

**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: 11**

**Ngành học: Nguyên Lý Chi Tiết Máy**

**SVTH : 13-Trương Quốc Thái : 19T2-CNO1**

**MSSV :19002905**

**Lớp học:20C1-CTK1**

**GVHD: Lư Yến Vũ**

**Thành phố Hồ Chí Minh**

**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  
MÔN:  
ĐỀ SỐ: 11**

**Ngành học: Nguyên Lý Chi Tiết Máy**

**GVHD : Lư Yến Vũ**

**SVTH : 13-Trương Quốc Thái : 19T2-CNO1**

**MSSV :19002905**

**Lớp học : 20C1-CTK1**

**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 những máy móc ngày càng hoàn thiện hơn thì bộ môn Nguyên lý chi tiết máy đóng vai trò quang trọng.**

## MỤC LỤC

Trang

**Chương 3: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI            4**

**Chương 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH        6**

**Chương 5: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG    9**

.....

**TÀI LIỆU THAM KHẢO**

## NỘI DUNG: TÓM TẮT KIẾN THỨC LIÊN QUAN

### Chương 3: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

#### 3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

##### 3.1.1. 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.

##### 3.1.2. 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

+ Đai dẹt có tiết diện là hình chữ nhật

+ Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh  $\gamma = 40^\circ$

+ Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai

+ Đai tròn có tiết diện là hình tròn

Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai

Trong đó, đai dẹt và đai thang được dùng phổ biến hơn cả, đai tròn chỉ được dùng khi công suất nhỏ, đai lược và đai răng dùng khi công suất lớn hoặc cần phải đảm bảo làm việc với tỉ số truyền ổn định, khuôn khổ kích thước nhỏ gọn

\* Phân loại theo vị trí trục: Truyền động hai trục song song quay cùng chiều (hình 3.3a), truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều (hình 3.3b), truyền động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau (góc giữa hai trục thường là  $90^\circ$ , hình 3.3c).

\* Phân loại theo nguyên lý làm việc: theo nguyên lý ma sát, theo nguyên lý ăn khớp.

##### 3.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

## 1. Ưu điểm

- Có khả năng truyền chuyển động và cơ năng giữa các trục ở khá xa nhau ( $> 15\text{m}$ ).
- Làm việc êm, không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi.

An toàn cho các tiết máy khác khi bị quá tải, vì đai sẽ trượt trên toàn phần trên bánh

- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

## 2. Nhược điểm

- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường kính bánh đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh.
- Lực tác dụng trên trục và ổ lớn do phải căng đai (lực tác dụng trên trục và ổ tăng thêm  $2 \div 3$  lần so với trong truyền động bánh răng).
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao.
- Khi dùng bánh căng đai làm tăng số chu kỳ bị uốn của đai, sẽ làm giảm tuổi thọ của đai.

Ngày nay đai thang sử dụng phổ biến nhất do có hệ số ma sát qui đổi lớn

## 3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến  $1500\text{kW}$ , nhưng thường được với  $P \leq (40 \div 50)\text{kW}$ ,  $v = 5 \div 30\text{m/s}$ .
- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền  $u \leq 5$ , truyền động đai hình thang:  $u \leq 10$ .
- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới  $15\text{m}$  và  $40\text{m}$  (trường hợp đặc biệt).
- Bộ truyền đai thường được bố trí ở cấp độ nhanh, bánh dẫn lắp vào trục động cơ.

### 3.1.4. Phương pháp căng đai

Trong quá trình làm việc đai sẽ dần dần dãn ra, sức căng giảm xuống. Do đó ta cần phải điều chỉnh sức căng của đai.

## 3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến  $1500\text{kW}$ , nhưng thường được với  $P \leq (40 \div 50)\text{kW}$ ,  $v = 5 \div 30\text{m/s}$ .

- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền  $u \leq 5$ , truyền động đai hình thang:  $u \leq 10$ .
- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới 15m và 40m (trường hợp đặc biệt).
- Bộ truyền đai thường được bố trí ở cấp độ nhanh, bánh dẫn lắp vào trục động cơ.

#### 3.1.4. Phương pháp căng đai

Trong quá trình làm việc đai sẽ dần dần dãn ra, sức căng giảm xuống. Do đó ta cần phải điều chỉnh sức căng của đai.

### 3.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

#### 3.2.1. Vật liệu làm đai

a. Đai dẹt: Bao gồm các loại đai sau: đai da, đai vải cao su, đai sợi len, đai sợi bông, đai làm bằng vật liệu tổng hợp.

b. Đai thang: Đai thang gồm có đai sợi xếp và đai sợi bện

#### 3.3.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt

#### 3.2.3. Kết cấu đai thang

+ Chiều dài  $L_{tc}$  (mm) dây đai thang theo dãy số tiêu chuẩn sau: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 5000, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000...

### 3.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

- 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:  $\alpha_1, \alpha_2$

#### 3.3.1. Đường kính bánh đai

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300)^3 \sqrt{P_1/n_1}$$

$$\text{hoặc } d_1 = (5,2 \div 6,4)^3 \sqrt{T_1} \text{ (mm)}$$

- Đường kính bánh đai lớn:  $d_2 = d_1 \times u \times (1 - \xi)$

Trong đó:

P1: công suất trên trục dẫn (kW)

T1: mômen xoắn trên trục dẫn (Nm)

u – tỉ số truyền,

u – hệ số trượt (0,01 ÷ 0,05)

Các đường kính bánh đai d1 và d2 nên quy tròn theo tiêu chuẩn, thường chọn d1 về phía tăng, d2 về phía giảm.

Khi tính toán thiết kế, chọn d1 theo tiêu chuẩn: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

### 3.3.2. Góc ôm đai

Góc ôm  $\alpha_1$  nhỏ sẽ ảnh hưởng khả năng kéo của đai, do đó cần thoả mãn điều kiện sau:

+ Đối với đai dẹt:  $\alpha_1 \geq 150^\circ$

+ Đối với đai hình thang:  $\alpha_1 \geq 120^\circ$  (do có tác dụng chêm của đai với rãnh bánh đai)

Từ hình 3.13 ta có:  $\alpha_1 = \pi - \beta$

và  $\sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}$  Vì  $\frac{\beta}{2}$  bé nên  $\frac{\beta}{2} \approx \sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}$

$$\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{a} \rightarrow \alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} (\text{rad})$$

$$\text{hay } \alpha_1 = 180^\circ - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} (\text{độ})$$

Tương tự ta có

$$\alpha_2 = \pi + \frac{d_2 - d_1}{a} (\text{rad}) \text{ hay } \alpha_2 = 180^\circ + 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} (\text{độ})$$

### 3.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục

#### 1. Chiều dài tính toán của dây đai L (mm)

Ta có:  $L_{tt} = 2.a.\cos(\beta/2) + 0,5.\pi.(d_2 + d_1) + 0,5.\beta.(d_2 - d_1)$

Thông thường  $\beta < 35^\circ$ , có thể lấy  $\cos(\beta/2) \approx 1 - \beta^2/8$

$$\Rightarrow L_{tt} \approx 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 - d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)}{4 \cdot a}$$

2. 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  $100 \div 400\text{mm}$  để nối đai.

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

- 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:

$$a = \frac{1}{4} \left( L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)^2}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)^2}{2} \right]^2 - (d_2 - d_1)^2} \right) \text{ (mm)}$$

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

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

Ví dụ 1: Cho bộ truyền đai như hình 3.14, xác định góc ôm  $\alpha_1, \alpha_2$  và tính chiều dài cần thiết  $L$  của đai trong trường hợp đai thang và đai dẹt.

Bài giải

1) Góc ôm đai bánh đai nhỏ:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - 57.3 \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{a} \\ &= 180^\circ - 57.3 \cdot \frac{(250 - 90)}{290} = 148,55^\circ \end{aligned}$$

$$\text{Hoặc } \alpha_1 = 2,59 \text{ rad, suy ra } \alpha_2 = 3,693 \text{ rad}$$

2) Chiều dài tính toán của đai:

$$L_{tt} = 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 290 + \frac{\pi \cdot (250 + 90)}{2} + \frac{(250 - 90)^2}{4 \cdot 290} = 1136,1 \text{ mm}$$

Chiều dài cần thiết:

- Đai thang: chọn dây đai tiêu chuẩn có  $L = 1250 \text{ mm}$

- Đai dẹt:  $L=L_{tt}+(100 \rightarrow 400)=1300\text{mm}$

### 3.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

#### 3.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai

Vì có hiện tượng trượt nên vận tốc vòng  $v_2$  của bánh bị dẫn chậm hơn vận tốc vòng  $v_1$  của bánh dẫn:  $v_2=(1-\xi).v_1$

Trong đó  $\xi$  là hệ số trượt, có giá trị từ  $0,01 \div 0,05$

+ Đai vải cao su hoặc vải  $\approx 0,01$

+ Đai da  $\approx 0,015$

- Vận tốc được xác định theo công thức:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}$$

$d_1, d_2$ : Đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn (mm)

$n_1, n_2$ : số vòng quay bánh đai dẫn và bị dẫn (vòng/phút)

Vận tốc tốt nhất nằm trong khoảng  $20 \div 25 \text{ m/s}$ . Vận tốc  $>30 \text{ m/s}$  xảy ra hiện tượng dao

động xoắn, tăng lực ly tâm, nóng dây đai, giảm tuổi thọ và hiệu suất bộ truyền. Vận tốc  $<5 \text{ m/s}$  không nên dùng bộ truyền đai.

#### 3.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai

#### 3.4.3. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai

#### 3.4.4. Các dạng hỏng của bộ truyền đai

- Đứt đai do mỏi

- Nóng do ma sát

- Hiện tượng trượt trơn

### 5.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

### 5.5.1. Lực vòng

Ta có lực vòng

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{1000 \cdot p}{v}$$

Trong đó:  $F_t$ : lực vòng có ích (N)

$P$ : công suất (kW)

$v$ : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

$$T_1 = \frac{d_1}{2} \cdot (F_1 - F_2)$$

$T_1$ : moment xoắn trên trục

Để tìm quan hệ giữa lực  $F_0$  với  $F_1$ ,  $F_2$  ta bỏ qua lực ly tâm và giả thuyết vật liệu đai tuân theo định luật Húc (Hook), khi đai chịu tải trọng ngoài lượng dẫn trên nhánh dẫn bằng lượng co trên nhánh bị dẫn nghĩa là:

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \Rightarrow F_1 = F_0 + 0,5F_t \text{ và } F_2 = F_0 - 0,5F_t$$

Lực tác dụng lên trục bánh đai (lực hướng tâm  $F_r$ ) được tính như sau:

$$F_r \approx 2 \cdot F \cdot \sin(a_1/2)$$

hoặc  $F_r = 3 \cdot F_0 \cdot \sin(a_1/2)$  (khi bộ truyền không có bộ phận căng đai)

với:  $a_1$ / góc ôm trên bánh đai nhỏ.

Công thức Euler khi tính đến lực quán tính ly tâm

$$e^{f\alpha_1} = \frac{F_1 - F_2}{F_2 - F_v}$$

$F_v$  là lực căng phụ do lực quán tính ly tâm, có giá trị là  $F_v = q_m \times v^2$

Nếu bỏ qua lực căng phụ ( $F_v = 0$ ) thì  $F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}$  với  $f$  là hệ số ma sát,  $\alpha$  là góc ôm

Đối với đai thang ta thay:

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\gamma}{2}} \approx 3f$$

( $\gamma = 36^\circ \div 40^\circ$  là góc đỉnh của đai thang)

Từ trên  $\Rightarrow$  lực vòng có ích tính theo công thức

$$F_t = 2(F_0 - F_v) \frac{e^{f_a} - 1}{e^{f_a} + 1}$$

Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng)

$$F_1 = F_t \frac{e^{f_a}}{e^{f_a} + 1} + F_v$$

Điều kiện lực căng ban đầu để không xảy ra trượt trơn là

$$F_0 \geq \frac{F_t e^{f_a} + 1}{2e^{f_a} + 1} + F_v$$

Khi tính các lực có thể bỏ qua lực căng phụ  $F_v$

#### 5.5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn

Ta có:

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2}$$

hoặc

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2}$$

Câu 1.

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất  $P_1 = 10 \text{ kW}$ ; số vòng quay bánh dẫn  $n_1 = 980 \text{ vòng/phút}$ ; tỷ số truyền  $u = 3$ ; đường kính bánh dẫn  $d_1 = 200 \text{ mm}$ , lực căng ban đầu  $F_0 = 800 \text{ N}$  và khoảng cách trục  $a = 1400 \text{ mm}$ . Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ  $F_v$ . Hãy xác định:

a. Góc ôm đai  $\alpha_1$  và chiều dài dây thực tế đai  $L$ ?

b. Vận tốc  $v_1$ ; lực vòng  $F_t$ ; lực trên nhánh căng  $F_1$ ; lực trên nhánh chùng  $F_2$  và lực tác dụng lên trục  $F_r$

c. Hệ số ma sát  $f$  tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt tron

### Bài Làm

Tóm Tắt

$$p_1 = 10kw$$

$$n_1 = 980 \text{ vòng/phút}$$

$$U=3$$

$$d_1 = 200 \text{ mm}$$

$$F_0 = 800N$$

$$a=1400\text{mm}$$

a. . Góc ôm đai  $\alpha_1$  và chiều dài dây thực tế đai  $L$ ?

b. Vận tốc  $v_1$ ; lực vòng  $F_t$ ; lực trên nhánh căng  $F_1$ ; lực trên nhánh chùng  $F_2$  và lực tác dụng lên trục  $F_r$

c. Hệ số ma sát  $f$  tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt tron

## Chương 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

### 4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích Đĩa xích dẫn quay, răng của đĩa xích đẩy các mắt xích chuyển động theo. Dây xích chuyển động, các mắt xích đẩy răng của đĩa xích bị dẫn chuyển động, đĩa xích 2 quay. Như vậy chuyển động đã được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ sự ăn khớp của răng đĩa xích với các mắt xích. Truyền động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền xích hầu như không có hiện tượng trượt. Vận tốc trung bình của bánh bị dẫn và tỉ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi.

### 1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích

Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3

+ Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là  $d_1$  lắp trên trục I, quay với số vòng quay  $n_1$ , công suất truyền động  $P_1$ , mô men xoắn trên trục  $T_1$ . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh răng.

+ Đĩa xích bị dẫn 2, có đường kính  $d_2$ , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay  $n_2$ , công suất truyền động  $P_2$ , mô men xoắn trên trục  $T_2$ .

+ Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau. Các mắt xích xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa xích.

### 1.3. Phân loại bộ truyền động xích

Tùy theo cấu tạo, xích được chia thành các loại: Xích con lăn, xích ống, xích rang

#### 4.1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích

##### 1. Ưu điểm

- Có thể truyền chuyển động giữa các trục khá xa nhau ( $A_{\max} = 8 \text{ m}$ ).
- Khả năng tải cao hơn đai.
- Hiệu suất truyền động cao hơn so với đai, đạt  $\eta = 0.96 \div 0.98$ .
- Lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với truyền động đai vì lực căng ban đầu không lớn.
- Có thể truyền chuyển động và công suất cùng một lúc đến nhiều trục.
- Không xảy ra sự trượt nên tỷ số truyền  $i$  không đổi.
- Kích thước nhỏ so với truyền động đai.

##### 2. Nhược điểm

- Giá thành tương đối cao vì kết cấu phức tạp.
- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc.
- Vận tốc tức thời của xích và đĩa bị dẫn thay đổi theo thời gian (không ổn định).
- Yêu cầu chăm sóc thường xuyên (bôi trơn, ...) và phức tạp hơn so với bộ truyền đai.
- Chóng bị mòn khi làm việc nơi nhiều bụi và bôi trơn không tốt.

##### 3. Phạm vi sử dụng

#### 4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

##### 4.2.1. Bước xích

Bước xích  $p_C$ , mm được tiêu chuẩn hóa. Cũng là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.

Bước xích  $p_C$  có giá trị từ 12,7 ÷ 50,8 mm, có thể chọn

##### 4.2.2. Đĩa xích

Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn là  $d_1$  và của đĩa bị dẫn là  $d_2$ ; cũng chính là đường kính vòng chia của đĩa xích, mm; là đường kính của vòng tròn đi qua tâm các chốt

Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

$$d = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{z}} \approx \frac{p_c z}{\pi} (\text{mm})$$

Z: số răng đĩa xích;  $p_c$ : bước xích (tiêu chuẩn)

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích  $d_{f1}, d_{f2}, (\text{mm})$

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng  $d_{a1}, d_{a2} \text{ mm}$ .

$$d_a = p_c \left( 0,5 + \cotg \frac{180}{z} \right) (\text{mm})$$

Số răng của đĩa xích dẫn  $z_1$  của đĩa xích bị dẫn  $z_2$ .

- Bước xích  $p_c$ , mm, là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.

- Số mắt của dây xích X luôn là số chẵn, để dễ dàng nối với nhau.

Số mắt xích:  $X = L / p_c$

- Khoảng cách trục a, là khoảng cách giữa tâm đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn; mm.

#### 4.2.3. Số răng đĩa xích

Trong tính toán thiết kế chọn  $Z_1 = 29 - 2u$

- Số răng đĩa bị dẫn  $Z_2$ :

Tính theo công thức sau:  $Z_2 = u \cdot z_1 \leq z_{2\max}$

$$\Delta d = \frac{\Delta p_c}{\sin \frac{\pi}{z}}$$

#### 4.2.4. Khoảng cách trục và số mắt xích

##### 1. Số mắt xích

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức  $a = (30 \div 50) \cdot p_c$

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

$$L \approx 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} (\text{mm})$$

$$V \pi d_2 \text{ và } p_c \cdot z_2$$

$$\rightarrow L \approx 2 \cdot a + \frac{p_c}{2} (z_2 + z_1) + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c^2}{a} (\text{mm})$$

- Số mắt xích: Mặt khác  $L = X \cdot p_c \Rightarrow$  Số mắt xích  $X$

$$X = \frac{L}{p_c} \approx \frac{2a}{p_c} + \frac{1}{2}(z_2 + z_1) + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$$

Giá trị  $X$  được làm tròn số nguyên và nên chọn số chẵn.

## 2. Khoảng cách trục chính xác

Sau khi chọn  $X$ , ta tiến hành tính lại khoảng cách trục  $a$  chính xác như sau:

$$a = 0,25 \cdot p_c \cdot \left[ \left( X - \frac{z_2 + z_1}{2} \right) + \sqrt{\left( X - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \text{ (mm)}$$

Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường, ta giảm khoảng cách trục  $a$  một

khoảng  $\Delta a = (0,002 \div 0,004)a$ . Từ số mắt xích  $X$  đã chọn phải tính lại chiều dài  $L$  của dây xích theo công thức:  $L = X \cdot p_c$

Ví dụ 2: Bộ truyền xích ống con lăn có bước xích  $p_c = 12,7$  mm, khoảng cách trục sơ bộ  $a = 500$  mm, số răng đĩa xích dẫn  $z_1 = 21$  răng, số răng  $z_2 = 42$  răng. Xác định số mắt xích  $X$  và khoảng cách trục chính xác?

Giải bài

- Số mắt xích  $X$  được xác định theo:

$$X = \frac{L}{p_c} = \frac{2 \times a}{p_c} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \times \frac{p_c}{a}$$

$$X = \frac{2 \cdot a}{p_c} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \times \frac{p_c}{a}$$

$$= \frac{2 \times 500}{12,7} + \frac{42 + 21}{2} + \left( \frac{42 - 21}{2\pi} \right)^2 \frac{12,7}{500} \approx 110,5$$

(Giá trị  $X$  làm tròn và nên chọn số chẵn gần nhất (để thuận tiện nối xích), tốt nhất

không được chọn là bội số của răng đĩa xích)  $\rightarrow$  Ta chọn  $X = 110$  mắt xích

- Khoảng cách trục:

$$a = 0,25 \cdot P_c \cdot \left[ \left( X - \frac{z_2 + z_1}{2} \right) + \sqrt{\left( X - \frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$$

$$= 0,25 \cdot 12,7 \cdot \left[ \left( 110 - \frac{42 + 21}{2} \right) + \sqrt{\left( 110 - \frac{42 - 21}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{42 - 21}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$$

$$= 496,7 (\text{mm})$$

Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường, ta giảm khoảng cách trục a một khoảng  $\Delta a = (0,002 \div 0,004) \cdot a = ((0,002 \div 0,004) \cdot 496,7) = (0,99 \div 1,99) \text{mm}$

Vậy khoảng cách trục chính xác là  $a = 495 \text{mm}$

### 4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

#### 4.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

- Vận tốc bộ truyền xích:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$$

$$= \frac{p_c \cdot z_1 \cdot n_1}{60000} \quad (\text{m / s})$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$$

$$= \frac{p_c \cdot z_2 \cdot n_2}{60000} \quad (\text{m/s})$$

Vận tốc xích càng tăng thì xích càng chóng mòn, tải trọng động và tiếng ồn tăng. Do đó nên chọn  $v \leq 15 \text{ m/s}$

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Nên chọn  $u \leq 8$

#### 4.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích

- Lực căng ban đầu  $F_0$  của xích bằng trọng lượng của nhánh xích tự do:

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g \quad (4.10)$$

a: chiều dài đoạn xích tự do gần bằng khoảng cách trục (m)

$q_m$  : khối lượng một mét xích (kg/m)

g: gia tốc trọng trường (m/s<sup>2</sup>)

$K_f$ : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích,  $K_f = 6$  khi bộ truyền nằm ngang,  $K_f = 3$  khi góc nghiêng  $< 40^\circ$ ,  $K_f = 1$  khi bộ truyền thẳng đứng.

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

$$\sum T = -T_1 + F_1 \cdot \frac{d_1}{2} - F_2 \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

$$F_1 - F_2 = F_t$$

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

- Lực quán tính ly tâm:  $F_v = q_m \cdot v^2$

Giá trị  $F_2 = F_0 + F_v$ . Vì  $F_0$  và  $F_v$  tương đối nhỏ so với lực vòng  $F_t$ , nên khi tính toán ta có thể lấy gần đúng  $F_1 \approx F_t$ ;  $F_2 \approx 0$

- Lực tác dụng lên ổ và trục:  $F_r = K_m \cdot F_t$

$K_m$ : hệ số trọng lượng xích

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

$K_m = 1$  bộ truyền thẳng đứng.

$F_t$ : lực vòng có ích (N)

#### 4.3.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích

Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa xích bị dẫn thay đổi cho nên sinh ra tải trọng động. Khi xích có khối lượng  $m$  chuyển động với vận tốc  $V_x$  thay đổi theo thời gian, nghĩa là chuyển động với gia tốc  $a_x$ , sinh ra tải trọng động (lực quán tính)

$$F_d = m \cdot a_x = \frac{a \cdot q_m \cdot n_1^2 \cdot p_c}{18 \cdot 10^7}$$

Trong đó  $m$ : khối lượng xích (kg)

$a_x$ : Gia tốc xích (m/s<sup>2</sup>)

a: khoảng cách trục (mm)

$p_c$ : Bước xích (mm)

$n_1$ : tốc độ quay của đĩa xích dẫn (vg/ph)

$q_m$ : khối lượng 1 mét xích (kg/m)

#### 4.4. CÁC DẠNG HÔNG, VẬT LIỆU VÀ BÔI TRƠN

##### 4.4.1. Các dạng hỏng

##### 4.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích

##### 4.4.3. Bôi trơn

#### 4.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Thông số đầu vào: công suất  $P_1$ , kW; số vòng quay  $n_1$ , vg/ph; tỷ số truyền  $u$ .

Bước 1. Chọn loại xích phụ thuộc vào công suất truyền, vận tốc và điều kiện làm việc.

Bước 2. Chọn số răng sơ bộ của đĩa xích dẫn theo công thức

$$Z_1 = 29 - 2 \times u.$$

Nên chọn số răng đĩa xích là số lẻ để xích mòn đều.

Bước 3. Tính số răng đĩa xích lớn theo công thức

$$Z_2 = u \times Z_1 \text{ với điều kiện } Z_2 \leq Z_{2\max}$$

→ Xác định lại chính xác tỷ số truyền bộ truyền xích, sai số tỉ số truyền  $\leq 3\%$

Bước 4. Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:

$$K = K_0 \cdot K_a \cdot K_{dc} \cdot K_b \cdot K_r \cdot K_{lv}$$

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  $60^\circ$  thì  $K_0=1$ ; nếu lớn hơn  $60^\circ$  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

Bảng 4.2. Hệ số  $K_a$

| a     | $<25 \times P_c$ | $(30 \div 50) \times P_c$ | $(60 \div 80) \times P_c$ |
|-------|------------------|---------------------------|---------------------------|
| $K_a$ | 1,25             | 1                         | 0,8                       |

$K_{dc}$ : 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 5. Tính công suất tính toán  $P_t$  theo công thức:

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

Trong đó:

$P_1$ : công suất tính toán (kW)

$[P]$ : công suất cho phép của bộ truyền một dây có bước  $p_c$  (tra bảng 4.3)

$$K_z = \frac{Z_{01}}{Z_1} = \frac{25}{Z_1} \text{ (hệ số răng đĩa xích)}$$

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} \text{ (hệ số số vòng quay, giá trị } n_{01} \text{ tra bảng 4. 3)}$$

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

Bảng 4.3. Lựa chọn bước xích  $p_c$  theo công suất cho phép [P]

| Bước xích<br>$p_c$ ,<br>(mm) | Đường kính chốt<br>$d_0$ ,<br>(mm) | Chiều dài ống<br>$b_0$ ,<br>(mm) | Công suất cho phép [P] khi số vòng quay của đĩa nhỏ<br>$n_{01}$ , (vg/ph) |      |      |      |      |      |      |      |
|------------------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
|                              |                                    |                                  | 50                                                                        | 200  | 400  | 600  | 800  | 1000 | 1200 | 1600 |
| 12,7                         | 3,66                               | 5,80                             | 0,19                                                                      | 0,68 | 1,23 | 1,68 | 2,06 | 2,42 | 2,72 | 3,20 |
| 12,7                         | 4,45                               | 8,90                             | 0,35                                                                      | 1,27 | 2,29 | 3,13 | 3,86 | 4,52 | 5,06 | 5,95 |
| 12,7                         | 4,45                               | 10,11                            | 0,45                                                                      | 1,61 | 2,91 | 3,98 | 4,90 | 5,74 | 6,43 | 7,55 |
| 15,875                       | 5,08                               | 11,30                            | 0,57                                                                      | 2,06 | 3,72 | 5,08 | 6,26 | 7,34 | 8,22 | 9,65 |
| 15,875                       | 5,08                               | 13,28                            | 0,75                                                                      | 2,70 | 4,88 | 6,67 | 8,22 | 9,63 | 10,8 | 12,7 |
| 19,05                        | 5,96                               | 17,75                            | 1,41                                                                      | 4,80 | 8,38 | 11,4 | 13,5 | 15,3 | 16,9 | 19,3 |
| 25,4                         | 7,95                               | 22,61                            | 3,20                                                                      | 11,0 | 19,0 | 25,7 | 30,7 | 34,7 | 38,3 | 43,8 |
| 31,75                        | 9,55                               | 27,46                            | 5,83                                                                      | 19,3 | 32,0 | 42,0 | 49,3 | 54,9 | 60,0 |      |
| 38,1                         | 11,12                              | 35,46                            | 10,5                                                                      | 34,8 | 57,7 | 75,7 | 88,9 | 99,2 | 10,8 |      |
| 44,45                        | 12,72                              | 37,19                            | 14,7                                                                      | 43,7 | 70,6 | 88,3 | 101  |      |      |      |
| 50,8                         | 14,29                              | 45,21                            | 22,9                                                                      | 68,1 | 110  | 138  | 157  |      |      |      |

Với giá trị  $P_t$  vừa xác định, theo bảng 4.4 ta chọn bước xích  $p_c$  theo cột giá trị  $n_{01}$  khi tính hệ số  $K_n$ .

Bước 6. Kiểm tra số vòng quay tới hạn (bảng 4.4)

Nếu không thỏa thì ta tăng số dây xích và tính toán lại hoặc thay đổi loại xích.

Bảng 4.4. Giá trị giới hạn bước xích  $p_c$  theo số vòng quay  $n_1$

|                                                                                    |              |              |             |             |             |      |       |      |
|------------------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------|-------------|-------------|-------------|------|-------|------|
| Số vòng quay, (vg/ph)<br>- Xích con lăn $Z_1 \geq 15$<br>- Xích răng $Z_1 \geq 17$ | 1250<br>3300 | 1000<br>2650 | 900<br>2200 | 800<br>1650 | 630<br>1320 | 500  | 400   | 300  |
| Bước xích $[p_c]_{\max}$ cho phép, (mm)                                            | 12,7         | 15,875       | 19,05       | 25,4        | 31,75       | 38,1 | 44,45 | 50,8 |

Bước 7. Xác định vận tốc trung bình  $v$  của xích

- Vận tốc  $v$ :

$$v_1 = \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} \quad (\text{m/s})$$

- Lực vòng có ích:

$$F_t = \frac{1000 \times P}{v} \quad (\text{N})$$

Bước 8. Tính toán kiểm nghiệm bước xích

Theo công thức sau:

$$p_c \geq 2,82 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{Z_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}} = 6000 \times \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K}{Z_1 \cdot n_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}}$$

với  $[p_0]$  tra từ bảng 4.5, nếu không thỏa thì tăng bước xích và tiến hành tính toán lại.

Bảng 4.5. Áp suất cho phép  $[p_0]$

| Bước xích $p_c$ ,<br>(mm) | Áp suất cho phép trong bản lề xích $[p_0]$ (MPa) khi số vòng quay bánh xích nhỏ $n_1$ (vg/ph) |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                           | $\leq 50$                                                                                     | 200  | 400  | 600  | 800  | 1000 | 1200 | 1600 | 2000 |
| 12,7÷15,875               | 35                                                                                            | 31,5 | 28,5 | 26   | 24   | 22,5 | 21   | 18,5 | 16   |
| 19,05÷25,4                | 35                                                                                            | 30   | 26   | 23,5 | 21   | 19   | 17,5 | 15   |      |
| 31,75÷38,1                | 35                                                                                            | 29   | 24   | 21   | 18,5 | 16,5 | 15   |      |      |
| 44,45÷50,8                | 35                                                                                            | 26   | 21   | 17,5 | 15   |      |      |      |      |

- Chiều dài xích:  $L = X \cdot p_c$

Bước 9. Xác định số mắt xích  $X$

- Chọn khoảng cách trục sơ bộ từ  $a=(30 \div 50) \cdot p_c$

- Xác định số mắt xích  $X$  theo công thức:

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

(nên chọn số mắt xích là số chẵn)

- Sau khi chọn số mắt xích, phải tính lại khoảng cách trục  $a$  theo công thức:

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

Và để bộ truyền làm việc bình thường nên giảm  $a$  một đoạn  $(0,002 \div 0,004)a$ .

Bước 10. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn

$$s = \frac{Q}{F_1 + F_2 + F_0} \leq [S]$$

với  $[s]$  tra bảng 4.6 và  $Q$  tra bảng 4.7

Bảng 4.6. Hệ số an toàn cho phép  $[s]$

| Số vòng quay $n$ , (vg/ph) | Bước xích $p_C$ , (mm) |        |       |      |       |      |
|----------------------------|------------------------|--------|-------|------|-------|------|
|                            | 12,7                   | 15,875 | 19,05 | 25,4 | 31,75 | 38,1 |
| 49,94                      | 7,1                    | 7,2    | 7,2   | 7,3  | 7,4   | 7,5  |
| 99,89                      | 7,3                    | 7,4    | 7,5   | 7,6  | 7,8   | 8,0  |
| 299,85                     | 7,9                    | 8,2    | 8,4   | 8,9  | 9,4   | 9,8  |
| 499,40                     | 8,5                    | 8,9    | 9,4   | 10,2 | 11,8  | 12,5 |
| 749,62                     | 9,3                    | 10,0   | 10,7  | 12,0 | 13,0  | 14,0 |
| 998,86                     | 10,0                   | 10,8   | 11,7  | 13,1 | 15,0  |      |

Bảng 4.7. Thông số xích con lăn 1 dãy

| Kích thước, (mm) |      | Diện tích bản lề $A$ , (mm <sup>2</sup> ) | Tải trọng phá hủy $Q$ , (kN) | Khối lượng 1m xích $q_m$ (kg) |
|------------------|------|-------------------------------------------|------------------------------|-------------------------------|
| $d$              | $h$  |                                           |                              |                               |
| 10,16            | 14,8 | 71                                        | 22,7                         | 0,9                           |
| 11,91            | 18,2 | 105                                       | 29,5                         | 1,6                           |
| 15,88            | 24,2 | 180                                       | 50,0                         | 2,6                           |

$$F_1 = F_t$$

$$F_v = q_m \cdot v^2$$

với  $q_m$  tra bảng 4.7

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g$$

$K_f$ : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích.  $K_f = 6$  khi xích nằm ngang;  $K_f = 3$  khi góc nghiêng giữa đường tâm trục và phương nằm ngang nhỏ hơn  $40^\circ$ ;  $K_f = 1$  khi xích thẳng đứng. Và kiểm tra số lần va đập của xích trong một giây theo công thức:

$$i = \frac{4 \cdot v}{L} = \frac{4 \cdot n_1 \cdot Z_1 \cdot p_c}{p_c \cdot X \cdot 60} = \frac{Z_1 \cdot n_1}{15 \cdot X} \leq [i]$$

trong đó:  $X$  số mắt xích

$Z_1, n_1$ : số răng và số vòng quay của đĩa xích dẫn

$[i]$ : số lần va đập cho phép của xích trong một giây (bảng 4.8)

Bảng 4.7. Số lần va đập cho phép của xích  $[i]$  trong một giây

| Dạng xích    | Bước xích<br>$p_c$ ,<br>(mm) |        |       |      |       |      |       |       |
|--------------|------------------------------|--------|-------|------|-------|------|-------|-------|
|              | 12,7                         | 15,875 | 19,05 | 25,4 | 31,75 | 38,1 | 44,45 | 50,48 |
| Xích con lăn | 40                           | 30     | 25    | 20   | 16    | 14   | 12    | 10    |
| Xích răng    | 60                           | 50     | 40    | 25   | 20    |      |       |       |

Bước 11. Tính lực tác dụng lên trục theo công thức:

- Lực tác dụng lên trục:  $F_r = F_m \cdot F_t$

$F_m$ : hệ số trọng lượng xích

$F_m = 1,15$  khi xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng giữa đường nối tâm hai trục và phương nằm ngang nhỏ hơn  $40^\circ$

$F_m = 1$  khi góc nghiêng đường nối tâm hai trục từ  $40^\circ$  đến vị trí thẳng đứng.

- Xác định các kích thước bộ truyền:

| Thông số hình học    |             | Công thức                          |
|----------------------|-------------|------------------------------------|
| Đường kính vòng chia | Bánh dẫn    | $d_1 = \frac{p_c \times Z_1}{\pi}$ |
|                      | Bánh bị dẫn | $d_2 = \frac{p_c \times Z_2}{\pi}$ |

|                      |             |                                                |
|----------------------|-------------|------------------------------------------------|
| Đường kính vòng đỉnh | Bánh dẫn    | $d_{a1} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_1)]$ |
|                      | Bánh bị dẫn | $d_{a2} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_2)]$ |

Chú ý:

Ta có thể chọn bước xích theo công thức sau nếu biết trước  $[p_0]$

$$p_c \geq 2,82 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{Z_1 \cdot [p_0] \cdot K_X}} = 600 \times \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K}{Z_1 \cdot n_1 \cdot [p_0] \cdot K_X}}$$

hoặc công thức rút gọn:

$$p_c = 0,45 \times \sqrt[3]{T_1}$$

Câu 2.

Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất  $P_1=8kW$  có các thông số sau: số răng đĩa xích dẫn

$Z_1=21$  răng; tỉ số truyền  $u=4$ ; số vòng quay bánh dẫn  $n_1=350$  vòng/phút. Bộ truyền đặt nằm ngang;

làm việc có va đập mạnh; khoảng cách trục  $a=40.p_c$ ; bôi nhỏ giọt; khoảng cách trục bộ truyền xích

điều chỉnh được; làm việc hai ca; xích 2 dãy. Xác định:

- Hệ số K và chọn bước xích  $p_c$ ?
- Số mắt xích X để nối xích dễ dàng?
- Vận tốc, lực vòng và lực tác dụng lên ổ trục?

Bai Làm

Tóm Tắt

$$p_1 = 8kW$$

$$Z_1 = 21 \text{ răng}$$

$$u=4$$

$$n_1 = 350 \text{ vòng/phút}$$

$$a=40.p_c$$

a. Hệ số K và chọn bước xích  $p_c$ ?

b. Số mắt xích X để nối xích dễ dàng?

c. Vận tốc, lực vòng và lực tác dụng lên ổ trục?

a. Hệ số K và chọn bước xích  $p_c$

$$Ta\ có\ Z_2 = u. Z_1 = 4.21 = 84\ răng$$

Hệ Số K:

$$K=K_0.K_a.K_{dc}.K_b.K_r.K_{lv}$$

$$K_0 = 1 \text{ (Bộ truyền đặt nằm ngang)}$$

$$K_a = 1 \text{ (a=40.pc)}$$

$$K_{dc} = 1 \text{ (bộ truyền xích điều chỉnh được)}$$

$$K_b = 1 \text{ (bôi nhỏ giọt)}$$

$$K_r = 1,8 \text{ (va đập mạnh)}$$

$$K_{lv} = 1,12 \text{ (làm việc hai ca)}$$

$$K=1.1.1.1.1.8.1,12 = 2,016$$

Hệ Số  $K_z$

$$K_z = \frac{Z_{01}}{Z_1} = \frac{25}{21} = \frac{25}{21}$$

Hệ Số  $K_n$

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} \quad \text{mà } n_1 = 350 \text{ vòng/phút}$$

$$\rightarrow n_{01} = 200$$

$$K_n = \frac{200}{350} = \frac{4}{7}$$

Hệ Số  $K_x$

$$K_x = 1,7 \text{ (xích 2 dây)}$$

Công suất tính toán:

$$\begin{aligned}
 p_t &= \frac{K.K_n.K_z}{K_x} . p_1 \\
 &= \frac{2,016 \cdot \frac{4}{7} \cdot \frac{25}{21}}{1,7} . 8 \\
 &= 6,45 \text{ (KW)}
 \end{aligned}$$

## Chương 5: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

### 5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

#### 5.1.1. Định nghĩa

Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng.

Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

- Bánh răng dẫn 1, có đường kính  $d_1$  được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay  $n_1$  công suất truyền động  $P_1$  mô men xoắn trên trục  $T_1$
- Bánh răng bị dẫn 2, có đường kính  $d_2$ , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay  $n_2$ , công suất truyền động  $P_2$ , mô men xoắn trên trục  $T_2$ .

#### 5.1.2. Phân loại

Theo vị trí tương đối giữa các trục

- Truyền động bánh răng trụ, các trục song song với nhau
- Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau
- Truyền động bánh răng hypecbôlôit, các trục chéo nhau

Theo tính chất di động của đường tâm các trục

- Truyền động bánh răng thường, đường tâm trục của tất cả các bánh răng đều cố định.
- Truyền động bánh răng hành tinh, đường tâm trục của 1 hoặc nhiều bánh răng di

động trong mặt phẳng quay.

Theo phương của răng so với đường sinh

- Truyền động bánh răng thẳng (bánh trụ răng thẳng và bánh côn răng thẳng)
- Truyền động bánh răng nghiêng (bánh trụ răng nghiêng, bánh côn răng xoắn, răng cong)
- Truyền động bánh răng chữ V

Theo dạng ăn khớp

- Bộ truyền ăn khớp ngoài
- Bộ truyền ăn khớp trong

Theo dạng pôfin răng

- Truyền động bánh răng thân khai
- Truyền động bánh răng xyclôit: Biên dạng răng là đường cong xiclôit, sử dụng chủ yếu trong đồng hồ và dụng cụ đo.
- Truyền động bánh răng Nôvikôv: Biên dạng răng là cung tròn, Nôvikov tìm ra năm 1954 làm tăng khả năng tải của bộ truyền, sử dụng nhiều trong xe tăng

Truyền động bánh răng thân khai được dùng rộng rãi hơn cả, do răng được chế tạo bằng dụng cụ có cạnh thẳng, đảm bảo độ chính xác cao và không bị ảnh hưởng của sai số khoảng cách trục do đó không làm thay đổi qui luật chuyển động và tỉ số truyền.

Theo dạng thay đổi chuyển động

- Truyền động bánh răng-bánh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động quay
- Truyền động bánh răng-thanh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại

Theo kết cấu

- Bộ truyền hở không được bôi trơn hoặc bôi trơn định kỳ, làm việc với vận tốc thấp;
- Bộ truyền kín được bôi trơn đầy đủ, làm việc với vận tốc trung bình hoặc cao.

### 5.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

#### 1 Ưu điểm

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn;
- Tỉ số truyền không đổi;

- Hiệu suất cao, có thể đạt tới  $97 \div 99\%$ ;
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy trong phạm vi công suất, tốc độ và tỷ số truyền khá rộng.

## 2. Nhược điểm

- Chế tạo tương đối phức tạp.
- Đòi hỏi độ chính xác cao.
- Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn.
- Chịu va đập kém.

## 3. Phạm vi sử dụng

Bộ truyền bánh răng được sử dụng nhiều nhất so với các bộ truyền cơ khí khác. Nó được sử dụng trong hầu hết các loại máy. Truyền động bánh răng được ứng dụng rộng rãi trong lĩnh vực cơ khí: từ đồng hồ, khí cụ đến các máy hạng nặng v.v...

Bộ truyền bánh răng có thể:

- Truyền công suất rất nhỏ (0,1kW): dụng cụ đo
- Truyền công suất khá lớn (300 kW): các máy mỏ, máy xây dựng, máy làm đường
- Truyền công suất rất lớn (100.000 kW): bộ truyền dùng trong các nhà máy phát điện
- Vận tốc đạt được 140 m/s hoặc có thể cao hơn.
- Tỷ số truyền (của một cặp bánh răng) có thể từ 1 đến 10 hoặc có thể cao hơn.

## 5.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

### 5.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỷ số truyền:

$$u_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{z_2}{z_1}$$

$n_1$ : số vòng quay của bánh răng dẫn (vòng/phút);  $n_2$ : số vòng quay của bánh răng bị dẫn (vòng/phút).

$z_1$ : số răng của bánh răng dẫn;  $z_2$ : số răng của bánh răng bị dẫn

### 5.2.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường

Tỷ số truyền giữa hai trục quay 1 và n là tỷ số vận tốc góc của hai trục quay đó:

$$u_{1n} = \frac{w_1}{w_n} = \frac{n_1}{n_n}$$

### 5.2.3. Tỉ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh – visai

Công thức của hệ vi sai là

$$u_{13}^c = \frac{w_1 - w_c}{w_3 - w_c} = (-1)^2 \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2}$$

## 5.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

### 5.3.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

- Bước răng trên đường kính vòng chia  $t$ : ký hiệu  $t$  (mm), bằng bước của thanh răng.
- Mô đun  $m$ : Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là  $m$ , đơn vị đo là mm. Các bánh răng có cùng mô đun sẽ ăn khớp được với nhau. Giá trị của mô đun  $m$  được lấy theo dãy số tiêu chuẩn, để hạn chế số lượng dao gia công bánh răng sử dụng trong thực tế.

$m = t/\pi$  giá trị  $m$  được tiêu chuẩn hóa theo các dãy số sau:

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 chọn dãy 1

- Số răng bánh nhỏ  $Z_1$ : nên chọn  $Z_1 \geq 17$  để tránh cắt chân răng.
- Số răng bánh lớn  $Z_2$ : xác định từ tỉ số truyền
- Profil gốc  $\alpha_0$ :  $\alpha_0 = 14,5^\circ; 20^\circ, 25^\circ$  là thông số cơ bản của biên dạng răng.

Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng theo

Bảng 5.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

| Tên gọi                                                                                               | Ký hiệu | Công thức tính                                  |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|-------------------------------------------------|
| Mô đun                                                                                                | $m$     | Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77                    |
| Tỉ số truyền<br>(dấu –: ăn khớp ngoài; dấu +: ăn khớp trong)<br>Dùng để xác định chiều quay của trục) | $u(i)$  | $u = \pm \frac{z_1}{z_2} = \pm \frac{z_2}{z_1}$ |
| Đường kính vòng chia                                                                                  | $d$     | $d = m \cdot Z$                                 |
| Chiều cao đỉnh răng                                                                                   | $h_a$   | $h_a = m$                                       |

|                                                                                        |       |                                                          |
|----------------------------------------------------------------------------------------|-------|----------------------------------------------------------|
| Chiều cao chân răng                                                                    | $h_f$ | $h_f=1,25.m$                                             |
| Chiều cao răng                                                                         | $h$   | $h=h_a+h_f=2,25.m$                                       |
| Đường kính vòng đỉnh                                                                   | $d_a$ | $d_a=m.(Z + 2)$                                          |
| Đường kính vòng chân                                                                   | $d_f$ | $d_f=m.(Z - 2,5)$                                        |
| Bước răng                                                                              | $t$   | $t=\pi.m$                                                |
| Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong) | $a_w$ | $a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2}$ |

Ví dụ 1: Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng c môđun  $m=10\text{mm}$ , số răng  $Z_1=18$  và  $Z_2=47$ . Các bánh răng không dịch chỉnh. Tính các kích thước bộ truyền trong trường hợp các bánh răng ăn khớp trong và ngoài.

Bài giải:

1) Trường hợp ăn khớp ngoài

- Đường kính vòng chia bánh dẫn:  $d_1=m.Z_1=10.18=180\text{ mm}$
- Đường kính vòng đỉnh bánh dẫn:  $d_{a1}=m.(Z_1+2)=10.(18+2)=200\text{ mm}$
- Đường kính vòng đáy bánh dẫn:  $d_{f1}= m(Z_1-2,5)=10.(18- ,5)=155\text{ mm}$
- Đường kính vòng chia bánh bị dẫn:  $d_2=m.Z_2=10.47=470\text{ mm}$
- Đường kính vòng đỉnh bánh bị dẫn:  $d_{a2}=m.(Z_2+2)=10.(47+2)=490\text{ mm}$
- Đường kính vòng đáy bánh bị dẫn:  $d_{f2}=m.(Z_1-2,5)=10.(47-2,5)=445\text{ mm}$
- Khoảng cách trục:

$$a = \frac{m(z_2+z_1)}{2} = \frac{10.(47+18)}{2} = 325\text{mm}$$

2) Trường hợp ăn khớp trong

- Các thông số tương tự ăn khớp ngoài, ngoài trừ  $d_{a2}$ ,  $a_w$  và  $d_{f2}$ .
- Đường kính vòng đỉnh bánh bị dẫn:  $d_{e2}=m.(Z_1-2)=10.(47-2)=450\text{ mm}$

- Khoảng cách trục:

$$a_w = \frac{m(z_2 - z_1)}{2} = \frac{10 \cdot (47 - 18)}{2} = 145 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đáy bánh bị dẫn:

$$d_{f2} = 2 \cdot a_w d_{a1} + 0,5m = 2 \cdot 145 + 200 + 0,5 \cdot 10 = 495 \text{ mm}$$

### 5.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có một bộ thông số tương tự như bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, được tính trên mặt đầu của bánh răng (mặt phẳng vuông góc với trục bánh răng). Một số thông số được xác định trên mặt phẳng pháp tuyến n-n, vuông góc với phương của răng.

Bảng 5.2. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng

| Tên gọi              | Ký hiệu | Công thức tính                          |
|----------------------|---------|-----------------------------------------|
| Mô đun               | m       | Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77            |
| Tỉ số truyền         | u (i)   | $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ |
| Đường kính vòng chia | d       | $d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$          |
| Chiều cao đỉnh răng  | $h_a$   | $h_a = m_n$                             |
| Chiều cao chân răng  | $h_f$   | $h_f = 1,25 \cdot m_n$                  |
| Chiều cao răng       | h       | $h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m$          |
| Đường kính vòng đỉnh | $d_a$   | $d_a = d + 2m_n$                        |

|                                                                                        |       |                                                                          |
|----------------------------------------------------------------------------------------|-------|--------------------------------------------------------------------------|
| Đường kính vòng chân                                                                   | $d_f$ | $d_f = d_1 - 2,5.m_n$                                                    |
| Bước răng                                                                              | $t$   | $t = \pi.m$                                                              |
| Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong) | $a_w$ | $a_w = \frac{m_n(z_2+z_1)}{2} = a_w = \frac{m_n(z_2+z_1)}{2 \cos \beta}$ |

Ví dụ 2: Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có khoảng cách trục  $a_w=710$  mm, số răng  $Z_1=24$  và  $Z_2=151$ . Các bánh răng không dịch chỉnh. Chọn góc nghiêng răng  $\beta$ , môđun pháp  $m_n$ .

Bài giải:

Giữa khoảng cách trục  $a_w$ , góc nghiêng răng  $\beta$  và môđun pháp  $m_n$  có sự liên hệ sau

$$a_w = \frac{m_n(z_2+z_1)}{2 \cos \beta}$$

Từ đây ta suy ra:

$$\cos \beta = \frac{m_n(z_2+z_1)}{2a_w} = \frac{m_n.(151+24)}{2.710}$$

Mặt khác đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng ta có  $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

do đó:  $\cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$

cho nên:

$$\cos 8^\circ \geq \frac{m_n.(151+24)}{2.710} \geq \cos 20^\circ$$

$$\rightarrow \frac{2.710.\cos 8^\circ}{151+24} \geq m_n \geq \frac{2.710.\cos 20^\circ}{151+24}$$

$$\Rightarrow 8,04 \geq m_n \geq 7,62$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn  $m_n=8$  mm

Theo giá trị  $m_n=8$  mm ta tính được  $\beta=9,62^\circ$

Ví dụ 3: Xác định các thông số hình học của cặp bánh răng trụ răng nghiêng, biết rằng

$z_1=24$ , số vòng quay  $n_1=1200$  vòng/phút,  $n_2=480$  vòng/phút, khoảng cách trục  $a_w=250$  mm, môđun pháp  $m_n=5,5$  mm.

Bài giải:

1) Xác định tỉ số truyền:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1200}{480} = 2,5$$

2) Số răng bánh dẫn:  $z_2 = uz_1 = 24 \cdot 2,5 = 60$  răng

3) Xác định góc nghiêng răng:

$$\cos \beta = \frac{m_n(z_2 + z_1)}{2a_w} = \frac{5,5 \cdot (60 + 24)}{2 \cdot 250} = 0,924$$

Suy ra:  $\beta = 22,48^\circ$

4) Xác định các đường kính vòng chia:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{5,5 \cdot 24}{0,924} = 142,86 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{5,5 \cdot 60}{0,924} = 142,86 \text{ mm}$$

5) Đường kính vòng đỉnh:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 142,86 + 2 \cdot 5,5 = 143,86 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 142,86 + 2 \cdot 5,5 = 143,86 \text{ mm}$$

5.3.3. Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng

Các thông số hình học chủ yếu

Tỷ số truyền:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{\tan \varphi_1} = \tan \varphi_2$$

Các thông số hình học của bánh răng côn được xét ở hai tiết diện: tiết diện đáy lớn và tiết diện trung bình.

\* Các thông số hình học ở đáy lớn:

Môđun ở đáy lớn:  $m_s$ .

- Chiều dài đường sinh mặt nón lắn:  $L = 0,5 \cdot m_s \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$

- Chiều dài răng:  $b = (0,3 \div 0,33)L$

- Đường kính vòng lắn (vòng chia):  $d_1 = m_s \cdot z_1$ ;  $d_2 = m_s \cdot z_2$

Đường kính vòng đỉnh  $d_{e1} = m_s \cdot (z_1 + 2 \cos \varphi_1)$ ;  $d_{e2} = m_s \cdot (z_2 + 2 \cos \varphi_2)$

- Đường kính vòng chân:  $d_{f1} = m_s \cdot (z_1 - 2,4 \cos \varphi_1)$ ;  $d_{f2} = m_s \cdot (z_2 - 2,4 \cos \varphi_2)$

- Chiều cao răng:  $h = 2,2 \cdot m_s$

Các thông số ở tiết diện trung bình:

- Môđun trung bình  $m_{tb}$

- Đường kính trung bình:  $d_{tb1} = m_{tb} \cdot Z1 = 2(L - 0,5b) \sin \varphi_1$

$d_{tb2} = m_{tb} \cdot Z2 = 2(L - 0,5b) \sin \varphi_2$

Lưu ý: do kích thước độ lớn của răng tỷ lệ với khoảng cách đến đỉnh các mặt nón nên ta có tỉ lệ:

$$\frac{m_{tb}}{m_s} = \frac{L - 0,5b}{L}$$

## 5. 4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

### 5.4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng

#### 1. Lực pháp tuyến $F_n$ :

- Giá trị:  $F_n \frac{F_t}{\cos \alpha}$

Với  $\alpha$  gọi là góc ăn khớp, bánh răng tiêu chuẩn thông thường  $\alpha = 20^\circ$

#### 2. Lực vòng $F_t$

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng

- Độ lớn:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{m \cdot z_1}$$

#### 3. Lực hướng tâm $F_{r1}$

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều hướng vào tâm bánh răng

- Giá trị:  $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha$

### 5.4.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng

#### 1. Lực pháp tuyến $F_n$ : nằm trong mặt phẳng pháp tuyến và phân tích thành 3 thành

phần  $F_t, F_r, F_a$ .

- Giá trị:  $F_n = \frac{F_t}{\cos\beta}$

2. Lực vòng  $F_{t1}$

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng

- Độ lớn:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1 \cos\beta}{m_n z_1}$$

3. Lực hướng tâm  $F_{r1}$

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều hướng vào tâm bánh răng

$$\text{Giá trị: } F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \tan\beta}{\cos\beta}$$

4. Lực hướng tâm  $F_{a1}$

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều hướng vào mặt răng làm việc

$$\text{- Giá trị: } F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \tan\beta$$

5.4.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng

1. Lực vòng:

$F_{t1}$  tác dụng lên trục dẫn I, lực  $F_{t2}$  tác dụng lên trục II.

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương của  $F_{t1}$  và  $F_{t2}$  trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của

$F_{t1}$  ngược với chiều quay  $n_1$ , chiều của  $F_{t1}$  cùng với chiều quay  $n_2$ .

$$\text{- Giá trị } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{tb1}} = \frac{2T_2}{d_{tb2}}$$

2. Lực hướng tâm

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương chiều:  $F_{r1}$  tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I.

Lực hướng tâm  $F_{r2}$  vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

- Giá trị:  $F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$        $F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2$

### 3. Lực dọc trục

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương chiều:  $F_{a1}$  tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục  $F_{a2}$  song song với trục II. Chiều của lực  $F_{a1}$  hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của  $F_{a2}$  luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.

- Giá trị:  $F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{a2}$        $F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$ .

Ví dụ 3: Các bánh răng của hệ thống truyền

động như hình 5.21 (truyền từ I-IV). Cho trước

$T_1 = 100000 \text{ Nmm}$ , môđun cặp bánh răng côn mS;

môđun cặp bánh răng trụ răng nghiêng mn và

môđun cặp bánh răng trụ răng thẳng m có giá trị

bằng nhau và bằng 4 mm, số răng  $Z_1 = 20$ ,  $Z_2 = 40$ ,

$Z_3 = 20$ ,  $Z_4 = 60$ ,  $Z_5 = 28$ ,  $Z_6 = 56$ . Xác định:

a) Góc  $\beta$  để trục II và IV đồng tâm.

b) Phân tích lực tác dụng lên các cặp bánh răng.

c) Giá trị các lực tác dụng.

**BÀI GIẢI:**

a) Để các trục II và trục IV đồng tâm thì  $a_{34} = a_{56}$

Mặt khác:

$$a_{34} = \frac{m_n \cdot (z_4 + z_3)}{2 \cos \beta}$$

$$a_{56} = \frac{m \cdot (z_6 + z_5)}{2}$$

Cho nên:

$$\frac{m_n \cdot (z_4 + z_3)}{2 \cos \beta} = \frac{m \cdot (z_6 + z_5)}{2}$$

$$\rightarrow \beta = \frac{m_n \cdot (z_4 + z_3)}{m \cdot (z_6 + z_5)} = \arccos \frac{80}{84} = 17,75^\circ$$

c) Lực tác dụng bánh răng 1 và 2 :

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot T_1}{m_n z_1}$$

trong đó:  $m_n = m_e(1 - 0,5 \cdot \psi_{be}) = 4(0,5 \cdot 0,285) = 3,43 \text{ mm}$  do đó :

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 100000}{3,43 \cdot 20} = 2915 \text{ N}$$

Trong đó:

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u_1} = 2915 \cdot \tg 20^\circ \cdot \cos 26,57^\circ = 948,9 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tg \alpha \cdot \sin \delta_1 = 2915 \cdot \tg 20^\circ \sin 26,57^\circ = 474,6 \text{ N}$$

Giá trị lực tác dụng bánh răng côn 2:  $F_{t2} = F_{t1} = 2615 \text{ N}$ :

$$F_{r2} = F_{A1} = 4746 \text{ N}; F_{a2} = F_{r1} = 948,9 \text{ N}$$

-Lực tác dụng lên bánh răng 3 và 4

Mômen xoắn tác dụng lên trục 2:  $T_2 = T_1 \cdot u_1 = 100000 \cdot 2 = 200000 \text{ Nm}$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3} = \frac{2 \cdot \cos \beta \cdot T_2}{m_n \cdot z_3} = \frac{2 \cdot \cos 17,75^\circ \cdot 200000}{4 \cdot 20} = 4762 \text{ N}$$

$$F_{r3} = \frac{F_{t3} \cdot \tg \alpha}{\cos \beta} = \frac{4792 \cdot \tg 20^\circ}{\cos 17,75^\circ} = 1819,9$$

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \tg \beta = 4762 \cdot \tg 17,75^\circ = 1524,3 \text{ N}$$

- Lực tác dụng lên bánh răng 4

$$F_{t4} = F_{t3} = 4761 \text{ N}$$

$$Fa_4 = Fa_3 \cdot u_2 = 1524,3N$$

$$T_3 = T_2 u_2 600000N$$

- Lực tác dụng lên bánh răng 5 và 6 :

$$F_{t5} = \frac{2.T_3}{d_5} = \frac{2.T_3}{m.z_5} = \frac{2.600000}{4.28} = 10714,3$$

$$F_{t5} = F_{t5} \cdot tga = 10714,3 \cdot tg20 = 3900N$$

- Lực tác dụng lên bánh răng 6 :

$$F_{t6} = F_{t5} = 10714,3N ; F_{t6} = F_{t5} = 3900N$$

Câu 3.

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn có khoảng cách trục  $a_w = 480\text{mm}$ , góc ăn khớp  $\alpha = 20^\circ$ , mô đun pháp tuyến  $m_n = 6\text{mm}$ , tỉ số truyền  $u = 5$ ; các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định: số răng  $Z_1, Z_2$  và góc nghiêng răng  $\beta$  ?

Bài Làm\

Tóm Tắt

$$a_w = 480\text{mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$m_n = 6\text{mm}$$

$$Z_1, Z_2$$

Ta có  $Z_2 = u \cdot Z_1$

Khoảng cách trục

$$a_w = \frac{m_n(Z_2 + Z_1)}{2 \cos \beta} \geq \frac{m_n(u \cdot Z_1 + Z_1)}{2 \cdot a_w} \quad (1)$$

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

$$\rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ \quad (2)$$

Thay (1) và (2) ta có

$$\cos 8^\circ \geq \frac{m_n(u Z_1 + Z_1)}{2 \cdot a_w} \geq \cos 20^\circ$$

$$\cos 8^\circ \geq \frac{6(5Z_1 + Z_1)}{2 \cdot 480} \geq \cos 20^\circ$$

$$\frac{2.480 \cdot \cos 8^\circ}{6} \geq 6Z_1 \geq \frac{2.480 \cdot \cos 20^\circ}{6}$$

$$\rightarrow 158,44 \geq 6Z_1 \geq 150,35$$

$$\rightarrow 26,41 \geq Z_1 \geq 25,06$$

$$\rightarrow \text{Chọn } Z_1 = 25 \text{ răng}$$

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 5 \cdot 25 = 125 \text{ răng}$$

Góc nghiêng răng  $\beta$

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

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

$$\rightarrow \cos \beta = \frac{6(25 + 125)}{2 \cdot 480} = 0,94$$

$$\rightarrow \beta = 19,9^\circ$$

## ĐỀ 11

### Câu 1.

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất  $P_1=10\text{kW}$ ; số vòng quay bánh dẫn  $n_1=980\text{vòng/phút}$ ; tỷ số truyền  $u=3$ ; đường kính bánh dẫn  $d_1=200\text{mm}$ , lực căng ban đầu  $F_0 = 800\text{N}$  và khoảng cách trục  $a=1400\text{mm}$ . Bỏ qua hiện tượng trượt tròn và lực căng phụ  $F_v$ . Hãy xác định:

- Góc ôm đai  $\alpha_1$  và chiều dài dây thực tế đai  $L$ ?
- Vận tốc  $v_1$ ; lực vòng  $F_t$ ; lực trên nhánh căng  $F_1$ ; lực trên nhánh chùng  $F_2$  và lực tác dụng lên trục  $F_r$
- Hệ số ma sát  $f$  tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt tròn

### Câu 2.

Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất  $P_1=8\text{kW}$  có các thông số sau: số răng đĩa xích dẫn  $Z_1=21$  răng; tỉ số truyền  $u=4$ ; số vòng quay bánh dẫn  $n_1=350$  vòng/phút. Bộ truyền đặt nằm ngang;

làm việc có va đập mạnh; khoảng cách trục  $a=40\text{pc}$ ; bôi nhỏ giọt; khoảng cách trục bộ truyền xích

điều chỉnh được; làm việc hai ca; xích 2 dãy. Xác định:

- Hệ số  $K$  và chọn bước xích  $p_c$  ?
- Số mắt xích  $X$  để nối xích dễ dàng?
- Vận tốc, lực vòng và lực tác dụng lên ổ trục?

### Câu 3.

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn có khoảng cách trục  $a_w=480\text{mm}$ , góc ăn

khớp  $\alpha=20^\circ$ , mô đun pháp tuyến  $m_n=6\text{mm}$ , tỉ số truyền  $u=5$ ; các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh

răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định: số răng  $Z_1, Z_2$  và góc nghiêng răng  $\beta$  ?

Câu 4.

Phân tích lực tác dụng và tính giá trị các

lực tác dụng lên các cặp bánh răng ăn khớp theo

sơ đồ bên. Cho biết  $T_1=90000\text{Nmm}$ ,  $Z_1=25$ ,

$Z_2=50$ ,  $Z_3=20$ ,  $Z_4=40$ . Mô đun  $m_n=m=3\text{ mm}$ .

Góc nghiêng răng là  $15^\circ$ , góc ăn khớp  $20^\circ$

(lưu ý: vẽ hình phân tích lực rồi mới tính độ

lớn)

Câu 1.

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất  $P_1=10\text{kW}$ ; số vòng quay bánh dẫn  $n_1=980\text{vòng/phút}$ ; tỷ số truyền  $u=3$ ; đường kính bánh dẫn  $d_1=200\text{mm}$ , lực căng ban đầu  $F_0 = 800\text{N}$  và khoảng cách trục  $a=1400\text{mm}$ . Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ  $F_v$ . Hãy xác định:

- Góc ôm đai  $\alpha_1$  và chiều dài dây thực tế đai  $L$ ?
- Vận tốc  $v_1$ ; lực vòng  $F_t$ ; lực trên nhánh căng  $F_1$ ; lực trên nhánh chùng  $F_2$  và lực tác dụng lên trục  $F_r$  (1,25đ).
- Hệ số ma sát  $f$  tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,75đ).

### Bài Làm

Tóm Tắt

$$p_1 = 10\text{kW}$$

$$n_1 = 980 \text{ vòng/phút}$$

$$U=3$$

$$d_1 = 200 \text{ mm}$$

$$F_0 = 800\text{N}$$

$$a=1400\text{mm}$$

- Góc ôm đai  $\alpha_1$  và chiều dài dây thực tế đai  $L$ ?
- Vận tốc  $v_1$ ; lực vòng  $F_t$ ; lực trên nhánh căng  $F_1$ ; lực trên nhánh chùng  $F_2$  và lực tác dụng lên trục  $F_r$
- Hệ số ma sát  $f$  tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn

a) Góc ôm đai  $a_1$  và chiều dài dây thực tế đai L?

$$V = \frac{d_2}{d_1} \rightarrow 3 = \frac{d_2}{200} \rightarrow d_2 = 600 \text{ mm}$$

$$a_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{600 - 200}{1400} = 163,71^\circ \approx 2,86 \text{ (rad)}$$

$$\begin{aligned} l_{tt} &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \\ &= 2 \cdot 1400 + \frac{\pi}{2}(600 + 200) + \frac{(600 - 200)^2}{4 \cdot 1400} \\ &= 4085,20 \text{ mm} \end{aligned}$$

Chiều dài thực tế L

$$\begin{aligned} \text{Đai dệt } L &= L_{tt} + (100 \rightarrow 400) \\ &= 4085,20 + (100 \rightarrow 400) \\ &\rightarrow L = 4300 \text{ mm} \end{aligned}$$

b. Vận tốc  $v_1$ ; lực vòng  $F_t$ ; lực trên nhánh căng  $F_1$ ; lực trên nhánh chùng  $F_2$  và lực tác dụng lên trục  $F_r$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 980}{60000} \rightarrow v_1 = 10,26 \text{ (m/s)}$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot p}{v} = \frac{1000 \cdot 10}{10,26} = 974,41 \text{ (N)}$$

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + 0,5 \frac{F_T}{2} \\ &= 800 + 0,5 \frac{974,41}{2} \\ &= 1043,6 \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_2 &= F_0 - 0,5 \frac{F_T}{2} \\ &= 800 - 0,5 \frac{974,41}{2} \\ &= 556,4 \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{a_1}{2}\right)$$

$$= 2.800.\sin\left(\frac{163,71}{2}\right)$$

$$= 1583,86(\text{N})$$

c. Hệ số ma sát  $f$  tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt tron

Câu 2.

Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất  $P_1=8\text{kW}$  có các thông số sau: số răng đĩa xích dẫn  $Z_1=21$  răng; tỉ số truyền  $u=4$ ; số vòng quay bánh dẫn  $n_1=350$  vòng/phút. Bộ truyền đặt nằm ngang;

làm việc có va đập mạnh; khoảng cách trục  $a=40.p_c$ ; bôi nhỏ giọt; khoảng cách trục bộ truyền xích

điều chỉnh được; làm việc hai ca; xích 2 dãy. Xác định:

- Hệ số K và chọn bước xích  $p_c$ ? (1,5 điểm)
- Số mắt xích X để nối xích dễ dàng? (0,75 điểm)
- Vận tốc, lực vòng và lực tác dụng lên ổ trục? (0,75 điểm)

### Bai Làm

Tóm Tắt

$$p_1 = 8kW$$

$$Z_1 = 21 \text{ răng}$$

$$u=4$$

$$n_1 = 350 \text{ vòng/phút}$$

$$a=40.p_c$$

- Hệ số K và chọn bước xích  $p_c$ ?
- Số mắt xích X để nối xích dễ dàng?
- Vận tốc, lực vòng và lực tác dụng lên ổ trục?

a. Hệ số K và chọn bước xích  $p_c$

$$Ta \text{ có } Z_2 = u \cdot Z_1 = 4 \cdot 21 = 84 \text{ răng}$$

Hệ Số K:

$$K = K_0 \cdot K_a \cdot K_{dc} \cdot K_b \cdot K_r \cdot K_{lv}$$

$$K_0 = 1 \text{ (Bộ truyền đặt nằm ngang)}$$

$$K_a = 1 \text{ (} a=40, \text{pc)}$$

$$K_{dc} = 1 \text{ (bộ truyền xích điều chỉnh được)}$$

$$K_b = 1 \text{ (bôi nhỏ giọt)}$$

$$K_r = 1,8 \text{ (va đập mạnh)}$$

$$K_{lv} = 1,12 \text{ (làm việc hai ca)}$$

$$K = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,8 \cdot 1,12 = 2,016$$

Hệ Số  $K_z$

$$K_z = \frac{Z_{01}}{Z_1} = \frac{25}{21} = \frac{25}{21}$$

Hệ Số  $K_n$

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} \quad \text{mà } n_1 = 350 \text{ vòng/phút}$$

$$\rightarrow n_{01} = 200$$

$$K_n = \frac{200}{350} = \frac{4}{7}$$

Hệ Số  $K_x$

$$K_x = 1,7 \text{ (xích 2 dây)}$$

Công suất tính toán:

$$p_t = \frac{K \cdot K_n \cdot K_z}{K_x} \cdot p_1$$

$$= \frac{2,016 \cdot \frac{4}{7} \cdot \frac{25}{21}}{1,7} \cdot 8$$

$$= 6,45 \text{ (KW)}$$

Từ bảng 4,3  $\rightarrow [P] = 11,0 \text{ KW} \rightarrow p_c = 25,4 \text{ (mm)}$

b. Số mắt xích X

Ta có  $a=40$ .  $p_c \rightarrow a=1016$

$$X = \frac{2 \cdot a}{p_c} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c}{a}$$
$$= \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{84 + 21}{2} + \left( \frac{84 - 21}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1016}$$
$$= 136,51$$

Chọn  $X=136$  mắt xích

-Khoảng cách trục:

$$a = 0,25 \cdot p_c \cdot \left[ X - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left( X - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi} \right)^2} \right]$$
$$= 0,25 \cdot 25,4 \cdot \left[ 136 - \frac{84 + 21}{2} + \sqrt{\left( 136 - \frac{84 + 21}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{84 - 21}{2 \times \pi} \right)^2} \right]$$
$$= 1028,9 \text{ (mm)}$$

Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường, ta giảm khoảng cách trục  $a$  một khoảng  $\Delta a = (0,002 \div 0,004) \cdot a = ((0,002 \div 0,004) \cdot 1028,9 = (2,06 \div 4,12) \text{ mm})$

c. Vận tốc, lực vòng và lực tác dụng lên ổ trục

Vận tốc

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$$
$$= \frac{p_c \cdot z_1 \cdot n_1}{60000}$$
$$= \frac{25,4 \cdot 21 \cdot 350}{60000}$$
$$= 3,11 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng

$$F_t = \frac{1000 \cdot p_1}{v}$$

$$= \frac{1000 \cdot 8}{3,11} = 2572,3 \text{ (N)}$$

$$F_R = K_m \cdot F_t$$

$$= 1,15 \cdot 2572,3$$

$$= 2958,1 \text{ (N)}$$

Câu 3.

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn có khoảng cách trục  $a_w = 480\text{mm}$ , góc ăn khớp  $\alpha = 20^\circ$ , mô đun pháp tuyến  $m_n = 6\text{mm}$ , tỉ số truyền  $u = 5$ ; các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định: số răng  $Z_1, Z_2$  và góc nghiêng răng  $\beta$  ?

Bài Làm\

Tóm Tắt

$$a_w = 480\text{mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$m_n = 6\text{mm}$$

$$Z_1, Z_2$$

$$\text{Ta có } Z_0 = u \cdot Z_1$$

Khoảng cách trục

$$a_w = \frac{m_n(Z_2 + Z_1)}{2 \cos \beta} \geq \cos \beta \geq \frac{m_n(u \cdot Z_1 + Z_1)}{2 \cdot a_w} \quad (1)$$

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

$$\rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ \quad (2)$$

Thay (1) và (2) ta có

$$\cos 8^{\circ} \geq \frac{m_n(uZ_1 + Z_1)}{2..a_w} \geq \cos 20^{\circ}$$

$$\cos 8^{\circ} \geq \frac{6(5Z_1 + Z_1)}{2..a_w} \geq \cos 20^{\circ}$$

$$\frac{2.480.\cos 8^{\circ}}{6} \geq 6Z_1 \geq \frac{2.480.\cos 20^{\circ}}{6}$$

$$\rightarrow 158,44 \geq 6Z_1 \geq 150,35$$

$$\rightarrow 26,41 \geq Z_1 \geq 25,06$$

$$\rightarrow \text{Chọn } Z_1 = 25 \text{ răng}$$

$$Z_2 = u.Z_1 = 5.25 = 125 \text{ răng}$$

Góc nghiêng răng  $\beta$

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

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

$$\rightarrow \cos \beta = \frac{6(25 + 125)}{2.480} = 0,94$$

$$\rightarrow \beta = 19,9^{\circ}$$