

**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: 27**

HVTH: Nguyễn Thành Nhân

Ngành học: Công Nghệ Ôtô

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

**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: 27**

**Ngành học: Công Nghệ Ôtô
Lớp học: 19T4-CNÔ5**

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

Lời nói đầu

Sau khi học xong bộ môn Nguyên Lí Chi Tiết Máy em thấy môn học này đóng vai trò rất trong kiến thức về chuyên ngành ô tô của em. Và việc áp dụng kiến thức môn học vào thực tiễn cho em cảm thấy môn học rất hữu ích và giúp em cảm thấy hứng thú hơn với việc học lý thuyết và dễ dàng hơn trong khi thực hành. Nguyên lý cơ bản sẽ giúp em hình thành kiến thức chuyên môn vững vàng để có thể học và tiếp thu dễ dàng hơn những kiến thức chuyên sâu khác. Em cảm ơn cô Lư Thị Yến Vũ đã giúp đỡ và giảng dạy em trong thời gian qua.

Nhận xét của giáo viên :

.....

.....

.....

Mục lục

CHƯƠNG 1 : BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	7
1. KHÁI NIỆM CHUNG	
1.1. Khái niệm bộ truyền động đai	8
1.2. Phân loại	8
1.3. Ưu điểm và nhược điểm của bộ truyền đai	8
1.4. Phương pháp căng đai	9
2. Vật liệu và kết cấu.....	9
2.1. Vật liệu	9
2.2. Kết cấu.....	10
3.Thông số	10
3.1.Đường kính.....	10
3.2. Góc ôm đai.....	10
3.3.Chiều dài đai và khoảng cách trục.....	11
4. Động học bộ truyền đai	11
4.1. Vận tốc.....	11
5. Lực tác động lên trục bộ truyền động đai	12
5.1. Lực vòng.....	12
5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn.....	13
CHƯƠNG 2: BỘ TRUYỀN XÍCH.....	13
1. KHÁI NIỆM CHUNG	13
1.1. Cấu tạo.....	13
1.2. Phân loại	13
2. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích	13
2.1. Ưu điểm	13
2.2. Nhược điểm	13
2.3. Phạm vi sử dụng	14
3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	14
3.1. Bước xích.....	14
3.2.Đường kính vòng chia đĩa xích	14

3.3. Tỷ số truyền.....	15
3.4. Khoảng cách trục và số mắt xích.....	15
4. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	15
4. 1. Vận tốc và tỷ số truyền trung bình	15
4.2. Lực vòng và lực tác dụng lên ổ và trục	15
CHƯƠNG 3 : BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG.....	16
1. Khái niệm chung	16
1.1. Định nghĩa	16
1.2. Phân loại	16
2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng	17
2.1. Ưu điểm	17
2.2. Nhược điểm	17
2.3. Phạm vi sử dụng	17
3. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG	18
3.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng	18
3.2. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng	18
4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	19
4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng	19
4.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng	19
4.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng.....	20
CHƯƠNG 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	21
1. Khái niệm chung	21
1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	21
1.2. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	21
2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT	22
3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT	22
3.1. Tỷ số truyền (u)	22
CHƯƠNG 5: VẬN DỤNG KIẾN THỨC GIẢI BÀI TẬP	23

Tài liệu tham khảo:

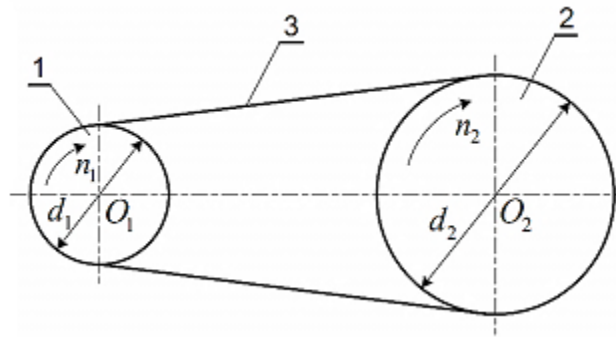
- 1) Giáo trình NL-CTM**
- 2) <https://kythuatchetao.com/bo-truyen-dong-banh-rang/>**

CHƯƠNG 1 : BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1. Khái niệm bộ truyền động đai

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



Hình 1. Bộ truyền đai

Bộ truyền đai thường có hai bánh đai (như hình 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 cơ năng sang bánh bị dẫn.

1.2. Phân loại

- 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.

1.3. Ưu điểm và nhược điểm của bộ truyền đai

1.3.1. Ưu điểm

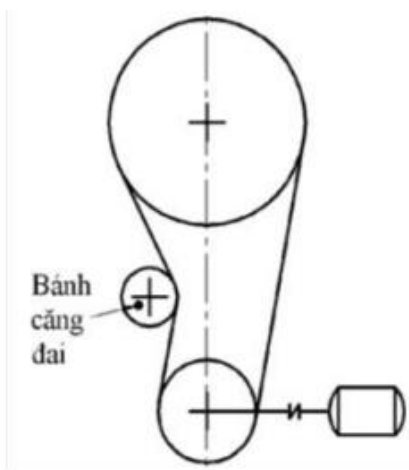
- Có khả năng truyền chuyển động và cơ năng giữa các trục ở khá xa nhau (> 15m).
- Làm việc êm, không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi.
- An toàn cho các tiết máy.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

1.3.2. Nhược điểm

- Khuôn khổ kích thước khá lớn
- 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.
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao.

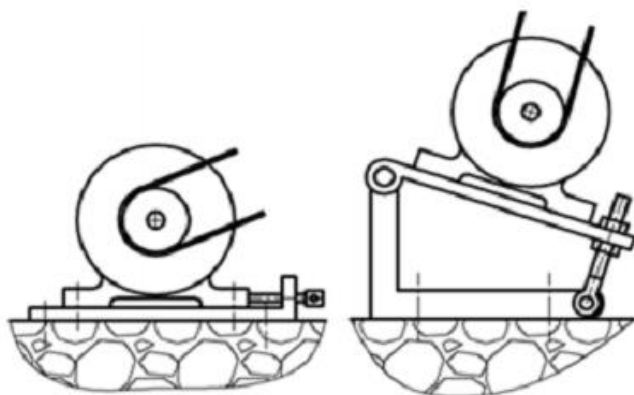
1.4. Phương pháp căng đai

Điều chỉnh căng đai bằng bánh căng đai. (hình 1.2)



Hình 1.2. Điều chỉnh căng đai bằng bánh căng đai

Điều chỉnh căng đai bằng vít căng đai. (hình 1.3)



Hình 1.3. Điều chỉnh căng đai bằng vít căng đai

2. Vật liệu và kết cấu

2.1. Vật liệu

Vật liệu làm đai thỏa mãn độ bền mỏi, lâu mòn, hệ số ma sát lớn, tính đàn hồi cao.

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.

2.2. Kết cấu

- 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.Thông số

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

3.1.Đường kính

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300)^3 \sqrt{P_1/n_1} \text{ hoặc } d_1 = (5,2 \div 6,4)^3 \sqrt{T_1} \text{ (mm)}$$

- Trong đó:

P_1 : Công suất trên trục dẫn (kW)

T_1 : Mômen xoắn trên trục dẫn (Nm)

u : tỉ số truyền

Khi tính toán thiết kế, chọn d_1 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.

3.2. Góc ôm đai

Góc ôm α_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)

$$\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{a} \rightarrow \alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (rad/s) hay } \alpha_1 = 180 - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (độ)}$$

3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục

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

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

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

3.3.2. Chiều dài cần thiết của dây đai L (mm)

- Đối với đai dẹt sau khi tính L_{tt} 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 ($L_{tcc} > L_{tt}$). Sau đó tính lại khoảng cách trục a (mm) theo chiều dài dây đai vừa chọn:

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

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

4. Động học bộ truyền đai

4.1. Vận tốc

- Vận tốc được xác định bởi công thức:

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

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

Trong đó :

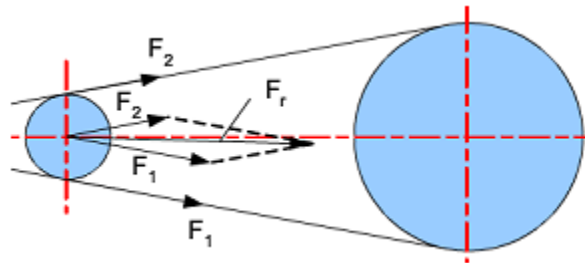
d_1, d_2 : Đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn (mm)

n_1, n_2 : Số vòng quay bánh đai dẫn và bị dẫn

5. Lực tác động lên trục bộ truyền động đai

5.1. Lực vòng

Khi bộ truyền làm việc, bánh dẫn chịu tác dụng của mômen xoắn T_1 . Trên nhánh dẫn (là nhánh truyền chuyển động cho bánh bị dẫn) lực sẽ tăng lên là F_1 , trên nhánh bị dẫn (là nhánh chạy theo bánh bị dẫn) lực sẽ giảm xuống còn F_2 . (hình 1.4)



Hình 1.4. Lực tác dụng lên trục F_r

Ta có lực vòng:

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2.T_1}{d_1} = \frac{1000.P}{v}$$

Trong đó :

F_t : Lực vòng có ích (N)

P : Công suất (W)

T_1 : Mômen xoắn trên trục (N.mm)

v : Vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

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

- Lực tác dụng lên ổ trục:

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$$

- Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng) :

$$F_1 = F_t \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} + F_v$$

- Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng) :

$$F_2 = F_t \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} + F_v$$

- Điều kiện lực căng ban đầu để không xảy ra trượt trên là :

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha} + 1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} + F_v$$

*Khi tính các lực có thể bỏ qua lực căng phụ F_v .

5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn

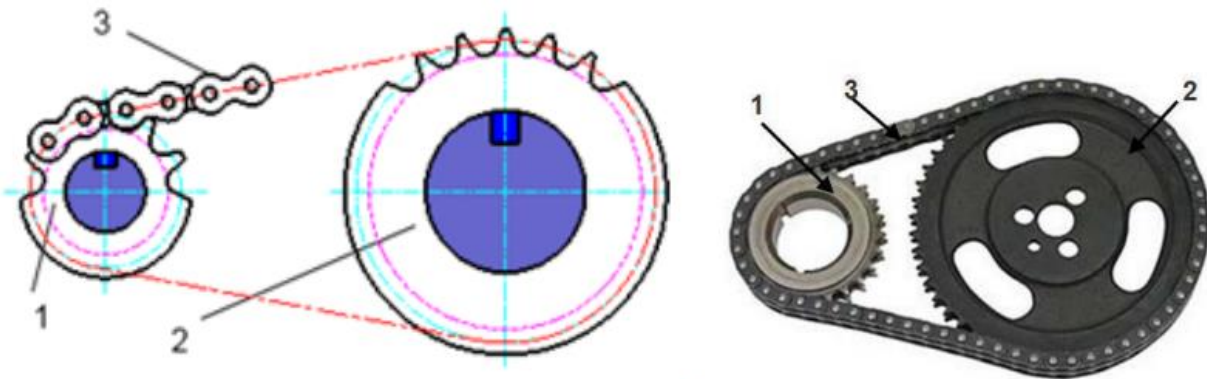
Ta có :

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2} \quad \text{hoặc} \quad T_1 = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2}$$

CHƯƠNG 2: BỘ TRUYỀN XÍCH

1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1. Cấu tạo



Hình 1. Bộ truyền xích

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

1.2. Phân loại

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

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

2.1. Ưu điểm

- Không có hiện tượng trượt trơn nên tỉ số truyền không đổi.
- Lực tác dụng lên trục và ổ nhỏ do không cần căng xích.
- Kích thước bộ truyền nhỏ gọn.
- Có thể truyền công suất và chuyển động cho nhiều trục đồng thời.

2.2. Nhược điểm

- Do có va đập nên gây ồn.
- Tỷ 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 chỉnh xích.
- Chế tạo, lắp ráp, bảo dưỡng phức tạp.

2.3. Phạm vi sử dụng

- Truyền chuyển động và công suất giữa các trục khá xa ($< 8\text{m}$).
- Thường dùng cho vận tốc thấp và trung bình ($v < 15 \text{ m/s}$ và $n < 500 \text{ v/p}$).
- Tỷ số truyền $u = 8$.
- Công suất truyền $P \leq 100\text{kW}$.

3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

3.1. 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 theo bảng 1.

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

Bảng 1 : Hệ số K_a

3.2. Đường kính vòng chia đĩa xích

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

Z: Số răng đĩa xích ; p : Bước xích

*Số răng của đĩa xích dẫn Z_1 của đĩa xích bị dẫn Z_2 .

3.3. Tỷ số truyền

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

n_1, n_2 : Số vòng quay đĩa xích dẫn và bị dẫn.

Z_1, Z_2 : Số răng của xích dẫn và xích bị dẫn.

3.4. Khoảng cách trục và số mắt xích

3.4.1. Số mắt xích

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

- Số mắt xích : X

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

*Chọn số chẵn để nối xích dễ dàng.

3.4. 2. Khoảng cách trục chính xác

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

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

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

4. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4. 1. Vận tốc và tỷ số truyền trung bình

- Vận tốc bộ truyền xích:

$$v_1 = \frac{\pi.d_1.n_1}{60000} = \frac{p_c.Z_1.n_1}{60000} (m/s)$$

$$v_2 = \frac{\pi.d_2.n_2}{60000} = \frac{p_c.Z_2.n_2}{60000} (m/s)$$

4.2. Lực vòng và lực tác dụng lên ổ và trục

$$F_t = \frac{1000.P_1}{v} (N)$$

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

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.

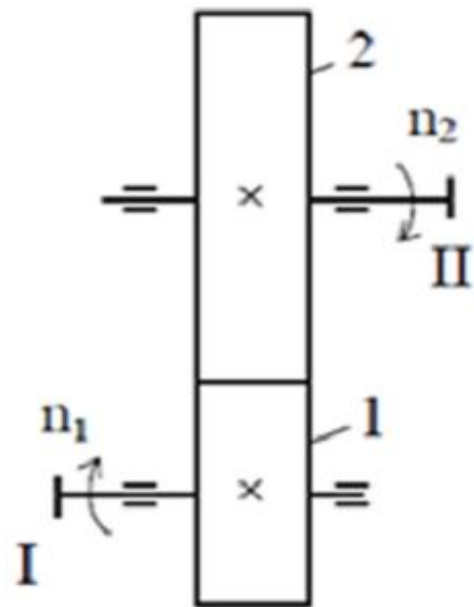
F_t : lực vòng có ích (N)

CHƯƠNG 3 : BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

1. Khái niệm chung

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.



Hình 2. Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

1.2. Phân loại

- Truyền động bánh răng trụ, các trục song song với nhau.(hình 3.)

- Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau.(hình 3.2)
- Truyền động bánh răng nghiêng, các trục chéo nhau.(hình 3.3)



Hình 3.1 Bánh răng trụ



Hình 3.2 Bánh răng côn



Hình 3.3 Bánh răng nghiêng

2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

2.1. 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.

2.2. 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.

2.3. Phạm vi sử dụng

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. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

3.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m_n	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỷ số truyền dấu -: ăn khớp ngoài; dấu +: ăn khớp trong	$u(i)$	$u = \pm \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d = m_n \cdot Z$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = m_n \cdot (Z + 2)$
Đường kính vòng chân(đáy)	d_f	$d_f = m_n \cdot (Z - 2,5)$
Khoảng cách trục (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m_n \cdot (Z_2 \pm Z_1)}{2}$

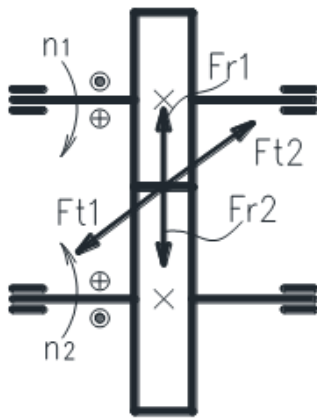
3.2. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỷ số truyền	$u(i)$	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta}$

Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = d_1 + 2.m_n$
Đường kính vòng chân (đáy)	d_f	$d_f = d_1 - 2,5.m_n$
Khoảng cách trục (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta}$

4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng



Hình 3.3. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

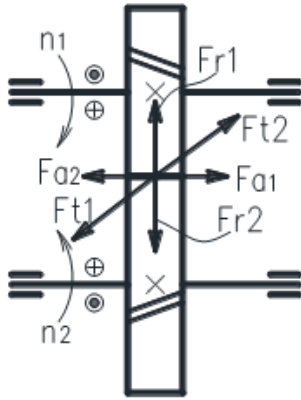
4.1.1. Lực vòng F_t

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp.
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng.
- Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T_1}{d_1} = \frac{2.T_2}{d_2} = \frac{2.T_1}{m.Z_1} (N)$

4.1.2. Lực hướng tâm F_{r1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp.
- Chiều hướng vào tâm bánh răng.
- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha$.

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



Hình 3.5. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

4.2.1. Lực vòng F_{t1}

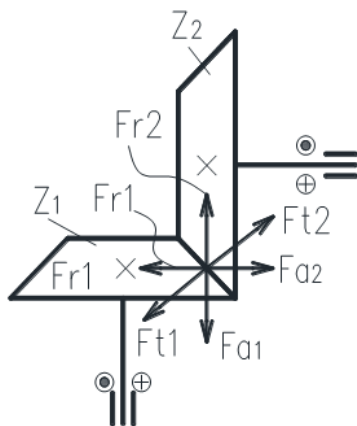
- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T_1}{d_1} = \frac{2.T_2}{d_2} = \frac{2.T_1 \cdot \cos \beta}{m.Z_1} (N)$

4.2.2. Lực hướng tâm F_{a1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp.
- Chiều hướng vào mặt răng làm việc.
- Giá trị: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta$

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

4.3.1. Lực vòng



Hình 3.6. Lực trong bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

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

4.3.2. Lực hướng tâm

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Giá trị:

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

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_2.$$

4.3.3. Lực dọc trục

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Giá trị: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$; $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$

CHƯƠNG 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

1. Khái niệm chung

1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít

Truyền chuyển động trục vít thuộc loại truyền động bánh răng đặc biệt dùng để truyền chuyển động quay và tải trọng giữa hai trục chéo nhau, góc giữa hai trục thường là 90° .

1.2. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

1.2.1. Ưu điểm

- Tỷ số truyền lớn, có thể đến 1000.
- Làm việc êm và không ồn.
- Có khả năng tự hãm (trong một vài trường hợp).

1.2.2. Nhược điểm

- Hiệu suất thấp do ma sát;

- Cần dùng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh) tương đối đắt tiền để làm bánh vít.

1.2.3. Phạm vi sử dụng

- Cơ cấu bánh vít–trục vít có hiệu suất thấp nên thường chỉ dùng để truyền công suất nhỏ và trung bình.

- Cơ cấu bánh vít–trục vít được dùng trong máy nâng chuyển, máy cắt kim loại, ô tô v.v...

2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT

- Môđun m

$$m = t / \pi \text{ (mm)}$$

t: bước ren trục vít = bước ren bánh vít

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

- Đường kính mặt trụ lăn của trục vít d_1 (mm):

$$d_1 = d_{c1} = m \cdot q$$

- Đường kính vòng lăn bánh vít d_2 (mm):

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

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

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

3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

3.1. Tỷ số truyền (u)

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

Tỷ số truyền:

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

Vì $\pi d_2 = Z_2 \cdot t$ và $S = Z_1 \cdot t$ nên:

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

CHƯƠNG 5: VẬN DỤNG KIẾN THỨC GIẢI BÀI TẬP

Bài 1 : Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=10$ kW; số vòng quay bánh dẫn $n_1=1200$ vòng/phút; tỉ số truyền $u=3$; đường kính bánh dẫn $d_1=150$ mm, lực căng ban đầu $F_0 =1000$ N và khoảng cách trục $a=2000$ mm. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 và chiều dài cần thiết của dây đai L ? (0,75đ)
- Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trục F_r . (0,75đ)
- Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,5đ)
- Nếu thay đai dẹt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại khoảng cách trục chính xác? (1,0 đ)

Tóm :

$P_1 = 10$ kW ; $n_1 = 1200$ v/p ; $u = 3$; $d_1 = 150$ mm ; $F_0 = 1000$ N ; $a = 2000$ mm

Giải

a) Số vòng dây n_2 :

$$u = \frac{n_1}{n_2} \leftrightarrow 3 = \frac{1200}{n_2} \rightarrow n_2 = 400 (\text{vòng})$$

Đường kính d_2 :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \leftrightarrow \frac{1200}{400} = \frac{d_2}{150} \rightarrow d_2 = 450 \text{ (mm)}$$

Chiều dài tính toán :

$$L_{tt} = 2.a + \frac{\pi(d_2+d_1)}{2} + \frac{(d_2-d_1)^2}{4.a} = 2.2000 + \frac{\pi(450+150)}{2} + \frac{(450-150)^2}{4.2000}$$

$$= 4953,7 \text{ (mm)}$$

Chiều dài cần thiết :

$$L = L_{tt} + (100 - 400) = 4953,7 + (100 - 400) = 5053,7 - 5353,7$$

Chọn $L = 5200$ (mm)

Góc ôm đai :

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{450 - 150}{2000} = 171,45^\circ$$

b) Vận tốc :

$$v_1 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 1200 \cdot 150}{60000} = 9,4 (m/s)$$

Lực vòng:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 10}{9,4} = 1063,8 (N)$$

Lực tác dụng lên ổ trục:

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 1000 \cdot \sin\left(\frac{171,45}{2}\right) = 1994,4 (N)$$

c) $\alpha_1 = 171,45^\circ \approx 3 (rad/s)$

Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt tron:

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

Với $F_v = 0$ thì:

$$(1) \Leftrightarrow F_0 \geq \frac{F_t \cdot e^{f \cdot \alpha_1} + 1}{2 \cdot e^{f \cdot \alpha_1} - 1} \Leftrightarrow 1000 \geq \frac{1063,8 \cdot e^{f \cdot 3} + 1}{2 \cdot e^{f \cdot 3} - 1} \Leftrightarrow f \geq 0,02$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không xảy ra hiện tượng trượt tron $f_{\min} = 0,02$

d) $L_{tt} = 4953,7$ (mm)

Chọn $L = 5000$ mm

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{450 - 150}{2} = 150$$

$$K = L - \frac{\pi \cdot (d_2 - d_1)}{2} = 5000 - \frac{\pi \cdot (450 - 150)}{2} = 4528,7 (mm)$$

Khoảng cách trục chính xác:

$$a_{cx} = \frac{K + \sqrt{K^2 - 8\Delta^2}}{4} = \frac{4528,7 + \sqrt{4528,7^2 - 8 \cdot 150^2}}{4} = 2259,4 (mm)$$

Bài 2: Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=1200$ mm, bước xích $p_c=25,4$ mm; công suất truyền động $P=8$ kW; số răng đĩa xích dẫn

$Z_1 = 24$ răng; tỉ số truyền $u=2,5$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 400$ vòng/phút. Xác định:

a. Số răng đĩa xích dẫn, đường kính vòng chia đĩa xích dẫn và bị dẫn, số mắt xích X có xét đến điều kiện nối xích dễ dàng ? (1,25đ)

b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t và lực tác dụng lên ổ trục F_r biết bộ truyền nằm ngang? (1,0đ)

Tóm:

$a = 1200 \text{ mm}$; $p_C = 25,4 \text{ mm}$; $P = 8 \text{ kW}$; $Z_1 = 24$; $u = 2,5$; $n_1 = 400 \text{ v/p}$

Giải

a) Số răng Z_2 :

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \rightarrow Z_2 = u \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 24 = 60 \text{ (răng)}$$

Đường kính vòng chia d_1 và d_2 :

$$d_1 = \frac{p_C \cdot Z_1}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 24}{\pi} = 194,04 \text{ (mm)}$$

$$d_2 = \frac{p_C \cdot Z_2}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 60}{\pi} = 485,1 \text{ (mm)}$$

Số mắt xích:

$$X = \frac{2 \cdot a}{p_C} + \frac{1}{2}(Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{p_C}{a} = \frac{2 \cdot 1200}{25,4} + \frac{1}{2}(60 + 24) + \left(\frac{60 - 24}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{25,4}{1200}$$

=> Chọn X = 168 (mắt)

b) Vận tốc:

$$v_1 = \frac{n_1 \cdot Z_1 \cdot p_C}{60000} = \frac{400 \cdot 24 \cdot 25,4}{60000} = 4,064 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} = \frac{1000 \cdot 8}{4,064} = 1968,5 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng lên ổ trục:

$$F_r = K_m \cdot F_t = 1,15 \cdot 1968,5 = 2263,775 \text{ (N)}$$

Bài 3: Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên dưới truyền mô men xoắn $T_1=80000\text{Nmm}$, có khoảng cách trục $a_w =$

340mm, số răng $Z_1=30$ răng, $Z_2=103$ răng, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

a. Mo đun pháp tuyến m_n và góc nghiêng răng β ? (1,25đ)

b. Phân tích và tính giá trị các lực tác dụng lên cặp bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)

Tóm:

$T_1 = 80000 \text{ Nmm}$; $a_w = 340 \text{ mm}$; $Z_1 = 30$; $Z_2 = 103$; $\alpha = 20^\circ$

Giải

a) Khoảng cách trục a_w :

$$a_w = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{m_n \cdot (103 + 30)}{2 \cdot 340} \quad (1)$$

Ta có : $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

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

$$\Leftrightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n \cdot (103 + 30)}{2 \cdot 340} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Leftrightarrow \frac{2 \cdot 340 \cdot \cos 8^\circ}{103 + 30} \geq m_n \geq \frac{2 \cdot 340 \cdot \cos 20^\circ}{103 + 30}$$

=> Chọn $m_n = 5 \text{ (mm)}$

Góc nghiêng răng:

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{5 \cdot (103 + 30)}{2 \cdot 340} = \frac{133}{136}$$

=> $\beta = 12,06^\circ$

b) Lực vòng:

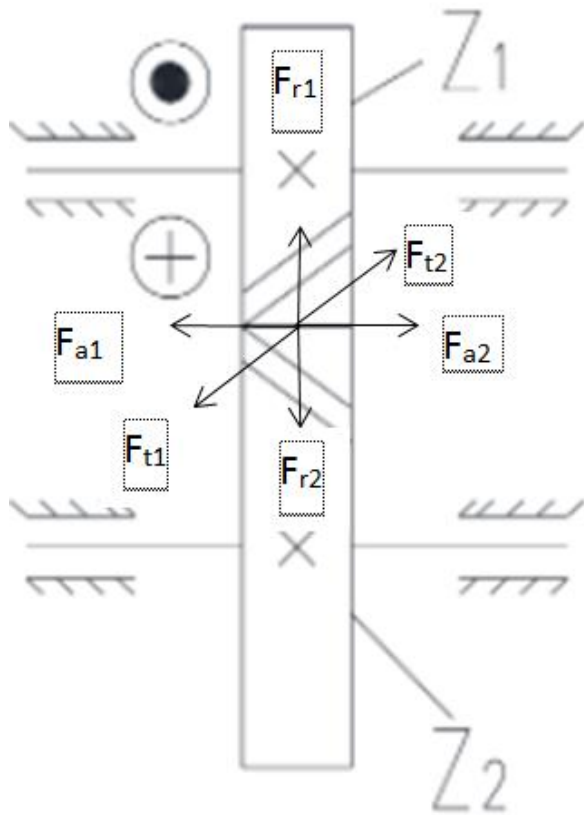
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{m_n \cdot Z_1} = \frac{2 \cdot 80000}{5 \cdot 30} = 1066,67 \text{ (N)}$$

Lực hướng tâm:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1066,67 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 12,06^\circ} = 397 \text{ (N)}$$

Lực dọc trục:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \tan \beta = 1066,67 \cdot \tan 12,06 = 227,9 \text{ (N)}$$



Bài 4: Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=1450$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=20$, $Z_2=50$, $Z_3=20$, $Z_4=40$, $Z_5=20$, $Z_6=50$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=3$. Xác định:

- Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn (1,0đ)
- Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng. (1,25 đ)

Tóm:

$n_{dc} = 1450 \text{ v/p}$; $Z_1 = 20$; $Z_2 = 50$; $Z_3 = 20$; $Z_4 = 40$; $Z_5 = 20$; $Z_6 = 50$; $u_x = 3$

Giải

- Gọi u_{12} là tỉ số truyền từ trục I $\rightarrow$ II:

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

- Gọi u_{23} là tỉ số truyền từ trục II $\rightarrow$ III:

$$u_{23} = Z_4 / Z_3 = 40 / 20 = 2$$

- Gọi u_{34} là tỉ số truyền từ trục III $\rightarrow$ IV:

$$u_{34} = Z_6 / Z_5 = 50 / 20 = 2,5$$

- Gọi u_x là tỉ số truyền từ trục IV $\rightarrow$ thùng trộn:

$$u_x = 3$$

- Gọi u là tỉ số truyền chung của hệ thống:

$$u = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot u_x = 2,5 \cdot 2 \cdot 2,5 \cdot 3 = 37,5$$

Số vòng quay thùng trộn:

- Gọi n_{th} là số vòng quay của thùng.

$$\text{Ta có : } u = n_{đc} / n_{th} \Leftrightarrow 37,5 = 1450 / n_{th} \Rightarrow n_{th} = 38,67 \text{ (v/p)}$$

