

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: 28

HVTHV: Lê Minh Nhớ
Ngành học: Công nghệ ô tô
Lớp học: 19T4-CNÔ5

GVHD: LƯ' THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

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



**TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 28**

Ngành học: Công nghệ ô tô

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Đồ án môn học nguyên lý chi tiết máy là một môn học rất cần thiết cho sinh viên ngành cơ khí nói chung và ô tô nói riêng để giải quyết một số vấn đề tổng hợp về công nghệ cơ khí, công nghệ ô tô, nguyên lý chi tiết máy, chế tạo máy. Mục đích là giúp sinh viên hệ thống lại những kiến thức đã học, nghiên cứu. Do lần đầu tiên làm quen thiết kế với khối lượng kiến thức tổng hợp, còn có những mảng chưa nắm vững cho nên dù đã rất cố gắng, Trong bài làm của em không thể tránh khỏi những sai sót. Em rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến của thầy cô, giúp em có được những kiến thức thật cần thiết để sau này ra trường có thể ứng dụng trong công việc cụ thể của sản xuất. -Cuối cùng em xin chân thành cảm ơn các thầy, các cô trong bộ môn nguyên lý chi tiết máy và đặc biệt là cô Lu Thị Yến Vũ đã tận tình giúp đỡ em hoàn thành nhiệm vụ của mình.

Mục lục

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	7
1.1 KHÁI NIỆM CHUNG	7
1.1.1 Khái niệm bộ truyền động đai.....	7
1.1.2 Phân loại bộ truyền động đai	7
1.1.3 Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai.....	8
1.1.4 Phương pháp căng đai.....	8
1.2 VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI.....	9
1.2.1 Vật liệu làm đai.....	9
1.2.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt	9
1.2.3. Kết cấu đai thang	10
1.3 THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	10
1.3.1. Đường kính bánh đai	11
1.3.2 Góc ôm đai.....	11
1.3.3 Chiều dài đai và khoảng cách trục	12
1.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	12
1.4.1 Vận tốc của bộ truyền động đai	12
1.5 LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	14
1.5.1 Lực vòng.....	14
1.5.2 Lực trên các nhánh đai.....	14
1.5.3 Lực tác dụng lên ổ trục	14
2.1 KHÁI NIỆM CHUNG	15
2.1.1 Nguyên lý làm việc của bộ truyền động xích	15
2.1.2 Cấu tạo bộ truyền động xích.....	15

2.2 PHÂN LOẠI BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	15
2.2.1 Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích.....	15
2.3 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	16
2.3.1 Bước xích.....	16
2.3.2 Đĩa xích.....	16
2.3.3 Số răng đĩa xích	17
2.3.4 Khoảng cách trục và số mắt xích.....	17
2.4 ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	18
2.4.1 Vận tốc và tỉ số truyền trung bình	18
2.4.2 Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích	19
2.5 TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH	19
CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG BÁNH RĂNG	21
3.1 KHÁI NIỆM CHUNG	21
3.1.1 ĐỊNH NGHĨA	21
3.1.2 Phân loại.....	21
3.1.3 Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	22
3.2 TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG	23
3.2.1 Tỉ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp	23
3.2.3 Tỉ số truyền hệ thống bánh răng thường.....	23
3.3 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	23
3.3.1 Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.....	23
3.3.2 Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.....	24
3.4 LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	24
3.4.1 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng.....	24

3.4.2 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng.....	25
3.4.3 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng	26
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....	27
4.1 KHÁI NIỆM CHUNG	27
4.1.1 Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít	27
4.2 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT.....	29
4.3 ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT	30
4.3.1 Tỷ số truyền	30
4.3.2 Vận tốc vòng	31
4.3.3 Vận tốc trượt	31
4.3.4 Tải trọng chính.....	33
4.4 CÁC DẠNG HỎNG	33
4.5 BÔI TRƠN VÀ HIỆU SUẤT CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT-BÁNH VÍT.....	34
4.5.1 Bôi trơn	34
4.5.2 Hiệu suất	34

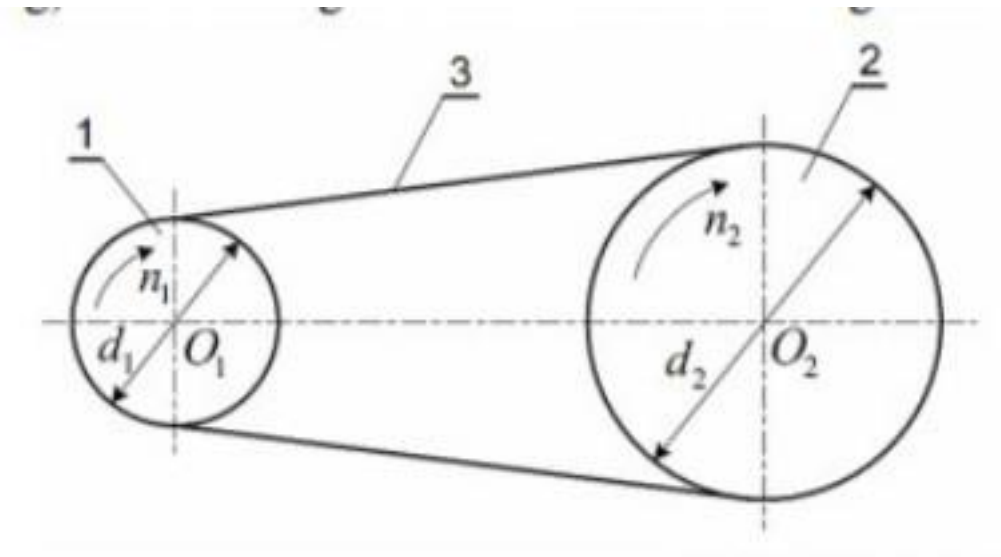
CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

1.1 KHÁI NIỆM CHUNG

1.1.1 Khái niệm bộ truyền động đai

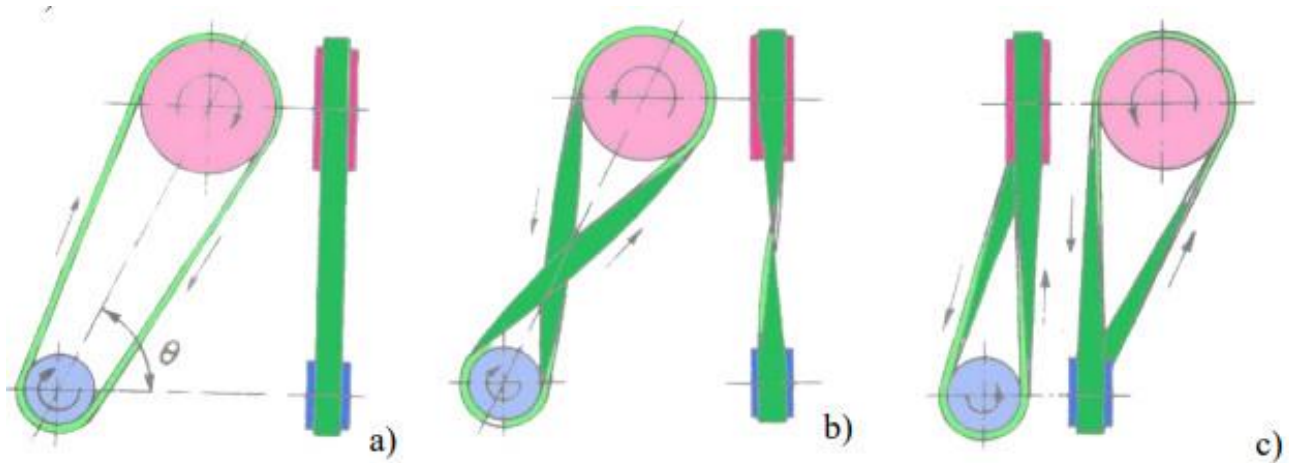
Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp, truyền chuyển động và cơ năng (tải trọng) nhờ ma sát giữa đai với các bánh đai giữa 2 trục khá xa nhau.



1.1.2 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.

* 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).



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

1.1.3 Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

1. Ưu điểm

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

2. Nhược điểm

- Kích thước bộ truyền lớn.
- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh.
- Dây đai mau mòn do ma sát.
- Tỷ số truyền không 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: tỷ 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). Trang

36 - Bộ truyền đai thường được bố trí ở cấp độ nhanh, bánh dẫn lắp vào trục động cơ.

1.1.4 Phương pháp căng đai

Căng đai không thay đổi kích thước bộ truyền: dùng cho đai dẹt bằng cách nối lại đai.

Căng đai có thay đổi kích thước bộ truyền: căng đai khi bộ truyền có khoảng cách tâm cố định, căng đai khi có thể thay đổi khoảng cách tâm.

1.2 VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

1.2.1 Vật liệu làm đai

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

1.2.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt

Bảng 1.1 Các thông số đai dẹt

Số lớp vải	Chiều dài dây đai h, mm		Đường kính nhỏ nhất của bánh đai	
	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.

1.2.3. Kết cấu đai thang

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

+ 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...

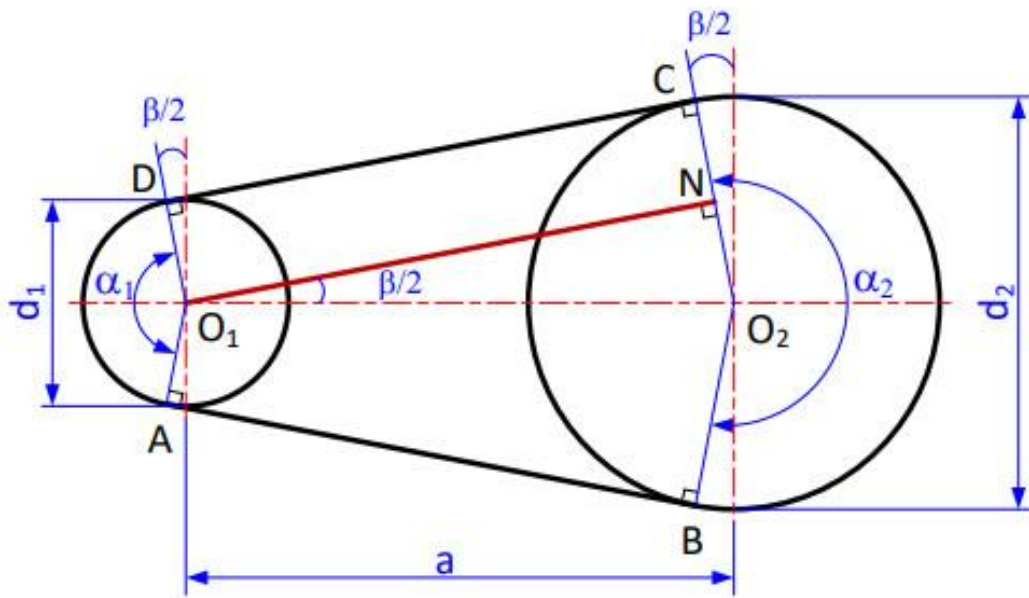
+ Đai thang tăng khả năng tải nhờ tăng hệ số ma sát f

Bảng 1.2. Kích thước mặt cắt đai, chiều dài đai, đường kính bánh đai các loại đai thang

Dạng đai	Ký hiệu	bO, mm	b, mm	h, mm	yO, 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

1.3 THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

- Khoảng cách trục: a (mm)
- Đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn: d₁, d₂ (mm) b₁ b₂ y₁ y₂ h₁ h₂ Trang 39
- 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: β/2
- Góc ôm của đai lên bánh dẫn và bánh bị dẫn: α₁, α₂



Hình 3.13. Thông số hình học chính của bộ truyền đai

1.3.1. Đường kính bánh đai

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ: $d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt{P_1/n_1}$

hoặc $d_1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt{T_1}$ (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.

1.3.2 Góc ôm đai

Góc ôm α_1 nhỏ sẽ ảnh hưởng khả năng kéo của đai, do đó cần thoả mãn điều kiện sau:

+ Đối với đai dẹt: $\alpha_1 \geq 150^\circ$

+ Đối với đai hình thang: $\alpha_1 \geq 120^\circ$ (do có tác dụng chêm của đai với rãnh bánh đai)

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

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

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

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

Tương tự ta có

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

1.3.3 Chiều dài đai và khoảng cách trục

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

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

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

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

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:

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

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

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

1.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

1.4.1 Vận tốc của bộ truyền động đai

Trong đó ξ là hệ số trượt, có giá trị từ 0,01 ÷ 0,05

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

+ Đai da $\approx 0,015$

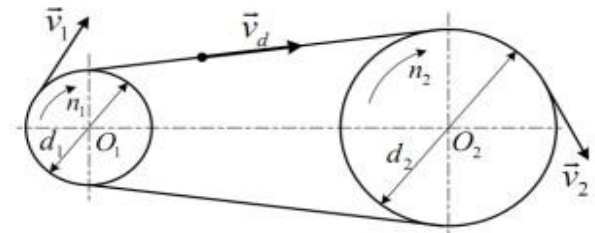
- Vận tốc được xác định theo công thức:

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:

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

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)



Hình 3.15. Vận tốc vòng trong bộ truyền đai

Trong thực tế đai bị trượt do đó ta có:

$$v_1 > v_d$$

$$v_d > v_2$$

$$\rightarrow v_1 > v_2 \rightarrow v_2 = (1 - \xi)v_1$$

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

Nếu đai không bị trượt (lý tưởng):

$$v_1 = v_d$$

$$v_d = v_2$$

$$\rightarrow v_1 = v_2 \rightarrow d_2 n_2 = d_1 n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

1.4.2 Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai

$$\text{Hệ số kéo: } \psi = \frac{F_1}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$$

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

1.5 LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.5.1 Lực vòng

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

Trong đó:

F_t : lực vòng có ích (N)

P : công suất (kW)

v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

T_1 : moment xoắn trên trục

1.5.2 Lực trên các nhánh đai

Bỏ qua lực ly tâm

Lực trên nhánh căng: $F_1 = F_0 + 0,5F_t$

Lực trên nhánh chùng: $F_2 = F_0 - 0,5F_t$

1.5.3 Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = 2.F_0.\sin(\alpha_1/2)$$

$$F_r = 3.F_0.\sin(\alpha_1/2) \text{ (khi bộ truyền không có bộ phận căng đai)}$$

với α_1 : góc ôm trên bánh đai nhỏ.

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

Đối với đai thang ta thay:

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

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

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

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

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

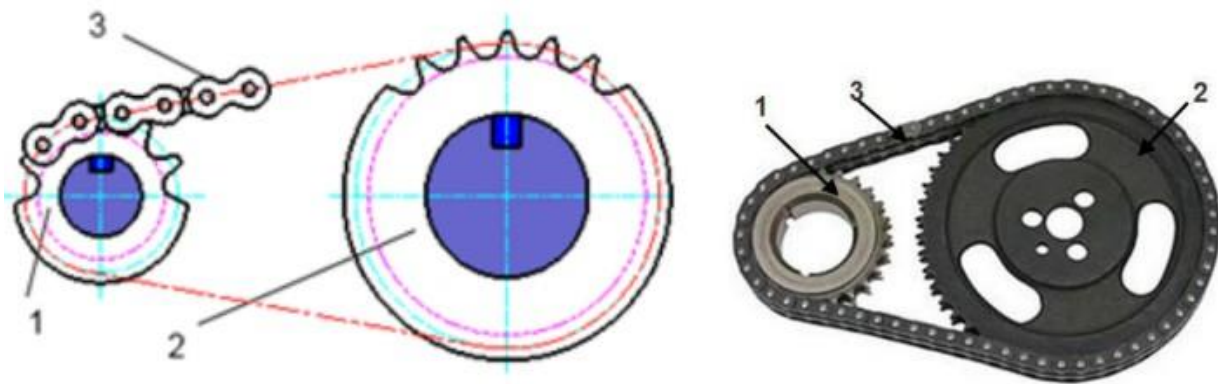
2.1 KHÁI NIỆM CHUNG

2.1.1 Nguyên lý làm việc của bộ truyền động xích

Làm việc theo nguyên lý ăn khớp. Tải trọng được truyền đi nhờ vào ăn khớp của các mắt xích với các răng đĩa xích.

Truyền chuyển động và mô men xoắn giữa hai trục khá xa nhau.

2.1.2 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 bộ truyền còn có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn và che chắn.

2.2 PHÂN LOẠI BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

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

2.2.1 Ưu 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 $\eta=0.96\div0.98$.
- 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.

2.3 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.3.1 Bước xích

Bước xích: p_c

- Bước xích p_c , mm được tiêu chuẩn hóa.
- Bước xích p_c có giá trị từ 12, 7÷50,8 mm

2.3.2 Đĩa xích

Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

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

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_2 , 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 .

2.3.3 Số răng đĩa xích

- Số răng đĩa dẫn Z_1 : tra theo bảng 2.1

Bảng 2.1. 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 đĩa dẫn $Z_1 = 29 - 2u$

Số răng đĩa bị dẫn Z_2 sau một thời gian làm việc xích sẽ bị mòn và bước xích sẽ tăng thêm một lượng Δt , khi đó đường kính vòng chia sẽ tăng một trị số là Δd theo công thức:

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

2.3.4 Khoảng cách trục và số mắt xích

1. Số mắt xích

Khoảng cách trục:

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

Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

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

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

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

Số mắt xích X

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

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

2. Khoảng cách trục chính xác

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

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

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

$$a_{cx} = a - \Delta a$$

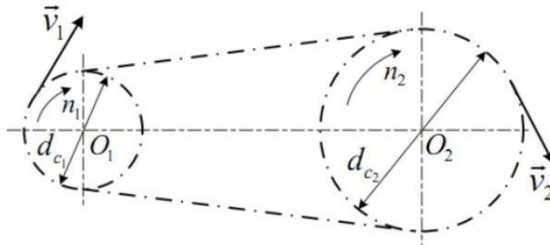
2.4 ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.4.1 Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

- Vận tốc bộ truyền xích:

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

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

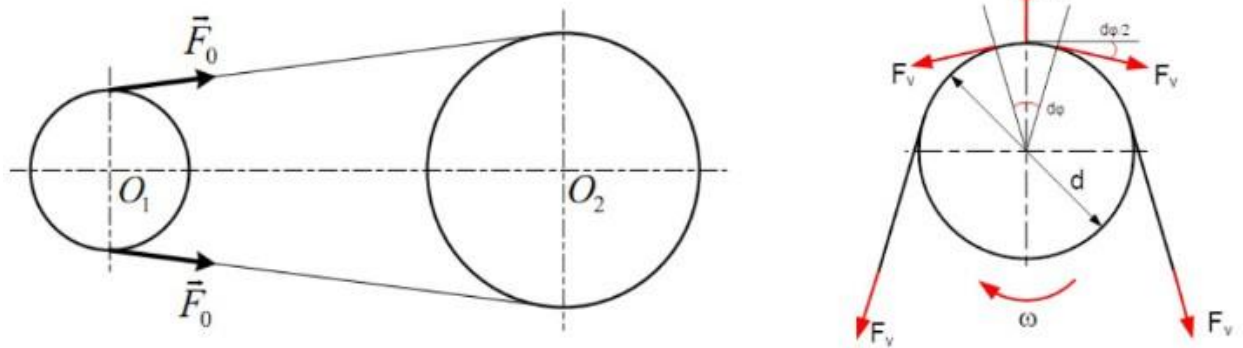


Hình 2.1 Vận tốc trung bình trong bộ truyền xích

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

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

2.4.2 Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích



Hình 2.2 Lực tác dụng lên bộ truyền xích

Lực vòng:

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

Lực tác dụng lên ổ và trục:

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

K_m : hệ số trọng lượng xích

$K_m=1,15$ bộ truyền xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng $< 40^\circ$

$K_m=1$ bộ truyền thẳng đứng.

F_t : lực vòng có ích (N)

2.5 TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

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

Các hệ số được tính như sau:

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

K_a : hệ số xét đến ảnh hưởng của khoảng cách trục hay chiều dài xích, xích càng dài thì số lần ăn khớp của mỗi mắt xích trong một đơn vị thời gian càng ít, do đó xích sẽ ít mòn hơn. K_a tra bảng 2.2

Bảng 2.2 Hệ số K_a

a	$<25 \times p_c$	$(30 \div 50) \times p_c$	$(60 \div 80) \times p_c$
K_a	1,25	1	0,8

K_{dc} : hệ số xét đến ảnh hưởng của khả năng điều chỉnh lực căng xích: nếu trực 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 trực không điều chỉnh được hoặc không có bộ phận căng xích thì $K_{dc}=1,25$

K_b : hệ số xét đến điều kiện bôi trơn: nếu bôi trơn liên tục $K_b=0,8$; nếu bôi trơn nhỏ giọt $K_b=1$; nếu bôi trơn định kỳ (gián đoạn) thì $K_b=1,5$.

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

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

Tính công suất tính toán P_t theo công thức:

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

Trong đó:

P_1 : công suất tính toán (kW)

$[P]$: công suất cho phép của bộ truyền một dây có bước p_c (tra bảng 2.3)

$$K_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{z_1} \text{ (hệ số răng đĩa xích)}$$

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} \text{ (hệ số số vòng quay, giá trị } n_{01} \text{ tra bảng 2.3)}$$

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

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

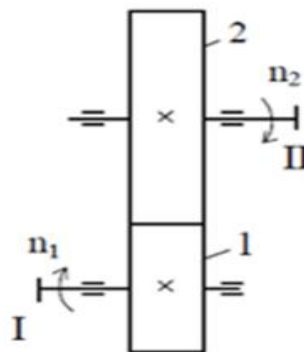
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	10,8	
44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101			
50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157			

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.1 KHÁI NIỆM CHUNG

3.1.1 ĐỊNH NGHĨA

- truyền chuyển động và mô men xoắn giữa 2 trục gần nhau.
- Làm việc theo nguyên lý ăn khớp.



Hình 3.1 Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

3.1.2 Phân loại

- Theo vị trí tương đối giữa các trục
- Theo tính chất di động của đường tâm các trục
- Theo phương của răng so với đường sinh
- Theo dạng ăn khớp
- Theo dạng pôfin răng
- Theo dạng thay đổi chuyển động
- Theo kết cấu



Hình 3.2 Bộ truyền
ăn khớp trong



Hình 3.3 Bánh răng –
thanh răng



Hình 3.4 Truyền động
bánh răng nghiêng

3.1.3 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.

3.2 TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

3.2.1 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

3.2.3 Tỷ số truyền hệ thống bánh răng thường

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

3.3 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.3.1 Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

Mô đun răng (mm)

m : bánh răng trụ răng thẳng

m_n : bánh răng trụ răng nghiêng mô đun pháp tuyến

m_e : răng côn

Mô đun răng được sản xuất theo tiêu chuẩn (chúng ta ưu tiên sử dụng dãy 1)

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

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

Bảng 3.1 Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỷ số truyền (dấu –: ăn khớp ngoài; dấu +: ăn khớp trong) Dùng để xác định chiều quay của trục	$u(i)$	$u = \mp \frac{n_1}{n_2} = \mp \frac{Z_2}{Z_1}$

Đường kính vòng chia	d	$d=m.Z$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a=m$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f=1,25.m$
Chiều cao răng	h	$h=h_a+h_f=2,25.m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a=m.(Z+2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f=m.(Z-2,5)$
Bước răng	t	$t=\pi.m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w=\frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m.(Z_2 \pm Z_1)}{2}$

3.3.2 Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Góc nghiêng răng β :

Bánh răng tiêu chuẩn : $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$

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)	$u(i)$	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d = \frac{m_n Z}{\cos \beta}$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a=m$
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	$d_a=d_1+2m_n$
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	$a_w=\frac{m_t(Z_1 \pm Z_2)}{2} = \frac{m_n.(Z_1 \pm Z_2)}{2 \cos \beta}$

3.4 LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.4.1 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng

Lực vòng F_t

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

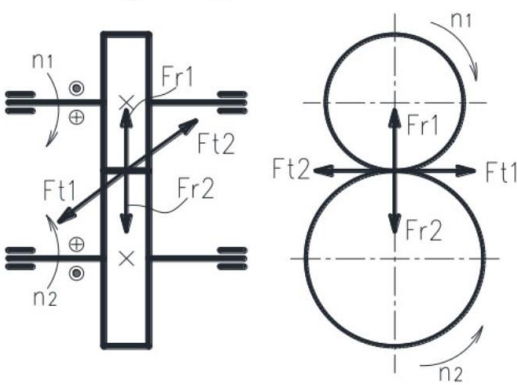
Với T_1 : mô men xoắn trên bánh dẫn (N.m)

m: mô đun răng (mm) ; Z_1 : số răng bánh dẫn

Lực hướng tâm F_r

- 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 3.5 Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

3.4.2 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng

Lực vòng F_{t1}

Độ lớn:

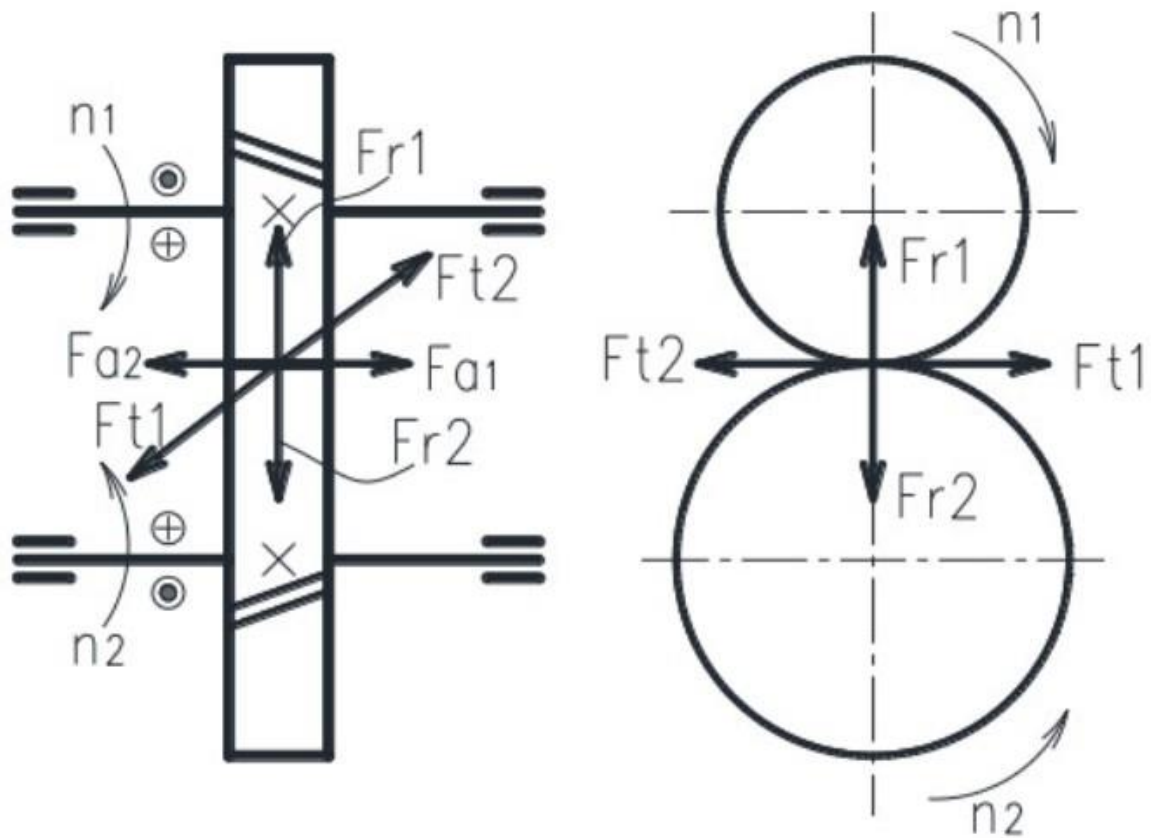
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot Z_1} \text{ (N)}$$

Lực hướng tâm F_{r1}

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

Lực hướng tâm F_{a1}

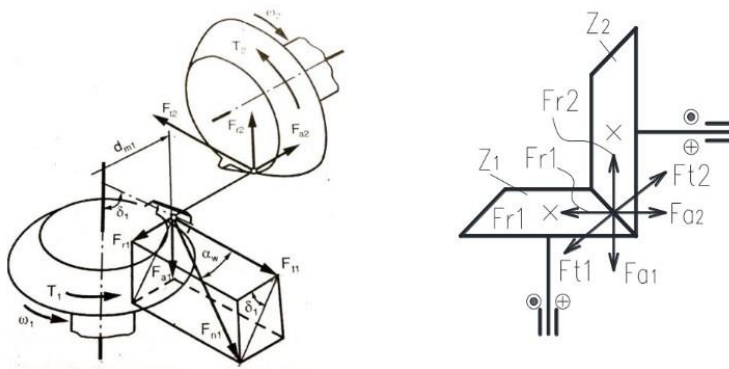
- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào mặt răng làm việc
- Giá trị: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta_1$



Hình 3.6 Lực trong bộ truyền bánh răng trụ
răng nghiêng

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

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



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 chiều: phương theo phương OX của hệ tọa độ, chiều ngược chiều quay của bánh răng dẫn.

- Lực F_{t2} đối xứng với F_{t1}

- Giá trị :

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$$

- Trong đó d_m : đường kính trung bình của bánh răng côn dẫn

Lực hướng tâm F_r (N)

-Trên bánh dẫn lực F_{r1} có :

- Điểm đặt vị trí ăn khớp

- Phương chiều: hướng vào tâm bánh răng Z_1

-Trên bánh răng bị dẫn : lực F_{r2} hướng vào tâm bánh răng bị dẫn Z_2

- Giá trị:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_2 \text{ (N)}$$

Lực dọc trục F_a (N)

- Điểm đặt vị trí ăn khớp

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

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

- Giá trị :

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$$

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

4.1 KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1 Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít

Truyền động trục vít thuộc loại truyền động bánh răng đặc biệt dùng để truyền chuyển động quay và tải trọng giữa hai trục chéo nhau, góc giữa hai trục thường là 90° .

Trục vít là một trục có nhiều vòng ren, thường bằng thép. Bánh vít có cấu tạo tương tự bánh răng nghiêng nhưng dạng răng khác, mặt chân răng là một phần của mặt xuyên, thường làm bằng hợp kim màu. Bánh vít được gia công bằng dao phay lăn có hình dạng giống như trục vít sẽ ăn khớp với nó (nhưng đường kính ngoài của dao hơi lớn hơn đường kính ngoài của trục vít để tạo nên khe hở hướng tâm ở chân răng bánh vít).

4.1.2 Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít

1. Theo biên dạng (prôfin) ren

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

2. Theo vị trí tương đối của trục vít so với bánh vít

- Bộ truyền trục vít nằm trên - Bộ truyền trục vít nằm dưới - Bộ truyền trục vít nằm bên cạnh

3. Theo hình dáng trục vít

- Bộ truyền trục vít trụ
- Bộ truyền trục vít lõm (còn gọi là bộ truyền glôbôit)

d. Theo số mối ren - Trục vít một mối ren - Trục vít nhiều mối ren.

Hiện nay truyền động trục vít trụ được dùng nhiều hơn cả. Vì vậy ta chỉ nghiên cứu về trục vít trụ Acsimét (gọi là bộ truyền trục vít Acsimét).

4.1.2 Ưu điểm và nhược điểm và phạm vi sử dụng

1. Ưu điểm

- Tỷ số truyền lớn, có thể đến 1000
- Làm việc êm và không ồn;
- Có khả năng tự hãm (trong một vài trường hợp).

2. Nhược điểm - Hiệu suất thấp do ma sát; - Cần dùng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh) tương đối đắt tiền để làm bánh vít.

3. Phạm vi ứng dụng

- Cơ cấu bánh vít-trục vít có hiệu suất thấp nên thường chỉ dùng để truyền công suất nhỏ

và trung bình.

- Cơ cấu bánh vít-trục vít được dùng trong máy nâng chuyển, máy cắt kim loại, ô tô v.v...

4.2 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT

- Môđun m

$m = t/\pi$ (mm) t : bước ren trục vít = bước ren bánh vít

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

Dãy 1: 1,0; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20

Dãy 2: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 9; 12; 14

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

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

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

Dãy 1: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

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

Chọn hệ số đường kính q theo modul m

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

- Bước của đường xoắn ốc: $S = Z_1.t$

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

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

- Đường kính mặt trụ lăn của trục vít d_1 (mm): (bằng đường kính mặt trụ chia của trục vít d_{c1}): $d_1 = d_{c1} = m.q$ (trường hợp không dịch chỉnh)

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

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

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

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

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

$$d_{c1} = d_{c1} + 2 \cdot m; d_{i1} = d_{c1} - 2 \cdot 4 \cdot m$$

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

$$d_{c2} = d_{c2} + 2 \cdot m; d_{i2} = d_{c2} - 2 \cdot 4 \cdot m$$

- Khoảng cách trục của bộ truyền không dịch chỉnh:

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

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

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

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

- Đường kính lớn nhất của bánh vít

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

- Chiều rộng bánh vít b_2 Khi $Z_1 = 1$ hoặc 2 thì $b_2 \leq 0,75 d_{e1}$; $z_1 = 4$ thì $b_2 \leq 0,67 d_{e1}$

- Góc nghiêng răng của bánh vít $\beta = \gamma$

- Góc ôm trục vít bởi bánh vít

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

thông thường $2\delta = 100^\circ$

4.3 ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

4.3.1 Tỷ số truyền

Vậy trong một phút trục vít quay được n_1 vòng thì bánh vít quay được:

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

Tỷ số truyền:

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

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

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

4.3.2 Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít:

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

- Vận tốc vòng của bánh vít:

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

d_1 = m.q: đường kính vòng lăn trục vít

d_2 = m.Z₂: đường kính vòng lăn trục vít

n_1 : số vòng quay của trục vít (v/p)

n_2 : số vòng quay của bánh vít (v/p)

m: môđun mặt đáy của răng

q: Hệ số đường kính trục (lấy theo tiêu chuẩn)

(khi tính sơ bộ $q \approx 0,26Z_2$)

Z_1 : Số mối ren của trục vít

Z_2 : Số răng của bánh vít

4.3.3 Vận tốc trượt

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

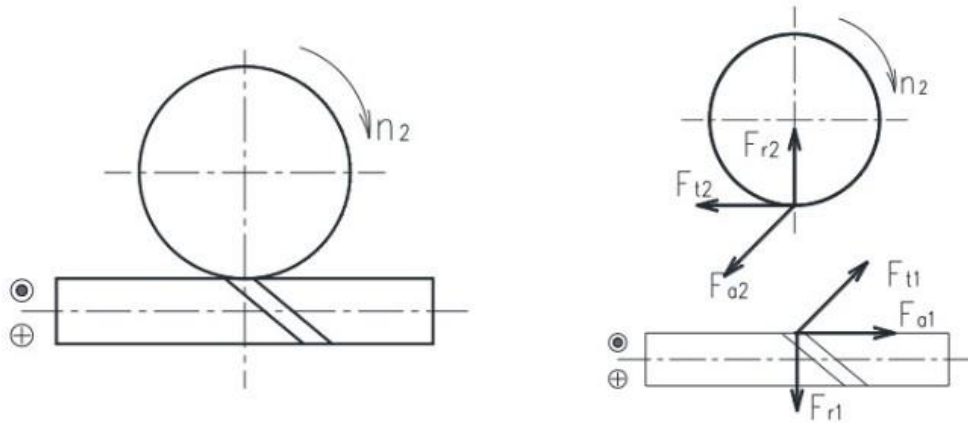
Đối với bộ truyền không dịch chỉnh:

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

4.4 Lực tác dụng và tải trọng chính

4.4.1 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 4.2 Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít- bánh vít

1. Lực vòng F_t : F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II.

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương chiều: Phương của F_{t1} tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của F_{t2} tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

- Giá trị của F_{t1} và F_{t2}

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

Quan hệ giữa F_{t1} và F_{t2} được xác định: $F_{t1} = F_{t2} \cdot \tan(\gamma + \varphi)$

Trong đó φ là góc ma sát trên bề mặt tiếp xúc của ren trục vít và răng bánh vít; γ : Góc nâng ren trục vít

T_1, T_2 : Mômen xoắn trên trục dẫn và trục bị dẫn; (Nmm)

d_1, d_2 : Đường kính vòng chia của trục vít và bánh vít (mm)

2. Lực hướng tâm F_r :

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

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

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

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:

$$F_{a1} = F_{t2} = 2.T_2/d_2$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2.T_1/d_1$$

4.3.4 Tải trọng chính

Tải trọng tính là tích của hệ số tải trọng K với tải trọng danh nghĩa Hệ số tải trọng K gồm hai thành phần: $K = K_{tt}.K_d$

1. Hệ số tập trung tải trọng K_{tt}

Nguyên nhân chủ yếu gây ra tập trung tải trọng là do trục vít bị biến dạng uốn (bị võng). Việc xác định hệ số K_{tt} dựa vào các bảng tra (sách Thiết kế Chi tiết máy).

2. Hệ số tải trọng động K_d

Tải trọng động sinh ra do chất lượng chế tạo, lắp ghép và vận tốc của bộ truyền. Các sai số này dẫn đến ăn khớp kém chính xác; vận tốc cao, tải trọng động càng lớn.

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

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

4.4 CÁC DẠNG HỎNG

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

- Dính xước bề mặt
- Mòn răng bánh vít và ren trục vít
- Biến dạng mặt răng
- Gãy răng bánh vít
- Tróc rỗ mặt răng
- Nhiệt độ làm việc quá cao
- Trục vít bị uốn cong

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

4.5.1 Bôi trơn

Khi bộ truyền trục vít làm việc, tại các bề mặt tiếp xúc của ren trục vít với răng bánh vít có ma sát lớn nên sinh nhiều nhiệt và làm giảm hiệu suất của bộ truyền. Vì vậy ta phải bôi trơn cho bộ truyền. Để bôi trơn cho bộ truyền thì một phần trục vít hoặc một phần bánh vít phải được nhúng trong dầu tùy theo vị trí bánh vít ở dưới hay trục vít ở dưới. Để tránh mất mát nhiều công suất do khuấy dầu, chỉ nên cho dầu ngập đến chân ren trục vít hoặc ngập 1/3 bánh kính bánh vít. Lượng dầu đổ vào hộp giảm tốc nên lấy khoảng $0,35 \div 0,7$ lít cho 1 kW. Khi vận tốc vòng của trục vít $v \geq 12$ m/s thì bộ truyền được bôi trơn bằng cách phun dầu

4.5.2 Hiệu suất

Nếu không kể đến công suất mất mát trong ổ và do khuấy dầu, trường hợp trục vít dẫn động, thì hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức

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

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

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

Khi kích thước bộ truyền chưa được xác định (do đó chưa biết được vận tốc trượt v_{tr} và γ) có thể lấy sơ bộ hiệu suất như sau:

$$Z_1 = 1 \text{ thì } \eta = 0,7 \div 0,75$$

$$Z_1 = 2 \text{ thì } \eta = 0,75 \div 0,82$$

$$Z_1 = 4 \text{ thì } \eta = 0,87 \div 0,92$$

Trường hợp bánh vít dẫn động hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức sau:

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

Bài tập lý thuyết

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=9 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=1200 \text{ vòng/phút}$; tỷ số truyền $u=2$; đường kính bánh dẫn $d_1=150 \text{ mm}$, lực căng ban đầu $F_0=800 \text{ N}$ và khoảng cách trục $a=1200 \text{ mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt tròn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

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

BÀI 2. (2,25 điểm)

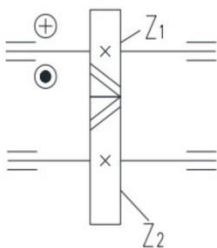
Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=1200 \text{ mm}$, bước xích $p_c=31,75 \text{ mm}$; công suất truyền động $P=10 \text{ kW}$; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=24$ răng; tỉ số truyền $u=3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=200 \text{ vòng/phút}$. Xác định:

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

BÀI 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 $T_1=80000 \text{ Nmm}$, có khoảng cách trục $a_w=300 \text{ mm}$, mô đun pháp tuyến $m_n=5 \text{ mm}$, số răng $Z_2 = 4 \cdot Z_1$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định:

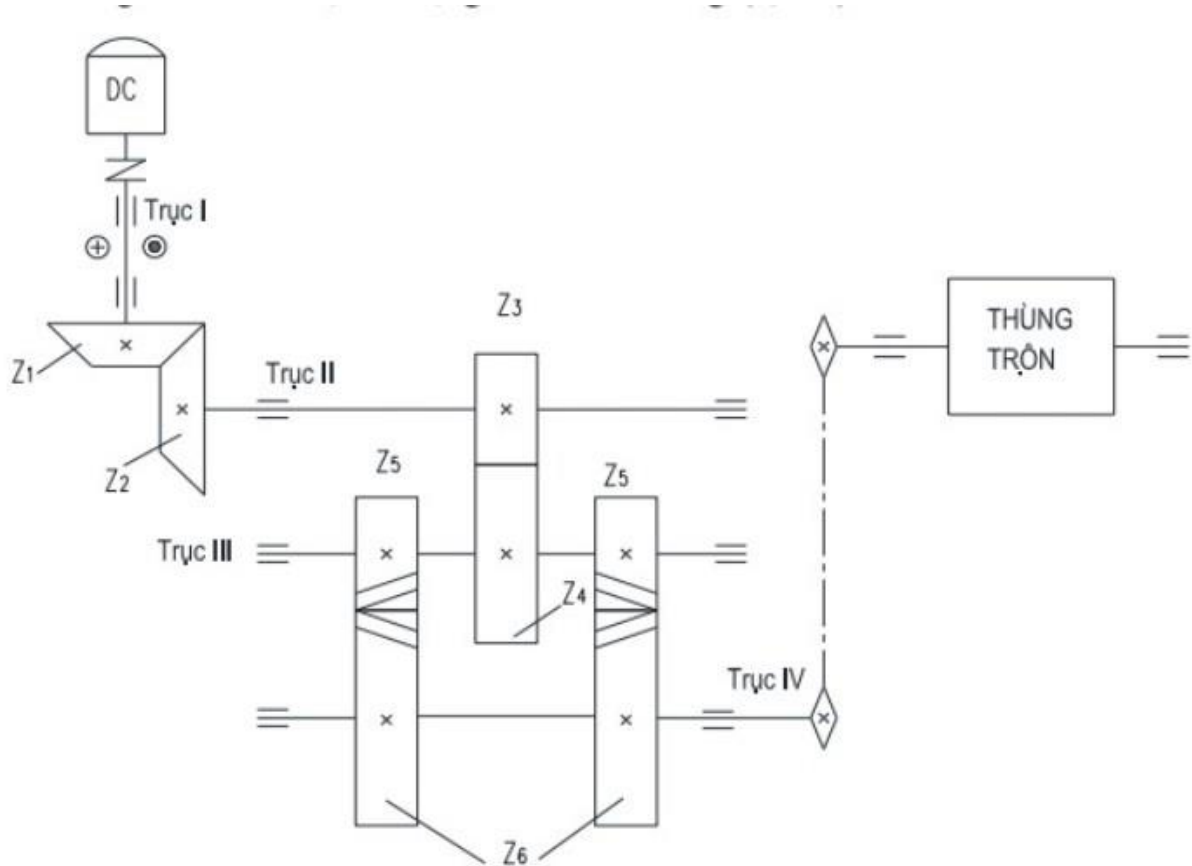
- số răng Z_1, Z_2 và góc nghiêng răng β ? (1,25 đ)
- Phân tích và tính giá trị các lực tác dụng lên cặp bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)



BÀI 4. (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=1480\text{vòng/phút}$. Số răng các bánh răng: $Z_1=25$, $Z_2=40$, $Z_3=20$, $Z_4=50$, $Z_5=20$, $Z_6=45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=2,5$. Xác định:

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



Bài làm

Bài 1

a)

$$P_1 = 9\text{kw}$$

$$n_1 = 1200$$

$$u = 2$$

$$d_1 = 150\text{mm}$$

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

$$a = 1200\text{mm}$$

Đường kính bánh dẫn d_2

$$u = \frac{d_2}{d_1} \Leftrightarrow 2 = \frac{d_2}{150} \Rightarrow d_2 = 300\text{mm}$$

Góc ôm đai α_1

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \frac{300 - 150}{1200} = 172,9^\circ$$

Chiều dài tính toán

$$\begin{aligned} L_{tt} &= 2.a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \\ &= 2.1200 + \frac{\pi}{2}(150 + 300) + \frac{(300 - 150)^2}{4.1200} \\ &= 3111,55\text{mm} \end{aligned}$$

Chiều dài cần thiết

$$\begin{aligned} L &= L_{tt} + (100 \rightarrow 400) \\ &= 3211,55 \rightarrow 3511,55 \end{aligned}$$

Chọn $L = 3300\text{mm}$

b) Vận tốc v_1

$$v_1 = \frac{\pi.d_1.n_1}{60000} = \frac{\pi.150.1200}{60000} = 9,42\text{m/s}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000.P}{v} = \frac{1000.9}{9,42} = 95,54\text{N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$\begin{aligned} F_r &= 2.F_0.\sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \\ &= 2.800.\sin\left(\frac{172,9}{2}\right) \\ &= 1596,93\text{N} \end{aligned}$$

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

$$\alpha = 172,9 = 3,02\text{rad}$$

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

Với $F_v = 0$ thì

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

$$\Leftrightarrow 800 \geq \frac{95,54}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot 3,02} + 1}{e^{f \cdot 3,02} - 1}$$

$$\Rightarrow f \geq 0,039$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không xảy ra hiện tượng trượt trên $f_{\min} = 0,039$

d) Thay đai dẹt bằng đai thang

Chọn $L = 3150$

Khoảng cách trục chính xác

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

$$\text{Trong đó } K = L - \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} = 3150 - \frac{\pi(150 + 300)}{2}$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{300 - 150}{2} = 60$$

$$\begin{aligned} a_{cx} &= \frac{K + \sqrt{K^2 - \Delta^2}}{4} \\ &= \frac{2443,14 + \sqrt{2443,14^2 - 8 \cdot 60^2}}{4} \\ &= 1220,09 \text{ mm} \end{aligned}$$

Bài 2

a) Số răng đĩa xích bị dẫn

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} \Leftrightarrow 3 = \frac{Z_2}{24}$$

$$\Rightarrow Z_2 = 72 \text{ răng}$$

Đường kính vòng chia đĩa xích dẫn

$$d_1 = \frac{P_c \cdot Z_1}{\pi} = \frac{31,75 \cdot 24}{\pi} = 242,55 \text{ mm}$$

Đường kính vòng chia đĩa xích bị dẫn

$$d_2 = \frac{P_c \cdot Z_2}{\pi} = \frac{31,75 \cdot 72}{\pi} = 727,66 \text{ mm}$$

Số mắt xích X

$$\begin{aligned} X &= \frac{2 \cdot a}{P_c} + \frac{1}{2} (Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P_c}{a} \\ &= \frac{2 \cdot 1200}{31,75} + \frac{1}{2} (72 + 24) + \left(\frac{72 - 24}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{31,75}{1200} \end{aligned}$$

$$= 125,1\text{mm}$$

Chọn X = 126 mắt xích

b) Vận tốc v_1

$$v_1 = \frac{P_c Z_1 n_1}{60000} = \frac{31,75 \cdot 24 \cdot 200}{60000} = 2,54 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 10}{2,54} = 3937,01 \text{ N}$$

Chọn $K_m = 1$ (Bộ truyền thẳng đứng)

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

$$= 1 \cdot 3937,01$$

$$= 3937,01 \text{ N}$$

Bài 3

a) Khoảng cách trục

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

$$\text{Mà } Z_2 = 4 \cdot Z_1$$

$$\Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{5 \cdot (4Z_1 + Z_1)}{2 \cdot 300} = \frac{Z_1}{24}$$

$$\text{Vì ta có } 20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ \Rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{Z_1}{24} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{24 \cdot \cos 8^\circ}{1} \geq Z_1 \geq \frac{24 \cdot \cos 20^\circ}{1}$$

$$\Rightarrow 23,8 \geq Z_1 \geq 22,6$$

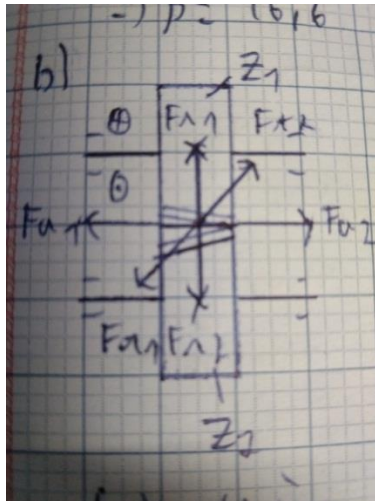
$$\text{Vậy } Z_1 = 23 \text{ răng ; } Z_2 = u \cdot Z_1 = 4 \cdot 23 = 92 \text{ răng}$$

Góc nghiêng răng

$$\cos \beta = \frac{m_n (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{5 \cdot (92 + 23)}{2 \cdot 300} = \frac{23}{24}$$

$$\Rightarrow \beta = 16,6^\circ$$

b)



Lực vòng

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot Z_1} = \frac{2.80000 \cdot \cos 16,6^\circ}{5.23} = 1333,32N$$

Lực hướng tâm

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1333,32 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 16,6^\circ} = 506,39N$$

Lực dọc trục

$$\begin{aligned} F_{a1} = F_{a2} &= F_{t1} \cdot \tan \beta \\ &= 1333,32 \cdot \tan 16,6 \\ &= 397,48N \end{aligned}$$

Câu 4

- Gọi u_{12} là tỉ số truyền từ trục I->II
- Gọi u_{23} là tỉ số truyền từ trục II->III
- Gọi u_{34} là tỉ số truyền từ trục III->IV
- Gọi u_x là tỉ số truyền từ trục IV->Thùng trộn
- Gọi u tỉ số truyền chung của hệ thống

$$\begin{aligned} u &= u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_x = (Z_2/Z_1) \cdot (Z_4/Z_3) \cdot (Z_6/Z_5) \\ &= \left(\frac{40}{25}\right) \cdot \left(\frac{50}{20}\right) \cdot \left(\frac{45}{20}\right) \\ &= 9 \end{aligned}$$

Số vòng quay thùng trộn

Gọi n_{th} là số vòng quay thùng trộn

Ta có: $u = \frac{n_{đc}}{n_{th}} \Leftrightarrow 9 = \frac{180}{n_{th}} \Rightarrow n_{th} = 164,4 \text{ vòng/phút}$

.....

TÀI LIỆU THAM KHẢO