

**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: 38**

HVTH: LÊ ĐÌNH TRUNG DŨNG

Ngành học: CÔNG NGHỆ Ô TÔ

Lớp học: 19T4-CNO5

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: 38**

Ngành học: NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY

Lớp học: 19T4-CNO5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

LỜI MỞ ĐẦU

môn học **chi tiết máy** là một môn học rất cần thiết cho sinh viên ngành cơ khí nói chung để giải quyết một vấn đề tổng hợp về công nghệ cơ khí, chế tạo máy. Mục đích là giúp sinh viên hệ thống lại những kiến thức đã học, nghiên cứu và làm quen với công việc thiết kế chế tạo trong thực tế sản xuất cơ khí hiện nay.

Trong chương trình đào tạo cho sinh viên, nhà trường đã tạo điều kiện cho chúng em được tiếp xúc và làm quen với việc nghiên cứu. Do lần đầu tiên làm quen với môn chi tiết máy còn có những mảng chưa nắm vững cho nên dù đã rất cố gắng xong bài làm của em không thể tránh khỏi những sai sót. Em rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến của thầy cô, giúp em có được những kiến thức thật cần thiết để sau này ra trường có thể ứng dụng trong công việc cụ thể của sản xuất.

Cuối cùng em xin chân thành cảm ơn các thầy, các cô trong bộ môn và đặc biệt là cô **Lư Thị Yến Vũ** đã tận tình giúp đỡ em hoàn thành nhiệm vụ của mình.

Em xin chân thành cảm ơn !

MỤC LỤC

LỜI MỞ ĐẦU.....	3
CHƯƠNG 1.....	5
TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	5
1.1.Khái niệm.....	5
1.1.1Bộ truyền đai:.....	5
1.1.2 ưu nhược điểm của bộ truyền động đai:.....	6
1.1.3 Phân loại và cấu tạo bộ truyền đai:.....	7
1.2. Các thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền đai:.....	9
1.3 lực tác dụng lên bộ truyền đai :.....	11
1.4 Moment xoắn trên bánh dẫn:.....	14

CHƯƠNG 2.....	14
BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	14
2.1.Khái niệm chung.....	14
2.1.1 Giới thiệu bộ truyền xích :.....	14
2.1.2 Nguyên lý hoạt động của bộ truyền xích :.....	14
2.1.3 Cấu tạo bộ truyền xích.....	15
2.2.Phân loại bộ truyền xích.....	15
2.3.Uu/nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền xích :.....	17
2.4.Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền xích ống con lăn:.....	18
2.5. Tính bộ truyền xích ống con lăn.....	20
CHƯƠNG 3.....	25
BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	25
3.1.Khái niệm chung.....	25
3.1.1.Định nghĩa :.....	25
3.1.2. Phân loại bộ truyền bánh răng :.....	26
3.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	27
3.3. Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng.....	28
3.4.Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng thẳng :.....	30
3.5. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng:.....	30
3.6. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng:.....	31
CHƯƠNG 4.....	32
BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....	32
4.1.Khái niệm chung của bộ truyền trục vít:.....	32
4.1.1 Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít:.....	32
4.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít :.....	33
4.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	33
4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT.....	34
4.3.ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT.....	35
4.3.1 Tỷ số truyền (u).....	35
4.3.2. Vận tốc vòng.....	36
4.3.3.lực tác dụng và tải trọng tính.....	37

- Lực tác dụng:.....	37
- 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: $K = K_{tt}.K_d$	38
4.4 Bôi trơn và hiệu suất của bộ truyền trục vít bánh vít.....	38
4.4.1.bôi trơn:.....	38
4.4.2 Hiệu suất:.....	38

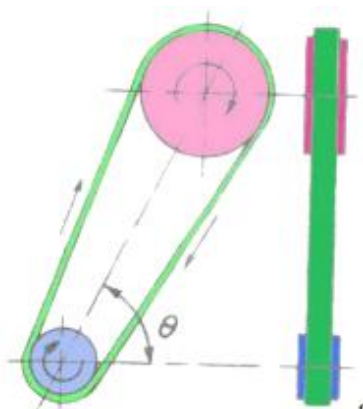
CHƯƠNG 1

TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.1.Khái niệm

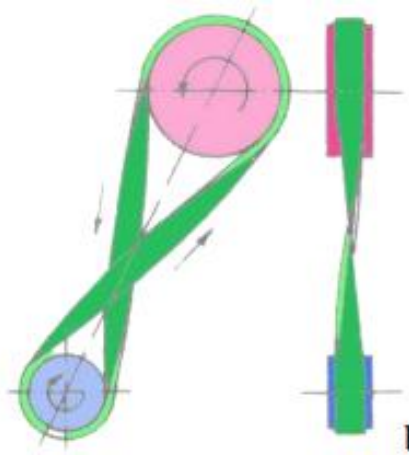
1.1.1 Bộ truyền đai:

- 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.

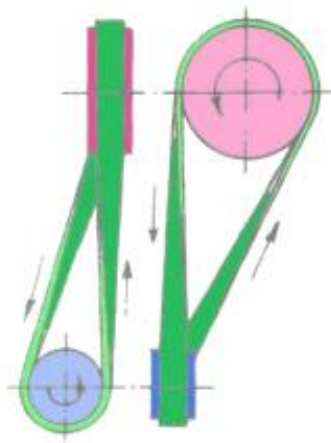


hình 1.1 Bộ truyền đai thông thường

- Bộ truyền đai thường dùng để truyền chuyển động giữa hai trục song song và quay cùng chiều, trong một số trường hợp có thể truyền chuyển động giữa các trục song song quay ngược chiều - truyền động đai chéo, hoặc truyền giữa hai trục chéo nhau - truyền động đai nửa chéo



Hình 1.2 Bộ truyền đai chéo



Hình 1.3 bộ truyền đai nửa chéo

1.1.2 ưu 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 trơn 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.

Ngày nay đai thang sử dụng phổ biến nhất do có hệ số ma sát qui đổi lớn

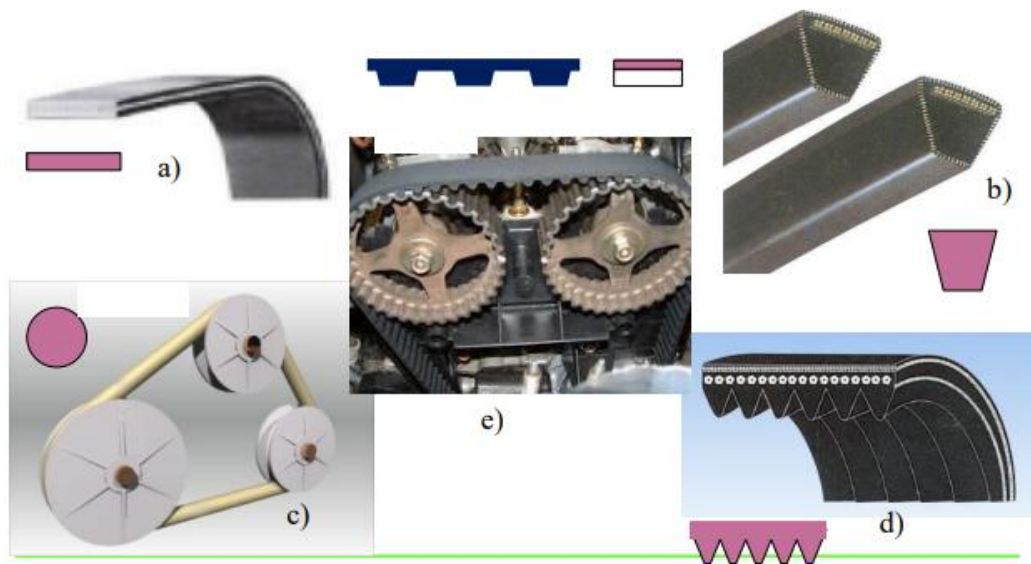
1.1.3 Phân loại và cấu tạo bộ truyền đai:

Tùy theo hình dạng của dây đai, bộ truyền đai được chia thành các loại:

- Đai dẹt : 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. Vật liệu chế tạo đai dẹt là: da, sợi bông, sợi len, sợi tổng hợp, vải cao su. Trong đó đai vải cao su được dùng rộng rãi nhất (hình1.4a)
- Đai thang : tiết diện đai hình thang, bánh đai có rãnh hình thang, thường dùng nhiều dây đai trong một bộ truyền . Vật liệu chế tạo đai thang là vải cao su. Gồm lớp sợi xếp hoặc lớp sợi bền chịu kéo, lớp vải bọc quanh phía ngoài đai, lớp cao su chịu nén và tăng ma sát. Đai thang làm việc theo hai mặt bên. Đai thang được chế tạo thành vòng kín, chiều dài đai cũng được tiêu chuẩn hóa. Bộ truyền đai thang thường dùng có chiều dài: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000,... mm. (hình1.4b)
- Đai tròn : tiết diện đai hình tròn, bánh đai có rãnh hình tròn tương ứng chứa dây đai . Đai tròn thường dùng để truyền công suất nhỏ. (hình1.4c)

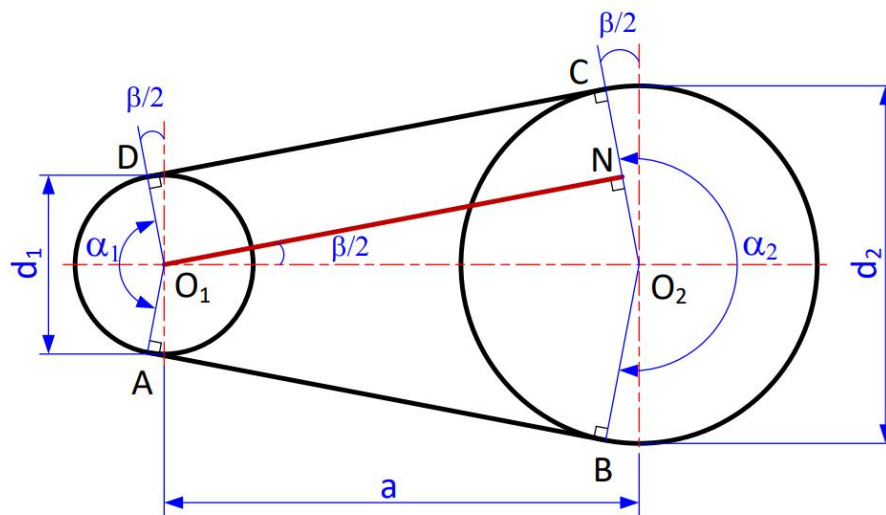
- Đai hình lược : là trường hợp đặc biệt của bộ truyền đai thang. Các đai được làm liền nhau như răng lược. Mỗi răng làm việc như một đai thang. Số răng thường dùng $2 \div 20$, tối đa là 50 răng. Tiết diện răng được tiêu chuẩn hóa. Đai hình lược cũng chế tạo thành vòng kín, trị số tiêu chuẩn của chiều dài tương tự như đai thang. (hình1.4d)

- Đai răng: là một dạng biến thể của bộ truyền đai. Dây đai có hình dạng gần giống như thanh răng, bánh đai có răng gần giống như bánh răng. Bộ truyền đai răng làm việc theo nguyên tắc ăn khớp là chính, ma sát là phụ, lực căng trên đai khá nhỏ. Cấu tạo của đai răng bao gồm các sợi thép bền chịu tải, nền và răng bằng cao su hoặc chất dẻo. Thông số cơ bản của đai răng là mô đun m , mô đun được tiêu chuẩn hóa, giá trị tiêu chuẩn của m : 1 ; 1,5 ; 2 ; 3 ; 4 ; 5 ; 7 ; 10 mm. Dây đai răng được chế tạo thành vòng kín. Giá trị tiêu chuẩn của chiều dài đai tương tự như đai hình thang. (hình1.4e)



Hình 1.5 các loại đai

1.2. Các thông số làm việc chủ yếu của bộ truyền đai:



Hình 1.6 Thông số hình học chính của bộ truyền đai

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ: $d_1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt[3]{T_1}$

Hoặc: $d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$

Khi tính toán thiết kế, chọn d_1 theo tiêu chuẩn: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

- Hệ số trượt: $\xi = (0,01 \div 0,05)$

- Tỷ số truyền, ký hiệu là u , $u = \frac{n_1}{n_2}$

- Góc ôm đai:

+ 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)

Từ hình 1.6 ta có: $\alpha_1 = \pi - \beta$

Và $\sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}$ Vì $\frac{\beta}{2}$ bé nên $\frac{\beta}{2} \approx \sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}$

$\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{2a} \rightarrow \alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{2a} \text{ (rad)}$

hoặc $\alpha_1 = 180^\circ - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{2a}$ (độ)

-Chiều dài tính toán của dây đai L (mm)

Ta có: $L \approx 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$

-Chiều dài cần thiết của dây đai L:

+Đối với đai dẹt sau khi tính L cần chọn chiều dài cần thiết của dây đai tăng theo từ 100 → 400mm để nối đai.

Đối với đai thang Ltc phải chọn theo tiêu chuẩn ($L_{tc} > L$). Sau đó tính lại khoảng cách trục a (mm) theo chiều dài dây đai vừa chọn:

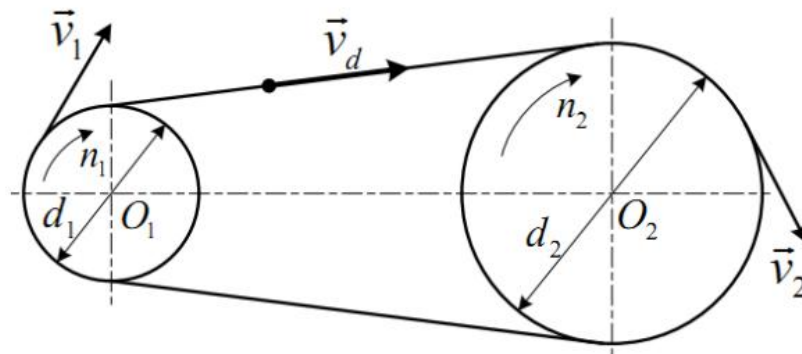
$$a = \frac{1}{4} \left(L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} \right]^2 - 2 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right) \text{ (mm)}$$

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

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

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

- Vận tốc được xác định theo công thức:
$$\begin{cases} v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \\ v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \end{cases} \text{ (m/s)}$$



Hình 1.7 Vận tốc vòng trong bộ truyền đai

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.

-Tỉ số truyền bộ truyền động đai:

+Trong thực tế đai bị trượt do đó ta có:

$$\rightarrow d_2.n_2 = (1 - \xi).d_1.n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}$$

+Nếu đai không bị trượt (lý tưởng):

$$d_2.n_2 = d_1.n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

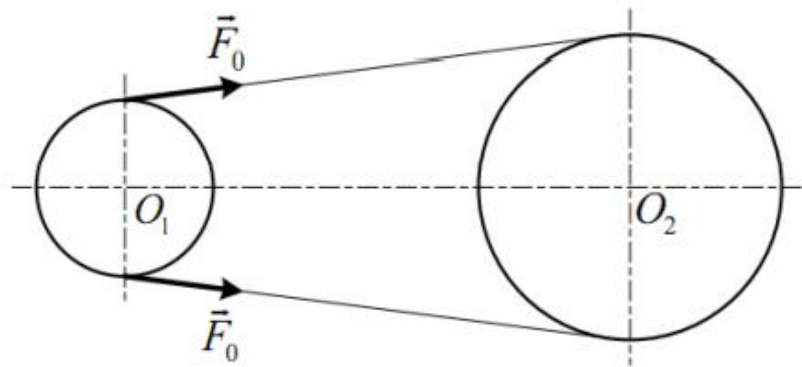
1.3 lực tác dụng lên bộ truyền đai :

- Khi chưa làm việc, dây đai được kéo căng bởi lực ban đầu F_0 .

- Khi căng đai xuất hiện lực căng ban đầu $F_0 = \sigma_0 \times A$ (A: diện tích mặt cắt ngang của dây đai)

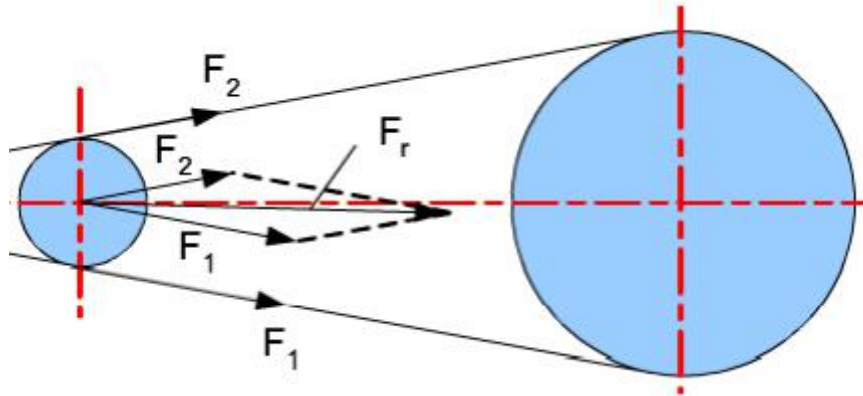
Đai dẹt: $\sigma_0 \leq 1,8$ Mpa

Đai thang: $\sigma_0 \leq 1,5$ Mpa



Hình 1.8 Lực căng ban đầu khi bộ truyền chưa làm việc

- Khi bộ truyền làm việc, bánh dẫn chịu tác dụng của mômen xoắn T_1 . Trên nhánh dẫn (là nhánh truyền chuyển động cho bánh bị dẫn) lực sẽ tăng lên là F_1 , trên nhánh bị dẫn (là nhánh chạy theo bánh bị dẫn) lực sẽ giảm xuống còn F_2 . (Hình 1.9)



Hình 1.9 Lực tác dụng lên trục F_r

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

-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:

$$F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0 \Rightarrow F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t \text{ và } F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t$$

-Lực tác dụng lên trục bánh đai (lực hướng tâm F_r) như hình 1.9 được tính như sau:

$$Fr \approx 2.F_0.\sin \frac{\alpha}{2}$$

Hoặc $Fr = 3.F_0.\sin \frac{\alpha}{2}$ (khi bộ truyền không có bộ phận căng đai) với α : góc ôm trên bánh đai nhỏ.

-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:

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

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

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

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

-Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng):

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

-Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng):

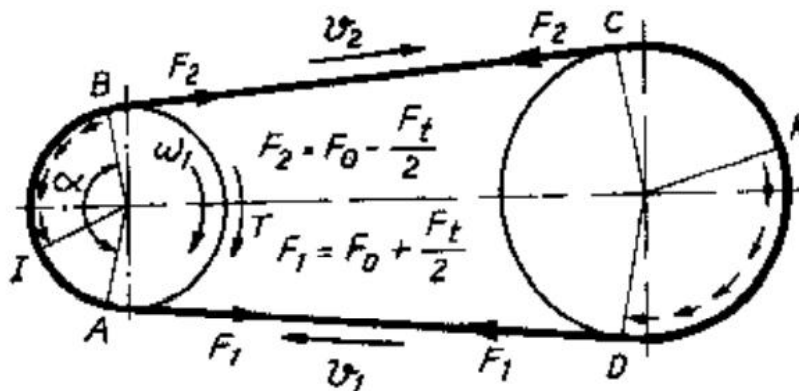
$$F_2 = F_t \cdot \frac{1}{e^{f.\alpha} - 1} + F_v$$

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

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

(Khi tính các lực có thể bỏ qua lực căng phụ F_v)

1.4 Moment xoắn trên bánh dẫn:



Hình 1.10 Moment xoắn trên bánh dẫn

-Ta có:

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2}$$

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

CHƯƠNG 2 BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. Khái niệm chung

2.1.1 Giới thiệu bộ truyền xích :

- Bộ truyền xích thường dùng truyền chuyển động giữa hai trục song song với nhau và cách xa nhau hoặc truyền chuyển động từ một trục dẫn đến nhiều trục bị dẫn .

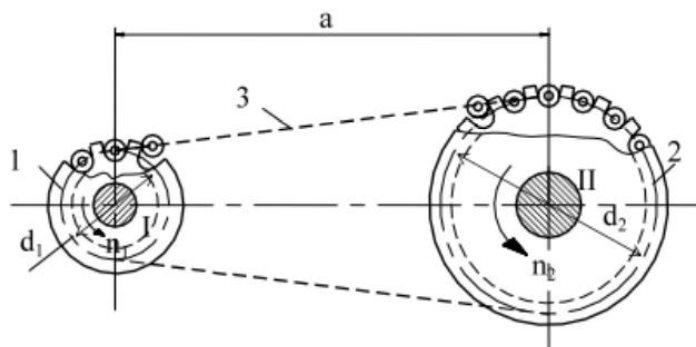
2.1.2 Nguyên lý hoạt động của bộ truyền xích :

- Dây xích ăn khớp với răng đĩa xích gần giống như thanh răng ăn khớp với bánh răng. 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 thứ 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.

2.1.3 Cấu tạo bộ truyền xích

-Bộ truyền xích có 3 bộ phận chính:



Hình 2.1 Bộ truyền xích

+ 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.

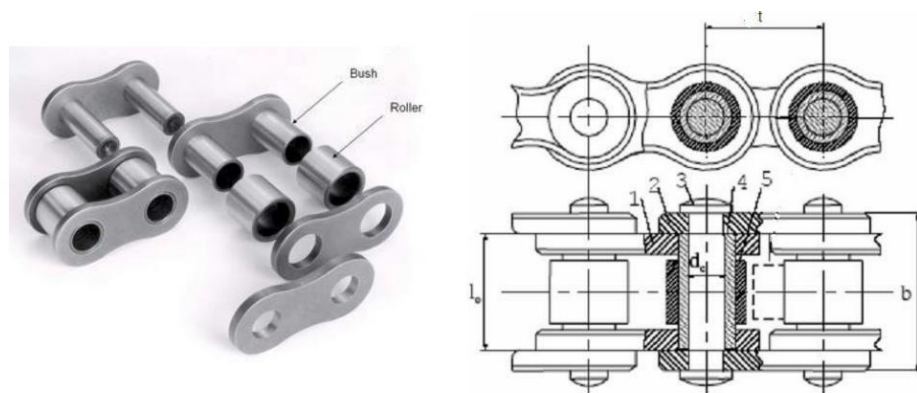
+ Đĩa xích bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .

+ 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.

2.2. Phân loại bộ truyền xích

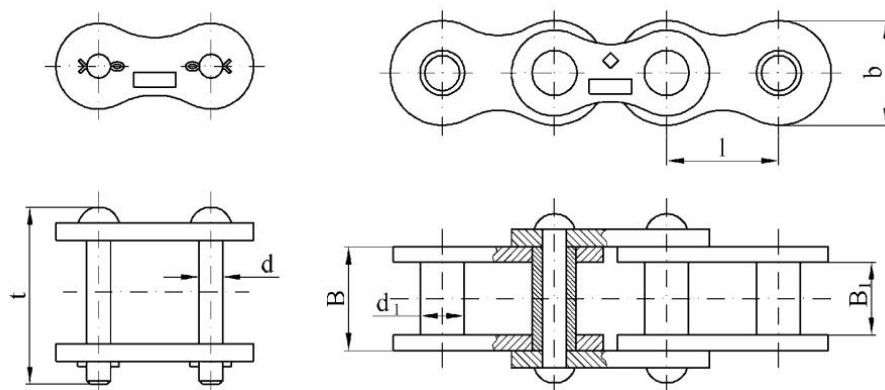
- Tùy theo cấu tạo của dây xích, bộ truyền xích được chia thành các loại:

- Xích ống con lăn: Các má xích được dập từ thép tấm, má xích 1 ghép với ống lót 4 tạo thành mắt xích trong. Các má xích 2 được ghép với chốt 3 tạo thành mắt xích ngoài. Chốt và ống lót tạo thành khớp bản lề, để xích có thể quay gập. Con lăn 5 lắp lỏng với ống lót, để giảm mòn cho răng đĩa xích và ống lót. Số 6 biểu diễn tiết diện ngang của răng đĩa xích. Xích ống con lăn được tiêu chuẩn hóa cao. Xích được chế tạo trong nhà máy chuyên môn hóa. (hình 2.2)



Hình 2.2 xích ống con lăn

- Xích ống: có kết cấu tương tự như xích ống con lăn, nhưng không có con lăn. Xích được chế tạo với độ chính xác thấp, giá tương đối rẻ.(hình 2.3)



Hình 2.3 xích ống

- Xích răng: khớp bản lề được tạo thành do hai nửa chốt hình trụ tiếp xúc nhau. Mỗi mắt xích có nhiều má xích lắp ghép trên chốt. Khả năng tải của xích răng lớn hơn nhiều so với xích ống con lăn có cùng kích thước. Giá thành của xích răng cao hơn xích ống con lăn. Xích răng được tiêu chuẩn hóa rất cao.(hình 2.4)



Hình 2.4 xích răng

2.3. Ưu/nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền xích :

a) 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.

b) 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.

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.

2.4. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền xích ống con lăn:

- 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 2.5

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} , (vòng/ph)							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	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			

Hình 2.5 lựa chọn bước xích P_c theo công suất cho phép

- Đĩa xích:

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

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).

$$d_a = P_c \cdot (0,5 \cdot \cot \frac{180}{Z}) \text{ (mm)}$$

- Số răng của đĩa xích dẫn Z1 của đĩa xích bị dẫn Z2.

Trong tính toán thiết kế chọn **Z1 = 29 - 2u**.

- 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: $X = \frac{L}{P_c}$

- Khoảng cách trục a, là khoảng cách giữa tâm đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn (mm).
- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

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

$$L \approx 2.a + \frac{p_c}{2} \cdot (Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c^2}{a} \text{ (mm)}$$

- Số mắt xích :

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

Giá trị X được làm tròn số nguyên và nên chọn số chẵn.

- Khoảng cách trục chính xác :

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

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

- Từ số mắt xích X đã chọn phải tính lại chiều dài L của dây xích theo công thức:

$$L = X.p_c$$

- Vận tốc bộ truyền xích:

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

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

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 :

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ (Nên chọn } u \leq 8 \text{)}$$

- Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích:

$$+ \text{ Lực vòng : } F_t = \frac{1000.P_1}{v} \text{ (N)}$$

$$+ \text{ Lực quán tính ly tâm: } F_v = q.m.v^2 \text{ (N)}$$

+ 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 $F_1 \approx F_t$; $F_2 \approx 0$

$$+ \text{ Lực tác dụng lên ổ và trục: } F_r = K_m \cdot F_t$$

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)

2.5. Tính bộ truyền xích ống con lăn

Bước 1. Chọn loại xích phụ thuộc vào công suất truyền, vận tốc và điều kiện làm việc.

Bước 2. Chọn số răng sơ bộ của đĩa xích dẫn theo công thức

$$Z_1 = 29 - 2.u$$

Nên chọn số răng đĩa xích là số lẻ để xích mòn đều.

Bước 3. Tính số răng đĩa xích lớn theo công thức

$$Z_2 = u \cdot Z_1 \text{ (với điều kiện } Z_2 \leq Z_{2max} \text{)}$$

→ Xác định lại chính xác tỷ số truyền bộ truyền xích, sai số tỉ số truyền $\leq 3\%$

Bước 4. Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:

$$K = K_o \cdot K_a \cdot K_{dc} \cdot K_b \cdot K_r \cdot K_{lv}$$

+ K_o : là hệ số kể đến cách bố trí bộ truyền. Nếu bộ truyền đặt nghiêng so với phương ngang một góc nhỏ hơn 60° , lấy $K_o = 1$. Trường hợp khác lấy $K_o = 1,25$.

+ K_a : là hệ số kể đến số vòng chạy của xích trong một giây. Nếu $a = (30 \rightarrow 50) \cdot p_x$, lấy $K_a = 1$. Nếu $a = (60 \rightarrow 80) \cdot p_c$, lấy $K_a = 0,8$. Nếu $a < 25 \cdot p_x$, lấy $K_a = 1,25$.

+ K_{dc} : là hệ số kể đến khả năng điều chỉnh lực căng xích. Nếu không điều chỉnh được, lấy $K_{dc} = 1,25$. Nếu điều chỉnh được thường xuyên, lấy $K_{dc} = 1$.

+ K_b là hệ số kể đến điều kiện bôi trơn. Nếu bôi trơn ngâm dầu, lấy $K_b = 0,8$. Nếu bôi trơn nhỏ giọt, lấy $K_b = 1$. Nếu bôi trơn định kỳ, lấy $K_b = 1,5$.

+ 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 $K_r = 1,2 \rightarrow 1,5$; nếu có va đập mạnh thì $K_r = 1,8$.

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

Bước 5. Tính công suất tính toán P_t theo công thức:

$$P_t = \frac{K \cdot K_z \cdot K_n}{K_x} \cdot p_1 \leq [P]$$

trong đó :

P_1 : công suất tính toán (kW)

[P]: công suất cho phép của bộ truyền một dây có bước p_c (tra bảng 2.6)

+ Hệ số răng xích :

$$K_z = \frac{Z_{01}}{Z_1} = \frac{25}{Z_1}$$

+ Hệ số số vòng quay, giá trị n_{01} (tra bảng 2.6)

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

+ 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 2.6. 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			
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			

- Với giá trị P_t vừa xác định, theo bảng 2.7 ta chọn bước xích p_c theo cột giá trị $n_{0,1}$ khi tính hệ số K_n .

Bước 6 Kiểm tra số vòng quay tới hạn (bảng 2.7)

Nếu không thỏa thì ta tăng số dây xích và tính toán lại hoặc thay đổi loại xích.

Bảng 2.7. Giá trị giới hạn bước xích p_c theo số vòng quay n_1

Số vòng quay, (vg/ph)								
- Xích con lăn $Z_1 \geq 15$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
- Xích răng $Z_1 \geq 17$	3300	2650	2200	1650	1320			
Bước xích $[p_c]_{\max}$ cho phép, (mm)	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8

Bước 7. Xác định vận tốc trung bình của xích

- Vận tốc v: $v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$ (m/s)

- Lực vòng có ích: $F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v_1}$ (N)

Bước 8. Tính toán kiểm nghiệm bước xích

Theo công thức sau:

$$p_c \geq 2,82 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{Z_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K}{Z_1 \cdot n_1 [p_c] K_x}}$$

với $[p_0]$ tra từ bảng 2.8, nếu không thỏa thì tăng bước xích và tiến hành tính toán lại.

Bảng 2.8. Áp suất cho phép $[p_0]$

Bước xích p_c , (mm)	Áp suất cho phép trong bản lề xích $[p_0]$ (MPa) khi số vòng quay bánh xích nhỏ n_1 (vg/ph)								
	≤ 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
12,7÷15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5 15	16
19,05÷25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5		
31,75÷38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15		
44,45÷50,8	35	26	21	17,5	15				

- Chiều dài xích: $L = X \cdot p_c$

Bước 9. Xác định số mắt xích X

- Chọn khoảng cách trục sơ bộ từ $a = (30 \rightarrow 50) \cdot p_c$

- Xác định số mắt xích X theo công thức:

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

- Sau khi chọn số mắt xích, phải tính lại khoảng cách trục a theo công thức:

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

Và để bộ truyền làm việc bình thường nên giảm a một đoạn $(0,002 \rightarrow 0,004)a$.

Bước 10. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn

$$s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_0} \leq [s]$$

với $[s]$ tra bảng 2.9 và Q tra bảng 2.10

bảng 2.9 Hệ số an toàn cho phép $[s]$

Số vòng quay n, (vg/ph)	Bước xích p_c , (mm)					
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1
49,94	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5
99,89	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0
299,85	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8
499,40	8,5	8,9	9,4	10,2	11,8	12,5
749,62	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0
998,86	10,0	10,8	11,7	13,1	15,0	

Bảng 2.10 Thông số xích con lăn 1 dãy

Kích thước, (mm)		Diện tích bản lề A, (mm ²)	Tải trọng phá hủy Q, (kN)	Khối lượng 1m xích q_m (kg)
d	h			
10,16	14,8	71	22,7	0,9
11,91	18,2	105	29,5	1,6
15,88	24,2	180	50,0	2,6

$$F_1 = F_t$$

$$F_v = q_m \cdot v^2$$

với q_m tra bảng 2.10

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

– K_f : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích. $K_f=6$ khi xích nằm ngang; $K_f=3$ khi góc nghiêng giữa đường tâm trục và phương nằm ngang nhỏ hơn 40° ; $K_f=1$ khi xích thẳng đứng. Và kiểm tra số lần va đập của xích trong một giây theo công thức:

$$i = \frac{4 \cdot v}{L} = \frac{4 \cdot n_1 \cdot Z_1 \cdot p_c}{p_c \cdot X \cdot 60} = \frac{Z_1 \cdot n_1}{15 \cdot X} \leq [i]$$

trong đó:

X số mắt xích

Z_1, n_1 : số răng và số vòng quay của đĩa xích dẫn

$[i]$: số lần va đập cho phép của xích trong một giây (bảng 2.11)

Bảng 2.11. Số lần va đập cho phép của xích $[i]$ trong một giây

Dạng xích	Bước xích p_c , (mm)							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Xích con lăn	40	30	25	20	16	14	12	10
Xích răng	60	50	40	25	20			

Bước 11. Tính lực tác dụng lên trục theo công thức:

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

+ K_m : hệ số trọng lượng xích $K_m=1,15$ khi xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng giữa đường nối tâm hai trục và phương nằm ngang nhỏ hơn 40°

+ $K_m=1$ khi góc nghiêng đường nối tâm hai trục từ 40° đến vị trí thẳng đứng.

- Xác định các kích thước bộ truyền:

Thông số hình học		Công thức
Đường kính vòng chia	Bánh dẫn	$d_1 = \frac{p_c \times Z_1}{\pi}$
	Bánh bị dẫn	$d_2 = \frac{p_c \times Z_2}{\pi}$
Đường kính vòng đỉnh	Bánh dẫn	$d_{a1} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_1)]$
	Bánh bị dẫn	$d_{a2} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_2)]$

Ta có thể chọn bước xích theo công thức sau nếu biết trước $[p_0]$:

$$p_c \geq 2,82 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{Z_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K}{Z_1 \cdot n_1 [p_c] K_x}}$$

hoặc công thức rút gọn: $p_c = 0,45 \cdot \sqrt[3]{T_1}$

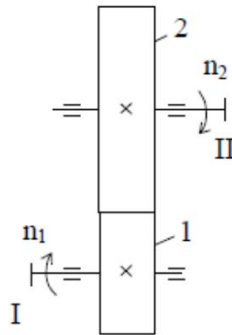
CHƯƠNG 3

BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.1. Khái niệm chung

3.1.1. Định nghĩa :

- Bộ truyền bánh răng thường dùng truyền chuyển động giữa hai trục song song nhau hoặc chéo nhau
- Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:



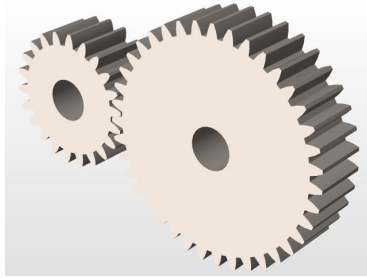
Hình 3.1 Bộ truyền bánh răng trụ răng

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

3.1.2. Phân loại bộ truyền bánh răng :

- Bộ truyền bánh răng trụ: bánh răng là hình trụ tròn xoay, đường sinh thẳng, thường dùng để truyền chuyển động giữa hai trục song song với nhau, quay ngược chiều nhau.



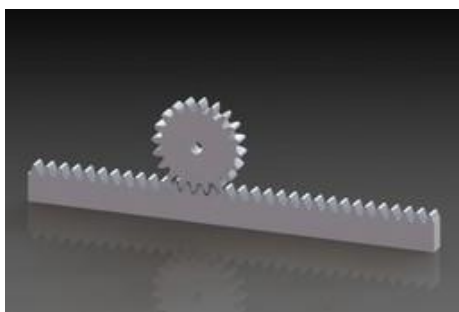
hình3.2 bộ truyền bánh răng trụ

- Bộ truyền bánh răng nón: còn được gọi là bộ truyền bánh răng côn: bánh răng có dạng hình nón cụt, thường dùng truyền chuyển động giữa hai trục vuông góc với nhau.



hình3.3 Bộ truyền bánh răng nón

- Bộ truyền bánh răng - thanh răng: thanh răng là bánh răng đặc biệt, có đường kính bằng vô cùng, dùng để đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại.



hình3.4 Bộ truyền bánh răng - thanh răng

- Bộ truyền bánh răng ăn khớp trong: tâm của hai bánh răng nằm về cùng một phía so với tâm ăn khớp, hai vòng tròn lăn tiếp xúc trong với nhau.



hình3.5 Bộ truyền bánh răng ăn khớp trong

- Bộ truyền bánh răng sóng: răng của bánh răng có dạng sóng liên tục, thường dùng ăn khớp trong để thực hiện một tỷ số truyền rất lớn.
- Bộ truyền bánh răng hành tinh: ít nhất một bánh răng trong bộ truyền có trục quay quanh tâm của bánh răng khác
- Bộ truyền bánh răng Novikov: biên dạng răng là một phần của đường tròn.
- Bộ truyền bánh răng xiclôit: biên dạng răng là một đoạn của đường xiclôit.
- Bộ truyền bánh răng thân khai: biên dạng răng là một đoạn của đường thân khai của vòng tròn. Đây là bộ truyền được dùng phổ biến, đa số các cặp bánh răng gặp trong thực tế thuộc loại này.

3.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

a) 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.

b) 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.

c) 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.
- Tỉ số truyền (của một cặp bánh răng) có thể từ 1 đến 10 hoặc có thể cao hơn.

3.3. 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.

- 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)

- 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	$h=h_a+h_f=2,25.m$
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	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m. (Z_2 \pm Z_1)}{2}$

- 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.

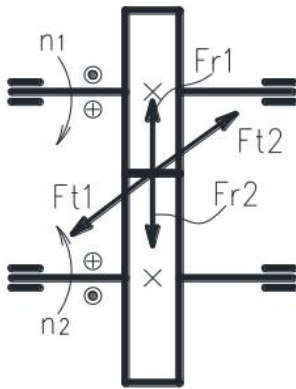
- Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, giá trị mn được tiêu chuẩn hóa. Các giá trị tính toán thì tính theo m_t .

- 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	$d = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta}$
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	$d_a = d_1 + 2. m_n$
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	$a_w = \frac{m_t \cdot (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n \cdot (Z_2 \pm Z_1)}{2 \cdot \cos \beta}$

3.4. Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng :



Hình3.6. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

a) 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 $\alpha=20^\circ$

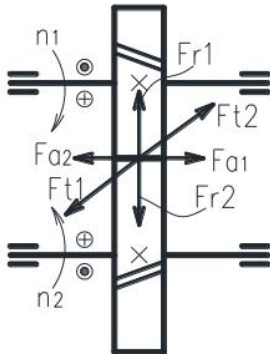
b) Lực vòng F_{t1} :

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

c) Lực hướng tâm F_{r1} :

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

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



hình 3.7. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

a) Lực pháp tuyến: nằm trong mặt phẳng pháp tuyến và phân tích thành 3 thành phần F_t, F_r, F_a .

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

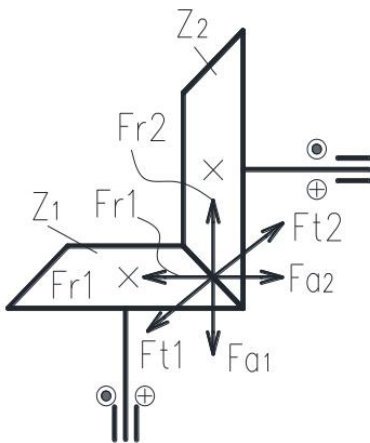
b) Lực vòng $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T_1}{d_1} = \frac{2.T_2}{d_2} = \frac{2.T_1 \cos \beta}{m_n.Z_1}$

c) Lực hướng tâm $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta}$

d) Lực hướng tâm F_{a1} :

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

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



hình 3.8 Lực trong bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

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

b) Lực hướng tâm:

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương chiều: F_{t1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{t2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.
- Giá trị: $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan a \cdot \cos \delta_1$
 $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan a \cdot \cos \delta_2$

c) 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: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan a \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$
 $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan a \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$

CHƯƠNG 4

BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

4.1. Khái niệm chung của bộ truyền trục vít:

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° .
- 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.

4.1.2. 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 cơ
- 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 mối 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).

4.1.3. 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 chuyên, máy cắt kim loại, ô tô v.v...

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

- Môđun m $m = t/\pi$ (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: $S = Z_1.t$

- Số mỗi ren của trục vít: $Z_1 = 1 \div 4$. Truyền công suất lớn không nên lấy $Z_1 = 1$ vì hiệu suất rất thấp và bộ truyền bị nóng nhiều.

- Số ren bánh vít Z_2 ($Z_2 \geq 25$): Số răng Z_2 không nên ít quá để tránh bị cắt chân răng, thông thường chọn trong khoảng $Z_2 = 50 \div 60$ (răng).

- Đường kính mặt trụ lăn của trục vít d_1 (mm): (bằng đường kính mặt trụ chia của trục vít d_{c1}): $d_1 = d_{c1} = m.q$ (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 $m\sqrt{q}$)

- Đường kính vòng lăn bánh vít d_2 (mm): trùng với đường kính vòng chia d_{c2} :

$$d_2 = d_{c2} = m.Z_2$$

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

- Đường kính mặt trụ đỉnh ren d_{e1} và mặt trụ đáy ren trục vít d_{i1} :

$$d_{e1} = d_{c1} + 2.m ; d_{i1} = d_{c1} - 2,4.m$$

- Đường kính vòng đỉnh răng d_{e2} và vòng đáy răng bánh vít d_{i2} :

$$d_{e2} = d_{c2} + 2.m ; d_{i2} = d_{c2} - 2,4.m$$

- Khoảng cách trục của bộ truyền không dịch chỉnh:

$$a = d_{c1} + d_{c2} / 2 = 0,5 . m . (Z_2 + q)$$

- Chiều dài phần cắt ren trên trục vít $b_1 \geq (C_1 + C_2 Z_1)m$

- Nếu $Z_1 = 1, 2$ thì $C_1 = 11$ và $C_2 = 0,06$.

- Nếu $Z_1 = 4$ thì $C_1 = 12,5$ và $C_2 = 0,09$.

- Đường kính lớn nhất của bánh vít :

$$d_{eM2} \leq d_{e2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}$$

- 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:

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

4.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

4.3.1 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:

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

Tỷ 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:

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

Do $Z1$ có giá trị nhỏ ($Z1 = 1 \div 4$), tỉ số truyền có trị số lớn. Nếu biểu thị bước đường xoắn ốc của ren trục vít theo hệ thức: $S = \pi.d1.tg\lambda$ Từ (12-11) ta có:

$$i = \frac{n1}{n2} = \frac{\pi.d2}{\pi.d1.tg\lambda} = \frac{d2}{d1.tg\lambda}$$

Vậy trong bộ truyền trục vít tỉ số truyền i không bằng tỉ số giữa đường kính vòng lăn bánh vít với đường kính vòng lăn trục vít ($i \neq \frac{d2}{d1}$) mà bằng tỉ số giữa số răng bánh vít với số mối ren của trục vít.

Tỉ 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

4.3.2. Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít:

$$V_1 = \frac{\pi.d1.n1}{100.60} \text{ m/s}$$

- Vận tốc vòng của bánh vít:

$$V_2 = \frac{\pi.d2.n2}{100.60} \text{ m/s}$$

$d1 = m.q$: đường kính vòng lăn trục vít

$d2 = m.Z2$: đường kính vòng lăn trục vít

$n1$: số vòng quay của trục vít (v/p)

$n2$: 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 $q \approx 0,26Z2$)

$Z1$: Số mối ren của trục vít

$Z2$: Số răng của bánh vít

- Vận tốc trượt v_{tr} : $v_{tr} = v1/\cos\lambda$

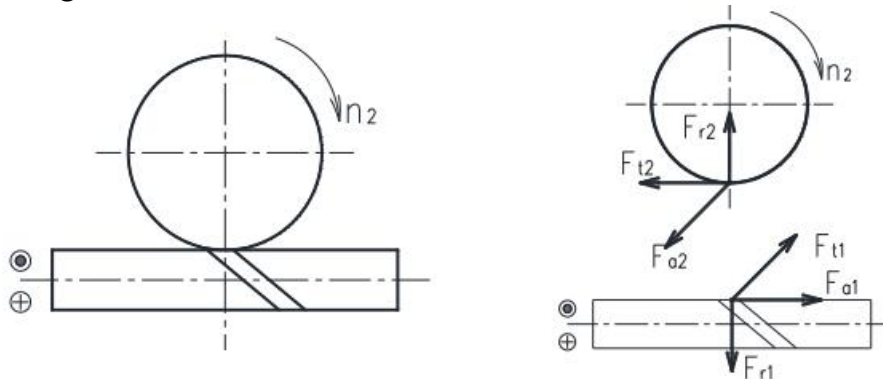
Đối với bộ truyền không dịch chỉnh:

$$v_{tr} = \frac{m.n1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2}$$

4.3.3. lực tác dụng và tải trọng tính

- 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.

- 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: $K = K_{tt} \cdot K_d$

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 $K_d = 1 \div 1,1$

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

4.4 Bôi trơn và hiệu suất của bộ truyền trục vít bánh vít

4.4.1. 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 $v \geq 12 \text{ m/s}$ 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	-	-	-

4.4.2 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° .
- 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:

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

- 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:

1) Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=10 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=1200$ vòng/phút; tỷ

số truyền $u=3$; đường kính bánh dẫn $d_1=150\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0=1000\text{N}$ và khoảng cách

trục $a=2000\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

a. Góc ôm đai α_1 và chiều dài cần thiết của dây đai L ?

- b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trục F_r .
- c. Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn
- 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?

Bài làm

a) $d_2 = d_1 \cdot u = 150 \cdot 3 = 450 \text{ (mm)}$

- **Góc ôm đai :**

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

- **Chiều dài cần thiết của dây đai :**

$$L_{tt} = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 2000 + \frac{\pi}{2} \cdot (450 + 150) + \frac{(450 - 150)^2}{4 \cdot 2000} = 4953,72 \text{ (mm)}$$

$$L = L_{tt} + (100 \rightarrow 400) = 5053,72 \rightarrow 5353,72$$

$$\rightarrow \text{chọn } L = 5200 \text{ (mm)}$$

b) - **Vận tốc :**

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 150 \cdot 1200}{60000} = 9,42 \text{ (m/s)}$$

- **Lực vòng:**

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 10}{9,42} = 1063,8 \text{ (N)}$$

- **Lực tác dụng lên ổ trục :**

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

c) - **Hệ số ma sát:** (bỏ qua lực căng đai F_v) $\alpha_1 = 2,99 \text{ (rad)}$

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

$$1000 \geq \frac{1063,8}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot 2,99} + 1}{e^{f \cdot 2,99} - 1}$$

$$\rightarrow f \geq 0.4$$

Vậy hệ số ma sát tối thiểu để ko xảy ra hiện tượng trượt trơn là $f_{min} \geq 0.4$

d) Nếu thay đai dẹt thành đai thang thì L bằng :

$$L_{tt} = 4953,72 \text{ (mm)}$$

$$\rightarrow \text{chọn } L = 5000 \text{ (mm)}$$

- **Khoảng cách trục a_{cx} :**

$$K = L - \frac{\pi \cdot (d_2 - d_1)}{2} = 5000 - \frac{\pi \cdot (450 - 150)}{2} = 4057,52 \text{ (mm)}$$

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

$$a_{cx} = \frac{K + \sqrt{K^2 - 8 \cdot \Delta^2}}{4} = \frac{4057,52 + \sqrt{4057,52^2 - 8 \cdot 150^2}}{4} = 2023,2 \text{ (mm)}$$

2) Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=1200 \text{ mm}$, bước xích $p_c=25,4 \text{ mm}$; công suất truyền động $P=8 \text{ kW}$; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=24$ răng; tỉ số truyền $u=2,5$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=400$ vòng/phút. Xác định:

- 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 ?
- Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t và lực tác dụng lên ổ trục F_r biết bộ truyền nằm ngang?

Bài làm

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

- **Đường kính vòng chia của bánh dẫn :**

$$d_1 = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{24}} = 194,6 \text{ (mm)}$$

- **Đường kính vòng chia của bánh bị dẫn :**

$$d_2 = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{60}} = 485,3 \text{ (mm)}$$

- **Số mắt xích X:**

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

$$= \frac{2.1200}{25,4} + \frac{1}{2} \cdot (60 + 40) + \left(\frac{60-40}{2.\pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1200}$$

X = 137,2 mắt xích

→ chọn X = 138 mắt xích (hoặc X = 136 mắt xích)

b) Vận tốc:

$$v_1 = \frac{P_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{25,4 \cdot 24 \cdot 400}{60000} = 4,1 \text{ (m/s)}$$

- Lực vòng :

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 8}{4,1} = 1951,2 \text{ (N)}$$

- Lực tác dụng lên ổ trục: ($K_m = 1,15$ vì bộ truyền nằm ngang)

$$F_r = K_m \cdot F_t = 1,15 \cdot 1951,2 = 2243,9 \text{ (N)}$$

3) Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên dưới truyền mô men xoắn $T_1 = 80000 \text{ Nmm}$, có khoảng cách trục $a_w = 340 \text{ mm}$, số răng $Z_1 = 30$ răng, $Z_2 = 103$ răng, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định .

a. Mô đun pháp tuyến m_n và góc nghiêng răng β ?

b. Phân tích và tính giá trị các lực tác dụng lên cặp bánh răng trên đã cho.

Bài làm

a) Mô đun pháp:

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

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) và (2):

$$\rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} \geq \cos 20^\circ$$

$$\rightarrow \frac{2 \cdot a_w \cos 8^\circ}{Z_2 + Z_1} \geq m_n \geq \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 20^\circ}{Z_2 + Z_1}$$

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

$$\rightarrow 5,06 \geq m_n \geq 4,8$$

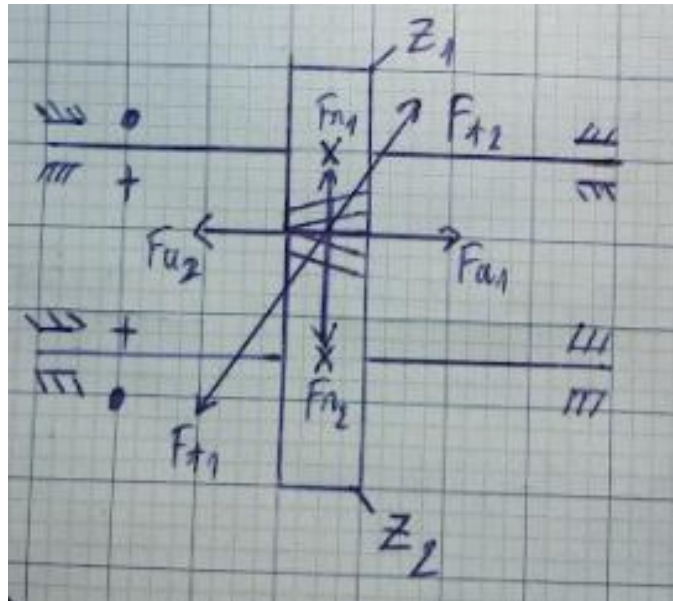
vậy chọn mô đun pháp $m_n = 5(\text{mm})$

- **Góc nghiêng răng:**

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

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

b)



- **Lực vòng:**

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot Z_1} = \frac{2 \cdot 80000 \cdot \frac{133}{136}}{5 \cdot 30} = 1043,1(\text{N})$$

- **Lực hướng tâm:**

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1043,1 \cdot \tan 20}{\frac{133}{136}} = 388,2(N)$$

- Lực dọc trục:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1043,1 \cdot \tan 12,06 = 222,86(N)$$

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

- Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn
- Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng.

Bài làm

a) Gọi u là tỉ số truyền chung của hệ thống:

$$u = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} \cdot u_x = \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(\frac{Z_4}{Z_3}\right) \cdot \left(\frac{Z_6}{Z_5}\right) \cdot u_x = \frac{50}{20} \cdot \frac{40}{20} \cdot \frac{50}{20} \cdot 3 = 37,5$$

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

$$u = \frac{n_{dc}}{n_{th}} \leftrightarrow 37,5 = \frac{1450}{n_{th}} \rightarrow n_{th} = 38,7(v/p)$$

b)

