

**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: 25**

**HVTH: Nguyễn Thành Duy
Ngành học: Công nghệ ô tô
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: 25**

Ngành học: Công nghệ ô tô

Lớp học: 19T40-CNO5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

Mục lục

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	6
3.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai	8
3.1.4. Phương pháp căng đai	9
3.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI	10
3.2.1. Vật liệu làm đai	10
3.2.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt	11
3.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI	12
3.3.1. Đường kính bánh đai	13
3.3.2. Góc ôm đai	13
3.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục	14
3.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai	15
3.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai	15
3.4.3. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai	16
3.4.4. Các dạng hỏng của bộ truyền đai	16
3.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	16
3.5.1. Lực vòng	16
3.5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn	18
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	19
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG	19
4.1.1. Nguyên lý làm việc của truyền động xích	19
4.1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích	21
4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	21
4.2.1. Bước xích	21
4.2.2. Đĩa xích	22
.....	22
4.2.3. Khoảng cách trục và số mắt xích 1. Số mắt xích	22
4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	23
4.3.1. Vận tốc và tỷ số truyền trung bình	23
4.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích	24

4.3.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích	25
4.4. CÁC DẠNG HỎNG, VẬT LIỆU VÀ BÔI TRƠN	25
4.4.1. Các dạng hỏng	25
4.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích.....	26
4.4.3. Bôi trơn.....	26
4.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH	27
CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	32
5.1. KHÁI NIỆM CHUNG	32
5.1.1. Định nghĩa.....	32
5.1.2. Phân loại	33
5.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng 1 Ưu điểm	33
5.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	34
5.3. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	35
5.3.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng.....	35
CHƯƠNG 6. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	38
6.1. KHÁI NIỆM CHUNG	38
6.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	38
6.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít 1. Theo biên dạng (prôfin) ren	40
6.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng 1. Ưu điểm	40
6.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT	40
6.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT	42
6.3.1. Tỷ số truyền (u)	42
6.3.2. Vận tốc vòng - Vận tốc vòng của trục vít:	43
6.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH	44
6.4.1. Lực tác dụng	44
6.4.2. Tải trọng tính	45
6.5. CÁC DẠNG HỎNG	45
6.6. BÔI TRƠN VÀ HIỆU SUẤT CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT-BÁNH VÍT	46
6.6.1. Bôi trơn.....	46
6.6.2. Hiệu suất.....	46
Chương 7 BÀI Tập Áp Dụng.....	47

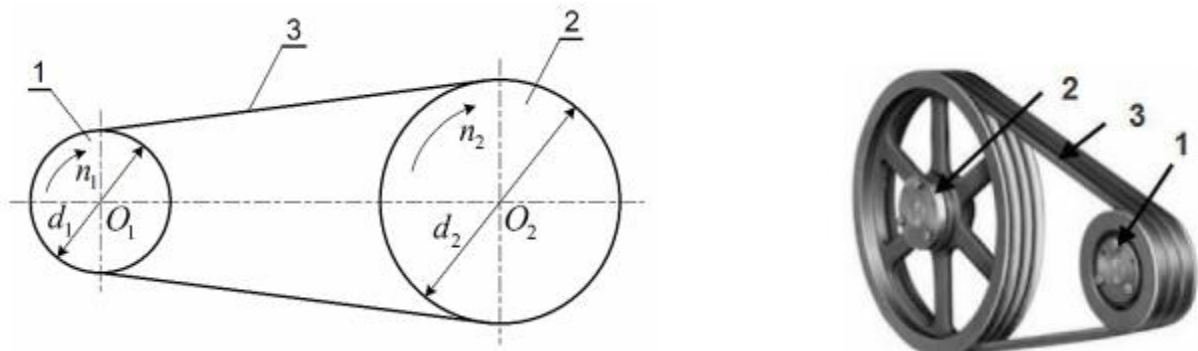
CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

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.

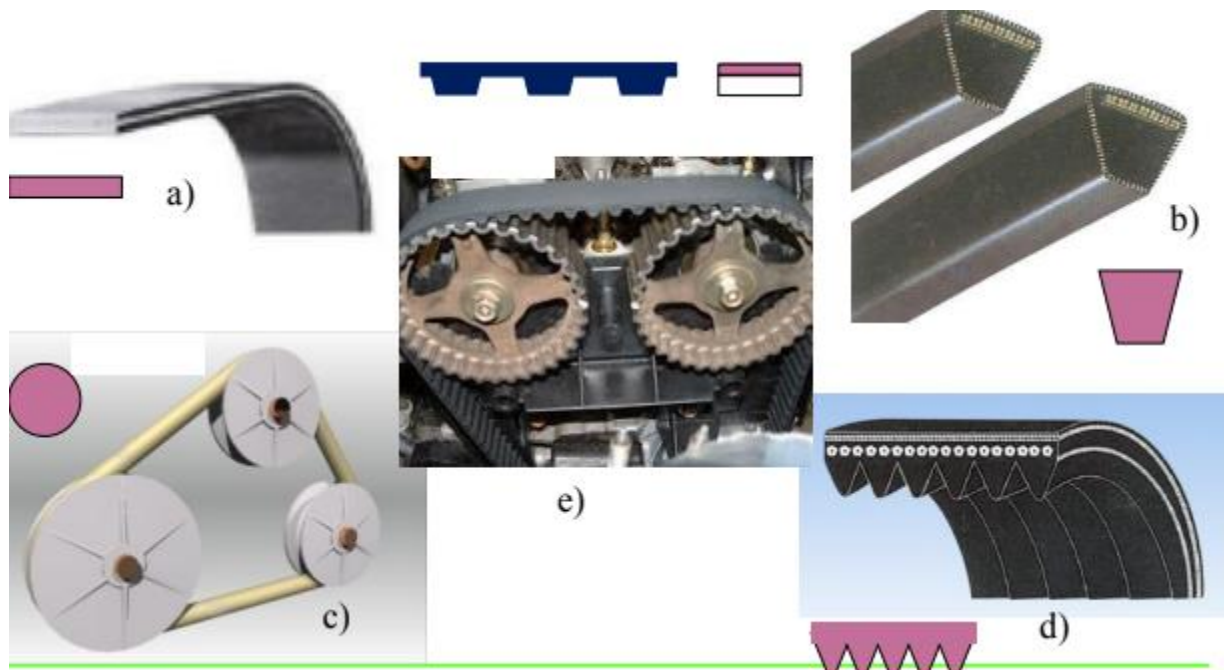
Hình 3.1 Bộ truyền đai



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).

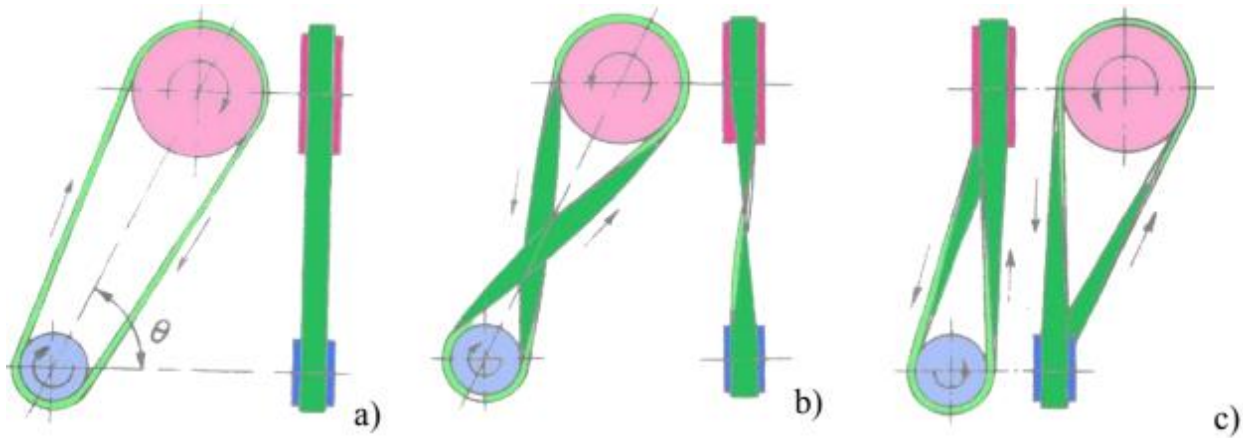
+ Đai tròn có tiết diện là hình tròn (hình 3.2c).

+ 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.

* **Phân loại theo vị trí trục:** Truyền động hai trục song song quay cùng chiều (hình 3.3a), truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều (hình 3.3b), truyền động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau (góc giữa hai trục thường là 90° , hình 3.3c).

Hình 3.3. Truyền động đai theo vị trí



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

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 ($> 15\text{m}$).
- 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 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).
- 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

3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến 1500kW , nhưng thường được với

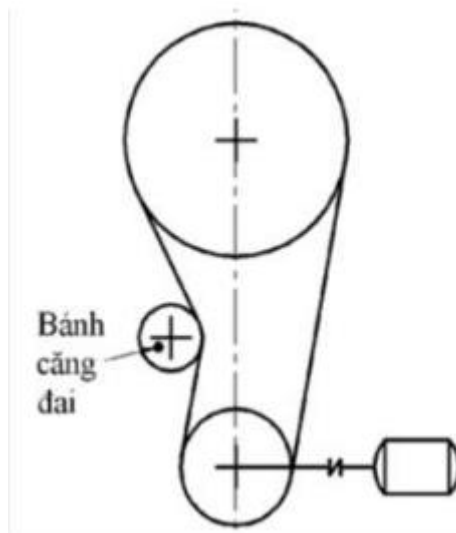
$P \leq (40 \div 50) \text{ kW}$, $v = 5 \div 30 \text{ m/s}$.

- 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.

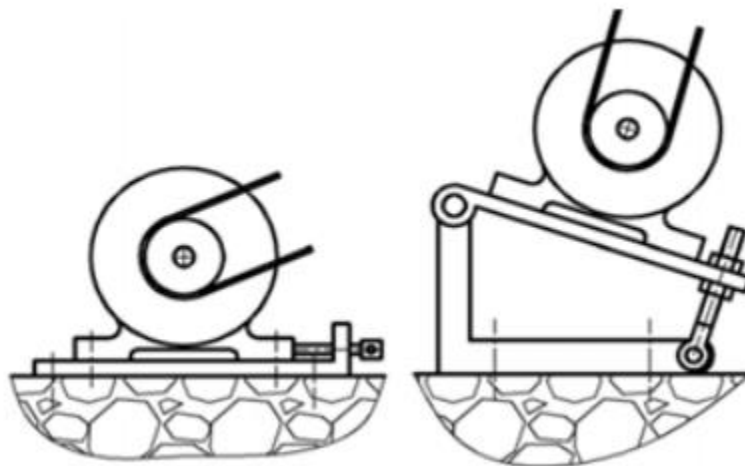
3.1.4. Phương pháp căng đai

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

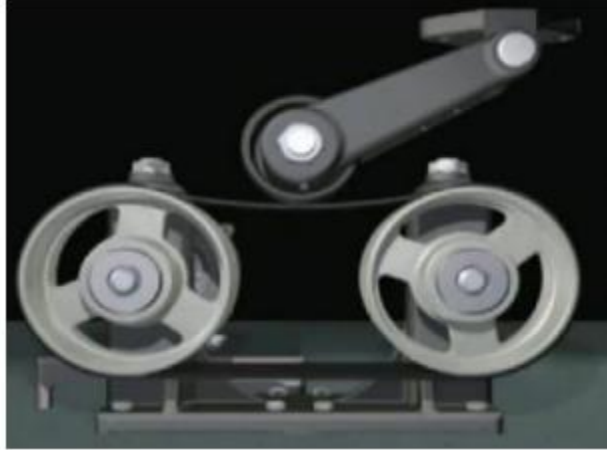
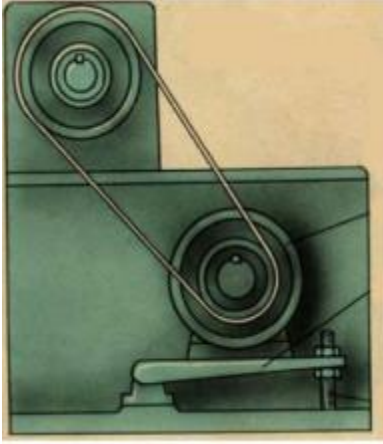
Hình 3.4. Điều chỉnh căng đai bằng bánh căng đai



Hình 3.5. Điều chỉnh căng đai bằng vít căng đai



Hình 3.6. Điều chỉnh căng đai nhờ trọng lượng 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

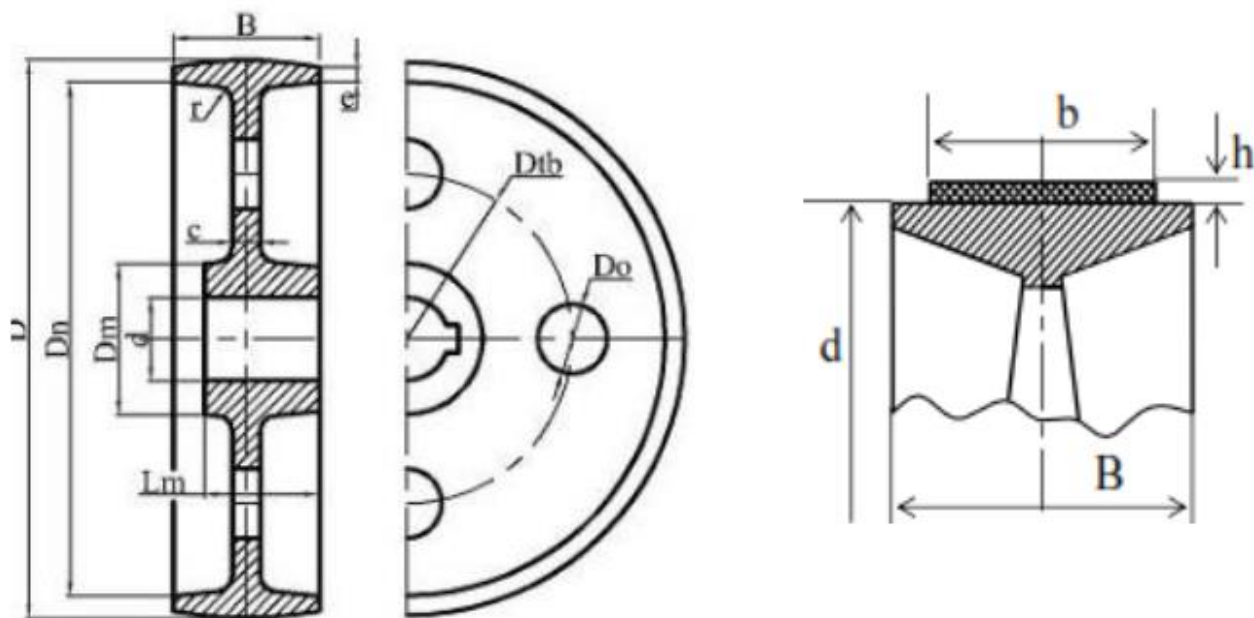


Hình 3.8. Đai thang



3.2.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt

Hình 3.9. Kết cấu bánh đai dẹt



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.

Bảng 3.1. Các thông số đai dẹt

Số lớp vải	Chiều dày đai h, mm		Đường kính nhỏ nhất của bánh đai, mm	
	Không có lớp lót	Có lớp lót	Trị số nên dùng	Trị số cho phép
2	2,5	3	100	80
3	3,75	4,5	160	125
4	5	6	224	180
5	6,25	7,5	280	250

Trị số tiêu chuẩn của chiều rộng đai b: 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (86), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), (160), (175), 180, 200, 224, (225), 250. Không nên chọn các giá trị trong ngoặc.

Bề dày vành bánh đai $\delta = 0,005D + 3\text{mm}$; Chiều rộng bánh đai $B = 1,1b + (10 \div 15)\text{mm}$, nên chọn theo tiêu chuẩn trong dãy số: 40, 50, 63, 71, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 224, 250, 315, 355, 400, 450.

+ 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

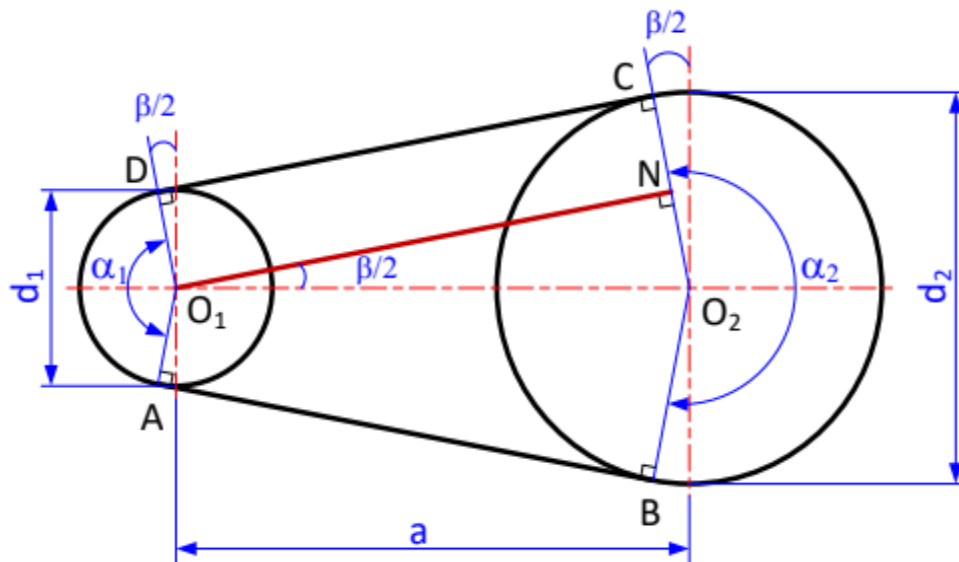
Bảng 3.2. Kích thước mặt cắt đai, chiều dài đai, đường kính bánh đai các loại đai thang

Dạng đai	Ký hiệu	b_o , mm	b , mm	h , mm	y_o , mm	A , mm ²	Chiều dài đai, mm	T_1 , Nm	d_1 , mm
Đai thang	Z	8,5	10	6	2,1	47	400 ÷ 2500	< 25	70 ÷ 140
	A	11	13	8	2,8	81	560 ÷ 4000	11 ÷ 70	100 ÷ 200
	B	14	17	10,5	4,0	138	800 ÷ 6300	40 ÷ 190	140 ÷ 280
	C	19	22	13,5	4,8	230	1800 ÷ 10600	110 ÷ 550	250 ÷ 400
	D	27	32	19	6,9	476	3150 ÷ 15000	450 ÷ 2000	320 ÷ 630
	E	32	38	23,5	8,3	692	4500 ÷ 18000	1100 ÷ 4500	500 ÷ 1000
Đai thang hẹp	SPZ	8,5	10	8	2	56	630 ÷ 3500	< 500	< 150
	SPA	11	13	10	2,8	93	800 ÷ 4500	90 ÷ 400	90 ÷ 400
	SPB	14	17	13	3,5	159	1250 ÷ 8000	300 ÷ 2000	300 ÷ 2000

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



3.3.1. Đường kính bánh đai

Các đường kính bánh đai d_1 và d_2 nên quy tròn theo tiêu chuẩn, thường chọn d_1 về phía tăng, d_2 về phía giảm.

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.

3.3.2. Góc ôm đai

Góc ôm α_1 nhỏ sẽ ảnh hưởng khả năng kéo của đai, do đó cần thoả 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: $\alpha_1 = \pi - \beta$

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

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

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

Tương tự ta có

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

3.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục

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

$$\text{Ta có: } L_{tt} = 2.a.\cos(\beta/2) + 0,5.\pi.(d_2 + d_1) + 0,5.\beta.(d_2 - d_1)$$

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 ÷ 400mm để nối đai.

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

- 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:

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

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

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

3.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

3.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai

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

Trong đó ξ là hệ số trượt, có giá trị từ $0,01 \div 0,05$

+ Đai vải cao su hoặc vải $\approx 0,01$

+ Đai da $\approx 0,015$

- Vận tốc được xác định theo công thức:

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \\ v_2 &= \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \end{aligned} \right\} (m/s)$$

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

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

Vận tốc tốt nhất nằm trong khoảng $20 \div 25$ m/s. Vận tốc > 30 m/s xảy ra hiện tượng dao

động xoắn, tăng lực ly tâm, nóng dây đai, giảm tuổi thọ và hiệu suất bộ truyền. Vận tốc < 5 m/s không nên dùng bộ truyền đai.

3.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai

Trong thực tế đai bị trượt do đó ta có:

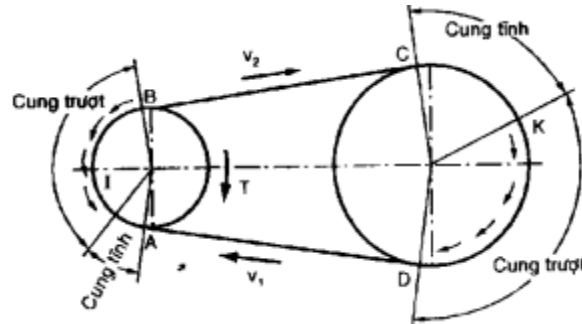
$$\begin{aligned} \frac{v_1}{v_d} > \frac{v_d}{v_2} &\rightarrow v_1 > v_2 \rightarrow v_2 = (1 - \xi) v_1 \\ &\rightarrow d_2 n_2 = (1 - \xi) d_1 n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi)} \end{aligned}$$

Nếu đai không bị trượt (lý tưởng):

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

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 $l_1 > l_2$.
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.

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

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

3.4.4. Các dạng hỏng của bộ truyền đai

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

3.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỰC 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 $F_0 = \sigma_0 \times A$ (A : diện tích mặt cắt ngang của dây đai)
- 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 .

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

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

khi đai chịu tải trọng ngoài lượng dẫn trên nhánh dẫn bằng lượng co trên nhánh bị dẫn nghĩa là: $F_1 + F_2 = 2F_0 \Rightarrow F_1 = F_0 + 0,5F_t$ và $F_2 = F_0 - 0,5F_t$

Lực tác dụng lên trục bánh đai (lực hướng tâm F_r) như hình 3.19 được tính như sau:

$F_r \approx 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha/2)$ hoặc $F_r = 3 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha/2)$ (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

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

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

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

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

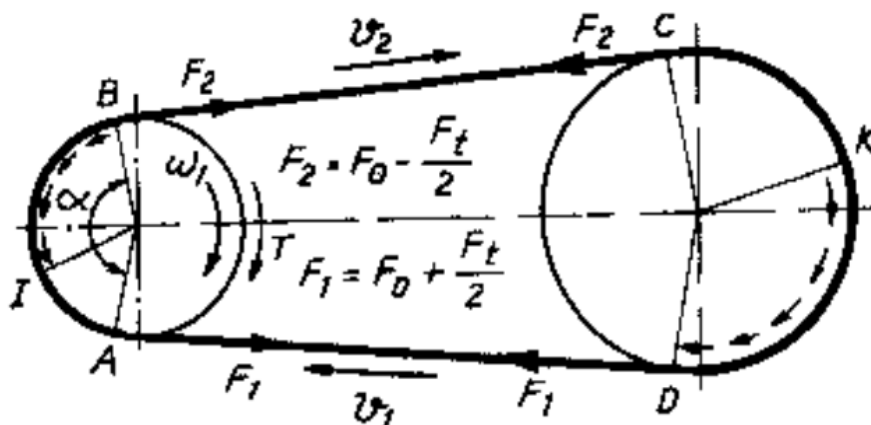
3.5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn

Ta có:

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

hoặc:

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



CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

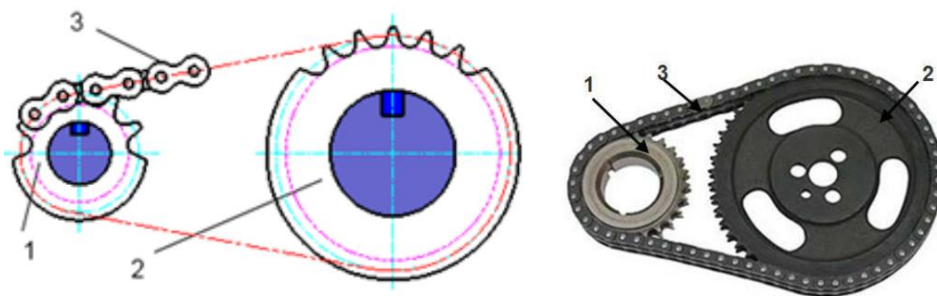
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

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. 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.

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
+ 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.

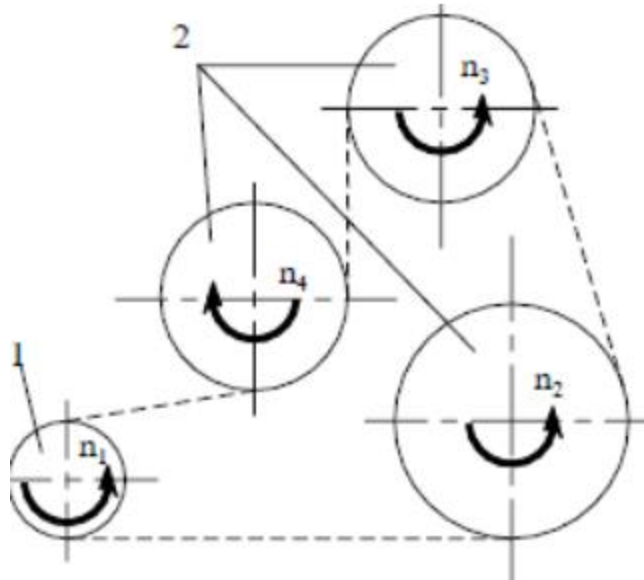
+ Đĩa xích bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .

+ Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau.

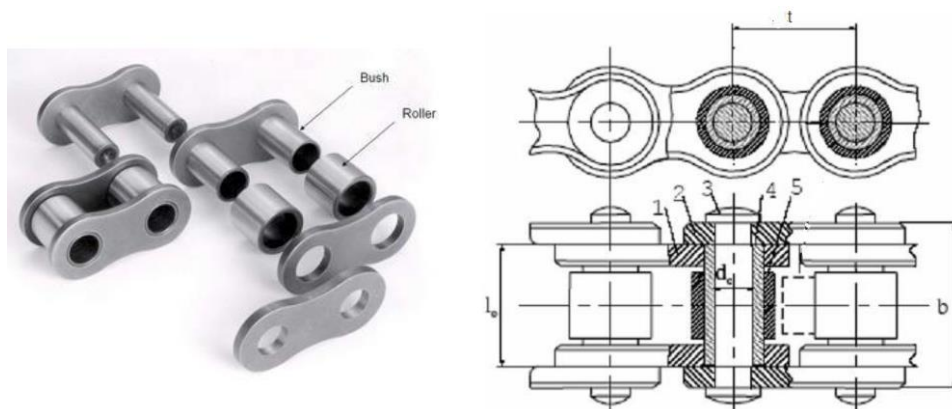
1.3. Phân loại bộ truyền động xích

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

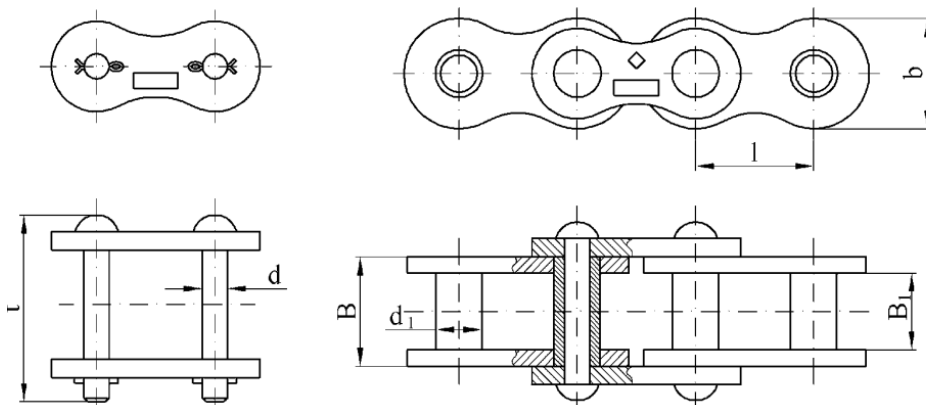
Hình 4.2. Bộ truyền có 3 đĩa bị dẫn



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

- Khả năng tải cao hơn đai
- Lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với truyền động đai vì lực căng ban đầu không lớn.
- Kích thước nhỏ so với truyền động đai.
- Có thể truyền chuyển động và công suất cùng một lúc đến nhiều trục.

2. Nhược điểm

- 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.

3. Phạm vi sử dụng

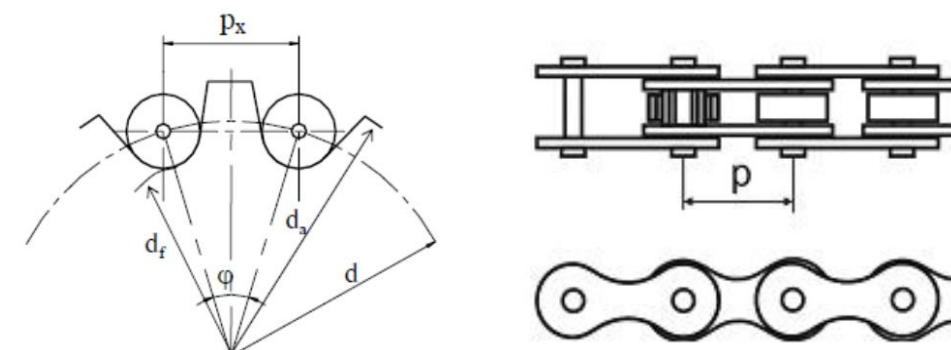
- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500v/p$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.2.1. Bước xích

Bước xích p_C , Cũng là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt. Bước xích p_C có giá trị từ $12,7 \div 50,8 \text{ mm}$

Hình 4.7. Thông số hình học của bộ truyền xích



4.2.2. Đĩa xích

Ta có công thức:

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

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

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

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

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

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

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

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

Số mắt xích: X=L/p_c

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

4.2.3. Khoảng cách trục và số mắt xích

1. Số mắt xích

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức a = (30 ÷ 50).p_c

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

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

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

- Số mắt xích: Mặt khác L = X.p_C ⇒ Số mắt xích X

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

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

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

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

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

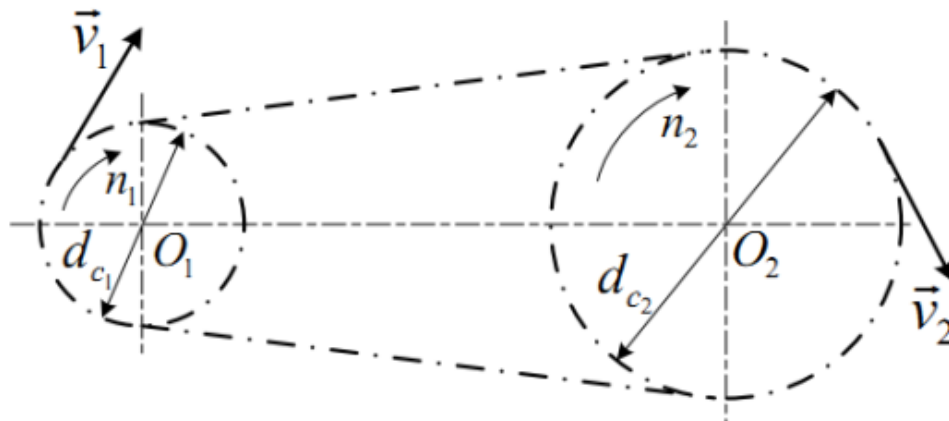
Từ số mắt xích X đã chọn phải tính lại chiều dài L của dây xích theo công thức: $L = X.p_c$

4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

- Vận tốc bộ truyền xích:

Hình 4.8. Vận tốc trung bình trong bộ truyền xích



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

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

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

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

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

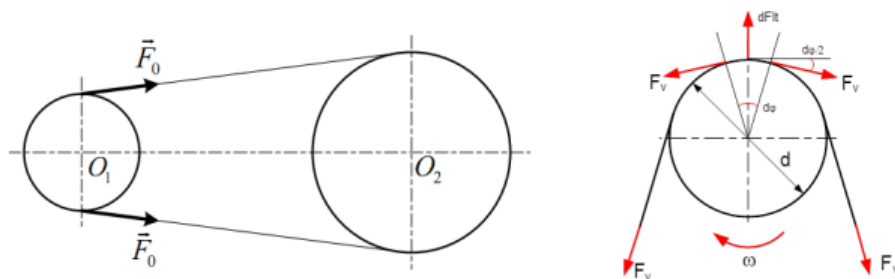
- Tỷ số truyền của bộ truyền xích:

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

Nên chọn $u \leq 8$

4.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích

Hình 4.9. Lực tác dụng lên bộ truyền xích



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

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

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

q_m : khối lượng một mét xích (kg/m)

g: gia tốc trọng trường (m/s²)

Kf: hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích, Kf = 6 khi bộ truyền nằm ngang, Kf = 3 khi góc nghiêng <40°, Kf = 1 khi bộ truyền thẳng đứng.

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

$$F_1 - F_2 = F_t$$

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

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

Giá trị $F_2 = F_0 + F_v$. Vì F_0 và F_v tương đối nhỏ so với lực vòng F_t , nên khi tính toán ta có thể lấy gần đúng $F_1 \approx F_t$; $F_2 \approx 0$

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

4.3.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích

Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa xích bị dẫn thay đổi cho nên sinh ra tải trọng động.

$$F_d = m \cdot a_x = \frac{a \cdot q_m \cdot n_1^2 \cdot p_c}{18 \cdot 10^7}$$

Trong đó m: khối lượng xích (kg)

a_x : Gia tốc xích (m/s²)

a: khoảng cách trục (mm)

p_c : Bước xích (mm)

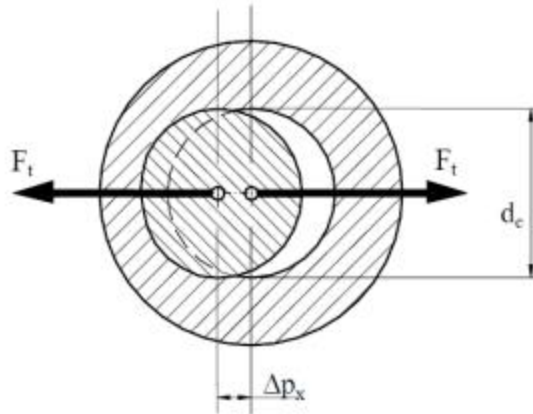
n_1 : tốc độ quay của đĩa xích dẫn (vg/ph)

q_m : khối lượng 1 mét xích (kg/m)

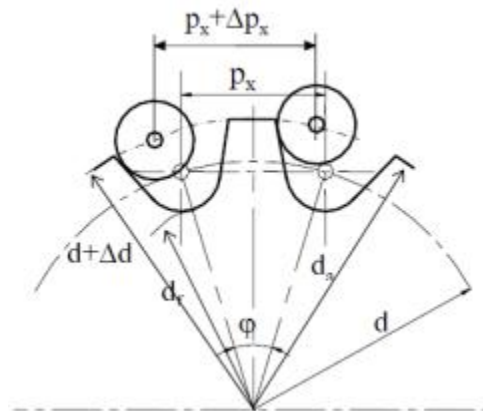
4.4. CÁC DẠNG HỎNG, VẬT LIỆU VÀ BÔI TRƠN

4.4.1. Các dạng hỏng

Hình 4.7. Xích bị mòn làm tăng bước xích



Hình 4.8. Hiện tượng xích bị tuột



- **Đứt xích**, dây xích bị tách rời ra không làm việc được nữa, có thể gây nguy hiểm cho người và thiết bị xung quanh.
- **Mòn bản lề xích**. Trên mặt tiếp xúc của bản lề có áp suất lớn, và bị trượt tương đối khi vào ăn khớp với răng đĩa xích, nên tốc độ mòn khá nhanh.

4.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích

Đĩa xích có cấu tạo gần giống bánh răng, chỉ khác ở phần vành răng. Kích thước và biên dạng răng phụ thuộc vào loại xích.

4.4.3. Bôi trơn

Bôi trơn là biện pháp làm tăng khả năng làm việc, kéo dài tuổi thọ của bộ truyền động xích. Bôi trơn tốt sẽ làm cho hiệu suất làm việc của bộ truyền cao.

- Bôi trơn định kỳ dùng cho bộ truyền có vận tốc thấp khoảng $(3 \div 4) \text{ m/s}$, cứ sau $(8 \div 10)$ giờ bôi trơn một lần hay dùng phương pháp bôi trơn nhỏ giọt.

- Bôi trơn thường xuyên dùng cho bộ truyền có vận tốc cao. Nếu vận tốc khoảng $(5 \div 8) \text{ m/s}$, ngâm xích ngập trong dầu tới nửa chiều cao mắt xích.

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

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

→ 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:

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

Các hệ số được tính như sau:

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

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

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÷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:

P₁: công suất tính toán (kW)

[P]: công suất cho phép của bộ truyền một dây có bước p_c

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

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

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

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

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

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

Bảng 4.4. 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 v của xích

- Vận tốc v :

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

- Lực vòng có ích:

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

Bước 8. Tính toán kiểm nghiệm bước xích

Theo công thức sau:

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

Bảng 4.5. Áp suất cho phép [p0]

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

- 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

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

Bảng 4.6. 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	19,8	11,7	13,1	15,0	

Bảng 4.7. 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

$$F_1 = F_t$$

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

$$\text{với } q_m F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g$$

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

Z₁, n₁: số răng và số vòng quay của đĩa xích dẫn

[i]: số lần va đập cho phép của xích trong một giây

Bảng 4.7. 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: $F_r = K_m F_t$

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 $[p_0]$

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

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

CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

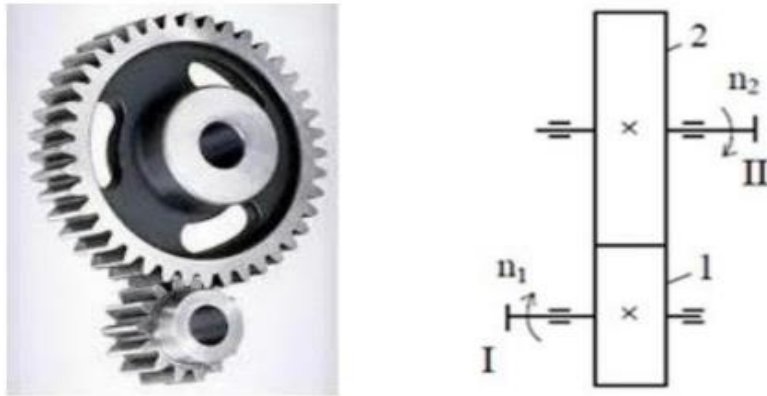
5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

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.

Làm việc theo nguyên lý ăn khớp

Hình 5.1. Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ



Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng (Hình 5.1) có thể tóm tắt như sau: trục I quay với số vòng quay n_1 thông qua mối ghép then làm cho bánh răng 1 quay. Răng của bánh 1 ăn khớp với răng của bánh 2, đẩy răng bánh 2 chuyển động, làm bánh 2 quay, nhờ mối ghép then trục II quay với số vòng quay n_2 .

5.1.2. Phân loại

- Truyền động bánh răng trụ
- Truyền động bánh răng côn
- Truyền động bánh răng hypecbôlôit

5.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng 1 Ưu điểm

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

2. Nhược điểm

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

3. Phạm vi sử dụng

Bộ truyền bánh răng được sử dụng nhiều nhất so với các bộ truyền cơ khí khác. Nó được sử dụng trong hầu hết các loại máy. 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...

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

1. Mô đun răng (mm)

m : bánh răng trụ răng thẳng.

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

m_e : răng côn.

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

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

Dãy 2: 1.125;1,375;1,75;2,25;2,75;3,5;4,5;5,5;7,9;11;14;18;22.

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

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

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

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

5. 3. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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

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

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

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

- Độ lớn:

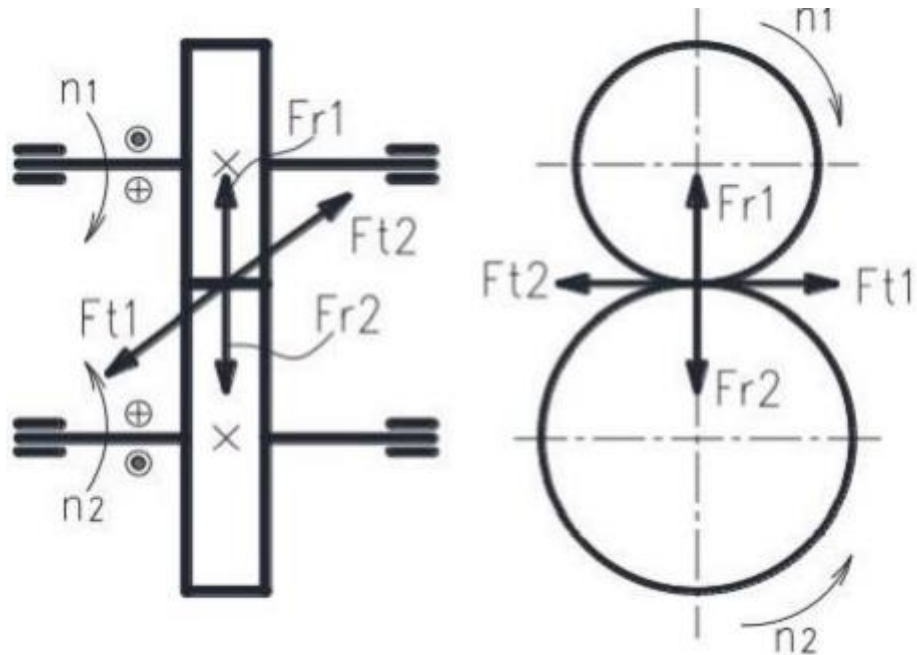
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{m.Z_1}$$

2. Lực hướng tâm F_r

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

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

Hình 5.3 Lực trong bộ truyền bánh răng trụ



3.3.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng Bánh răng trục
tác dụng 3 lực:

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

1. Lực vòng F_{t1}

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

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

2. Lực hướng tâm F_{r1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng dẫn
- Giá trị:

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

3. Lực dọc trục F_{a1}

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

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

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

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

+Lực vòng: F_t

+Lực hướng tâm F_r

+Lực dọc trục F_a

1. Lực vòng trên bánh dẫn F_{t1}

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Phương chiều: phương theo phương O_y của hệ toạ độ, chiều ngược chiều chuyển quay của bánh răng dẫn

-Lực F_{t2} đối xứng F_{t1}

-Độ lớn:

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2.T_1}{d_{m_1}}$$

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

2. Lực hướng tâm F_r

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Phương chiều: hướng vào tâm bánh răng dẫn Z_1 trên bánh răng bị dẫn. Lực F_{r2} hướng vào tâm bánh răng bị dẫn Z_2 .

3. Lực dọc trục

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Lực F_{a1} : trên bánh răng dẫn: ngược chiều và cùng độ lớn với F_{r2}

-Lực F_{a2} : ngược chiều và cùng độ lớn với F_{r1}

-Độ lớn:

$$\begin{aligned} F_{a_1} &= F_{r_2} = F_{t_1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 \\ F_{a_2} &= F_{r_1} = F_{t_2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 \\ &= F_{t_1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \varphi_1 \end{aligned}$$

Trong đó: α : góc ăn khớp

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

CHƯƠNG 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° .

Hình 6.1. Hộp giảm tốc trục vít



Hình 6.2. Trục vít

a) trụ



b) lõm (glôbôit)



Trục vít là một trục có nhiều vòng ren, thường bằng thép. Bánh vít được gia công bằng dao phay lăn có hình dạng giống như trục vít sẽ ăn khớp với nó Ren trục vít và răng bánh vít tiếp xúc nhau theo đường; thông thường trục vít dẫn động.

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

1. Theo biên dạng (prôfin) ren

- Bộ truyền trục vít Acsimét
- Bộ truyền trục vít Convôlút
- Bộ truyền trục vít thân khai

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
- Bộ truyền trục vít lõm trong đó trục vít được khoét lõm để có nhiều ren cùng ăn khớp.

4. 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.

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 được dùng trong máy nâng chuyển, máy cắt kim loại, ô tô

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 pôfin ren trục vít:** $\alpha = 20^\circ$ (đo trong tiết diện dọc trục của trục vít)

- **Hệ số đường kính trục vít q:** chọn theo tiêu chuẩn tùy theo môđun m.

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

Dãy 1: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

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

Chọn hệ số đường kính q theo modul m

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

- **Bước của đường xoắn ốc:** $S = Z_1 \cdot t$

- **Số mối 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 $\sqrt[3]{m \cdot q}$)

- **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 $2\delta = 100^\circ$

Hình 6.4. Các thông số hình học của trục vít và bánh vít

6.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

6.3.1. Tỷ số truyền (u)

Trong một phút trục vít quay được n_1 vòng thì bánh vít quay được:

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

Tỉ 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 ($Z_1 = 1 \div 4$), tỉ số truyền có trị số lớn.

Nếu biểu thị bước đường xoắn ốc của ren trục vít theo hệ thức: $S = \pi \cdot d_1 \cdot \text{tg}\lambda$ ta có:

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

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

6.3.2. Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 \cdot 60} \text{ m/s}$$

- Vận tốc vòng của bánh vít:

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{1000 \cdot 60} \text{ m/s}$$

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

$d_2 = m \cdot Z_2$: đường kính vòng lăn trục vít
 n_1 : số vòng quay của trục vít (v/p)
 n_2 : số vòng quay của bánh vít (v/p)
 m : môđun mặt đáy của răng
 q : Hệ số đường kính trục (lấy theo tiêu chuẩn)
 (khi tính sơ bộ $q \approx 0,26Z_2$)
 Z_1 : Số mối ren của trục vít
 Z_2 : Số răng của bánh vít

3.3. Vận tốc trượt

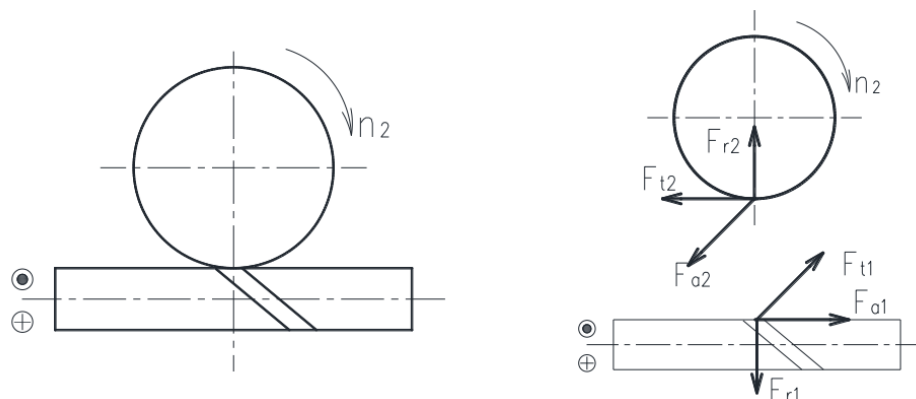
Đối với bộ truyền không dịch chỉnh:

$$v_{tr} = \frac{mn_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2}$$

6.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

6.4.1. Lực tác dụng

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



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_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**: $F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \tan \alpha$

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 phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren

- **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.

6.4.2. Tải trọng tính

Hệ số tải trọng K gồm hai thành phần: $K = K_{tt} \cdot K_{đ}$

2. Hệ số tải trọng động $K_{đ}$

Tải trọng động sinh ra do chất lượng chế tạo, lắp ghép và vận tốc của bộ truyền.

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

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

6.5. CÁC DẠNG HỎNG

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

- **Dính xước bề mặt**: thường xảy ra ở các bộ truyền có áp suất trên bề mặt tiếp xúc lớn, Trên bề mặt ren trục vít có dính các hạt kim loại, bị bứt ra từ bánh vít. Mặt ren trở nên

sần sùi. Đồng thời mặt răng bánh vít bị cào xước. bộ truyền làm việc không tốt nữa.

- **Mòn răng bánh vít và ren trục vít:** do vận tốc trượt rất lớn, nên tốc độ mòn cao. Vật liệu của bánh vít có cơ tính thấp, bánh vít bị mòn nhiều hơn. Mòn thường xảy ra ở những bộ truyền có áp suất trung bình và bôi trơn không đầy đủ.

- **Biến dạng mặt răng:** trên răng bánh vít có những chỗ lồi lõm, dạng răng bị thay đổi, thường xuất hiện ở các bộ truyền có áp suất trên mặt tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp.

- **Gãy răng bánh vít:** một hoặc vài răng tách rời khỏi bánh vít. Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép. -

Tróc rỗ mặt răng: trên mặt ren trục vít và răng bánh vít có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

- **Nhiệt độ làm việc quá cao:** Khi nhiệt độ vượt quá giá trị cho phép, sẽ làm giảm chất lượng dầu bôi trơn.

- **Trục vít bị uốn cong:** do mất ổn định. Đối với những bộ truyền có trục vít mảnh,

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

6.6.1. Bôi trơn

Khi bộ truyền trục vít làm việc, tại các bề mặt tiếp xúc của ren trục vít với răng bánh vít có ma sát lớn nên sinh nhiều nhiệt và làm giảm hiệu suất của bộ truyền. Vì vậy ta phải bôi trơn cho bộ truyền. 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 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.

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

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

6.6.2. Hiệu suất

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

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

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

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

Qua công thức trên ta thấy hiệu suất tăng khi tăng góc nâng ren trục vít λ và giảm góc ma sát φ .

Chương 7 Bài Tập Áp Dụng

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=10$ kW; số vòng quay bánh dẫn $n_1=900$ vòng/phút; tỷ

số truyền $u=3$; đường kính bánh dẫn $d_1=160$ mm, lực căng ban đầu $F_0=1000$ N và khoảng cách

trục $a=1800$ mm. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 và chiều dài cần thiết của dây đai L ? (0,75đ)
- Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trục F_r . (0,75đ)
- Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,5đ)
- Nếu thay đai dẹt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại khoảng cách trục chính xác? (1,0 đ)

Bài làm

a) Đường kính d_2

$$U = \frac{d_2}{d_1} = 3 = \frac{d_1}{160} = 480 \text{ răng}$$

Góc ôm đai

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{480 - 160}{1800} = 169,8^\circ$$

Chiều dài tính toán dây đai

$$L_{tt} = 2.a + \frac{\pi}{2} \cdot (d1 + d2) + \left(\frac{d2-d1}{4a}\right)^2$$

$$L_{tt} = 2.1800 + \frac{\pi}{2} \cdot (480+160) + \left(\frac{480-160}{4.1800}\right)^2 = 4650,31 \text{ mm}$$

Chiều dài cần thiết của dây đai

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

$$L = 4605,31 + 100$$

$$L = 4705,31 \text{ mm}$$

Vận tốc v_1

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d1 \cdot n1}{60000} = v_1 = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 900}{60000} = 7,53 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot P1}{v1} = \frac{1000 \cdot 10}{7,53} = 1328,02 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = 2 \cdot F_o \cdot \sin\left(\frac{d1}{2}\right) = 2 \cdot 1000 \cdot \sin\left(\frac{160}{2}\right) = 11969,61 \text{ N}$$

C) Điều kiện để không xảy ra trượt trơn

$$F_o \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e f a1 + 1}{e f a1 - 1} + F_o \quad (1)$$

$$\text{Đổi } a1 \geq 169,8^\circ = 2,96 \text{ rad}$$

$$(1) \Rightarrow F_o \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e f a1 + 1}{e f a1 - 1}$$

$$1000 \geq \frac{1328,02}{2} \cdot \frac{e f 2,96 + 1}{e f 2,66 - 1}$$

$$\Rightarrow f \geq 0,54 \text{ N}$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không xảy ra trượt trơn $f_{min} = 0,54 \text{ N}$

d) Chiều dài cần thiết của đai thang

$$\text{Chọn } L = 4800 \text{ mm}$$

Khoảng cách trục chính xác

$$a_{cx} = \frac{K + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4}$$

$$\text{Trong đó } K = L - \frac{\pi(d1+d2)}{2} = 4800 - \frac{\pi(160+480)}{2} = 3794,7 \text{ mm}$$

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

$$\Rightarrow a_{cx} = \frac{3794,7 + \sqrt{3794,7^2 - 8 \cdot 160^2}}{4}$$

$$= 1890,57 \text{ mm}$$

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a = 1000 \text{ mm}$, bước xích $p_c = 25,4 \text{ mm}$; công suất truyền động $P = 10 \text{ kW}$; số răng đĩa xích dẫn $Z_1 = 25$ răng; tỉ số truyền $u = 2$;

số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 400$ vòng/phút. Xác định:

a. Số răng đĩa xích dẫn, đường kính vòng chia đĩa xích dẫn và bị dẫn, số mắt xích X có xét đến điều kiện nối xích dễ dàng ? (1,25đ)

b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t và lực tác dụng lên ổ trục F_r biết bộ truyền nằm ngang? (1,0đ)

a) Số răng Z_2

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = 2 \Rightarrow Z_2 = 50 \text{ răng}$$

Đường kính vòng chia d_1, d_2

$$d_1 = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{Z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{25}} = 225,1 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{Z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{50}} = 449,4 \text{ mm}$$

Số mắt xích

$$\begin{aligned} &= \frac{2a}{p_c} + \frac{1}{2}(Z_2 + Z_1) + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{2\pi} \cdot \frac{p_c}{a} \\ &= \frac{2 \cdot 1000}{25,4} + \frac{1}{2}(50 + 25) + \frac{(50 - 25)^2}{2\pi} \cdot \frac{25,4}{1000} \\ &= 116 \text{ mắt xích} \end{aligned}$$

b) Vận tốc v_1

$$v_1 = \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{25,4 \cdot 25 \cdot 400}{60000} = 4,23 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v_1} = \frac{1000 \cdot 10}{4,23} = 2364,06 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

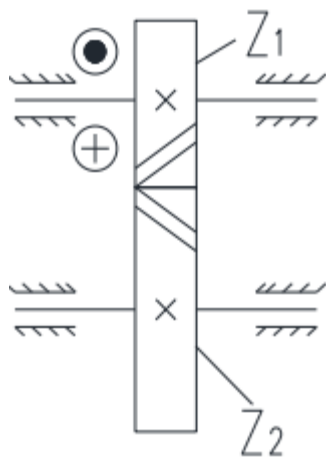
Ta có $k_m = 1,15$ (bộ truyền nằm ngang)

$$K_r = k_m \cdot F_t = 1,15 \cdot 2364,06 = 2718,66 \text{ N}$$

BÀI 3. (2,5 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên truyền mô men xoắn $T_1=50000\text{Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w=200\text{mm}$, số răng $Z_1=20$ răng, $Z_2=65$ răng, góc ăn khớp $\alpha=20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

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



Bài làm

- Khoảng cách trục a_w

$$a_w = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (65 + 20)}{2 \cdot 200} \quad (1)$$

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

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

Từ (1) vào (2)

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

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

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

Vậy chọn modun pháp $m_n = 4,5 \text{ mm}$

- Góc nghiêng răng

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{4,5 \cdot (65 + 20)}{2 \cdot 200}$$

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

- Lực vòng

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 + \cos \beta}{m_n \cdot Z_1} = \frac{2 \cdot 50000 \cdot \cos(17,01)}{4,5 \cdot 20} = 1062,5 \text{ N}$$

- Lực hướng tâm

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1062,5 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 17,01^\circ} = 404,4 \text{ N}$$

- Lực dọc trục

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1062,5 \cdot \tan 17,01^\circ = 325,1 \text{ N}$$

BÀI 4. (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=146$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=25$, $Z_2=50$, $Z_3=20$, $Z_4=60$, $Z_5=25$, $Z_6=50$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=2,5$. Xác định:

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

