

**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: 4**

SVTH: Nguyễn Phi Hùng

MSSV: 20005014

Ngành học: Cơ Khí

Lớp học: 20C1-CTK1

GVHD: Lư Thị Yến Vũ

Thành phố Hồ Chí Minh–10/2021

**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
MÔN: Nguyên lý – Chi tiết máy
ĐỀ SỐ: 4**

SVTH: Nguyễn Phi Hùng

Ngành học: Cơ Khí

Lớp học: 20C1-CTK1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Với sự phát triển ngành càng mạnh của đất nước ta hiện nay. Nó đã làm tiền đề tất cả mọi ngành mọi lĩnh vực ở nước ta phát triển mạnh trong đó cơ ngành cơ khí. Từ đó đến nay, ngành này này đã phát triển khá toàn diện, đã có sự chuyên môn hóa ở một số lĩnh vực, trình độ công nghệ cũng ở mức độ nhất định và đóng vai trò là ngành công nghiệp “xương sống” của nền sản xuất xã hội, cung cấp thiết bị, máy công cụ, máy động lực,... cho tất cả những ngành kinh tế, đáp ứng những nhu cầu hằng ngày của người dân góp phần quan trọng vào sự phát triển của nền kinh tế đất nước. Qua môn học này đã cho em hiểu thêm về một số nguyên lý hoạt động và cấu tạo của một số bộ phận trong các loại máy cơ khí. Nó sẽ là tiền đề để em học hỏi hơn được nhiều kiến thức để phát triển bản thân đồng thời có thể giúp đỡ nên cơ khí của nước nhà tiến gần hơn so với các nước trên thế giới.

MỤC LỤC

Mục lục	Trang
CHƯƠNG 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	
1. Khái niệm chung	5,6,7,8
2. Vật liệu và kết cấu đai	8,9,10
3. Thông số hình học bộ truyền đai	10,11,12
4. Động học bộ truyền đai	12,13
5. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động đai	13,14
CHƯƠNG 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	
1. Khái niệm chung	13,14,15
2. Thông số hình học của bộ truyền động xích	15,16,17
3. Động học của bộ truyền xích	17,18
4. Các dạng hỏng, vật liệu bôi trơn	18,19
5. Trình tự tính toán thiết kế bộ truyền xích	19,20,21
CHƯƠNG 3: BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	
1. Khái niệm chung	21,22,23
2. Truyền động của hệ thống bánh răng	24
3. Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng	24,25
4. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng	26,27,28
CHƯƠNG 4: THI KẾT THỨC HỌC PHẦN- ĐỀ 4	
Câu 1:	28,29,30
Câu 2:	30,31,32
Câu 3:	32,33
Câu 4:	33,34,35
Tài liệu tham khảo	

CHƯƠNG 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1/ Khái niệm chung

1.1/ Khái niệm bộ truyền động đai

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



Hình 1: Bộ truyền động đai

Bộ truyền động đai thường có hai bánh đai (1) gồm: bánh dẫn 1, bánh 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 động và cơ năng sang bánh bị dẫn.

1.2/ Phân loại bộ truyền động đai

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

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

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

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

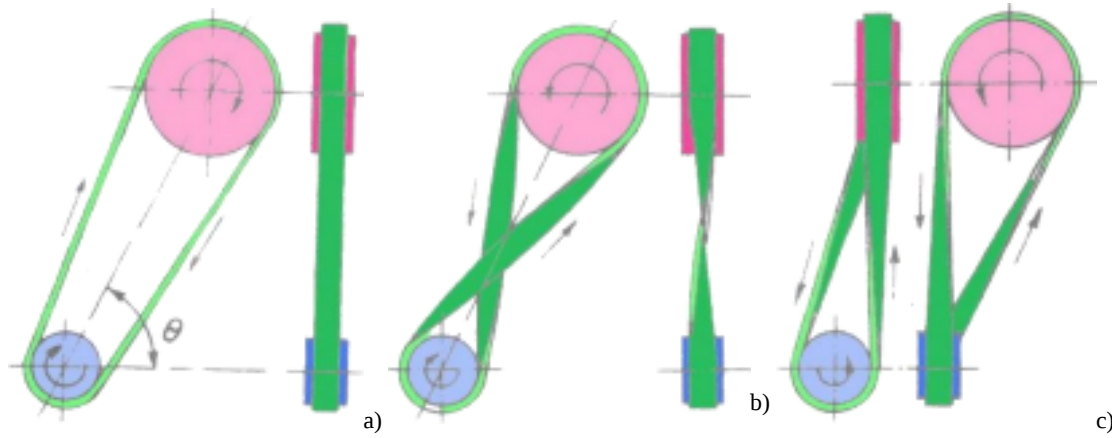
+ Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai

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

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

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.

1.3/ Ưu điểm và nhược điểm của bộ truyền động đai

a. 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 trơn toàn phần trên bánh.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

b. 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

c. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

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

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

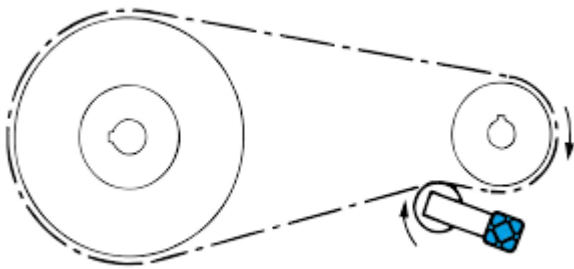
- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$.

- 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.

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.



Căng đai nhờ bánh đai ngoài

2/ Vật liệu và kết cấu đai

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



2.2/ Kết cấu bộ truyền động 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.

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.

2.3/ Kết cấu đai thang

+ Chiều dài Ltc (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



II. VẬT LIỆU & KẾT CẤU ĐAI



1. VẬT LIỆU ĐAI

ĐAI THANG:

TCVN 2332-78 Đai thang

TCVN 3210-79 Đai thang hẹp

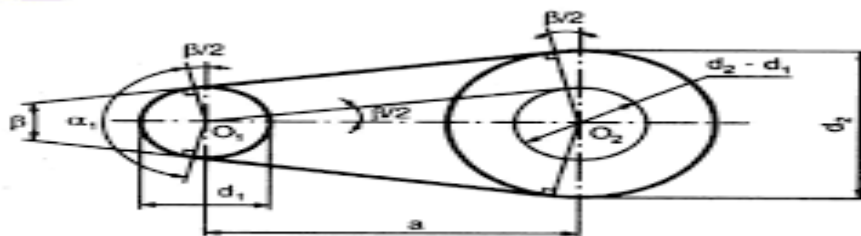
Dạng đai	Ký hiệu	b_p , mm	b_o , mm	h , mm	y_o , mm	A , mm ²	Chiều dài đai, (mm)	T_1 , N.m	d_1 , mm
Đai thang	Z	8,5	10	6	2,1	47	400 ÷ 2500	< 25	70 ÷ 140
	A	11	13	8	2,8	81	560 ÷ 4000	11 ÷ 70	100 ÷ 200
	B	14	17	10,5	4,0	138	800 ÷ 6300	40 ÷ 190	140 ÷ 280
	C	19	22	13,5	4,8	230	1800 ÷ 10600	110 ÷ 550	250 ÷ 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 ÷ 3550	< 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/ 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



III. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI



a - khoảng cách giữa hai trục; α_1 - góc ôm bánh đai nhỏ

Ths. Trương Quang Trường

- 62 -

Khoa Cơ Khí - Công Nghệ
Trường ĐH Nông Lâm TP HCM

Hình 3: Thông số hình học chính của bộ truyền đai

3.1/ Đường kính bánh đai

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{p_1/n_1}$$

$$\text{Hoặc } d_1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt[3]{T_1} \text{ (mm)}$$

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

Trong đó:

P_1 : công suất trên trục dẫn (kW)

T_1 : momen xoắn 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 dẫn

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.

3.2/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)

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

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

$$\text{tương tự ta có: } \pi + \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (rad)}$$

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

3.3/ Chiều dài đai và khoảng cách trục

a. 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 $\cos(\beta/2) \approx 1 - \beta^2/8$

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

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

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

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

- 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:

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

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

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

Chiều dài cần thiết:

- Đai thang: chọn dây đai tiêu chuẩn có $L=1250\text{mm}$

- Đai dẹt: $L=L_{tt}+(100 \rightarrow 400)=1300\text{mm}$

4/ Động học bộ truyền đai:

4.1/ Vận tốc của bộ truyền động đai

- Vận tốc được xác định theo công thức: $v_1 = \frac{\pi.d_1.n_1}{60.1000} \text{ (m/s)}$

$$v_2 = \frac{\pi.d_1.n_1}{60.1000} \text{ (m/s)}$$

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

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

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

4.2/ Tỷ số truyền bộ truyền động đai

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

4.3/ Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt đai

a. 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.

b. 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

c. 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.

5/ Lực tác dụng lên trục bộ truyền động đai

5.1/ Lực vòng

Ta có lực vòng: $F_t = F_1 - F_2 = \frac{2.T_1}{d_1} = \frac{1000 \times P}{v} \text{ (N)}$

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

5.2/ Moment xoắn trên bánh dẫn

Ta có : $T_1 = F_t \times \frac{d_1}{2}$ hoặc $T_1 = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2}$

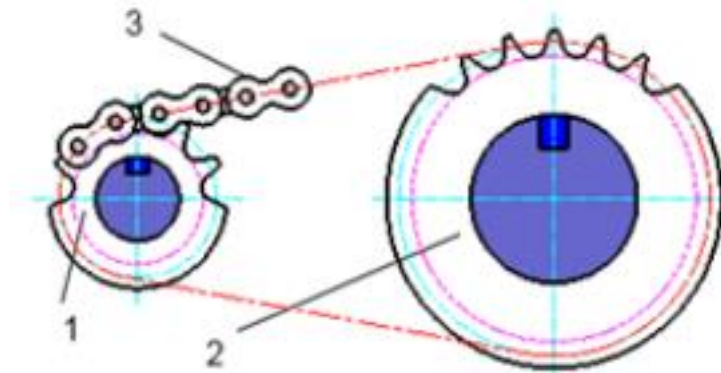
CHƯƠNG 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1. KHÁI NIỆM CHUNG

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.

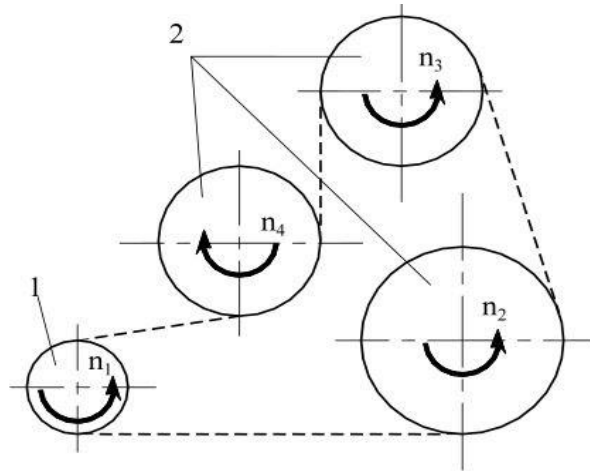
+ Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh 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



Xích con lăn Bộ truyền có 3 đĩa bị dẫn



Xích ống



Xích răng

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

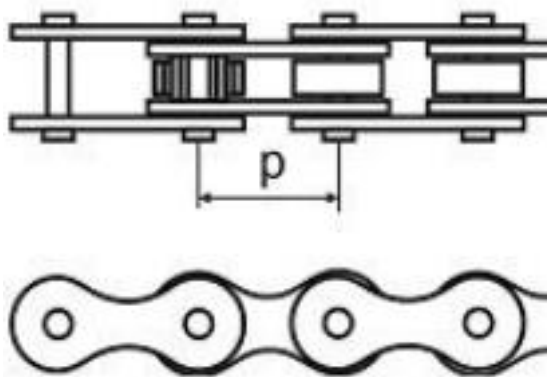
- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

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



Thông số hình học của bộ truyền xích

2.2. Đĩa xích

Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

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

2.3. Số răng đĩa xích

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

Bảng hướng dẫn chọn số răng đĩa xích dẫn Z_1

Loại xích	Tỉ 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

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

Số răng đĩa bị dẫn Z_2 :

Tính theo công thức sau: $Z_2 = u.Z_1$

2.4. Khoảng cách trục và số mắt xích

1. Số mắt xích

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

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

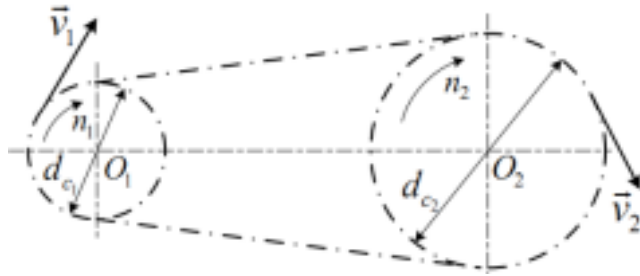
Sau khi chọn X, ta tiến hành tính lại khoảng cách trục a chính xác như sau

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

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

3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình



Vận tốc trung bình của bộ truyền xích

- Vận tốc bộ truyền xích:

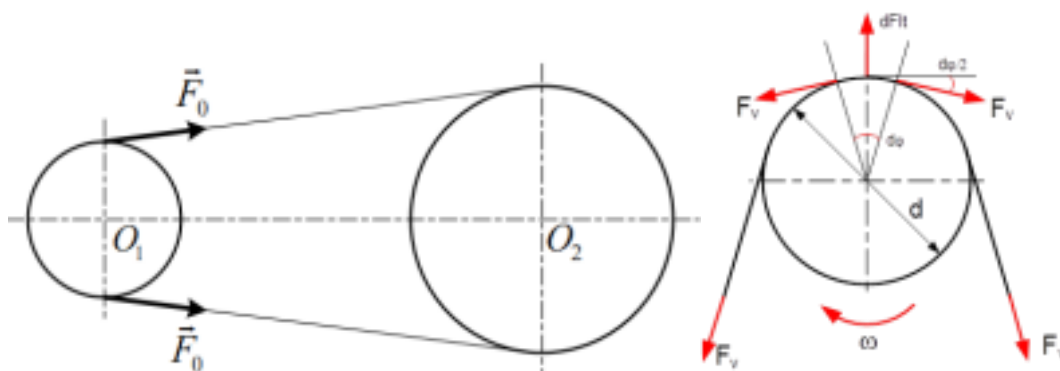
$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{P_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} (\text{m/s})$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{P_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} (\text{m/s})$$

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

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

3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích



Lực tác dụng lên bộ truyền xích

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

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

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.

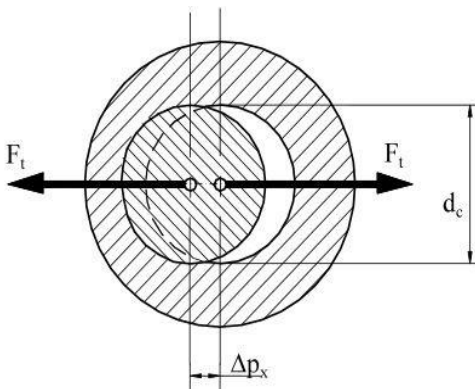
F_t : lực vòng có ích (N)

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. Khi xích có khối lượng m chuyển động với vận tốc V_x thay đổi theo thời gian, nghĩa là chuyển động với gia tốc a_x , sinh ra tải trọng động (lực quán tính)

4. CÁC DẠNG HỎNG, VẬT LIỆU VÀ BÔI TRƠN

4.1. Các dạng hỏng



Xích bị mòn làm tăng bước xích

Trong khi làm việc, trong bộ truyền xích có thể xảy ra các dạng hỏng sau:

- **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. Xích có thể bị đứt do mỏi, do quá tải đột ngột, hoặc do các mối ghép giữa má xích với chốt bị hỏng.

- **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.

4.2. 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. Vật liệu làm đĩa xích thường là thép cacbon hay thép hợp kim, sau khi gia công tôi đạt độ cứng 50 – 60H RC.

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.

Tùy thuộc vào vận tốc của bộ truyền, có thể có các biện pháp bôi trơn sau:

- Bôi trơn định kỳ dùng cho bộ truyền có vận tốc thấp khoảng (3÷4) m/s, cứ sau (8÷10) giờ bôi trơn một lần hay dùng phương pháp bôi trơn nhỏ giọt. Ngoài ra có thể bôi trơn bằng cách nấu chảy mỡ rồi ngâm xích cho ngấm vào bản lề.
- Bôi trơn thường xuyên dùng cho bộ truyền có vận tốc cao. Nếu vận tốc khoảng (5÷8)m/s, ngâm xích ngập trong dầu tới nửa chiều cao mắt xích. Nếu vận tốc $v > 8$ m/s thì tốt nhất là dùng bơm phun dầu liên tục vào mắt xích.

5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

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

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

$$Z_1 = 29 - 2.u$$

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

$$Z_2 = Z_1.u$$

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

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

K_0 : 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 tra bảng

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

K_{lv} : 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:

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

Trong đó:

P_1 : công suất tính toán (kW)

$[P]$: công suất cho phép của bộ truyền một dây có bước p_c (tra bảng 4.3)

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

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

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

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

Bước xích p_c , (mm)	Đường kính chốt do, (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	3,20
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	10,8	
44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101			
50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157			

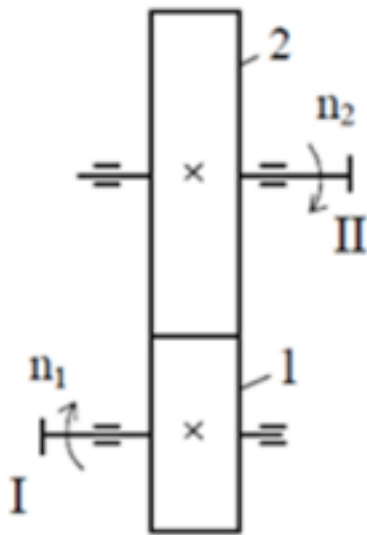
CHƯƠNG 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1. Định nghĩa

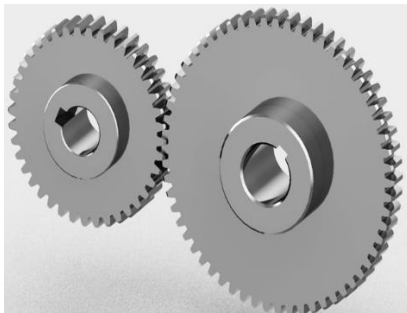
Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng. Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

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



Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

1.2. Phân loại



Bánh răng trụ



Bánh răng côn



Bánh răng hypecbôlôit



Bộ truyền ăn khớp trong



Bánh răng-Thanh răng



Truyền động bánh răng nghiêng



Bánh răng chữ V

Truyền động bánh răng Nôvikov

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.

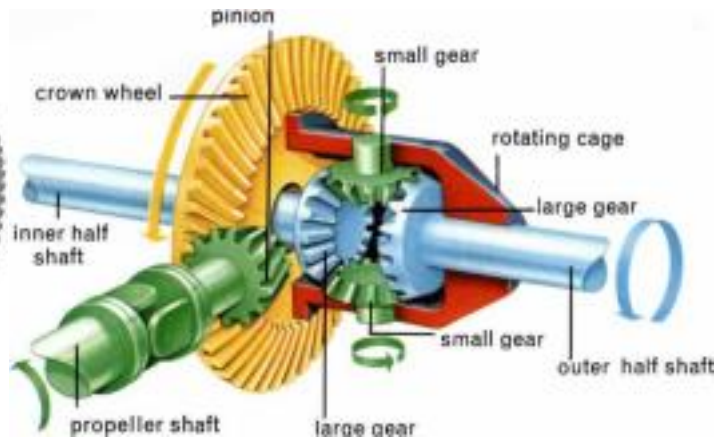
2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

$$\text{Tỷ số truyền: } u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}$$



Hệ bánh răng



Hệ bánh răng không gian

2.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường

$$\text{Công thức: } u_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n}$$

2.3. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh – visai



Hệ bánh răng hành tinh - vi sai

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

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

Các thông số hình học của 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, +: 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_ω	$a_\omega = \frac{d_2 \pm d_1}{2}$ $= m. \left(\frac{Z_2 \pm Z_1}{2} \right)$

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.

- 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.

Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng

4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

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

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

Giá trị: $F_n = \frac{F_1}{\cos\alpha}$

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

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

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

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

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

4. Lực hướng tâm F_{a1}

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

- Giá trị: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta$

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

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 .

$$\text{Giá trị: } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{tb1}} = \frac{2T_2}{d_{tb2}}$$

2. Lực hướng tâm

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

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

$$\text{Giá trị: } F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_1 \quad F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha_2$$

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.

$$\text{- Giá trị: } F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_1 \quad F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha_2$$

CHƯƠNG 4: THI KẾT THÚC HỌC PHẦN- ĐỀ 4

Câu 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 8\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 1000\text{vòng/phút}$; tỷ số truyền $u = 2,5$; đường kính bánh dẫn $d_1 = 200\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0 = 800\text{N}$ và khoảng cách trục $a = 1500\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định: a. Góc ôm đai α_1 và chiều dài dây thực tế đai L ? (1đ).
b. Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực trên nhánh căng F_1 ; lực trên nhánh chùng F_2 và lực tác dụng lên trục F_r (1,25đ).
c. Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,75đ).

Tóm tắt:

$$P_1 = 8\text{kW}$$

$$n_1 = 1000 \text{ vòng/phút}$$

$$u = 2,5$$

$$d_1 = 200 \text{ mm}$$

$$F_0 = 800 \text{ N}$$

$$a = 1500 \text{ mm}$$

Bài làm

a) Góc ôm đai

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_1(u - 1)}{a} = 180 - 57 \frac{200(2,5 - 1)}{1500} = 168,6^\circ$$

Đường kính bánh bị dẫn

$$d_2 = u \cdot d_1 = 2,5 \cdot 200 = 500 \text{ (mm)}$$

Chiều dài dây thực tế đai L

$$\begin{aligned} L_{tt} &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \\ &= 2 \cdot 1500 + \frac{\pi}{2}(200 + 500) + \frac{(500 - 200)^2}{4 \cdot 1500} = 4115 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

$$\text{Đai dẹt: } L = L_{tt} + (100 \rightarrow 400) \text{ mm} = 4115 + (100 \rightarrow 400) \text{ mm}$$

$$= 4215 \text{ mm} \rightarrow 4515 \text{ mm}$$

$$\text{Lấy } L = 4400 \text{ mm}$$

b) Vận tốc v_1

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 1000}{60000} = 10,47 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 8}{10,47} = 764,08 \text{ (N)}$$

Lực trên nhánh căng F_1

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t = 800 + 0,5 \cdot 764,08 = 1182,04 \text{ (N)}$$

Lực trên nhánh chùng F_2

$$F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t = 800 - 0,5 \cdot 764,08 = 417,96(N)$$

Lực tác dụng lên trục F_r

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 800 \cdot \sin\left(\frac{168,6}{2}\right) = 1592,09(N)$$

c) Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt trên

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f \cdot \alpha_1} - 1} + F_v \quad \text{với } F_v = 0 \text{ thì (1)}$$

$$800 \geq \frac{764,08}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot 168,6 \cdot \frac{\pi}{180}} + 1}{e^{f \cdot 168,6 \cdot \frac{\pi}{180}} - 1}$$

$$f \geq 0.353$$

Vậy hệ số ma sát tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trên là $f_{\min} = 0.353$

Câu 2. (3 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: số răng đĩa xích dẫn $Z_1=22$ răng; tỉ số truyền $u=3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=390$ vòng/phút. Đường nối tâm hai đĩa xích hợp với phương ngang bộ truyền một góc 80° ; làm việc có va nhẹ; khoảng cách trục $a=40 \cdot P_c$; bôi trơn nhỏ giọt; khoảng cách trục bộ truyền xích điều chỉnh được; làm việc hai ca; xích 1 dãy. Xác định:

- Hệ số K và chọn bước xích P_c ? (1,5 điểm)
- Số mắt xích X để nối xích dễ dàng? (0,75 điểm)
- Vận tốc, lực vòng và lực tác dụng lên ổ trục? (0,75 điểm)

Tóm tắt:

$$Z_1=22 \text{ răng}$$

$$u=3$$

$$a=40 \cdot P_c$$

$$n_1=390 \text{ vòng/phút}$$

$$P_1 = 8KW$$

Bài làm

a) Hệ số K

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

$K_0 = 1,25$: Hợp với phương ngang một góc 80°

$K_a = 1$: $a=40$. P_c

$K_{dc} = 1$: Trục bộ truyền xích điều chỉnh được

$K_b = 1$: Bôi trơn nhỏ giọt

$K_r = 1,2$: Có va đập nhẹ

$K_{lv} = 1,12$: Làm việc 2 ca

$$\rightarrow K = 1,25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,12 = 1,68$$

Hệ số K_n

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} \quad : n_1 = 390 \text{ v/p} \rightarrow n_{01} = 400 \text{ v/p}$$

$$\rightarrow K_n = \frac{400}{390} = \frac{40}{39}$$

Hệ số K_z

$$K_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{25}{22}$$

Hệ số K_x

$K_x = 1$: Xích 1 dãy

Công suất tính toán

$$P_t = \frac{K \cdot K_n \cdot K_z}{K_x} \cdot P_1 = \frac{1,68 \cdot \frac{40}{39} \cdot \frac{25}{22}}{1} \cdot 8 = 15,66 \text{ (KW)} \leq [P]$$

Bảng 4.3 $[P] = 19,0 \text{ KW} \rightarrow P_c = 25,4 \text{ mm}$

Vậy bước xích $P_c = 25,4 \text{ mm}$

b) Số mắt xích

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

Ta có: Số răng đĩa xích bị dẫn

$$Z_2 = u. Z_1 = 3.22 = 66 \text{ răng}$$

$$\rightarrow X = \frac{2.40.25,4}{25,4} + \frac{1}{2}(66 + 22) + \left(\frac{66-22}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{25,4}{40.25,4} = 125,2$$

Chọn $X = 125$ mắt xích

c) Vận tốc

$$v_1 = \frac{P_c Z_1 n_1}{60000} = \frac{25,4.22.390}{60000} = 3,63(\text{m/s})$$

Lực vòng

$$F_t = \frac{1000.P_1}{v} = \frac{1000.8}{3,63} = 2203,85 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = K_m F_t$$

Ta có:

$$K_m = 1,15: \text{Bộ truyền xích nằm ngang}$$

$$\rightarrow F_r = 1,15.2203,85 = 2534,42 \text{ (N)}$$

Câu 3. (1,5 điểm)

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn có khoảng cách trục $a_w = 325\text{mm}$, số răng $Z_1 = 30$ răng, $Z_2 = 96$ răng, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định: Môđun pháp và góc nghiêng răng? (1,50 điểm)

Tóm tắt:

$$a_w = 325\text{mm}$$

$$Z_1 = 30 \text{ răng}$$

$$Z_2 = 96 \text{ răng}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Bài làm

Khoảng cách trục

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

Điều kiện góc nghiêng răng $20^\circ \geq \cos\beta \geq 8^\circ$

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

Thay (1) vào (2) ta được :

$$\cos 8^\circ \geq \frac{m_n(Z_1+Z_2)}{2a_{\omega}} \geq 20^\circ$$

$$\cos 8^\circ \geq \frac{m_n(96+30)}{2.325} \geq 20^\circ$$

$$\rightarrow \frac{2.325 \cdot \cos 8^\circ}{96 + 30} \geq m_n \geq \frac{2.325 \cdot \cos 20^\circ}{96 + 30}$$

$$\rightarrow 5,1 \geq m_n \geq 4,84$$

Vậy cho modun pháp $m_n = 5\text{mm}$

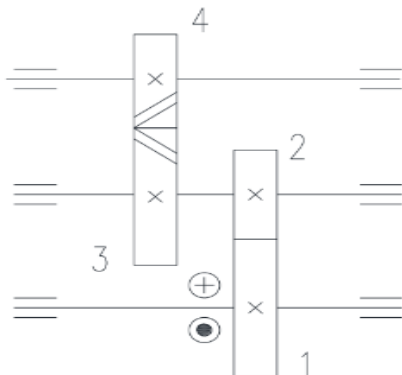
Góc nghiêng β

$$a_{\omega} = \frac{m_n(Z_1+Z_2)}{2\cos\beta} \rightarrow \cos\beta = \frac{m_n(Z_1+Z_2)}{2a_{\omega}} = \frac{5(96+30)}{2.325} = 0,97$$

$$\rightarrow \beta = 14,25^\circ$$

Câu 4. (2,5 điểm)

Phân tích lực tác dụng và tính giá trị các lực tác dụng lên các cặp bánh răng ăn khớp theo sơ đồ bên. Cho biết $T_1=80000 \text{ Nmm}$, $Z_1=25$, $Z_2=50$, $Z_3=20$, $Z_4=40$. Môđun $m_n=m=4 \text{ mm}$. Góc nghiêng răng là 10° , góc ăn khớp 200 . (lưu ý: vẽ hình phân tích lực rồi mới tính độ lớn)



Tóm tắt:

$$T_1 = 80000 \text{ Nmm}$$

$$Z_1 = 25$$

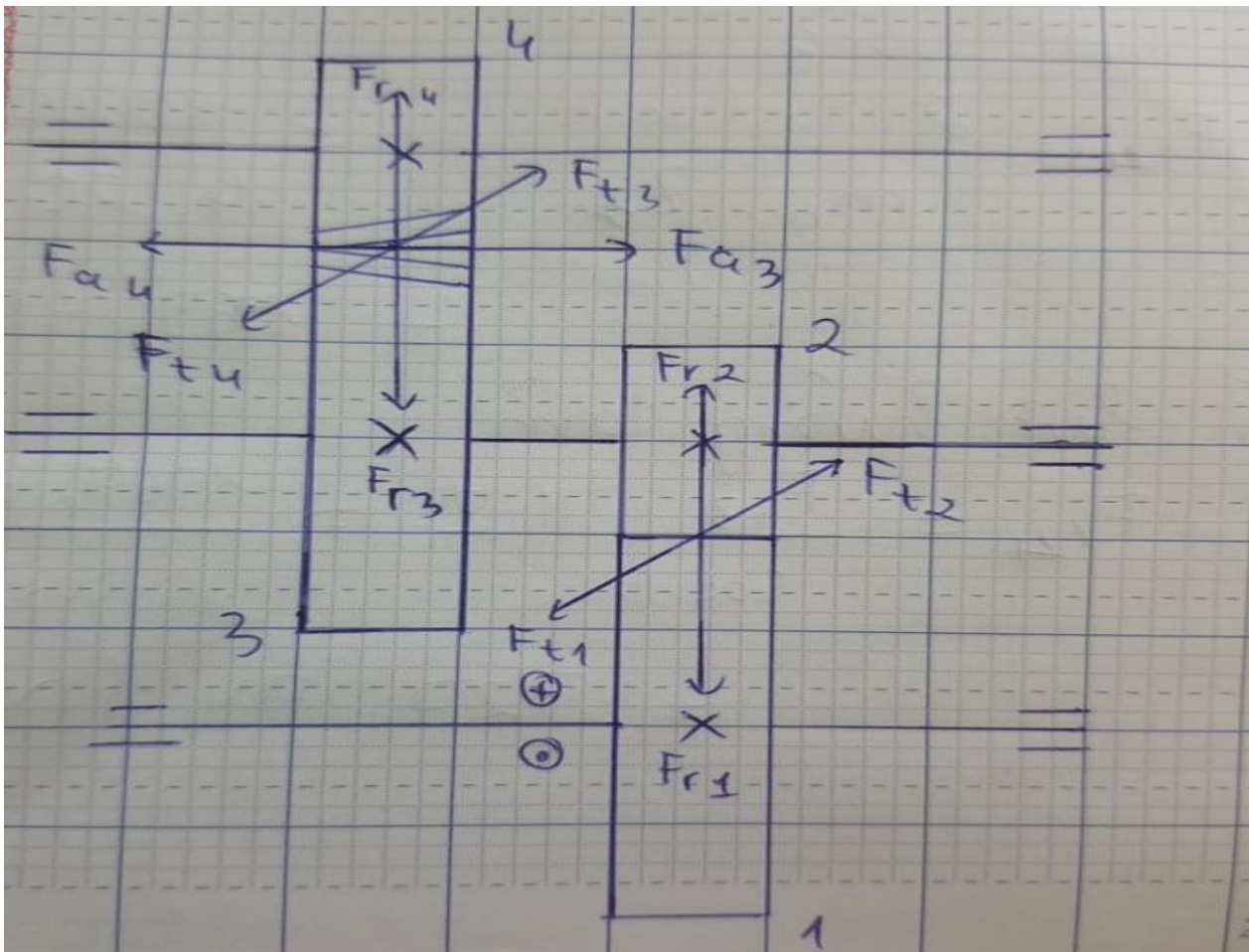
$$Z_2 = 50$$

$$Z_3 = 20$$

$$Z_4 = 40$$

$$m_n = m = 4 \text{ mm}$$

Bài làm



Răng trụ răng thẳng

Độ lớn lực vòng

$$F_{t2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{mZ_1} = \frac{2.80000}{4.25} = 1600 \text{ (N)}$$

Độ lớn lực hướng tâm

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1600 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 582,35 \text{ (N)}$$

Răng trụ răng nghiêng

Độ lớn lực vòng

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2.T_1.\cos \beta}{m_n.Z_3} = \frac{2.80000.\cos 10^\circ}{4.20} = 1969,61 \text{ (N)}$$

Độ lớn lực hướng tâm

$$F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_{t3}.\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{1969,61.\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 727,94 \text{ (N)}$$

Độ lớn lực dọc trục

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1969,61 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ = 347,29 \text{ 9N)}$$

Tài liệu tham khảo

<https://123docz.net/document/5197253-bai-giang-bo-truyen-xich.htm>

<http://www.tailieu.tv/tai-lieu/bai-giang-bo-truyen-banh-rang-19218/>