

**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: 29**

HVTH: Phạm Phú Hoàng Tuấn

Ngành học: Công nghệ ô tô

Lớp học: 19T4CNÔ5

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

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



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

Ngành học: Công nghệ Ô tô

Lớp học: 19T4CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

LỜI NÓI ĐẦU

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	7
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG	7
3.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai.....	7
3.1.2. Phân loại bộ truyền động đai	8
3.1.4. Phương pháp căng đai	10
3.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI.....	10
3.3.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt.....	11
3.2.3. Kết cấu đai thang	12
3.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI	14
3.3.1. Đường kính bánh đai	15
3.3.2. Góc ôm đai	15
3.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục.....	16
3.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI	17
3.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai.....	17
3.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai	18
3.4.3. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai	18
5.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	19
5.5.1. Lực vòng	19
5.5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn	21
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	22
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG	22
4.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích.....	22
4.1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích	24

4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	25
4.2.1. Bước xích	25
4.2.2. Đĩa xích.....	25
4.2.3. Số răng đĩa xích	26
4.2.4. Khoảng cách trục và số mắt xích 1. Số mắt xích	27
4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	29
4.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình	29
4.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích.....	29
4.4. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH	30
CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	35
5.1. KHÁI NIỆM CHUNG	35
5.1.1. Định nghĩa	35
5.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	36
5.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG	36
5.2.1. Tỉ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp.....	36
5.2.2. Tỉ số truyền của hệ thống bánh răng thường	37
5.2.3. Tỉ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh – visai.....	37
5.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	38
5.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng	39
5.4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	41
5.4.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng.....	42
5.4.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng	43
CHƯƠNG 6. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	45
6.1. KHÁI NIỆM CHUNG	45

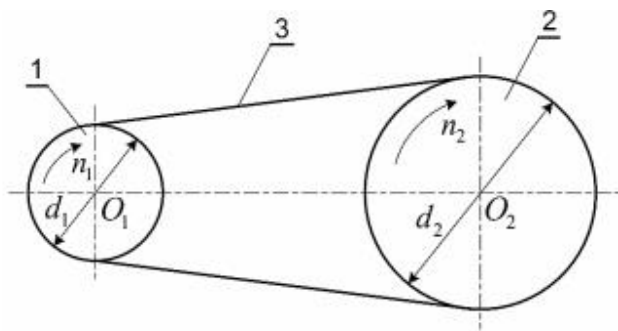
6.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít.....	45
6. 2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT	45
6.4. LỰC TÁC DỤNG	46
6.4.1. Lực tác dụng.....	46

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

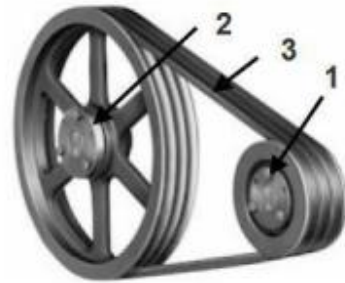
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

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.

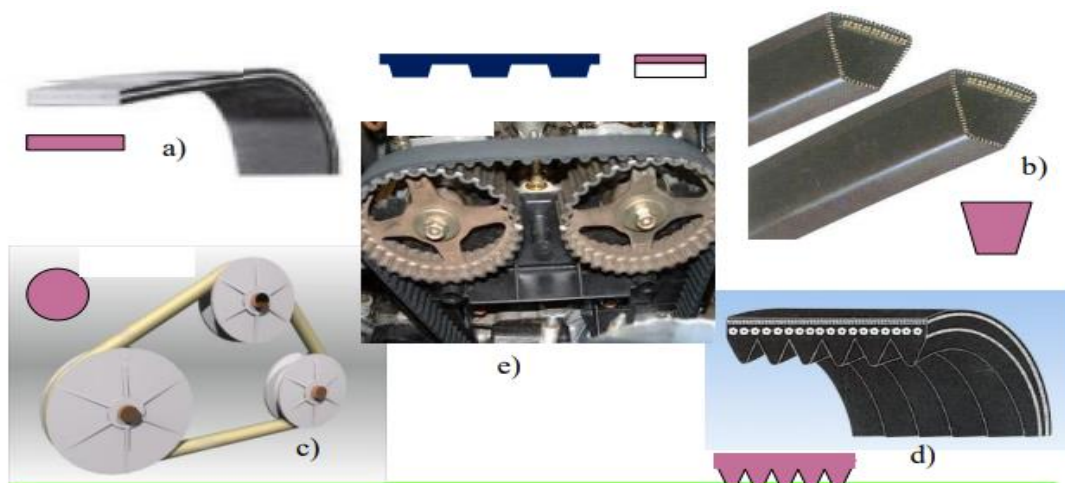


Hình 3.1 Bộ truyền đai



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).

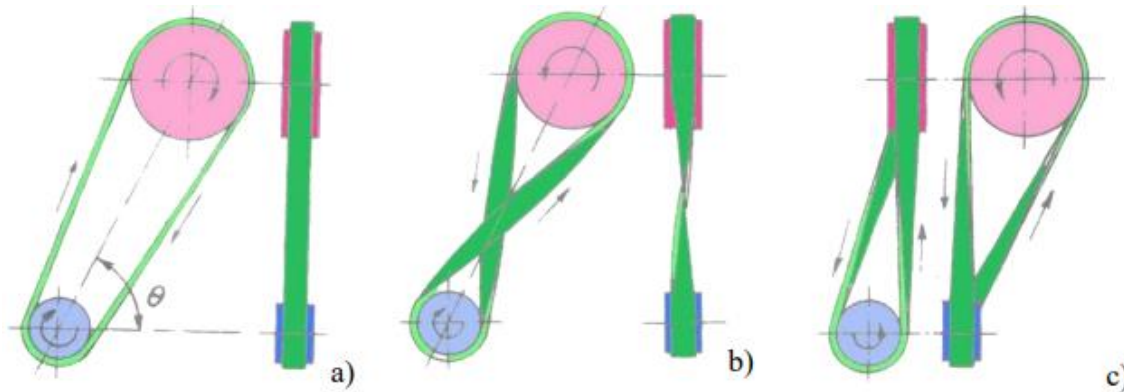
+ Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$ (hình 3.2b).

+ 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 điểm và nhược điểm của bộ truyền động đai

1. Ưu điểm

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

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

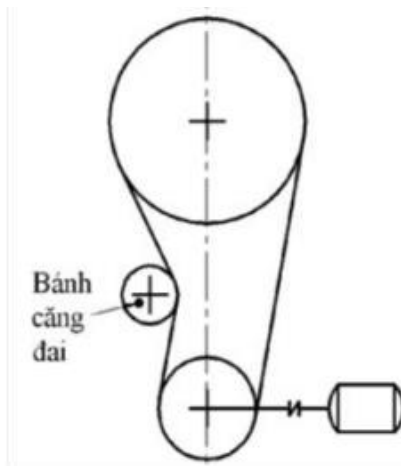
- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến $1500kW$, nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50)kW$, $v = 5 \div 30m/s$.

- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$.

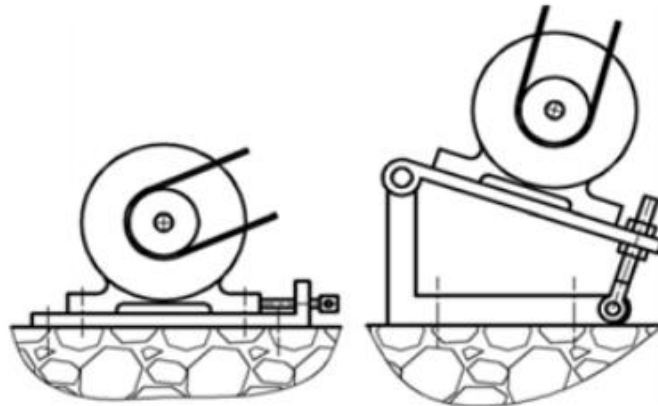
- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới 15m và 40m (trường hợp đặc biệt).
- Bộ truyền đai thường được bố trí ở cấp độ nhanh, bánh dẫn lắp vào trục động cơ.

3.1.4. Phương pháp căng đai

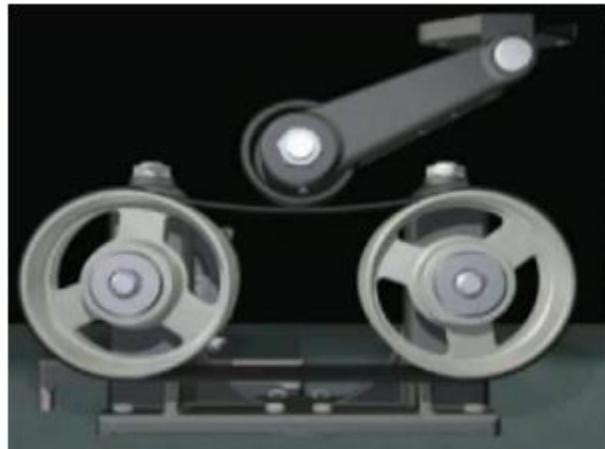
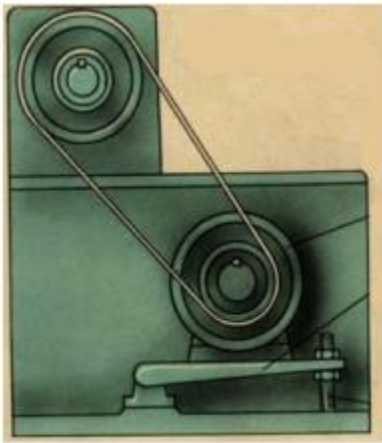
Trong quá trình làm việc đai sẽ dần dần dãn ra, sức căng giảm xuống. Do đó ta cần phải điều chỉnh sức căng của đai.



Hình 3.4. Điều chỉnh căng đai 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

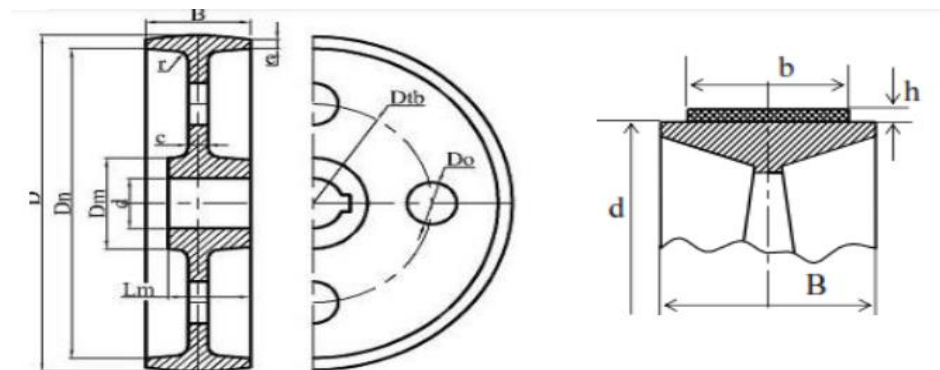


Hình 3.7. Đai dẹt



Hình 3.8. Đai thang

3.3.2. 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.

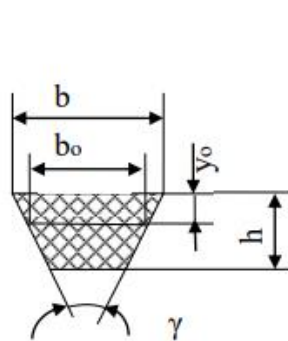
Bề dày vành bánh đai $\delta = 0,005D + 3\text{mm}$; Chiều rộng bánh đai $B = 1,1b + (10 \div 15)\text{mm}$, nên chọn theo tiêu chuẩn trong dãy số: 40, 50, 63, 71, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 224, 250, 315, 355, 400, 450.

3.2.3. Kết cấu đai thang

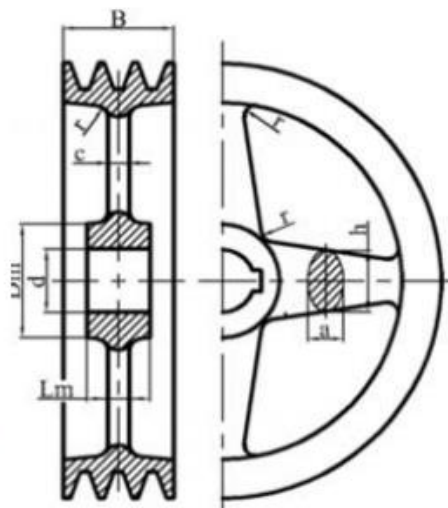
b: Bề rộng lớn nhất của đai; bo: Bề rộng của đai tại mặt phẳng trung hòa; yo: Khoảng cách từ mặt phẳng trung hoà đến mặt trên của đai; h: Chiều cao của đai; $\gamma = 40^\circ$: Góc ở đỉnh; L: Chiều dài đai, được tính là chiều dài lớp trung hòa.

+ Đai thang được chế tạo thành vòng kín, có chiều dài L và tiết diện đai A được tiêu chuẩn hóa. TCVN 2332-78 quy định 6 loại đai thang thường Z, O, A, B, C, D. TCVN 3210-79 quy định 3 loại đai thang hẹp SPZ, SPA, SPB.

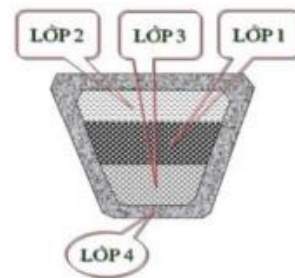
+ Đai thang có tiết diện hình thang, bánh đai có rãnh hình thang, thường dùng nhiều dây đai trong một bộ truyền.



Hình 3.10. Tiết diện dây đai thang



Hình 3.11. Kết cấu bánh đai thang



Hình 3.12. Mặt cắt ngang đai hình thang loại A

Mặt cắt ngang đai hình thang loại A như hình 3.12 gồm các lớp sau: Lớp 1: là lớp chịu lực cơ bản gồm các lớp sợi và cao su. Lớp 2: là lớp chịu kéo gồm có các lớp vải tấm. Lớp 3: là lớp chịu nén bằng cao su. Lớp 4: là lớp định hình bao quanh mặt cắt dày đai bằng vải tấm cao su.

+ **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...

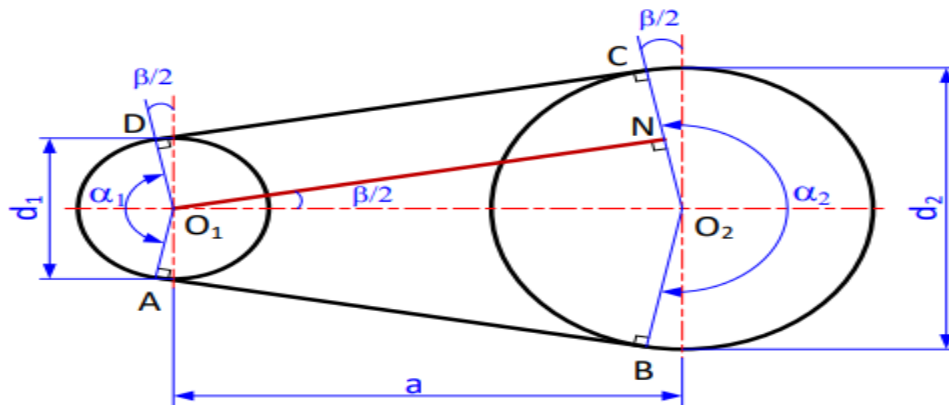
+ Đai thang tăng khả năng tải nhờ tăng hệ số ma sát f

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

Dạng đai	Ký hiệu	b_0 , mm	b , mm	h , mm	y_0 , 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

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{P_1/n_1}$$
$$\text{hoặc } d_1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt[3]{T_1} \text{ (mm)}$$

- Đường kính bánh đai lớn: $d_2 = d_1 \times u \times (1 - \xi)$

Trong đó:

P_1 : công suất trên trục dẫn (kW)

T_1 : mômen xoắn trên trục dẫn (Nm)

u – tỉ số truyền,

ξ – hệ số trượt (0,01 ÷ 0,05)

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 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: $\alpha_1 = \pi - \beta$

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

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

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

Tương tự ta có

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

3.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục

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

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:

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

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

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

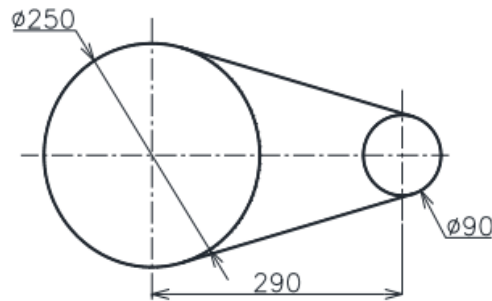
Ví dụ 1: Cho bộ truyền đai như hình 3.14, xác định góc ôm α_1, α_2 và tính chiều dài cần thiết L của đai trong trường hợp đai thang và đai dẹt.

Bài giải:

1) Góc ôm đai bánh đai nhỏ:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 180^\circ - 57. \frac{(d_2 - d_1)}{a} \\ &= 180^\circ - 57. \frac{(250 - 90)}{290} = 148,55^\circ \\ \text{hoặc } \alpha_1 &= 2,59 \text{ rad, suy ra } \alpha_2 = 3,693 \text{ rad.}\end{aligned}$$

2) Chiều dài tính toán của đai:



Hình 3.14

$$\begin{aligned}L_{tt} &= 2.a + \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4.a} = 2.290 + \frac{\pi.(250 + 90)}{2} + \frac{(250 - 90)^2}{4.290} \\ &= 1136,1 \text{ mm}\end{aligned}$$

Chiều dài cần thiết:

- Đai thang: chọn dây đai tiêu chuẩn có $L=1250\text{mm}$
- Đai dẹt: $L=L_{tt}+(100 \rightarrow 400)=1300\text{mm}$

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: $v_2=(1-\xi).v_1$

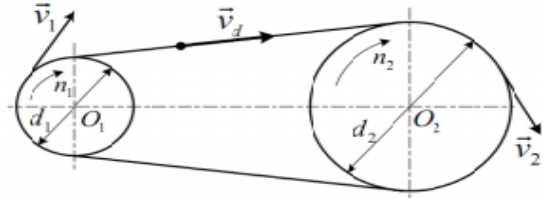
Trong đó ξ là hệ số trượt, có giá trị từ $0,01 \div 0,05$

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

+ Đai da $\approx 0,015$

- Vận tốc được xác định theo công thức:

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



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 $20 \div 25$ 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:

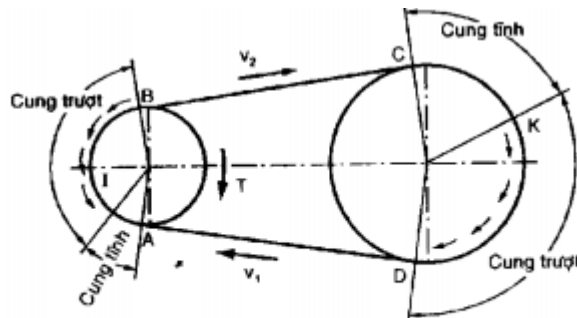
$$\begin{aligned} v_1 &> v_d \\ v_d &> v_2 \end{aligned} \rightarrow v_1 > v_2 \rightarrow v_2 = (1 - \xi) v_1 \quad (3.10)$$

$$\rightarrow d_2 n_2 = (1 - \xi) d_1 n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi)} \quad (3.11)$$

Nếu đai không bị trượt (lý tưởng):

$$\begin{aligned} v_1 &= v_d \\ v_d &= v_2 \end{aligned} \rightarrow v_1 = v_2 \rightarrow d_2 n_2 = d_1 n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (3.12)$$

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_1 và α_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.

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

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

5.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

5.5.1. 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: $\sigma \leq 1,8$

MPa Đai thang: $\sigma \leq 1,5$ 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 . (Hình 3.19)

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)

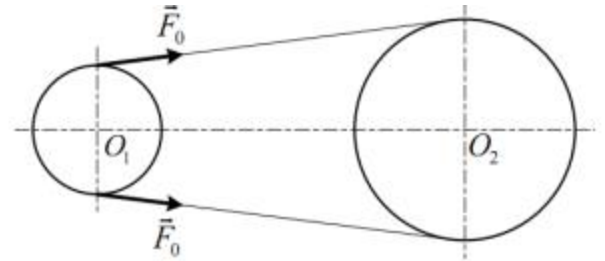
v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

T_1 : moment xoắn trên trục

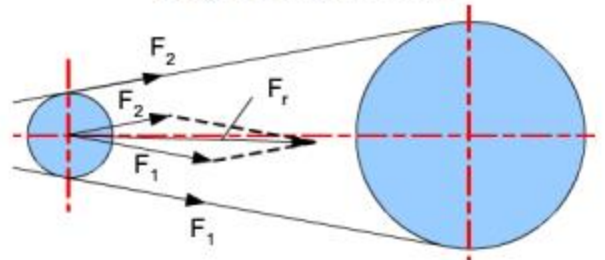
P : công

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

Hình 3.19 Lực tác dụng lên trục F_r (3.14)



Hình 3.18. Lực căng ban đầu khi bộ truyền chưa làm việc



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) như hình 3.19 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 $F_v = qm \times v^2$

Nếu bỏ qua lực căng phụ ($F_v = 0$) thì $F_1 = F_2$. e fa 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 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 .

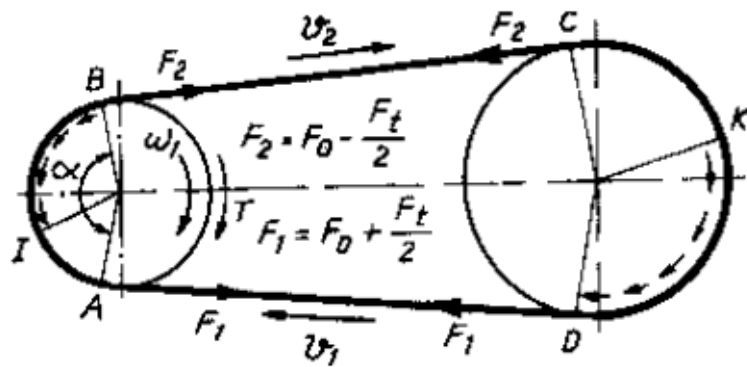
5.5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn

Ta có:

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2} \quad (3.21)$$

hoặc:

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2} \quad (3.22)$$



Hình 3.20. Moment xoắn trên bánh dẫn

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

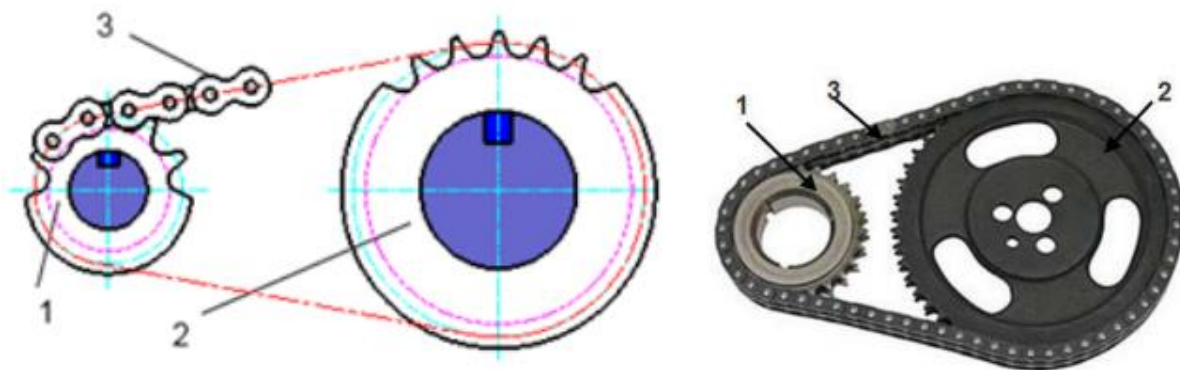
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

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.

1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích



Hình 4.1. Bộ truyền xích

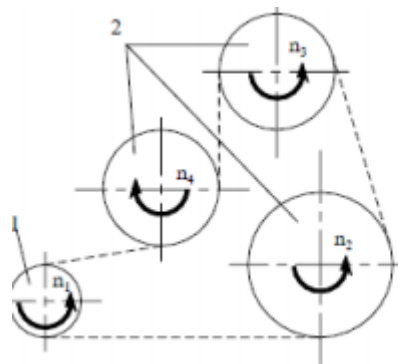
Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3 (hình 4.1). Ngoài ra, tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che. Có khi dùng một xích để truyền động từ đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn. + Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh răng.

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

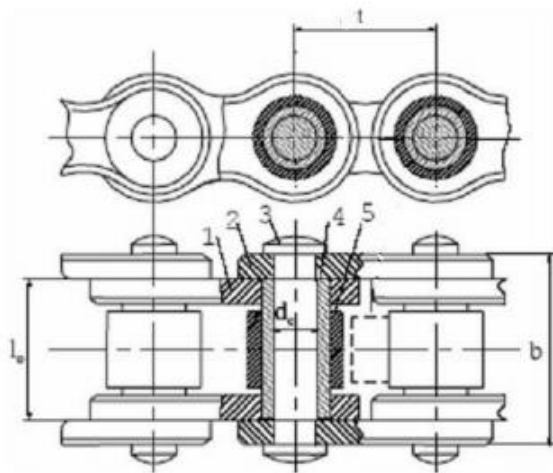
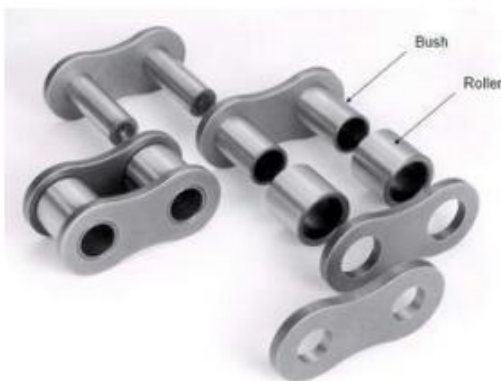
+ Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau. Các mắt xích xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa xích.

1.3. Phân loại bộ truyền động xích

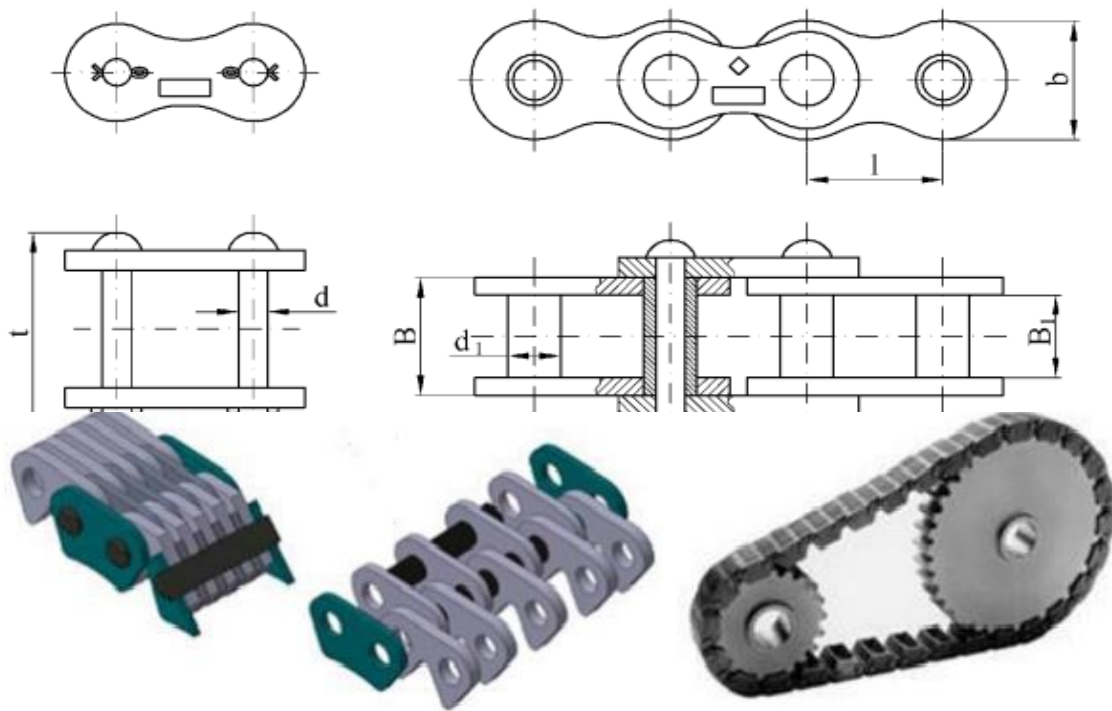
Tùy theo cấu tạo, xích được chia thành các loại: Xích con lăn, xích ống, xích răng



Hình 4.2. Bộ truyền có 3 đĩa bị dẫn



Hình 4.3. Xích con lăn



Hình 4.6. 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

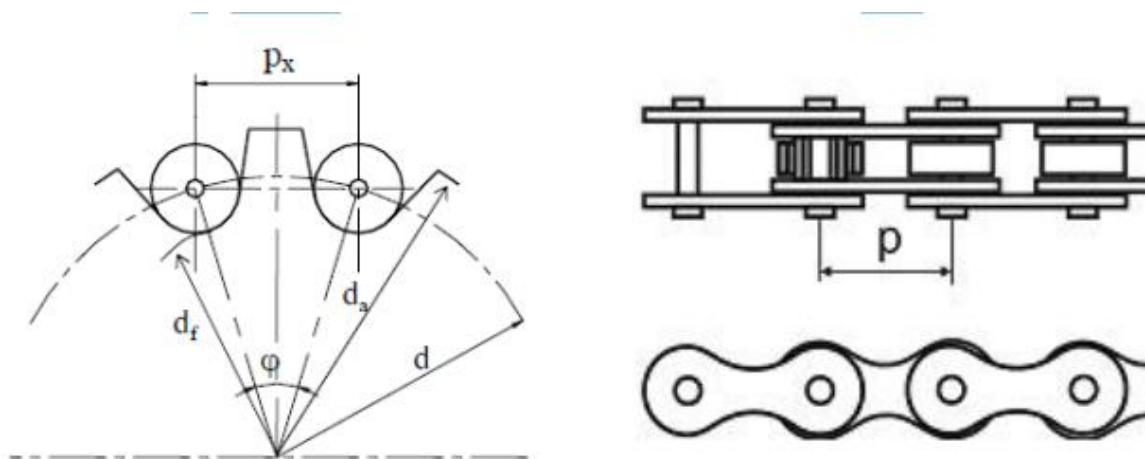
- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500\text{v/p}$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

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 4.2



Hình 4.7. Thông số hình học của bộ truyền xích

4.2.2. Đĩa xích

- Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn là d_1 và của đĩa bị dẫn là d_2 ; cũng chính là đường kính vòng chia của đĩa xích, mm; là đường kính của vòng tròn đi qua tâm các chốt (Hình 4.7). Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

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

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

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

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

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

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

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

- Số mắt của dây xích X luôn là số chẵn, để dễ dàng nối với nhau. Số mắt xích: $X = L/p_c$ -

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

Ví dụ 1: Xác định các kích thước chủ yếu của đĩa xích có số răng là $z=15$ và bước xích $p_c=12,7$ mm.

Bài giải

1) Vòng tròn chia của đĩa xích đi qua tâm ban đầu:

$$d = \frac{p_c}{\sin(180/z)} = \frac{12,7}{\sin(180/15)} = 61,08(\text{mm})$$

2) Đường kính vòng ngoài đĩa xích:

$$d_a = p_c.(0,5 + \cotg(180/z))$$

$$d_a = 12,7(0,5 + \cotg(180/15)) = 66,1 \text{ mm}$$

4.2.3. Số răng đĩa xích

- Số răng đĩa dẫn Z_1 : tra theo bảng 4.2.

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. Thường người ta chọn $Z_{1min}=13 \div 15$ khi $v < 2$ m/s.

Đối với bộ truyền chịu tải trọng va đập nên chọn $Z_{min} \geq 17$ khi $v > 2$ m/s. Trong tính toán thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2$

- Số răng đĩa bị dẫn Z_2 : Tính theo công thức sau: $Z_2 = u.Z_1 \leq Z_{2max}$

Để tránh tuôn xích: $Z_{2max} \leq 100 \div 120$ đối với xích con lăn, $Z_{2max} \leq 120 \div 140$: đối với xích răng. Số răng đĩa bị dẫn bị mòn và bước xích sẽ tăng kính vòng chia sẽ tăng một trị

$$\Delta d = \frac{\Delta p_c}{\sin \frac{\pi}{Z}}$$

Z_2 sau một thời gian làm việc xích sẽ thêm một lượng Δt , khi đó đường số là Δd theo công thức:

4.2.4. Khoảng cách trục và số mắt xích 1. Số mắt xích

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

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

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

Vì $\pi d_1 = p_c.Z_1$ và $\pi d_2 = p_c.Z_2$

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

- Số mắt xích: Mặt khác $L = X.p_c \Rightarrow$ 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 trục chính xác

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

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: $L = X \cdot p_c$ (4.8)

Ví dụ 2: Bộ truyền xích ống con lăn có bước xích $p_c = 12,7$ mm, khoảng cách trục sơ bộ $a = 500$ mm, số răng đĩa xích dẫn $Z_1 = 21$ răng, số răng $Z_2 = 42$ răng. Xác định số mắt xích X và khoảng cách trục chính xác?

Giải bài

- Số mắt xích X được xác định theo:

$$\begin{aligned} X &= \frac{L}{p_c} = \frac{2 \times a}{p_c} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{p_c}{a} \\ X &= \frac{2 \times a}{p_c} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{p_c}{a} \\ &= \frac{2 \times 500}{12,7} + \frac{42 + 21}{2} + \left(\frac{42 - 21}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{12,7}{500} \approx 110,5 \end{aligned}$$

(Giá trị X làm tròn và nên chọn số chẵn gần nhất (để thuận tiện nối xích), tốt nhất không được chọn là bội số của răng đĩa xích) $\rightarrow$ Ta chọn $X = 110$ mắt xích - Khoảng cách trục:

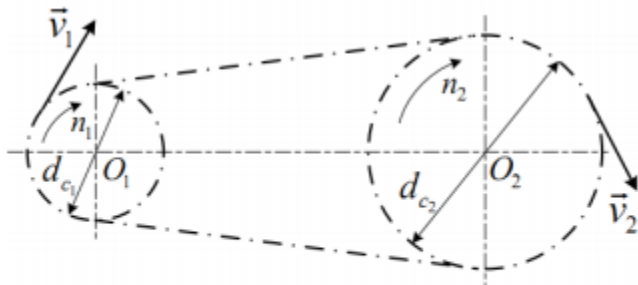
$$\begin{aligned} a &= 0,25 \cdot p_c \cdot \left[\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \\ &= 0,25 \cdot 12,7 \cdot \left[\left(110 - \frac{42 + 21}{2} \right) + \sqrt{\left(110 - \frac{42 + 21}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{42 - 21}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \\ &= 496,7 (mm) \end{aligned}$$

Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường, ta giảm khoảng cách trục a một khoảng $\Delta a = (0,002 \div 0,004)a = ((0,002 \div 0,004) \cdot 496,7) = (0,99 \div 1,99)mm$ 44

Vậy khoảng cách trục chính xác là $a = 495mm$

4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình



Hình 4.8. Vận tốc trung bình trong bộ truyền xích

- Vận tốc bộ truyền xích:

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \\ &= \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} \text{ (m/s)} \\ v_2 &= \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} \\ &= \frac{p_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \text{ (m/s)} \end{aligned}$$

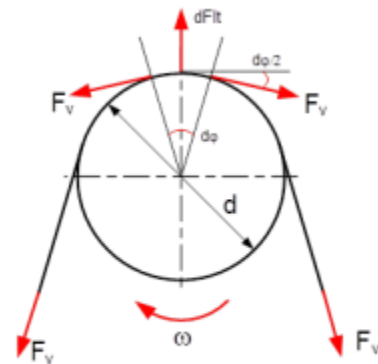
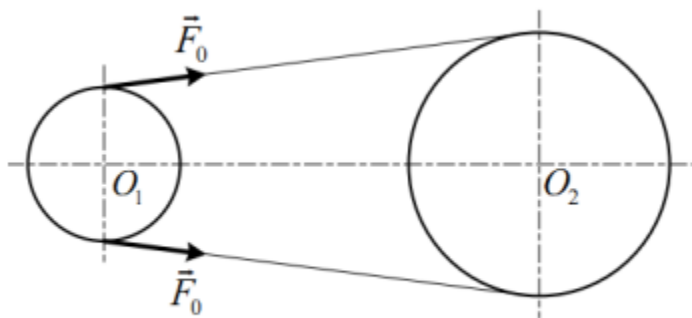
Vận tốc xích càng tăng thì xích càng chóng mòn, tải trọng động và tiếng ồn tăng. Do đó nên chọn $v \leq 15 \text{ m/s}$

- Tỉ 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:

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g \quad (4.10)$$

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

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

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

$$F_1 - F_2 = F_t$$

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

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

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: $F_r = K_m \cdot F_t$

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)

4.4. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Thông số đầu vào: công suất **P1**, kW; số vòng quay **n1**, 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 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:

K₀: 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 K₀=1; nếu lớn hơn 60° thì K₀=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 4.3

Bảng 4.2. Hệ số K_a

<i>a</i>	$< 25 \times p_c$	$(30 \div 50) \times p_c$	$(60 \div 80) \times p_c$
<i>K_a</i>	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=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 (tra bảng 4.3)

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

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

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

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

Bước xích $p_c, (mm)$	Đường kính chốt $d_o, (mm)$	Chiều dài ống $b_o, (mm)$	Công suất cho phép [P] khi số vòng quay của đĩa nhỏ $n_{01}, (vg/ph)$							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06			
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)

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:

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

với $[p_0]$ tra từ bảng 4.5, nếu không thỏa thì tăng bước xích và tiến hành tính toán lại.

Bảng 4.5. Áp suất cho phép $[p_0]$

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

- Chiều dài xích: $L = X \cdot p_c$

Bước 9. Xác định số mắt xích X

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

- 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 $(0,002 \div 0,004)a$.

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

Chú ý:

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: $p_c = 0,45 \times \sqrt[3]{T_1}$

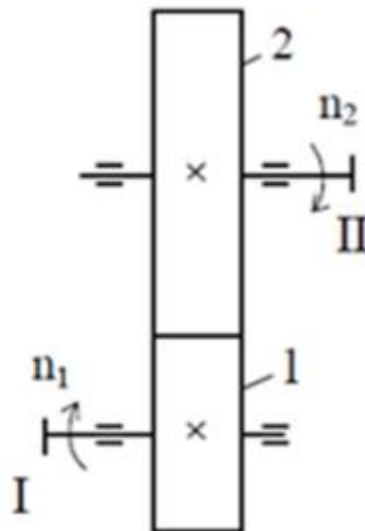
CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

5.1.1. Định nghĩa

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



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 mỗi ghép then làm cho bánh răng 1 quay. Răng của bánh 1 ăn khớp với răng của bánh 2, đẩy răng bánh 2 chuyển động, làm bánh 2 quay, nhờ mỗi ghép then trục II quay với số vòng quay n_2 .

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 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

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

Bộ truyền bánh răng có thể:

- Truyền công suất rất nhỏ (0,1kW): dụng cụ đo
- Truyền công suất khá lớn (300 kW): các máy mỏ, máy xây dựng, máy làm đường
- Truyền công suất rất lớn (100.000 kW): bộ truyền dùng trong các nhà máy phát điện
- Vận tốc đạt được 140 m/s hoặc có thể cao hơn.
- Tỷ số truyền (của một cặp bánh răng) có thể từ 1 đến 10 hoặc có thể cao hơn

5.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

5.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỷ số truyền:

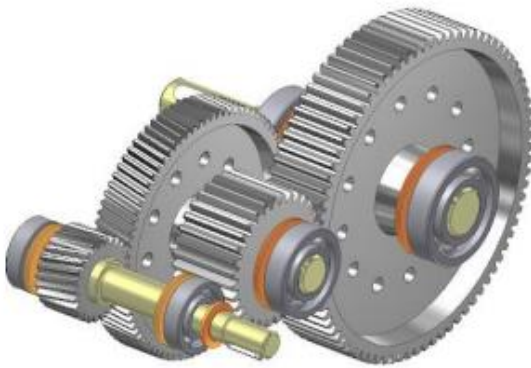
$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}$$

N_1 : số vòng quay của bánh răng dẫn (vòng/phút);

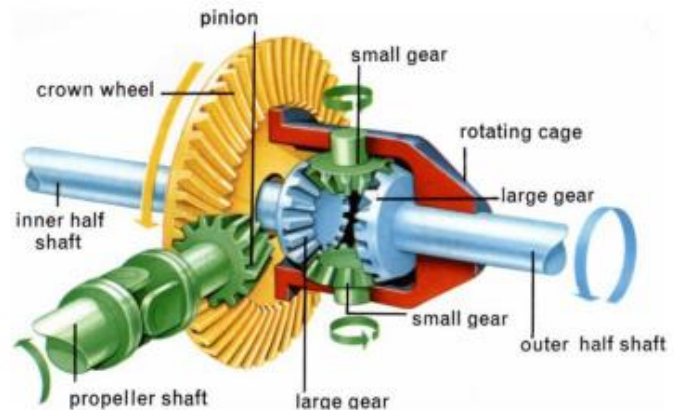
N_2 : số vòng quay của bánh răng bị dẫn (vòng/phút).

Z_1 : số răng của bánh răng dẫn;

Z_2 : số răng của bánh răng bị dẫn



Hình 5.10: Hệ bánh răng



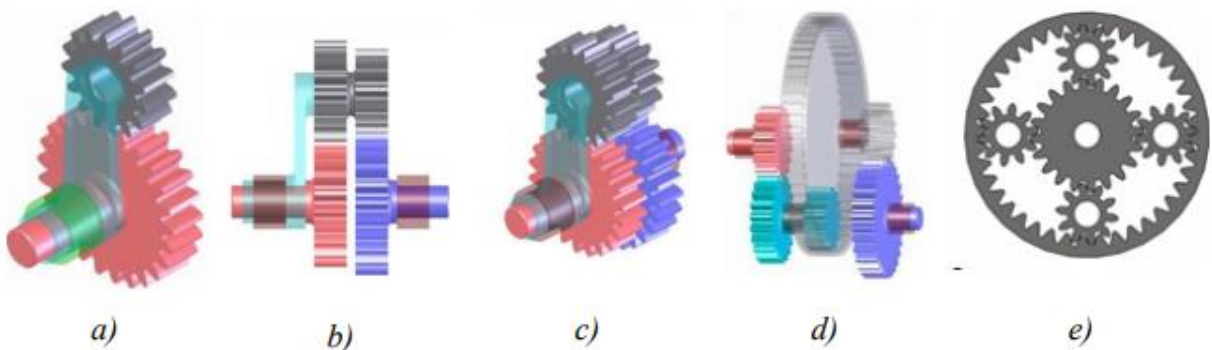
Hình 5.11: Hệ bánh răng không gian

5.2.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường

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

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

5.2.3. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh – vi sai



Hình 5.12: Hệ bánh răng hành tinh - vi sai

Công thức của hệ vi sai là (hình 5.12b):

$$u_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = (-1)^2 \frac{Z_2}{Z_1} \frac{Z_3}{Z_2}$$

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

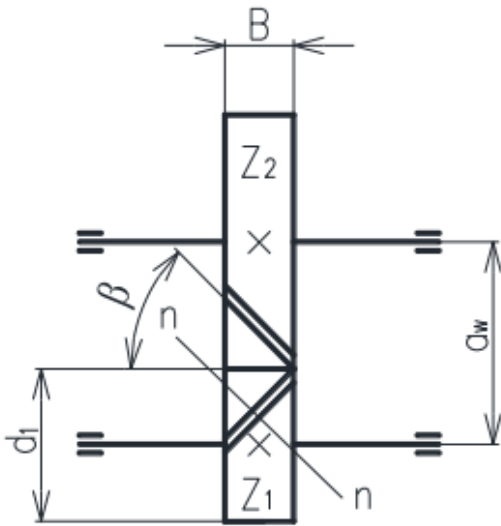
Dãy 2: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22 Ưu tiên chọn dãy 1

- **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 tỉ số truyền
- **Profil góc α_0** : $\alpha_0 = 14,5^\circ; 20^\circ, 25^\circ$ là thông số cơ bản của biên dạng răng. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng theo bảng 5.1

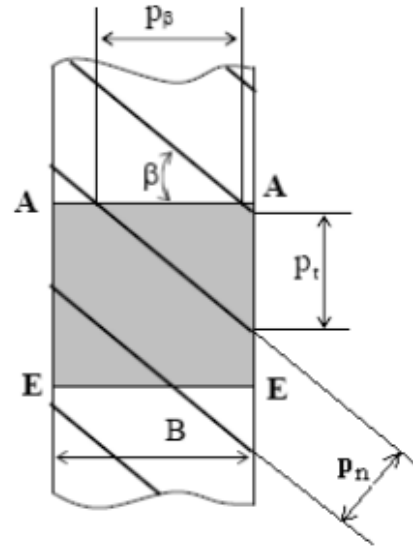
Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền (dấu -: ăn khớp ngoài; dấu +: ăn khớp trong Dùng để xác định chiều quay của trục)	u (i)	$u = \mp \frac{n_1}{n_2} = \mp \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d = m.Z$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m$
Chiều cao chân răng	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: $p_n = p_t \cos \beta$; $m_n = m_t \cos \beta$

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

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

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

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

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

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

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

2. Lực vòng F_{t1}

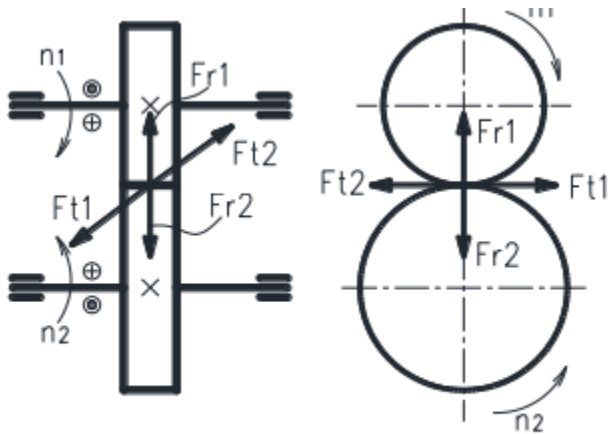
- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn:

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

3. Lực hướng tâm F_{r1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng

- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha$



Hình 5.18. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

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: $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$

2. Lực vòng F_{t1}

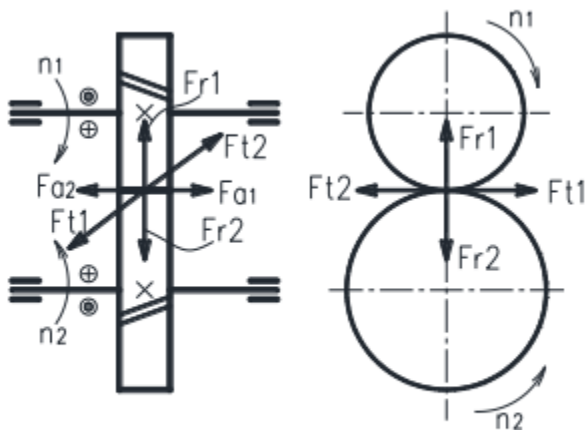
- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn:

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

3. Lực hướng tâm F_{r1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng

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



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

4. Lực hướng tâm F_{a1}

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

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

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

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_{t1} 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: $F_{r1} = F_{t1}.tg\alpha.cos\delta_1.$ $F_{r2} = F_{t2}.tg\alpha.cos\delta_2.$

3. Lực dọc trục

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

- Giá trị: $F_{a1} = F_{t1}.tg\alpha.sin \varphi_1 = F_{r2}$ $F_{a2} = F_{t2}.tg\alpha.sin \varphi_2 = F_{r1}.$

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, mặt chân răng là một phần của mặt xuyến, thường làm bằng hợp kim màu.

6.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG 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:

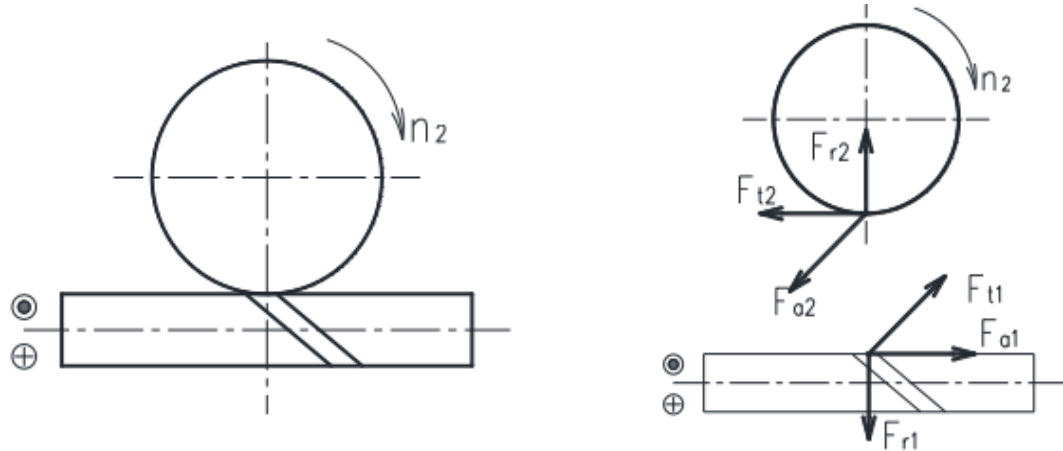
Dãy 1: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

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

6.4. LỰC TÁC DỤNG

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).



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

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

CHƯƠNG 7. VẬN DỤNG KIẾN THỨC GIẢI BÀI TẬP

KẾT THÚC HỌC PHẦN

ĐỀ 29

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=10 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=980$

vòng/phút; tỷ

số truyền $u=3$; đường kính bánh dẫn $d_1=180 \text{ mm}$, lực căng ban đầu $F_0=900 \text{ N}$ và khoảng cách trục

$a=1600 \text{ mm}$. 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 dẫn d_2

$$u = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow 3 = \frac{d_2}{180}$$

$$\Rightarrow d_2 = 540$$

Góc ôm đai:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 180 - 57. \frac{d_2 - d_1}{a} \\ &= 180 - 57. \frac{540 - 180}{1600} \\ &= 167,175^\circ\end{aligned}$$

Chiều dài tính toán của dây đai L_{tt} :

$$\begin{aligned}L_{tt} &= 2.a + \pi \frac{(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4.a} \\ &= 2.1600 + \pi \frac{(540 + 180)^2}{2} + \frac{(540 - 180)^2}{4.1600}\end{aligned}$$

$$= 4351,2 \text{ (mm)}$$

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

$$L = 4351,2-4751,2$$

b) vận tốc

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot d_2}{60000} = \frac{\pi \cdot 180 \cdot 980}{60000} = 6.23 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 10}{9.23} = 1083.4 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

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

$$F_r = 2 \cdot 900 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$$

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 $p=19,05 \text{ mm}$; 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 $n_1=250$ 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 ; lực vòng F_t và lực tác dụng lên ổ trục F_r biết bộ truyền nằm ngang? (1,0đ)

bài làm

a) Số vòng Z_2

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = u \cdot Z_1 = 3 \cdot 23$$

$$Z_2 = 69 \text{ răng}$$

Đường kính vòng chia

$$d_1 = \frac{p.c.Z2}{\pi} = \frac{15.05.69}{\pi} = 418,40 \text{ (mm)}$$

số mắt xích

$$X = \frac{2.a}{19.05} + \frac{Z1+Z2}{2} + \left(\frac{Z2-Z1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p.c}{a}$$
$$X = \frac{2.1000}{19.05} + \frac{23+69}{2} + \left(\frac{69-23}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{19.05}{1000}$$
$$= 152.007 \text{ (mm)}$$

Chọn mắt xích $X = 152 \text{ mm}$

b) Vận tốc

$$V = \frac{p.c.Z1.n1}{60000} = \frac{19,05.23.250}{60000} = 1.82 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000.P}{V} = \frac{1000.10}{1.82} = 5494.5 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = k_m = 1.15 \text{ bộ truyền nằm ngang}$$

$$F_r = 1.15 \cdot 5494.5 \text{ (N)}$$

$$F_r = 6318,675 \text{ (N)}$$

BÀI 3. (2,5 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn

khớp ngoài như hình bên dưới truyền mô men xoắn

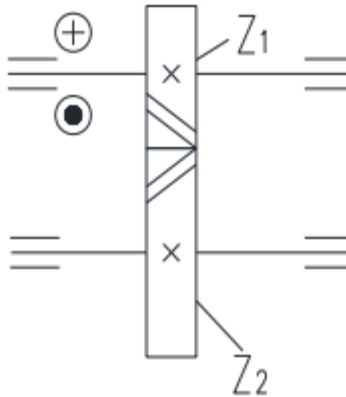
$T1=80000\text{Nmm}$, có khoảng cách trục $a_w=300\text{mm}$, số răng

$Z1=20$ răng, $Z2=75$ răng, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng

không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định

a. Mô đun pháp tuyến m_n và góc nghiêng răng β ? (1,25đ)

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



bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)

bài làm

Khoảng cách trục chính xác a_w

$$a_w = m_n \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2 \cdot a_w}$$

$$\Leftrightarrow \cos \beta = m_n \cdot \left(\frac{20+75}{2 \cdot 300} \right) \quad (1)$$

Ta có : $20^\circ > \beta > 8^\circ$

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

Thay (1) vào (2) ta có

$$\frac{2 \cdot 300 \cdot \cos 8^\circ}{20+75} > m_n > \frac{2 \cdot 300 \cdot \cos 20^\circ}{20+75}$$

$$\Rightarrow 6,2 > m_n > 5,9$$

Vậy mô đun pháp $m_n = 6.1 \text{ mm}$

Góc nghiêng răng

$$\cos \beta = \frac{6.1 \cdot (20+75)}{2 \cdot 300} = 15,02^\circ$$

$$\Rightarrow \cos \beta = 15,02^\circ$$

b) giá trị lực

Lực vòng F_t

$$F_t = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 + \cos \beta}{m_n \cdot Z_1}$$

$$= \frac{2.80000 + \cos \beta}{6.1.20}$$

$$= 1311,5 \text{ N}$$

Lực hướng tâm

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

$$= \frac{1311,5 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 15,02^\circ}$$

$$=$$

