ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG

BÀI GIẢNG MÔN HỌC
TÍNH TOÁN THIẾT KẾ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Dùng cho sinh viên ngành Cơ khí Động lực
Số tiết: 30 tiết

Biên soạn: TS.Trần Thanh Hải Tùng

Đà Nẵng 2007

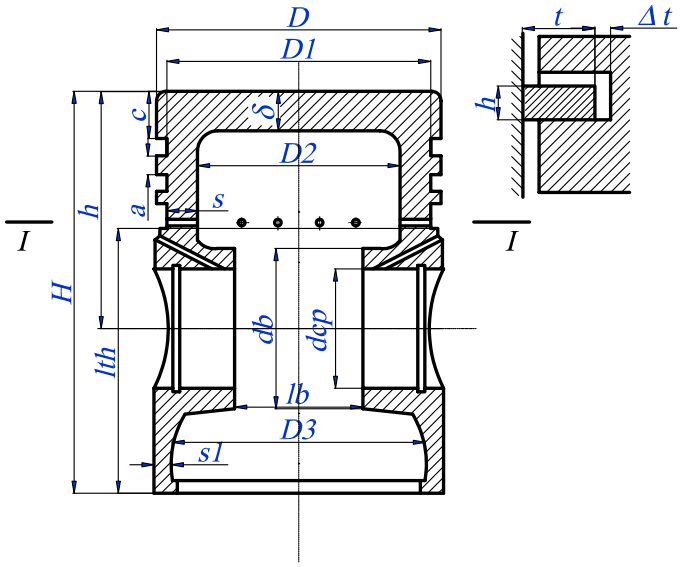
Chương 1

Tính toán nhóm Piston

1.1. Tính nghiệm bền piston

1.1.1. Xác định các kích thước cơ bản

Các kích thước cơ bản của piston thường được xác định theo những công thức thực nghiệm (bảng 1.1).



Hình 1.1 *Sơ đồ tính toán piston*

Bảng 1.1

Thông số	Động cơ tĩnh tại và tàu thuỷ		Động cơ ô tô và máy kéo		Động cơ cao tốc	
	Cỡ lớn	Cỡ nhỏ	Diesel	Xăng	Diesel	Xăng
Chiều dày đỉnh δ Không làm mát đỉnh	(0,08-0,2)D		(0,1-0,2)D	(0,03-0,09)D	(0,1-0,2)D	(0,04-0,07)D
Có làm mát đỉnh	(0,04-0,08)D		(0,05-0,1)D			
Khoảng cách h từ đỉnh đến xéc măng thứ nhất	(1-3)δ	(0,6-2)δ	(1-2)δ	(0,5-1,5)δ	0,8-1,5)δ	(0,6-1,2)δ
Chiều dày s phần đầu	(0,05-0,08)D		(0,05-0,1)D		(0,06-0,12)D	
Chiều cao H của piston	(1,5-2)D	(1-1,7)D	(1-1,6)D	(1-1,4)D	(0,6-1)D	(0,5-0,8)D
Vị trí chốt piston	(0,8-1,2)D	(0,65-0,9)D	(0,5-1,2)D		(0,35-0,45)D	
Đường kính chốt d_{cP}	(0,35-0,5)D		(0,3-0,45)D	(0,22-0,3)D	(0,3-0,5)D	(0,25-0,35)D
Đường kính bệ chốt d_b	(1,4-1,7)dcp		(1,3-1,6)dcp		(1,3-1,6)dcp	
Đường kính trong chốt d_o	(0,4-0,7)dcp		(0,6-0,8)dcp		(0,6-0,8)dcp	
Chiều dày phần thân s_1	(0,3-0,5)s		2-5 mm		(0,02-0,03)D	
Số xec măng khí	5-7	4-6	3-4	2-4	3-4	2-3
Chiều dày hướng kính t	(1/25-1/35)D		(1/22-1/26)D		(1/25-1/32)D	
Chiều cao a	(0,5-1)t		2,2-4mm		(0,3-0,6)t	
Số xec măng dầu	1-4		1-3		1-3	
Chiều dày bờ rãnh a_1	(1-1,3)a		≥a		≥a	

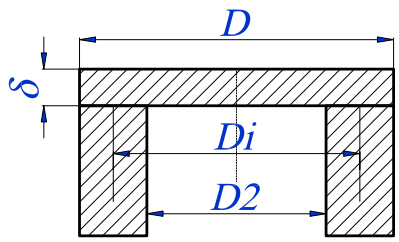
1.1.2. Điều kiện tải trọng

Piston chịu lực khí thể P_{kt}, lực quán tính và lực ngang N, đồng thời chịu tải trọng nhiệt không đều. Khi tính toán kiểm nghiệm bền thường tính với điều kiện tải trọng lớn nhất.

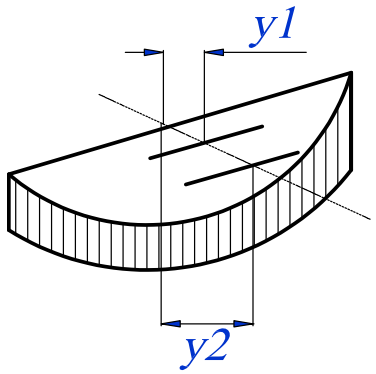
1.1.3. Tính nghiệm bền đỉnh piston

Tính nghiệm bền đỉnh piston đều phải giả thiết lực tác dụng phân bố đều và chiều dày của đỉnh có giá trị không đổi. Dưới đây giới thiệu hai phương pháp tính nghiệm bền đỉnh.

1.1.3.1. Công thức Back.



Hình 1.2 *Sơ đồ tính đỉnh piston theo phương pháp Back*



Hình 1 .3 *Sơ đồ tính đỉnh piston theo phương pháp Back*

Công thức Back dùng các giả thiết sau:

Coi đỉnh piston là một đĩa tròn có chiều dày đồng đều δ đặt trên gối tựa hình trụ rỗng. Coi áp suất khí thể p_z phân bố đều trên đỉnh như sơ đồ hình 1.2.

Lực khí thể $P_z = p_z F_P$ và phản lực của nó gây uốn đỉnh piston tại tiết diện x - x. Lực khí thể tác dụng trên nửa đỉnh piston có trị số:

$$\frac{P_z}{2}=\frac{\pi D^2}{8}p_z \quad ; \text{ (MN) (1-1)}$$

Lực này tác dụng tại trọng tâm của nửa hình tròn.

$$y_1=\frac{2}{3}\frac{D}{\pi}.$$

Phản lực phân bố trên nửa đường tròn đường kính D_i, có trị số bằng $P_Z/2$ và tác dụng trên trọng tâm của nửa đường tròn cách trục x - x một khoảng:

$$y_2=\frac{D_i}{\pi}$$

Mômen uốn đỉnh sẽ là:

$$M_u=\frac{p_z}{2}(y_2-y_1)=\frac{p_z}{2}\left(\frac{D_i}{\pi}-\frac{2}{3}\frac{D}{\pi}\right)$$

Coi $D_i \approx D$ thì: $M_u=p_z\frac{D}{6\pi}=\frac{1}{24}p_z D^3$ (MN.m) (1-2)

Môđun chống uốn của tiết diện đỉnh:

$$W_u=\frac{D\delta^2}{6}$$

Do đó ứng suất uốn đỉnh piston:

$$\sigma_u=\frac{M_u}{W_u}=p_z\frac{D^2}{4\delta^2}; \quad (1\text{-}3)$$

Ứng suất cho phép như sau:

- Đối với piston nhôm hợp kim:

Đỉnh không gân $[\sigma_u] = 20 - 25$ MN/m^2

Đỉnh có gân $[\sigma_u] = 100 - 190$ MN/m^2

- Đối với piston gang hợp kim:

Đỉnh không gân $[\sigma_u] = 40 - 45$ MN/m^2

Đỉnh có gân $[\sigma_u] = 100 - 200$ MN/m^2

1.1.3.2. Công thức Orơlin.

Công thức Orơlin giả thiết đỉnh là một đĩa tròn bị ngàm cứng trong gối tựa hình trụ (đầu piston) như sơ đồ trên hình 1.2. Giả thiết này khá chính xác với loại đỉnh mỏng có chiều dày $\delta \le 0{,}02$ D.

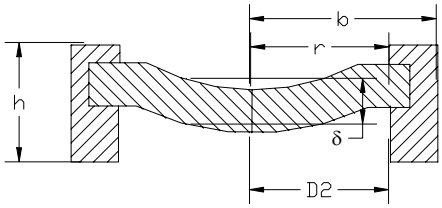
Khi chịu áp suất p_z phân bố đều trên đỉnh, ứng suất của một phân tố ở vùng ngàm được tính theo các công thức sau:

Ứng suất hướng kính:

$$\sigma_x = \xi \frac{3}{4} \frac{r^2}{\delta^2} p_z \; ; \quad \text{MN/m}^2 \qquad (1\text{-}4)$$

Ứng suất hướng tiếp tuyến:

$$\sigma_y = \frac{3}{4} \mu \frac{r^2}{\delta^2} p_z ; \quad \text{MN/m}^2 \qquad (1\text{-}5)$$



Hình 1.3. Sơ đồ tính đỉnh piston theo phương pháp Orlin

Trong đó:

ξ - Hệ số ngàm, thường chọn $\xi = 1$.

μ - Hệ số poát xông. (đối với gang $\mu = 0{,}3$; với nhôm $\mu = 0{,}26$).

r - Khoảng cách từ tâm đỉnh piston đến mép ngàm.

Ứng suất cho phép đối với vật liệu gang và nhôm: $[\sigma] = 60$ MN/m^2

1.1.4. Tính nghiệm bền đầu piston.

Tiết diện nguy hiểm của phần đầu piston là tiết diện cắt ngang của rãnh xéc măng dầu. ($F_{I\text{-}I}$ hình 1-1).

1.1.4.1. Ứng suất kéo:

$$\sigma_k = \frac{P_{jI}}{F_{I-I}} = \frac{m_{I-I} j_{\max}}{F_{I-I}} ; \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (1\text{-}6)$$

Trong đó: $m_{I\text{-}I}$ là khối lượng phần đầu piston phía trên tiết diện I-I.

Theo kinh nghiệm $m_{I\text{-}I}$ thường bằng $(0{,}4 - 0{,}6)m_{np}$

Ứng suất cho phép: $[\sigma_k] \le 10$ MN/m^2.

1.1.4.2. Ứng suất nén:

$$\sigma_n = \frac{P_z}{F_{I-I}} = \frac{\pi D^2}{4F_{I-I}} p_{z\max} \; ; \qquad (1\text{-}7)$$

Ứng suất cho phép:

- Đối với gang $[\sigma_n] = 40$ MN/m^2.
- Đối với nhôm $[\sigma_n] = 25$ MN/m^2.

1.1.5. Tính nghiệm bền thân piston.

Tính nghiệm bền thân piston chủ yếu là kiểm tra áp suất tiếp xúc của thân với xilanh.

$$K_{th} = \frac{N_{\max}}{l_{th} D} ; \quad \text{MN/m}^2 \qquad (1\text{-}8)$$

Trong đó: N_{max} là lực ngang lớn nhất, xác định từ kết quả tính toán động lực học.

Trị số cho phép của K_{th} như sau:

- Đối với động cơ tốc độ thấp $[K_{th}] = 0{,}15 - 0{,}35$ MN/m^2
- Đối với động cơ tốc độ trung bình $[K_{th}] = 0{,}3 - 0{,}5$ MN/m^2
- Đối với động cơ tốc độ cao $[K_{th}] = 0{,}6 - 1{,}2$ MN/m^2

Áp suất tiếp xúc trên bệ chốt piston cũng được xác định theo công thức tương tự:

$$K_b = \frac{P_z}{2 d_{cp} l_1} ; \quad \text{MN/m}^2 \qquad (1\text{-}9)$$

Trong đó: d_{cp} - đường kính chốt piston

l_1 - chiều dài làm việc của bệ chốt

Áp suất tiếp xúc cho phép:

- Kiểu lắp chốt tự do:

$$[K_b] = 20 - 30 \text{ MN/m}^2$$

- Kiểu lắp cố định trên piston gang:

$$[K_b] = 25 - 40 \text{ MN/m}^2.$$

1.1.6. Khe hở lắp ghép của piston:

Tùy thuộc vật liệu chế tạo piston, xi lanh và trạng thái nhiệt của piston mà khe hở lắp ghép khác nhau.

1.1.6.1. Trường hợp trạng thái nguội :

Khe hở phần đầu : $\Delta_d = (0{,}006\text{-}0{,}008)D$

Khe hở phần thân : $\Delta_t = (0{,}001\text{-}0{,}002)D$

1.1.6.2. Trường hợp trạng thái nóng :

Khe hở phần đầu:

$$\Delta_d' = D\left[1+\alpha_{xl}(T_{xl}-T_o)\right]-D_d\left[1-\alpha_p(T_d-T_o)\right]$$

Khe hở phần thân:

$$\Delta_t' = D\left[1+\alpha_{xl}(T_{xl}-T_o)\right]-D_t\left[1-\alpha_p(T_t-T_o)\right]$$

Với: T_{xl}, T_d, T_t là nhiệt độ xi lanh, nhiệt độ phần đầu piston, nhiệt độ phần thân piston.(K)

Khi làm mát bằng nước: T_{xl}=383 – 388K, T_d=473-723K, T_t=403-473K

Khi làm mát bằng không khí: T_{xl}=443 – 463K, T_d=573-823K, T_t=483-613K

α_{xl}, α_p: Hệ số dãn nở của vật liệu xi lanh và của vật liệu piston.(1/K).

Vật liệu nhôm: $\alpha = 22.10^{-6}$ 1/K

Vật liệu gang: $\alpha = 11.10^{-6}$ 1/K

1.2. Tính nghiệm bền chốt piston.

Chốt piston làm việc trong trạng thái chịu uốn, chịu cắt, chịu va đập và biến dạng. Trạng thái chịu lực của chốt trên theo sơ đồ hình 1.4.

1.2.1. Ứng suất uốn

Nếu coi chốt piston như một dầm đặt tự do trên hai gối đỡ, lực tác dụng có thể phân bố theo hình 1.4.

Khi chịu lực khí thể, chốt bị uốn lớn nhất ở tiết diện giữa chốt. Mômen uốn chốt có thể xác định theo công thức:

$$M_u = \frac{P_z}{2}\left(\frac{l}{2}-\frac{l_d}{4}\right);\text{MN.m.} \quad (1\text{-}10)$$

Mô dun chống uốn của tiết diện chốt piston bằng:

$$W_u = \frac{\pi}{32}\frac{\left(d_{cp}^4-d_0^4\right)}{d_{ch}} \approx 0{,}1d_{cp}^3\left(1-\alpha^4\right)$$

Trong đó:

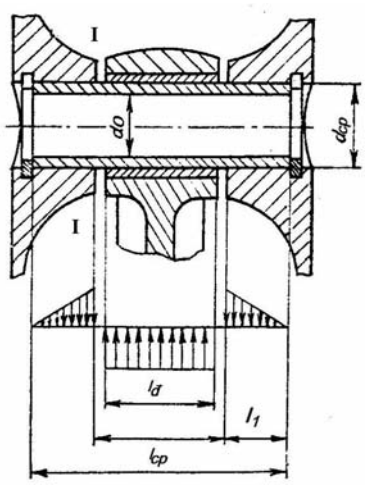
l - Khoảng cách giữa hai gối đỡ.

$l_đ$ - Chiều dày đầu nhỏ thanh truyền.

d_{cp} - Đường kính chốt piston.

d_o - Đường kính lỗ rỗng của chốt

$\alpha = \frac{d_0}{d_{cp}}$ - Hệ số độ rỗng của chốt.



Hình 1.4 *Sơ đồ tính toán chốt piston*

Nếu coi chiều dài chốt piston $l_{cp} \approx 3l_1$ và $l_1 \approx l_đ$ thì ứng suất uốn chốt piston tính theo sơ đồ trên hình 1.4 có thể tính theo công thức:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{P_z\left(l_{cp}+0{,}5l_d\right)}{1{,}2d_{cp}^3\left(1-\alpha^4\right)}; \quad (1\text{-}11)$$

1.2.2. Ứng suất cắt

Chốt piston chịu cắt ở tiết diện I-I trên hình 1-4. ứng suất cắt xác định theo công thức sau:

$$\tau_c = \frac{P_z}{2F_{cp}}; \quad MN/m^2 \qquad (1\text{-}12)$$

Trong đó: F_{cp} - Tiết diện ngang chốt (m^2)

Ứng suất cho phép đối với các loại vật liệu như sau:

- Thép hợp kim: $[\sigma_u] = 150 - 250$ MN/m^2
  $[\tau_c] = 50 - 70$ MN/m^2
- Thép hợp kim cao cấp: $[\sigma_u] = 350 - 450$ MN/m^2
  $[\tau_c] = 100 - 150$ MN/m^2

1.2.3. Ứng suất tiếp xúc trên đầu nhỏ thanh truyền:

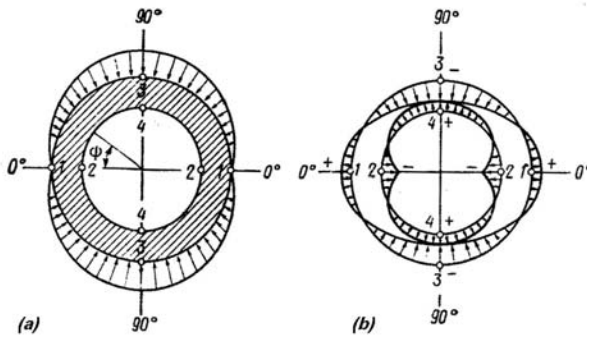
$$K_d = \frac{P_z}{l_d d_{cp}}; \quad MN/m^2 \qquad (1\text{-}13)$$

Ứng suất cho phép:

- Chốt lắp động: $[K_đ] = 20 - 35$ MN/m^2
- Chốt lắp cố định: $[K_đ] = 30 - 40$ MN/m^2

1.2.4. Ứng suất biến dạng

Khi biến dạng chốt biến dạng thành dạng méo. Theo Kinaxôsvili lực tác dụng theo chiều chốt piston phân bố theo đường parabôn có số mũ từ 2,5 ÷ 3. Trên phương thẳng góc với đường tâm chốt tải trọng phân bố theo đường sin như hình 1.5a.



Hình 1.5 *Ứng suất biến dạng trên tiết diện chốt piston*

Đối với các loại chốt có độ rỗng $\alpha = \frac{d_0}{d_{cp}} = 0,4 \div 0,8$ độ biến dạng Δd_{max} có thể xác định theo công thức sau:

$$\Delta d_{max} = \frac{0,09P_z}{El_{cp}}\left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right)^3 k; \qquad (1\text{-}14)$$

Trong đó:

k - Hệ số hiệu đính.

$k = [1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3]$

E - Môdun đàn hồi của thép; $E = 2.10^5$ MN/m^2.

Độ biến dạng tương đối:

$$\delta_{cp} = \frac{\Delta d_{max}}{d_{cp}} \le 0{,}002 \text{ mm/cm}; \qquad (1\text{-}15)$$

Khi chốt bị biến dạng ứng suất biến dạng phân bố theo hình 1.5b.

Trên các điểm 1, 2, 3, 4 có ứng suất lớn nhất.

Ứng suất kéo tại điểm 1 của mặt ngoài ($\varphi = 0^0$) tính theo công thức sau:

$$\sigma_{a,\varphi=0} = \frac{P_z}{l_{cp} d_{cp}} \left[0{,}19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1+\alpha)^2} - \frac{1}{(1-\alpha)} \right] k ; \qquad (1\text{-}16)$$

- Ứng suất nén tại điểm 3 của mặt ngoài:

$$\sigma_{a,\varphi=0} = -\frac{P_z}{l_{cp} d_{cp}} \left[0{,}174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1+\alpha)^2} + \frac{0{,}636}{(1-\alpha)} \right] k ; \qquad (1\text{-}17)$$

- Ứng suất nén tại điểm 2 của mặt trong

$$\sigma_{i,\varphi=0} = -\frac{P_z}{l_{cp} d_{cp}} \left[0{,}19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{(1-\alpha)} \right] k ; \qquad (1\text{-}18)$$

- Ứng suất kéo tại điểm 4 của mặt trong ($\varphi = 90^0$):

$$\sigma_{i,\varphi=90^0} = \frac{P_z}{l_{cp} d_{cp}} \left[0{,}174 \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} - \frac{0{,}636}{(1-\alpha)} \right] k ; \qquad (1\text{-}19)$$

Kết quả tính toán cho thấy ứng suất ở mặt trong thường lớn hơn ứng suất ở mặt ngoài.

Ứng suất biến dạng cho phép:

$$[\sigma_i] = 60 - 170 \text{ MN/m}^2$$

1.3. Tính nghiệm bền xéc măng.

Kích thước xéc măng khí có liên quan mật thiết với ứng suất của xéc măng là chiều dày t. Chiều dày xéc măng t thường đã được chuẩn hoá. Có thể xác định trong phạm vi:

$$D/t = 20 \div 30 \quad \text{và} \quad A/t = 2{,}5 \div 4$$

Trong đó: D - đường kính xilanh

A - độ mở miệng của xéc măng ở trạng thái tự do.

1.3.1. Ứng suất uốn:

Xéc măng không đẳng áp khi xéc măng làm việc- ứng suất công tác có thể xác định theo công thức Ghinxbua:

$$\sigma_{u1} = \frac{2 C_m A E}{\pi (3-\xi) D \left(\frac{D}{t} - 1 \right)} ; \qquad (1\text{-}20)$$

Trong đó: C_m - hệ số ứng suất phần miệng xéc măng. Tuỳ theo quy luật phân bố áp suất phần miệng có thể chọn $C_m = 1{,}74 \div 1{,}87$.

ξ - hệ số phân bố áp suất. Thông thường có thể chọn $\xi = 0{,}196$.

E - Mô duyn đàn hồi của hợp kim gang E = 1,20. 10^5 MN/m^2

1.3.2. Ứng suất lắp ghép xéc măng vào piston:

$$\sigma_{u2} = \frac{4E\left(1-\frac{A}{\pi t(3-\xi)}\right)}{m\frac{D}{t}\left(\frac{D}{t}-1{,}4\right)}\ ; \qquad (1\text{-}21)$$

Trong đó: m - hệ số lắp ghép.

Nếu lắp ghép bằng tay : m = 1

Nếu lắp ghép bằng đệm : m = 1,57

Nếu lắp ghép bằng kìm chuyên dụng : m = 2.

1.3.3. Ứng suất khi gia công định hình:

$$\sigma_{u3} = (1{,}25 \div 1{,}3)\ \sigma_{u1} \qquad (1\text{-}22)$$

Ứng suất cho phép: $[\sigma_{u3}] = 400 \div 450$ MN/m^2

1.3.4. Áp suất bình quân của xéc măng không đẳng áp

$$p_{tb} = \frac{0{,}425E\frac{A}{t}}{\frac{D}{t}(3-\xi)\left(\frac{D}{t}-1\right)^3}\ ; \qquad (1\text{-}23)$$

Dạng đường cong áp suất $p = \delta.p_{tb}$ có thể xác định sơ bộ theo hệ số δ ở bảng dưới đây:

α	0^0	30^0	60^0	90^0	120^0	150^0	180^0
δ	1,051	1,047	1,137	0,896	0,456	0,670	2,861

1.4. Bài tập áp dụng:

1. Tính toán kiểm tra piston động cơ xăng bằng nhôm có các thông số cho trước như sau:

Thông số	**Đơn vị**	**Giá trị**			
S/D	mm	78/78	80/80	75/80	76/78
p_{zmax}	MN/m^2	6.195	6.195	6.195	6.195
Tốc độ không tải lớn nhất n_{ktmax}	v/ph	6000	6000	6000	6000
N_{max} ở góc quay $\alpha=370^o$	MN/m^2	0,0044	0,005	0,0048	0,0046
m_{np}	kg	0,478	0,5	0,6	0,7
Tham số kết cấu λ		0,285	0,26	0,27	0,25
Vật liệu piston		Nhôm	Nhôm	Nhôm	Nhôm
Vật liệu xi lanh		Gang	Gang	Gang	Gang

2. Tính toán kiểm tra piston động cơ diesel bằng nhôm có các thông số cho trước như sau:

Thông số	**Đơn vị**	**Giá trị**			
S/D	mm	120/120	110/110	100/100	95/95
p_{zmax}	MN/m^2	11,307	10,3	10,5	9,5
Tốc độ không tải lớn nhất n_{ktmax}	v/ph	2700	2600	2800	3000
N_{max} ở góc quay $\alpha=370^o$	MN/m^2	0,0069	0,0067	0,0068	0,007
m_{np}	kg	2,94	2,84	2,74	2,64
Tham số kết cấu λ		0,27	0,25	0,26	0,28
Vật liệu piston		Nhôm	Nhôm	Nhôm	Nhôm
Vật liệu xi lanh		Gang	Gang	Gang	Gang

Chương 2

Tính toán nhóm Thanh truyền

2.1. Tính bền thanh truyền

2.1.1. Tính sức bền đầu nhỏ

Thông số	Động cơ xăng	Động cơ Diesel
Đường kính ngoài bạc d_1	$(1,1\text{-}1,25)d_{cp}$	$(1,1\text{-}1,25)d_{cp}$
Đường kính ngoài d_2	$(1,25\text{-}1,65)d_{cp}$	$(1,3\text{-}1,7)d_{cp}$
Chiều dài đầu nhỏ l_d	$(0,28\text{-}0,32)D$	$(0,28\text{-}0,32)D$
Chiều dày bạc đầu nhỏ	$(0,055\text{-}0,085)d_{cp}$	$(0,07\text{-}0,085)d_{cp}$

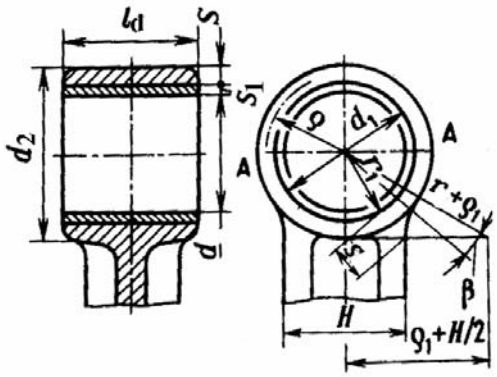
2.1.1.1. Loại đầu nhỏ dày khi $d_2/d_1>1,5$

Tính toán ứng suất kéo:

$$\sigma_k = \frac{P_{jnp\,max}}{2l_d.s} \qquad (2\text{-}1)$$

trong đó $P_{jnp\,max} = Rm_{np}\omega^2(1+\lambda)$

$[\sigma_k] = 30 - 60\ MN/m^2$



Hình 2.1 *Sơ đồ tính toán đầu nhỏ*

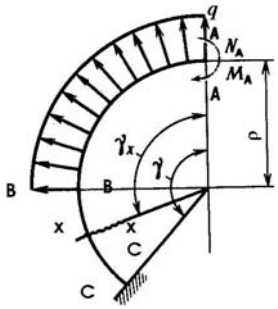
2.1.1.2. Loại đầu nhỏ mỏng:

a. Khi chịu kéo:

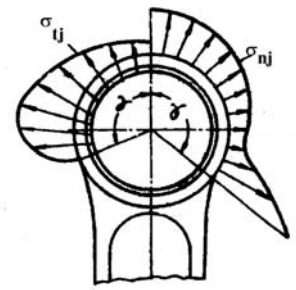
Tải trọng tác dụng: Lực quán tính P_j gây ra ứng suất uốn và kéo. Giả thiết lực quán tính phân bố đều theo hướng kính trên đường kính trung bình của đầu nhỏ.

$$q = \frac{P_j}{2\rho} \text{ với } \rho = \frac{d_1 + d_2}{4}$$

Coi đầu nhỏ là dầm cong ngàm một đầu tại C-C, ngàm C-C chịu uốn lớn nhất.



Hình 2.2 *Tải trọng tác dụng đầu nhỏ thanh truyền khi chịu kéo*

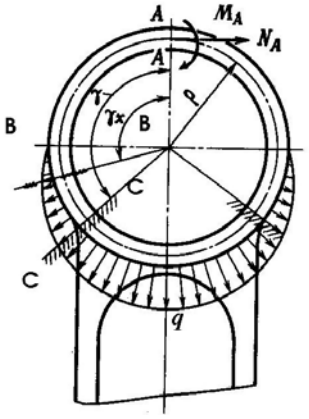


Hình 2.3 *Ứng suất tác dụng lên đầu nhỏ thanh truyền khi chịu kéo*

- Xác định góc γ: $\gamma = 90 + \arccos\dfrac{\dfrac{H}{2} + \rho_1}{r_2 + \rho_1}$ (2-2)

Tại mặt cắt C-C ta có:

$$M_j = M_A + N_A\rho(1-\cos\gamma) - 0{,}5P_j\rho(\sin\gamma - \cos\gamma) \quad (2\text{-}3)$$
$$N_j = N_A\cos\gamma + 0{,}5P_j(\sin\gamma - \cos\gamma)$$



Hình 2.4. *Tải trọng tác dụng lên đầu nhỏ thanh truyền khi chịu nén*

Với M_A và N_A có thể tính theo công thức gần đúng.

$$\begin{cases} M_A = P_j\rho(0{,}00033\gamma - 0{,}0297) \\ N_A = P_j(0{,}572 - 0{,}0008\gamma) \end{cases}$$

γ được tính theo độ.

Vì bạc đầu nhỏ lắp chặt trong đầu nhỏ nên khi lắp ráp đầu nhỏ đã chịu ứng suất kéo dư do đó đầu nhỏ được giảm tải:

$$N_k = \chi N_j \text{ với } \chi = \frac{E_d F_d}{E_d F_d + E_b F_b}$$

là hệ số giảm tải.

$E_đ$, E_b là môduyn đàn hồi của vật liệu thanh truyền và bạc lót; $F_đ$, F_b là tiết diện dọc của đầu nhỏ thanh truyền và bạc lót.

Nếu tiết diện C-C là hình chữ nhật thì:

- Ứng suất tác dụng lên mặt ngoài khi chịu kéo:

$$\sigma_{nj} = \left[2M_j\frac{6\rho + s}{s(2\rho + s)} + N_k\right]\frac{1}{l_d s} \quad (2\text{-}4)$$

- Ứng suất tác dụng lên mặt trong khi chịu kéo:

$$\sigma_{tj} = \left[-2M_j\frac{6\rho - s}{s(2\rho - s)} + N_k\right]\frac{1}{l_d s} \quad (2\text{-}5)$$

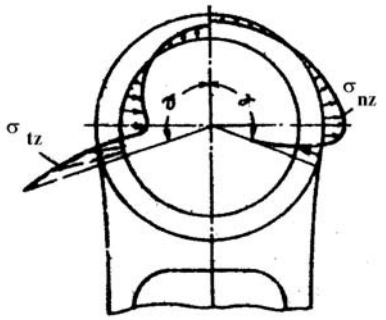
b. Khi chịu nén:

Lực nén tác dụng là hợp lực của lực khí thể và lực quán tính:

$P_1 = P_{kt} + P_{jnp} = p_{kt}.F_p - m_{np}R\omega^2(1+\lambda).F_p$.

Theo Kinaxotsvily lực P_1 phân bố trên nửa dưới đầu nhỏ theo đường Côsin.

Tại tiết diện C-C nguy hiểm nhất, Mô men uốn và lực pháp tuyến tại đây được tính:



Hình 2.5 *Ứng suất tác dụng lên đầu nhỏ thanh truyền khi chịu nén*

$$M_z = M_A + N_A\rho(1-\cos\gamma) - P_1\rho(\frac{\sin\gamma}{2} - \frac{\gamma\sin\gamma}{\pi} - \frac{\cos\gamma}{\pi})$$
$$N_z = N_A\cos\gamma - P_1(\frac{\sin\gamma}{2} - \frac{\gamma\sin\gamma}{\pi} - \frac{\cos\gamma}{\pi}) \quad (2\text{-}6)$$

γ tính theo rad

Tương tự như khi chịu kéo lực pháp tuyến thực tế tác dụng lên đầu nhỏ là:

$N_{kz} = \chi N_z$

Ứng suất nén mặt ngoài và mặt trong tại C-C sẽ là:

$$\sigma_{nz} = \left[2M_z\frac{6\rho+s}{s(2\rho+s)} + N_{kz}\right]\frac{1}{l_d s} \quad (2\text{-}7)$$

$$\sigma_{tz} = \left[-2M_z\frac{6\rho-s}{s(2\rho-s)} + N_{kz}\right]\frac{1}{l_d s} \quad (2\text{-}8)$$

c. Ứng suất biến dạng:

Do khi ép bạc gây biên dạng dư, khi làm việc do vật liệu bạc đầu nhỏ và đầu nhỏ khác nhau nên dãn nở khác nhau gây ra áp suất nén. p

Độ dãn nở khi đầu nhỏ chịu nhiệt tính theo công thức sau:

$\Delta_t = (\alpha_b - \alpha_{tt})\, t d_1$

α_b (đồng) = 1,8.10^{-5} ; α_{tt} (thép) = 1.10^{-5} hệ số dãn dài của vật liệu.

Độ dôi khi lắp ghép: Δ

$$p = \frac{\Delta_t + \Delta}{d_1\left[\frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} + \mu}{E_{tt}} + \frac{\frac{d_1^2 + d_b^2}{d_1^2 - d_b^2} - \mu}{E_b}\right]} \text{ MN/m}^2 \quad (2\text{-}9)$$

E_{tt} (thép) =2,2.10^5MN/m^2 ; E_b (đồng) =21,15.10^5MN/m^2.

Áp suất này gây ứng suất biến dạng mặt trong và mặt ngoài:

$$\sigma_{n\Delta} = p\frac{2d_1^2}{d_2^2 - d_1^2}; \sigma_{t\Delta} = p\frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad \text{MN/m}^2 \quad (2\text{-}10)$$

Ứng suất biến dạng cho phép = 100 - 150 MN/m^2.

d. Hệ số an toàn đầu nhỏ:

Ứng suất tổng lớn nhất và nhỏ nhất xuất hiện ở mặt ngoài do đó:

$$\begin{cases} \sigma_{max} = \sigma_{nj} + \sigma_{n\Delta} \\ \sigma_{min} = \sigma_{nz} + \sigma_{n\Delta} \end{cases} \qquad (2\text{-}11)$$

$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ biên độ ứng suất.

$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$ ứng suất trung bình

$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_o}{\sigma_o}$ hệ số phụ thuộc vào giới hạn bền khi chịu tải đối xứng (σ_{-1}) và khi chịu tải mạch động (σ_o) .

Khi đó hệ số an toàn của đầu nhỏ sẽ là:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \qquad [n_\sigma] >= 5$$

e. Độ biến dạng của đầu nhỏ:

Khi chịu tải P_{jnp} đầu nhỏ biến dạng gây nên kẹt giữa chốt và đầu nhỏ.

Độ biến dạng hướng kính tính theo công thức sau:

$$\delta = \frac{P_{jnp} d_{tb}^3 (\gamma - 90)^2}{10^8 EJ} \qquad (2\text{-}12)$$

Trong đó P_{jnp} lực quán tính của nhóm piston (MN).

$d_{tb} = 2\rho$ (m), Mô men quán tính của tiết diện dọc đầu nhỏ $J = \frac{l_d s^3}{12} (m^4)$.

Đối với động cơ ô tô máy kéo $\delta \le 0{,}02 - 0{,}03$ mm.

2.1.2. Tính bền thân thanh truyền:

Thân thanh truyền chịu nén và uốn dọc do lực khí thể và lực quán tính chuyển động thẳng P_j. Chịu kéo do lực quán tính chuyển động thẳng. Chịu uốn ngang do lực quán tính của chuyển động lắc của thanh truyền.

Khi tính sức bền thân thanh truyền người ta thường chia làm hai loại:

2.1.2.1. Thân thanh truyền tốc độ thấp và trung bình:

Tính theo tải trọng tĩnh của lực khí thể lớn nhất, bỏ qua lực quán tính chuyển động thẳng và chuyển động lắc của thanh truyền.

a. Tính ứng suất nén:

$$\sigma_{n\,max} = \frac{P_z}{F_{min}} \qquad MN/m^2 \qquad (2\text{-}13)$$

Ứng suất nén và uốn dọc tại tiết diện trung bình (Theo công thức NAVE - RĂNGKIN):

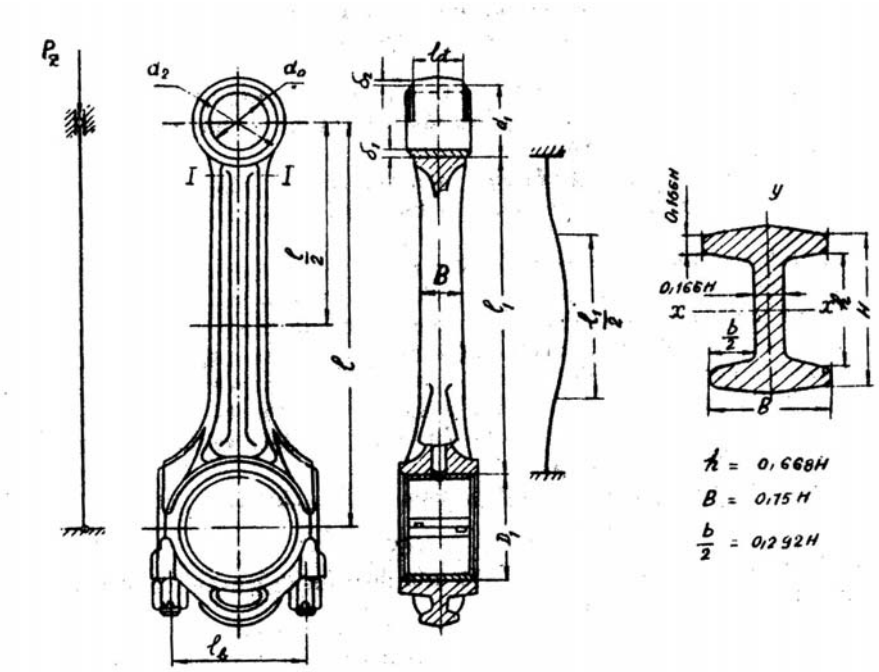
$$\sigma = \frac{P_z}{F_{tb}}(1 + C\frac{L_o}{mi^2}) \text{ MN/m}^2. \qquad (2\text{-}14)$$

L_o chiều dài biến dạng của thân thanh truyền :

$L_o = l$ khi uốn quanh x-x; $L_o = l_1$ khi uốn quanh y-y

m hệ số xét đến khớp nối của dầm khi thanh truyền chịu uốn

m = l khi uốn quanh x-x; m = 4 khi uốn quanh y-y



Hình 2.6 Sơ đồ tính thân thanh truyền tốc độ thấp

i : Bán kính quán tính của tiết diện thân thanh truyền đối với trục x-x ; y-y

$$i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F_{tb}}}; \qquad i_y = \sqrt{\frac{J_y}{F_{tb}}}$$

C là hệ số $C = \frac{\sigma_{dh}}{\pi^2 E}$; σ_{dh}= Giới hạn đàn hồi của vật liệu.

Có thể viết lại dưới dạng sau:

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{P_z}{F_{tb}} k_x \\ \sigma_y = \frac{P_z}{F_{tb}} k_y \end{cases} \quad \text{với} \quad \begin{cases} k_x = (1 + C\frac{l^2}{i_x^2}) \\ k_y = (1 + C\frac{l_1^2}{4i_y^2}) \end{cases} \qquad (2\text{-}15)$$

$k_x \approx k_y \approx 1{,}1 - 1{,}15$;$[\sigma] = 80 - 120$ MN/m^2 đối với thép cac bon; $[\sigma] = 120 - 180$ MN/m^2 đối với thép hợp kim.

b. Độ ổn định khi uốn dọc:

Lực tới hạn khi uốn dọc đối với thanh truyền bằng thép các bon:

$$P_{th} = F_{tb}(3350 - 6{,}2\frac{l}{i})\ \text{MN}. \qquad (2\text{-}16)$$

Lực tới hạn khi uốn dọc đối với thanh truyền bằng thép hợp kim:

$$P_{th} = F_{tb}(4700 - 23\frac{l}{i})\ \text{MN}. \qquad (2\text{-}17)$$

Trong đó: P_{th} lực tới hạn (MN).

F_{tb} diện tích tiết diện trung bình thanh truyền (m^2)

i bán kính quán tính nhỏ nhất của tiết diện trung bình (m).

Hệ số ổn định uốn dọc:

$$\eta = \frac{P_{th}}{P_z} \qquad [\eta] = 2{,}5 - 5$$

2.1.2.2. Tính sức bền của thân thanh truyền tốc độ cao:

Trường hợp động cơ tốc độ cao (v_{tb}>9m/s), cần phải xét đến lực quán tính chuyển động tịnh tiến, chuyển động quay, chuyển động lắc.

Lực tác dụng lên thân khi chịu nén và uốn dọc là:

$$P_1 = P_z + P_j = p_z.F_p - mR\omega^2(1+\lambda).F_p \qquad (2\text{-}18)$$

a. Tại tiết diện trung bình:

Ứng suất nén ở tiết diện trung bình:

$$\begin{cases} \sigma_{x\,max} = \dfrac{P_1}{F_{tb}} k_x \\ \sigma_{y\,max} = \dfrac{P_1}{F_{tb}} k_y \end{cases} \qquad (2\text{-}19)$$

Ứng suất kéo ở tiết diện trung bình:

$\sigma_k = \dfrac{P_{jt}}{F_{tb}}$, Trong đó P_{jt} là lực quán tính chuyển động thẳng của khối lượng thân tính từ tiết diện trung bình trở lên và nhóm piston.

Hệ số an toàn ở tiết diện trung bình:

$$\begin{cases} n_{\sigma x} = \dfrac{2\sigma_{-1}}{(\sigma_{x\max} - \sigma_k) + \psi_\sigma(\sigma_{x\max} + \sigma_k)} \\ n_{\sigma y} = \dfrac{2\sigma_{-1}}{(\sigma_{y\max} - \sigma_k) + \psi_\sigma(\sigma_{y\max} + \sigma_k)} \end{cases} \qquad (2\text{-}20)$$

b. Tại tiết diện nhỏ nhất:

Ứng suất nén ở tiết diện nhỏ nhất:

$$\sigma_{nmax} = \frac{P_1}{F_{min}} \text{ MN/m}^2 \quad (2\text{-}21)$$

Ứng suất kéo ở tiết diện nhỏ nhất:

$$\sigma_{kj} = \frac{P_{jđ}}{F_{min}} \text{ MN/m}^2 \quad (2\text{-}22)$$

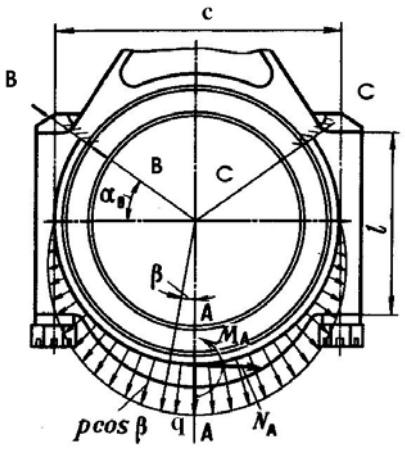
Trong đó $P_{jđ}$ là lực quán tính chuyển động thẳng của khối lượng đầu nhỏ và nhóm piston.

Hệ số an toàn ở tiết diện nhỏ nhất:

$$n_{\sigma x} = \frac{2\sigma_{-1}}{(\sigma_{n\,max} - \sigma_{kj}) + \psi_\sigma(\sigma_{n\,max} + \sigma_{kj})} \quad (2\text{-}23)$$

2.1.3. Tính bền đầu to thanh truyền:

Thông số	Giá trị
Đường kính chốt khuỷu d_{ck}	(0,56-0,75)D
Chiều dày bạc lót t_{bl} - Bạc mỏng - Bạc dày	 (0,03-0,05)d_{ck} 0,1d_{ck}
Khoảng cách tâm bu lông c	(1,3-1,75)d_{ck}
Chiều dài đầu to $l_{đt}$	(0,45-0,95)d_{ck}



Hình 2.7 Tải trọng tác dụng lên đầu to thanh truyền

Thường tính toán gần đúng, chọn vị trí ĐCT, đầu to chịu lực quán tính chuyển động thẳng và lực quán tính chuyển động quay không kể đến khối lượng nắp đầu to.

$$P_đ = P_j + P_{kđ} = F_p R\omega^2[m(1+\lambda)+(m_2-m_n)]$$

Mô men uốn và lực pháp tuyến tại tiết diện A-A tính gần đúng như sau:

$$\begin{cases} M_A = P_d \dfrac{c}{2}(0{,}0127 + 0{,}00083\gamma_o) \\ N_A = P_d(0{,}522 + 0{,}003\gamma_o) \end{cases} \quad (2\text{-}24)$$

c: là khoảng cách giữa hai đường tâm bu lông thanh truyền

- Mô men uốn và lực pháp tuyến tại tiết diện A-A tác dụng lên nắp đầu to:

$$\begin{cases} M = M_A \dfrac{J_d}{J_d + J_b} \\ N = N_A \dfrac{F_d}{F_d + F_b} \end{cases} \quad (2\text{-}25)$$

- Ứng suất tổng tác dụng lên nắp đầu to:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{M}{W_{uA-A}} + \frac{N}{F_d} \text{ MN/m}^2 \qquad (2\text{-}26)$$

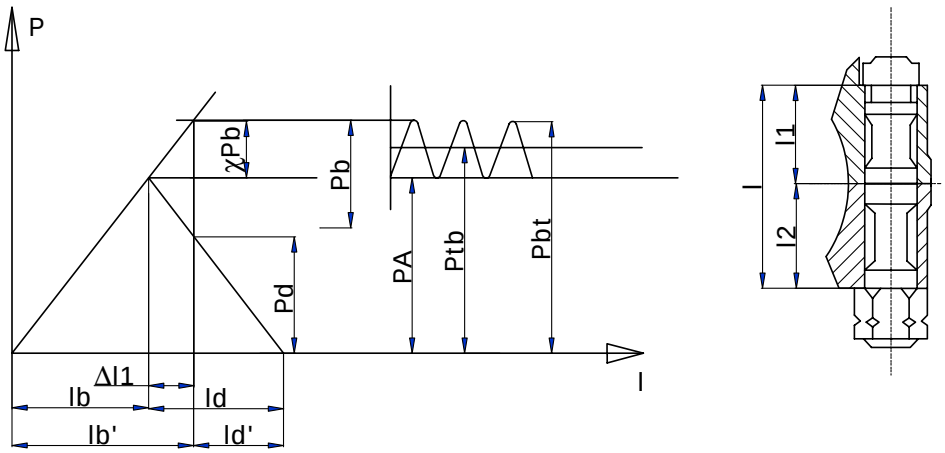
Nếu γ_o =40 thì: $\sigma_{\Sigma} = P_d \left[\frac{0{,}023c}{W_u(1+\frac{J_b}{J_d})} + \frac{0{,}4}{F_d + F_b} \right]$ (2-27)

$[\sigma_{\Sigma}]$ = 150 -200 MN/m^2 thép cac bon ;$[\sigma_{\Sigma}]$ = 150 -200 MN/m^2 thép hợp kim.

Kiểm tra độ biến dạng hướng kính:

$$\Delta d = \frac{0{,}0024 P_d c^3}{E_d(J_d + J_b)} \le 0{,}06\text{-}0{,}1\text{mm}$$

2.2. Tính sức bền của bu lông thanh truyền



Hình 2.8 Tải trọng tác dụng bu lông thanh truyền

Tải trọng tác dụng lên bu lông thanh truyền: Gồm lực quán tính chuyển động thẳng và lực quán tính li tâm không kể khối lượng nắp đầu to.

$$P_b = P_j + P_{kđ} = F_p R\omega^2[m(1+\lambda)+(m_2-m_n)]/z \qquad (2\text{-}28)$$

Z; số bu lông;

Lực xiết ban đầu: $P_A = (2 \div 4)P_b$

Hệ số giảm tải χ do biến dạng của bu long và nắp đầu to khi chịu lực kéo P_b

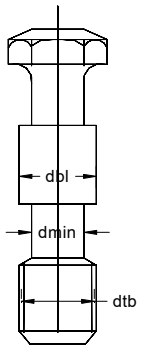
$$\chi = \frac{F_b}{F_b + F_d} \text{ Với } \frac{F_b}{F_d} = 3 \div 5 \text{ thì } \chi = (0{,}15 \div 0{,}25)$$

Khi đó lực tác dụng lên bu lông thực tế là:

$$P_{bt} = P_A + \chi P_b = (2{,}15 \div 4{,}25)P_b \qquad (2\text{-}29)$$

Ứng suất kéo lên bu lông sẽ là:

$$\sigma_k = \frac{P_{bt}}{F_{b\,min}} \text{ MN/m}^2 \quad (2\text{-}30)$$



Mô men xoắn bu lông do lực xiết ban đầu:

$$M_x = \mu P_A \frac{d_{tb}}{2} \quad (2\text{-}31)$$

μ là hệ số ma sát lấy bằng 0,1

Ứng suất xoắn:

$$\tau_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{M_x}{0{,}2d^3} \quad (2\text{-}32)$$

Ứng suất tổng:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_k{}^2 + 4\tau_x^2} \leq$$

80 -120 MN/m^2 đối với thép các bon

120 - 250 MN/m^2 đối với thép hợp kim

Chương 3

Tính toán nhóm trục khuỷu bánh đà

3.1. Tính sức bền trục khuỷu

Theo quan điểm sức bền vật liệu, trục khuỷu là dầm siêu tĩnh đặt trên nền đàn hồi (do thân máy biến dạng).

3.1.1. Giả thiết tính toán:

Trục khuỷu có độ cứng tuyệt đối.

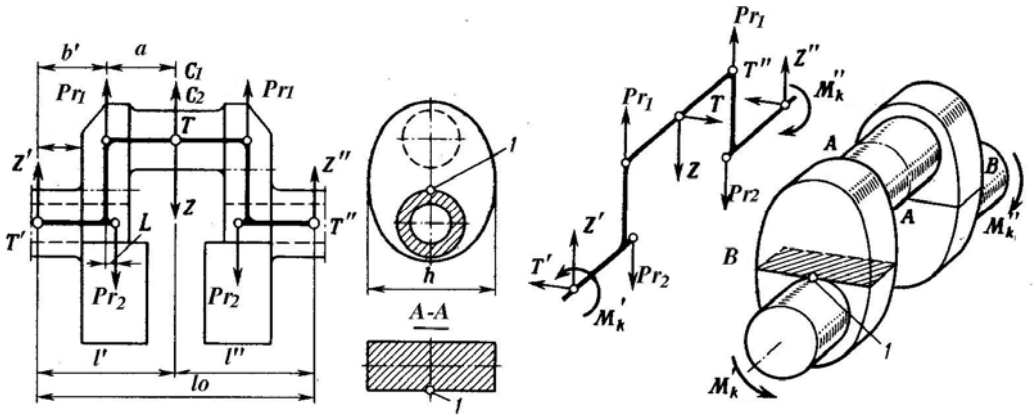
Không xét đến biến dạng thân máy.

Không tính đến liên kết khi chịu các lực (xét từng khuỷu theo kiểu phân đoạn).

Tính toán theo sức bền tĩnh.

Khi xét đến sức bền động sử dụng các hệ số an toàn, trên cơ sở hệ lực độc lập trên các khuỷu, trừ mô men.

3.1.2. Sơ đồ lực trên khuỷu trục:



Hình 3.1. *Sơ đồ lực tác dụng lên trục khuỷu*

3.1.3. Tính bền các trường hợp chịu tải

3.1.3.1. Trường hợp khởi động:

Giả thiết khuỷu trục ở vị trí điểm chết trên ($\alpha = 0$), do tốc độ nhỏ bỏ qua lực quán tính.

$Z_o = Z = p_{zmax}.Fp$

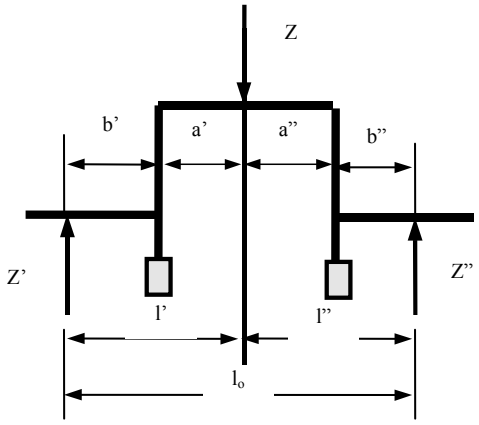
Lực pháp tuyến $Z = P_{zmax}$

$$Z' = Z\frac{l''}{l_o}$$

$$Z'' = Z\frac{l'}{l_o} \qquad (3\text{-}1)$$

Chốt chịu uốn:

$$\sigma_u = Z'\frac{l'}{W_u} \qquad (3\text{-}2)$$



Hình 3.2. Sơ đồ lực trường hợp khởi động

Với chốt đặc $W = 0{,}1d_{ch}^3$; chốt rỗng $W_u = 0{,}1(\frac{d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4}{d_{ch}})$

Má khuỷu chịu ứng suất uốn, nén tại A-A:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{Z'b}{\frac{hb^2}{6}} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (3\text{-}3)$$

$$\sigma_n = \frac{Z}{2bh} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (3\text{-}4)$$

Ứng suất tổng:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_u + \sigma_n \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (3\text{-}5)$$

3.1.3.2. Trường hợp lực Z_{max}:

Lực tác dụng Z_{max} xác định theo công thức:

$$Z_{max} = P_{zmax} - mR\omega^2(1+\lambda) \quad \text{MN} \qquad (3\text{-}6)$$

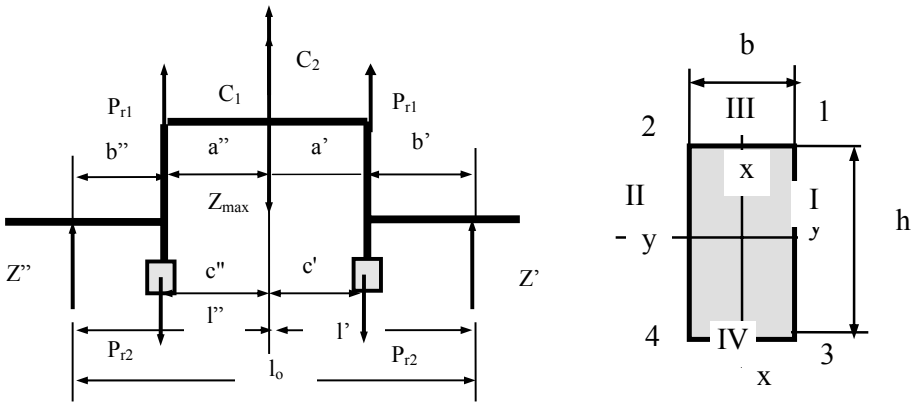
$$Z_o = Z_{max} - (C_1 + C_2)$$

Với :

m: Khối lượng chuyển động tịnh tiến cơ cấu khuỷu trục thanh truyền (kg)

C_1: Lực quán tính ly tâm của chốt khuỷu. $C_1 = m_{ch}R\omega^2$

C_2: Lực quán tính ly tâm của khối lượng thanh truyền qui về đầu to. $C_2 = m_2R\omega^2$



Hình 3.3. Sơ đồ tính toán trục khuỷu

Do vậy các lực tác dụng lên khuỷu trục bao gồm:

$$Z_o = P_{z\max} - R\omega^2[m(1+\lambda) + m_{ch} + m_2] \qquad (3\text{-}7)$$

P_{r1}, P_{r2} là các lực quán tính ly tâm của má khuỷu và đối trọng.

Phản lực tại các gối:

$$Z' = \frac{Z_o l'' + P_{r2}(2l''+c'-c'') - P_{r1}(l_o - b'+b'')}{l_o}$$

$$Z'' = \frac{Z_o l' + P_{r2}(2l' + c''-c') - P_{r1}(l_o + b'-b'')}{l_o} \qquad (3\text{-}8)$$

Khi khuỷu trục đối xứng:

$$Z' = Z'' = \frac{Z_o}{2} - P_{r1} + P_{r2}$$

a. Xác định khuỷu nguy hiểm:

Khuỷu nguy hiểm là khuỷu vừa chịu lực Z_{max} và $(\Sigma T_{i-1})_{max}$ muốn biết phải dựa vào đồ thị $T = f(\alpha)$.

Ví dụ với động cơ 6 xi lanh, thứ tự làm việc 1-5-3-6-2-4 có giá trị T ở các góc α như sau:

α	0	120	240	360	480	600
$T(MN/m^2)$	0	0,92	-0,62	0	0,64	-0,63

Lập bảng ta biết được khuỷu thứ 2 chịu lực $(\Sigma T_{i-1})_{max}$. Do đó cần tính bền cho khuỷu này.

α	0	120	240	360	480	600
1	0	0,92	-0,62	0 $\Sigma T_{i-1} = 0$	0,64	-0,63
2	-0,62	0 $\Sigma T_{i-1} = 0,92$	0,64	-0,63	0	0,92
3	0,64	-0,63	0	0,92	-0,62	0 $\Sigma T_{i-1} = 0,29$
4	0,92	-0,62	0 $\Sigma T_{i-1} = 0,02$	0,64	-0,63	0
5	-0,63	0	0,92	-0,62	0 $\Sigma T_{i-1} = -0,61$	0,64
6	0 $\Sigma T_{i-1} = 0,31$	0,64	-0,63	0	0,92	-0,62

b. Tính sức bền chốt khuỷu:

Ứng suất uốn chốt khuỷu: (Coi như khuỷu đối xứng).

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{Z'l' + P_{r1}a - P_{r2}c}{W_u} \quad \text{MN/m}^2 \quad (3\text{-}9)$$

Ứng suất xoắn chốt khuỷu:

$$\tau_k = \frac{M'_k}{W_k} = \frac{\Sigma T_{i-1} R}{W_k} \quad \text{MN/m}^2 \quad (3\text{-}10)$$

Trong đó W_k là mô dun chống xoắn của chốt: $W_k = 2W_u$

Ứng suất tổng tác dụng lên chốt:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2} \quad \text{MN/m}^2 \quad (3\text{-}11)$$

c. Tính sức bền cổ trục khuỷu:

Ứng suất uốn cổ trục:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{Z'b}{0,1d^3_{ck}} \quad \text{MN/m}^2 \quad (3\text{-}12)$$

Ứng suất xoắn cổ trục:

$$\tau_k = \frac{M'_k}{W_k} = \frac{\Sigma T_{i-1} R}{0,2d^3_{ck}} \quad \text{MN/m}^2 \quad (3\text{-}13)$$

Ứng suất tổng tác dụng lên cổ trục:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2} \qquad MN/m^2 \qquad (3\text{-}14)$$

d. Tính sức bền má khuỷu:

Ứng suất nén má khuỷu:

$$\sigma_n = \frac{Z' - P_{r2}}{bh} \qquad MN/m^2 \qquad (3\text{-}15)$$

Ứng suất uốn quanh trục y-y:

$$\sigma_u^y = \frac{M_u^y}{W_{uy}} = \frac{M'_k}{W_{uy}} = \frac{\Sigma T_{i-1} R}{\frac{bh^2}{6}} \qquad MN/m^2 \qquad (3\text{-}16)$$

Ứng suất uốn quanh trục x-x:

$$\sigma_u^x = \frac{M_u^x}{W_{ux}} = \frac{Z'b' + P_{r2}(a-c)}{\frac{hb^2}{6}} \qquad MN/m^2 \qquad (3\text{-}17)$$

Ứng suất tổng khi chịu uốn và nén là σ_{Σ}:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_u^x + \sigma_u^y + \sigma_n \qquad MN/m^2 \qquad (3\text{-}18)$$

3.1.3.3. Trường hợp lực T_{max}:

a. Xác định khuỷu nguy hiểm:

Khuỷu nguy hiểm là khuỷu vừa chịu lực T_{max} và $(\Sigma T_{i-1})_{max}$ muốn biết phải dựa vào đồ thị $T = f(\alpha)$.

Ví dụ với động cơ 6 xi lanh, thứ tự làm việc 1-5-3-6-2-4 có giá trị T ở các góc α như sau. T_{max} ở $\alpha_{Tmax} = 27$.

α	27	147	267	387	507	627
$T(MN/m^2)$	1.81	0.55	-0.4	-0.78	0.4	-0.45

Lập bảng ta biết được khuỷu thứ 2 chịu lực $(\Sigma T_{i-1})_{max}$. Do đó cần tính bền cho khuỷu này.

α	27	147	267	387	507	627
1	1.81 $\Sigma T_{i-1} = 0$	0.55	-0.4	-0.78	0.4	-0.45
2	-0.4	-0.78	0.4	-0.45	1.81 $\Sigma T_{i-1} = 0,4$	0.55
3	0.4	-0.45	1.81 $\Sigma T_{i-1} = 0$	0.55	-0.4	-0.78
4	0.55	-0.4	-0.78	0.4	-0.45	1.81 $\Sigma T_{i-1} = -0,68$
5	-0.45	1.81 $\Sigma T_{i-1} = -1.08$	0.55	-0.4	-0.78	0.4
6	-0.78	0.4	-0.45	1.81 $\Sigma T_{i-1} = -0,68$	0.55	-0.4

b. Tính sức bền chốt khuỷu:

Ứng suất uốn quanh trục y-y

$$\sigma_u^y = \frac{M_u^y}{W_{uy}} = \frac{T'l'}{W_{uy}} \qquad (3\text{-}19)$$

Ứng suất uốn quanh trục x-x:

$$\sigma_u^x = \frac{M_u^x}{W_{ux}} = \frac{Z'l' + P_{r1}a - P_{r2}c}{W_{ux}} \qquad (3\text{-}20)$$

Với chốt hình trụ: $W_{ux} = W_{uy} = 0,1(\frac{d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4}{d_{ch}})$

Ứng suất uốn tổng tác dụng lên chốt:

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma_u^{x2} + \sigma_u^{y2}} \quad MN/m^2 \qquad (3\text{-}21)$$

Ứng suất xoắn chốt khuỷu:

$$\tau_k = \frac{M_k''}{W_k} = \frac{(\Sigma T_{i-1} + T)R}{0,2d^3{}_{ch}} \qquad (3\text{-}22)$$

Ứng suất tổng khi chịu uốn và xoắn tác dụng lên chốt khuỷu:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2} \quad MN/m^2 \qquad (3\text{-}23)$$

c. Tính sức bền cổ trục khuỷu:

Tính cho cổ trục bên phải vì chịu tải nặng hơn cổ trục bên trái.

Ứng suất uốn tác dụng lên cổ khuỷu do lực tiếp tuyến T'' gây ra:

$$\sigma_u^y = \frac{M_u^y}{W_{uy}} = \frac{T''b''}{W_{uy}} \qquad (3\text{-}24)$$

Ứng suất uốn tác dụng lên cổ khuỷu do lực pháp tuyến Z'' gây ra:

$$\sigma_u^x = \frac{M_u^x}{W_{ux}} = \frac{Z''b''}{W_{ux}} \qquad (3\text{-}25)$$

Với cổ trục hình trụ: $W_{ux} = W_{uy} = 0{,}1d^3_{ck}$

Ứng suất uốn tổng tác dụng lên cổ:

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma_u^{x2} + \sigma_u^{y2}} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (3\text{-}26)$$

Ứng suất xoắn cổ khuỷu:

$$\tau_k = \frac{M_k''}{W_k} = \frac{(\Sigma T_{i-1} + T)R}{0{,}2d^3_{ck}} \qquad (3\text{-}27)$$

Ứng suất tổng khi chịu uốn và xoắn tác dụng lên cổ khuỷu:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (3\text{-}28)$$

d. Tính sức bền má khuỷu:

Má khuỷu bên phải chịu lực lớn hơn nên tính toán cho má này.

Ứng suất uốn do lực pháp tuyến Z'' gây ra:

$$\sigma_{uz} = \frac{M_{uz}}{W_u} = \frac{Z''b''}{\frac{hb^2}{6}} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (3\text{-}29)$$

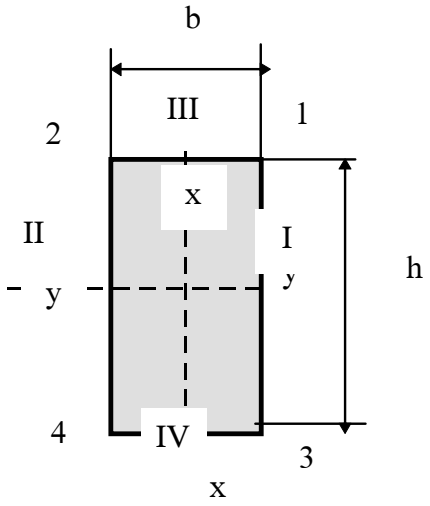
Ứng suất uốn do lực quán tính ly tâm P_{r2} gây ra:

$$\sigma_{ur} = \frac{M_{ur}}{W_u} = \frac{P_{r2}(a-c)}{\frac{hb^2}{6}} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (3\text{-}30)$$

Ứng suất uốn do lực tiếp tuyến T'' gây ra:

$$\sigma_{uT} = \frac{T''r}{\frac{bh^2}{6}} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (3\text{-}31)$$

Với r là khoảng cách từ tâm cổ trục đến tiết diện nguy hiểm của má.



Hình 3.4. Sơ đồ mặt cắt má khuỷu

Ứng suất uốn do mô men xoắn M"$_K$ gây ra:

$$\sigma_{uM} = \frac{M''_K}{\frac{bh^2}{6}} \qquad (3\text{-}32)$$

Ứng suất xoắn má khuỷu do lực tiếp tuyến T" gây ra:

$$\tau_K = \frac{T''b''}{W_K} \qquad (3\text{-}33)$$

Do tiết diện má khuỷu dạng chữ nhật, ứng suất xoắn tại các điểm khác nhau:

Điểm 1,2,3,4 có $\tau_K = 0$

Điểm I,II có $\tau_K = \tau_{Kmax} = \frac{T''b''}{g_1 hb^2}$ (3-34)

Điểm III,IV có $\tau_K = \tau_{Kmin} = g_{2\tau Kmax}$; g_1,g_2 là hệ số ứng suất phụ thuộc tỷ số h/b.

Ứng suất nén má khuỷu:

$$\sigma_n = \frac{Z'' - P_{r2}}{bh} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (3\text{-}35)$$

Lập bảng xét dấu ứng suất tác dụng trên má khuỷu: (nén + ; kéo -)

	1	2	3	4	I	II	III	IV
σ_n	+	+	+	+	+	+	+	+
σ_{uz}	+	-	+	-	+	-	0	0
σ_{ur}	+	-	+	-	+	-	0	0
σ_{uT}	+	+	-	-	0	0	+	-
σ_{uM}	-	-	+	+	0	0	-	+
$\Sigma\sigma$	$\Sigma\sigma_1$	$\Sigma\sigma_2$	$\Sigma\sigma_3$	$\Sigma\sigma_4$	$\Sigma\sigma_I$	$\Sigma\sigma_{II}$	$\Sigma\sigma_{III}$	$\Sigma\sigma_{IV}$
τ_K	0	0	0	0	τ_{Kmax}	τ_{Kmax}	τ_{Kmin}	τ_{Kmin}
σ_Σ	$\Sigma\sigma_1$	$\Sigma\sigma_2$	$\Sigma\sigma_3$	$\Sigma\sigma_4$	$\sigma_{\Sigma I}$	$\sigma_{\Sigma II}$	$\sigma_{\Sigma III}$	$\sigma_{\Sigma IV}$

Ứng suất tổng tại các điểm 1,2,3,4 là:

$\sigma\Sigma 1,2,3,4 = \Sigma\sigma 1,2,3,4$ MN/m^2

Ứng suất tổng tại các điểm I,II là:

$$\sigma_{\Sigma I,II} = \sqrt{\Sigma\sigma_{I,II}^2 + 4\tau_{k\,max}^2} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (3\text{-}36)$$

Ứng suất tổng tại các điểm III,IV là:

$$\sigma_{\Sigma III,IV} = \sqrt{\Sigma\sigma_{III,IV}^2 + 4\tau_{k\,min}^2} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (3\text{-}37)$$

3.1.3.4. Trường hợp lực ΣT_{max}:

Vị trí tính toán là $\alpha = \alpha_{\Sigma Tmax}$ vị trí này xác định nhờ đồ thị $\Sigma T = f(\alpha)$, khuỷu nguy hiểm là khuỷu vừa chịu đồng thời mô men ΣT_{max} R và mô men xoắn do tổng các lực tiếp tuyến các khuỷu trước đó $(\Sigma T_{i-1})_{max}$.R. Từ đồ thị $\Sigma T = f(\alpha)$, biết được $\alpha_{\Sigma Tmax}$ quay ngược lại đồ thị $T = f(\alpha)$, xác định các giá trị T tương ứng.

Ví dụ $\alpha_{\Sigma Tmax}$ =80 khi đó qua đồ thị $T = f(\alpha)$, có bảng sau:

α	80	200	320	440	560	680
T(MN/m^2)	0,9	-0,2	0,83	0,1	-0,3	0,27

Lập bảng tìm khuỷu nguy hiểm. Khuỷu nguy hiểm là khuỷu thứ 5. Cách tính toán tương tự như trường hợp T_{max}.

3.2. Tính sức bền bánh đà

3.2.1. Giả thiết:

Ứng suất phân bố đều trên tiết diện vành.

Vành bánh đà không bị uốn theo phương đường sinh.

Phần nối, nan hoa không ảnh hưởng đến sức bền bánh đà.

3.2.2. Bánh đà dạng vành:

Ứng suất kéo trên vành bánh đà:

$$\sigma_k = \frac{\gamma_{bd} v^2}{g} \qquad \text{MN/m2} \qquad (3\text{-}38)$$

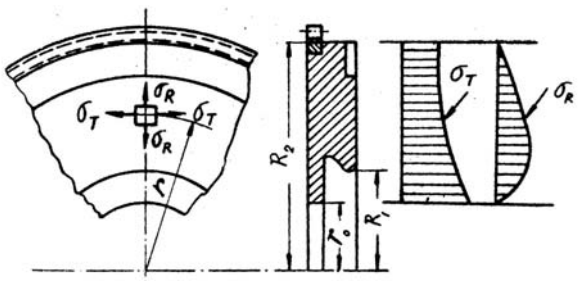
Với: γ_{bd} : trọng lượng riêng của vật liệu bánh đà (MN/m^3)

g : gia tốc trọng trường (m/s^2).

v : tốc độ tiếp tuyến ở bán kính D/2 ở số vòng quay cực đại (m/s)

Gang xám $[\sigma_k] = 110 MN/m^2$; thép các bon $[\sigma_k] = 200 MN/m^2$

3.2.3. Bánh đà dạng đĩa:



Hình 3.5 Sơ đồ tính bánh đà dạng vành

Ứng suất hướng kính:

$$\sigma_R = \frac{\gamma\omega^2}{8g}(3+\mu)\frac{(R_2^2 - r^2)(r^2 - r_o^2)}{r^2} \qquad (MN/m^2) \qquad (3\text{-}39)$$

ω: tốc độ góc ứng với số vòng quay cực đại.

μ: hệ số poát xông.

r: bán kính từ phần tử tính toán đến tâm bánh đà.

Ứng suất tiếp tuyến cực đại (ứng với $r = r_o$) được tính:

$$\sigma_{T\max} = \frac{\gamma\omega^2}{4g}\left[(3+\mu)R_2^2 + (1-\mu))r_o^2\right] \qquad (MN/m^2) \qquad (3\text{-}40)$$

Chương 4.

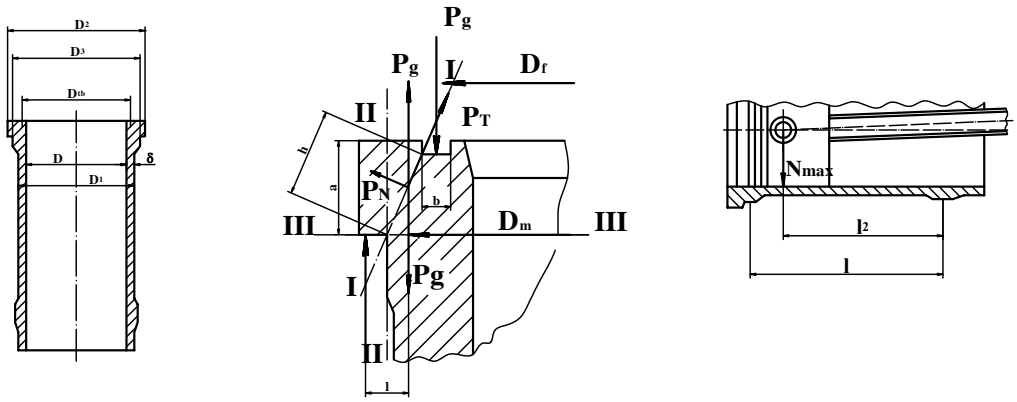
Tính toán nhóm thân máy nắp máy

4.1 . Tính sức bền ống lót xi lanh:

4.1.1. Trường hợp ống lót xi lanh khô:

Ứng suất kéo dọc theo xi lanh:

$$\sigma_K = p_z \frac{Dl}{2\delta l} = 0{,}5 p_z \frac{D}{\delta} \quad MN/m^2 \qquad (4\text{-}1)$$



Hình 4.1. Sơ đồ tính toán xi lanh ướt

4.1.2. Trường hợp ống lót xi lanh ướt:

4.1.2.1. Tính toán phần thân:

Ứng suất phần thân được tính theo công thức Lame:

a. Ứng suất kéo mặt trong theo phương tiếp tuyến:

$$\sigma_{Zxt} = p_z \frac{D_1^2 + D^2}{D_1^2 - D^2} \ MN/m^2 \qquad (4\text{-}2)$$

b. Ứng suất kéo mặt ngoài theo phương tiếp tuyến:

$$\sigma_{Zxn} = p_z \frac{2D^2}{D_1^2 - D^2} \quad MN/m^2 \qquad (4\text{-}3)$$

c. Ứng suất kéo mặt trong theo phương hướng kính:

$$\sigma_{Zyt} = -p_z \quad MN/m^2 \qquad (4\text{-}4)$$

d. Ứng suất kéo mặt ngoài theo phương hướng kính:

$$\sigma_{Zyn} = 0 \quad MN/m^2 \qquad (4\text{-}5)$$

Nếu xét đến trạng thái ứng suất nhiệt:

e. Ứng suất nén ở mặt trong lót xi lanh:

$$\sigma_{Tt} = \frac{\alpha E(t_t - t_n)}{3(1-\mu)} \frac{1+2\frac{D_1}{D}}{1+\frac{D_1}{D}} \text{ MN/m}^2 \qquad (4\text{-}6)$$

f. Ứng suất kéo ở mặt ngoài lót xi lanh:

$$\sigma_{Tn} = \frac{\alpha E(t_t - t_n)}{3(1-\mu)} \frac{2+\frac{D_1}{D}}{1+\frac{D_1}{D}} \text{ MN/m}^2 \qquad (4\text{-}7)$$

α hệ số dãn nở dài: Gang $\alpha = 10{,}5.10^{-6}/^oC$.

Thép $\alpha = 11.10^{-6}/^oC$.

Thông thường US kéo tổng cộng mặt ngoài lớn hơn mặt trong, nên chỉ cần tính : $\sigma_\Sigma = \sigma_{Tn} + \sigma_{Zxn} < [\sigma\Sigma] = 80$ MN/m^2.

4.1.2.2. Tính sức bền phần vai ống lót:

Phần vai chịu phản lực siết nắp máy từ thân xi lanh lên vai ống lót P_g và lực ngang N_{max}

$P_g = (1{,}2 - 1{,}6)\, p_z.D^2$

Xét ứng suất tại tiết diện I - I: Lực P_g rời về A thành: $P_T + P_N + (P_g.l)$

a. Ứng suất kéo do lực P_N:

$$\sigma_K = \frac{P_N}{\pi D_m h} \text{ MN/m}^2 \qquad (4\text{-}8)$$

b. Ứng suất cắt do lực P_T:

$$\tau_c = \frac{P_T}{\pi D_m h} \text{ MN/m}^2 \qquad (4\text{-}9)$$

c. Ứng suất uốn do mô men $P_g.l$ gây ra:

$$\sigma_u = \frac{P_g l}{\pi \frac{D_m h^2}{6}} \text{ MN/m}^2 \qquad (4\text{-}10)$$

d. Ứng suất tổng tại I - I:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{(\sigma_K + \sigma_u)^2 + 4\tau_c^2} \text{ MN/m}^2 \qquad (4\text{-}11)$$

Xét ứng suất tại tiết diện II - II:

e. Ứng suất cắt do lực P_g:

$$\tau_c = \frac{P_g}{\pi D_3 a} \quad MN/m^2 \quad (4\text{-}12)$$

f. Ứng suất nén do lực P_g gây ra trên mặt rãnh:

$$\sigma_n = \frac{P_g}{\pi D_f b} \quad MN/m^2 \quad (4\text{-}13)$$

$[\sigma_n]$ = 15-20 MN/m^2 gioăng mềm, 40 với gioăng đồng, 100 với gioăng thép.

g. Ứng suất nén do lực P_g gây ra trên mặt tựa III - III:

$$\sigma_n = \frac{4P_g}{\pi(D^2_2 - D^2_3)} \quad MN/m^2 \quad (4\text{-}14)$$

$[\sigma_n]$ = 80-100 MN/m^2 gang HK

h. Ứng suất uốn do lực ngang N gây ra:

$$\sigma_u = \frac{N_{max} l_1 . l_2 . D_1}{0{,}1L(D_1^4 - D^4)} \quad MN/m^2 \quad (4\text{-}15)$$

$[\sigma_u]$ = 20 MN/m^2

i. Độ biến dạng khi chịu uốn:

$$f = \frac{N_{max} l^2_1 . l^2_2}{3L.E.J}; \quad mm \quad (4\text{-}16)$$

J là mô men quán tính của tiết diện vành khăn có chiều rộng vành khăn $(D_1-D)/2$.

4.2. Tính sức bền nắp xi lanh:

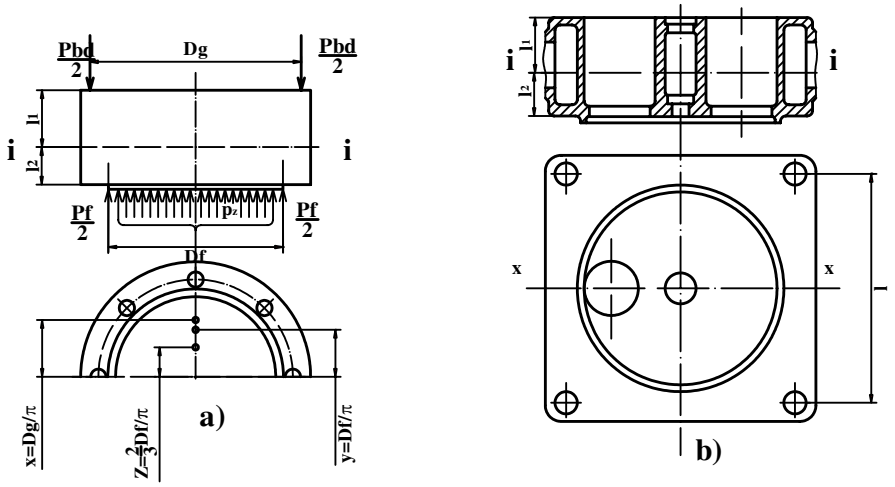
Ứng suất trong nắp xi lanh do lực khí thể P_z, lực xiết bu lông nắp P_{bl} và phản lực từ thân P_f và ứng suất nhiệt.

P_z phân bố trên diện tích $\frac{\pi D_f^2}{4}$

P_{bl} phân bố trên vòng tròn có đường kính D_g

Giả thiết vì chịu lực đối xứng nên coi p_z là lực tập trung trên trọng tâm nửa vòng tròn ($\frac{2 D_f}{3\pi}$), giá trị lực là $\frac{P_z}{2} = \frac{\pi D_f^2}{8} p_z$

Phản lực P_f từ thân lên khi ép nắp xuống cách trục x - x là $\frac{D_f}{\pi}$ và lực xiết bu lông đặt cách x -x là: $\frac{D_g}{\pi}$



Hình 4.2. Sơ đồ tính toán nắp máy

Khi động cơ không làm việc $P_z = 0$. Nắp chịu mô men là:

$$M_u = \frac{P_{bl}}{2}\frac{D_g}{\pi} - \frac{P_f}{2}\frac{D_f}{\pi} \text{ MN.m}$$

Vì $P_g = P_f$ nên:

$$M_u = \frac{P_{bl}}{2\pi}(D_g - D_f) \qquad \text{MN.m} \qquad (4\text{-}17)$$

Khi động cơ làm việc $P_z \neq 0$ nên nắp chịu mô men:

$$M_u = \frac{P_{bl}}{2}\frac{D_g}{\pi} - \frac{P_f}{2}\frac{D_f}{\pi} - \frac{P_z}{2}\frac{2D_f}{3\pi}; \text{ MN.m} \qquad (4\text{-}18)$$

Do $P_f = P_{bl} - P_z$ và $P_{bl} = k.P_z$ nên:

Động cơ tốc độ cao: k= 2,5-3,5; động cơ tốc độ thấp, trung bình k =1,5-2,5

$$M_u = \frac{P_z}{2\pi}(kD_g - (k - \frac{1}{3})D_f); \text{ MN.m} \qquad (4\text{-}19)$$

4.2.1. Ứng suất kéo trên mặt nguội:

$$\sigma_{k1} = \frac{M_u}{W_{u1}} = \frac{M_u l_1}{J_i}; \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (4\text{-}20)$$

4.2.2. Ứng suất nén trên mặt nóng:

$$\sigma_{k2} = \frac{M_u}{W_{u2}} = \frac{M_u l_2}{J_i}; \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (4\text{-}21)$$

Với : J_i mô men quán tính của tiết diện tính toán đối với trục i - i đi qua trọng tâm của tiết diện (m^4).

l_1, l_2 khoảng cách từ mặt nguội và mặt nóng đến trục i - i.

$[\sigma_k]$ = 50 MN/m^2 đối với vật liệu gang, $[\sigma_k]$ = 80 MN/m^2 đối với vật liệu thép, $[\sigma_k]$ = 35 MN/m^2 đối với vật liệu hợp kim nhôm.

4.2.3. Ứng suất nhiệt của mặt nóng:

$$\sigma_t = \frac{\alpha E(t_1 - t_2)}{2(1-\mu)}; \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (4\text{-}22)$$

Do $\sigma_{k2} > \sigma_{k1}$ nên ứng suất tổng tác dụng lên nắp:

$\sigma_\Sigma = \sigma_{k2} + \sigma_t < [\sigma\Sigma]$ = 150 MN/m^2 gang và 250 MN/m^2 với thép.

Chương 5

Tính toán Cơ cấu phân phối khí

5.1. Xác định các thông số cơ bản của cơ cấu phân phối khí.

5.1.1. Xác định tỷ số truyền của cơ cấu phân phối khí:

Trên hình (5-1), tại một thời điểm nào đó con đội nâng được một đoạn S_c thì xupáp nâng được một đoạn S_x, khi đó tỷ số truyền của cơ cấu:

$$i = \frac{S_x}{S_c} = \frac{v_x}{v_c}$$

Thường $l_x > l_c$ và bố trí nằm ngang nên coi nó luôn vuông góc với đường tâm xilanh (góc lắc con đội bé).

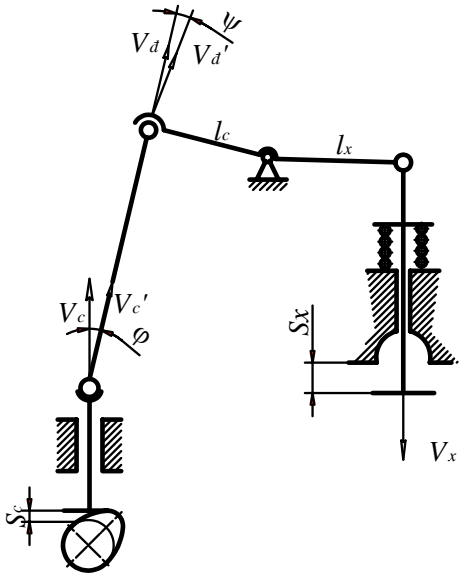
$$\frac{v_x}{v_d} = \frac{l_x}{l_c}$$

Trong đó: v_d: Vận tốc vòng của đòn bẩy phía tiếp xúc với đũa đẩy

v_x: Vận tốc xupáp

v_c: Vận tốc con đội.

Chiếu v_d và v_c lên đường tâm đũa đẩy ta có v_d' và v_c' coi $v_d' \approx v_c'$ ta có:



Hình 5.1 *Sơ đồ tính tỷ số truyền cơ cấu phân phối khí*

$$v_d = v_d' \frac{1}{\cos\psi} = v_c' \frac{1}{\cos\psi} = v_c \frac{\cos\varphi}{\cos\psi}$$

Từ công thức trên rút ra:

$$i = \frac{l_x}{l_c} \frac{\cos\varphi}{\cos\psi} \qquad (5\text{-}1)$$

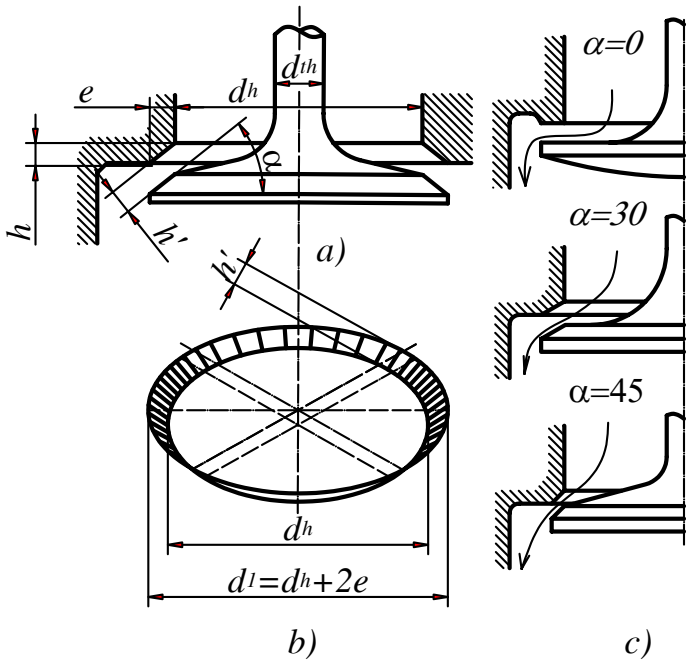
Tỷ số truyền i thường nằm trong phạm vi $i = 1{,}2 \div 1{,}5$

Khi làm việc i thay đổi theo vị trí làm việc (φ và ψ) nhưng thay đổi không đáng kể vì φ và ψ bé. Khi tính lấy với giá trị i ứng với vị trí con đội nâng 1/2 hành trình.

Khi con đội, xupáp, đũa đẩy bố trí thẳng đứng, cánh tay đòn của đòn bẩy nằm ngang thì $i = \frac{l_x}{l_c}$.

5.1.2. Xác định tiết diện lưu thông và trị số "thời gian - tiết diện"

5.1.2.1. Tiết diện lưu thông của xupáp:



Hình 5.2 Tiết diện lưu thông của xu páp

Khi tính toán tiết diện lưu thông ta thường giả thiết dòng khí đi qua họng đế xupáp là ổn định, coi dòng khí nạp, thải có tốc độ bình quân và tốc độ pittông không đổi.

Căn cứ vào giả thiết tính ổn định, liên tục của dòng khí ta có thể xác định được tốc độ khí qua họng xupáp:

$$v_{kh} = \frac{v_p F_p}{i\, f_h} = v_p \frac{D^2}{i\, d_h^2} \quad m/s \qquad (5\text{-}2)$$

v_{kh}:Tốc độ trung bình của dòng khí qua họng đế (m/s); f_h:Tiết diện lưu thông của họng đế xupáp (m^2); d_h: Đường kính họng đế xupáp (hình 5.2); i: Số xupáp; v_p: Vận tốc trung bình của piston; F_p: Diện tích đỉnh piston.

Qua tính toán và thực nghiệm tốc độ của dòng khí nạp ở chế độ toàn tải v_{khn}.

v_{khn} = 40 ÷ 115 m/s (ôtô, máy kéo); v_{khn} = 30 ÷ 80 m/s (tàu thuỷ, tĩnh tại);

Tốc độ càng cao, tổn thất càng lớn, tuy nhiên đối với động cơ xăng do yêu cầu việc hình thành hỗn hợp, tốc độ khí nạp phải lớn hơn 40 m/s, nếu bé hơn quá trình bốc hơi của xăng và hoà trộn hơi xăng với không khí sẽ xấu. Đối với dòng khí thải, v_{kht} = (1,2 - 1,5)v_{khn}.

Rút ra đường kính họng : $d_h = \sqrt{\frac{v_p . D^2}{v_{kh} . i}}$ (5-3)

Tiết diện lưu thông f_k qua xupáp (tiết diện vành khăn) được xác định:

$$f_{kx} = \frac{\pi h'}{2}\left(d_h + d_1\right); \qquad (5\text{-}4)$$

Mà $d_1 = d_h + 2e$; $h' = h\cos\alpha$; $e = h'\sin\alpha$

$$f_{kx} = \pi h\left(d_h \cos\alpha + h\sin\alpha\cos^2\alpha\right) \qquad (5\text{-}5)$$

Khi $\alpha = 0$, thì $f_{kx} = \pi h d_h$, dòng khí lưu động khó (bị gấp khúc).

Khi $\alpha = 30^0$ thì $f_{kx} = \pi h(0{,}866 d_h + 0{,}375h)$, dùng cho xupáp nạp.

Khi $\alpha = 45^0$ thì $f_{kx} = \pi h(0{,}707dh + 0{,}353h)$, dùng cho xupáp nạp, thải.

Rõ ràng f_k phụ thuộc vào α và h, khi α càng nhỏ tiết diện lưu thông càng lớn. Hành trình h càng lớn f_k càng lớn, tuy vậy tiết diện lưu thông f_k không thể lớn hơn tiết diện họng đế xupáp:

Khi $\alpha = 0^0$ thì $\pi d_h h \le \frac{\pi d_h^2}{4}$ do đó $h_{max} = \frac{d_h}{4}$

Trong trường hợp $\alpha \neq 0$ hành trình xupáp phải lớn hơn $d_h/4$ mới có thể đạt được điều kiện tiết diện lưu thông bằng tiết diện họng đế.

khi $\alpha = 30^0$ $h_{max} = 0{,}26 d_h$ và $\alpha = 45^0$ $h_{max} = 0{,}31 d_h$

Hiện nay thường dùng $h_{max} = (0{,}18 \div 0{,}3)d_h$.

Tiết diện lưu thông qua xupáp phải thoả mãn điều kiện sau:

$$\begin{cases} v_{kx} \le 70 \div 90 m/s \\ v_{kx} = v_p \dfrac{F_p}{i f_{kx}} \end{cases} \qquad (5\text{-}6)$$

Khi đã có đường kính và góc côn của nấm, tiết diện lưu thông của xupáp quyết định bởi quy luật động học của cam và pha phân phối khí. Nếu lựa chọn các thông số này hợp lý có thể làm cho trị số tiết diện lưu thông trung bình f_{ktb} đạt giá trị lớn nhất.

5.1.2.2. Xác định trị số "thời gian - tiết diện":

Tốc độ trung bình tính toán của dòng khí nạp (thải):

$$v'_{kx} = \frac{V_h}{i\int_{t_1}^{t_2} f_{kx}dt} = v_p \frac{F_p\left(t_2 - t_1\right)}{i\int_{t_1}^{t_2} f_{kx}dt} \qquad (5\text{-}7)$$

V_h: Dung tích công tác của xilanh; $\int_{t_1}^{t_2} f_{kx}dt$: Là trị số "thời gian - tiết diện" (diện tích gạch nghiêng bên trái hình 5.3); t_1, t_2: Thời gian bắt đầu và kết thúc nạp (thải).

Khi tính toán trị số thời gian - tiết diện, thường bỏ qua giai đoạn mở sớm, đóng muộn (phần diện tích ứng với góc mở sớm α_1 và đóng muộn α_2).

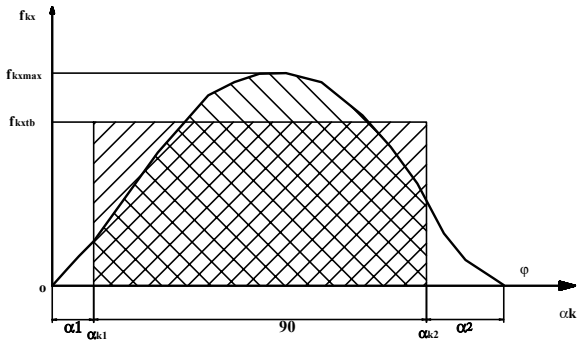
Có thể coi t_1, t_2 ứng với góc α_{k1}, α_{k2} do đó:

$$\int_{t_1}^{t_2} f_{kx}dt = \int_{\alpha_{k1}}^{\alpha_{k2}} f_{kx}d\alpha \quad (5\text{-}8)$$

$$f_{kxtb} = \frac{\int_{\alpha_{k1}}^{\alpha_{k2}} f_{kx}d\alpha}{(\alpha_{k2} - \alpha_{k1})} \quad (5\text{-}9)$$

Thay vào (5-7) ta có:

$$v'_{kx} = v_p \frac{F_p}{i\, f_{kxtb}} \quad (5\text{-}10).$$



Hình 5.3 Xác định trị số thời gian tiết diện của xupáp

Khi thiết kế cần bảo đảm:

$$v'_{kx} = (1{,}3 \div 1{,}4)v_{kh} \quad (5\text{-}11)$$

Động cơ xăng: $v'_{kx} = 90 \div 150$ m/s ; Động cơ Diesel: $v'_{kx} = 80 \div 110$ m/s

5.1.3. Chọn biên dạng cam:

5.1.3.1. Yêu cầu:

Dạng cam phải đảm bảo sao cho trị số thời gian tiết diện lớn nhất, cam phải mở xu páp nhanh, giữ ở vị trí mở lớn nhất lâu và đóng nhanh xupáp.

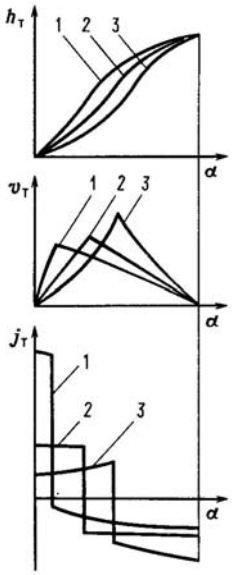
Dạng cam phải đảm bảo cho giai đoạn mở và đóng xu páp có gia tốc và vận tốc nhỏ nhất để cơ cấu phối khí làm việc êm ít va đập hao mòn.

Dạng cam phải đơn giản, dễ chế tạo.

5.1.3.2. Phương pháp thiết kế cam:

Chọn trước qui luật gia tốc của con đội, sau đó suy ra qui luật nâng để xác định dạng cam. Phương pháp này có ưu điểm chọn được qui luật gia tốc tối ưu nhưng khó gia công chính xác, thường chỉ dùng cho động cơ cao tốc hiện đại.

Định sẵn dạng cam, xác định gia tốc và kiểm tra lại qui luật gia tốc có phù hợp hay không. Phương pháp này có ưu điểm dễ gia công.



Hình 5.4 So sánh các dạng cam. 1. Cam lồi cung tròn; 2 Cam lồi cung parabol;3. Cam tiếp tuyến

Khi gia tốc dương của con đội lớn dẫn đến va đập giữa các chi tiết trong hệ thống. Còn khi gia tốc âm lớn tải trọng tác dụng lên lò xo lớn. Từ hình 5.4 có thể nhận xét sau:

Cam tiếp tuyến: Đơn giản, dễ chế tạo, có gia tốc dương bé do đó khi đóng mở xupáp lực va đập giữa con đội và xu páp, xupáp với đế bé. Tuy nhiên cam tiếp tuyến có trị số tiết diện thời gian bé, mặt khác gia tốc âm lớn, lò xo chịu tải lớn, để giảm tải

cho lò xo phải dùng trong cơ cấu phối khí có khối lượng nhỏ, do vậy thường áp dụng trong hệ thống phối khí dùng xupáp đặt.

Cam lồi: Có trị số thời gian tiết diện lớn nhất trong số các loại cam, nhưng gia tốc dương lớn gây ra va đập lớn. Tuy vậy loại cam này có gia tốc âm bé nhất do vậy không đòi hỏi lò xo xu páp có độ cứng lớn, giảm được mài mòn trục cam.

Cam parabol: Có các giá trị độ nâng và gia tốc trung gian so với hai loại cam trên.

5.2. Dạng cam lồi và động học con đội.

5.2.1. Biên dạng cam lồi:

Xây dựng biên dạng cam lồi theo các bước sau:

Góc công tác của cam nạp $\varphi_n = \frac{180^0 + \alpha_1 + \alpha_2}{2}$; α_1, α_2 là góc mở sớm đóng muộn xupáp nạp.

Góc công tác của cam thải $\varphi_{th} = \frac{180^0 + \beta_1 + \beta_2}{2}$; β_1, β_2 là góc mở sớm đóng muộn xupáp thải.

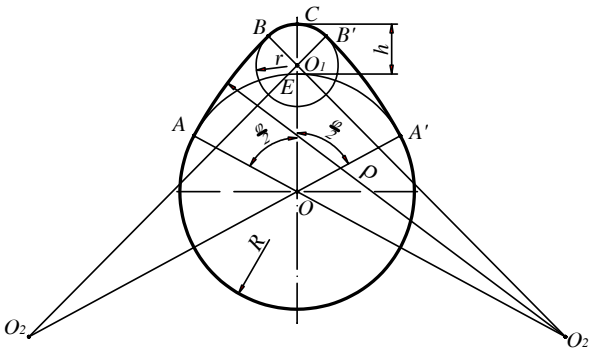
Chọn d_c : đường kính trục cam (mm)

R: bán kính cơ sở của cam (mm)

$$R = \frac{d_c}{2} + (0,5 \div 1) \quad \text{(mm)} \qquad \text{(5-12a)}$$

h: độ nâng lớn nhất của con đội;

r: Bán kính của cung đỉnh cam (mm); $r = R - \frac{h\cos\frac{\varphi}{2}}{1-\cos\frac{\varphi}{2}}$ (5-12b)



Hình 5.5 Dựng hình cam lồi

Vẽ vòng tròn tâm O bán kính R, xác định góc AOA' = φ.

Trên đường phân giác của góc AOA' ta lấy EC = h.

Vẽ vòng tròn đỉnh cam có tâm O_1 bán kính r nằm trên đường phân giác ấy, vòng tròn ấy đi qua C.

Vẽ cung tròn bán kính ρ tiếp tuyến với hai vòng tròn trên có tâm O_2 nằm trên đường kéo dài của AO, ρ xác định như sau:

Kẻ O_1M vuông góc với AO.

Xét tam giác vuông O_1MO_2 có:

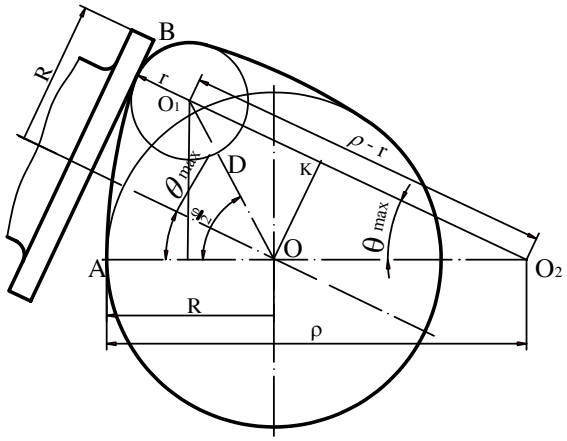
$(O_1O_2)^2 = (O_1M)^2 + (MO_2)^2$

Đặt D = R + h -r ta có:

$$(\rho - r)^2 = \left(D\sin\frac{\varphi}{2}\right)^2 + \left[(\rho - R) + D\cos\frac{\varphi}{2}\right]^2$$

Từ đó xác định ρ :

$$\rho = \frac{D^2 + R^2 - r^2 - 2RD\cos\frac{\varphi}{2}}{2\left(R - r - D\cos\frac{\varphi}{2}\right)} \quad (5\text{-}13)$$



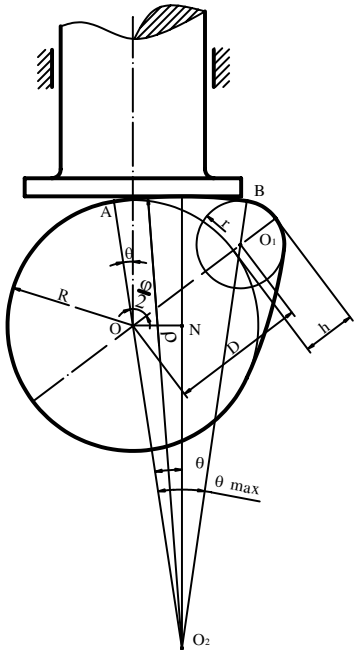
Hình 5.6 Xác định bán kính ρ cung tiếp tuyến

5.2.2. Động học con đội đáy bằng (con đội hình nấm, hình trụ)

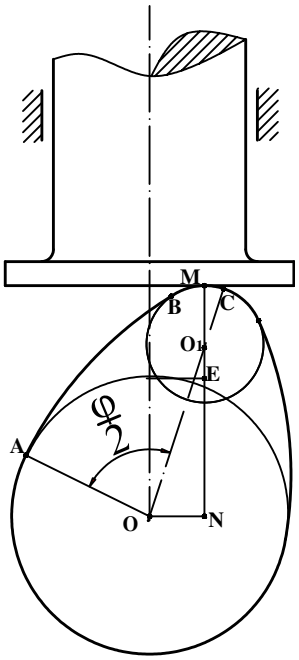
Con đội đáy bằng chỉ làm việc với cam lồi. Nghiên cứu quy luật động học của con đội trên hai cung AB bán kính ρ và BC bán kính r, mỗi giai đoạn có một quy luật riêng.

5.2.2.1. Động học của con đội đáy bằng trong giai đoạn 1 (cung AB)

Trên hình (5-7) ta xét chuyển vị, vận tốc, gia tốc của con đội theo góc quay của trục cam. Giả sử trục cam quay một góc θ thì chuyển vị con đội là h_θ, vận tốc v_θ, gia tốc J_θ sẽ được xác định như sau:



Hình 5.7 Động học con đội đáy bằng giai đoạn 1



Hình 5.8 Động học con đội đáy bằng giai đoạn 2

a. Chuyển vị của con đội:

Khi cam quay một góc θ, con đội tiếp xúc với cam tại M, chuyển vị:

$$h_\theta = ME = MO_2 - (EN + NO_2) = \rho - [R + (\rho - R)\cos\theta]$$
$$h_\theta = (\rho - R)(1 - \cos\theta) \qquad (5\text{-}14)$$

b. Vận tốc của con đội:

$$v_\theta = \frac{dh_\theta}{dt} = \frac{dh_\theta}{d\theta}\frac{d\theta}{dt} = \omega_c \frac{dh_\theta}{d\theta}$$ mà vận tốc trục cam $\omega_c = \frac{d\theta}{dt}$

nên: $v_\theta = \omega_c(\rho - R)\sin\theta$ (5-15)

c. Gia tốc con đội:

$$j_\theta = \frac{dv_\theta}{dt} = \frac{dv_\theta}{d\theta}\frac{d\theta}{dt} = \omega_c \frac{dv_\theta}{d\theta}$$

$$j_\theta = \omega_c^2(\rho - R)\cos\theta \qquad (5\text{-}16a)$$

Khi con đội tiếp xúc tại điểm A của cam thì θ = 0. Khi con đội tiếp xúc tại điểm B thì θ = θ_{max} góc θ_{max} xác định theo tam giác O_1O_2M. O_1M vuông góc với O_2A.

$$\sin\theta_{max} = \frac{O_1M}{O_1O_2} = \frac{D\sin\frac{\varphi}{2}}{\rho - r} \qquad (5\text{-}16b)$$

Nhận xét thấy khi θ = 0 thì gia tốc đạt cực đại:

$$j_{\theta(max)} = \omega_c^2(\rho - R)$$

5.2.2.2. Động học con đội đáy bằng trong giai đoạn 2 (cung BC):

Khi đó cam tiếp xúc với con đội tại điểm M trên cung BC ứng với góc γ nào đó. hình (5-8).

a. Chuyển vị con đội:

$$h_\gamma = ME = MO_1 + O_1N - EN$$
$$h_\gamma = r + D\cos\gamma - R \qquad (5\text{-}17)$$

b. Vận tốc con đội:

$$v_\gamma = \frac{dh_\gamma}{dt} = \frac{dh_\gamma}{d\gamma}\frac{d\gamma}{dt}$$

Vì tại điểm C có γ = 0 và tại B có γ = γ_{max} như vậy góc γ tính ngược lại với chiều quay của trục cam nên $\frac{d\gamma}{dt} = -\omega_c$

Do đó $v_\gamma = -\omega_c \frac{dh_\gamma}{d\gamma}$ rút ra $v_\gamma = \omega_c D\sin\gamma$ (5-18)

c. Gia tốc con đội:

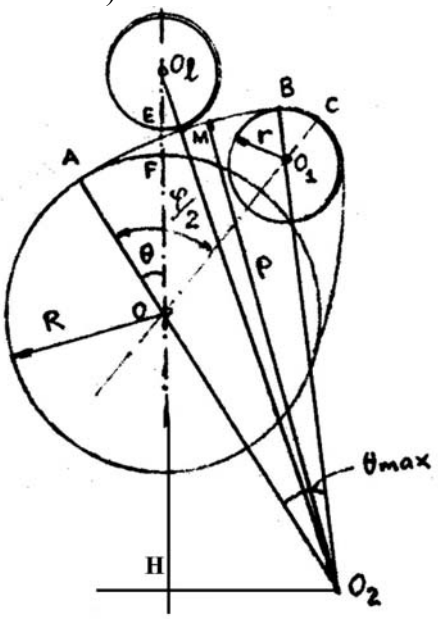
$$j_\gamma = \frac{dv_\gamma}{dt} = \frac{dv_\gamma}{d\gamma}\frac{d\gamma}{dt} = -\omega_c \frac{dv_\gamma}{d\gamma} \qquad \text{rút ra: } j_\gamma = -\omega_c^2 D\cos\gamma \qquad (5\text{-}19)$$

góc $\gamma_{max} = \frac{\varphi}{2} - \theta_{max}$

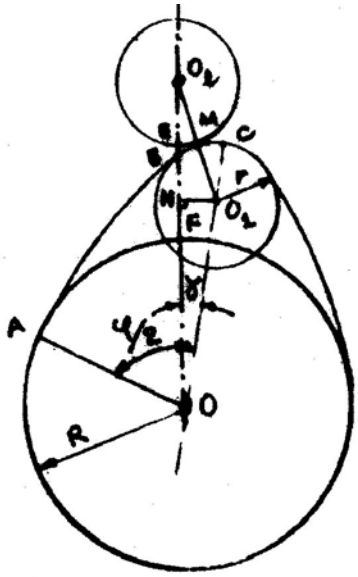
5.2.3. Động học con đội con lăn làm việc với cam lồi:

5.2.3.1. Trên cung AB (giai đoạn 1)

Khi con lăn tiếp xúc với mặt cam tại điểm M bất kỳ ứng với góc quay của cam là θ,(hình 5-9).



Hình 5.9 Động học con đội con lăn giai đoạn 1



Hình 5.10 Động học con đội con lăn giai đoạn 2

a. Chuyển vị của con đội:

$$h_\theta = EF = HO_1 - EO_1 - HF \quad \text{mà } HF = HO + OF$$

$$h_\theta = \sqrt{(\rho + R_1)^2 - (\rho - R)^2 \sin^2\theta} - (\rho - R)\cos\theta - (R + R_1)$$

$$h_\theta = (\rho - R)\left[\sqrt{\left(\frac{\rho + R_1}{\rho - R}\right)^2 - \sin^2\theta} - \cos\theta\right] - (R + R_1)$$

Đặt: $a = \rho - R$ và $m_1 = \frac{\rho + R_1}{\rho - R} = \frac{\rho + R_1}{a}$

Khi đó chuyển vị của con đội được tính:

$$h_\theta = a\left[\sqrt{m_1^2 - \sin^2\theta} - \cos\theta\right] - (R + R_1) \qquad (5\text{-}20)$$

b. Vận tốc của con đội:

$$v_\theta = \omega_c \frac{dh_\theta}{d\theta} = a\omega_c\left[\frac{1}{2}\sqrt{\left(m_1^2 - \sin^2\theta\right)} - 2\sin\theta\cos\theta + \sin\theta\right]$$

Rút gọn ta được:

$$v_\theta = a\omega_c\left[1 - \frac{\cos\theta}{\sqrt{m_1^2 - \sin^2\theta}}\right]\sin\theta \qquad (5\text{-}21)$$

c. Gia tốc con đội:

$$j_\theta = \omega_c \frac{dv_\theta}{d\theta} = a\omega^2{}_c\left[\cos\theta - \frac{m_1^2\cos 2\theta + \sin^4\theta}{\sqrt{\left(m_1^2 - \sin^2\theta\right)^3}}\right] \qquad (5\text{-}22)$$

5.2.3.2. Trên cung BC (giai đoạn 2).

Hình 5.10, trên cung này góc quay của cam là γ

a. Chuyển vị con đội

$$h_\gamma = EF = OO_1 - (O_1E + FO) = O_1H + HO - (O_1E + FO)$$

$$h_\gamma = \sqrt{(r + R_1)^2 - D^2\sin^2\gamma} + D\cos\gamma - (R + R_1) \qquad \text{với } D = O_1O$$

Đặt : $m_2 = \dfrac{r + R_1}{D}$

Khi đó chuyển vị của con đội được tính:

$$h_\gamma = D\left[\cos\gamma + \sqrt{m_2^2 - \sin^2\gamma}\right] - (R + R_1) \qquad (5\text{-}23)$$

b. Vận tốc của con đội:

$$v_\gamma = D\omega_c\left[\sin\gamma + \frac{\sin 2\gamma}{\sqrt{m_2^2 - \sin^2\gamma}}\right] \qquad (5\text{-}24)$$

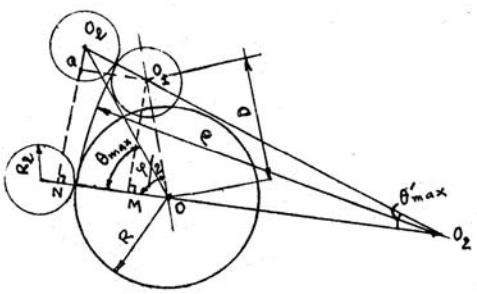
c. Gia tốc của con đội:

$$j_\gamma = \omega_c \frac{dv_\gamma}{d\gamma} = -D\omega^2{}_c\left[\cos\gamma + \frac{m_2^2\cos 2\gamma + \sin^4\gamma}{\sqrt{\left(m_2^2 - \sin^2\gamma\right)^3}}\right] \qquad (5\text{-}25)$$

5.2.3.3. Xác định các góc giới hạn trên các cung.

Hình 5.11, xét tam giác ONO'$_1$ ta có:

$$\mathrm{Cotg}\theta_{max} = \frac{ON}{O_1'N} = \frac{OM + MN}{O_1'N} = \frac{OM + O_1Q}{O_1'N}$$



Hình 5.11 Xác định các góc giới hạn khi con đội con lăn làm việc với cam lồi

$$Cotg\theta_{max} = \frac{D\cos\frac{\varphi}{2} + (r + R_l)\cos\theta'_{max}}{(\rho + R_l)\sin\theta'_{max}} \text{ với: } \sin\theta'_{max} = \frac{D\sin\frac{\varphi}{2}}{\rho - r};$$

$$\cos\theta'_{max} = \frac{(\rho - R) + D\cos\frac{\varphi}{2}}{\rho - r}$$

Biến đổi ta được:

$$Cotg\theta_{max} = \cot g\frac{\varphi}{2} + \frac{m_2}{m_1 \sin\frac{\varphi}{2}} \quad (5\text{-}26)$$

Do đó $\gamma_{max} = \frac{\varphi}{2} - \theta_{max}$ (5-27)

Động học con đội con lăn làm việc với cam tiếp tuyến tham khảo thêm tài liệu.

5.3. Tính nghiệm bền lò xo xupáp.

5.3.1. Qui dẫn khối lượng các chi tiết:

5.3.1.1. Đối với cơ cấu phối khí không có đũa đẩy và đòn bẩy:

Khối lượng qui dẫn m_{ox}, qui dẫn về tâm xu páp chính bằng tổng khối lượng của xupáp, con đội, móng hãm và khối lượng qui dẫn của lò xo. (Trường hợp xu páp đặt, xu páp treo cam dẫn động trực tiếp xu páp).

a. Khối lượng qui dẫn của lò xo:

Khối lượng qui dẫn được xác định theo điều kiện cân bằng động năng:

$$\frac{m_{olx}v_{xp}^2}{2} = \int_0^l \frac{v_x^2 dm_{lx}}{2}$$

Trong đó: m_{olx} là khối lượng qui dẫn của lò xo; v_{xp} là tốc độ xupáp.

dm_{lx}: khối lượng của phân tố lò xo cách mặt cố định đoạn x

v_x tốc độ chuyển động của phân tố x; l là chiều dài lò xo.

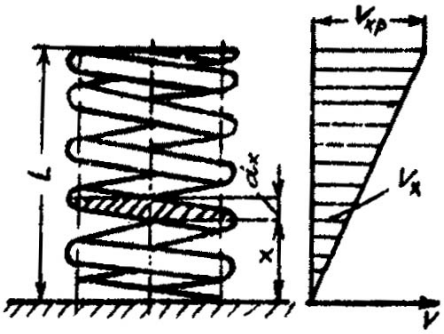
Giả thiết khối lượng lò xo phân bố đều theo chiều dài và tốc độ của phân tố lò xo quan hệ tuyến tính với chiều dài:

$$dm_{lx} = \frac{m_{lx}}{l}dx \text{ và } v_x = \frac{v_{xp}}{l}x$$

Do đó:

$$\frac{m_{olx}v_{xp}^2}{2} = \frac{m_{lx}v_{xp}^2}{2l^3}\int_0^l x^2 dx = \frac{1}{3}\frac{m_{lx}v_{xp}^2}{2}$$

Rút ra $m_{olx} = \frac{m_{lx}}{3}$ (5-28)



Hình 5. 12 Qui dẫn khối lượng lò xo

b. Khối lượng qui dẫn của cả cơ cấu:

Như vậy khối lượng qui dẫn của cơ cấu phối khí m_{ox} sẽ là:

$$m_{ox} = m_{xp} + m_{đl} + m_{mh} + m_{cđ} + \frac{m_{lx}}{3} \qquad (5\text{-}29)$$

5.3.1.2. Đối với cơ cấu phối khí có đũa đẩy, đòn bẩy:

Điều kiện qui dẫn các chi tiết không đồng tâm với xu páp là động năng không đổi.

a. Đối với con đội: ($m_{cđ}$)

$$\frac{m_{ocđ}v_{xp}^2}{2} = \frac{m_{cđ}v_c^2}{2} = \frac{m_{cđ}v_{xp}^2}{2}\left(\frac{l_c}{l_x}\right)^2 \text{ nên } m_{ocđ} = m_{cđ}\left(\frac{l_c}{l_x}\right)^2 \qquad (5\text{-}30)$$

ở đây: v là vận tốc con đội (m/s), l_c/l_x là tỷ lệ cánh tay đòn.

Tương tự với đũa đẩy.

b. Đối với đòn bẩy: ($m_{ođb}$)

Phải đảm bảo điều kiện cân bằng:

$$\frac{m_{ođb}v_{xp}^2}{2} = \frac{I_{đb}\Omega_{đb}^2}{2} = I_{đb}\frac{1}{l_x^2}$$

$I_{đb}$, $\Omega_{đb}$ là mô men quán tính và tốc độ góc của đòn bẩy đối với trục quay.

Vì $v_{xp} = \Omega_{đb}.l_{xp}$ nên rút ra $m_{ođb} = I_{đb}\frac{1}{l_x^2}$ (5-31)

Trường hợp qui dẫn về đường tâm xu páp khối lượng qui dẫn của cơ cấu phối khí có đũa đẩy và đòn bẩy bằng:

$$m_{ox} = m_{xp} + m_{đl} + m_{mh} + \frac{m_{lx}}{3} + \frac{I_{đb}}{l_x^2} + (m_{đđ} + m_{cđ})\left(\frac{l_c}{l_x}\right)^2 \qquad (5\text{-}32)$$

Trường hợp qui dẫn về đường tâm con đội, khối lượng của cơ cấu phối khí có đũa đẩy và đòn bẩy bằng:

$$m_{ođ} = (m_{xp} + m_{đl} + m_{mh} + \frac{m_{lx}}{3})\left(\frac{l_x}{l_c}\right)^2 + \frac{I_{đb}}{l_c^2} + (m_{đđ} + m_{cđ}) \qquad (5\text{-}33)$$

Lực quán tính tác dụng lên đường tâm xupáp:

$$P_{jx} = -m_{ox}j_x \qquad (5\text{-}34)$$

Lực quán tính qui dẫn về đường tâm con đội:

$$P_{jc} = -m_{ođ}j_c \qquad (5\text{-}35)$$

j_x, j_c là gia tốc của xupáp và gia tốc con đội. Quan hệ hai gia tốc này như sau:

$$j_x = j_c.\frac{l_x}{l_c}$$

5.3.2. Tính toán lò xo xupáp:

5.3.2.1. Cơ sở tính toán:

Giai đoạn có gia tốc âm (giai đoạn 2), các chi tiết xupáp và các chi tiết chuyển động của hệ thống phối khí có xu hướng rời khỏi mặt cam do đó lực lò xo P_{lx} phải lớn hơn lực quán tính P_{jx} (lực quán tính âm khi $\gamma = 0$) ở mọi chế độ tốc độ do đó:

$$P_{lx} = k.P_{jx} \qquad (5\text{-}36)$$

k: Hệ số an toàn.(k=2.3 - 2.35 với động cơ không có điều tốc hạn chế tốc độ, k = 1.25 - 1.6 đối với động cơ có điều tốc).

Xupáp thải phải đảm bảo luôn đóng kín trong quá trình nạp (nhất là đối với động cơ xăng khi chạy không tải, bướm ga đóng nhỏ, độ chân không trong xilanh lớn, áp suất cuối quá trình nạp p_a có thể giảm tới 0,015MN/m^2 trong khi đó áp suất trên đường thải p_r = 0,102 ÷ 0,11 MN/m^2 cao hơn áp suất khí trời). Độ chênh áp $\Delta p = p_r - p_a$ có thể đạt Δp = 0,09 MN/m^2. Dưới tác dụng của Δp, xupáp thải có thể bị hút mở ra nếu lò xo yếu, vì vậy lực nén ban đầu của lò xo P_{lxo} phải đảm bảo lớn hơn lực khí thể tác dụng lên xupáp thải P_{kxp}:

$$P_{lxo} > P_{kxp} = \frac{\pi d_{ht}^2}{4}(p_r - p_a) \qquad (5\text{-}37)$$

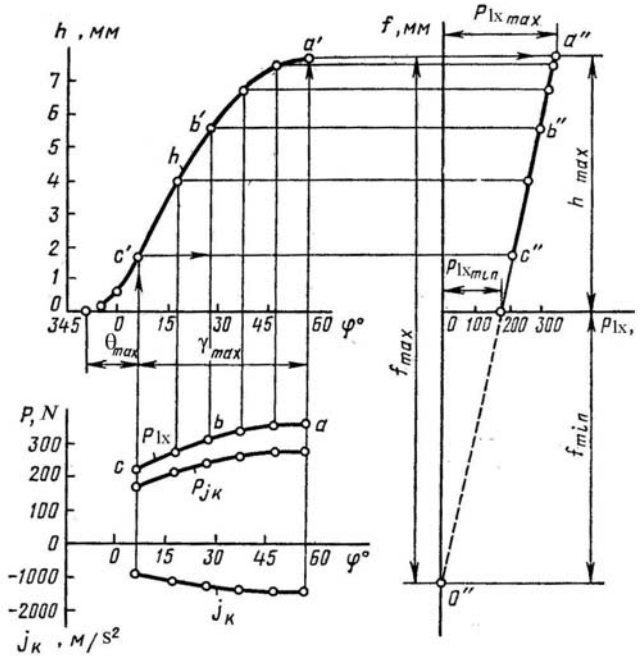
d_{ht}: đường kính họng đế xupáp thải.

5.3.2.2. Xác định đặc tính lò xo:

Hình (5-13) giới thiệu phương pháp xây dựng đường đặc tính lò xo thông thường. Chú ý: $h_x = h\frac{l_x}{l_c}; j_x = j\frac{l_x}{l_c}$

Bước 1: Vẽ đường cong biểu diễn hành trình nâng xupáp $h_x = f(\varphi)$. Vẽ đường biểu diễn lực quán tính $P_{jx} = f'(\varphi)$. Sau khi lựa chọn hệ số k, vẽ đường biểu diễn lực tác dụng lên lò xo $P_{lx} = k.P_{jx}$.

Hình bên phải vẽ đường cong biểu thị đặc tính của lò xo, trong đó tung độ biểu thị biến dạng, hoành độ biểu thị lực lò xo.



Hình 5.13 Xác định đường đặc tính của lò xo xupáp

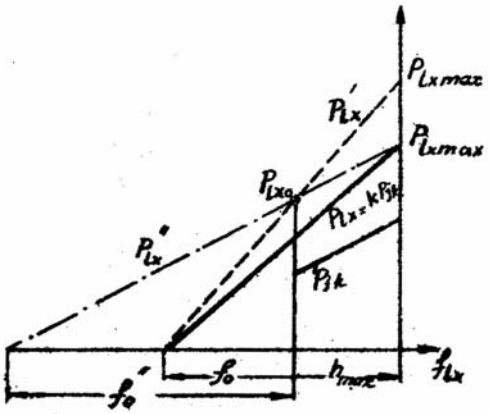
Từ các điểm a', b', c' trên đồ thị $h_x = f(\varphi)$ kẻ các đường song song với tung độ, cắt đường biểu diễn P_{lx} ở a, b, c. Do đó xác định được lực lò xo trên các điểm này, đem trị số các lực này đặt trên các đường song song với hoành độ qua các điểm a", b", c" nối các điểm này với nhau bằng một đường thẳng kéo dài cho cắt tung độ của trục toạ độ f, P_{lx} ở 0" ta có đường đặc tính biến dạng lò xo.

Lực P_{lxmax} ứng với biến dạng f_{max}, lực P_{lxo} ứng với biến dạng ban đầu f_o khi lắp ghép (lúc này hành trình xupáp $h_x = 0$).

Khi biết được đặc tính của lò xo, có thể xác định được độ cứng C.

$$C = \frac{P_{lxmax} - P_{lxo}}{h_{xmax}} \qquad (5\text{-}38)$$

Hình (5-14) cho phép lựa chọn đường đặc tính của lò xo. Khi tăng P_{lxo}, nếu giữ nguyên biến dạng ban đầu f_o phải tăng độ cứng lò xo (đường chấm) P'_{lx} làm cho lực lò xo tăng lên khiến hệ thống phân phối khí chóng mòn.



Hình 5.14 Chọn đường đặc tính của lò xo xupáp

Ngược lại nếu giữ nguyên lực lò xo cực đại P_{lxmax} (đường P''_{lx}) thì phải giảm độ cứng lò xo khiến lò xo quá dài nhất là khi P_{lxo} gần bằng P_{lxmax}. Người ta thường căn cứ vào điều kiện bố trí chung để lựa chọn miễn là phải thoả mãn hai điều kiện:

$$P_{lx} \geq k.P_{jx} \text{ và } P_{lxo} > P_{kxp}$$

Sau khi lựa chọn đặc tính lò xo, có thể định kích thước lò xo:

D_{tb}: Đường kính trung bình lò xo

$D_{tb} = (0,8 \div 0,9)d_{hn}$.

d_{hn}: Đường kính họng đế xupáp nạp.

Lực lò xo khi xupáp mở hết có thể tính theo độ biến dạng và độ cứng.

$$P_{lxmax} = C.f_{max} \qquad (5\text{-}39)$$

C là độ cứng lò xo: f_{max} là độ biến dạng cực đại.

Nếu lực lò xo P_{lx} tác dụng trên phương đường tâm của lò xo thì mômen xoắn lò xo bằng:

$$M_x = P_{lx}\frac{D_{tb}}{2} \qquad (5\text{-}40)$$

a. Ứng suất xoắn:

$$\tau_{xo} = \frac{M_x}{W_x} \qquad (5\text{-}41)$$

W_x: Môdun chống xoắn của tiết diện dây cuốn lò xo , $W_x = \frac{\pi d^3}{16}$

$$\tau_{xo} = \frac{8P_{lx}D_{tb}}{\pi d^3} \qquad (5\text{-}42)$$

Do ứng suất phân bố trên tiết diện dây cuốn không đều, ứng suất lớn nhất xuất hiện trên điểm gần tâm lò xo và P_{lx} còn gây ứng suất cắt nên phải có hệ số hiệu đính ứng suất xoắn.

$$\tau_x = \chi\tau_{xo} = \frac{8\chi P_{lx}D_{tb}}{\pi d^3} \qquad (5\text{-}42)$$

χ: Hệ số hiệu đính biến thiên theo tỷ số D_{tb}/d.

Trị số χ có thể xác định qua bảng

D_{tb}/d	6	7	8	9
χ	1,24	1,2	1,17	1,15

Tỷ số D_{tb}/d của lò xo xupáp trong phạm vi 5 ÷ 12

Có thể tính hệ số χ nếu góc xoắn lò xo $\alpha < 10^0$.

$$\chi = \frac{\frac{D_{tb}}{d} + 0{,}5}{\frac{D_{tb}}{d} - 0{,}75} \qquad (5\text{-}43)$$

Căn cứ vào các đường đặc tính biến dạng lò xo, ứng suất xoắn cho phép $[\tau_x]$, hệ số hiệu đính χ có thể tính đường kính dây cuốn lò xo theo công thức sau:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8\chi P_{lx\max}D_{tb}}{\pi[\tau_x]}} \qquad (5\text{-}44)$$

Ứng suất xoắn cho phép $[\tau_x] = 350 \div 600$ MN/m^2.

Sau khi tính được đường kính dây cuốn d, cần tính nghiệm lại $\tau_x < [\tau_x]$.

Độ biến dạng lớn nhất $f_{max} = f_0 + h_{max}$

b. Số vòng công tác của lò xo:

$$i_{ct} = \frac{Gd^4 f_{max}}{8P_{lx\max}D_{tb}^3}$$

Hoặc: $$i_{ct} = \frac{\chi G d f_{max}}{\pi D_{tb}^2 \tau_{max}} \qquad (5\text{-}45)$$

τ_{max}: tính với P_{lxmax};

G: Môdun đàn hồi vật liệu khi chịu cắt $G=(0{,}8\div0{,}85)10^5$ MN/m^2.

Thông thường $i_{ct} = 5 \div 12$ vòng.

Nếu cả hai vòng đầu được mài phẳng thì:

$$i = i_{ct} + (2 \div 3) \text{ vòng}$$

c. Bước xoắn lò xo t:

Khi biến dạng lớn nhất giữa các vòng của lò xo cần phải có khe hở Δ min = 0,5 ÷ 0,9 mm.

Với động cơ cao tốc nên chọn số nhỏ để lò xo ít dao động ở trạng thái tự do. Bước xoắn t xác định theo công thức sau:

$$t = d + \frac{f_{max}}{i_{ct}} + \Delta \min \qquad (5\text{-}46)$$

Chiều dài lò xo khi xupáp mở lớn nhất:

$$l_{min} = id + i_{ct}\Delta_{min} \qquad (5\text{-}47)$$

Chiều dài lò xo khi xupáp đóng kín:

$$l_0 = l_{min} + h_{max} \qquad (5\text{-}48)$$

Chiều dài lò xo ở trạng thái tự do:

$$l_{lx} = l_{min} + f_{max} = l_o + f_o \qquad (5\text{-}49)$$

Để tránh cộng hưởng, yêu cầu tần số dao động tự do của lò xo (n_{lx}) phải lớn gấp 10 lần số vòng quay trục cam (n_c).

$$n_{lx}/n_c > 10.$$

$$n_{lx} = \frac{\pi}{30}\sqrt{\frac{C}{m}}$$

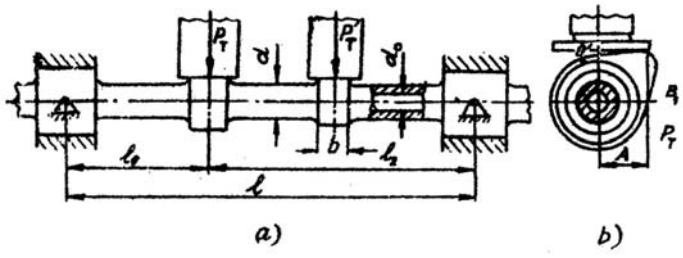
Trong đó: C, m - độ cứng và khối lượng lò xo.

Nếu dùng nhiều lò xo (2 lò xo) thì phải bảo đảm điều kiện không cộng hưởng:

$$\frac{n_{lx1}}{n_c} \neq \frac{n_{lx2}}{n_c}$$

5.4. Tính kiểm nghiệm sức bền trục cam

5.4.1. Tải trọng tác dụng:



Hình 5.15 Sơ đồ tính sức bền trục cam

Giả thiết trục cam như dầm có tiết diện đồng đều đặt tự do trên hai gối tựa như hình 5.15. Tính theo xu páp thải.

Nếu bỏ qua ma sát và trọng lực thì lực tác dụng trên trục cam sẽ là:

$$P_{Tmax} = P_{lxo} + P_{jt} + P_{kt}$$

P_{xlo} lực nén ban đầu của lò xo xupáp.

P_{jt} lực quán tính cơ cấu phối khí khi bắt đầu mở xu páp thải.

P_{kt} lực khí thể tác dụng trên mặt nấm xupáp thải qui dẫn về đường tâm con đội.

5.4.2. Ứng suất uốn:

Mô men uốn trục cam sẽ là:

$$M_{umax} = P_{Tmax}\frac{l_2}{l}l_1 \qquad \text{MNm} \qquad (5\text{-}50)$$

l_1, l_2 là khoảng cách từ hai gối tựa đến cam chịu lực P_{Tmax}

$$\sigma_u = \frac{M_{umax}}{W_u} = \frac{M_{umax}}{\frac{\pi}{32}d^2\left[1-\left(\frac{d_o}{d}\right)^4\right]} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (5\text{-}51)$$

d và d_o là đường kính ngoài và đường kính trong của trục cam.

5.4.3. Ứng suất xoắn:

Mô men xoắn đạt cực đại khi lực P_t ở xa tâm trục cam nhất, con đội trượt hết phần cung bán kính ρ.

Mô men xoắn trục cam do lực lò xo và lực quán tính gây ra trên mặt cam (khi dùng cam lồi) xác định theo công thức sau:

$$M_x = P_{T\theta}\,A = A\,[(P_{lx})_t + (P_j)_t]_\theta \qquad (5\text{-}52)$$

$[(P_{lx})_t + (P_j)_t]_\theta$ là lực lò xo và lực quán tính khi cam quay đến điểm B

A là cánh tay đòn lớn nhất của lực $P_{T\theta}$; $A = \frac{\rho - R}{\rho - r}(R + h_{max} - r)\sin\frac{\varphi}{2}$

Mô men xoắn tổng cộng trên trục cam phải xét đến mô men xoắn trên các cam khác đang cùng làm việc cũng như mô men dẫn động các cơ cấu khác. Mô men xoắn tổng hợp tại một thời điểm sẽ là M_Σ.

Ứng suất xoắn trục cam:

$$\tau_x = \frac{M_\Sigma}{W_x} = \frac{M_\Sigma}{\frac{\pi}{16}d^2\left[1-\left(\frac{d_o}{d}\right)^4\right]} \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (5\text{-}53)$$

Ứng suất tổng tính theo công thức Xanh - Vê năng:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_u\left[0.35 + 0.65\sqrt{1+\left(\frac{2\tau_x}{\sigma_u}\right)^2}\right] \qquad \text{MN/m}^2 \qquad (5\text{-}54)$$

5.4.4. Độ võng cho phép của trục:

Nếu trên đoạn trục cam có một cam nạp và một cam thải:

$$f = 6{,}8\frac{P_T l_1^2 l_2^2}{EI(d^4 - d_o^4)} \qquad (5\text{-}55)$$

Nếu trên đoạn trục có hai cam cùng tên thì:

$$f = 3{,}4\frac{P_T(3l - 4l_1)l_1^2}{E(d^4 - d_o^4)} \quad ; [f] = 0.05 - 0.1 \text{ mm} \qquad (5\text{-}56)$$

5.4.5. Ứng suất tiếp xúc mặt cam:

Đối với con đội hình trụ, hình nấm:

$$\sigma_{tx} = 0.418\sqrt{\frac{P_T E}{b\rho}} \quad MN/m^2 \qquad (5\text{-}57)$$

Đối với con đội con lăn:

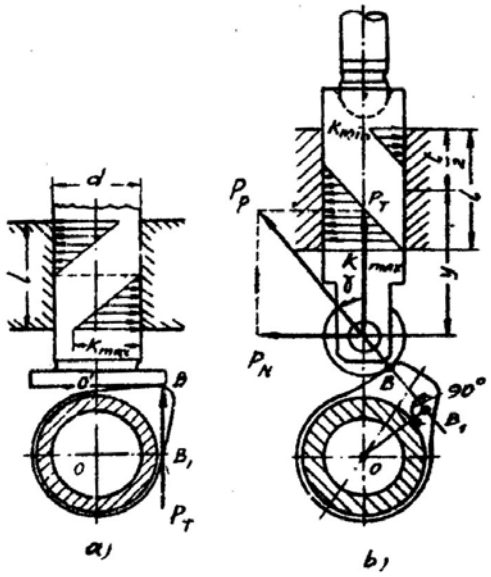
$$\sigma_{tx} = 0.418\sqrt{\frac{P_T E}{b}\left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{R_l}\right)} MN/m^2 \qquad (5\text{-}58)$$

R_l là bán kính con lăn. $[\sigma_{tx}]$ = 600 - 1200MN/m^2

5.5. Tính sức bền con đội

Con đội hình nấm hoặc hình trụ:

Thường tính kiểm nghiệm áp suất tiếp xúc trên thân con đội. Khi cam tiếp xúc với con đội ở điểm B mô men xoắn trục cam M_x có trị số lớn nhất. Mô men này làm thân con đội bị nghiêng và tiếp xúc không đều.



Hình 5.16 Sơ đồ tính áp suất trên thân con đội

5.5.1. Áp suất tiếp xúc:

$$K_{max} = \frac{6M_x}{dl^2} \qquad (5\text{-}59)$$

Với l,d là chiều dài tiếp xúc và đường kính của thân con đội (m).

Con đội con lăn:

Lực tác dụng lên con đội tính theo công thức sau:

$P_N = P_T \text{ tg}\gamma$

Lực này gây áp suất cực đại tại mép dưới lỗ dẫn hướng:

$$K_{max} = \frac{P_N}{dl}\left(1 + \frac{6y}{l}\right); \qquad (5\text{-}60)$$

$[K_{max}] \le 10MN/m^2$

5.5.2. Áp suất trên mặt chốt:

$$K_{ch} = \frac{P_P}{d(L-l)} \qquad [K_{ch}] = 90\ MN/m^2 \qquad (5\text{-}61)$$

P_P là lực tác dụng lên chốt con lăn; l là chiều dài con lăn; L,d là chiều dài và đường kính chốt.

5.5.3. Áp suất trên bạc chốt:

$$K_b = \frac{P_p}{dl} \qquad [K_b] = 80\ MN/m^2 \qquad (5\text{-}62)$$

5.5.4. Ứng suất cắt chốt:

$$\tau_c = \frac{2P_p}{\pi(d^2 - \delta^2)} \qquad [\tau_c] = 90\ MN/m^2 \qquad (5\text{-}63)$$

5.5.5. Ứng suất uốn chốt:

$$\sigma_u = \frac{LP_p}{8W_u} \qquad [\sigma_u] = 200\ MN/m^2 \qquad (5\text{-}64)$$

5.6. Tính sức bền đũa đẩy

Đũa đẩy được tính theo hệ số an toàn ổn định dọc:

$$n = \frac{\pi^2 E I_d}{P_d l_d^2} \qquad [n] >= 4 \qquad (5\text{-}65)$$

E: mô dun đàn hồi vật liệu; $I_đ$: Mô men quán tính của tiết diện đũa đẩy

$l_đ$, $P_đ$ chiều dài và lực tác dụng đũa đẩy;

Ứng suất tiếp xúc đầu đũa đẩy tính theo công thức:

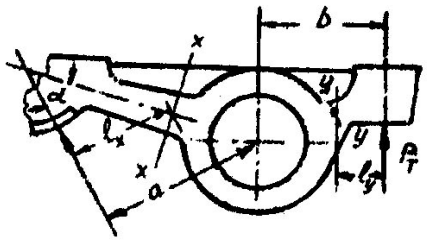
$$\sigma_{tx} = 0{,}388\sqrt[3]{P_d E^2\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)} \qquad [\sigma_{tx}] = 1000 - 2000\ MN/m^2 \qquad (5\text{-}66)$$

r_1,r_2 là bán kính đầu đũa đẩy và bán kính mặt tiếp xúc (con đội, đòn bẩy).

5.7. Tính sức bền đòn bẩy

Lực tác dụng lên hai đầu đòn bẩy luôn cân bằng nên:

$$P_k.a = P_T.b \qquad (5\text{-}67)$$



Hình 5. 17 Sơ đồ tính đòn bẩy

Lực tác dụng lên phía bên đầu xupáp bằng:

$P_k = P_T \frac{b}{a}$ với a, b là khoảng cách từ lực đến tâm quay đòn bẩy.

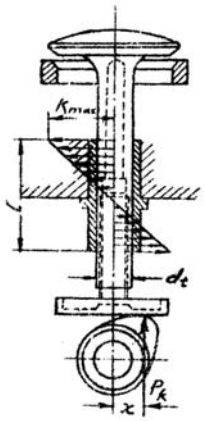
5.7.1. Ứng suất tổng tác dụng lên tiết diện x - x:

$$\sigma_{\Sigma} = P_k\left(\frac{l_{xx}}{W_x} \pm \frac{\cos\alpha}{F_x}\right) [\sigma_{\Sigma}]=100 - 150 MN/m^2 \text{ (thép cacbon - thép hợp kim)}$$

l_{xx} là khoảng cách từ lực P_x đến tiết diện x - x; W_x mô đun chống uốn của tiết diện x - x; F_x tiết diện x - x; α góc lệch giữa phương lực P_k với đường tâm đòn bẩy.

5.7.2. Ứng suất tiếp xúc đuôi xu páp:

$$\sigma_{tx} = 0{,}388\sqrt[3]{\frac{P_d E^2}{r^2}} ;[\sigma_{tx}]= 4500 \text{ MN/m}^2 \qquad (5\text{-}68)$$



Hình 5. 18 Sơ đồ tính xupáp

5.8. Tính sức bền xupáp

Tính sức bền của nấm xupáp có thể dùng công thức Back, giả thiết nấm xupáp như đĩa tròn đặt trên đế tựa hình trụ.

5.8.1. Ứng suất uốn mặt nấm:

$$\sigma_u = p_z \frac{d^2}{4\delta^2}$$

$[\sigma_u]$ =80 - 120MN/m^2 (thép các bon - thép hợp kim)

p_z áp suất khí thể lớn nhất; d,δ đường kính trung bình và chiều dày trung bình của nấm.

Khi trục cam dẫn động trực tiếp xupáp thì cần kiểm tra áp suất tiếp xúc nén trên thân, cách xác định như trường hợp con đội hình nấm.

Chương 6

Tính toán hệ thống nhiên liệu xăng dùng BCHK

6.1. Tính toán các bộ phận chính của bộ chế hòa khí

6.1.1. Vật liệu chế tạo các chi tiết chính

Hầu hết các chi tiết bộ chế hòa khí dùng kim loại màu để tránh rỉ.

Thân bộ chế hòa khí: Hợp kim kẽm với thành phần 0,6 ÷ 0,9%Cu; 3,5 ÷ 4,5% Al; 0,2% Mg; còn lại là Zn, cho phép có không quá 0,12% tạp chất (trong đó khoảng 0,015%Pb), 0,1% Fe, 0,002% Sn, 0,005% Cd. Hợp kim này có ứng suất kéo giới hạn ≥ 27000 MN/m^2, độ cứng Brinen ≥ 73 ứng với lực ép 9810N và đường kính viên bi là 10mm, trên chiều dài L = 5d (d - đường kính mẫu kéo); độ giãn nở tương đối ≥ 4,2%. thân bộ chế hòa khí rất phức tạp nên phải dùng phương pháp đúc áp lực.

Phao xăng: Hầu hết chế tạo bằng đồng thanh, hiện nay có xu hướng dùng chất dẻo polycaprolactam hoặc nhựa tổng hợp MCH vì hai loại này đảm bảo cho phao đạt chất lượng tốt. Phao làm bằng chất dẻo giảm được thể tích của phao từ đó giảm được thể tích buồng phao (vẫn đảm bảo sức ép lên van kim), sức bền cơ học tốt hơn, giá thành chế tạo thấp hơn (khoảng 2 ÷ 2,5 lần so với đồng thanh). Ngoài ra người ta còn dùng chất dẻo làm họng và vài chi tiết của bộ chế hòa khí.

Các gíc-lơ, thân van kim, pittông... thường làm bằng đồng thanh ΛC59.

Bướm gió và bướm ga làm bằng các lá đồng thanh Λ63.

Thân buồng hỗn hợp đúc bằng gang xám C 18-36 hoặc C 21-14.

6.1.2. Buồng hỗn hợp

6.1.2.1. Tính đường kính buồng hỗn hợp

Đường kính buồng hỗn hợp là kích thước cơ bản và quan trọng, dựa vào đường kính này để chọn bộ chế hòa khí cho động cơ.

$$d_b = a_n \cdot \sqrt{V_h . i . \frac{n}{1000}} \ (mm) \qquad (6\text{-}1)$$

a_n - Hệ số dao động của dòng chảy, phụ thuộc vào số xilanh dùng chung một buồng hỗn hợp; V_h - thể tích công tác của một xilanh (dm^3); i - số xilanh dùng chung một buồng hỗn hợp; n - số vòng quay động cơ (v/ph)

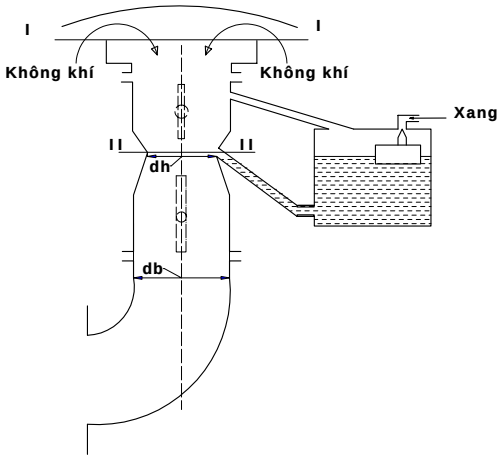
Số xilanh	1	2	3	4	5	6
Hệ số a_n	24,2	17,1	14,15	13	12,85	11,9

6.1.2.2. Kiểm nghiệm tốc độ không khí qua buồng hỗn hợp

Theo kinh nghiệm của các nhà sản xuất, động cơ đạt được chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật tốt nếu tốc độ v_{tb} = 40 ÷ 60 m/s (4 xilanh có chung một buồng hỗn hợp), v_{tb} = 20

÷ 30 m/s (nếu 2 xilanh chung một đường hỗn hợp).

Tốc độ trung bình của dòng khí qua buồng hỗn hợp tính theo công thức:



Hình 6.1. Sơ đồ tính buồng hỗn hợp

$$v_{tb}=\frac{V_h.i.n.\eta_v.\psi}{\tau.\pi.d_b^{\,2}.750}\ ; \qquad (m/s)\ (6\text{-}2)$$

Trong đó:

V_h - thể tích công tác của một xilanh (m^3); i - số xilanh dùng chung một buồng hỗn hợp; n - số vòng quay động cơ (v/ph); d_b - đường kính của buồng hỗn hợp (m); η_v - hệ số nạp; ψ - hệ số quét khí; τ -số kỳ.

Vì nếu ít xilanh chung một buồng hỗn hợp thì thời gian môi chất đi qua buồng hỗn hợp rất nhỏ (chỉ chiếm khoảng 1/4 hoặc 1/2 thời gian của chu trình khi có 1 hoặc 2 xilanh).

6.1.2.3. Chiều dài buồng hỗn hợp

Chiều dài buồng hỗn hợp $l_b = (0,8 \div 1,8)d_b$.

6.1.3. Xác định kích thước họng:

6.1.3.1. Xác định sơ bộ đường kính:

Đường kính họng được quyết định bởi lưu lượng không khí qua họng và tốc độ thực tế không khí qua họng trong giới hạn theo thực nghiệm.

Chọn sơ bộ đường kính của họng d_h theo kinh nghiệm.

- Loại một họng: $d_h = (0,6 \div 0,8)d_b$
- Loại hai họng : $d_{hn} = (0,6 \div 0,8)d_b$
  $d_{ht} = (0,2 \div 0,3)d_b$.
- Loại ba họng : $d_{hn} = (1 \div 1,2)d_b$
  $d_{hg} = (0,4 \div 0,5)d_b$
  $d_{ht} = (0,2 \div 0,3)d_b$.

d_h - đường kính của họng.

d_{hn} , d_{hg} , d_{ht} - đường kính của họng ngoài, họng giữa và họng trong.

d_b - đường kính của buồng hỗn hợp.

6.1.3.2. Độ chân không tại họng:

$$\Delta p_h = \frac{\rho_k}{2}\left[S\left(\frac{D}{d_h}\right)^2 \frac{ni}{120}\frac{\eta_v}{\mu_h}\right]^2 \ ; (N/m^2) \qquad (6\text{-}3)$$

μ_h - Hệ số lưu lượng của họng, phụ thuộc vào hình dáng, chất lượng của họng và số họng.

$\mu_h = 0,85 \div 0,9$ - với loại một họng.

$\mu_h = 0,7 \div 0,85$ - với loại hai hoặc ba họng.

Chú ý rằng: Δp_h không phải là hằng số theo thời gian, dao động của Δp_h càng lớn khi số vòng quay động cơ càng thấp và số xilanh càng ít. Δp_h - độ chân không ở họng (N/m^2), thường khoảng 2000-15000 N/m^2.

6.1.3.3. Tốc độ thực tế không khí qua họng:

$$v_k = \mu_h \sqrt{\frac{2\Delta p_h}{\rho_k}}\ ; (m/s) \qquad (6\text{-}4)$$

Tốc độ thực tế của không khí qua họng nằm trong khoảng 40 - 130 m/s

6.1.3.4. Lưu lượng không khí qua họng:

$$G_k = \eta_v V_h \frac{ni}{120} \rho_k\ ; \quad (kg/s) \qquad (6\text{-}5)$$

V_h : thể tích công tác của một xi lanh(m^3); n: số vòng quay của động cơ (v/ph); ρ_k: khối lượng riêng của không khí trước ống nạp = 1,1 -1,2 (kg/m^3); i: số xilanh; η_v: hệ số nạp =0,7-0,9.

6.1.3.5. Đường kính chính xác của họng:

$$d_h = \sqrt{\frac{4G_k}{\pi . v_k . \rho_k}}\ ; \qquad (m) \qquad (6\text{-}6)$$

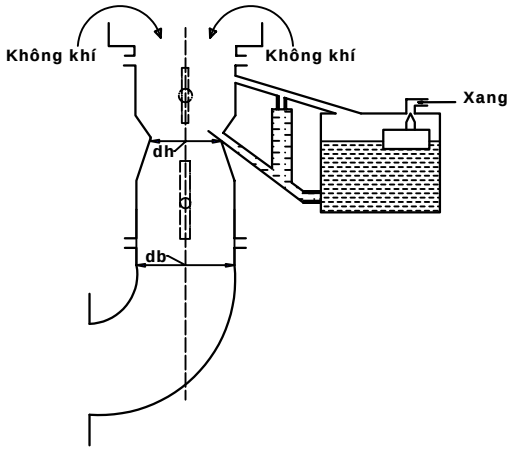
Tốc độ v_{tb} được chọn chỉ đảm bảo kết quả tốt khi lựa chọn chính xác tỷ số giữa tiết diện lưu thông họng khuếch tán f_h và tiết diện lưu thông của buồng hỗn hợp f_b:

Với bộ chế hòa khí lắp trên động cơ ôtô $\frac{f_h}{f_b} = 0,4 \div 0,75$

Với bộ chế hòa khí lắp trên động cơ xe máy, xuồng máy $\frac{f_h}{f_b} = 1$

Nếu $\frac{f_h}{f_b}$ nhỏ quá làm tăng áp suất tĩnh sau họng khuếch tán, xăng khó bay hơi, mặt khác còn gây ảnh hưởng xấu tới chất lượng làm việc của hệ thống không tải.

Nếu $\frac{f_h}{f_b}$ lớn quá, ảnh hưởng xấu tới khả năng phục hồi áp suất tĩnh tại khu vực sau họng khuếch tán và do đó làm tăng tổn thất trong bộ chế hòa khí.



Hình 6.2 Sơ đồ tính toán BCHK giảm độ chân không sau gíc lơ chính

6.1.4. Tính gíc lơ và vòi phun:

Trường hợp bộ chế hoà khí dùng hệ thống phun chính giảm độ chân không sau gíc lơ chính:

6.1.4.1. Tốc độ nhiên liệu qua gíc lơ:

$$v_{nl} = \mu_g \sqrt{\frac{2}{\rho_{nl}}\left(\Delta p_h - \Delta p_{kk}\right)} \ (m/s) \qquad (6\text{-}7)$$

Với: $\Delta p_{kk} = \dfrac{\Delta p_h}{1+\left(\dfrac{f_{gk}}{f_v}\right)^2}$

Ở đây Δp_{kk}: độ chân không trong ống không khí;

f_{gk} là tiết diện gíc lơ không khí (m^2);

f_v là tiết diện vòi phun (m^2).

6.1.4.2. Lưu lượng không khí qua gíc lơ không khí:

$$G_{gk} = \mu_{gk} f_{gk} \sqrt{2\rho_k (\Delta p_h - \Delta p_{kk})}\ ; \qquad (kg/s) \qquad (6\text{-}8)$$

6.1.4.3. Đường kính gíc lơ nhiên liệu:

$$d_g = \sqrt{\frac{4G_{nl}}{\pi . v_{nl} . \rho_{nl}}}\ ; (m) \qquad (6\text{-}9)$$

G_{nl} được xác định theo công thức: $G_{nl} = \dfrac{N_e . g_e}{3600} 10^{-3}$ (kg/s) (6-10)

v_{nl} là tốc độ nhiên liệu qua gíc lơ nhiên liệu.

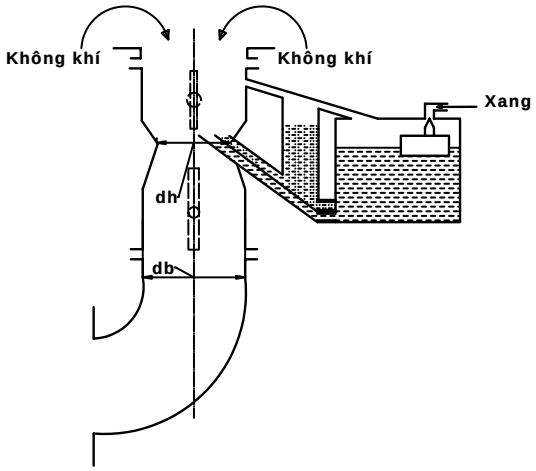
6.1.4.4. Đường kính gíc lơ không khí:

$$d_{gk} = \sqrt{\frac{4G_{gk}}{\pi . v_{gk} . \rho_{kk}}}\ ; (m) \quad (6\text{-}11)$$

v_{gk} là tốc độ không khí đi qua gíc lơ không khí.

Trường hợp bộ chế hoà khí có gíc lơ chính và gíc lơ bổ xung:

Kích thước các gíc lơ được tính như sau.



Hình 6.3. Sơ đồ tính BCHK có gíc lơ bổ xung

a. Tốc độ nhiên liệu qua gíc lơ chính:

$$v_{nl} = \mu_g \sqrt{2\left(\frac{\Delta p_h}{\rho_{nl}} - gh\right)}\ ; (m/s) \qquad (6\text{-}12)$$

μ_g: Hệ số lưu lượng qua gíc lơ chính xác định theo tỷ số l_g/d_g và Δp_h.

ρ_{nl}: Khối lượng riêng nhiên liệu (kg/m^3), đối với xăng = 730-780kg/m^3

g: gia tốc trọng trường = 9,81m/s^2.

h: Chênh lệch mức xăng và miệng vòi phun (m) (kinh nghiệm h=2-5mm).

b. Đường kính gíc lơ chính:

$$d_g = \sqrt{\frac{4G_{nlc}}{\pi.v_{nl}.\rho_{nl}}} \ ; (m) \qquad (6\text{-}13)$$

Gnlc: Lưu lượng nhiên liệu qua gíc lơ chính (kg/s) chiếm 90 - 95 % lượng nhiên liệu tiêu thụ trong một giây của động cơ.

$$G_{nl} = \frac{N_e.g_e}{3600}10^{-3} \ ;(kg/s) \qquad (6\text{-}14)$$

c. Tốc độ lý thuyết nhiên liệu qua gíc lơ bổ sung:

$$v_{nlp} = \sqrt{2gH} \quad ; \quad (m/s) \qquad (6\text{-}15)$$

H: là mức xăng trong buồng phao (m).

d. Độ chân không sau gíc lơ bổ sung:

$$\Delta p_p = \frac{v_{nlp}^2 \rho_{nl}}{2} \ ; (N/m^2) \qquad (6\text{-}16)$$

e. Đường kính gíc lơ bổ sung:

$$d_{gp} = \sqrt{\frac{4G_{nlp}}{\pi.\mu_{gp}.v_{nlp}.\rho_{nl}}} \ ; (m) \qquad (6\text{-}17)$$

G_{nlp}: Lưu lượng nhiên liệu qua gíc lơ bổ xung (kg/s). $G_{nlp}=G_{nl}-G_{nlc}$

μ_g: Hệ số lưu lượng qua gíc lơ bổ xung xác định theo tỷ số l_{gp}/d_{gp} và Δp_p.

6.1.4.5. Xây dựng đặc tính của bộ chế hòa khí:

Đặc tính của bộ chế hòa khí là quan hệ giữa hệ số dư lượng không khí α với độ chân không tại họng Δp_h.

$$\alpha = \frac{G_k}{G_{nl}.L_0}$$

a. Đối với bộ chế hòa khí dùng hệ thống phun chính giảm độ chân không sau gíc lơ chính:

$$\alpha = \left(\frac{d_h}{d_g}\right)^2 \frac{\mu_h}{L_0\mu_g}\sqrt{\frac{\rho_k}{\rho_{nl}}\frac{\Delta p_h}{(\Delta p_h - \Delta p_{kk})}} + \left(\frac{d_o}{d_g}\right)^2 \frac{\mu_o}{L_0\mu_g} \qquad (6\text{-}19)$$

μ_0 là hệ số tiết lưu qua ống phun.

d_o là đường kính ống phun (m).

b. Đối với bộ chế hòa khí dùng hệ thống phun chính có gíc lơ bổ sung:

$$\alpha = \frac{d_h^2\mu_h\sqrt{\rho_k\Delta p_h}}{L_0\left[d_g^2\mu_g\sqrt{\rho_{nl}\left(\Delta p_h - gh\rho_{nl}\right)} + d_{gp}^2\mu_{gp}\rho_{nl}\sqrt{2gH}\right]} \qquad (6\text{-}20)$$

6.1.5. Buồng phao:

6.1.5.1. Tính toán cơ cấu phao:

Các thành phần lực tác dụng lên cơ cấu phao.

$$F_6 = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5$$

Trong đó:

F_1 - lực đẩy của áp suất xăng trên ống dẫn

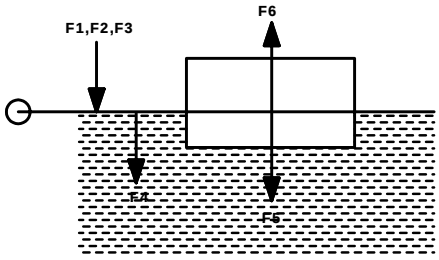
F_2 - trọng lực của van kim

F_3 - lực cần để đóng kín van kim

F_4 - trọng lực tay đòn

F_5 - trọng lực của phao

F_6 - lực đẩy acsimet.



Hình 6.4. Sơ đồ lực tác dụng lên phao

Trên cơ sở tính toán ta chọn các chi tiết của buồng phao nhằm giữ mức xăng thay đổi ít khi thay đổi lưu lượng xăng hoặc áp suất trong bơm chuyển xăng.

6.1.5.2. Các kích thước chính của buồng phao:

Số liệu kinh nghiệm của cơ cấu buồng phao:

- Đường kính đế van kim: 1,5 ÷ 2,2 mm.

- Góc đỉnh van kim: 90^0 ÷ 120^0. Góc này có thể nhỏ hơn góc vát của đế van kim khoảng 1 ÷ 2^0 làm cho van kim bám chặt lên đế van kim khi kim loại có biến dạng nhỏ.

- Khối lượng van kim: 1 ÷ 3 g.

- Khoảng cách từ trục quay đến van kim: 5 ÷ 10 mm.

- Khoảng cách từ trục quay tới trục thẳng đứng của phao: 20 ÷ 30 mm.

- Khối lượng phao: 10 ÷ 35 g.

- Thể tích phao: 35 ÷ 52 cm^3.

- Khối lượng riêng của phao: 0,2 ÷ 0,385 g/cm^3.

- Phần thể tích phao chìm trong xăng: 0,5 ÷ 0,7.

- Thể tích xăng chứa trong buồng phao: 50 ÷ 150 cm^3.

6.2. Bơm xăng:

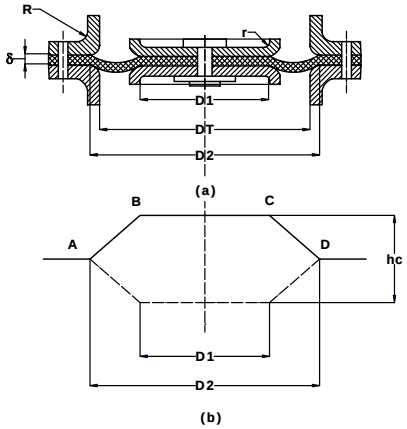
6.2.1. Tính toán bơm xăng kiểu màng:

Lưu lượng bơm xăng phụ thuộc vào:

Đường kính thân bơm D_T (mm).

Diện tích tiếp xúc đĩa ép, ứng với D_1(mm).

Hành trình của trục đẩy màng bơm h_c(mm).



Hình 6.5. Sơ đồ tính bơm màng

6.2.1.1. Lưu lượng lý thuyết của bơm:

$$V_{lt} = 6.10^{-5} V'_{lt}.n. \ ; \text{(l/h)} \qquad (6\text{-}21)$$

Trong đó :

$$V'_{lt} = \frac{\pi h_c}{12}\left(D_T^2 + D_1^2 + D_T.D_1\right) \qquad (\text{mm}^3)$$

n: là số chu trình làm việc của bơm trong một phút.

$$V'_{lt} \approx \frac{\pi h_c}{4} D_1^2$$

V_{lt} đặc trưng cho kích thước của bơm. Thông thường V_{lt} lớn hơn 20 lần lượng nhiên liệu lớn nhất động cơ tiêu thụ trong 1 giờ. Do vậy khi các chi tiết dẫn động bơm mòn vẫn có thể đảm bảo cung cấp đủ xăng.

Lưu lượng thực tế của bơm V_t (l/h) được xác định trên bệ thử trường hợp không có đối áp sau bơm (trở lực ở van kim). V_{ct} là lưu lượng công tác của bơm điều kiện xác định như V_t nhưng có đối áp sau bơm. V_{ct} thường được tính lớn hơn lưu lượng tiêu thụ lớn nhất của động cơ khoảng 2-3 lần vì vậy có thể khử sạch bọt khí trong đường ống.

6.2.1.2. Trình tự thiết kế bơm xăng:

- Chọn h_c khoảng 4-6mm (với bơm có D_T <50mm.)
- Xác định D_1, tính dự trữ với $h_{ct} = 0,1h_c$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4V'_{max}}{\pi.h_{ct}}}, \ (mm) \qquad (6\text{-}22)$$

với V'_{max} lưu lượng xăng cung cấp trong một chu trình, tính theo lượng nhiên liệu tiêu thụ lớn nhất trong một giờ. $V'_{max} \approx V'_{lt}$

Kích thước D_T được tính:

$D_T = D_1 + 4r + 4\delta$

r: bán kính lượn của đĩa ép trên và dưới (mm).

δ; chiều dày màng bơm.(mm) thường 0,5mm

Kinh nghiệm cho thấy r và R nên >= $0,5h_c$. Khi r >=4 - 5 chiều dày đĩa ép và R>= 7-8 mm, bơm làm việc tốt nhất.

Thường $D_T = (1,4 - 1,8)D_1$. Áp suất đẩy của bơm Δp_b phụ thuộc sức cản sau bơm, Δp_b lớn nhất khi lưu lượng bằng không và bằng 120 - 250mmHg, áp suất này phụ thuộc độ cứng lò xo màng bơm C= 13 - 25 N/cm; d_{lxo} = 1,8 - 1,9mm; vật liệu lò xo thép 65Γ; D_{tb}= 20 - 30 mm, l_o = 40 - 50 mm.

Màng bơm bằng vải sơn đặc biệt, có khả năng đàn hồi và chịu được xăng. Hành trình của các van một chiều khoảng 1,5 - 2,5mm, đường kính lỗ van thường khoảng $(0,12 - 0,16)D_T$.

Van bằng phíp hoặc cao su chịu xăng lắp với đế van và lò xo vào thân van. d_{lxo} = 0,2 - 0,4mm, số vòng 5,5 - 65, D = 6 - 8 mm, độ cứng 0,35 - 0,4 N/cm.

6.2.2. Tính toán bơm xăng kiểu bơm cánh gạt:

Tham khảo theo tài liệu máy thủy khí.

6.3. Thùng xăng:

Thể tích thùng xăng:

Động cơ tĩnh tại:

$$V_t = \delta . \frac{g_e . N_e . t}{\rho_{nl}}; \quad \text{(lít)} \qquad (6\text{-}23)$$

Động cơ ôtô xe máy:

$$V_t = \delta . \frac{S}{100} V_{100} \quad ; \quad \text{(lít)} \qquad (6\text{-}24)$$

Trong đó:

δ - hệ số sử dụng thể tích: động cơ máy kéo δ = 1,1; ôtô, xe máy δ = 1,06 ÷ 1,12; g_e - suất tiêu hao nhiên liệu (kg/kW.h); N_e - công suất có ích định mức (kW)

t - số giờ động cơ làm việc liên tục ở chế độ toàn tải (thường t = 10 h);

S - Quãng đường xe chạy một ngày đêm hoặc quãng đường xe chạy không cần đổ xăng; V_{100} là thể tích nhiên liệu tiêu thụ trung bình cho 100 km.

Chương 7

Tính toán hệ thống nhiên liệu Diesel

7.1 Tính toán bơm cao áp:

7.1.1. Lượng nhiên liệu cung cấp cho một xylanh trong một chu trình công tác :

$$V_x = \frac{N_e.g_e.\tau.10^{-3}}{120n.i.\rho_{nl}} \quad (mm^3) \qquad (7\text{-}1)$$

Trong đó :

Ne: Công suất có ích động cơ (KW).

g_e: Suất tiêu hao nhiêu liệu (g/KW.h)

n: Số vòng quay của trục khuỷu (v/ph).

τ: Số kỳ.

ρ_{nl}: Khối lượng riêng của nhiên liệu (g/cm^3).

i: Số xi lanh.

Công suất đạt cực đại : $N_{e\,max}$ tăng 10% . N_e hay $N_{e\,max} = 1{,}1\ N_e$

Suất tiêu hao nhiên liệu lúc $N_{e\,max}$ tăng lên (1,05 ÷ 1,1) % g_e, tức là:

$$g_{e\ Ne\,max} = (1{,}05 \div 1{,}1)\ g_e$$

Lượng nhiên liệu cung cấp cho một xylanh trong một chu trình công tác ở chế độ $N_{e\,max}$:

$$V'_x = \frac{1{,}1.N_e.(1{,}05 \div 1{,}1)g_e.\tau.10^{-3}}{120.n.i.\rho_{nl}};(mm^3) \qquad (7\text{-}2)$$

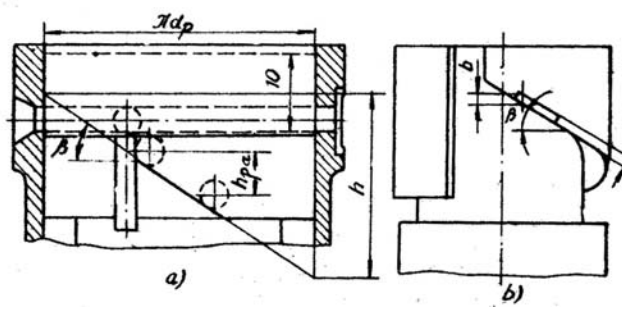
7.1.2. Lượng nhiên liệu theo lý thuyết bơm phải cung cấp để bảo đảm cho động cơ hoạt động:

$$V_p = \frac{V'_X + \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3}{\eta} \quad (7\text{-}3)$$

Δ V_1: Độ tăng thể tích nhiên liệu do rò rỉ trong quá trình cung cấp từ lúc bắt đầu bơm cho đến lúc bắt đầu phun.

Δ V_2: Độ tăng thể tích do giãn nở đường ống

Δ V_3: Thể tích nhiên liệu thoát



Hình 7-1 *Sơ đồ tính toán piston bơm cao áp*

trở về khoang cửa nạp

Đặt: $V_p = V_x^{'} + \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3 = \alpha^{'} . V'_x$

Giá trị $\alpha^{'}$ phụ thuộc vào loại bơm cao áp $\alpha^{'} = 2,5 \div 3,0$

$$V_p = (2,5 \div 3)\frac{V_x^{'}}{\eta} \qquad (mm^3)$$

7.1.3. Đường kính piston bơm cao áp :

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{4V_p}{\pi\rho}} \quad (mm) \qquad (7\text{-}4)$$

Trong đó :

ρ là tỷ số hành trình lớn nhất và đường kính piston. $\rho = \frac{h_{p\max}}{d_p} = 1,0 \div 1,7$

(Đối với động cơ không tăng áp V_h= 0,61 – 1,9 (dm^3) và tốc độ n= 2000 – 4000 v/ph thì d_p/D=0,065 -0,08.)

7.1.4. Hành trình lớn nhất của piston bơm cao áp :

$$h_{pmax} = d_p.\rho \quad (mm) \qquad (7\text{-}5)$$

Thường d_p được chế tạo theo chuỗi kích thước tiêu chuẩn: 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5… (mm) và h_{pmax} theo chuỗi: 7; 8; 9; 10; 12; 16; 20…

7.1.5. Hành trình có ích của piston:

$$h_p = \frac{V_x^{'}}{\eta f_p} \text{ (mm)} \qquad (7\text{-}6)$$

$f_p = \frac{\pi d_p^2}{4}$ là tiết diện ngang của piston (mm^2).

7.1.6. Tính toán van cao áp:

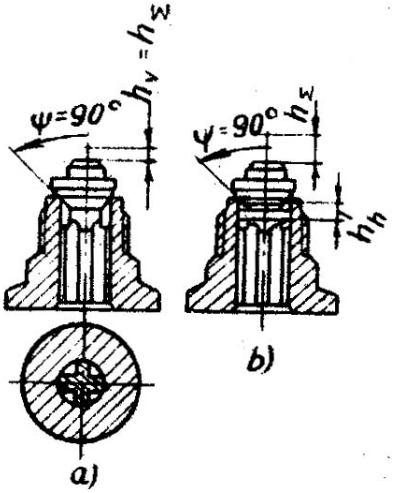
Van cao áp phải có đủ tiết diện lưu thông để giảm trở lực.

Tiết diện lưu thông qua mặt côn (mặt làm việc) của van loại nấm.

$$f_v = \pi.h_v\left(d_v + h_v \sin\varphi\right)\sin\frac{\varphi}{2} \qquad (7\text{-}7)$$

h_v - Hành trình nâng có ích của van,

d_v - Đường kính nhỏ của mặt côn,



Hình 7-2 Sơ đồ tính toán van cao áp

φ - Góc mặt côn (mặt làm việc).

Khi thiết kế có thể chọn theo mối quan hệ giữa tiết diện lưu thông của van f_v và tiết diện lưu thông của đường ống cao áp $f_đ$:

$$f_v = (1,5 \div 2,5)f_đ$$

Đường kính trong của đường ống cao áp có thể xác định gần đúng:

$$d_d = \frac{d_p}{4,5 \div 6} \quad (7\text{-}8)$$

d_p - Đường kính piston bơm cao áp.

Với van cao áp có vành giảm áp: Thể tích nhiên liệu do vành giảm áp hút của đường ống cao áp (cm^3):

$$\Delta V_h = \frac{\pi d_d^2}{4} h_h = \Delta p_h . \alpha_n V_\Sigma \quad (7\text{-}9)$$

Trong đó:

h_h - Hành trình của vành giảm áp,

Δp_h - áp suất đường ống cao áp bị giảm

α_n - Hệ số chịu nén của nhiên liệu,

V_Σ - Thể tích nhiên liệu trong ống cao áp và ống dẫn của vòi phun.

Khi thiết kế phải chọn hành trình toàn bộ của van cao áp h_Σ nhằm đảm bảo tiết diện lưu thông cần thiết.

$$h_\Sigma = h_v + h_h$$

Van cao áp không có vành giảm áp: $h_h = 0$ và $h_\Sigma = h_v$.

Hành trình toàn bộ của van cao áp được giới hạn bằng một chốt tì. Nếu h_Σ lớn quá so với yêu cầu sẽ làm tăng ứng suất động của lò xo van, làm tăng mài mòn đế van.

7.2 .Tính toán vòi phun:

7.2.1. Tiết diện lưu thông f_k:

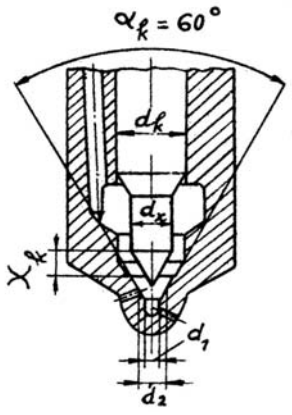
$$f_k = \pi . x_k \left(d_x . \sin\frac{\alpha_k}{2} - x_k . \sin^2\frac{\alpha_k}{2} . \cos\frac{\alpha_k}{2} \right) \quad (7\text{-}10)$$

Trong đó:

$d_x = d_1$ Khi không có lỗ trên mặt tỳ.

$d_x = d_2$ Khi có lỗ phun trên mặt tỳ.

Mặt côn với góc $\alpha_k = 60^0$ được sử dụng cho hầu hết các vòi phun hiện nay, vì với góc đó vòi



Hình 7-3 *Sơ đồ tính toán vòi phun*

phun rất kín khít và làm tăng tiết diện lưu thông thực tế của vòi phun.

Tỷ số $\frac{f_k}{f_x}$ trong khoảng 2,5 ÷ 3,5:

+ Nếu $\frac{f_k}{f_x}$ < 1,5: Gây sức cản phụ ảnh hưởng xấu tới chất lượng phun,

+ Nếu $\frac{f_k}{f_x}$ > 3,5 : Làm tăng kích thước của vòi phun.

Tiết diện hình vành khăn $f_v = \frac{\pi}{4}\left(d_k^2 - d_x^2\right)$

Tiết diện thân kim phun $f_k = f_k = \frac{\pi}{4} d_k^2$

Tỷ số : $\delta = \frac{f_v}{f_k}$. Trong các vòi phun kín hiện nay δ = 0,32 ÷ 0,82. Nếu δ nhỏ sẽ làm giảm phụ tải tác dụng lên lò xo vòi phun tăng tiết diện lưu thông, nhưng sẽ làm giảm áp suất khi kim phun bắt đầu tỳ lên đế.

Đường kính và độ nâng kim phun có quan hệ mật thiết, đồng thời quan hệ tới tiết diện lưu thông của vòi phun. Lượng nhiên liệu cung cấp cho chu trình càng tăng thì đường kính của kim phun phải tăng.

Hành trình nâng kim phun giới hạn trong khoảng 0,3 ÷ 1,1 mm.

7.2.2. Tốc độ lý thuyết cực đại của tia nhiên liệu phun ra từ vòi phun:

$$W' = \xi \sqrt{\frac{2g(p - p''_c).10^5}{\rho_{nl}}} \quad \text{(m/s)} \qquad (7\text{-}11)$$

Trong đó :

p : Áp suất trước lỗ phun lúc tốc độ trung bình của pittông $C_{m\,(max)}$

p''$_c$: Áp suất trung bình trong xylanh trong giai đoạn phun nhiên liệu.

$p_{c''} = \frac{p_c + p_z}{2}$

ρ_{nl}: Khối lượng riêng nhiên liệu (kg/m^3)

Đối với động cơ tốc độ thấp :

$$p = 32 - 40 \ \frac{MN}{m^2} \ (320 \div 400 \ KG/cm^2)$$

Đối với động cơ tốc độ cao :

$$p = 45 \ \frac{MN}{m^2} \ (450 \ KG/cm^2)$$

$\xi = 0,8 \div 0,9$ - Hệ số tốc độ.

Đối với buồng cháy thống nhất:

$W' = 250 \div 350$ (m/s).

7.2.3. Thời gian phun:

$$\Delta t = \frac{\Delta\varphi}{6n} \quad (s) \qquad (7\text{-}12)$$

Trong đó:

$\Delta\varphi$: Góc quay trục khuỷu ứng với thời gian phun (độ) thường chọn trong khoảng từ $10 - 25^o$.

n: số vòng quay trục khuỷu (v/ph)

7.2.4. Xác định tiết diện tổng lỗ phun :

$$F = \frac{V'_x}{\varphi w' \Delta t.10^3} \ (mm^2) \qquad (7\text{-}13)$$

Trong đó :

$\varphi = 0,7 \div 0,85$ - Hệ số thắt dòng của lỗ phun.

F - Tổng tiết diện các lỗ phun.

7.2.5. Đường kính lỗ phun :

$$d_o = \sqrt{\frac{4F}{\pi i}} \quad (mm) \qquad (7\text{-}14)$$

i: số lỗ phun

7.2.6. Kiểm tra các thông số lò xo vòi phun

Diện tích chịu tác dụng của áp suất nhiên liệu để nâng kim phun

$$S = \frac{\pi}{4}(d_k^2 - d_x^2) \qquad (7\text{-}15)$$

Lò xo chịu phụ tải khi áp suất nhiên liệu p_0

$$p_1 = p_0 \ . \ S \quad (N) \qquad (7\text{-}16)$$

Ứng lực lò xo trên 1mm có độ biến dạng là

$$p = \frac{1000\delta^4}{id^3} \quad (N/mm) \qquad (7\text{-}17)$$

Trong đó :

d = đường kính lò xo (mm)

δ = đường kính dây lò xo (mm)

i = số vòng lò xo làm việc

Biến dạng ban đầu cần thiết của lò xo :

$$h_0 = \frac{p_1}{p} \qquad \text{(mm)}$$

Lực lớn nhất tác dụng lên lò xo khi mở kim phun :

$$P_2 = p\,(h_0 + h_1)$$

Trong đó : h_1 - hành trình kim phun lớn nhất (mm)

Phụ tải cho phép lớn nhất

Đối với lò xo làm bằng vật liệu thép cácbon

$$P = 7{,}86\frac{\delta^3}{d}$$

Đối với thép hợp kim sẽ là :

$$P = 11{,}8\frac{\delta^3}{d}$$

Chiều dài lò xo khi mở kim phun :

$$l_1 = i\delta + ie \qquad \text{(mm)} \qquad (7\text{-}18)$$

Trong đó : e = 2mm Khe hở nhỏ nhất giữa các vòng lò xo

Chiều dài lò xo khi đóng kim phun:

$$l_2 = l_1 + h_1 \qquad \text{(mm)} \qquad (7\text{-}19)$$

Chiều dài lò xo ở trạng thái tự do :

$$l_3 = l_2 + h_0 \qquad \text{(mm)} \qquad (7\text{-}20)$$

Chương 8

Tính toán hệ thống làm mát động cơ

8.1. Tính toán hệ thống làm mát bằng nước:

8.1.1. Xác định lượng nhiệt từ động cơ truyền cho nước làm mát:

Nhiệt độ từ động cơ truyền cho nước làm mát có thể coi gần bằng số nhiệt lượng đưa qua bộ tản nhiệt truyền vào không khí, lượng nhiệt truyền cho hệ thống làm mát của động cơ xăng chiếm khoảng 20 ÷ 30%, còn của động cơ điêden chiếm khoảng 15 ÷ 25% tổng số nhiệt lượng do nhiên liệu toả ra. Nhiệt lượng Q_{lm} có thể tính theo công thức kinh nghiệm sau đây:

$$Q_{lm} = q'_{lm} N_e, \quad (J/s) ; \qquad (8\text{-}1)$$

Trong đó: q'_{lm}- Lượng nhiệt truyền cho nước làm mát ứng một đơn vị công suất trong 1 đơn vị thời gian (J/kW.s);

Đối với động cơ xăng:

$$q'_{lm} = 1263 \div 1360 \text{ J/kW.s} \quad (1300 \div 860 \text{ kcal/ml.h})$$

Đối với động cơ điêden:

$$q'_{lm} = 1180 \div 1138 \text{ J/kW.s} \quad (760 \div 720 \text{ kcal/ml.h}).$$

Có trị số Q_{lm}, ta có thể xác định được lượng nước G_{lm} tuần hoàn trong hệ thống trong 1 đơn vị thời gian:

$$G_{1m} = \frac{Q_{1m}}{C_n \Delta t_n} \qquad (8\text{-}2)$$

Trong đó :

C_n - Tỷ nhiệt của nước làm mát (J/kg.độ);

Nước: C_n = 4187 J/kgđộ (1,0 kcal/kg.độ),

Êtylen glucon C_n = 2093J/kgđộ (0,5kcal/kg. độ).

Δt_n - Hiệu nhiệt độ nước vào và ra bộ tản nhiệt:

Với động cơ ô tô máy kéo $\Delta t_n = 5 \div 10^0$C.

Với động cơ tàu thuỷ $\Delta t_n = 5 \div 20^0$C khi dùng với hệ thống làm mát hở và 7 ÷ 15^0C với hệ thống kín.

Tính toán hệ thống làm mát thường tính ở chế độ công suất cực đại.

8.1.2. Tính két nước:

Bao gồm việc xác định bề mặt tản nhiệt để truyền nhiệt từ nước ra môi trường không khí xung quanh.

Xác định kích thước của mặt tản nhiệt trên cơ sở lý thuyết truyền nhiệt.

Truyền nhiệt trong bộ tản nhiệt chủ yếu là đối lưu. Két nước tản nhiệt của động cơ ô tô máy kéo có một mặt tiếp xúc với nước nóng và mặt kia tiếp xúc với không khí.

Do đó truyền nhiệt từ nước ra không khí là sự truyền nhiệt từ môi chất này đến môi chất khác qua thành mỏng. Như vậy quá trình truyền nhiệt có thể phân ra làm ba giai đoạn ứng với ba phương trình truyền nhiệt sau:

- Từ nước đến mặt thành ống bên trong:

$$Q_{lm} = \alpha_1 F_1 (t_n - t_{\delta 1}), \quad J/s; \tag{8-3}$$

- Qua thành ống :

$$Q_{tm} = \lambda . F_1 (t_{\delta 1} - t_{\delta 2})/\delta \quad J/s; \tag{8-4}$$

- Từ mặt ngoài của thành ống đến không khí :

$$Q_{lm} = \alpha_2 F_2 (t_{\delta 2} - t_{kk}), \quad J/s; \tag{8-5}$$

Trong đó :

Q_{lm} – Nhiệt lượng của động cơ truyền cho nước làm mát bằng nhiệt lượng do nước dẫn qua bộ tản nhiệt (J/s);

α_1 – Hệ số tản nhiệt từ nước làm mát đến thành ống của bộ tản nhiệt (W/m^2.độ);

λ – Hệ số dẫn nhiệt của vật liệu làm ống dẫn nhiệt W/m.độ (kcal/m.h^{0}C);

δ – Chiều dày của thành ống (m);

α_2 – Hệ số tản nhiệt từ thành ống của bộ tản nhiệt vào không khí, tính W/m^2. độ (kcal/m.h^{0}C);

F_1 – Diện tích bề mặt tiếp xúc với nước nóng (m^2);

F_2 – Diện tích bề mặt tiếp xúc với không khí (m^2);

$t_{\delta 1}, t_{\delta 2}$ – Nhiệt độ trung bình của bề mặt trong và ngoài của thành ống;

t_n, t_{kk} – Nhiệt độ trung bình của nước làm mát trong bộ tản nhiệt và của không khí đi qua bộ tản nhiệt.

Giải các phương trình trên ta có:

$$Q_{lm} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}\frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda}\frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}} F_2 (t_n - t_{kk}) = kF_2 (t_n - t_{kk}) \tag{8-6}$$

Diện tích tiếp xúc với không khí F_2 xác định theo công thức:

$$F_2 = \frac{Q_{lm}}{k(t_n - t_{kk})} \tag{8-7}$$

Trong đó:

$k = \dfrac{1}{\frac{1}{\alpha_1}\frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda}\frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$ là hệ số truyền nhiệt tổng quát của két nước.

Diện tích F_2 thường lớn hơn diện tích F_1 vì F_2 còn tính đến diện tích của các cánh tản nhiệt.

Tỷ số $\frac{F_2}{F_1} = \varphi$ gọi là hệ số diện tích, đối với loại két dùng ống nước dẹp có thể chọn $\varphi = 3 \div 6$.

Nhiệt độ trung bình của nước làm mát trong két nước xác định theo biểu thức sau đây :

$$t_n = \frac{t_{nv} + t_{nr}}{2} \; ; \qquad (8\text{-}8)$$

Trong đó, nhiệt độ nước vào t_{nv} và nhiệt độ nước ra t_{nr} của két nước có thể lấy bằng nhiệt độ nước vào và nhiệt độ nước ra của động cơ.

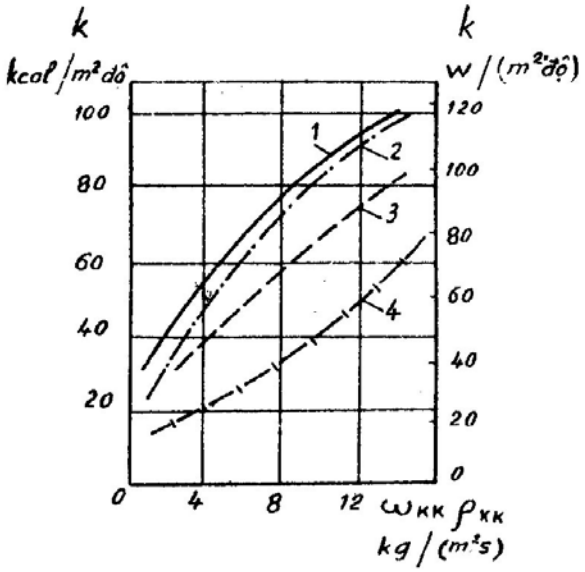
Nhiệt độ trung bình của không khí làm mát:

$$t_{kk} = \frac{t_{kkv} + t_{kkr}}{2} . \qquad (8\text{-}9)$$

Nhiệt độ không khí vào (t_{kkv}) phía trước bộ tản nhiệt lấy bằng 49^0C. Chênh lệch nhiệt độ của không khí qua bộ tản nhiệt Δt_{kk} lấy bằng $20 \div 30^0$C.

Với: $t_{kkr} = t_{kkv} + \Delta t_{kk}$.

Hệ số α_1 có thể xác định bằng các công thức thực nghiệm. Trị số thí nghiệm của hệ số α_1 thay đổi trong khoảng $\alpha_1 = 2326 \div 4070$ (W/m^2.độ).



Hình 8-1. Quan hệ của hệ số truyền nhiệt k với tốc độ không khí ω_{kk}

Hệ số λ của đồng lá $\lambda = 83{,}9 \div 126$ (W/m.độ) của hợp kim nhôm $104{,}8 \div 198$ (W/m.độ) còn của thép không gỉ $9{,}3 \div 18{,}6$ (W/m.độ).

Hệ số α_2 phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ của không khí ω_{kk}.

Khi thay đổi ω_{kk} từ $5 \div 60$ m/s thì hệ số α_2 thay đổi đồng biến từ $40{,}6 \div 303$ (W/m^2.độ).

Hệ số k cho bộ tản nhiệt kiểu ống có thể xác định theo đồ thị $k = f(\omega_{kk})$ trên hình (8-1). Theo số liệu thí nghiệm, xác định bề mặt làm mát của bộ tản nhiệt, có thể lấy $k \approx \alpha_2$ và có thể tính gần đúng $\alpha_2 = 11{,}38\ \omega_{kk}^{0,8}$ (W/m^2.độ).

Trong đó:

ω_{kk} – Tốc độ của không khí đi qua bộ tản nhiệt (m/s),

Khi không tính đến các tổn thất nhiệt:

$$Q_{lm} = C_{kk}\, G_{kk}(t_{kkr} - t_{kkv}) \qquad (8\text{-}10)$$

Do đó: $t_{kkr} = t_{kkv} + \dfrac{Q_{lm}}{c_{kk} G_{kk}}$.

Tương tự, từ công thức (8-3) chúng ta tìm được nhiệt độ của nước khi ra khỏi két nước. $t_{nr} = t_{nv} - \dfrac{Q_{lm}}{c_n G_n}$.

Với động cơ ô tô máy kéo, trị số G_{kk} có thể tính theo công thức thực nghiệm:

$$G_{kk} = (0{,}053 \div 0{,}102) N_e,\ \text{kg/s}$$

Trong đó:

N_e– Công suất cực đại (kW) (trong hệ đơn vị cũ G_{kk} tính kg/h, N_e tính theo mã lực thì: $G_{kk} = 140 \div 270\ N_e$, kg/h).

Diện tích F_2 cũng có thể tính theo công thức thực nghiệm gần đúng:

$$F_2 = f_2 N_e \quad (m^2) \qquad (8\text{-}11)$$

Trong đó:

f_2 – Hệ số diện tích làm mát của két nước ứng với một đơn vị công suất m^2/kW;

N_e – Công suất có ích cực đại của động cơ (kW).

Với động cơ ô tô du lịch $f_2 = 0{,}136 \div 0{,}313$ m^2/kW (0,10 ÷ 0,23 m^2/mã lực), động cơ ô tô tải $f_2 = 0{,}024 \div 0{,}408$ m^2/kW (0,15 ÷ 0,30 m^2/mã lực) và cho động cơ máy kéo $f_2 = 0{,}408 \div 0{,}543$ m^2/kW (0,30 ÷ 0,40m^2/mã lực).

Dung tích của hệ thống làm mát bằng chất lỏng ứng với một đơn vị công suất (V_{lm}/N_e) thường trong khoảng:

Động cơ ô tô du lịch: $0{,}163.10^{-3} \div 0{,}354.10^{-3}$m^3/kW (0,12 ÷ 0,26 l/mã lực).

Động cơ ô tô tải : $0{,}272.10^{-3} \div 0{,}816.10^{-3}$ m^3/kW (0,20 ÷ 0,60 l/mã lực).

Động cơ máy kéo : $0{,}816.10^{-3} \div 2{,}04.10^{-3}$m^3/kW (0,6 ÷ 1,5 l/mã lực).

8.1.3. Tính bơm nước:

Xác định lưu lượng nước tuần hoàn trong hệ thống làm mát G_{lm} và cột áp H

- Lưu lượng nước tuần hoàn trong hệ thống làm mát phụ thuộc vào nhiệt lượng do nước làm mát mang đi và chênh lệch nhiệt độ của nước trong động cơ, xác định theo công thức (8-2):

$$G_{lm} = G_n = \frac{Q_{lm}}{c_n(t_{nr} - t_{nv})}, \quad kg/s ;$$

Trong đó:

Q_{lm} – Nhiệt lượng truyền cho nước làm mát (J/s);

C_n – Tỷ nhiệt của nước (J/kg. độ);

t_{nr}, t_{nv} – Nhiệt độ nước ra và nhiệt độ nước vào động cơ.

- Sức cản chuyển động của nước trong hệ thống làm mát được tính theo cột nước H và phụ thuộc vào sức cản của từng bộ phận: két nước, ống dẫn, vách nước trong thân và nắp máy v.v ... Thường sức cản tổng quát của hệ thống làm mát khi tính toán gần đúng có thể lấy H = 3,5 ÷ 15 mH_2O.

Xác định lượng nước làm mát tiêu hao G_{lm} và cột áp H, ta có thể xác định được kích thước cơ bản của bơm nước.

Lưu lượng của bơm nước xác định theo công thức sau:

$$G_b = \frac{G_{lm}}{\eta} \; ; \; kg/s \qquad (8\text{-}12)$$

Trong đó:

η– Hệ số tổn thất của bơm: η= 0,8 ÷ 0,9.

Kích thước chủ yếu của bơm phải căn cứ vào sự chuyển động của chất lỏng trong bơm. Với loại bơm ly tâm các phân tử chất lỏng đồng thời tham gia hai chuyển động (Hình 8-2).

1 - Vận tốc vòng: Nước quay cùng cánh bơm với vận tốc $\bar{u}$ (tại điểm vào A: vận tốc là $\bar{u}_1$; tại điểm B, vận tốc là $\bar{u}_2$).

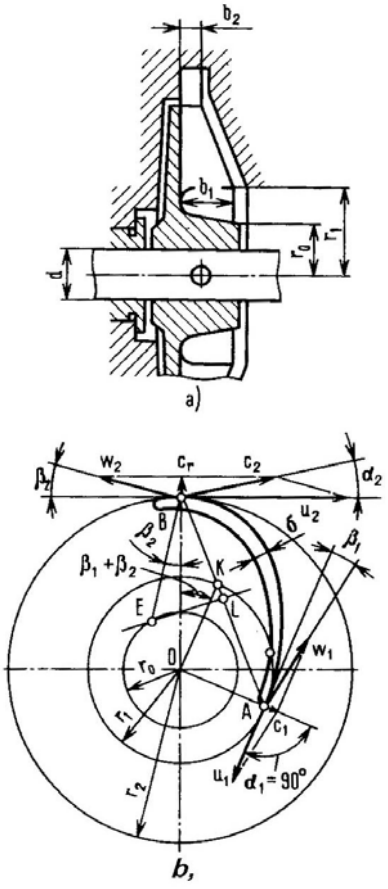
2 - Vận tốc tương đối theo hướng tiếp tuyến vớ cánh quạt $\bar{w}$ (tại A: vận tốc tương đối là $\bar{w}_1$; tại B vận tốc tương đối là $\bar{w}_2$).

Như vậy phân tử nước chuyển động với vận tốc tuyệt đối là : $\bar{c} = \bar{u} + \bar{w}$; (tại A có vận tốc tuyệt đối $\bar{c}_1$; tại B có vận tốc tuyệt đối $\bar{c}_2$).

Lỗ nước vào bơm phải đảm bảo cung cấp đủ lượng nước tính toán cần thiết, Kích thước của nó được tính theo công thức:

$$f_f = \pi(r_1^2 - r_0^2) = \frac{G_b}{c_1 \rho_n}, \; m^2 ; \; (8\text{-}13)$$

Trong đó:



Hình 8-2. Sơ đồ tính toán bơm nước li tâm

G_b – Lượng nước tính toán của bơm (kg/s);

r_1 – Bán kính trong của bánh công tác (m);

r_0 – Bán kính ở bánh công tác (m);

c_1– Vận tốc tuyệt đối của nước khi đi vào cánh, bằng 2 ÷ 5 (m/s);

ρ_n– Mật độ của nước (kg/m^3).

Từ phương trình (8-10) rút ra:

$$r_1 = \sqrt{.\frac{G_b}{c_1 \rho_n \pi} + r_0^2} \quad ; \text{ m,} \qquad (8\text{-}14)$$

Bán kính ngoài r_2 của bánh công tác được xác định từ vận tốc vòng u_2 ở điểm B.

$$u_2 = \sqrt{1 + tg\alpha_2 \cot g\beta_2}\sqrt{\frac{gH}{\eta_b}}, \text{ m/s} \qquad (8\text{-}15)$$

Vậy: $$r_2 = \frac{u_2}{\omega_b} = \frac{30u_2}{\pi n_b} \quad ; \text{ m,} \qquad (8\text{-}16)$$

Trong đó:

α_1,α_2 – Góc giữa các phương trình của vận tốc $\overline{c_1}$ và $\overline{u_1},\overline{c_2}$ và $\alpha_1 = 90^0$ và $\alpha_2 = 8 \div 12^0$;

β_1,β_2 – Góc kẹp giữa các phương của vận tốc tương đối $\overline{w}$ với phương của $\overline{u}$ theo hướng ngược lại (ở A có β_1, ở B có β_2); thường $\beta_2 = 12 \div 15^0$, khi tăng β_2 thì cột nước do bơm tạo nên sẽ tăng, do đó khi người ta dùng bơm với $\beta_2 = 35 \div 50^0$, hoặc đặc biệt có bơm $\beta_2 = 90^{0;}$

g - Gia tốc trọng trường =9,81 m/s^2;

H - Cột áp của bơm (m);

η_b- Hiệu suất của bơm = 0,6 ÷ 0,7;

ω_b- Tốc độ vòng của bánh công tác (1/s);

n_b - Số vòng quay của bánh công tác (vg/p).

Thông thường $\alpha_1 = 90^0$ khi đó β_1 xác định theo công thức:

$$tg(\beta_1) = \frac{c_1}{u_1} = \frac{c_1 r_2}{u_2 r_1} \qquad (8\text{-}17)$$

Trị số của β_1 nằm trong khoảng $40 \div 55^0$ cũng có thể nhỏ hơn.

Quan hệ giữa tốc độ u_1, u_2 biểu thị theo công thức sau :

$$u_1 = u_2 . \frac{r_1}{r_2} \qquad (8\text{-}18)$$

Chiều cao của cánh bơm ở lối vào và ở lối ra được xác định:

$$\left.\begin{aligned} b_1 &= \frac{G_b}{\rho_n . c_1 (2\pi . r_2 - Z\frac{\delta_1}{\sin\beta_2})};m \\ b_2 &= \frac{G_b}{\rho\ c_r (2.\pi . r_2 - Z\frac{\delta_2}{\sin\beta_2})};m \end{aligned}\right\}; \qquad (8\text{-}19)$$

Trong đó:

δ_1, δ_2 - Chiều dày của cánh ở lối vào và ở lối ra, tính ra (m) có thể lấy $\delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = 3 \div 5$ mm ;

c_r - Tốc độ ly tâm của nước ở lối ra (m/s) ;

$$c_r = c_2 \sin\alpha_2 = \frac{H.g}{u_2 \eta_b}\ tg\alpha_2 ; \qquad (8\text{-}20)$$

z - Số cánh của bánh công tác thông thường z = 4 ÷ 8 ;

Bơm nước dùng cho động cơ ô tô máy kéo ngày nay thường có :

$b_1 = 12 \div 35$ mm ;

$b_2 = 10 \div 25$ mm ;

Sau khi đã có giá trị kích thước có thể tiến hành thiết kế dạng cánh bơm theo trình tự sau đây:

1 - Vẽ hai đường tròn đồng tâm có bán kính r_1 và r_2;

2 - Trên vòng của r_2, lấy điểm B, qua B, dựng góc EOB = β_2 (xem Hình 8-2).

3 - Từ tâm O, kẻ một đường cắt vòng r_1 ở k sao cho OK làm với OB một góc $(\beta_1 + \beta_2)$.

4 - Kéo dài đường BK, cắt vòng r_1 tại A;

5 - Kẻ đường trung trực LE của đoạn AB, đường trung trực đó gặp BE tại E;

6 - Điểm E là tâm của cung tròn qua AB (dạng của cánh bơm) bán kính moayơ ở bánh công tác R_2 = OE.

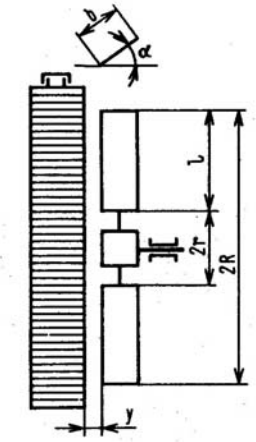
Lưu lượng bơm và cột áp do bơm tạo ra phụ thuộc vào dạng cánh bơm.

Lưu lượng bơm nước G_b, cột áp H và công suất tiêu thụ của bơm N_b phụ thuộc vào số vòng quay của bánh công tác theo quan hệ:

$$G_b = A\ n_b;\ H = B_n\ n^2_b;\ N_b = C\ n^2_b ;$$

Ở đây : A, B, C - Các hệ số.

Công suất tiêu hao cho bơm nước tính theo công thức sau đây:



Hình 8-3. Sơ đồ tính quạt gió

$$N_b = \frac{G_b H.9{,}81.10^{-3}}{\eta_b.\eta_{c.g}}, \text{ KW;} \quad (8\text{-}21)$$

Trong đó:

η_{cg} - Hiệu suất cơ giới của bơm: η_{cg}= 0,7 ÷ 0,9.

Trong động cơ ô tô máy kéo công suất tổn thất cho bơm nước khoảng N_b= (0,068 ÷ 0,0136) N_e (kW).

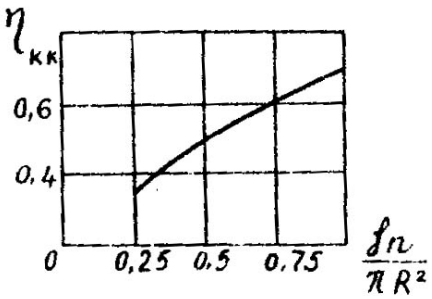
8.1.4. Tính quạt gió:

Lượng không khí, áp suất động do quạt tạo ra và công suất tổn thất cho quạt phụ thuộc vào số vòng quay của trục quạt: lượng không khí tỷ lệ bậc nhất, áp suất tỷ lệ bậc hai và công suất tỷ lệ bậc ba với số vòng quay.

Khi tính toán quạt gió, cần lưu ý rằng: Đối với loại động cơ máy kéo G_{kk} có thể tính theo công thức (13-8) nhưng khi tính quạt gió của động cơ ô tô nên tính đến ảnh hưởng của tốc độ gió gây ra do tốc độ chuyển động của ô tô.

Do đó lưu lượng thực tế của quạt thường lớn hơn lưu lượng tính toán G_{kk}.

Mức độ lớn bé của lưu lượng thực tế phụ thuộc vào tốc độ của ô tô. Khi tốc độ ô tô lớn, lưu lượng gió thực tế đi qua két nước tăng lên, nên lưu lượng không khí do quạt cung cấp giảm xuống rõ rệt.



Hình 8-4. Quan hệ $\eta_{kk} = f(\frac{f_n}{\pi.R^2})$

Lưu lượng của quạt gió G_q phụ thuộc vào kích thước của quạt gió, có thể xác lưu lượng quạt gió theo công thức sau đây:

Sơ đồ tính toán giới thiệu trên hình (8-3).

$$G_q = \rho_k \pi(R^2 - r^2) n_q b Z \eta_k \frac{1}{60}\sqrt{\sin\alpha.\cos\alpha} \quad \text{kg/s} \qquad (8\text{-}22)$$

Trong đó:

$\rho_k = \frac{p_0.10^6}{R.T_k}$ (thường chọn ρ_k = 1,1 - Khối lượng riêng của không khí (kg/m^3);

R,r - Bán kính ngoài và bán kính trong của quạt (m);

b - Chiều rộng cánh (m);

n_q = (1 ÷ 2)n - Số vòng quay của quạt (vg/ph)

n - Số vòng quay trục khuỷu.

α - Góc nghiêng của cánh.

Z - Số cánh.

η_{kk} - Hệ số tổn thất tính đến sức cản của dòng không khí khi ở cửa ra dưới nắp đầu xe.

Hệ số η_{kk} phụ thuộc vào tỷ số $\frac{f_n}{\pi.R^2}$; ở đây f_n - diện tích tiết diện cửa ra của không khí dưới nắp đầu xe. Quan hệ của hệ số η_{kk} với tỷ số $\frac{f_n}{\pi.R^2}$ giới thiệu trên hình (8-4).

Công suất tiêu thụ của quạt gió xác định theo công thức sau:

$$N_q = \frac{Zn_q^3 b(R^2 - r^2)\sin^2\alpha}{2840.000} \quad kW \qquad (8\text{-}23)$$

8.2. Tính hệ thống làm mát bằng không khí.

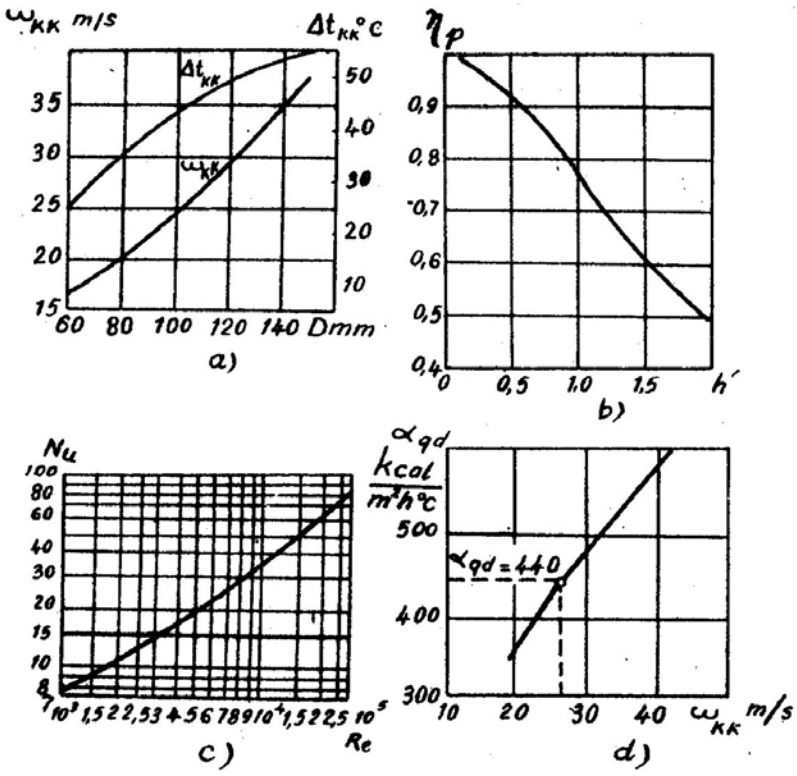
Tính toán hệ thống làm mát bằng không khí bao gồm tính toán các phiến tản nhiệt ở động cơ và xác định lượng tiêu thụ không khí làm mát để chọn quạt gió .

Khi tính toán phiến tản nhiệt, thường tính với các điều kiện sau đây:

- Trạng thái nhiệt ở các phiến tản nhiệt đã được xác định;

- Nhiệt độ và tốc độ của dòng không khí ở mọi điểm khác nhau;

- Sự toả nhiệt từ phiến tản nhiệt vào không khí thay đổi tỷ lệ với nhiệt độ của phiến tản nhiệt và không khí;



Hình 8-5. Đặc tính tải nhiệt của xi lanh có phiến tản nhiệt

- Sự toả nhiệt của phiến tản nhiệt với chiều dày δ và chiều cao h có thể tính tương đương sự toả nhiệt của hai mặt bên của bản có chiều cao tương đương h': $h' = h + \frac{\delta}{2}$.

Xác định tốc độ trung bình của không khí ω_{kk} qua khe hở giữa các phiến tản nhiệt:

Chọn $\omega_{kk} = 20 \div 50$ m/s (trị số lớn dùng cho động cơ có đường kính xy lanh lớn hoặc hệ thống có bản hướng gió).

Tính số Râynôn:

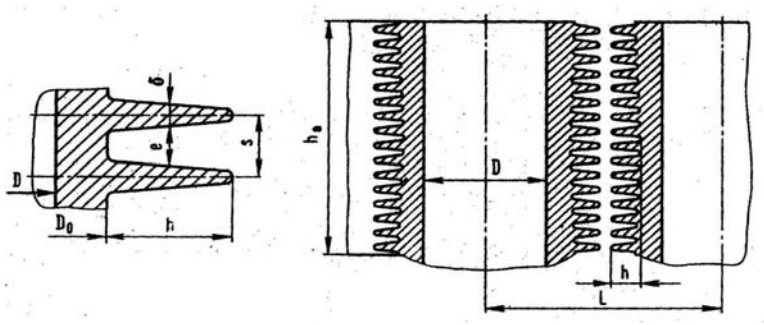
(phải tính riêng cho thân máy và nắp xi lanh)

$$R_e = \frac{\omega_{kk} d_{td}}{\gamma_{kk}} ;(8\text{-}24)$$

Trong đó :

d_{td} - Đường kính tương đương của khe giữa hai bản (m):

$$d_{td} = 2\frac{h.l}{h+l}$$



Hình 8-6. Sơ đồ tính toán cánh tản nhiệt

γ_{kk} - Độ nhớt động học của không khí qua khe (khi nhiệt độ không khí bằng 40 ^oC thì $\gamma_{kk} = 16{,}96.10^{-6}$ m^2/s).

Xác định hệ số truyền nhiệt:

$$\alpha = \frac{N_u \lambda_{kk}}{d_{td}}, \ W/m^2 độ \qquad (8\text{-}25)$$

Trong đó:

Trị số Nút xen $N_u = f(R_e)$; sau khi xác định được trị số Re ta sẽ xác định N_u theo đồ thị (8-5c).

λ - Hệ số dẫn nhiệt của không khí, khi $t_{kk} = 40^oC$ thì $\lambda_{kk} = 2{,}75.10^{-2}$ W/m.độ

Giá trị của α tìm được trong khoảng 139 - 232 W/m^2 độ (120 ÷ 200 $Kcal/m^2.h.độ$). Trị số bé ứng với thành xylanh bằng gang, trị số lớn ứng với nắp bằng hợp kim nhôm.

Xác định hệ số truyền nhiệt quy dẫn:

$$\alpha_{qd} = \frac{\alpha}{\delta + s} 2h'(\eta_p + s) \ ; \qquad W/m^2 độ \qquad (8\text{-}26)$$

Trong đó:

$h' = h + \delta/2$ (m)

η_p - Hiệu suất của phiến tản nhiệt: $\eta_p = 0{,}5 \div 0{,}9$.

Giá trị của $\eta_p = f(mh')$ được xác định cho thân và nắp xylanh theo đồ thị (8-5b).

Trong đó:

$$mh' = \left(h + \frac{\delta}{2}\right)\sqrt{\frac{2\alpha}{\delta\lambda}} \qquad (8\text{-}27)$$

là hệ số không thứ nguyên;

λ - Hệ số dẫn nhiệt:

Đối với gang $\lambda = 52,3 \div 62,8$ W/mđộ

Đối với thép $\lambda = 41,86 \div 46,52$ W/mđộ

Đối với hợp kim nhôm $\lambda = 157 \div 203,5$ W/mđộ

Tính lượng nhiệt truyền đi:

Lưu lượng nhiệt truyền đi cho khí xác định bằng công thức sau:

$$Q_{lm} = Q_{th} + Q_{nắp}\ ;\quad J/s \qquad (8\text{-}28)$$

Trong đó:

Q_{th} - Lượng nhiệt truyền qua thân: $Q_{th} = F_{th}.i.\alpha_{qđ}(t_{th} - t_{kk})$; J/s (8-29)

$Q_{nắp}$ - Lượng nhiệt truyền qua nắp: $Q_{nắp} = F_n .i.\alpha_{qđ}(t_{nắp} - t_{kk})$; J/s (8-30)

Ở đây:

i - Số xi lanh

F_{th} - Bề mặt làm mát quy dẫn của thành xi lanh: $F_{th} = \pi D_o h_t$ (m^2)

D_o - Đường kính ngoài của vách xi lanh

h_t - Chiều cao của phần có phiến tản nhiệt của thân máy

F_n - Bề mặt làm mát quy dẫn của nắp xi lanh: (m^2)

$t_{nắp}$, t_{tt} - Nhiệt độ trung bình ở các phiến tản nhệt ở nắp và thân.

Trong động cơ làm mát bằng không khí có thể tính gần đúng nhiệt lượng do không khí làm mát mang đi theo công thức kinh nghiệm:

$$Q_{lm} = (17 \div 23\%)Q_0$$

Q_0 xác định theo công thức:

$$Q_0 = Q_h.G_{nl}\ \ (J/s)$$

Trong đó:

Q_h - Nhiệt trị thấp của nhiên liệu;

G_{nl} - Lượng nhiên liệu tiêu thụ trong một đơn vị thời gian tính bằng giây.

Nhiệt truyền qua nắp xilanh Q_n thường từ $(45 \div 65\%)Q_{lm}$.

Diện tích làm mát cần thiết cho động cơ, theo các số liệu thống kê ứng với một đơn vị công suất F/N_e nằm trong phạm vi sau:

Đối với động cơ điêden (ôtô, máy kéo): 408 ÷ 612 cm^2/kW (300 ÷ 450 cm^2/ml).

Đối với động cơ xăng (ôtô): 545 ÷ 816 cm^2/kW (400 ÷ 600 cm^2/ml).

Xác định lượng không khí:

Lượng không khí cần thiết cho làm mát xác định theo công thức sau:

$$Q_{kk} = \frac{Q_{lm}}{\rho_{kk} C_p \Delta t_{kk}} \quad (m^3/s); \qquad (8\text{-}31)$$

Trong đó:

Q_{lm} - Nhiệt lượng do không khí làm mát mang đi (J/s)

ρ_{kk} - Khối lượng riêng của không khí (kg/m^3);

C_p - Tỷ nhiệt đẳng áp trung bình của không khí (J/kg.độ)

Δt_{kk} - Chênh lệch của nhiệt độ không khí làm mát trước và sau khi qua cánh tản nhiệt, thường chọn khoảng 25 ÷ 50 ^oC

Chọn quạt:

Chọn quạt theo lượng không khí cần thiết và sức cản khí động mà quạt cần khắc phục.

Sức cản toàn bộ của hệ thống làm mát bằng gió được xác định theo công thức sau:

$$H_q = \Delta H_{th} + \Delta H_{đh} + \Delta H_{ra} \quad N/m^2$$

Trong đó:

ΔH_{th} - Sức cản không khí khi đi qua phiến tản nhiệt ở thân xilanh (N/m^2)

$\Delta H_{đh}$ - Sức cản không khí khi đi qua phiến tản nhiệt ở nắp xilanh (N/m^2)

ΔH_{ra} -Tổn thất khí động lối ra của không khí khi đưa qua các rãnh (N/m^2).

Thông thường tổng sức cản H_q đối với các động cơ làm mát bằng gió nằm trong phạm vi sau:

Đối với loại động cơ có đường kính xilanh D < 100 mm:

$$H_q = 750 \div 1000 \ N/m^2$$

Đối với động cơ có D > 100 mm:

$$H_q = 1500 \div 2000 \ N/m^2$$

Công suất tiêu thụ cho quạt gió có thể tính theo công thức:

$$Nq = \frac{H_p Q_{kk}}{\eta_q} 10^{-3}; \quad kW \qquad (8\text{-}32)$$

Trong đó:

η_q - Hiệu suất của quạt có thể chọn η_q = 0,4 ÷ 0,5.

Thông thường đối với động cơ xăng:

$$N_q = (0,04 \div 0,15)N_e$$

Đối với động cơ điêden:

$$N_q = (0,03 \div 0,08)N_e.$$

Chương 9

Tính toán hệ thống bôi trơn

9.1. Tính toán ổ trượt:

Khi tính ổ trượt (thiết kế động cơ mới hoặc kiểm nghiệm động cơ đã có) thường căn cứ vào kết quả tính toán ở phần tính toán động lực học xác định lực tác dụng trên các ổ trục (ổ đầu to thanh truyền và ổ trục khuỷu). Kết quả tính toán sức bền của trục khuỷu và kết quả của việc thiết kế bố trí chung, ta đã xác định được kích thước: chiều dài l và đường kính d của ổ trục.

Hoàn toàn có thể kiểm nghiệm ổ trượt một cách gần đúng theo áp suất trung bình k_{tb}, áp suất cực đại k_{max} và hệ số va đập như đã trình bày ở một số công thức trong giáo trình tính toán và thiết kế động cơ. Tuy nhiên, các phép tính kiểm nghiệm theo k_{tb} và k_{max} chỉ là gần đúng. Ngoài việc tính toán kiểm nghiệm để so sánh k_{tb}, k_{max} còn cần phải tính toán bôi trơn ổ trượt theo lý thuyết thuỷ động.

9.1.1. Các thông số cơ bản của ổ trượt:

D, d - Đường kính ổ, trục.

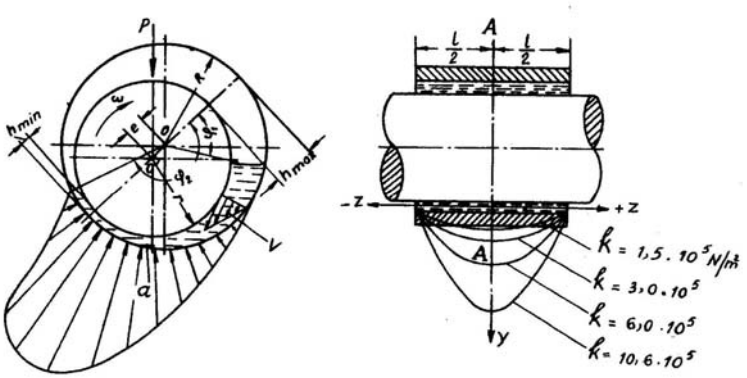
Δ - Khe hở ổ trục Δ = D-d.

δ - Khe hở bán kính, δ = Δ/2.

ψ - Khe hở tương đối,

ψ = Δ/d = δ/r.

l/d - Chiều dài tương đối ổ trục.



Hình 9.1 Sơ đồ ổ trượt bôi trơn thuỷ động

e - Khoảng lệch tâm của trục và ổ khi bôi trơn ma sát ướt.

χ - Độ lệch tâm tương đối, χ = e/δ.

φ_1, φ_2 - Góc tương ứng với với điểm bắt đầu và kết thúc chịu tải của màng dầu.

h_{min}, h_{max} - Chiều dày nhỏ nhất và lớn nhất của màng dầu, $h_{min} = \delta - e$

9.1.2. Xác định áp suất tiếp xúc bề mặt trục:

Khi tính toán ổ trượt ta đã có các thông số:

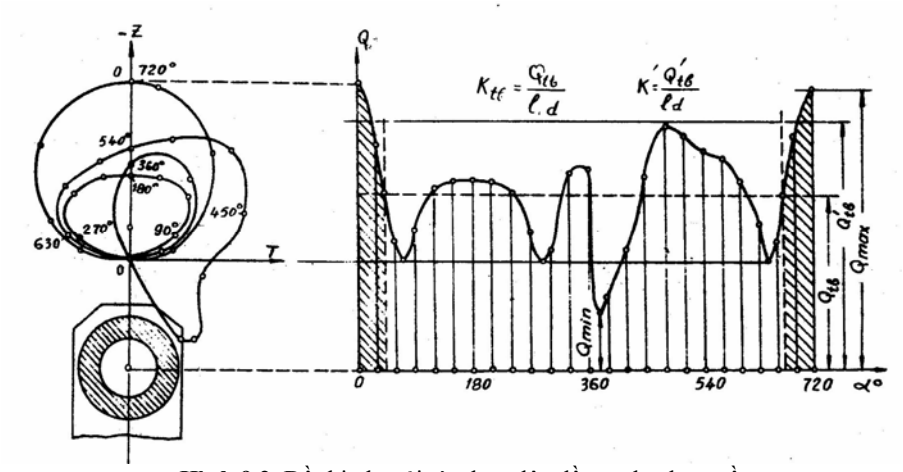
- Chiều dài ổ trượt l,

- Đường kính trục d,

Kết quả tính toán động lực học cho phụ tải trung bình Q_{tb} và phụ tải trung bình vùng phụ tải lớn Q'_{tb} các hệ số k_{tb} và k'_{tb} xác định theo công thức:

$k_{tb} = \frac{Q_{tb}}{l.d}$, dùng để xác định nhiệt độ trung bình màng dầu.

$k'_{tb} = \frac{Q'_{tb}}{l.d}$, dùng để xác định chiều dày nhỏ nhất của màng dầu.



Hình 9.2 Đồ thị phụ tải tác dụng lên đầu to thanh truyền

Chọn áp suất bôi trơn và nhiệt độ của dầu vào ổ trượt:

Nhiệt độ dầu vào ổ trượt có thể chọn trong phạm vi: 70 ÷ 75 ^{0}C.

Áp suất bôi trơn có thể lựa chọn:

- Động cơ xăng p_b= 0,2 ÷ 0,4 MN/m^2;
- Động cơ diêden tốc độ trung bình p_b = 0,2 ÷ 0,8 MN/m^2;
- Động cơ điêden tốc độ cao, cường hoá p_b = 0,6 ÷ 0,9 MN/m^2;

Lựa chọn loại dầu nhờn:

Thường chọn theo những động cơ cùng loại, cùng cỡ công suất. Từ đấy xác định sơ bộ độ nhớt dùng để tính toán ổ trượt.

Xác định hệ số phụ tải:

$\phi = \frac{k}{\mu\omega}\left(\frac{\Delta}{d}\right)^2 .10^{-4}$ d- (cm); Δ - (μm); μ - Độ nhớt của dầu (KG.s/m^2).

Sau khi có hệ số phụ tải ϕ, qua đồ thị 9-3 xác định χ theo tỷ số l/d. Áp suất tiếp xúc k tính theo áp suất trung bình k_{tb}.

- Khe hở Δ ta có thể chọn một cách sơ bộ: Với đường kính trục từ 50 ÷ 100 mm có thể chọn theo công thức kinh nghiệm sau:

- Đối với ổ trục dùng hợp kim babit $\Delta = 0{,}5.10^{-3}$d
- Đối với ổ trục dùng hợp kim đồng chì $\Delta = (0{,}7 \div 1{,}0) .10^{-3}$d

9.1.3. Kiểm nghiệm trạng thái nhiệt ổ trượt:

Xác định nhiệt độ của màng dầu bôi trơn dựa trên phương trình cân bằng nhiệt, nhằm xác định chính xác nhiệt độ làm việc màng dầu, để xác định độ nhớt của dầu.

Nhiệt lượng Q_{ms} do ma sát ổ trục gây ra sẽ cân bằng với lượng nhiệt do dầu nhờn đem đi khỏi ổ trục (Q_{dm}) và lượng nhiệt do ổ trục truyền cho môi chất chung quanh (Q_{tn})

$$Q_{ms} = Q_{dm} + Q_{tn} \qquad (9\text{-}1)$$

Nhiệt lượng do ổ trục phát ra:

$$Q_{ms} = \frac{1}{427} L_{ms} \quad \text{kcal/s}$$

Trong đó: L_{ms}- công ma sát của ổ trục; $L_{ms} = F\, v_0$;

F - lực ma sát (kG) : $F = f.P = f.Q_{tb}$ (f - hệ số ma sát);

v_0 - vận tốc vòng ngoài của trục (m/s);

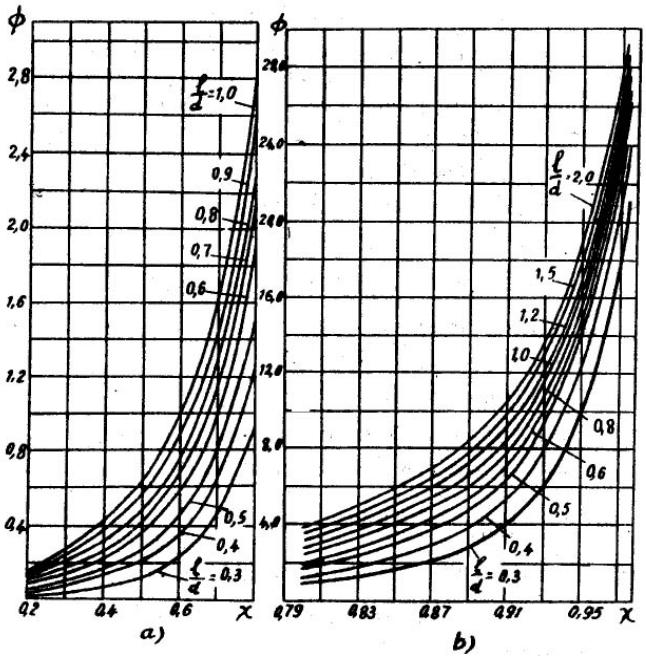
$$v_0 = \frac{\pi d n}{60000} \quad \text{(m/s)(d - tính theo mm).} \quad \omega = \frac{\pi n}{30} \text{(rad/s)}$$

Khi đó Q_{ms} được tính:

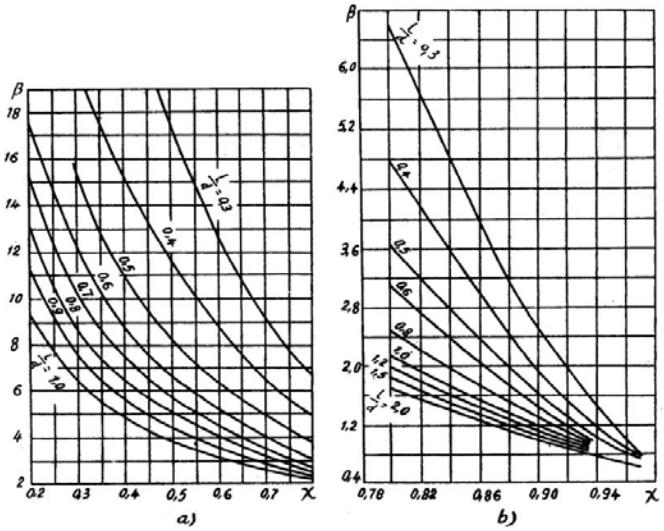
$$Q_{ms} = 1{,}17.10^{-5}\, k_{tb} d^2 l \omega f \qquad (9\text{-}2)$$

Hệ số ma sát f có thể xác định theo quan hệ sau:

$$f = \beta . \frac{\Delta}{d} = \beta \psi \qquad (9\text{-}3)$$



Hình 9.3 Quan hệ biến thiên của hàm số χ=f(ϕ)
a, Đối với loại có độ lệch tâm tương đối trung bình.
b, Đối với loại có độ lệch tâm tương đối lớn.



Hình 9.4. Biến thiên của hệ số β theo χ và l/d.
a, Đối với loại có độ lệch tâm tương đối trung bình.
b, Đối với loại có độ lệch tâm tương đối lớn.

Trong đó : β - hệ số bổ sung, phụ thuộc vào độ lệch tương đối χ và tỷ số l/d. Quan hệ biến thiên của β theo χ và l/d giới thiệu trên hình (9-4).

Hình (9.4) cho thấy độ chênh lệch tương đối χ và tỷ số l/d càng lớn thì hệ số β càng giảm.

Nhiệt lượng do dầu nhờn mang đi khỏi ổ trục:

$Q_{dm} = C_{dn} V'\rho . 10^{-3} (t_r - t_v)$; (kcal/kg^{0}C);

Trong đó:

C_{dn} - Tỷ nhiệt của dầu nhờn, (kcal/kg^{0}c);

V'- Lưu lượng dầu nhờn đi qua ổ trục (cm^3/s)

ρ - Khối lượng riêng của dầu (kg/l);

t_r và t_v - Nhiệt độ của dầu nhờn khi đi ra khỏi ổ trục và khi vào ổ trục (^{0}C).

Mật độ của dầu nhờn ở 20^{0}C có thể lấy bằng 0,9 ÷ 0,92. Tỷ nhiệt có thể chọn trong phạm vi 0,45 ÷ 0,50 kcal/ kg^{0}C.

Khi nhiệt độ tăng lên, độ nhớt giảm theo nhưng tỷ nhiệt lại tăng lên.Trong phạm vi làm việc của ổ trục, có thể coi quan hệ tăng giảm của chúng là tuyến tính và do đó tích c_{dn} ρ có thể coi như không thay đổi. Trị số của nó thường vào khoảng 0,43÷0,45.

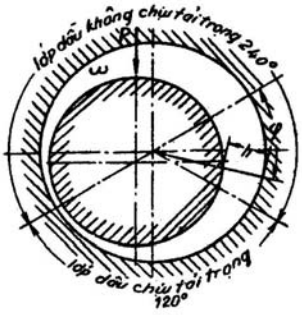
Lưu lượng của dầu nhờn chảy qua khe hở ổ trục V' có thể xác định như sau:

$$V' = V'_1 + V'_2 \qquad (9\text{-}4)$$

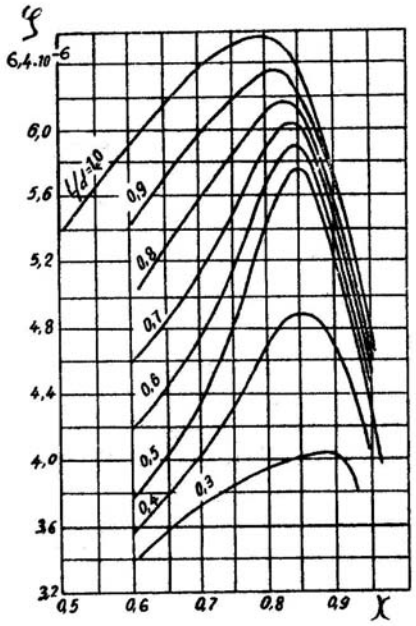
Trong đó:

V'_1 - Lưu lượng dầu nhờn chảy qua vùng chịu tải trọng

V'_2- Lưu lượng dầu nhờn chảy qua vùng không chịu tải trọng.



Vùng chịu tải trọng của ổ trục



Hình 9.5.
Quan hệ biến thiên của hàm ζ= F(χ, l/d)

Lưu lượng dầu V'_1 xác định như sau:

$$V'_1 = \xi d^2 \omega \Delta; \ (cm^3/s) \qquad (9\text{-}5)$$

Trong đó:

ξ - hệ số phụ thuộc vào độ lệch tâm tương đối và tỷ số l/d. Quan hệ biến thiên của chúng giới thiệu trên hình 9.5.

d - Đường kính trục (cm);

ω - Vận tốc góc (1/s);

Δ- Khe hở ổ trục (μm).

Lưu lượng dầu nhờn chảy qua vùng không chịu tải trọng xác định như sau:

$$V'_2 = \frac{A\alpha' p_b d\Delta^2}{l\mu}; \ (cm^3/s) \qquad (9\text{-}6)$$

Trong đó:

p_p - áp suất bơm dầu (kG/cm^3);

l và d -Chiều dài và đường kính ổ trục (cm).

μ - Độ nhớt của dầu nhờn (kG.s/m^2).

Δ- Khe hở ổ trục (μm).

A - Hệ số liên quan đến sự phân vùng chịu tải của ổ trục;

α'- Hệ số liên quan đến sự phân vùng chịu tải của ổ trục và độ lệch tâm tương đối.

Khi vùng không chịu tải là 240^0:

$A= 8{,}73.10^{-10}$;

$$\alpha' = 1+0{,}62\chi + 0{,}1285\chi^2 +0.0088\chi^3 \qquad (9\text{-}7)$$

Khi vùng không chịu tải là 230^0:

$A= 8{,}35.10^{-10}$

$$\alpha' = 1+ 0{,}574\chi + 0{,}11\chi^2 + 0{,}007\chi^3 \qquad (9\text{-}8)$$

Nhiệt lượng Q_{tn} do ổ trượt truyền cho môi chất chung quanh:

Theo thực nghiệm Q_{tn} thường chiếm khoảng (0,10 ÷ 0,15) Q_{ms}.

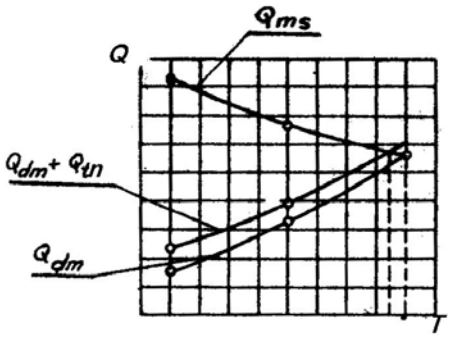
Do đó có thể coi : Q_{tn} = (0,10 ÷ 0,15) Q_{ms}.

Để tăng hệ số an toàn cho ổ trượt, người ta có thể coi $Q_{tn} = 0$.

Khi giải bằng đồ thị, ta thường chọn trước 3 giá trị nhiệt độ làm việc của màng dầu trong ổ trục.

Ở mỗi nhiệt độ này ta tiến hành xác định các giá trị của Q_{ms}, Q_{dm}, Q_{tn}

Xây dựng các đồ thị biểu diễn quan hệ của Q_{ms}, Q_{dm}, Q_{tn} vào nhiệt độ làm việc của màng dầu.



Hình 9.6 Quan hệ nhiệt lượng Q với nhiệt độ trung bình ổ trượt

Hoành độ giao điểm của đường cong Q_{ms} và Q_{dm}, Q_{tn} sẽ là nhiệt độ làm việc của màng dầu.

Nếu kết quả xác định trên đồ thị nhiệt độ trung bình của màng dầu vượt quá 110^{0}C thì phải lựa chọn lại khe hở ổ trục và loại dầu bôi trơn rồi tính lại.

9.1.4. Xác định chiều dày màng dầu:

Xác định hệ số phụ tải ứng với phụ tải trung bình cực đại.

$$\phi = \frac{k}{\mu\omega}\left(\frac{\Delta}{d}\right)^2 .10^{-4}$$ d- (cm); Δ - (μm); μ - Độ nhớt của dầu (KG.s/m^2).

Sau khi có hệ số phụ tải ϕ, qua đồ thị hình 9.3 xác định χ theo tỷ số l/d. Áp suất ở đây được tính theo áp suất k'_{tb}.

Tính khe hở nhỏ nhất của màng dầu:

$h_{min} = \delta(1-\chi)$

Đối với động cơ ô tô máy kéo h_{min}= 0.005 ÷ 0.006 mm.

Hệ số an toàn để bảo đảm điều kiện ma sát ướt:

$$H = \frac{h_{min}}{h_{min\,th}} \geq 1{,}5$$

Trong đó: h_{minth} - Chiều dày tới hạn của màng dầu

$$h_{minth} = h_1 + h_2 + \Delta_0$$

Trong đó : h1, h2 - Độ nhấp nhô bề mặt trục và ổ (bạc lót).

Δ_0 - Sai số công nghệ gia công.

Đối với động cơ ô tô máy kéo h_{minth} = 0,003 ÷ 0,004 mm

9.2. Lưu lượng dầu bôi trơn và lưu lượng của bơm dầu:

Lượng dầu bôi trơn và làm mát ổ trục phụ thuộc số ổ trục và tổng diện tích ma sát. Có thể xác định lượng dầu nhờn qua ổ trục bằng phương pháp tính toán nhiệt của ổ trượt, rồi tổng hợp lại để tìm lưu lượng dầu nhờn cần cung cấp cho các mặt ma sát của động cơ.

Thực nghiệm cho thấy nhiệt lượng do dầu đem đi Q_d thường chiếm khoảng 1,5 ÷2% tổng nhiệt lượng do nhiên liệu cháy trong xylanh sinh ra. Vì vậy có thể xác định Q_d như sau:

Q_d = (0,015 ÷ 0,020) Q_t. kcal/h

Nhiệt do nhiên liệu cháy sinh ra trong một giờ xác định theo phương trình sau:

Q_t =632 N_e/η_e. kcal/h

Trong đó : η_e - Hiệu suất có ích của động cơ đốt trong: η_e = 0,25 ÷ 0,35;

Do đó:

$$Q_d = \frac{(0.015 \div 0.02)}{(0.25 \div 0.35)} 632.N_e \qquad (9\text{-}9)$$

Trong những động cơ dùng dầu nhờn để phun lên làm mát đỉnh pittông, có thể chọn Q_d= (100 ÷ 110) N_e.

Từ đó có thể tính lưu lượng cần thiết của dầu bôi trơn cung cấp cho các mặt ma sát:

$$V_d = \frac{Q_d}{\rho c_d \Delta t}; \quad (l/h) \qquad (9\text{-}10)$$

Trong đó :

ρ- Khối lượng riêng dầu nhờn; ρ ≈ 0,85kg/l.

C_d- Tỷ nhiệt của dầu nhờn.

$C_d = 0,5$ kcal/kg^{0}C

$\Delta t = 10 \div 15\ ^0$C;

Thay (9-9) vào (9-10) ta có :

$$V_d = (7 \div 10)N_e, \quad l/h \qquad (9\text{-}11)$$

Nếu làm mát đỉnh :

$$V_d = (20 \div 15)\ N_e, \ l/h \qquad (9\text{-}12)$$

Muốn đủ lượng dầu nói trên, bơm dầu thường phải tăng lưu lượng lớn gấp vài lần. Do đó lưu lượng V'_b của bơm dầu có thể xác định theo (9-13).

$$V'_b = (2 \div 3,5)\ V_d; \ l/h \qquad (9\text{-}13)$$

Đối với động cơ xăng:

$$V'_b = (14 \div 20)\ N_e \ ; \quad l/h \qquad (9\text{-}14)$$

Đối với động cơ diêden :

$$V'_b = (20 \div 40)N_e; \quad l/h \qquad (9\text{-}15)$$

Trong hệ thống cácte khô, lưu lượng của các bơm hút V_{hu} thường chọn lớn hơn lưu lượng của các bơm đẩy $V_{bđ}$:

$$V_{hu} = (2 \div 2,5)V_{bđ} \qquad (9\text{-}16)$$

Nếu xét đến hiệu suất của bơm, lưu lượng lý thuyết của bơm dầu xác định theo công thức sau đây:

$$V_b = \frac{V_b^/}{\eta_b} \qquad (9\text{-}17)$$

Trong đó:

η_b - Hiệu suất cung cấp của bơm dầu:

Bơm bánh răng $\eta_b = 0,7 \div 0,8$

Bơm phiến trượt $\eta_b = 0,8 \div 0,9$

Căn cứ vào các thông số kích thước của bánh răng bơm dầu, có thể xác định V_b theo công thức sau đây:

$$V_b = \pi\ d_0\ h\ b\ n_b 60.10^{-6}; \quad l/h \qquad (9\text{-}18)$$

Trong đó :

d_0 - Đường kính vòng chia bánh răng bơm dầu (mm);

h - Chiều cao của răng (mm);

n_b - Số vòng quay của bơm dầu (vg/ph);

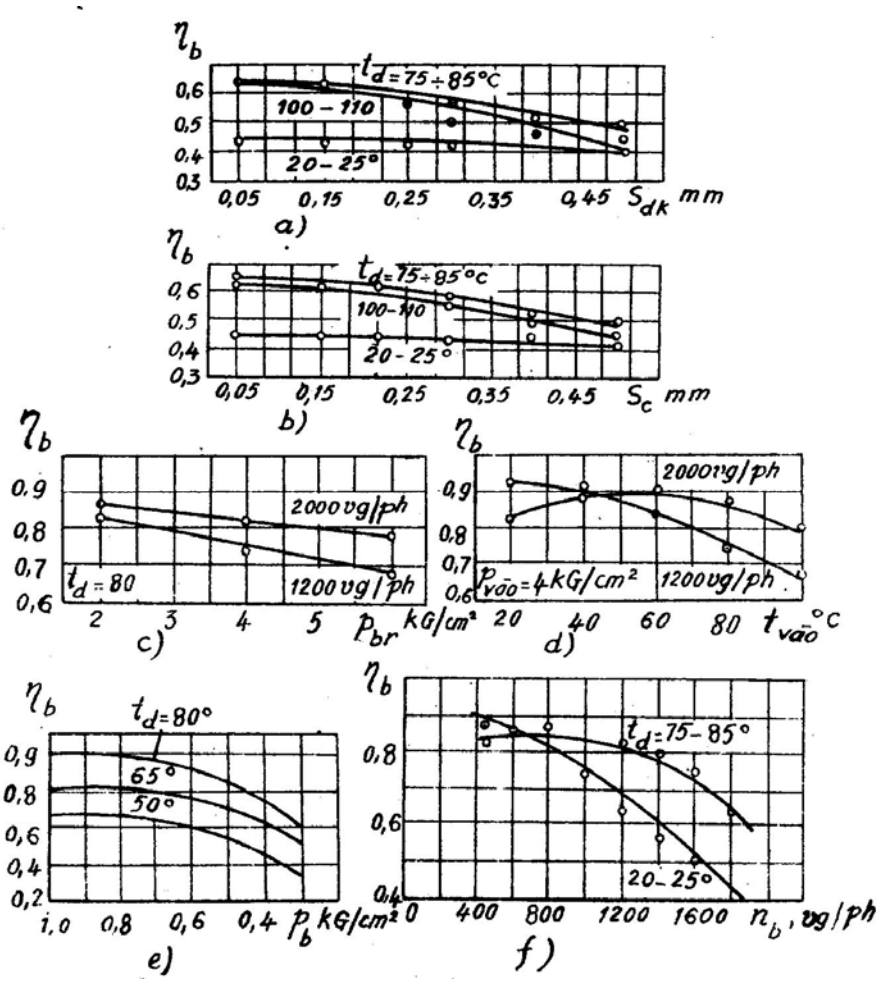
Đối với bơm phiến trượt :

$$V_b = 0{,}12\ F\ b\ n_b.10^{-6};\quad l/h \qquad (9\text{-}19)$$

Trong đó : F - Diện tích chứa dầu của bơm (mm^2);

b - Chiều dài của phiến trượt (mm);

n_b - Số vòng quay của bơm phiến trượt (vg/ph).



Hình 9.7. Quan hệ của hiệu suất bơm η với các thông số sử dụng của bơm bánh răng.

Khi thiết kế bơm dầu cần lựa chọn kích thước và tỷ số truyền sao cho kích thước bơm nhỏ gọn nhất mà vẫn đảm bảo lưu lượng cần thiết và tốc độ vòng của bánh răng không vượt quá giới hạn quy định (thường khoảng 6 ÷ 8 m/s).

Lưu lượng của bơm phụ thuộc nhiều vào hiệu suất của bơm. Nhưng hiệu suất bơm η_b lại thay đổi theo các thông số khe hở hướng kính s_{dk} khe hở cạnh s_c, áp suất bơm ra p_{bn}, nhiệt độ của dầu vào t_v, áp suất hút vào p_h và vào số vòng quay của bơm n_h. Các quan hệ biến thiên của η_b với các thông số kể trên giới thiệu trên hình (9-7).

Từ hình 9.7 ta thấy khi tăng khe hở hướng kính và khe hở cạnh do hiện tượng lọt dầu từ khoang dầu cao áp về khoang dầu áp suất thấp khá trầm trọng nên hiệu suất bơm dầu giảm sút rất nhanh hình 9.7 a,b khi bơm làm việc ở các tốc độ khác nhau, nếu

áp suất của đường dầu chính càng lớn hiệu suất bơm càng giảm. Đó là do hậu quả của hiện tượng lọt dầu hình 9.7c. Nhiệt độ của dầu vào ảnh hưởng tới đến hiệu suất bơm như hình d. khi dầu nhờn có nhiệt độ vào khoảng 60^0C tốc độ cao (2000vg/ph) hiệu suất bơm đạt trị số cao nhất, nhưng sau đó lại giảm. Đó là do khi nhiệt độ của dầu nhờn còn thấp hơn 60^0C, độ nhớt của dầu lớn nên khó điền đầy khe hở giữa các răng của bánh răng bơm dầu. Trong phạm vi từ $20 \div 60^0$C, độ nhớt giảm, dầu dễ điền đầy khoang bơm nên hiệu suất tăng dần. Sau 60^0C, độ nhớt của dầu giảm nhiều nên dầu dễ lọt về khoang áp suất thấp, vì vậy hiệu suất bơm bị giảm.

Ở tốc độ thấp 1200vg/ph do ảnh hưởng lọt dầu là chính nên hiệu suất bơm giảm dần khi nhiệt độ tăng lên.

Công suất dẫn động bơm dầu nhờn có thể tính theo công thức sau:

$$N_b = \frac{1}{\eta_m} V_b (p_{dr} - p_{dv}) \frac{1}{27000}; \quad \text{(mã lực)} \qquad (9\text{-}20)$$

Trong đó :

η_m - Hiệu suất cơ giới của bơm dầu nhờn. Khi xét đến tổn thất ma sát và tổn thất thuỷ động: $\eta_m = 0{,}85 \div 0{,}9$.

V_b - Lưu lượng lý thuyết của bơm dầu, l/h;

P_{dr} và P_{dv} - Áp suất dầu ra và áp suất dầu vào bơm (kG/cm^2).

9.3. Tính toán bầu lọc thấm.

9.3.1. Bầu lọc thấm dùng lõi lọc kim loại:

Tính toán khả năng lọc của loại bầu lọc dùng lõi lọc kim loại chủ yếu là xác định khả năng thông qua của bầu lọc bằng hệ số tiết diện thông qua k_{tq}.

$$k_{tq} = \frac{\delta}{\delta + s}\left(1 - \frac{\varphi}{360}\right); \quad (9\text{-}21)$$

Trong đó;

δ - Khe hở lọc (mm);

s - Chiều dày của phiến lọc (mm);

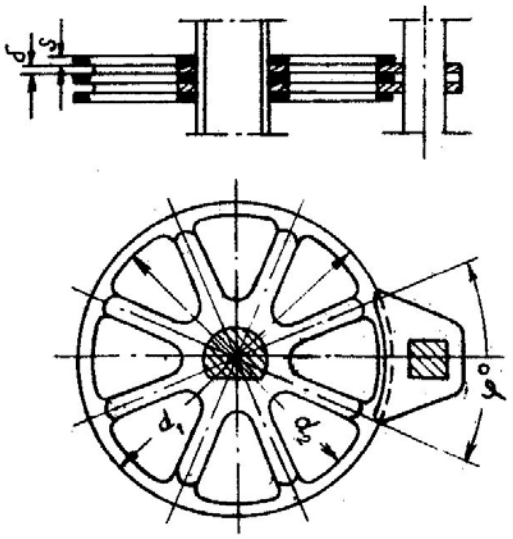
φ - Góc chiếm chỗ phiến gạt (độ).

Hệ số tiết diện thông qua của các loại lọc thấm thường vào khoảng 0,28 ÷ 0,32.

Tiết diện thông qua F_{tq} của lõi lọc xác định theo công thức sau:

$$F_{tq} = \frac{V_b}{6v_d}.10^2; \text{ cm}^2 \qquad (9\text{-}22)$$

Trong đó :



Hình 9.8. Lõi lọc kim loại

V_b - lưu lượng của bơm dầu (l/ph).

v_d - tốc độ trung bình của dầu nhờn qua lọc (cm/s). có thể chọn V_d theo bảng (9.2).

Bảng 9.2: Tốc độ trung bình của dầu nhờn qua lọc

Kiểu lọc thấm	V_d, (cm/s)
Lọc lưới	2,0 ÷ 2,5
Lọc tấm, phiến	6 ÷ 12
Lọc dải định hình	9 ÷ 18

Diện tích lọc F của lõi lọc xác định theo công thức sau :

$$F = F_{tq} / K_{tq};\ cm^2$$

Chiều cao của lõi lọc:

$$h = \frac{F}{\pi d};\ cm;$$

Trong đó : d là đường kính trung bình của lõi lọc

$$d = \frac{d_1 + d_2}{2};\ cm.$$

9.3.2. Bầu lọc thấm dùng lõi lọc bằng dạ, bằng giấy

Tính toán loại bầu lọc này rất khó vì thường không xác định được tiết diện được thông qua một cách chính xác. Khi thiết kế nên tham khảo kích thước của những loại lọc tinh của động cơ có công suất tương đương. Có thể căn cứ vào tổng dung tích công tác của động cơ để lựa chọn sơ bộ kích thước lõi lọc theo số liệu thống kê trong bảng 9.3.

Bảng 9.3: Kích thước lõi lọc

Dung tích công tác (l)	Đường kính lõi lọc (mm)	Chiều cao lõi lọc
4 trở lên	116	204
1,5 ÷ 4	116	126
dưới 1,5	88	135

Tính kiểm nghiệm khả năng lọc của bầu lọc thấm theo công thức sau đây:

$$V_l = C\ F\ \frac{\Delta_p}{\eta};\ l/ph; \qquad (9\text{-}23)$$

Trong đó :

V_l- Lưu lượng dầu qua lọc (l/ph);

F - Diện tích thông qua lý thuyết tính theo công thức sau : $F = \pi\ d\ h$;

Δ_p- Độ chênh áp của dầu bầu lọc (của áp suất dầu vào và ra);

$\Delta_p = P_{dv} - P_{dr}$, kG/cm^2; thường có thể chọn Δ_p= 1÷ 1,5 kG/cm^2,

C - Hệ số lưu thông, lấy theo số liệu thực nghiệm:

- Lõi lọc bằng hàng sợi bông, lụa v.v.... C= 0,006;

- Lõi lọc bằng len, dạ, giấy thấm C = 0,015;

η - Độ nhớt của dầu nhờn tính theo poa (p)

9.4. Tính toán bầu lọc ly tâm:

9.4.1. Xác định số vòng quay của rôto.

Căn cứ vào định lý xung lượng, phản lực trên đường tâm lỗ phun khiến rôto quay, xác định theo công thức sau:

$$F = \frac{m}{2}(v_d - v_r) = \frac{\rho V_l}{2}\left(\frac{V_l}{2\varepsilon f} - \frac{\pi n R}{30}\right);\ N \qquad (9\text{-}24)$$

Trong đó:

m - Khối lượng dầu nhờn phun qua một lỗ phun trong một giây (kg/s) :

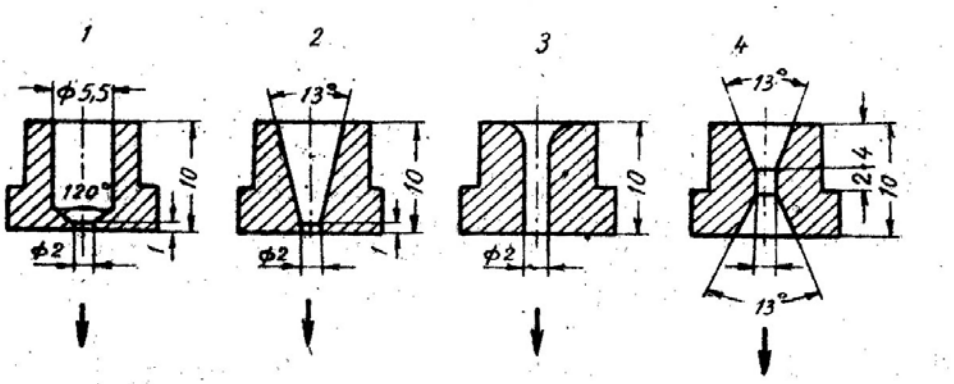
v_d - Tốc độ của tia dầu phun ra khỏi lỗ phun; (m/s)

v_r - Tốc độ vòng của tâm lỗ phun; (m/s)

$V_l = V/2$ - Lưu lượng của dầu qua một lỗ phun trong một giây; (m^3/s)

V - Lưu lượng dầu qua hai lỗ phun thường bằng 20 % V_d lưu lượng dầu trong hệ thống.

ε - Hệ số co dòng của dầu nhờn chảy qua tiết diện lỗ phun ε phụ thuộc vào hình dạng của lỗ phun.



Hình 9.9. Các dạng vòi phun thường dùng trong bầu lọc ly tâm

Bảng (9.4) giới thiệu hệ số co dòng ε và hệ số lưu lượng μ_l của dòng dầu qua vòi phun của bốn loại lỗ phun (Hình 9.9).

Bảng 9.4: Hệ số ε và μ_l của các loại vòi phun

loại vòi phun	ε	μ_1
1	0,9	0,80
2	1,0	0,83
3	1,0	0,78
4	1,0	0,86

Dạng 1 là loại được dùng phổ biến nhất vì rất dễ gia công.

f- Diện tích tiết diện lỗ phun: (m^2)

n- Số vòng quay của rôto trong một phút: (v/ph)

R- Khoảng cách từ tâm vòi phun đến tâm trục rôto; (m)

ρ- Khối lượng riêng của dầu thường lấy bằng 850 kg/m^3.

Mômen dẫn động rôto M_p do hai tia phun sinh ra bằng:

$$M_p = 2FR \text{ (N.m)}; \qquad (9\text{-}24)$$

Trong trạng thái làm việc ổn định, momen quay rôto M_q được cân bằng bởi momen cản của rôto M_c.

Mômen cản M_c có thể xác định theo công thức gần đúng sau :

$$M_c = a + bn; \text{ (N.m)} \qquad (9\text{-}25)$$

Trong đó : a,b là hệ số thực nghiệm.

Các bầu lọc ly tâm hiện đại, nếu độ nhớt của dầu nhờn nằm trong phạm vi 15 ÷ 100cP (xăng ti poa) thì có thể xác định hệ số a và b theo các biểu thức sau:

$a = 6.10^{-4}\ \Omega\ \mu$; hoặc gần đúng $a=(5\div20)10^{-4}$ N.m

$b = (0{,}03 + 0{,}002\mu).10^{-3}\Omega$ hoặc gần đúng $b = (0.03\div0.1)10^{-4}$ (N.m/vg/ph)

Trong đó :

Ω- Dung tích của rôto (cm^3);

μ - Độ nhớt động lực học của dầu nhờn (cP).

Từ phương trình (9-24) và (9-25) ta rút ra :

$$n = \frac{\frac{\rho V_l^{\,2} R}{2\varepsilon f} - a}{b + \frac{\pi\rho V_l R^2}{30}}; \qquad \text{(v/ph)} \qquad (9\text{-}26)$$

Từ công thức trên cho thấy rằng tăng số vòi phun lên, số vòng quay của rôto không tăng mà lại giảm. Do đó có thể đảm bảo tính cân bằng của rôto, thường người ta chỉ dùng 2 vòi phun.

9.4.2. Xác định áp suất dầu trước khi vào lọc:

Bỏ qua lượng dầu rò rỉ qua khe hở lắp ghép giữa rôto và trục rôto (theo số liệu thực nghiệm, lượng dầu này chỉ chiếm khoảng 2% lượng dầu phun qua lỗ phun).

Lưu lượng dầu nhờn phun ra khỏi hai lỗ phun có thể xác định bằng phương trình sau đây:

$$V = 2\mu_1 f\sqrt{\frac{2p}{\rho}}; \quad (m^3/s) \qquad (9\text{-}27)$$

Trong đó :

μ_1 - Hệ số lưu lượng của dòng dầu qua lỗ phun = 0,78 - 0,86

ρ - Khối lượng riêng của dầu ; (kg/m^3)

p - Áp suất của dầu trước lỗ phun (kG/cm^2).

$$p = p_1(1 - \psi) + \frac{\rho}{2}\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 (R^2 - r_o^2); \qquad N/m^2 \qquad (9\text{-}28)$$

Trong đó :

p_1 - Áp suất của dầu trước khi vào lọc (kG/cm^2)

r_0 - Bán kính trục rôto (m)

ψ - Hệ số tổn thất lưu động của dầu từ khi dầu vào rôto đến khi tới miệng lỗ phun.

Đối với bầu lọc ly tâm không toàn phần $\psi = 0,1 \div 0,3$. Đối với bầu lọc ly tâm toàn phần $\psi = 0,2 \div 0,5$.

Từ các phương trình trên ta rút ra áp suất cần thiết của dầu vào bầu lọc ly tâm:

$$p_1 = \frac{\left[V^2 - 4\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 (R^2 - r_o^2)\mu_1^2 f^2\right]\rho}{8\mu_1^2 f^2 (1-\psi)} \quad (kg/cm^2) \qquad (9\text{-}29)$$

Để xác định trị số tối ưu của bán kính rôto R, đạo hàm phương trình (9-26) theo R và cho đạo hàm dn/dR = 0 ta rút ra:

$$R_{tu} = \frac{2a\varepsilon f}{\rho V_l^2} + \sqrt{\left(\frac{2a\varepsilon f}{\rho V_l^2}\right)^2 + \frac{30b}{\pi\rho V_l}}; \quad (m) \qquad (9\text{-}30)$$

Từ phương trình trên ta thấy trị số tốt nhất của R sẽ giảm khi tăng lưu lượng dầu V và khi giảm mômen cản M_c (a và b giảm) khiến cho kết cấu của bầu lọc ly tâm gọn nhẹ. (V - Lưu lượng dầu phun qua lỗ phun; m^3/s).

9.5. Tính toán két làm mát dầu.

Xác định thông số cơ bản như sau:

Nhiệt lượng của động cơ truyền cho dầu nhờn:

$Q_d = c_d \ p \ v_a (t_{dr} - t_{tv})$, kcal/h.

Nhiệt lượng này cân bằng với nhiệt lượng do két làm mát dầu tản ra ngoài nên:

$Q_d = c_d \rho V_k (t_{dvk} - t_{drk})$; kcal/h;

Trong đó :

V_d, V_k - Lưu lượng dầu nhờn tuần hoàn trong động cơ và lưu lượng dầu chảy qua két làm mát;

t_{dv},t_{dr} - Nhiệt độ đầu vào và ra khỏi động cơ (^{0}C);

t_{dvk}, t_{drk} - Nhiệt độ vào và ra khỏi két làm mát dầu (^{0}C);

c_d - Tỷ nhiệt của dầu nhờn (kcal/kg^{0}C);

ρ - Mật độ của dầu nhờn (kg/l).

Trong hệ thống bôi trơn cácte khô dầu nhờn được làm mát liên tục như trên sơ đồ hình 12 - 3 thì $V_d = V_k$.

Diện tích tản nhiệt cần thiết của két làm mát dầu xác định theo công thức sau:

$$F_k = \frac{Q_d}{K_d(t_d - t_k)}; \quad m^2 \qquad (9\text{-}29)$$

Trong đó:

K_d - Hệ số truyền nhiệt tổng quát giữa dầu nhờn và môi chất làm mát (kcal/m^{2}h^{0}C);

t_d, t_k - Nhiệt độ trung bình của dầu nhờn trong két và môi chất làm mát (^{0}C):

$$t_d = \frac{t_{dvk} + t_{drk}}{2}; \qquad t_k = \frac{t_{kr} - t_{kv}}{2}$$

Chênh lệch nhiệt độ của dầu trong két làm mát thường chọn bằng chênh lệch nhiệt độ của dầu khi vào và khi ra khỏi động cơ,

Do đó: $(t_d - t_k) = (t_{dr} - t_{dv})$.

Đối với động cơ xăng thường chọn : $\Delta t_d = t_{dr} - t_{dv} = 10 \div 20^0$C.

Đối với động cơ điêden thường chọn : $\Delta t_d = 20 \div 40^0$C.

Nhiệt độ trung bình của dầu nhờn trong két thường vào khoảng $75 \div 85$ ^{0}C. Nhiệt độ trung bình của không khí quét qua két làm mát dầu trong điều kiện làm việc nặng có thể chọn bằng 45^0C.

Hệ số truyền nhiệt K_d phụ thuộc khá nhiều nhân tố truyền nhiệt.

Đối với loại két làm mát dầu dùng kiểu ống thẳng và nhẵn :

$K_d \approx 100 \div 300$; kcal/m^{2}h^{0}C

Đối với loại dùng ống tạo dầu chảy xoáy:

$K_d \approx 700 \div 1000$; kcal/m^{2}h^{0}C

9.6. Lượng dầu chứa trong cácte.

Lượng dầu nhờn cần chứa trong cácte V_{ct} có thể xác định theo công thức kinh nghiệm sau:

Đối với động cơ xăng : $V_{ct} = (0,06 \div 0,12) N_{e,}$ (l);

Đối với động cơ Diesel ô tô: $V_{ct} = (0,1 \div 0,15) N_e,$ (l);

Đối với động cơ Diesel máy kéo: $V_{ct} = (0,2 \div 0,45) N_e,$ (l);