

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: 31

HVTH: ĐẶNG PHƯỚC MINH ĐỨC

Ngành học: Công nghệ kỹ thuật cơ khí

Lớp học: 20C1-CTM1

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

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: 31

Ngành học: Công nghệ kỹ thuật cơ khí

Lớp học: 20C1-CTM1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Môn học giúp em hiểu được nguyên lý chi tiết máy là môn học cơ sở quan trọng, cung cấp cho người học những kiến thức cơ bản nhất để giải các bài toán liên quan đến các cấu tạo của chi tiết máy, nguyên lý hoạt động của bộ máy, tính toán lực và kết cấu lực tác dụng lên các chi tiết máy. Thông qua quá trình làm tiểu luận này, sẽ giúp em củng cố kiến thức đã học và ứng dụng vào thực tế trong công việc chuyên môn sau khi ra trường.

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

SINH VIÊN THỰC HIỆN

ĐẶNG PHƯỚC MINH ĐỨC

MỤC LỤC

Trang

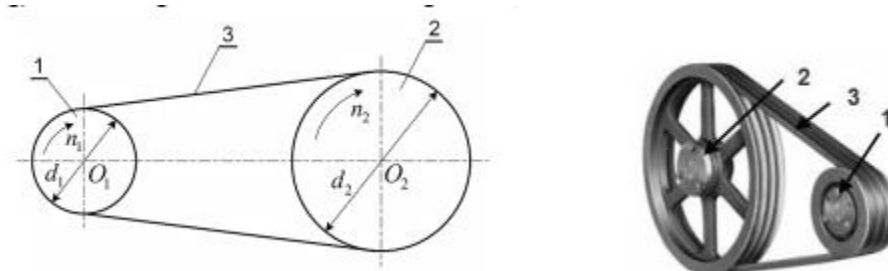
Chương 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	4
Chương 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	9
Chương 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	15
.....	
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	22

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.1 KHÁI NIỆM CHUNG

1.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai

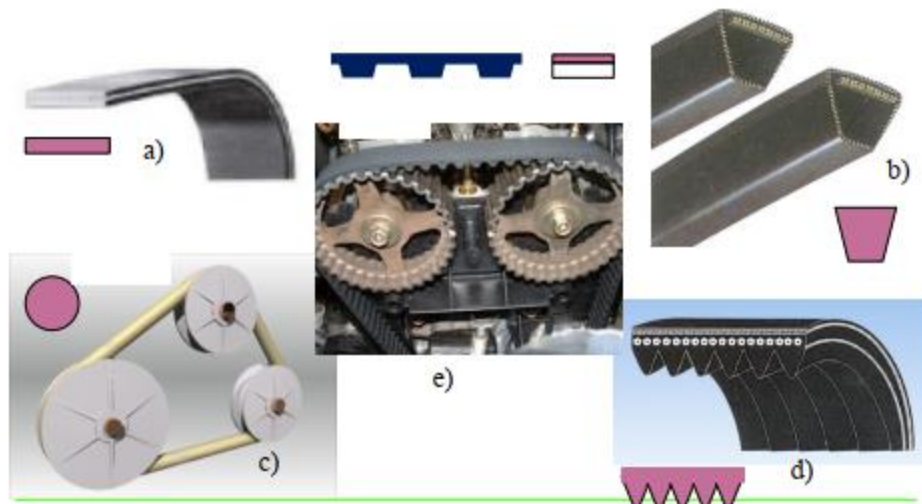
Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp, truyền chuyển động và công năng (tải trọng) nhờ ma sát giữa đai với các bánh đai giữa 2 trục khá xa nhau.



Hình 1.1 Bộ truyền động đai

Bộ truyền động đai thường có hai bánh đai (như hình 1.1) gồm: bánh dẫn 1, bánh bị dẫn 2 và một đai 3 mắc căng trên hai bánh đai nhờ bộ phận căng đai. Nhờ có ma sát giữa đai và bánh đai, bánh dẫn quay sẽ truyền chuyển động và công năng sang bánh bị dẫn.

1.1.2. Phân loại bộ truyền động đai

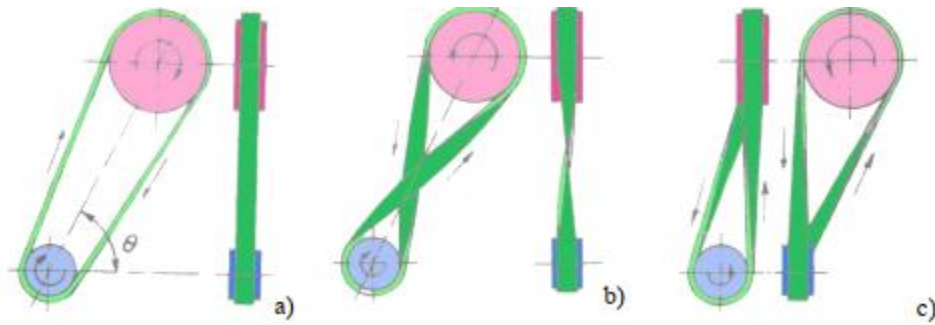


hình 1.2 các loại đai

- * 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 (hình 1.2a).
- + Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$ (hình 1.2b).
- + Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai (hình 1.2d).
- + Đai tròn có tiết diện là hình tròn (hình 1.2c).
- + Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai (hình 1.2e).

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 1.3a), truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều (hình 1.3b), truyền động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau (góc giữa hai trục thường là 90° , hình 1.3c).



hình 1.3 truyền động đai theo vị trí

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

1.1.3. 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 ($> 15m$).
- 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).
 - Tỉ 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

1.1.4. Công thức tính toán

1. Góc ôm đai

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} = \pi - \frac{d_1 \cdot (u - 1)}{a} (rad) \text{ hay } \alpha_1 = 180^\circ - 57. \frac{d_2 - d_1}{a} (\text{độ})$$

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

2. Lực căng dây

- trên nhánh dẫn F_1

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = F_1 \cdot e^{fa} = \frac{F_t \cdot e^{fa}}{e^{fa} - 1} (N)$$

- trên nhánh bị dẫn F_2

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = \frac{F_t}{e^{fa} - 1} (N)$$

3. Lực căng ban đầu

$$F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{F_t e^{fa} + 1}{2 e^{fa} - 1} (N)$$

4. Lực vòng

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{1000 \cdot P}{v} (N)$$

5. Điều kiện tự hãm

$$F_t \geq \frac{F_t e^{fa} + 1}{d e^{fa} - 1} \Rightarrow f \geq \frac{1}{\alpha} \ln \frac{2F_0 + F_t}{2F_0 - F_t} = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{1 + \varphi}{1 - \varphi} (N)$$

6. Vận tốc

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} (m/s)$$

7. Chiều dài đai

- Chiều dài tính toán

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

- **Chiều dài cần thiết**

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

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

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:

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

Hoặc

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

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

1.2 BÀI TẬP ÁP DỤNG

Cho bộ truyền đai dẹt truyền động giữa 2 trục song song cùng chiều có công suất $P_1 = 8 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 980$ vòng/phút; đường kính bánh dẫn $d_1 = 240 \text{ mm}$; đường kính bánh bị dẫn $d_2 = 600 \text{ mm}$; lực căng ban đầu $F_0 = 800 \text{ N}$ và khoảng cách trục $a = 2000 \text{ mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

- Góc ôm đai, chiều dài tính toán L_{tt} và chiều dài cần thiết L của dây đai có tính đến nối đai.
- Hệ số ma sát tối thiểu giữa dây đai và bánh đai để không xảy ra hiện tượng trượt trơn

bài giải

a. Góc ôm đai α

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} = \pi - \frac{600 - 240}{2000} = 2,96 \text{ (rad)}$$

Chiều dài tính toán

$$L_{tt} \approx 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 \cdot d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 2000 + \frac{\pi \cdot (600 \cdot 240)}{2} + \frac{(600 - 240)^2}{4 \cdot 2000} = 2335,7 \text{ (mm)}$$

Chiều dài cần thiết để nối đai ta thêm một khoảng

$$L = L_{tt} + (100 \rightarrow 400) = 2335,7 + (100 \rightarrow 400) = 2400 \text{ (mm)}$$

b. Hệ số ma sát

Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ $\rightarrow F_v = 0$

Để không xảy ra hiện tượng trượt trơn

$$F_t \geq \frac{F_t e^{fa} + 1}{d e^{fa} - 1} (1)$$

Trong đó vận tốc bánh đai

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 240 \cdot 2000}{60 \cdot 1000} = 25,13 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng có ích

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 8}{25,13} = 318,3 \text{ (N)}$$

$$(1) \Rightarrow f = \frac{1}{3} \ln \left(\frac{2F_t}{2F_0 - F_t} + 1 \right) = \frac{1}{3} \ln \left(\frac{2 \cdot 318,3}{2 \cdot 800 - 318,3} + 1 \right) = 0,134 \text{ (N)}$$

Vậy $f=0,134$ là tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt tron

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. Khái niệm chung

2.1.1 Nguyên lý hoạt động

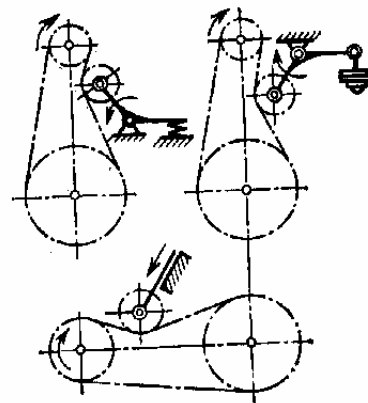
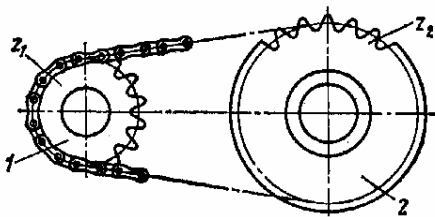
Làm việc theo nguyên lý ăn khớp. Tải trọng được truyền đi nhờ vào ăn khớp của các mắt xích với các răng đĩa xích.

Truyền chuyển động và moment xoắn giữa 2 trục khá xa nhau.

1. Cấu tạo

Gồm 2 đĩa xích: đĩa xích dẫn, đĩa xích bị dẫn và dây xích.

Ngoài ra bộ truyền còn có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn và che chắn.



2.1.2. phân loại

- ❖ Theo số dây xích: xích 1 dây và xích nhiều dây
- ❖ Theo công dụng: xích tải, xích truyền động và xích kéo
- ❖ Theo cấu tạo: xích con lăn, xích ống, xích ống định hình và xích răng

2.1.3. nhược điểm và phạm vi sử dụng

❖ Ưu điểm

Không có hiện tượng trượt.

Lực tác dụng lên trục và ổ bé do không cần căng xích

Có thể truyền công suất và chuyển động cho nhiều trục đồng thời.

Kích thước bộ truyền nhỏ gọn (so với bộ truyền đai có cùng công suất và số vòng quay)

❖ Nhược điểm

Do có va đập nên gây ồn vì vậy bộ truyền xích không phù hợp với vận tốc thấp.

Tỉ số truyền tức thời không ổn định.

Vận tốc tức thời của xích và bánh bị dẫn thay đổi.

Phải bôi trơn thường xuyên

Phải có bộ phận điều chỉnh xích

Chế tạo, lắp ráp, bảo dưỡng phức tạp

❖ Phạm vi sử dụng

Truyền chuyển động và công suất giữa các trục khá xa ($< 8m$)

Thường dùng cho vận tốc thấp và trung bình ($v < 15m/s$ và số vòng quay $n < 500$ vòng/phút).

Thường lắp bộ truyền xích ở đầu ra của hộp giảm tốc.

Tỉ số truyền: $u < 8$

Công suất truyền dẫn: $P < 100kW$.

Hiệu suất của bộ truyền: $0,95 - 0,97$

- Trong thực tế xích ống con lăn được sử dụng rộng rãi nhất

2.1.4. Công thức tính toán

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 $12, 7 \div 50,8$ mm, có thể chọn theo bảng 4.3

2. đường kính vòng chia đĩa xích:

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

3. số răng đĩa dẫn Z_1 : tra bảng 4.2

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

Trong đó Z là số nguyên

4. Mất xích

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

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

Số mắt xích: X chọn số chẵn để nối xích dễ dàng

5. Khoảng cách trục chính xác

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

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

- Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường, ta giảm khoảng cách trục a một khoảng $\Delta a = (0,002 \div 0,004)a$.

$$a_{cx} = a - \Delta a$$

6. Vận tốc

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{n \cdot Z \cdot p_c}{60 \cdot 1000} \text{ (m/s)}$$

Trong đó

n : số vòng quay của đĩa xích, [vòng/phút]

Z : số răng của đĩa xích

p_c : bước xích, [mm]

7. Tỷ số truyền

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

Trong đó

n_1, n_2 : số vòng quay của đĩa xích dẫn và bị dẫn, (vòng/phút)

Z_1, Z_2 : số răng của đĩa xích dẫn và bị dẫn

8. Lực vòng

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

9. Lực tác dụng lên ổ và trục

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

Trong đó

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.

2.1.5. 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

$Z_2 = u \times Z_1$ 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:

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

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° 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

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:

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

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)

$$K_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{z_1} \text{ (hệ số răng đĩa xích)}$$

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} \text{ (hệ số vòng quay, giá trị } n_{01} \text{ tra bảng 4.3)}$$

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 p_c , (mm)	Đường kính chốt d_o , (mm)	Chiều dài ống b_o , (mm)	Công suất cho phép [P] khi số vòng quay của đĩa nhỏ 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	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
15,875	5,08	10,11	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	108	-
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	-	-	-

2.2. BÀI TẬP ÁP DỤNG

Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất $P_1=10$ kW có các thông số sau số răng đĩa xích dẫn $Z_1=23$ răng; tỉ số truyền $u=3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=320$ vòng/phút. Bộ truyền đặt nằm ngang; làm việc có va đập nhẹ; khoảng cách trục $a=38.p_c$; bôi trơn nhỏ giọt; khoảng cách trục bộ truyền xích điều chỉnh được; làm việc 2 ca; xích 1 dãy. Xác định:

- Hệ số K và bước xích p_c ?
- Số mắt xích X để nối xích sẽ dằng.

Giải

a. Hệ số K

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

$K_0 = 1$ bộ truyền nằm ngang

$K_a = 1$ $a=38.p_c$

$K_{dc} = 1$ xích điều chỉnh được

$K_b = 1$ bôi trơn nhỏ giọt

$K_c = 1,4$ va đập nhẹ

$K_{lv} = 1,12$ làm việc 2 ca

$$\Rightarrow K = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1,12 = 1,568$$

-Hệ số K_n

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

$$n_1 = 320 \text{ vòng/phút} \rightarrow n_{01} = 400 \text{ vòng/phút}$$

$$\rightarrow K_n = \frac{400}{320} = 1,25$$

-Hệ số K_z

$$K_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{25}{23} = 1,08$$

-Hệ số K_x

$$K_x = 1 \quad \text{xích 1 dãy}$$

-công suất tính toán

$$P_t = \frac{K \cdot K_n \cdot K_z}{K_x} \cdot P_1 = \frac{1,568 \cdot 1,25 \cdot 1,08}{1} \cdot 10 = 21,168 \leq [P]$$

Tra bảng 4.3: $[P] = 32 \text{ Kw}$

$\rightarrow$ bước xích $p_c = 31,75 \text{ mm}$

a. Mặc xích

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

Mà

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = u \cdot Z_1 = 3 \cdot 23 = 69 \text{ răng}$$

$$a = 38 \cdot p_c = 38 \cdot 31,75 = 1206,5 \text{ (mm)}$$

$$X = \frac{2 \cdot 1206,5}{31,75} + \frac{1}{2}(69 + 23) + \left(\frac{69 - 23}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{31,75}{1206,5} = 123,4$$

Chọn $X = 124$ mắt xích

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.1. khái niệm chung

3.1.1. 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 .
- Trên bánh răng có các răng, khi truyền động các răng ăn khớp với nhau, tiếp xúc và đẩy nhau trên đường ăn khớp

3.1.2. nguyên lý làm việc

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng (Hình 5.1) có thể tóm tắt như sau: trục I quay với số vòng quay n_1 thông qua mối ghép then làm cho bánh răng 1 quay. Răng của bánh 1 ăn khớp với răng của bánh 2, đẩy răng bánh 2 chuyển động, làm bánh 2 quay, nhờ mối ghép then trục II quay với số vòng quay n_2 .

Truyền chuyển động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền bánh răng hầu như không có trượt (chỉ có hiện tượng trượt biên dạng ở phần đỉnh và chân răng), hiệu suất truyền động của bộ truyền rất cao

3.1.3. phân loại

- Theo vị trí tương đối giữa các trục
- Theo tính chất di động của đường tâm các trục
- Theo phương của răng so với đường sinh
- Theo dạng ăn khớp
- Theo dạng profil răng
- Theo dạng thay đổi chuyển động
- Theo kết cấu

3.1.4. ưu điểm và nhược điểm

1 Ưu điểm

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn;
- Tỷ 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

3.1.5. công thức tính toán

1. môđun răng

m : bánh răng trụ răng thẳng

m_n : bánh răng trụ răng nghiêng

- 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.

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 tỷ số truyền
- **Profil gốc α_0 :** $\alpha_0 = 14,5^\circ; 20^\circ; 25^\circ$ là thông số cơ bản của biên dạng răng.

1. Đối với răng trụ răng thẳng tra theo bảng 3.1

Bảng 3.1. 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 (dấu -: ăn khớp ngoài; dấu +: ăn khớp trong) Dùng để xác định chiều quay của trục)	u (i)	$u = \mp \frac{n_1}{n_2} = \mp \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d = m \cdot Z$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = m \cdot (Z + 2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = m \cdot (Z - 2,5)$
Bước răng	t	$t = \pi \cdot m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m \cdot (Z_2 \pm Z_1)}{2}$

2. đối với răng trụ răng nghiêng tra theo bảng 3.2

bảng 3.2: các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m_n	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	$d_f = d - 2,5 \cdot m_n$
Bước răng	t	$t = \pi \cdot m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{m_t(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$

3. đối với răng côn

1. tỉ số truyền u :

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{1}{\tan \varphi_1}$$

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:

- Mô đun ở đáy lớn: m_s .
- Chiều dài đường sinh mặt nón lăn: $L = 0,5 \cdot m_s \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$
- Chiều dài răng: $b = (0,3 \div 0,33)L$
- Đường kính vòng lăn (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:

- Mô đun trung bình: m_{tb}
- Đường kính trung bình: $d_{tb1} = m_{tb} \cdot Z_1 = 2(L - 0,5b) \sin \varphi_1$
 $d_{tb2} = m_{tb} \cdot Z_2 = 2(L - 0,5b) \sin \varphi_2$

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

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

2. lực tác dụng lên trục

a. lực vòng

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{tb1}} = \frac{2T_2}{d_{tb2}}$$

b. lực hướng tâm

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2$$

c. lực dọc trục

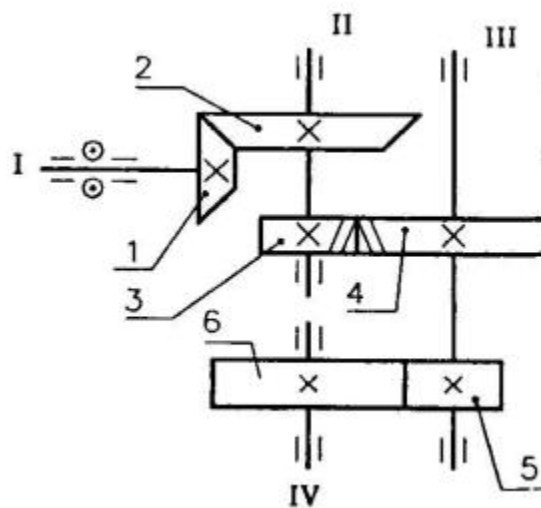
$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{a2}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{a1}$$

3.2. BÀI TẬP ÁP DỤNG

Các bánh răng của hệ thống truyền động như hình 3.1 (truyền từ I-IV). Cho trước $T_1=100000 \text{ Nmm}$, mô đun cặp bánh răng côn m_s ; mô đun cặp bánh răng trụ răng nghiêng m_n và mô đun 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:

- Góc β để trục II và IV đồng tâm.
- Phân tích lực tác dụng lên các cặp bánh răng.
- Giá trị các lực tác dụng



Hình 3.1 bộ truyền bánh răng

Giải

a. Để các trục II và trục IV đồng tâm thì $a_{34}=a_{56}$ Mặt khác:

$$a_{34} = \frac{m_n \cdot (Z_4 + Z_3)}{2 \cdot \cos \beta}$$

$$a_{56} = \frac{m_n \cdot (Z_5 + Z_6)}{2}$$

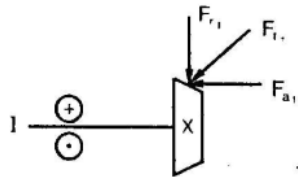
Cho nên

$$\frac{m_n \cdot (Z_4 + Z_3)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{m_n \cdot (Z_5 + Z_6)}{2}$$

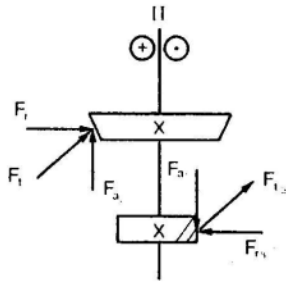
$$\Rightarrow \beta = \arccos \frac{m_n \cdot (Z_4 + Z_3)}{m_n \cdot (Z_5 + Z_6)} = \arccos \frac{80}{84} = 17,75^\circ$$

b. Phương chiều lực tác dụng lên bánh răng

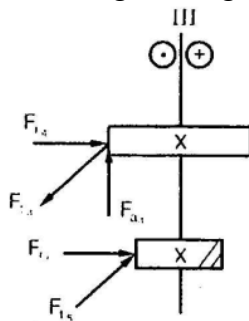
-bánh răng côn răng thẳng 1



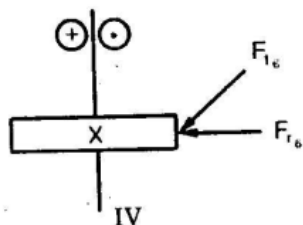
-bánh răng côn răng thẳng 2 và bánh răng trụ răng nghiêng 3



-bánh răng trụ răng nghiêng 4 và bánh răng trụ răng thẳng 5



-bánh răng trụ răng thẳng 6



c. lực tác dụng lên bánh răng 1 và 2:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot T_1}{m_m Z_1}$$

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

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

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 2915 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 26,57^\circ = 948,9 \text{ N}$$

Trong đó

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u_1} = \arctg \frac{Z_1}{Z_2} = \arctg \frac{1}{2}$$

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

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

$$F_{r2} = F_{a1} = 474,6 \text{ N}; F_{a2} = F_{r1} = 948,9 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên bánh răng 3 và 4

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

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3} = \frac{2 \cdot \cos \beta \cdot T_2}{m_n Z_3} = \frac{2 \cdot \cos 17,75^\circ \cdot 200000}{4 \cdot 20} = 4762 \text{ N}$$

$$F_{r3} = \frac{F_{t3} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{4762 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 17,75^\circ} = 1819,9 \text{ N}$$

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

Lực tác dụng lên bánh răng 4

$$F_{t4} = F_{t3} = 4762 \text{ N}$$

$$F_{a4} = F_{a3} = 1524,3 \text{ N}$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 = 600000 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên bánh răng 5 và 6:

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot T_3}{d_5} = \frac{2 \cdot T_3}{m \cdot Z_5} = \frac{2 \cdot 600000}{4 \cdot 28} = 10714,3$$

$$F_{r5} = F_{t5} \cdot \tan \alpha = 10714,3 \cdot \tan 20^\circ = 3900 \text{ N}$$

-lực tác dụng lên bánh răng 6

$$F_{t6} = F_{t5} = 10714,3 \text{ N}$$

$$F_{r6} = F_{r5} = 3900 \text{ N}$$

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- (1) **Lư Thị Yến Vũ** *giáo trình nguyên lý chi tiết máy*. trường Cao Đẳng Lý Tự Trọng TP.Hồ Chí Minh
- (2) **TS. Nguyễn Minh Kỳ** *giáo trình nguyên lý chi tiết máy* – ĐH Sư Phạm Kỹ Thuật Hồ Chí Minh
- (3) **TS. Nguyễn Hữu Lộc**. *Cơ sở thiết kế máy*. Nhà xuất bản ĐHQG Thành phố Hồ Chí Minh, 2015.