-111	9,0	96,6	88,6	-	94,0	100,02	11,0	2,07
		96,46	88,4			99,96		2,05
ÇÈÈ-120	7,5	100,89	92,0	68,0	94,0	101,48	6,0	3,06
		100,78	91,77			101,50		3,055
ÃÀÇ -51	8,0	81,2	72,7	59,0	77,0	81,88	7,3	2,47
		81,08	72,45			81,08		4,45

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
ÃÀÇ -66	7,5	91,45	82,5	60,5	84,0	92,0	6,0	2,555
		91,31	82,25			91,88		2,59

ÃÀÇ -41	8,0	96,6	88,6	72,0	92,0	99,972	6,5	2,07
		96,46	88,35			99,994		2,05
ÓÐÀË-5M	5,0	101,15	92,7	86,0	97,0	101,48	5,0	4,8
		100,95	92,4			101,50		4,77
ÇÈÈ-130	9,0	96,6	88,6	-	94,0	100,02	11,0	2,07
		96,46	88,4			99,96		2,05
ÇÈÈ -375	9,0	104,6	96,0	-	102,0	108,02	11,0	2,07
		104,46	95,8			107,96		2,05
Ä-16	12,0	94,4	85,5	-	85,0	94,82	15,0	2,595
		94,27	84,4			94,76		2,575
Ä -20	9,4	124,45	113,4	-	115,0	124,86	-	3,12
		14,37	113,2			124,78		2,905
Ä -30	12,0	94,38	84,5	52,0	85,0	95,0	17,5	2,615
		94,32	84,27			94,84		2,595
Ä -35	14,0	94,4	90,4	65,0	84,0	98,81	10,9	3,015
		94,32	90,15			99,5		3,08
Ä -37	12,0	104,38	98,01	42,0	98,0	104,80	19,0	3,046
		104,32	97,98			104,74		3,095
Ä -48	14,0	104,4	95,0	47,0	84,0	104,54	19,0	3,105
		104,92	94,75			104,41		3,08
Ä -54	12,0	124,4	113,27	104,0	120,0	124,92	22,0	4,1
		124,32	113,04			124,86		4,125
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
ÑÌÄ-7	11,7	114,0	103,17	76,0	-	114,82	18,0	3,105
		113,93	102,94			114,76		3,08

Ä-75	12,0	124,4	113,27	104,0	120,0	124,92	22,0	4,1
		124,32	113,04			124,86		4,125
ÑÏÄ-14	14,5	119,0	-	-	112,0	120,0	21,0	3,105
		118,93						3,08
ÊÄÏ-46	24,0	144,05	130,95	110,0	139,0	144,75	27,0	5,0
		143,95	130,67			144,74		5,02
6ÊÄÏ-50	24	144,05	130,95	110,0	139,0	144,75	27,0	5,0
		143,95	130,67			144,74		5,02
ßÄÇ-204	14,5	107,25	98,13	102,0	102,0	107,81	19,0	3,46
		107,15	97,87			107,8		3,42
ßÄÇ-206	14,5	107,25	98,13	102,0	102,0	107,81	19,0	3,46
		107,15	97,87			107,8		3,42
Ä-6, Ä-12A vµ 12-525	11,0	148,8	137,8	120,0	143,0	149,0	20,6	2,5
		148,75	137,54			149,5		
ßÏÇ-236, 238 vµ 240	20,0	129,83	117,5	62,0	118,0	130,02	23,0	3,55
		129,8	117,73			129,8		
ÓÄ-1 ,YÄ-2 vµ ÓÍÄ-5	5,5	71,7	66,0	44,0	67,0	71,97	6,0	3,025
		71,1				71,95		3,015
ÓÍÄ-7	5,5	71,7	66,0	44,0	67,0	71,97	6,0	3,025
		65,54	58,8			65,95		7,6
ÓÍÄ-10	5,5	71,7	66,0	44,0	67,0	71,97	6,0	3,025
		71,1				71,95		3,015

KÝch thíc pÝt t«ng (theo h«nh 19)

B¶ng 10

M· hiÖu ®éng c	d(mm)	d _b (mm)	b(mm)	Sè lç dÇu	§êng kÝnh lç dÇu (mm)
-------------------	-------	---------------------	-------	-----------	-----------------------------

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
M3MA-400	19,86 19,857	28,0	26,0	2 r-nh	2,5
M3MA-407	22,002 22,102	32,0	29,0	12	3,0
MeM3-965	19,995 19,85	26,0	26,0	4	4,0
M-20	21,995 21,985	30,0	33,0	13	3,0
ÃÀÇ -21 vµ	24,995 24,988	36,0	35,0	4	3,0
ÃÀÇ 66					
ÃÀÇ-12	21,995 21,985	30,0	33,0	13	3,0
ÃÀÇ -13	28,015 28,005	47,0	40,0	4	3,0
ÇÈÈ-110	21,995 21,992	32,0	36,0	12	4,0
ÇÈÈ -111	28,015 28,005	64,0	40,0	6	2,5
ÇÈÈ -120	27,995 27,992	40,0	42,4	10	3,5
ÃÀÇ -51	21,995 21,985	40,0	33,0	13	3,0
ÃÀÇ-41	28,015 28,005	47,0	40,0	4	3,0
ÓÐAÈ-5M	28,58 28,56	42,0	28,0	-	3,5
ÇÈÈ -130 vµ	28,015 28,005	64,0	40,0	6	2,5
ÇÈÈ -375					
Ä-16	29,982 29,97	50,0	40,0	8	3,0
Ä -20	47,91 47,85	-	50,0	8	4,0
Ä -30	29,991 29,978	50,0	40,0	8	4,5
Ä -35	37,996 37,988	50,0	41,5	12	3,0
Ä -37	34,991 34,978	50,0	42,0	8	3,0
Ä -48	37,992 37,98	64,0	42,0	12	3,0

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Ä -54 vµ Ä -75	47,995 47,98	62,0	52,0	10	5,0
ÑÌÄ-7	39,995 39,991	-	45,0	10	3,0

ÑÌÄ-14	41,995	41,991	-	45,0	12	4,0
ÊÄÏ-46 vµ 6 ÊÄÏ -50	59,99	59,98	84,0	57,0	14	5,0
ßÀÇ-204 vµ ßÀÇ -206	38,07	38,06	57,0	48,0	8	2,5
Ä-6, Ä-12A vµ Ä-12-525 YÄ -1YÄ -2-	47,988	47,972	62,0	56,0	18	4,0
ÓÍÄ-5 vµÓÍÄ 10	19,86	19,85	27,0	33,0	12	2,5
ÓÍÄ-7	19,995	19,985	26,0	26,0	4	4,0
ßÌÇ-236, ßÌÇ- 238 vµ ßÌÇ- 240	49,994	49,972	79,0	50,0	10	4,0

KÝch thíc chèt pÝt t«ng (theo h×nh 19)

B¶ng 11

M· hiÖu ©éng c¬	M· hiÖu thĐp	d (mm)	d _t (mm)	l (mm)	b _b (mm)	a(mm)
--------------------	--------------------	-----------	------------------------	-----------	------------------------	-------

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
M3MA-400	20	19,858 19,855	14,0	56,8 56,7	15,5	22,0
M3MA-407	45	21,998 21,988	16,0	65,6 65,56	17,56	29,0
MeM3-965	15X	20,0 19,99	14,0	55,0 54,99	14,0	26,0
M-20	45	22,0 22,997	14,8	70,1 69,8	18,5	29,0
M-21	45X	25,0 24,997	14,8	80,1 79,9	23,0	30,0
ÃÀÇ-12	45	22,0 22,997	14,8	70,1 69,9	18,5	29,0
ÃÀÇ -13	45X	28,0 27,997	19,0	82,1 81,9	21,5	35,0
ÇÈÈ-110	15XH	22,0 21,997	16,0	76,1 75,9	20,0	32,0
ÇÈÈ -111	15X	28,0 27,997	19,0	82,1 81,9	20,5	37,0
ÇÈÈ -120	15X	28,0 27,997	22,0	88,0 87,77	23,0	38,0
ÃÀÇ -51	45	22,0 21,997	16,0	70,1 69,9	18,5	29,0
ÃÀÇ -66	45X	25,0 24,997	14,8	80,1 79,9	23,0	30,0
ÃÀÇ -41	45X	28,0 27,997	19,0	82,1 81,9	21,5	35
ÓÐÀÈ-5M	20X	28,552 28,560	-	91,0 90,5	31,0	22,0
ÇÈÈ -130	15X	28,0 27,997	19,0	82,1 81,9	20,0	37,0
ÇÈÈ -375	15X	29,0 27,997	19,0	84,1 83,9	21,0	37,0
Ä-16	12XH 3A	30,0 29,991	16,0	77,8 77,4	38,0	40,0
Ä -20	12XH 3A	48,005 47,990	32,0	105,0 104,54	61,0	44,0
Ä -30	12XH 3A	39,0 29,991	16,0	77,8 77,4	38,0	40,0

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
Ä -35	20X	38,0 37,995	26,0	82,0 81,67	20,5	38,0
Ä -37	12XH 3A	35,0 34,991	17,0	88,79 88,3	23,0	42,0

Ä -48	20X	38,0 37,992	24,0	87,0 86,77	49,0	38,0
Ä -54	12XH 3A	48,005 47,999	31,0	107,5 107,27	27,5	47,0
ÑÌÄ-7	12XH 3A	40,0 39,991	26,0	97,0 96,77	52,0	45,0
Ä -75	12XH 3A	48,005 47,99	31,0	107,5 107,27	27,5	47,0
ÑÌÄ-14	12XH 3A	42,0 41,99	24,0	102,0 197,77	57,0	45,0
ÊÄÌ-46	20 Ä	60,0 59,994	43,0	120,0 119,54	31,5	54,0
6ÊÄÌ-50	20 Ä	60,0 59,994	43,0	120,0 119,54	31,5	54,0
ΒÄÇ-204 vμ ΒÄÇ-206	12XH 3A	38,0 37,990	31,0	92,2 92,06	21,0	45,5
Ä-6, Ä-12A, Ä-12A-525	12XH 3A	42,0 41,989	30,0	132,131,74	41,5	50,0
ΒÌÇ-236, 238 vμ 240	12XH 3A	50,0 49,988	29,0	110 109,77	28,0	48,0
ÓÄ-1 ÓÍÄ-5- ÓÄ-2 vμ - ÓÍÄ-10 ÓÍÄ-7	15X 15X	20,0 19,990 20,0 19,990	14,0 14,0	60,0 55,0 54,99	14,0 14,0	29,0 26,0

KÝch thíc xĐc m'ng khÝ (theo h×nh 22) B¶ng 12P

M· hiÖu ®éng c¬	h (mm)	t (mm)	A (mm)	A _c (mm)	(®é)	m (mm)	b (mm)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)

M3MA-400	2,988 2,975	2,78 2,62	4,9 6,8	0,76 0,41	15	-	-
M3MA-407	2,185 2,173	3,4 3,0	4,9 6,8	0,76 0,41	-	0,5	1,0
MeM3-965	2,0 1,988	3,1 2,9	132 10,0	0,6 0,35	-	0,5	1,0
M-20	2,4 2,388	4,1 3,9	132 9,3	0,4 0,2	27	1,4	-
M-21	2,5 2,488	4,42 4,18	132 9,3	13,2 0,3	-	0,6	1,3
ÃÀÇ-12	2,1 2,388	4,1 3,9	-	0,2 0,4	27,0	1,4	-
ÃÀÇ -13	2,0 1,988	1,0 4,7	148 10,0	0,4 0,15	-	0,6	1,3
ÇÈÈ-110	2,5 2,488	4,5 4,3	-	0,15 0,14	0,05	0,05	1,0
ÇÈÈ -111	2,0 1,988	5,0 4,85	124	0,4 0,15	0,582	0,5	1,2
ÇÈÈ -120	3,0 2,988	4,1 4,3	-	0,25 0,45	0,83	0,5	0,9
ÃÀÇ -51	2,4 2,388	4,1 3,9	-	0,2 0,4	27,0	1,4	-
ÃÀÇ -66	2,5 2,488	4,42 4,18	132 9,3	0,5 0,3	-	0,6	1,3
ÃÀÇ -41	2,0 1,988	5,0 4,7	148 10,0	0,4 0,15	-	0,6	1,3
ÓÐÀÈ-5M	4,755 4,73	3,8	138	0,15 0,45	-	-	-
ÇÈÈ-130	2,0 1,988	5,0 4,85	124	0,4 0,15	0,582	0,5	1,2
ÇÈÈ -375	2,0 1,988	4,45-93	13,1 10,9	0,25 0,15	0,582	0,5	1,2
Ä-16	2,5 2,495	4,0 3,85	10,6	0,6 0,2	-	0,6	1,0
Ä -20	3,0 2,982	5,3 4,9	14,2	0,8 0,6	-	0,5	1,35
Ä -30 vµ Ä -37	2,5 2,492	4,12 3,88	7,0 8,5	0,3 0,55	-	0,6	1,0
Ä -35	3,0 3,985	4,2 4,03	15,0	0,65 0,4	-	-	-
Ä -48	3,0 2,98	4,4 4,3	10,6	0,8 0,5	-	-	-

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Ä -54	3,983 3,965	5,1 4,9	-	0,4 0,6	-	-	-
Ä -7	3,0 2,98	4,8 4,7	-	0,7 0,5	30	-	-
Ä -75	3,883 3,965	5,1 4,9	-	0,4 0,6	-	-	-

ÑÌÄ-14	3,0 2,98	4,9 4,7	-	0,55 0,35	-	0,8	1,3
ÊÄÏ-46 vµ 6ÊÄÏ - 50	4,92 4,90	6,2 5,8	20,0	0,7 1,0	-	-	-
ΒÀÇ-204 vµ 206	3,15 3,135	4,24 4,08	19,0	0,5 0,65	-	-	-
Ä-6, Ä -12A vµ Ä -12-525	2,38 2,36	4,76	16,0	0,7 0,5	-	-	-
ΒÏÇ-236,238 vµ 240	3,5 3,452	5,3 5,1	18,8 14,2	0,65 0,45	10,16	-	-
ÓÄ-1, ÓÍÄ-6 ÓÄ-2 vµ ÓÍÄ- 10	2,0 1,998	3,1 2,9	4,9 6,8	0,6 0,35	-	0,4	0,7
ÓÍÄ-7	2,0 1,998	3,1 2,9	13, 0,10	0,6 0,35	-	0,4	0,7