

**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: 18**

HVTH: LÊ KHẢ ĐỨC

Ngành học: Công Nghệ Ô tô

Lớp học: 19T4-CNO5

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

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



**TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 13**

Ngành học: Công Nghệ Ô tô

Lớp học: 19T4-CNO5

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 12/2021

LỜI NÓI ĐẦU:

Môn học nguyên lí chi tiết máy là một môn học rất hữu ích cho các sinh viên ngành cơ khí và công nghệ ô tô có thể giúp cho sinh viên có thể hiểu hơn về công nghệ cơ khí, công nghệ ô tô, nguyên lí chi tiết máy, chế tạo máy. Qua đó sinh viên có thêm kiến thức và có thể nghiên cứu thêm về chi tiết của ô tô. Kiến thức về ô tô rất nhiều nên em còn thiếu hiểu biết và có thể gây ra sai lầm khi tránh khỏi. Em mong thầy cô có thể góp ý và giúp em hiểu biết hơn về chi tiết máy của ô tô để sau này có thể ứng dụng trong công việc.

Em cũng rất biết ơn các thầy, các cô trong môn học nguyên lí chi tiết máy cảm ơn các thầy cô rất nhiều vì đã tận tình giúp đỡ em để em có thể nắm bắt được kiến thức và có thể làm việc thành công.

Nhận xét của giám khảo:

.....

.....

.....

.....

.....

MỤC LỤC

CHƯƠNG I. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	9
1.1KHÁI NIỆM CHUNG:	9
1.1.1Định nghĩa:	9
1.2.1Phân loại bộ truyền động đai:.....	9
1.1.3. Ưu điểm và nhược điểm của bộ truyền động đai:	10
1. Ưu điểm.....	10
2. Nhược điểm.....	10
3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai	11
1.1.4. Phương pháp căng đai:.....	11
1.1.5Vật liệu và kết cấu đai;	11
1.1.6Kết cấu bộ truyền đai dẹt:	11
1.2.3. Kết cấu đai thang:	11
1.3. Thông số hình học bộ truyền đai:	11
1.3.1. Chiều dài dây đai:	12
1.3.2. Khoảng cách trục chính xác (đai thang)	12
1.3.3. Góc ôm đai:.....	12
1.4. Động học bộ truyền đai:	12
1.4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động đai:	13
CHƯƠNG II. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	14
2.1. KHÁI NIỆM CHUNG	14
2.1.1. Nguyên lý làm việc, hoạt động của truyền động xích:	14
2.1.2. Cấu tạo bộ truyền xích:	14
2.1.3. Phân loại bộ truyền xích:.....	14
2.1.4. Ưu điểm và nhược điểm và phạm vi sử dụng	14
1. Ưu điểm.....	14
2. Nhược điểm.....	14
3. Phạm vi sử dụng:.....	14
2.2. Thông số hình học của bộ truyền xích:	15
2.2.1. Đường kính vòng chia đĩa xích:	15
2.2.2. Số răng đĩa xích:.....	15
2.2.3. Số mắt xích:	15
2.2.4. Khoảng cách trục chính xác:.....	15

2.3.1. Vận tốc và tỉ số trung bình:.....	15
2.3.2. Lực vòng:	16
2.3.3. Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:	16
CHƯƠNG III. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	19
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG	19
3.1.2. Phân loại:	19
3.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng:	20
1 Ưu điểm:	20
2. Nhược điểm:	20
3. Phạm vi sử dụng:.....	20
3.2.1. Tỉ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp:.....	20
3.2.2. Tỉ số truyền của hệ thống bánh răng thường:.....	21
3.3.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ thẳng:.....	21
3.3.2. Các thông số hình học của bánh răng trụ nghiêng:	21
3.4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng:.....	22
3.4.2. Lực tác dụng lên bánh răng nghiêng.....	23
3.4.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng:	23
CHƯƠNG IV. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	26
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG	26
4.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít- bánh vít:	26
4.1.2. Phân loại bộ truyền động vít - bánh vít:	26
4.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng:	26
1. Ưu điểm.....	26
2. Nhược điểm.....	26
3. Phạm vi ứng dụng	26
4.2. Động học truyền động trục vít- bánh vít:	27
4.2.1. Tỉ số truyền (u) $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$	27
4.2.2. Vận tốc vòng:.....	27
4.3. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH.....	27
4.3.1. Lực tác dụng.....	27
1. Lực vòng Ft:	28
2. Lực hướng tâm Fr:	28
3. Lực dọc trục Fa:.....	29

4.4. CÁC DẠNG HỎNG:	29
PHẦN BÀI TẬP:	30
BÀI 1. (3 điểm)	30
BÀI 3. (2,5 điểm)	33
BÀI 4. (2,25 điểm)	34

LỜI MỞ ĐẦU:

-Đồ án môn học nguyên lí 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 lí 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.

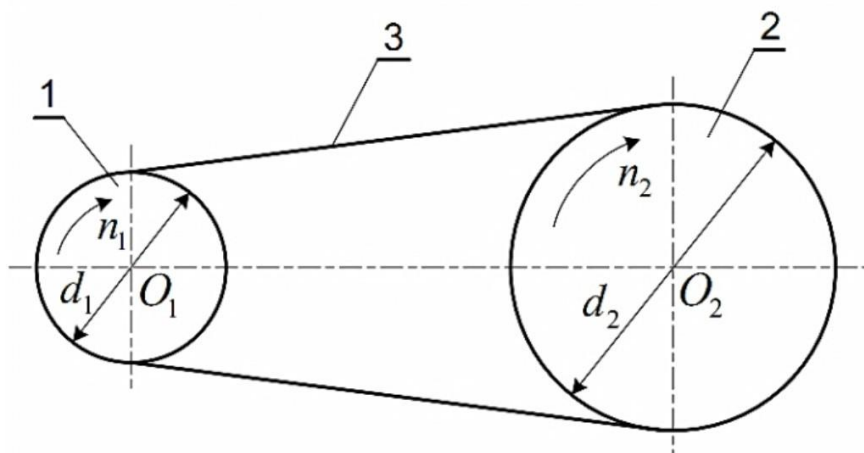
-Cuối cùng em xin chân thành cảm ơn các thầy, các cô trong bộ môn nguyên lí chi tiết máy và đặc biệt là cô Lư Thị Yến Vũ đã tận tình giúp đỡ em hoàn thành nhiệm vụ của mình.

CHƯƠNG I. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.1 KHÁI NIỆM CHUNG:

1.1.1 Định nghĩa:

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.

1.2.1 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 $\gamma = 40^\circ$.

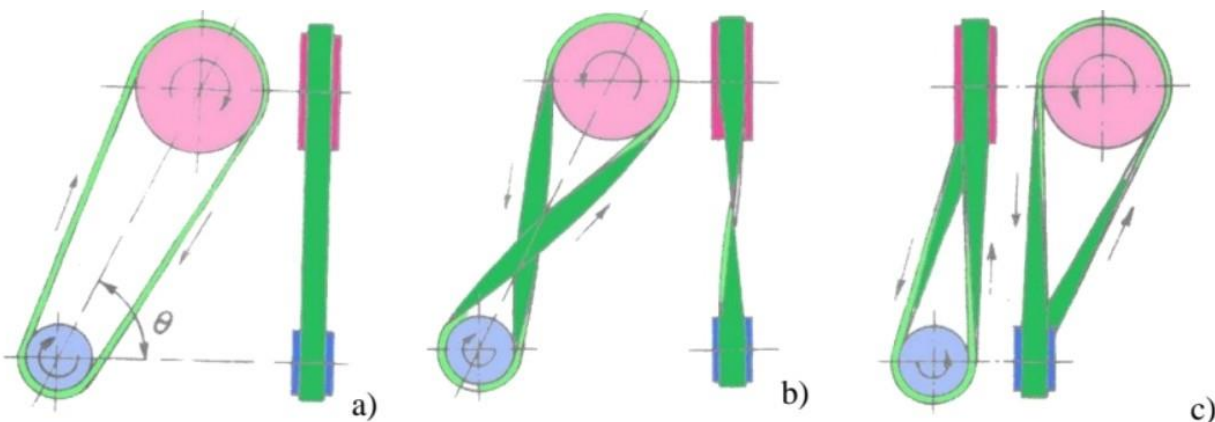
+ Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai.

+ 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 (hình 1.1a), truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều (hình 1.1b), truyền động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau (hình 1.1c).



Hình 1.1. Truyền động đai theo vị trí

* **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 bánh.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

2. Nhược điểm

- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường kính bánh đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh.
- Lực tác dụng trên trục và ổ lớn do phải căng đai (lực tác dụng trên trục và ổ tăng thêm $2 \div 3$ lần so với trong truyền động bánh răng).
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao.
- Khi dùng bánh căng đai làm tăng số chu kỳ bị uốn của đai, sẽ làm giảm tuổi thọ của đai.

Ngày nay đai thang sử dụng phổ biến nhất do có hệ số ma sát qui đổi lớn

3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

- 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).

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:

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.

1.1.5. Vật liệu và kết cấu đai;

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.

1.1.6. Kết cấu bộ truyền 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.

1.2.3. Kết cấu đai thang:

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

1.3. 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

1.3.1. Chiều dài dây đai:

Chiều dài tính toán L_{tt} :

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

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

$$\text{-Đai thang : } L \text{ chọn tiêu chuẩn } L > L_{tt}$$

+ Chiều dài L_{tc} (mm) dây đai thang theo dãy số tiêu chuẩn sau:

400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000,
2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 5000, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200,
12500, 14000, 16000, 18000.

1.3.2. Khoảng cách trục chính xác (đai thang)

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

$$k = L - \frac{\pi(d_2 - d_1)}{2} ; \Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} \text{ (mm)}$$

1.3.3. Góc ôm đai:

Tính theo độ

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

Tính theo rad:

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

1.4. Động học bộ truyền đai:

Vận tốc bộ truyền đai:

***Trên bánh dẫn:**

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$$

***Trên bánh bị dẫn:**

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$$

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

$n_{1,2}$: số vòng quay bánh dẫn và bị dẫn (m/s)

1.4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động đai:

Lực vòng F_t :

$$F_t = \frac{2.T_1}{d_1} = \frac{1000 \times P}{v}$$

P : công suất (kW)

T_1 : moment xoắn trên bánh dẫn (N×mm)

v : vận tốc (m/s)

Lực trên nhánh chùng:

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

Lực trên nhánh căng:

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

1.4.2. Điều kiện không xảy ra trượt:

- Đối với đai dẹt

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

- Đối với đai thang

Ta thay $f = f'$

Trong đó:

$$f' \times \sin \times \frac{\gamma}{2} = f$$

Trong đó γ là góc đỉnh của đai

CHƯƠNG II. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. KHÁI NIỆM CHUNG

2.1.1. Nguyên lý làm việc, hoạt động của 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 moment xoắn giữa 2 trục khá xa nhau.

2.1.2. Cấu tạo bộ truyền xích:

. Gồm 2 đĩa xích: Đĩa xích dẫn, đĩa xích bị dẫn và dây xích.

. 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.

2.1.3. Phân loại bộ truyền 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 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.

2.2. Thông số hình học của bộ truyền 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 $12,7 \div 50,8$ mm.

2.2.1. Đường kính vòng chia 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:

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

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.

2.2.2. Số răng đĩa xích:

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

2.2.3. Số mắt xích:

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

2.2.4. Khoảng cách trục chính xác:

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

2.3. Động học của bộ truyền xích:

2.3.1. Vận tốc và tỉ số trung bình:

+ Vận tốc bộ truyền xích:

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

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

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

+ Tỷ 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.

2.3.2. Lực vòng:

- 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)

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

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

+ 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 2.3)

Bảng 2.3. Hệ số K_a :

a	$< 25 \cdot P_c$	$(30 \div 50) \cdot P_c$	$(60 \div 80) \cdot P_c$
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:

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

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 $K_x=1;1,7;2,5;3$

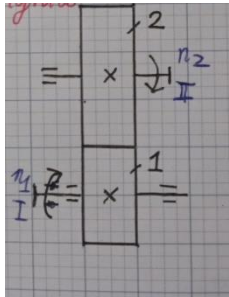
Bảng 2.3: Lựa chọn kích thước p_c theo công suất cho phép [P]

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} , (vòng/ph)							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	3,20
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	5,95
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	7,55
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	9,65
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	12,7
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	19,3
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	43,8
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	10,8	
44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101			
50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157			

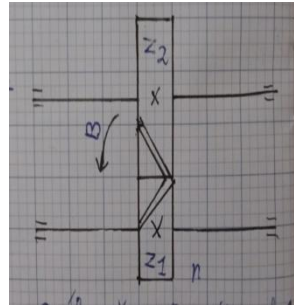
CHƯƠNG III. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

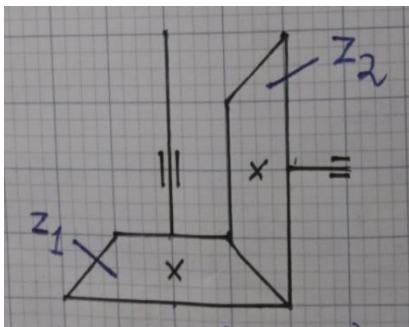
3.1.1.



Bánh răng trụ răng thẳng



Bánh răng trụ răng nghiêng



Bánh răng côn

Môđun răng tiêu chuẩn sử dụng dây 1. 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 hai 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:

- Truyền động bánh răng trụ các trục song song với nhau.
- Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau.
- Truyền động bánh răng hypecbôlât, các trục chéo nhau.

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 ÷ 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 số 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

3.2.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường:

Tỷ số truyền giữa hai trục quay 1 và 2 là tỷ số vận tốc góc của hai trục quay đó:

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

3.3. Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng:

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

3.3.2. Các thông số hình học của bánh răng trụ nghiêng:

- Đường kính vòng chia : d	$d = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta}$ (mm)
- Chiều cao đỉnh răng : h_a	$h_a = m_n$ (mm)
- Chiều cao chân răng : h_f	$h_f = 1,25 \cdot m_n$ (mm)

- Đường kính vòng đỉnh : d_a	$d_a = m_n .(Z + 2) \quad (\text{mm})$
- Đường kính vòng chân : d_f	$d_f = m_n .(Z - 2,5) \quad (\text{mm})$

- Khoảng cách tâm của 2 bánh răng ăn khớp $\left| a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m_n(Z_2 \pm Z_1)}{2 \cdot \cos \beta} \quad (\text{mm}) \right.$

(Dấu + : ăn khớp ngoài ; dấu – : ăn khớp trong): a

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:

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:

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

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 $\alpha = 20^\circ$

3.4.2. 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 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

3.4.3. 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 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:

$$F_{r2} = F_{t2}.tg\alpha.\cos\delta_2 \text{ (N)}$$

$$F_{r1} = F_{t1}.tg\alpha.\cos\delta_1 \text{ (N)}$$

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 :

$$F_{a1} = F_{t1}.tg\alpha.\sin\varphi_1 = F_{r2}$$

$$F_{a2} = F_{t2}.tg\alpha.\sin\varphi_2 = F_{r1}$$

Trong đó :

$-\alpha$: 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 chuyên, 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)

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

4.2.2. Vận tốc vòng:

- Vận tốc vòng của trục vít:

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

- Vận tốc vòng của bánh vít:

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

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)

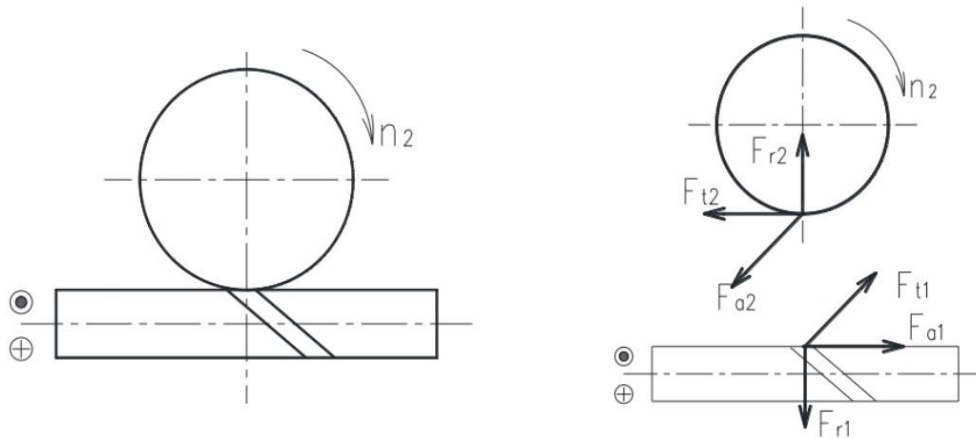
(khi tính sơ bộ $q \approx 0,26Z_2$)

Z₁: Số mối ren của trục 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 4.3.).



Bảng 4.3. 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}**

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

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

$T_{1,2}$: 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 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 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

PHẦN BÀI TẬP:

ĐỀ 13:

BÀI 1. (3 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $p_1=8\text{kw}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=1000$ vòng/phút; tỉ số truyền $u=2,5$; đường kính bánh dẫn $d_1=180\text{mm}$, 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 ; luật 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? (1,0đ)

Giải

Tóm tắt:

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

$$n_1 = 1000 \text{ vòng/ phút}$$

$$u = 2,5$$

$$d_1 = 180\text{mm}$$

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

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

a) Đường kính bánh bị dẫn:

$$u = \frac{d_2}{d_1} \Leftrightarrow 2,5 = \frac{d_2}{180}$$

$$\Rightarrow d_2 = 450\text{mm}$$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \Leftrightarrow \frac{1000}{n_2} = \frac{450}{180}$$

$$\Rightarrow n_2 = 400 \text{ vòng/phút}$$

Góc ôm đai:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{450 - 180}{2000} = 172,3^\circ$$

Chiều dài tính toán dây đai:

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

$$= 2.2000 + \frac{\pi(180+450)}{2} + \frac{(450-180)^2}{4.2000}$$

$$= 4998,7 \text{ mm}$$

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

$$= 4998,7 + (5098,7 \rightarrow 5398,7)$$

Chọn $L = 5000 \text{ mm}$

b) Vận tốc:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 180 \cdot 1000}{60000} = 9,4 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t :

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} = \frac{1000 \cdot 8}{9,4} = 851,1 \text{ N}$$

*Lực tác dụng lên ổ trục:

$$F_r = 2 \cdot F_o \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2.800 \cdot \sin\left(\frac{172,3}{2}\right) = 1596,4 \text{ N}$$

c) Hệ số ma sát để không xảy ra hiện tượng trượt là:

$$\alpha_1 = 172,3^\circ = 3 \text{ rad}$$

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

Với $F_v = 0$ thì:

$$(1) \Rightarrow F_o \geq \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f3} + 1}{e^{f3} - 1}$$

$$\Leftrightarrow 800 \geq \frac{851,1}{2} \cdot \frac{e^{f3} + 1}{e^{f3} - 1}$$

$$\Rightarrow f = 0,4$$

Vậy hệ số ma sát để không xảy ra hiện tượng trượt là $f_{\min} = 0,4$

d)

BÀI 2. (2,25 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=800$ mm, bước xích $p_c=19,05$ mm; công suất truyền động $P=5$ kW; số răng đĩa xích dẫn $Z_1=22$ răng; tỉ số truyền $u=3$;

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

a. Số răng đĩa xích dẫn, đường kính vòng chia đĩa xích dẫn và bị dẫn, số mắt xích X có xét

đến điều kiện nối xích dễ dàng ? (1,25đ)

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

Giải

Tóm tắt:

$$a=800\text{mm}$$

$$P_c=19,05\text{mm}$$

$$P=5\text{kw}$$

$$Z_1=22 \text{ răng}$$

$$u=3$$

$$n_1=400 \text{ vòng/phút}$$

a) Số răng:

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

$$\Rightarrow Z_2 = u \cdot Z_1 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ răng}$$

Đường kính vòng chia:

$$d_1 = \frac{P_c \cdot Z_1}{\pi} = \frac{19,05 \cdot 22}{\pi} = 133,4\text{mm}$$

$$d_2 = \frac{P_c \cdot Z_2}{\pi} = \frac{19,05 \cdot 66}{\pi} = 400,2\text{mm}$$

Số mắt xích:

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

$$\Rightarrow X = \frac{2 \cdot 800}{19,05} + \frac{22 + 66}{2} + \frac{(66 - 22)^2}{2\pi} \cdot \frac{19,05}{800} = 129,2\text{mm}$$

Chọn mắt xích $X=128\text{mm}$

b) Vận tốc

$$v = \frac{P_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{19,04 \cdot 22 \cdot 400}{60000} = 2,794(\text{m/s})$$

Lực vòng F_t :

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{5000}{2,794} = 1789,5(\text{N})$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = k_m \cdot F_t$$

Mà $k_m=1$ bộ truyền thẳng đứng

$$\Rightarrow F_r = 1 \cdot 1789,5 = 1789,5 \text{ N}$$

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 $a_w=340\text{mm}$, mô đun pháp tuyến $m_n=5\text{mm}$, $Z_2=4 \cdot Z_1$; góc ăn khớp $\alpha=20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh. Hãy xác định:

a. Số răng Z_1 , Z_2 và góc nghiêng răng β ? (1,25 đ)

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

bánh răng trên đã cho. (1,25 đ)

Giải

Tóm tắt:

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

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

$$m_n=5\text{mm}$$

$$Z_2=4 \cdot Z_1$$

$$\alpha=20^\circ$$

a) Khoảng cách trục a_w :

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

$$\Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w} = \frac{5(4 \cdot Z_1 + Z_1)}{2 \cdot 340} = \frac{5 \cdot Z_1}{136} \quad (1)$$

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

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{5 \cdot Z_1}{136} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{136 \cdot \cos 8^\circ}{5} \geq Z_1 \geq \frac{136 \cdot \cos 20^\circ}{5}$$

$$\Rightarrow 26,7 \geq Z_1 \geq 25,5$$

Chọn $Z_1 = 26 \text{ mm}$

Mà $Z_2 = 4 \cdot Z_1$

$$= 4 \cdot 26 = 104 \text{ răng}$$

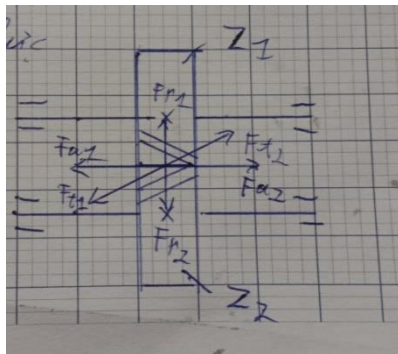
Góc nghiêng răng:

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

$$\cos \beta = \frac{5 \cdot (104 + 26)}{2 \cdot 340} = \frac{9}{34}$$

$$\Rightarrow \beta = 74,6^\circ$$

b) Phân tích lực:



BÀI 4. (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc} = 2880 \text{ vòng/phút}$. Số răng các bánh răng: $Z_1 = 25$, $Z_2 = 60$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 60$, $Z_5 = 20$, $Z_6 = 45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x = 2,5$. Xác định:

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

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