

**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: 26**

HVTH: Nguyễn Văn Lâm

Ngành học: Động Lực

Lớp học: 19T4-CN05

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: 26**

Ngành học: Động Lực

Lớp học: 19T4-CNÔ5

Giám khảo 1

Giám khảo 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

Lời nói đầu:

Sau khi học môn Chi Tiết Máy em thấy bộ môn này đóng vai trò rất quan trọng trong Ngành Động Lực. Và việc vận dụng kiến thức vào thực hành sẽ làm cho em cảm thấy kiến thức môn Chi Tiết Máy rất hữu ích và hứng thú hơn với việc học.. Chi Tiết Máy không chỉ là những khái niệm, công thức, định luật... khô khan trên giấy mà đã được ứng dụng rất hữu ích và giúp em rất nhiều trong Ngành động lực mà em đang học , do đó em lựa chọn đề tài này.

Mục lục tự động

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI 6

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG..... 6

3.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai..... 6

3.1.2. Phân loại bộ truyền động đai 7

3.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai 7

3.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI 8

3.2.1. Vật liệu làm đai..... 8

3.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI..... 8

3.3.2. Góc ôm đai..... 8

3.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục..... 9

3.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI 9

3.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai..... 9

3.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai 10

3.4.3. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai 10

3.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI..... 10

3.5.1. Lực vòng..... 10

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH..... 11

4.1. KHÁI NIỆM CHUNG..... 11

4.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích 11

4.1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích 12

4.1.3. Phân loại bộ truyền động xích..... 12

4.1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích..... 12

4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH..... 13

4.2.1. Bước xích 13

4.2.2. Đường kính vòng chia đĩa xích..... 13

4.2.3. Số răng đĩa xích 14

4.2.4. Khoảng cách trục và số mắt xích..... 14

4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH 14

4.3.1. Vận tốc và tỷ số truyền trung bình..... 14

4.3.2 Lực vòng..... 15

4.3.3. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích..... 15

4.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH..... 15

CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG..... 17

5.1 Khái niệm chung 17

5.1.1. Định nghĩa..... 17

5.1.2. Phân loại..... 17

5.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng..... 17

5.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG..... 18

5.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp..... 18

5.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG..... 18

5.3.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng..... 18

5.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng..... 18

5.3.3. Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng..... 19

5. 4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG..... 20

5.4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng..... 20

5.4.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng 21

5.4.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng..... 21

CHƯƠNG 6. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT..... 22

6.1. KHÁI NIỆM CHUNG..... 22

6.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít..... 22

6.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít 22

6.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng..... 23

6. 2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT..... 23

6.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT 24

6.3.1. Tỷ số truyền (u) 24

6.3.2. Vận tốc vòng 25

6.3.3. Vận tốc trượt..... 25

6.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH..... 25

6.4.1. Lực tác dụng..... 25

Phần Bài Tập..... 26

BÀI 1. (3,0 điểm)..... 26

BÀI 2. (2,25 điểm)..... 27

BÀI 3. (2,5 điểm)..... 28

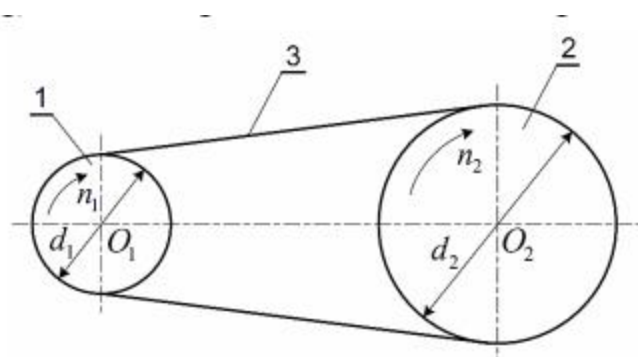
BÀI 4. (2,25 điểm)..... 29

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

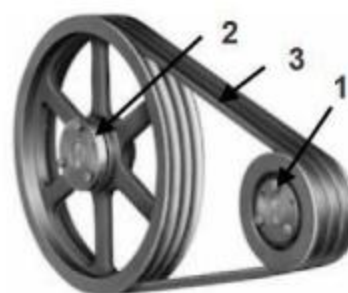
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

3.1.1. 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.**

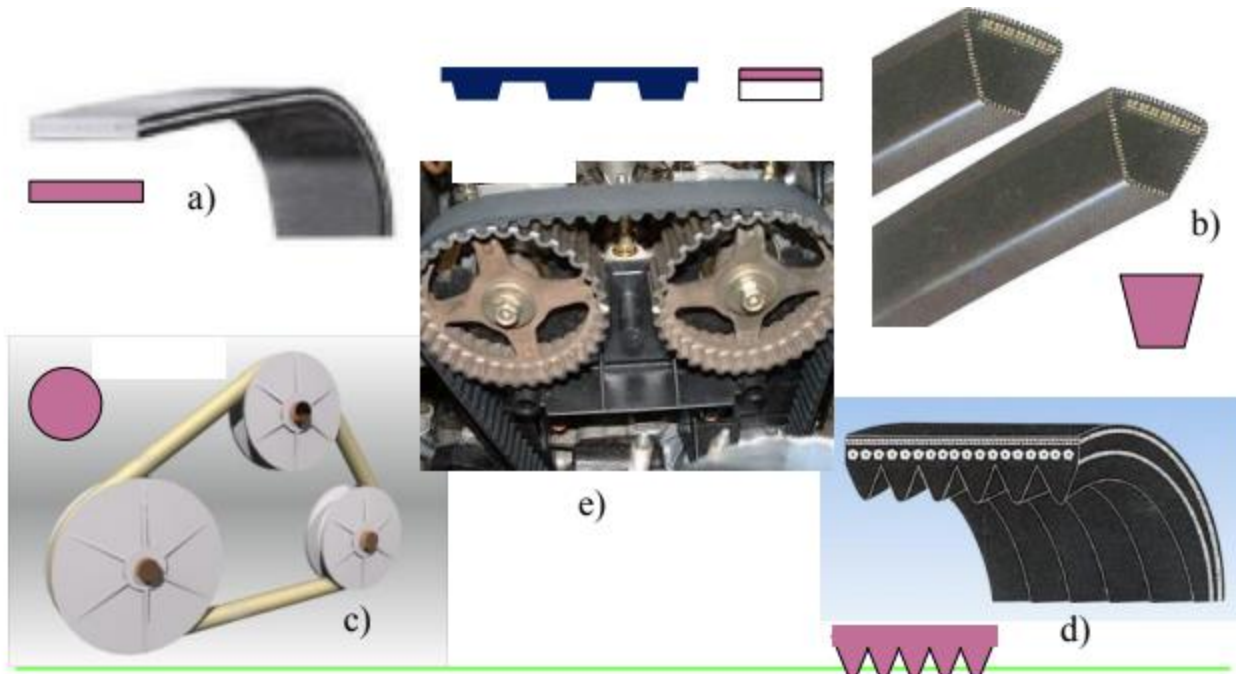


Hình 3.1 Bộ truyền đai



- Bộ truyền đai thường có hai bánh đai (như hình 3.1) gồm: bánh dẫn 1, bánh bị dẫn 2 và một đai 3 mắc căng trên hai bánh đai nhờ bộ phận căng đai. Nhờ có ma sát giữa đai và bánh đai, bánh dẫn quay sẽ truyền chuyển động và cơ năng sang bánh bị dẫn.

3.1.2. Phân loại bộ truyền động đai



Hình 3.2 Các loại 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)

+ 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.

3.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

1. Ưu điểm

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

2. 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).
- Tỉ 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

3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến 1500kW, nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50) \text{ kW}$, $v = 5 \div 30 \text{ m/s}$.
- 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).
- Bộ truyền đai thường được bố trí ở cấp độ nhanh, bánh dẫn lắp vào trục động cơ.

3.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

3.2.1. 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 dẹt:

- Bao gồm các loại đai sau: đai da, đai vải cao su, đai sợi len, đai sợi bông, đai làm bằng vật liệu tổng hợp.

b. Đai thang:

- Đai thang gồm có đai sợi xếp và đai sợi bện



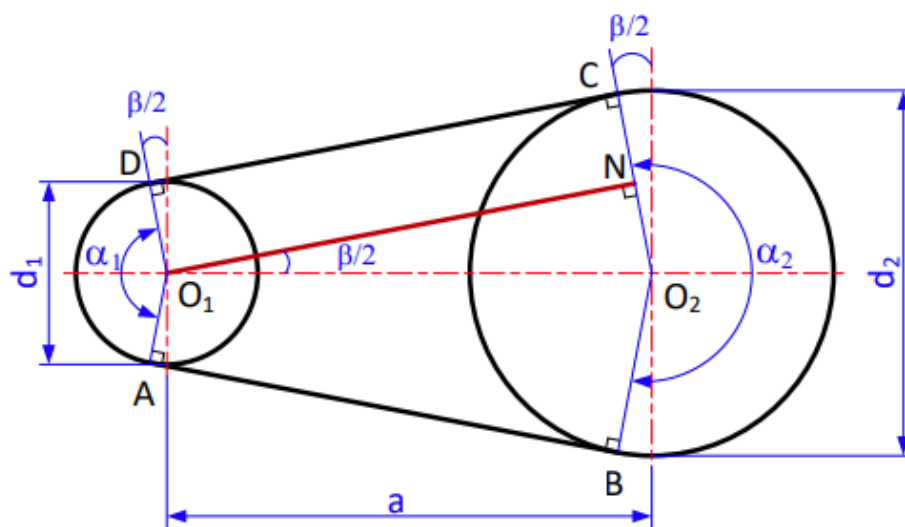
Hình 3.7. Đai dẹt



Hình 3.8. Đai thang

3.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

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



Hình 3.13. Thông số hình học chính của bộ truyền 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

3.3.2. 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)

Từ hình 3.13 ta có: $\alpha_1 = \pi - \beta$

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

Tương tự ta có

$$\alpha_2 = \pi + \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (\text{rad}) \quad \text{hay} \quad \alpha_2 = 180^\circ + 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (\text{độ})$$

3.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục

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

Thông thường $\beta < 35^\circ$, có thể lấy $\cos(\beta/2) \approx 1 - \beta^2/8$

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

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

- Đối với đai dẹt sau khi tính L cần chọn chiều dài cần thiết của dây đai tăng theo từ $100 \div 400\text{mm}$ để nối đai.

$$L_u = L + (100 \rightarrow 400) \quad (\text{mm})$$

- 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:

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

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

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

+ 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...

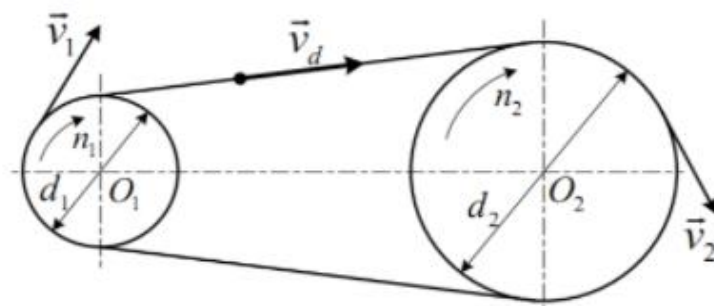
+ Đai thang tăng khả năng tải nhờ tăng hệ số ma sát f

3.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

3.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai

- Vận tốc được xác định theo công thức:

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi.d_1.n_1}{60.1000} \\ v_2 &= \frac{\pi.d_2.n_2}{60.1000} \end{aligned} \right\} \quad (\text{m/s})$$



Hình 3.15. Vận tốc vòng trong bộ truyền đai

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

3.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai

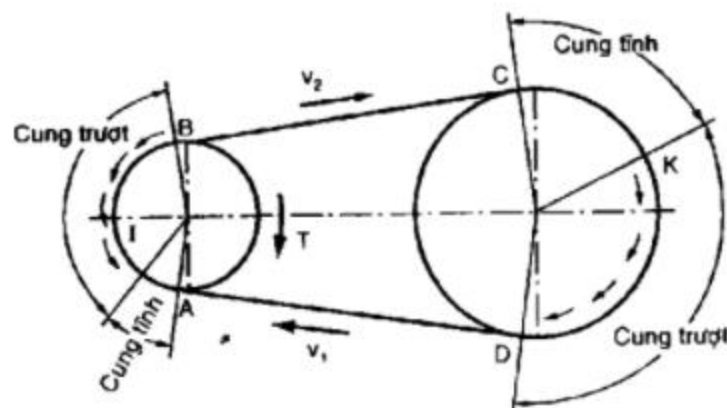
Trong thực tế đai bị trượt do đó ta có:

$$\begin{aligned} v_1 &> v_d \rightarrow v_1 > v_2 \rightarrow v_2 = (1 - \xi)v_1 \\ v_d &> v_2 \\ \rightarrow d_2 n_2 &= (1 - \xi)d_1 n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} \end{aligned}$$

Nếu đai không bị trượt (lý tưởng):

$$\begin{aligned} v_1 &= v_d \rightarrow v_1 = v_2 \rightarrow d_2 n_2 = d_1 n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \\ v_d &= v_2 \end{aligned}$$

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



Hình 3.16. Cung trượt giữa đai và bánh 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. Sự trượt đàn hồi không xảy ra trên toàn bộ cung ôm α_1 và α_2 , chỉ xảy ra trên một phần của các cung α_{1t} và α_{2t} .

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.

$$\text{Hệ số kéo: } \psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$$

$$\text{Hệ số trượt } \xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$$

3.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

3.5.1. 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 .

- 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: $\sigma_0 \leq 1,8 \text{ Mpa}$

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

- Khi bộ truyền làm việc, bánh dẫn chịu tác dụng của mômen xoắn T_1 . Trên nhánh dẫn (là nhánh truyền chuyển động cho bánh bị dẫn) 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 .

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

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

Trong đó:

F_t : lực vòng có ích (N)

v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

T_1 : moment xoắn trên trục

P : công suất (kW)

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:

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

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

$$F_r \approx 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2)$$

hoặc $F_r = 3 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2)$ (khi bộ truyền không có bộ phận căng đai) với α_1 : góc ôm trên bánh đai nhỏ.

Công thức Euler khi tính đến lực quán tính ly tâm

$$e^{f\alpha_1} = \frac{F_1 - F_v}{F_2 - F_v}$$

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

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

Đối với đai thang ta thay:

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

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

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

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

Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng)

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

Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng)

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

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

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

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

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

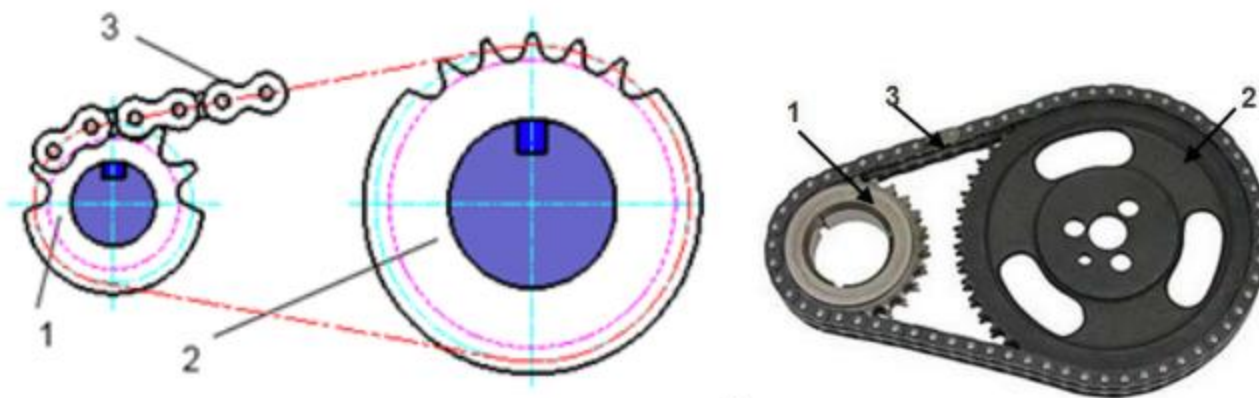
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích

Đĩa xích dẫn quay, răng của đĩa xích đẩy các mắt xích chuyển động theo. Dây xích chuyển động, các mắt xích đẩy răng của đĩa xích bị dẫn chuyển động, đĩa xích 2 quay.

Như vậy chuyển động đã được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ sự ăn khớp của răng đĩa xích với các mắt xích. Truyền động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền xích hầu như không có hiện tượng trượt. Vận tốc trung bình của bánh bị dẫn và tỉ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi.

4.1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích

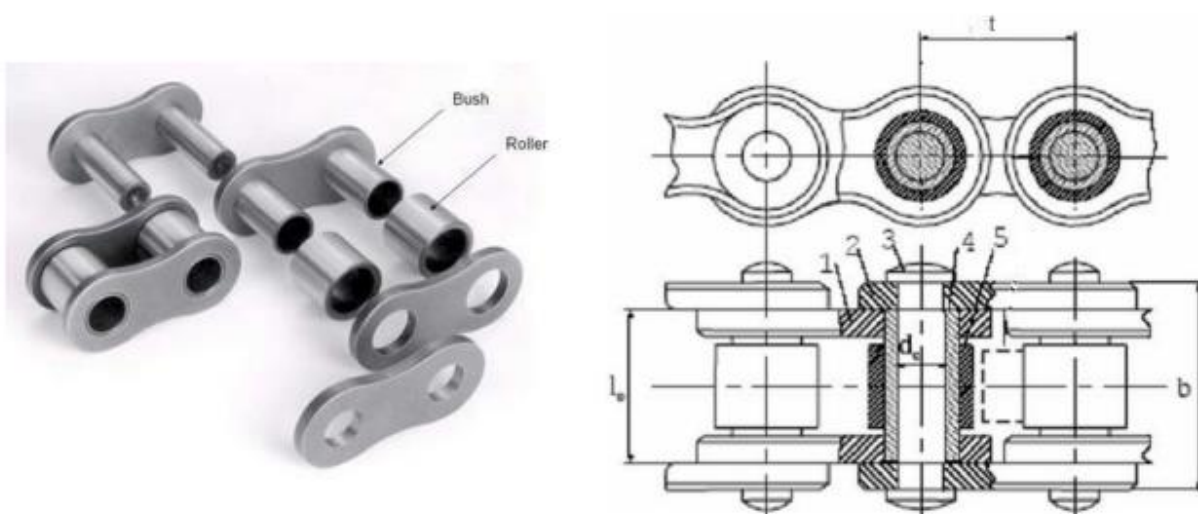


Hình 4.1. Bộ truyền xích

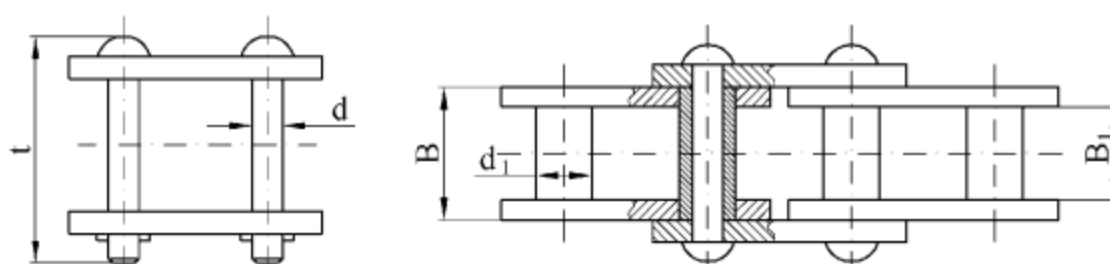
Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3 (hình 4.1). Ngoài ra, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che.

4.1.3. Phân loại bộ truyền động xích

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



Hình 4.3. Xích con lăn



Hình 4.5. Xích ống



Hình 4.6. Xích răng

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

1. 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.

2. 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.

3. Phạm vi sử dụng

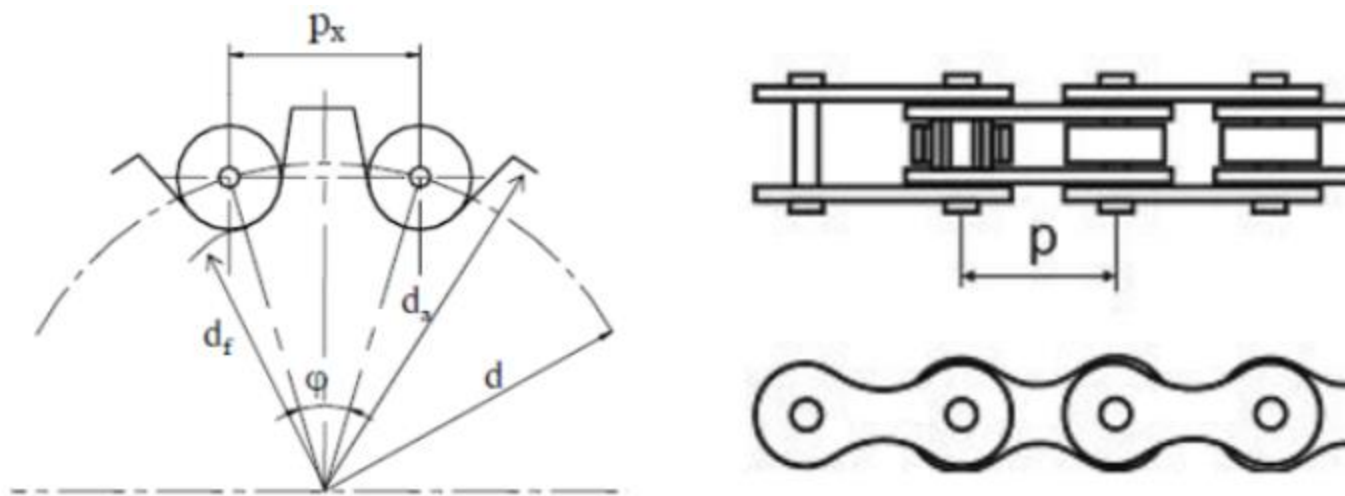
- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110kW$, $v \leq 15m/s$, $n \leq 500v/p$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.2.1. Bước xích

Bước xích p_c , mm được tiêu chuẩn hóa. Cũng là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.

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



Hình 4.7. Thông số hình học của bộ truyền xích

4.2.2. Đường kính vòng chia đĩa xích

Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

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

Xích dẫn:

$$d_1 = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{p_c Z_1}{\pi} \text{ (mm)}$$

Xích bị dẫn:

$$d_2 = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{p_c Z_2}{\pi} \text{ (mm)}$$

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

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích d_{f1} , d_{f2} , mm.
- Đường kính vòng tròn đỉnh răng d_{a1} , d_{a2} , mm.
- Số răng của đĩa xích dẫn Z_1 của đĩa xích bị dẫn Z_2 .

- Bước xích p_c , mm, là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.
- Số mắt của dây xích X luôn là số chẵn, để dễ dàng nối với nhau.
- Khoảng cách trục a , là khoảng cách giữa tâm đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn; mm.

4.2.3. Số răng đĩa xích

- Số răng đĩa dẫn Z_1 : tra theo bảng 4.1

Bảng 4.1. 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

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

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

- Số răng đĩa bị dẫn Z_2 :

Tính theo công thức sau: $Z_2 = u \cdot Z_1 \leq Z_{2max}$

4.2.4. Khoảng cách trục và số mắt xích

1. Số mắt xích

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức $a = (30 \div 50) \cdot p_c$
- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

$$L \approx 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \text{ (mm)}$$

Số mắt xích: Mặt khác $L = X \cdot p_c \Rightarrow$ Số mắt xích X

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

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

2. Khoảng cách trục chính xác

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

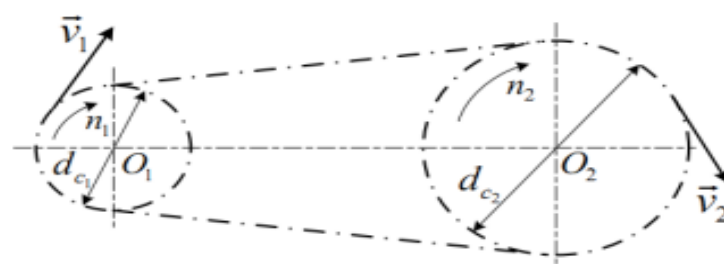
$$a = 0,25 \cdot p_c \cdot \left[\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \text{ (mm)}$$

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

4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.3.1. Vận tốc và tỷ số truyền trung bình

- Vận tốc bộ truyền xích:



Hình 4.8. Vận tốc trung bình trong bộ truyền xích

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60000} = \frac{n \cdot Z \cdot p_c}{60000} \text{ (m/s)} \quad v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} \text{ (m/s)} \quad v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{p_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \text{ (m/s)}$$

Trong đó:

- n : là số vòng quay đĩa xích (vòng/phút)
- Z : là số răng của đĩa xích (răng)
- p_c : là bước xích (mm)

- Tỷ số truyền của bộ truyền xích:

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

Nên chọn $u \leq 8$

4.3.2 Lực vòng

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

4.3.3. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

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)

4.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Thông số đầu vào: công suất P_1 , kW; số vòng quay n_1 , vg/ph; tỷ số truyền u .

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

$$Z_1 = 29 - 2 \times u$$

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

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

$$Z_2 = u \times Z_1 \quad \text{với điều kiện } Z_2 \leq Z_{2\max}$$

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

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

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

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 $K_{lv}=1,45$

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

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

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 4.3)

$$K_z = \frac{Z_{01}}{Z_1} = \frac{25}{Z_1} \quad (\text{hệ số răng xích})$$

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

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

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} (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			
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 4.4 ta chọn bước xích p_c theo cột giá trị n_{01} khi tính hệ số K_n .

Bước 6. Kiểm tra số vòng quay tới hạn (bảng 4.4)

Bước 7. Xác định vận tốc trung bình v của xích

- Vận tốc v :

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

- Lực vòng có ích:

$$F_t = \frac{1000 \times P}{v} \quad (\text{N})$$

Bước 8. Tính toán kiểm nghiệm bước xích: - Chiều dài xích: $L = X \cdot p_c$

Bước 9. Xác định số mắt xích X

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

- Xác định số mắt xích X theo công thức:

$$X = \frac{L}{p_c} = \frac{2 \times a}{p_c} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{p_c}{a}$$

(nên chọn số mắt xích là số chẵn)

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

$$a = 0,25 \times p_c \times \left[X - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi} \right)^2} \right]$$

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

Bước 10. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn

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	$d_{a2} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_2)]$

CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

5.1 Khái niệm chung

5.1.1. Định nghĩa

Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng.

Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

- **Bánh răng dẫn 1, có đường kính d_1 được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1 công suất truyền động P_1 mô men xoắn trên trục T_1**
- **Bánh răng bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .**
- **Trên bánh răng có các răng, khi truyền động các răng ăn khớp với nhau, tiếp xúc và đẩy nhau trên đường ăn khớp**

5.1.2. Phân loại

Theo vị trí tương đối giữa các trục

- **Truyền động bánh răng trụ, các trục song song với nhau (Hình 5.2)**
- **Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau (Hình 5.3)**
- **Truyền động bánh răng hypecbôlôit, các trục chéo nhau (Hình 5.4)**

5.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

1. Ưu điểm

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

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

- **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.**

5.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

5.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỷ số truyền:

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

n_1 : số vòng quay của bánh răng dẫn (vòng/phút)

n_2 : số vòng quay của bánh răng bị dẫn (vòng/phút).

Z_1 : số răng của bánh răng dẫn

Z_2 : số răng của bánh răng bị dẫn

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

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

- Bước răng trên đường kính vòng chia t : ký hiệu t (mm), bằng bước của thanh răng.
- Mô đun m : Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m , đơn vị đo là mm. Các bánh răng có cùng mô đun sẽ ăn khớp được với nhau. Giá trị của mô đun m được lấy theo dãy số tiêu chuẩn, để hạn chế số lượng dao gia công bánh răng sử dụng trong thực tế.

$m = t/\pi$ giá trị m được tiêu chuẩn hóa theo các dãy số sau:

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

Dãy 2: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Ưu tiên chọn dãy 1

- Số răng bánh nhỏ Z_1 : nên chọn $Z_1 \geq 17$ để tránh cắt chân răng.
- Số răng bánh lớn Z_2 : xác định từ tỷ số truyền
- Profil góc α_0 : $\alpha_0=14,5^\circ$; 20° , 25° là thông số cơ bản của biên dạng răng.

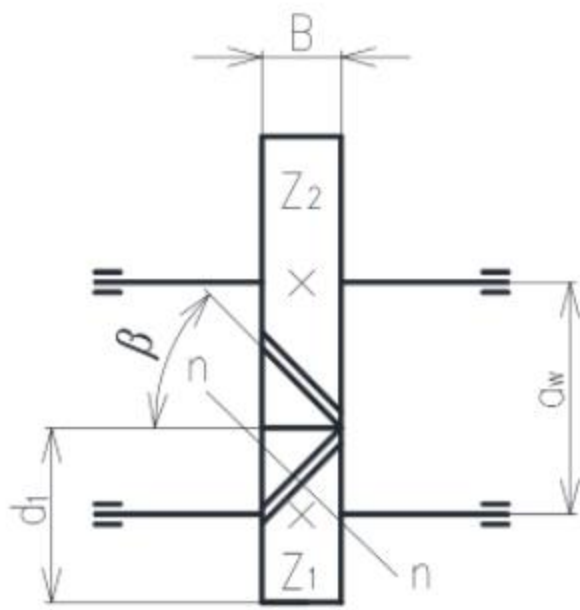
Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng theo bảng 5.1

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

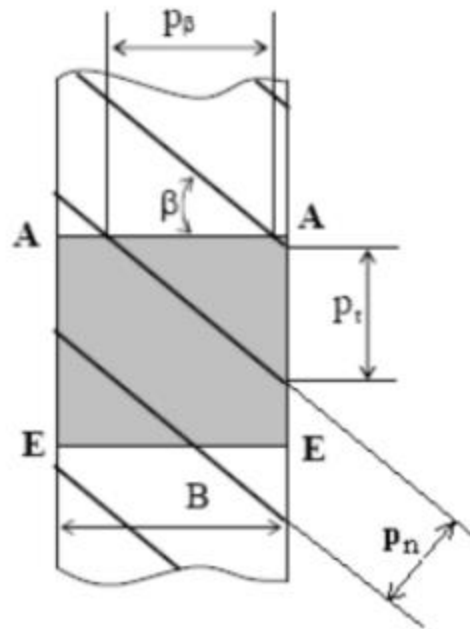
Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỷ số truyền (dấu -: ăn khớp ngoài; dấu +: ăn khớp trong) Dùng để xác định chiều quay của trục)	u (i)	$u = \mp \frac{n_1}{n_2} = \mp \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d=m.Z$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a=m$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f=1,25.m$
Chiều cao răng	h	$h=h_a+h_f=2,25.m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a=m.(Z + 2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f=m.(Z - 2,5)$
Bước răng	t	$t=\pi.m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m.(Z_2 \pm Z_1)}{2}$

5.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

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



Hình 5.15. Kích thước bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng



Hình 5.16. Các bước răng của bánh răng trụ răng nghiêng

- 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 (hình 5.16). Ta có quan hệ: $p_n = p_t \cdot \cos \beta$; $m_n = m_t \cdot \cos \beta$
- Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, giá trị m_n được tiêu chuẩn hóa. Các giá trị tính toán thì tính theo m_t .

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

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

5.3.3. Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng

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



Tỷ số truyền: $u = \frac{Z_2}{Z_1} = \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_1}$

20

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

Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, gồm có các lực tác dụng sau:

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

- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \tan \alpha}{\cos \beta}$

2. Lực vòng F_t

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng

- Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1 \cos \beta}{m_n Z_1}$

3. Lực hướng tâm F_{r1}

Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều hướng vào tâm bánh răng

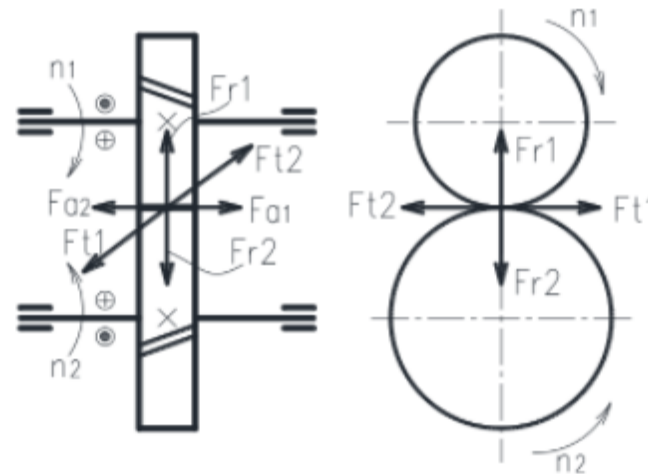
- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \tan \alpha}{\cos \beta}$

4. Lực dọc trục F_{a1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều hướng vào mặt răng làm việc

- Giá trị: $F_{a1} = F_{a2} = F_t \tan \beta$



Hình 5.19. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

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

Đối với bộ truyền bánh răng côn răng thẳng, gồm có các lực tác dụng sau:

1. Lực vòng:

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

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương của F_{t1} và F_{t2} trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

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

2. Lực hướng tâm

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

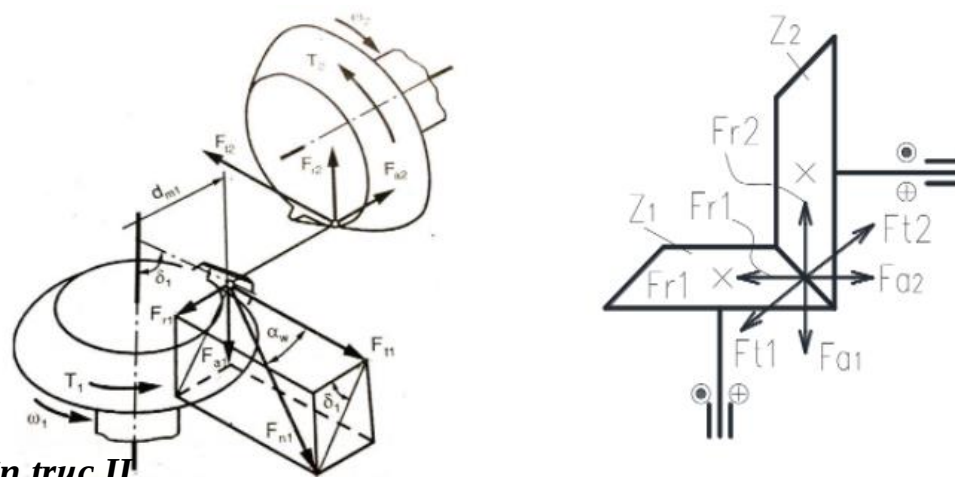
- Phương chiều: F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

- Giá trị: $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1$

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

3. Lực dọc trục

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp



Hình 5.20. Lực trong bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

- **Phương chiều:** F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1} hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của F_{a2} luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.
- **Giá trị:** $+ F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$
 $+ F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}.$

CHƯƠNG 6. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

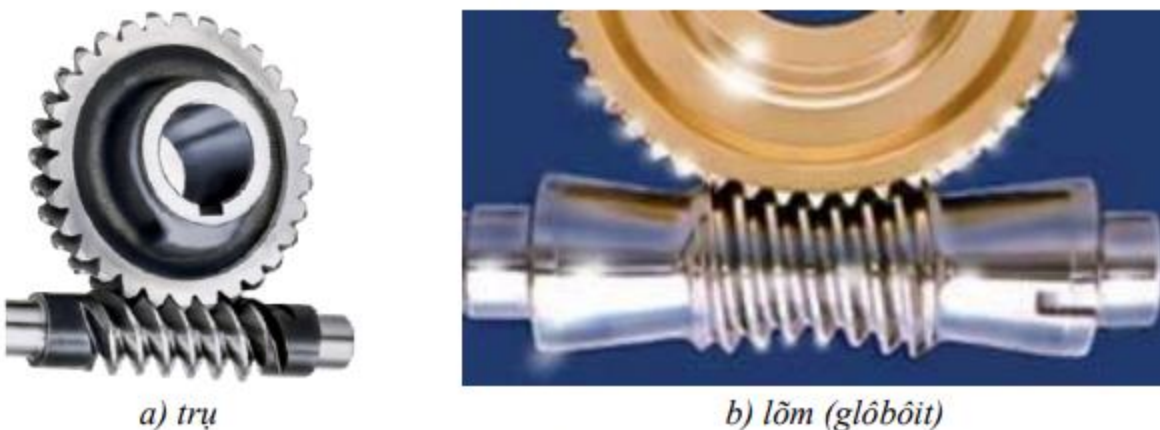
6.1. KHÁI NIỆM CHUNG

6.1.1. 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
- Ren trục vít và răng bánh vít tiếp xúc nhau theo đường; thông thường trục vít dẫn động.



Hình 6.1. Hộp giảm tốc trục vít

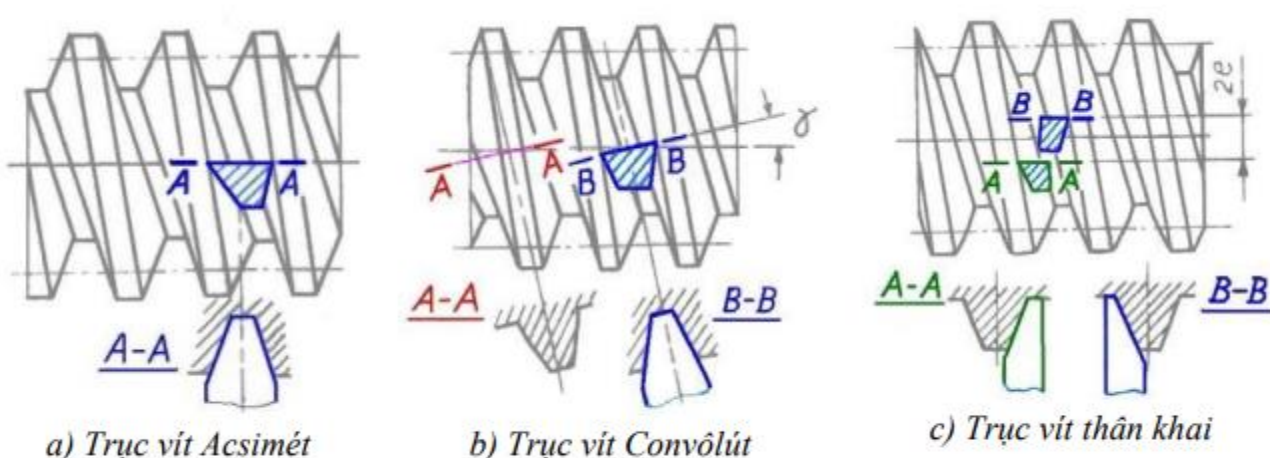


Hình 6.2. Trục vít

6.1.2. 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 (hình 6.3a).
- Bộ truyền trục vít Convôlút: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến với đường ren (hình 6.3b).
- Bộ truyền trục vít thân khai: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở (hình 6.3c).



Hình 6.3. Các biên dạng ren trục vít

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 hình 6.2a.
- Bộ truyền trục vít lõm (còn gọi là bộ truyền glôbôit), trong đó trục vít được khoét lõm như trên hình 6.2b để có nhiều ren cùng ăn khớp.

4. Theo số mỗi ren

- Trục vít một mỗi ren
- Trục vít nhiều mỗi 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)

6.1.3. 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.

3. Phạm vi ứng dụng

- Cơ cấu bánh vít–trục vít có hiệu suất thấp nên thường chỉ dùng để truyền công suất nhỏ và trung bình.
- Cơ cấu bánh vít–trục vít được dùng trong máy nâng chuyển, máy cắt kim loại, ô tô v.v...

6. 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 profin 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}): $d_1 = d_{c1} = m \cdot q$ (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 $m^3 \sqrt{q}$)

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

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

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

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

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

$$d_{e1} = d_{c1} + 2 \cdot m; d_{i1} = d_{c1} - 2 \cdot m$$

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

$$d_{e2} = d_{c2} + 2 \cdot m; d_{i2} = d_{c2} - 2 \cdot m$$

- Khoảng cách trục của bộ truyền không dịch chỉnh:

$$a = \frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} = 0,5 \cdot m \cdot (Z_2 + q)$$

- 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

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

thông thường $2\delta = 100^\circ$

6.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

6.3.1. 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 $S/\pi \cdot d_2$ vòng. Vậy trong một phút trục vít quay được n_1 vòng thì bánh vít quay được:

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

Tỷ số truyền:

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

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

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

Do Z_1 có giá trị nhỏ ($Z_1 = 1 \div 4$), tỷ số truyền có trị số lớn. Nếu biểu thị bước đường xoắn ốc của ren trục vít theo hệ thức:

$$S = \pi \cdot d_1 \cdot \tan \lambda \text{ Từ (12-11) ta có: } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi \cdot d_2}{\pi \cdot d_1 \cdot \tan \lambda} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \tan \lambda}$$

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

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

6.3.2. Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít: $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 \cdot 60}$ m/s

- Vận tốc vòng của bánh vít: $v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{1000 \cdot 60}$ m/s

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

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

n_1 : số vòng quay của trục vít (v/p)

n_2 : số vòng quay của bánh vít (v/p)

m : môđun mặt đáy của răng

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

Z_1 : Số mối ren của trục vít

Z_2 : Số răng của bánh vít

6.3.3. Vận tốc trượt

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

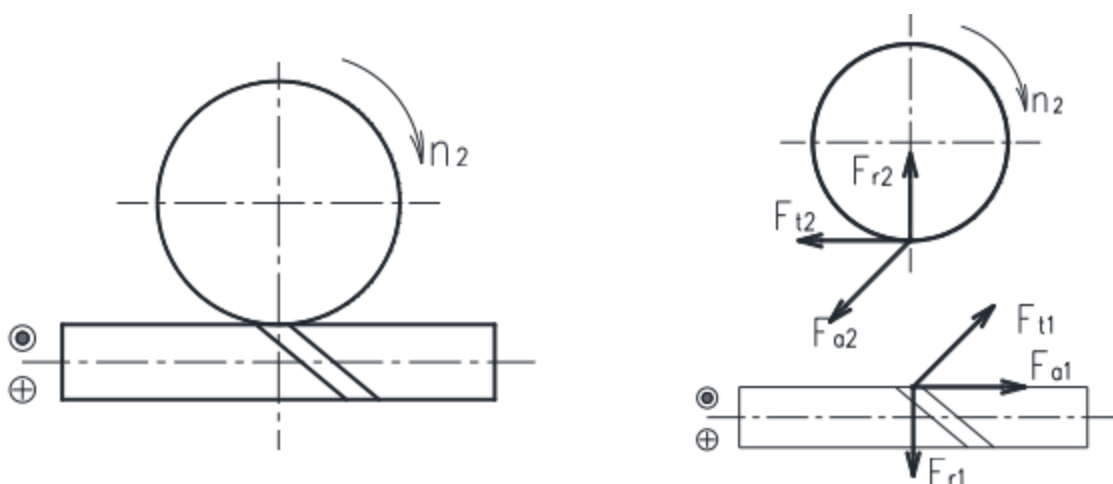
Đối với bộ truyền không dịch chỉnh:

$$v_{tr} = \frac{m n_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2}$$

6.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

6.4.1. Lực tác dụng

Khi bộ truyền làm việc, trục và ổ mang trục vít và bánh vít chịu tác dụng của những lực sau (Hình 6.5).



Hình 6.5. Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít- bánh vít

1. Lực vòng F_t ; F_u 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_u tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của F_{t2} tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít.

Chiều của F_u ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

- Giá trị của F_u và F_{t2}

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

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

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_1, T_2 : Mômen xoắn trên trục dẫn và trục bị dẫn; (Nmm)

d_1, d_2 : 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

Phần Bài Tập

ĐỀ 26

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 6 \text{ kW}$; 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 $F_0 = 800 \text{ N}$ và khoảng cách trục $a = 1800 \text{ mm}$. 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 ? (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 bị dẫn

$$U = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow 3 = \frac{d_2}{150} \Rightarrow d_2 = 450 \text{ mm}$$

*Góc ôm đai

$$\begin{aligned} \alpha &= 180 - 57,3 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \\ &= 180 - 57,3 \cdot \frac{450 - 150}{1800} \\ &= 170,5^\circ \end{aligned}$$

- Chiều dài dây đai cần thiết

$$\begin{aligned} L_{tt} &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \\ &= 2 \cdot 1800 + \frac{\pi}{2} (150 + 450) + \frac{(450 - 150)^2}{4 \cdot 1800} \\ &= 4554,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

$$= 4554,9 + (100 \rightarrow 400)$$

$$= 4654,9 \rightarrow 4954,9$$

Chọn $L = 5000 \text{ mm}$

b/ Vận tốc

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 150 \cdot 960}{60000} = 7,5 \text{ m/s}$$

- Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000.P_1}{v_1} = \frac{1000.6}{7,5} = 800 \text{ N}$$

- Lực tác dụng lên ổ trục

$$\begin{aligned} F_r &= 2.F_o.\sin(\alpha_1/2) \\ &= 2.800.\sin(170,5/2) \\ &= 1574,5 \text{ N} \end{aligned}$$

c/ Hệ số ma sát để ko xảy ra hiện tượng trơn trượt

$$\alpha_1 = 170,5^\circ = 2,97 \text{ Rad}$$

$$F_o \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{F.a} + 1}{e^{F.a} - 1} + F_v \quad (1)$$

Với $F_v = 0$ thì

$$\begin{aligned} (1) \Rightarrow F_o &\geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{F.a} + 1}{e^{F.a} - 1} \\ \Rightarrow 800 &\geq \frac{800}{2} \cdot \frac{e^{F.2,97} + 1}{e^{F.2,97} - 1} \\ \Rightarrow F &= 11,5 \end{aligned}$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không xảy ra hiện tượng trơn trượt là $F_{\min} = 11,5$

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a = 800 \text{ mm}$, bước xích $p_c = 19,05 \text{ mm}$; công suất truyền động $P = 10 \text{ kW}$; số răng đĩa xích dẫn $Z_1 = 23$ răng; tỉ số truyền $u = 3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 450$ vòng/phút. Xác định:

- Số răng đĩa xích bị dẫn, đường kính vòng chia đĩa xích dẫn và bị dẫn, số mắt xích X có xét đến điều kiện nối xích để dàng ? (1,25đ)
- Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t và lực tác dụng lên ổ trục F_r biết bộ truyền thẳng đứng? (1,0đ)

Bài Làm

a/ Số răng đĩa xích bị dẫn

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

- Đường kính vòng chia

$$d_1 = \frac{p_c.Z_1}{\pi} = \frac{19,05.23}{\pi} = 139,46 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{p_c.Z_2}{\pi} = \frac{19,05.69}{\pi} = 418,4 \text{ mm}$$

- Số mắt xích

$$\begin{aligned} X &= \frac{2.a}{p_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c}{a} \\ &= \frac{2.800}{19,05} + \frac{23 + 69}{2} + \left(\frac{69 - 23}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{800} \\ &= 131,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

$\Rightarrow$ Chọn mắt xích là: $X = 132 \text{ mm}$

b/ Vận Tốc

$$v_1 = \frac{p_c.Z_1.n_1}{60000} = \frac{19,05.23.450}{60000} = 3,2 \text{ m/s}$$

- Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000.P_1}{v_1} = \frac{1000.10}{3,2} = 3125 \text{ N}$$

- Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = K_m.F_t$$

Mà $K_m = 1$: bộ truyền thẳng đứng

$$\Rightarrow Fr = 1.3125 = 3125 \text{ N}$$

BÀI 3. (2,5 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn

ăn khớp ngoài như hình bên truyền mô men xoắn

$T_1 = 100000 \text{ Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w = 240 \text{ mm}$, mô

đun pháp tuyến $m_n = 4 \text{ mm}$, số răng $Z_2 = 4,5 Z_1$, góc ăn

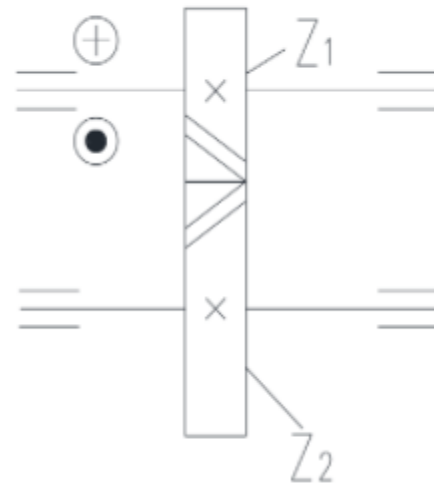
khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh

răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

a. số răng Z_1, Z_2 và góc nghiêng răng β ? (1,25 đ)

b. Phân tích và tính giá trị các lực tác dụng lên cặp

bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)



Bài Làm

a/ Khoảng cách trục a_w

$$a_w \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} \Leftrightarrow \cos \beta = \frac{4 \cdot (4,5 Z_1 + Z_1)}{2 \cdot 240} = \frac{Z_1 \cdot 11}{240} \quad (1)$$

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

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

Thay (1) vào (2) ta có :

$$\cos 8^\circ \geq \frac{Z_1 \cdot 11}{240} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{\cos 8^\circ \cdot 240}{11} \geq Z_1 \geq \frac{\cos 20^\circ \cdot 240}{11}$$

$$\Rightarrow 21,6 \geq Z_1 \geq 20,5$$

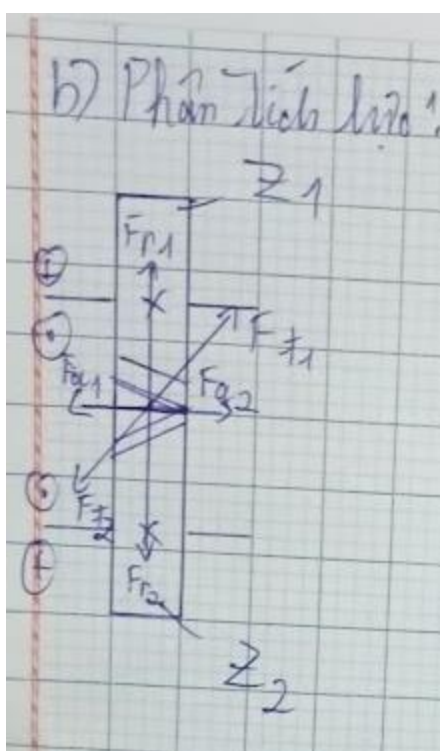
$\Rightarrow$ Ta chọn $Z_1 = 21$ răng mà $Z_2 = 4,5 \cdot Z_1 = 4,5 \cdot 21 = 94$ răng

• Góc nghiêng răng

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{4 \cdot (94 + 21)}{2 \cdot 240} = \frac{23}{24}$$

$$\Rightarrow \beta = 16,59^\circ$$

b/ Phân tích lực



• Giá trị lực :

• Lực vòng

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 + \cos \beta}{m_n \cdot Z_1} = \frac{2 \cdot 100000 + \cos 16,59^\circ}{4 \cdot 21} = 2380,9 \text{ N}$$

- **Lực hướng tâm**

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{2380,9 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 16,59^\circ} = 904,2 \text{ N}$$

- **Lực dọc trục**

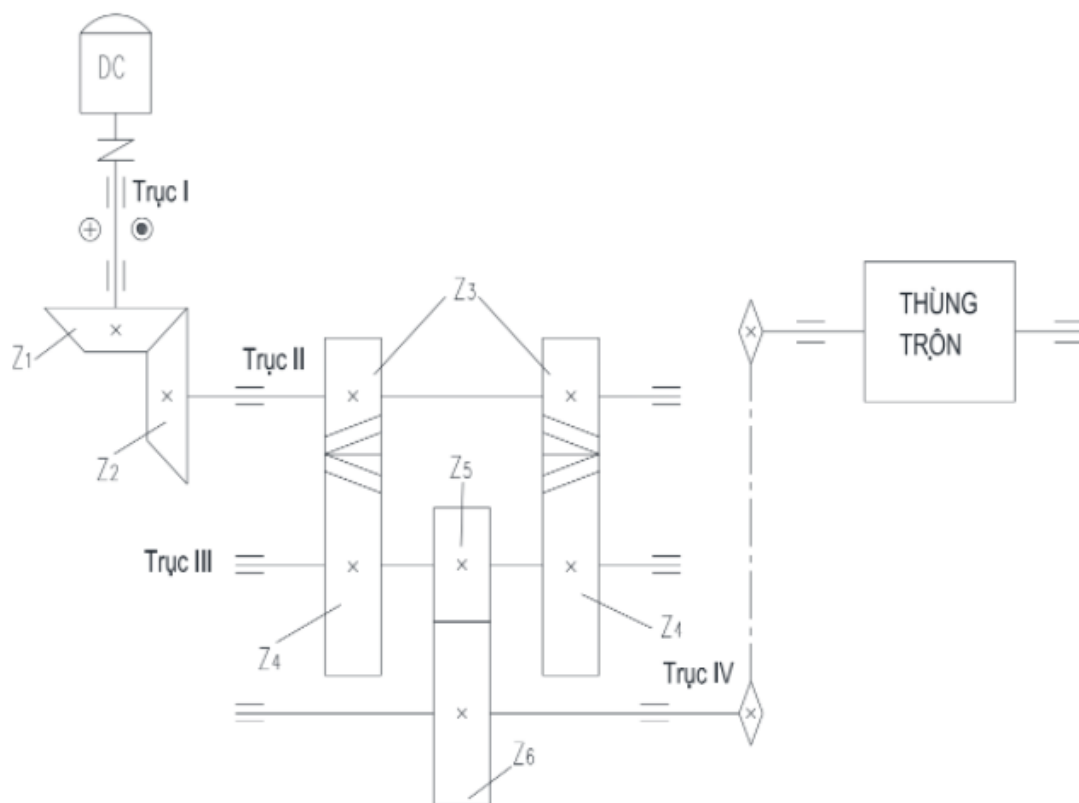
$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 2380,9 \cdot \tan 16,59^\circ = 709,3 \text{ N}$$

BÀI 4. (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là

$n_{dc} = 2880 \text{ vòng/phút}$. Số răng các bánh răng: $Z_1 = 25$, $Z_2 = 60$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 60$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x = 2,5$. Xác định:

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



Bài Làm

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

$$U_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{60}{25} = 2,4$$

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

$$U_{23} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{60}{20} = 3$$

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

$$U_{34} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{45}{20} = 2,25$$

- Gọi U là tỉ số truyền chung của hệ thống

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

$$= 2,4 \cdot 3 \cdot 2,25 \cdot 2,5 = 40,5$$

- Gọi n_{dc} là số vòng quay động cơ

n_{tt} : là số vòng quay thùng trộn

$$\Rightarrow U = \frac{n_{dc}}{n_{tt}} \Rightarrow n_{tt} = \frac{n_{dc}}{U} = \frac{2880}{40,5} = 71,1 \text{ vòng/phút}$$

Tên: Ng Văn Lâm
Đề 26

Trang 10

