

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



TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 14

HVTH: LÊ LÂM GIA HUY

Ngành học: ĐỘNG LỰC

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: 14

Ngành học: ĐỘNG LỰC

Lớp học: 19T4-CNÔ5

Giám khảo 1

Giám khảo 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Môn học chi tiết máy là một trong những môn học cơ sở giúp cho sinh viên chuyên ngành cơ khí có một cách nhìn tổng quan về nền công nghiệp đang phát triển như vũ bão.

Đây là môn học đóng vai trò quan trọng trong chương trình đào tạo kỹ sư và các cán bộ

kỹ thuật, nguyên lý làm việc và phương pháp tính toán các chi tiết phục vụ cho các máy móc ngành công - nông nghiệp, giao thông vận tải,...

Thiết kế đồ án chi tiết máy là sự kết hợp chặt chẽ giữa lý thuyết và thực nghiệm, từ đó sinh viên có cơ hội tổng kết lại những lý thuyết và làm quen với công việc thiết kế.

Trong các nhà máy xí nghiệp, khi cần vận chuyển vật liệu rời chủ yếu sử dụng các máy vận chuyển gián đoạn, các máy vận chuyển liên tục. Khác với các máy vận chuyển hợp giảm tốc bánh răng trụ một cấp, hai cấp, bánh vít - trục vít, bánh răng - trục vít.

Em xin chân thành cảm ơn các thầy cô trong bộ môn đã tận tình giúp đỡ em, đặc biệt là cô hướng dẫn.

MỤC LỤC

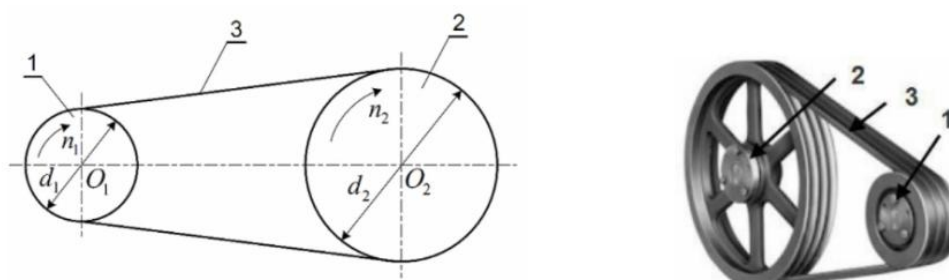
	Trang
CHƯƠNG 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	5
1. Khái niệm chung.....	5
2. Ưu và nhược điểm bộ truyền động đai.....	6
3. Thông số hình học bộ truyền đai.....	6
4. Lực tác động lên trục bộ truyền động đai.....	7
5. Bài tập áp dụng.....	7
 CHƯƠNG 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	 8
1. Khái niệm chung.....	8
2. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền xích.....	9
3. Thông số hình học của bộ truyền động xích.....	10
4. Động học của bộ truyền động xích.....	11
5. Lực tác dụng lên bộ truyền động xích.....	12
 CHƯƠNG 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	 13
1. Khái niệm chung.....	14
2. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	15
3. Truyền động của hệ thống bánh răng	16
4. Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng	16
5. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng	17
 CHƯƠNG 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....	 18
1. Khái niệm chung.....	18
2. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	19
3. Thông số hình học của bộ truyền trục vít ACSIMÉT.....	19
4. Động học truyền động trục vít - bánh vít.....	20

TÀI LIỆU THAM KHẢO

CHƯƠNG 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1. Khái niệm chung:

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 3.1) 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.

2. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

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.

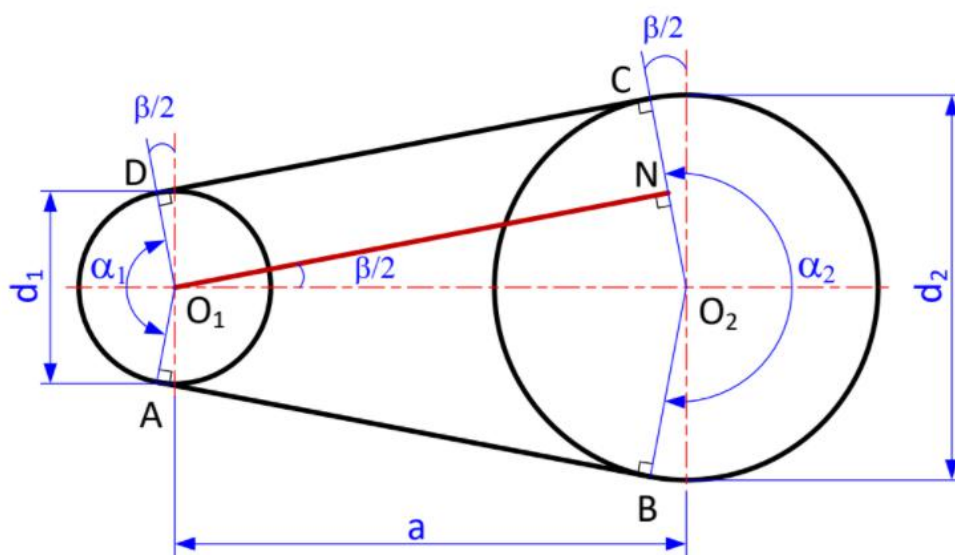
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

Nhược điểm:

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

3. Thông số hình học bộ truyền động đai

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

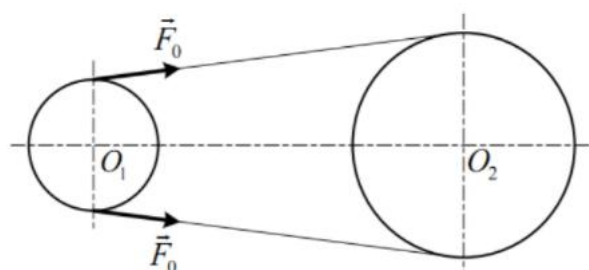


Hình 2. Thông số hình học chính của bộ truyền đai

4. 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 với lực căng ban đầu F_0 .

- Khi căng đai xuất hiện lực căng ban đầu

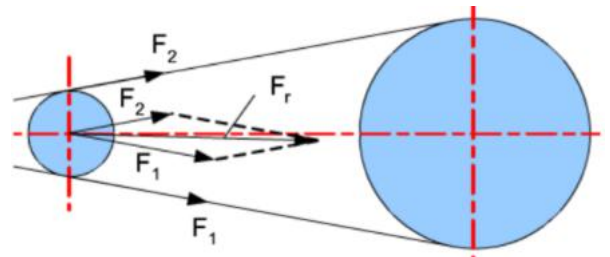
Hình 3.1 Lực căng ban đầu khi bộ truyền chưa làm việc

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

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

Đai thang: $\sigma_0 \leq 1,5 \text{ MPa}$

- 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)



Hình 3.2 Lực tác dụng lên trục F_r

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 .

Ta có lực vòng:

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

Trong đó:

F_t : lực vòng có ích (N) P : công suất (kW)

v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

T_1 : moment xoắn trên trục

5. Bài tập áp dụng

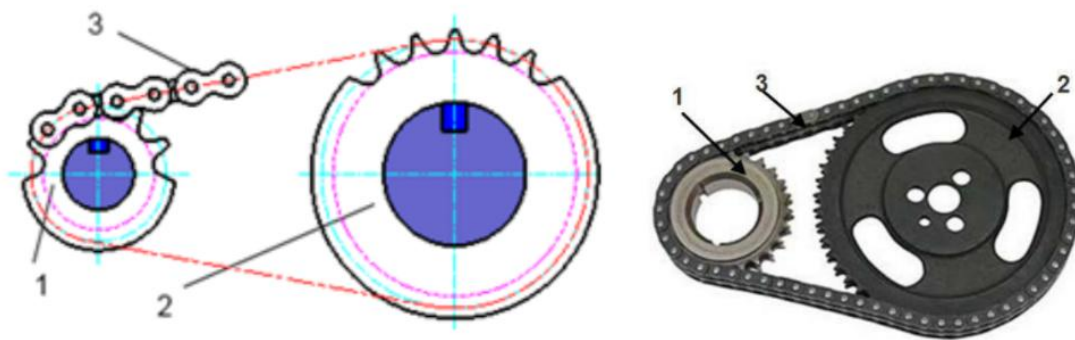
1. Khái niệm chung

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.

Cấu tạo bộ truyền động xích:



Hình 2.1 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

(hình 2.1). Ngoài ra, tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che. Có khi dùng một xích để truyền động từ đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn.

+ Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh

răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh răng.

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

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

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

Ưu điểm:

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

Nhược điểm:

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

Phạm vi sử dụng:

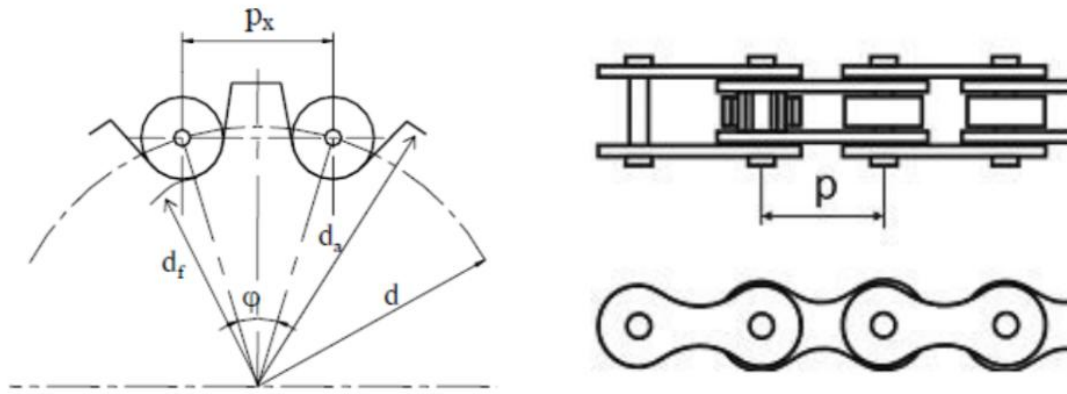
- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110 \text{ kW}$, $v \leq 15 \text{ m/s}$, $n \leq 500 \text{ v/p}$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

3. Thông số hình học của bộ truyền động xích

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 4.2



Hình 3.1.2 Thông số hình học của bộ truyền xích

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 (Hình 3.1.2). Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

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

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

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích d_{f1} , d_{f2} , mm.

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

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

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

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

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

Số mắt xích: $X = L/p_c$

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

4. Động học của bộ truyền động xích

Vận tốc và tỉ số truyền trung bình:

- Vận tốc bộ truyền xích:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$$

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

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$$

$$= \frac{p_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \text{ (m/s)}$$

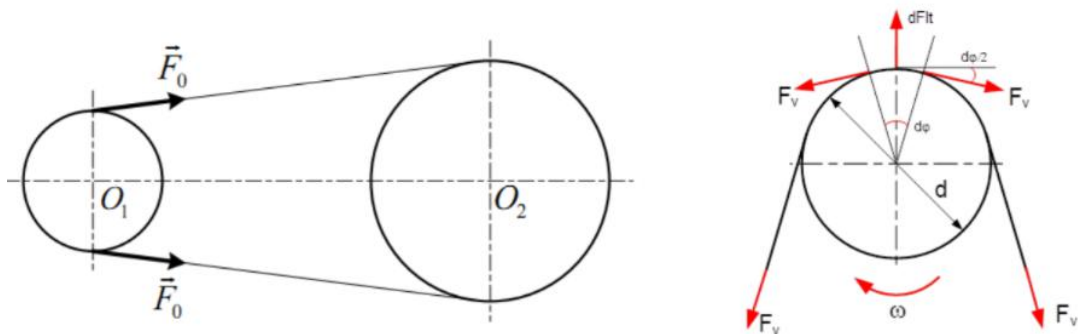
Vận tốc xích càng tăng thì xích càng chóng mòn, tải trọng động và tiếng ồn tăng. Do đó nên chọn $v \leq 15 \text{ m/s}$

- Tỷ số truyền của bộ truyền xích:

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

Nên chọn $u \leq 8$

5. Lực tác dụng lên bộ truyền động xích



Hình 5.1 Lực tác dụng lên bộ truyền xích

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

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

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

q_m : khối lượng một mét xích (kg/m)

g : gia tốc trọng trường (m/s^2)

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

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

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

$$F_1 - F_2 = F_t$$

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

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

Giá trị $F_2 = F_0 + F_v$. Vì F_0 và F_v tương đối nhỏ so với lực vòng F_t , nên khi tính toán ta

có thể lấy gần đúng $F_1 \approx F_t$; $F_2 \approx 0$

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

K_m : hệ số trọng lượng xích

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

$K_m=1$ bộ truyền thẳng đứng.

F_t : lực vòng có ích (N)

CHƯƠNG 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

1. Khái niệm chung

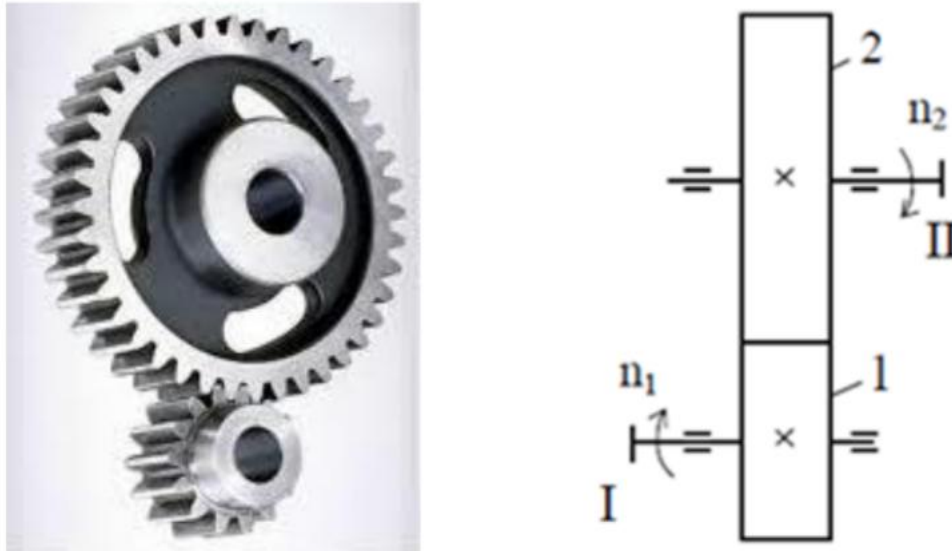
Định nghĩa:

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 T1

- 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.



Hình 5.1 Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

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.

2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

Ưu điểm:

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn;
- Tỉ số truyền không đổi;
- Hiệu suất cao, có thể đạt tới $97 \div 99\%$;
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy trong phạm vi công suất, tốc độ và tỷ số truyền khá rộng.

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.

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. Truyền động của hệ thống bánh răng

Tỷ 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).

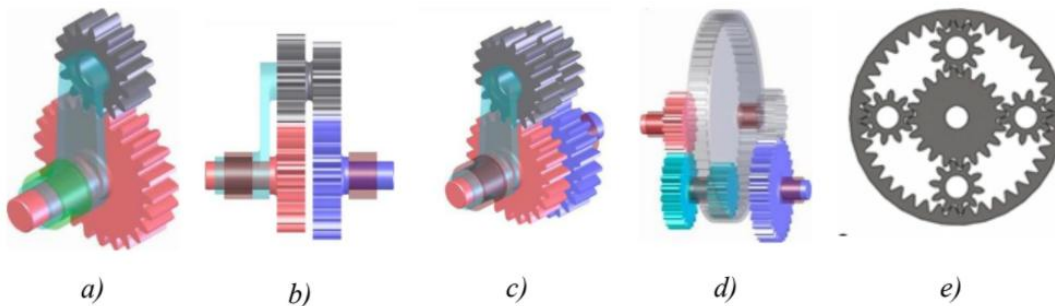
Z_1 : số răng của bánh răng dẫn; Z_2 : số răng của bánh răng bị dẫn

Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường:

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

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

Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh – visai:



Hình 5.1.2 Hệ bánh răng hành tinh - visai

4. Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng

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.

$m = t / z$ 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 góc 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 theo bảng 5.1

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

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền (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	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m \cdot (Z_2 \pm Z_1)}{2}$

Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng:

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

- Gọi β là góc nghiêng của răng (góc làm bởi phương răng và đường sinh của mặt

trụ). Phương răng có thể nghiêng trái hoặc nghiêng phải, giá trị của β ; có điều kiện

$8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$ đối với bánh răng trụ răng nghiêng và $30^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$ đối với bánh răng chữ V.

- Bước ngang p_t : là bước đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,
 - Bước pháp p_n : là bước đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng,
 - Môđun ngang m_t : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,
 - Môđun pháp m_n : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng.
- Ta có quan hệ: $p_n = p_t \cos \beta$; $m_n = m_t \cos \beta$
- Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, giá trị m_n được tiêu chuẩn hóa. Các giá trị tính toán thì tính theo m_t .

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

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền	u (i)	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d = \frac{m_n Z}{\cos \beta}$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m_n$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25.m_n$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25.m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = d_1 + 2m_n$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = d_1 - 2,5.m_n$
Bước răng	t	$t = \pi.m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{m_t(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$

Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng:

Bánh răng côn chủ yếu dùng để truyền động giữa hai trục vuông góc với nhau. Khi vận tốc thấp (khoảng 2÷3 m/s) thường dùng bánh răng côn răng thẳng vì chế tạo và lắp ghép đơn giản hơn các loại bánh răng nón khác. Khi vận tốc cao thì dùng bánh răng côn răng nghiêng hoặc răng cung tròn vì sự ăn khớp êm, khả năng tải cao và tính công nghệ cũng cao. So với bánh răng trụ thì bánh răng nón chế tạo và lắp ghép phức tạp hơn, các trục lại cắt nhau khiến khó bố trí ổ trục (một trục phải để công xôn). Việc cố định ổ trục cũng phức tạp vì có lực dọc trục. Do đó chỉ sử dụng bánh răng nón khi cần thiết.

5. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng

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

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

1. **Lực pháp tuyến F_n** : nằm trên mặt phẳng pháp trùng với mặt ngang và phân tích thành 2 thành phần là lực vòng F_t và lực hướng tâm F_r

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

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

2. Lực vòng F_t

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{m.Z_1}$$

3. Lực hướng tâm F_{r1}

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

4. Lực hướng tâm F_{a1}

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

Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng:

1. Lực vòng:

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

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương của F_{t1} và F_{t2} trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

2. Lực hướng tâm:

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương chiều: F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I.

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

- Giá trị: $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$. $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_2$.

3. Lực dọc trục:

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương chiều: F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1} hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều

của F_{a2} luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn. - Giá trị: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$ $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$.

CHƯƠNG 4: BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

1. Khái niệm chung

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° .



Hình 4.1 Hộp số giảm tốc



Hình 4.2 Trục vít

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.

2. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

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).

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...

3. 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

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 pôfin 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

4. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

Tỉ 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:

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

Tỉ số truyền:

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

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

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

LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

Lực vòng Ft: Ft1 tác dụng lên trục dẫn I, lực Ft2 tác dụng lên trục II.

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương chiều:** Phương của Ft1 tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của Ft2 tiếp

tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của Ft1 ngược với chiều quay n_1 , chiều của Ft2 cùng

với chiều quay n_2 .

- **Giá trị** của F_{t1} và F_{t2}

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

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

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.

TÀI LIỆU THAM KHẢO:

<https://classroom.google.com/u/0/c/NDE2Mjg2NDc0NDUy/m/NDE4NTU5OTY3NTE3/details>

<https://classroom.google.com/u/0/c/NDE2Mjg2NDc0NDUy/m/NDIwNzEwMjQ3ODQ2/details>

BÀI TẬP KIỂM TRA ĐỊNH KÌ:

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=10$ kW; số vòng quay bánh dẫn $n_1=900$ vòng/phút; tỷ số truyền $u=3$; đường kính bánh dẫn $d_1=160$ mm, lực căng ban đầu $F_0=1000$ N và khoảng cách trục $a=1800$ 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 trụ 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

Bài làm

a/ Số vòng quay bánh bị dẫn:

$$u = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow 3 = \frac{900}{n_2}$$

$$\Rightarrow n_2 = 300 \text{ vòng/phút}$$

Đường kính bánh bị dẫn:

$$u = \frac{d1}{d2} \Rightarrow 3 = \frac{d2}{160}$$

$$\Rightarrow d_2 = 480 \text{ (mm)}$$

Góc ôm đai:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 180 - 57 \cdot \frac{d2 - d1}{a} \\ &= 180 - 57 \cdot \frac{480 - 160}{1800} \\ &= 178,9^\circ\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}L_{tt} &= 2.a + \Pi \frac{(d1 + d2)}{2} + \frac{(d2 - d1)^2}{4.a} \\ &= 2.1800 + \Pi \frac{(160 + 480)}{2} + \frac{(480 - 160)^2}{4.1800} \\ &= 4619,53 \text{ (mm)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}L &= L_{tt} + (100-400) \\ &= 4719,53-5019,53\end{aligned}$$

Chọn $L = 5000 \text{ mm}$

b/ Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000.P}{v}$$

$$v = \frac{\Pi.d1.n1}{60000} = \frac{\Pi.160.900}{60000} = 7,53 \text{ (m/s)}$$

Lực tác dụng lên ổ trục F_r

$$\begin{aligned}F_r &= 2.F_0.\sin (\alpha_1/2) \\ &= 2.1000.\sin (178,9/2) \\ &= 1999,9 \text{ (N)}\end{aligned}$$

c/ Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt tròn

$$\alpha_1 = 178,9^\circ = 3,12 \text{ (rad/s)}$$

$$F_0 \geq \frac{Ft.ef\alpha_1+1}{2.ef\alpha_1-1}$$

$$\Leftrightarrow 1000 \geq \frac{1328,0.ef3,2+1}{2.ef3,2-1}$$

$$\Rightarrow f \geq 0,50$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không xảy ra hiện tượng trượt tròn

$$f_{\min} = 0,50$$

d/ $L_{tt} = 4619,53$

Chọn $L = 5000 \text{ mm}$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{480 - 160}{2} = 160 \text{ (mm)}$$

$$\begin{aligned} K &= L - \frac{\Pi(d_1 + d_2)}{2} \\ &= 5000 - \frac{\Pi(160 + 480)}{2} = 3994,7 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

Khoảng cách trục chính xác

$$\begin{aligned} a_{cx} &= \frac{K + \sqrt{K^2 - 8\Delta^2}}{4} \\ &= \frac{3994,7 + \sqrt{3994,7^2 - 8.(160)^2}}{4} = 1990,9 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=1000 \text{ mm}$, bước xích $p=25,4 \text{ mm}$; công suất

truyền động $P=10$ kW; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=25$ răng; tỉ số truyền $u=2$; 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)

Bài làm

a/ Số răng đĩa xích bị dẫn Z_2

$$Z_2 = u.Z_1 = 2.25 = 50 \text{ răng}$$

Đường kính vòng chia đĩa xích dẫn d_1

$$d_1 = \frac{P_c.Z_1}{\pi} = \frac{25,4.25}{\pi} = 202,12 \text{ (mm)}$$

Số mắt xích X

$$\begin{aligned} X &= \frac{2.a}{P_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P_c}{a} \\ &= \frac{2.1000}{25,4} + \frac{50 + 25}{2} + \left(\frac{50 - 25}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1000} \\ &= 116,34 \end{aligned}$$

Chọn $X = 116$ mắt xích

Bổ sung

Đường kính vòng chia đĩa xích dẫn d_2

$$d_2 = \frac{P_c.Z_2}{\pi} = \frac{25,4.50}{\pi} = 404,25 \text{ (mm)}$$

b/ Vận tốc v

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60000} = \frac{\pi \cdot 202,12 \cdot 400}{60000} = 4,19 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 10}{4,19} = 2386,63 \text{ (N)}$$

Bộ truyền nằm ngang

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

$$= 1,15 \cdot 2386,63$$

$$= 2744,62 \text{ (N)}$$

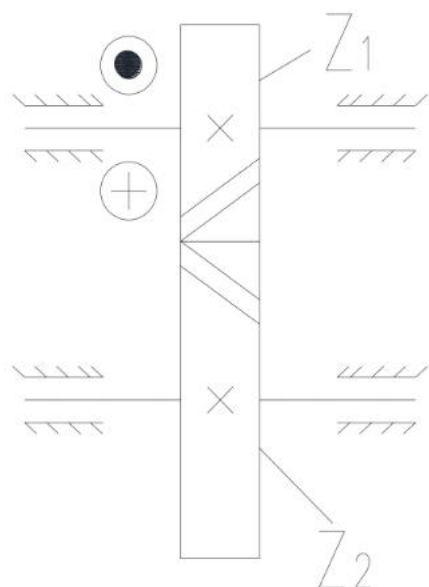
BÀI 3. (2,5 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn

ăn khớp ngoài như hình bên truyền mô men xoắn $T_1=50000\text{Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w= 200\text{mm}$, số răng $Z_1=20$ răng, $Z_2=65$ 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)



Bài làm

a/ Khoảng cách trục a_w

$$a_w = \frac{mn(Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta}$$

$$\Rightarrow \cos \beta = \frac{mn(65 + 20)}{2 \cdot 200} \quad (1)$$

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

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

Thay (1) vào (2):

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{mn(65 + 20)}{2 \cdot 200} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{2 \cdot 200 \cdot \cos 8^\circ}{65 + 20} \geq m_n \geq \frac{2 \cdot 200 \cdot \cos 20^\circ}{65 + 20}$$

$$\Rightarrow 4,66 \geq m_n \geq 4,42$$

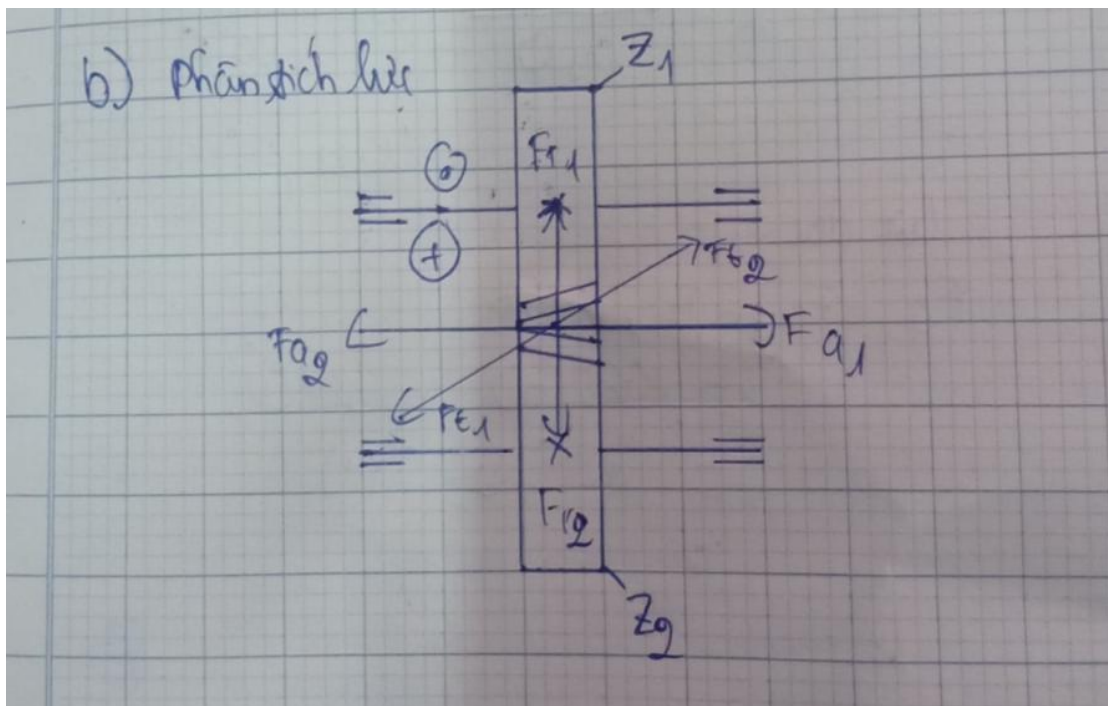
Vậy chọn mô đun pháp $m_n = 4,50 \text{ mm}$

Góc nghiêng răng

$$\begin{aligned} \cos\beta &= \frac{m_n(65 + 20)}{2.200} \\ &= \frac{4,50(65 + 20)}{2.200} = \frac{153}{160} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \beta = 17,01^\circ$$

b/ Phân tích lực



Lực vòng

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T1.\cos\beta}{m_n.Z1} = \frac{2.50000.\cos 17,01^\circ}{4,50.20} = 1062,50 \text{ (N)}$$

Lực hướng tâm

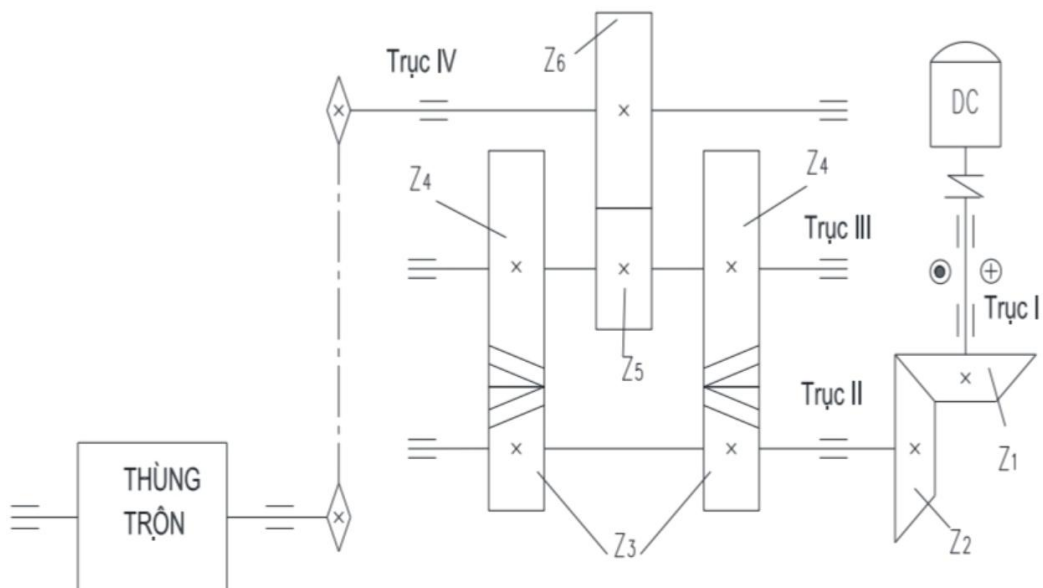
$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1062,50 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 17,01^\circ} = 404,40 \text{ (N)}$$

Lực dọc trục

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1062,50 \cdot \tan 17,01^\circ = 325,04 \text{ (N)}$$

BÀI 4. (2,25 điểm) Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=1460$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=25$, $Z_2=50$, $Z_3=20$, $Z_4=60$, $Z_5=25$, $Z_6=50$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=2,5$. 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)



HẾT