

**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: 35**

HVTHV: TRẦN THỊNH PHÁT

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:35**

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

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 khso 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 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	7
3.1.Khái niệm chung :.....	7
3.1.1.Khái niệm bộ truyền động đai.....	7
3.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai.....	8
1. Ưu điểm	8
2. Nhược điểm.....	8
3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai.....	8
3.2 Thông số hình học của bộ truyền đai.....	9
3.2.1.Chiều dài dây đai	9
3.2.2 Khoảng cách trục chính xác (đai thang)	9
3.2.3.Góc ôm đai	9
3.3.Vận tốc và tỉ số truyền	9
3.3.3.Tỉ số truyền	9
3.3.1 Vận tốc	10
* Trên bánh dẫn	10
* Trên bánh bị dẫn	10
3.5.Lực tác động lên trục bộ truyền động đai	10
3.5.1.Lực vòng F_t	10
3.5.2.Lực trên nhánh chùng và nhánh căng của bộ truyền đai	10
3.5.3.Lực tác dụng lên ổ trục	10
3.5.4.Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt	11
CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	11
2.1.Khái niệm chung.....	11
1.Nguyên lí hoạt động.....	11
※Cấu tạo	11
2.Phân loại.....	11
3.Ưu,nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	12
*Ưu điểm	12
*Nhược điểm.....	12
*Phạm vi sử dụng.....	12
2.2.Thông số hình học của bộ truyền xích.....	12

2.Đường kính vòng chia đĩa xích.....	13
3.Số răng đĩa xích	13
4.Số mắt xích X.....	14
5.Khoảng cách trục chính xác.....	14
6.Động học của bộ truyền	14
Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:	15
Tính công suất tính toán P_t theo công thức:.....	15
CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	16
5.1.Khái niệm.....	16
5.2.Phân loại.....	16
5.3.Uưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	17
*Ưu điểm	17
*Nhược điểm.....	17
5.4.Thông số hình học bánh răng trụ răng thẳng	17
5.5.Mô đun pháp tuyến	18
1.7 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng	19
a.Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng	19
b.Lực tác dụng lên bánh răng nghiêng.....	20
1.8 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng:	20
CHƯƠNG 4.BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	21
BÀI 1. (3,0 điểm)	29
BÀI 2. (2,25 điểm)	32
BÀI 3. (2,5 điểm)	33
BÀI 4. (2,25 điểm)	35

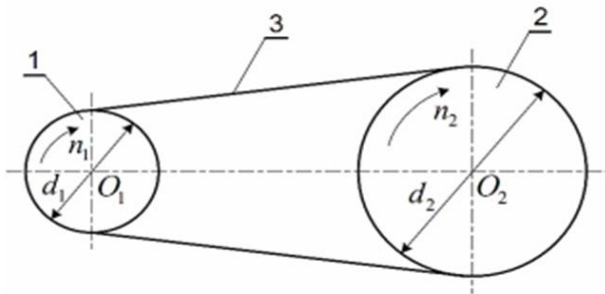
CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

3.1. Khái niệm chung :

3.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai

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



Hình 3.1 Bộ truyền đai

Bộ truyền đai thường có hai bánh đai (như hình 3.1) gồm: bánh dẫn 1, bánh bị dẫn 2 và một đai 3 mắc căng trên hai bánh đai nhờ bộ phận căng đai. Nhờ có ma sát giữa đai và bánh đai, bánh dẫn quay sẽ truyền chuyển động và cơ năng sang bánh bị dẫn.

3.1.2. Phân loại bộ truyền động đai

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

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

+ Đai dẹt có tiết diện là hình chữ nhật (hình 3.2a).

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

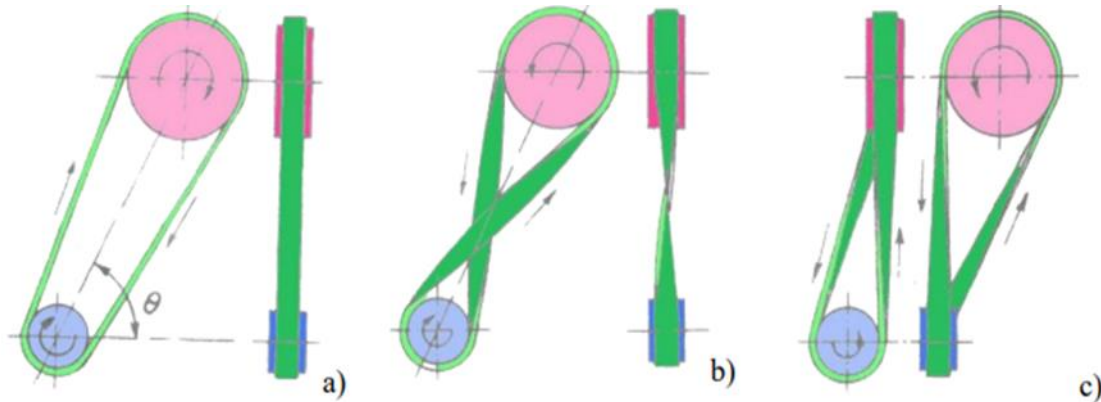
+ Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai (hình 3.2d).

+ Đai tròn có tiết diện là hình tròn

+ Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai (hình 3.2e).

Trong đó, đai dẹt và đai thang được dùng phổ biến hơn cả, đai tròn chỉ được dùng khi công suất nhỏ, đai lược và đai răng dùng khi công suất lớn hoặc cần phải đảm bảo làm việc với tỉ số truyền ổn định, khuôn khổ kích thước nhỏ gọn.

* **Phân loại theo vị trí trục:** Truyền động hai trục song song quay cùng chiều (hình 3.3a), truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều (hình 3.3b), truyền động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau (góc giữa hai trục thường là 90° , hình 3.3c).



Hình 3.3. Truyền động đai theo vị trí

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

3.1.3. Ưu 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 trơn 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.

3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

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

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

- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới $15m$ và $40m$ (trường hợp đặc biệt).

3.2 Thông số hình học của bộ truyền đai

3.2.1. Chiều dài dây đai

Chiều dài tính toán L_{tt}

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

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

-Đai thang : L 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.

3.2.2 Khoảng cách trục chính xác (đai thang)

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

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

3.2.3. Góc ôm đai

*Tính theo độ

*Tính theo rad

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a}$$

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

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

$$\alpha_1 = 180 - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a}$$

$$= 180 - 57 \times \frac{d_1 - (u-1)}{a} \text{ (độ)}$$

u : tỉ số truyền

3.3. Vận tốc và tỉ số truyền

3.3.3. Tỉ số truyền

Bỏ qua sự trượt đai, có thể lấy gần đúng

$n_{1,2}$: là số vòng quay của bánh dẫn và bị dẫn

$d_{1,2}$: đường kính bánh dẫn và bị dẫn

3.3.1 Vận tốc

* Trên bánh dẫn

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000}$$

* Trên bánh bị dẫn

$$v_2 = \frac{\pi \times d_2 \times n_2}{60000}$$

d_1, d_2 : là đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn (mm)

n_1, n_2 : số vòng quay bánh dẫn và bị dẫn (m/s)

Bỏ qua trượt đai thì $v = v_1 = v_2$

3.5. Lực tác động lên trục bộ truyền động đai

3.5.1. Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{2 \times t_1}{d_1} = \frac{1000 \times P}{v}$$

P : công suất (kW)

t_1 : moment xoắn trên bánh dẫn (N×mm)

v : vận tốc (m/s)

3.5.2. Lực trên nhánh chùng và nhánh căng của bộ truyền đai

- Lực trên nhánh căng

$$F_1 = F_0 + 0,5 \times F_t \text{ (N)}$$

- Lực trên nhánh chùng

$$F_2 = F_0 - 0,5 \times F_t \text{ (N)}$$

F_0 : lực căng đai ban đầu

3.5.3. Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_R = 2 \times F_0 \times \sin \times \left(\frac{\alpha_1}{2} \right) \text{ (N)}$$

α_1 : tính bằng độ

$$F_R = 3 \times F_0 \times \sin \times \left(\frac{\alpha_1}{2} \right) \text{ (N)}$$

(khi bộ truyền không có bộ phận căng đai)

3.5.4.Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt tron

- Đối với đai dẹt

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \times \frac{e^{f \times \alpha_1} + 1}{e^{f \times \alpha_1} - 1} + F_R$$

- 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 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

2.1.Khái niệm chung

1.Nguyên lí hoạt động

Kí hiệu :



*Làm việc theo nguyên lí 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

※Cấu tạo

*Gồm 2 đĩa xích : đĩa xích dẫn , đĩa xích bị dẫn và dây xích

*Ngoài ra bộ truyền còn có thêm bộ phận căng xích , bộ phận bôi trơn và che chắn

2.Phân loại

※Theo số dây xích

- + Xích 1 dây
- + Xích nhiều dây

3. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng

***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.

***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.

***Phạm vi sử dụng**

- Truyền chuyển động và công suất giữa các trục khá xa ($< 8 \text{ m}$)
- Thường dùng cho vận tốc thấp và trung bình ($v \leq 15 \text{ m/s}$ và số vòng quay $n \leq 500 \text{ v/p}$)
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- Công suất truyền dẫn $P \leq 110 \text{ kW}$
- Tỷ số truyền $u \leq 8$
- 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

1. 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 , có thể chọn theo bảng 4.3

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	
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			

Bảng 4.3

2. Đường kính vòng chia đĩa xích

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

xích dẫn :

$$d_1 = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{P_c \times Z_1}{\pi}$$

bị dẫn :

$$d_2 = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{P_c \times Z_2}{\pi}$$

3. Số răng đĩa xích

- Số răng đĩa xích dẫn Z , tra bảng
- Trong tính toán thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2u$

u : tỉ số truyền

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

n_1, n_2 : số vòng quay của đĩa xích dẫn và bị dẫn (vòng/phút)

Z_1, Z_2 : số răng của đĩa xích dẫn và bị dẫn

4.Số mắt xích X

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức $a = (30+50) \times P_c$

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

Số mắt xích chọn chẵn để nối xích dễ dàng

5.Khoảng cách trục chính xác

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

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

Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường ta giảm khoảng cách trục a một khoảng.

$$\Delta a = (0,002 \rightarrow 0,004) \times a$$

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

6.Động học của bộ truyền

*Vận tốc

$$v = \frac{\pi \times d \times n}{60000} = \frac{n \times Z \times P_c}{60000} \text{ (m/s)}$$

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

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

*Lực vòng

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

Công suất P : kW

*Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_R = K_m \times F_t$$

K_m : trọng lượng xích

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

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

Các hệ số được tính như sau:

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.

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

Bảng 4.2. Hệ số K_a

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 $K_r=1,2 \rightarrow 1,5$; 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 (kW)

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

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

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

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

GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

TÓM TẮT LÝ THUYẾT

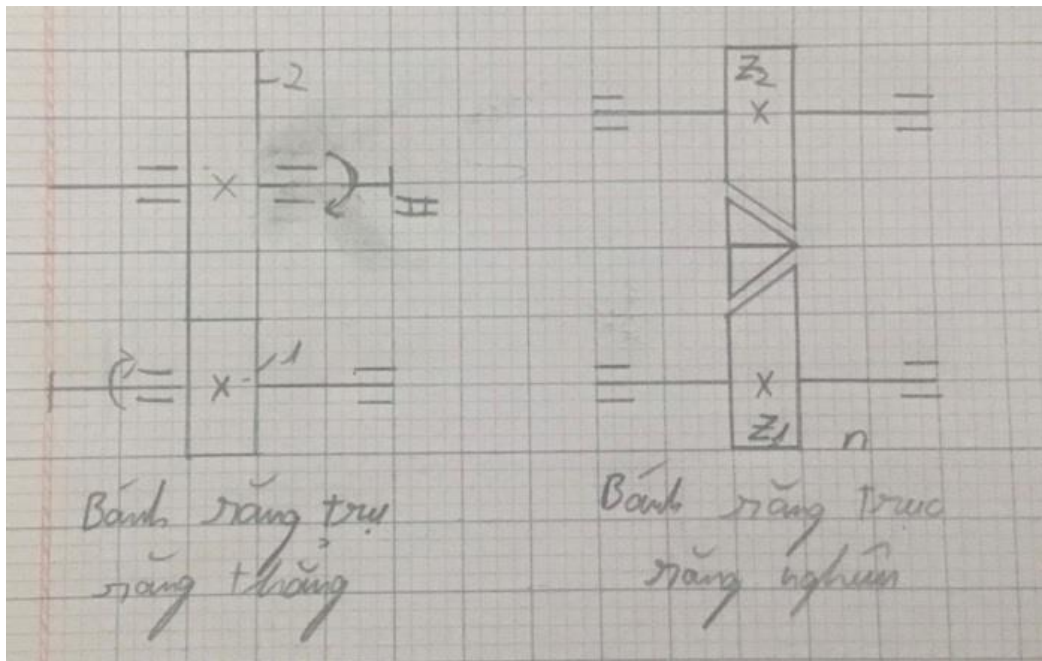
5.1. Khái niệm

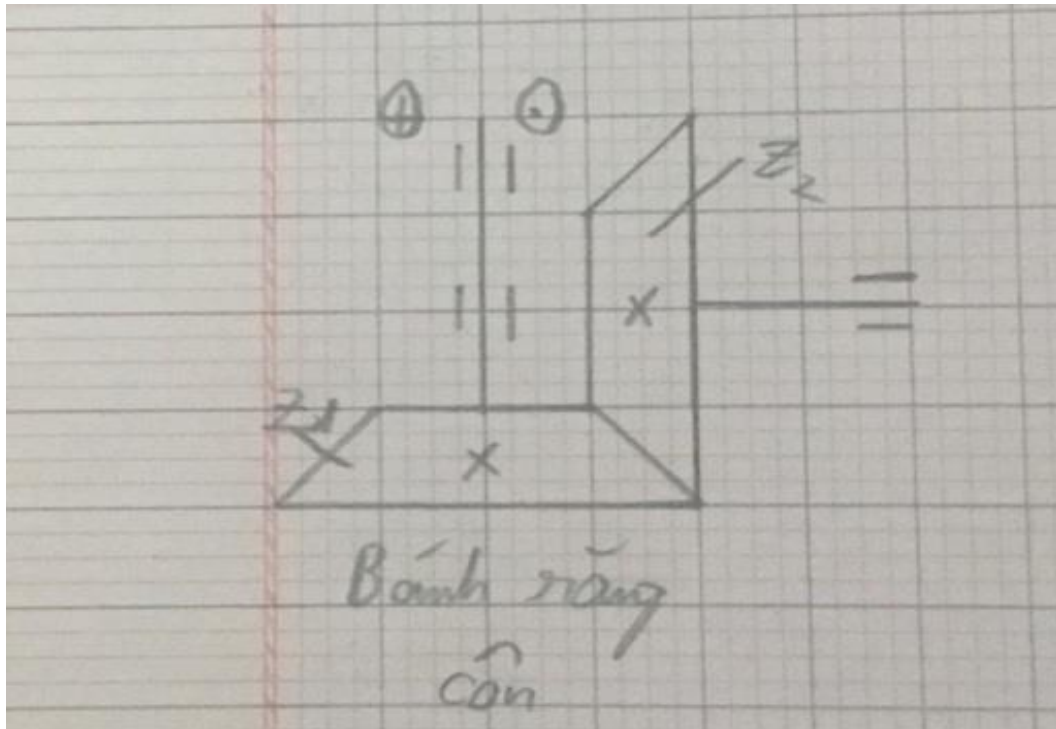
- Truyền chuyển động và moment xoắn giữa 2 trục gần nhau.
- Làm việc theo nguyên lí ăn khớp.
- Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng.

5.2. Phân loại

Bánh răng

- + Theo vị trí trục
- + Theo sự phân bố các răng
- + Phương răng so với đường sinh
- + Biên dạng răng
- + Hệ đo lường





5.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

*Ưu điểm

- Kích thước nhỏ
- Khả năng tải lớn
- Tỷ số truyền không đổi
- Hiệu suất cao $0,97 \rightarrow 0,99\%$
- Tốc độ cao
- Tỷ số truyền nhiều cấp
- Tuổi thọ cao
- Độ tin cậy cao

*Nhược điểm

- Chế tạo phức tạp
- Độ chính xác phải cao
- Ổn khi vận tốc lớn

5.4. Thông số hình học bánh răng trụ răng thẳng

1. Mô đun răng (mm)

m : bánh răng trụ răng thẳng

m_n : bánh răng trụ răng nghiêng , mô đun pháp tuyến

Lưu ý: Mô đun răng được sản xuất theo tiêu chuẩn theo 2 dãy dưới đây.

***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

Tên gọi	Kí hiệu	Công thức
Đường kính vòng chia	d	$d = m \times Z$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25 \times m$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25 \times m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = m \times (Z + 2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = m \times (Z - 2,5)$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu [+] ăn khớp ngoài) (dấu [-] ăn khớp trong)	a	$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m \times (Z_2 \pm Z_1)}{2}$
Đề bài không nói rõ thì để ăn khớp ngoài.		

5.5. Mô đun pháp tuyến

Tên gọi	Kí hiệu	Công thức
Đường kính vòng chia	d	$d = \frac{m_n \times Z}{\cos \beta}$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m_n$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25 \times m_n$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25 \times m_n$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = m_n \times (Z + 2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = m_n \times (Z - 2,5)$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu [+] ăn khớp ngoài) (dấu [-] ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m_n \times (Z_2 \pm Z_1)}{2 \times \cos \beta}$

Góc nghiêng răng β

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

Tỉ số truyền

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

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:

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{m.Z_1} \text{ (N)}$$

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 :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t_1} \times \tan \alpha$$

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_r :

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều hướng vào tâm bánh răng dẫn

- Giá trị:

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

-Lực dọc trục :

-Điểm đặt vị trí ăn khớp

-Chiều hướng vào mặt răng làm việc

-Giá trị :

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

β : Góc nghiêng răng

α : góc ăn khớp

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:

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

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

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}

- 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 4.BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

6.1.KHÁI NIỆM CHUNG

6.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít –bánh vít

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

Trục vít là một trục có nhiều vòng ren, thường bằng thép. Bánh vít có cấu tạo tương tự

bánh răng nghiêng nhưng dạng răng khác, mặt chân răng là một phần của mặt 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).

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

6.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít

1. Theo biên dạng (prôfin) ren

- Bộ truyền trục vít Acsimét: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc chứa đường tâm của trục vít, tương tự như ren thang con .
- Bộ truyền trục vít Convôlút: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến với đường ren .
- Bộ truyền trục vít thân khai: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở .

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: có trục vít hình trụ như trên hình 6.2a.
- Bộ truyền trục vít lõm (còn gọi là bộ truyền glôbôit), trong đó trục vít được khoét lõm như trên hình 6.2b để có nhiều ren cùng ăn khớp.

d. Theo số mối ren

- Trục vít một mối ren
- Trục vít nhiều mối ren

6.1.3. 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

6. 2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT

- Môđun m

$$m = t/\pi \text{ (mm)}$$

t: bước ren trục vít = bước ren bánh vít

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

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

Dãy 2: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 9; 12; 14

- **Góc profile 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 số 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 lắn của trục vít d_1 (mm):** (bằng đường kính mặt trụ chia của trục vít $dc1$): $d_1 = dc1 = m.q$ (trường hợp không dịch chỉnh)

Để hạn chế số dao gia công bánh vít, người ta tiêu chuẩn hoá các giá trị m và q đi đôi với nhau (tiêu chuẩn hoá giá trị $m\sqrt{q}$)

- **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):** $\lambda = 5^\circ \div 20^\circ$

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

$$d_{e1} = d_{c1} + 2.m ; d_{i1} = d_{c1} - 2,4.m$$

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

$$d_{e2} = d_{c2} + 2.m ; d_{i2} = d_{c2} - 2,4.m$$

- **Khoảng cách trục của bộ truyền không dịch chỉnh:**

d

$$d = d_{c1} + d_{c2}$$

- 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 $b_2 \leq 0,75d_{e1}$; $z_1 = 4$ thì $b_2 \leq 0,67d_{e1}$

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

- **Góc ôm trục vít bởi bánh vít**

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

thông thường $2\delta = 100^\circ$

6.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

6.3.1. Tỷ số truyền (u)

Khi trục vít quay một vòng thì mỗi điểm trên vòng lăn của bánh vít di chuyển được một khoảng S (bước của đường xoắn ốc), nghĩa là bánh vít quay được $S/\pi.d_2$ vòng. Vậy trong một phút trục vít quay được n_1 vòng thì bánh vít quay được:

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

Tỷ số truyền:

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

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

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

Do Z_1 có giá trị nhỏ ($Z_1 = 1 \div 4$), tỷ số truyền có trị số lớn.

Nếu biểu thị bước đường xoắn ốc của ren trục vít theo hệ thức: $S = \pi.d_1.tg\lambda$

Từ (12-11) ta có:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi \cdot d_2}{\pi \cdot d_1 \cdot \tan \lambda} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \tan \lambda}$$

Vậy trong bộ truyền trục vít tỉ số truyền i không bằng tỉ số giữa đường kính vòng lăn bánh vít với đường kính vòng lăn trục vít ($i \neq \frac{d_2}{d_1}$) mà bằng tỉ số giữa số răng bánh vít

với

số mối ren của trục vít.

Tỉ số truyền được chọn theo dãy tiêu chuẩn, giá trị u thực tế không được sai lệch quá 4% so với giá trị tiêu chuẩn.

Dãy 1	8; 10; 12, 5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80
Dãy 2	9; 11,2; 14; 18; 22, 4; 28; 35, 5; 45; 56; 71

6.3.2. 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 $q \approx 0,26Z_2$)

Z1: Số mối ren của trục vít

Z2: Số răng của bánh vít

3.3. Vận tốc trượt

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

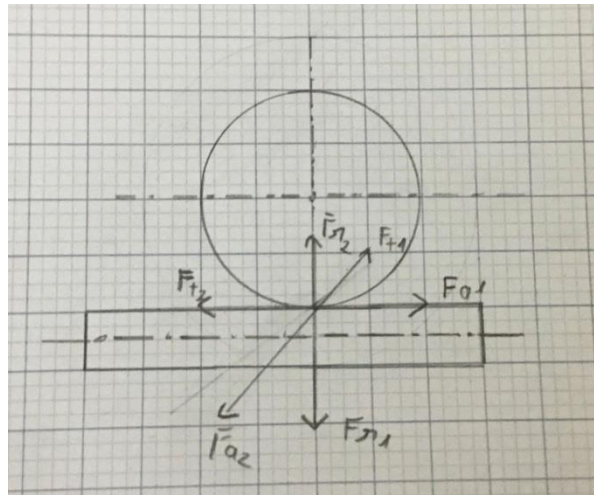
Đối với bộ truyền không dịch chỉnh:

$$v_{tr} = \frac{m n_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2}$$

6.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

6.4.1. Lực tác dụng

Khi bộ truyền làm việc, trục và ổ mang trục vít và bánh vít chịu tác dụng của những lực sau (Hình 6.5).



Hình 6.5. Lực tác dụng lên bộ 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:**

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

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

Lực F_{a1} tác dụng lên trục vít có giá trị rất lớn, dễ làm trục vít mất ổn định.

6.4.2. Tải trọng tính

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: $K = K_{tt}.K_{đ}$

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 $K_{đ}$

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 $K_{đ} = 1 \div 1,1$

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

6.5. 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:** thường xảy ra ở các bộ truyền có áp suất trên bề mặt tiếp xúc lớn,

vận tốc làm việc tương đối lớn. Trên bề mặt ren trục vít có dính các hạt kim loại, bị bứt ra từ

bánh vít. Mặt ren trở nên sần sùi. Đồng thời mặt răng bánh vít bị cào xước. Chất lượng bề

mặt giảm đáng kể, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

Nguyên nhân: do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu của bánh vít tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo.

Mòn răng bánh vít và ren trục vít: do vận tốc trượt rất lớn, nên tốc độ mòn cao. Vật liệu của bánh vít có cơ tính thấp, bánh vít bị mòn nhiều hơn. Mòn làm yếu chân răng và làm

nhọn răng bánh vít.

- **Biến dạng mặt răng:** trên răng bánh vít có những chỗ lồi lõm, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không tốt nữa.

- **Gãy răng bánh vít:** một hoặc vài răng tách rời khỏi bánh vít. Gãy răng là dạng hỏng nguy hiểm.

Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mài, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.

- **Tróc rỗ mặt răng:** trên mặt ren trục vít và răng bánh vít có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền bánh vít làm bằng đồng thanh có độ bền chống dính cao, ứng suất tiếp xúc nhỏ và được bôi trơn đầy đủ.

- **Nhiệt độ làm việc quá cao:** Khi nhiệt độ vượt quá giá trị cho phép, sẽ làm giảm chất lượng dầu bôi trơn. Làm thay đổi tính chất các mối ghép, có thể dẫn đến kẹt ổ. Làm các trục dẫn dài, có thể làm tăng tải trọng phụ.

- **Trục vít bị uốn cong:** do mất ổn định. Đối với những bộ truyền có trục vít mảnh, tỷ lệ giữa khoảng cách l_1 và đường kính d_{f1} quá lớn. Lực dọc trục F_{a1} nén trục vít, làm trục vít mất ổn định.

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

6.6.1. 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.

Khi vận tốc vòng của trục vít $v \geq 12$ m/s thì bộ truyền được bôi trơn bằng cách phun dầu.

Dùng dầu bôi trơn có độ nhớt càng cao thì càng tăng khả năng chống dính, nhưng cũng làm tăng khả năng mất mát công suất do khuấy dầu. Có thể chọn độ nhớt thích hợp cho dầu bôi trơn theo bảng 6.

6.6.2. Hiệu suất

Khi làm việc, bộ trục vít cũng như bộ truyền bánh răng bị mất mát công suất do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khi ăn khớp, do ma sát trong ổ trục và do khuấy dầu.

Vì

vận tốc trượt lớn cho nên mất mát do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khá lớn.

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 thức

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

Qua công thức trên ta thấy hiệu suất tăng khi tăng góc nâng ren trục vít λ và giảm góc ma sát φ . Xét biến thiên của hiệu suất η theo góc nâng ren trục vít λ , khi $\lambda = 45^\circ - \varphi/2$ hiệu

suất η có hệ số cực đại.

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:

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

Hiệu suất của bộ truyền có bánh vít dẫn động rất thấp ($\eta < 0,5$). Từ công thức (14 - 6) ta có thể thấy khi $\lambda \leq \varphi$ thì $\eta \leq 0$, nghĩa là bộ truyền tự hãm (chuyển động không thể truyền

từ bánh vít sang trục vít)

GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI

HỌ VÀ TÊN SINH VIÊN: TRẦN THỊNH PHÁT

LỚP: 19T4-CN05

Mssv: 19001280

Mã đề: 35

BÀI 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 8 \text{ kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 1000$ vòng/phút; tỷ

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:

a. Góc ôm đai α_1 và chiều dài cần thiết của dây đai L ? (0,75đ)

b. Vận tốc v ; lực vòng F_t ; lực tác dụng lên ổ trục F_r . (0,75đ)

c. Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,5đ)

d. Nếu thay đai dẹt bằng đai thang, xác định chiều dài dây đai L theo tiêu chuẩn và tính lại

khoảng cách trục chính xác? (1,0 đ)

TT

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

$$n_1=1000 \text{ vòng/phút}$$

$$u=2,5$$

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

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

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

Bài làm

Số vòng quay của bánh bị dẫn

$$u=\frac{n_1}{n_2} \Leftrightarrow 2,5=\frac{1000}{n_2} \Rightarrow n_2=400 \text{ vòng / phút}$$

Đường kính bánh bị dẫn

$$u=\frac{d_2}{d_1} \Leftrightarrow 2,5=\frac{d_2}{180} \Rightarrow 450\text{mm}$$

Góc ôm đai

$$\alpha_1=180-57 \cdot \frac{d_2+d_1}{a}=180-57 \cdot \frac{450-180}{2000}$$

$$\Rightarrow \alpha=172,305^\circ$$

Chiều dài tính toán của dây đai

$$\begin{aligned} L_{tt} &= 2 \cdot a + \frac{\pi(d_1+d_2)}{2} + \frac{\pi(d_2-d_1)}{4 \cdot a} \\ &= 2 \cdot 2000 + \frac{\pi(180+450)}{2} + \frac{\pi(450-180)}{4 \cdot 2000} \\ &= 4998,7 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

Chiều dài cần thiết

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

$$L = 4998,7 + (100 \rightarrow 400)$$

$$= 5098,7 \rightarrow 5398,7$$

Chọn $L = 5200\text{mm}$

b)

vận tốc

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

Lực vòng

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

Lực tác dụng lên ổ trục

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

$$F_r = 2 \cdot 800 \cdot \sin\left(\frac{172,305}{2}\right)$$

$$\Rightarrow F_r = 1596,4\text{ N}$$

c)

Hệ số ma sát để không xảy ra hiện tượng trơn trượt

$$\alpha_1 = 172,305^\circ = 3\text{ rad}$$

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

Với $F_t = 0$ thì

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

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

$$\Leftrightarrow f = 0,4$$

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

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)

TT

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

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

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

$$Z_1=22 \text{ răng}$$

$$u=3$$

$$n_1=400 \text{ vòng/phút}$$

Bài làm

a) Số răng Z_2

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

Đường kính vòng chia

$$d_1=\frac{p_c.Z_1}{\pi}=\frac{19,05.22}{\pi}=133,4\text{mm}$$

$$d_2=\frac{p_c.Z_2}{\pi}=\frac{19,05.66}{\pi}=400,2\text{mm}$$

Số mắt xích

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

$$\text{Mà ta có } a=40.p_c=40.19,05=762\text{mm}$$

$$\Rightarrow X = \frac{2.762}{19,05} + \frac{22+66}{2} + \left(\frac{66-22}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{19,05}{762}$$

$$= 125,2 \text{ mm}$$

Chọn mắt xích $x = 125 \text{ mm}$

b) Vận tốc

$$V = \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{19,05 \cdot 22 \cdot 400}{60000}$$

$$= 2,7 \text{ m/s}$$

Lực vòng F_t

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{V} = \frac{1000 \cdot 5}{2,7} = 1851,8 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên ổ trục

$$F_r = K_m \cdot F_t$$

Mà $K_m = 1,15$ bộ truyền nằm ngang

$$\Rightarrow F_r = 1,15 \cdot 1851,8$$

$$= 2129,57 \text{ N}$$

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)

TT

$$T_1 = 80000$$

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

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

$$Z_2 = 4 \cdot Z_1$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Bài làm

Khoảng cách trục a_w

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

$$\Leftrightarrow \cos \beta = \frac{5 \cdot (4 \cdot z_1 + z_1)}{2 \cdot 340} = \frac{25 \cdot z_1}{680}$$

$$\text{Ta có } 20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$$

$$\rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$$

Thay (1) vào (2) ta có

$$\cos 8^\circ \geq \frac{25 \cdot z_1}{680} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{680 \cdot \cos 8^\circ}{25} \geq z_1 \geq \frac{680 \cdot \cos 20^\circ}{25}$$

$$\Rightarrow 27 \geq z_1 \geq 25,5$$

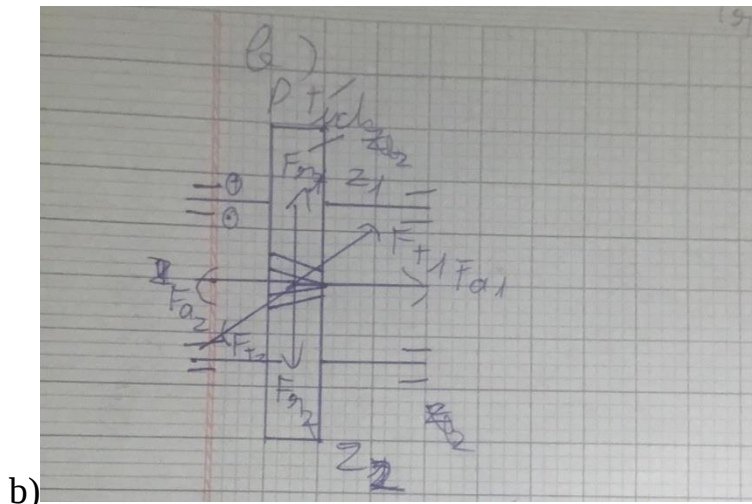
Vậy chọn $z_1 = 26$ răng

$$\Rightarrow z_2 = 4 \cdot 26 = 104 \text{ răng}$$

Góc nghiêng răng

$$\cos \beta = \frac{5 \cdot (104 + 26)}{2 \cdot 340} = \frac{65}{68}$$

$$\beta = 15,04^\circ$$



BÀI 4. (2,25 điểm)

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=2880$ 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:

- 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)