

Chương 1. TÍNH TOÁN LY HỢP

§1. XÁC ĐỊNH MÔ MEN QUAY MÀ LY HỢP CẦN TRUYỀN.

Ly hợp phải được thiết kế với các kích thước đủ để nó có thể truyền được mô men quay lớn hơn mô men quay của động cơ. Có nghĩa là để nó luôn luôn đảm bảo truyền được toàn bộ mô men từ động cơ đến hệ thống truyền lực mặc dù khi tấm ma sát có thể bị dính một ít dầu hay bị mòn, hoặc các lò xo ép bị giảm tính đàn hồi một ít sau thời gian sử dụng lâu. Vậy mô men ma sát mà ly hợp cần truyền được là:

$$M_c = \beta \cdot M_{\text{emax}} \quad (\text{Nm}) \quad (\text{I-1})$$

β - hệ số dự trữ của ly hợp ($\beta > 1$)

M_{emax} - mô men cực đại của động cơ (đối với ô tô), hoặc mô men danh nghĩa M_n của động cơ (đối với máy kéo) - N_m .

Khi chọn β cần lưu ý:

- Nếu chọn β bé thì không đủ đảm bảo truyền hết được mô men.
- Nếu chọn β lớn quá thì ly hợp không làm được nhiệm vụ của cơ cấu an toàn để tránh tải trọng lớn tác dụng lên hệ thống truyền lực khi thay đổi đột ngột chế độ làm việc (lúc đó ly hợp không trượt được). Ngoài ra khi chọn β lớn quá thì lực ép lên đĩa ma sát cũng cần phải lớn, nghĩa là phải tăng số đĩa ma sát hoặc tăng kích thước đĩa ma sát và như thế đòi hỏi lực tác dụng lên bàn đạp ly hợp cũng phải lớn.

Trị số β :

Phương tiện	Hệ số β	
Ô tô	Du lịch	1,3 ÷ 1,75
	Vận tải không kéo moóc	1.6 ÷ 2.22
	Vận tải có rơ moóc	2.0 ÷ 3.0
máy kéo	vận chuyển với ly hợp luôn luôn đóng	1.5 ÷ 2.0
	nông nghiệp với ly hợp thường mở, không có lò xo phụ	2.0 ÷ 4.0
	nông nghiệp với ly hợp luôn đóng và ly hợp không luôn luôn đóng có lò xo phụ	2.0 ÷ 2.5

§2. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CƠ BẢN CỦA LY HỢP

Xác định kích thước cơ bản của ly hợp chủ yếu là xác định kích thước của vòng ma sát và số lượng đĩa thụ động để đảm bảo cho ly hợp có khả năng truyền hết được mô men quay của động cơ. Ngoài ra các kích thước của vòng ma sát cần được kiểm tra theo áp suất cho phép lên bề mặt tấm ma sát và theo công rượt riêng.

Phương trình (I-1) còn có thể viết như sau:

$$M_c = \beta \cdot M_{\text{emax}} = \mu \cdot P \cdot R_{\text{tb}} \cdot i \quad (\text{I-2})$$

μ - hệ số ma sát.

i - Số đôi bề mặt ma sát; $i = m + n - 1$

m - số đĩa chủ động

n - số đĩa thụ động

Đối với ly hợp một đĩa: $m = 2$; $n = 1$; $i = 2$

Đối với ly hợp hai đĩa: $m = 3$; $n = 2$; $i = 4$

P - lực ép tác dụng lên đĩa ma sát, tính theo N

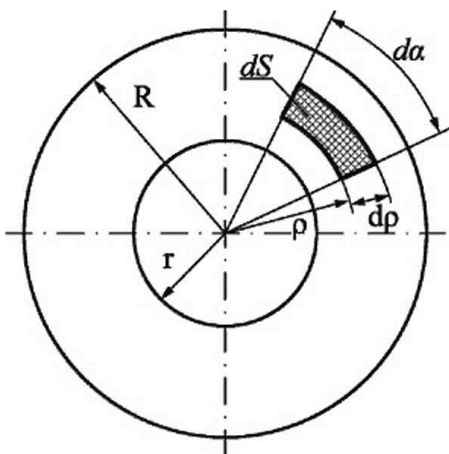
R_{tb} - bán kính ma sát trung bình (bán kính của điểm đặt lực ma sát tổng hợp), tính theo m .

Từ phương trình (I-2) có thể xác định lực ép cần thiết lên các đĩa để truyền được mô men ma sát M_c :

$$P = \frac{M_c}{\mu \cdot R_{\text{tb}} \cdot i} = \frac{\beta \cdot M_{\text{emax}}}{\mu \cdot R_{\text{tb}} \cdot i} \quad (\text{I-3})$$

a. Xác định kích thước vòng ma sát:

Trên vòng ma sát ta xét một phần tử diện tích nhỏ ds nằm cách tâm O bán kính ρ , có chiều dày $d\rho$ và chắn một góc nhỏ $d\alpha$.



Hình 1

Lực ma sát tác dụng trên phần tử diện tích ds là:

$$dT = \mu \cdot p_0 \cdot ds = \mu \cdot p_0 \cdot \rho \cdot d\rho \cdot d\alpha$$

Giả sử có lực P tác dụng lên vòng ma sát với bán kính trong là r và bán kính ngoài là R , lúc đó áp suất đơn vị trên vòng ma sát là:

$$p_0 = \frac{P}{F} = \frac{P}{\pi(R^2 - r^2)} \quad (\text{N/m}^2)$$

Mô men của lực ma sát đơn vị:

$$dM = \rho \cdot \mu \cdot p_0 \cdot \rho dr \cdot d\alpha = \mu \cdot p_0 \cdot \rho^2 dr \cdot d\alpha$$

Mô men các lực ma sát tác dụng lên toàn bộ vòng ma sát là:

$$M_c = \mu \cdot p_0 \cdot \int_r^R \int_0^{2\pi} \rho^2 dr \cdot d\alpha = 2\pi \cdot \mu \cdot p_0 \cdot \frac{R^3 - r^3}{3} = \frac{2}{3} \cdot P \cdot \mu \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

Nếu ly hợp có i' cặp bề mặt ma sát, khi đó mô men ma sát sẽ là:

$$M_c = \frac{2}{3} \cdot P \cdot \mu \cdot i' \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

- Mặt khác mô men ma sát M_c tác dụng trên vòng ma sát sẽ bằng:

$$M_c = \mu \cdot p_0 \cdot \pi (R^2 - r^2) \cdot R_{tb}$$

- So sánh hai kết quả trên ta tính được R_{tb} như sau:

$$\mu \cdot p_0 \cdot \pi (R^2 - r^2) \cdot R_{tb} = 2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot p_0 \cdot \frac{1}{3} (R^3 - r^3)$$

Do đó:
$$R_{tb} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(R^3 - r^3)}{(R^2 - r^2)}$$

Bán kính R_{tb} còn có thể xác định gần đúng như sau:

$$R_{tb} = \frac{R + r}{2} \quad (I-4)$$

Khi xác định R_{tb} theo (I-4) thì sai số là 1 đến 4% đối với các vòng ma sát hiện nay của ô tô máy kéo (có r và R). Nếu vòng ma sát là một đĩa kín (r = 0) thì phạm vi sai số lớn và tới 25%.

Bán kính ngoài R của vòng ma sát được chọn theo công thức kinh nghiệm:

$$R = 1,58 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{\frac{M_{e \max}}{C}} \quad (m)$$

$M_{e \max}$ - mô men cực đại của động cơ (Nm).

C - hệ số kinh nghiệm, tính đến mức độ sử dụng tải trọng.

+ Đối với ô tô du lịch : C = 4,7

+ Đối với ô tô vận tải làm việc trong điều kiện sử dụng bình thường C = 3,6

+ Đối với ô tô vận tải làm việc nặng nhọc và ô tô tự đổ hàng: C = 1,9

Bán kính ngoài R khi chọn còn phải căn cứ vào đường kính ngoài của bánh đà vì R bị giới hạn bởi đường kính ngoài của bánh đà.

Bán kính trong r có thể xác định sơ bộ theo công thức thực nghiệm:

$$r = (0,53 \div 0,75)R \quad (I-5)$$

Giới hạn dưới $0.53R$ dùng cho động cơ có số vòng quay nhỏ. Ở giá trị số này sự khác nhau giữa R và r là lớn sẽ gây lên sự chênh lệch tốc độ trượt tiếp tuyến lớn làm cho tấm ma sát mòn không đều từ trong ra ngoài.

Đối với động cơ có số vòng quay cao nên chọn r theo giới hạn trên ($0.75R$).

b. Hệ số ma sát

Hệ số ma sát phụ thuộc nhiều yếu tố, khi tính toán ta thừa nhận μ chỉ phụ thuộc vào vật liệu của đôi bề mặt ma sát. Bảng sau đây trình bày một vài số liệu của μ và áp suất cho phép $[p]$ đối với những vật liệu khác nhau của đôi bề mặt ma sát.

Thường thường ở ô tô và một số máy kéo hay dùng các bề mặt ma sát thép với phê-ra-đô hoặc phê-ra-đô đồng có hệ số ma sát μ lớn nhất là 0.35. Nhưng để tính đến điều kiện nhiệt độ, tốc độ trượt tương đối làm giảm hệ số μ nên khi tính toán lấy $\mu = 0,25 \div 0,30$.

Vật liệu của các bề mặt ma sát	Hệ số ma sát μ		áp suất cho phép $[p]$ kN/m ²
	Khô	Trong dầu	
Thép với gang	0.15 ÷ 0.18	0.15 ÷ 0.18	150 ÷ 300
Thép với thép	0.15 ÷ 0.20	0.03 ÷ 0.07	250 ÷ 400
Thép với phê-ra-đô hoặc phê-ra-đô đồng	0.25 ÷ 0.35	0.07 ÷ 0.15	100 ÷ 250
Gang với phê-ra-đô	0.20	0.07 ÷ 0.15	100 ÷ 250
Thép với phê-ra-đô cao su	0.4 ÷ 0.5	0.07 ÷ 0.15	100 ÷ 250

c. Chọn số đôi bề mặt ma sát (số đĩa ma sát)

Ở ô tô máy kéo thường dùng ly hợp một hoặc hai đĩa thụ động. Ly hợp một đĩa thụ động ($i = 2$) được dùng nhiều hơn vì kết cấu đơn giản. Ly hợp hai đĩa thụ động ($i = 4$) đặt ở ô tô máy kéo có mô men quay động cơ lớn.

Sau khi chọn số đôi bề mặt ma sát i theo kết cấu kinh nghiệm hiện có, ta tính lực ép cần thiết P theo công thức (I-29) trong đó cần kiểm tra áp suất trên bề mặt ma sát p theo công thức sau:

$$p_0 = \frac{P}{F} = \frac{P}{\pi(R^2 - r^2)} \leq [p] \quad (I-6)$$

Nếu đảm bảo được yêu cầu của công thức (I-6) thì các kích thước đã chọn là hợp lý.

Nếu trường hợp không chọn trước được số đôi bề mặt ma sát thì có thể tính i như sau:

Từ $P = \frac{\beta.M_{e\max}}{\mu.R_{tb}.i}$ suy ra

$$i = \frac{\beta.M_{e\max}}{\mu.R_{tb}.P} = \frac{\beta.M_{e\max}}{\mu.R_{tb}.\pi.(R^2 - r^2).[p]} = \frac{\beta.M_{e\max}}{\mu.R_{tb}.\pi.(R+r)(R-r)} =$$

$$= \frac{\beta.M_{e\max}}{\mu.R_{tb}.2\pi\left(\frac{R+r}{2}\right).(R-r)}$$

vì $\frac{R+r}{2} = R_{tb}$ nên cuối cùng ta có: $i = \frac{\beta.M_{e\max}}{2\pi.R_{tb}^2.\mu.[p].(R-r)}$

gọi $b = R - r$ là chiều rộng của tấm ma sát, ta lại có:

$$i = \frac{\beta M_{e\max}}{2\pi.R_{tb}^2.\mu.[p].b}$$

Trong công thức (I-6) lấy $[p] = 100$ ừ 250 KN/m^2 vì ở ô tô bề mặt ma sát thường là thép với phê-ra-đô. Giới hạn trên 250 KN/m^2 dùng cho ô tô có động cơ nhiều xi lanh và với đường đặc tính động lực học tốt (ít phải giải số), còn giới hạn dưới 100 KN/m^2 dùng cho động cơ ít xi lanh và với đặc tính động lực học kém.

§3. CÔNG TRƯỢT VÀ CÔNG TRƯỢT RIÊNG SINH RA KHI ĐÓNG LY HỢP

Khi đóng ly hợp sẽ có hiện tượng trượt giữa các đĩa ma sát ở thời gian đầu cho đến khi đĩa chủ động và bị động quay như một hệ thống động học liền.

Hiện tượng trượt như vậy sẽ sinh ra công ma sát làm nung nóng các chi tiết của ly hợp lên quá nhiệt độ cho phép, làm hao mòn các tấm ma sát và nguy hiểm nhất là các lò xo ép có thể bị ram ở nhiệt độ cao làm mất khả năng ép.

Vì thế cần thiết phải xác định công ma sát trong thời gian đóng ly hợp.

1. Chọn trường hợp tính công trượt

Ta có 3 trường hợp đóng ly hợp:

- Khi tăng số (từ số 1 lên số 2, từ số 2 lên số 3,...)

Vận tốc góc trục khuỷu động cơ ω_e cao hơn vận tốc góc trục sơ cấp hộp số ω_a ($\omega_e > \omega_a$), vì vậy mô men quay của động cơ M_e không nên lớn để tránh tăng công trượt, vì thế lúc tăng số, không nên tăng ga thêm.

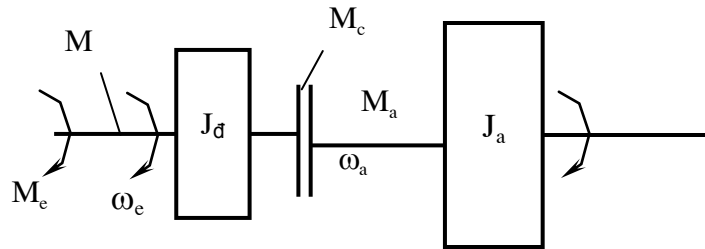
- Khi giảm số (từ 3 xuống 2; 2 xuống 1;...):

ω_e có thể nhỏ hơn ω_a ($\omega_e < \omega_a$) cho nên cần tăng ω_e để cho $\omega_e = \omega_a$ ($\omega_a = \omega_e.i_h$). Vì thế lúc giảm số nên tăng ga thêm.

- Khi khởi động ô tô tại chỗ thì $\omega_e > 0$ còn $\omega_a = 0$ (ô tô chưa chuyển động), lúc này không có cách nào để làm đồng đều ω_e và ω_a .

Trong trường hợp này công trượt sẽ lớn nhất và ta chọn trường hợp khởi động ô tô tại chỗ để tính công trượt.

Để nghiên cứu quá trình đóng ly hợp ta có sơ đồ truyền lực của ô tô (hình 2)



Hình 2.

M_e, ω_e - Mô men quay và tốc độ góc trục khuỷu động cơ.

J_d - Mô men quán tính của bánh đà, các chi tiết quay của động cơ và phần chủ động của ly hợp nối với bánh đà (đĩa ép, vỏ ly hợp).

M_c - Mô men ma sát của ly hợp.

J_a - mô men quán tính của ô tô và rơ moóc quy dẫn về trục ly hợp

$$J_a = (m_a + m_m) \cdot \frac{r_b^2}{(i_h \cdot i_p \cdot i_0)^2}$$

m_a - trọng lượng toàn bộ của ô tô;

m_m - trọng lượng rơ moóc;

r_b - bán kính của bánh xe;

i_h, i_p, i_0 - tỷ số truyền của hộp số, hộp số phụ và truyền lực chính của ô tô.

M_a - mô men cản chuyển động quy dẫn về trục ly hợp:

$$M_a = [(m_a + m_m) \cdot g \psi + K \cdot F \cdot v_a^2] \cdot \frac{r_b}{i_h \cdot i_p \cdot i_0 \cdot \eta_t}$$

K - hệ số cản của không khí; η_t - hiệu suất của hệ thống truyền lực;

ω_a - tốc độ góc của trục ly hợp.

Giá trị công trượt được xác định bằng công thức:

$$L = \int_0^{\alpha} M_c \cdot d\alpha$$

Ta có 2 phương pháp tính công trượt.

2. Phương pháp thứ nhất tính công trượt

Giả thiết ly hợp đóng đột ngột, trong thời gian đóng ly hợp các thông số M_e , M_a , M_l không đổi. Khi đó phương trình động lượng sẽ là:

Để cho phía động cơ - ly hợp:

$$J_d \cdot (\omega_e - \omega_0) + M_e \cdot t_0 = M_c \cdot t_0$$

Để cho phía ly hợp - ô tô:

$$J_a \cdot (\omega_0 - \omega_a) + M_a \cdot t_0 = M_c \cdot t_0$$

Từ đó ta có:

$$\omega_0 = \frac{J_d \cdot \omega_e (M_c - M_a) + J_a \cdot \omega_a (M_c - M_e)}{J_d \cdot (M_c - M_a) + J_a \cdot (M_c - M_e)}$$

Ta có thể tính thời gian t_0 :

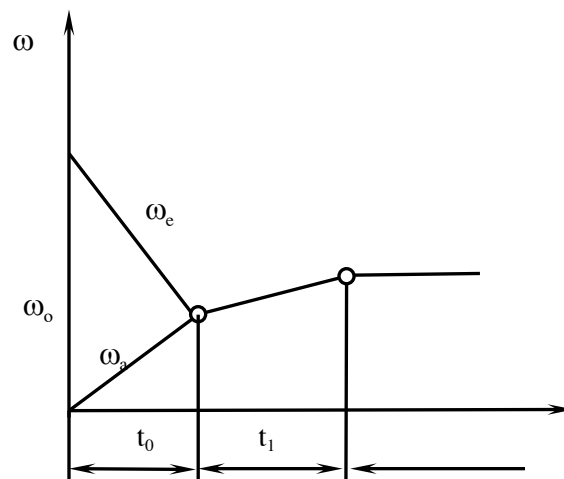
$$t_0 = \frac{J_d \cdot J_a \cdot (\omega_e - \omega_a)}{J_d \cdot (M_c - M_a) + J_a \cdot (M_c - M_e)}$$

Góc trượt của đĩa ly hợp:

$$\alpha = \omega_{t.tb} \cdot t_0$$

$\omega_{t.tb}$ - tốc độ góc trượt trung bình

$$\omega_{t.tb} = \frac{(\omega_e - \omega_a)}{2}$$



Hình 3

Từ đó ta có:

$$\alpha = 0,5 \cdot \frac{J_d \cdot J_a \cdot (\omega_e - \omega_a)^2}{J_d \cdot (M_c - M_a) + J_a \cdot (M_c - M_e)}$$

Công trượt trong thời gian đóng ly hợp:

$$L = \frac{M_c \cdot J_d \cdot J_a \cdot (\omega_e - \omega_a)^2}{2 \cdot J_d \cdot (M_c - M_a) + J_a \cdot (M_c - M_e)}$$

3. Phương pháp thứ hai tính công trượt

Quá trình đóng ly hợp gồm 2 giai đoạn:

- Tăng mô men M_c từ 0 đến M_a - giai đoạn ô tô khởi động.
- Tăng mô men M_c đến khi ly hợp đóng hoàn toàn.

Thời gian của giai đoạn 1 là t_1 , là thời gian trượt làm nóng các chi tiết của ly hợp. Công trượt trong thời gian này là:

$$L_1 = M_a \cdot \frac{\omega_e - \omega_a}{2} \cdot t_1$$

Thời gian của giai đoạn 2 là t_2 để tăng tốc ô tô. Công trượt trong giai đoạn này là:

$$L_2 = \frac{1}{2} \cdot J_a (\omega_e - \omega_a)^2 + \frac{2}{3} M_a \cdot (\omega_e - \omega_a) \cdot t_2$$

Công trượt toàn bộ là:

$$L = L_1 + L_2 = \frac{1}{2} \cdot J_a (\omega_e - \omega_a)^2 + \frac{2}{3} M_a \cdot (\omega_e - \omega_a) \cdot \left(\frac{t_1}{2} + \frac{2}{3} t_2\right)$$

Thời gian t_1 , t_2 có thể tính:

$$t_1 = \frac{M_a}{k}; \quad t_2 = \frac{A}{\sqrt{k}}$$

k - hệ số tỷ lệ tính đến nhịp độ tăng mô men M_c khi đóng ly hợp, xác định bằng thực nghiệm:

$k = 5 \div 15 \text{ KGm/s}$ - đối với xe du lịch

$k = 15 \div 75 \text{ KGm/s}$ - đối với xe tải

$$A = \sqrt{2 \cdot J_a \cdot (\omega_e - \omega_a)}$$

4. Đối với máy kéo:

$$L = \frac{\omega_{eN}^2}{2 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \cdot \left(\frac{1}{J_d} + \frac{1}{J_b}\right)}$$

ω_{eN} - tốc độ góc danh nghĩa của động cơ ứng với công suất cực đại

β - hệ số dự trữ của ly hợp

J_d - mô men quán tính của động cơ

J_b - mô men quán tính của toàn bộ liên hợp máy làm việc cùng máy kéo.

5. Công trượt riêng

Công trượt riêng để đánh giá mức độ hao mòn của đĩa ma sát:

$$l_0 = \frac{L}{F.i} \leq [l_0]$$

F - diện tích bề mặt đĩa ma sát

$$F = \pi.(R^2 - r^2)$$

i - số đôi bề mặt đĩa ma sát

Công trượt riêng cho phép $[l_0]$ theo các số liệu sau đây:

Ô tô vận tải có trọng tải dưới 5 tấn (50KN): $[l_0] = 150 \div 250 \text{ KJ/m}^2$

Ô tô vận tải có trọng tải trên 5 tấn (50KN): $[l_0] = 400 \div 600 \text{ KJ/m}^2$

Ô tô du lịch: $[l_0] = 1000 \div 1200 \text{ KJ/m}^2$

Máy kéo: $[l_0] < 300 \text{ KJ/m}^2$

6. Nhiệt độ các chi tiết của ly hợp:

$$\Delta t = \frac{\gamma.L}{c.m_t} = \frac{\gamma.L}{427.c.G_t} \leq [\Delta t]$$

γ - hệ số xác định phần công trượt dùng để nung nóng chi tiết cần tính (đĩa ép hoặc đĩa trung gian).

Hệ số γ bằng tỉ số giữa số bề mặt ma sát của chi tiết cần tính với số bề mặt ma sát toàn bộ của ly hợp:

+ Đối với đĩa ép: $\gamma = \frac{1}{2n}$

+ Đối với đĩa trung gian: $\gamma = \frac{2}{2n} = \frac{1}{n}$ (ở ly hợp hai đĩa thụ động).

Trong đó n - số đĩa thụ động.

- Đối với đĩa ép ở ly hợp một đĩa thụ động: $\gamma = \frac{1}{2.1} = 0,5$

- Đối với đĩa ép ở ly hợp hai đĩa thụ động: $\gamma = \frac{1}{2.2} = 0,25$

- Đối với đĩa trung gian: $\gamma = \frac{2}{2.2} = 0,5$

L - công trượt toàn bộ sinh ra khi đóng ly hợp (J hoặc Nm)

c - nhiệt dung riêng (tỉ nhiệt) của chi tiết bị nung nóng.

Đối với thép và gang c = 500 J/Kg.độ

G_t - khối lượng của chi tiết bị nung nóng (Kg).

$[\Delta t] \leq 10^0$ - đối với ô tô không kéo moóc;

$[\Delta t] \leq 20^0$ - đối với ô tô kéo moóc;

$[\Delta t] \leq 5^0$ - đối với máy kéo.

Muốn giảm nhiệt độ cần làm đĩa ép và đĩa trung gian có trọng khối lớn và thông gió qua cửa sổ trên vỏ ly hợp.

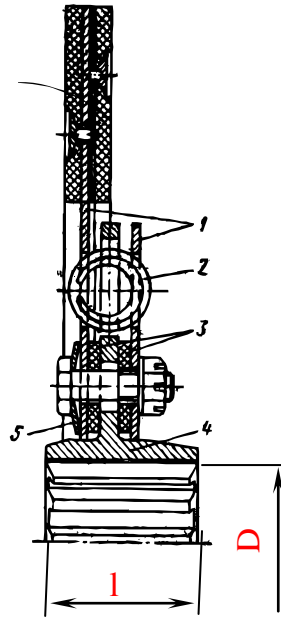
§5. TÍNH TOÁN SỨC BỀN CÁC CHI TIẾT CỦA LY HỢP

1. Đĩa bị động và moay-ơ của đĩa bị động

Trong môn học công nghệ ô tô II đã phân tích kết cấu của đĩa thụ động. Đĩa thụ động thường ghép với moay-ơ đĩa thụ động bằng các đinh tán. Yêu cầu của moay-ơ là phải dẫn hướng tốt cho đĩa thụ động không bị đảo. Muốn vậy chiều dài l của moay-ơ

phải có tỉ lệ thích đáng với đường kính của trục D : $\frac{l}{D} \approx 1,4 \div 1,5$

Vật liệu chế tạo moay-ơ thường là thép 40 hoặc 40x. Các then của moay-ơ được tính theo chèn dập và cắt. Khi có nhiều đĩa thụ động và mỗi đĩa nằm trên mỗi moay-ơ riêng biệt thì coi như mô men quay truyền đến mỗi đĩa đều bằng nhau.



Hình 4. Kết cấu đĩa bị động

Lực tác dụng trên bán kính trung bình của các then đối mỗi moay-ơ là:

$$Q = \frac{4M_{e \max}}{Z_1(D+d)} \quad (\text{N})$$

$M_{e \max}$ - mô men quay cực đại của động cơ (N.m);

Z_1 - số lượng moay- σ ;

D - đường kính ngoài của các then ở trục ly hợp (m);

d - đường kính trong của các then moay- σ đĩa thụ động (m);

Ứng suất chèn đập sẽ là:

$$\sigma_d = \frac{2.Q}{Z_2.l.(D-d)} = \frac{8.M_{e\max}}{Z_1.Z_2.l.(D^2-d^2)} \leq [\sigma_d] \quad (\text{I-37})$$

Z_2 - số rãnh then của moay- σ ;

l - chiều dài làm việc của then (m);

$[\sigma_d]$ - ứng suất chèn đập cho phép (MN/m^2)

$[\sigma_d] = 20 \text{ MN/m}^2$.

Ứng suất cắt then là:

$$\tau = \frac{Q}{Z_2.l.b} = \frac{4.M_{e\max}}{Z_1.Z_2.l.b.(D+d)} \leq [\tau] \quad (\text{I-38})$$

b - chiều rộng của then (m)

$[\tau]$ - ứng suất cắt cho phép: $[\tau] = 10 \text{ MN/m}^2$

2. Trục ly hợp

Yêu cầu của trục ly hợp phải có độ cứng vững nhất định để không bị võng khi làm việc. Ngoài ra còn phải đồng tâm với trục khuỷu và phải có rãnh then hoa để lắp đĩa thụ động.

Trục ly hợp cũng thường là trục sơ cấp hộp số, đầu cuối của nó có bánh răng nên trục thường chế tạo bằng vật liệu như bánh răng (bánh răng đúc liền trục), do đó vật liệu trục thường là thép 40X, 18XГТ, 12XH3A, 30X ГТ.

Trục ly hợp được tính toán theo ứng suất tổng hợp uốn và xoắn như sau:

$$\sigma_{th} = \frac{\sqrt{M_u^2 + M_x^2}}{d^3} \text{ MN/m}^2 \quad (\text{I-39})$$

M_x : mô men xoắn tác dụng tại tiết diện nguy hiểm, MNm .

M_u : mô men uốn tác dụng tại tiết diện nguy hiểm, MNm .

d : đường kính của tiết diện nguy hiểm, tính theo m.

Ứng suất tổng hợp cho phép $[\sigma_{th}] = 50 \div 70 \text{ MN/m}^2$. Khi tính ứng suất tổng hợp theo công thức (I-39) thì M_x lấy bằng $M_{e\max}$ còn M_u được xác định bằng phương pháp vẽ biểu đồ mô men trên trục do các lực tác dụng sinh ra bởi các bánh răng ăn khớp trên trục sơ cấp, trục trung gian và trục thứ cấp hộp số.

Các then của trục ly hợp được tính theo chèn đập và cắt theo các công thức tương tự như khi tính moay- σ đĩa thụ động. $[\sigma_d] = 25 \text{ MN/m}^2$ còn $[\tau] = 30 \text{ MN/m}^2$.

3. Đĩa ép và đĩa trung gian

Đĩa ép và đĩa trung gian cần có trọng khối lớn để có khả năng thu và thoát nhiệt tốt, do đó giảm được nhiệt độ làm việc của ly hợp.

Tính toán trọng khối của đĩa ép và đĩa trung gian có thể theo công thức (I-36) đã nói ở phần trước và ta có:

$$\text{Từ công thức } \Delta t = \frac{\gamma.L}{c.m_t} = \frac{\gamma.L}{427.c.G_t} \leq [\Delta t]$$

ta tính được khối lượng của đĩa ép:

$$G_e = \frac{\gamma.L}{c.[\Delta t]} \text{ tính theo Kg}$$

Các ký hiệu trong công thức này giống như ở công thức (I-36)

Đĩa ép và đĩa trung gian thường được chế tạo bằng gang xám có chất lượng cao: Cỡ 28-48, Cỡ 18-36, Cỡ 15-32.

4. Lò xo ép

Trên ô tô thường dùng ba loại lò xo:

- Lò xo ép hình trụ (tiết diện dây lò xo là tròn).
- Lò xo ép hình côn (tiết diện dây lò xo là chữ nhật).
- Lò xo ép dạng đĩa.

Lò xo hình côn (nón) có ưu điểm là khoảng cách cuối cùng lúc ép ngắn hơn loại lò xo trụ do đó kết cấu ly hợp gọn hơn, lực ép đều hơn. Nhưng nhược điểm là do nó thường đặt ở trung tâm nên khó bố trí đòn mở ly hợp.

Lò xo trụ đặt xung quanh đĩa ép nên rất dễ có hiện tượng lực ép không đều. Ưu điểm loại này là có rộng chỗ để đặt đòn mở ly hợp.

Các lò xo ở ly hợp luôn luôn đóng được đặt ở trạng thái ép ban đầu (lúc ly hợp đang đóng).

Lực tác dụng lên tất cả các lò xo ép khi ly hợp còn đang đóng là:

$$P_{\Sigma} = \frac{M_c}{\mu.R_{tb}.i} = \frac{\beta.M_{e\max}}{\mu.R_{tb}.i} \quad (\text{I-40})$$

Lúc mở ly hợp các lò xo chịu lực tác dụng lớn nhất vì chúng còn bị biến dạng thêm. Theo thí nghiệm về biến dạng thêm của lò xo lúc mở ly hợp, người ta thấy lực ép tăng lên 20%, nghĩa là:

$$P_{\Sigma}' = 1,2. P_{\Sigma} \quad (\text{I-41})$$

Do đó lực lớn nhất tác dụng lên một lò xo là:

$$P_0 = \frac{P_{\Sigma}'}{Z} = \frac{1,2 \cdot \beta \cdot M_{e \max}}{\mu \cdot i \cdot Z \cdot R_{tb}}; \quad \text{Tính theo N.}$$

Z- số lượng lò xo ép.

Lò xo ly hợp thường được chế tạo bằng thép các bon 85, thép mangan 60Γ, thép si lích 60C₂. Tính toán lò xo ép theo ứng suất cắt, ứng suất cắt cho phép là: $[\tau] = 500-700 \text{ MN/m}^2$.

Các công thức để tính ứng suất cắt, biến dạng và độ cứng của lò xo hình trụ và hình côn như sau:

a. Đối với lò xo trụ có tiết diện dây là tròn:

- Ứng suất cắt $\tau = \frac{8 \cdot P_0 \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot 10^{-1}; \text{ MN/m}^2 \quad (\text{I-42})$

- Độ biến dạng $\lambda = \frac{8 \cdot P_0 \cdot D^3 \cdot n_0}{G \cdot d^4} \cdot 10^{-2} \text{ (m)}$

- Độ cứng lò xo: $C = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n_0} \cdot 10^{-3} \text{ (MN/m)}$

b. Lò xo côn (có bước là hằng số) có tiết diện dây là chữ nhật ($b > a$):

- Ứng suất cắt: $\tau = \frac{P_0 \cdot r_2}{\alpha \cdot a^3} \cdot 10^{-1} \text{ MN/m}^2 \quad (\text{I-43})$

- Độ biến dạng: $\lambda = \frac{1,57 \cdot P_0 \cdot n_0}{\gamma \cdot G \cdot a^4} (r_1^2 + r_2^2)(r_1 + r_2) \cdot 10^{-2} \text{ (m);}$

- Độ cứng $C = \frac{\gamma \cdot G \cdot a^4}{1,57 \cdot n_0 (r_1^2 + r_2^2)(r_1 + r_2)} \cdot 10^{-3} \text{ MN/m}^2$

Trong các công thức trên:

P_0 - lực tác dụng lên một lò xo ép, tính theo MN

a, b, d, D, r_1 , r_2 - kích thước lò xo, tính theo (m)

n_0 - số vòng làm việc của lò xo

G- môđun đàn hồi dịch chuyển khi xoắn $G = 8 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$

Các hệ số α và γ xác định theo tỷ số $\frac{b}{a}$ như sau:

$\frac{b}{a}$	1	1.5	2	3	4
α	0.208	0.346	0.493	0.801	1.15
γ	0.1404	0.294	0.475	0.784	1.120

Khi tính ứng suất lò xo hình trụ và hình côn của ly hợp cần tính đến sự tập trung ứng suất ở bên trong sợi dây lò xo: $\tau_k = k \cdot \tau$

ở đây:

k- hệ số tính đến sự tập trung ứng suất

τ - ứng suất lò xo

+ Đối với lò xo trụ có dây lò xo tiết diện tròn, hệ số k phụ thuộc vào tỷ số $\frac{D}{d}$

như sau:

$\frac{D}{d}$	7	6	5	4	3
k	1.20	1.25	1.30	1.40	1.60

+ Đối với lò xo hình côn có dây lò xo tiết diện chữ nhật, hệ số k phụ thuộc vào tỷ số $\frac{D}{b}$ ứng với góc xoắn lò xo là: $2^\circ \div 20^\circ$. Trị số lấy trung bình là $D = r_1 + r_2$

$\frac{D}{b}$	10	9	8	7	6	5	4
k	1.15	1.17	1.19	1.21	1.24	1.27	1.30

Điều kiện phải bảo đảm là khi mở ly hợp, khe hở giữa hai vòng lò xo lân cận tối thiểu phải là 1 mm

Số lượng lò xo ép có thể chọn theo kinh nghiệm sau:

đường kính ngoài vòng ma sát (mm)	< 200	200 ÷ 280	280 ÷ 380	380 ÷ 450
Số lượng lò xo ép Z	3 ÷ 6	9 ÷ 12	12 ÷ 18	18 ÷ 30

Chọn lực ép lên mỗi lò xo là p_1 :

- Ôtô có tải trọng trung bình $p_1 = 600 \div 700$ N

- Ôtô có tải trọng lớn $p_1 \leq 1000$ N

Đường kính D của lò xo đối với ô tô vận tải có trọng tải trung bình và lớn chọn trong giới hạn $D = 27 \div 32$ mm.

Để đảm bảo lò xo không bị nung nóng làm mất khả năng đàn hồi, thường lót bằng vòng cách nhiệt.

Để tránh lò xo ép khỏi văng ra khỏi vị trí của nó dưới tác dụng của lực ly tâm khi đĩa ép quay, người ta làm đĩa ép và vỏ ly hợp có vấu nhô lên.

Lò xo đĩa không xẻ rãnh được tính như sau:

- Lực sinh ra bởi lò xo:

$$P = \frac{40.E.\delta.\lambda_0}{(1-\mu^2).D^2.A_1} \left[(f - \lambda_0) \left(f - \frac{\lambda_0}{2} \right) + \delta^2 \right] \quad \text{N}$$

- Ứng suất pháp tuyến cực đại ở mặt trong đĩa hình côn tại thiết diện cắt theo đường hướng tâm:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,4.E.\lambda_0}{K.D^2} \cdot (f.K_0 - \lambda_0.K_1 + \delta) \text{ MN/m}^2$$

Trong đó:

f - chiều cao của hình nón cụt bên trong (m);

δ - chiều dày đĩa lò xo (m);

λ_0 - độ dịch chuyển của 1 lò xo đĩa (m);

E - mô đun đàn hồi; $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2$

μ - hệ số Poisson (đối với thép $\mu = 0,3$)

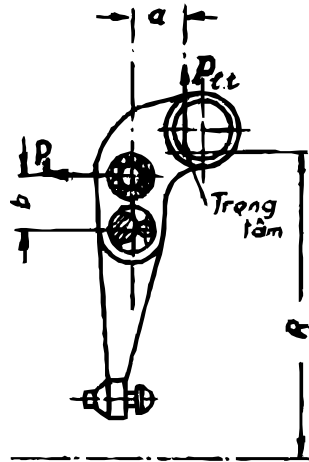
A_1, K, K_0, K_1 - các hệ số (chọn theo đồ thị thực nghiệm)

5. Đòn mở ly hợp :

Ngoài loại đòn mở thông thường, người ta còn dùng loại đòn mở nửa ly tâm. Gọi là nửa ly tâm vì lực ép lên các đĩa ma sát một phần là do lò xo ép, một phần là do lực ly tâm của trọng khối phụ G_p của đòn mở. Do đó hệ số dự trữ β của ly hợp loại nửa ly tâm có trị số thay đổi theo số vòng quay n_e của động cơ.

Khi động cơ chưa làm việc ($\omega_e = 0$) ta chọn $\beta < 1$ ($\beta = 0,85 \div 0,9$) để khi động cơ làm việc, số vòng quay tăng làm lực ly tâm của trọng khối phụ tăng thì β càng tăng đạt đến trị số đảm bảo cho ly hợp truyền hết mô men quay cực đại của động cơ.

Hình 5



Lực ép phụ P_{ph} lên đĩa ép do trọng khối phụ sinh ra trên mỗi đòn mở là:

$$P_{ph} = \frac{G_p}{g} \cdot \frac{\pi^2 \cdot n_e^2}{900} \cdot R \cdot \frac{a}{b} \quad ; \quad (I-44)$$

G_p - trọng lượng của đòn mở kể cả trọng khối phụ, tính theo N.

n_e - số vòng quay của trục khuỷu động cơ, tính theo vòng/phút

R - khoảng cách từ trọng tâm của đòn mở (kể cả trọng khối phụ) đến trục quay của trục ly hợp, tính theo m.

g - gia tốc trọng trường, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

a, b - các kích thước khoảng cách tay đòn của đòn mở.

Lực cần thiết để tác dụng lên đầu trong của một đòn mở loại bình thường để thắng lực ép của lò xo ép là:

$$P_d \cdot c = \frac{P_\Sigma'}{Z} \cdot k \quad ; \quad \text{suy ra} \quad P_d = \frac{P_\Sigma'}{Z} \cdot \frac{k}{c} \quad ; \quad (I-45)$$

Z - số lượng đòn mở.

k - khoảng cách từ tâm quay O của đòn mở (xem hình vẽ) đến vị trí đặt lò xo ép, thực tế thừa nhận $k \approx b$.

c - khoảng cách từ tâm quay O đến đầu trong của đòn mở. Đối với ly hợp nửa ly tâm, trị số của P_d sẽ là:

$$P_{d(t)} = \frac{P_\Sigma'}{Z} \cdot \frac{k}{c} + P_{ph} \cdot \frac{b}{c} \quad ; \quad (I-46)$$

P_Σ' - lực ép tổng cộng lên đĩa ép do các lò xo ép gây ra khi mở hoàn toàn ly hợp, tính theo N.

Ứng suất uốn ở tiết diện nguy hiểm của đòn mở là:

$$\tau_u = \frac{P_d \cdot l}{W_u} \leq [\tau_u] \quad ; \quad (I-47)$$

W_u - mô men chống uốn ở tiết diện nguy hiểm của đòn mở, tính theo m^3 .

l - khoảng cách từ điểm đặt lực P_d (đầu trong của đòn mở) đến tiết diện nguy hiểm, thừa nhận $l \approx c$.

$$[\tau_u] = 300 \div 400 \text{ MN/m}^2$$

P_d - lực tác dụng lên một đòn mở khi mở ly hợp hoàn toàn và tính theo MN.

Đòn mở có thể chế tạo từ thép tấm có thành phần cacbon thấp như thép 08 sau đó được xi-a-nua hoá hoặc có thể được rèn từ thép thanh có thành phần cacbon trung bình như thép 35, sau đó xi-a-nua hoá ở các bề mặt làm việc.

§6. DẪN ĐỘNG LY HỢP

Khi thiết kế dẫn động ly hợp phải đảm bảo những yêu cầu sau:

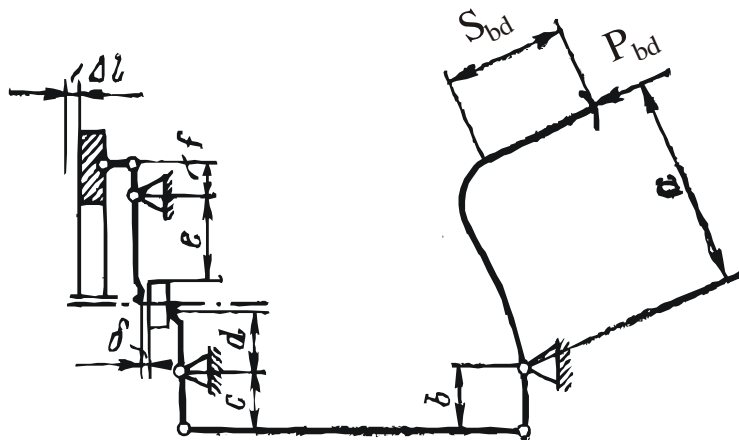
- Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp ly hợp phải nhỏ. Đối với ô tô lực đạp P_{bd} khi ly hợp mở hoàn toàn không được quá 120N.
- Hành trình toàn bộ của bàn đạp phải đảm bảo thuận tiện cho người điều khiển.
 $S_{bd} = 180 \text{ mm}$ đối với xe tải;
 $S_{bd} = 150 \text{ mm}$ đối với xe con.
- Đóng, mở ly hợp phải êm dịu.
- Đảm bảo đóng và mở ly hợp hoàn toàn.
- Để đảm bảo ly hợp đóng hoàn toàn, khe hở giữa mặt ổ bi mở ly hợp và đầu đòn mở nằm trong khoảng $2 \div 3 \text{ mm}$.
- Đảm bảo thuận tiện cho bảo dưỡng, sửa chữa.

1. Dẫn động kiểu cơ khí:

Tỷ số truyền của cơ cấu dẫn động ly hợp:

$$i_d = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}$$

Hỡnh 6



Tỷ số truyền của cơ cấu mở ly hợp:

$$i_m = i_d \cdot i_{dm} = i_d \cdot \frac{e}{f} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f}$$

Hành trình của bàn đạp:

$$S_{bd} = S_{td} + S_{lv} = \delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} + \Delta l \cdot i_m \cdot z$$

z - số khe hở giữa đĩa ép và đĩa ma sát (bằng 2 lần số đĩa ma sát).

Δl - hành trình của đĩa ép;

$\delta = 2 \div 3$ mm - khe hở giữa đòn mở và ổ bi mở ly hợp.

Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp ly hợp:

$$P_{bd} = \frac{P_{\Sigma}}{i_m \cdot \eta_d}$$

P_{Σ} - lực ép tổng cộng của lò xo ép khi đĩa ma sát được mở hoàn toàn.

η_d - hiệu suất của dẫn động ly hợp ($\eta_d = 0,7 \div 0,8$).

Khi thiết kế dẫn động ly hợp, cần xác định tỷ số truyền của hệ thống trên cơ sở lực ép cần thiết của lò xo ép và lực bàn đạp theo tiêu chuẩn. Từ đó chọn các kích thước cho phù hợp với bố trí của sàn xe.

2. Dẫn động bằng thuỷ lực

Cơ cấu điều khiển dẫn động bằng thuỷ lực có ưu điểm là lực đạp của người lái có thể giảm mà vị trí đặt bàn đạp không phụ thuộc vị trí của ly hợp và không phụ thuộc vào không gian bố trí bàn đạp, hiệu suất của dẫn động ly hợp lớn hơn so với dẫn động bằng cơ khí, khe hở nhỏ, giảm được hành trình tự do của bàn đạp. Tuy nhiên cũng không nên giảm quá nhiều lực bàn đạp mà cần chọn: $P_{bd} = 60 \div 80$ N để cho người lái có cảm giác đang mở ly hợp. Vì vậy người ta bố trí thêm lò xo hồi vị bàn đạp 2.

Sơ đồ cơ cấu dẫn động ly hợp bằng thuỷ lực trình bày trên hình vẽ. Các xi lanh thuỷ lực có đường kính $d_2 > d_1$ và áp suất dẫn trong các xi lanh là như nhau.

Để có lực tác dụng lên bàn đạp P_{bd} nhỏ làm cho việc điều khiển ly hợp nhẹ nhàng hơn ta cần tính toán các thông số truyền lực như $d_1, d_2, a, b, c, d, e, f$.

Tỷ số truyền của dẫn động ly hợp:

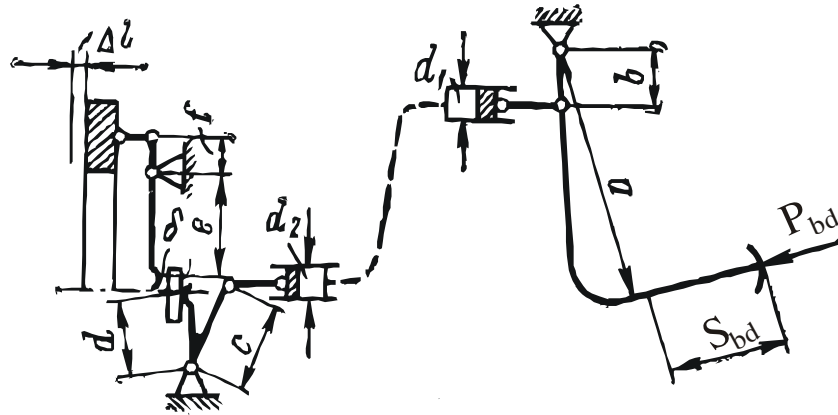
$$i_m = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2}$$

Hành trình của bàn đạp ly hợp:

$$S_{bd} = S_{td} + S_{lv} = \delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} + \Delta l \cdot i_m \cdot z$$

Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp ly hợp:

$$P_{bd} = \frac{P_{\Sigma}}{i_m \cdot \eta_d}$$



Hình 7

Khi thiết kế dẫn động ly hợp bằng thủy lực, cần xác định tỷ số truyền của hệ thống trên cơ sở lực ép cần thiết của lò xo ép và lực bàn đạp theo tiêu chuẩn. Từ đó chọn các kích thước cho phù hợp với bố trí của sàn xe. Kích thước các xi lanh tính và chọn phù hợp với tiêu chuẩn. Từ đó tính toán lại các kích thước của các tay đòn.

Chương II. TÍNH TOÁN HỘP SỐ

Khi tính toán hộp số, ta cần xác định:

- Sơ đồ của hộp số: hộp số hai trục, ba trục, có hay không có hộp số phụ.
- Tỷ số truyền của hộp số.
- Xác định các thông số cơ bản của hộp số: khoảng cách giữa các trục, số lượng và mô đun các bánh răng, kích thước các trục,...
- Tính toán bộ đồng tốc,...

§1. PHÂN TÍCH SƠ ĐỒ HỘP SỐ

Một số đặc tính của hộp số cơ khí:

- Khoảng cách tỷ số truyền: là tỷ số giữa các tỷ số truyền lớn nhất và nhỏ nhất:

$$D_h = \frac{i_I}{i_c}$$

i_I - tỷ số truyền của số I (được xác định từ lý thuyết ô tô).

i_c - tỷ số truyền của số cao nhất (có thể là số truyền thẳng, có thể là số truyền tăng).

Đối với xe con: $D_h \leq 4$

Xe tải: $D_h = 6 \div 9$

Đoàn xe: $D_h = 9 \div 13$

Số lượng số truyền của hộp số:

Chỉ số mật độ của dãy tỷ số truyền:

$$q = \frac{i_k}{i_{k+1}}$$

Đối với ô tô có $N_e/G_a > 15$ SN/T: $q_{tb} \approx 1,8$;

Đối với ô tô có $N_e/G_a = 10 \div 15$ SN/T: $q_{tb} \approx 1,6$;

Đối với ô tô có $N_e/G_a < 9$ SN/T: $q_{tb} \approx 1,3 \div 1,4$;

Sau khi tính và chọn các thông số ta có thể xác định số tỷ số truyền:

$$k = \frac{\lg D_h}{\lg q_{tb}} + 1$$

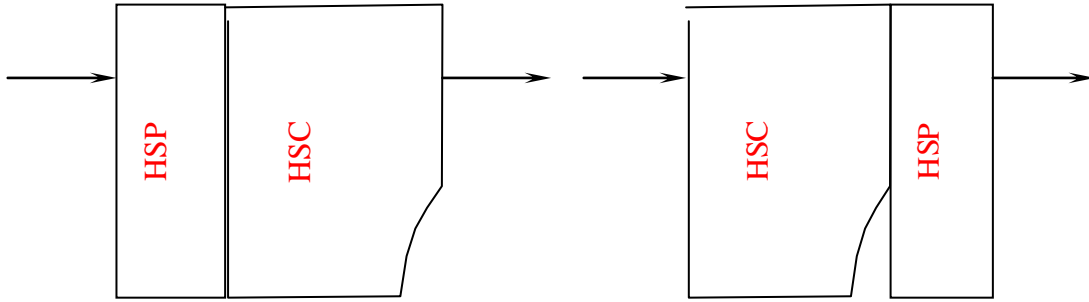
Làm tròn k đến số nguyên gần nhất và ta có thể tính lại chỉ số q_{tb} :

$$q_{tb} = \sqrt[k-1]{D_h}$$

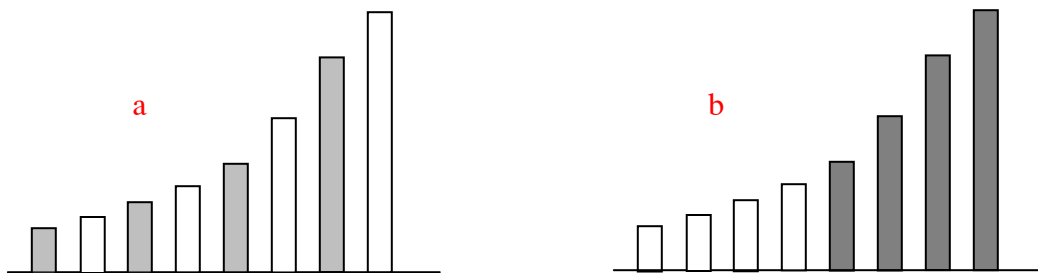
Từ đây ta có thể xác định các tỷ số truyền trung gian:

$$i_{II} = \frac{i_I}{q_{tb}}; \quad i_{III} = \frac{i_{II}}{q_{tb}} = \frac{i_I}{q_{tb}^2}; \dots$$

Khi thiết kế hộp số nhiều cấp, cần chọn phương án bố trí đề trên cơ sở đó xác định tỷ số truyền của hộp số chính và hộp số phụ.



Hình 8. Các phương án bố trí hộp số trong truyền lực
a. Hộp số phụ trước hộp số chính; b. Hộp số phụ sau hộp số chính



Hình 9. Các phương án bố trí dãy tỷ số truyền trong hộp số nhiều cấp
a. Hộp số phụ trước hộp số chính; b. Hộp số phụ sau hộp số chính
▨ tỷ số truyền của hộp số khi gài hộp số phụ; □ Tỷ số truyền của hộp số chính.

Theo phương án a, ta có:

$$q_{tb} = \sqrt{q_{tbhc}}; \quad D_{hc} = q_{tb}^{k-2}; \quad D_p = q_{tb}; \quad D = D_{hc} \cdot D_p.$$

§2. CHỌN KHOẢNG CÁCH GIỮA CÁC TRỤC HỘ SỐ

Đối với hộp số với trục cố định, khoảng cách trục A thường chọn sơ bộ theo công thức kinh nghiệm :

$$A = a \cdot \sqrt[3]{M_{e_{\max}}} \quad (\text{mm}) \quad (\text{II-3})$$

Trong đó: $M_{e_{\max}}$ - mô men cực đại của động cơ (N.m),

a - hệ số, phụ thuộc vào loại xe:

Xe con: $a = 14,5 \div 16$

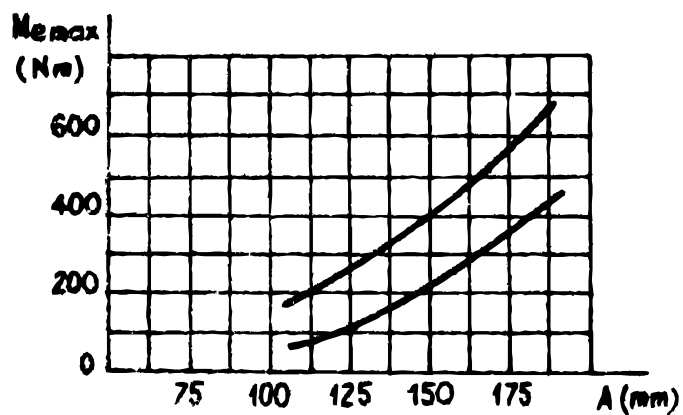
Xe tải: $a = 17 \div 19$

Xe với động cơ diesel: $a = 20,5 \div 21,5$

Hộp số phụ: $a = 17 \div 21,5$

+ Đối với máy kéo: có thể chọn trên cơ sở các máy kéo cùng cỡ hiện có hoặc dùng đồ thị (vùng nằm giữa hai đường cong được dùng để chọn khoảng cách trục A)

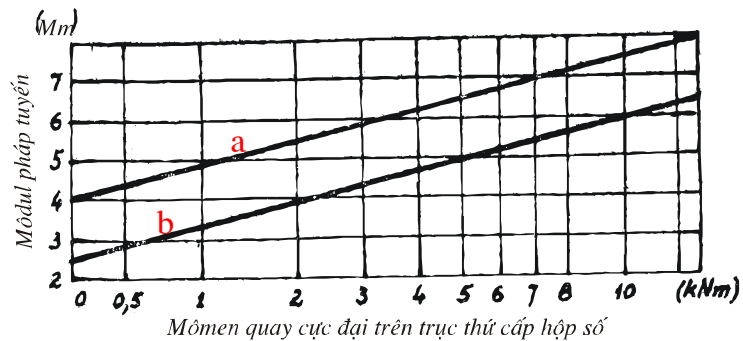
Hình 11



§3. CHỌN MÔ ĐUL CỦA BÁNH RĂNG

* Đối với ô tô mô đun pháp tuyến của bánh răng (m_n) được chọn theo đồ thị:

Hình 12



Vùng nằm giữa hai đường xiên dùng để chọn m_n , đường a đối với bánh răng thẳng; đường b đối với bánh răng nghiêng.

Trục hoành của đồ thị là mô men quay cực đại tính đến trục thứ cấp hộp số:

$$M = M_{e_{\max}} \cdot i_{h1} \cdot \eta_h$$

$M_{e_{\max}}$ - mô men quay cực đại động cơ, tính theo KN.m.

i_{h1} - tỉ số truyền hộp số ở số I.

η_h - Hiệu suất của hộp số, lấy trung bình $\eta_h = 0,96$.

* Hoặc có thể chọn mô đun pháp tuyến m_n theo công thức kinh nghiệm:

$$m_n = (0,032 \div 0,040) A.$$

* Ta cũng có thể tính môđul theo công thức:

$$m = \frac{2.A.\cos \beta}{Z_1.(i+1)}$$

Z_1 - số răng của bánh răng chủ động

i - tỷ số truyền của cặp bánh răng đang tính

$$i = \frac{Z_1'}{Z_1}$$

β - góc nghiêng của răng

Góc nghiêng của răng được xác định thoả mãn 2 điều kiện:

- Độ trùng khớp chiều trục $\varepsilon \geq 1$

$$\varepsilon_a = \frac{b.tg\beta}{t_s} = \frac{b.\sin \beta}{\pi.m} \geq 1$$

b - chiều rộng của vành răng (mm).

- Các lực chiều trục tác dụng lên các bánh răng nghiêng của trục trung gian phải cân bằng, có nghĩa là:

$$\frac{tg\beta_i}{r_i} = \frac{r_i}{r_1}$$

β_i ; r_i - góc nghiêng và bán kính vòng tròn lăn của bánh răng trên trục trung gian ở số truyền i nào đó;

β_1 ; r_1 - góc nghiêng và bán kính vòng tròn lăn của bánh răng dẫn động trục trung gian.

* Ta có thể tính theo điều kiện bền của răng theo ứng suất uốn cho phép:

- Đối với bánh răng trụ răng thẳng:

$$m = \sqrt[3]{\frac{0,64.M_t}{y.\psi.Z.[\sigma_u]}}$$

M_t - mô men tính toán của hộp số;

y - hệ số dạng răng;

ψ - hệ số chiều dài răng, $\psi = \frac{b}{m}$

Z - số răng của bánh răng;

$[\sigma_u]$ - ứng suất uốn cho phép.

- Đối với bánh răng trụ răng nghiêng, khi $\beta \approx 8^\circ$, môđul pháp tuyến:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{0,44.M_t}{y.\psi.Z.[\sigma_u]}}$$

- Đối với bánh răng trụ răng nghiêng, khi $\beta \neq 8^\circ$, môđul pháp tuyến:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{0,71.M_t.\cos \beta}{y.\psi.Z.[\sigma_u]}}$$

Khi chọn môđul theo đồ thị hoặc tính theo công thức kinh nghiệm, cần tham khảo thêm trị số môđul của ô tô máy kéo cùng cỡ hiện có và phải lấy theo môđul tiêu chuẩn.

Hộp số ô tô máy kéo hiện nay thường dùng các trị số môđul sau (mm):

1,75; 2,25; 2,50; 2,75; 3,50; 3,75; 4,0; 4,25; 4,50; 5,0; 5,50; 6,0; 6,50; 7,00; 8,00; 9,00; 10,00; 11,00; 12,00.

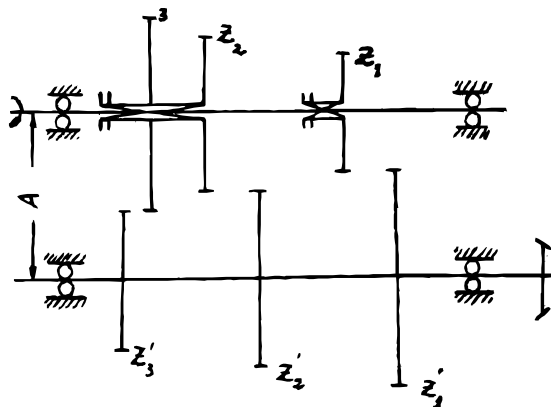
Để đơn giản việc chế tạo và sửa chữa hộp số, nên chọn trị số môđul thống nhất cho tất cả các bánh răng của hộp số. Khi dùng hai môđul khác nhau cho các bánh răng hộp số thì một môđul dùng cho bánh răng thẳng, còn môđul khác dùng cho bánh răng nghiêng.

§4. XÁC ĐỊNH SỐ RĂNG CỦA BÁNH RĂNG HỘP SỐ

1. Hộp số hai trục:

Loại này dùng nhiều ở máy kéo và ở một số ô tô mà cầu trước chủ động.

Số răng của bánh răng hộp số hai trục xác định từ điều kiện bảo đảm tỉ số truyền đã xác định khi tính toán sức kéo và đảm bảo khoảng cách không đổi giữa các tâm của các cặp bánh răng ăn khớp với nhau.



Hình 13

Ta có công thức tính khoảng cách trục như sau:

$$A = \frac{m_1(z_1 + z_1')}{2 \cdot \cos \beta_1} = \frac{m_2(z_2 + z_2')}{2 \cdot \cos \beta_2} = \frac{m_3(z_3 + z_3')}{2 \cdot \cos \beta_3} = v.v..$$

ở đây:

z_1, z_2, z_3, \dots - số răng của bánh răng chủ động tương ứng ở các số I, II, III, ...

z_1', z_2', z_3', \dots - số răng của bánh răng thụ động tương ứng ở các số I, II, III, ...

m_1, m_2, m_3 - mô đun của các cặp bánh răng số I, II, III, ...

$\beta_1, \beta_2, \beta_3$ - góc nghiêng của răng ở các cặp bánh răng số I, II, III..

Khi đã có khoảng cách trục A và mô đun bánh răng m chọn như nhau cho các số thì số răng của bánh răng chủ động ở số I, II, III được xác định như sau:

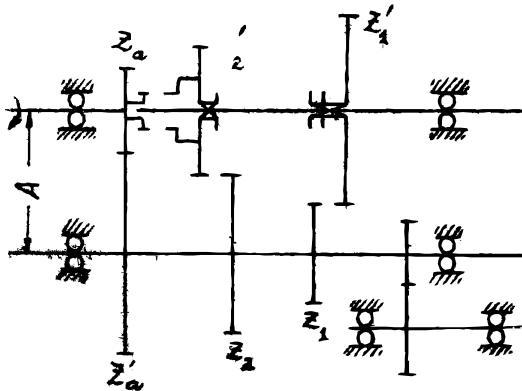
$$z_1 = \frac{2 \cdot A \cos \beta_1}{m(1 + i_{h1})} ; z_2 = \frac{2 \cdot A \cos \beta_2}{m(1 + i_{h2})} ; z_3 = \frac{2 \cdot A \cos \beta_3}{m(1 + i_{h3})} ; \text{ (II-6)}$$

Số răng của bánh răng thụ động ở số I, II, III.. là:

$$z_1' = z_1 \cdot i_{h1} ; z_2' = z_2 \cdot i_{h2} ; z_3' = z_3 \cdot i_{h3} \quad v.v$$

2. Hộp số 3 trục

Hộp số 3 trục được dùng nhiều ở ô tô và máy kéo. Xác định số lượng răng của các bánh răng hộp số ba trục cần bảo đảm khoảng cách không đổi giữa các đường tâm của cặp bánh răng luôn ăn khớp và tỉ số truyền hộp số đã tính.



Hình 14

Tổng số răng của một cặp $z_{\Sigma} = z + z_c = 2 \cdot A \cdot m_t$

Ta biết rằng:

$$z_{\Sigma 1} = z_1 + z_{1c}$$

$$z_{\Sigma 2} = z_2 + z_{2c}$$

.....

$$Z_{\Sigma ak} = Z_{ak} + Z_{akc}$$

ta đã biết $i_I; i_{II}; \dots$ từ tính toán động học của ô tô trong đó:

$z_{1,2,\dots}$ - số răng của bánh răng số I, II,... trực thứ cấp;

$z_{1c,2c,\dots}$ - số răng của bánh răng số I, II,... trực trung gian

Đối với các số tiến của hộp số:

$z_{\Sigma} = 47 \pm 3$ - đối với hộp số xe con

$z_{\Sigma} = 68 \pm 10$ - đối với xe tải

Đầu tiên ta chọn số răng cho bánh răng nhỏ nhất trong hộp số:

$z_{1c} = 12 \div 17$ (hộp số bố trí theo phương án I).

Đối với hộp số bố trí theo phương án II, z_{1c} có thể lớn hơn nhiều ($z_{1c} \leq 30$)

Từ đó ta tính được số răng của các bánh răng:

$$z_1 = z_{\Sigma 1} - z_{1c}$$

$$\frac{z_{akc}}{z_{ak}} = i_{ak} = i_I \cdot \frac{z_{1c}}{z_1}; \quad z_{ak} = \frac{z_{\Sigma ak}}{1 + i_{ak}}; \quad z_{akc} = z_{\Sigma c} - z_{ak}$$

$$\frac{z_2}{z_{2c}} = i_{II} \cdot \frac{1}{i_{ak}}; \quad z_2 = \frac{z_{\Sigma 2}}{1 + \frac{z_2}{z_{2c}}}; \quad z_{2c} = z_{\Sigma 2} - z_2$$

$$\frac{z_3}{z_{3c}} = i_{III} \cdot \frac{1}{i_{ak}}; \quad z_3 = \frac{z_{\Sigma 3}}{1 + \frac{z_3}{z_{3c}}}; \quad z_{3c} = z_{\Sigma 3} - z_3$$

Sau khi tính được số răng của các bánh răng, ta tính lại chính xác tỷ số truyền của các số.

Ta đã biết quan hệ giữa mô đun và các thông số khác của bánh răng:

$$m = \frac{t}{\pi} = \frac{D}{Z}$$

ở đây:

t - bước răng của bánh răng.

Z - số lượng răng của bánh răng.

D - đường kính vòng tròn lăn.

chiều cao đầu răng: $h' = 1$ m.

chiều cao chân răng: $h'' = 1,25$ m.

chiều cao toàn bộ răng: $h = h' + h'' = 2,25$ m.

bước răng của bánh răng: $t = \pi \cdot m$.

góc ăn khớp: $\alpha = 14^{\circ}30'$; 15° ; 20° (nên chọn $\alpha = 20^{\circ}$).

§5. TÍNH TOÁN BÁNH RĂNG CỦA HỘP SỐ

Bánh răng hộp số được tính toán theo ứng suất uốn và ứng suất tiếp xúc.

I- Tính theo ứng suất uốn: τ_u

Khi tính toán bánh răng hộp số ô tô, mô men tính toán lấy mô men nhỏ nhất từ mô men động cơ và mô men từ đất truyền lên theo điều kiện bám.

$$\sigma_u = K_d \cdot K_{ms} \cdot K_c \cdot K_{tp} \cdot K_{gc} \cdot \frac{P}{b \cdot \pi \cdot m_{ntb} \cdot y \cdot K_\beta} \quad ; \text{ MN/m}^2 \quad (\text{II-9})$$

Trong đó:

P - Lực vòng tác dụng lên răng tại tâm ăn khớp của bánh răng đang tính, tính theo MN, $P = \frac{M}{r}$

M - Mô men quay tác dụng lên bánh răng cần tính

r - bán kính vòng tròn chia của bánh răng

m_n - mô đun pháp tuyến của bánh răng, tính theo m (đối với răng nghiêng)

m - mô đun của bánh răng (đối với bánh răng thẳng), tính theo m .

b - Chiều rộng làm việc của bánh răng, tính theo m .

- Đối với bánh răng thẳng nên chọn $b = (4,4 \div 7) m$ (m -môđul)

- Đối với bánh răng nghiêng nên chọn $b = (7 \div 8,6) m_n$ (m_n - môđul pháp tuyến).

y - hệ số dạng răng:

+ Đối với cặp bánh răng không điều chỉnh có thể chọn theo số liệu ở bảng.

Khi tra bảng nếu là bánh răng trụ thẳng thì lấy z thực tế để tra còn nếu là bánh răng trụ nghiêng thì chọn theo số răng tương đương

$$z_{td} = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (\text{II-11})$$

z- số răng thực tế của bánh răng nghiêng

β - góc nghiêng đường răng đối với đường tâm trục bánh răng.

+ Đối với cặp bánh răng có điều chỉnh: hệ số dạng răng được tính theo công thức:

$$y_{dc} = \frac{1 + \lambda \cdot \xi}{f_0} y \quad (\text{II-12})$$

y - hệ số dạng răng của bánh răng chưa điều chỉnh xác định theo bảng tra.

λ - hệ số phụ thuộc số lượng răng z hoặc z_{td} cũng tra theo bảng.

ξ - hệ số điều chỉnh răng.

f_0 - hệ số chiều cao đầu răng ($f_0 = 1$).

Hệ số y cho trong bảng ứng với bánh răng cắt bằng dao tiêu chuẩn (góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, $f_0 = 1$). Nếu bánh răng có góc ăn khớp $\alpha \neq 20^\circ$ và $f_0 \neq 1$ thì hệ số y tra ở bảng phải nhân với hệ số hiệu đính a :

$$a = a_\alpha \cdot a_h \quad (\text{II-13})$$

a_h - hệ số tính đến ảnh hưởng của chiều cao răng h khác với chiều cao tiêu chuẩn:

$$a_h = \frac{2,25 \cdot m}{h}$$

a_α - hệ số tính đến ảnh hưởng của góc ăn khớp bánh răng khác với góc ăn khớp tiêu chuẩn:

α	$14^\circ 50'$	$17^\circ 30'$	$22^\circ 30'$	25°
a_α	0,79	0,89	1,10	1,23

Đối với bánh răng cắt với chiều cao đầu răng 0,8 m thì trị số y tra theo bảng phải nhân thêm với 1,14.

K_d – hệ số động lực học ngoài;

K_β – hệ số tính đến ảnh hưởng của mức độ cắt chân răng đến độ bền của bánh răng;

K_{ms} – hệ số tính đến ma sát trên bánh răng chủ động (= 1,1) và bị động (= 0,9);

K_c – hệ số tính đến độ cứng vững của trục và phương pháp lắp bánh răng;

K_{tp} – Hệ số tính đến độ tập trung ứng suất trên răng;

K_{gc} -

Vật liệu thường dùng cho các bánh răng hộp số là các loại thép Xê - men - tit hoá ; Ở Mĩ hay dùng thép Mô-líp-den 15HM. Ngoài ra còn dùng thép Xi-a-nua hoá. Để cho bề mặt răng có đủ độ cứng còn bên trong vẫn đủ độ dẻo thì cần phải nhiệt luyện theo quá trình Xe-men-tit hoá rồi tôi và ram. Sau nhiệt luyện độ cứng bề mặt răng phải đảm bảo HRC 52 ÷ 63 với chiều dày lớp Xe-men-tit hoá là 0,6 ÷ 1,8 mm.

Ứng suất uốn cho phép $[\sigma_u]$ tính theo MN/m².

+ Bánh răng trụ thẳng ở số 1 và số lùi ở ô tô du lịch và ô tô vận tải:

$$[\sigma_u] = 400 \div 850 \text{ MN/m}^2.$$

+ Bánh răng nghiêng ở số cao và cặp luôn luôn ăn khớp ở ô tô tải

$$[\sigma_u] = 100 \div 250 \text{ MN/m}^2; \text{ còn ô tô du lịch } [\sigma_u] = 150 \div 350 \text{ MN/m}^2.$$

II. Tính theo ứng suất tiếp xúc

Sự hao mòn của bánh răng phụ thuộc phần lớn bởi trị số ứng suất tiếp xúc (áp suất) tại tâm ăn khớp.

Ứng suất tiếp xúc được xác định theo công thức Héc như sau:

$$\tau_{t,x} = 0,0418 \sqrt{\frac{NE}{b_0} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad \text{MN/m}^2 \quad (\text{II-14})$$

N – lực thẳng góc tiếp tác dụng lên mặt tiếp xúc giữa các răng ăn khớp, tính theo MN.

E – môđul đàn hồi ($E = 2,1.10^5 \text{ MN/m}^2$).

b_0 – chiều dài đường tiếp xúc của các răng, tính theo m.

ρ_1, ρ_2 - bán kính cong của các bề mặt răng chủ động và thụ động tại điểm tiếp xúc, tính theo m.

Nếu bánh răng ăn khớp ngoài, công thức (II-14) sẽ lấy dấu (+), còn ăn khớp trong sẽ lấy dấu (-).

* Đối với bánh răng trụ răng thẳng có dạng răng hình thân khai

$$N = \frac{P}{\cos \alpha}; \quad b_0 = b \quad (\text{II-15})$$

P – lực vòng tác dụng lên bánh răng cần tính.

b – chiều rộng bánh răng,

α - góc ăn khớp.

* Đối với bánh răng trụ nghiêng có dạng răng thân khai với góc nghiêng đường răng là β ta có:

$$N = \frac{P}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} \quad b_0 = \frac{b}{\cos \beta} \quad (\text{II-16})$$

Thay các công thức (II-15) và (II-16) vào (II-14) ta có công thức chung để tính toán bánh răng trụ thẳng và bánh răng trụ nghiêng theo tiếp xúc:

$$\tau_{tx} = 0,0418 \sqrt{\frac{P.E}{b \cdot \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad \text{MN/m}^2$$

Khi xác định ứng suất tiếp xúc tại tâm ăn khớp các bán kính cong ρ_1, ρ_2 được tính như sau:

+ Đối với bánh răng trụ răng thẳng:

$$\rho_1 = r_1 \cdot \sin \alpha; \quad \rho_2 = r_2 \cdot \sin \alpha; \quad (\text{II-18})$$

+ Đối với bánh răng trụ răng nghiêng:

$$\rho_1 = r_1 \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \beta} \qquad \rho_2 = r_2 \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \beta}$$

r_1 và r_2 – bán kính vòng tròn lăn của bánh răng chủ động và bị động.

Ở ô tô ứng suất tiếp xúc thường xác định theo chế độ tải trung bình (lấy 0,5 M_{emax} để tính).

Ở máy kéo do chế độ làm việc nặng nhọc hơn và mômen thường sử dụng ở trị số gần với mômen danh nghĩa M_n của động cơ. Vì thế khi tính τ_{tx} lấy mômen danh nghĩa M_n để tính.

Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\tau_{tx}]$ của bánh răng hộp số máy kéo sẽ là:

$$[\tau_{tx}] = 1200 \text{ - } 1500 \text{ MN/m}^2.$$

Ứng suất tiếp xúc cực đại cho phép đối với bánh răng hộp số ô tô khi tính theo chế độ tải trọng ở trục sơ cấp $M_{tt} = 0,5 M_{\text{emax}}$ cho theo bảng sau:

Loại bánh răng	$[\tau_{tx}] \text{ MN/m}^2$	
	Xê-men-tít hoá	Xi-a-nua hoá
Số I và số lùi	1900 ÷ 2000 MN/m^2	950 ÷ 1000 MN/m^2
Luôn luôn ăn khớp và ở mọi số cao (Làm việc tương đối thường xuyên)	1300 ÷ 1400 MN/m^2	650 ÷ 700 MN/m^2

§6. TÍNH TRỤC HỘP SỐ

I. Xác định lực tác dụng lên trục.

Lực tác dụng lên trục gồm có lực từ các bánh răng và phản lực ở các ổ đỡ. Muốn tìm được phản lực ở các ổ đỡ cần xác định được lực tác dụng lên trục từ các bánh răng.

Trong trường hợp chung đối với bánh răng trụ nghiêng ta có các lực tác dụng:

$$\text{Lực vòng} \qquad P = \frac{M}{r_c}$$

$$\text{Lực hướng kính} \qquad R = \frac{M \cdot \text{tg} \alpha_c}{r_c \cdot \cos \beta_c}$$

$$\text{Lực chiếu trục} \qquad Q = \frac{M}{r_c} \text{tg} \beta_c$$

ở đây:

M – mômen quay tác dụng lên bánh răng

Khi tính trục ô tô lấy $M = M_{\text{emax}} \cdot i$ (i – tỉ số truyền từ trục động cơ đến bánh răng đang tính).

Khi tính trục máy kéo lấy $M = M_n \cdot i$ (M_n – mômen danh nghĩa của động cơ).

α - góc ăn khớp (trên vòng tròn chia).

β - góc nghiêng đường răng của bánh răng.

r_c – bán kính vòng tròn chia.

* Đối với bánh răng trụ răng thẳng ta có $\beta = 0$.

* Đối với bánh răng côn răng cong ta có:

$$\text{Lực vòng} \quad P = \frac{M}{r_{tb}}$$

$$\text{Lực hướng kính} \quad R = \frac{M}{r_{tb} \cdot \cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta \pm \sin \beta \cdot \sin \delta)$$

$$\text{Lực chiều trục} \quad Q = \frac{M}{r_{tb} \cdot \cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta \pm \sin \beta \cdot \cos \delta)$$

M – mômen quay tác dụng lên bánh răng côn.

r_{tb} – bán kính vòng tròn chia trung bình của bánh răng côn.

α - góc ăn khớp.

δ - góc tạo bởi đường sinh của bánh răng với đường trục của bánh răng.

($\delta = 1/2$ góc côn của bánh răng).

β - góc đường xoắn răng.

Nếu bánh răng côn thẳng thì $\beta = 0$, lúc đó ta có

$$P = \frac{M}{r_{tb}}; \quad R = \frac{M}{r_{tb}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta; \quad Q = \frac{M}{r_{tb}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta$$

Dấu phía trên ứng với đường cong xoắn trái và bánh răng quay phải hay răng xoắn phải mà bánh răng quay trái.

II. Chọn sơ bộ kích thước trục.

Chọn theo công thức kinh nghiệm sau:

- Đối với trục sơ cấp: $d_1 = K_M \cdot \sqrt[3]{M_{\text{emax}}} \quad (\text{II-23})$

$K_M = 9 \div 10$ - hệ số kinh nghiệm

d_1 - đường kính trục sơ cấp ở phần có then hoa, tính theo mm

M_{emax} – mômen cực đại của động cơ tính theo KG.m.

- Đối với trục trung gian:

$$d_2 \approx 0,45.A; \quad \frac{d_2}{l_2} = 0,16 \div 0,18 \quad (\text{II-14})$$

d_2, l_2 - đường kính phân giữa và chiều dài trục trung gian tính theo cm.

A - khoảng cách trục hộp số, tính theo cm.

- Đối với trục thứ cấp:

$$d_3 \approx 0,45.A; \quad \frac{d_3}{l_3} = 0,18 \div 0,21 \quad (\text{II-15})$$

d_3, l_3 - đường kính phân giữa và chiều dài trục thứ cấp tính theo cm.

III. Tính sức bền của trục hộp số.

Trục hộp số được tính theo uốn và xoắn, phần then hoa của trục tính theo chèn dập và cắt.

Khi tính sức bền của trục cần tiến hành phân tích riêng cho từng số truyền tính theo M_u lớn nhất .

- Ứng suất uốn tính theo công thức:
$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \leq [\sigma_u] \quad \text{MN/m}^2$$

M_u - mô men uốn tổng hợp tại tiết diện nguy hiểm của trục

$$M_u = \sqrt{M_n^2 + M_d^2}$$

M_n - mô men uốn trong mặt phẳng ngang (yox).

M_d - mô men uốn trong mặt phẳng dock (zox).

- Ứng suất xoắn:
$$\tau_x = \frac{M_x}{W_x} \leq [\tau_x] \quad \text{MN/m}^2$$

M_x - mômen xoắn trục, tính theo MNm.

W_x - mô men chống xoắn

Đối với trục đặc
$$W_x = 0,2.d^3$$

d - đường kính ngoài của trục tại tiết diện đang tính tính theo m.

Nếu trục có tiết diện nguy hiểm là chỗ làm then hoa:

$$d = \frac{d_1 - d_2}{2} = d_{th}$$

d_1, d_2 - đường kính lớn nhất và nhỏ nhất của trục then hoa.

- Trong trường hợp trục đồng thời làm việc theo uốn và xoắn, ứng suất tổng hợp tính theo công thức sau:

$$\sigma_{th} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_x^2} \leq [\sigma_{th}]$$

Ứng suất tổng hợp cho phép $[\sigma_{th}] = 50 \div 70 \text{ MN/m}^2$.

- Ứng suất chèn dập của then xác định theo công thức:

$$\sigma_{cd} = \frac{2.M}{0,75.z.h.l.d_{tb}} \leq [\sigma_{cd}]$$

M – mômen xoắn tác dụng trên trục then hoa đang tính.

d_{tb} – bán kính trung bình của then: $d = \frac{d_1 - d_2}{2} = d_{tb}$

z – số lượng then hoa.

l – chiều dài tiếp xúc của then hoa với may ơ bánh răng.

h – chiều cao của then ($h = r_2 - r_1$).

0,75 – hệ số kể đến sự phân bố tải trọng không đều lên các then, chỉ có 75% số then tham gia chịu lực.

$[\sigma_{cd}] = 50 \div 100 \text{ MN/m}^2$ đối với then hoa mà bánh răng cố định.

Đối với then hoa có bánh răng di động $[\sigma_{cd}] = 30 \text{ MN/m}^2$

IV. Tính toán trục hộp số theo độ cứng vững:

Trục càng cứng vững sẽ làm tăng độ bền của các bánh răng và giảm tiếng ồn khi các bánh răng làm việc, bởi vì lúc đó các bánh răng không bị vênh. Độ cứng vững của mỗi điểm trên trục được đặc trưng bởi độ võng và góc xoay tại điểm ấy của trục trong hai mặt phẳng thẳng góc với nhau: mặt phẳng đi qua đường tâm của các trục (mặt phẳng thẳng đứng) và mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng trên.

Độ võng và góc xoay được xác định tại vị trí đặt bánh răng, bởi vì tại đó có độ võng và góc xoay của trục quá lớn sẽ ảnh hưởng rất xấu đến sự ăn khớp chính xác của cặp bánh răng.

Để tránh trục bị võng khi truyền lực thì trục phải có độ cứng cao. Độ cứng của trục thường dùng là HRC 45 ÷ 50.

Trục hộp số được chế tạo bằng các loại thép như thép 40, 40X và thép 50. Nếu trục làm liền với bánh răng thì vật liệu làm trục sẽ là vật liệu chế tạo bánh răng. Ngoài ra trục còn chế tạo bằng các loại thép 40XHMA, 15XA.

Công thức tính độ võng và góc xoay đối với từng trường hợp cụ thể khi có lực Q hoặc mômen M tác dụng (tham khảo giáo trình sức bền vật liệu):

1. Độ võng của trục:

a. Trục sơ cấp trong mặt phẳng zox:

$$f_1 = (R_1 + B'_B) \cdot \frac{b_1^2 \cdot (a_1 + b_1)}{3.E.J} - Q_1 \cdot \frac{r_{01} \cdot (2a_1 + 3b_1)}{6.E.J}$$

B'_B - phản lực tại đầu trước của trục thứ cấp;

r_{01} - bán kính vòng tròn lăn của bánh răng 1.

b. Trục thứ cấp trong mặt phẳng zox tại bánh răng 4:

$$f_4 = R_4 \cdot \frac{a_4^2 \cdot b_4^2}{3 \cdot (a_4 + b_4) \cdot E \cdot J} - Q_4 \cdot \frac{a_4 \cdot b_4 \cdot (b_4 - a_4)}{3 \cdot (a_4 + b_4) \cdot E \cdot J} \cdot r_{04}$$

c. Trục trung gian: ta suy ra được từ hai trục trên.

Độ võng tổng cộng theo mặt phẳng zox và yox:

$$f_{\Sigma} = \sqrt{f_n^2 + f_d^2}$$

f_n - độ võng của trục theo mặt phẳng yox;

f_d - độ võng của trục theo mặt phẳng zox;

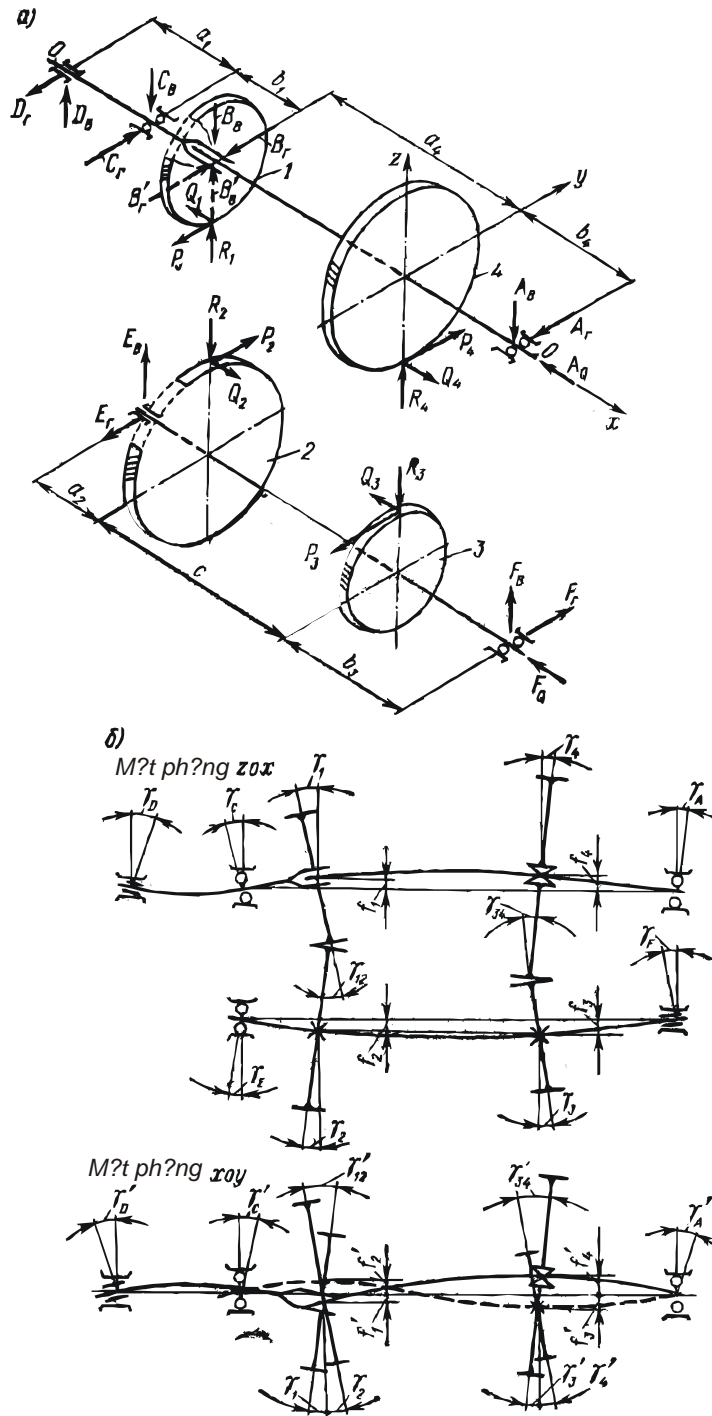
2. Góc xoay:

a. Trục sơ cấp trong mặt phẳng zox tại vị trí bánh răng 1:

$$\gamma_1 = (R_1 + B_B) \cdot \frac{b^2 \cdot (2a_1 + 3b_1)}{6 \cdot E \cdot J} - Q_1 \cdot \frac{r_{01} \cdot (a_1 + 3b_1)}{3 \cdot E \cdot J}$$

b. Trục thứ cấp trong mặt phẳng zox tại bánh răng 4:

$$\gamma_4 = R_4 \cdot \frac{a_4 \cdot b_4 \cdot (b_4 - a_4)}{3 \cdot (a_4 + b_4) \cdot E \cdot J} - Q_4 \cdot \frac{a_4^2 - a_4 \cdot b_4 + b_4^2}{3 \cdot (a_4 + b_4) \cdot E \cdot J} \cdot r_{04}$$



Hình 15. Sơ đồ lực tác dụng lên các bánh răng hộp số và độ võng, góc xoay của các trục
 c. Trục trung gian: ta suy ra được từ hai trục trên

Góc xoay tổng cộng tại vị trí cặp bánh răng 3, 4:

$$\gamma_{3,4} = \gamma_3 + \gamma_4$$

Góc xoay tổng cộng trong hai mặt phẳng yox và zox tại vị trí ăn khớp của các cặp bánh răng:

$$\gamma_{\Sigma} = \sqrt{\gamma_n^2 + \gamma_d^2}$$

γ_d, γ_n - góc xoay trong mặt phẳng đứng và mặt phẳng nằm ngang.

R, Q - các lực tác dụng lên bánh răng;

a, b - các kích thước theo sơ đồ;

E - mô đun đàn hồi của vật liệu chế tạo trục;

J - mômen quán tính của tiết diện trục.

Chú ý:

Đối với trục sơ cấp hộp số ô tô đôi khi ta không cần kiểm tra độ võng. Trường hợp cần tính kiểm tra thì chỉ kiểm tra độ võng tại tiết diện đặt bánh răng.

Độ võng tổng hợp cho phép $[y] = 0,2$ mm. Còn độ võng cho phép trong mặt phẳng đi qua trục và lực tác dụng sẽ nhỏ hơn và là 0,1 mm.

Khi tính độ võng và góc xoay của trục nếu trục có tiết diện thay đổi từng bậc một phải tiến hành theo phương pháp chuyển tiếp dần từng đoạn trục (đã trình bày trong môn học sức bền vật liệu). Nhưng nếu tiết diện trục thay đổi không nhiều hoặc chiều dài các đoạn trục không lớn thì trục bậc có thể tính như trục tiết diện không đổi. Đối với trục có then hoa ta tính theo đường kính trung bình của then.

§7. TÍNH TOÁN Ổ LĂN.

Hộp số ô tô máy kéo thường dùng ổ lăn. Ổ trượt chỉ dùng đối với trục của số lùi hoặc trục của khối bánh răng trục trung gian. Hộp số chính, hộp số phụ và hộp phân phối thường dùng các loại ổ bi hướng kính, ổ thanh lăn hình trụ hoặc ổ thanh lăn hình côn.

Khi tính toán ổ lăn (ổ bi) cần phải xác định hệ số khả năng làm việc của ổ lăn.

I. Chế độ tải trọng tính toán ổ lăn:

Lực hướng kính và lực dọc trục tác dụng lên ổ được xác định bằng các lực tác dụng lên bánh răng.

Đối với ổ hướng kính, ta xác định tải trọng hướng kính quy dẫn:

$$R_n = A + m.Q$$

A - tải trọng hướng kính tác dụng lên ổ bi;

Q - tải trọng hướng trục tác dụng lên ổ bi;

m - hệ số quy dẫn, tính đến sự tác dụng không giống nhau của tải trọng hướng kính và tải trọng hướng trục đến độ bền của ổ bi.

Đối với ổ bi cầu đỡ chặn, bi côn, dưới tác dụng của lực A sẽ xuất hiện thành phần lực dọc trục S giảm tải cho ổ theo hướng trục:

$$S = 1,3A.tg\beta$$

β - góc tiếp xúc của thanh lăn.

Nếu lực dọc trục S_1 và S_2 không tự cân bằng, khi đó:

$$R_n = A + m.(Q - S_1 + S_2)$$

Khi xác định tải trọng tĩnh tác dụng lên ổ bi ta tính theo mô men lớn nhất, còn khi độ bền, ta tính theo mô men sử dụng trung bình:

- Đối với ô tô:

$$M_{tb} = \ddot{o}. M_{emax}$$

\ddot{o} - hệ số sử dụng mô men xoắn và được xác định theo công thức:

$$\ddot{o} = 0,96 - 0,136.10^{-2}.N_r + 0,41.10^{-6}. N_r^2$$

N_r - công suất đơn vị, W/N

Với ô tô không kéo móc

$$N_r = \frac{N_{emax}}{G_a}$$

N_{emax} - công suất lớn nhất của động cơ;

G_a - trọng lượng của ô tô

Với ô tô có kéo móc:

$$N_r = \frac{N_{emax}}{G_a + G_m}$$

G_m - trọng lượng của rơ móc.

- Đối với máy kéo:

$$M_{tb} = \frac{M_n}{2}$$

M_n - mô men định mức của máy kéo.

Ổ bi của hệ thống truyền lực làm việc ở số vòng quay và tải trọng thay đổi, nên khi tính toán ta tính theo tải trọng và số vòng quay tương đương:

$$R_{td} = \sqrt[3,33]{\alpha_1\beta_1R_1^{3,33} + \alpha_2\beta_2R_2^{3,33} + \alpha_3\beta_3R_3^{3,33} + \dots + \alpha_n\beta_nR_n^{3,33}}$$

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ - hệ số tính đến tỉ lệ thời gian làm việc ở các số truyền so với thời gian làm việc toàn bộ của hộp số

$$\alpha_1 = \frac{h_1}{h}, \alpha_2 = \frac{h_2}{h}, \dots, \alpha_x = \frac{h_x}{h}$$

h_1, h_2, \dots, h_x - Thời gian làm việc của ổ lăn ở số truyền 1, 2, ..., x.

Hệ số α tra theo bảng sau:

Số truyền	Loại hộp số		
	3 cấp	4 cấp	5 cấp
I			2%
II	2%	2%	3%
III	5%	3%	5%
IV	93%	5%	50%
V (tăng)		90%	40%

$\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$ - hệ số tính đến số vòng quay

$$\beta_1 = \frac{n_1}{n_{td}}, \beta_2 = \frac{n_2}{n_{td}}, \dots, \beta_x = \frac{n_x}{n_{td}}$$

n_1, n_2, \dots, n_x - số vòng quay của ổ lăn ở số truyền 1, 2, 3, ...x.

n_{td} - số vòng quay tính toán - số vòng quay trung bình của trục ở số truyền làm việc nhiều nhất (thường là số truyền thẳng ở vận tốc trung bình)

R_1, R_2, \dots, R_x - lực hướng kính quy dẫn tác dụng lên ổ lăn ở các số truyền 1, 2, ...x.

II. Tính toán hệ số khả năng làm việc của ổ

Hệ số khả năng làm việc của ổ được xác định theo công thức:

$$C = R_{td} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot (n_{td} \cdot h)^{0,3} \quad (\text{II-26})$$

ở đây:

K_1 - hệ số kể đến vòng nào của ổ bi sẽ quay.

- Nếu vòng trong quay thì $K_1 = 1$.
- Nếu vòng ngoài quay thì đối với ổ bi hướng kính $K_1 = 1,1$.
- Nếu vòng ngoài quay thì đối với các loại ổ lăn khác $K_1 = 1,35$.

K_2 - hệ số tính chất tải trọng (êm dịu hay va đập).

- Đối với ổ lăn hộp số ô tô $K_2 = 1$.
- Đối với ổ lăn hộp số máy kéo $K_2 = 1,3 \div 1,5$.

K_3 - hệ số tính đến nhiệt độ làm việc của ổ lăn.

Ổ ô tô, máy kéo nhiệt độ làm việc dưới 398^0K cho nên $K_3 = 1$.

h - thời gian làm việc yêu cầu của ổ lăn; tính theo giờ (h).

Thường là thời gian giữa hai kì đại tu ô tô.

- Ô tô hành khách $h = 200.000 \text{ Km} \times 1/50 \text{ Km/h}$.
- Đối với máy kéo $h = 6000 \text{ h}$.
- Đối với ô tô du lịch $h = 100.000 \text{ Km} \times 1/50 \text{ Km/h}$.

- Đối với ô tô vận tải $h = 160.000 \text{ Km} \times 1/35 \text{ Km/h}$.

Vì $h = S(\text{Km})/V(\text{Km/h})$.

III. Tính toán ổ bi kim (ổ thanh lăn kim) của hộp số:

Ta cũng chọn theo hệ số khả năng làm việc C như các công thức (II-27) và (II-28) với chú ý rằng tải trọng tác dụng lên ổ chỉ có lực hướng kính R .

Sau khi tính được C , tra các bảng trong sổ tay chi tiết máy để chọn các ổ bi kim tiêu chuẩn thích hợp. Trường hợp vì điều kiện kích thước hạn chế, không cho phép dùng ổ bi kim tiêu chuẩn thì dùng các viên bi kim đặt xung quanh trục quay trong ổ mà không có vòng tựa của các viên bi kim. Khi đó cần chọn kích thước viên bi kim để đảm bảo điều kiện sau đây:

$$C = 2453d^{0.7}l; \quad (\text{II-30}).$$

mà $l = (0,5 \div 1,0)d$ và $l = (6 \div 10)d_k$, trong đó:

d_k - đường kính của viên bi kim, tính theo mm.

d - đường kính của trục quay, mà các viên bi kim được lăn trên đó, tính theo mm.

l - chiều dài làm việc của viên bi kim, tính theo mm.

Lực hướng kính R tĩnh (tải trọng không đổi) cho phép tác dụng lên ổ bi kim, kiểm tra theo công thức:

$$R = 30.l.d \quad (\text{II-31}).$$

R - lực hướng kính tĩnh.

l - chiều dài viên bi kim, tính theo mm.

d - đường kính vòng lăn của bi kim.

Cần phải đảm bảo khe hở Δ giữa các viên bi kim không được lớn hơn $[\Delta]$; mà $[\Delta]$ phụ thuộc đường kính trục d cho theo bảng sau:

d (mm)	20 ÷ 30	30 ÷ 50	50 ÷ 80
Δ (mm)	0,028 ÷ 0,045	0,025 ÷ 0,050	0,03 ÷ 0,06

Chú ý:

- Tổng số các khe hở Δ của cả vòng bi kim (gồm tất cả các viên bi kim) phải nhỏ hơn d_k .

- Nếu chiều dài viên bi l quá lớn (để đảm bảo hệ số khả năng làm việc C) thì nên dùng hai viên bi trên 1 chiều dài l để tránh sự uốn cong các viên bi kim.

- Độ cứng bề mặt cổ trục lắp viên bi không nhỏ hơn HRC 60.

IV. Tính toán ổ trượt:

Nếu trục đặt trên ổ trượt (thường thấy ở hộp số ô tô du lịch) thì phải tính ổ trượt theo áp suất cho phép, với mục đích để không ép tan lớp dầu bôi trơn.

Tính toán áp suất cho phép theo công thức sau:

$$q = \frac{Q}{b.d} \leq [q] \quad (\text{II-32})$$

q - áp suất lên ổ trượt, tính theo MN/m².

Q - tải trọng tác dụng lên ổ, tính theo MN.

b - chiều rộng bạc lót ổ trượt tính theo m .

d- đường kính trục, tính theo m.

+ Tỷ số b/d nên lấy trong khoảng b/d = 1,3 ÷ 1,7.

+ Chiều dày của bạc δ lấy vào khoảng δ = 4 ÷ 6 mm.

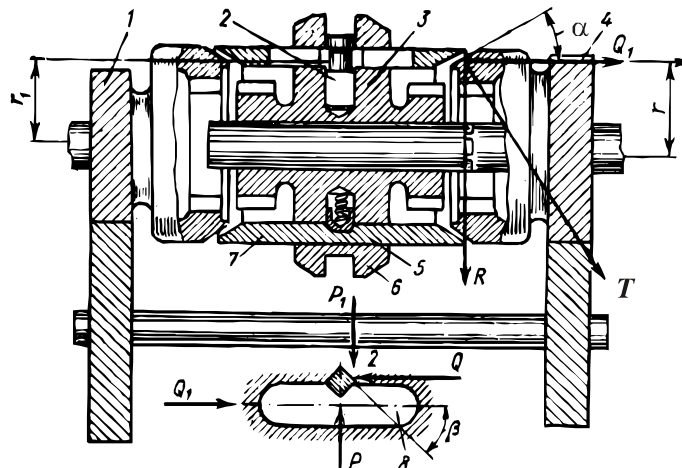
+ Áp suất cho phép lên ổ trượt là [q] = 4 ÷ 6 MN/m².

+ Độ cứng bề mặt cổ trục nằm trong ổ trượt không nhỏ hơn HRC 60.

§8. TÍNH TOÁN CƠ CẤU ĐIỀU KHIỂN HỘP SỐ

Trên hình II-11 trình bày sơ đồ tính toán bộ phận đồng tốc.

Nguyên lý làm việc đã trình bày ở phần công nghệ ô tô II. Trong chương trình này ta tìm điều kiện để đảm bảo khi hai bộ phận chủ động và bị động chưa đồng tốc thì chưa gài được số.



Hình 16

P - lực của chốt 2 tác dụng lên ống 6.

P₁ - lực của ống 6 tác dụng lên chốt 2.

Muốn vậy phải tính sự liên hệ giữa các góc α và β để khi chưa đồng tốc giữa bộ phận chủ động và bị động thì chốt 2 không thể rời khỏi mặt hãm M và không chạy ra

khỏi rãnh khoét của ống trượt 6, nghĩa là chưa gài được số. Khi đẩy ống trượt 6 vào cho hai mặt côn tiếp xúc bằng một lực là Q_1 thì trên mặt côn sinh ra momen ma sát là:

$$M_r = T \cdot \mu \cdot r = \frac{Q_1}{\sin \gamma} \mu \cdot r$$

Trong đó:

μ - hệ số ma sát.

T - lực thẳng góc tác dụng lên bề mặt côn,

Q_1 - lực chiều trục do tay người lái tác dụng lên bề mặt hình côn,

r - bán kính trung bình của bề mặt ma sát hình côn,

γ - góc bề mặt hình côn của bộ đồng tốc (hình vẽ).

Trong thời gian chuyển số, trục thứ cấp quay với gia tốc chậm dần ε_0 , không phụ thuộc vào mô men ma sát trong bộ đồng tốc và được xác định bằng lực cản chuyển động của ô tô:

$$\varepsilon_0 = g \cdot \frac{\psi \cdot i_0}{\delta' \cdot r_k}$$

ψ - hệ số cản tổng cộng của mặt đường;

i_0 - tỷ số truyền của truyền lực chính;

δ' - hệ số khối lượng quay của bánh xe.

$$\text{Mô men ma sát cần thiết để đồng tốc: } M_r = \left[\frac{\pi \cdot n_e}{30} \cdot \left(\frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k} \right) + \varepsilon_0 \cdot t \right] \cdot \frac{j}{t}$$

n_e - số vòng quay của trục khuỷu;

$i_k; i_{k+1}$ - tỷ số truyền của các số;

j - mô men quán tính tổng cộng của phân bị động của ly hợp, trục sơ cấp và trục trung gian cùng bánh răng quy về bánh răng cần đồng tốc;

t - thời gian đồng tốc.

$$\text{Thời gian đồng tốc được tính theo lực } Q_1: t = j \cdot \frac{\frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k}}{\frac{Q_1 \cdot \mu \cdot r}{\sin \gamma} - \varepsilon_0 \cdot j} \cdot \frac{\pi \cdot n_e}{30}$$

$$\text{Công trượt trong thời gian đồng tốc: } L = \frac{M_r \cdot j}{2} \cdot \frac{\frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k}}{M_r - \varepsilon_0 \cdot j} \cdot \frac{(\pi \cdot n_e)^2}{30^2}$$

Để đảm bảo đồng tốc không bị trượt trước khi đồng tốc hoàn toàn, góc β của chốt hãm cần thoả mãn điều kiện:

$$ctg\beta < \frac{\frac{\mu.r}{r_1 \cdot \sin \gamma} + \mu_1}{1 - \mu_1 \cdot \frac{\mu.r}{r_1 \cdot \sin \gamma}}$$

Do $\mu_1 \cdot \frac{\mu.r}{r_1 \cdot \sin \gamma}$ nhỏ nên có thể bỏ qua, khi đó ta có:

$$ctg\beta < \frac{\mu.r}{r_1 \cdot \sin \gamma} + \mu_1 \quad (II-33)$$

β - góc của bề mặt hãm;

r_1 - bán kính trung bình của bề mặt hãm.

Công thức (II-33) là điều kiện để đảm bảo khi chưa đồng tốc giữa phần chủ động và phần bị động thì chưa gài được số.

Nếu chọn $r = r_1$ thì công thức (II-33) được đơn giản theo dạng sau:

$$tg\beta \leq \frac{\mu}{\sin \alpha}$$

Chú ý: Khi đã đồng tốc thì không còn ma sát giữa các mặt côn, do đó $M_r = 0$ và $Q = 0$, vậy người lái chỉ tác động lực nhỏ hơn P cũng gài được số (tức cũng đẩy cho chốt 2 ra khỏi khác lõm của ống 6 một cách dễ dàng).

Công thức (II-33) cho phép chúng ta có cơ sở để chọn các thông số γ , β , r , r_1 khi thiết kế bộ đồng tốc.

Để tăng hệ số ma sát μ người ta gắn vào mặt côn một lớp đồng thau có khía các rãnh dọc hoặc rãnh xoắn ốc với mục đích để cắt máng dầu hình thành giữa hai mặt côn, lúc ấy hệ số μ có thể lên tới $\mu = 0,12$.

Để cho chốt 2 có chạy thể ra khỏi khác lõm vuông trên ống 6 một cách dễ dàng sau khi đã đồng tốc thì góc β của mặt hãm phải lớn hơn góc ma sát.

Hiện nay người ta thường chọn $\alpha = 7^0 \div 12^0$ do đó góc β xác định theo (II-34) sẽ vào khoảng $\beta = 35^0 \div 40^0$ (để $2\beta < 90^0$).

§6. VỎ HỘP SỐ.

Vỏ hộp số thường đúc bằng gang, thành hộp số dày khoảng $\delta = 6 \div 8$ mm. Vỏ hộp số chịu lực khá lớn, cho nên giữa các lỗ đặt trục cần có đường gân để tăng độ cứng vững. Khi thiết kế hộp số, bao giờ cũng thiết kế và tính toán bánh răng và trục trước, rồi mới thiết kế vỏ hộp số. Trên nắp hộp số thường có lỗ thông hơi để điều hoà nhiệt độ. Đáy hộp số phải có lỗ xả dầu.

Để tháo lắp dễ dàng, đôi khi vỏ hộp sẽ được làm thành hai nửa mà đường phân cách hai nửa đi qua các ổ bi. Hai nửa đặt ghép lại bằng các bulong (xe IFA W50, v.v..).

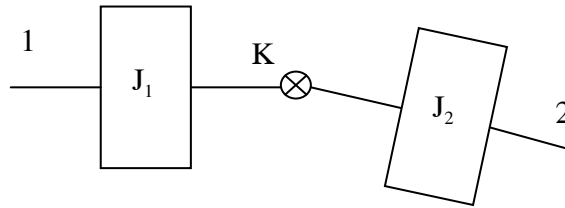
Để giảm trọng lượng hộp số mà vẫn đảm bảo đủ độ bền và độ cứng vững, đôi khi vỏ hộp số được đúc bằng hợp kim nhôm.

Chương III. TRUYỀN ĐỘNG CÁC ĐĂNG.

§1. Động lực học của các đăng khác tốc

Trên sơ đồ hình vẽ ta kí hiệu J_1 là mômen quán tính của các khối lượng quay quy dẫn đến trục 1 (động cơ, trục sơ cấp, các bánh răng trên các trục hộp số) và J_2 là mômen quán tính của bánh đà giả thiết tương đương với khối lượng chuyển động tịnh tiến của ô tô:

$$J_2 = \frac{G r_b^2}{g i_0^2}$$



Hình 17

Viết phương trình cân bằng mômen xung lượng trên trục 1 và trục 2 ta có:

$$J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt}$$

Hay ta có:

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{J_2}{J_1} \cdot \frac{d\omega_2}{dt} \quad \text{hay} \quad j_1 = j_2 \cdot \frac{J_2}{J_1} \quad \text{và} \quad \omega_1^2 = \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \quad (1)$$

ta đã biết quan hệ sau:

$$\omega_2 = \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \cdot \omega_1$$

Lấy đạo hàm phương trình này ta có:

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\cos \varphi_1}{\cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1} \cdot \frac{d\omega_1}{dt} - \omega_1 \frac{\cos \alpha (2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 - 2 \cos \varphi_1 \sin \varphi_1 \cos^2 \alpha)}{(\cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1)^2} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt}$$

hay ta có:

$$j_2 = \frac{\cos \alpha}{\cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1} \cdot j_1 - \omega_1^2 \cdot \frac{2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 \cos \alpha \sin^2 \alpha}{(\cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1)^2}$$

Thay $\omega_1^2 = \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2$ và thay vào (*) ta có:

$$J_2 \cdot \left(1 - \frac{\cos \alpha \cdot \frac{J_2}{J_1}}{\cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1} \right) = - \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot \frac{2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 \cos \alpha \sin^2 \varphi_1}{(\cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1)^2} \quad (3)$$

Do sự quay không đều của trục 2 gây ra gia tốc góc $\frac{d\omega_2}{dt}$ được xác định như phương trình (3). Gọi M_{j2} là mômen quán tính sinh ra trên trục 2, ta có:

$$M_{j2} = J_2 \frac{d\omega_2}{dt};$$

Thay giá trị của $\frac{d\omega_2}{dt}$ ở (3) vào ta có:

$$M_j = J_2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot \frac{2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 \cos \alpha \sin^2 \alpha}{\cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1} \cdot \frac{1}{\frac{J_2}{J_1} \cdot \cos \alpha - \cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1 - \sin^2 \varphi_1} \quad (4)$$

Trị số của M_{j2} sẽ lớn khi hộp số gear ở số thẳng $i_h = 1$, vì khi đó $n_1 = n_2$ (n_1 – số vòng quay trục 1, n_2 – số vòng quay của động cơ), và do đó trong phương trình (4) thì trị số ω_1 lấy bằng $\frac{\pi n_e}{30}$, đồng thời trị số của J_1 lấy $J_1 = J_m$ (J_m – mômen quán tính của

bánh đà động cơ) và $J_2 = J_\alpha = \frac{G}{g} \cdot \frac{r^2_{bx}}{\omega^2}$.

Mặt khác M_{j2} sẽ có giá trị lớn nhất khi $\varphi_1 = 45^0, 135^0, \dots$ và nhỏ nhất ($= 0$) khi $\varphi_1 = 0^0, 90^0, \dots$.

§2. Số vòng quay nguy hiểm của trục có đặng.

Số vòng quay nguy hiểm là số vòng quay mà lúc đó trục các đặng sẽ bị gãy.

Khi tăng vận tốc quay của các đặng có thể sinh ra dao động ngang của trục các đặng. Do sự lệch tâm hoặc do sự phân bố khối lượng không đều trên trục các đặng nên khi quay sẽ gây ra lực quán tính. Lực này gây nên các dao động uốn và trong điều kiện tốc độ quay nhất định, những dao động này có thể cộng hưởng với tần số riêng của hệ thống.

Trường hợp đó số vòng quay của trục các đặng gọi là số vòng quay tới hạn (hay số vòng quay nguy hiểm).

Giả sử trọng tâm của trục lệch với trục quay một đoạn e , khi trục quay với vận tốc góc ω sẽ sinh lực quán tính ly tâm P_1 , lực này gây độ võng y .

$$P_1 = m \cdot (y + e) \cdot \omega^2.$$

m - khối lượng của trục các đặng.

Lực này cân bằng với lực đàn hồi P_d của trục. Lực đàn hồi tỷ lệ thuận với độ võng y trong công thức:

$$P_d = c.y.\frac{EJ}{l^3} \quad \text{Trong đó:}$$

E – môđul đàn hồi khi kéo ($E = 2,1.10^5 \text{ MN/m}^2$).

l – chiều dài trục các đặng (tính theo m).

J – mômen quán tính độc cực của tiết diện trục (m^4).

Hệ số c phụ thuộc tính chất tải trọng và kiểu ổ lực của trục. Nếu tải trọng phân bố đều trên chiều dài trục và trục đợc đặt tự do trên 2 gối tựa thì $c = \frac{384}{5}$. Nếu trục bị ngàm ở hai đầu (trục nằm trong các ổ bi và không thể biến dạng tự do) và tải trọng cũng phân bố đều thì $c = 384$.

Từ điều kiện cân bằng của hệ lực P_1 và P_d ta có:

$$m(y + e)\omega^2 = c.y.\frac{EJ}{l^3}$$

Do đó:
$$y = \frac{m.\omega^2.e}{c.\frac{EJ}{l^3} - m.\omega^2}$$

Khi $c.\frac{EJ}{l^3} = m\omega^2$ thì độ võng y của trục sẽ lớn nhất và trục có thể bị gãy. Tốc độ góc ω_t và số vòng quay n_t ứng với lúc độ võng y cực đại gọi là tốc độ góc và số vòng quay tới hạn (nguy hiểm). Lúc đó ta có:

$$\omega_t = \frac{\pi n_t}{30} = \sqrt{\frac{CEJ}{l^3 m}}$$

* Đối với trục đặc có đường kính là D ta có:

$$J = \frac{\pi D^4}{64} \quad \text{và} \quad m = \frac{G}{g}; \quad G = F.l.\gamma \text{ là trọng lượng của trục.}$$

$$F = \frac{\pi D^4}{4} \quad \text{là tiết diện ngang của trục;}$$

γ - trọng lượng riêng của vật liệu chế tạo trục (đối với thép $\gamma = 0,78 \text{ MN/m}^3$)

Khi đó ta có số vòng quay nguy hiểm:

$$n_t = 1,225.10^4 . \sqrt{c} . \frac{D}{l^2} \quad (\text{vòng/phút})$$

* Đối với trục rỗng có đường kính ngoài D , đường kính trong d thì:

$$J = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64}(D^2 + d^2)(D^2 - d^2); \text{ và:}$$

$$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2); \quad \text{Khi ấy ta có:}$$

Khi đó ta có số vòng quay nguy hiểm:

$$n_t = 1,225 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{c} \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \quad (\text{vòng/phút})$$

Khi đó:

- Đối với trục đặc nằm tự do trên hai gối tựa ($c = \frac{384}{5}$):

$$n_t = 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{D}{l^2} \quad (\text{v/ph})$$

- Đối với trục đặc bị ngàm 2 đầu ($c = 384$):

$$n_t = 27,5 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2} \quad (\text{v/ph})$$

- Đối với trục rỗng nằm tự do trên 2 gối tựa ($c = \frac{384}{4}$):

$$n_t = 12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \quad (\text{vòng/phút})$$

- Đối với trục rỗng bị ngàm ở hai đầu ($c = 384$):

$$n_t = 27,5 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \quad (\text{vòng/phút})$$

Trong các công thức tính n_t nói trên thì D , d , l được tính bằng m.

Kết luận:

- Khi trục rỗng hoặc trục đặc có cùng đường kính D thì trục rỗng có tốc độ tới hạn cao hơn trục đặc.

- Nếu D và d càng lớn nghĩa là ống càng to và mỏng thì n_t càng lớn. Do đó trong ô tô hiện nay có động cơ cao tốc người ta thường làm ống các đăng to và mỏng.

Trục các đăng không nên làm dài quá (k lớn thì n_t giảm) vì thế nếu kết cấu khung xe cần có chiều dài lớn thì nên phân ra làm 2 đoạn và nối chúng bằng gối đỡ trung gian.

Hiện nay thường dùng các đăng hở và khi tính toán coi như trục được đặt tự do trên hai gối tựa, ở đây chiều dài l lấy bằng khoảng cách giữa các tâm của khớp các đăng.

Khi chọn kích thước của trục các đăng cần tính đến hệ số dự trữ theo số vòng quay nguy hiểm trên cơ sở tỉ số sau:

$$\frac{n_t}{n_{max}} = 1,2 \div 1,35 \quad \text{Trong đó:}$$

n_{max} – số vòng quay cực đại của trục các đăng ứng với tốc độ chuyển động cao nhất của ô tô ($n_{max} = n_{emax} \cdot i$; ở đây i – tỉ số truyền của hộp số ở số thẳng hoặc số tăng;
 n_{emax} – số vòng quay cực đại của động cơ).

Hệ số dự trữ thấp nhất (tức giới hạn dưới của tỉ số $\frac{n_t}{n_{max}}$ sao cho $\frac{n_t}{n_{max}} = 1,2$)

chỉ cho phép dùng đối với trục các đăng được cân bằng động rất tốt và mỗi ghép then hoa được chế tạo với độ chính xác cao. Khi xuất hiện khe hở ở các mối ghép then hoa do mòn và lệch tâm thì trục các đăng sẽ bị phá hỏng ở số vòng quay thấp hơn số vòng quay nguy hiểm.

Trục các đăng thường được chế tạo bằng thép lá có thành phần cacbon trung bình như thép 40. Các tấm thép này thường dày từ 1,85 ÷ 2,5mm được cuộn lại và hàn thành ống.

§3. Tính toán sức bền truyền động các đăng.

1. Trục các đăng.

Tính toán trục các đăng theo ứng suất xoắn. Mômen xoắn trục các đăng xác định như sau:

Ta coi như công suất truyền từ trục 1 sang trục 2 không bị mất mát đi, nghĩa là $M_1\omega_1 = M_2\omega_2$, ở đây:

M_1, M_2 – mômen quay trên trục 1 và trục 2, tính theo Nm.

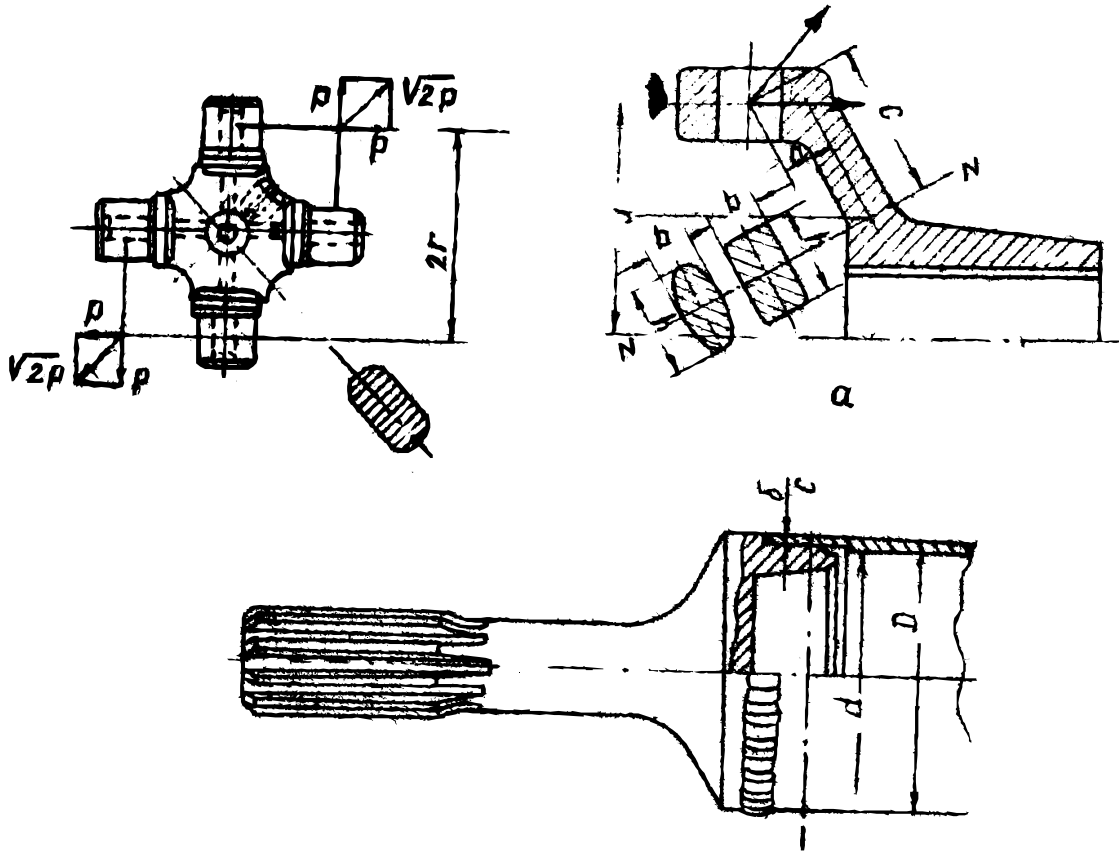
ω_1, ω_2 – tốc độ góc của trục 1 và trục 2.

Mômen quay của trục chủ động M_1 tính theo công thức:

$$M_1 = M_{emax} \cdot i_{h1} \cdot i_p$$

i_{h1} – tỉ số truyền hộp số ở số 1.

i_p – tỉ số truyền hộp số phụ.



Hình 18

Từ công thức $M_1\omega_1 = M_2\omega_2$ ta rút ra $M_2 = M_1 \frac{\omega_1}{\omega_2}$

hay $M_2 = M_1 \frac{I}{\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)}$, muốn có M_2 cực đại thì tỉ số $\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)$ phải nhỏ nhất. ở phần

trước ta đã chứng minh được: $\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \cos \alpha$. Vậy:

$$M_{2\max} = M_1 \frac{I}{\cos \alpha} = M_{emax} \cdot \frac{i_{h1} \cdot i_p}{\cos \alpha}$$

Ứng suất trục các đặng tính theo công thức:

$$\tau = \frac{M_{2\max}}{W_x} = \frac{4 \cdot M_{emax} \cdot i_{h1} \cdot i_p}{\pi \cdot D^2 \cdot (D - d)} \leq [\tau] \quad \text{MN/m}^2$$

W_x – mômen chống xoắn nhỏ nhất của tiết diện trục các đặng; $W_x = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \delta}{2}$

$\delta = \frac{D-d}{2}$ là chiều dày của ống các đặng,

D, d - đường kính ngoài và trong của ống các đặng.

$[\tau]$ – ứng suất xoắn cho phép, $[\tau] = 100 \div 300 \text{ MN/m}^2$

Trục các đặng còn được kiểm tra theo góc xoắn θ :

$$\theta = \frac{180 \cdot M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_p \cdot L}{\pi \cdot G \cdot J_x} \leq [\theta]; \quad \text{Trong đó:}$$

G – môdul đàn hồi khi xoắn, $G = 8 \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2$.

L – chiều dài trục các đặng, tính theo m.

J_x – mômen quán tính của tiết diện khi xoắn, tính theo m.

$$J_p = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$$

$[\theta]$ – góc xoắn cho phép tính theo độ, $[\theta] = 3^0 \div 9^0$ trên một mét chiều dài.

2. Tính trục chữ thập các đặng.

Chốt chữ thập được tính theo chèn dập, uốn và cắt một cách bình thường bởi lực P xác định như sau:

(Hình 18)

$$P = \frac{M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_{p1}}{2r \cdot \cos \alpha}$$

r – bán kính đặt lực P (2r - khoảng cách các điểm giữa của bề mặt làm việc của hai chốt chữ thập)

i_{hl} – tỉ số truyền hộp số ở số 1.

i_{p1} – tỉ số truyền thấp nhất ở hộp số phụ.

Ứng suất uốn tính theo công thức:

$$\sigma_u = \frac{P \cdot r}{W_u} = \frac{P \cdot r}{0,1d^3} \leq [\sigma_u] = 350 \quad \text{MN/m}^2$$

Ứng suất cắt và chèn dập tính theo công thức:

$$\tau_c = \frac{P \cdot 4}{\pi \cdot D^2} \leq [\tau_c] = 170 \quad \text{MN/m}^2$$

Ứng suất chèn dập tính theo công thức:

$$\tau_{cd} = \frac{P}{d \cdot l} \leq [\tau_{cd}] = 80 \quad \text{MN/m}^2$$

Khi chốt chữ thập lắp ổ bi kim, lực P cho phép tác dụng lên chốt sẽ là:

$$P \leq P_b = 7800 \frac{i_k \cdot l_k \cdot d_k}{\sqrt[3]{\frac{n_{eM}}{i_{hl} \cdot i_{pl}} \cdot \text{tg} \alpha}}; \quad \text{Trong đó:}$$

i – Số lượng viên bi kim trong ổ bi kim.

d_k, l_k - đường kính và chiều dài viên bi kim.

n_{eM} – số vòng quay trục khuỷu động cơ ứng với mômen quay cực đại.

α - góc lệch giữa hai trục các đăng.

Hệ số bền dự trữ $n = \frac{P_b}{P}$ phải lớn hơn 1.

3. Tính nạng các đăng:

Nạng các đăng làm bằng thép cacbon trung bình như thép 35, 40, 45, 40XHMA và chế tạo bằng phương pháp rèn khuôn. Nạng được tôi và ram, độ cứng phải bảo đảm là HB 210 ÷ 250.

Nạng được tính theo lực P đã xác định ở phần tính chốt chữ thập

$$P = \frac{M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_{pl}}{2r \cdot \cos \alpha} \quad (\text{Hình 18}).$$

Lực P đặt tại điểm O cách tâm trục các đăng một khoảng là r. Tiết diện nguy hiểm của nạng là tiết diện N - N. Tiết diện này có thể là chữ nhật hoặc ellip và nó chịu mômen uốn bởi lực P tác dụng lên cánh tay đòn C (lực P nằm trong mặt phẳng vuông góc với trục các đăng) và tiết diện N-N còn chịu xoắn bởi mômen gây bởi lực P ở cánh tay đòn a.

Mômen xoắn và uốn xác định như sau:

$$M_x = P \cdot a; \quad M_u = P \cdot c$$

+ Ứng suất uốn được tính theo công thức:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \leq [\sigma_u] \quad \text{MN/m}^2$$

W_u – mômen chống uốn của tiết diện N-N.

- Đối với tiết diện chữ nhật $W_u = \frac{bh^2}{6}$

- Đối với tiết diện ellip $W_u \approx \frac{bh^2}{10}$

(b, h - trục ngắn và dài của tiết diện ellip)

+ Ứng suất xoắn:

$$\tau_x = \frac{M_x}{W_x} \leq [\tau_x] \quad \text{MN/m}^2$$

W_x – mômen chống xoắn của tiết diện N-N.

- Đối với tiết diện chữ nhật $W_x = \alpha \cdot b \cdot h$.

α - phụ thuộc tỉ số $\frac{h}{b}$ như sau:

h/b	1	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4	10
α	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

- Đối với tiết diện ellip $W_x \approx \frac{\pi h b^2}{16}$

4. Tính nhiệt độ nung nóng trực các đặng

Công ma sát trong khớp các đặng dL khi dịch chuyển chốt chữ thập đi một góc δ dưới tác dụng của lực P:

$$dL = P_1 \cdot \mu \cdot \frac{d_1}{2} \cdot d\delta = \frac{M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_{pl} \cdot d_1}{4 \cdot r} \cdot \frac{d\delta}{\cos \delta} \quad (*)$$

μ - hệ số ma sát giữa chốt chữ thập và nạng;

r - bán kính từ trục quay của nạng đến điểm đặt lực tác dụng;

d_1 - đường kính cổ chốt chữ thập.

P_1 - lực tác dụng lên cổ chốt trong mặt phẳng của chốt chữ thập:

$$P_1 = \frac{M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_{pl} \cdot d_1}{4 \cdot r}$$

Tích phân phương trình (*) từ $\delta_1 = 0$ đến $\delta_2 = \alpha$ tương đương với góc quay của trục bằng $\pi/2$ ta được:

$$L' = \frac{M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_{pl} \cdot \mu \cdot d_1}{4 \cdot r} \cdot \int_0^\alpha \frac{d\delta}{\cos \delta} = \frac{M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_{pl} \cdot \mu \cdot d_1}{4 \cdot r} \cdot \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2} \right)$$

Tương ứng đối với nạng trục bị động ta có góc quay δ' của cổ chốt đối với nạng sẽ là:

$$\cos \delta' = \frac{\cos \alpha}{\cos \delta}$$

Thay giá trị $\cos \delta$ trong công thức (*) ta được:

$$dL'' = \frac{M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_{pl} \cdot \mu \cdot d_1}{4 \cdot r} \cdot \frac{\cos \delta'}{\cos \alpha} \cdot d\delta' \quad (**)$$

Tích phân phương trình (**) từ $\delta'_1 = \alpha$ đến $\delta'_2 = 0$ tương đương với góc quay 1/4 vòng tròn ta được công L'' đối với 1 ổ chốt của trục bị động:

$$L'' = \frac{M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_{pl} \cdot \mu \cdot d_1}{4 \cdot r \cdot \cos \alpha} \cdot \int_0^\alpha \cos \delta' \cdot d\delta' = \frac{M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_{pl} \cdot \mu \cdot d_1}{4 \cdot r} \cdot \text{tg} \alpha$$

Công ma sát toàn bộ của 4 ổ chốt của khớp các đăng trong một vòng quay của trục các đăng là:

$$L = 2(L' + L'') \cdot 4 = \frac{2M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_{pl} \cdot \mu \cdot d_1}{r} \left[\text{ln} \text{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2} \right) + \text{tg} \alpha \right]$$

Hiệu suất của các đăng khi tính đến ma sát trong các khớp:

$$\eta = 1 - \frac{L_1}{L_0}$$

L_1 - công ma sát toàn bộ 4 ổ chốt sau 1 vòng quay;

L_0 - công truyền đến khớp các đăng sau 1 vòng quay;

Khi đó ta có:

$$\eta_1 = 1 - \frac{\mu \cdot d_1}{\pi \cdot r} \left[\text{ln} \text{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2} \right) + \text{tg} \alpha \right]$$

Công ma sát riêng C trên các mặt làm việc F' của 4 ổ chốt $F' = 4 \cdot d_1 \cdot b$

b - chiều dài bạc tiếp xúc với ổ chốt

$$C = \frac{60L}{F'} = \frac{60 \cdot L}{4 \cdot d_1 \cdot b}$$

Công ma sát trên ổ chốt sẽ sinh nhiệt và nung nóng khớp các đăng.

Xác định nhiệt độ tăng của khớp các đăng:

Ta có phương trình cân bằng nhiệt:

$$Q \cdot dt = m \cdot c \cdot d\tau + F'' \cdot k \cdot \tau \cdot dt$$

$\tau = T_1 - T_2$ - độ tăng nhiệt độ của khớp các đăng; T_1 - nhiệt độ chi tiết; T_2 - nhiệt độ môi trường;

Q - nhiệt năng tạo nên do công ma sát trong các khớp các đăng;

m - khối lượng của chi tiết bị nung nóng;

F'' - mặt làm lạnh của chi tiết bị nung nóng;

c - nhiệt dung riêng của vật liệu;

k - hệ số truyền nhiệt của bề mặt chi tiết bị nung nóng trong không khí.

Giải phương trình trên và giả thiết $T_1 - T_2 = 0$ ta được sự tăng nhiệt độ của cở chôt vào cuối thời gian t:

$$\tau = \frac{Q}{F'' \cdot k} (1 - e^{-\frac{t}{A_1}}) ; \quad A_1 = \frac{m \cdot c}{F'' \cdot k}$$

**CHƯƠNG IV. TÍNH TOÁN TRUYỀN LỰC CHÍNH,
VI SAI, BÁN TRỤC, DÀM CẦU.**

§1. TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ TRUYỀN LỰC CHÍNH

I. Chọn các kích thước của truyền lực chính.

1. Các giá trị cho trước:

Trong thiết kế tính toán cầu chủ động, các thông số cho trước gồm:

- Mô men lớn nhất ở bánh xe chủ động (theo mô men động cơ hay theo mô men bám);

- Tỷ số truyền i_0 ;

- Khoảng sáng gầm xe.

2. Các thông số cần chọn và tính:

a- Sơ đồ truyền lực chính: truyền lực chính đơn, kép, nhiều cấp,...

Nếu chọn truyền lực chính loại kép cần phân chia tỷ số truyền i_0 thành i_{0k} (tỷ số truyền ở cặp bánh răng côn) và tỷ số truyền i_{0t} (tỷ số truyền ở cặp bánh răng trụ).

b- Theo tỷ số truyền đã cho trước hay đã tính ở trên, đối với cầu đơn, ta chọn z_1 theo bảng kinh nghiệm sau:

i_0	2,5	3	4	5	6-8
z_1	15	12	9	7	6

và z_2 sao cho đảm bảo tỷ số truyền $i_0 = z_2/z_1$ và đảm bảo $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$ nằm trong khoảng:

Ô tô con: $50 \div 60$ răng

Ô tô tải: $30 \div 40$ răng

Và z_2 không chia chẵn cho z_1 .

c- Chọn hệ số dịch chỉnh răng và góc ăn khớp:

Thông thường ta chọn hệ số dịch chỉnh răng theo số răng của bánh răng chủ động:

Số răng z_1	6	7	8	9	10	11
Hệ số dịch chỉnh ξ						
Bánh răng côn - xoắn	0,535	0,510	0,480	0,445	0,405	0,358
Truyền lực hypôit	0,682	0,666	0,648	0,626	-	-

Góc ăn khớp của bánh răng trụ, răng côn của ô tô thường chọn $\alpha = 20^0$.

d- Chọn góc nghiêng trung bình đường xoắn răng:

Ta có thể chọn theo công thức kinh nghiệm:

$$\beta = 25^\circ + 5^\circ \sqrt{i_0}$$

Hay ta cũng có thể chọn theo số răng của bánh răng chủ động:

Loại xe	Số răng z_1	Góc nghiêng β
Xe tải	5	$42 \div 45$
	6	$40 \div 42$
	lớn hơn	$35 \div 40$
Xe du lịch	$8 \div 9$	$40 \div 45$
	10 và lớn hơn	40

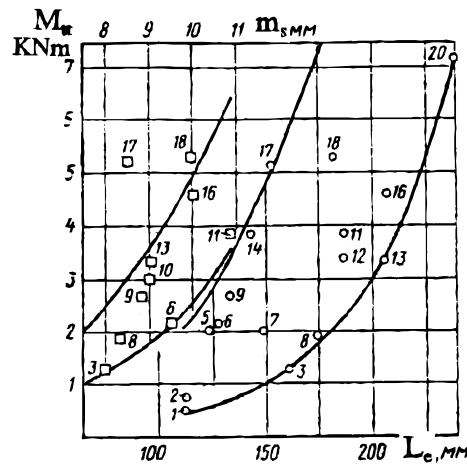
Chiều xoắn của răng của bánh răng côn được chọn ngược với chiều quay của nó để đảm bảo lực chiều trục của bánh răng chủ động hướng từ đáy nhỏ đến đáy lớn để đẩy bánh răng chủ động ra khỏi bánh răng bị động.

e- Chọn mô đun pháp tuyến mặt đáy răng:

Trước hết ta tính mô men lớn nhất tác dụng lên bánh răng chủ động:

$$M_{\max} = M_{\text{emax}} \cdot i_{\text{hI}} \cdot i_p$$

Sau đó chọn chiều dài đường sinh L theo đồ thị thực nghiệm:



Hình 19

Ta đã biết bán kính vòng tròn cơ sở của các bánh răng chủ động và bị động:

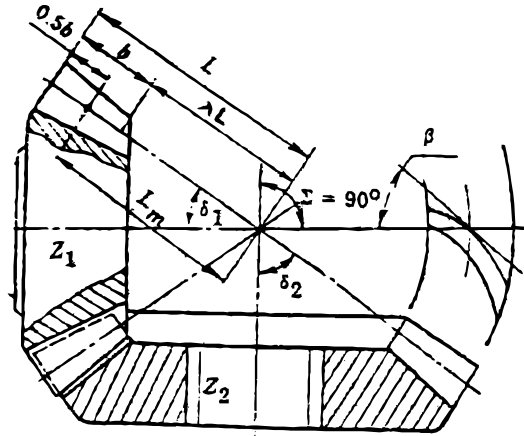
$$r_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} ;$$

$$r_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta}$$

Theo kích thước hình học của bánh răng ta có:

$$m_n = \frac{2L \cos \beta}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}$$

Mô đun trên chưa chính xác vì chưa tính đến ứng suất uốn ở đáy răng và ứng suất tiếp xúc trên bề mặt răng. Ta cần tính chính xác.



Hình 20

Từ hình vẽ ta có:

$$\lambda L + b = L \quad \text{Hoặc} \quad \lambda = \frac{L-b}{L}$$

Coi như các răng được gia công rất chính xác, ta có thể cho rằng biên dạng của răng tỷ lệ thuận với bán kính r_x của một phần tử răng dx bất kỳ nằm cách đỉnh răng một khoảng x .

Theo hệ thức đồng dạng trong tam giác ta có:

$$\frac{r_x}{r_1} = \frac{x}{L} \quad \text{do đó} \quad r_x = r_1 \cdot \frac{x}{L}; \quad (\text{IV-3})$$

r_1 – bán kính vòng tròn cơ sở của bánh răng ở đáy nón.

$$\text{Tương tự như vậy bước răng ở tiết diện phần tử răng sẽ là: } t_x = t_1 \cdot \frac{x}{L} \quad (\text{IV-4})$$

Coi như ứng suất uốn σ không đổi đối với bất kỳ tiết diện nào của răng và trên cơ sở tính bánh răng theo công thức Lơ vit ta có:

$$\sigma = \frac{dP_x}{y \cdot t_x \cdot dx} \quad (\text{IV-5})$$

dP_x – lực tiếp tuyến tác dụng lên phần tử răng có chiều rộng dx .

y – hệ số dạng răng.

t_x – bước của răng tại tiết diện phần tử răng đang xét.

Mômen quay tác động lên phần tử bất kỳ:

$$dM_x = dP_x \cdot r_x \quad (\text{IV-6})$$

Hay ta có:

$$dM_x = \sigma \cdot y \cdot \frac{t_1 \cdot r_1 \cdot x^2}{L^2} \cdot dx \quad (\text{IV-7})$$

Tích phân biểu thức trên trong giới hạn L đến λL ta có:

$$M_x = \int_L^{\lambda L} dM_x = \int_L^{\lambda L} \sigma \cdot y \frac{t_1 \cdot r_1}{L^2} x^2 dx$$

Từ đó rút ra:
$$M = \frac{1}{3} \sigma \cdot y \cdot t_1 \cdot L (1 - \lambda^3)$$

$$\sigma = \frac{3M}{y \cdot t_1 \cdot r_1 \cdot L (1 - \lambda^3)} \quad (\text{IV-8}),$$

Trong đó:

M – mômen quay tác động lên bánh răng chủ động:

$$M = M_{\text{emax}} \cdot i_{h1} \cdot i_{p1}$$

M_{emax} – mômen quay của động cơ.

i_{h1} – tỷ số truyền của hộp số ở số I.

i_{p1} – tỷ số truyền của hộp số phụ .

Vì là bánh răng côn xoắn nên ta có các thông số:

$$t_1 = \pi m_n; \quad r_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{2 \cos \beta}$$

Thay các giá trị của t_1 và r_1 vào (IV-8) ta có công thức tính ứng suất uốn của bánh răng côn xoắn:

$$\sigma = \frac{6 \cdot M_{\text{emax}} \cdot i_{h1} \cdot i_p \cdot \cos \beta}{m_n^2 \cdot z_1 \cdot L \cdot (1 - \lambda^3) \cdot \pi \cdot y} \quad \text{MN/m}^2 \quad (\text{IV-9})$$

Từ đó ta tính được mô đun pháp tuyến chính xác:

$$m_n = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{\text{emax}} \cdot i_{h1} \cdot i_p \cdot \cos \beta}{\sigma \cdot z_1 \cdot L \cdot (1 - \lambda^3) \cdot \pi \cdot y}}$$

Mô đun pháp tuyến ở thiết diện trung bình:

$$m_{ntb} = m_n \cdot \frac{L - 0,5b}{L}$$

- Chiều dài đường sinh của bánh răng:

$$L = 0,5 \cdot m_n \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

- Chiều dài răng:

$$L_{tb} = L - 0,5 \cdot b$$

- Chiều rộng bánh răng:

Đối với ô tô du lịch chiều rộng bánh răng chủ động $b = (0,25 \div 0,3) L$.

Đối với ô tô tải chiều rộng bánh răng chủ động $b = (0,30 \div 0,40) L$.

Chiều rộng bánh răng bị động nhỏ hơn bánh răng chủ động 3 – 4 mm.

Đối với truyền lực hypoid chiều rộng bánh răng lớn $b = 0,31.r_2$ nhưng không vượt quá $1/3 L$.

II. Tính toán truyền lực chính.

Chủ yếu tính toán bánh răng của truyền lực chính theo uốn và theo tiếp xúc.

1. Xác định lực tác dụng lên bộ truyền.

a. Cặp bánh răng côn với tâm cắt nhau

Sơ đồ lực tác dụng như hình vẽ.

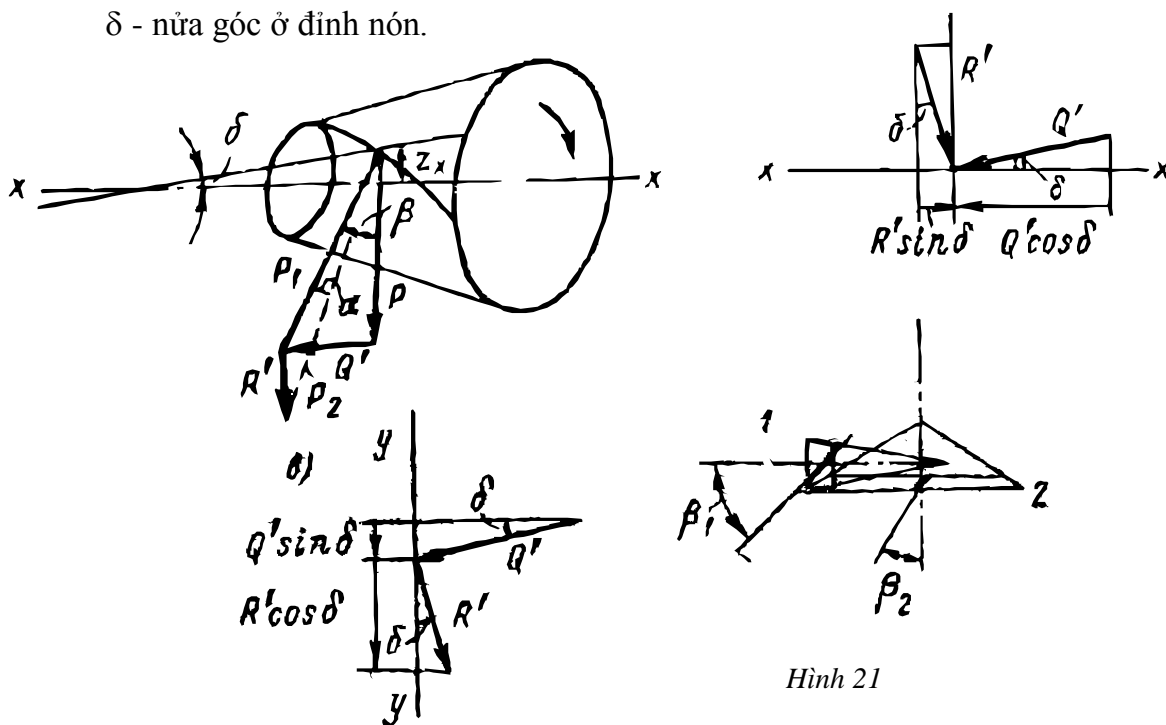
Lực tổng cộng P_2 tác dụng lên răng được đặt lên bán kính trung bình r_x

$$r_x = r_1 - \frac{b}{2} \cdot \sin \delta$$

r_1 - bán kính vòng tròn cơ sở ở đáy răng;

b - chiều dài của răng hay bề rộng của bánh răng.

δ - nửa góc ở đỉnh nón.



Hình 21

Lực P_2 được phân tích thành các lực thành phần: Lực vòng $P = \frac{M}{r_x}$ và các lực

$$Q' = P \cdot \operatorname{tg} \beta \quad \text{và} \quad R' = \frac{P \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

Chiếu các lực Q' và R' lên các trục xx và yy ($xx \perp yy$) ta được các lực dọc trục và lực hướng kính tác dụng lên bánh răng:

Lực dọc trục:

$$Q = R'.\sin\delta - Q' \cos\delta = \frac{P}{\cos\beta} [tg\alpha.\sin\delta - \sin\beta.\cos\delta]$$

Lực hướng tâm:

$$R = R'.\cos\delta + Q' \sin\delta = \frac{P}{\cos\beta} [tg\alpha.\cos\delta + \sin\beta.\sin\delta]$$

Các công thức trên tính cho trường hợp chiều xoắn cùng chiều quay của bánh răng. Khi chiều xoắn ngược với chiều quay, số hạng thứ hai trong ngoặc phải đổi dấu.

b. Cặp bánh răng côn với tâm chéo nhau (truyền động hypôit)

Ở bánh răng côn thường ta có $\beta_1 = \beta_2$ còn ở truyền lực hypôit $\beta_1 \neq \beta_2$ nên các lực $P_{(1)}$, $Q_{(1)}$, $R_{(1)}$ tác dụng lên bánh răng chủ động khác các lực $P_{(2)}$, $Q_{(2)}$, $R_{(2)}$ tác dụng lên bánh răng bị động. Vì vậy đối với cặp bánh răng côn ta có $P_{(1)} = -P_{(2)}$, $Q_{(1)} = -Q_{(2)}$ và $R_{(1)} = -R_{(2)}$ ta dễ dàng xác định các lực thành phần P , Q , R thì đối với truyền động hypôit ta cần xác định 6 thành phần $P_{(1)}$, $Q_{(1)}$, $R_{(1)}$, $P_{(2)}$, $Q_{(2)}$, $R_{(2)}$.

Lực tổng cộng P_1 tác dụng lên bánh răng chủ động 1:

$$P_1 = \frac{P_{(1)}}{\cos\beta_{(1)}.\cos\alpha}$$

Lực tổng cộng P_2 tác dụng lên bánh răng bị động 2:

$$P_2 = \frac{P_{(2)}}{\cos\beta_{(2)}.\cos\alpha}$$

$P_{(1)}$ và $P_{(2)}$ lực vòng tác dụng lên bánh răng 1 và 2.

Từ đây ta có:

$$\frac{P_{(1)}}{P_{(2)}} = \frac{\cos\beta_{(1)}}{\cos\beta_{(2)}}$$

Các lực thành phần được phân tích từ P_1 và P_2 :

Đối với bánh răng 1:

$$P_{(1)} = \frac{M}{r_{x(1)}}$$

$$Q_{(1)} = \frac{P_{(1)}}{\cos\beta_{(1)}} [tg\alpha.\sin\delta_{(1)} - \sin\beta_{(1)}.\cos\delta_{(1)}]$$

$$R_{(1)} = \frac{P_{(1)}}{\cos\beta_{(1)}} [tg\alpha.\cos\delta_{(1)} \pm \sin\beta_{(1)}.\sin\delta_{(1)}]$$

Đối với bánh răng 2

$$Q_{(2)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(1)}} [tg \alpha \cdot \sin \delta_{(2)} - \sin \beta_{(2)} \cdot \cos \delta_{(2)}]$$

$$R_{(2)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(2)}} [tg \alpha \cdot \cos \delta_{(2)} \pm \sin \beta_{(2)} \cdot \sin \delta_{(2)}]$$

Giá trị góc xoắn của bánh răng chủ động:

$$\beta_{(1)} = \beta_{(2)} + E \cdot \arcsin \frac{E}{r_{2x}} = 45 \div 50^{\circ}$$

Giá trị góc xoắn của bánh răng bị động: $\beta_{(2)} = 20 \div 30^{\circ}$

E - khoảng dịch tâm của cặp bánh răng hypoit:

$E \leq 0,2 \cdot D_{(2)}$ đối với ô tô du lịch và vận tải nhỏ;

$E \leq 0,125 \cdot D_{(2)}$ đối với ô tô vận tải lớn.

$D_{(2)}$ - đường kính vòng tròn chia ở đáy lớn bánh răng bị động của truyền lực hypoit.

$D_{(2)}$ có thể được tính như sau:

$$D_{(2)} = k \cdot \sqrt[3]{M_{max}}$$

M_{max} - mô men lớn nhất trên bánh răng bị động.

K - hệ số; $k = 0,58 \div 0,665$.

1. Tính toán bền các bánh răng của truyền lực chính

a. Tính theo uốn.

Ta có công thức gần đúng:

$$\sigma = \frac{M_{emax} \cdot i_h \cdot h}{y \cdot b \cdot t \cdot r_1 \left(1 - \frac{b}{2 \cdot r_1} \cdot \sin \delta\right)^2 \cdot \cos \beta} \leq [\sigma]$$

y - hệ số dạng răng, được xác định theo số răng tương đương:

$$z_{td} = \frac{z}{\cos^2 \beta \cdot \cos \delta}$$

r_1 , h, t - bán kính, chiều cao và bước răng theo vòng tròn nguyên đáy lớn.

b. Tính theo ứng suất tiếp xúc:

$$\tau = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_{1td}} \pm \frac{1}{r_{2td}}\right)}$$

r_{td} - bán kính tương đương

$$r_{td} = \frac{r_x}{\cos^2 \beta \cdot \cos \delta}$$

§2. BỘ VI SAI

I. Xác định tải trọng khi tính toán vi sai.

Khả năng sử dụng hoàn toàn lực kéo và sự phân bố mômen đến các bánh xe chủ động phụ thuộc bởi loại và kết cấu của vi sai. và được đánh giá bằng hệ số hãm vi sai:

$$K_{\delta} = \frac{M_2 - M_1}{M_0} = \frac{M_r}{M_0}$$

M_0 – mômen quay trên vỏ của vi sai.

M_r – mômen ma sát sinh ra ở trong vi sai khi các bán trục quay với số vòng quay khác nhau.

M_1, M_2 – mômen quay của các bánh răng bán trục quay nhanh và quay chậm.

Trong trường hợp tổng quát, đối với vi sai không đối xứng chúng ta có:

$$M_1 = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_2} (M_0 - M_r) = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_2} \cdot M_0 (1 - K_{\sigma})$$

$$M_2 = \frac{Z_2}{Z_1 + Z_2} (M_0 + M_r) = \frac{Z_2}{Z_1 + Z_2} \cdot M_0 (1 + K_{\sigma})$$

Z_1, Z_2 – số răng của các bánh răng bán trục quay nhanh và quay chậm.

Đối với vi sai đối xứng ta có $Z_1 = Z_2$, do đó:

$$M_1 = 0,5(M_0 - M_r) = 0,5M_0 \cdot (1 - K_{\sigma})$$

$$\text{và} \quad M_2 = 0,5(M_0 + M_r) = 0,5M_0 \cdot (1 + K_{\sigma})$$

$$M_1 + M_2 = M_0 \quad M_2 - M_1 = M_r ; \quad (IV-20)$$

$$\text{và} \quad \frac{M_2}{M_1} = \frac{1 + K_{\sigma}}{1 - K_{\sigma}}$$

$$\text{từ đây ta có} \quad P_{k2} = P_{k1} \cdot \frac{1 + K_{\sigma}}{1 - K_{\sigma}}$$

P_{k1}, P_{k2} – lực kéo trên bánh xe chạy nhanh và bánh chạy chậm.

Nếu một trong các bánh xe chủ động nằm ở đường trơn (với hệ số bám φ_1 nhỏ) thì qua bánh xe này, mômen truyền không thể lớn và bị giới hạn bởi trị số $G_{bx} \cdot r_{bx} \cdot \varphi_1$ (G_{bx} - trọng lượng bám ở một bánh xe, r_{bx} – bán kính của bánh xe, φ_1 – hệ số bám của một bánh xe trên đường trơn). Khi ấy bánh xe này sẽ bị quay trượt và quay nhanh hơn. Mômen quay truyền đến bánh xe này sẽ là $M_{\varphi 1} = G_{bx} \cdot r_{bx} \cdot \varphi_1 < M_1$.

Trong khi đó ở bánh xe quay chậm hơn và nằm trên đường có hệ số bám φ_2 lớn hơn, mômen truyền tới nó cũng không lớn và bị giới hạn bởi trị số tính theo biểu thức (IV-20):

$$M_2 = M_1 + M_r;$$

$$\text{Vì } M_{\varphi 1} = G_{bx} \cdot r_{bx} \cdot \varphi_1 \quad \text{nên ta có } M_{\varphi 2} = G_{bx} \cdot r_{bx} \cdot \varphi_1 + M_r \quad (\text{IV-21})$$

Đối với vi sai bánh răng côn đối xứng, M_r rất nhỏ (ở vi sai bánh răng côn đối xứng, hệ số hãm vi sai $K_\delta \approx 1$, $M_r \approx 0,1M_0$).

Do đó $M_{\varphi 2} = (G_{bx} \cdot r_{bx} \cdot \varphi_1 + 0,1M_0)$ có giá trị rất nhỏ.

Trong trường hợp đó, ô tô có thể bị ngừng chuyển động vì tổng lực kéo của các bánh xe chủ động có thể nhỏ hơn tổng lực cản tác dụng lên ô tô (mặc dù một bánh xe nằm trên đường có hệ số bám cao hơn cũng không có khả năng sử dụng hết lực kéo của bánh xe này).

Vì nếu tính từ động cơ xuống: $M_2 = 0,5(M_0 + M_r)$

$$\text{nếu } M_r = 0,55 M_0 \text{ thì } M_2 = 0,5(M_0 + 0,1M_0) = 0,5 \times 1,1 M_0 = 0,55M_0$$

$$M_{\varphi 2} = G_{bx} \cdot r_{bx} \cdot \varphi_1 + 0,1M_0 < 0,55M_0.$$

Vậy khi tính toán cần lấy mômen lớn hơn để tính tính từ động cơ xuống.

Khi tính toán vi sai cần lấy mômen cực đại tác dụng lên bánh răng, mômen này ứng với bên bánh răng bán trục quay chậm M_2 xác định theo công thức (IV-20).

$$M_2 = 0,5(M_0 + M_r)$$

$$\text{mà } M_0 = M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tl} \quad (\text{IV-22}).$$

η_{tl} – Hiệu suất của hệ thống truyền lực.

$$\text{Đặt } \varepsilon = \frac{M_2}{M_0} = 0,5 \left(1 + \frac{M_r}{M_0}\right); \quad (\text{IV-23})$$

Các thí nghiệm cho biết hệ số ε đạt trị số cực đại ở thời kì đầu của chuyển động tương đối giữa các bán trục cũng chỉ đạt: $\varepsilon = 0,6$. Nếu lấy $\varepsilon = 0,6$ thì $M_2 = 0,6 \cdot M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tl}$.

Gọi q là số lượng bánh răng hành tinh trong bộ vi sai và coi như mômen truyền được phân bố đều, tại các chỗ ăn khớp bánh răng chỉ chịu tác động bởi mômen quay như sau:

$$M'_2 = \frac{M_2}{q} = \frac{1}{q} 0,6 \cdot M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tl} \quad (\text{IV-24})$$

II. Môđun của các bánh răng vi sai

Ta có thể tính theo công thức:

$$m_n = \sqrt{\frac{3 \cdot (1 + K_\sigma) \cdot M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tl}}{\sigma \cdot z_n \cdot q \cdot L_n \cdot (1 - \lambda^3) \pi y}}$$

q – số bánh răng vệ tinh trong vi sai;

L_n – chiều dài đường sinh của bánh răng côn;

z_n – số răng của bánh răng bán trục.

a. Tính ứng suất của bánh răng bán trục:

Vì $\beta = 0$; $\Rightarrow \cos\beta = 1$

$$\sigma_u = \frac{3,6M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_p \cdot i_0 \cdot \eta_{tl}}{q \cdot m_n^2 \cdot z \cdot 2(1 - \lambda^3) \pi \cdot y} \quad (\text{IV-25})$$

m_n – môđul pháp tuyến ở đáy hình nón của bánh răng bán trục.

z – số răng của bánh răng bán trục.

L – chiều dài đường sinh hình nón của bánh răng bán trục.

Công thức (IV-25) không có thành phần $\cos\beta$ vì các bánh răng bán trục đều là bánh răng côn thẳng: $\beta = 0^0$ và $\cos\beta = 1$.

$[\sigma_u]$ – ứng suất uốn cho phép, $[\sigma_u] = 550 \text{ MN/m}^2$.

Trường hợp bộ vi sai có cơ cấu gài vi sai thì toàn bộ mômen M_0 sẽ truyền sang bánh xe quay chậm (lăn trên đường có hệ số bám lớn hơn và bánh xe không bị trượt),

khi đó giá trị của mômen tính toán M'_2 sẽ là: $M'_2 = \frac{M_2}{q}$ mà $M_2 = M_0 = M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tl}$.

Vật liệu chế tạo bánh răng nửa trục và bánh răng hành tinh bằng thép hợp kim 15HM, 18XTT và 35X.

Số lượng răng z của bánh răng nửa trục phải chia chẵn cho số lượng bánh hành tinh q thì mới lắp ghép được (nghĩa là tỉ số $\frac{z}{q}$ phải là một số chẵn).

b. Tính toán bánh răng hành tinh

Khi tính theo ứng suất uốn của răng, ta vẫn dùng công thức (IV-25) nhưng cần nhân thêm với tỉ số $\frac{r_h}{r}$, do đó ta có:

$$\sigma = \frac{3,6 \cdot M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tl} \cdot r_h}{q \cdot m_n^2 \cdot z \cdot L(1 - \lambda^3) \pi \cdot y \cdot r}$$

r_h – Bán kính tại tiết diện trung bình vòng trong ban đầu của bánh răng hành tinh và bánh răng bán trục.

c. Tính trục chữ thập:

- Tính theo chèn dấp:

$$\sigma_1 = \frac{M_0}{r_1 \cdot q \cdot d_1 \cdot b} = \frac{M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tc}}{r_1 \cdot q \cdot d_1 \cdot b} \leq [\sigma_1]$$

- Tính theo cắt:

$$\tau_1 = \frac{4M_0}{r_1 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot q} = \frac{4M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tc}}{r_1 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot q} \leq [\tau_1]$$

Các kích thước d_1 , d_2 , r_1 , r_2 , r_3 , b thể hiện trên hình vẽ.

d. Đáy bánh hành tinh và vỏ vi sai được tính toán theo chèn dạp:

Lực hướng kính Q_c tính theo công thức sau (Hình 22):

$$Q_c = \frac{M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tl}}{2r_3 \cdot q} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_c$$

$$\sigma_2 = \frac{2.4Q_c}{\pi(d_2^2 - d_1^2)}$$

e. Đáy bánh răng bán trục và vỏ vi sai được tính toán theo chèn dạp dưới tác dụng của lực Q_n :

$$Q_n = \frac{M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tl}}{2r_3 \cdot q} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_c$$

$$\sigma_3 = \frac{q \cdot Q_n}{\pi(d_2^2 - d_4^2)}$$

Vỏ vi sai chế tạo bằng gang rèn với độ cứng HB = 121÷149 hoặc bởi thép 40 với độ cứng HB = 156÷197.

Trục chữ thập của vi sai hoặc trục của bánh răng hành tinh chế tạo bằng thép hợp kim 12XH3A, 30XГT, 18XГT, 20X, 38X. Độ cứng sau nhiệt luyện HRC 56÷62.

§3. TÍNH TOÁN NỬA TRỤC (BÁN TRỤC) ÔTÔ THEO ĐỘ BỀN.

I. Phân tích lực tác dụng lên bán trục.

Các bán trục ô tô chịu toàn bộ hay một phần lực tác dụng lên các bánh xe chủ động là tùy thuộc kiểu bố trí bán trục và tùy theo các trường hợp làm việc của ô tô.

Tải trọng tác dụng lên bán trục có thể đưa về 3 trường hợp:

- Lực đẩy dọc xe (lực kéo hay lực phanh) có giá trị lớn nhất là $Z_2 \cdot \varphi$. Khi tính lấy $\varphi = 0,7$.

- Lực ngang Y_2 , có giá trị lớn nhất là $Z_2 \cdot \varphi_1$.

φ_1 – hệ số bám ngang.

- Phản lực từ đường có giá trị lớn nhất là $Z_2 \cdot K_d$ (K_d - hệ số tải trọng động).

Ý nghĩa các lực tác dụng trên các hình vẽ trên đây như sau:

Z_{1k} , Z_{1p} – phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác dụng lên bánh xe cầu trước khi có lực kéo và khi phanh.

Z_{2k}, Z_{2p} – phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác dụng lên bánh xe cầu sau khi có lực kéo và khi phanh ô tô.

P_{jk}, P_{jp} – lực quán tính của ô tô khi khởi động tại chỗ và khi phanh.

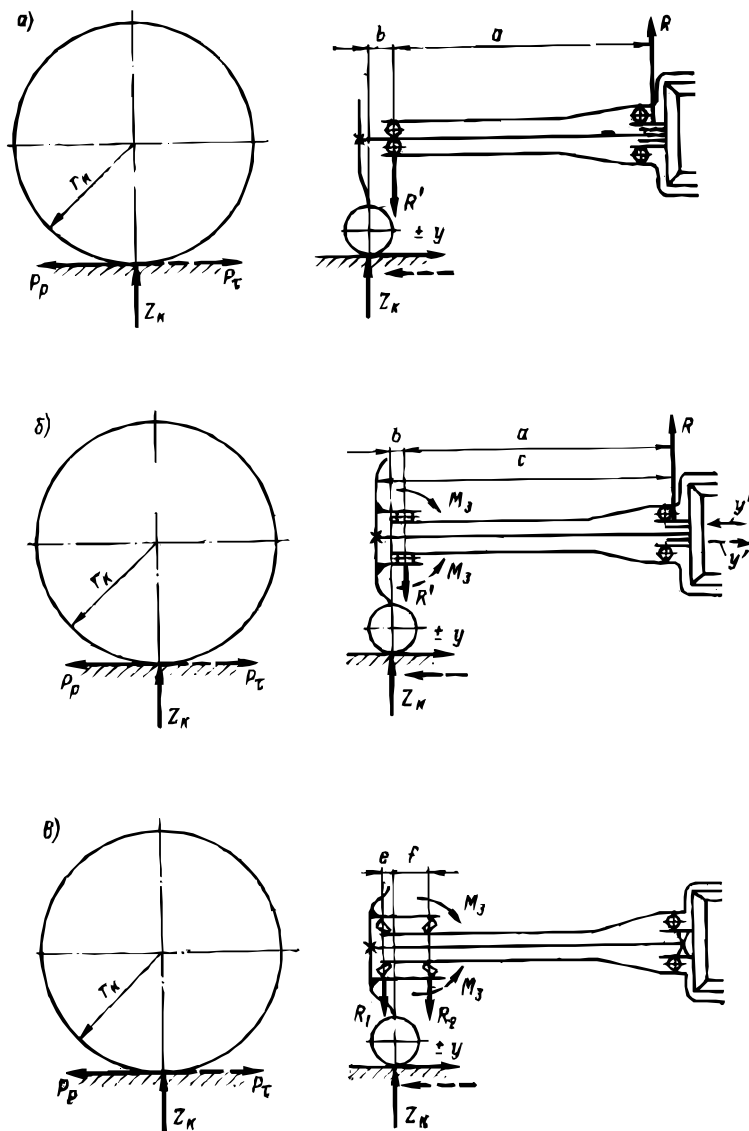
Y_{2T}, Y_{2F} – phản lực ngang của mặt đường tác dụng lên bánh xe cầu sau bên trái (T) và bên phải (F).

X_{2k}, X_{2p} – phản lực của vòng (hình b) truyền qua bánh xe chủ động. Lực này thay đổi chiều tùy thuộc vào bánh xe chịu lực kéo hay lực phanh (X_k , hay X_p). X_{max} tương ứng lúc ô tô chạy thẳng (xét lúc khởi động tại chỗ và lấy đà).

G – trọng lượng toàn bộ của ô tô.

G_2 - phần trọng lượng ô tô tác dụng lên cầu sau khi ô tô đứng yên trên mặt phẳng nằm ngang.

Y – lực quán tính khi ô tô chuyển động trên đường nghiêng hoặc khi ô tô quay vòng: $Y = Y_{2T} + Y_{2F}$



Hình 23

Chú ý: Để phân biệt cầu trước, cầu sau, bánh xe trái, bánh xe phải ta dùng kí hiệu: Cầu trước kí hiệu số 1, cầu sau số 2, bên trái T, bên phải F.

m_2 – hệ số thay đổi trọng lượng tác dụng lên cầu sau phụ thuộc điều kiện chuyển động: m_{2k} là hệ số thay đổi trọng lượng lên cầu sau khi truyền lực kéo; m_{2p} là hệ số thay đổi trọng lượng lên cầu sau khi truyền lực phanh.

1. Xác định m_{2k} :

Khi bánh xe sau truyền lực kéo lớn nhất là lúc khởi động và lấy đà ô tô, nên xuất hiện lực quán tính P_{jk} có chiều ngược với chiều chuyển động của ô tô:

$$P_{jk} = \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} = X_{1k} + X_{2k} = \frac{1}{r_{bx}} \cdot M_{e \max} \cdot i_h \cdot i_0 \Rightarrow$$

Xét sự cân bằng của mômen của các lực tác dụng lên ô tô tại điểm A:

$$\sum m_A = 0 : \quad Z_{2k} \cdot L - G \cdot a - P_{jk} \cdot h_g = 0$$

Trong đó: $Z_{2k} = m_{2k} \cdot G_2$ và $G_2 = \frac{G \cdot a}{L}$ thay vào ta có:

$$m_{2k} \cdot G_2 \cdot L - G_2 \cdot L - \frac{M_{e \max} \cdot i_h \cdot i_0}{r_{bx}} h_g = 0 \text{ hay:}$$

$$m_{2k} \cdot G_2 \cdot L - G_2 \cdot L - \frac{M_{e \max} \cdot i_h \cdot i_0}{r_{bx}} h_g = 0 \text{ suy ra:}$$

$$m_{2k} = 1 + \frac{M_{e \max} \cdot i_h \cdot i_0 \cdot h_g}{r_{bx} \cdot G_2 \cdot L}$$

+ Đối với ô tô du lịch: $m_{2k} = 1,2 \div 1,4$

+ Đối với ô tô vận tải: $m_{2p} = 1,2 \div 1,2$

2. Xác định m_{2p} :

Trong đó chú ý khi phanh ô tô thì $P_{jp} = -\frac{G}{g} \frac{dv}{dt}$ (v – vận tốc chuyển

động thẳng của ô tô).

Khi phanh ô tô tốc độ giảm nên ta bỏ qua P_ω và lực cản lăn P_f , ngoài ra xét lúc đường bằng nên $P_i = 0$.

Lực quán tính $P_{jp} = X_{1p} + X_{2p}$ sẽ lớn nhất khi $X_{p \max} = X_{1p} + X_{2p} = G \cdot \varphi$ (φ - hệ số bám, khi tính lấy $\varphi = 0,7 \div 0,8$) do đó $P_{jp \max} = G \cdot \varphi$.

Xét sự cân bằng mômen các lực tác dụng lên ô tô khi phanh tại điểm A:

$\sum m_A = 0$ ta có:

$Z_{2p}.L + P_{jp}.h_g - G.a = 0$, trong đó:

$$Z_{2p} = m_{2p}.G_2; \quad G_2 = \frac{G.a}{L} \quad \text{và} \quad P_{jp} = G.\varphi \text{ thay vào ta có:}$$

$m_{2p}.G_2.L + G.\varphi.h_g - G_2.L = 0$ hay là

$$m_{2p}.G_2.L = G_2.L - G_2.L.\frac{\varphi.h_g}{a}$$

$$m_{2p} = 1 - \frac{\varphi.h_g}{a} \quad (\text{IV-27})$$

+ Đồi với ô tô du lịch: $m_{2p} = 0,8 \div 0,85$

+ Đồi với ô tô vận tải: $m_{2p} = 0,9 \div 0,95$

3. Xác định Z_{2T} và Z_{2F} ; Y_{2T} và Y_{2F} :

Từ phương trình $\sum m_A = 0$ ta có:

$$Z_{2T}.B - m_2.G_2.\frac{B}{2} - Y.h_g = 0 \text{ hay là:}$$

$$Z_{2T}.B - m_2.G_2.\frac{B}{2} + Y.h_g = 0 \text{ suy ra:}$$

$$Z_{2T} = \left(\frac{m_2.G_2}{2} + Y.\frac{h_g}{B} \right) \quad (\text{IV-28})$$

$$\text{Tương tự từ } \sum m_E = 0 \text{ ta có } Z_{2F}.B - m_2.G_2.\frac{B}{2} + Y.h_g = 0$$

suy ra:

$$Z_{2F} = \left(\frac{m_2.G_2}{2} - Y.\frac{h_g}{B} \right) \quad (\text{IV-29})$$

- Nửa trục bên trái chỉ chịu lực $Z'_{2T} = Z_{2T} + g_{bx}$

- Nửa trục bên phải chỉ chịu lực $Z'_{2F} = Z_{2F} - g_{bx}$

g_{bx} – trọng lượng bánh xe kể cả máy σ .

B – khoảng cách hai bánh xe cầu sau, nếu bánh xe là lốp đôi thì B lấy theo khoảng cách hai bánh xe ngoài.

Thực tế g_{bx} nhỏ có thể bỏ qua và vì để tăng dự trữ độ bền, khi ta tính ta lấy $Z'_{2T} = Z_{2T}$ và $Z'_{2F} = Z_{2F}$.

Z_{2T} đạt trị số cực đại khi có Y_{\max} tức là lúc ô tô bị trượt ngang:

$$Y_{\max} = m_2.G_2.\varphi_1. \quad (\text{IV-30})$$

φ_1 – hệ số bám ngang giữa lốp với đường. Khi tính thường lấy $\varphi_1 = 1,0$.

Thay giá trị Y_{\max} từ (IV-28) và (IV-29) ta có:

$$\begin{aligned} Z_{2T} &= \frac{m_2 G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B} \right) \\ Z_{2F} &= \frac{m_2 G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \quad (IV-31)$$

(Chú ý: vì $\varphi_1 = 1$ nên trong (IV-31) có thể không cần có thông số φ_1)

4. Khi xuất hiện lực trượt ngang của ô tô (Y_{\max}) thì các bánh xe cầu sau không thể truyền được lực vòng lớn ($X \approx 0$).

Sự phân bố lại trọng lượng ô tô theo hệ số m_2 ($m_2 \neq 1$) chủ yếu khi bánh xe truyền lực vòng. Vì vậy khi Y_{\max} và $X = 0$ có thể thừa nhận $m_2 = 1$ để tính Z_{2T} và Z_{2F} . Lúc đó ta có:

$$\begin{aligned} Z_{2T} &= \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B} \right) \\ Z_{2F} &= \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \quad (IV-32)$$

Lực ngang Y_{2T} và Y_{2F} tỉ lệ thuận với các lực thẳng đứng Z_{2T} và Z_{2F} theo công thức:

$$\begin{aligned} Y_{2T} &= Z_{2T} \cdot \varphi_1 = \frac{\varphi_1 \cdot G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B} \right) \\ Y_{2F} &= Z_{2F} \cdot \varphi = \frac{\varphi_1 \cdot G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \quad (IV-33)$$

5. Lực vòng trên 2 bánh xe chỉ đạt giá trị cực đại X_{\max} khi không có lực ngang ($Y = 0$). X_{\max} đạt được khi ô tô truyền lực kéo hoặc khi phanh.

- Khi truyền lực kéo: $X_{\max} = \frac{M_{e \max} \cdot i_h \cdot i_0}{r_{bx}}$ do ô tô chuyển động thẳng, có thể coi như $X_{2P \max} = X_{2F \max} = 1/2 X_{\max}$

$$X_{2T \max} = X_{2F \max} = \frac{M_{e \max} \cdot i_h \cdot i_0}{2 \cdot r_{bx}} \quad (IV-34)$$

- Khi truyền lực phanh: $X_{2PT \max} = X_{2PF \max} = \frac{\varphi \cdot m_2 \cdot G_2}{2 \cdot r_{bx}}$ (IV-35)

Trong (IV-34) và (IV-35) đã coi như trọng lượng phân bố đều trên hai bánh xe trái và phải, và ô tô chuyển động thẳng.

II. Tính bán trục giảm tải một nửa (ta tính cho cầu sau và quy ước: ký hiệu với chỉ số T là tính cho bán trục trái, với chỉ số f là tính cho bán trục phải)

Trường hợp 1: Mô men xoắn do lực X_T và X_f

$$M_k = X_T \cdot r_{bx} = X_f \cdot r_{bx}$$

Mô men uốn do lực X_T và X_f trong mặt phẳng ngang:

$$M_x = X_T \cdot b = X_f \cdot b$$

Trong mặt phẳng thẳng đứng ta có:

$$M_{zT} = M_{zf} = Z_T \cdot b = Z_f \cdot b$$

$$M_{YT} = M_{Yf} = Y_T \cdot r_{bx} = Y_f \cdot r_{bx}$$

Khi truyền lực kéo cực đại ta có:

$$\sigma_u = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_z^2}}{W_u} = \frac{b \cdot \sqrt{z_T^2 + X_T^2}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{b \cdot \sqrt{z_f^2 + X_f^2}}{0,1 \cdot d^3}$$

d - đường kính bán trục tại điểm tính.

Hay ta có:

$$\sigma_u = \frac{b}{0,2d^3} \cdot \sqrt{(m_{2k} \cdot G_2)^2 + \left(\frac{M_{e\max} \cdot i_h \cdot i_0}{r_{bx}} \right)^2}$$

Ứng suất tổng cộng cả uốn và xoắn:

$$\sigma_{tg} = \frac{b}{0,2d^3} \cdot \sqrt{(m_{2k} \cdot G_2)^2 + \left(\frac{M_{e\max} \cdot i_h \cdot i_0}{b} \right)^2 + \left(\frac{M_{e\max} \cdot i_h \cdot i_0}{r_{bx}} \right)^2}$$

Khi truyền lực phanh cực đại:

$$\sigma = \frac{b \cdot m_{2p} \cdot G_2}{0,2 \cdot d} \cdot \sqrt{1 + \varphi^2}$$

Trường hợp 2: Khi ô tô bị trượt ngang, $Y_{\max} = Z_2 \cdot \varphi_1$

Khi đó 1 bán trục chịu tổng mô men uốn do Z và Y gây ra, bán trục kia chịu hiệu hai mô men này:

$$M_T = Y_T \cdot r_{bx} - Z_T \cdot b$$

$$M_f = Y_f \cdot r_{bx} + Z_f \cdot b$$

Thay các giá trị của Z và Y ta có:

$$\frac{M_T}{M_f} = \frac{B + 2h_g \cdot \varphi}{B - 2h_g \cdot \varphi} \cdot \frac{\varphi \cdot r_{bx} - b}{\varphi \cdot r_{bx} + b}$$

Khi tính ta lấy φ đến 1 còn $b \ll r_{bx}$ nên trong tỷ số $\frac{M_1}{M_2}$ ta có $M_1 \gg M_2$, do đó

ta tính bên bán trục theo M_1 :

$$\sigma = \frac{Y_T \cdot r_{bx} - Z_T \cdot b}{0,2 \cdot d^3} = \frac{G_2}{0,2 \cdot d^3} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot h_g \cdot \varphi}{B} \right) (\varphi \cdot r_{bx} - b)$$

III. Tính bán trục giảm tải ba phần tư

Trường hợp 1: Khi truyền lực kéo hay lực phanh

- Khi truyền lực kéo cực đại, ta có:

$$R = \frac{b}{a} \cdot \sqrt{Z^2 + X^2}$$

Mô men uốn bán trục là R.c, nên khi đó ta có:

$$\sigma_u = \frac{b \cdot c}{0,1 \cdot d^3 \cdot a} \cdot \sqrt{Z^2 + X^2}$$

Thay các giá trị của X, Z vào ta có:

$$\sigma_u = \frac{b \cdot c}{0,2 \cdot d^3 \cdot a} \cdot \sqrt{(m_{2k} \cdot G_2)^2 + (M_{e \max} \cdot i_h \cdot i_0)^2}$$

Do b rất nhỏ nên σ_u cũng nhỏ, vì vậy khi tính toán ta tính ứng suất tổng hợp:

$$\sigma_{tg} = \frac{1}{0,2 \cdot d^3 \cdot a} \cdot \sqrt{R^2 \cdot c^2 + X^2 \cdot r_{bx}^2}$$

Thay các giá trị của X, R vào ta có:

$$\sigma_u = \frac{b \cdot c}{0,2 \cdot a \cdot d^3} \cdot \sqrt{(m_{2k} \cdot G_2)^2 + \left(\frac{M_{e \max} \cdot i_h \cdot i_0}{r_{bx}} \right)^2 + \left(\frac{M_{e \max} \cdot i_h \cdot i_0}{b \cdot c} \right)^2}$$

- Khi truyền lực phanh cực đại:

Cũng cách tính toán như trên, thay Z, X vào ta có:

$$\sigma_u = \frac{b \cdot c \cdot m_{2p} \cdot G_2}{0,2 \cdot d^3 \cdot a} \cdot \sqrt{1 + \varphi^2}$$

Trường hợp 2: Khi ô tô bị trượt ngang.

Khi đó lực R được xác định theo R_T bên bán trục trái và R_F bên bán trục phải:

$$R_T = \frac{Y_T \cdot r_{bx} - Z_T \cdot b}{a} \quad R_F = \frac{Y_F \cdot r_{bx} + Z_F \cdot b}{a}$$

$$\text{và} \quad \frac{R_T}{R_F} = \frac{Y_T \cdot r_{bx} - Z_T \cdot b}{Y_F \cdot r_{bx} + Z_F \cdot b} = \frac{B + 2h_g \cdot \varphi}{B - 2h_g \cdot \varphi} \cdot \frac{\varphi \cdot r_{bx} - b}{\varphi \cdot r_{bx} + b}$$

Từ đây, ta có $R_T \gg R_F$, ta tính ứng suất theo R_T

$$\sigma_u = \frac{R_T \cdot c}{W_u} = \frac{(Y_T \cdot r_{bx} - Z_T \cdot b) \cdot c}{0,1 \cdot d^3} = \frac{G_2 \cdot c}{0,2 \cdot a \cdot d^3} \cdot \left(1 + \frac{2h_g \cdot \varphi}{B}\right) \cdot (\varphi \cdot r_{bx} - b)$$

Tính đến ảnh hưởng của ứng suất do ổ bi ngoài bị kẹp chặt và đầu trong bán trục lồng trong lỗ của bánh răng bán trục, ta có:

$$\sigma_u = \left[\frac{G_2}{2} \cdot \left(1 + \frac{2\varphi \cdot h_g}{B}\right) \cdot (\varphi \cdot r_b - b) - M_1 \right] \cdot \frac{1}{0,1d^3 \cdot \frac{c}{a - \frac{c-a}{2}}}$$

M_1 – mô men tính đến tác dụng kẹp chặt của ổ bi moay ơ bánh xe.

IV. Bán trục giảm tải hoàn toàn

Bán trục chỉ chịu mô men xoắn $M_x = x \cdot r_{bx}$. Ứng suất xoắn:

$$\tau = \frac{X \cdot r_{bx}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{M_{e \max} \cdot i_{h \max} \cdot i_0}{0,2 \cdot d^3}$$

Trong thực tế tải trọng tác dụng lên bán trục thay đổi cả về cường độ và về chiều (chịu tải trọng động). Do vậy khi tính toán ta sử dụng mô men tính toán đối với ô tô có công thức bánh xe 4x2:

$$M = \frac{M_{e \max} \cdot i_h \cdot i_0 \cdot K_d (1 + K_\sigma)}{2}$$

Trong đó:
$$K_\sigma = \frac{X_k'' - X_k'}{X_k'' + X_k'}$$

X_k'' , X_k' – lực kéo trên bánh xe quay nhanh và bánh xe quay chậm;

K_d – hệ số tải trọng động.

Bán trục còn được tính toán theo góc xoắn:

$$\theta = \frac{M \cdot l}{G \cdot J} \cdot \frac{180}{\pi}$$

M – mô men cực đại mà bán trục chịu;

l – chiều dài bán trục;

G – mô đun đàn hồi loại 2

J – mô men quán tính khi xoắn.

Chương 5. TÍNH TOÁN VÀ THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH.

§1. XÁC ĐỊNH MÔ MEN PHANH CẦN SINH RA Ở CÁC CƠ CẤU PHANH.

Mô men phanh sinh ra ở các cơ cấu phanh của ô tô phải đảm bảo giảm tốc độ hoặc dừng ô tô hoàn toàn với gia tốc chậm dần trong giới hạn cho phép.

Đối với ô tô, lực phanh cực đại tác dụng lên một bánh xe ở các cầu:

+ Đối với cầu trước :

$$P_{p1} = \frac{G_1}{2} m_1 \cdot \varphi = \frac{G \cdot b}{2 \cdot L} \cdot m_1 \cdot \varphi \quad (\text{IV.1})$$

+ Đối với cầu sau :

$$P_{p2} = \frac{G_2}{2} m_2 \cdot \varphi = \frac{G \cdot a}{2 \cdot L} \cdot m_2 \cdot \varphi \quad (\text{IV.2})$$

Trong đó:

G - trọng lượng ô tô khi đầy tải.

G_1, G_2 - tải trọng tương ứng (phản lực của đường) tác dụng lên các bánh xe trước và sau ở trạng thái tĩnh trên mặt đường nằm ngang.

m_1, m_2 - hệ số thay đổi tải trọng tương ứng lên cầu trước và cầu sau khi phanh.

a, b - khoảng cách tương ứng từ trọng tâm ô tô đến cầu trước và sau.

L - chiều dài cơ sở ô tô.

φ - hệ số bám của bánh xe với đường ($\varphi = 0,7 \div 0,8$).

Các hệ số m_1, m_2 xác định theo lý thuyết ô tô:

$$m_1 = 1 + \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot b} = 1 + \frac{\varphi' \cdot h_g}{b} \quad (\text{I.3})$$

$$m_2 = 1 - \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot a} = 1 - \frac{\varphi' \cdot h_g}{a} \quad (\text{I.4})$$

Trong đó:

h_g - chiều cao trọng tâm của ô tô.

g - gia tốc trọng trường.

$j_{p \max}$ - gia tốc phanh cực đại.

Đối với ô tô con $j_{p \max} = 8,0 \div 9,0 \text{ m/s}^2$.

Đối với ô tô vận tải $j_{p \max} = 6,0 \div 8,0 \text{ m/s}^2$.

φ' - hệ số đặc trưng cho cường độ phanh, $\varphi' = \frac{j_{\max}}{g}$

Đối với ô tô do có cơ cấu phanh của hệ thống phanh công tác đặt trực tiếp ở tất cả các bánh xe, nên mômen phanh cần sinh ra ở mỗi cơ cấu phanh tương ứng ở các cầu sẽ là:

$$M_{p1} = \frac{G_1}{2} m_1 \cdot \varphi \cdot r_b = \frac{G \cdot b}{2 \cdot L} \left(1 + \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot b}\right) \cdot \varphi \cdot r_b = \frac{G}{2 \cdot L} (b + \varphi' h_g) \cdot \varphi \cdot r_b \quad (I.5)$$

$$M_{p2} = \frac{G_2}{2} m_2 \cdot \varphi \cdot r_b = \frac{G \cdot a}{2 \cdot L} \left(1 - \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot b}\right) \cdot \varphi \cdot r_b = \frac{G}{2 \cdot L} (a - \varphi' h_g) \cdot \varphi \cdot r_b \quad (I.6)$$

Đối với phanh dừng (cơ cấu phanh thường đặt ở trục truyền), coi lực phanh tỷ lệ thuận với phản lực thẳng đứng. Trong trường hợp nếu chỉ phanh các bánh xe sau, ta sẽ xét trường hợp xe đứng ở dốc xuống vì trường hợp này nguy hiểm hơn so với trường hợp ở dốc lên. Mômen tính toán sẽ là:

$$M^t = \varphi_{\max} \cdot G_i \cdot \frac{r_b}{i} \quad (I.7)$$

Trong đó:

φ_{\max} - là hệ số bám lớn nhất của bánh xe với đường.

G_i - Trọng lượng phân bố lên cầu được phanh.

i - Tỷ số truyền tính từ trục đặt cơ cấu phanh đến bánh xe được phanh.

Để giữ được xe trên dốc với góc dốc α cần phải thỏa mãn các điều kiện sau:

$$\varphi \geq \frac{L}{h_g + \frac{L-a}{\operatorname{tga}}} \quad (I.8)$$

Trong đó:

a, L, h_g - Các kích thước bố trí chung ô tô.

α - Góc dốc.

Đối với máy kéo bánh bơm và máy kéo xích mô men cần sinh ra ở cơ cấu phanh phải đảm bảo giữ máy kéo ở độ dốc lớn nhất:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \varphi - f$$

φ - độ bám của bánh xe hoặc xích với mặt đường;

f - hệ số cản lăn.

Lực phanh cực đại phải đảm bảo điều kiện:

$$P_p \geq G' \cdot \sin \alpha_{\max}$$

G' - trọng lượng của máy kéo.

Mô men phanh cần sinh ra ở mỗi cơ cấu phanh của máy kéo bánh bơm đảm bảo giữ máy kéo ở độ dốc lớn nhất:

$$M'_{p\alpha} \geq \frac{G' \cdot \sin \alpha_{\max} \cdot r_b}{2 \cdot i} \cdot \eta'$$

i - tỷ số truyền từ cơ cấu phanh đến bánh xe sau;

η' - hiệu suất truyền lực từ cơ cấu phanh đến bánh xe sau.

Mô men phanh cần sinh ra ở mỗi cơ cấu phanh của máy kéo xích đảm bảo giữ máy kéo ở độ dốc lớn nhất:

$$M'_{p\alpha} \geq \frac{G' \cdot \sin \alpha_{\max} \cdot R_{bs}}{2 \cdot i_{cc}} \cdot \eta_{cc} \cdot \eta_x$$

R_{bs} - bán kính bánh sao chủ động

i_{cc} - tỷ số truyền của truyền lực cuối cùng

η_{cc} - hiệu suất truyền lực của truyền lực cuối cùng

η_x - hiệu suất truyền lực của giải xích.

Mô men phanh cần sinh ra ở mỗi cơ cấu phanh của máy kéo bánh bơm đảm bảo điều kiện bám:

$$M'_{p\alpha} \geq \frac{G' \cdot \varphi \cdot r_b}{2 \cdot i} \cdot \eta'$$

φ - hệ số bám của bánh xe với đường.

§2. THIẾT KẾ TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH

I. Cơ cấu phanh guốc

Mục đích xác định các kích thước và thông số cơ bản của cơ cấu phanh để có thể sinh ra mô men phanh đảm bảo hãm được ô tô, máy kéo.

1. Xác định góc δ và bán kính ρ của lực tổng hợp tác dụng lên má phanh.

Ta thừa nhận áp suất trên má phanh phân bố theo quy luật đường sin

($q = q_{\max} \cdot \sin\beta$)

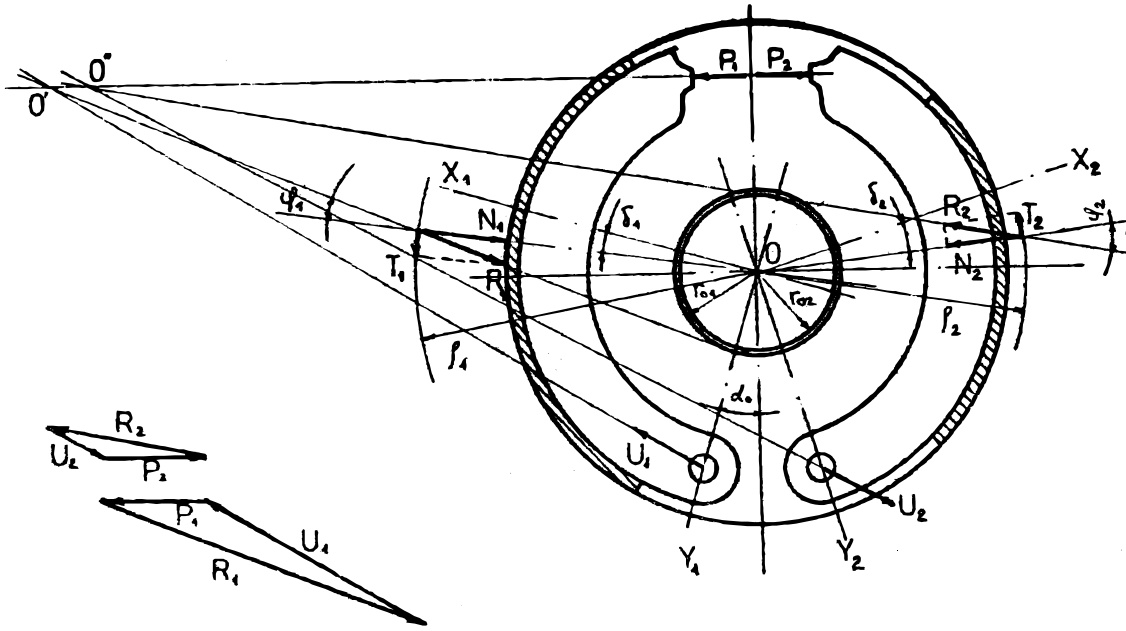
Khi đó các phần tử lực dN_1 và dT_1 tác dụng lên má phanh là:

$$dN_1 = q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot \sin\beta \cdot d\beta$$

$$dT_1 = \mu q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot \sin\beta \cdot d\beta$$

Chiếu dN_1 lên trục $X_1 - X_1$ ta có:

$$dN_{1x} = q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot \sin^2\beta \cdot d\beta$$



Hình 24. Sơ đồ lực tác dụng lên guốc phanh

Từ đây ta có:

$$N_{1x} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1x} = q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin^2 \beta \cdot d\beta = q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot \left(\frac{\beta}{2} - \frac{\sin 2\beta}{4} \right) \Big|_{\beta_1}^{\beta_2} =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot (\beta_2 - \beta_1 - \frac{\sin 2\beta_2}{2} + \frac{\sin 2\beta_1}{2}) = \frac{1}{4} \cdot q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot (2\beta_0 + 2\sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)$$

Chiều dN_1 lên trục $Y_1 - Y_1$ ta có:

$$N_{1Y} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1Y} = \frac{1}{2} \cdot q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta \cdot d\beta = \frac{1}{4} \cdot q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta d2\beta =$$

$$= \frac{1}{4} \cdot q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot (-\cos 2\beta) \Big|_{\beta_1}^{\beta_2} = \frac{1}{4} \cdot q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)$$

Góc tạo bởi lực N_1 với trục $X_1 - X_1$ là:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{N_{1Y}}{N_{1X}} = \frac{\frac{1}{4} \cdot q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)}{\frac{1}{4} \cdot q_{\max} \cdot b \cdot r_t \cdot (2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)}$$

Hay cuối cùng ta có:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2}$$

Mô men phanh sinh ra trên phần tử má phanh :

$$dM'_{P1} = r_t \cdot dT_1 = \mu q_{\max} \cdot b \cdot r_t^2 \cdot \sin \beta \cdot d\beta$$

Mô men phanh sinh ra trên cả má phanh là:

$$M'_{P1} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM'_{P1} = \mu \cdot q_{\max} \cdot b r_t^2 \cdot \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin \beta d\beta = \mu \cdot q_{\max} \cdot b r_t^2 \cdot (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)$$

Lực tổng hợp N_1 là:

$$N_1 = \sqrt{N_{1X}^2 + N_{1Y}^2} = \frac{1}{4} q_{\max} \cdot b r_t \cdot \sqrt{(2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)^2 + (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)^2}$$

Bán kính ρ xác định theo công thức:

$$\rho = \frac{M'_{P1}}{T_1} = \frac{M'_{P1}}{\mu \cdot N_1}$$

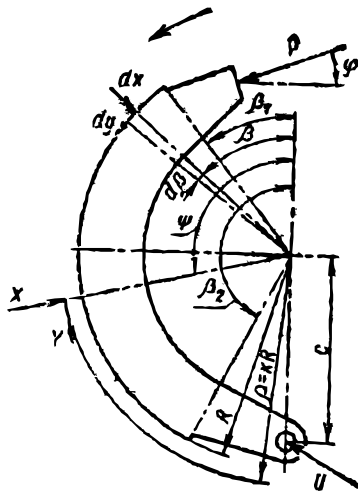
đưa các giá trị của M'_{P1} và N_1 vào ta có:

$$\rho = \frac{4r_t \cdot (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\sqrt{(2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)^2 + (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)^2}}$$

Sau giản ước ta có:

$$\rho = \frac{2r_t \cdot (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\sqrt{\beta_0^2 + \sin^2 \beta_0 - \beta_0 \cos(\beta_2 + \beta_1) \sin \beta_0}}$$

2. Tính toán lực cần thiết tác dụng lên guốc phanh



Hình 25. Sơ đồ tính toán guốc phanh

Khi tính toán thiết kế cơ cấu phanh guốc cần thiết lập sự phụ thuộc giữa mô men phanh do cơ cấu phanh sinh ra và lực đẩy cần thiết ép guốc phanh vào tang phanh. Sơ đồ tính toán guốc phanh được đưa ra ở hình vẽ.

Mômen phanh do guốc tạo ra được xác định theo công thức:

$$M_p = \mu \cdot X \cdot k \cdot r_t \quad (\text{I.10})$$

Trong đó:

μ - Hệ số ma sát giữa má phanh và tang phanh.

Lấy $\mu = 0,35 \div 0,45$

r_t - bán kính tang phanh.

k - hệ số, $k = \frac{\rho}{r_t}$

ρ - Bán kính quy dẫn điểm đặt lực tiếp tuyến.

Trị số của hệ số k phụ thuộc vào quy luật phân bố áp suất theo chiều dài tấm ma sát của guốc phanh, nó được xác định trong từng trường hợp cụ thể.

Ta đưa ra các giả thiết sau đây khi tính toán cơ cấu phanh:

- Tang phanh và guốc phanh tuyệt đối cứng.
- Các tấm ma sát tiếp xúc lý tưởng với bề mặt tang phanh.
- Biến dạng của các tấm ma sát tuân theo định luật Húc.

Khi đó áp suất phân bố theo chiều dài của má phanh theo quy luật hình sin, nghĩa là:

$$p = p_{\max} \cdot \sin \beta \quad (\text{I.11})$$

Trong đó :

p_{\max} - áp suất lớn nhất trên bề mặt má phanh.

β - góc được đo từ trục đi qua tâm quay của guốc.

Trong điều kiện làm việc thực tế của cơ cấu phanh, tang phanh và guốc phanh có biến dạng, nên phân bố áp suất trên bề mặt má phanh sẽ không theo quy luật hình sin. Vì vậy khi phanh với cường độ phanh nhỏ thì có thể xem quy luật phân bố áp suất là hình sin, còn phanh cấp tốc thì xem quy luật phân bố áp suất đều. Trong tính toán cơ cấu phanh guốc ta khảo sát cho hai trường hợp:

$$p = p_{\max} \cdot \sin \beta \quad \text{và} \quad p = \text{const} \quad (\text{I.12})$$

Giá trị hệ số k được xác định theo công thức sau:

$$k = \frac{4 \cdot (\cos \beta_1 - \cos \beta_2) \cdot \sin \psi}{2 \cdot (\beta_2 - \beta_1) + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} \quad (\text{khi } p = p_{\max} \cdot \sin \beta) \quad (\text{I.13})$$

$$k = \frac{\beta_0 \cdot \sin \psi}{\cos \beta_1 - \cos \beta_2} \quad (\text{khi } p = \text{const}) \quad (\text{I.14})$$

Trong đó :

ψ - góc xác định hướng của lực pháp tuyến X (hình 6)

$$\beta_0 = \beta_2 - \beta_1$$

β_2, β_1 - góc xác định kích thước của tấm ma sát.

Nếu guốc phanh đối xứng ($\beta_1 = 180^\circ - \beta_2$), còn góc $\psi = 90^\circ$, thì công thức để xác định hệ số k sẽ đơn giản hơn:

$$k = \frac{4 \cdot \sin \frac{\beta_0}{2}}{\beta_0 + \sin \beta_0} \quad (\text{khi } p = p_{\max} \cdot \sin \beta) \quad (\text{I.15})$$

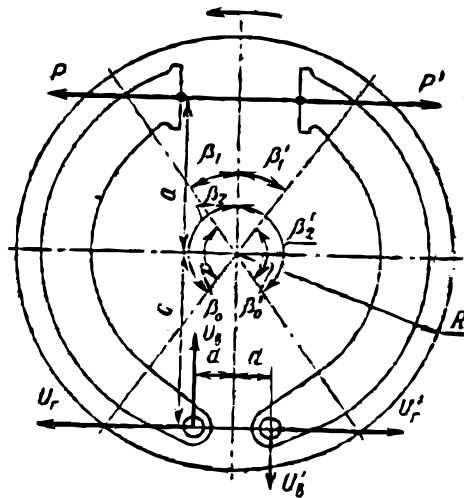
$$k = \frac{\beta_0}{\sin \frac{\beta_0}{2}} \quad (\text{khi } p = \text{const}) \quad (\text{I.16})$$

Mô men phanh do cơ cấu phanh sinh ra (hình) được xác định theo công thức:

$$M_p = \frac{P(a+c)\cos\varphi}{\frac{c.A}{R.D.\mu} \mu \frac{c.B}{R.D.\mu} \mu 1} \quad (\text{I.17})$$

Trong đó:

$$\cos\varphi = \sqrt{1 - \left(\frac{d}{R}\right)^2}$$



Hình 26. Sơ đồ toán guốc phanh với chốt tựa cố định.

a, c, d - các kích thước cơ cấu phanh.

$D = \beta_0$ - góc ôm má phanh (khi $p = \text{const}$).

$D = \cos\beta_1 - \cos\beta_2$ (khi $p = p_{\text{max}}\sin\beta$).

$A = \cos\beta_1 - \cos\beta_2; B = \sin\beta_2 - \sin\beta_1$ (khi $p = \text{const}$).

$A = \frac{1}{2}\beta_0 - \frac{1}{4}(\sin 2\beta_2 - \sin 2\beta_1)$ (khi $p = p_{\text{max}}\sin\beta$).

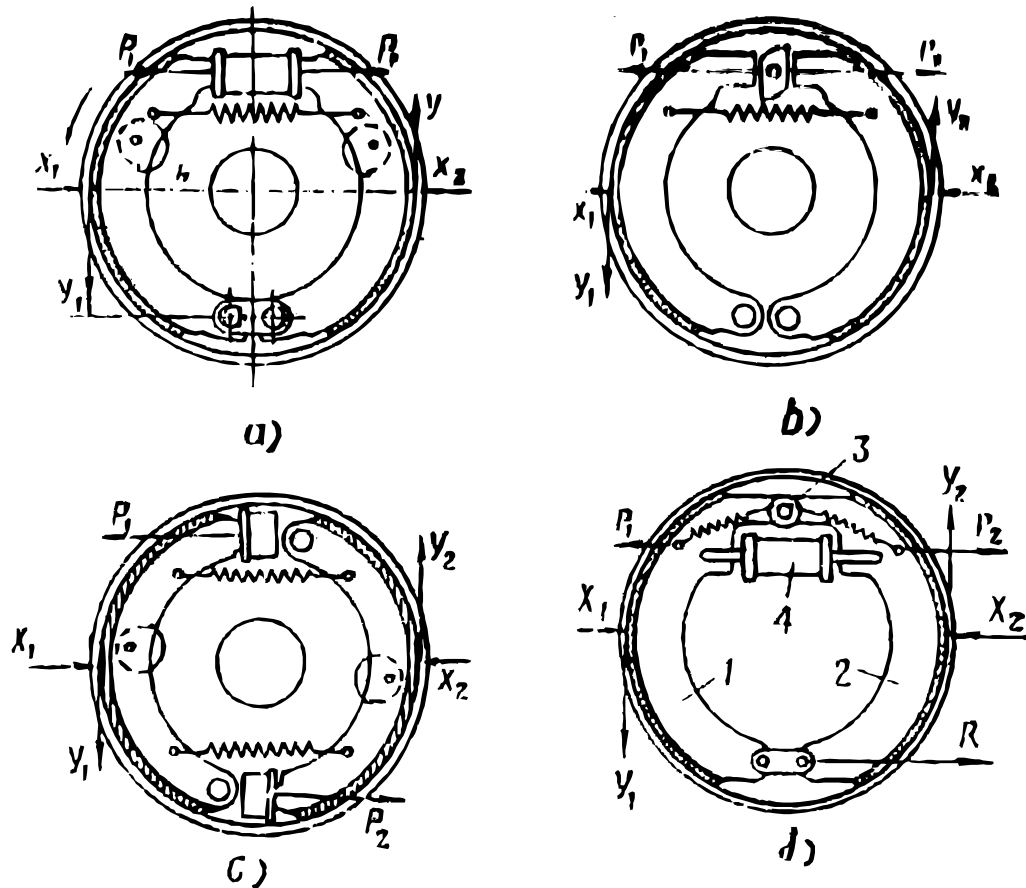
$B = \frac{1}{2}(\sin^2\beta_2 - \sin^2\beta_1)$ (khi $p = p_{\text{max}}\sin\beta$).

P- lực đẩy từ xy lanh công tác lên guốc phanh.

R- bán kính tang phanh.

μ - hệ số ma sát giữa má phanh và tang phanh.

Dấu (+) lấy cho guốc bên phải, dấu (-) lấy cho guốc bên trái.



Hình 27. Một số loại cơ cấu phanh guốc

1. Cơ cấu phanh có chốt tựa một phía và lực đẩy lên guốc bằng nhau
2. Cơ cấu phanh có chốt tựa một phía và chuyển dịch của các guốc bằng nhau
3. Cơ cấu phanh có chốt tựa khác phía và lực đẩy lên guốc bằng nhau
4. Cơ cấu phanh có chốt tựa chung và có cường hoá

Khi tính toán cơ cấu phanh theo sơ đồ hình b, sau khi rà trơn các má phanh thì áp suất trên bề mặt các má phanh sẽ đồng đều, do đó mômen phanh guốc bên trái (M_p), và guốc bên phải (M'_p) sẽ như nhau. Khi đó lực đẩy lên hai guốc sẽ khác nhau: $P' > P$.

Nếu ký hiệu mô men phanh do cơ cấu phanh sinh ra là M_t thì ta có $M_p = M'_p = \frac{M_\tau}{2}$

khi đó biểu thức (I.17) viết lại như sau:

$$P = \frac{\frac{M_\tau}{2} \left(\frac{c.A}{\mu.R.D} - \frac{c.B}{R.D} - 1 \right)}{(a+c).\cos\varphi}; \quad P' = \frac{\frac{M_\tau}{2} \left(\frac{c.A}{\mu.R.D} + \frac{c.B}{R.D} + 1 \right)}{(a+c)\cos\varphi} \quad (I.18)$$

Mô men cần thiết đặt trên cam quay của cơ cấu phanh để nhận được các lực đẩy P, P' được xác định theo công thức:

$$M_0 = (P + P') \cdot \frac{d_0}{2} \quad (I.19)$$

d_0 - đường kính vòng tròn cơ sở biên dạng phanh.

Khi tính toán cơ cấu phanh theo sơ đồ hình a, trị số lực đẩy trên guốc như nhau và xác định theo công thức sau đây:

$$P = P' = \frac{M_\tau}{k_T.(a+c).\cos\varphi}$$

$$k_T = \frac{1}{\frac{c.A}{\mu.R.D} - \frac{c.B}{R.D} - 1} + \frac{1}{\frac{c.A}{\mu.R.D} + \frac{c.B}{R.D} + 1}$$

Sai khác trong tính toán hai trường hợp khoảng 5%. Khi góc ôm β_0 nhỏ thì sự sai khác này càng giảm và ngược lại.

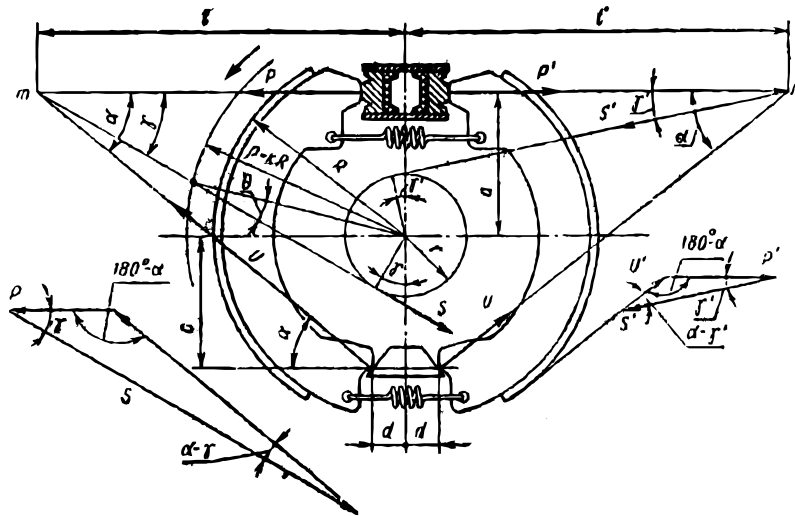
Đối với cơ cấu phanh kiểu bơi (hình d), hiệu quả phanh được tăng lên nhờ dùng lực ma sát giữa má phanh trước và tang phanh. Hai guốc được nối với nhau bằng phanh trung gian. như vậy guốc sau được ép vào tang phanh không những bằng lực P' mà còn bằng lực U . Mô men phanh được xác định bằng phương pháp giải tích.

Sơ đồ tính toán cơ cấu phanh thể hiện ở hình vẽ. Phản lực từ tang phanh tác dụng lên guốc song song với các lực P và U . Từ điều kiện cân bằng guốc phanh ta có:

$$U = \frac{P(a+r)}{c-r}; \quad S = \frac{P.(a+c)}{c-r}; \quad S' = \frac{U(c+a)}{a-r} \quad (I.22)$$

Trị số mô men phanh do từng guốc phanh sinh ra được xác định theo các biểu thức sau đây:

$$M_T = S; \quad r = \frac{P(a+c).r}{c-r}; \quad M'_T = S'; \quad r = \frac{P(a+r).(c+a)}{(c-r).(a-r)} \quad (I.23)$$



Hình 28. Sơ đồ tính toán cơ cấu phanh tự cường hóa (kiểu bơi)

Trị số bán kính r trong trường hợp này được xác định theo công thức:

$$r = k.R \sin \theta$$

Trong đó :

θ - góc ma sát ($\tan \theta = \mu$).

k- hệ số được xác định theo công thức (I.16).

Việc xác định chính xác hệ số k theo công thức (I.16) là khó khăn vì khó biết được giá trị góc ψ . Vì vậy trong trường hợp này sử dụng phương pháp gần đúng liên tiếp. Trước tiên cho trước giá trị hệ số k trong khoảng 1,14 -1,18, tìm giá trị r. Sau đó, xác định hướng lực x và xác định giá trị góc ψ . Khi biết góc ψ ta tìm hệ số k theo công thức (I.16). Nếu giá trị hệ số k bước sau sai lệch với giá trị k của bước trước 1% thì dừng lại. phản lực của tang sẽ tiếp tuyến với vòng tròn bán kính r.

Ta có một số công thức xác định mối quan hệ giữa mômen phanh và các lực đẩy lên guốc phanh tương ứng với sơ đồ hình 1 như sau:

Sơ đồ hình a ($P_1 = P_2 = P$)

$$M_p = \mu.P.\rho.(a+c) \cdot \left[\frac{1}{\frac{c}{\cos \theta} (\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \delta} + \frac{1}{\frac{c}{\cos \theta} (\cos \delta + \mu \sin \delta) + \mu \delta} \right] \quad (I.31)$$

Sơ đồ hình b ($P_1 \neq P_2$)

$$M_p = \mu \cdot \rho \cdot (a + c) \cdot \left[\frac{P_1}{\frac{c}{\cos\theta} (\cos\delta + \mu \sin\delta) - \mu\delta} + \frac{P_2}{\frac{c}{\cos\theta} (\cos\delta + \mu \sin\delta) + \mu\delta} \right]$$

Sơ đồ c ($P_1 = P_2 = P$)

$$M_p = 2\mu \cdot \rho \cdot (a + c) \cdot \left[\frac{P}{\frac{c}{\cos\theta} (\cos\delta + \mu \sin\delta)} \right]$$

Sơ đồ d ($P_1 = P_2 = P$)

$$M_p = M_p' + M_p''$$

$$M_p' = \frac{\mu \cdot P \cdot (c + d) \cdot \rho}{c \cdot (\cos\delta + \mu \sin\delta) - \mu \cdot \rho}$$

$$M_p'' = \frac{\mu \cdot P \cdot (a - d) + Q \cdot (a + c) \cdot \mu}{a \cdot (\cos\delta + \mu \sin\delta) - \mu \cdot \rho} \cdot \rho$$

$$Q = \frac{P \cdot [c \cdot (\cos\delta + \mu \sin\delta) - \mu \cdot \rho] \cdot d + \mu \cdot (c + d) \cdot \rho}{c \cdot [c \cdot (\cos\delta + \mu \sin\delta) - \mu \cdot \rho]}$$

3. Tính toán kiểm nghiệm khả năng làm việc của cơ cấu phanh.

Trong các bước trên, các kích thước của cơ cấu phanh được chọn sơ bộ trên cơ sở bố trí chung và các điều kiện đưa cho từng loại cơ cấu phanh. Kích thước má phanh được chọn trên cơ sở đảm bảo công ma sát riêng, áp suất trên bề mặt má phanh, tỷ số trọng lượng toàn bộ ô tô trên diện tích toàn bộ các má phanh và chế độ làm việc của phanh.

Vì vậy sau khi xác định được thông số kích thước của cơ cấu phanh cần thiết tính toán kiểm tra khả năng làm việc của chúng.

a. Tính toán xác định công ma sát riêng: l_{ms} [KNm/m²]

Công ma sát riêng được xác định trên cơ sở các má phanh thu toàn bộ động năng của ô tô khi phanh ô tô ở vận tốc nào đó:

$$l_{ms} = \frac{G \cdot V_0^2}{2 \cdot g \cdot F_\Sigma} \quad [\text{KNm/m}^2] \quad (\text{I.40})$$

Trong đó:

G- Trọng lượng toàn bộ của ô tô khi đủ tải (KN).

V₀- Vận tốc của ô tô khi bắt đầu phanh (m/s)

g- Gia tốc trọng trường ($g = 9,81\text{m/s}^2$).

F_{Σ} - Tổng diện tích toàn bộ má phanh của các cơ cấu phanh (m^2).

Trị số công ma sát riêng cho phép đối với các cơ cấu phanh như sau:

Ô tô du lịch: $[l_{ms}] = 4000 \div 15000 \text{ KNm/m}^2$.

Ô tô tải, xe khách: $[l_{ms}] = 3000 \div 7000 \text{ KNm/m}^2$.

Từ đây ta có thể tính được diện tích má phanh khi chọn vận tốc thiết kế khi phanh.

Thời hạn phục vụ của má phanh phụ thuộc vào công ma sát riêng, công này càng lớn thì nhiệt độ phát ra khi phanh càng cao, tang phanh càng bị nóng nhiều và má phanh chóng bị hỏng.

b. Tính toán xác định áp suất trên bề mặt má phanh :p [MN/m²]

Giả thiết áp suất trên bề mặt má phanh phân bố đều, ta xác định giá trị áp suất trên bề mặt ma sát theo công thức sau;

$$p = \frac{M_{\tau}}{\mu \cdot b \cdot R^2 \cdot \beta_0} \quad [\text{MN/m}^2] \quad (\text{I.41})$$

Trong đó: M_{τ} - mô men sinh ra một cơ cấu phanh.

μ - Hệ số ma sát.

β_0 - Góc ôm của má phanh.

R - Bán kính tang phanh.

b - Chiều rộng của má phanh.

Áp suất trên bề mặt má phanh phụ thuộc vào nguyên liệu chế tạo má phanh và tang phanh. Đối với các má phanh hiện nay, giá trị áp suất cho phép trên bề mặt má phanh nằm trong khoảng: $[p] = 1,5 \div 2,0 \text{ MN/m}^2$.

Hiệu quả phanh phụ thuộc nhiều vào góc ôm β_0 . Nếu β_0 quá lớn sẽ làm cho áp suất phân bố trên bề mặt má phanh không đều. Khi phanh với từng thời gian ngắn thì mô men phanh sẽ tăng khi tăng β_0 , nhưng nếu β_0 tăng quá $100^\circ - 120^\circ$ thì hiệu quả phanh hầu như không tăng. Nếu phanh thường xuyên theo chu kỳ thì mô men phanh sẽ giảm khi tăng góc ôm β_0 do nhiệt độ tang phanh tăng nhiều.

Đối với phanh guốc mà mỗi guốc có điểm cố định riêng rẽ, góc ôm $\beta_0 = 90^\circ - 100^\circ$ là thích hợp, do đó tăng hiệu quả phanh và giảm hao mòn má phanh. Nếu góc ôm nhỏ hơn 90° thì má phanh hao mòn nhanh.

3. Tính toán xác định tỷ số khối lượng toàn bộ ô tô trên tổng diện tích ma sát phanh.

Thời hạn phục vụ của má phanh còn được đánh giá bằng tỷ số q:

$$q = \frac{M}{F_{\Sigma}} \quad (\text{I.42})$$

Trong đó:

M - Khối lượng toàn bộ ô tô (Kg)

F_{Σ} - Tổng diện tích của bề mặt ma sát của các má phanh ở tất cả các cơ cấu phanh.

Tỷ số này cho phép như sau:

+ Ô tô du lịch : 1,0 - 2,0.10⁴ Kg/m²

+ Ô tô khách : 1,5- 2,5.10⁴ Kg/m².

+ Ô tô vận tải: 2,5- 3,5.10⁴ Kg/m².

d. Tính toán nhiệt phát ra trong quá trình phanh.

Trong quá trình phanh, động năng của ô tô chuyển thành nhiệt năng ở trong tang phanh và các chi tiết khác, một phần nhiệt thoát ra môi trường không khí. Phương trình cân bằng nhiệt khi phanh do lực phanh P_p gây lên sau quãng đường phanh dS và thời gian dt :

$$\frac{P_p \cdot dS}{427} = Z \cdot G_t \cdot c \cdot dT + F_t \cdot K_0 \cdot v \cdot T \cdot dt \quad (\text{I-43})$$

Trong đó:

G_t - khối lượng tang phanh và các chi tiết của tang phanh có liên quan tới tang phanh (kg).

c- nhiệt dung riêng của vật liệu làm tang phanh. Nếu là thép và gang thì: $c = 0,125 \text{ kcal/kg.độ}$.

dT - độ tăng nhiệt độ của tang phanh sau thời gian dt (⁰C).

T- hiệu nhiệt độ giữa tang phanh và không khí (⁰C).

F_t - diện tích bề mặt làm mát của tang phanh và không khí (m²)

Z- số bánh xe có cơ cấu phanh.

v- vận tốc vòng của trống phanh (m/s).

K_0 - hệ số truyền nhiệt giữa trống phanh và không khí (W/m².độ)

Khi phanh với cường độ phanh lớn nhất, nhiệt truyền ra không khí không đáng kể, cho nên có thể bỏ qua thành phần thứ hai trong phương trình trên. Ta có:

$$P_{p \max} \frac{dS}{427} = Z \cdot G_t \cdot c \cdot dT \quad (\text{I-44})$$

Sau khi phân tích phương trình này ta được:

$$T_2 = T_1 + \frac{G_a.V^2}{108500.Z.c.G_t} \quad (I-45)$$

Trong đó:

T_2 - nhiệt độ của tang phanh.

T_1 - nhiệt độ của môi trường không khí.

Độ tăng của nhiệt của tang phanh khi phanh ở $v = 30$ Km/h cho đến khi dừng hẳn không được vượt quá 15°C . Khi phanh liên tục thì số hạng thứ hai trong phương trình sẽ tăng lên.

5. Kiểm tra hiện tượng tự xiết của cơ cấu phanh.

Hiện tượng tự xiết (tự phanh) xảy ra khi má phanh ép sát vào tang phanh chỉ bằng lực ma sát mà không cần tác động lực P của cơ cấu đẩy má phanh trên guốc phanh. Trong trường hợp như vậy thì mômen phanh M_{τ} theo lý thuyết sẽ tiến tới vô cùng. Guốc phanh trước (hình 9) sẽ xảy ra tự xiết khi thỏa mãn điều kiện:

$$c.(cos\delta + \mu.sin\delta) - \mu.p = 0 \quad (I-47)$$

Nghĩa là khi:

$$\mu = \frac{c.cos\delta}{\rho - c.sin\delta} \quad (I-48)$$

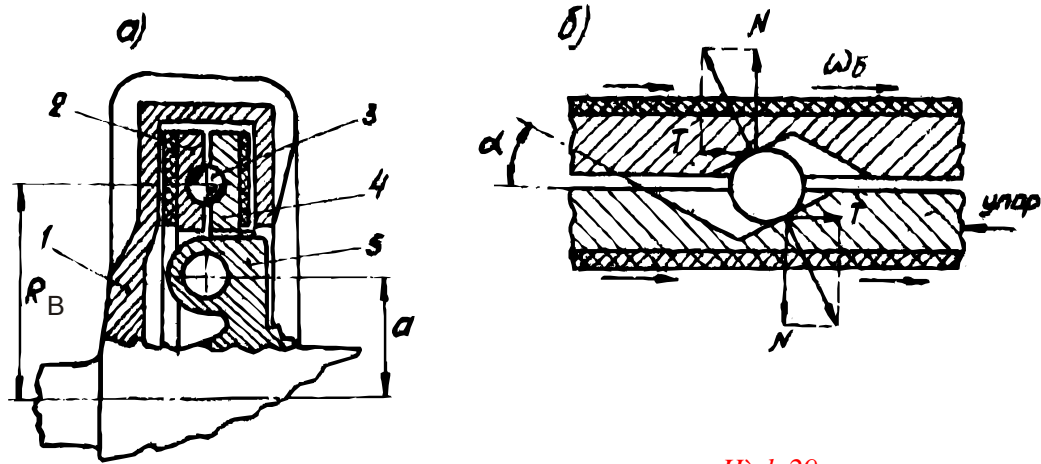
Ở cơ cấu phanh có guốc phanh tự cường hoá, hiện tượng tự xiết xảy ra khi $c = r_0$ hay $b = r_0$, nghĩa là khi lực tổng hợp R_1 đi qua thanh ép trung gian hay khi lực tổng hợp đi qua điểm tựa.

Hay ta có:

$$\mu = \frac{b}{\sqrt{\rho^2 - b^2}} \quad \text{và} \quad \mu = \frac{c}{\sqrt{\rho^2 - c^2}}$$

II. Cơ cấu phanh đĩa

1. Phanh đĩa loại vỏ quay (loại kín)



Hình 29

Mô men phanh được xác định theo công thức:

$$M_p = 2.P.\mu.R_{tb}$$

$$P = p_0 \cdot \frac{\pi.D^2}{4}$$

$$R_{tb} - \text{bán kính trung bình của tấm ma sát; } R_{tb} = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

D - đường kính xilanh dẫn động đĩa phanh;

p_0 - áp suất chất lỏng trong hệ thống;

μ - hệ số ma sát.

Ta có:

$$T.R_b = n.P.a + \mu.Q.R_{tb}$$

$$Q = S = T.\cot\alpha$$

T - thành phần của lực pháp tuyến N, tác dụng song song với bề mặt làm việc của đĩa ép;

R_b - khoảng cách từ tâm viên bi đến tâm cơ cấu phanh;

n - số xilanh làm việc;

P - lực sinh ra từ 1 xilanh phanh;

a - khoảng cách từ tâm cơ cấu phanh đến tâm xilanh phanh;

μ - hệ số ma sát;

Q - lực ép sinh ra trên bề mặt đĩa ma sát;

R_{tb} - bán kính trung bình của tấm ma sát;

α - góc nghiêng của đường lăn bi.

Từ đây ta có:

$$Q = \frac{n.P.a}{R_b.tg\alpha - \mu.R_{tb}}$$

Mô men phanh sinh ra trên cơ cấu phanh là:

$$M_p = m. \mu.Q.R_{tb}$$

m - số đôi bề mặt ma sát.

Thay Q vào công thức trên ta có:

$$M_p = \frac{m.\mu.n.P.a.R_{tb}}{R_b.tg\alpha - \mu.R_{tb}}$$

Để tránh hiện tượng tự xiết, ta phải có $R_b.tg\alpha - \mu.R_{tb} > 0$

$$\text{hay } tg\alpha > \mu \frac{R_{tb}}{R_b}$$

Nếu $R_b = R_{tb}$ thì $tg\alpha > \mu$.

Lực cần sinh ra trong 1 xilanh công tác:

$$P = \frac{M_p.(R_b.tg\alpha - \mu.R_{tb})}{m.\mu.n.a.R_{tb}}$$

2. Phanh đĩa loại đĩa quay (phanh hờ)

Mô men phanh sinh ra trên cơ cấu phanh là:

$$M_p = m. \mu.Q.R_{tb}$$

m - số đôi bề mặt ma sát;

Q - lực ép, ép má phanh vào đĩa phanh

$$Q = \frac{M_p}{m.\mu.R_{tb}}$$

M_p được tính theo yêu cầu của xe.

Ta lại có:

$$Q = p_0 \cdot \frac{\pi.d^2}{4} . n$$

Khi tính được Q ta có thể tính toán các thông số khác của cơ cấu trên cơ sở chọn một số thông số.

§3. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ DẪN ĐỘNG PHANH.

Trên cơ sở xác định được mômen phanh cần sinh ra mà các cơ cấu phanh, ta xác định được lực đẩy cần thiết lên guốc phanh. Từ đó ta có cơ sở tính toán thiết kế dẫn động cơ phanh.

Khi tính toán thiết kế dẫn động phanh chúng ta phải chọn dạng dẫn động, xác định các thông số cơ bản của dẫn động và của các phần tử đặc trưng.

Trên ô tô hiện nay áp dụng phổ biến là dẫn động thủy lực, dẫn động khí nén, dẫn động liên hợp. Dẫn động liên hợp thường là dẫn động thủy khí, thủy lực với trợ lực khí nén hoặc trợ lực chân không. Dẫn động cơ khí hiện nay thường dùng ở hệ thống phanh sự cố hoặc hệ thống phanh dừng.

Khi thiết kế dẫn động phanh, với bất kỳ loại dẫn động nào cần thiết đảm bảo các yêu cầu sau đây:

+ Đảm bảo lực đẩy cần thiết tác dụng lên guốc phanh của tất cả các cơ cấu phanh.

+ Đảm bảo có tác động tùy động, nghĩa là bảo đảm sự tỷ lệ giữa tác động lên bàn đạp phanh và mômen phanh tác dụng lên bánh xe.

+ Thời gian chậm tác dụng phải nhỏ.

+ Đảm bảo độ tin cậy làm việc.

+ Điều kiện thuận tiện, nhẹ nhàng.

+ Kết cấu đơn giản.

1. Dẫn động phanh thủy lực.

Dẫn động phanh thủy lực được áp dụng rộng rãi trên các xe con và các xe vận tải nhỏ. Khi tính toán dẫn động phanh thủy lực trước tiên cần xác định kích thước xy lanh phanh công tác (nằm tại cơ cấu phanh) trên cơ sở biết lực ép lên guốc phanh và chọn áp suất làm việc trong dẫn động. Sơ đồ tính toán dẫn động phanh thủy lực được thể hiện trên hình 10.

Lực tác dụng lên guốc phanh từ phía bàn đạp:

$$P = \frac{P_{bd} \cdot i_{bd} \cdot d^2}{D^2}$$

P_{bd} - lực tác động lên bàn đạp phanh (theo tiêu chuẩn);

i_{bd} - tỷ số truyền từ bàn đạp phanh đến cơ cấu phanh;

D - đường kính xy lanh phanh chính;

d - đường kính xy lanh công tác.

Đường kính xy lanh công tác được xác định:

$$d = \sqrt{\frac{4.P}{\pi.p}}$$

p_1 - áp suất dầu lớn nhất trong dẫn động phanh.

Từ đây ta có thể tính được đường kính d .

Khi tính được các kích thước, ta cần so sánh để xác định lại cho phù hợp với tiêu chuẩn.

Ta xác định lại lực cần thiết tác động lên bàn đạp:

$$P_{bd} = \frac{\pi.D^2}{4} \cdot p \cdot \frac{1}{\eta.i_{bd}}$$

Khi tính toán hành trình của bàn đạp phanh, cần tính đến hành trình do biến dạng của các khâu trong hệ thống: biến dạng của bàn đạp phanh, của các đường ống dẫn dầu, biến dạng của trống phanh, của má phanh, của dầu,... và hành trình để khắc phục các khe hở trong hệ thống: khe hở giữa ty đẩy piston và piston của xilanh chính, khe hở giữa má phanh và trống phanh, khe hở giữa các khớp,...

Hành trình bàn đạp phanh được tính theo công thức:

$$h = \left(\frac{2.d_1^2.x_1 + 2.d_2^2.x_2}{D^2} \cdot \eta_b + \delta_0 \right) \cdot \frac{l}{l'}$$

d_1, d_2 - đường kính xilanh công tác bánh xe trước và bánh xe sau;

x_1, x_2 - hành trình piston của các xilanh công tác bánh xe trước và sau;

δ_0 - khe hở giữa ty đẩy và piston xilanh chính;

D - đường kính xilanh chính;

l, l' - các kích thước đòn của bàn đạp phanh;

η_b - hệ số bổ xung, tính đến khi đạp phanh ngắt.

Các giá trị x_1, x_2 được xác định như sau:

$$x = \frac{2.(a + c).(\delta + \lambda)}{c}$$

δ - khe hở trung bình giữa má phanh và trống phanh;

λ - độ mòn hướng kính cho phép của má phanh;

a - khoảng cách từ tâm trống phanh đến điểm đặt lực;

c - khoảng cách từ tâm trống phanh đến chốt cố định của má phanh.

2. Dẫn động phanh thủy lực có trợ lực

Trên các xe con và xe tải nhỏ thường dùng dẫn động phanh thủy lực. Để giảm nhẹ sức lao động của người lái, người ta sử dụng thêm trợ lực trên cơ sở sử dụng

nguồn năng lượng khác. Trợ lực được sử dụng là: Trợ lực chân không (sử dụng độ chân không ở cổ hút động cơ) hoặc trợ lực khí nén (sử dụng máy nén khí). Ưu điểm của sử dụng trợ lực chân không là không cần nguồn năng lượng phụ. Tuy nhiên nó có nhược điểm là kích thước công kênh, do độ chênh áp ở cổ hút động cơ tạo ra là nhỏ. Ngoài việc giảm kích thước bao của trợ lực chân không có thể trong trường hợp sử dụng bơm chân không chuyên dùng, khi đó nó cho phép sử dụng cả ở trên xe có động cơ điêzel. Tuy nhiên áp dụng bơm chân không sẽ làm phức tạp cho kết cấu hệ thống phanh ô tô.

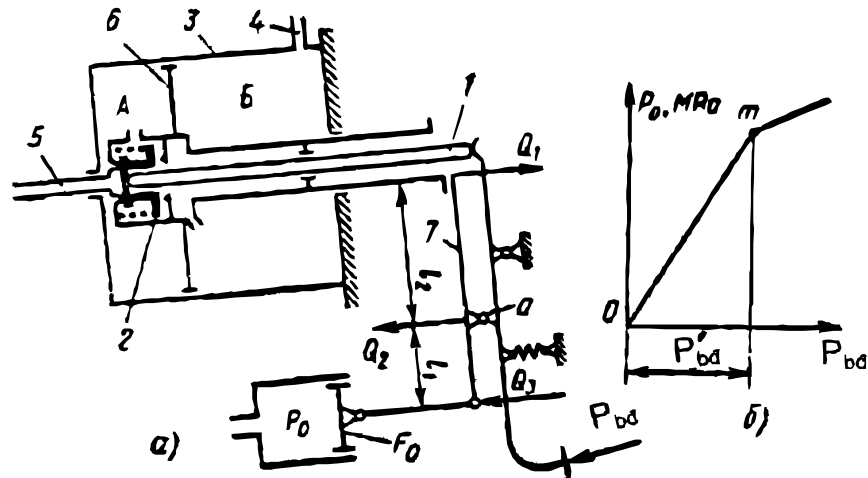
Hiện nay có nhiều loại trợ lực chân không. Bất kỳ loại trợ lực chân không nào đều có 2 phần tử cơ bản:

- + Bầu trợ lực hoặc xilanh lực.
- + Cơ cấu tùy động.

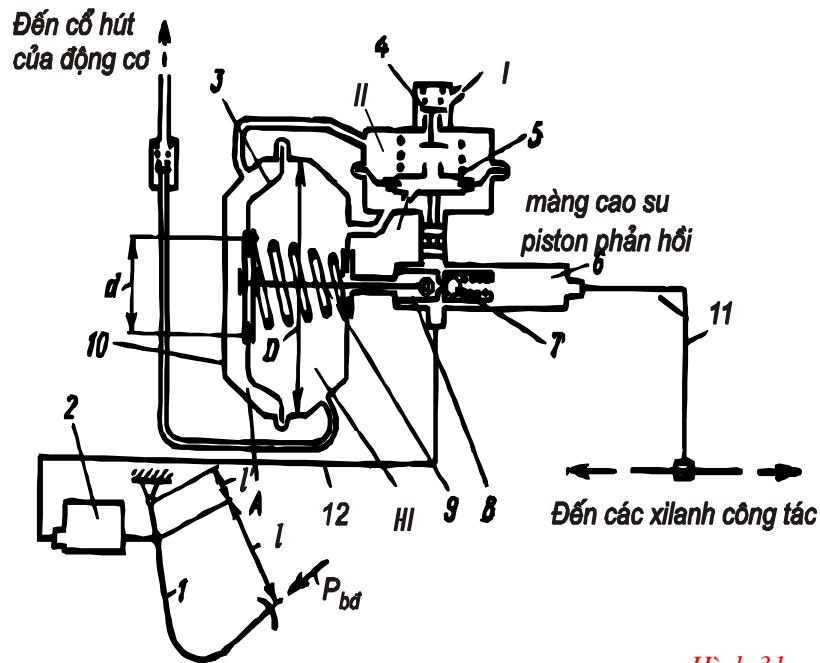
Tùy kết cấu và bố trí cơ cấu tùy động với bầu trợ lực hoặc với xylanh lực mà chia làm ba loại cơ bản:

Loại 1: Cơ cấu tùy động không liên hệ trực tiếp với xilanh phanh chính.

Hình 30
 1- cần đẩy; 2- van;
 3- xilanh lực; 4- đường ống thông với cổ hút động cơ;
 5- ống không khí;
 6- piston trợ lực;
 7- đòn 2 vai.

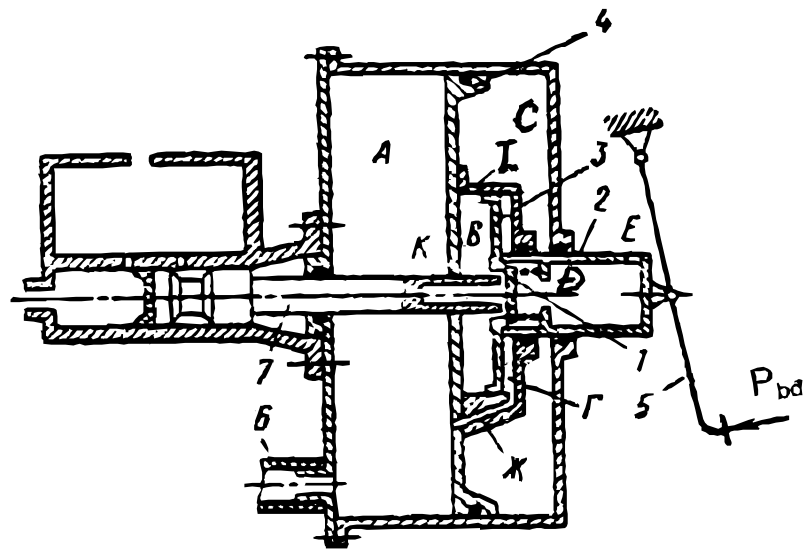


Loại 2: Xilanh phanh chính, bầu trợ lực và trong một số trường hợp cả cơ cấu tùy động bố trí tách biệt khác nhau.



Hình 31

Loại 3: Bầu trợ lực, xilanh phanh chính, cơ cấu tùy động bố trí đồng trục thành một khối.



Hình 32

Trong tính toán trợ lực ta tính toán cho một loại, còn các loại khác tính toán tương tự.

Mục đích tính toán: xác định các kích thước cơ bản của trợ lực đảm bảo giảm nhẹ sức lao động của người lái đối với từng loại xe.

Trợ lực chân không loại 2:

Ta có thể tính được áp suất trong hệ thống:

$$p_i = \frac{4 \cdot P_{bd}}{\pi \cdot D^2} \cdot \frac{l'}{l} \cdot \eta$$

D - đường kính xilanh chính (đã được tính và chọn theo tiêu chuẩn);

l, l' - kích thước các đòn của bàn đạp phanh;

η - hiệu suất của truyền động phanh.

Khi có bộ cường hoá, lực tác dụng lên bàn đạp phanh khoảng 30 KG và áp suất trong hệ thống đạt 80 - 90 at, ta tính được áp suất do bộ cường hoá sinh ra:

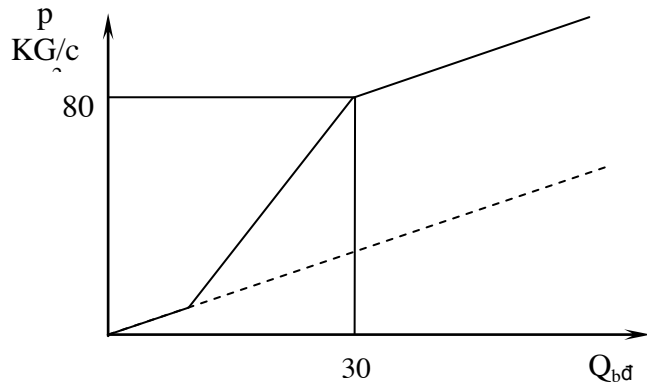
$$p_c = p_t - p_i$$

p_t - áp suất tổng cực đại cần thiết sinh ra trong hệ thống khi phanh gấp ($p_t = 80 \div 90 \text{ KG/cm}^2$).

Ta cần tính hệ số cường hoá:

$$K_c = \frac{p_t}{p_i}$$

Đặc tính của bộ cường hoá:



Hình 33

Xác định diện tích màng cao su của cơ cấu tự động

Màng cao su của cơ cấu tự động được cân bằng khi có điều kiện sau:

$$p_{xlc} \cdot F_{ph} = F_{dk} \cdot (p_2 - p_3) + F_{kk} \cdot (p_1 - p_2) + P_{lx}$$

p_{xlc} - áp suất trong xilanh chính;

F_{ph} - diện tích đỉnh piston phản hồi (để đóng, mở cường hoá);

F_{dk} - diện tích màng cao su để đóng, mở cường hoá;

F_{kk} - diện tích van không khí;

P_{lx} - lực lò xo van không khí;

p_1, p_2, p_3 - áp suất trong các buồng I, II, III

Xác định kích thước piston xilanh phản hồi và màng cao su điều khiển

$$F_{ph} = \frac{\pi \cdot d_{ph}^2}{4}$$

Áp suất dầu trong xilanh chính khi trợ lực làm việc:

$$P_{xlc} = \frac{P_{bd} \cdot \frac{l'}{l} - P_{lx}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}}$$

P_{lx} - lực lò xo hồi vị màng điều khiển

Từ đây ta xác định được lực tác dụng lên piston phản hồi:

$$P_{ph} = P_{xlc} \cdot F_{ph}$$

Phương trình cân bằng màng cao su điều khiển có thể viết lại như sau:

$$P_{ph} = F_{dk} \cdot \Delta p + F_{kk} \cdot (p_1 - p_2) + P_{lx}$$

$\Delta p = p_2 - p_3$ độ chênh áp suất trên và dưới màng điều khiển.

Từ đây ta có:

$$P_{ph} = K \cdot F_{dk} \cdot \Delta p$$

K - hệ số tính thêm do P_{lx} nhỏ

Diện tích màng điều khiển:
$$F_{dk} = \frac{P_{ph}}{K \cdot \Delta p}$$

Diện tích có ích của màng điều khiển:

$$F_{dk} = \pi/12 \cdot (D_m^2 + D_m \cdot d + d^2)$$

D_m - đường kính ngoài của màng;

d - đường kính đĩa đỡ màng.

Xác định kích thước màng trợ lực:

Để xác định kích thước màng trợ lực, ta có phương trình cân bằng của màng như sau:

$$Q_c = F_{tl} \cdot (p_2 - p_3) - P_{lxtl} = F_{tl} \cdot \Delta p - P_{lxtl}$$

F_{tl} - diện tích có ích của màng trợ lực

P_{lxtl} - lực ép của lò xo hồi vị màng trợ lực.

Từ đây ta có:
$$F_{tl} = \frac{P_{lxhv} + Q_c}{\Delta p}$$

Hay ta có:
$$Q_c = \frac{P_c \cdot F_{ptl}}{\eta}$$

Q_c - lực do trợ lực tác dụng lên piston trợ lực.

F_{ptl} - diện tích đỉnh piston trợ lực.

η - hiệu suất dẫn động thuỷ lực

Xác định hành trình của piston trợ lực

Ta cần có:

$$S_0 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot x_1 + \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot x_2 \right) \eta_b$$

$$\text{hay: } S_0 = \frac{2 \cdot (d_1^2 \cdot x_1 + d_2^2 \cdot x_2) \cdot \eta_b}{D_1^2}$$

S_0 - hành trình của piston trong xilanh trợ lực;

x_1, x_2 - khoảng dịch chuyển của piston trong các xilanh công tác bánh trước và bánh sau;

d_1, d_2 - đường kính xilanh công tác bánh trước và bánh sau;

D_1 - đường kính xilanh trợ lực;

η_b - hệ số bổ xung khi phanh ngắt.

chương 6. THIẾT KẾ HỆ THỐNG LÁI

§1- CHỌN NHỮNG THÔNG SỐ CHỦ YẾU VÀ TÍNH ĐỘNG HỌC DẪN ĐỘNG LÁI.

I. Tính toán động học lái

Nhiệm vụ của tính động học dẫn động lái là xác định những thông số tối ưu của hình thang lái, động học đúng của đòn quay khi có sự biến dạng của bộ phận đàn hồi hệ thống treo và chọn những giá trị cần thiết của tỷ số truyền dẫn động lái.

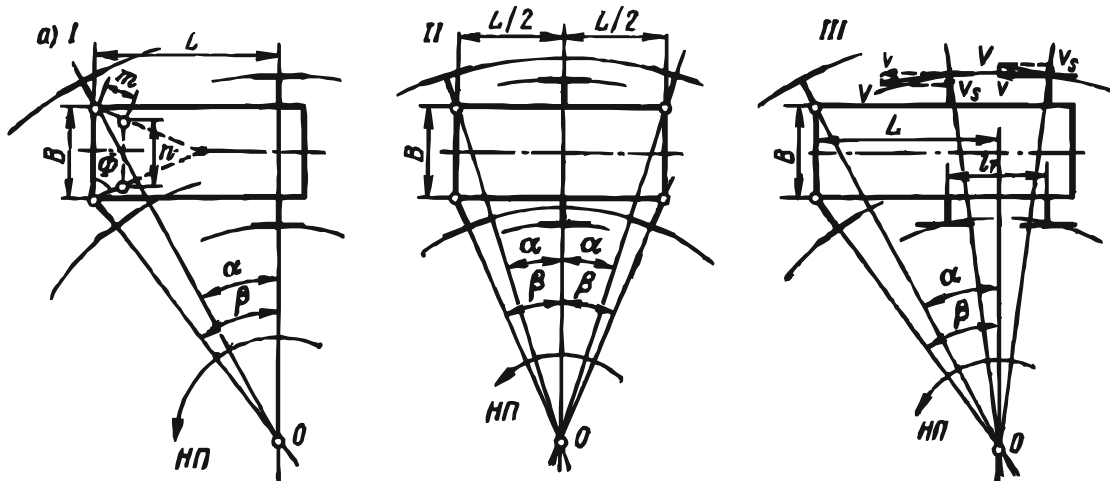
Ta biết từ lý thuyết quay vòng để nhận được sự lăn tinh của các bánh xe dẫn hướng khi quay vòng thì hệ thống lái phải đảm bảo mối quan hệ sau đây của các góc quay của bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong so với tâm quay vòng:

$$\operatorname{Ctg} \alpha - \operatorname{Ctg} \beta = \frac{B}{L} \quad (1)$$

Với ô tô có hai cặp bánh xe dẫn hướng:

$$\operatorname{Ctg} \alpha_1 - \operatorname{Ctg} \beta_1 = \frac{B}{L_1}$$

$$\operatorname{Ctg} \alpha_2 - \operatorname{Ctg} \beta_2 = \frac{B}{L_2}$$



Hình 34. Sơ đồ quay vòng của ô tô

I. ô tô với bánh trước dẫn hướng; II- ô tô với tất cả các bánh dẫn hướng; III- ô tô 3 cầu

Trong đó:

α và β - góc quay vòng của bánh xe hướng dẫn bên ngoài và bên trong.

B - khoảng cách giữa hai đường tâm trụ đứng.

L- chiều dài cơ sở của ô tô máy kéo.

Đối với trường hợp sau, thường ta có $L_1 = L_2 = L/2$ nên ta có $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ và $\beta_1 = \beta_2 = \beta$, và khi đó:

$$\operatorname{Ctg} \alpha - \operatorname{Ctg} \beta = \frac{2B}{L}$$

Ghi chú:

* Khi tính toán giao điểm cần xác định để tính động học phải là giao điểm của các đường tâm các trụ đứng với mặt phẳng đi qua tâm các chốt cầu của đòn bên phải hình thang lái và vuông góc với chúng:

$$B = A - 2(e + h_t \operatorname{tg} \beta_t) \quad (2)$$

Trong đó:

A- bề rộng của các vết bánh xe dẫn hướng.

c- cánh tay đòn lăn của bánh xe.

h_t - chiều cao của trụ đứng tính từ giao điểm nói ở phần trên tới mặt phẳng tựa của bánh xe.

β_t - góc nghiêng ngang của trụ đứng.

* Đối với ô tô ba cầu L là khoảng cách từ dầm cầu trước đến tới đường thẳng song song với các dầm sau và đi qua điểm giữa của hai cầu sau l_T .

Trên đa số các ô tô máy kéo hiện nay, phải đảm bảo mối quan hệ động học giữa hai bánh xe dẫn hướng, người ta thường sử dụng một kết cấu tương đối đơn giản, đó là hình thang lái, bao gồm từ các đòn (khâu) được nối với nhau bằng các khớp cầu và các đòn bên được bố trí nghiêng một góc so với dầm cầu trước.

Thông qua hình thang lái, từ mối quan hệ hình học chúng ta rút ra được biểu thức về mối quan hệ giữa các góc quay của các bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong.

$$\alpha = \phi + \operatorname{arctg} \frac{m \cos(\phi + \beta)}{B - m \sin(\phi + \beta)} - \operatorname{arcsin} \frac{m + 2B \sin \phi - 2m \sin^2 \phi - B \sin(\phi + \beta)}{\sqrt{B^2 + m^2 - 2Bm \cdot \sin(\phi + \beta)}} \quad (3)$$

Trong đó:

ϕ - góc nghiêng của các đòn bên hình thang lái so với dầm cầu trước.

m - chiều dài đòn bên hình thang lái.

So sánh các biểu thức (1) và (3) ta có thể nhận thấy rằng chúng không hoàn toàn giống hệt nhau, do đó việc tồn tại sự sai khác giữa góc quay vòng lý thuyết và thực tế cho bởi hình thang lái là điều không thể tránh khỏi. Vấn đề đặt ra cho các nhà thiết kế ô tô- máy kéo là cần phải chọn được các thông số tối ưu của hình thang lái để sự sai khác nói trên đạt giá trị tối thiểu. Độ sai lệch cho phép giữa các góc quay thực tế

và lý thuyết trong toàn bộ phạm vi làm việc của bánh xe dẫn hướng không vượt quá 1^0 .

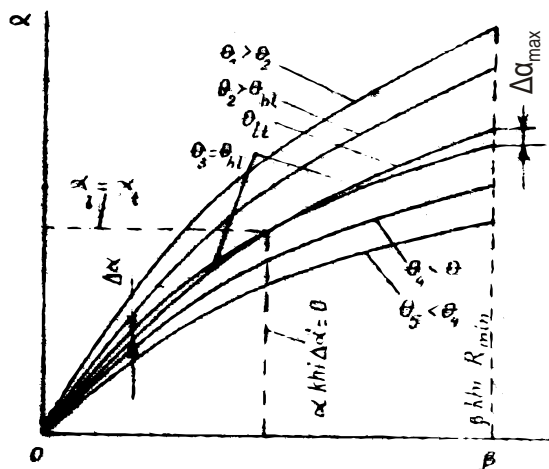
* Trình tự xác định các thông số cơ bản của hình thang lái:

Cách thứ nhất: Để xác định góc nghiêng ϕ của hình thang lái người ta dùng phương pháp lập đồ thị biểu thị mối quan hệ giữa góc α và β từ các biểu thức (1) và (3), trình tự tiến hành như sau:

a) Trên trục tọa độ vuông góc α và β , từ lý thuyết (1) với các giá trị của B và L đã biết ta lập được đường cong biểu thị mối quan hệ $\alpha = f(\beta)$ lý thuyết.

b) Cho trước các giá trị của ϕ chọn trước m; từ biểu thức (3) ta có một họ đường cong $\alpha = f(\beta, \phi, m)$ cũng trên tọa độ nói trên.

c) Chọn trước ϕ , mà từ đó đường cong biểu thị quan hệ α và β gần nhất với đường cong lý thuyết (độ sai lệch không qua 1^0).



Hình 35

Cách thứ hai: Kéo dài hai cạnh của hình thang lái, chúng cắt nhau tại một điểm trên đường tâm dọc của xe, và ta có thể có hai trường hợp:

+ Trường hợp thang lái bố trí phía sau dầm cầu trước, giao điểm của hai đường thẳng được kéo dài từ các cạnh bên hình thang lái sẽ nằm ở khoảng cách bằng $2/3$ chiều dài cơ sở của xe. Khi đó ta có góc giữa hai cạnh của hình thang lái:

$$\xi = \arctg 0,75 \frac{B}{L}$$

+ Trường hợp hình thang lái được bố trí phía trước - giao điểm này sẽ nằm trực tiếp trên dầm cầu sau. Khi đó ta có:

$$\xi = \arctg 0,5 \frac{B}{L}$$

Chiều dài m của đòn bên hình thang lái : $m = (0,11 \div 0,16)B$.

Cách thứ ba:

- Ta có thể tính góc nghiêng ϕ của hình thang lái theo góc quay lý thuyết lớn nhất của β và α :

$$\cot g \phi = \frac{\sin \alpha_{\max} - \sin \beta_{\max}}{2 - (\cos \beta_{\max} - \cos \alpha_{\max})} \quad (4)$$

Chiều dài m của đòn bên thang lái: $m = (0,16 \div 0,25).B_{\min}$

II. Xác định tỷ số truyền của hệ thống lái

- Tỷ số truyền góc của hệ thống lái (tỷ số truyền động học) bằng tỷ số góc quay của vành tay lái và góc quay của bánh xe dẫn hướng.

$$i_g = i_c \cdot i_d$$

i_c - tỷ số truyền của cơ cấu lái: là tỷ số giữa góc quay của vành tay lái với góc quay của đòn quay đứng.

Tùy từng loại cơ cấu lái i_c có thể thay đổi hoặc không thay đổi theo góc quay của vành tay lái. Quy luật thay đổi của i_c phụ thuộc vào mục đích sử dụng cơ cấu lái mà người thiết kế đặt ra.

i_d - tỷ số truyền của dẫn động lái.

Tỷ số truyền của dẫn động lái i_d là một giá trị không hoàn toàn xác định, vì ứng với các góc quay của đòn quay đứng thì chiều dài hiệu dụng của đòn quay đứng, còn quay ngang và của hình thang lái sẽ thay đổi.

Khi thiết kế, tỷ số truyền của dẫn động lái có thể tạm thừa nhận bằng tỷ số chiều dài của cam quay với đòn quay đứng:

$$i_d = \frac{l_n}{l_d} \quad (7)$$

Tỷ số truyền lực của hệ thống lái là tỷ số giữa lực cản ô tô quay vòng với lực tác dụng lên vành tay lái để khắc phục lực cản đó:

$$i_l = \frac{P_c}{P_l}; \quad P_c = \frac{M_l + M_n}{c} = \frac{M_c}{c}; \quad P_l = \frac{M_l}{r}$$

M_c - mô men cản quay vòng của bánh xe;

c - cánh tay đòn quay vòng (khoảng cách từ tâm mặt tựa của lớp đến tâm trụ quay đứng kéo dài);

M_l - mô men đặt lên vành tay lái;

r - bán kính vành tay lái.

Từ đây ta có:

$$i_l = \frac{M_t + M_n}{r \cdot P_{\max} \cdot \eta_l} = \frac{M_c \cdot r}{c \cdot M_l} = \frac{r}{c \cdot \eta_l} \cdot i_g$$

Giá trị nhỏ nhất cho phép của tỷ số truyền lực của hệ thống lái i_l khi không có cường hoá, được xác định tỷ số giữa trị số mô men cực đại ở các cam quay và mô men cực đại cho phép có thể đặt vào vành tay lái:

η_l - hiệu suất của hệ thống lái.

Mặt khác, tỷ số truyền của hệ thống lái không được quá lớn để không làm ảnh hưởng tới tính năng vận hành của ô tô-máy kéo.

- Tỷ số truyền của hệ thống lái không phải là một hằng số mà nó thay đổi theo sự quay vòng của vành tay lái từ vị trí ứng với chuyển động thẳng của ô tô máy kéo. Do đó, giá trị của tỷ số truyền trình bày ở trên chỉ là giá trị trung bình để quay vành tay lái từ vị trí tận cùng bên này sang vị trí tận cùng bên kia.

III. Cơ cấu lái

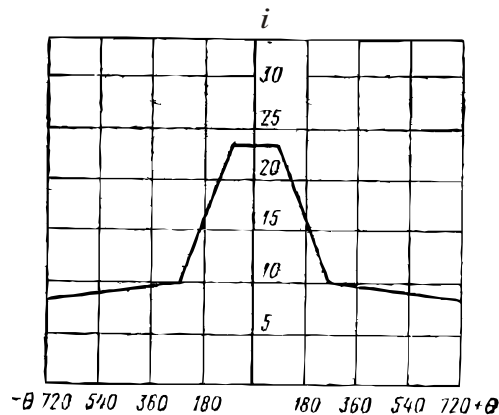
Các thông số cơ bản đánh giá cơ cấu lái là tỷ số truyền góc, hiệu suất (thuận và nghịch) và trị số khoảng hở giữa các chi tiết ăn khớp của cơ cấu lái.

1. Tỷ số truyền góc:

$$i_{cc} = \frac{d\theta}{d\Omega} = \frac{\vartheta}{\omega}$$

$d\theta$, $d\Omega$ - phần tử góc quay của vành tay lái và đòn quay đứng.

ϑ , ω - vận tốc góc của vành tay lái và đòn quay đứng.



Hình 36

i_{cc} của các loại cơ cấu lái ngày nay nằm trong khoảng $15 \div 25$, một số ít loại có thể đến 40.

Chọn tỷ số truyền nên theo quy luật sao cho ở góc quay khoảng $90^0 \div 120^0$ tỷ số truyền có giá trị lớn nhất đảm bảo lái nhẹ và chính xác trên đường thẳng với tốc độ cao. Vượt các giá trị trên, tỷ số truyền giảm nhanh trong khoảng $50^0 \div 100^0$ và sau đó gần như không đổi (hình).

2. Hiệu suất của cơ cấu lái:

Hiệu suất thuận của cơ cấu lái:

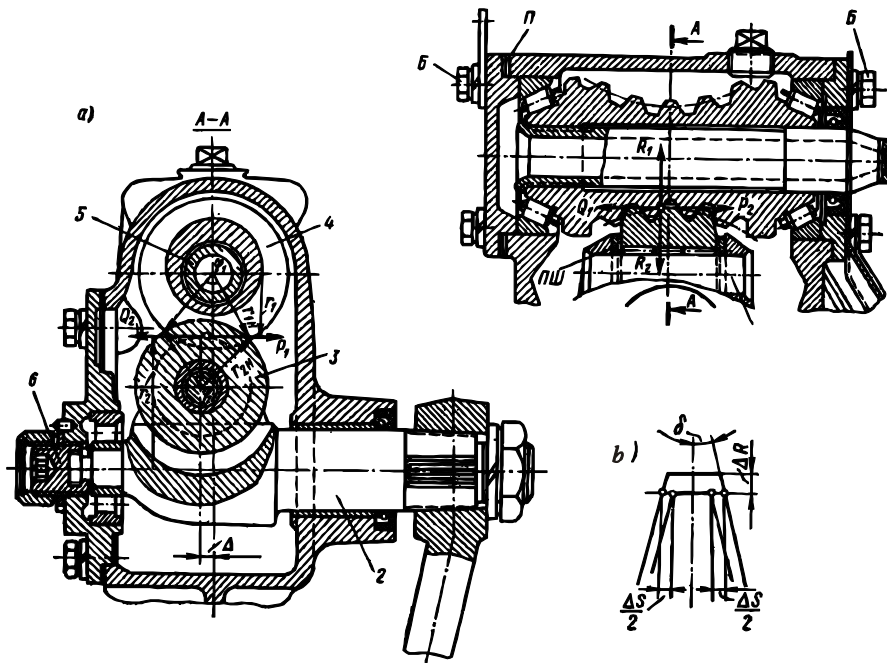
$$\eta_t = \frac{N_1 - N_r}{N_1} = 1 - \frac{N_r}{N_1} = 1 - \frac{M_{r1} \cdot \omega_1 + M_{r2} \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = 1 - \frac{M_{r1} \cdot i_{cc} + M_{r2}}{M_1 \cdot i_{cc}}$$

Hiệu suất nghịch của cơ cấu lái:

$$\eta_n = \frac{N_2 - N_r}{N_2} = 1 - \frac{N_r}{N_2} = 1 - \frac{M_{r1} \cdot \omega_1 + M_{r2} \cdot \omega_2}{M_2 \cdot \omega_2} = 1 - \frac{M_{r1} \cdot i_{cc} + M_{r2}}{M_2}$$

3. Đặc điểm một số cơ cấu lái

a. Cơ cấu lái với trục vít dạng globoid và con lăn



Hình 38

Tỷ số truyền của cơ cấu lái tại vị trí trung gian:

$$i_{cc} = \frac{2\pi \cdot r_2}{t \cdot z_1}$$

r_2 - bán kính vòng tròn cơ sở của trục vít;

t - bước răng của trục vít;

z_1 - số đầu mối của trục vít.

Lực tác dụng lên cơ cấu:

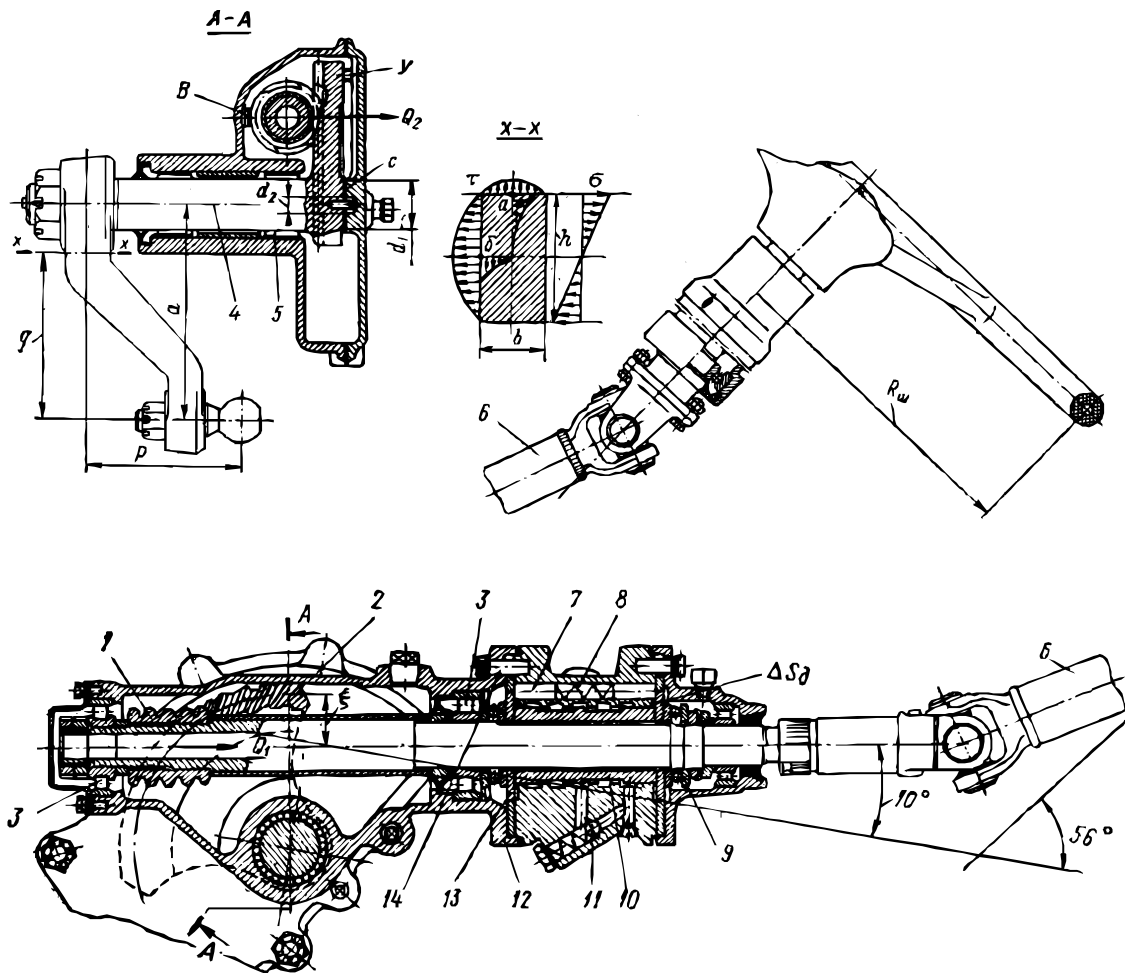
$$P_1 = Q_2$$

$$Q_1 = P_2$$

$$R_1 = R_2$$

Chỉ số 1 cho trục vít, chỉ số 2 cho con lăn.

b. Cơ cấu lái loại trục vít - vành răng đặt cạnh



Hình 40

Ta có hiệu suất thuận của cơ cấu:

$$\eta_t = \frac{M_\Omega \cdot \omega}{M_\theta \cdot \mathcal{G}} = k_{cc} \cdot \frac{1}{i_{cc}}$$

k_{cc} - tỷ số truyền lực của cơ cấu lái;

M_{Ω}, M_{θ} - mô men trên vành tay lái và trục đòn quay đứng.

Từ hình vẽ ta có:

$$M_{\Omega} = P_2 \cdot r_2 = P_1 \cdot \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \cdot r_2 \cdot \eta_{cc}$$

$$M_{\theta} = P_1 \cdot r_1$$

cuối cùng ta có: $i_{cc} = \frac{Q}{\omega} = \frac{r_2 \cdot \cos \beta_2}{r_1 \cdot \cos \beta_1} = \frac{z_2}{z_1}$

β_1, β_2 - góc xoắn của trục vít và vành răng;

r_1, r_2 - bán kính vòng tròn cơ sở của trục vít và vành răng

z_1, z_2 - số đầu mối của trục vít và vành răng.

Hiệu suất của cơ cấu tính theo nguyên lý máy:

$$\eta_t = \frac{\operatorname{tg} \beta_1'}{\operatorname{tg}(\beta_1' + \rho)} \cdot \frac{1 + \operatorname{tg} \beta_2' \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \beta_1' \operatorname{tg} \rho}$$

Hiệu suất nghịch của cơ cấu tính theo nguyên lý máy:

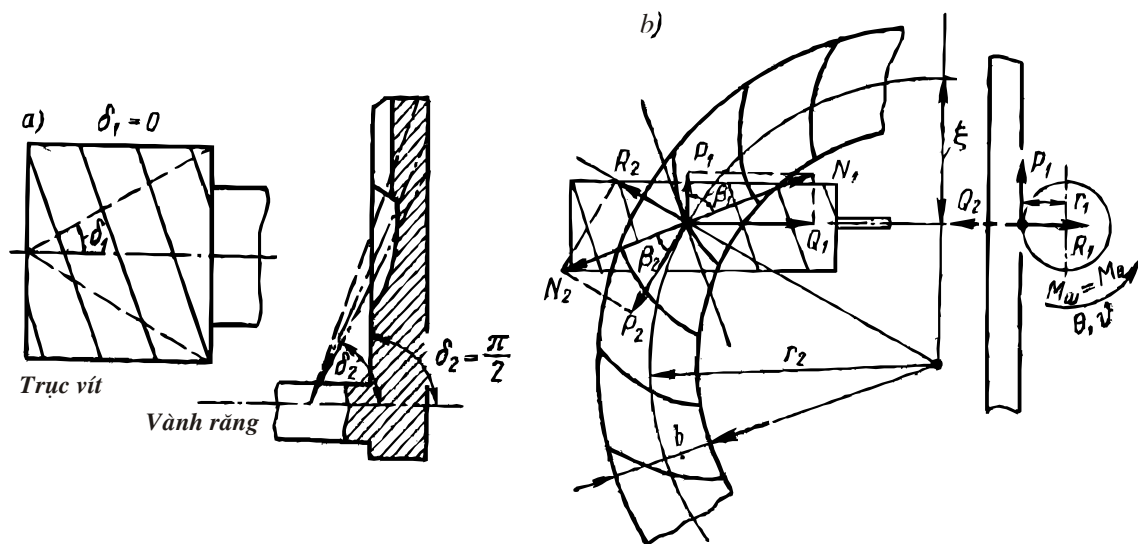
$$\eta_n = \frac{\operatorname{tg}(\beta_1' - \rho)}{\operatorname{tg} \beta_1'} \cdot \frac{1 + \operatorname{tg} \beta_1' \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \beta_2' \operatorname{tg} \rho}$$

ρ - góc ma sát; $\rho = \arctg \mu$

μ - hệ số ma sát

$$\beta_1' = 90^\circ - \beta_1$$

$$\beta_2' = 90^\circ - \beta_2$$



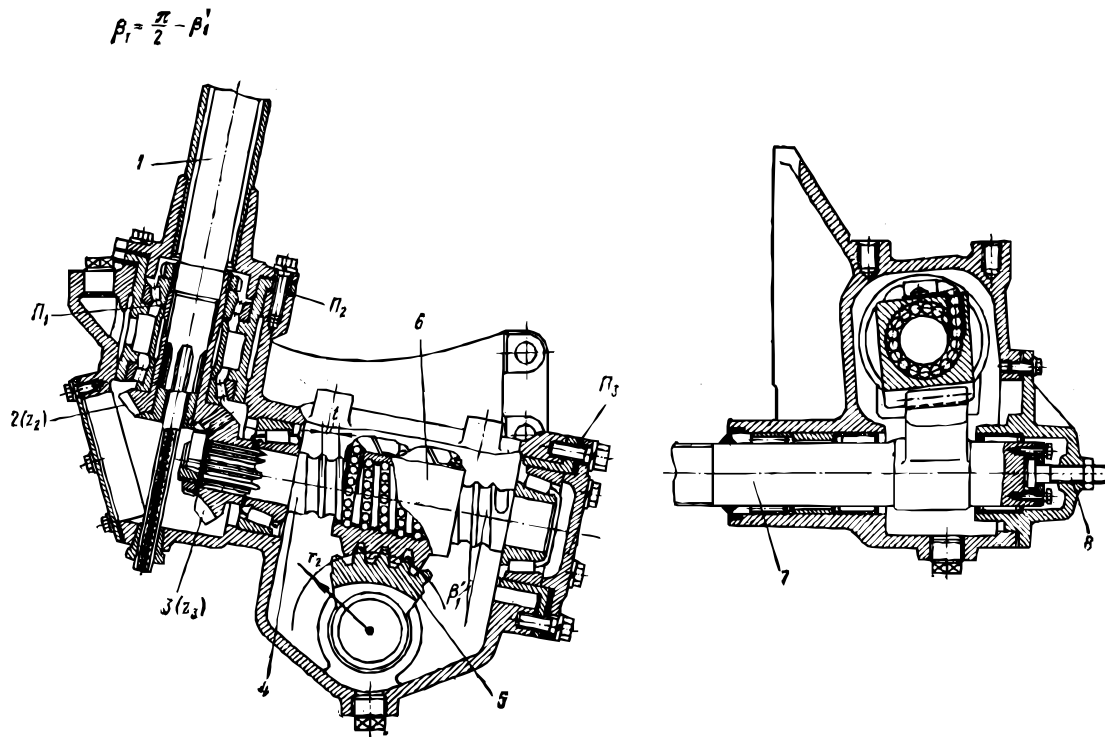
Hình 41

Lực tác dụng lên các chi tiết của cơ cấu lái:

Loại lực	Trục vít	vành răng
Lực vòng	$P_1 = \frac{M_s}{r_1} = \frac{P_s \cdot R_s}{r_1}$	$P_2 = N_2 \cdot \cos \beta_1 = N_1 \cdot \cos \beta_2 = \pm \frac{P_1 \cos \beta_2}{\cos \beta_1}$
Lực dọc trục	$Q_1 = \pm P_1 \cdot \text{tg} \beta_1$	$Q_2 = N_2 \cdot \text{tg} \alpha = N_1 \text{tg} \alpha = P_1 \cdot \frac{\text{tg} \alpha}{\text{tg} \beta_1}$
Lực hướng kính	$R_1 = N_1 \cdot \text{tg} \alpha = P_1 \cdot \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta_1}$	$R_2 = P_2 \cdot \text{tg} \beta_2 = \pm P_1 \cdot \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1 \cdot \text{tg} \beta_2}$

c. Cơ cấu lái trục vít - êcu - cung răng

Tỷ số truyền của cơ cấu lái: $i_{cc} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2}{t}$



Hình 42

§3. XÁC ĐỊNH CHẾ ĐỘ TẢI TRỌNG ĐỂ TÍNH CÁC CHI TIẾT HỆ THỐNG LÁI

Mô men cản quay vòng ở các bánh xe hướng dẫn được xác định khi ô tô- máy kéo quay vòng trên mặt đường nhựa, khô và xe chở đủ tải.

Khi tính đến các chi tiết hệ thống lái, ta có thể sử dụng một trong ba cách để xác định mômen cản quay vòng cực đại của bánh xe dẫn hướng:

1. Cơ cấu truyền lực từ vành tay lái tới bánh xe dẫn hướng có tỷ số truyền không thay đổi, do vậy mômen cản quay vòng được xác định ứng với thời điểm bắt đầu trượt lết của các bánh xe dẫn hướng và trị số của nó là không đổi theo góc quay của bánh xe. Khi đó ta có công thức để xác định mômen cản quay vòng:

$$M_c = (M_1 + M_2 + M_3) \frac{1}{\eta_l} \quad (8)$$

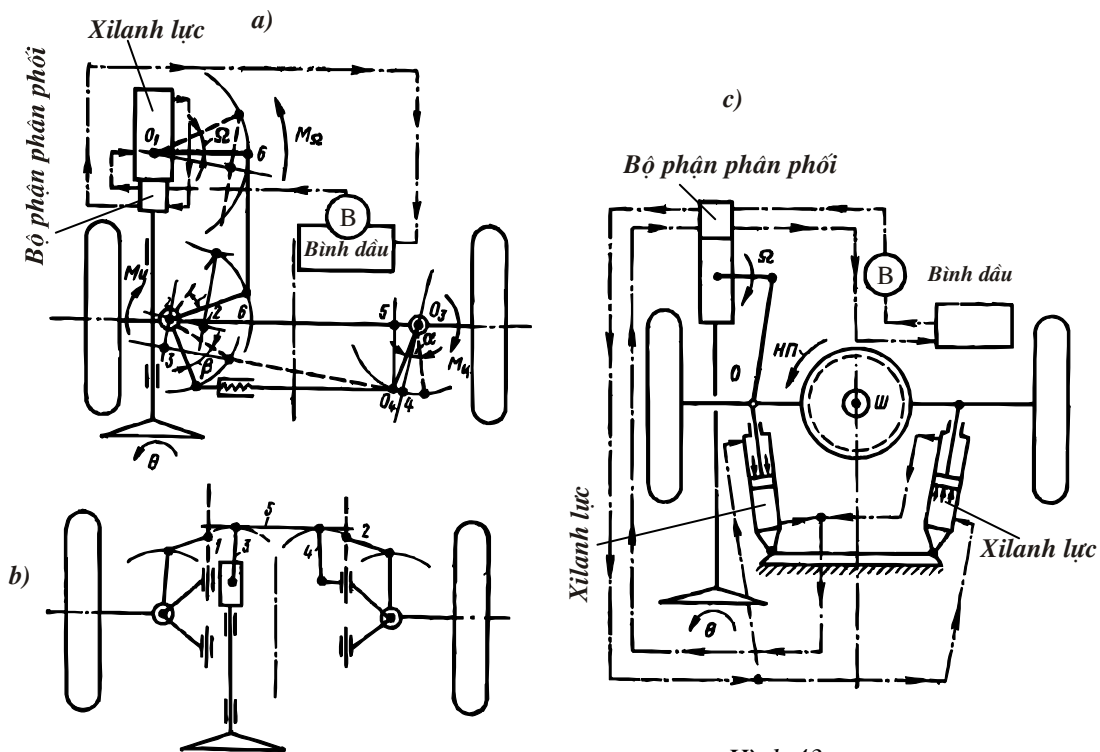
Trong đó:

M_1 - mômen cản lăn của các bánh xe dẫn hướng (G_1 - tải trọng hướng kính tác dụng lên các bánh xe dẫn hướng ; f - hệ số cản lăn);

$$M_1 = G_1 \cdot f \cdot c \quad (9)$$

M_2 - mômen cản quay của các bánh xe dẫn hướng khi xe quay vòng tại chỗ:

$$M_2 = 0,14 \cdot G_1 \cdot \varphi_n \cdot r_0 \quad (10)$$



Hình 43

$(M_2 = Y \cdot x;$

Y - phản lực ngang khi bánh xe quay vòng;

x - khoảng dịch chuyển tâm tác dụng của lực ngang do sự biến dạng của lốp.

$$x = 0,5 \cdot \sqrt{r_0^2 - r_b^2}$$

Ta thường tính $r_b = 0,96r_0$, khi đó ta có $x = 0,14r_0$

r_0 - bán kính thiết kế của bánh xe)

Khi xe chuyển động:

$$M_2 = 2 \cdot k_y \cdot \delta_y \cdot l_y$$

Trong đó:

φ_n - hệ số bám ngang của bánh xe với đường,

k_y - hệ số cản lệch bên của lốp.

δ_y - góc lệch bên ($\delta_y = 2 \div 4^\circ$).

l_y - cánh tay đòn của vết lệch, có thể lấy bằng 0,25 chiều dài elíp của diện tích tiếp xúc của lốp, khi đó $l_y \approx 0,1r_b$.

M_3 - mômen ổn định tạo nên bởi độ nghiêng ngang β_d và dọc γ_d của trụ đứng

$$M_3 = G_1(c + r_b \beta_d) \left(\beta_d \sin \frac{\alpha + \beta}{2} + \gamma_d \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \right) \quad (11)$$

η - hiệu suất dẫn động của cam quay và hình thang lái: $\eta = \eta_t \cdot \eta_k$

(η_t - hiệu suất của trụ đứng, η_k - hiệu suất của các khớp thanh kéo ngang).

2. Mômen cản quay vòng quy dẫn là một trị số thay đổi trong phạm vi góc quay vòng của các bánh xe dẫn hướng từ lúc chúng bắt đầu bị trượt lết tới góc quay cực đại. Sự thay đổi này là do dạng hình học của hình thang lái bị thay đổi. Trường hợp này mômen cản quay vòng của các bánh xe dẫn hướng được xác định bằng công thức thực nghiệm, khi có tính tới sự thay đổi của tỷ số truyền hình thang lái trong quá trình quay vòng (trường hợp có cơ cấu được bố trí bên trái theo chiều tiến của xe).

$$M_c = M_c^t + M_c^p \frac{i_{ht}}{\eta_d \eta_k} \quad (12)$$

Trong đó :

M_c^t và M_c^p - Mômen cản quay vòng của bánh xe bên trái và bên phải.

i_{ht} - tỷ số truyền thang lái.

Các mômen cản quay vòng đưa vào công thức (12) bao gồm các dạng cản do trượt lết của lốp và lực cản lăn, ma sát trong các khớp bản lề và độ nâng phần trước của xe (tạo nên bởi các góc đặt bánh xe), được xác định như sau:

- Đối với bánh xe trong (so với tâm quay vòng của xe):

$$M_c^\beta = G_b [f_1 \cdot c + 0,14 \varphi_n r_b + (tg\beta_d \sin \beta + tg\gamma_d \cos \beta)a] \frac{1}{\gamma_d} \quad (13)$$

- Đối với bánh xe ngoài (so với tâm quay vòng của xe):

$$M_c^\alpha = G_b [f_1 \cdot c + 0,14 \varphi_n r_b + (tg\gamma_d \cos \alpha - tg\beta_d \cos \alpha)a] \frac{1}{\gamma_d} \quad (14)$$

Trong đó :

G_b - tải trọng tĩnh thẳng đứng tác dụng lên một bánh xe.

α, β - góc quay vòng của bánh xe ngoài và trong.

a- chiều dài của cam quay (khoảng cách từ mặt phẳng giữa của bánh xe tới giao điểm của đường tâm trụ đứng và cam quay).

Tỷ số truyền của hình thang lái được xác định như sau:

- Khi quay vòng sang phải :

$$i_{ht}^p = \frac{\sin(\Phi + \alpha + \psi)}{\sin(\Phi - \beta - \psi)} \quad (15)$$

- Khi quay vòng sang trái:

$$i_{ht}^t = \frac{\sin(\Phi - \beta - \psi)}{\sin(\Phi + \alpha + \psi)} \quad (16)$$

Trong đó:

ψ - góc giữa thanh kéo ngang và trục trước:

$$tg\psi = \frac{m[\sin(\Phi + \alpha) - \sin(\Phi - \beta)]}{B - m[\cos(\Phi + \alpha) + \cos(\Phi - \beta)]} \quad (17)$$

Do cánh tay đòn của lực tác dụng theo thanh kéo ngang xung quanh trụ đứng bên phải khi quay vòng sang phải nhỏ hơn nhiều so với cánh tay đòn khi quay vòng sang trái, vì vậy mômen được sử dụng để tính toán chính là mômen quy dẫn khi quay vòng các bánh xe dẫn hướng tại chỗ sang phải M_q^p .

Mômen quay vòng ở trục đòn quay đứng khi quay vòng các bánh xe dẫn hướng sang phải.

$$M_{qd}^p = M_c^p \cdot \frac{l_d}{l_n} \cdot \frac{1}{2\eta_k} \quad (18)$$

Trong đó :

l_d, l_n - chiều dài cánh tay đòn hiệu dụng của lực đặt vào đòn quay đứng và thanh kéo dọc.

$2\eta_k$ - hiệu suất của hai khớp cầu thanh kéo dọc.

Lực trên vành hai tay lái khi quay vòng các bánh xe dẫn hướng sang phải:

$$P_v = \frac{M_{qd}^p}{R_v \cdot i_c \cdot \eta_c} = \frac{M_c^p \cdot l_d}{2R_v \cdot i_c \cdot l_n \cdot \eta_c \cdot \eta_k} \quad (19).$$

Trong đó:

R_v - Bán kính của vành tay lái.

i_c, η_c - tỷ số truyền và hiệu suất của cơ cấu lái.

3. Mômen cản quay vòng cực đại ở các bánh xe dẫn hướng cũng có thể xác định bằng công thức thực nghiệm, khi có xét tới áp suất trong lốp:

$$M_c = \frac{\varphi_n}{3} \cdot \frac{G_1^3}{p_1} \quad (20)$$

Trong đó:

φ_n - hệ số bám ngang của lốp.

G_1 - trọng tải tác dụng lên bánh xe dẫn hướng.

p_1 - áp suất trong lốp

* Những điểm cần lưu ý khi xác định chế độ phụ tải để tính bền các chi tiết của hệ thống lái :

- Lực quy dẫn trên vành tay lái xác định từ mômen cản quay vòng ở các bánh xe dẫn hướng có thể nhỏ hơn hoặc lớn hơn lực lớn nhất mà người lái có được (khoảng $50 \div 60$ kg). Khi lớn hơn cần phải bố trí cường hóa lái hoặc thay đổi các thông số kết cấu của hệ thống lái.

- Trường hợp có bố trí cường hoá lái, ngoài lực lớn nhất của người lái còn phải tính đến lực tác dụng của cường hoá cho từng chi tiết cụ thể của hệ thống lái (theo bố trí cường hóa).

- Ngoài chế độ phụ tải trình bày ở trên, khi tính bền thanh kéo ngang hình thang lái, thanh kéo dọc và các chi tiết liên quan đến chúng cần so sánh với trường hợp chịu phụ tải của lực phanh cực đại tác dụng lên các bánh xe dẫn hướng:

+ Thanh kéo ngang : khi lực phanh tác dụng lên cả hai bánh xe.

+ Thanh kéo dọc: khi lực phanh tác dụng lên một bánh xe.

§3. TÍNH BỀN CÁC CHI TIẾT CHỦ YẾU CỦA HỆ THỐNG LÁI

Sau khi xác định động học hệ thống dẫn động lái và chế độ tải trọng tính toán, dựa vào sơ đồ bố trí đã chọn ta có thể tính bền (hoặc thiết kế) tất cả các chi tiết của hệ thống lái trên cơ sở những kiến thức của chi tiết máy và sức bền vật liệu.

Để tính bền các chi tiết của hệ thống lái, cần phân tích đầy đủ về chế độ tải trọng tác dụng lên đúng theo sơ đồ bố trí cụ thể và chọn được vật liệu. Dưới đây giới thiệu cách tính một số chi tiết của hệ thống lái:

1. Vành tay lái và trục lái:

* Đường kính vành tay lái (vô- lăng) được chọn theo chủng loại và trọng lượng của ô tô - máy kéo, cũng như có hay không có cường hoá trong hệ thống lái. Đối với ô tô nhỏ, đường kính vành lái khoảng 380mm; Còn đối với ô tô lớn không có đường hoá lái $D_v \geq 450$ mm. Đường kính vành tay lái của máy kéo $D_v = 425$ và 480mm.

Moay - σ của vành tay lái được lắp đặt vào đầu côn của trục lái bằng khớp nối then hoa (then tam giác) hoặc then bán nguyệt.

* Đường kính trục lái:

$$d = \frac{P_{vmax} \cdot R_v}{\sqrt{0,2 \cdot \tau_x}} \quad (21)$$

Ứng suất cho phép $\tau_x = 600 \text{kg/cm}^2$. Ứng chèn dập trong khớp nối then hoa $[\sigma_{cd}] = 500 \div 600 \text{kg/cm}^2$.

Trường hợp trục lái bao gồm các phần riêng biệt nối với nhau bằng khớp các-đăng thì nạng chữ thập các - đăng được tính theo uốn và cắt với $[\sigma_u] = 500 \div 600 \text{kg/cm}^2$ và $[\tau_c] = 200 \div 300 \text{kg/cm}^2$.

2. Cặp truyền lực trục vít - bánh răng hình quạt :

* Tính ứng suất uốn ở các răng của bánh răng hình quạt:

$$\sigma_u = \frac{48R_v \cdot P_{vmax} \cdot h}{b \cdot t^3 \cdot \cos^2 \gamma} \quad (22)$$

Trong đó :

h- chiều cao của răng bánh răng hình quạt.

b- bề rộng của răng bánh răng hình quạt.

t- bước ren của trục vít (cm).

γ- góc nghiêng của đường zen vít.

$[\sigma_u] = 5000 \div 6000 \text{kg/cm}^2$.

* Xác định độ võng của trục vít và bánh răng hình quạt. Độ võng tổng cộng không được quá $0,3 \div 0,5 \text{ mm}$.

3. Cặp truyền lực trục vít-êcu:

Tính ứng suất cắt của đường zen êcu:

$$\tau_c = \frac{Q_i \cdot l_d}{\pi \cdot d \cdot h \cdot i \cdot R} \quad (23)$$

Trong đó:

Q_1 - lực cực đại tác dụng vào thanh kéo dọc (kg)

l_d - cánh tay đòn của đòn quay đứng (cm) (hình vẽ)

h - chiều cao của đường zen êcu

d - đường kính trong của lỗ zen êcu (cm)

i - số zen vít trên chiều dài của ecu

R - bán kính của khuỷu êcu (cm)

$[\tau_c] = 600 \div 800 \text{ kg/cm}^2$

4. Cặp truyền lực trực vít lôm- con lăn.

Tính ứng suất chèn dập :

$$\sigma_{cd} = \frac{T}{F} \quad (24)$$

Trong đó:

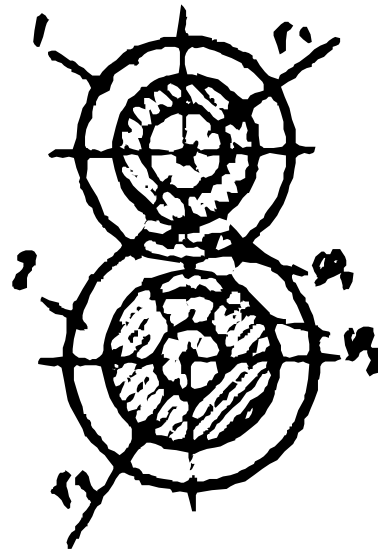
T - lực chiều trục, $T = \frac{M_c l_d}{l_n r_k}$

(r_k - bán kính của khuỷu với con lăn)

F - diện tích tiếp xúc ứng với hai răng

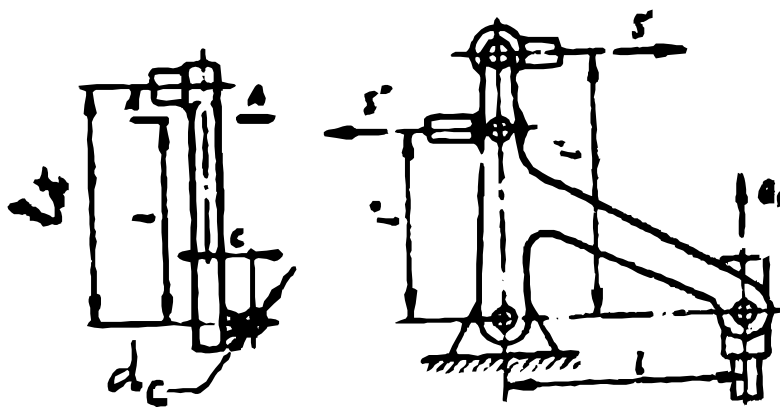
ăn khớp (hình 44)

$$F = (\varphi_1 - \sin \varphi_1) r_1^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) r_2^2$$



Hình 44

5. Đòn quay đứng :



Hình 45

Tính uốn và xoắn do tác dụng của lực cực đại Q_1 .

$$\text{Ứng suất uốn : } \sigma_u = \frac{Q_1 l}{W_u} \quad (25).$$

W_u - mômen chống uốn tại tiếp diện A- A (hình vẽ)

$$[\sigma_u] = 1500 \div 2000 \text{ kg/cm}^2$$

Ứng suất xoắn:

$$\tau_x = \frac{Q_1 \cdot C}{W_x} \quad (26)$$

W_x - mômen chống xoắn

$$[\tau_x] = 600 \div 800 \text{ kg/cm}^2$$

6. Thanh kéo:

Được tính theo nén và uốn dọc.

Lực cực đại tác dụng lên thanh kéo dọc bằng Q_1 .

Lực cực đại tác dụng lên thanh kéo ngang đối với hệ thống lái có hai thanh kéo ngang (như hình vẽ) là S' và S'' có thể xác định theo tải trọng đặt ở cầu trước G_1 :

$$S' = 0,5G_1 \cdot \frac{l}{l'} \quad \text{và} \quad S'' = 0,5G_1 \cdot \frac{l}{l''}$$

* Ứng suất uốn dọc:

$$\sigma_{ud} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot j_t}{l_t^2 \cdot F_t} \quad (27)$$

E - môđun đàn hồi khi kéo bằng $2 \cdot 10^6 \text{ KG/cm}^2$

j_t - mômen quán tính của tiết diện thanh kéo, đối với tiết diện ống:

$j_t = 0,049 (D^4 - d^4)$; (D, d - đường kính ngoài và đường kính trong của ống).

F_t - diện tích tiết diện thanh kéo, $F_t = 0,785 (D^2 - d^2)$

l_t - Chiều dài thanh kéo.

* Ứng suất nén của :

$$\text{- Thanh kéo dọc: } \sigma_n = \frac{Q_1}{F_t} \quad (28)$$

$$\text{- Thanh kéo ngang: } \sigma_n' = \frac{S_1}{F_t} \quad (29)$$

* Độ dự trữ ổn định của thanh kéo trong những kết cấu hoàn thiện:

$$n_{od} = \frac{\sigma_{ud}}{\sigma_n} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_t}{Q_1 \cdot l_t^2} \quad (30)$$

$$n'_{od} = \frac{\sigma_{ud}}{\sigma_n} = \frac{\pi^2 EJ'_t}{Sl'^2_t} \quad (31)$$

(j'_t và l'_t - mômen quán tính của tiết diện và chiều dài thanh kéo ngang).

7. Khớp cầu của dẫn động lái:

Chân chốt cầu được tính theo cắt và uốn ở vị trí ngàm. Mặt cầu làm việc của chốt được tra theo ứng suất chèn dấp, bởi lực cực đại tác dụng lên thanh kéo.

$$[\sigma_{cd}] = 250 \div 350 \text{ KG/cm}^2$$

* Đường kính mặt cầu của chốt có thể chọn sơ bộ theo tải trọng tĩnh tác dụng lên các bánh xe dẫn hướng G_1 :

G_1 (kg)	0 - 600	600 - 900	900 - 1250	1250- 1600
d_c (mm)	22	25	28	32

G_1 (kg)	1600-2400	2400-3400	3400- 4900	4900 -7000
d_c (mm)	35	40	45	50

§4. THIẾT KẾ CƯỜNG HOÁ LÁI

Để rút ngắn thời gian quay vòng, giảm nhẹ lao động của người lái và nâng cao tính an toàn chuyển động của xe, trên nhiều loại ô tô máy kéo hiện nay người ta có bố trí cường hoá lái.

I. Các thông số cơ bản để đánh giá cường hoá:

- Chỉ số hiệu quả tác dụng H, bằng tỷ số giữa lực đặt vào vành tay lái để quay vòng ô tô máy kéo khi không có cường hoá P_{vk} và khi có cường hoá P_{vc} :

$$H = \frac{P_{vk}}{P_{vc}} = \frac{P_{vk}}{P_{vk} - P_h} \quad (32)$$

P_h – lực do xilanh lực của bộ cường hoá tạo ra quy về vành tay lái:

$$P_h = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot \frac{p}{i}$$

p - áp suất trong xilanh lực;

i – tỷ số truyền từ xilanh lực bộ cường hoá đến vành tay lái;

D - đường kính xilanh lực;

d - đường kính của thanh đẩy piston.

H được chọn theo chủng loại xe để đảm bảo thoả mãn những yêu cầu của hệ thống lái có cường hoá và vừa đảm bảo tuổi thọ của lốp. Thường chọn $H = 2 \div 6$.

- Chỉ số phản lực của bộ phận cường hoá tới vành tay lái τ . Chỉ số này phải đủ lớn để giữ được cảm giác của người lái với chất lượng của mặt đường, vì vậy nó là một trong những chỉ tiêu quan trọng của hệ thống lái. Chỉ số này được biểu thị bằng tỷ số giữa các số gia của lực trên vành tay lái khi có cường hoá ΔP_{vc} và số gia của mô men cản quay vòng của các bánh xe dẫn hướng M_c

$$\tau = \frac{dP_{vc}}{dM_c} \quad (33)$$

Trong các bộ trợ lực ngày nay, chỉ số $\tau = 0,02 \div 0,05$ N/Nm.

- Chỉ số nhạy cảm tác dụng của bộ phận cường hoá φ_0 được xác định bằng góc quay cần thiết của vành tay lái θ để cường hoá bắt đầu tác dụng và lực tác dụng lên vành tay lái P_{v0} để quay vành tay lái góc θ . Góc này phụ thuộc vào các thông số kết cấu của van phân phối và vị trí của van này trong hệ thống lái.

Trong các bộ trợ lực ngày nay, chỉ số $\varphi_0 = 10^0 \div 15^0$ N/Nm và $P_{v0} = 20 \div 50$ N.

- Chỉ số về tính năng vận hành của ô tô máy kéo trên đường vòng, được xác định bằng tỷ số giữa thời gian quay vòng ô tô máy kéo khi không có cường hoá và có cường hoá.

- Chỉ số gài thuận và gài nghịch của bộ cường hoá (độ cứng thuận nghịch của cường hoá). Gài thuận của cường hoá được đặc trưng bằng giá trị của lực P_{v0} cần thiết đặt lên vành tay lái để cường hoá bắt đầu làm việc. Gài nghịch được đặc trưng bằng lực T tác dụng lên trên thanh kéo dọc và ứng với lực này cường hoá bắt đầu làm việc từ phía các bánh xe dẫn hướng. Các lực này được xác định như sau:

$$P_{v0} = R \frac{1}{i_1 \cdot \eta_1} \quad (34)$$

$$T = R \frac{I}{i_2 \cdot \eta_2} \quad (35)$$

Trong đó:

R- lực cản gài của van phân phối;

i_1 và η_1 - tỷ số truyền và hiệu suất thuận của truyền lực từ vành tay lái tới con trượt của van phân phối.

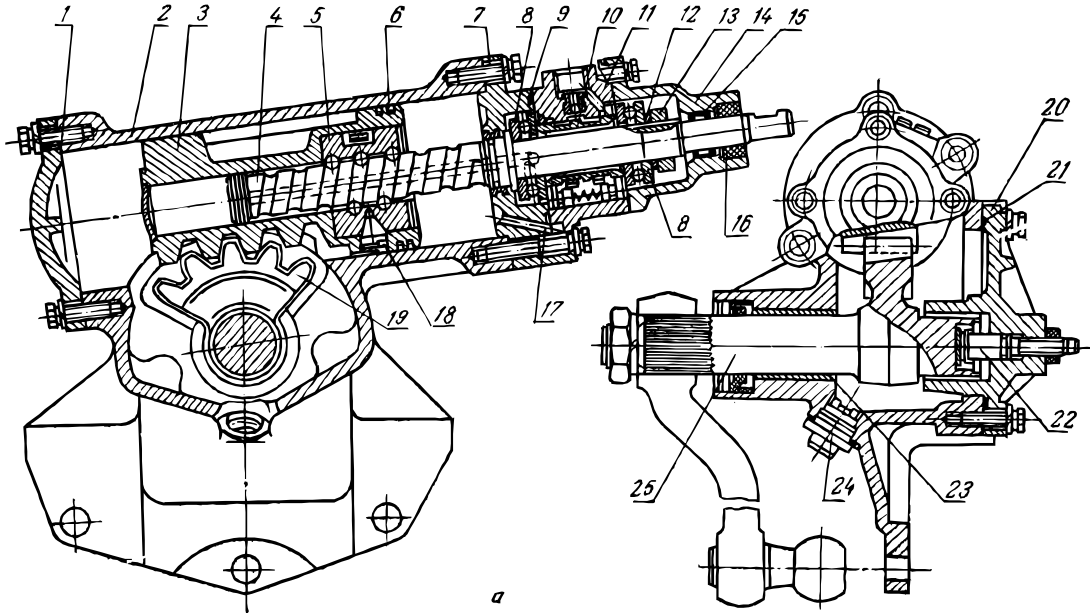
i_2 , η_2 - tỷ số truyền và hiệu suất nghịch của truyền lực từ thanh kéo dọc tới van phân phối.

II. Các phương án bố trí cường hoá lái

Cường hoá lái gồm nguồn năng lượng (bơm dầu, máy nén khí,...); bộ phận phân phối và xilanh lực.

Các bộ phận này được bố trí theo nhiều phương án khác nhau:

- Phương án 1: bộ phận phân phối và xilanh lực được bố trí thành một khối cùng cơ cấu lái (hình 46).



Hình 46

- Phương án 2: Bộ phận phân phối được bố trí cùng cơ cấu lái và xilanh lực bố trí riêng, tác động trực tiếp đến hình thang lái (hình).

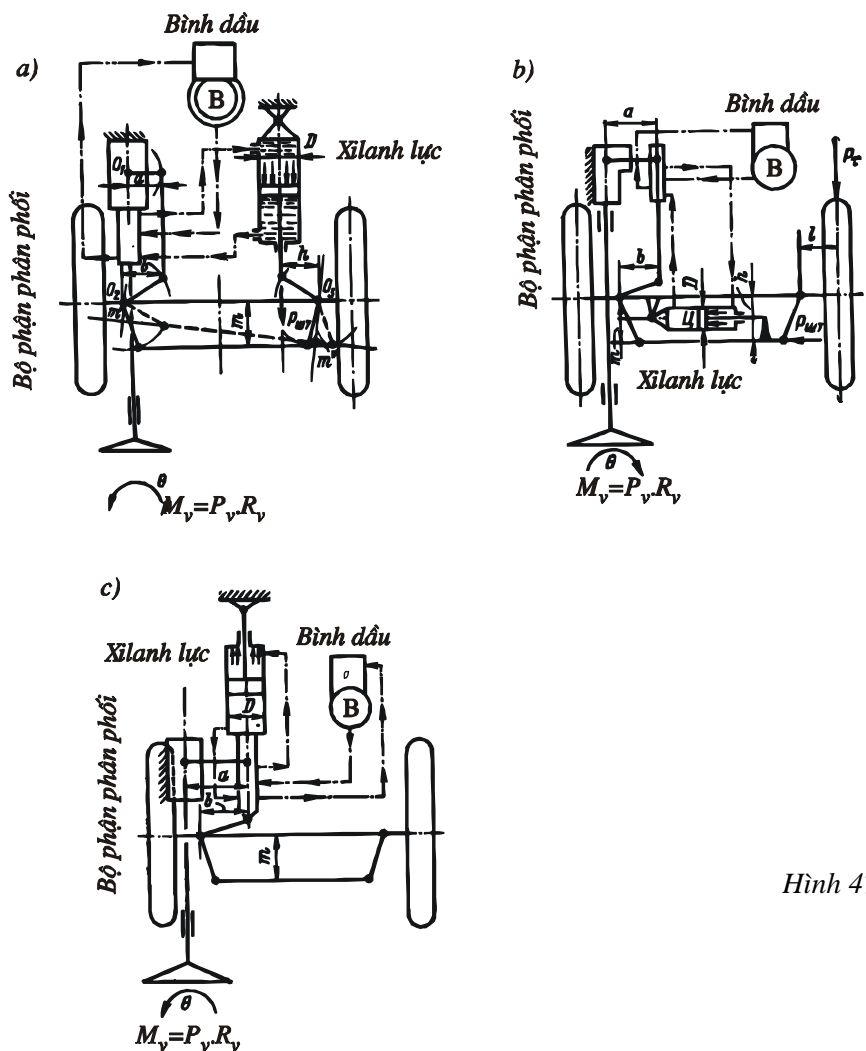
- Phương án 3: các bộ phận bố trí riêng.

- Phương án 4: Bộ phận phân phối được bố trí cùng xilanh lực, còn cơ cấu lái bố trí riêng.

III. Những tiêu chuẩn cơ bản đối với cường hoá:

- Để nhận được bán kính quay vòng tối thiểu khi xe chuyển động với vận tốc lớn cần tăng tốc độ quay của vành tay lái. Công suất cần có của người lái để quay vành tay lái:

$$N_v = \frac{A_{tb}}{t_q} = \frac{M_c \omega}{i_1 \eta_1} \quad (36).$$



Hình 47

Trong đó:

A_{tb} - Công trung bình của người lái để quay vòng ô tô máy kéo khi chuyển động:

$$A_{tb} = \frac{\pi \cdot \varphi_1}{180} R_v P_v \quad (37)$$

φ_1 - góc quay trục lái (độ) từ vị trí giữa tới mép ngoài cùng;

R_v và P_v - bán kính vành tay lái và lực đặt vào vành tay lái.

Mong muốn $A_{tb} = 1,5 \div 2$ KGm, cho phép tới 10 KGm khi lực $P_v < 6$ kG.

ω - vận tốc góc của vành tay lái.

t_q - thời gian quay vòng (s)

M_c - mômen cản quay vòng ở các bánh xe dẫn hướng.

i_1 ; η_1 - tỷ số truyền và hiệu suất của hệ thống lái.

Thời gian quay vòng t_q khi xe chạy với vận tốc $2 \div 3$ m/s không vượt quá 2,5s.

- Lực đặt vào vành tay lái để gài cường hoá (đối với loại van phân phối có lò xo định tâm):

$$P_{v0} = \frac{Q + Z}{i_1 \eta_1} = 2 \div 5 \text{ KG} \quad (38)$$

Trong đó:

Q- lực căng ban đầu của các lò xo định tâm.

Z - tổng lực cản dịch chuyển của con trượt (thường lấy $Z \approx 0$)

$i_1; \eta_1$ - tỷ số truyền và hiệu suất truyền lực từ vành tay lái tới con trượt.

- Góc quay không tải φ_0 của vành tay lái tới thời điểm bắt đầu tác động của cường hoá (độ nhảy của cường hoá):

$$\varphi_0 = \frac{\Delta'}{R_v} i_1 = \left(\frac{\pi}{60} \div \frac{\pi}{45} \right) = 3^0 \div 4^0 \quad (39)$$

Trong đó:

Δ' - hành trình của con trượt tới lúc bắt đầu che kín rãnh thoát dầu (đường dầu ra).

- Góc quay tự do toàn bộ φ'_0 của vành tay lái khi cường hoá không làm việc, không được vượt quá :

$$\varphi_0 = \frac{2\Delta'}{R_v} i_1 \leq \left(\frac{\pi}{6} \div \frac{\pi}{5} \right) = 30 \div 35^0 \quad (40)$$

Trong đó: Δ' - khe hở một phía, bằng một nửa hành trình của con trượt từ mép ngoài cùng bên này sang mép kia.

- Lực cản gài nghịch đảo cường hoá từ các bánh xe dẫn hướng:

$$T = \frac{Q + Z}{i_2 \eta_2} \quad (41)$$

Trong đó:

i_2, η_2 - Tỷ số truyền và hiệu suất nghịch từ thanh kéo dọc đến con trượt.

Để nâng cao tính ổn định chuyển động ta thường thiết kế $i_2 < 1$ và con trượt đặt gần tới vành tay lái, còn xy lanh lực đặt gần bánh xe dẫn hướng.

IV. Tính các thông số của cường hoá lái;

Tính cường hoá lái gồm ba nhiệm vụ cơ bản sau đây: Xác định các thông số chủ yếu của xy lanh lực (đường kính, hành trình); năng suất cần thiết của bơm; những kích thước cơ bản của van phân phối và tìm điều kiện ổn định làm việc của hệ thống dẫn động lái cùng với cường hoá.

1. Xác định kích thước của xylanh lực:

Từ hình vẽ (***) ta có phương trình mô men tác dụng lên cam quay trái (điểm

0₂)

$$\left(P_{vt} - \frac{\chi \cdot M_x}{\eta_x} \right) \cdot \frac{m'}{m''} \cdot \eta_{pt} + P_v \cdot R_v \cdot i_{cc} \cdot \eta_{cc} \cdot \eta_{dd} \cdot \frac{b'}{a'} = \frac{\chi \cdot M_x}{\eta_x}$$

$$P_{vt} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \cdot h'$$

D - đường kính xylanh lực;

p - áp suất chất lỏng trong xylanh lực;

M_x - lực cản quay vòng trên 1 bánh xe dẫn hướng;

χ - hệ số công tính đến độ ổn định của bánh xe dẫn hướng do góc đặt của trục quay đứng.

h', m', m'', b', a' - giá trị của các cánh tay đòn thực tế tại thời điểm đang tính tác dụng lên dẫn động lái.

Ta xác định D thông thường khi xe chạy thẳng, có nghĩa là: h = h', a = a', b = b', m' = m'' = m, P_v = P_{vmax}

Khi đó:

$$D = \frac{\sqrt{4 \left[\chi \cdot M_x (1 + \eta_{pt}) - P_{vmax} \cdot R_v \cdot i_{cc} \cdot \eta_{cc} \cdot \eta_{dd} \cdot \frac{b}{a} \right]}}{\pi \cdot h \cdot p \cdot \eta_{pt} \cdot \eta_x}$$

Khi bỏ qua ma sát trong trục vít và ổ chặn, ta có:

$$\left. \begin{aligned} P_v \cdot R_v &= P_1 \cdot r_1 \\ Q_1 &= P_1 \cdot tg \beta_1 \end{aligned} \right\}$$

Lực dọc trục của trục vít cân bằng với áp suất chất lỏng giữa các piston phản lực và lò xo:

$$Q_1 = z \cdot \left[\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot p + c(\Delta S + \Delta S_d) \right]$$

d_p - đường kính piston phản lực; z - số piston phản lực; c - độ cứng của 1 lò xo của piston phản lực; ΔS; ΔS_d - độ nén tĩnh và hành trình của ngãn kéo.

Kết hợp các phương trình trên ta có:

$$P_v = \frac{z \cdot r_1 \cdot \left[\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot p + c(\Delta S + \Delta S_d) \right]}{R_v \cdot tg \beta_1}$$

Xác định lực nén sơ bộ piston phản lực P_{p0} :

Khi trọng lực bắt đầu làm việc ta có $p = 0$; $\Delta S_d = 0$; $P_v = 0$, khi đó phương trình trên có thể viết:

$$P_{p0} = c.z.\Delta S = P_{v0}.R_v.tg\beta_1.\frac{1}{r_1}$$

R_v và β_1 - các thông số của cơ cấu lái, được chọn theo tiêu chuẩn.

P_{v0} - lực đặt vào vành tay lái để gài cường hoá,

Xác định kích thước của piston phản lực d_p :

Đường kính này được xác định trên cơ sở lực tác dụng lớn nhất lên vành tay lái

$P_{vmax} \leq 10 \div 15$ KG khi áp suất trong xilanh lực lớn nhất:

$$d_p = \sqrt{\frac{4.[P_{vmax}.R_v.tg\beta_1 - z.r_1.c.(\Delta S + \Delta S_d)]}{\pi.r_1.z.P_{max}}}$$

Số piston phản lực chọn theo kinh nghiệm và kết cấu, thường $z = 4 \div 6$.

Kích thước lò xo phản lực:

$$c = \frac{G.d_{lx}^4}{8.n_{lx}.D_{lx}^3}$$

$$d_p \approx D_{lx}$$

d_{lx} - đường kính dây lò xo;

D_{lx} - đường kính trung bình của vòng lò xo;

n_{lx} - số vòng lò xo;

$G = 8.10^5$ KG/cm² - mô đun đàn hồi loại hai.

2. Tính toán kiểm tra:

Mục đích xác định mối quan hệ giữa mô men cản tổng cộng M_c với suất dầu trong trọng lực p , giữa lực tác dụng lên vành tay lái P_v và p , xây dựng các đường đặc tính của trọng lực và xác định hiệu quả tác dụng của trọng lực H .

Ta có:

$$M_\Sigma = \frac{2.\left(\frac{\pi D^2}{4} p h'.\frac{m'}{m''}.\eta_{htl}.\eta_c + P_v.R_v.i_{cc}.\eta_{dd}.\frac{b'}{a'}\right)}{\left(1 + \frac{m'}{m''}.\eta_{htl}\right)}$$

Cho giá trị p , ta xác định được P_v , sau đó xác định được M_Σ . Từ đó ta xây dựng đặc tính của trọng lực $P_{vk} = f(M_\Sigma)$, $P_{vc} = f(M_\Sigma)$ và $H = f(M_\Sigma)$.

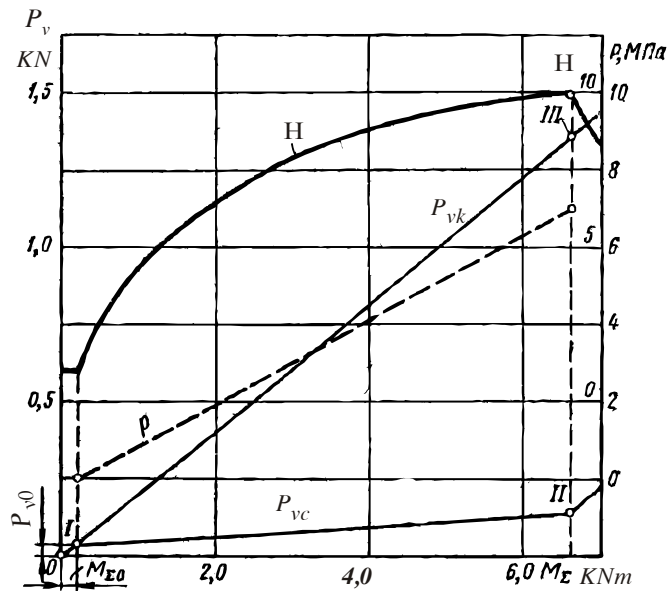
Ví dụ đối với xe URAL 375, ta có:

$$P_{vc} = 0,0145.10^{-6}p + 0,035 \quad \text{KN}$$

$$P_{vk} = 0,205 \cdot M_{\Sigma} \quad \text{KN}$$

$$M_{\Sigma} = 0,935 \cdot 10^{-6} \cdot p + 0,173 \quad \text{KN.m}$$

Từ đó ta có đường đặc tính trợ lực lái:



Hỡnh 48

3. Xác định năng suất của bơm:

Năng suất của bơm được xác định từ điều kiện để xy lanh lực của cường hoá phải kịp làm quay các bánh xe dẫn hướng nhanh hơn người lái. Nếu không đảm bảo được điều kiện này thì ứng với điều kiện quay vòng nhanh người ta phải tiêu hao một lực lớn không những để thắng lực cản quay vòng ở các bánh xe dẫn hướng và còn để dầu di chuyển từ phần bên này sang phần bên kia của xy lanh lực vì bơm không kịp sẽ đẩy sự tăng thể tích của phần làm việc của xy lanh.

Để thoả mãn điều kiện trên cần có:

$$Q_b \eta_b (1 - \delta) \geq \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{ds}{dt} \quad (42)$$

Trong đó :

Q_b - năng suất định mức của bơm m^3/s .

η_b - hiệu suất thể tích của bơm ở áp suất $0,5p_{max}$

F- diện tích của pittông xy lanh lực.

δ - hệ số tính đến độ hao hụt (lọt) dầu trong hệ thống ($\delta = 0,05 \div 0,1$)

$\frac{ds}{dt}$ - tốc độ của pittông xy lanh lực m/s.

Ghi chú:

*Đối với cường hoá có xilanh trong thanh kéo dọc:

$$\frac{ds}{dt} = \frac{\pi.n_v.l_d}{30.i_c} \quad (44)$$

Trong đó :

l_d - chiều dài đòn quay đứng

n_v - số vòng quay cực đại của vành tay lái cho người lái (theo số liệu thực nghiệm: với ô tô tải lớn $n_v = 60 \div 70$ v/p; với máy kéo $n_v \leq 90$ v/p).

i_c - tỷ số truyền của cơ cấu lái

* Với cường hoá xilanh lực đặt trong cơ cấu lái

$$\frac{ds}{dt} = \frac{1}{60} \pi.d_t.n_v.tg\gamma \quad (44)$$

Trong đó:

d_t - đường kính trục vít (theo vòng tròn ban đầu)

γ - góc nghiêng của đường ren vít.

*Đối với máy kéo, năng suất tính toán của bơm được xác định theo công thức:

$$Q_b = 1,1 \cdot \frac{\pi.n_v}{30.\varphi} .F.S \quad (45)$$

Trong đó:

1,1- hệ số tính đến sự lọt dầu trong con trượt của van phân phối.

n_v - vòng quay cực đại của người lái: $n_v \leq 90$ v/p.

φ - góc quay của vành tay lái để quay các bánh xe dẫn hướng từ mép ngoài cùng bên này sang mép ngoài cùng bên kia (radian).

$$\varphi = (\alpha + \beta) \frac{l_n}{l_d} i_c \quad (46)$$

(α và β - góc quay vòng cực đại của bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong; l_n và l_d - chiều dài của đòn quay ngang và đòn quay đứng; i_c - tỷ số truyền của cơ cấu lái.)

Q_b của bơm cường hoá lái máy kéo phải được đảm bảo ở số vòng quay của động cơ $n_e = 0,75 n_N$ (n_N -số vòng quay ứng với công suất lớn nhất của động cơ)

d. Xác định khoảng dịch chuyển của con trượt:

$$\Delta = \Delta' + \Delta''$$

Trong đó:

d_c - đường kính của con trượt (cm)

Δ' - khe hở mép con trượt và rãnh vỏ van trượt (hình 32)

Δ'' - độ trùng khớp cực đại của mép con trượt và rãnh.

*Khe hở Δ' được xác định từ điều kiện là tổn thất áp suất trong con trượt ở hành trình không tải (của cường hoá) $\Delta p = 0,3 \div 0,4 \text{ kg/cm}^2$ (dầu chảy qua hai rãnh).
Khi đó:

$$\Delta' = \frac{Q_b}{2\pi \cdot d_c \frac{2g \cdot \Delta p}{\gamma_d \cdot \psi}} \approx \frac{Q_b}{2880d_c} \text{ (cm)} \quad (47)$$

Trong đó:

d_c - đường kính của con trượt (cm)

γ_d - trọng lượng riêng của dầu (g/cm^3)

ψ - hệ số tổn thất cục bộ ($\psi \approx 3,1$)

*Khoảng trùng khớp Δ'' được xác định từ điều kiện là lượng lọt dầu trong con trượt $Q_1 = 0,1Q_b$. Khi đó:

$$\Delta'' = \frac{\zeta^3 \pi \cdot d_t \cdot p_m}{24 \cdot \eta \cdot Q_1} \quad (48)$$

Trong đó:

ζ - khe hở lớn nhất giữa mặt tiếp xúc của con trượt và vỏ van phân phối: khi chọn bộ đôi theo nhóm kích thước $\zeta = 0,0015 \div 0,0020 \text{ cm}$. Khi chế tạo con trượt và bạc (vỏ van) theo cấp chính xác hai (mỗi ghép di động) $\zeta = 0,005 \text{ cm}$. Khi tính nên lấy $\zeta = 0,005 \text{ cm}$ để tính đến sự mài mòn.

p_{\max} - áp suất cực đại (van an toàn bắt đầu điều chỉnh), (g/cm^2).

η - hệ số độ nhớt động lực của dầu.

4) *Xác định điều kiện ổn định làm việc của hệ thống lái có cường hoá:*

Độ ổn định làm việc của hệ thống lái phụ thuộc vào độ ổn định của bộ phận cường hoá.

Độ ổn định cường hoá gồm có: độ ổn định tĩnh và độ ổn định động.

Độ ổn định tĩnh của cường hoá là khả năng của cường hoá giữ được trạng thái cân bằng của nó ở bất kì vị trí nào của vành tay lái.

Trong một số trường hợp do không đảm bảo độ ổn định của cường hoá mà làm mất tính chất ổn định của bánh xe dẫn hướng: chúng không còn khả năng quay trở về

vị trí trung gian sau khi đã thực hiện quay vòng hoặc dần dần lệch khỏi vị trí ứng với hướng chuyển động thẳng của ô tô máy kéo.

*Điều kiện thứ nhất để đảm bảo độ ổn định của cường hoá là: khi van phân phối được bố trí ở vị trí nào trong hệ thống dẫn động lái thì việc gài nghịch đảo nó chỉ có thể xảy ra ở trong trường hợp lực gài nghịch đảo lớn hơn tổng các lực gài (gồm lực nén của lò xo định tâm van phân phối, lực ma sát trong cơ cấu lái,..) quy dẫn về đòn đẩy con trượt hoặc vỏ van phân phối.

Để thoả mãn điều kiện này người thiết kế ngoài việc tính đến thông số cần thiết của hệ thống lái còn phải xác định đúng kích thước các phần tử phản ứng và độ cứng của các lò xo định tâm van phân phối.

Điều kiện thứ hai để đảm bảo độ ổn định tĩnh của cường hoá là: tổng các lực tác động trong bản thân cường hoá phải bằng không ($\sum P = 0$).

Điều kiện này không được thoả mãn khi áp suất dầu là như nhau trong cả hai khoang của xilanh lực. khi con trượt nằm trong vị trí trung gian, luôn tồn tại một lực đẩy vào cả pittông làm các bánh xe dẫn hướng có xu hướng lệch dần khỏi vị trí ứng với chuyển động thẳng của xe.

Một trong những biện pháp nhằm thoả mãn điều kiện thứ hai là: tạo những áp suất khác nhau trong hai khoang của xilanh lực bằng cách tạo những lực cản khác nhau của dòng dầu trả vào chúng khi con trượt nằm ở vị trí trung gian (vị trí cân bằng). Vị trí của con trượt ở loại van phân phối không có lò xo định tâm được thiết lập hoàn toàn tự động nhờ mối quan hệ sau đây (xét từ điều kiện cân bằng của con trượt):

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{p_1}{p_2} = \frac{F_2}{F_1}$$

Trong đó:

f_1 và f_2 - Diện tích của buồng phản ứng.

p_1 và p_2 - áp suất dầu trong hai nhánh

F_1 và F_2 - Diện tích của hai phía pittông

Ngoài việc giữ được độ ổn định tĩnh của cường hoá, con trượt với diện tích phản ứng khác nhau còn đảm bảo được những lực phản ứng như nhau ở hai vành tay lái khi quay vòng sang hai phía.

- Trong những trường hợp khác nhau sự cân bằng lực trên pittông có thể đạt được bằng các cách khác nhau, phụ thuộc kết cấu của xilanh lực.

Một điểm cần lưu ý trong việc sắp đặt xilanh lực và tính toán sự cân bằng cường hoá là những ô tô máy kéo với dẫn động lái được bố trí thông thường, lực cần

thiết để quay vòng xe sang phải lớn hơn sang trái vì vậy tỷ số truyền khác nhau của hình thang lái (đã nghiên cứu ở phần trên) nên khi bố trí xylanh lực cần phải làm thế nào để pittông làm việc với diện tích lớn khi xe quay vòng sang phải.

* Độ ổn định động lực của cường hoá được hiểu là không có ở nó xu hướng gây lên dao động của các bánh xe dẫn hướng cũng như không làm ảnh hưởng đến độ nhạy cảm tác dụng của cường hoá.

Ở một số trường hợp do sự phối hợp không tốt ở các thông số cường hoá có thể mất ổn định, biểu hiện trước hết là sự dao động (lúc lắc) của các bánh xe dẫn hướng khi cường hoá làm việc. Khuyết tật thứ hai có thể xảy ra đó là sự quá chậm lúc bắt đầu quay các bánh xe dẫn hướng và sự quay quá thừa chúng ở cuối giai đoạn quay vòng khi đã dừng vành tay lái. Cả hai nhân tố này đều gây khó khăn cho việc điều khiển xe và làm giảm tính an toàn chuyển động của nó.

Do vậy, nhiệm vụ của tính toán động lực bao gồm ở những vấn đề là tìm những cách giải quyết và các điều kiện kết cấu để sự dao động của các bánh xe dẫn hướng không thể xảy ra.

Để khắc phục dao động của các bánh xe dẫn hướng do cường hoá gây lên trong thời gian ô tô máy kéo chuyển động cần phải:

1. Tăng độ cứng của các lò xo định tâm hoặc tăng diện tích buồng phản ứng nếu như điều này là cho phép theo điều kiện nhẹ nhàng của hệ thống lái.
2. Giảm năng suất của bơm mà không làm giảm tốc độ quay vòng của các bánh xe dẫn hướng thấp hơn giá trị cho phép tối thiểu.
3. Nếu điều kiện cho phép thì nên bố trí con trượt gần vành tay lái, còn xylanh lực gần bánh xe dẫn hướng.

NGÂN HÀNG CÂU HỎI VÀ ĐÁP ÁN

Câu 1:

Câu hỏi	Xác định tải trọng tác dụng lên hệ thống phanh?	2
Đáp án	<p>- Chọn chế độ tính toán cần xem khả năng phanh với hiệu suất cao nhất, điều này xảy ra khi sử dụng hoàn toàn lực bám ở các bánh xe với mặt đ-ờng khi bánh xe bắt đầu tr-ợt lê hay gần tr-ợt lê. Mô men phanh có thể tính theo công thức:</p> $M_T = Z_k \cdot \varphi \cdot r_k$ <p>+ Giải thích các đại l-ợng:</p>	1
	<p>- Trình bày với xe hai cầu, giá trị mô men phanh cầu tr-ớc và cầu sau:</p> $\left. \begin{aligned} M_{T1} &= \varphi \cdot r_k \cdot \frac{m_a \cdot g}{2L} \cdot (b + \varphi \cdot h_g) \\ M_{T2} &= \varphi \cdot r_k \cdot \frac{m_a \cdot g}{2L} \cdot (a - \varphi \cdot h_g) \end{aligned} \right\}$ <p>+ Giải thích các đại l-ợng:</p>	1

Câu 2:

Câu hỏi	Xác định tải trọng tác dụng lên hệ thống lái?	2
Đáp án	<p>- Xác định đ-ợc mô men cản quay vòng trong các tr-ờng hợp:</p>	0.5
	<p>Viết công thức:</p> $M_c = f(\text{các yếu tố ảnh h-ởng})$	0.5
	<p>Giải thích các yếu tố</p>	0.5
	<p>- Giải thích đ-ợc tải trọng tác dụng các bộ phận của hệ thống lái:</p> <p>+ Hình thang lái.</p> <p>+ Cơ cấu lái.</p>	0.5

Câu 3:

Câu hỏi	Xác định tải trọng tác dụng lên hệ thống treo?	2
---------	---	----------

Đáp án	- Tải trọng tác dụng lên hệ thống treo khi chịu lực kéo tiếp tuyến max: + Viết đ- ọc công thức: $P_{kmax} = M_{emax} \cdot i \cdot \eta / r_{bx}$ + Giải thích các công thức	1
	- Tải trọng tác dụng lên hệ thống treo khi chịu lực phanh max: + Viết đ- ọc công thức: $P_{pmax} = \varphi_{max} G_{\varphi}$ + Giải thích các công thức	1

Câu 4:

Câu hỏi	Xác định mô men quay mà ly hợp cần truyền?	2
Đáp án	- Trình bày đ- ọc ý: ly hợp phải đ- ọc thiết kế với các kích thước đủ để nó có thể truyền đ- ọc mô men quay lớn hơn mô men quay của động cơ. Có nghĩa là để nó luôn luôn đảm bảo truyền đ- ọc toàn bộ mô men từ động cơ đến hệ thống truyền lực mặc dù khi tằm ma sát có thể bị dính một ít dầu hay bị mòn, hoặc các lò xo ép bị giảm tính đàn hồi một ít sau thời gian sử dụng lâu.	0.5
	- Trình bày đ- ọc ý mô men ma sát mà ly hợp cần truyền đ- ọc là: $M_c = \beta \cdot M_{emax} \quad (Nm)$ Trong đó: + β - hệ số dự trữ của ly hợp ($\beta > 1$) + M_{emax} - mô men cực đại của động cơ (đối với ô tô), hoặc mô men danh nghĩa M_n của động cơ (đối với máy kéo) - Nm.	1
	- Trình bày đ- ọc ý nghĩa của β : + Nếu chọn β bé thì không đủ đảm bảo truyền hết đ- ọc mô men. + Nếu chọn β lớn quá thì ly hợp không làm đ- ọc nhiệm vụ của cơ cấu an toàn để tránh tải trọng lớn tác dụng lên hệ thống truyền lực khi thay đổi đột ngột chế độ làm việc (lúc đó ly hợp không tr- ợt đ- ọc).	0.5

Câu 5:

Câu hỏi	Phân tích sơ đồ tính toán thiết kế hộp số	2
---------	--	----------

Đáp án	- Trình bày đặc điểm khi thiết kế hộp số:	1
	- Phân tích các ph-ơng án: khi thiết kế hộp số nhiều cấp, cần chọn ph-ơng án bố trí để trên cơ sở đó xác định tỷ số truyền của hộp số chính và hộp số phụ.	1

Câu 6:

Câu hỏi	- Trình bày ph-ơng pháp chọn khoảng cách giữa các trục hộp số?	2
Đáp án	- Trình bày đ-ợc đối với hộp số với trục cố định, khoảng cách trục A th-ờng chọn sơ bộ theo công thức kinh nghiệm : $A = a \cdot \sqrt[3]{M_{e \max}} \quad (\text{mm})$ + Giải thích các đại l-ợng:	0.75
	- Trình bày đối với máy kéo: có thể chọn trên cơ sở các máy kéo cùng cỡ hiện có hoặc dùng đồ thị (vùng nằm giữa hai đ-ờng cong đ-ợc dùng để chọn khoảng cách trục A)	0.75
	- So sánh so sánh đ-ợc ph-ơng pháp chọn khoảng cách trục ở môn học chi tiết máy:	0.5

Câu 7:

Câu hỏi	Trình bày ph-ơng pháp chọn mô đun răng hộp số	2
Đáp án	- Đối với ô tô mô đun pháp tuyến của bánh răng (m_n) đ-ợc chọn theo đồ thị:	0.75
	- Xác định mô đun pháp tuyến m_n theo công thức kinh nghiệm: $m_n = (0,032 \div 0,040) A.$ - Ta cũng có thể tính môđul theo công thức: $m = \frac{2 \cdot A \cdot \cos \beta}{Z_1 \cdot (i + 1)}$ + Giải thích các đại l-ợng:	0.75
	- So sánh có gì khác khi chọn môđul răng ở môn học chi tiết máy:	0.5

Câu 8:

Câu hỏi	Trình bày động lực học của các đăng khác tốc?	2
Đáp án	- Giải thiết và sơ đồ hoá:	0.5
	- Viết đ-ợc ph-ơng trình cân bằng mômen xung l-ợng trên trục 1 và trục 2 ta có:	1.5

	$J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt}$	
	<p>+ Giải thích các đại lượng:</p> <p>+ Phân tích các yếu tố ảnh hưởng</p>	

Câu 9:

Câu hỏi	Trình bày số vòng quay nguy hiểm của trục có đặng?	2
Đáp án	<p>- Trình bày được các ý: số vòng quay nguy hiểm là số vòng quay mà lúc đó trục các đặng sẽ bị gãy.</p>	0.5
	<p>- Chỉ ra được các ý sau:</p> <p>+ Khi đó ta có số vòng quay nguy hiểm:</p> $n_t = 1,225 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{c} \cdot \frac{D}{l^2} \quad (\text{vòng/phút})$ <p>+ Đối với trục rỗng có đường kính ngoài D, đường kính trong l thì:</p> $J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} (D^2 + d^2)(D^2 - d^2); \text{ và:}$ $F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2);$ <p>+ Khi ấy ta có: Khi đó ta có số vòng quay nguy hiểm:</p> $n_t = 1,225 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{c} \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \quad (\text{vòng/phút})$ <p>Khi đó:</p> <p>+ Đối với trục đặc nằm tự do trên hai gối tựa ($c = \frac{384}{5}$):</p> $n_t = 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{D}{l^2} \quad (\text{v/ph})$ <p>+ Đối với trục đặc bị ngàm 2 đầu ($c = 384$):</p> $n_t = 27,5 \cdot 10^4 \cdot \frac{D}{l^2} \quad (\text{v/ph})$ <p>+ Đối với trục rỗng nằm tự do trên 2 gối tựa ($c = \frac{384}{4}$)</p>	2.5

	<p>):</p> $\eta_t = 12.10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \quad (\text{vòng/phút})$ <p>+ Đối với trục rỗng bị ngâm ở hai đầu (c = 384):</p> $\eta_t = 27,5.10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \quad (\text{vòng/phút})$ <p>+ Trong các công thức tính n_t nói trên thì D, d, l đ- ợc tính bằng m.</p>	
	<p>- Kết luận:</p> <p>+ Khi trục rỗng hoặc trục đặc có cùng đ- ờng kính D thì trục rỗng có tốc độ tới hạn cao hơn trục đặc.</p> <p>+ Nếu D và d càng lớn nghĩa là ống càng to và mỏng thì n_t càng lớn. Do đó trong ô tô hiện nay có động cơ cao tốc ng- ời ta th- ờng làm ống các đ- ăng to và mỏng.</p> <p>+ Trục các đ- ăng không nên làm dài quá (k lớn thì n_t giảm) vì thế nếu kết cấu khung xe cần có chiều dài lớn thì nên phân ra làm 2 đoạn và nối chúng bằng gối đỡ trung gian.</p> <p>+ Hiện nay th- ờng dùng các đ- ăng hở và khi tính toán coi nh- trục đ- ợc đặt tự do trên hai gối tựa, ở đây chiều dài l lấy bằng khoảng cách giữa các tâm của khớp các đ- ăng.</p> <p>+ Khi chọn kích th- ớc của trục các đ- ăng cần tính đến hệ số dự trữ theo số vòng quay nguy hiểm trên cơ sở tỉ số sau:</p> $\frac{n_t}{n_{max}} = 1,2 \div 1,35 \quad \text{Trong đó:}$ <p>+ Hệ số dự trữ thấp nhất (tức giới hạn d- ới của tỉ số $\frac{n_t}{n_{max}}$ sao cho $\frac{n_t}{n_{max}} = 1,2$)</p>	1

Câu 10:

Câu hỏi	Chọn các kích thước của truyền lực chính?	2
---------	--	----------

Đáp án	- Cốc giở trị cho trườc: Trong thiế t kế tónh toản cầ u chủ độ ng, cốc thụng số cho trườc gồ m: - Mụ men lớ n nhấ t ở bõnh xe chủ độ ng (theo mụ men độ ng cơ hay theo mụ men bõm); - Tỷ số truyề n i_0 ; - Khoả ng sỏng gầ m xe.	0.5
	- Cốc thụng số cầ n chọ n và tónh: a- Sơ đồ truyề n lự c chớnh: truyề n lự c chớnh đờ n, kộ p, nhiề u cấ p,... Nế u chọ n truyề n lự c chớnh loạ i kộ p cầ n phõn chia tỷ số truyề n i_0 thà nh i_{0k} (tỷ số truyề n ở cấ p bõnh rã ng cụn) và tỷ số truyề n i_{0t} (tỷ số truyề n ở cấ p bõnh rã ng trự). b- Theo tỷ số truyề n đ ó cho trườc hay đ ó tónh ở trờn, đ ó i vớ i cầ u đờ n, ta chọ n z_1 theo bả ng kinh nghiệ m:	0.5
	- Chọ n mụ đ ul phỏp tuyế n mặ t đ ỏ y rã ng:	0.5
	- Chọ n gúc nghiờng trung bõnh đ ườ ng xoắ n rã ng:	0.5

Câu 11:

Tính toán kích th- ớc cơ bản của hệ thống treo độc lập?

Câu hỏi	Tính toán kích th- ớc cơ bản của hệ thống treo độc lập?	2
Đáp án	- Chọ n đ- ợc kết cấ u hệ thống treo độc lập theo xe tham khảo	0.5
	- Tính toán các thông số cơ bản của các đờn: + Đ- ờng kính + Chiều dài	0.75
	- Tính toán các thông số cơ bản của lò xo: + Các đ- ờng kính + Số vòng của lò xo	0.75

Câu 12:

Câu hỏi	Tính toán kích th- ớc cơ bản của giảm chấn thủy lự c?	2
Đáp án	- Chọ n đ- ợc kết cấ u giảm chấn theo xe tham khảo	0.5
	- Tính toán các thông số cơ bản của ống giảm chấn	0.75

	+ Đ- ờng kính + Chiều dài	
	- Tính toán các thông số cơ bản của các ổ van: + Đ- ờng kính + Số l- ợng ổ	0.75

Câu 13:

Câu hỏi	Xác định tải trọng tác dụng lên hệ thống treo?	2
Đáp án	- Tải trọng tác dụng lên hệ thống treo khi chịu lực kéo tiếp tuyến max: + Viết đ- ọc công thức: $P_{kmax} = M_{emax} i_t \eta / r_{bx}$ + Giải thích các công thức	1
	- Tải trọng tác dụng lên hệ thống treo khi chịu lực phanh max: + Viết đ- ọc công thức: $P_{pmax} = \varphi_{max} G_{\varphi}$ + Giải thích các công thức	1

Câu 14:

Câu hỏi	Xác định tải trọng tác dụng lên hộp số phụ?	2
Đáp án	- Tính theo mô men tính: + Viết đ- ọc công thức: $M_t = M_t i_t$ + Giải thích các công thức	1
	- Mô men bám từ bánh xe: + Viết đ- ọc công thức: $M_{\varphi max} = \varphi_{max} G_{\varphi} r_{bx}$ + Giải thích các công thức	0.5
	- Chọn 1 trong 2 mô men và giải thích	0.5

Câu 15:

Xác định tải trọng tác dụng lên hệ thống truyền lực?

Câu hỏi	Trình bày tải trọng tác dụng lên hệ thống truyền lực của xe	2
Đáp án	- Trình bày: giá trị trung bình của mô men tác dụng lên chi tiết đang xem xét: + Viết đ- ọc công thức:	0.5

	$M_i = [(m_a + m_m) \cdot \psi \cdot g + (m_a + m_m) \cdot \delta \cdot j_{tb} + K \cdot F \cdot v^2] \cdot \frac{r_b}{i' \cdot \eta_t}$ <p>N.m</p> <p>+ Giải thích các thông số trong công thức:</p>	
	<p>- Trình bày tr-ờng hợp 1: theo mô men lớn nhất của động cơ:</p> $M = M_{e_{\max}} \cdot i$ <p>+ Mô men truyền bởi bán trục của ô tô với công thức bánh 4 x2:</p> $M = \frac{M_{e_{\max}} \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot (1 + k_\delta)}{2}$ <p>+ Giải thích các đại l-ợng:</p>	0.5
	<p>- Trình bày tr-ờng hợp 2: tính theo lực bám lớn nhất của bánh xe với mặt đ-ờng:</p> <p>+ Cho bán trục cầu chủ động:</p> $M_\varphi = \frac{Z_i}{2} \cdot \varphi_{\max} \cdot r_b$ <p>+ Để tính cho trục các đăng:</p> $M_\varphi = \frac{Z_i \cdot \varphi_{\max} \cdot r_b}{i'}$ <p>+ Giải thích các đại l-ợng:</p>	0.5
	<p>- Trình bày tr-ờng hợp 3: Tính theo tải trọng động lớn nhất khi xe chuyển động:</p> <p>+ Hệ số tải trọng động có thể đ-ợc tính theo công thức thực nghiệm:</p> $K_d = \beta \cdot \frac{i + 8}{i}$ <p>+ Giải thích các đại l-ợng</p>	0.5
	<p>- Trình bày tr-ờng hợp 4: Tính theo tải trọng thực tế (tính theo mỗi):</p> <p>+ Chế độ tải tổng quát có thể viết d-ới dạng:</p> $P_\Sigma = \Phi[m_a, v, s_t, \psi, \alpha, s_\Sigma, \dots]$ <p>+ Giải thích các đại l-ợng</p>	

Câu 16:

Câu hỏi	Khi tính toán thiết kế ly hợp theo anh (chi) kích thước nào quan trọng nhất?	2
Đáp án	- Kể được tên các thông số cơ bản của ly hợp + Đ-ờng kính trong và ngoài của đĩa ma sát + Thống số cơ bản của đĩa bị động, đòn dẫn động,...	1
	- Thông số đ-ờng kính trong và ngoài của đĩa ma sát là quan trọng nhất - Giải thích	1

Câu 17:

Câu hỏi	Khi tính toán thiết kế hộp số theo anh (chi) thông số thiết kế nào quan trọng nhất?	2
Đáp án	- Kể được tên các thông số cơ bản của hộp số + Tỷ số truyền và số l-ợng + Các đ-ờng kính, mô dul,...	1
	- Thông số tỷ số truyền và số l-ợng là quan trọng nhất - Giải thích	1

Câu 18:

Câu hỏi	Khi tính toán thiết kế cầu chủ động theo anh (chi) thông số thiết kế nào quan trọng nhất?	2
Đáp án	- Kể được tên các thông số cơ bản của cầu chủ động + Tỷ số truyền (i_0) + Các đ-ờng kính, mô dul,...	1
	- Thông số tỷ số truyền là quan trọng nhất - Giải thích	1

Câu 19:

Câu hỏi	Khi tính toán thiết kế hệ thống phanh theo anh (chi) thông số thiết kế nào quan trọng nhất?	2
Đáp án	- Kể được tên các thông số cơ bản của hệ thống phanh + Mô men ma sát sinh ra ở cơ cấu phanh. + Các ph-ơng án dẫn động...	1
	- Thông số mô men ma sát sinh ra ở cơ cấu phanh là quan trọng nhất - Giải thích	1

Câu 20:

Câu hỏi	Khi tính toán thiết kế hệ thống lái anh (chi) thông số thiết kế nào quan trọng nhất?	2
Đáp án	- Kể đ- ọc tên các thông số cơ bản của hệ thống lái + Tỷ số truyền cơ cấu lái. + Các ph- ơng án dẫn động...	1
	- Thông số tỷ số truyền cơ cấu lái là quan trọng nhất - Giải thích	1

4.2. Câu hỏi loại 2 (4 điểm)

Câu 1:

Câu hỏi	Trình bày công tr- ợt và công tr- ợt riêng sinh ra khi đóng ly hợp?	4
Đáp án	- Trình bày đ- ọc các ý: + Khi đóng ly hợp sẽ có hiện t- ợng tr- ợt giữa các đĩa ma sát ở thời gian đầu cho đến khi đĩa chủ động và bị động quay nh- một hệ thống động học liền. + Hiện t- ợng tr- ợt nh- vậy sẽ sinh ra công ma sát làm nung nóng các chi tiết của ly hợp lên quá nhiệt độ cho phép, làm hao mòn các tấm ma sát và nguy hiểm nhất là các lò xo ép có thể bị ram ở nhiệt độ cao làm mất khả năng ép. + Vì thế cần thiết phải xác định công ma sát trong thời gian đóng ly hợp.	0.5
	- Chọn tr- ờng hợp tính công tr- ợt:	0.5
	- Ph- ơng pháp thứ nhất tính công tr- ợt:	0.5
	- Ph- ơng pháp thứ hai tính công tr- ợt	0.5
	- Trình bày đ- ọc đối với máy kéo:	0.5
	- Trình bày đ- ọc công trượt riêng:	0.5
	- Trình bày nhiệt độ các chi tiết của ly hợp:	0.5
	- Kết luận:	0.5

Câu 2:

Câu hỏi	Tính bền đĩa bị động và moay-ơ của đĩa bị động?	4
Đáp án	- Phân tích đ- ọc kết cấu: vẽ đ- ọc sơ đồ tính toán:	0.75
	- Chọn vật liệu: từ đó chọn ứng suất cho phép + Ví dụ:	0.5

	<p>- Xác định lực tác dụng trên bán kính trung bình của các then đối mỗi moay-ơ là:</p> $Q = \frac{4M_{e \max}}{Z_1(D+d)} \quad (\text{N})$ <p>+ Giải thích các đại lượng:</p>	0.75
	<p>- Xác định ứng suất chèn dập sẽ là:</p> $\sigma_d = \frac{2.Q}{Z_2.l.(D-d)} = \frac{8.M_{e \max}}{Z_1.Z_2.l.(D^2-d^2)} \leq [\sigma_d]$ <p>Trong đó:</p> <p>Z_2 - số rãnh then của moay-ơ; l - chiều dài làm việc của then (m); $[\sigma_d]$- ứng suất chèn dập cho phép (MN/m²) $[\sigma_d] = 20 \text{ MN/m}^2$.</p>	1
	<p>- Xác định ứng suất cắt then là:</p> $\tau = \frac{Q}{Z_2.l.b} = \frac{4M_{e \max}}{Z_1.Z_2.l.b.(D+d)} \leq [\tau]$ <p>Trong đó:</p> <p>b - chiều rộng của then (m) $[\tau]$ - ứng suất cắt cho phép: $[\tau] = 10 \text{ MN/m}^2$</p>	1

Câu 3:

Câu hỏi	Tính bền trục ly hợp?	4
Đáp án	- Phân tích đ-ợc kết cấu: vẽ đ-ợc sơ đồ tính toán:	1
	- Chọn vật liệu: từ đó chọn ứng suất cho phép + Ví dụ:	0.5
	- Vẽ biểu đồ mô men tác dụng lên trục:	1
	- Trục ly hợp đ-ợc tính toán theo ứng suất tổng hợp uốn và xoắn nh- sau: trình bày đ-ợc các ý sau:	1.5

$$\sigma_{th} = \frac{\sqrt{M_u^2 + M_x^2}}{d^3} \quad \text{MN/m}^2$$

Trong đó:

- + M_x : mô men xoắn tác dụng tại tiết diện nguy hiểm, MNm.
- + M_u : mô men uốn tác dụng tại tiết diện nguy hiểm, MNm.
- + d : đ-ờng kính của tiết diện nguy hiểm, tính theo m.

	<p>+ ứng suất tổng hợp cho phép $[\sigma_{th}] = 50 \div 70 \text{ MN/m}^2$. Khi tính ứng suất tổng hợp theo công thức (I-39) thì M_x lấy bằng $M_{e_{max}}$ còn M_u đ-ợc xác định bằng ph-ơng pháp vẽ biểu đồ mô men trên trục do các lực tác dụng sinh ra bởi các bánh răng ăn khớp trên trục sơ cấp, trục trung gian và trục thứ cấp hộp số.</p> <p>+ Các then của trục ly hợp đ-ợc tính theo chèn dập và cắt theo các công thức t-ơng tự nh- khi tính moay-ơ đĩa thụ động. $[\sigma_d] = 25 \text{ MN/m}^2$ còn $[\tau] = 30 \text{ MN/m}^2$.</p>	
--	---	--

Câu 4:

Câu hỏi	Trình bày tính bền đĩa ép , đĩa trung gian và lò xo ép	4
Đáp án	<p>- Tính bền đĩa ép và đĩa trung gian:</p> <p>+ Đĩa ép và đĩa trung gian cần có trọng khối lớn để có khả năng thu và thoát nhiệt tốt, do đó giảm đ-ợc nhiệt độ làm việc của ly hợp.</p> <p>+ Tính toán trọng khối của đĩa ép và đĩa trung gian theo công thức:</p> $\Delta t = \frac{\gamma.L}{c.m_t} = \frac{\gamma.L}{427.c.G_t} \leq [\Delta t]$ <p>+ Nhiệt độ cho phép: ví dụ:</p>	1.5
	<p>- Tính bền lò xo: đối với lò xo trụ có tiết diện dây là tròn:</p> <p>+ ứng suất cắt $\tau = \frac{8.P_0.D}{\pi.d^3} . 10^{-1} ; \text{ MN/m}^2$</p> <p>+ Độ biến dạng $\lambda = \frac{8.P_0.D^3.n_0}{G.d^4} . 10^{-2} \text{ (m)}$</p> <p>+ Độ cứng lò xo: $C = \frac{G.d^4}{8.D^3.n_0} . 10^{-3}$</p>	1
	<p>- Tính bền lò xo côn (có b-ớc là hằng số) có tiết diện dây là chữ nhật (b>a):</p> <p>- ứng suất cắt:</p> $\tau = \frac{P_0.r_2}{\alpha.a^3} . 10^{-1} \text{ MN/m}^2$ <p>- Độ biến dạng:</p> $\lambda = \frac{1,57.P_0.n_0}{\gamma.G.a^4} (r_1^2 + r_2^2)(r_1 + r_2) . 10^{-2} \text{ (m);}$	1

	+ Độ cứng:	
	$C = \frac{\gamma \cdot G \cdot a^4}{1,57 \cdot n_0 (r_1^2 + r_2^2)(r_1 + r_2)} \cdot 10^{-3}$	
	- Nhận xét:	0.5

Câu 5:

Câu hỏi	Tính toán dẫn động ly hợp cơ khí ?	4
Đáp án	- Vẽ đ- ọc sơ đồ dẫn động và giải thích các ký hiệu:	1
	- Xác định đ- ọc tỷ số truyền và hành trình của bàn đạp: + Tỷ số truyền của cơ cấu mở ly hợp: $i_m = i_d \cdot i_{dm} = i_d \cdot \frac{e}{f} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f}$ + Hành trình của bàn đạp: $S_{bd} = S_{td} + S_{lv} = \delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} + \Delta l \cdot i_m \cdot z$ + Giải thích:	1.5
	- Xác định lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp ly hợp: $P_{bd} = \frac{P_{\Sigma}}{i_m \cdot \eta_d}$ Trong đó: + P_{Σ} - lực ép tổng cộng của lò xo ép khi đĩa ma sát đ- ọc mở hoàn toàn. + η_d - hiệu suất của dẫn động ly hợp ($\eta_d = 0,7 \div 0,8$). + Khi thiết kế dẫn động ly hợp, cần xác định tỷ số truyền của hệ thống trên cơ sở lực ép cần thiết của lò xo ép và lực bàn đạp theo tiêu chuẩn. Từ đó chọn các kích thước cho phù hợp với bố trí của sàn xe.	1.5

Câu 6:

Câu hỏi	Tính toán dẫn động ly hợp thủy lực	4
Đáp án	- Vẽ đ- ọc sơ đồ dẫn động và giải thích các ký hiệu:	1

	<p>- Xác định đ- ọc tỷ số truyền và hành trình của bàn đạp: + Tỷ số truyền của dẫn động ly hợp:</p> $i_m = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2}$ <p>+ Hành trình của bàn đạp ly hợp:</p> $S_{bd} = S_{td} + S_{lv} = \delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} + \Delta l \cdot i_m \cdot z$ <p>+ Giải thích:</p>	1.5
	<p>- Xác định lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp ly hợp:</p> $P_{bd} = \frac{P_\Sigma}{i_m \cdot \eta_d}$ <p>Trong đó:</p> <p>+ P_Σ - lực ép tổng cộng của lò xo ép khi đĩa ma sát đ- ọc mở hoàn toàn.</p> <p>+ η_d - hiệu suất của dẫn động ly hợp ($\eta_d = 0,7 \div 0,8$).</p>	1.5

Câu 7:

Câu hỏi	Xác định số răng của bánh răng hộp số?	4
Đáp án	<p>Hộp số 2 trục:</p> <p>- Vẽ đ- ọc sơ đồ nguyên lý hộp số 2 trục và giải thích các đại l- ợng:</p>	0.5
	<p>-Xác định công thức tính khoảng cách trục nh- sau:</p> $A = \frac{m_1(z_1 + z_1')}{2 \cdot \cos \beta_1} = \frac{m_2(z_2 + z_2')}{2 \cdot \cos \beta_2} = \frac{m_3(z_3 + z_3')}{2 \cdot \cos \beta_3} = v.v..$ <p>+ Giải thích đại l- ợng:</p>	0.75
	<p>- Đ- a ra đ- ọc xác định nh- sau:</p> $z_1 = \frac{2 \cdot A \cos \beta_1}{m(1 + i_{h1})} ; z_2 = \frac{2 \cdot A \cos \beta_2}{m(1 + i_{h2})} ; z_3 = \frac{2 \cdot A \cos \beta_3}{m(1 + i_{h3})}$ <p>+ Giải thích đại l- ợng:</p>	0.75
Đáp án	<p>Hộp số 3 trục:</p> <p>- Vẽ đ- ọc sơ đồ nguyên lý hộp số 3 trục và giải thích các đại l- ợng</p>	0.5

	<p>- Xác định các môđul</p> <p>+ Tổng số răng của một cặp:</p> $z_{\Sigma} = z + z_c = 2.A.m_t$ <p>+ Ta biết rằng:</p> $z_{\Sigma 1} = z_1 + z_{1c}$ $z_{\Sigma 2} = z_2 + z_{2c}$ <p>.....</p> $z_{\Sigma ak} = z_{ak} + z_{akc}$	0.75
	<p>- Chỉ ra đ- ợc:</p> <p>Từ đó ta tính đ- ợc số răng của các bánh răng:</p> $z_1 = z_{\Sigma 1} - z_{1c}$ $\frac{z_{akc}}{z_{ak}} = i_{ak} = i_I \cdot \frac{z_{1c}}{z_1}; \quad z_{ak} = \frac{z_{\Sigma ak}}{1 + i_{ak}}; \quad z_{akc} = z_{\Sigma c} - z_{ak}$ $\frac{z_2}{z_{2c}} = i_{II} \cdot \frac{1}{i_{ak}}; \quad z_2 = \frac{z_{\Sigma 2}}{1 + \frac{z_2}{z_{2c}}}; \quad z_{2c} = z_{\Sigma 2} - z_2$ $\frac{z_3}{z_{3c}} = i_{III} \cdot \frac{1}{i_{ak}}; \quad z_3 = \frac{z_{\Sigma 3}}{1 + \frac{z_3}{z_{3c}}}; \quad z_{3c} = z_{\Sigma 3} - z_3$	0.75

Câu 8:

Câu hỏi	Trình bày ph- ơng pháp tính toán bánh răng của hộp số?	4
---------	--	---

<p>Đáp án</p>	<p>- Tính theo ứng suất uốn:</p> <p>Khi tính toán bánh răng hộp số ô tô, mô men tính toán lấy mômen nhỏ nhất từ mô men động cơ và mômen từ đất truyền lên theo điều kiện bám.</p> $\sigma_u = K_d \cdot K_{ms} \cdot K_c \cdot K_{\varphi} \cdot K_{gc} \cdot \frac{P}{b \cdot \pi \cdot m_{nub} \cdot y \cdot K_{\beta}} ; \text{ MN/m}^2$ <p>+ Giải thích các đại lượng:</p> <p>+ ứng suất uốn cho phép $[\sigma_u]$ tính theo MN/m².</p> <p>Bánh răng trụ thẳng ở số 1 và số lùi ở ô tô du lịch và ô tô vận tải:</p> $[\sigma_u] = 400 \div 850 \text{ MN/m}^2.$ <p>Bánh răng nghiêng ở số cao và cặp luôn luôn ăn khớp ở ô tô tải</p> $[\sigma_u] = 100 \div 250 \text{ MN/m}^2; \text{ còn ô tô du lịch } [\sigma_u] = 150 \div 350 \text{ MN/m}^2.$	<p>1.5</p>
	<p>- Tính theo ứng suất tiếp xúc:</p> <p>Sự hao mòn của bánh răng phụ thuộc phần lớn bởi trị số ứng suất tiếp xúc (áp suất) tại tâm ăn khớp.</p> <p>ứng suất tiếp xúc đ-ợc xác định theo công thức Héc nh-sau:</p> $\tau_{t,x} = 0,0418 \sqrt{\frac{NE}{b_0} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad \text{MN/m}^2$ <p>+ Giải thích các đại lượng:</p> <p>+ Phân tích đ-ợc các ứng suất tiếp xúc cho phép</p>	<p>1.5</p>
	<p>- Phân tích sự khác nhau trong cách tính hộp số với hộp điều tốc trong chi tiết máy:</p>	<p>1</p>

Câu 9:

<p>Câu hỏi</p>	<p>Tính toán bền trục chữ thập các đăng?</p>	<p>4</p>
<p>Đáp án</p>	<p>- Tính bền trục các đăng:</p> <p>+ Tải trọng tính toán:</p> <p>+ Tính các ứng suất:</p> <p>ứng suất trục các đăng tính theo công thức:</p> $\tau = \frac{M_{2max}}{W_x} = \frac{4 \cdot M_{emax} \cdot i_{h1} \cdot i_{p1}}{\pi \cdot D^2 \cdot (D - d)} \leq [\tau] \text{ MN/m}$ <p>Trục các đăng còn đ-ợc kiểm tra theo góc xoắn θ:</p>	<p>1</p>

	$\theta = \frac{180.M_{emax}.i_{h1}.i_p.L}{\pi.G.J_x} \leq [\theta]$ <p>+ Giải thích các đại lượng trong công thức: + Vật liệu:</p>	
	<p>- Tính bền trục chữ thập các đặng</p> <p>+ Tải trọng tính toán: + Tính các ứng suất: ứng suất uốn tính theo công thức:</p> $\sigma_u = \frac{P.r}{W_u} = \frac{P.r}{0,1d^3} \leq [\sigma_u] = 350 \quad \text{MN/m}^2$ <p>ứng suất cắt và chèn dập tính theo công thức:</p> $\tau_c = \frac{P.4}{\pi.D^2} \leq [\tau_c] = 170 \quad \text{MN/m}^2$ <p>ứng suất chèn dập tính theo công thức:</p> $\tau_{cd} = \frac{P}{d.l} \leq [\tau_{cd}] = 80 \quad \text{MN/m}^2$ <p>+ Giải thích các đại lượng trong công thức: + Vật liệu:</p>	1
	<p>- Tính bền nạng các đặng</p> <p>+ Tải trọng tính toán: + Tính các ứng suất: Mômen xoắn và uốn xác định nh- sau:</p> $M_x = P.a; \quad M_u = P.c$ <p>ứng suất uốn đ- ợc tính theo công thức:</p> $\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \leq [\sigma_u] \quad \text{MN/m}^2$ <p>+ ứng suất xoắn:</p> $\tau_x = \frac{M_x}{W_x} \leq [\tau_x] \quad \text{MN/m}^2$ <p>+ Giải thích các đại lượng trong công thức: + Vật liệu:</p>	1
	<p>- Tính bền nhiệt các đặng</p> <p>+ Tải trọng tính toán: + Tính các ứng suất:</p>	1

Câu 10:

Câu hỏi	Trình bày ph- ơng pháp tính toán bền truyền lực chính (cho nh- hình vẽ).	4
Đáp án	- Xác tải trọng tác dụng:	0.5
	- Vẽ sơ đồ lực tác dụng lên truyền lực chính.	0.5
	- Xác định lực và mô men tác dụng lên truyền lực chính.	1
	- Xác định bền: + Theo uốn: + Theo tiếp xúc:	1.5
	- Chọn vật liệu:	0.5

Câu 11:

Trình bày ph- ơng pháp tính toán bền vi sai (cho nh- hình vẽ)?

Câu hỏi	Trình bày ph- ơng pháp tính toán bền vi sai (cho nh- hình vẽ)?	4
Đáp án	- Xác tải trọng tác dụng:	0.5
	- Vẽ sơ đồ lực tác dụng lên vi sai.	0.5
	- Xác định lực và mô men tác dụng lên vi sai.	1
	- Xác định bền: + Tính bền vi sai: $\sigma = \frac{3,6.M_{emax}.i_{h1}.i_0.\eta_{tl}}{q.m_n^2.z.L(1-\lambda^3)\pi.y} \frac{r_h}{r}$ <u>+ Tính trục chữ thập:</u> <u>Tính theo chèn dậm:</u> $\sigma_1 = \frac{M_0}{r_1.q.d_1.b} = \frac{M_{emax}.i_{h1}.i_0.\eta_{tc}}{r_1.q.d_1.b} \leq [\sigma_1]$ Tính theo cắt: $\tau_1 = \frac{4M_0}{r_1.\pi.d_1^2.q} = \frac{4M_{emax}.i_{h1}.i_0.\eta_{tc}}{r_1.\pi.d_1^2.q} \leq [\tau_1]$ + Đáy bánh hành tinh và vỏ vi sai đ- ợc tính toán theo chèn dậm: Lực h- ớng kính Q_c tính theo công thức sau: $Q_c = \frac{M_{emax}.i_{h1}.i_0.\eta_{tl}}{2r_3.q} tg\alpha \sin \delta_c$ $\sigma_2 = \frac{2.4Q_c}{\pi(d_2^2 - d_1^2)}$ + Đáy bánh răng bán trục và vỏ vi sai đ- ợc tính toán theo chèn dậm d- ối tác dụng của lực Q_h :	1.5

	$Q_n = \frac{M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_0 \cdot \eta_{tl} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_c}{2r_3 \cdot q}$ $\sigma_3 = \frac{q \cdot Q_n}{\pi(d_2^2 - d_4^2)}$	
	- Chọn vật liệu:	0.5

Câu 12:

Câu hỏi	Trình bày ph- ơng pháp tính toán dầm cầu?	4
Đáp án	- Xác tải trọng tác dụng:	0.5
	- Vẽ sơ đồ lực tác dụng lên truyền bán trục	0.5
	- Xác định lực và mô men tác dụng lên bán trục.	1
	- Xác định bền:	1.5
	- Chọn vật liệu:	

Câu 13:

Câu hỏi	Xác định tỷ số truyền của hệ thống lái và tính toán bền cơ cấu lái?	4
Đáp án	- Trình bày đ- ọc ý: tỷ số truyền góc của hệ thống lái (tỷ số truyền động học) bằng tỷ số góc quay của vành tay lái và góc quay của bánh xe dẫn h- ớng. $i_g = i_c \cdot i_d$ + Giải thích các đại l- ợng:	0.5
	Khi thiết kế: + Khi thiết kế, tỷ số truyền của dẫn động lái có thể tạm thừa nhận bằng tỷ số chiều dài của cam quay với đòn quay đứng: $i_d = \frac{l_n}{l_d}$ + Tỷ số truyền lực của hệ thống lái là tỷ số giữa lực cản ô tô quay vòng với lực tác dụng lên vành tay lái để khắc phục lực cản đó: $i_l = \frac{P_c}{P_l}; \quad P_c = \frac{M_t + M_n}{c} = \frac{M_c}{c}; \quad P_l = \frac{M_l}{r}$ + Giải thích các đại l- ợng:	1

	- Nhận xét: tỷ số truyền của hệ thống lái không phải là một hằng số mà nó thay đổi theo sự quay vòng của vành tay lái từ vị trí ứng với chuyển động thẳng của ô tô máy kéo. Do đó, giá trị của tỷ số truyền trình bày ở trên chỉ là giá trị trung bình để quay vành tay lái từ vị trí tận cùng bên này sang vị trí tận cùng bên kia.	0.5
	Tính bền cơ cấu lái: + Chọn cơ cấu lái. + Chọn chế độ tải trọng. + Tính thống số cơ bản của cơ cấu lái. + Tính bền + Chọn vật liệu	1

Câu 14:

Câu hỏi	Xác định tải trọng tác dụng lên vành tay lái. Trình bày phương pháp xác định bền cơ cấu lái?	4
Đáp án	- Xác định chế độ tải trọng dụng lên cơ cấu: + Viết công thức xác định lực + giải thích + Chọn lực tác động lên vành tay lái.	2
	- Phương pháp tính bền cơ cấu lái + Chọn cơ cấu lái. + Chọn chế độ tải trọng. + Tính thống số cơ bản của cơ cấu lái. + Tính bền + Chọn vật liệu	2

Câu 15:

Câu hỏi	Xác định các kích thước cơ bản và tính bền cơ cấu phanh đĩa ô tô?	4
Đáp án	- Xác định các kích thước cơ bản	0.5

	<p>- B- ớc 1: Xác định góc δ và bán kính ρ của lực tổng hợp tác dụng lên má phanh: (giới thiệu ph-ong pháp xác định):</p> <p>+ Bán kính ρ xác định theo công thức: (viết d-ới dạng hàm)</p> $\rho = \frac{M'_{p1}}{T_1} = \frac{M'_{p1}}{\mu \cdot N_1}$ <p>đ- a các giá trị của M'_{p1} và N_1 vào ta có:</p> $\rho = \frac{4r_t \cdot (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\sqrt{(2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)^2 + (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)^2}}$ <p>Sau giản - ớc ta có:</p> $\rho = \frac{2r_t \cdot (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\sqrt{\beta_0^2 + \sin^2 \beta_0 - \beta_0 \cos(\beta_2 + \beta_1) \sin \beta_0}}$ <p>+ Giải thích các đại l- ợng:</p>	0.5
	<p>B- ớc 2: Tính toán lực cần thiết tác dụng lên guốc phanh: (giới thiệu ph-ong pháp xác định):</p>	1
	<p>B- ớc 3: Tính toán kiểm nghiệm khả năng làm việc của cơ cấu phanh.</p> <p>+ Tính toán xác định công ma sát riêng.</p> <p>+ Tính toán xác định áp suất trên bề mặt má phanh.</p>	0.5
	<p>B- ớc 4: Tính toán xác định tỷ số khối l- ợng toàn bộ ô tô trên tổng diện tích ma sát phanh: (giới thiệu ph-ong pháp xác định):</p>	0.5
	<p>B- ớc 5: Tính toán nhiệt phát ra trong quá trình phanh: (giới thiệu ph-ong pháp xác định):</p>	0.5
	<p>B- ớc 6: Kiểm tra hiện t- ợng tự xiết của cơ cấu phanh: (giới thiệu ph-ong pháp xác định):</p>	0.5

Câu 16:

Câu hỏi	Trình bày ph-ong pháp và vẽ hoạ đồ lực phanh tác dụng lên cơ cấu phanh guốc?	4
Đáp án	- Xác định các lực tác dụng:	1.5
	- Vẽ đ- ợc hoạ đồ biểu diễn lực tác dụng lên cơ cấu phanh	2
	- Xác định lực và mô men tác dụng để tính bền cơ cấu phanh	1

Câu 17:

Câu hỏi	Xác định tải trọng và ph-ong pháp tính bền bộ phận đàn hồi của hệ thống treo phụ thuộc?	4
---------	---	---

Đáp án	- Xác định tải trọng tác dụng	1.5
	- Các định các kích thước cơ bản của bộ phận đàn hồi: + Chiều dài các lá nhíp: + Bề rộng các lá nhíp: + Bề dày các lá nhíp:	1
	- Tính bền bộ phận đàn hồi: + Xác định chế độ tải trọng tác dụng: + Thiết hệ ph-ong trình và xác định các lực tác dụng: + Vẽ biểu đồ ứng suất các lá nhíp + Tính bền:	1.5

Câu 18:

Câu hỏi	Xác định tải trọng tác dụng và xác định bền các chi tiết bu lông quang nhíp, tai nhíp?	4
Đáp án	- Xác định tải trọng tác dụng	2
	- Tính bền bu lông quang nhíp: + Xác định các kích thước cơ bản của quang nhíp + Tính bền	1
	- Chọn vật liệu	1

Câu 19:

Câu hỏi	Trình bày ph-ong pháp sơ đồ hoá lực và mô men tác dụng lên khung xe tải (cho nh- hình vẽ)?	4
Đáp án	- Sơ đồ hoá: + Trình bày các giả thiết. + Đặt các lực tác dụng và mômen tác dụng. + Xác định các lực:	1.5
	- Tính bền: + Vẽ đ-ợc biểu đồ mômen tác dụng: + Tính bền:	2
	- Vật liệu và phân tích đ-ợc kết cấu ảnh h-ởng đến độ bền:	0.5

Câu 20:

Câu hỏi	Trình bày ph-ong pháp sơ đồ hoá lực và mô men tác dụng lên vỏ xe du lịch (cho nh- hình vẽ)?	4
Đáp án	- Sơ đồ hoá: + Trình bày các giả thiết. + Đặt các lực tác dụng và mô men tác dụng. + Xác định các lực:	1.5
	- Tính bền: + Vẽ đ-ợc biểu đồ mômen tác dụng: + Tính bền:	2
	- Vật liệu và phân tích đ-ợc kết cấu ảnh h-ởng đến độ bền:	0.5

4.3. Câu hỏi loại 3 (4 điểm)**Câu 1:**

Câu hỏi	Tính bền các chi tiết chính của ly hợp ma sát một đĩa (cho nh- hình vẽ)?	4
Đáp án	- Xác định tải trọng tác dụng	1
	- Xác định kích th-ớc cơ bản của các chi tiết	1
	- Tính bền	1.5
	- Chọn vật liệu và xác định các ứng suất cho phép	0.5

Câu 2:

Câu hỏi	Tính bền các chi tiết chính của ly hợp ma sát hai đĩa (cho nh- hình vẽ)?	4
Đáp án	- Xác định tải trọng tác dụng	1
	- Xác định kích th-ớc cơ bản của các chi tiết	1
	- Tính bền	1.5
	- Chọn vật liệu và xác định các ứng suất cho phép	0.5

Câu 3:

Câu hỏi	Tính toán bền cụm chi tiết điều khiển sang số của hộp số cơ khí?	4
Đáp án	- Xác định tải trọng tác dụng	1
	- Xác định kích th-ớc cơ bản của các chi tiết	1
	- Tính bền	1.5

	- Chọn vật liệu và xác định các ứng suất cho phép	0.5
--	---	-----

Câu 4:

Câu hỏi	Tính toán bền cụm chi tiết điều khiển sang số của hộp số phụ (cho nh- hình vẽ)?	4
Đáp án	- Xác định tải trọng tác dụng	1
	- Xác định kích thước cơ bản của các chi tiết	1
	- Tính bền	1.5
	- Chọn vật liệu và xác định các ứng suất cho phép	0.5

Câu 5:

Câu hỏi	Trình bày phương pháp tính bền hộp số thủy cơ?	4
Đáp án	- Xác định tải trọng tác dụng	1
	- Xác định kích thước cơ bản của các chi tiết	1
	- Tính bền	1.5
	- Chọn vật liệu và xác định các ứng suất cho phép	0.5

Câu 6:

Câu hỏi	Trình bày phương pháp tính bền hộp phân phối?	4
Đáp án	- Xác định tải trọng tác dụng	1
	- Xác định kích thước cơ bản của các chi tiết	1
	- Tính bền	1.5
	- Chọn vật liệu và xác định các ứng suất cho phép	0.5

Câu 7:

Câu hỏi	Trình bày các bước thiết kế tính toán cơ cấu phanh đĩa?	4
Đáp án	- Phanh đĩa loại vỏ quay: trình bày khái quát các bước:	2
	+ Phanh đĩa loại đĩa quay (phanh hở): xác định được: + Mô men phanh sinh ra trên cơ cấu phanh là: $M_p = m \cdot \mu \cdot Q \cdot R_{tb}$ + Ta lại có: $Q = p_0 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n$	1.5
	- Nhận xét:	0.5

Câu 8:

Câu hỏi	Tính toán bền các dăng (cho nh- hình vẽ)?	4
Đáp án	<p>- Tính bền trục các dăng:</p> <p>+ Tải trọng tính toán:</p> <p>+ Tính các ứng suất:</p> <p>ứng suất trục các dăng tính theo công thức:</p> $\tau = \frac{M_{2max}}{W_x} = \frac{4.M_{emax}.i_{h1}.i_{p1}}{\pi.D^2.(D-d)} \leq [\tau] \text{ MN/m}$ <p>Trục các dăng còn đ- ợc kiểm tra theo góc xoắn θ:</p> $\theta = \frac{180.M_{emax}.i_{h1}.i_{p1}.L}{\pi.G.J_x} \leq [\theta]$ <p>+ Giải thích các đại l- ợng trong công thức:</p> <p>+ Vật liệu:</p>	1
	<p>- Tính bền trục chữ thập các dăng</p> <p>+ Tải trọng tính toán:</p> <p>+ Tính các ứng suất:</p> <p>ứng suất uốn tính theo công thức:</p> $\sigma_u = \frac{P.r}{W_u} = \frac{P.r}{0,1d^3} \leq [\sigma_u] = 350 \text{ MN/m}^2$ <p>ứng suất cắt và chèn dậ tính theo công thức:</p> $\tau_c = \frac{P.4}{\pi.D^2} \leq [\tau_c] = 170 \text{ MN/m}^2$ <p>ứng suất chèn dậ tính theo công thức:</p> $\tau_{cd} = \frac{P}{d.l} \leq [\tau_{cd}] = 80 \text{ MN/m}^2$ <p>+ Giải thích các đại l- ợng trong công thức:</p> <p>+ Vật liệu:</p>	1

	<p>- Tính bền nạng các dăng</p> <p>+ Tải trọng tính toán:</p> <p>+ Tính các ứng suất:</p> <p>Mômen xoắn và uốn xác định nh- sau:</p> $M_x = P.a; \quad M_u = P.c$ <p>ứng suất uốn đ- ọc tính theo công thức:</p> $\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \leq [\sigma_u] \quad \text{MN/m}^2$ <p>+ ứng suất xoắn:</p> $\tau_x = \frac{M_x}{W_x} \leq [\tau_x] \quad \text{MN/m}^2$ <p>+ Giải thích các đại l- ợng trong công thức:</p> <p>+ Vật liệu:</p>	1
	<p>- Tính bền nhiệt các dăng</p> <p>+ Tải trọng tính toán:</p> <p>+ Tính các ứng suất:</p>	1

Câu 9:

Câu hỏi	Tính toán bền cầu chủ động cho nh- hình vẽ (cho nh- hình vẽ)?	4
Đáp án	- Xác định tải trọng tác dụng	1
	- Xác định kích th- ớc cơ bản của các chi tiết	1
	- Tính bền	1.5
	- Chọn vật liệu và xác định các ứng suất cho phép	0.5

Câu 10:

Câu hỏi	Tính toán thiết kế dẫn động phanh cho sơ đồ dẫn động (cho nh- hình vẽ)?	4
---------	---	----------

Đáp án	- Trình bày đ- ọc các yêu cầu: + Đảm bảo lực đẩy cần thiết tác dụng lên guốc phanh của tất cả các cơ cấu phanh. + Đảm bảo có tác động tùy động, nghĩa là bảo đảm sự tỷ lệ giữa tác động lên bàn đạp phanh và mômen phanh tác dụng lên bánh xe. + Thời gian chậm tác dụng phải nhỏ. + Đảm bảo độ tin cậy làm việc. + Điều khiển thuận tiện, nhẹ nhàng. + Kết cấu đơn giản.	0.5
	- Xác định các kích th- ớc cơ bản (trình bày ph- ơng pháp xác định).	1
	- Tính bền các chi tiết hoặc cụm chi tiết:	1.5
	- Chọn vật liệu các chi tiết hoặc cụm chi tiết:	0.5

Câu 11:

Câu hỏi	Tính toán động lực học lái và ph- ơng pháp tính bền hệ thống lái?	4
Đáp án	- Tính toán động lực lái: + Xác định kích th- ớc cơ bản. + Vẽ hoạ đồ.	2
	- Xác định tải trọng tác dụng	0.5
	- Xác định kích th- ớc cơ bản của các chi tiết	0.5
	- Tính bền	0.5
	- Chọn vật liệu và xác định các ứng suất cho phép	0.5

Câu 12:

Câu hỏi	Tính bền cơ cấu lái cho nh- hình vẽ ?	4
Đáp án	- Sơ đồ hoá và lực tác dụng lên cơ cấu lái	1
	- Xác định các lực và mô men tác dụng lên cơ cấu lái:	1
	- Kiểm tra tính bền cơ cấu lái	1.5
	- Chọn vật liệu các chi tiết hoặc cụm chi tiết:	0.5

Câu 13:

Câu hỏi	Trình bày kiểm tra bền hệ thống c- ơ hoá lái (cho nh- hình	4
---------	---	----------

	vẽ)?	
Đáp án	- Sơ đồ hoá hệ thống và giải thích đ- ọc các ký hiệu	0.5
	- Chọn chế độ tải trọng tác dụng	0.5
	- Xác định các lực và mô men tác dụng lên hệ thống	1
	- Tính bền các chi tiết của hệ thống c- ờng hoá lái theo lý thuyết bền	1.5
	- Chọn vật liệu các chi tiết hoặc cụm chi tiết:	0.5

Câu 14:

Câu hỏi	Xác định tải trọng tác dụng lên hệ thống treo. Tính bền bộ phận đàn hồi (nhíp đối xứng) hệ thống treo phụ thuộc?	4
Đáp án	- Các định các kích th- ớc cơ bản của bộ phận đàn hồi: + Chiều dài các lá nhíp: + Bề rộng các lá nhíp: + Bề dày các lá nhíp:	1.5
	- Tính bền bộ phận đàn hồi: + Xác định chế độ tải trọng tác dụng: + Thiết hệ ph- ong trình và xác định các lực tác dụng: + Vẽ biểu đồ ứng suất các lá nhíp + Tính bền:	2
	- Chọn vật liệu:	0.5

Câu 15:

Câu hỏi	Trình bày ph- ong pháp tính bền hệ thống treo khí nén?	4
Đáp án	- Sơ đồ hoá hệ thống treo khí	1
	- Xác định tải trọng tác dụng	1
	- Xác định kích th- ớc cơ bản của các chi tiết	0.5
	- Tính bền	1
	- Chọn vật liệu và xác định các ứng suất cho phép	0.5

Câu 16:

Câu hỏi	Tính bền giảm chấn của hệ thống treo (cho hình vẽ)?	4
---------	--	----------

Đáp án	- Các định các kích thước cơ bản của giằng chắn: + Chiều dài giằng chắn: + Bề rộng giằng chắn: + Bề dày giằng chắn:	1.5
	- Xác định đường kính, số van: van trả và van nén	1
	- Tính bền bộ giằng chắn: + Xác định chế độ tải trọng: + Theo nhiệt: + Theo lý thuyết bền:	1
	- Chọn vật liệu:	0.5

Câu 17:

Câu hỏi	Trình bày phương pháp tính bền hệ thống treo độc lập (cho nh- hình vẽ)	4
Đáp án	- Xác định các kích thước cơ bản của các đòn và giằng chắn + Chiều dài: + Đường kính:	1
	- Xác định chế độ tải trọng tác dụng:	0.5
	- Tính bền các đòn và giằng chắn:	2
	- Chọn vật liệu:	0.5

Câu 18:

Câu hỏi	Tính bền khung xe cho kết cấu (cho nh- hình vẽ)?	4
Đáp án	- Sơ đồ hoá: + Trình bày các giả thiết. + Đặt các lực tác dụng và mômen tác dụng. + Xác định các lực:	1.5
	- Tính bền: + Vẽ đồ biểu đồ mômen tác dụng: + Tính bền:	2
	- Vật liệu và phân tích đặc kết cấu ảnh hưởng đến độ bền:	0.5

Câu 19:

Câu hỏi	Tính bền vỏ xe cho kết cấu (cho nh- hình vẽ)?	4
Đáp án	- Sơ đồ hoá: + Trình bày các giả thiết. + Đặt các lực tác dụng và mômen tác dụng. + Xác định các lực:	1.5
	- Tính bền: + Vẽ đ- ọc biểu đồ mômen tác dụng: + Tính bền:	2
	- Vật liệu và phân tích đ- ọc kết cấu ảnh h- ưởng đến độ bền:	0.5

Câu 20:

Câu hỏi	Anh (chị) so sánh - u nh- ọc của ph- ơng pháp thiết kế các cụm chi tiết theo ph- ơng pháp 2D và 3D ngày nay?	4
Đáp án	- Phân tích - u nh- ọc điểm của 2D: + Ưu điểm + Phân tích kỹ nh- ọc điểm:	1.5
	- Phân tích - u nh- ọc điểm của 3D: + Ưu điểm + Phân tích kỹ nh- ọc điểm:	2
	Quan điểm chọn ph- ơng pháp thiết kế của sinh viên	0.5