

**ỦY BAN NHÂN DÂN THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG CAO ĐẲNG LÝ TỰ TRỌNG THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ**



**TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 34**

HVTH: NGUYỄN HỒNG KHẢI

MSSV : 20000079

Ngành học: NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY

Lớp học: 20C1-CTM1

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

**ỦY BAN NHÂN DÂN THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG CAO ĐẲNG LÝ TỰ TRỌNG THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ**



**TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 34**

Ngành học: NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY

Lớp học: 20C1-CTM1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Trong thời đại ngày nay nền khoa học tiên tiến đang phát triển mạnh mẽ trên toàn thế giới trong đó ngành công nghiệp đóng vai trò rất quan trọng, các hệ thống máy móc ngày càng trở nên phổ biến và từng bước thay thế sức người, để tạo ra được những máy móc ngày càng hoàn thiện và hiện đại hơn thì bộ môn nguyên lý chi tiết máy đóng vai trò rất quan trọng.

Với một nền công nghiệp hóa và hiện đại hóa thì chúng ta phải chế tạo ra được các thiết bị máy móc, công cụ để đáp ứng cho mọi ngành sản xuất.

Việc hoàn thành bài tập lớn là một khâu rất quan trọng trong quá trình học tập và nghiên cứu môn học nguyên lý chi tiết máy, nó giúp cho sinh viên hiểu sâu và đúc kết được những kiến thức cơ bản của môn học.

Em cũng xin chân thành cảm ơn sự giúp đỡ và hướng dẫn của Giảng viên bộ môn đã giúp em hoàn thiện bài tiểu luận này.

SINH VIÊN THỰC HIỆN

Nguyễn Hồng Khải

MỤC LỤC

	Trang
Chương 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	5
Chương 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	9
Chương 3: BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	11
Chương 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT - BÁNH VÍT	19
Chương 5: TRỤC	23
Chương 6: Ổ LĂN	29
TÀI LIỆU THAM KHẢO	31

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1 Khái niệm bộ truyền động đai

Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp, truyền chuyển động và cơ năng (tải trọng) nhờ ma sát giữa đai với các bánh đai giữa 2 trục khá xa nhau.

1.2 Phân loại bộ truyền động đai

- **Phân loại theo vật liệu chế tạo dây đai:** Đai vải cao su, đai vải, đai da, đai len.
- **Phân loại theo hình dáng mặt cắt dây đai:** Đai dẹt, đai hình thang, đai hình lược, đai tròn, đai răng.
- **Phân loại theo vị trí trục**
- **Phân loại theo nguyên lý làm việc:** theo nguyên lý ma sát, theo nguyên lý ăn khớp.

1.3 THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

- Khoảng cách trục: a (mm)
- Đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn: d_1, d_2 (mm)
- Chiều dài hình học của đai: L (không tính đến độ võng, mm)
- Góc nghiêng của mỗi nhánh đai so với đường tâm bộ truyền: $\beta/2$
- Góc ôm của đai lên bánh dẫn và bánh bị dẫn: α_1, α_2

1.4 Chiều dài đai và khoảng cách trục

a. Chiều dài tính toán của dây đai L_{tt} (mm)

$$L_{tt} = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

Trái chiều:
$$L_{tt} = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 + d_1)^2}{4a}$$

b. Chiều dài cần thiết của dây đai L_{tt} (mm)

- **Đối với đai dẹt** sau khi tính L cần chọn chiều dài cần thiết của dây đai tăng theo từ $100 \div 400$ mm để nối đai.

$$L = L_{tt} + (100 \div 400) \text{ (mm)}$$

- **Đối với đai thang** L_{tc} phải chọn theo tiêu chuẩn ($L_{tc} > L$). Sau đó tính lại khoảng cách trục a (mm) theo chiều dài dây đai vừa chọn:

$$a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4} \text{ (mm)}$$

$$\text{Với } k = L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} \text{ (mm)} \quad \Delta = \frac{(d_2 - d_1)}{2} \text{ (mm)}$$

c. Góc ôm đai

$$\alpha_1 = 180 - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \times \frac{d_1 \times (u-1)}{a} \text{ (độ)}$$

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} = \pi - \frac{d_1 \times (u-1)}{a} \text{ (rad)}$$

d. Tỷ số truyền

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

e. Vận tốc (m/s)

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000} \quad \text{bánh dẫn}$$

$$v_2 = \frac{\pi \times d_2 \times n_2}{60000} \quad \text{bánh bị dẫn}$$

f. lực vòng

$$F_t = \frac{2 \times T_1}{d_1} = \frac{1000 \times p}{v}$$

g. Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = 2 \times F_0 \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \text{ (N)} \quad \alpha_1 \text{ tính bằng độ}$$

$$F_r = 3 \times F_0 \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \text{ (N)}$$

h. Điều kiện không xảy ra hiện tượng trượt tron

Đai dẹt

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \times \left(\frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1} \right) + F_v$$

α_1 tính bằng radian

Đai thang: gọi f' là hệ số ma sát thay thế

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \times \left(\frac{e^{f'\alpha_1} + 1}{e^{f'\alpha_1} - 1} \right) + F_v$$

$$f = f' \times \sin \frac{\gamma}{2}$$

Bài 3

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 10\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=980$ vòng/phút; tỷ số truyền $u=3,5$; đường kính bánh dẫn $d_1=180\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0=600\text{N}$ và khoảng cách trục $a=1500\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt tròn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

a. Góc ôm đai, chiều dài tính toán L_{tt} và chiều dài cần thiết L của dây đai có tính đến nổi đai.

b. Hệ số ma sát tối thiểu giữa dây đai và bánh đai để không xảy ra hiện tượng trượt tròn.

Giải

a. Góc ôm đai, chiều dài tính toán L_{tt} và chiều dài cần thiết L của dây đai có tính đến nổi đai.

- Đường kính bánh bị dẫn

$$d_2 = u \times d_1 = 3,5 \times 180 = 630 \text{ mm}$$

- Góc ôm đai

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} = \pi - \frac{630 - 180}{1500} = 2,842 \text{ rad}$$

- Chiều dài tính toán

$$L_{tt} = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \times 1500 + \frac{\pi}{2}(180 + 630) + \frac{(630 - 180)^2}{4 \times 1500} = 4306,1 \text{ mm}$$

- Chiều dài cần thiết

$$L = L_{tt} + (100 \div 400) = 4306,1 + (100 \div 400) = 4406,1 \div 4706,1 \text{ mm}$$

Vậy chọn $L = 4500 \text{ mm}$

b. Hệ số ma sát tối thiểu giữa dây đai và bánh đai để không xảy ra hiện tượng trượt tròn

- Điều kiện không xảy ra hiện tượng trượt tròn

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \times \left(\frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1} \right) + F_v \quad (1) \text{ với } F_v = 0$$

$$\text{Thì (1)} \rightarrow F_0 \geq \frac{F_t}{2} \times \left(\frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1} \right) \quad (2)$$

Trong đó:

Lực vòng $F_t = \frac{1000 \times p}{v}$

Vận tốc $v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000} = \frac{\pi \times 180 \times 980}{60000} = 9,24 \text{ m/s}$

$\rightarrow F_t = \frac{1000 \times 10}{9,24} = 1082,3 \text{ N}$

Từ (2) $\rightarrow 600 \geq \frac{1082,3}{2} \times \left(\frac{e^{f \times 2,842} + 1}{e^{f \times 2,842} - 1} \right)$

$\rightarrow f \geq 0,579$

Vậy hệ số ma sát tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn là $f_{\min} = 0,579$

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1. Bước xích

- Bước xích p_c , mm được tiêu chuẩn hóa

2. Đường kính vòng chia đĩa xích

$$d = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{Z}}$$

3. Số răng đĩa xích

$$Z_1 = 29 - 2u$$

Z là số nguyên

4. Số mắt xích

$$X = \frac{2a}{p_c} + \frac{1}{2} \times (Z_1 + Z_2) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \times \frac{p_c}{2a}$$

5. Khoảng cách trục chính xác

$$a = 0,25 \times p_c \times \left[\left(X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

6. Vận tốc

$$v = \frac{\pi \times d \times n}{60000} = \frac{n \times Z \times p_c}{60000} \quad (\text{m/s})$$

7. Tỷ số truyền

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

8. Lực vòng

$$F_t = \frac{1000 \times P_1}{v}$$

Lực tác dụng lên ổ và trục

$$F_r = K_m \times F_t \quad (\text{N})$$

K_m hệ số trọng lượng xích

$K_m = 1,15$ bộ truyền xích nằm ngang hoặc nghiêng góc $\leq 40^\circ$

$K_m = 1$ bộ truyền thẳng đứng hoặc nghiêng góc $> 40^\circ$

Trình tự tính toán thiết kế bộ truyền xích

Bước 1: Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích

theo công thức: $K = K_0 \times K_a \times K_{dc} \times K_b \times K_r \times K_{lv}$

$$K_Z = \frac{Z_{01}}{Z} = \frac{25}{Z}$$

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1}$$

K_x : hệ số xét đến số dây xích x , nếu $x = 1, 2, 3, 4$ thì $K_x = 1; 1,7; 2,5; 3$.

Các hệ số được tính như sau:

K_0 : hệ số xét đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền: khi đường nối hai tâm đĩa xích hợp với đường nằm ngang một góc nhỏ hơn 60° thì $K_0 = 1$; nếu lớn hơn 60° thì $K_0 = 1,25$.

K_a : hệ số xét đến ảnh hưởng của khoảng cách trục hay chiều dài xích, xích càng dài thì số lần ăn khớp của mỗi mắt xích trong một đơn vị thời gian càng ít, do đó xích sẽ ít mòn hơn. K_a tra bảng 4.3

K_{dc} : hệ số xét đến ảnh hưởng của khả năng điều chỉnh lực căng xích: nếu trục điều chỉnh được thì $K_{dc} = 1$; nếu điều chỉnh bằng đĩa căng xích hoặc con lăn căng xích thì $K_{dc} = 1,1$; nếu trục không điều chỉnh được hoặc không có bộ phận căng xích thì $K_{dc} = 1,25$

K_b : hệ số xét đến điều kiện bôi trơn: nếu bôi trơn liên tục $K_b = 0,8$; nếu bôi trơn nhỏ giọt

$K_b = 1$; nếu bôi trơn định kỳ (gián đoạn) thì $K_b = 1,5$.

K_r : hệ số tải trọng động: nếu dẫn động bằng động cơ điện và tải trọng ngoài tác động lên bộ truyền tương đối êm thì $K_r = 1$; nếu tải trọng có va đập (hay va đập nhẹ) thì $K_r = 1,2 \div 1,5$; nếu có va đập mạnh thì $K_r = 1,8$.

K_{lv} : hệ số xét đến chế độ làm việc: làm việc một ca thì $K_{lv} = 1$; làm việc hai ca thì $K_{lv} = 1,12$; làm việc ba ca thì $K_{lv} = 1,45$.

Bước 2: Tính công suất tính toán P_t theo công thức

$$P_t = \frac{K \times K_z \times K_n}{K_x} \times P_1 \leq [P]$$

Chọn $[P]$ theo bảng 4.3 $\rightarrow P_c$

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

1. Thông số hình học của hệ thống bánh răng

1.1 môđun răng

m : môđun răng bánh răng trụ răng thẳng

m_n : môđun pháp tuyến bánh răng trụ răng nghiêng

m_e : môđun bánh răng trụ răng côn

Dãy 1: 1 ; 1,25 ; 1,5 ; 2 ; 2,5 ; 3 ; 4 ; 5 ; 6 ; 8 ; 10 ; 12 ; 16 ; 20 ; 25

Dãy 2: 1,125 ; 1,375 ; 1,75 ; 2,25 ; 2,75 ; 3,5 ; 4,5 ; 5,5 ; 7 ; 9 ; 11 ; 14 ; 18 ; 22

Ưu tiên dãy 1

Số răng bánh nhỏ Z_1 : $Z_1 \geq 17$

Số răng bánh lớn Z_2 : xác định từ tỉ số truyền

Profil góc $\alpha_0 = 14,5^\circ ; 20^\circ ; 25^\circ$

1.2 Đường kính vòng chia

Bánh răng trụ răng thẳng

$$d = m \times Z \qquad d_1 = m \times Z_1 \qquad d_2 = m \times Z_2$$

Bánh răng trụ răng nghiêng

$$d = \frac{m_n \times Z}{\cos \beta} \qquad d_1 = \frac{m_n \times Z_1}{\cos \beta} \qquad d_2 = \frac{m_n \times Z_2}{\cos \beta}$$

β là góc nghiêng răng

Bánh răng nghiêng: $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

Bánh răng chữ v: $40^\circ \geq \beta \geq 30^\circ$

1.3 Đường kính vòng đỉnh

Bánh răng trụ răng thẳng

$$d_a = d + 2m = m \times (Z + 2)$$

$$d_{a1} = m \times (Z_1 + 2)$$

$$d_{a2} = m \times (Z_2 + 2)$$

Bánh răng trụ răng nghiêng

$$d_a = d + 2m_n$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n$$

1.4 Đường kính vòng đáy

Bánh răng trụ răng thẳng

$$d_f = d - 2,5m = m \times (Z - 2,5)$$

$$d_{f1} = m \times (Z_1 - 2,5)$$

$$d_{f2} = m \times (Z_2 - 2,5)$$

Bánh răng trụ răng nghiêng

$$d_f = d - 2,5m_n$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n$$

1.5 Khoảng cách trục

Bánh răng trụ răng thẳng

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \times (Z_1 + Z_2)}{2} \quad (\text{ăn khớp ngoài})$$

$$a = \frac{d_1 - d_2}{2} = \frac{m \times (Z_1 - Z_2)}{2} \quad (\text{ăn khớp trong})$$

Bánh răng trụ răng nghiêng

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n \times (Z_1 + Z_2)}{2 \times \cos \beta} \quad (\text{ăn khớp ngoài})$$

$$a_w = \frac{d_1 - d_2}{2} = \frac{m_n \times (Z_1 - Z_2)}{2 \times \cos \beta} \quad (\text{ăn khớp ngoài})$$

1.6 Tỷ số truyền

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

2 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng

2.1 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng

2.1.1 Lực vòng F_{t1}

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

Chiều: tại vị trí ăn khớp, chiều F_{t1} ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn

Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{m \times Z_1}$

T_1 momen xoắn trên bánh răng dẫn (Nmm)

m môđun răng (mm)

Z_1 số răng bánh dẫn

2.1.2 Lực hướng tâm F_{r1}

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

Chiều: tại vị trí ăn khớp, chiều F_{r1} hướng vào tâm của bánh răng dẫn

Độ lớn: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \times \tan \alpha$

α : góc biên dạng răng

2.1.3 Lực pháp tuyến F_n

Nằm trên mặt phẳng pháp trùng với mặt phẳng ngang và phân tích thành 2 thành phần lực : F_t và F_r

2.2 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng

Quy tắc : khi xét lực ta chỉ xét lực tác dụng lên bánh răng dẫn, trên bánh răng bị dẫn lực tác dụng ngược chiều và cùng độ lớn với lực trên bánh dẫn

2.2.1 Lực vòng F_{t1}

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

Chiều: tại vị trí ăn khớp, chiều F_{t1} ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn

Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1 \times \cos \beta}{m \times Z_1}$

2.2.2 Lực hướng tâm F_{r1}

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

Chiều: tại vị trí ăn khớp, chiều F_{r1} hướng vào tâm của bánh răng dẫn

Độ lớn: $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \times \tan \alpha}{\cos \beta}$

2.2.3 Lực dọc trục F_a

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

Chiều: tại vị trí ăn khớp, chiều F_{a1} hướng vào mặt răng làm việc

Độ lớn: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \times \tan\beta$

β : góc nghiêng răng

α : góc ăn khớp

2.3 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng côn

2.3.1 Lực vòng F_{t1}

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

Chiều: tại vị trí ăn khớp, chiều F_{t1} ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn

Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$

d_{m1} : đường kính trung bình của bánh răng côn

Lực F_{t2} ngược chiều F_{t1}

2.3.2 Lực hướng tâm F_{r1}

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

Chiều: tại vị trí ăn khớp, chiều F_{r1} hướng vào tâm của bánh răng dẫn, chiều F_{r2} hướng vào tâm bánh răng bị dẫn

2.3.3 Lực dọc trục F_a

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

Chiều: lực F_{a1} ngược chiều, cùng độ lớn F_{r2}

lực F_{a2} ngược chiều, cùng độ lớn F_{r1}

Độ lớn: $F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \times \tan\alpha \times \sin\delta_1$

$F_{a2} = F_{r1} = F_{t1} \times \tan\alpha \times \cos\delta_1$

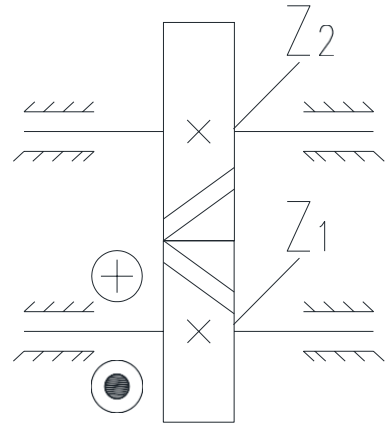
α : góc ăn khớp

δ_1 : góc mặt côn của bánh răng dẫn

Bài 2.

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên truyền mô men xoắn $T_1=100000\text{Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w=400\text{mm}$, số răng $Z_1=35$ răng, $Z_2=105$ răng, góc ăn khớp $\alpha=20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh. Hãy xác định:

- Môđun pháp m_n và góc nghiêng răng β ?
- Lực tác dụng (phân tích và tính giá trị lực) lên cặp bánh răng trên đã cho.



Giải

a. Môđun pháp m_n và góc nghiêng răng β

-Khoảng cách trục bánh răng trụ răng nghiêng

$$a_w = \frac{m_n \times (Z_1 + Z_2)}{2 \times \cos \beta} \rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \times (Z_1 + Z_2)}{2 \times a_w} \quad (1)$$

- Điều kiện góc nghiêng răng: $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

$$\cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$$

$$\text{Thay (1) vào } \cos \beta \rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n \times (Z_1 + Z_2)}{2 \times a_w} \geq \cos 20^\circ$$

$$\rightarrow \frac{2 \times a_w \times \cos 8^\circ}{Z_2 + Z_1} \geq m_n \geq \frac{2 \times a_w \times \cos 20^\circ}{Z_2 + Z_1}$$

$$\rightarrow \frac{2 \times 400 \times \cos 8^\circ}{105 + 35} \geq m_n \geq \frac{2 \times 400 \times \cos 20^\circ}{105 + 35}$$

$$\rightarrow 5,7 \geq m_n \geq 5,4$$

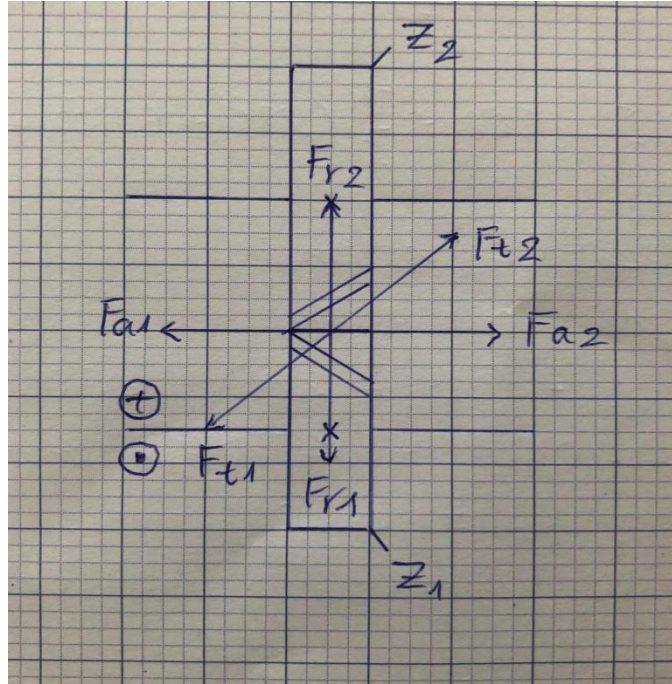
vậy chọn $m_n = 5,5$

- Góc nghiêng răng

$$\cos\beta = \frac{m_n \times (Z_1 + Z_2)}{2 \times a_w} = \frac{5,5 \times (105 + 35)}{2 \times 400} = \frac{77}{80}$$

$$\rightarrow \beta = 15,7^\circ$$

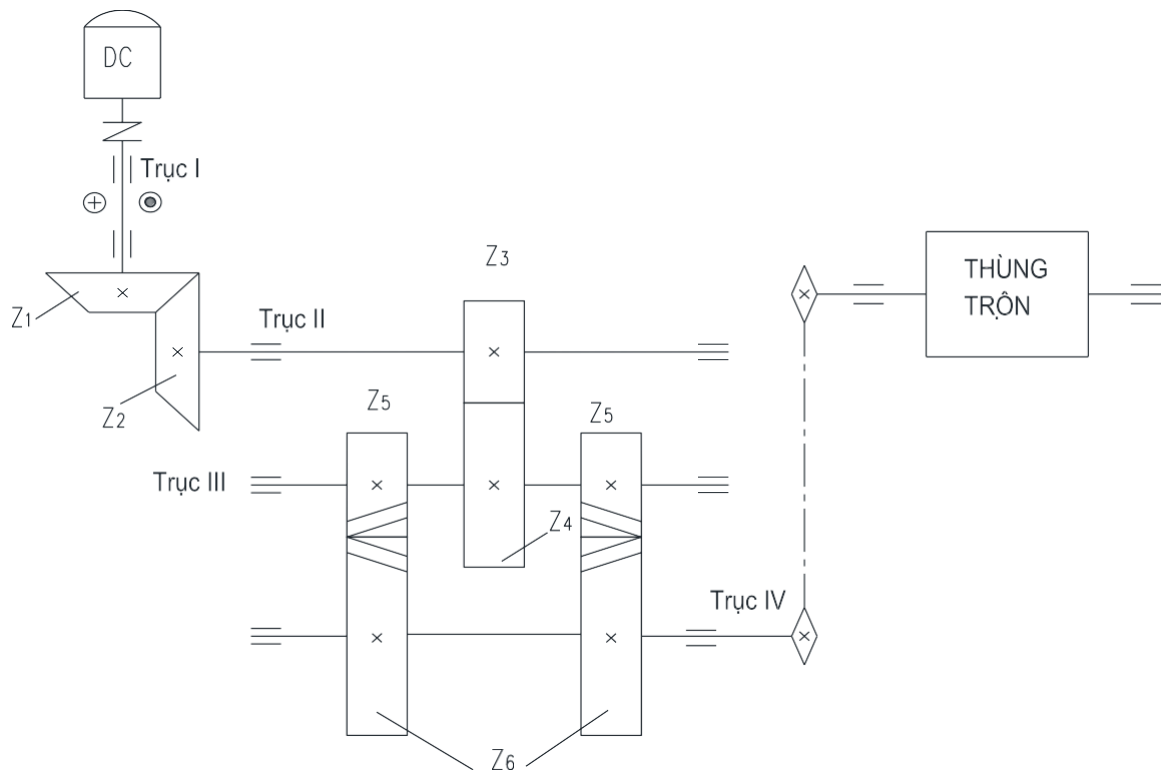
b. Lực tác dụng lên cặp bánh răng



Bài 1:

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=960$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=20$, $Z_2=50$, $Z_3=20$, $Z_4=50$, $Z_5=25$, $Z_6=60$, tỉ số truyền của bộ truyền xích là $u_x=3$. Xác định:

- Nguyên lý làm việc của bộ truyền và xác định chiều quay của thùng trộn.
- Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn
- Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng.



Giải

a. Nguyên lý làm việc của bộ truyền và xác định chiều quay của thùng trộn.

- Từ trục I truyền sang trục II bộ truyền bánh răng côn, từ trục II sang trục III bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, từ trục III sang trục IV 2 cặp bánh răng trụ răng nghiêng, từ trục IV đến thùng trộn bộ truyền xích.
- Chiều quay thùng trộn $\frac{\bullet}{+}$

b. Tỷ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn

- Gọi n_{dc} là số vòng quay của động cơ
- Gọi n_t là số vòng quay của thùng trộn
- Gọi u_{dc} là tỷ số truyền từ động cơ đến thùng trộn
- Gọi u_{12} là tỷ số truyền từ trục I – II

$$u_{12} = Z_2 / Z_1 = 50 / 20 = 2,5$$

- Gọi u_{34} là tỷ số truyền từ trục II – III

$$u_{34} = Z_4 / Z_3 = 50 / 20 = 2,5$$

- Gọi u_{56} là tỉ số truyền từ trục III – IV

$$u_{56} = Z_6 / Z_5 = 60 / 25 = 2,4$$

- $u_x = 3$ là tỉ số truyền của bộ truyền xích

- Số vòng quay thùng trộn

Tỉ số truyền từ động cơ đến thùng trộn

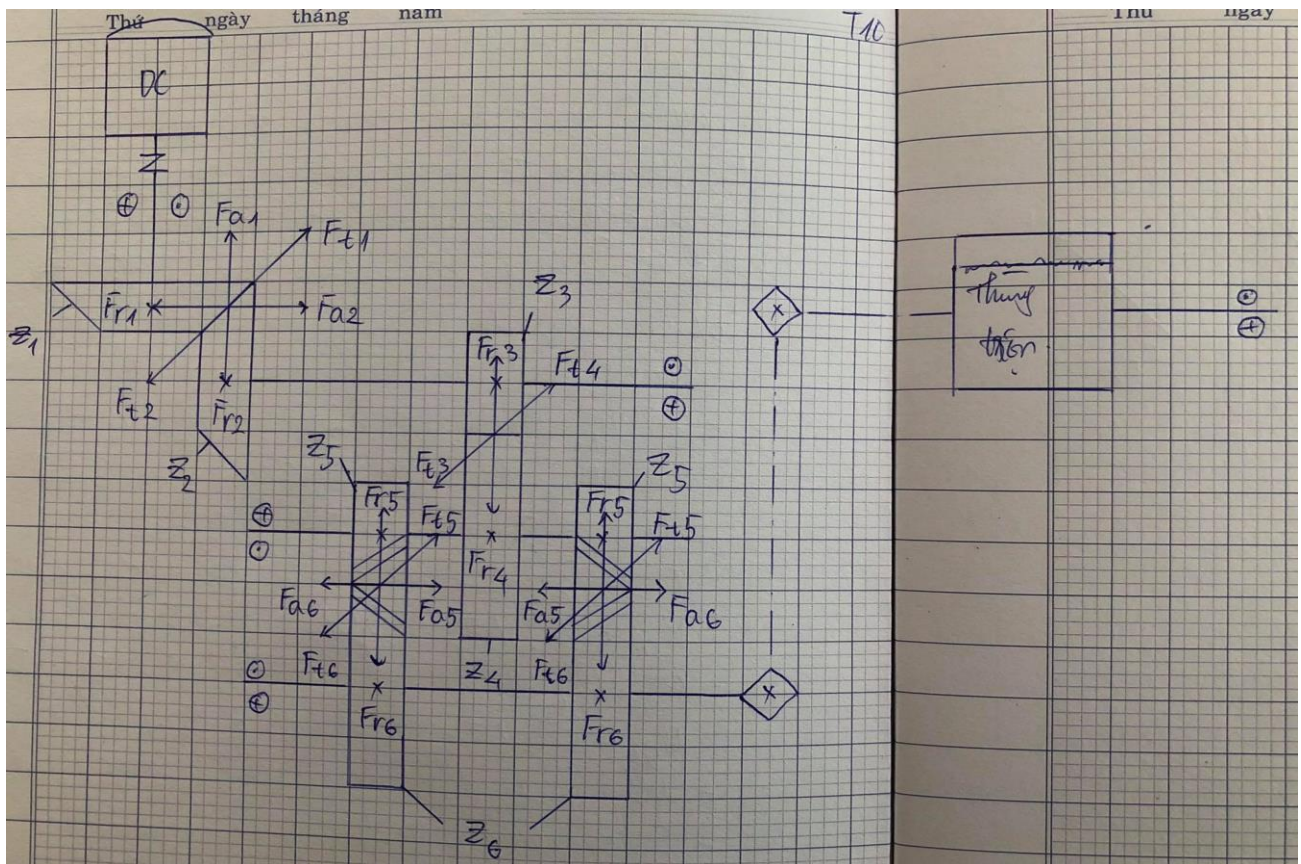
$$u_{dc} = n_{dc} / n_t$$

Ta có: $u_{dc} = u_{12} \times u_{34} \times u_{56} \times u_x = 2,5 \times 2,5 \times 2,4 \times 3 = 45$

Mà $u_{dc} = n_{dc} / n_t \leftrightarrow 45 = 960 / n_t$

$\rightarrow n_t = 22,9 \text{ v/p}$

c. Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng.



CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT - BÁNH VÍT

1 Thông số hình học của bộ truyền trục vít bánh vít Acsimet

modun: m (mm)

$$m = t/\pi$$

t : bước ren trục vít = bước ren bánh vít

Giá trị tiêu chuẩn: ưu tiên dãy 1

Dãy 1: 1,0 ; 1,25 ; 1,6 ; 2 ; 2,5 ; 3,15 ; 4 ; 5 ; 6,3 ; 8 ; 10 ; 12,5 ; 16 ; 20

Dãy 2: 1,5 ; 3 ; 3,5 ; 6 ; 7 ; 9 ; 12 ; 14

Góc profil ren trục vít: $\alpha = 20^\circ$

Hệ số đường kính trục vít q : chọn theo tiêu chuẩn tùy theo modun

Dãy 1: 8 ; 10 ; 12,5 ; 16 ; 20 ; 25

Dãy 2: 7,1 ; 7,5 ; 9 ; 11,2 ; 12 ; 14 ; 18 ; 22,4

Bước của dòng xoắn ốc: $S = Z_1 \times t$

Số mối răng của trục vít: $Z_1 = 1 \div 4$. Truyền công suất lớn không nên lấy $Z_1 = 1$ vì hiệu suất thấp và bộ truyền bị nóng nhiều

Số răng bánh vít Z_2 ($Z_2 \geq 25$): Z_2 không nên ít quá để tránh bị cắt chèn răng, thông thường chọn $Z_2 = 50 \div 60$ răng

Đường kính mặt trụ lăn củ trục vít d_1 (mm)

$$d_1 = d_{c1} = m \times q \quad (\text{trường hợp không dịch chỉnh})$$

Đường kính vòng lăn bánh vít d_2 (mm): trùng với đường kính vòng chia d_{c2}

$$d_2 = d_{c2} = m \times Z_2$$

Góc nâng của răng trục vít λ (độ): $\lambda = 5^\circ \div 20^\circ$

$$\tan \lambda = \frac{S}{\pi \times d_1} = \frac{S}{\pi \times d_{c1}} = \frac{t \times Z_1}{\pi \times d_{c1}} = \frac{m \times Z_1}{d_{c1}} = \frac{Z_1}{q}$$

Đường kính mặt trụ đỉnh răng d_{e1} và mặt rụ đáy răng trục vít d_{i1} :

$$d_{e1} = d_{c1} + 2m$$

$$d_{i1} = d_{c1} - 2,4m$$

Đường kính vòng đỉnh răng d_{e2} và vòng đáy răng bánh vít d_{i2} :

$$d_{e2} = d_{c2} + 2m$$

$$d_{i2} = d_{c2} - 2,4m$$

Khoảng cách của bộ truyền không dịch chỉnh

$$a = \frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} = 0,5 \times m(Z_2 + q)$$

Chiều dài phần cắt ren trên trục vít $b_1 \geq (C_1 + C_2 \times Z_1)m$

Nếu $Z_1 = 1 ; 2$ thì $C_1 = 11$ và $C_2 = 0,06$

Nếu $Z_2 = 4$ thì $C_1 = 12,5$ và $C_2 = 0,09$

Đường kính lớn nhất của bánh vít

$$d_{eM2} \leq d_{e2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}$$

Chiều rộng bánh vít b_2

khi $Z_1 = 1$ or 2 thì $b_2 \leq 0,75d_{e1}$; $Z_1 = 4$ thì $b_2 \leq 0,67d_{e1}$

Góc nghiêng răng của bánh vít $\beta = \gamma$

Góc ôm trục vít bởi bánh vít δ

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{e1} - 0,5m}$$

thông thường $2\delta = 100^\circ$

2 Động học truyền động trục vít bánh vít

Tỉ số truyền

$$n_2 = \frac{S}{\pi \times d_2} \times n_1$$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi \times d_2}{S}$$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Do $S = \pi \times d_1 \times \text{tg} \lambda$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi \times d_2}{\pi \times d_1 \times \text{tg} \lambda} = \frac{d_2}{d_1 \times \text{tg} \lambda}$$

Vận tốc vòng của trục vít

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000} \text{ (m/s)}$$

Vận tốc vòng của bánh vít

$$v_2 = \frac{\pi \times d_2 \times n_2}{60000} \text{ (m/s)}$$

$d_1 = m \times q$: đường kính vòng lăn trục vít

$d_2 = m \times Z_2$: đường kính vòng lăn bánh vít

n_1 : số vòng quay của trục vít (v/p)

n_2 : số vòng quay của bánh vít (v/p)

m : môđun mặt đáy của răng

q : hệ số đường kính (lấy theo tiêu chuẩn) khi tính bộ sơ bộ $q \approx 0,26Z_2$

vận tốc trượt

$$v_{tr} = v_1 / \cos \lambda$$

Đối với bộ truyền không dịch chỉnh

$$v_{tr} = \frac{m \times n_1}{19100} \times \sqrt{Z_1^2 + q^2}$$

3 Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít bánh vít

a/Lực vòng F_t : F_{t1} tác dụng trục dẫn I, F_{t2} tác dụng trục II

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

phương chiều: phương F_{t1} tiếp tuyến vòng lăn trục vít, phương F_{t2} tiếp tuyến vòng lăn bánh vít. Chiều F_{t1} ngược chiều với chiều trục vít, F_{t2} cùng chiều bánh vít (ngược chiều F_{a1})

Độ lớn: $F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$

$$F_{t1} = \frac{2T_2}{d_2}$$

$$F_{t1} = F_{t2} \times \tan(\gamma + \varphi)$$

Trong đó φ là góc ma sát trên bề mặt tiếp xúc của răng trục vít và răng bánh vít, γ góc nâng răng trục vít

b/ lực hướng tâm F_r

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

phương chiều: F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I.
 F_{r2} tác dụng lên trục II và hướng về phía trục II (hướng tâm bánh vít)

Độ lớn:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \times \tan \alpha / \cos \lambda$$

C/Lực dọc trục F_a

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

phương chiều: F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. F_{a2} song song trục II.
Chiều F_{a1} , F_{a2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường răng. F_{a1} hướng vào mặt răng làm việc của trục vít, F_{a2} ngược chiều F_{t1}

Độ lớn:

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$$

CHƯƠNG 5. TRỤC

1. Khái niệm

Trục là chi tiết máy dùng để đỡ các chi tiết máy quay như bánh đai, bánh răng, đĩa xích,... để truyền momen xoắn hoặc làm cả hai nhiệm vụ trên.

2. Cấu tạo

Ngõng trục: là vị trí lắp bạc đạn hay ổ lăn, đường kính xác định theo tiêu chuẩn bạc đạn.

Đoạn lắp ghép: xác định đường kính theo tiêu chuẩn

Đoạn trục: không lắp chi tiết nào

Lỗ tâm

Vai trục: định vị chi tiết, tựa, cố định không cho di chuyển.

Đoạn lắp ghép: lắp bánh răng, bộ truyền đai, bộ truyền xích, khớp nối

Tiêu chuẩn đường kính tại đoạn lắp ghép: $D = 10 ; 10,5 ; 11 ; 12 ; 13 ; 14 ; 15 ; 16 ; 17 ; 18 ; 19 ; 20 ; 21 ; 22 ; 24 ; 25 ; 26 ; 28 ; 30 ; 32 ; 34 ; 35 ; 38 ; 40 ; 42 ; 45 ; 48 ; 50 ; 52 ; 55 ; 58 ; 60 ; 62 ; 65 ; 68 ; 70 ; 72 ; 75 ; 78 ; 80 ; \dots ; 100 ; 205 ; 110 ; \dots ; 200 ; 210 ; 220 \dots$

3 Trình tự tính toán và kiểm nghiệm trục

Bước 1: Lập sơ đồ tính toán theo bản vẽ trục

Bước 2: Xác định các lực tác dụng lên trục

Bước 3: Xác định phản lực tại các gối đỡ và dựng biểu đồ momen uốn trong hai mặt phẳng vuông góc nhau

Bước 4: Dựng biểu đồ momen xoắn

Bước 5: Chọn tiết diện ngang nguy hiểm tương ứng hình dạng trục và theo biểu đồ momen. Xác định đường kính tại tiết diện nguy hiểm

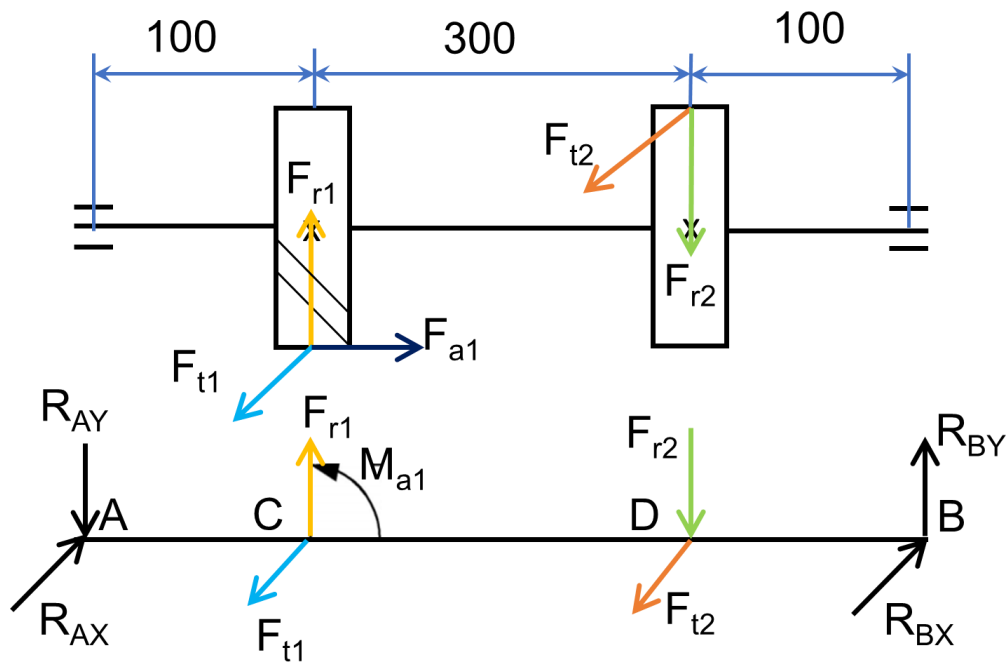
Bước 6: Xác định hệ số an toàn S và kiểm nghiệm $S \geq [S]$

Bước 7: Nếu trong quá trình làm việc trục chịu tác dụng quá tải đột ngột tại tiết diện chịu tải lớn nhất ta kiểm nghiệm độ bền tĩnh theo công thức

Bài 4.

Cho trục trung gian chịu lực tác dụng như hình, ta thay trục bằng dầm sức bền tĩnh định bên dưới với phản lực tại hai gối giả định như hình. Cho giá trị các lực như sau: $F_{r1}=1500\text{N}$, $F_{t1}=4000\text{N}$, $F_{r2}=2000\text{N}$, $F_{t2}=6000\text{N}$, $M_{a1}=60000\text{N.mm}$, moment xoắn $T=300000\text{Nmm}$ được truyền từ bánh răng 1 sang bánh răng 2.

- Viết phương trình cân bằng và tính phản lực tại gối A, B.
- Vẽ biểu đồ moment xoắn uốn và tính giá trị moment M_x và M_y tại C, D.
- Tính moment tương đương và đường kính trục tại C khi $[\sigma]=80\text{Mpa}$.



Giải

a. Viết phương trình cân bằng và tính phản lực tại gối A, B.

- Hệ phương trình cân bằng quanh điểm A theo phương YOZ

$$\sum M_{AX} = 100 \times F_{r1} + M_{a1} - 400 \times F_{r2} + 500 \times R_{BY} = 0$$

$$\Leftrightarrow 100 \times 1500 + 60000 - 400 \times 2000 + 500 \times R_{BY} = 0$$

$$\rightarrow R_{BY} = 1180 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = R_{AY} - F_{r1} + F_{r2} - R_{BY} = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{AY} - 1500 + 2000 - 1180 = 0$$

$$\rightarrow R_{AY} = 680 \text{ N}$$

- Hệ phương trình cân bằng quanh điểm A theo phương XOZ

$$\sum M_{AY} = -100 \times F_{t1} - 400 \times F_{t2} + 500 \times R_{BX} = 0$$

$$\Leftrightarrow -100 \times 4000 - 400 \times 6000 + 500 \times R_{BX} = 0$$

$$\rightarrow R_{BX} = 5600 \text{ N}$$

$$\sum F_X = -R_{AX} + F_{t1} + F_{t2} - R_{BX} = 0$$

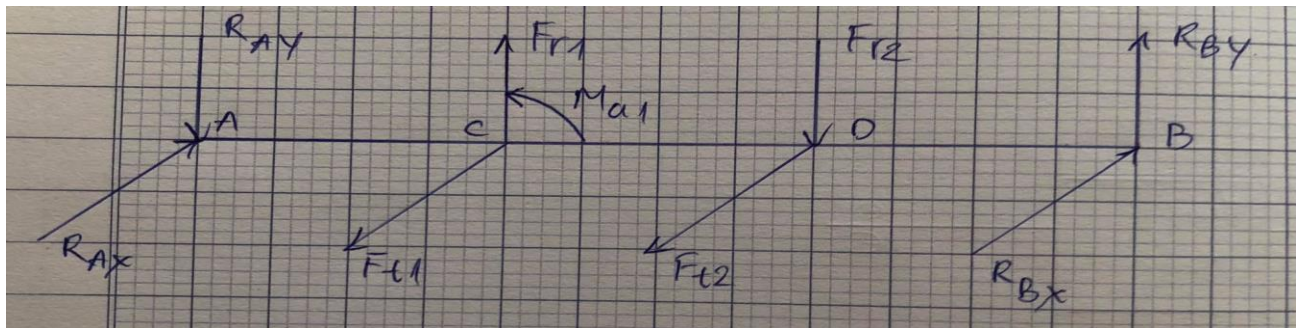
$$\Leftrightarrow R_{AX} + 4000 + 6000 - 5600 = 0$$

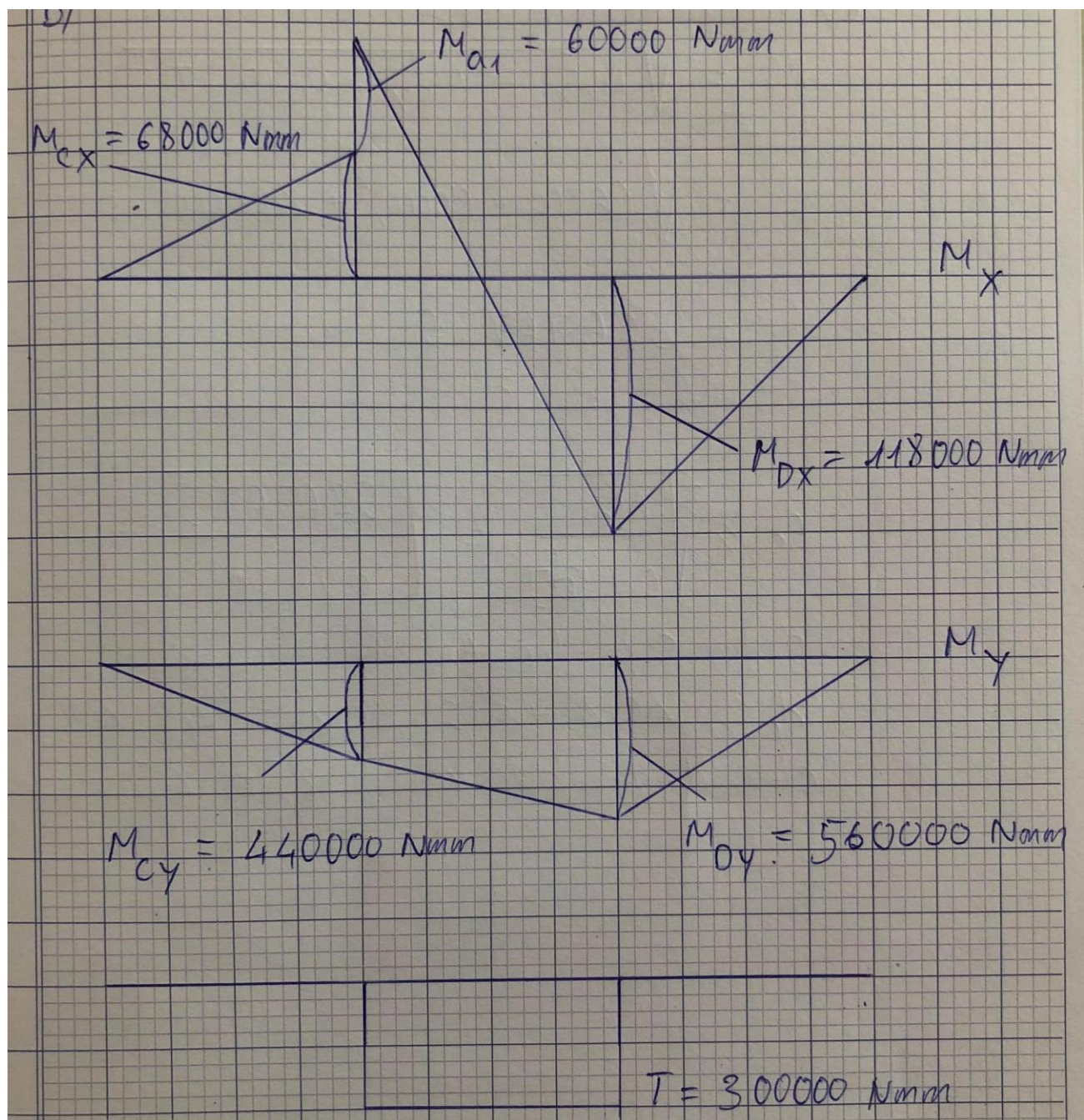
$$\rightarrow R_{AX} = 4400 \text{ N}$$

- Phản lực tại gối A: $R_{AX} = 4400 \text{ N}$; $R_{AY} = 680 \text{ N}$

- Phản lực tại gối B: $R_{BX} = 5600 \text{ N}$; $R_{BY} = 1180 \text{ N}$

b. Vẽ biểu đồ moment xoắn uốn và tính giá trị moment M_X và M_Y tại C, D.





c. Tính moment tương đương và đường kính trục C khi $[\sigma] = 80 \text{ Mpa}$.

- Momen tương đương tại C

$$\begin{aligned}
 M_C &= \sqrt{M_{Cx}^2 + M_{Cy}^2 + 0,75 \times T^2} \\
 &= \sqrt{(68000 + 60000)^2 + 440000^2 + 0,75 \times 300000^2} \\
 &= 526767,5 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

- Đường kính tại C

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_C}{0,1 \times [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{526767,5}{0,1 \times 80}} = 40,4$$

Do tại C có lắp then nên

$$d_C \geq 40,4 + 0,05 \times 40,4 = 42,42 \text{ mm}$$

Chọn d_C theo tiêu chuẩn $d_C = 45\text{mm}$

CHƯƠNG 6. Ổ LĂN

Cấu tạo: vòng ngoài, vòng trong, vòng cách, con lăn

Phân loại ổ lăn

Ổ bi đỡ 1 dãy:

- Dùng chủ yếu là chịu lực hướng tâm. Có thể chịu được một phần nhỏ lực dọc trục bằng 70% khả năng lực hướng tâm không dùng đến. - Có khả năng làm việc bình thường khi ổ nghiêng 15° - 20°

- Thường dùng trong trường hợp trục ngắn cứng - Thường dùng để đỡ các trục của hộp giảm tốc.

Ổ bi đỡ chặn:

- Chịu được cả lực hướng tâm F_r và lực dọc trục F_a một chiều
- Khả năng chịu lực dọc trục của ổ phụ thuộc vào góc tiếp xúc α giữa bi với vòng ngoài. Có 3 loại ổ: $\alpha = 12^{\circ}$, 26° , 36° . Góc α càng tăng sẽ làm tăng khả năng chịu lực dọc trục của ổ

Muốn tăng khả năng tải người ta có thể lắp 2 ổ trên cùng 1 gối nhưng cùng chiều. Trường hợp cần chặn lực dọc trục F_a theo 2 chiều thì phải lắp 2 ổ trên cùng 1 gối nhưng ngược chiều nhau

Ổ bi đỡ lồng cầu 2 dãy:

- Mặt trong của vòng ngoài là một phần của mặt cầu có tâm nằm trên đường tâm trục của ổ và đường thẳng chia đôi chiều rộng ổ.
- Chủ yếu chịu lực hướng tâm F_r và có thể chịu thêm lực dọc trục bằng 20% lực hướng tâm không dùng đến;

Loại ổ này phù hợp với trục bị uốn nhiều và trục khó đạt được độ đồng tâm khi lắp ghép. ổ có thể làm việc được bình thường khi trục bị nghiêng từ 2° - 3°

Ổ đĩa trụ ngắn đỡ 1 dãy:

Gồm 2 loại: Loại vòng ngoài tháo rời, loại vòng trong tháo rời

Hai ổ này chỉ chịu được lực hướng tâm, khả năng chịu lực hướng tâm gấp 1.6 lần ổ bi cỡ 1 dãy cùng kích thước.

Loại chịu được một ít lực dọc trục 1 chiều, loại chịu được một ít lực dọc trục 2 chiều.

Ổ có khả năng chịu tải lớn, chịu va đập tốt nhưng không dùng được với trục bị uốn nhiều. Ổ có yêu cầu cao về lắp ghép đồng tâm.

Ổ đĩa côn đỡ chặn:

Cấu tạo: góc côn của đĩa $1,5^\circ$ đến 2° . Đỉnh côn của đĩa trùng với đỉnh côn của rãnh con lăn.

+ Có thể chịu lực hướng tâm và lực dọc trục 1 chiều lớn;

+ Góc tiếp xúc α từ $10^\circ \div 16^\circ$ (bằng 1/2 góc côn của mặt rãnh lăn trên vòng ngoài). Khi góc α trong khoảng $25^\circ \div 30^\circ$ thì ổ đĩa côn có thể chịu lực F_a rất lớn.

1. Tuổi thọ ổ lăn

- Tuổi thọ theo độ bền mỗi:

$$L = (C/Q)^m \quad (L: \text{triệu vòng quay}) \quad (8.1)$$

Trong đó:

$m = m_H/3$; $m_H = 3$: đối với ổ bi, $m_H = 10/3$ đối với ổ đĩa

Q: tải trọng quy ước tác dụng lên ổ

C: hằng số, còn gọi là khả năng tải của ổ động, tra bảng ổ lăn.

- Tuổi thọ tính bằng giờ L_h

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \quad (8.2)$$

Trong đó: n là số vòng quay của ổ, vòng/phút

2. Lựa chọn ổ lăn theo khả năng tải động

- Khả năng tải động: $C_{tt} = Q \cdot L^{1/m}$ (N) (8.3)

Khi đó ta chọn $C_{tt} < C$, với C: khả năng tải động, tra trong ổ lăn.

Q: Tải trọng quy ước, được xác định như sau:

+ Đối với ổ đỡ và đỡ chặn thì Q là tải trọng hướng tâm không đối Q_r

$$Q = Q_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_0 \cdot K_t \quad (N) \quad (8.4)$$

+ Đối với ổ chặn và ổ chặn đỡ thì Q=Q_a

$$Q = Q_a = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_0 \cdot K_t \quad (N) \quad (8.5)$$

Trong đó:

F_a, F_r: tổng lực hướng tâm và lực dọc trục tác dụng lên ổ

K₀: hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng đến tuổi thọ ổ, chọn theo

bảng 8.2

K_t: Hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ đến tuổi thọ, bảng 8.1

X, Y: hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục, bảng 8.3 và bảng 8.4

V: hệ số xét đến vòng nào quay, vòng trong quay V=1, vòng ngoài quay

V=1,2.

Xác định F_r

$$F_r = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2} \quad (N) \quad (8.6)$$

Trong đó: F_{rx}, F_{ry} là tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ theo 2 phương vuông góc nhau (R_x và R_y tại các ổ trong phần tính lực)

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] NGUYỄN TRỌNG HIỆP, NGUYỄN VĂN LÃM. THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY. NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC VIỆT NAM. Năm 2018
- [2] PGS.TS. TRƯƠNG TẤT ĐÍCH. CHI TIẾT MÁY. NHÀ XUẤT BẢN GIAO THÔNG VẬN TẢI. NĂM 2011