

**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: 40**

HVTH: LÝ PHAN MINH TUẤN

Ngành học: CÔNG NGHỆ ÔTÔ

Lớp học: 19T4-CNÔ5

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: 40**

Ngành học: CÔNG NGHỆ ÔTÔ

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Môn học nguyên lý chi tiết máy là một môn học rất hữu ích cho các sinh viên ngành cơ khí và công nghệ ô tô có thể giúp cho sinh viên có thể hiểu hơn về công nghệ cơ khí, công nghệ ô tô, nguyên lý chi tiết máy, chế tạo máy. Qua đó sinh viên có thêm kiến thức và có thể nghiên cứu thêm về chi tiết của ô tô. Kiến thức về ô tô rất nhiều nên em còn thiếu hiểu biết và có thể gây ra sai lầm khso tránh khỏi. Em mong thầy cô có thể góp ý và giúp em hiểu biết hơn về chi tiết máy của ô tô để sau này có thể ứng dụng trong công việc.

Em cảm ơn các thầy cô bộ môn nguyên lý chi tiết máy đã tận tình chỉ dạy em những kiến thức về môn để áp dụng được kiến thức trong việc học tập và thực hành sau này.

Nhận xét của giám khảo:

.....

.....

.....

.....

.....

MỤC LỤC

Trang

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	8
1.1 KHÁI NIỆM CHUNG	8
Khái niệm bộ truyền động đai	8
Phân loại bộ truyền động đai	8
Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai	8
1. Ưu điểm	8
2. Nhược điểm	8
3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai	8
4. Phương pháp căng đai	9
1.2 VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI	9
1.2.1 Vật liệu làm đai	9
1.2.2 Kết cấu bộ truyền động đai dẹt	9
1.2.3 Kết cấu của đai thang	9
1.3 THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI	9
1.3.1. Chiều dài dây đai	10
1.3.2. Khoảng cách trục chính (đai thang)	10
1.3.3 Góc ôm đai	10
2. ĐỘNG CƠ HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI	10
2.2 Hiện tượng trượt đai và điều kiện để phòng xảy ra trượt đai	11
3. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	11
Lực vòng	11
CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	13
1. KHÁI NIỆM CHUNG	14
1.1 Nguyên Lí Làm Việc Của Truyền Động Xích	14
1.2 Cấu Tạo Bộ Truyền Động Xích	14
1.3 Phân loại bộ truyền động xích	14
1.4 Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích	15
1.5 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	15
1.6 Đường kính vòng chia đĩa xích :	16

1.7 Số răng đĩa xích.....	16
1.8 Số Mắt Xích	16
1.9.Khoảng cách trục chính xác.....	16
2. Động học của bộ truyền động xích:	16
3.Lực Tác Dụng Lên Bộ Truyền Xích:.....	17
CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG BÁNH RĂNG	20
1.Khái niệm chung	20
1.1 Định nghĩa.....	20
1.2.1 Ưu điểm - Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn;	21
1.2.2. Nhược điểm.....	21
1.2.3. Phạm vi sử dụng.....	21
2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG.....	22
2.1 Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp Tỷ số truyền:	22
2.2 Tỷ số truyền của bánh răng thường.....	22
2.3 Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh- vi sai.....	22
3. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.....	22
3.1 Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng	22
3.2 Lực tác dụng lên bánh răng trụ răng thẳng.....	24
3.3 Lực tác dụng lên bánh răng côn thẳng	25
3.3.1 Lực vòng trên bánh dẫn F_{t1} (N).....	25
3.3.2. Lực hướng tâm	25
3.3.3. Lực dọc trục.....	25
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	26
1.KHÁI NIỆM CHUNG	26
1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít	26
1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít	26
1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	27
2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT.....	27
3.ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT	29
3.1. Tỷ số truyền (u)	29
3.LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH.....	30

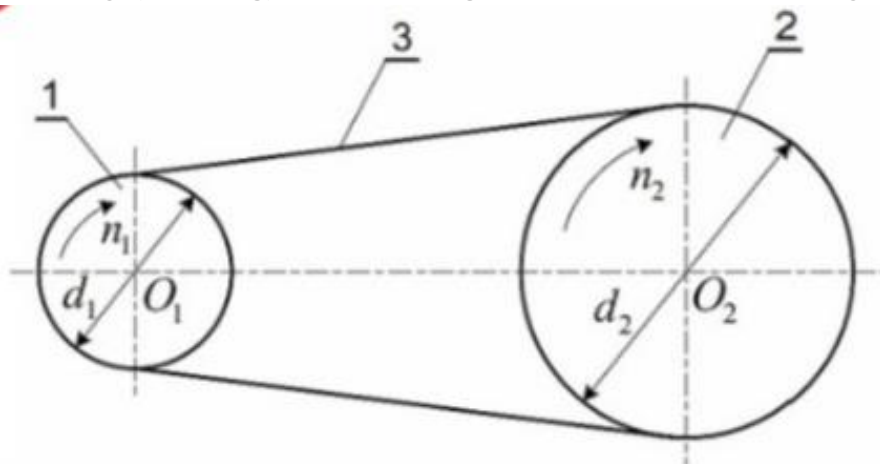
4.1. Lực tác dụng	30
4.2. Tải trọng tính.....	31
6. BÔI TRƠN VÀ HIỆU SUẤT CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT-BÁNH VÍT	33
6.1. Bôi trơn	33

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.1 KHÁI NIỆM CHUNG

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.



Phân loại bộ truyền động đai

- Phân loại theo vật liệu chế tạo dây đai.
- Phân loại theo dáng mặt cắt dây đai
- Phân loại theo vị trí trục
- Phân loại theo vị trí làm việc: Theo nguyên lý ma sát; theo nguyên lý ăn khớp.

Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

1. Ưu điểm

- Có khả năng chuyển động cơ năng giữa các trục ở khác xa với nhau
- Làm việc êm không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi.
- An toàn cho các chi tiết khác khi bị quá tải vì đai sẽ trượt trên toàn phần trên bánh
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành

2. Nhược điểm

- Lực tác dụng trên trục lớn do căng đai (lực tác dụng lên trục và ổ trục tăng thêm 2/3 lần so với trong truyền động bánh răng)
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao
- Khi dùng bánh răng đai làm tăng số chu kỳ bị uốn của đai, sẽ làm giảm tuổi thọ của đai.

3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể đến 15m và 40m (Trường hợp đặc biệt)

- Bộ truyền đi thường được bố trí ở cấp đô nhanh, bánh dẫn vào lớp trụ động cơ.

4. Phương pháp căng đai

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

1.2 VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

1.2.1 Vật liệu làm đai

- Vật liệu làm đai thoả mãn độ bền mỏi lâu mòn, hệ số ma sát, tính đàn hồi cao.
- a. Đai dệt, đai vải, cao su, đai sợi len, đai sợi bông, đai làm từ vật liệu tổng hợp.
- b. Đai thang: Đai thang gồm có đai sợi xếp và đai.

1.2.2 Kết cấu bộ truyền động đai dệt

- Đai dệt, hay còn gọi là đai phẳng, tiết diện đai là hình chữ nhật hẹp. Bánh đai hình trụ tròn đường sinh thẳng hoặc hình tang trống, bề mặt làm việc là mặt rộng của đai.

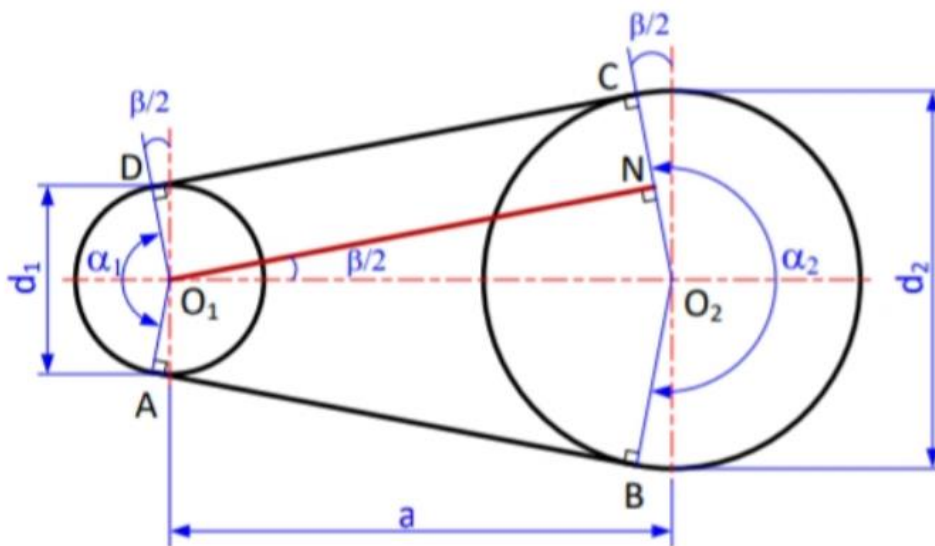
1.2.3 Kết cấu của đai thang

b: bề rộng lớn nhất của đai; b_0 : Bề rộng của đai tại mặt phẳng Trung Hoà; y_0 khoảng cách từ mặt phẳng Trung Hoà đến mặt trên của đai

h: Chiều cao của đai $y=40$ Góc ở đỉnh

L: Chiều dài đai được tính là chiều dài lớn Trung Hoà .

1.1 THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI



Trong đó

a. khoảng cách giữa 2 trục

b. Góc giữa 2 dây đai

A_1 góc âm trên bánh dẫn

d_1, d_2 : Đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn.

1.1.1. Chiều dài dây đai

Chiều dài tính toán L_{tt}

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

Chiều dài thực tế L

- Đai dẹt: $L = L_{tt} + (100 \rightarrow 400) \text{ mm}$
- Đai Thang L : chọn tiêu chuẩn $L > L_{tt}$

1.1.2. Khoảng cách trục chính (đai thang)

$$a = \frac{k + \sqrt[3]{k^2 + 8\Delta^2}}{4} (mm)$$

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

1.1.3 Góc ôm đai

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot \frac{(d_1+d_2)}{a}$$

$$= 180^\circ - 57 \cdot \frac{d_1(u-1)}{a}$$

$$\alpha_1 = \pi - \frac{(d_1+d_2)}{a} = \pi - 57 \cdot \frac{d_2(u-1)}{a} (rad)$$

2. ĐỘNG CƠ HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

2.1 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: $v_2 = (1 - \xi) \cdot v_1$

Trong đó ξ 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 xác định theo công thức

$$\begin{array}{l} V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \\ V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Trên bánh dẫn } v_1 \\ \text{Trên bánh dẫn } v_2 \end{array} \right\} \text{(m/s)}$$

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

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

Vận tốc tốt nhất nằm trong khoảng 20 chia 25 m/s vận tốc > 30 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 < 5m/s không nên dùng bộ truyền đai.

2.2 Hiện tượng trượt đai và điều kiện để phòng xảy ra trượt đai

1. Trượt hình học
2. Trượt đàn hồi
3. Trượt trơn

$$\text{Hệ số kéo: } \psi = \frac{F_1}{2 \cdot F_0} = \frac{\sigma_1}{2 \cdot \sigma_0} = \frac{e f a - 1}{e f a + 1}$$

$$\text{Hệ số trượt: } \xi = \frac{v_1 + v_2}{2 v_1}$$

3. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

Lực vòng

Khi bộ truyền chưa làm việc để tạo nên lực ma sát giữa đai và bánh đai cần phải căng đai ban đầu F_0

Khi căng đai xuất hiện lực căng ban đầu.

$$F_0 = \sigma_0 \times A \quad (A: \text{diện tích mặt cắt ngang của dây đai})$$

Đai dệt: $\sigma_0 \leq 1,8 \text{ MPa}$

Đai thang: $\sigma^o \leq 1,5 \text{ MPa}$

Ta có lực vòng

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

Trong đó: F_t : lực vòng có ích (N)

v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

T_1 : moment xoắn trên trục

P : công suất (kW)

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

Lực tác dụng lên trục bánh đai (Lực hướng Tâm F_r)

$$F_r \approx 2.F_0.\sin(\alpha_1 / 2) \text{ hướng tâm } F_r$$

$$\text{Hoặc } F_r = 3 F_0.\sin(\alpha_1 / 2) \text{ (khi bộ truyền không có bộ phận căng đai)}$$

Công thức Euler khi tính đến lực quán tính ly tâm

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

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

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

Đối với đai thang ta thay:

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

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

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

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

Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng)

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

Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng)

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

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

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

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1.KHÁI NIỆM CHUNG

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.

Kí hiệu :



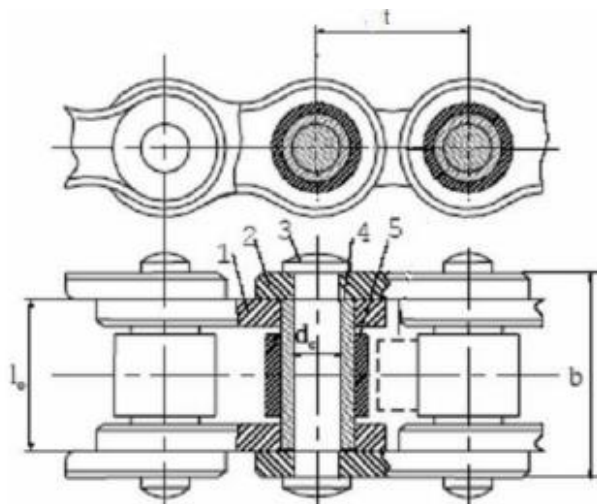
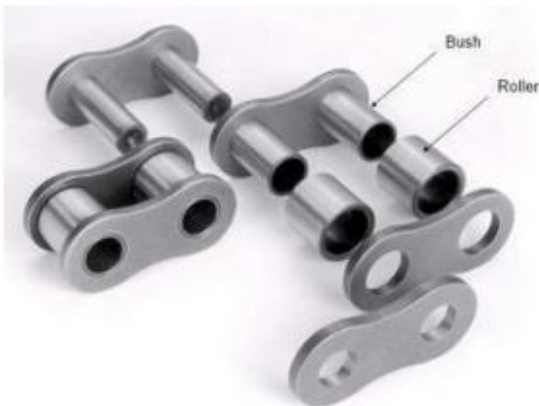
1.2 Cấu Tạo Bộ Truyền Động Xích

Cấu tạo:

- Gồm 2 đĩa xích: xích dẫn ,xích bị dẫn và dây xích .
- + Ngoài ra bộ truyền còn có thêm bộ phận căng xích,bộ phận bôi trơn và che chắn

1.3 Phân loại bộ truyền động xích

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



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

a. Ưu Điểm

- + Không có hiện tượng trượt
- + Lực tác dụng lên trục và ổ bé 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)

b.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

c. Phạm Vi Sử Dụng

- Khoảng cách trục xa đến 8m - Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500\text{v/p}$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.
- Hiệu suất của bộ truyền : $0,95 \div 0,97$

1.5 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

a.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

1.6 Đường kính vòng chia 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 và đường kính vòng chia của đĩa được tính theo công thức :

$$d = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{P_c \cdot Z}{\pi} \quad (\text{mm}) \quad Z: \text{số răng}$$

$$d_1 = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z_1}} \approx \frac{P_c \cdot Z_1}{\pi} \quad (\text{mm}) \quad P_c: \text{Bước xích}$$

$$d_2 = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z_2}} \approx \frac{P_c \cdot Z_2}{\pi} \quad (\text{mm})$$

1.7 Số răng đĩa xích

- Z_1 : Số răng đĩa dẫn ; Z_2 : số răng đĩa bị dẫn

- Thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2u$

1.8 Số Mắt Xích

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức:

$$a = (30 \div 50) \cdot P_c$$

- Số mắt xích :

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

- Số mắt xích : X , chọn chẵn để nối xích dễ dàng

VD: 125 mắt xích sẽ đổi thành 124 hoặc 126 mắt xích

1.9. Khoảng cách trục chính xác

- Sau khi chọn X ta tiến hành tính lại khoảng cách trục a_{cx} :

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

Để bộ truyền xích toàn làm việc có độ chùng bình thường ,ta giảm khoảng cách trục 1 đoạn:

$$\Delta a = (0,002 \div 0,004) \cdot a \quad (\text{mm})$$

$$a_{cx} = a - \Delta a \quad (\text{mm})$$

2. Động học của bộ truyền động xích:

- Vận tốc và tỉ số truyền trung bình :

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{Pc \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} \quad (\text{m/s})$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{Pc \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \quad (\text{m/s})$$

- 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 :

$$-u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad n_{1,2}: \text{số vòng quay của đĩa xích dẫn và bị dẫn (vòng/phút)}$$

$Z_{1,2}$: Số răng của đĩa xích dẫn và bị dẫn

Nên chọn $u \leq 8$

3.Lực Tác Dụng Lên Bộ Truyền Xích:

-Lực Vòng F_t :

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} \quad (\text{N})$$

-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)

-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° 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 4.2)

Bảng 4.2. Hệ số K_a :

a	$<25.P_c$	$(30\div50).P_c$	$(60\div80).P_c$
K_a	1,25	1	0.8

- K_{dc} : hệ số xét đến ảnh hưởng của khả năng điều chỉnh lực căng xích: nếu trực 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 trực 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 $K_r=1,2\div1,5$; 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 $K_{lv}=1,45$.

-Tính công suất tính toán P_t theo công thức:

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

Trong đó

P_1 : Công suất

$[P]$: Công suất cho phép của bộ truyền dây bước xích p_c

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

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

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

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			
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	2,42	2,72	
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	4,52	5,06	3,20
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	5,74	6,43	5,95
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	7,34	8,22	7,55
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	9,63	10,8	9,65
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	15,3	16,9	12,7
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	34,7	38,3	19,3
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	54,9	60,0	43,8
44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	99,2	10,8	
50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157			

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

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG BÁNH RĂNG

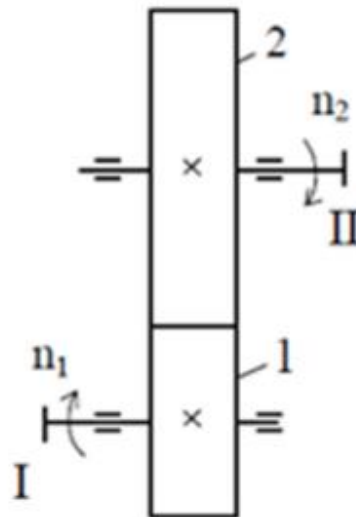
1. Khái niệm chung

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.

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



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



1.2.1 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.

1.2.2. 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

1.2.3. 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... 58

- 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.

2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

2.1 Tỉ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp Tỉ số truyền:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}$$

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/Z_2 : số răng của bánh răng dẫn; bị dẫn.

2.2 Tỉ số truyền của bánh răng thường

$$U_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n}$$

2.3 Tỉ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh- vi sai.

$$u_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = (-1)^2 \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_{2'}}$$

3. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

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 α_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

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	$d=m.Z$
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 mô đun $m=10\text{mm}$, 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:

$$a = \frac{m. (Z_2 + Z_1)}{2} = \frac{10. (47 + 18)}{2} = 325\text{mm}$$

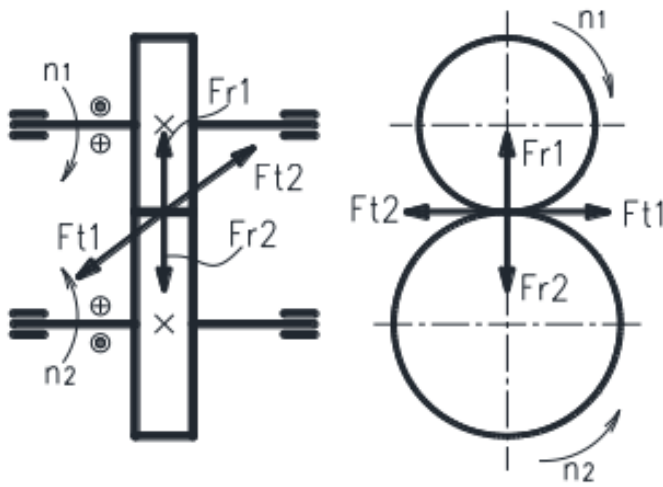
2) Trường hợp ăn khớp trong

- Các thông số tương tự ăn khớp ngoài, ngoài trừ d_{a2} , a_w và d_f2 .
- Đường kính vòng đỉnh bánh bị dẫn: $d_{e2} = m \cdot (Z_1 - 2) = 10 \cdot (47 - 2) = 450 \text{ mm}$
- Khoảng cách trục: $a_w = m \cdot (Z_2 - Z_1) / 2 = 10 \cdot (47 - 18) / 2 = 145 \text{ mm}$
- Đường kính vòng đáy bánh bị dẫn:

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

3.2 Lực tác dụng lên bánh răng trụ răng thẳng.

Toạ độ lực



Ft: Lực vòng

Fr: lực hướng tâm

Fa: Lực dọc trục

Quy tắc: Khi xét lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, ta chỉ xét lực tác dụng lên bánh răng bị tác dụng ngược chiều và cùng chiều và cùng độ lớn với lực trên bánh dẫn.

Điền đặt tại vị trí ăn khớp

Phương chiều tại vị trí ăn khớp, chiều của lực vòng ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn.

Với T1: m- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp - Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng

- Độ lớn: $F_t = F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 1120}{0,2} = 11200 \text{ N}$

m: modun răng (mm), z_1 số bánh răng

3.3 Lực tác dụng lên bánh răng côn thẳng

Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng côn được phân tích thành 3 thành phần

Lực vòng F_t , lực hướng tâm F_r và trục dọc trục F_a .

3.3.1 Lực vòng trên bánh dẫn F_{t1} (N)

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot Z_1}$$

3.3.2. Lực

- Điểm đặt:

hướng tâm
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: $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$. $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_2$.

3.3.3. 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: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$ $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$.

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

1. KHÁI NIỆM CHUNG

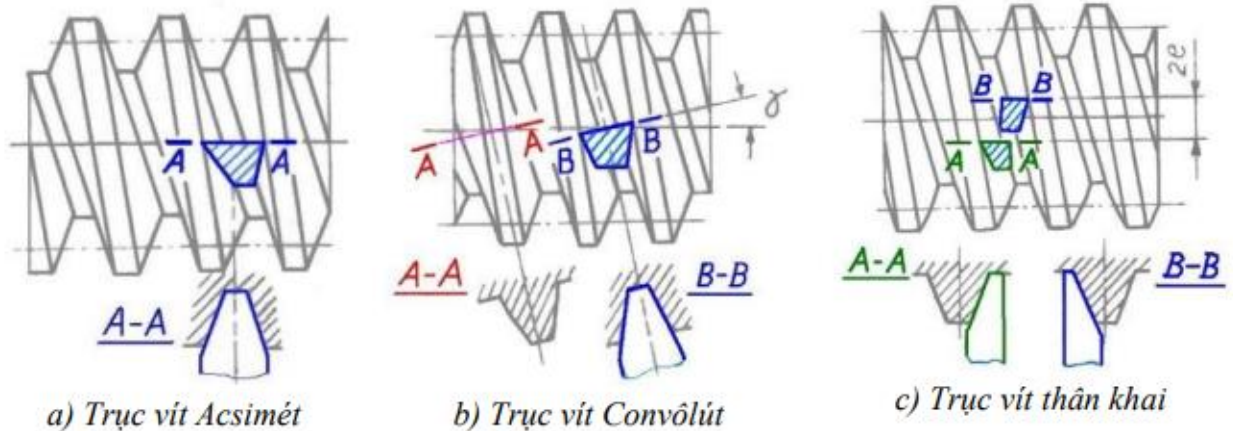
1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít Truyền động trục vít thuộc loại truyền động bánh răng đặc biệt dùng để truyền chuyển động quay và tải trọng giữa hai trục chéo nhau, góc giữa hai trục thường là 90° .

Trục vít là một trục có nhiều vòng ren, thường bằng thép. Bánh vít có cấu tạo tương tự bánh răng nghiêng nhưng dạng răng khác, mặt chân răng là một phần của mặt xuyến, thường làm bằng hợp kim màu. Bánh vít được gia công bằng dao phay lăn có hình dạng giống như trục vít sẽ ăn khớp với nó (nhưng đường kính ngoài của dao hơi lớn hơn đường kính ngoài của trục vít để tạo nên khe hở hướng tâm ở chân răng bánh vít). Ren trục vít và răng bánh vít tiếp xúc nhau theo đường; thông thường trục vít dẫn động.

1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít 1. Theo biên dạng (prôfin) ren - Bộ truyền trục vít Acsimét: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc chứa đường tâm của trục vít, tương tự như ren thang con

. - Bộ truyền trục vít Convôlút: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến với đường ren.

- Bộ truyền trục vít thân khai: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở.



2. Theo vị trí tương đối của trục vít so với bánh vít

- Bộ truyền trục vít nằm trên
- Bộ truyền trục vít nằm dưới
- Bộ truyền trục vít nằm bên cạnh

3. Theo hình dáng trục vít

- Bộ truyền trục vít trụ: có trục vít hình trụ như trên
- Bộ truyền trục vít lõm (còn gọi là bộ truyền glôbôit), trong đó trục vít được khoét lõm như trên để có nhiều ren cùng ăn khớp.

d. Theo số mỗi ren

- Trục vít một mối ren
- Trục vít nhiều mối ren.

Hiện nay truyền động trục vít trụ được dùng nhiều hơn cả. Vì vậy ta chỉ nghiên cứu về trục vít trụ Acsimét (gọi là bộ truyền trục vít Acsimét).

1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

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).

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.
- Phạm vi ứng 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 $m = t/\pi$ (mm)

t: bước ren trục vít = bước ren bánh vít 73

Giá trị m được tiêu chuẩn hoá theo hai dãy theo thứ tự ưu tiên sau:

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

Dãy 2: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 9; 12; 14

- Góc prôfin ren trục vít: $\alpha = 20^\circ$ (đo trong tiết diện dọc trục của trục vít)
- Hệ số đường kính trục vít q: chọn theo tiêu chuẩn tùy theo môđun m.

Giá trị q được tiêu chuẩn hoá theo hai dãy theo thứ tự ưu tiên sau:

Dãy 1: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

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

Chọn hệ số đường kính q theo modul m

Modul m (mm)	Hệ số đường kính q
1,6	10; 12,5; 16; 20
2; 2,5; 3,15; 4; 5; 8; 10; 12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
6,3	8,9; 10; 12,5; 14; 16; 20
16	8; 10; 12,5; 16
20	8; 10

- Bước của đường xoắn ốc: $S = Z1.t$

- Số mối ren của trục vít: $Z1 = 1 \div 4$. Truyền công suất lớn không nên lấy $Z1 = 1$ vì hiệu suất rất thấp và bộ truyền bị nóng nhiều.

- Số ren bánh vít $Z2$ ($Z2 \geq 25$): Số răng $Z2$ không nên ít quá để tránh bị cắt chân răng, thông thường chọn trong khoảng $Z2 = 50 \div 60$ (răng).

- Đường kính mặt trụ lăn của trục vít $d1$ (mm): (bằng đường kính mặt trụ chia của trục vít $dc1$): $d1 = dc1 = m.q$ (trường hợp không dịch chỉnh)

Để hạn chế số dao gia công bánh vít, người ta tiêu chuẩn hoá các giá trị m và q đi đôi với nhau (tiêu chuẩn hoá giá trị $m\sqrt{q}$ 3)

- Đường kính vòng lăn bánh vít $d2$ (mm): trùng với đường kính vòng chia $dc2$:

$$d2 = dc2 = m.Z2$$

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

- Đường kính mặt trụ đỉnh ren $de1$ và mặt trụ đáy ren trục vít $di1$:

$$de1 = dc1 + 2.m ; di1 = dc1 - 2,4.m$$

- Đường kính vòng đỉnh răng $de2$ và vòng đáy răng bánh vít $di2$:

$$de2 = dc2 + 2.m ; di2 = dc2 - 2,4.m$$

- Khoảng cách trục của bộ truyền không dịch chỉnh:

$$a = dc1 + dc2 = 2,5 . m . (Z2 + q)$$

- Chiều dài phần cắt ren trên trục vít $b1 \geq (C1 + C2Z1)m$

- Nếu $Z1 = 1, 2$ thì $C1 = 11$ và $C2 = 0,06$.

- Nếu $Z1 = 4$ thì $C1 = 12,5$ và $C2 = 0,09$.

- Đường kính lớn nhất của bánh vít

$$d_{eM2} \leq d_{e2} + \frac{6m}{Z1+2}$$

- Chiều rộng bánh vít b_2 Khi $z_1 = 1$ hoặc 2 thì $b_2 \leq 0,75d_{e1}$; $z_1 = 4$ thì $b_2 \leq 0,67d_{e1}$
- Góc nghiêng răng của bánh vít $\beta = \gamma$
- Góc ôm trục vít bởi bánh vít

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

thông thường $2\delta = 100$

3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

3.1. Tỷ số truyền (u)

Khi trục vít quay một vòng thì mỗi điểm trên vòng lăn của bánh vít di chuyển được một khoảng S (bước của đường xoắn ốc), nghĩa là bánh vít quay được $S/\pi.d_2$ vòng. Vậy trong một phút trục vít quay được n_1 vòng thì bánh vít quay được:

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

Tỷ số truyền:

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

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

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

Do Z_1 có giá trị nhỏ ($Z_1 = 1 \div 4$), tỷ số truyền có trị số lớn. Nếu biểu thị bước đường xoắn ốc của ren trục vít theo hệ thức: $S = \pi.d_1.tg\lambda$ Từ (12-11) ta có:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi \cdot d_2}{\pi d_1.tg\lambda} = \frac{d_2}{d_1.tg\lambda}$$

Vậy trong bộ truyền trục vít tỷ số truyền i không bằng tỷ số giữa đường kính vòng lăn bánh vít với đường kính vòng lăn trục vít ($i \neq \frac{d_2}{d_1}$) mà bằng tỷ số giữa số răng bánh vít với số mỗi ren của trục vít.

Tỷ số truyền được chọn theo dãy tiêu chuẩn, giá trị u thực tế không được sai lệch quá 4% so với giá trị tiêu chuẩn.

Dãy 1	8; 10; 12, 5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80
Dãy 2	9; 11,2; 14; 18; 22, 4; 28; 35, 5; 45; 56; 71

3.2. Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 n_1}{100 \cdot 60} \text{ m/s}$$

- Vận tốc vòng của bánh vít:

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 n_2}{100 \cdot 60} \text{ m/s}$$

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

$d_2 = m \cdot Z_2$: đường kính vòng lăn trục vít

n_1 : số vòng quay của trục vít (v/p)

n_2 : số vòng quay của bánh vít (v/p)

m : môđun mặt đáy của răng

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

Z_1 : Số mối ren của trục vít

Z_2 : Số răng của bánh vít

3.3. Vận tốc trượt

- Vận tốc trượt v_{tr} : $v_{tr} = v_1 / \cos \lambda$

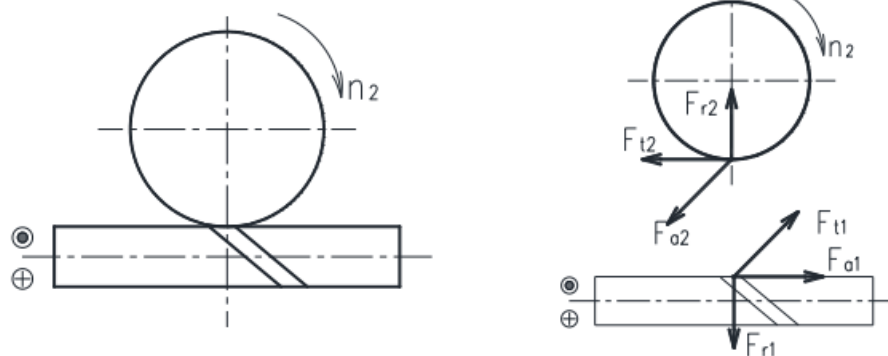
Đối với bộ truyền không dịch chỉnh:

$$v_{tr} = \frac{m n_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2}$$

3. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

4.1. Lực tác dụng

Khi bộ truyền làm việc, trục và ổ mang trục vít và bánh vít chịu tác dụng của những lực sau



1. Lực vòng F_t : F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II.

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương chiều: Phương của F_{t1} tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của F_{t2} tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .
- Giá trị của F_{t1} và F_{t2}

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}, F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Quan hệ giữa F_{t1} và F_{t2} được xác định: $F_{t1} = F_{t2} \cdot \tan(\gamma + \varphi)$

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

T : Mômen xoắn trên trục dẫn và trục bị dẫn; (Nmm)

d : Đường kính vòng chia của trục vít và bánh vít (mm)

2. Lực hướng tâm F_r :

- 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: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha / \cos \lambda$

3. Lực dọc trục F_a

- 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} , F_{a2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren. Giá trị của lực dọc trục:

- Giá trị:

$$F_{a1} = F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_2$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2 \cdot T_1 / d_1$$

Lực F_{a1} tác dụng lên trục vít có giá trị rất lớn, dễ làm trục vít mất ổn định.

4.2. Tải trọng tính

Tải trọng tính là tích của hệ số tải trọng K với tải trọng danh nghĩa Hệ số tải trọng K gồm hai thành phần: $K = K_{tt} \cdot K_{đ}$

1. Hệ số tập trung tải trọng K_{tt}

Nguyên nhân chủ yếu gây ra tập trung tải trọng là do trục vít bị biến dạng uốn (bị võng). Việc xác định hệ số K_{tt} dựa vào các bảng tra (sách Thiết kế Chi tiết máy).

2. Tải trọng động sinh ra do chất lượng chế tạo, lắp ghép và vận tốc của bộ truyền. Các sai số này dẫn đến ăn khớp kém chính xác; vận tốc cao, tải trọng động càng lớn.

- Nếu vận tốc vòng của bánh vít $v_2 \leq 3\text{m/s}$ thì lấy $K_{đ} = 1 \div 1,1$

- Nếu $v_2 > 3\text{m/s}$ thì lấy $K_{đ} = 1,1 \div 1,3$

5. CÁC DẠNG HỒNG

Trong quá trình làm việc, bộ truyền trục vít-bánh vít có thể xuất hiện các dạng hỏng gồm có:

1. Dính xước bề mặt: thường xảy ra ở các bộ truyền có áp suất trên bề mặt tiếp xúc lớn, vận tốc làm việc tương đối lớn. Trên bề mặt ren trục vít có dính các hạt kim loại, bị bứt ra từ bánh vít. Mặt ren trở nên sần sùi. Đồng thời mặt răng bánh vít bị cào xước. Chất lượng bề mặt giảm đáng kể, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

Nguyên nhân: do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu của bánh vít tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo. Kim loại bị bứt ra dính lên mặt ren trục vít, tạo thành các vấu, các vấu này cào xước mặt răng bánh vít.

2. Mòn răng bánh vít và ren trục vít: do vận tốc trượt rất lớn, nên tốc độ mòn cao. Vật liệu của bánh vít có cơ tính thấp, bánh vít bị mòn nhiều hơn. Mòn làm yếu chân răng và làm nhọn răng bánh vít. Mòn thường xảy ra ở những bộ truyền có áp suất trung bình và bôi trơn không đầy đủ.
3. Biến dạng mặt răng: trên răng bánh vít có những chỗ lồi lõm, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không tốt nữa. Dạng hỏng này thường xuất hiện ở các bộ truyền có áp suất trên mặt tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp.
4. Gãy răng bánh vít: một hoặc vài răng tách rời khỏi bánh vít. Gãy răng là dạng hỏng nguy hiểm.
Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.
5. Tróc rỗ mặt răng: trên mặt ren trục vít và răng bánh vít có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền bánh vít làm bằng đồng thanh có độ bền chống dính cao, ứng suất tiếp xúc nhỏ và được bôi trơn đầy đủ.
6. Nhiệt độ làm việc quá cao: Khi nhiệt độ vượt quá giá trị cho phép, sẽ làm giảm chất lượng dầu bôi trơn. Làm thay đổi tính chất các mối ghép, có thể dẫn đến kẹt ổ. Làm các trục giãn dài, có thể làm tăng tải trọng phụ.
7. Trục vít bị uốn cong: do mất ổn định. Đối với những bộ truyền có trục vít mảnh, tỷ lệ giữa khoảng cách l và đường kính d_{f1} quá lớn. Lực dọc trục F_{a1} nén trục vít, làm trục vít mất ổn định.

6. BÔI TRƠN VÀ HIỆU SUẤT CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT-BÁNH VÍT

6.1. Bôi trơn

Khi bộ truyền trục vít làm việc, tại các bề mặt tiếp xúc của ren trục vít với răng bánh vít có ma sát lớn nên sinh nhiều nhiệt và làm giảm hiệu suất của bộ truyền. Vì vậy ta phải bôi trơn cho bộ truyền. Để bôi trơn cho bộ truyền thì một phần trục vít hoặc một phần bánh vít phải được nhúng trong dầu tùy theo vị trí bánh vít ở dưới hay trục vít ở dưới. Để tránh mất mát nhiều công suất do khuấy dầu, chỉ nên cho dầu ngập đến chân ren trục vít hoặc ngập 1/3 bánh kính bánh vít. Lượng dầu đổ vào hộp giảm tốc nên lấy khoảng $0,35 \div 0,7$ lít cho 1 kW. Khi vận tốc vòng của trục vít $v \geq 12$ m/s thì bộ truyền được bôi trơn bằng cách phun dầu.

Dùng dầu bôi trơn có độ nhớt càng cao thì càng tăng khả năng chống dính, nhưng cũng làm tăng khả năng mất mát công suất do khuấy dầu. Có thể chọn độ nhớt thích hợp cho dầu bôi trơn theo bảng 6. Để tăng khả năng chống dính nên pha thêm khoảng 3 10% ÷ dầu thực vật hoặc mỡ động vật.

Chọn độ nhớt động của dầu bôi trơn bộ truyền trục vít (Ở nhiệt độ 50°C và 100°C)

Vận tốc trượt v_{tr} , m/s	Dưới 1	Dưới 2,5	Dưới 5	5÷10	10÷15	15÷25	Trên 25
Độ nhớt động (cSt) của dầu ở 50°C	450	270	180	120	85	60	45
Độ nhớt động (cSt) của dầu ở 100°C	53	34	23	15	-	-	-

6.2. Hiệu suất

Khi làm việc, bộ trục vít cũng như bộ truyền bánh răng bị mất mát công suất do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khi ăn khớp, do ma sát trong ổ trục và do khuấy dầu. Vì vận tốc trượt lớn cho nên mất mát do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khá lớn.

Nếu không kể đến công suất mất mát trong ổ và do khuấy dầu, trường hợp trục vít dẫn động, thì hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức

$$n = \frac{\tan(\lambda)}{\tan(\lambda + \varphi)}$$

Nếu xét đến cả mất mát công suất do khuấy dầu thì hiệu suất được tính theo công thức

$$n = 0,95 \frac{\tan(\lambda)}{\tan(\lambda + \varphi)}$$

Qua công thức trên ta thấy hiệu suất tăng khi tăng góc nâng ren trục vít λ và giảm góc ma sát φ . Xét biến thiên của hiệu suất η theo góc nâng ren trục vít λ , khi $\lambda = 45^\circ - \varphi/2$ hiệu

suất η có hệ số cực đại. Tuy nhiên để kích thước bộ truyền không quá lớn hoặc không làm giảm độ cứng vững của trục vít thì thường lấy λ không quá 25°C .

Khi kích thước bộ truyền chưa được xác định (do đó chưa biết được vận tốc trượt v và γ) có thể lấy sơ bộ hiệu suất như sau:

$$Z1 = 1 \text{ thì } \eta = 0,7 \div 0,75$$

$$Z1 = 2 \text{ thì } \eta = 0,75 \div 0,82$$

$$Z1 = 4 \text{ thì } \eta = 0,87 \div 0,92$$

Trường hợp bánh vít dẫn động hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức sau:

$$\eta = 0,95 \frac{\tan(\lambda)}{\tan(\lambda + \varphi)}$$

Hiệu suất của bộ truyền có bánh vít dẫn động rất thấp ($\eta < 0,5$). Từ công thức (14 - 6) ta có thể thấy khi $\lambda \leq \varphi$ thì $\eta \leq 0$, nghĩa là bộ truyền tự hãm (chuyển động không thể truyền từ bánh vít sang trục vít)

BÀI TẬP ÁP DỤNG

Ví dụ 1. Hệ thống truyền động gồm cặp bánh răng trụ răng nghiêng và trục vít - bánh vít như hình 6. (truyền chuyển động và công suất từ bánh răng 1 sang bánh vít 4). Cho biết trục vít chế tạo từ thép và bánh vít từ đồng thanh, tỉ số truyền bộ truyền trục vít $u_{34} = 20$, số vòng quay trục vít 3 là $n_3 = 600$ vg/ph. Xác định:

- Phương, chiều lực tác dụng lên các bánh răng, trục vít và bánh vít?
- Các thông số hình học bộ truyền trục vít (z_3 , z_4 , q và môđun m) nếu cho trước khoảng cách trục $a_{34} = 200\text{mm}$ và bánh vít không dịch chỉnh.
- Vận tốc trượt v , góc ma sát thay thế ρ' và hiệu suất bộ truyền trục vít η

Bài giải:

a) Phương chiều các lực tác dụng lên các bánh răng, trục vít và bánh vít được phân tích trên hình 6.8.

b) Chọn số mối ren $z_3 = 2$ với tỉ số truyền $u = 20$. Số răng bánh vít $Z_2 = 20 \times 2 = 40$.

Chọn hệ số đường kính $q \approx 0,26 \times Z_2 = 10,4 \rightarrow$ chọn $q = 10$.

Từ đây suy ra: $m = 2 \times a_w / (Z_2 + q) = 2 \times 200 / (40 + 10) = 8$, ta chọn $m = 8$ mm theo tiêu chuẩn.

Khoảng cách trục: $a_w = 8 \times (40 + 10) / 2 = 200\text{mm}$.

Xác định các kích thước chính của bộ truyền.

Thông số hình học	Công thức:
Trục vít	
Đường kính vòng chia	$d_1 = m \times q = 8 \times 10 = 80 \text{ mm}$
Đường kính vòng đỉnh	$d_{e1} = d_1 + 2 \times m = 96 \text{ mm}$
Đường kính vòng đáy	$d_{i1} = d_1 - 2,4 \times m = 60,8 \text{ mm}$
Góc xoắn ốc vít λ	$\lambda = \arctg \frac{Z_1}{q} = 11,31^\circ$
Chiều dài phần cắt ren trục vít	$b_1 \geq (C_1 + C_2 \times Z_2) \times m = (11 + 0,06 \times 40)8 = 107,2 \text{ mm}$
Bánh vít	
Đường kính vòng chia	$d_2 = m \times Z_2 = 8 \times 40 = 320 \text{ mm}$
Đường kính vòng đỉnh	$d_{e2} = m \times (Z_2 + 2) = 8 \times (40 + 2) = 336 \text{ mm}$
Đường kính vòng đáy	$d_{i2} = m \times (Z_2 - 2,4) = 8 \times (40 - 2,4) = 300,8 \text{ mm}$
Khoảng cách trục	$a_w = 0,5 \times m \times (q + Z_2) = 0,5 \times 8 \times (10 + 40) = 200 \text{ mm}$
Đường kính lớn nhất bánh vít	$d_{eM2} \leq d_{e2} + 6 \times m / (z_1 + 2) = 336 + 6 \times 8 / (2 + 2) = 528 \text{ mm}$
Chiều rộng bánh vít b_2	$b_2 \leq 0,75 \times d_{e1} = 0,75 \times 96 = 72 \text{ mm}$

c) Vận tốc trượt:

$$v_s = \frac{m \times q}{1950} \times \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{8 \times 9}{1950} \times \sqrt{2^2 + 10^2} = 2,51 \text{ m/s}$$

Hiệu suất η theo công thức

$$\eta = 0,95 \times \frac{\tan 11,31}{\tan(11,31 + 1,97)} = 0,805$$

Trong đó góc ma sát ρ' có thể tra bảng (7.5) [10] hoặc tính theo công thức: $\rho' = \arctg f = \arctg(0,048 / \text{vs } 0,36) = 1,97^\circ$.

GHỊ LẠI LỜI GIẢI

HỌ VÀ TÊN SINH VIÊN: LÝ PHAN MINH TUẤN

LỚP:19T4-CNÔ5

Mssv:19001102

Mã đề:40

Bài 1(3,0 điểm)

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 $d_1=180\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0=900\text{N}$ và khoảng cách trục $a=1600\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v .

- Hãy xác định: ều 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 tắt

$$P_1= 10 \text{ Kw}$$

$$n_1= 980$$

$$u = 3$$

$$d_1 = 180\text{mm}$$

$$F_0 = 900$$

$$a = 1600\text{mm}$$

Bài làm:

a) Đường kính bánh bị dẫn d_2

$$u = \frac{d_2}{d_1} \leftrightarrow 3 = \frac{d_2}{180}$$
$$\rightarrow d_2 = 540\text{mm}$$

Góc ôm đai

$$\alpha_1 = 180 - 57. \frac{d_2 - d_1}{a}$$

$$= 180 - 57 \cdot \frac{540 - 180}{1600}$$

$$= 167,1^\circ$$

Chiều dài cần thiết của dây đai L

$$\begin{aligned} L_{tt} &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \\ &= 2 \cdot 1600 + \frac{\pi}{2} \cdot (180 + 540) + \frac{(540 - 180)^2}{4 \cdot 1600} \\ &= 4351,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

$$= 4351,2 + (100 \rightarrow 400)$$

$$= 4500 \text{ mm}$$

b) Vận tốc v_1

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 180 \cdot 980}{60000} = 9,2 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} = \frac{1000 \cdot 10}{9,2} = 1086,9 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$\begin{aligned} F_r &= 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \\ &= 2 \cdot 900 \cdot \sin\left(\frac{167,1}{2}\right) \\ &= 1788,6 \text{ N} \end{aligned}$$

c) Hệ số ma sát tối thiểu để không xảy ra trượt trên là

$$\begin{aligned} F_0 &\geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e f \alpha_1 + 1}{e f \alpha_1 - 1} \\ \Leftrightarrow 900 &\geq \frac{1086,9}{2} \cdot \frac{e f \cdot 2,91 + 1}{e f \cdot 2,91 - 1} \\ \Leftrightarrow f &\geq 0,481 \end{aligned}$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không bị hiện tượng trượt trên là:

$$f_{\min} = 0,481$$

Bài 2(2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=1000$ mm, bước xích $p_c=19,05$ mm; công suất truyền động $P=10$ kW; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=23$ răng; tỉ số truyền $u=3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=250$ 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 ; lực vòng F_t và lực tác dụng lên ổ trục F_r biết bộ truyền nằm ngang? (1,0đ)

Tóm tắt:

$a=1000$ mm 36 $p_c=19,05$ mm $P=10$ kw $Z_1=23$ răng $u=3$ $n_1=250$ vòng/phút

Bài làm

a) Số răng đĩa xích bị dẫn

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

Đường kính vòng chia d_1, d_2

$$d_1 = \frac{p_c \cdot Z_1}{\pi} = \frac{19,05 \cdot 23}{\pi} \\ = 139,5 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{p_c \cdot Z_2}{\pi} = \frac{19,05 \cdot 69}{\pi} \\ = 418,4 \text{ mm}$$

b) Số mắt xích X

$$X = \frac{2 \cdot a}{p_c} + \frac{1}{2} (Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c}{a} \\ = \frac{2 \cdot 1000}{19,05} + \frac{1}{2} (69 + 23) + \left(\frac{69 - 23}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{1000} \\ = 152 \text{ mm}$$

Chọn $X = 152$ mắt xích

c) Vận tốc v

$$V_1 = \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{6000} = \frac{19,05 \cdot 23 \cdot 250}{6000} = 1,8 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000.P}{v} = \frac{1000.10}{1,8} = 5555,5 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

Mà $K_m = 1,15$ bộ truyền nằm ngang

$$\begin{aligned} \rightarrow F_r &= 1,15 \cdot 5555,5 \\ &= 6388,8 \text{ N} \end{aligned}$$

Bài 3(2,25 điểm)

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 $a_w=300\text{mm}$, số răng $Z_1=20$ răng, $Z_2=75$ răng, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định

a. Mô 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 tắt

$$T_1=80000\text{Nmm}$$

$$a_w=300\text{mm} \quad \alpha=20^\circ$$

$$Z_1=20 \quad Z_2=75$$

Bài làm

a) Khoảng cách trục a_w

$$\begin{aligned} a_w &= \frac{m_n.(Z_2+Z_1)}{2.\cos \beta} \\ \rightarrow \cos \beta &= \frac{m_n.(Z_2+Z_1)}{2.a_w} \\ &= \frac{m_n.(75+20)}{2.300} \quad (1) \end{aligned}$$

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)

$$\rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n.(75+20)}{2.300} \geq \cos 20^\circ$$

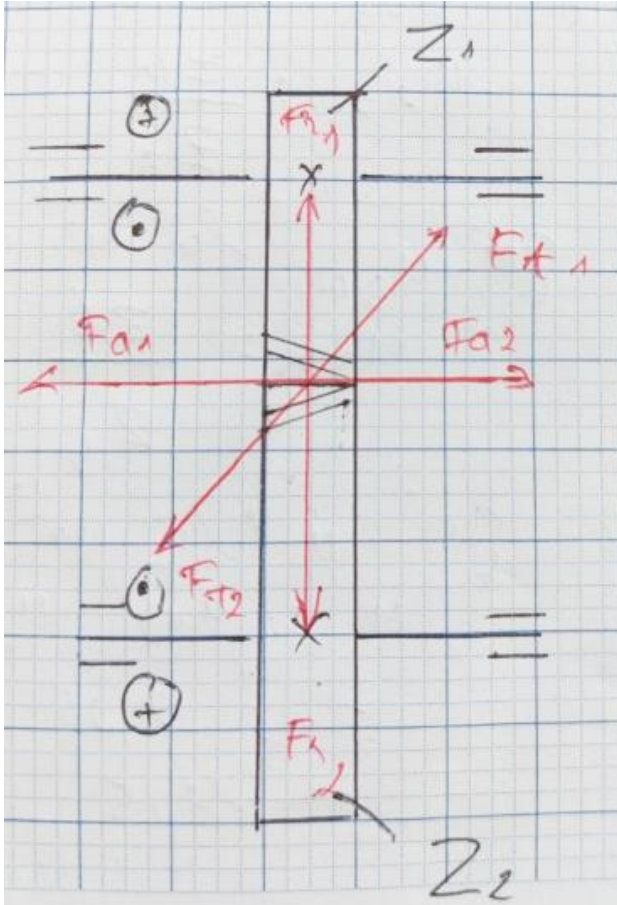
$$\rightarrow \frac{2.300.\cos 8^\circ}{75+20} \geq m_n \geq \frac{2.300.\cos 20^\circ}{75+20}$$

$$\rightarrow 6,2 \geq mn \geq 5,9$$

Vậy $mn = 6\text{mm}$

❖ Góc nghiêng răng

$$\begin{aligned}\cos\beta &= \frac{mn.(Z_2+Z_1)}{2.a_w} \\ &= \frac{6.(75+20)}{2.300} = \frac{19}{20} \\ \rightarrow \beta &= 18,19^\circ\end{aligned}$$



b) Giá trị thật

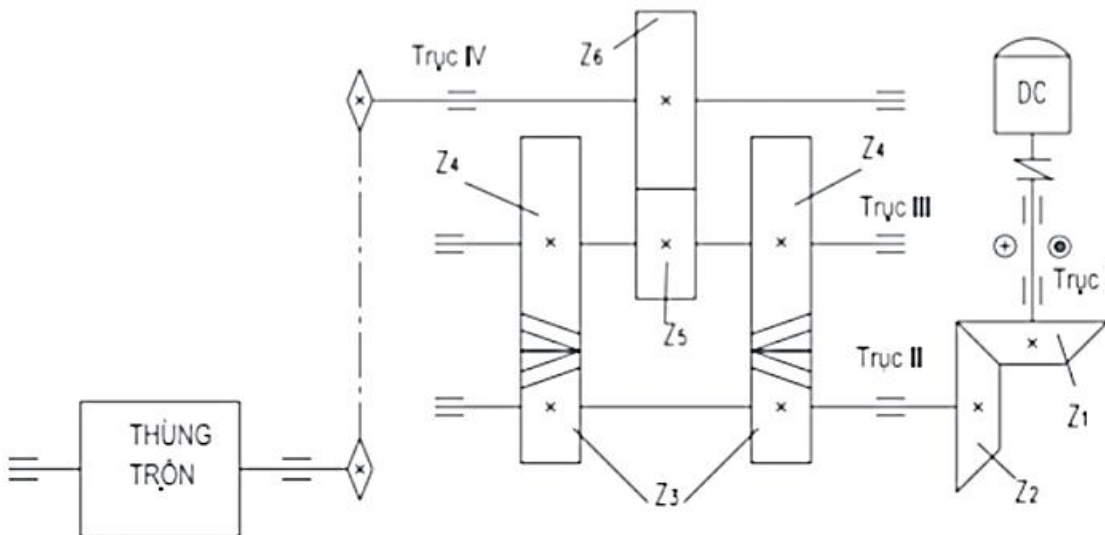
Độ lớn của vòng

$$\begin{aligned}F_{t1} = F_{t2} &= \frac{2.T_1 . \cos\beta}{mn.Z_1} = \frac{2.80000 . \cos 18,19^\circ}{60.20} \\ &= 1266,7 \text{ N}\end{aligned}$$

Bài 4(2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=950$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=20$, $Z_2=40$, $Z_3=20$, $Z_4=45$, $Z_5=20$, $Z_6=50$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=2$. 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)



Bài làm

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

$$U_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{40}{20} = 2$$

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

$$U_{23} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{45}{20} = 2,25$$

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

$$U_{34} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{50}{20} = 2,5$$

Gọi u là tỉ số truyền chung hệ

$$U = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34} \cdot U_x$$

$$= 2 \cdot 2,25 \cdot 2,5 \cdot 2$$

$$= 22,5$$