

**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: 20**

HVTH: Lê Nguyễn Minh An

Ngành học: Công Nghệ Ô Tô

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: 20**

Ngành học: Công Nghệ Ô Tô

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Nhận xét của giám khảo:

MỤC LỤC

Trang

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	7
1.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	7
1.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai.....	7
1.1.2. Nguyên Lý Làm Việc.....	7
1.1.3. Phân Loại Bộ Truyền Động Đai.....	7,8
1.1.4. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai.....	8,9
1.1.5. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai.....	9
1.1.6. Phương pháp căng đai.....	9
1.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI.....	10
1.2.1. Vật liệu làm đai.....	10
1.2.2. Kết cấu đai thang.....	10,11
1.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	11
1.3.1. Góc ôm đai.....	12
1.3.2. Chiều dài đai và khoảng cách trục.....	12
1.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	12
1.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai.....	12
1.4.2. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai.....	13
1.4.3. Các dạng hỏng của bộ truyền.....	13
1.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	13,14
CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	14
2.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	14
2.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động	

xích.....	14
2.1.2. Cấu tạo bộ truyền động	
xích.....	14
2.1.3. Phân loại bộ truyền động	
xích.....	15,16
2.1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng bộ truyền động	
xích.....	16
2.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	17
2.2.1. Bước	
xích.....	17
2.2.2. Đĩa	
xích.....	17
2.2.3. Số răng đĩa	
xích.....	18
2.2.4. Số mắt	
xích.....	18
2.2.5. Khoảng cách trục chính xác.....	18
2.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	18
2.3.1. Vận tốc.....	18
2.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích.....	19
2.3.3. Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức.....	19
2.3.4. Tính toán công suất P_t theo công	
thức.....	20
CHƯƠNG 3. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	21
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	21
3.1.1. Định nghĩa.....	21
3.1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	21
3.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	22
3.2.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng	
thẳng.....	22
3.3. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	24
3.3.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng.....	24
3.3.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng.....	25
3.3.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng.....	25
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....	26
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	26
4.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	26
4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT.....	27

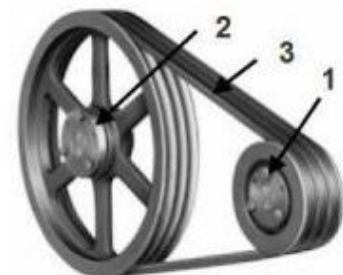
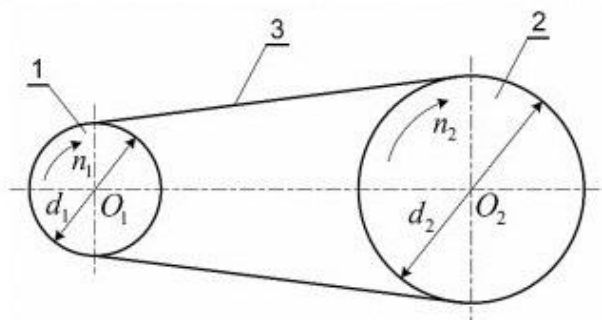
4.3. LỰC TÁC DỤNG.....	27
CHƯƠNG 5. VẬN DỤNG KIẾN THỨC GIẢI BÀI TẬP.....	28

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai

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



Hình 1.1.1 Bộ truyền

đai

Bộ truyền đai thường có hai bánh đai (như hình 1.1.1) gồm: bánh dẫn 1, bánh bị dẫn 2

và một đai 3 mắc căng trên hai bánh đai nhờ bộ phận căng đai. Nhờ có ma sát giữa đai và bánh đai, bánh dẫn quay sẽ truyền chuyển động và cơ năng sang bánh bị dẫn.

1.1.2. Nguyên Lý Làm Việc

Truyền động theo nguyên lý ma sát, truyền động giữa 2 trục xa nhau

1.1.3. Phân Loại Bộ Truyền Động Đai

-Phân loại theo vật liệu chế tạo dây đai: Đai vải cao su, đai vải, đai da, đai len.

-Phân loại theo hình dáng mặt cắt dây đai: Đai dẹt, đai hình thang, đai hình lược, đai tròn, đai răng.

+ Đai dẹt có tiết diện là hình chữ nhật (hình 3.2a).

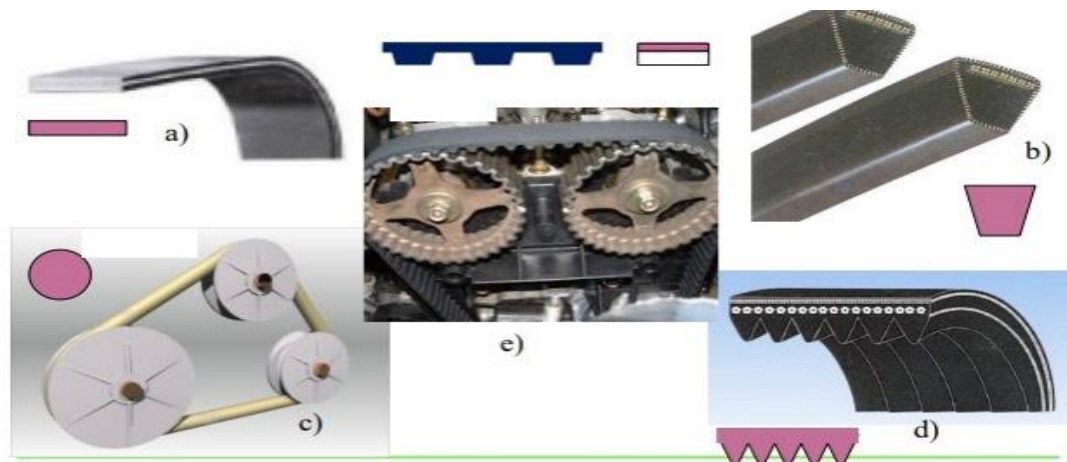
+ Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$ (hình 3.2b).

+ Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai (hình 3.2d). a) b) d) c) e) Trang 35

+ Đai tròn có tiết diện là hình tròn (hình 3.2c).

+ Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai (hình 3.2e).

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



Hình 1.1.3 Các loại

đai

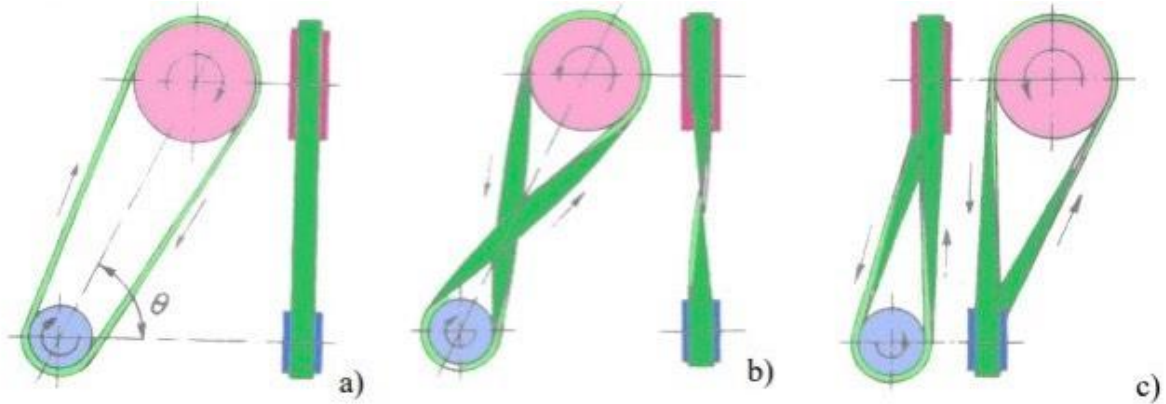
-Phân loại theo vị trí trục: Truyền động giữa 2 trục song song nhau, truyền động giữa 2 trục chéo nhau.

+Truyền động hai trục song song quay cùng chiều (hình 3.3a).

+Truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều (hình 3.3b).

+Truyền động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau (góc giữa hai

trục thường là 90° , hình 3.3c).



Hình 1.1.3 Truyền động đai theo vị trí

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

1.1.4. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

1. Ưu điểm

- Có thể truyền động giữa 2 trục có khoảng cách xa nhau ($>15m$).
- Làm việc ổn định, không ồn.
- Khi quá tải, đai truyền sẽ trượt trên bánh đai nên bảo vệ hư hỏng máy.
- Giá thành hạ, kết cấu đơn giản, dễ bảo quản.

2. Nhược điểm

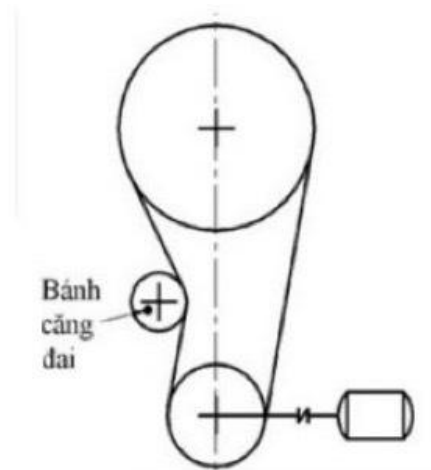
- Kích thước bộ truyền lớn.
- Tỷ số truyền không ổn định vì có sự trượt đàn hồi của đai.
- Lực tác dụng lên ổ và trục lớn vì có lực căng sẵn trên dây đai.
- Dây đai mau mòn do ma sát.
- Tỷ số truyền không lớn.

1.1.5. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

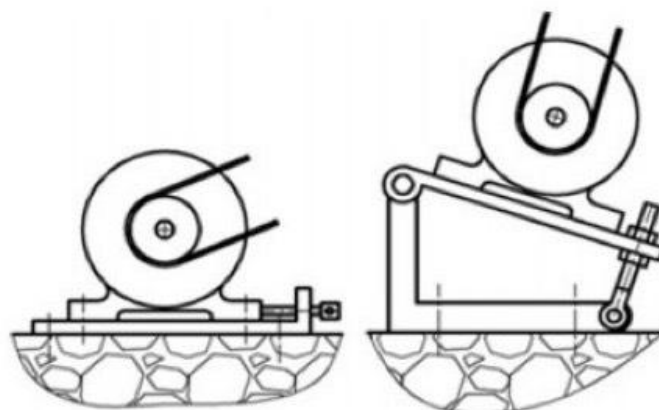
- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến $1500kW$, nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50)kW$, $v = 5 \div 30m/s$.
- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$.
- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới $15m$ và $40m$ (trường hợp đặc biệt).

1.1.6. Phương pháp căng đai

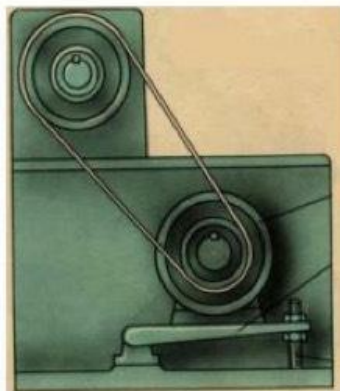
Căng đai có thay đổi kích thước bộ truyền: Căng đai khi bộ truyền có khoảng cách tâm cố định căng đai khi có thể thay đổi khoảng cách tâm



*Điều chỉnh căng đai đai
bằng bánh căng đai*



Điều chỉnh căng đai bằng vít căng đai



Điều chỉnh căng đai nhờ trọng lượng động cơ

Hình 1.1.6. Điều chỉnh căng đai nhờ trọng lượng động

cơ

1.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

1.2.1. Vật liệu làm đai

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

a. Đai dệt: 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



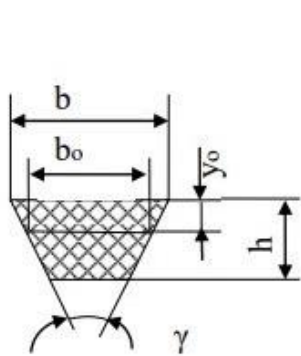
Hình 1.2.1. Đai dẹt

Hình 1.2.1 Đai thang

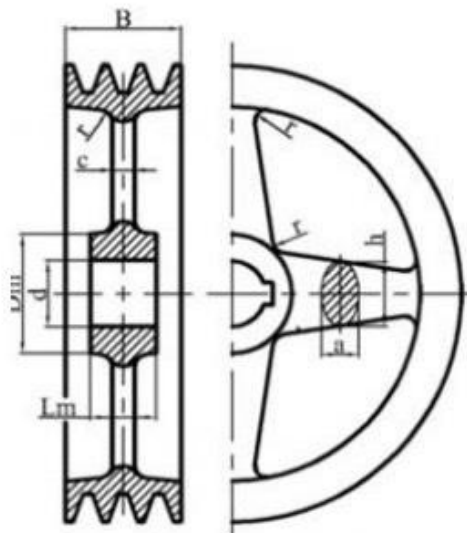
1.2.2. Kết cấu đai thang

Mặt cắt ngang đai hình thang loại A như hình 3.12 gồm các lớp sau:

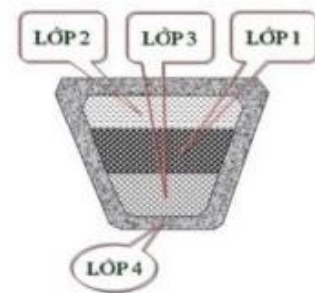
Lớp 1: là lớp chịu lực cơ bản gồm các lớp sợi và cao su. Lớp 2: là lớp chịu kéo gồm có các lớp vải tấm. Lớp 3: là lớp chịu nén bằng cao su. Lớp 4: là lớp định hình bao quanh mặt cắt dày đai bằng vải tấm cao su.



Hình 3.10. Tiết diện dây đai thang



Hình 3.11. Kết cấu bánh đai thang

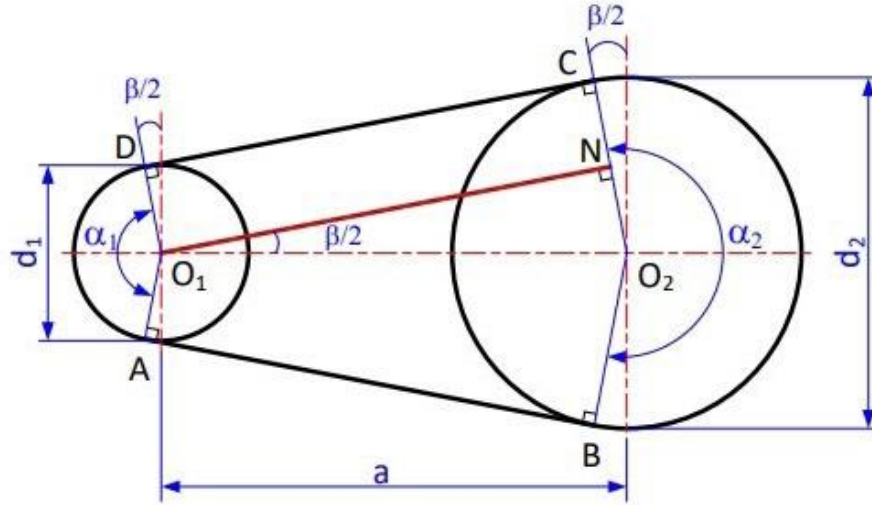


Hình 3.12. Mặt cắt ngang đai hình thang loại A

+ 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...

+ Đai thang tăng khả năng tải nhờ tăng hệ số ma sát f

1.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI



Hình 1.3. Thông số hình học chính của bộ truyền đai

đai

Trong đó: a : khoảng cách giữa 2 trục

β : góc giữa 2 dây đai

α_1 : góc ôm trên bánh dẫn

d_1, d_2 : đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn

1.3.1. Góc ôm đai

Góc ôm α_1 nhỏ sẽ ảnh hưởng khả năng kéo của đai, do đó cần thỏa 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)

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

$$\alpha_2 = \pi + \frac{d_2 - d_1}{a}$$

1.3.2. Chiều dài đai và khoảng cách trục

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

- Chiều dài tính toán: L_{tt}

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

2. Chiều dài cần thiết của dây đai L_{tt} (mm)

- Chiều dài thực tế: L

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

+ Đai thang: L : Chọn tiêu chuẩn $L > L_{tt}$

- Đối với đai thang L_{tc} phải chọn theo tiêu chuẩn ($L_{tc} > L$). Sau đó tính lại khoảng

cách trục a (mm) theo chiều dài dây đai vừa chọn:

$$a = \frac{K + \sqrt{K^2 - 8\Delta^2}}{4} \text{ (mm)}$$
$$\text{với } K = L - \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} ; \Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$$

1.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

1.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai

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

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 được xác định theo công thức:

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

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

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

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

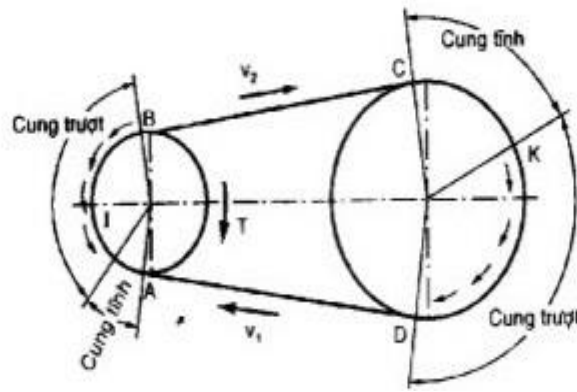
Vận tốc tốt nhất nằm trong khoảng $20 \div 25$ m/s. Vận tốc > 30 m/s xảy ra hiện tượng dao động xoắn, tăng lực ly tâm, nóng dây đai, giảm tuổi thọ và hiệu suất bộ truyền. Vận tốc < 5 m/s không nên dùng bộ truyền đai.

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

1. Trượt hình học: xảy ra khi đai chưa làm việc và với tác dụng của lực căng ban đầu F_0 giữa đai và bánh đai sinh ra lực ma sát, đai bị giãn dài và trượt trên bánh đai.

2. Trượt đàn hồi: khi bộ truyền làm việc, do lực $F_1 > F_2$ nên độ biến dạng đai khi vào đai lớn hơn độ biến dạng đai khi ra đai $l_1 > l_2$. Do đó, khi vào tiếp xúc với bánh dẫn, đai sẽ bị co lại gây nên hiện tượng trượt đàn hồi và chuyển động chậm hơn bánh dẫn. Trên bánh bị dẫn thì ngược lại.

3. Trượt trơn: xảy ra khi moment truyền lớn hơn moment ma sát (lực vòng lớn hơn lực ma sát). Vậy trượt trơn là hiện tượng xảy ra khi bộ truyền bị quá tải, bánh bị dẫn dừng lại và hiệu suất của bộ truyền bằng không.



Hình 1.4.2. Cung trượt giữa đai và bánh đai

1.4.3. Các dạng hỏng của bộ truyền đai

- Đứt đai do mỏi
- Nóng do ma sát
- Hiện tượng trượt trơn

1.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.5.1. 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 .

Ta có lực vòng

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

Trong đó: F_t : lực vòng có ích (N)

P: công suất (kW)

v: vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

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

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

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

hoặc $F_r = 3.F_0.\sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$ (khi bộ truyền không có bộ phận căng đai)

với α_1 : góc ôm trên bánh đai nhỏ.

- Đối với đai thang ta thay:

Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng) $F_1 = F_0 + 0,5.F_t$

Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng) $F_2 = F_0 + 0,5.F_t$

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

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

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

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. KHÁI NIỆM CHUNG

2.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích

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

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

2.1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích

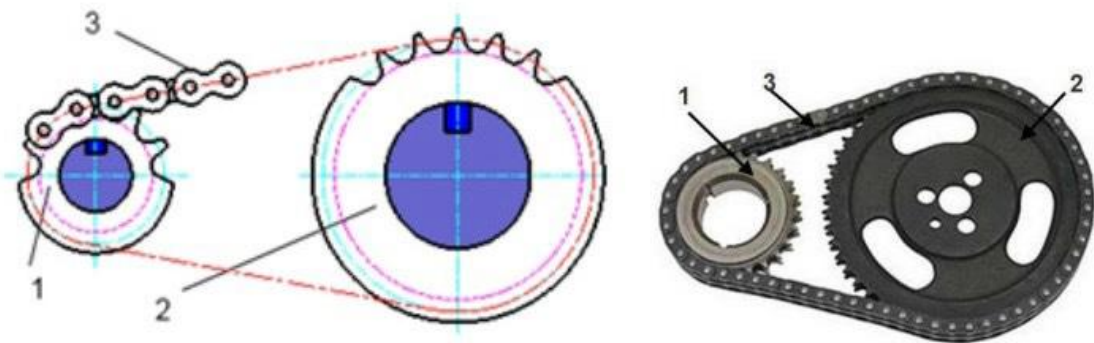
-Gồm 2 đĩa xích: đĩa xích dẫn, đĩa xích bị dẫn và dây xích.

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

+ 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.



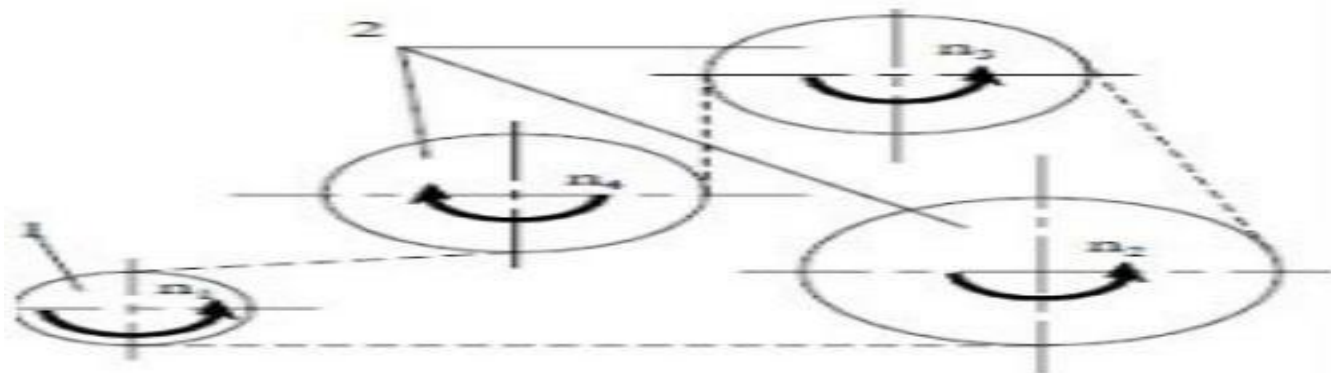
Hình 2.1.1. Bộ

truyền xích

2.1.3. Phân loại bộ truyền động xích

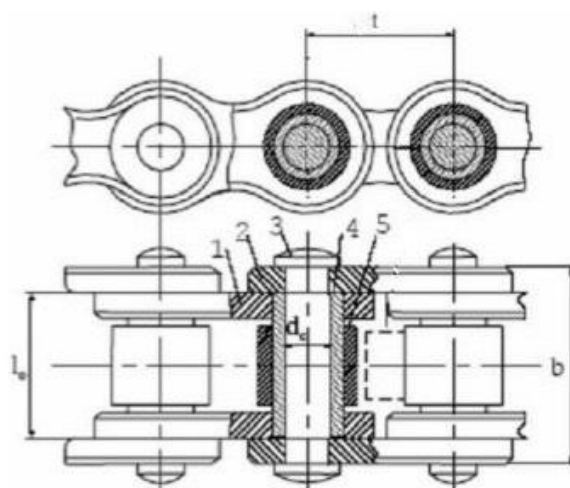
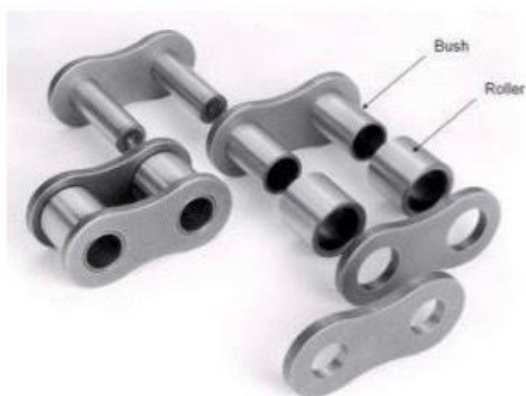
-Theo công dụng: xích tải, xích truyền động, xích kéo.

-Theo số dây xích: xích 1 dây và xích nhiều dây.



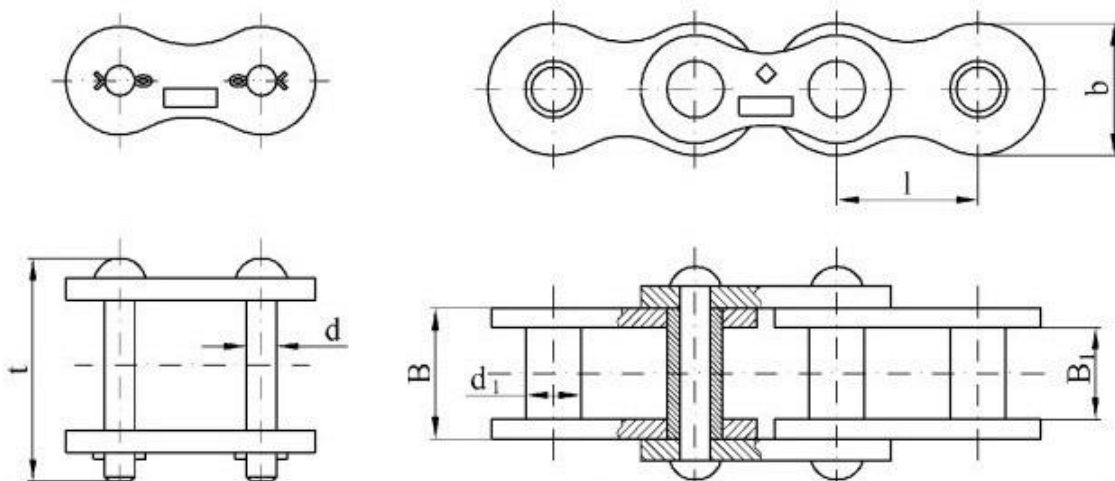
Hình 2.1.3 Bộ truyền có 3 đĩa bị

dẫn



Hình 2.1.3. Xích con

lăn



Hình 2.1.3. Xích ống



Hình 2.1.3 Xích răng

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

1. Ưu điểm

- Không có hiện tượng trượt
- Lực tác dụng lên trục và ổ bé do không cần tăng 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).

2. 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.

3. Phạm vi sử dụng

- Truyền chuyển động và công suất giữa các trục khá xa ($< 8m$)
- Thường dùng cho vận tốc thấp và trung bình ($v \leq 15 \text{ m/s}$ và số vòng quay $n \leq 500$ vòng/phút).

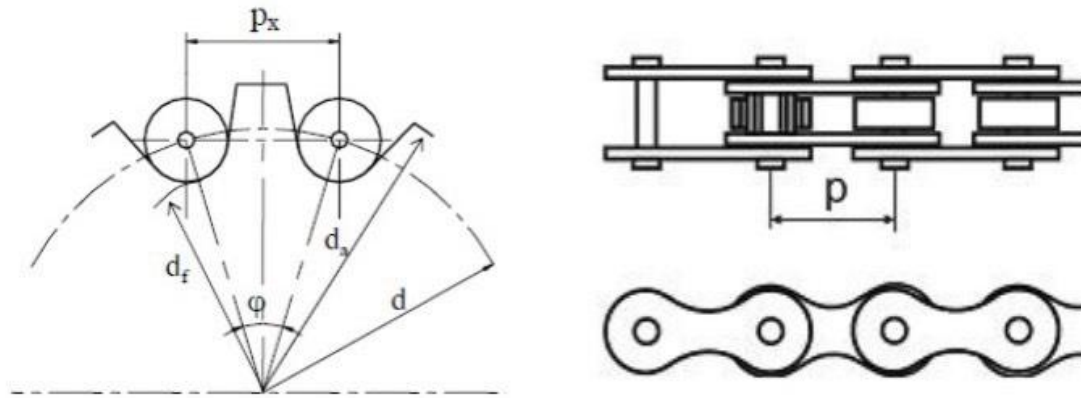
- Thường lắp bộ truyền xích ở đầu ra của hộp giảm tốc.
- Tỷ số truyền $u \leq 8$.
- Công suất truyền dẫn: $P \leq 100 \text{ kW}$.
- Hiệu suất của bộ truyền: 0,95-0,97
- Trong thực tế xích ống con lăn được sử dụng rộng rãi nhất.

2.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.2.1. Bước xích

Bước xích P_c , mm được tiêu chuẩn hóa.

Bước xích P_c có giá trị từ 12,7÷50,8 mm, có thể chọn theo bảng 4.3



Hình 2.2.1. Thông số hình học của bộ truyền

xích

2.2.2. Đĩa xích

- Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn là d_1 và của đĩa bị dẫn là d_2 ; cũng chính là đường kính vòng chia của đĩa xích, mm; là đường kính của vòng tròn đi qua tâm các chốt. Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

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

Trong đó: 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.

$$\text{Xích dẫn } d_1 = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z_1}} \approx \frac{P_c \cdot Z_1}{\pi}$$

$$\text{Xích bị dẫn } d_2 = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z_2}} \approx \frac{P_c \cdot Z_2}{\pi}$$

2.2.3. Số răng đĩa xích

- Số răng đĩa dẫn Z_1 : tra theo bảng 4.2

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

-Số răng của đĩa dẫn thường chọn là số lẻ, để chống mòn xích và đĩa xích.

Bảng 4.2. Bảng hướng dẫn chọn số răng đĩa xích dẫn Z_1

Loại xích	Tỷ số truyền u					
	1 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	5 – 6	> 6
	Số răng Z_1					
Xích ống con lăn	30 – 27	27 – 25	25 – 23	23 – 21	21 – 17	17 – 15
Xích răng	35 – 32	32 – 30	30 – 27	27 – 23	23 – 19	19 – 17

2.2.4. Số mắt xích

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

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

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

2.2.5 Khoảng cách trục chính xác

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

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

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

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

2.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.3.1. Vận tốc

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

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

2.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích

1. Lực vòng

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

Trong đó: P: Công suất (kW)

2. Lực tác dụng lên ổ và trục:

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

Trong đó: K_m : hệ số trọng lượng xích

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

40°

$K_m = 1$ bộ truyền thẳng đứng.

F_t : lực vòng có ích (N)

2.3.3. Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức

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

Các hệ số được tính như sau:

K_0 : hệ số xét đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền: khi đường nối hai tâm đĩa xích hợp với đường nằm ngang một góc nhỏ hơn 60° thì $K_0=1$; nếu lớn hơn 60° thì $K_0=1,25$.

K_a : hệ số xét đến ảnh hưởng của khoảng cách trục hay chiều dài xích, xích càng dài thì số lần ăn khớp của mỗi mắt xích trong một đơn vị thời gian càng ít, do đó xích sẽ ít mòn hơn. K_a tra bảng 4.2

Bảng 4.2. Hệ số K_a

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

K_{dc} : hệ số xét đến ảnh hưởng của khả năng điều chỉnh lực căng xích: nếu trục điều chỉnh được thì $K_{dc}=1$; nếu điều chỉnh bằng đĩa căng xích hoặc con lăn căng xích thì $K_{dc}=1,1$; nếu trục không điều chỉnh được hoặc không có bộ phận căng xích thì $K_{dc}=1,25$

K_b : hệ số xét đến điều kiện bôi trơn: nếu bôi trơn liên tục $K_b=0,8$; nếu bôi trơn nhỏ giọt $K_b=1$; nếu bôi trơn định kỳ (gián đoạn) thì $K_b=1,5$.

K_r : hệ số tải trọng động: nếu dẫn động bằng động cơ điện và tải trọng ngoài tác động lên bộ truyền tương đối êm thì $K_r=1$; nếu tải trọng có va đập (hay va đập nhẹ) thì $K_r=1,2 \div 1,5$; nếu có va đập mạnh thì $K_r=1,8$.

K_{lv} : hệ số xét đến chế độ làm việc: làm việc một ca thì $K_{lv}=1$; làm việc hai ca thì $K_{lv}=1,12$; làm việc ba ca thì $K_{lv}=1,45$.

2.3.4. Tính toán công suất P_t theo công thức

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

Trong đó: P_1 : công suất tính toán (kW)

$[P]$: công suất cho phép của bộ truyền

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

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

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

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

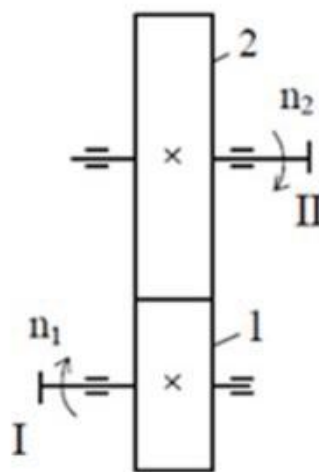
Bước xích p_c (mm)	Đường kính chốt d_o (mm)	Chiều dài ống b_o (mm)	Công suất cho phép [P] khi số vòng quay của đĩa nhỏ n_{01} (vg/ph)							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	3,20
12,7	4,45	10,11	0,45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

CHƯƠNG 3. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

3.1.1. Định nghĩa

- Truyền chuyển động và moment xoắn giữa 2 trục gần nhau.
- Làm việc theo nguyên lý ăn khớp



Hình 3.1.1 Sơ đồ bộ truyền bánh

răng trụ

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 mỗi ghép then trục II quay với số vòng quay n_2 .

3.1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

1. Ưu điểm

- Kích thước nhỏ.
- Khả năng tải lớn.
- Tỷ số truyền không đổi.
- Hiệu suất cao, có thể đạt tới 0,97 - 0,99%.
- Tốc độ cao.
- Tỷ số truyền nhiều cấp
- Tuổi thọ cao.
- Độ tin cậy cao.

2. Nhược điểm

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

3. Phạm vi sử dụng

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

3.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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

1. Mô đun răng (mm)

m : bánh răng trụ răng thẳng.

m_n : bánh răng trụ răng nghiêng mô đun pháp tuyến.

m_e : răng côn.

-Mô đun răng được sản xuất theo tiêu chuẩn vào 2 dãy số sau đây, chúng ta ưu tiên dãy 1.

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.

2. Công thức tính bánh răng trụ răng thẳng

-Đường kính vòng chia (mm)

$$d = m.z$$

Kí hiệu: d

Trong đó: m : môđun

z : số răng

-Chiều cao đỉnh răng:

$$h_a = m$$

Kí hiệu: h_a

-Chiều cao chân răng:

$$h_f = 1,25.m$$

Kí hiệu: h_f

-Chiều cao răng:

$$h = h_a + h_f = 2,25.m$$

Kí hiệu: h

-Đường kính vòng đỉnh:

$$d_a = m. (Z + 2)$$

Kí hiệu: d_a

-Đường kính vòng chân

$$d_f = m. (Z - 2,5)$$

Kí hiệu: d_f

-Khoảng cách tâm của 2 bánh răng ăn khớp (khoảng cách trục)

$$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m.(Z_2 \pm Z_1)}{2}$$

Kí hiệu: a

(dấu +: ăn khớp ngoài ; dấu -: ăn khớp trong)

3.Công thức tính bánh răng trụ răng nghiêng

-Đường kính vòng chia (mm)

$$d = \frac{m_n.Z}{\cos\beta}$$

Kí hiệu: d

Trong đó: β : beta

-Chiều cao đỉnh răng:

$$h_a = m_n$$

Kí hiệu: h_a

-Chiều cao chân răng:

$$h_f = 1,25.m_n$$

Kí hiệu: h_f

-Chiều cao răng:

$$h = h_a + h_f = 2,25.m_n$$

Kí hiệu: h

-Đường kính vòng đỉnh:

$$d_a = m_n. (Z + 2)$$

Kí hiệu: d_a

-Đường kính vòng chân

$$d_f = m_n \cdot (Z - 2,5)$$

Kí hiệu: d_f

-Khoảng cách tâm của 2 bánh răng ăn khớp (khoảng cách trục)

$$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m_n \cdot (Z_2 \pm Z_1)}{2 \cdot \cos \beta}$$

Kí hiệu: a

(dấu +: ăn khớp ngoài ; dấu -: ăn khớp trong)

-Góc nghiêng răng : β

-Bánh răng tiêu chuẩn: $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$

-Tỉ số truyền:

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

3.3. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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

Quy Tắc: 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

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Độ lớn:

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot T_1}{m \cdot Z_1}$$

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

-Với T_1 : moment xoắn trên bánh răng dẫn (N.mm)

-Với m : môđun răng (mm)

-Với Z_1 : Số răng bánh dẫn

2. Lực hướng tâm F_r

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

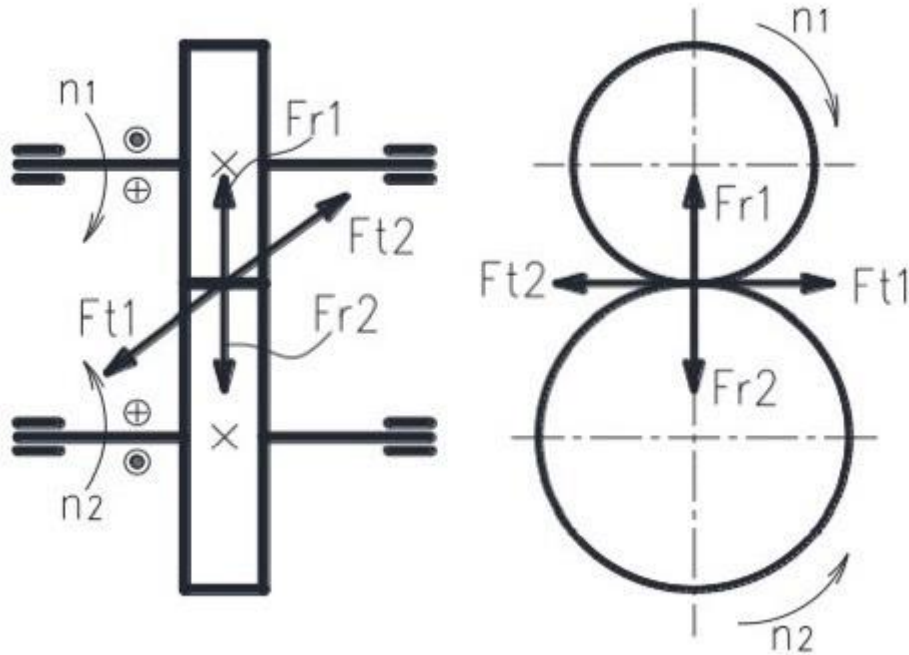
- Phương chiều: tại vị trí ăn khớp, chiều của lực hướng tâm hướng vào tâm của bánh

răng dẫn.

-Độ lớn:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} = \operatorname{tg} \alpha$$

α : góc ăn khớp, bánh răng tiêu chuẩn $\alpha = 20^\circ$



Hình 3.3.1. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ

răng thẳng

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

Bánh răng trục tác dụng 3 lực:

+Lực vòng F_t

+Lực hướng tâm F_r

+Lực dọc trục F_a

1. Lực vòng F_{t1}

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn.

-Độ lớn

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

2. Lực hướng tâm F_{r1}

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều hướng vào tâm bánh răng dẫn

-Giá trị

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

3. Lực dọc trục F_{a1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào mặt làm việc
- Giá trị

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta$$

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

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

- +Lực vòng: F_t
- +Lực hướng tâm F_r
- +Lực dọc trục F_a

1. Lực vòng trên bánh dẫn F_{t1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Phương chiều: phương theo phương Oy của hệ tọa độ, chiều ngược chiều chuyển quay của bánh răng dẫn
- Lực F_{t2} đối xứng F_{t1}
- Độ lớn:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}$$

Trong đó : d_{m1} : đường kính trung bình của bánh răng côn dẫn

2. Lực hướng tâm F_r

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Phương chiều: hướng vào tâm bánh răng dẫn Z_1 trên bánh răng bị dẫn. Lực F_{r2} hướng vào tâm bánh răng bị dẫn Z_2 .

3. Lực dọc trục

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Lực F_{a1} : trên bánh răng dẫn: ngược chiều và cùng độ lớn với F_{r2}
- Lực F_{a2} : ngược chiều và cùng độ lớn với F_{r1}

- Độ lớn:

$$\begin{aligned} F_{a1} &= F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 \\ F_{a2} &= F_{r1} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 \\ &= F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \varphi_1 \end{aligned}$$

Trong đó: α : góc ăn khớp

$\varphi_{1,2}$: góc mặt côn của bánh dẫn và bị dẫn

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. 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° .

4.2. 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

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 profile 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;

4.3 LỰC TÁC DỤNG

1. Lực vòng F_t : F_{t_1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t_2} tác dụng lên trục II.

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương chiều: Phương của F_{t_1} tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của F_{t_2} tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của F_{t_1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t_2} cùng với chiều quay n_2 .

- Giá trị của F_{t_1} và F_{t_2}

$$F_{t_1} = \frac{2.T_1}{d_1} ; F_{t_2} = \frac{2.T_2}{d_2}$$

2. Lực hướng tâm F_r :

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương, chiều: F_{r_1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I.

Lực hướng tâm F_{r_2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

- Giá trị: $F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \cdot \tan \alpha / \cos \lambda$

3. Lực dọc trục F_a

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

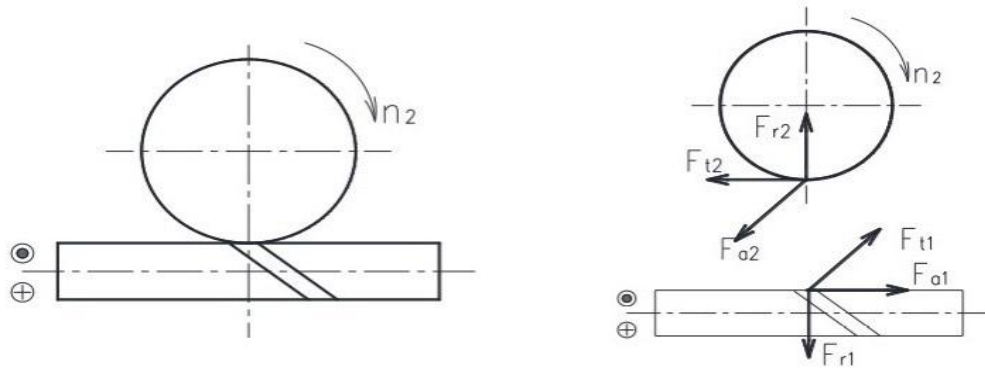
- Phương, chiều: F_{a_1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a_2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a_1} , F_{a_2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren. Giá trị của lực dọc trục:

- Giá trị:

$$F_{a1} = F_{t2} = 2.T_2/d_2$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2.T_1/d_1$$

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



Hình 4.3. Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít- bánh

vít

CHƯƠNG 5. VẬN DỤNG KIẾN THỨC GIẢI BÀI TẬP

BÀI TẬP KIỂM TRA ĐỊNH KÌ:

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 3 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 960$ vòng/phút; tỷ số truyền $u = 3$; đường kính bánh dẫn $d_1 = 150 \text{ mm}$, lực căng ban đầu $F_0 = 600 \text{ N}$ và khoảng cách trục $a = 1400 \text{ mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định: a. Góc ôm đai α và chiều dài cần thiết của dây đai L ? (0,75đ) b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trục F_r . (0,75đ) c. Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,5đ) d. 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)

Bài làm

a/ Đường kính bánh dẫn d_2

$$u = \frac{d_2}{d_1}$$

$$\Rightarrow 3 = \frac{d_2}{150}$$

$$\Rightarrow d_2 = 450 \text{ (mm)}$$

Góc ôm đai:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \\ &= 180 - 57 \cdot \frac{450 - 150}{1400} \\ &= 167,8^\circ\end{aligned}$$

Chiều dài tính toán của dây đai:

$$\begin{aligned}L_{tt} &= 2.a + \Pi \frac{(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4.a} \\ &= 2.1400 + \Pi(150 + 450)/2 + (450 - 150)^2/4.1400 \\ &= 3758,55 \text{ (mm)}\end{aligned}$$

Chiều dài cần thiết của dây đai:

$$\begin{aligned}L &= L_{tt} + (100-400) \\ &= 3858,5-4158,5\end{aligned}$$

Chọn $L = 4000 \text{ (mm)}$

b/ Vận tốc

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi.d_1.n_1}{60000} \\ &= \frac{\pi.150.960}{60000} \\ &= 7,54 \text{ (m/s)}\end{aligned}$$

Lực vòng

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

$$= \frac{1000.3}{7,54}$$

$$= 397,9 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng lên ổ trục:

$$F_r = 2.F_0.\sin (\alpha_1/2)$$

$$= 2.600.\sin (167,8/2)$$

$$= 1193,2 \text{ (N)}$$

c/ Hệ số ma sát của f để không xảy ra hiện tượng trượt tron

$$\alpha_1 = 167,8^\circ$$

$$= 2,93 \text{ (rad)}$$

$$F_0 \geq \frac{F.t.ef\alpha_1+1}{2.ef\alpha_1-1} + F_v \quad (1)$$

Mà $F_v = 0$ nên

$$\Leftrightarrow F_0 \geq \frac{F.t.ef\alpha_1+1}{2.ef\alpha_1-1}$$

$$\Leftrightarrow 600 \geq \frac{397,9.ef2,93+1}{2.ef2,93-1}$$

$$\Leftrightarrow f \geq 0,235$$

Vậy hệ số ma sát tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt tron là:

$$f_{\min} = 0,235$$

$$d/ \quad L_{tt} = 3758,55 \text{ (mm)}$$

$$\text{Chọn } L = 4000 \text{ (mm)}$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{450 - 150}{2} = 150 \text{ (mm)}$$

$$K = L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2}$$

$$= 4000 - \frac{\pi(150 + 450)}{2}$$

$$= 3057,5 \text{ (mm)}$$

Khoảng cách trục chính xác

$$\Rightarrow a_{cx} = \frac{3057,5 + \sqrt{3057,5^2 - 8 \cdot (150)^2}}{4}$$

$$= 1521,3 \text{ (mm)}$$

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=800$ mm, bước xích $p_c=15,875$ mm; công suất truyền động $P=8$ kW; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=24$ răng; tỉ số truyền $u=3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=450$ vòng/phút. Xác định:

- 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)
- 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

Số răng đĩa xích bị dẫn:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow 3 = \frac{Z_2}{24}$$

$$\Rightarrow Z_2 = 72 \text{ răng}$$

Đường kính vòng chia đĩa xích dẫn:

$$d_1 = \frac{p_c \cdot Z_1}{\pi} = \frac{15,875 \cdot 24}{\pi} = 121,3 \text{ (mm)}$$

Đường kính vòng chia đĩa xích bị dẫn:

$$d_2 = \frac{P_c.Z2}{\pi} = \frac{15,875.72}{\pi} = 363,8 \text{ (mm)}$$

Số mắc xích:

$$\begin{aligned} X &= \frac{2.a}{P_c} + \frac{Z1 + Z2}{2} + \left(\frac{Z2 - Z1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P_c}{a} \\ &= \frac{2.800}{15,875} + \frac{24 + 72}{2} + \left(\frac{72 - 24}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{800} \\ &= 149,9 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

Chọn $X = 148 \text{ (mm)}$

b/ Vận tốc:

$$v_1 = \frac{P_c.Z1.n1}{60000} = \frac{15,875.24.450}{60000} = 2,86 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng:

$$F_t = \frac{1000.P}{v} = \frac{1000.8}{2,86} = 2797,2 \text{ (N)}$$

Mà bộ truyền nằm ngang

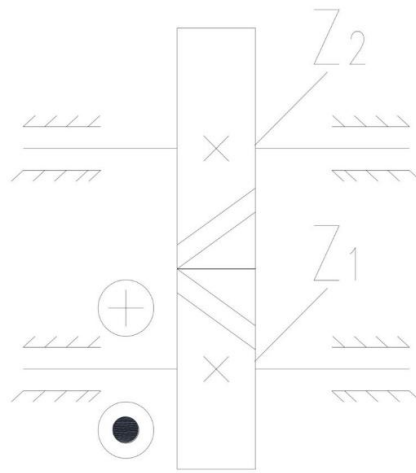
Lực tác dụng lên ổ trục:

$$\begin{aligned} F_r &= K_m.F_t \\ &= 1,15.2797,2 = 3216,8 \text{ (N)} \end{aligned}$$

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 $T1=100000\text{Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w= 400\text{mm}$, số răng $Z1=35$ răng, $Z2=105$ răng, góc ăn khớp $\alpha=20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

- Mo đun pháp tuyến m_n và góc nghiêng răng β ? (1,25đ)
- Phân tích và tính giá trị các lực tác dụng lên cặp bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)



Bài làm

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

$$\begin{aligned} \Rightarrow \cos \beta &= \frac{mn(Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} \\ &= \frac{mn(105 + 35)}{2 \cdot 400} \quad (1) \end{aligned}$$

_ 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) vào (2):

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{mn(105 + 35)}{2 \cdot 400} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{2 \cdot 400 \cdot \cos 8^\circ}{105 + 35} \geq m_n \geq \frac{2 \cdot 400 \cdot \cos 20^\circ}{105 + 35}$$

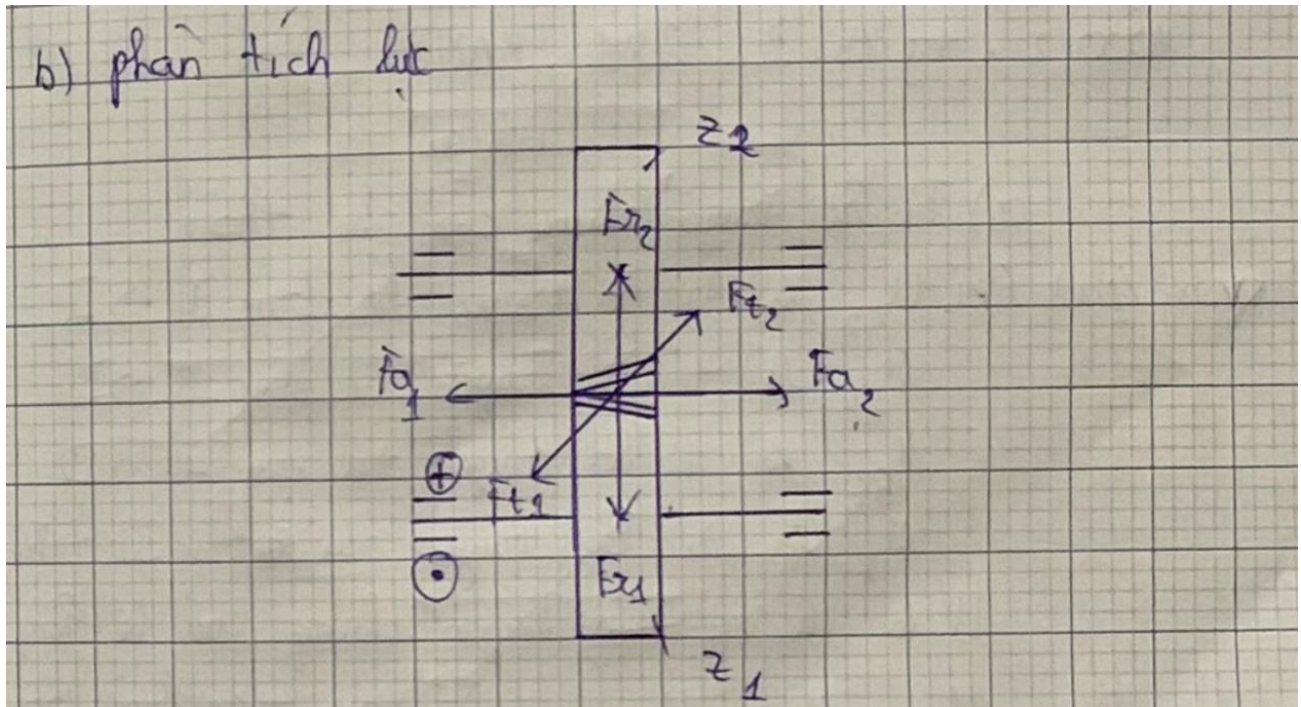
$$\Rightarrow 5,7 \geq m_n \geq 5,4$$

Chọn mô đun pháp $m_n = 5,5 \text{ mm}$

$$\Rightarrow \cos\beta = \frac{5,5 \cdot (105 + 35)}{2.400} = \frac{77}{80}$$

$$\Rightarrow \beta = 15,7^\circ$$

b/



Lực vòng:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos\beta}{m_n \cdot Z_1} = \frac{2 \cdot 1000000 \cdot \cos 15,7^\circ}{5,5 \cdot 35} = 1000,2 \text{ (N)}$$

Lực hướng tâm:

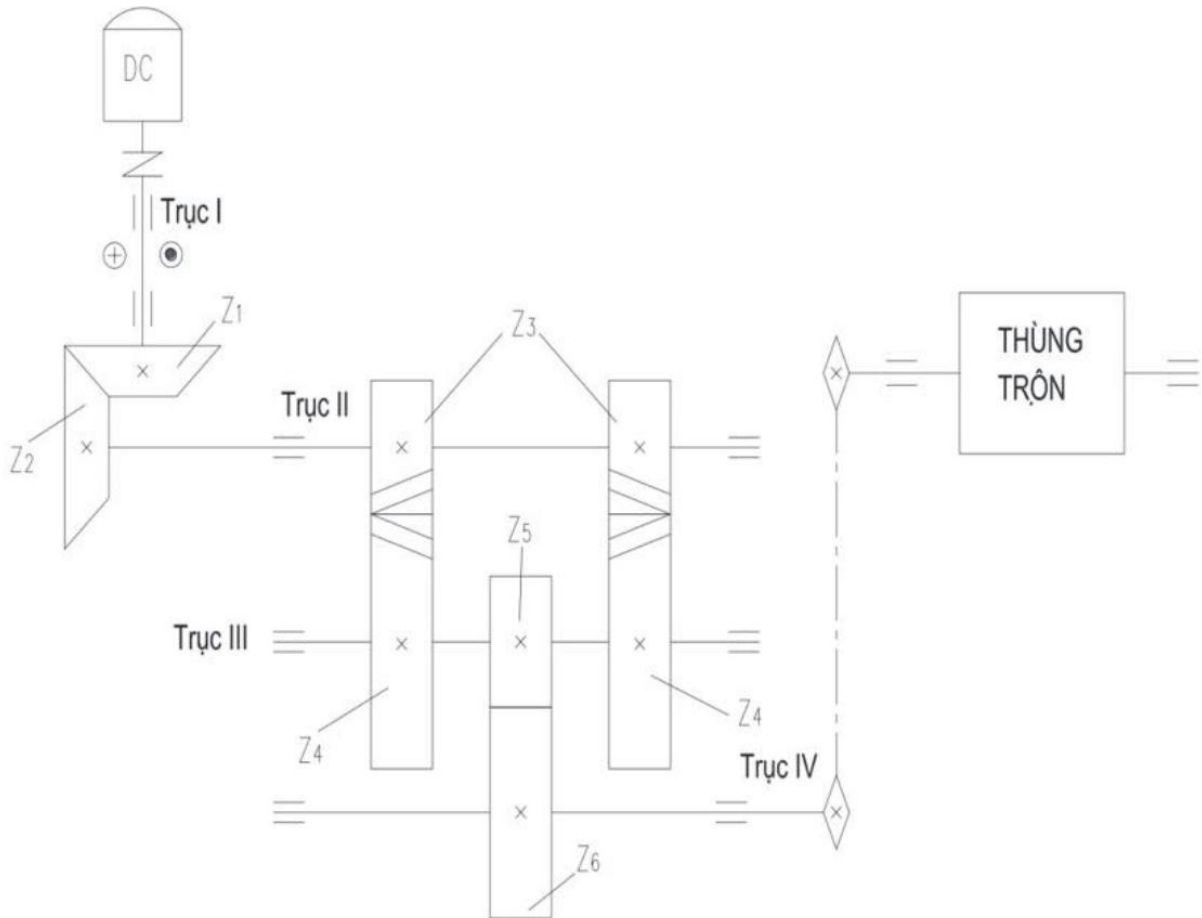
$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan\alpha}{\cos\beta} = \frac{1000,2 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 15,7^\circ} = 378,1 \text{ (N)}$$

Lực dọc trục:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan\beta = 1000,2 \cdot \tan 15,7^\circ = 281,1 \text{ (N)}$$

BÀI 4. (2,25 điểm) Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=1440$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=30$, $Z_2=40$, $Z_3=20$, $Z_4=60$, $Z_5=20$, $Z_6=50$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=2,5$. Xác định: a. Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn (1,0đ)

b. Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng. (1,25 đ)



Bài làm

a/ Tỉ số truyền chung của hệ thống

Gọi u{12} là tỉ số truyền từ trục I - II

Gọi u{34} là tỉ số truyền từ trục II - III

Gọi u{56} là tỉ số truyền từ trục III - IV

_ u là tỉ số truyền chung của hệ thống

$$u = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} \cdot u_x$$

$$= \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} \cdot u_x$$

$$= \frac{40}{30} \cdot \frac{60}{20} \cdot \frac{50}{20} \cdot 2,5$$

$$= 25$$

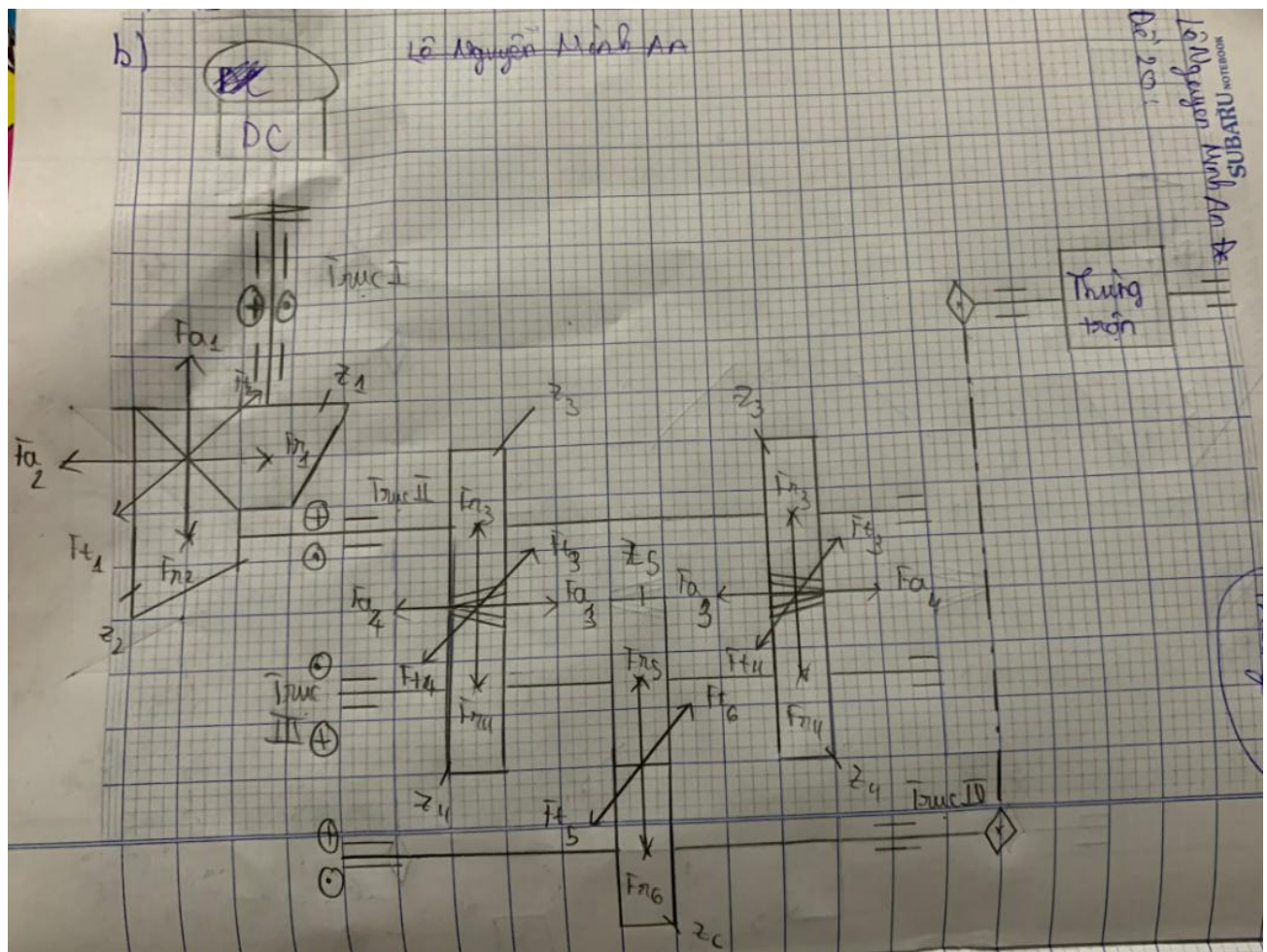
_ Gọi n_{th} là số vòng quay thùng trộn

_ Gọi n_{dc} là số vòng quay động cơ

$$u = \frac{n_{dc}}{n_{th}} \Rightarrow 25 = \frac{1440}{n_{th}}$$

$$\Rightarrow n_{th} = 57,6$$

b/



HẾT