

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: 34

HVTHV: TRẦN NAM KHÁNH

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:34

Ngành học: Công Nghệ Ô Tô

Lớp học: 19T4-CNÔ5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh - 12/2021

MỤC LỤC

LỜI MỞ ĐẦU:	1
CHƯƠNG I : BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	2
1.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	2
1.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai:.....	2
1.1.2. Phân loại bộ truyền động đai:.....	2
1.1.3. Ưu điểm và nhược điểm của bộ truyền động đai:.....	3
1.1.4. Phương pháp căng đai:	3
1.2. VẬT LIỆU KẾT CẤU ĐAI:	3
1.2.1. Vật liệu làm đai:	3
1.2.2. Kết cấu bộ truyền động đai:.....	3
1.2.3. Kết cấu đai thang:	4
1.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC TRUYỀN ĐỘNG ĐAI:	4
1.3.1. Đường kính bánh đai:	4
1.3.2. Góc ôm đai:	5
1.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục	5
1.4. Động học truyền động đai:	5
1.4.1. Vận tốc bộ truyền động đai:	5
1.4.2. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai:	6
1.4.3. Các dạng hỏng của bộ truyền đai:.....	6
1.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI:	6
CHƯƠNG II: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	8
2.1. KHÁI NIỆM CHUNG:.....	8
2.1.1.	8
2.1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích:.....	8
2.1.3. Phân loại bộ truyền động xích:	8
2.1.4. Ưu điểm và nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	8
2.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH:	9
2.2.1. Bước xích:.....	9
2.2.2. Đĩa xích:.....	9
2.2.3. Số răng đĩa xích	9
2.2.4. Số Mắt Xích	10
2.2.5. Khoảng cách trục chính xác.....	10

2.3.	Động học của bộ truyền động xích:	10
2.3.1.	Vận tốc và tỉ số truyền trung bình :.....	10
CHƯƠNG III. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG		14
3.1.	KHÁI NIỆM CHUNG.....	14
3.1.1.	Định nghĩa:	14
3.1.2.	Phân loại:.....	14
3.1.3.	Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	15
3.1.4.	Thông số	16
3.1.5.	Thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng	16
3.1.6.	Thông số hình học bánh răng trụ răng nghiêng.....	17
3.1.7.	Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng.....	17
3.1.8.	Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng:.....	19
CHƯƠNG IV. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....		21
4.1.	KHÁI NIỆM CHUNG.....	21
4.1.1.	Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít:	21
4.1.2.	Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít:	21
4.1.3.	Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng	21
4.2.	ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT	22
4.2.1.	Tỉ số truyền (u) $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$	22
4.2.2.	Vận tốc vòng:	22
4.3.	LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH	22
4.3.1.	Lực tác dụng	22
4.4.	CÁC DẠNG HỎNG:	24
ĐỀ 34:		25
BÀI 1. (3,0 điểm)		25
BÀI 2. (2,25 điểm)		26
BÀI 3. (2,5 điểm)		28

LỜI MỞ 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.

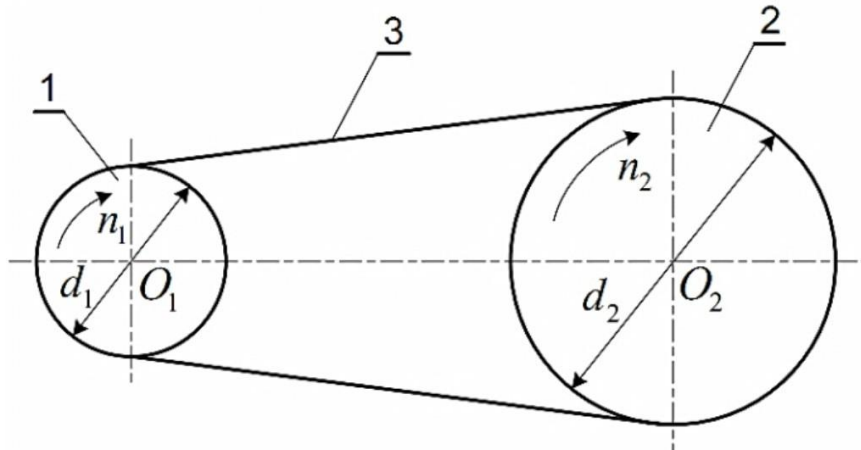
Cuối cùng em xin chân thành cảm ơn các thầy, các cô trong bộ môn nguyên lý chi tiết máy và đặc biệt là cô Lư Thị Yến Vũ đã tận tình giúp đỡ em hoàn thành nhiệm vụ của mình.

CHƯƠNG I : BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

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.



Bảng 1.1. Bộ truyền đai

Bộ truyền đai thường có hai bánh đai 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.

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.

- + Đai dẹt có tiết diện là hình chữ nhật
- + Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$.
- + Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai.
- + Đai tròn có tiết diện là hình tròn.
- + Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai.

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, truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều, truyền động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau.

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

1.1.3. Ưu điểm và nhược điểm của bộ truyền động đai:

1. Ưu điểm:

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

2. Nhược điểm:

- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường kính bánh đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
- 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.

1.1.4. 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.

1.2. VẬT LIỆU KẾT CẤU ĐAI:

1.2.1. 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 dệt: 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.

1.2.2. Kết cấu bộ truyền động đai:

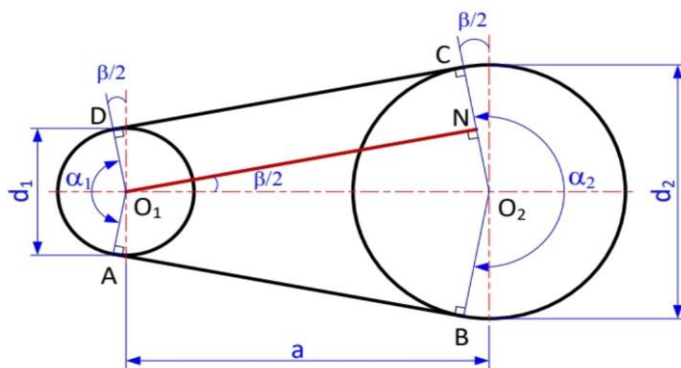
Đai dệt, hay còn gọi là đai phẳng, tiết diện đai là hình chữ nhật hẹp, bánh đai hình trụ tròn, đường sinh thẳng hoặc hình tang trống, bề mặt làm việc là mặt rộng của đai.

1.2.3. Kết cấu đai thang:

b: Bề rộng lớn nhất của đai; b_0 : Bề rộng của đai tại mặt phẳng trung hòa; y_0 : 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.

1.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC TRUYỀN ĐỘNG 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



Bảng 1.2. Thông số hình học chính của bộ truyền đai

1.3.1. Đường kính bánh đai:

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt{P_1/n_1} \quad (3)$$

$$\text{hoặc } d_1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt{T_1} \quad (3) \text{ (mm)}$$

- 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.

1.3.2. 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: $\alpha_1 \geq 150^\circ$

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{d_1(u-1)}{a} \text{ (Độ)}$$

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

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} = \pi - \frac{d_1(u-1)}{a} \text{ (rad)}$$

1.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục

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

$$- L_{tt} = 2a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \text{ (mm)}$$

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

- Đối với đai dẹt:

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

- Đối với đai thang L_{tc} phải chọn theo tiêu chuẩn ($L_{tc} > L$).

Chiều dài cần thiết:

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

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

1.4. Động học truyền động đai:

1.4.1. Vận tốc bộ truyền động đai:

- Vận tốc được xác định theo công thức:

$$\begin{cases} v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \\ v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \end{cases}$$

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÷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.

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

+ Trượt hình học

+ Trượt đàn hồi

+ Trượt trơn

+ Hiệu suất truyền động đai

1.4.3. Các dạng hỏng của bộ truyền đai:

- Đứt đai do mỏi

- Nóng do ma sát

- Hiện tượng trượt trơn

1.4.4. Tỷ số truyền u:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad n_{1,2} : \text{Số vòng quay của bánh dẫn và bánh bị dẫn (vòng/ phút)}$$

$d_{1,2}$: Đường kính của bánh bị dẫn và bánh dẫn (mm)

1.4.5. Khoảng cách trục chính xác:

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

$$\text{Trong đó : } k = L - \frac{\pi(d_2 - d_1)}{2} \text{ (mm)}$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} \text{ (mm)}$$

1.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI:

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

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

- Khi bộ truyền làm việc, bánh dẫn chịu tác dụng của mômen xoắn T_1 . Trên nhánh dẫn (là nhánh truyền chuyển động cho bánh bị dẫn) lực sẽ tăng lên là F_1 , trên nhánh bị dẫn (là nhánh chạy theo bánh bị dẫn) lực sẽ giảm xuống còn F_2 .

Ta có lực vòng F_t :

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

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

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

Lực trên các nhánh đai:

+ Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng):

$$F_1 = F_0 + 0,5.F_t$$

+ Lực trên bánh bị dẫn (nhánh chùng):

$$F_2 = F_0 - 0,5.F_t$$

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

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

Lực Tác Dụng Lên Ổ Trục

Tính Bằng Độ :

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

Khi bộ truyền không có bộ truyền căng đai:

$$F_r = 3.F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \quad (\text{N})$$

CHƯƠNG II: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. KHÁI NIỆM CHUNG:

2.1.1.

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.

2.1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích:

Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn, đĩa bị dẫn và dây xích.

+Ngoài ra, tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che.

2.1.3. Phân loại bộ truyền động xích:

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

2.1.4. Ưu điểm và nhược điểm và phạm vi sử dụng

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 tỉ 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.

2.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH:

2.2.1. 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.

2.2.2. 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. Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

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

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

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

Trong đó:

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.

2.2.3. Số răng đĩa xích

- Z_1 : Số răng đĩa dẫn ; Z_2 : số răng đĩa bị dẫn
- Thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2u$

2.2.4. Số Mắt Xích

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức:

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

-Số mắt xích :

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

2.2.5. Khoảng cách trục chính xác

- Sau khi chọn X ta tiến hành tính lại khoảng cách trục a_{cx} :

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

Để bộ truyền xích toàn làm việc có độ chùng bình thường ,ta giảm khoảng cách trục 1 đoạn:

$$\Delta a = (0,002 \div 0,004) \cdot a \quad (\text{mm})$$

$$a_{cx} = a - \Delta a \quad (\text{mm})$$

2.3. Động học của bộ truyền động xích:

2.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình :

+Vận tốc bộ truyền xích:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{P_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} \quad (\text{m/s})$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{P_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \quad (\text{m/s})$$

+Vận tốc xích càng tăng thì xích càng chóng mòn, tải trọng động và tiếng ồn tăng.

Do đó nên chọn $v \leq 15 \text{ m/s}$

+Tỉ số truyền:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (\text{Nên chọn } u \leq 8)$$

Trong đó:

$n_{1,2}$: số vòng quay của đĩa xích dẫn và bị dẫn (vòng/phút).

$Z_{1,2}$: Số răng của đĩa xích dẫn và bị dẫn.

2.4. Lực tác dụng lên bộ truyền xích;

-Lực Vòng F_t :

$$F_t = \frac{1000.P_1}{v} \quad (\text{N})$$

-Lực tác dụng lên ổ và trục

$$F_r = K_m.F_t$$

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)

-Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:

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

+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	$<25.P_c$	$(30\div50).P_c$	$(60\div80).P_c$
K_a	1,25	1	0.8

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

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

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

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

-Tính công suất tính toán P_t theo công thức:

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

Trong đó

P_1 : Công suất

$[P]$: Công suất cho phép của bộ truyền dây bước xích p_c

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

$K_n = \frac{n_{01}}{n_1}$ (hệ số vòng quay, giá trị n_{01} 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 2.3: Lựa chọn kích thước 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			

CHƯƠNG III. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

3.1.1. Định nghĩa:

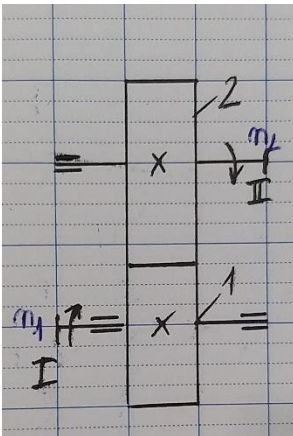
Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng.

Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

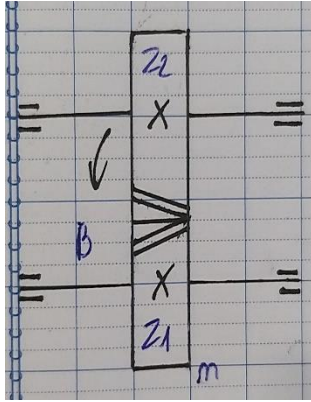
- Bánh răng dẫn 1, có đường kính d_1 được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1 công suất truyền động P_1 mô men xoắn trên trục T_1
- Bánh răng bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .

3.1.2. Phân loại:

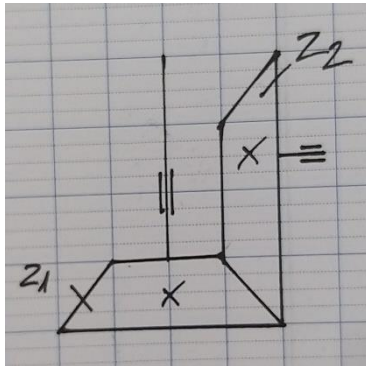
- +Theo vị trí tương đối giữa các trục.
- +Theo tính chất di động của đường tâm các trục.
- +Theo phương của răng so với đường sinh.
- +Theo dạng ăn khớp.
- +Theo dạng pôfin rang.
- +Theo dạng thay đổi chuyển động.
- +Theo kết cấu



Hình 3.1. Bánh răng trụ răng thẳng



Hình 3.2. Bánh răng trụ răng nghiêng



Hình 3.3. Bánh răng côn

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.

3.1.4. Thông số

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

Ghi chú :Ưu tiên chọn 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....

3.1.5. 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)	$u = \mp \frac{n_1}{n_2} = \mp \frac{Z_1}{Z_2}$
Đường kính vòng chia	d	$d = m \cdot Z$
Chiều cao đỉnh rang	h_a	$h_a = m$
Chiều cao chân rang	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m$

Chiều cao rang	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 rang	t	$t=\pi.m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m.(Z_2 \pm Z_1)}{2}$

-Ghi chú : Đề bài không cho ăn khớp trong và ăn khớp ngoài ta chọn ăn khớp trong

3.1.6. Thông số hình học bánh răng trụ răng nghiêng

-Đường kính vòng chia : d	$d = \frac{m_n.Z}{\cos \beta}$ (mm)
- Chiều cao đỉnh răng : h_a	$h_a = m_n$ (mm)
- Chiều cao chân răng : h_f	$h_f = 1,25. m_n$ (mm)
- Đường kính vòng đỉnh : d_a	$d_a = m_n .(Z + 2)$ (mm)
- Đường kính vòng chân : d_f	$d_f = m_n .(Z- 2,5)$ (mm)
- Khoảng cách tâm của 2 bánh răng ăn khớp	

(Dấu + : ăn khớp ngoài ; dấu - : ăn khớp trong): $a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m_n(Z_2 \pm Z_1)}{2.\cos \beta}$
(mm)

Góc nghiêng răng β :

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

Tỉ số truyền : $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$

3.1.7. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng

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

Quy tắc:

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

-Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng được phân tích bằng 2 thành phần : Lực vòng F_t và lực hướng tâm F_r

-Lực vòng F_t :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Phương chiều : tại vị trí ăn khớp , chiều của lực vòng ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn

-Độ lớn:

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

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 :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

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

-Độ lớn :

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

α : góc ăn khớp

Bánh răng tiêu chuẩn $\alpha = 20^\circ$

b.Lực tác dụng lên bánh răng nghiêng

-Đối với bánh răng trụ răng nghiêng có 3 lực tác dụng ; Lực vòng F_t ,Lực hướng tâm F_r , Lực dọc trục F_a

-Lực vòng F_{t1} :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng dẫn

-Độ lớn :

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

-Lực hướng tâm F_{r1} :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều hướng vào tâm bánh răng dẫn

-Giá trị:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} \text{ (N)}$$

-Lực dọc trục :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều hướng vào mặt răng làm việc

-Giá trị :

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

β : Góc nghiêng răng

α : góc ăn khớp

3.1.8. 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 tác dụng lên bộ truyền bánh răng côn được phân tích bằng 3 thành phần : lực vòng F_t , lực hướng tâm F_r và Lực dọc trục F_a

-Lực vòng F_{t1} :

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

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

-Lực F_{t2} đối xứng với F_{t1}

-Độ lớn :

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

-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:

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

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 \text{ (N)}$$

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}

-Độ Lớn :

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

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

Trong đó :

- α : góc ăn khớp , $\sigma_{1,2}$: góc mặt côn của bánh dẫn và bị dẫn .
- Bánh răng côn : $\sigma_1 + \sigma_2 = 90^\circ$

CHƯƠNG IV. 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 xuyến, 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).

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

4.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít:

- +Theo biên dạng (prôfin) ren
- +Theo vị trí tương đối của trục vít so với bánh vít
- + Theo hình dáng trục vít
- +Theo số mối ren

4.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

1. Ưu điểm

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

2. Nhược điểm

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

3. Phạm vi ứng dụng

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

4.2. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

4.2.1. Tỷ số truyền (u)

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

4.2.2. Vận tốc vòng:

- **Vận tốc vòng của trục vít:**

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \quad \text{m/s}$$

- **Vận tốc vòng của bánh vít:**

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} \quad \text{m/s}$$

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 $q \approx 0,26Z_2$)

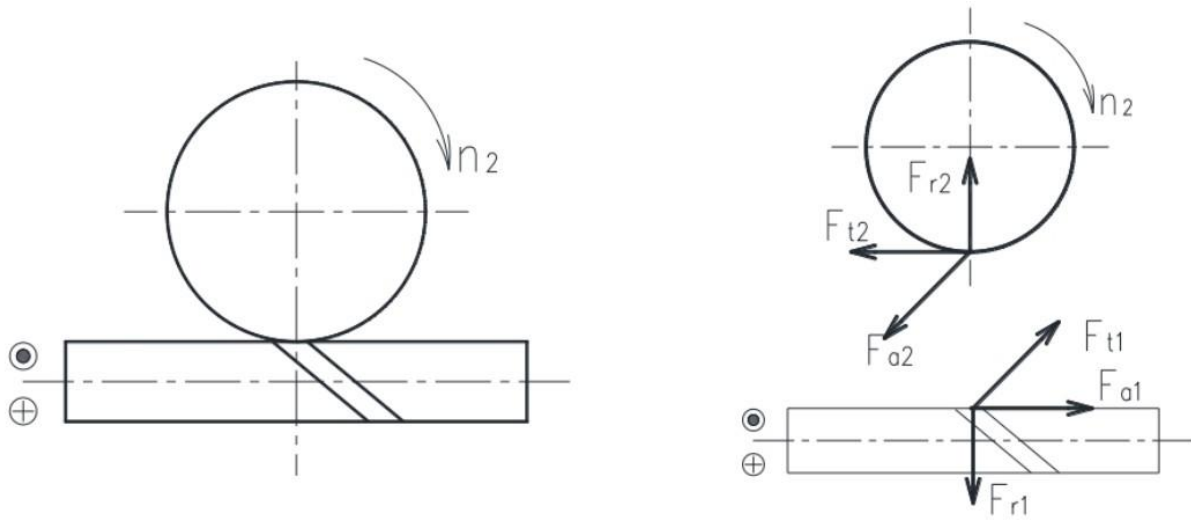
Z_1 : Số mối ren của trục vít

Z_2 : Số răng của bánh vít

4.3. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

4.3.1. 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 6.1).



Bảng 4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít- bánh vít

1. Lực vòng Ft: Ft1 tác dụng lên trục dẫn I, lực Ft2 tác dụng lên trục II.

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương chiều:** Phương của Ft1 tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của Ft2 tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của Ft1 ngược với chiều quay n1, chiều của Ft2 cùng với chiều quay n2.

- **Giá trị của Ft1 và Ft2**

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

Quan hệ giữa Ft1 và Ft2 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

$T_{1,2}$: Mômen xoắn trên trục dẫn và trục bị dẫn; (Nmm)

$d_{1,2}$ Đường kính vòng chia của trục vít và bánh vít (mm)

2. Lực hướng tâm Fr:

- **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 Fa:

- **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:**

$$F_{a1} = F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_2$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2 \cdot T_1 / d_1$$

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 rang
- +Gãy răng bánh vít
- +Tróc rỗ mặt rang
- +Nhiệt độ làm việc quá cao
- +Trục vít bị uốn cong

ĐỀ 34:

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1=6 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=980 \text{ vòng/phút}$; tỷ số truyền $u=2$; đường kính bánh dẫn $d_1=200\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0=800\text{N}$ và khoảng cách trục $a=2000\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

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

Giải

Tóm tắt:

$$P_1=6\text{kW}$$

$$n_1= 980 \text{ vòng/p}$$

$$u=2$$

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

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

$$a=2000\text{mm}$$

a)Ta có:

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

$$\Rightarrow d_2= u.d_1=2.200=400\text{mm}$$

Góc ôm đai:

$$\alpha=180-57.\frac{d_2-d_1}{a}=180-57.\frac{(400-200)}{2000}= 174,3^\circ$$

Chiều dài tính toán:

$$L_{tt}= 2a+\frac{\pi.(d_2+d_1)}{2} + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a} = 2.2000+\frac{\pi(400+200)}{2} + \frac{(400-200)^2}{4.2000} = 4947,5$$

$$\Rightarrow L=L_{tt}+(100 \rightarrow 400)= 4947,5+(100 \rightarrow 400)=5047,5 \rightarrow 5347,5$$

Chọn $L=5200\text{mm}$

b) Vận tốc v_1

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 980}{60000} = 10,3 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng F_t :

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{6000}{10,3} = 582,5 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng trên trục F_r :

$$F_r = 2 \cdot F_o \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 2 \cdot 800 \cdot \sin\left(\frac{174,3}{2}\right) = 1598 \text{ (N)}$$

$$\alpha_1 = 174,3^\circ = 3,04 \text{ rad}$$

c) Điều kiện để không xảy ra trượt:

$$F_o \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1} + F_r \quad (1)$$

Với $F_v = 0$ thì:

$$(1) \Rightarrow F_o \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f_{3,04}} + 1}{e^{f_{3,04}} - 1}$$

$$\Leftrightarrow 800 \geq \frac{582,5}{2} \cdot \frac{e^{f_{3,04}} + 1}{e^{f_{3,04}} - 1}$$

$$\Rightarrow f = 0,3$$

Vậy hệ số ma sát để không xảy ra hiện tượng trượt là $f_{\min} = 0,3$

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a = 1000 \text{ mm}$, bước xích

$P_c = 25,4 \text{ mm}$; công suất truyền động $P = 8 \text{ kW}$; số răng đĩa xích dẫn $Z_1 = 23$ răng; tỉ số truyền $u = 3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 300$ vòng/phút. Xác định:

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

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

Giải

Tóm tắt:

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

$$a = 1000 \text{ mm}$$

$$z_1 = 23 \text{ răng}$$

$$P_c = 25,4 \text{ mm}$$

$$u = 3$$

$$n_1 = 300 \text{ vòng/p}$$

a) Số răng đĩa xích dẫn:

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

$$\Rightarrow z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 23 = 69 \text{ răng}$$

Đường kính vòng chia:

$$d_1 = \frac{P_c \cdot z_1}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 23}{\pi} = 186 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{P_c \cdot z_2}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 69}{\pi} = 558 \text{ mm}$$

Đường kính vòng đỉnh:

$$d_{a1} = P_c \cdot (z_1 + 2) = 25,4 \cdot (23 + 2) = 635 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = P_c \cdot (z_2 + 2) = 25,4 \cdot (69 + 2) = 1803,4 \text{ mm}$$

Đường kính vòng đỉnh:

$$d_{f1} = P_c \cdot (z_1 - 2) = 25,4 \cdot (23 - 2) = 533,4 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = P_c \cdot (z_2 - 2) = 25,4 \cdot (69 - 2) = 1701,8 \text{ mm}$$

Số mắt xích:

$$X = \frac{2a}{P_c} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{2\pi} \cdot \frac{P_c}{a}$$

Mà ta có: $a = 1000$, $P_c = 25,4$

$$\begin{aligned} \Rightarrow X &= \frac{2 \cdot 1000}{25,4} + \frac{23 + 69}{2} + \frac{(69 - 23)^2}{2\pi} \cdot \frac{25,4}{1000} \\ &= 133,3 \end{aligned}$$

Chọn mắt xích $X = 133 \text{ mm}$

b) Vận tốc v_1

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 186 \cdot 300}{60000} = 10,3(\text{m/s})$$

Lực vòng F_t :

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{60000} = \frac{8000}{60000} = 776,7(\text{N})$$

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 $T_1=80000\text{Nmm}$, có khoảng cách trục $a_w=340\text{mm}$, số răng $Z_1=28$ răng, $Z_2=105$ 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 m_n và góc nghiêng răng β ? (1,25 đ)

Giải

Tóm tắt:

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

$$a_w = 340\text{mm}$$

$$z_1 = 28 \text{răng}$$

$$z_2 = 105 \text{răng}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Khoảng cách trục a_w :

$$a_w = \frac{m_n \cdot (z_2 + z_1)}{2 \cdot \cos \beta}$$

$$\Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w} = \frac{m_n \cdot (105 + 28)}{2 \cdot 340}$$

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

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n \cdot (105 + 28)}{2 \cdot 340} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{2 \cdot 340 \cdot \cos 8^\circ}{105 + 28} \geq m_n \geq \frac{2 \cdot 340 \cdot \cos 20^\circ}{105 + 28}$$

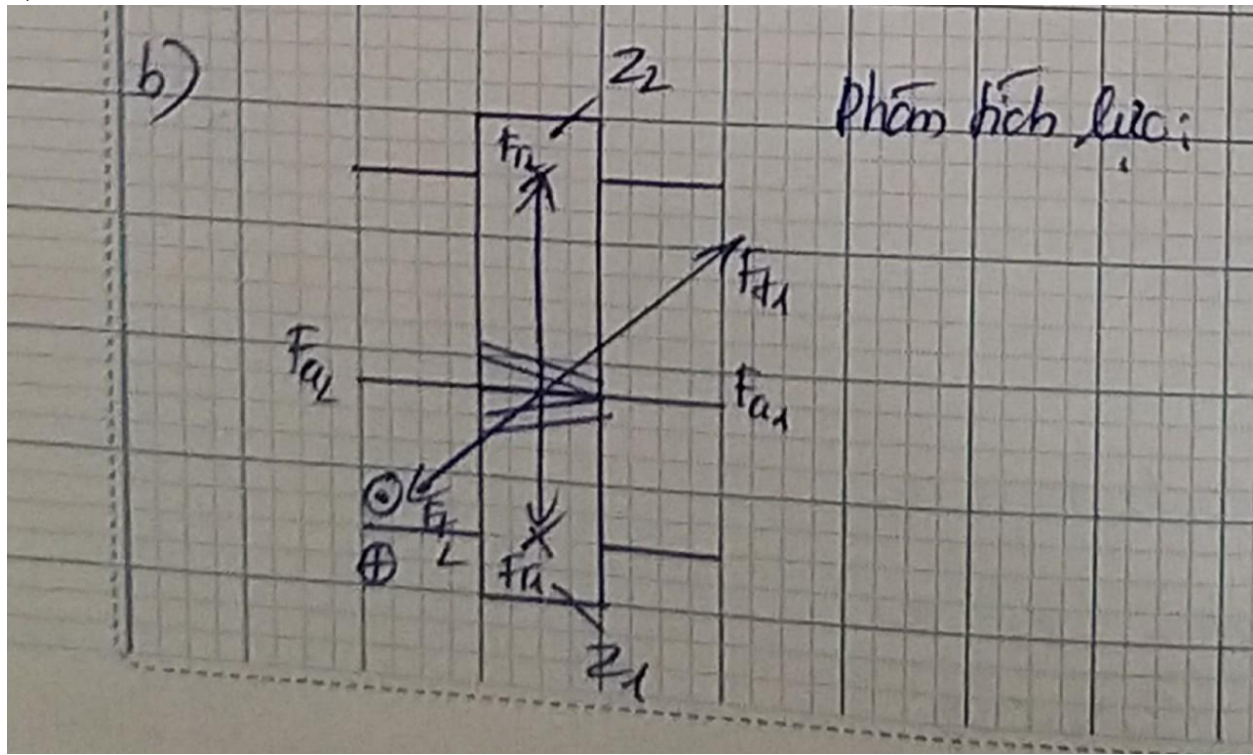
$$\Rightarrow 5,1 \geq m_n \geq 4,8$$

Vậy modun pháp là $m_n = 4,9\text{mm}$

$$\Rightarrow \cos \beta = \frac{4,9 \cdot (105 + 28)}{2 \cdot 340} = 0,95$$

$$\Rightarrow \beta = 18,2^\circ$$

b)



Lực vòng F_{t1} :

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot z_1} = \frac{2 \cdot 8000 \cdot \cos 18,2}{4,9 \cdot 28} = 1108(\text{N})$$

Lực hướng tâm:

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1108 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 18,2} = 424,5(\text{N})$$

Lực dọc trục:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 1108 \cdot \tan 18,2 = 346(\text{N})$$

BÀI 4. (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc} = 1980$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 50$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 60$, $Z_5 = 25$, $Z_6 = 45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x = 3$. Xác định:

a. Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn (1,0 đ)

b. Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng. (1,25 đ)

Giải

Tóm tắt:

$$Z_1=20 \quad Z_5=25$$

$$Z_2=50 \quad Z_6=45$$

$$Z_3=20 \quad u_x=3$$

$$Z_4=60 \quad n_{dc}=1980 \text{ vòng/p}$$

Gọi u_{12} là tỉ số truyền từ I $\rightarrow$ II

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{20} = 2,5$$

Gọi u_{34} là tỉ số truyền từ II $\rightarrow$ III

$$u_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{60}{20} = 3$$

Gọi u_{56} là tỉ số truyền từ III $\rightarrow$ IV

$$u_{56} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{45}{25} = 1,8$$

Gọi u là tỉ số truyền chung của hệ thống:

$$u = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} = 2,5 \cdot 3 \cdot 1,8 = 40,5$$

b)

