

**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: 1**

HVTH: Nguyễn Trương Quang Huy

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: 1**

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

Bài tiểu luận nguyên lí chi tiết máy là sự kết hợp của việc vận dụng những kiến thức đã học vào việc thực hành thực tế. Quá trình làm tiểu luận là quá trình giúp sinh viên làm quen với việc thực hiện và tự tay mình tạo ra những sản phẩm của mình.

Bên cạnh đó nhờ việc giảng dạy và giúp đỡ của cô Lư Thị Yến Vũ đã giúp em hoàn thành được bài tiểu luận. Em chân thành cảm ơn cô !

Tài liệu tham khảo:

1) Giáo trình NL_CTM

2) <https://lingocard.vn/loi-noi-dau-do-an-chi-tiet-may/>

Nhận xét của giám khảo:

.....

.....

.....

Mục lục

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.1.KHÁI NIỆM CHUNG.....	9
1.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai	9
1.1.2.Phân loại.....	9
1.1.3. Ưu và nhược điểm của truyền động đai.....	9
2.Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai.....	9
2.1.1.Phương pháp căng đai.....	9
2.2.VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI.....	9
2.3.THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	9
2.3.1.Đường kính bánh đai.....	9
2.3.2.Góc ôm đai.....	11
2.3.3.Chiều dài đai và khoảng cách trục.....	11
2.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	11
2.4.1.Vận tốc của bộ truyền động đai.....	11
-Vận tốc tốt nhất nằm trong khoảng $20 \div 25$ 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. 2.4.2.Tỉ số truyền bộ truyền động đai. Trong thực tế đai bị trượt do đó ta có:.....	12
2.4.3.Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai.....	12
2.4.4.Các dạng hỏng của bộ truyền đai.....	13
2.5.LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	13
2.5.1.Lực vòng.....	13
Để tìm quan hệ giữa lực F_0 với F_1 , F_2 ta bỏ qua lực ly tâm và giả thuyết vật liệu đai tuân theo định luật	
CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	13
2.1.KHÁI NIỆM CHUNG.....	13
2.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích.....	13
2.1.2Cấu tạo bộ truyền động xích.....	14
2.1.3.Phân loại bộ truyền động xích.....	14
2.1.4.Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích.....	14
2.2.THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	15
2.2.1.Bước xích.....	15
2.2.2.Đĩa xích.....	15

2.2.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích.....	15
2.4.CÁC DẠNG HỎNG, VẬT LIỆU VÀ BÔI TRƠN.....	15
2.4.1.Các dạng hỏng.	15
2.4.2.Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích.....	16
2.4.3. Bôi trơn.	16
2.5.TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH.....	16
Km=1 khi góc nghiêng đường nối tâm hai trục từ 40° đến vị trí thẳng đứng.	
CHƯƠNG 3. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	19
3.1.KHÁI NIỆM CHUNG.....	19
3.1.1.Định nghĩa.....	19
3.1.2.Phân Loại.	20
3.1.3.Uu nhược điểm và phạm vi sử dụng.....	21
3.2.TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG.....	22
3.2.1.Tỉ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp	22
3.2.2.Tỉ số truyền của hệ thống bánh răng thường.	22
3.2.3.Tỉ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh – visai.	22
3.3.THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	22
3.3.1.Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng -Bước răng trên đường kính vòng chia t: ký hiệu t (mm), bằng bước của thanh răng.	22
3.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.....	23
3.3.3. Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng.	23
3. 4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.	24
3.4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng.....	24
3.4.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng.....	25
3.5. CÁC DẠNG HỎNG, HIỆU SUẤT VÀ BÔI TRƠN CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.	26
3.5.1. Các dạng hỏng và vật liệu chế tạo.	26
-Bánh răng chủ yếu được chế tạo bằng thép, ngoài ra có thể dùng gang, hoặc vật liệu phi kim loại. Tùy theo cách nhiệt luyện, và độ rắn mặt răng, có thể chia bánh răng thép.	
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.....	27
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG.....	27

4.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít.	27
4.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít.	27
4.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng.	28
4. 2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT.	28
4.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT.	28
4.3.2. Vận tốc trượt.	28
4.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH.	28
4.4.1. Lực tác dụng.	28
4.4.2. Tải trọng tính.	29
4.5. CÁC DẠNG HỎNG.	29
-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.	
CHƯƠNG 5. VẬN DỤNG KIẾN THỨC GIẢI BÀI TẬP.	30

CHƯƠNG 1. 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. 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

-Theo tiết diện đai: Đai dẹt, đai thẳng, đai tròn, đai năng.

-Theo kiểu truyền động: Truyền động giữa 2 trục song song nhau, truyền động giữa 2 trục chéo nhau.

1.1.3. Ưu và nhược điểm của truyền động đai.

-Ưu điểm:

- Có thể truyền động giữa 2 trục có không cách xa nhau.

-Làm việc ổn định, không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi.

- Có khả năng truyền chuyển động và cơ năng giữa các trục ở khá xa nhau ($> 15m$). - 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.

-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.

-Kích thước bộ truyền lớn.

-Dây đai mau mòn .

-Tỷ số truyền không lớn.

-Khi dùng bánh căng đai làm tăng số chu kỳ bị uốn của đai, sẽ làm giảm tuổi thọ của đai.

đai. 1.1.4

-Trong quá trình làm việc đai sẽ dần dần dãn ra, sức căng giảm xuống. Do đó ta cần phải điều chỉnh sức căng của đai.

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

2.Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

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

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

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

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

2.1.1.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.

2.2.VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI.

-Vật liệu làm đai thỏa mãn độ bền mỏi, lâu mòn, hệ số ma sát lớn, tính đàn hồi cao.

-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.

-Đai thang: Đai thang gồm có đai sợi xếp và đai sợi bền.

2.2.3. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt.

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

-Trị số tiêu chuẩn của chiều rộng đai b: 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (86), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), (160), (175), 180, 200, 224, (225), 250. Không nên chọn các giá trị trong ngoặc. Bề dày vành bánh đai $\delta = 0,005D + 3 \text{mm}$; Chiều rộng bánh đai $B = 1,1b + (10 \div 15) \text{mm}$, nên chọn theo tiêu chuẩn trong dãy số: 40, 50, 63, 71, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 224, 250, 315, 355, 400, 450. 2.2.3.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.

+Đai thang được chế tạo thành vòng kín, có chiều dài L và tiết diện đai A được tiêu chuẩn hóa. TCVN 2332-78 quy định 6 loại đai thang thường Z, O, A, B, C, D. TCVN 3210- 79 quy định 3 loại đai thang hẹp SPZ, SPA, SPB.

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

-Lớp 1: là lớp chịu lực cơ bản gồm các lớp sợi và cao su. Lớp 2: là lớp chịu kéo gồm có các lớp vải tấm. Lớp 3: là lớp chịu nén bằng cao su. Lớp 4: là lớp định hình bao quanh mặt cắt dày đai bằng vải tấm cao su.

+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...

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

2.3.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.

2.3.1.Đường kính bánh đai.

-Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

-Đường kính bánh đai lớn:

-Trong đó: P_1 : công suất trên trục dẫn (kW)

T_1 : mômen xoắn trên trục dẫn (Nm)

u – tỉ số truyền,

trượt (0,01 ÷ 0,05)

-Các đường kính bánh đai d_1 và d_2 nên quy tròn theo tiêu chuẩn, thường chọn d_1 về phía tăng, d_2 về phía giảm.

-Khi tính toán thiết kế, chọn d_1 theo tiêu chuẩn: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

2.3.2. Góc ôm đai.

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

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

+ Đối với đai hình thang: $\alpha_1 \geq 120^\circ$ (do có tác dụng chêm của đai với rãnh bánh đai)
Từ hình 3.13 ta có: $\alpha_1 = \pi - \beta$.

2.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục.

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

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

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

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

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

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

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

trục a (mm) theo chiều dài dây đai.

2.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

2.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai.

-Vì có hiện tượng trượt nên vận tốc vòng v_2 của bánh bị dẫn chậm hơn vận tốc vòng v_1

của bánh dẫn: $v_2 = (1 - \xi).v_1$

-Trong đó ξ là hệ số trượt, có giá trị từ $0,01 \div 0,05$.

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

+ Đai da $\approx 0,015$.

-Vận tốc tốt nhất nằm trong khoảng $20 \div 25$ 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.

2.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai.

Trong thực tế đai bị trượt do đó ta có:

$$v_1 > v_2$$

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

$$\rightarrow d_2 n_2 = (1 - \xi) d_1 n_1$$

-Nếu đai không bị trượt (lý tưởng).

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

1. Trượt hình học: xảy ra khi đai chưa làm việc và với tác dụng của lực căng ban đầu F_0 giữa đai và bánh đai sinh ra lực ma sát, đai bị giãn dài và trượt trên bánh đai.

2. Trượt đàn hồi: khi bộ truyền làm việc, do lực $F_1 > F_2$ nên độ biến dạng đai khi vào đai lớn hơn độ biến dạng đai khi ra đai $l_1 > l_2$. Do đó, khi vào tiếp xúc với bánh dẫn, đai sẽ bị co lại gây nên hiện tượng trượt đàn hồi và chuyển động chậm hơn bánh dẫn. Trên bánh bị dẫn thì ngược lại. Sự trượt đàn hồi không xảy ra trên toàn bộ cung ôm α_1 và α_2 , chỉ xảy ra trên một phần của các cung α_{1t} và α_{2t} .

3. Trượt trơn: xảy ra khi moment truyền lớn hơn moment ma sát (lực vòng lớn hơn lực ma sát). Vậy trượt trơn là hiện tượng xảy ra khi bộ truyền bị quá tải, bánh bị dẫn dừng lại và hiệu suất của bộ truyền bằng không.

4. Hiệu suất bộ truyền động đai:

Để nghiên cứu ảnh hưởng của sự trượt trong bộ truyền đai đến hiệu suất truyền động và mất vận tốc của bánh đai bị dẫn. Trong hệ tọa độ vuông góc $O\psi\xi$ tiến hành các thí nghiệm xây dựng đường cong biểu diễn quan hệ giữa hệ số trượt ξ với hệ số kéo ψ gọi là đường cong trượt, giữa hiệu suất η với hệ số kéo ψ gọi là đường cong hiệu suất, được lập theo kết quả thí nghiệm các loại đai và vật liệu đai.

-Khi $0 \leq \psi \leq \psi_0$ (ψ_0 : hệ số kéo tới hạn), bộ truyền chỉ có trượt đàn hồi. Nếu tăng dần tải trọng có ích F_t thì hệ số ξ tăng, đồng thời hiệu suất η cũng tăng.

-Khi $\psi_0 \leq \psi \leq \psi_{\max}$ hệ số trượt tăng nhanh, lúc này trong bộ truyền đai có trượt trơn từng phần, hiệu suất của bộ truyền giảm nhanh.

-Khi $\psi \geq \psi_{\max}$ bộ truyền trượt trơn hoàn toàn, hiệu suất bằng 0, hệ số trượt bằng 1.

-Tại giá trị $\psi = \psi_0$ bộ truyền có hiệu suất cao nhất $\eta = \eta_{\max}$, mà vẫn chưa có hiện tượng trượt trơn từng phần.

Lúc này bộ truyền đã sử dụng hết khả năng kéo. Đây là trạng thái làm việc tốt nhất của bộ truyền. Giá trị ψ_0 được gọi là hệ số kéo tới hạn của bộ truyền.

-Tỉ số: $\psi/\psi_{\max} = 1,15 \div 1,5$: hệ số chỉ khả năng chịu quá tải tức thời của bộ truyền.

Kết quả nghiên cứu cho thấy truyền động đai làm việc tốt nhất khi $\psi = \psi_0$, tại đây $\eta = \eta_{\max}$. Đối với đai dẹt $\eta = 0,97 \div 0,98$, đối với đai hình thang $\eta = 0,92 \div 0,97$.

2.4.4. Các dạng hỏng của bộ truyền đai.

-Đứt đai do mỏi.

-Nóng do ma sát.

-Hiện tượng trượt trơn.

2.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.

2.5.1. Lực vòng.

-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).

-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 .

Để tìm quan hệ giữa lực F_0 với F_1 , F_2 ta bỏ qua lực ly tâm và giả thuyết vật liệu đai tuân theo định luật

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. KHÁI NIỆM CHUNG.

2.1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích.

-Đĩa xích dẫn quay, răng của đĩa xích đẩy các mắt xích chuyển động theo. Dây xích chuyển động, các mắt xích đẩy răng của đĩa xích bị dẫn chuyển động, đĩa xích 2 quay.

-Như vậy chuyển động đã được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ sự ăn khớp của răng đĩa xích với các mắt xích. Truyền động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền xích hầu như không có hiện tượng trượt. Vận tốc trung bình của bánh bị dẫn và tỉ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi.

2.1.2 Cấu tạo bộ truyền động 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.

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

+ Đĩa xích bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .

+Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau. Các mắt xích xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa xích.

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 răng.

2.1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích.

1. Ưu điểm:

-Có thể truyền chuyển động giữa các trục khá xa nhau ($A_{\max} = 8 \text{ m}$).

-Khả năng tải cao hơn đai.

-Hiệu suất truyền động cao hơn so với đai, đạt $\eta = 0.96 \div 0.98$.

-Lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với truyền động đai vì lực căng ban đầu không lớn.

-Có thể truyền chuyển động và công suất cùng một lúc đến nhiều trục.

-Không xảy ra sự trượt nên 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
- 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.

3. Phạm vi sử dụng.

- Khoảng cách trục xa đến 8m.
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích.
- 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.

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.

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích df_1, df_2 , mm.

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng da_1, da_2 , mm.

- Số răng của đĩa xích dẫn Z_1 của đĩa xích bị dẫn Z_2 .

- Bước xích p_C , mm,

2.2.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích.

- Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa xích bị dẫn thay đổi cho nên sinh ra tải trọng động. Khi xích có khối lượng m chuyển động với vận tốc V_x thay đổi theo thời gian, nghĩa là chuyển động với gia tốc a_x , sinh ra tải trọng động (lực quán tính).

2.4. CÁC DẠNG HỎNG, VẬT LIỆU VÀ BÔI TRƠN.

2.4.1. Các dạng hỏng.

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

-Đứt xích, dây xích bị tách rời ra không làm việc được nữa, có thể gây nguy hiểm cho người và thiết bị xung quanh. Xích có thể bị đứt do mỏi, do quá tải đột ngột, hoặc do các mối ghép giữa má xích với chốt bị hỏng.

-Mòn bản lề xích. Trên mặt tiếp xúc của bản lề có áp suất lớn, và bị trượt tương đối khi vào ăn khớp với răng đĩa xích, nên tốc độ mòn khá nhanh. Ổng lót và chốt chỉ mòn một phía, làm bước xích tăng thêm một lượng Δp_x .

Khi bước xích tăng thêm, toàn bộ dây xích bị đẩy ra phía đỉnh răng đĩa xích, tâm các chốt nằm trên đường tròn có đường kính $d + \Delta d$. Xích dễ bị tuột ra khỏi đĩa xích.

Mòn làm giảm đáng kể tiết diện ngang của chốt, có thể dẫn đến gãy chốt.

-Các phần tử của dây xích bị mỏi: rỗ bề mặt con lăn, ổng lót, gãy chốt, vỡ con lăn.

-Mòn răng đĩa xích, làm nhọn răng, răng đĩa xích bị gãy.

2.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích.

-Đĩa xích có cấu tạo gần giống bánh răng, chỉ khác ở phần vành răng. Kích thước và biên dạng răng phụ thuộc vào loại xích. Vật liệu làm đĩa xích thường là thép cacbon hay thép hợp kim, sau khi gia công tôi đạt độ cứng 50 – 60H RC.

2.4.3. Bôi trơn.

Bôi trơn là biện pháp làm tăng khả năng làm việc, kéo dài tuổi thọ của bộ truyền động xích. Bôi trơn tốt sẽ làm cho hiệu suất làm việc của bộ truyền cao.

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

-Bôi trơn định kỳ dùng cho bộ truyền có vận tốc thấp khoảng $(3 \div 4)$ m/s, cứ sau

$(8 \div 10)$ giờ bôi trơn một lần hay dùng phương pháp bôi trơn nhỏ giọt. Ngoài ra có thể bôi trơn bằng cách nấu chảy mỡ rồi ngâm xích cho ngấm vào bản lề.

-Bôi trơn thường xuyên dùng cho bộ truyền có vận tốc cao. Nếu vận tốc khoảng $(5 \div 8)$ m/s, ngâm xích ngập trong dầu tới nửa chiều cao mắt xích. Nếu vận tốc $v > 8$ m/s thì tốt nhất là dùng bơm phun dầu liên tục vào mắt xích.

2.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH.

Thông số đầu vào: công suất P_1 , kW; số vòng quay n_1 , vg/ph; tỷ số truyền u .

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

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

$$Z_1 = 29 - 2 \times u.$$

Nên chọn số răng đĩa xích là số lẻ để xích mòn đều.

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

$$Z_2 = u \times Z_1 \quad \text{với điều kiện } Z_2 \leq Z_{2\max}.$$

→ Xác định lại chính xác tỷ số truyền bộ truyền xích, sai số tỉ số truyền $\leq 3\%$.

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

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

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 $K_0=1,25$

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 4.3.

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 $K_{lv}=1,45$.

Bước 5. Tính công suất tính toán P_t theo công thức:

$$P_t = K \times K_z \times K_n \div K_x \times P_1 \leq [P].$$

Trong đó:

P_1 : công suất tính toán (kW).

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

$Kz = Z0 \cdot 1 \div Z1 = 25 \div Z1$ (hệ số răng đĩa xích).

$Kn = n01 \div n1$ (hệ số số vòng quay, giá trị **n01** tra **bảng 4. 3**).

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

Với giá trị Pt vừa xác định, theo bảng 4.4 ta chọn bước xích pc theo cột giá trị $n01$ khi tính hệ số Kn .

Bước 6. Kiểm tra số vòng quay tới hạn (bảng 4.4).

Nếu không thỏa thì ta tăng số dây xích và tính toán lại hoặc thay đổi loại xích.

Bước 7. Xác định vận tốc trung bình v của xích.

-Vận tốc v :

$$v1 = n1 \times Pc \times Z1 \div 60000 (m/s)$$

-Lực vòng có ích:

$$Ft = 1000 \times P \div v \quad (N)$$

Bước 8. Tính toán kiểm nghiệm bước xích.

với $[p0]$ tra từ bảng 4.5, nếu không thỏa thì tăng bước xích và tiến hành tính toán lại.

-Chiều dài xích: $L = X.pc$.

Bước 9. Xác định số mắt xích X .

-Chọn khoảng cách trục sơ bộ từ $a = (30 \div 50).pc$.

Xác định số mắt xích X theo công thức:

-Sau khi chọn số mắt xích, phải tính lại khoảng cách trục a theo công thức:

Và để bộ truyền làm việc bình thường nên giảm a một đoạn $(0,002 \div 0,004)a$.

Bước 10. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn.

$$F1 = Ft$$

$$Fv = qm.v^2$$

với qm tra bảng 4.7

$$F0 = Kf.a.qm.g$$

Kf: hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích. Kf=6 khi xích nằm ngang; Kf=3 khi góc nghiêng giữa đường tâm trục và phương nằm ngang nhỏ hơn 40° ; Kf=1 khi xích thẳng đứng.

Bước 11. Tính lực tác dụng lên trục theo công thức:

-Lực tác dụng lên trục: $Fr = KmFt$.

Km: hệ số trọng lượng xích

Km=1,15 khi xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng giữa đường nối tâm hai trục và phương nằm ngang nhỏ hơn 40° .

Km=1 khi góc nghiêng đường nối tâm hai trục từ 40° đến vị trí thẳng đứng.

CHƯƠNG 3. 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 .

-Trên bánh răng có các răng, khi truyền động các răng ăn khớp với nhau, tiếp xúc và đẩy nhau trên đường ăn khớp.

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng có thể tóm tắt như sau: trục I quay với số vòng quay n_1 thông qua mối ghép then làm cho bánh răng 1 quay. Răng của bánh 1 ăn khớp với răng của bánh 2, đẩy răng bánh 2 chuyển động, làm bánh 2 quay, nhờ mối ghép then trục II quay với số vòng quay n_2 .

-Truyền chuyển động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền bánh răng hầu như không có trượt (chỉ có hiện tượng trượt biên dạng ở phần đỉnh và chân răng), hiệu suất truyền động của bộ truyền rất cao.

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 hypecbôlôit, các trục chéo nhau

Theo tính chất di động của đường tâm các trục

- Truyền động bánh răng thường, đường tâm trục của tất cả các bánh răng đều cố định.
- Truyền động bánh răng hành tinh, đường tâm trục của 1 hoặc nhiều bánh răng di động trong mặt phẳng quay.

Theo phương của răng so với đường sinh

- Truyền động bánh răng thẳng (bánh trụ răng thẳng và bánh côn răng thẳng)
- Truyền động bánh răng nghiêng (bánh trụ răng nghiêng, bánh côn răng xoắn, răng cong)
- Truyền động bánh răng chữ V

Theo dạng ăn khớp

- Bộ truyền ăn khớp ngoài
- Bộ truyền ăn khớp trong

Theo dạng pôfin răng

- Truyền động bánh răng thân khai
- Truyền động bánh răng xyclôit: Biên dạng răng là đường cong xiclôit, sử dụng chủ yếu trong đồng hồ và dụng cụ đo.
- Truyền động bánh răng Nôvikôv: Biên dạng răng là cung tròn, Nôvikov tìm ra năm 1954 làm tăng khả năng tải của bộ truyền, sử dụng nhiều trong xe tăng

Truyền động bánh răng thân khai được dùng rộng rãi hơn cả, do răng được chế tạo bằng dụng cụ có cạnh thẳng, đảm bảo độ chính xác cao và không bị ảnh hưởng của sai số

khoảng cách trục do đó không làm thay đổi qui luật chuyển động và tỉ số truyền.

Theo dạng thay đổi chuyển động.

- Truyền động bánh răng-bánh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động quay

-Truyền động bánh răng-thanh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại

Theo kết cấu

-Bộ truyền hở không được bôi trơn hoặc bôi trơn định kỳ, làm việc với vận tốc thấp

-Bộ truyền kín được bôi trơn đầy đủ, làm việc với vận tốc trung bình hoặc cao.

3.1.3.Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.

1 Ưu điểm:

-Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn

-Tỉ 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.

-Tỉ số truyền (của một cặp bánh răng) có thể từ 1 đến 10 hoặc có thể cao hơn.

3.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

3.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỷ số truyền:

$$u_{12} =$$

$$\omega_1$$

$$\div \omega_2 = n_1 \div n_2 = -Z_2 \div Z_1$$

- 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 n là tỷ số vận tốc góc của hai trục quay đó:

$$u_{1n} = \omega_1 \div \omega_n = n_1 \div n_2$$

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

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

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

-Bước răng trên đường kính vòng chia t : ký hiệu t (mm), bằng bước của thanh răng.

-Mô đun m : Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m , đơn vị đo là mm. Các bánh răng có cùng mô đun sẽ ăn khớp được với nhau. Giá trị của mô đun m được lấy theo dãy số

tiêu chuẩn, để hạn chế số lượng dao gia công bánh răng sử dụng trong thực tế.

$m = t/\pi$ giá trị m được tiêu chuẩn hóa theo các dãy số sau:

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

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

Ưu tiên chọn dãy 1

-Số răng bánh nhỏ Z_1 : nên chọn $Z_1 \geq 17$ để tránh cắt chân răng.

-Số răng bánh lớn Z_2 : xác định từ tỷ số truyền.

-Profil gốc α_0 : $\alpha_0 = 14,5^\circ$; 20° , 25° là thông số cơ bản của biên dạng răng.

Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

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

Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có một bộ thông số tương tự như bộ truyền bánh

răng trụ răng thẳng, được tính trên mặt đầu của bánh răng (mặt phẳng vuông góc với trục bánh răng). Một số thông số được xác định trên mặt phẳng pháp tuyến n-n, vuông góc với phương của răng.

-Gọi β là góc nghiêng của răng (góc làm bởi phương răng và đường sinh của mặt trụ). Phương răng có thể nghiêng trái hoặc nghiêng phải, giá trị của β ; có điều kiện $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$ đối với bánh răng trụ răng nghiêng và $30^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$ đối với bánh răng chữ V.

-Bước ngang p_t : là bước đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng.

-Bước pháp p_n : là bước đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng.

-Môđun ngang m_t : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng.

Môđun pháp m_n : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng. Ta có quan hệ: $p_n = p_t \cos \beta$; $m_n = m_t \cos \beta$

-Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, giá trị m_n được tiêu chuẩn hóa. Các giá trị tính toán thì tính theo m_t .

3.3.3. Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng.

-Bánh răng côn chủ yếu dùng để truyền động giữa hai trục vuông góc với nhau. Khi vận tốc thấp (khoảng $2 \div 3 \text{ m/s}$) thường dùng bánh răng côn răng thẳng vì chế tạo và lắp ghép đơn giản hơn các loại bánh răng nón khác. Khi vận tốc cao thì dùng bánh răng côn răng nghiêng hoặc răng cung tròn vì sự ăn khớp êm, khả năng tải cao và tính công nghệ cũng cao. So với bánh răng trụ thì bánh răng nón chế tạo và lắp ghép phức tạp hơn, các trục lại cắt nhau khiến khó bố trí ổ trục (một trục phải để công xôn). Việc cố định ổ trục cũng phức tạp vì có lực dọc trục. Do đó chỉ sử dụng bánh răng nón khi cần thiết.

Các thông số hình học chủ yếu.

φ_1, φ_2 : góc mặt nón lặn (trùng với mặt nón chia) của bánh dẫn, bánh bị dẫn.

Góc giữa hai trục: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$

Tỷ số truyền:

$$u = Z_2 \div Z_1 = \tan \varphi_2 = 1 \div \tan \varphi_1$$

-Các thông số hình học của bánh răng côn được xét ở hai tiết diện: tiết diện đáy lớn và tiết diện trung bình.

* Các thông số hình học ở đáy lớn:

-Môđun ở đáy lớn: m_s .

Chiều dài đường sinh mặt nón lắn: $L = 0,5 \cdot m_s \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$.

-Chiều dài răng: $b = (0,3 \div 0,33)L$

-Đường kính vòng lắn (vòng chia): $d_1 = m_s \cdot Z_1$; $d_2 = m_s \cdot Z_2$

-Đường kính vòng đỉnh: $d_{e1} = m_s \cdot (Z_1 + 2 \cos \varphi_1)$; $d_{e2} = m_s \cdot (Z_2 + 2 \cos \varphi_2)$

-Đường kính vòng chân: $d_{f1} = m_s \cdot (Z_1 - 2,4 \cos \varphi_1)$; $d_{f2} = m_s \cdot (Z_2 - 2,4 \cos \varphi_2)$

-Chiều cao răng: $h = 2,2 \cdot m_s$.

* Các thông số ở tiết diện trung bình:

-Môđun trung bình: m_{tb}

-Đường kính trung bình: $d_{tb1} = m_{tb} \cdot Z_1 = 2(L - 0,5b) \sin \varphi_1$; $d_{tb2} = m_{tb} \cdot Z_2 = 2(L - 0,5b) \sin \varphi_2$

-Lưu ý: do kích thước độ lớn của răng tỷ lệ với khoảng cách đến đỉnh các mặt nón nên ta có tỉ lệ:

$$m_{tb} \div m_s = L - 0,5 \cdot b \div L$$

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.

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.

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

-Giá trị: $F_n = F_t \div \cos \alpha$

Với α gọi là góc ăn khớp, bánh răng tiêu chuẩn thông thường $\alpha = 20^\circ$

2. Lực vòng F_t .

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp.

-Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng

-Độ lớn:

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1 \div d_1 = 2T_2 \div d_2 = 2T_1 \div m \times Z_1$$

3. Lực hướng tâm F_{r1} .

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp.

-Chiều hướng vào tâm bánh răng

-Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha$

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

Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, gồm có các lực tác dụng sau:

1. Lực pháp tuyến F_n : nằm trong mặt phẳng pháp tuyến và phân tích thành 3 thành phần F_t , F_r , F_a .

-Giá trị: $F_n = F_t \div \cos \alpha \cdot \cos \beta$

2. Lực vòng F_{t1} .

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng

-Độ lớn:

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1 \div d_1 = 2T_2 \div d_2 = 2T_1 \cdot \cos \beta \div m_n \times Z_1$$

3. Lực hướng tâm F_{r1}

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều hướng vào tâm bánh răng

-Giá trị: $F_{rt} = F_{r2} = F_{t1} \times \tan \alpha \div \cos \beta$

4. Lực hướng tâm F_{a1}

-Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

-Chiều hướng vào mặt răng làm việc

-Giá trị:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1}$$

$\tan \beta$

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

1. Lực vòng:

Ft1 tác dụng lên trục dẫn I, lực Ft2 tác dụng lên trục II.

-Điểm đặt: vị trí ăn khớp

-Phương của Ft1 và Ft2 trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn.

-Chiều của Ft1 ngược với chiều quay n_1 , chiều của Ft2 cùng với chiều quay n_2 .

2. Lực hướng tâm.

-Điểm đặt: vị trí ăn khớp.

-Phương chiều: Fr1 tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I.

-Lực hướng tâm Fr2 vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

3. Lực dọc trục.

-Điểm đặt: vị trí ăn khớp.

-Phương chiều: Fa1 tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục Fa2 song song với trục II.

-Chiều của lực Fa1 hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của Fa2 luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.

3.5. CÁC DẠNG HỎNG, HIỆU SUẤT VÀ BÔI TRƠN CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.

3.5.1. Các dạng hỏng và vật liệu chế tạo.

1. Các dạng hỏng

Trong quá trình làm việc, trên bánh răng có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

-Gãy răng bánh răng, là dạng hỏng nguy hiểm nhất, bộ truyền không tiếp tục làm việc được nữa và còn gây nguy hiểm cho các chi tiết máy lân cận.

-Tróc rỗ mặt răng, trên mặt răng 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 có độ rắn mặt răng cao, ứng suất tiếp xúc không lớn lắm và được bôi trơn đầy đủ.

-Mòn răng, ở phía chân răng và đỉnh răng có trượt biên dạng, nên răng bị mài mòn. Mòn làm yếu chân răng và làm nhọn đỉnh răng.

2. Vật liệu chế tạo.

-Bánh răng chủ yếu được chế tạo bằng thép, ngoài ra có thể dùng gang, hoặc vật liệu phi kim loại. Tùy theo cách nhiệt luyện, và độ rắn mặt răng, có thể chia bánh răng thép.

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT.

4.1. KHÁI NIỆM CHUNG.

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

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

-Trục vít là một trục có nhiều vòng ren, thường bằng thép. Bánh vít có cấu tạo tương tự bánh răng nghiêng nhưng dạng răng khác, mặt chân răng là một phần của mặt xuyên, thường làm bằng hợp kim màu. Bánh vít được gia công bằng dao phay lăn có hình dạng giống như trục vít sẽ ăn khớp với nó .

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

-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 bên cạnh

-Bộ truyền trục vít nằm dưới.

3. Theo hình dáng trục vít

-Bộ truyền trục vít trụ: có trục vít hình trụ.

-Bộ truyền trục vít lõm (còn gọi là bộ truyền glôbôit), trong đó trục vít được khoét lõm.

d.Theo số mối ren

-Trục vít một mối ren

-Trục vít nhiều mối ren.

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

1. Ưu điểm.

-Tỉ số truyền lớn, có thể đến 1000.

-Có khả năng tự hãm.

-Làm việc êm và không ồn.

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.

4. 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.

4.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT.

-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 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 ($i \neq d_2/d_1$) mà bằng tỉ số giữa số răng bánh vít với số môi ren của trục vít.

4.3.2. Vận tốc trượt.

-Vận tốc trượt vtr: $vtr = v_1/\cos\lambda$

4.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH.

4.4.1. Lực tác dụng.

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 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 .

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.

4.4.2. 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: $K = K_{tt} \cdot K_d$.

4.5. 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.

-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.

-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. Dạng hỏng này thường xuất hiện ở các bộ truyền có áp suất trên mặt tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp.

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

-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.

-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.

CHƯƠNG 5. VẬN DỤNG KIẾN THỨC GIẢI BÀI TẬP

Bài 1 : Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 6\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 980$ 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 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)

Tóm tắt:

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

$$n_1 = 980 \text{ vòng/phút}$$

$$u=2$$

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

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

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

Bài làm

a) Số vòng quay bánh bị dẫn:

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

$$2 = \frac{980}{n_2}$$

$$\Rightarrow n_2 = 490\text{mm}$$

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

$$2 = \frac{d_2}{200}$$

$$\Rightarrow d_2 = 400$$

Góc ôm đai:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \\ &= 180 - 57 \cdot \frac{400 - 200}{2000} = 174,3^\circ\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}L_{tt} &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \left(\frac{d_2 - d_1}{4 \cdot a} \right)^2 \\ &= 2 \cdot 2000 + \frac{\pi}{2} (200 + 400) + \frac{(300 - 150)^2}{4 \cdot 1200} \\ &= 4947,47 \text{ mm}\end{aligned}$$

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

$$= 5047,5 - 5347,5$$

Chọn L=5200 mm

b) Lực vòng F_t :

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

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

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 6}{10,3} = 582,52 (N)$$

Lực tác dụng lên trục

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha^1}{2}\right)$$

$$= 2.800. \sin\left(\frac{174,3}{2}\right)$$

$$= 1558,02(N)$$

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

$$\alpha_1 = 174,3^\circ = 3,04(rad/s)$$

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

Với $F_v = 0$ thì

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

$$\Leftrightarrow 800 \geq \frac{582,52}{2} \cdot \frac{e^{f \cdot 3,04} + 1}{e^{f \cdot 3,04} - 1}$$

$$\Leftrightarrow f \geq 0,25$$

Vậy hệ số ma sát nhỏ nhất để không xảy ra hiện tượng trượt tron $f_{\min} = 0,25$

$$d) L_{tt} = 4947,47$$

Chọn $L = 5000\text{mm}$

Câu 2 : Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: khoảng cách trục $a=1000$ mm, bước xích $p_c=25,4$ mm; công suất truyền động $P=8$ 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)

Tóm tắt:

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

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

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

$$Z_1=23 \text{ răng}$$

$$u=3$$

$n_1 = 300$ vòng/phút

Bài giải

a) Số răng đĩa xích bị dẫn Z_2 :

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 3 \cdot 23 = 69 \text{ (răng)}$$

Đường kính vòng chia đĩa xích dẫn d_1 :

$$d_1 = \frac{p_c \cdot Z_1}{\pi}$$

$$= \frac{25,4 \cdot 23}{\pi}$$

$$= 185,95 \text{ (mm)}$$

Đường kính vòng chia đĩa xích bị dẫn d_2 :

$$d_2 = \frac{p_c \cdot Z_2}{\pi}$$

$$= \frac{25,4 \cdot 69}{\pi}$$

$$= 557,86 \text{ (mm)}$$

Số mắt xích

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

$$= \frac{2 \cdot 1000}{25,4} + \frac{1}{2}(69 + 23) + \left(\frac{69 - 23}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1000}$$

$$= 126,1$$

=> Chọn $X = 124$ mắt xích

b) Vận tốc v_1 :

$$v_1 = \frac{n_1 \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 185,95 \cdot 300}{60000} = 2,92 \text{ (m/s)}$$

Lực vòng:

$$F_t = \frac{1000 - P}{v} = \frac{1000 - 8}{2,92} = 339,7(N)$$

Mà bộ truyền nằm ngang

$$\begin{aligned} \rightarrow F_r &= K_m \cdot F_t \\ &= 1,15 \cdot 339,7 \\ &= 390,6 (N) \end{aligned}$$

Câu 3: 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:

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

Tóm tắt:

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

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

$$Z_1= 28 \text{ răng}$$

$$Z_2=105 \text{ răng}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Bài làm

a) Khoảng cách trục a_w

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

$$\rightarrow \cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{m_n \cdot (105 + 28)}{2 \cdot 340} \quad (1)$$

Điều kiện góc nghiêng răng : $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ \quad (2)$

$$\text{Thay (1) vào (2)} \rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n \cdot (105 + 28)}{2 \cdot 340} \geq \cos 20^\circ$$

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

$$\rightarrow 5,06 \geq m_n \geq 4,80$$

Vậy chọn modun pháp $m_n = 5\text{mm}$

Góc nghiêng răng:

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (105 + 28)}{2 \cdot a_w} = \frac{5 \cdot (105 + 28)}{2 \cdot 340} = \frac{133}{136}$$

$$\Rightarrow \beta = 12,05^\circ$$

Lực vòng

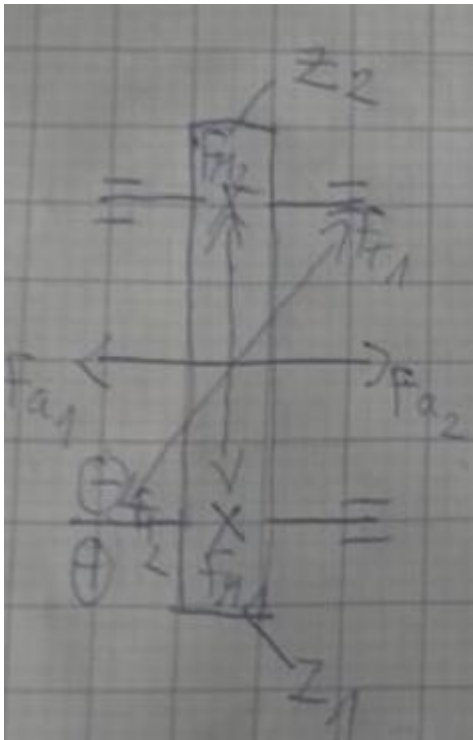
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos \beta}{m_n \cdot Z_1}$$
$$= \frac{2.800000 \cdot \cos 12,05^\circ}{5 \cdot 28} = 1117,7(N)$$

Lực hướng tâm

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1117,7 \cdot \tan 20^\circ}{12,05} = 33,76(N)$$

Lực dọc trục

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \tan \beta = 1117,7 \cdot \tan 12,05^\circ = 238,6(N)$$



Câu 4: Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{đc}=1980$ 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 (1,0đ)
- b. Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng. (1,25 đ)