

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: 9

Ngành học: CHẾ TẠO KHUÔN MẪU

Họ và Tên: Sĩ Đỗ Gia Huy

MSSV: 20005155

Lớp học: 20C1 CTK1

GVHD: Lưu Thị Yến Vũ

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

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

Môn Học: Nguyên lý Chi Tiết Máy

ĐỀ SỐ: 9

Ngành học: Chế Tạo Khuôn Mẫu

Họ và Tên: Sĩ Đỗ Gia Huy

MSSV: 20005155

Lớp học: 20c1 CTK1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 19/7/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Cơ khí là một trong những ngành công nghiệp có lịch sử lâu đời ở nước ta. Ban đầu nó được biểu hiện dưới dạng các nghề thủ công tạo ra công cụ sản xuất, binh khí... phục vụ công cuộc xây dựng, phát triển và gìn giữ đất nước. Từ đó đến nay, Ngành

này đã phát triển khá toàn diện, đã có sự chuyên môn hóa ở một số lĩnh vực, trình độ công nghệ cũng ở một mức độ nhất định và đóng vai trò là ngành công nghiệp “xương sống” của nền sản xuất xã hội, cung cấp thiết bị, máy công cụ, máy động lực... cho tất cả các ngành kinh tế, đáp ứng nhu cầu hàng ngày của người dân, góp phần quan trọng vào sự phát triển của nền kinh tế đất nước. Bất kể một sản phẩm cơ khí nào cũng được tiến hành như sau :Căn cứ vào yêu cầu sử dụng , thiết kế ra nguyên lí của thiết bị , từ đó thiết kế ra kết cấu thực sau đó là chế tạo thử nghiệm và sửa đổi hoàn thiện rồi mới đưa vào sản xuất hàng loạt .Nhiệm vụ của nhà thiết kế là phải thiết kế ra những thiết bị đảm bảo phù hợp với yêu cầu sử dụng , còn nhà công nghệ thì căn cứ vào kết cấu đã thiết kế để chuẩn bị vào quá trình sản xuất . Giữa thiết kế và chế tạo có mối quan hệ chặt chẽ . Nhà thiết kế khi nghĩ đến yêu cầu sử dụng của thiết bị đồng thời cũng phải nghĩ đến vấn đề công nghệ để sản xuất ra chúng . Vì vậy nhà thiết kế cũng phải nắm vững những kiến thức về công nghệ chế tạo .

MỤC LỤC

Chương 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

Chương 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

Chương 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

.....

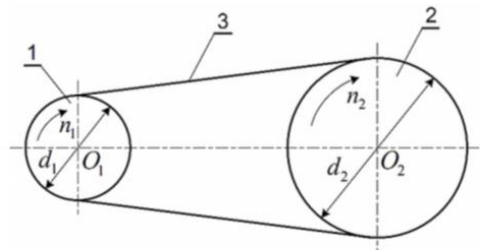
TÀI LIỆU THAM KHẢO

Chương 1: Bộ Truyền Đai

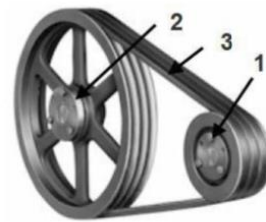
1.1. KHÁI NIỆM CHUNG

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.



Hình 3.1 Bộ truyền đai

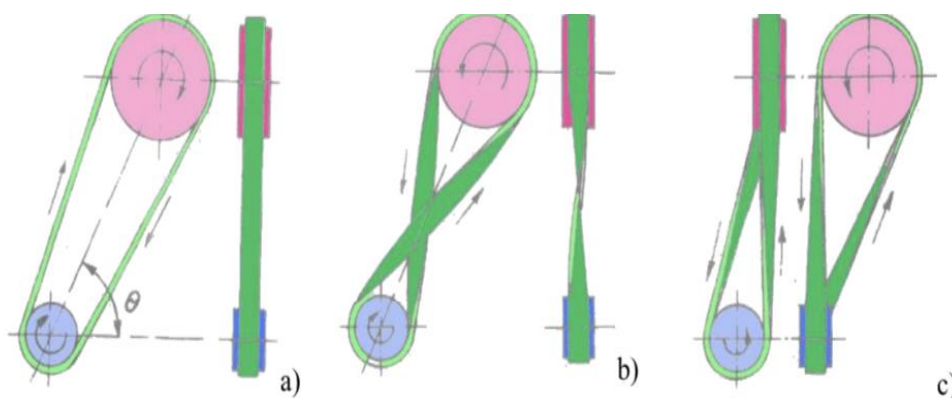


Bộ truyền đai thường có hai bánh đai (như hình 3.1) gồm:

1. Bánh dẫn
2. Bánh bị dẫn 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 bố bộ truyền động đai



Hình 3.3. Truyền động đai theo vị trí

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 (hình 3.2c).

+ 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).

* Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

1. Ưu điểm

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

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

An toàn cho các tiết máy khác khi bị quá tải, vì đai sẽ trượt trên toàn phần trên bánh. - Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

2. Nhược điểm

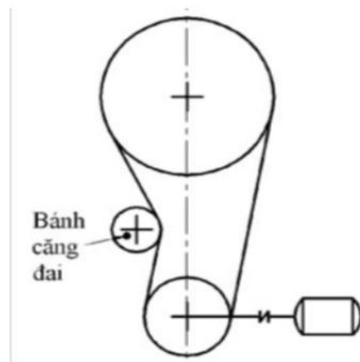
- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường kính bánh đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh.
- Lực tác dụng trên trục và ổ lớn do phải căng đai (lực tác dụng trên trục và ổ tăng thêm $2 \div 3$ 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

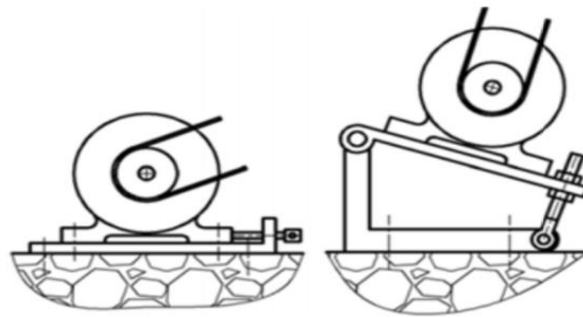
3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

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

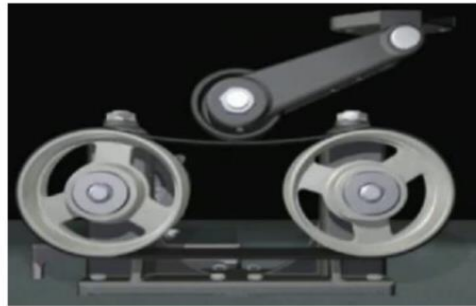
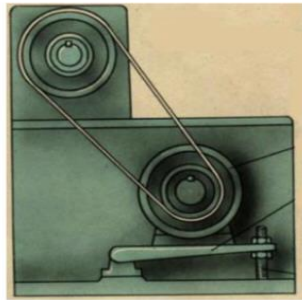
1.1.4 Phương pháp căng đai



Hình 3.4. Điều chỉnh căng đai đai bằng bánh căng đai



Hình 3.5. Điều chỉnh căng đai bằng vít căng đai

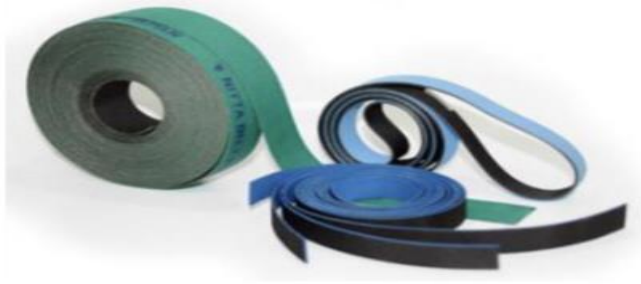


Hình 3.6. Điều chỉnh căng đai nhờ trọng lượng động cơ

1.2 Vật liệu và kết cấu đai

1.1.2 Vật liệu làm đai

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



Hình 3.7. Đai dẹt



Hình 3.8. Đai thang

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.

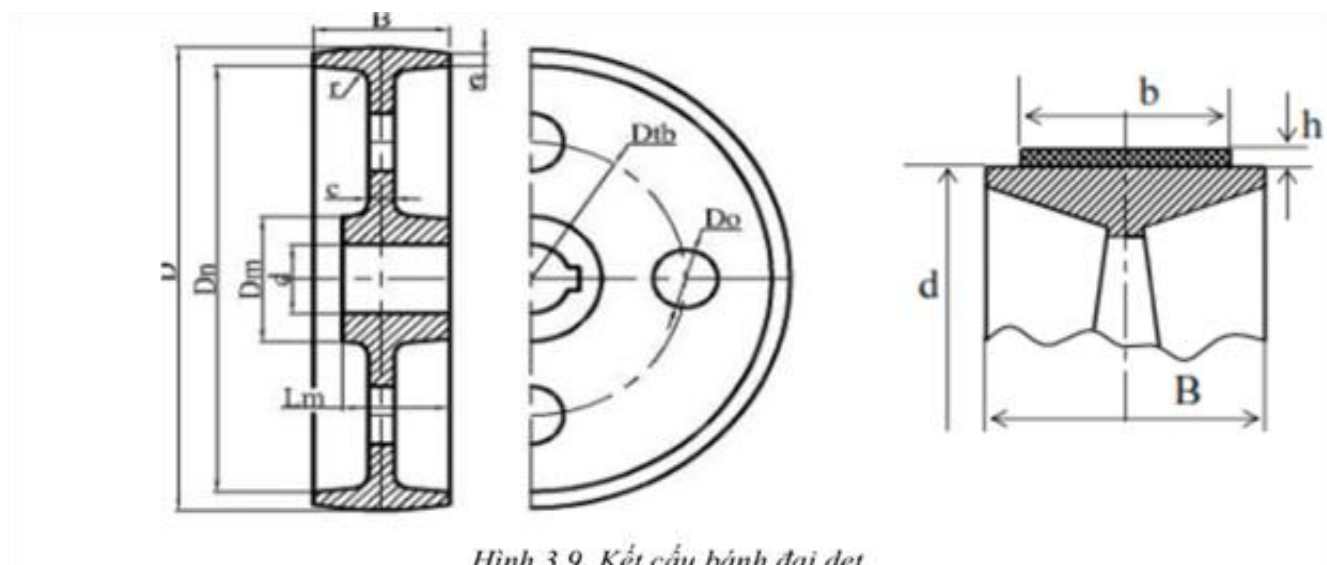
b. Đai thang: Đai thang gồm có đai sợi xếp và đai sợi bện

1.2.2 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.

Bảng 3.1. Các thông số đai dẹt

Số lớp vải	Chiều dày đai h, mm		Đường kính nhỏ nhất của bánh đai, mm	
	Không có lớp lót	Có lớp lót	Trị số nên dùng	Trị số cho phép
2	2,5	3	100	80
3	3,75	4,5	160	125
4	5	6	224	180
5	6,25	7,5	280	250



Hình 3.9. Kết cấu bánh đai dẹt

1.2.3. Kết cấu đai thang

Bề rộng lớn nhất của đai; bo: Bề rộng của đai tại mặt phẳng trung hòa; yo:

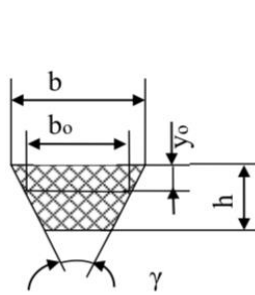
Khoảng cách từ mặt phẳng trung hoà đến mặt trên của đai; h: Chiều cao của đai;

$\gamma = 40^\circ$: Góc ở đỉnh; L: Chiều dài đai, được tính là chiều dài lớp trung hòa.

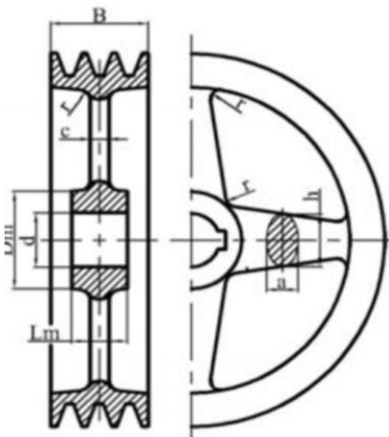
+ Đai thang được chế tạo thành vòng kín, có chiều dài L và tiết diện đai A được tiêu chuẩn hóa. TCVN 2332-78 quy định 6 loại đai thang thường Z, O, A, B, C, D. TCVN 3210- 79 quy định 3 loại đai thang hẹp SPZ, SPA, SPB.

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

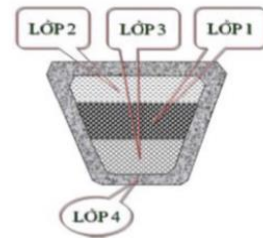
Mặt cắt ngang đai hình thang loại A như hình 3.12 gồm các lớp sau:



Hình 3.10. Tiết diện dây đai thang



Hình 3.11. Kết cấu bánh đai thang



Hình 3.12. Mặt cắt ngang đai hình thang loại A

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...

Bảng 3.2. Kích thước mặt cắt đai, chiều dài đai, đường kính bánh đai các loại đai thang

Dạng đai	Ký hiệu	b ₀ , mm	b, mm	h, mm	y ₀ , mm	A, mm ²	Chiều dài đai, mm	T ₁ , Nm	d ₁ , mm
Đai thang	Z	8,5	10	6	2,1	47	400 ÷ 2500	< 25	70 ÷ 140
	A	11	13	8	2,8	81	560 ÷ 4000	11 ÷ 70	100 ÷ 200
	B	14	17	10,5	4,0	138	800 ÷ 6300	40 ÷ 190	140 ÷ 280
	C	19	22	13,5	4,8	230	1800 ÷ 10600	110 ÷ 550	250 ÷ 400
	D	27	32	19	6,9	476	3150 ÷ 15000	450 ÷ 2000	320 ÷ 630
	E	32	38	23,5	8,3	692	4500 ÷ 18000	1100 ÷ 4500	500 ÷ 1000
Đai thang hẹp	SPZ	8,5	10	8	2	56	630 ÷ 3500	< 500	< 150
	SPA	11	13	10	2,8	93	800 ÷ 4500	90 ÷ 400	90 ÷ 400
	SPB	14	17	13	3,5	159	1250 ÷ 8000	300 ÷ 2000	300 ÷ 2000

1.3 Thông số hình học bộ truyền đai

3. Thông số hình học

Góc ôm trên bánh dẫn (rad)

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

Góc ôm trên bánh dẫn (độ)

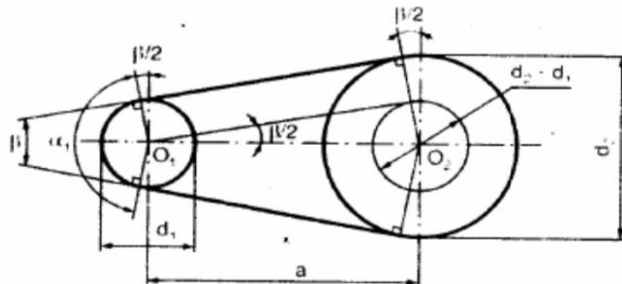
$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}$$

Chiều dài dây đai L

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

Khoảng cách trục a

$$a = \frac{\left(L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2}}{4}$$



a - khoảng cách giữa hai trục; α_1 - góc ôm bánh đai nhỏ

Hình 4.10 Các thông số hình học bộ truyền đai

4. Vận tốc và tỉ số truyền

Vận tốc dài trên bánh dẫn

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{6.10^4}$$

Vận tốc dài trên bánh bị dẫn

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{6.10^4}$$

Tỉ số truyền

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

Nếu bỏ qua hiện tượng trượt

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

5. Lực và ứng suất trong bộ truyền đai

5.1 Lực

F_0 : lực căng ban đầu $F_0 = A \cdot \sigma_0$

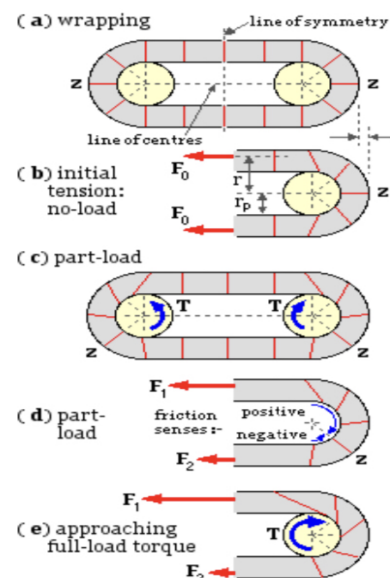
F_1 : lực trên nhánh căng $F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}$

F_2 : lực trên nhánh chùng $F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}$

F_t : lực vòng $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

F_v : lực căng phụ do lực quán tính ly tâm

$$F_v = q_m v^2$$



2. Bộ Truyền Động Xích

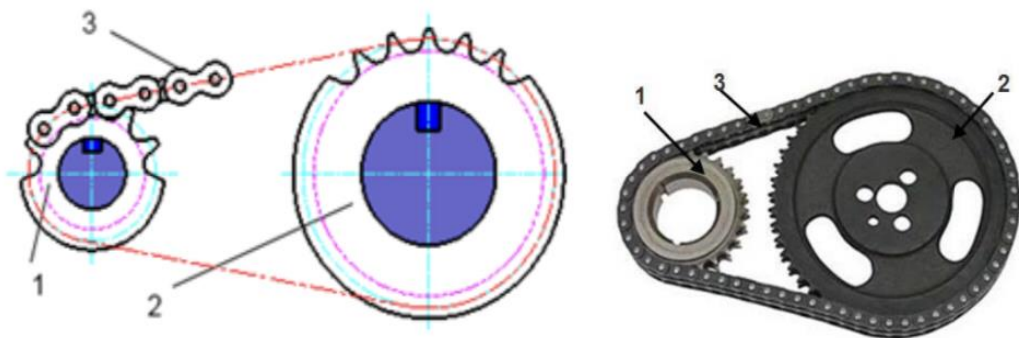
2.1. KHÁI NIỆM CHUNG

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.



Hình 4.1. Bộ truyền xích

2.1.2 Cấu tạo bộ truyền động xích

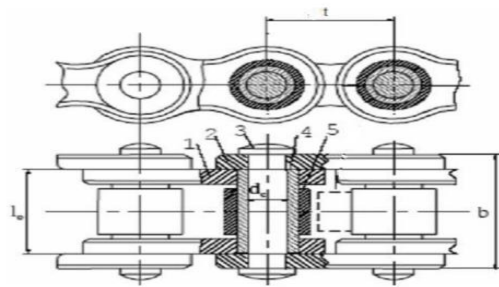
Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3 (hình 4.1). Ngoài ra, tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che. Có khi dùng một xích để truyền động từ đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn.

+ 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.

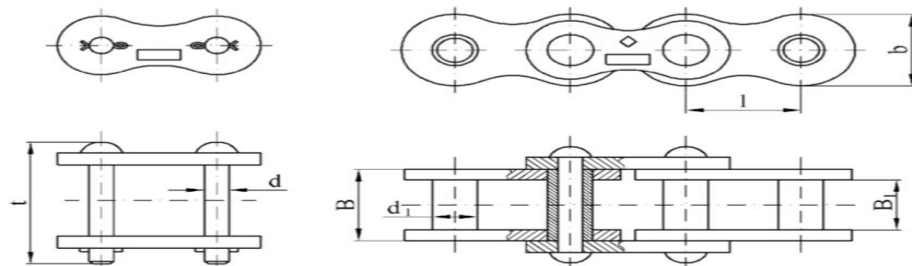
+ Đĩa xích bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .

+ 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



Hình 4.3. Xích con lăn



Hình 4.5. Xích ống



Hình 4.6. 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 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

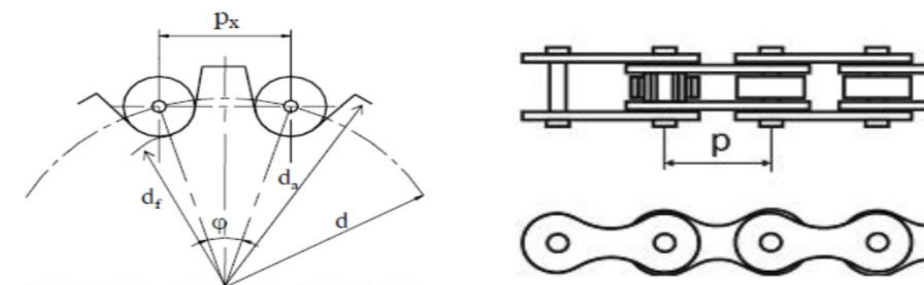
- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500v/p$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

2.2 THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH 4.2.1. Bước xích

Bước xích p , mm được tiêu chuẩn hóa. Cũng là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.

Bước xích p có giá trị từ 12, 7÷50,8 mm, có thể chọn theo bảng 4.2

4.2.2. Đĩa xích



Hình 4.7. Thông số hình học của bộ truyền 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 (Hình 4.7). Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

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

Z: số răng đĩa xích; p_c : bước xích (tiêu chuẩn)

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích d_{f1} , d_{f2} , mm.

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng d_{a1} , d_{a2} , mm.

$$d_a = p_c \left(0,5 + \cotg \frac{180}{Z} \right) \text{ (mm)}$$

- Số răng của đĩa xích dẫn Z_1 của đĩa xích bị dẫn Z_2 .
- Bước xích p_c , mm, là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.
- Số mắt của dây xích X luôn là số chẵn, để dễ dàng nối với nhau.

Số mắt xích: $X=L/p_c$

- Khoảng cách trục a , là khoảng cách giữa tâm đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn; mm.

2.2.3 Số răng đĩa xích

Số răng dẫn z_1 ta theo công thức:

Số răng của đĩa dẫn thường chọn là số lẻ, để chống mòn xích và đĩa xích.

Thường người ta chọn $Z_{1min}=13 \div 15$ khi $v < 2$ m/s.

Đối với bộ truyền chịu tải trọng va đập nên chọn $Z_{min} \geq 17$ khi $v > 2$ m/s.

Trong tính toán thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2u$ (4.1)

- Số răng đĩa bị dẫn Z_2 :

Tính theo công thức sau: $Z_2 = u \cdot Z_1 \leq Z_{2max}$ (4.2)

Để tránh tuôn xích: $Z_{2max} \leq 100 \div 120$ đối với xích con lăn, $Z_{2max} \leq 120 \div 140$: đối với xích răng.

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

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

4.2.4. Khoảng cách trục và số mắt xích

1. Số mắt xích

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức $a = (30 \div 50) \cdot p_c$ (4.3)

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

$$L \approx 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \text{ (mm)} \quad (4.4)$$

Loại xích	Tỷ số truyền u					
	1 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	5 – 6	> 6
	Số răng Z_1					
Xích ống con lăn	30 – 27	27 – 25	25 – 23	23 – 21	21 – 17	17 – 15
Xích răng	35 – 32	32 – 30	30 – 27	27 – 23	23 – 19	19 – 17

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

$$\rightarrow L \approx 2 \cdot a + \frac{p_c}{2} (Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c^2}{a} \quad (mm) \quad (4.5)$$

- Số mắt xích: Mặt khác $L = X \cdot p_c \Rightarrow$ Số mắt xích X

$$X = \frac{L}{p_c} \approx \frac{2 \cdot a}{p_c} + \frac{1}{2} (Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c}{a} \quad (4.6)$$

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

2. Khoảng cách trục chính xác

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

$$a = 0,25 \cdot p_c \cdot \left[\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \quad (mm) \quad (4.7)$$

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

Từ số mắt xích X đã chọn phải tính lại chiều dài L của dây xích theo công thức:

$$L = X \cdot p_c \quad (4.8)$$

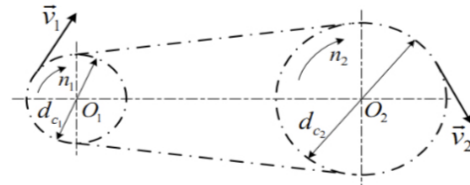
2.3 Động học của bộ truyền động xích

2.3.1 Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

- Vận tốc bộ truyền xích:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} \quad (m/s) \quad (4.8)$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{p_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \quad (m/s) \quad (4.9)$$



Hình 4.8. Vận tốc trung bình trong bộ truyền xích

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

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

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

Nên chọn $u \leq 8$

2.3.2 Lực tác dụng lên bộ truyền động xích

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g \quad (4.10)$$

a: chiều dài đoạn xích tự do gần bằng khoảng cách trục (m)

q_m : khối lượng một mét xích (kg/m)

g: gia tốc trọng trường (m/s²)

K_f : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích, $K_f = 6$ khi bộ truyền nằm ngang, $K_f = 3$ khi góc nghiêng $< 40^\circ$, $K_f = 1$ khi bộ truyền thẳng đứng.

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

$$\sum T = -T_1 + F_1 \cdot \frac{d_1}{2} - F_2 \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (4.11)$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} \quad (4.12)$$

$$\text{- Lực quán tính ly tâm: } F_v = q_m \cdot v^2 \quad (4.13)$$

Giá trị $F_2 = F_0 + F_v$. Vì F_0 và F_v tương đối nhỏ so với lực vòng F_t , nên khi tính toán ta có thể lấy gần đúng $F_1 \approx F_t$; $F_2 \approx 0$

$$\text{- Lực tác dụng lên ổ và trục: } F_r = K_m \cdot F_t \quad (4.14)$$

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. 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)

$$F_d = m \cdot a_x = \frac{a \cdot q_m \cdot n_1^2 \cdot p_c}{18 \cdot 10^7} \text{ (N)} \quad (4.15)$$

Trong đó m: khối lượng xích (kg)

a_x : Gia tốc xích (m/s)

a: khoảng cách trục (mm)

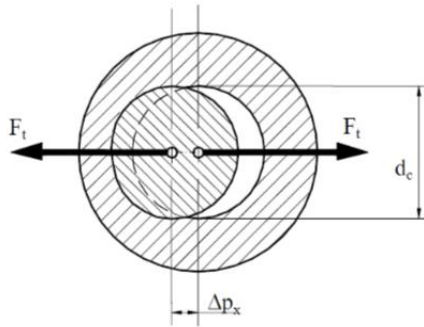
p_c : Bước xích (mm)

n_1 : tốc độ quay của đĩa xích dẫn (vg/ph)

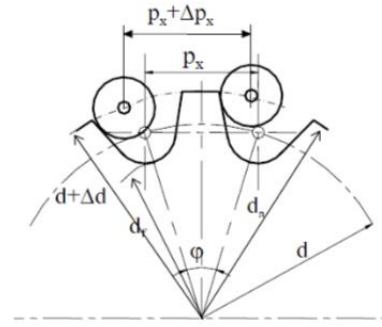
q_m : khối lượng 1 mét xích (kg/m)

2.4. CÁC DẠNG HỒNG, VẬT LIỆU VÀ BÔI TRƠN

2.4.1. Các dạng hồng



Hình 4.7. Xích bị mòn làm tăng bước xích



Hình 4.8. Hiện tượng xích bị tuột

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. Ống lót và chốt chỉ mòn một phía, làm bước xích tăng thêm một lượng Δp_x (Hình 4.7).

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 (Hình 4.8).

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

Các phần tử của dây xích bị mỏi: rễ bề mặt con lăn, ống 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

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

→ 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 $K_0=1$; nếu lớn hơn 60° thì $K_0=1,25$.

Ka: 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. Ka tra bảng 4.3

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 Ka

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

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

Kr: 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 Kr=1; nếu tải trọng có va đập (hay va đập nhẹ) thì Kr=1,2÷1,5; nếu có va đập mạnh thì Kr=1,8.

Klv: hệ số xét đến chế độ làm việc: làm việc một ca thì Klv=1; làm việc hai ca thì Klv=1,12; làm việc ba ca thì Klv=1,45.

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

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

Trong đó:

P_1 : công suất tính toán (kW)

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

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

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

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

Bảng 4.3. Lựa chọn bước xích p_c theo công suất cho phép $[P]$

Bước xích $p_c, (mm)$	Đường kính chốt $d_o, (mm)$	Chiều dài ống $b_o, (mm)$	Công suất cho phép $[P]$ khi số vòng quay của đĩa nhỏ $n_{01}, (vg/ph)$							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	
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			

Với giá trị P_t vừa xác định, theo bảng 4.4 ta chọn bước xích p_c theo cột giá trị n_{01} khi tính hệ số K_n .

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

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

Bảng 4.4. Giá trị giới hạn bước xích p_c theo số vòng quay n_1

Số vòng quay, (vg/ph)								
- Xích con lăn $Z_1 \geq 15$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
- Xích răng $Z_1 \geq 17$	3300	2650	2200	1650	1320			
Bước xích $[p_c]_{\max}$ cho phép, (mm)	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8

- Vận tốc v :

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

- Lực vòng có ích:

$$F_t = \frac{1000 \times P}{v} \text{ (N)}$$

Bước 7.

Xác định vận tốc trung bình v của xích

Bước 8. Tính toán kiểm nghiệm bước xích

Theo công thức sau:

$$p_c \geq 2,82 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{Z_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}} = 600 \times \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K}{Z_1 \cdot n_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}}$$

với $[p_0]$ tra từ **bảng 4.5**, nếu không thỏa thì tăng bước xích và tiến hành tính toán lại.

Bảng 4.5. Áp suất cho phép $[p_0]$

Bước xích p_c , (mm)	Áp suất cho phép trong bản lề xích $[p_0]$ (MPa) khi số vòng quay bánh xích nhỏ n_1 (vg/ph)								
	≤ 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
12,7÷15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	16
19,05÷25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	
31,75÷38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15		
44,45÷50,8	35	26	21	17,5	15				

- Chiều dài xích: $L = X \cdot p_c$

Bước 9. Xác định số mắt xích X

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

- Xác định số mắt xích X 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

Xích răng	60	50	40	25	20			
-----------	----	----	----	----	----	--	--	--

$$s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_0} \leq [s]$$

với [s] tra **bảng 4.6** và Q tra **bảng 4.7**

Bảng 4.6. Hệ số an toàn cho phép [s]

Số vòng quay n, (vg/ph)	Bước xích p _c , (mm)					
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1
49,94	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5
99,89	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0
299,85	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8
499,40	8,5	8,9	9,4	10,2	11,8	12,5
749,62	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0
998,86	10,0	19,8	11,7	13,1	15,0	

Bảng 4.7. Thông số xích con lăn 1 dãy

Kích thước, (mm)		Diện tích bản lề A, (mm ²)	Tải trọng phá hủy Q, (kN)	Khối lượng 1m xích q _m (kg)
d	h			
10,16	14,8	71	22,7	0,9
11,91	18,2	105	29,5	1,6
15,88	24,2	180	50,0	2,6

$$F_1 = F_t$$

$$F_v = q_m \cdot v^2$$

với q_m tra **bảng 4.7**

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g$$

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

Và kiểm tra số lần va đập của xích trong một giây theo công thức:

$$i = \frac{4 \cdot v}{L} = \frac{4 \cdot n_1 \cdot Z_1 \cdot p_c}{p_c \cdot X \cdot 60} = \frac{Z_1 \cdot n_1}{15 \cdot X} \leq [i]$$

trong đó: X số mắt xích

Z₁, n₁: số răng và số vòng quay của đĩa xích dẫn

[i]: số lần va đập cho phép của xích trong một giây (**bảng 4.8**)

Bảng 4.7. Số lần va đập cho phép của xích [i] trong một giây

Dạng xích	Bước xích p _c , (mm)							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Xích con lăn	40	30	25	20	16	14	12	10

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.

- Xác định các kích thước bộ truyền:

Thông số hình học		Công thức
Đường kính vòng chia	Bánh dẫn	$d_1 = \frac{p_c \times Z_1}{\pi}$
	Bánh bị dẫn	$d_2 = \frac{p_c \times Z_2}{\pi}$
Đường kính vòng đỉnh	Bánh dẫn	$d_{a1} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_1)]$
	Bánh bị dẫn	$d_{a2} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_2)]$

3. Bộ truyền động bánh răng

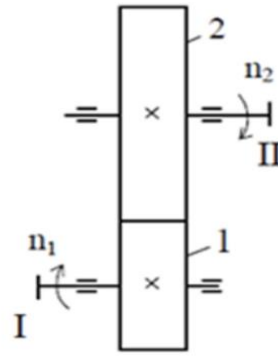
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

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



Hình 5.1. Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng (Hình 5.1) 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.

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 (Hình 5.2)
- Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau (Hình 5.3)
- Truyền động bánh răng hypecbôlôit, các trục chéo nhau (Hình 5.4)

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.



Hình 5.2. Bánh răng trụ



Hình 5.3. Bánh răng côn



Hình 5.4. Bánh răng

Theo phương của răng so với đường sinh

- Truyền động bánh răng thẳng (bánh trụ răng thẳng và bánh côn răng thẳng) (hình 5.2, hình 5.3)

- Truyền động bánh răng nghiêng (bánh trụ răng nghiêng, bánh côn răng xoắn, răng cong) (hình 5.7)

- Truyền động bánh răng chữ V (hình 5.8) Theo dạng ăn khớp

- Bộ truyền ăn khớp ngoài (hình 5.2; 5.3; 5.4) - Bộ truyền ăn khớp trong (hình 5.5)



Hình 5.5. Bộ truyền ăn khớp trong



Hình 5.6. Bánh răng - thanh răng



Hình 5.7. Truyền động bánh răng nghiêng

Theo dạng pôfin răng

Hình 5.6. Bánh răng - thanh răng

Hình 5.7. Truyền động bánh răng nghiêng

- 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 (hình 5.9 a, b)

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;

- Tỷ số truyền không đổi;
- Hiệu suất cao, có thể đạt tới $97 \div 99\%$;
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy trong phạm vi công suất, tốc độ và tỷ số truyền khá rộng.

2. Nhược điểm

- Chế tạo tương đối phức tạp.
- Yêu cầu độ chính xác cao.
- Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn. - Chịu va đập kém.

3. Phạm vi sử dụng

Bộ truyền bánh răng được sử dụng nhiều nhất so với các bộ truyền cơ khí khác. Nó được sử dụng trong hầu hết các loại máy. Truyền động bánh răng được ứng dụng rộng rãi trong lĩnh vực cơ khí: từ đồng hồ, khí cụ đến các máy hạng nặng v.v...

Bộ truyền bánh răng có thể:

- Truyền công suất rất nhỏ (0,1kW): dụng cụ đo
- Truyền công suất khá lớn (300 kW): các máy mỏ, máy xây dựng, máy làm đường
- Truyền công suất rất lớn (100.000 kW): bộ truyền dùng trong các nhà máy phát điện
- Vận tốc đạt được 140 m/s hoặc có thể cao hơn.
- Tỷ số truyền (của một cặp bánh răng) có thể từ 1 đến 10 hoặc có thể cao hơn.

3.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG 3.2.1. Tỉ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỉ số truyền:

•

3.2.2. Tỉ số truyền của hệ thống bánh răng thường

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

•

•

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.

$m = t/z$ 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 Z1: nên chọn $Z1 \geq 17$ để tránh cắt chân răng.

- Số răng bánh lớn Z2: xác định từ tỉ 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 theo bảng 5.1

Bảng 5.1. 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.

• •

•

Bảng 5.2. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng

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 $2 \div 3$ 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.



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



3. Lực dọc trục

- 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} hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của F_{a2} luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn

•

3.5. CÁC DẠNG HỒNG, 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. Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.(hình 5.22a)

- 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 bôi trơn đầy đủ. Nguyên nhân ứng suất tiếp xúc thay đổi, mặt răng bị mỏi, xuất hiện các vết nứt trên bề mặt. Vết nứt lớn dần lên, đến một mức nào đó sẽ làm tróc ra một mảnh kim loại, để lại vết lõm.(hình 5.22b)

- 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. Mòn thường xảy ra ở những bộ truyền có ứng suất tiếp xúc trung bình và bôi trơn không đầy đủ. (hình 5.22c)

- Dính, xước mặt răng, trên bề mặt răng có dính các mẫu kim loại, kèm theo những vết xước. Dính xước làm mặt răng bị hỏng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Dính xước thường xảy ra ở các bộ truyền có độ rắn mặt răng thấp, ứng suất lớn, và vận tốc làm việc cao. Nguyên nhân là do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo. Kim loại bị bứt ra dính lên mặt răng đối diện, tạo thành các vấu. Các vấu này cào xước mặt răng trong những lần vào ăn khớp tiếp theo. Cứ như thế mặt răng bị phá hỏng. (hình 5.22d)

- Biến dạng dẻo bề mặt răng, trên bánh răng dần có rãnh ở phía giữa, còn trên bánh răng bị dẫn có gờ ở phía giữa răng, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không tốt nữa. Dạng hỏng này thường xuất hiện ở các bộ truyền có độ rắn mặt răng thấp, ứng suất tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp. Nguyên nhân là do ứng suất lớn, lưu lại trên mặt răng lâu, lớp mặt răng mềm ra, kim loại bị xô

đẩy từ chỗ nọ sang chỗ kia. Do chiều của lực ma sát, trên răng bánh dẫn kim loại bị đẩy về phía chân răng và đỉnh răng, còn trên bánh bị dẫn kim loại dồn về phía giữa răng. (hình 5.22e)

- Bong mặt răng, có những vảy kim loại tách ra khỏi bề mặt răng, tạo nên những vết lõm nông và rộng. Bong mặt răng làm thay đổi biên dạng răng, giảm chất lượng bề mặt, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Dạng hỏng này thường có ở những bộ truyền mặt răng được tôi, sau khi thấm nitơ, thấm than. Nguyên nhân là do nhiệt luyện và hóa nhiệt luyện không tốt, tổ chức kim loại trên mặt răng bị phá hỏng, kém bền vững. Dưới tác dụng của ứng suất lớn và thay đổi, một lớp mỏng kim loại đã bị tách khỏi mặt răng. (hình 5.22f)

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 ra hai nhóm chính:

a. Nhóm bánh răng có độ rắn bề mặt $HB \leq 350$:

Trước khi cắt răng, người ta nhiệt luyện phôi liệu bằng tôi cải thiện hoặc thường hoá. Sau khi cắt răng không phải tôi và sửa răng. Để hạn chế dính xước răng, và đảm bảo sức bền đều cho hai bánh răng, vì số chu kỳ ứng suất của bánh 1 lớn hơn của bánh 2, nên chọn vật liệu bánh răng nhỏ khác vật liệu bánh răng lớn. Thường chọn bánh dẫn có $HB_1 = HB_2 + (30 \div 50)$, HB_2 là độ rắn mặt răng bánh bị dẫn. Đối với các bánh răng chịu tải trọng nhỏ và trung bình nên chọn thép C40, C45, C50Mn, tôi cải thiện. Đối với các bánh răng chịu tải nhỏ dùng trong các cơ cấu không quan trọng, có thể chọn thép CT51, CT61, C40, C45, thường hoá.

b. Nhóm bánh răng có độ rắn bề mặt $HB > 350$

Các bánh răng thuộc nhóm này, được gia công phức tạp hơn. Phôi liệu được ủ cho ổn định, sau đó đem cắt răng. Thực hiện tôi bề mặt: thường thấm than, thấm nitơ, thấm xianua trước khi tôi. Sau khi tôi phải gia công sửa răng bằng nguyên công mài hoặc nghiền. Nên chọn hai bánh răng bằng cùng một loại vật liệu, nhiệt luyện đạt độ rắn bề mặt như nhau. Thường dùng các thép có hàm lượng các bon thấp như thép C15, C20, 15Cr, 20Cr, bề mặt được thấm than trước khi tôi.

• 3.5.2. Hiệu suất bộ truyền động bánh răng

3.5.3. Bôi trơn bộ truyền động bánh răng

Để giảm mất mát công suất do ma sát, giảm mài mòn răng và đề phòng các chi tiết máy bị han gỉ cần bôi trơn bộ truyền thường xuyên. Đối với bộ truyền hở hời của những máy không quan trọng có thể bôi trơn định kỳ bằng mỡ. Đối với bộ truyền kín, ta có hai kiểu bôi trơn là bôi trơn ngâm dầu và bôi trơn lưu thông.

• Bôi trơn ngâm dầu: Bánh răng được ngâm trong dầu ở trong hộp. Cách bôi trơn này thường dùng khi vận tốc $v \leq 12 \text{ m/s}$. Khi vận tốc vòng lớn, công suất mất mát do khuấy dầu tăng lên, dầu dễ bị biến chất do bắn tóe, mặt khác các chất cặn bã ở đáy hộp dễ bị khuấy động và hắt vào chỗ ăn khớp làm cho răng chóng bị mài mòn. Vì vậy cần đảm bảo lượng dầu ngâm cần thiết. Khi vận tốc của bộ truyền gần bằng 12 m/s thì bánh răng được ngâm trong dầu với chiều cao là $(0,75 \div 2)h$ nhưng không nhỏ hơn 10 mm . Trong đó: h là chiều cao răng. Đối với bánh răng côn, mức dầu nên ngập chiều rộng bánh răng lớn. Khi vận tốc nhỏ $(0,8 \div 1,5) \text{ m/s}$, lấy chiều sâu ngâm dầu bằng $1/6$ bán kính bánh răng cấp nhanh và bằng $1/4$ bán kính bánh răng cấp chậm. Lượng dầu bôi trơn thường vào khoảng $(0,4 \div 0,8)$ lít cho

1kW công suất truyền.

Bôi trơn lưu thông: Phương pháp này dùng cho bộ truyền có vận tốc lớn (lớn hơn 12

÷ 14) m/s. Dầu bôi trơn có áp suất (0,5 ÷ 1,75)at được bơm từ bể qua các đường ống, qua các vòi phun đến bôi trơn chỗ ăn khớp. Đối với bánh răng nghiêng hoặc bánh răng chữ V nên đặt vòi phun sao cho các tia dầu bắn theo chiều quay của bánh răng.

3.6. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG THẲNG

Bước 1: xác định vật liệu chế tạo bánh răng

Chọn vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện, tra cơ tính vật liệu như: giới hạn bền, giới hạn chảy, độ rắn vật liệu từ đó tìm ra giới hạn mỏi.

- Vật liệu là thép.

$$[\sigma_H] = \sigma_{0H \lim} \frac{0,9K_{HL}}{S_H}$$

Trong đó:

$\sigma_{0H \lim}$: giới hạn mỏi tiếp xúc tương ứng với số chu kỳ cơ sở N_{H0}

S_H : hệ số an toàn tra theo bảng 4.2

K_{HL} : hệ số tuổi thọ, xác định theo công thức:

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$$

m_H : bậc của đường cong mỏi, có giá trị bằng 6

N_{H0} : số chu kỳ làm việc cơ sở $N_{H0} = 30HB^{2,4}$

N_{HE} : số chu kỳ làm việc tương đương

Nếu bánh răng làm việc với chế độ tải trọng và số vòng quay n không đổi:

$$N = 60c.n.L_h$$

c - số lần ăn khớp của răng trong mỗi vòng quay của bánh răng

L_h - tổng thời gian làm việc tính bằng giờ. $L_h = L_{\text{năm}} \cdot 24 \cdot K_n$

L - tuổi thọ tính bằng năm

$K_{\text{năm}}, K_n$ - hệ số sử dụng bộ truyền trong một năm và trong một ngày.

K_{HE} : hệ số chế độ tải trọng cho trong Bảng 4.3.

Nếu bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi theo nhiều bậc:

Bước 2: xác định ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 n_i \cdot t_i$$

Trong đó:

và T_i – số vòng quay, thời gian làm việc tính bằng giờ và moment xoắn ở chế độ làm việc thứ i .

$T_{\max}$: moment xoắn lớn nhất trong các moment T_i không kể moment quá tải vì loại moment quá tải xảy ra trong khoảng thời gian rất ngắn so với các chế độ tải trọng khác.

Khi $N_{HE} > N_{H0}$ thì lấy $N_{HE} = N_{H0}$ để tính toán.

Nếu bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi liên tục:

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}$$

Trong đó: $N_{\Sigma} = 60cnL_h$

Khi bộ truyền làm việc với số vòng quay n không đổi thì $N_{\Sigma} = 60cnL_h$

Khi cần tính toán kiểm nghiệm, $[\sigma_H]$ cần phải được xác định lại theo công thức:

$$[\sigma_H] = \sigma_{0H \lim} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_t K_{xH}}{s_H}$$

Trong đó:

Z_R : hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt

$$\begin{cases} \text{khi } R_a = 1,25 \div 0,63 \mu m \Rightarrow Z_R = 1 \\ \text{khi } R_a = 2,50 \div 1,25 \mu m \Rightarrow Z_R = 0,95 \\ \text{khi } R_a = 10 \div 2,50 \mu m \Rightarrow Z_R = 0,9 \end{cases}$$

Z_V : hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng

$$\begin{cases} \text{khi } HB \leq 350 \Rightarrow Z_V = 0,85 v^{0,1} \\ \text{khi } HB \geq 350 \Rightarrow Z_V = 0,925 v^{0,05} \end{cases}$$

K_t : hệ số xét đến điều kiện bôi trơn, thường chọn

K_{xH} : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước răng:

$$K_{xH} = \sqrt{1,05 - \frac{d}{10^4}}$$

Khoảng cách trục a_w được tính theo công thức:

$$a_w = 50(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}} = 50(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u^2}}$$

Trong đó: T_2 : moment xoắn trên bánh bị dẫn.

Bước 7: chọn modun m theo khoảng cách trục a_w

Bước 8: xác định tổng số răng, xác định z_1 và z_2 .

$$z_1 + z_2 = z_1(1 + u) = \frac{2a_w}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m}; z_2 = u \cdot z_1$$

Số răng tối thiểu bằng 17 để tránh hiện tượng cắt chân răng.

Bước 9: tính toán lại tỉ số truyền u .

Khi cần thiết phải kiểm tra lại sai số $\Delta u \leq (2 \div 3) \%$

Bước 10: xác định các kích thước của bộ truyền bánh răng.

Các giá trị đường kính tính chính xác đến 0,01mm

Bước 11: tính vận tốc vòng và chọn cấp chính xác bộ truyền:

Bước 12: xác định giá trị các lực tác dụng lên bộ truyền

Bước 13: chọn hệ số tải trọng động K_{HV} và K_{FV} :

Hệ số tải trọng động K_{HV} và K_{FV} được chọn theo Bảng 4.7:

Bước 14: xác định ứng suất tính toán σ_H trên vùng ăn khớp

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{\omega 1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u \pm 1)}{b_{\omega} u}} \leq [\sigma_H]$$

Bước 4: chọn ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ theo bánh bị dẫn vì bánh này có độ bền thấp hơn. $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$

Khi tính toán bánh răng trụ răng thẳng, ta chọn

Bước 5: Tính ψ_{bd} và chọn sơ bộ hệ số tải trọng tính $K_H = K_{H\beta}$

Chọn hệ số chiều rộng vành răng ψ_{ba} . Giá trị ψ_{ba} tùy thuộc vào vị trí bánh răng trên trục và độ rắn của vật liệu, chọn theo dãy số tiêu chuẩn sau: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63 ...

Đối với các bánh răng trong hộp giảm tốc, tùy thuộc vào vị trí của bánh răng trên trục, có thể chọn ψ_{ba} theo Bảng 4.4

Tính ψ_{bd} theo ψ_{ba} và chọn sơ bộ hệ số tải trọng tính $K_H = K_{H\beta}$ theo Bảng 4.5.

Bước 6: tính toán khoảng cách trục a_w .

Nếu cặp vật liệu làm bằng thép thì $E_1 = E_2 = 2,1.10^5 \text{ MPa}$ và . Khi đó:

$$Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}$$

Bước 15: tính các hệ số Y_{F1} và Y_{F2} và xác định đặc tính so sánh độ bền uốn theo tỉ số

$$[\sigma_F]/Y_F$$

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_1} - \frac{27,9x_1}{z_1^2} + 0,092x_1^2; \quad Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_2} - \frac{27,9x_2}{z_2^2} + 0,092x_2^2$$

Bước 16: tính toán và kiểm nghiệm giá trị ứng suất uốn tại chân răng

Cho phép quá tải đến 5%.

Nếu điều kiện bền tiếp xúc không thỏa thì ta tăng chiều rộng vành răng b_2 . Nếu điều này không thỏa ta thay đổi khoảng cách trục a_w hoặc chọn lại vật liệu có độ bền cao hơn và tính toán lại.

Trong đó:

Z_ε : hệ số xét đến ảnh hưởng của tổng chiều dài tiếp xúc:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}}$$

ε_a : hệ số trùng khớp ngang, có giá trị từ $1,2 \div 1,9$

Z_H : hệ số xét đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_\omega}}$$

Z_M : hệ số xét đến cơ tính vật liệu:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}}$$

với:

E_1, E_2 : modun đàn hồi của vật liệu chế tạo bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn.

μ : hệ số poisson của vật liệu chế tạo cặp bánh răng.

NỘI DUNG: TÓM TẮT KIẾN THỨC LIÊN QUAN (VÍ DỤ BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI)

GHI LẠI ĐỀ - GHI LẠI LỜI GIẢI

(KIẾN THỨC LIÊN QUAN CHO TỪNG BỘ TRUYỀN)

TÀI LIỆU THAM KHẢO

ĐỀ 9

Câu 1. (3,0 điểm)

Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 10\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n = 1440\text{vòng/phút}$; tỷ số truyền $u=2$; đường kính bánh dẫn $d_1=200\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0=1000\text{N}$ và khoảng cách trục $a=1500\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt trơn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 và chiều dài dây thực tế đai L ? (1đ).
- Vận tốc v_1 ; lực vòng F_t ; lực trên nhánh căng F_1 ; lực trên nhánh chùng F_2 và lực tác dụng lên trục F_r (1,25đ).
- Hệ số ma sát f tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn (0,75đ).

Câu 2. (3 điểm)

Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất $P_1=10\text{kW}$ có các thông số sau: số răng đĩa xích dẫn $Z_1=21$ răng; tỉ số truyền $u=4$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=420$ vòng/phút. Đường nối tâm hai đĩa xích hợp với phương ngang bộ truyền một góc 30° ; làm việc êm; khoảng cách trục $a=40.p_c$; bôi trơn định kì; khoảng cách trục bộ truyền xích điều chỉnh được; làm việc hai ca; xích 1 dây. Xác định:

- Hệ số K và chọn bước xích p_c ? (1,5 điểm)
- Số mắt xích X để nối xích dễ dàng? (0,75 điểm)
- Vận tốc, lực vòng và lực tác dụng lên ổ trục? (0,75 điểm)

Câu 3. (1,5 điểm)

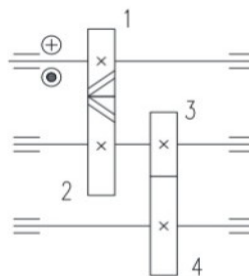
Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn có khoảng cách trục $a_w=320\text{mm}$, tỉ số truyền $u=5$, góc ăn khớp $\alpha=20^\circ$, mô đun pháp tuyến $m_n=4\text{mm}$, các bánh răng không dịch chỉnh, 2 bánh răng ăn khớp ngoài. Hãy xác định: số răng Z_1, Z_2 và góc nghiêng răng ?

Câu 4. (2,5 điểm)

Phân tích lực tác dụng và tính giá trị các lực tác dụng lên các cặp bánh răng ăn khớp theo sơ đồ bên. Cho biết

$T_1=100000\text{Nmm}$, $Z_1=30$, $Z_2=60$, $Z_3=20$, $Z_4=40$. Mô đun $m_n=m=5\text{mm}$. Góc nghiêng răng là 15° , góc ăn khớp 20° .

(lưu ý: vẽ hình phân tích lực rồi mới tính độ lớn)



Bài làm

Bài Luyện

Câu 7

Đường hình bán nguyệt

$$L_1 = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow 2 = \frac{d_2}{200} \Rightarrow d_2 = 400 \text{ mm}$$

~~chều dài trục~~

trục tâm trục

$$x_1 = 180 - 57 = \frac{d_2 - d_1}{2}$$

$$x_1 = 180 - 57 = \frac{400 - 200}{2} = 172,4$$

chều dài trục

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

$$L_{tr} = 2 \cdot 1500 + \frac{\pi}{2} (400 + 200) + \frac{(400 - 200)^2}{4 \cdot 1500}$$

$$L + r = 3049,1$$

$$L = L + r + (100 - 400) = 3049,1 + 100 - 400$$

$$L = 3649,1 \text{ (mm)}$$

khối lượng trên trục quay

$$I = \frac{m \cdot d_1^2}{2} - \frac{m \cdot 200 \cdot 1440}{60000} = 19,08 \text{ (mm}^2\text{)}$$

(b) Lực căng trục ngang đầu

$$F_T = \frac{1000 \cdot P}{V} = \frac{1000 \cdot 10}{19,08} = 663,1 \text{ (N)}$$

Lực trục ngang căng $F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_T$

$$F_1 = 1000 + 0,5 \cdot 663,1$$

$$F_1 = 1331,6 \text{ (N)}$$

Lực trục ngang chùng $F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_T$

$$F_2 = 1000 - 0,5 \cdot 663,1$$

$$F_2 = 668,5 \text{ (N)}$$

Lực tác động lên ổ trục

$$F_R = 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha/2)$$

$$F_R = 2 \cdot 1000 \cdot \sin(14,500)$$

$$F_R = 1732,1 \text{ (N)}$$

$$F_R = 2 \cdot 1000 \cdot \sin\left(\frac{172,4}{2}\right)$$

$$F_R = 1905,6 \text{ (N)}$$

c) Hệ số mô tả F_{tr} biến

$$f_0 = \frac{F_{tr}}{2} \cdot \frac{e \cdot f \cdot d_1 + 1}{e \cdot f \cdot d_1 - 1} + F_{tr}$$

$$1000 \rightarrow \frac{6631}{2} \cdot \frac{e \cdot f \cdot 172,4 + 1}{e \cdot f \cdot 172,4 - 1} + 0$$

$$f = 4,25$$

Bài 2.

Bài 2.1

Số răng ăn khớp

$$Z_2 = 40, Z_1 = 4 \cdot 21 = 84 \text{ (răng)}$$

Hệ số hiệu chỉnh K

$$K = K_a \cdot K_{a0} \cdot K_{d0} \cdot K_b \cdot K_v \cdot K_{Lv}$$

$$K_a = 1 \text{ gear meshing } 30^\circ$$

$$K_{a0} = 1 \text{ at } 40.00$$

$$K_{d0} = 1 \text{ transverse center distance}$$

$$K_b = 1,5 \text{ load factor}$$

$$K_v = 1 \text{ load factor}$$

$$K_{Lv} = 1,12 \text{ load factor}$$

$$K = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,12 = 1,68$$

Hệ số Km

$$K_m = \frac{m_0}{m} \cdot m_2 \cdot 420 \text{ V/P ; } m_0 = 400$$

$$= 1 \text{ km} = \frac{400}{420} = \frac{20}{21}$$

$$\text{Hệ số } K_{21} = \frac{25}{21} = \frac{25}{21}$$

$$\text{Hệ số } K_x = 1 \text{ (theo 1 đấng)}$$

Công thức tính toán

$$P_t = \frac{K_0 K_m K_z}{K_x} \cdot P_1 = \frac{1,68 \cdot \frac{20}{21} \cdot \frac{25}{21}}{1} \cdot 10$$

104

$$P_t = 10,05$$

$$\text{Bảng 4,3: } [P] = 8,38 \text{ kW} \Rightarrow P_c = 19,05 \text{ mm}$$

$$\text{Bảng 4,3: } [P] = 32 \text{ kW} \Rightarrow P_c = 31,75 \text{ mm}$$

b) Số mũi xích X

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

$$X = \frac{2 \cdot (31,75 \cdot 40)}{31,75} + \frac{1}{2} (84 + 21) + \left(\frac{84 - 21}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{31,75}{(31,75 \cdot 40)}$$

$$X = 135,01$$

Vận tốc xích

$$V_1 = \frac{P_c \cdot Z_1 \cdot \pi}{60000} = \frac{31,75 \cdot 21 \cdot 420}{60000}$$

$$V_1 = 4,67 \text{ (m/s)}$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{V} - \frac{1000 \cdot 20}{4,67} = 2141,3 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng lên ô' trục

$$F_r = k_m \cdot F_t \quad (k_m = 1,15 \text{ hệ số an toàn nghiêng } 30^\circ)$$

$$F_r = 1,15 \cdot 2141,3 = 2476,5 \text{ (N)}$$

105
 Câu 3 Bài 1
 Khảo sát các trục an

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

mà $z_2 = z_1 \cdot u = 5 \cdot z_1$

$$\rightarrow \cos \beta = \frac{m_n (z_2 + z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{4 \cdot (5 \cdot z_1 + z_1)}{2 \cdot 320} = \frac{3 \cdot z_1}{80}$$

Vì trục có 20° / β / $7,1^\circ \rightarrow \cos 8^\circ$ / β / $\cos 20^\circ$

$$\rightarrow \cos 8^\circ$$
 / $\frac{3 \cdot z_1}{80}$ / $\cos 20^\circ$

$$\rightarrow \frac{80 \cdot \cos 8^\circ}{3} \cdot z_1 = \frac{80 \cdot \cos 20^\circ}{3}$$

$$\rightarrow 26,4$$
 / z_1 / $25,1$

Vậy $z_1 = 26$ răng; $z_2 = u \cdot z_1 = 5 \cdot 26 = 130$

(tức nghiêng răng β)

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

$$\rightarrow \cos \beta = \frac{4 \cdot (26 + 130)}{2 \cdot 320} = 0,975$$

Vậy $\cos \beta = 12,8^\circ$

