

**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: 30**

HVTH: Huỳnh Tấn Phúc

Ngành học: Công nghệ chế tạo máy

Lớp học: 20C1_CTM1

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

**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: 30**

Ngành học: Công nghệ chế tạo máy

Lớp học: 20C1_CTM1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Nguyên lý - chi tiết máy trang bị cho người học những kiến thức cơ bản về cấu trúc cơ cấu, động học, lực học, động lực học cơ cấu phẳng; chuyển động thực của máy; các cơ cấu thông dụng; các nguyên tắc tính toán thiết kế chi tiết máy; các bộ truyền động cơ khí; các tiết máy đỡ và ghép nhằm trang bị cho người học nắm được cơ bản về kết cấu máy, kết cấu hệ truyền động thuận tiện cho việc nghiên cứu chuyên môn sau này.

MỤC LỤC

Trang

Chương 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	11
Chương 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	20
Chương 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	49

.....

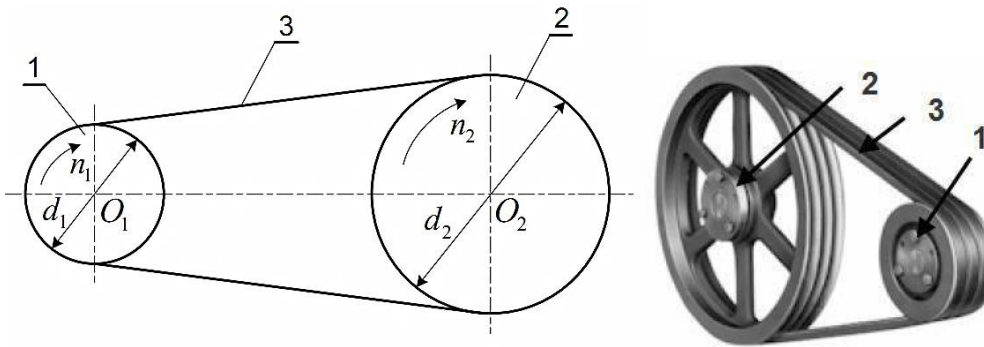
TÀI LIỆU THAM KHẢO

CHƯƠNG 1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1. Khái niệm:

Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp, truyền chuyển động và cơ năng (tải

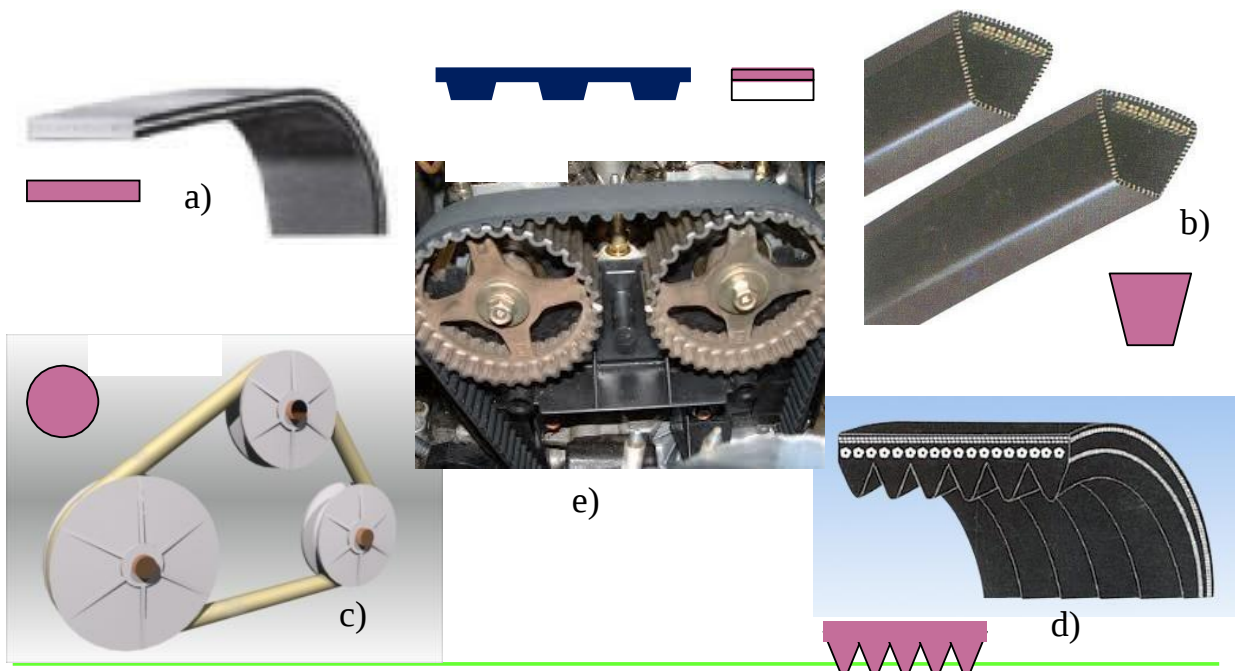
trọng) nhờ ma sát giữa đai với các bánh đai giữa 2 trục khá xa nhau.



Hình 3.1 Bộ truyền đai

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

2. Phân loại bộ truyền động đai



Hình 3.2 Các loại đai

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

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

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

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

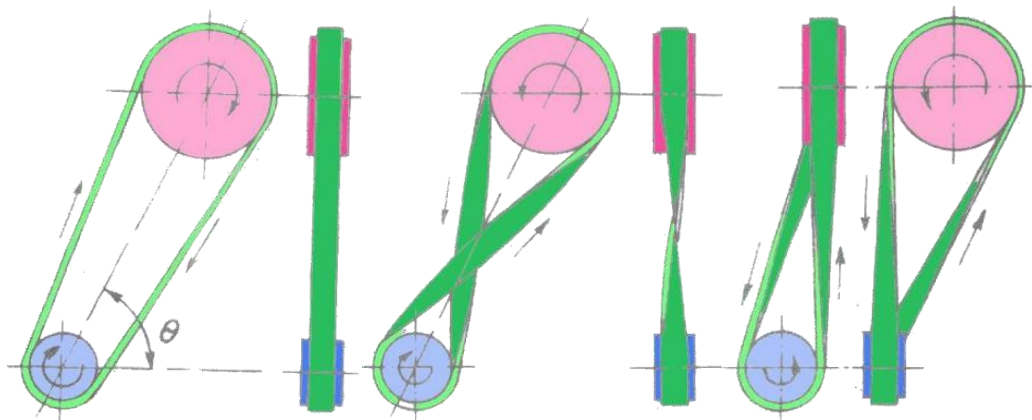
+ Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai (hình 3.2d).

+ Đai tròn có tiết diện là hình tròn (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).



Hình 3.3. Truyền động đai theo vị trí

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

3. Ưu nhược điểm của bộ truyền động đai.

1. Ưu điểm.

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

2. Nhược điểm.

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

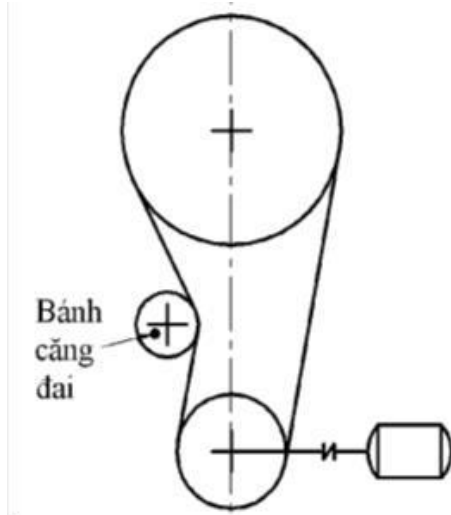
4. Phạm vi sử dụng.

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

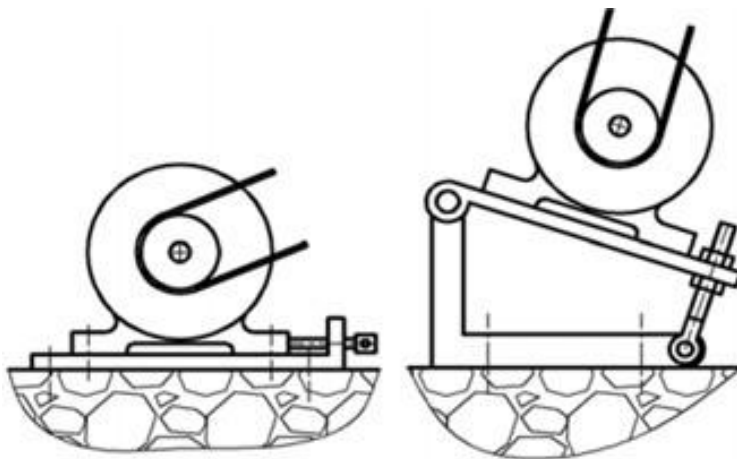
- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$.
- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới 15m và 40m (trường hợp đặc biệt).
- Bộ truyền đai thường được bố trí ở cấp độ nhanh, bánh dẫn lắp vào trục động cơ.

5. Phương pháp căng đai.

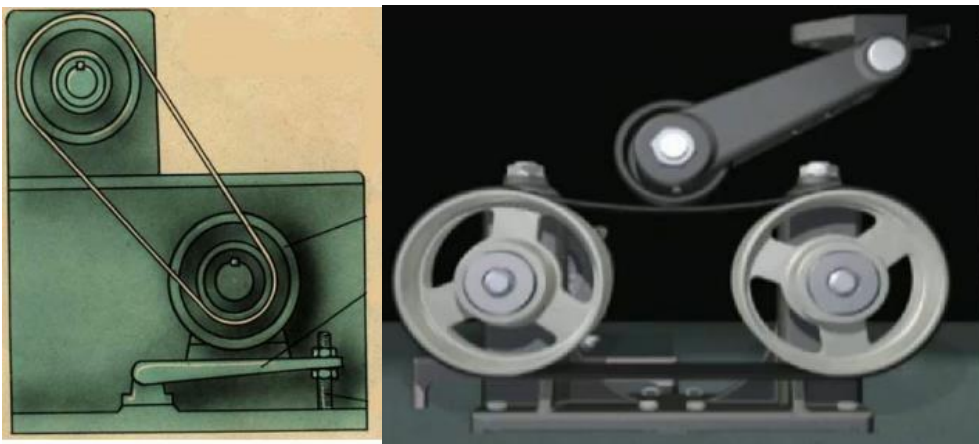
Trong quá trình làm việc đai sẽ dần dần dãn ra, sức căng giảm xuống. Do đó ta cần phải điều chỉnh sức căng của đai



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

6. Vật liệu làm đai và kết cấu đai.

1. Vật liệu làm đai.

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

a. Đai 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.

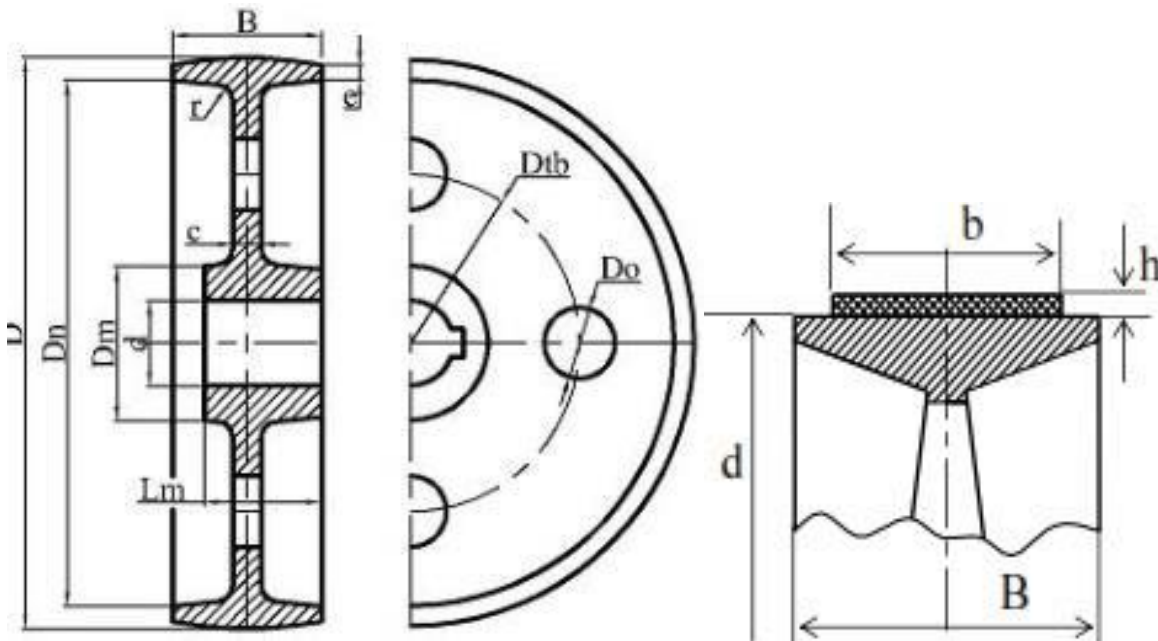


Hình 3.7. Đai dẹt



Hình 3.8. Đai thang

2. Kết cấu bộ truyền đai dẹt.



Hình 3.9. Kết cấu bánh 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

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.

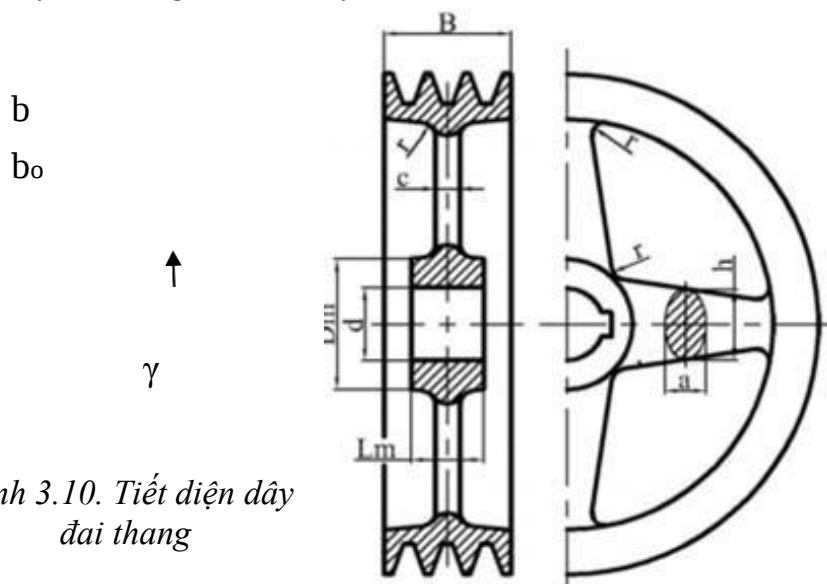
Bề dày vành bánh đai $\delta=0,005D+3\text{mm}$; Chiều rộng bánh đai $B=1,1b+(10\div 15)\text{mm}$, nên chọn theo tiêu chuẩn trong dãy số: 40, 50, 63, 71, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 224, 250, 315, 355, 400, 450.

3. Kết cấu đai thang.

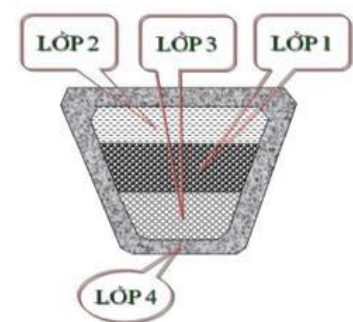
b : Bề rộng lớn nhất của đai; b_0 : Bề rộng của đai tại mặt phẳng trung hòa; y_0 : Khoảng cách từ mặt phẳng trung hòa đến mặt trên của đai; h : Chiều cao của đai; $\gamma = 40^\circ$: Góc ở đỉnh; L : Chiều dài đai, được tính là chiều dài lớp trung hòa.

+ 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.



Hình 3.11. Kết cấu bánh đai thang



Hình 3.12. Mặt cắt ngang đai hình thang loại A

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

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

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

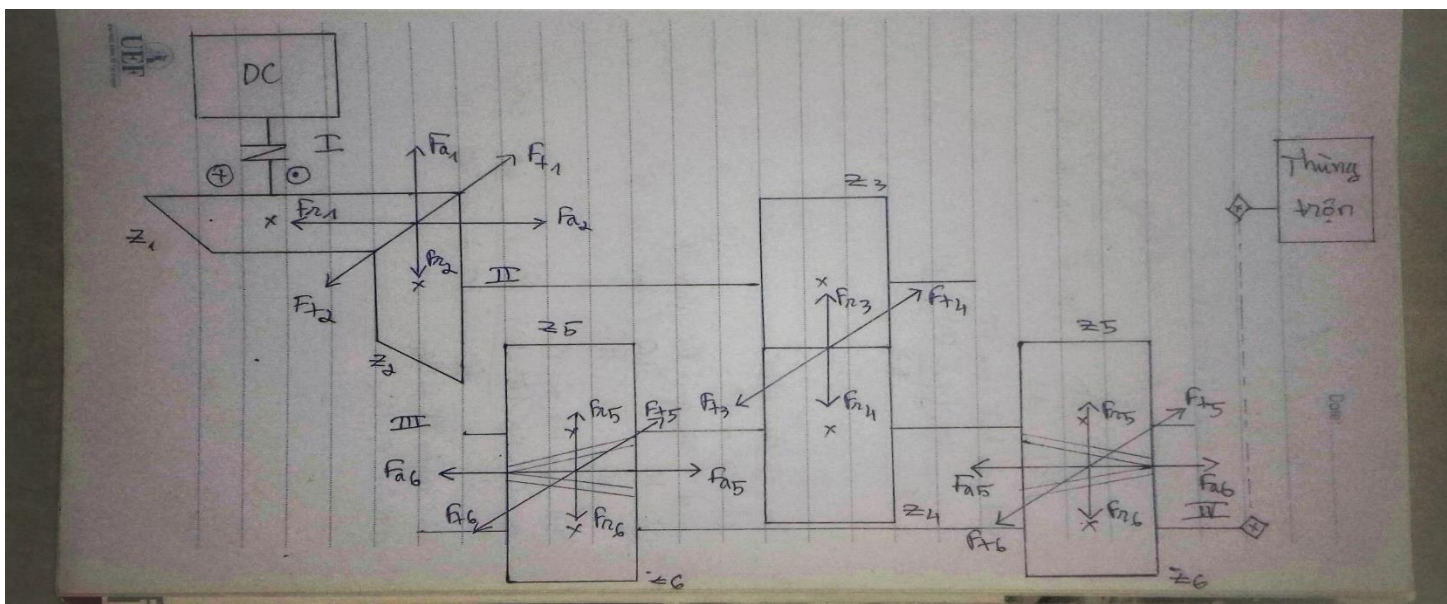
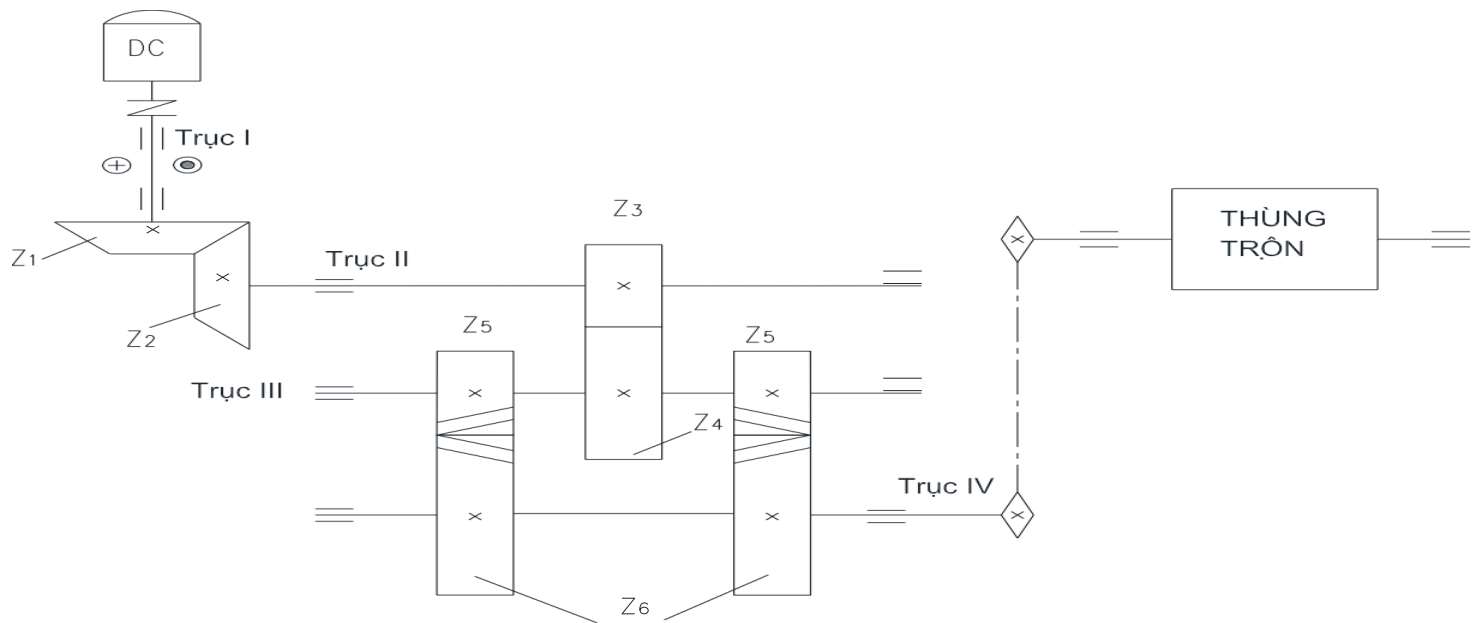
7. Thông số hình học của bộ truyền đai.

- Khoảng cách trục: a (mm)
- Đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn: d₁, d₂ (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: β/2
- Góc ôm của đai lên bánh dẫn và bánh bị dẫn: α₁, α₂

Bài 1:

Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là n_{đc}=960 vòng/phút. Số răng các bánh răng: Z₁=20, Z₂=50, Z₃=20, Z₄=65, Z₅=25, Z₆=45, tỉ số truyền hai bộ truyền u_x=2,5. Xác định:

- a. Nguyên lý làm việc của bộ truyền và xác định chiều quay của thùng trộn. (0,75 điểm)
- b. Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn (0,75 điểm)
- c. Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng. (1,0 điểm)



a. Từ động cơ qua khớp nối truyền đến trục 1 qua bánh răng côn z_1, z_2 truyền qua trục 2 qua bánh răng z_3 ăn khớp z_4 truyền xuống trục 3, trục 3 truyền xuống trục 4 qua 2 đường truyền z_5 với z_6 , z_5 với z_6 qua bộ truyền xích đến thùng trộn.

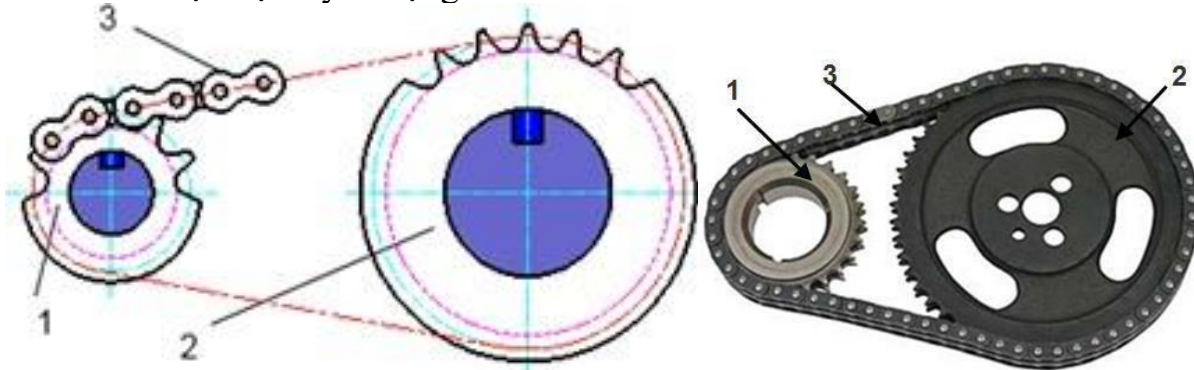
CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1. Khái niệm chung.

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.

1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích



Hình 4.1. Bộ truyền 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.

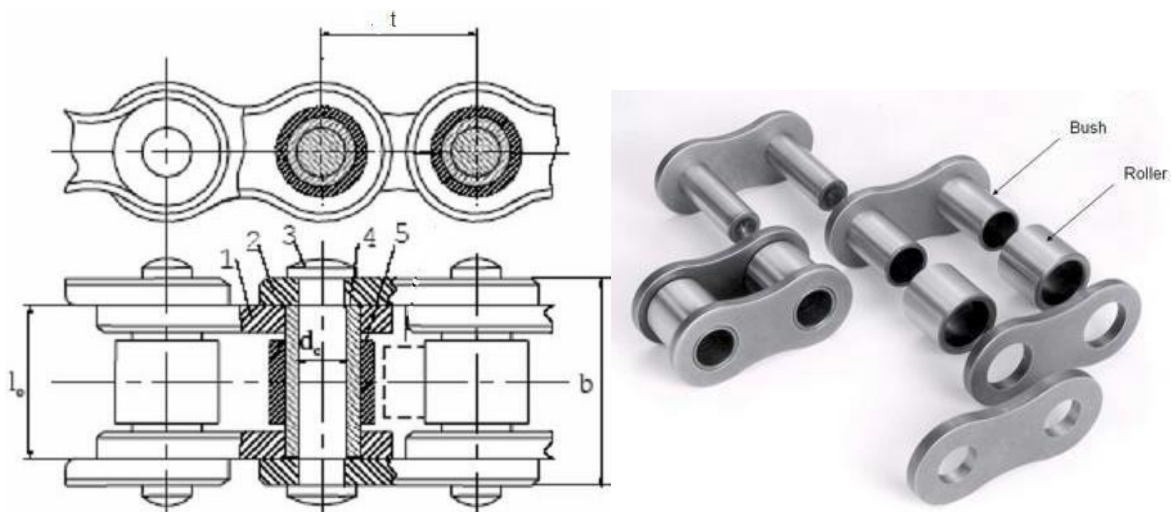
+ Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh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

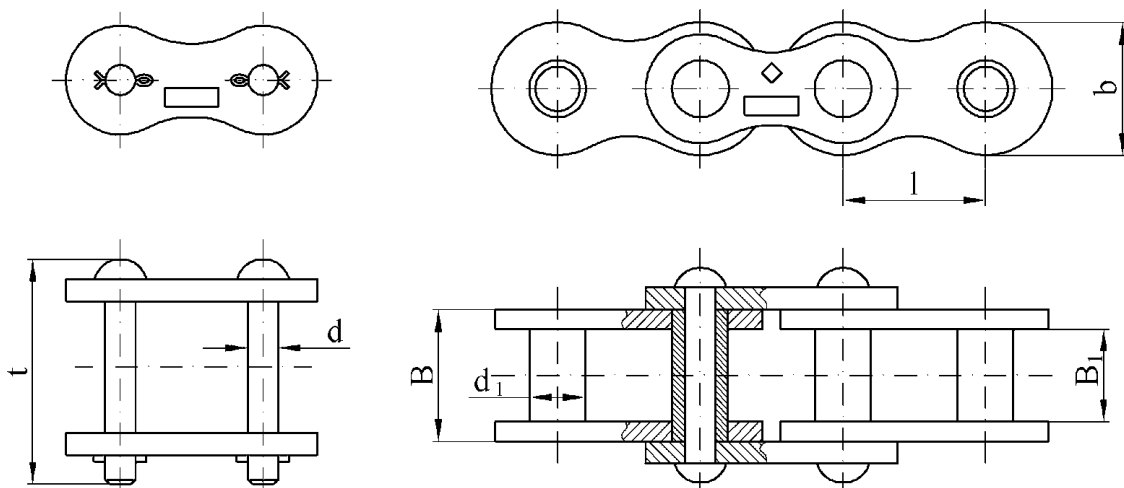
+ Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau. Các mắt xích xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa xích.

1.3. Phân loại truyền động xích.

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



Hình 4.3. Xích con lăn



Hình 4.5. Xích ống



Hình 4.6. Xích răng

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.

Chúng bị mòn khi làm việc nơi nhiều bụi và bôi trơn không tốt

3. Phạm vi sử dụng.

- Khoảng cách trục xa đến 8m

- Dẫn động cho nhiều đĩa xích

- $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500\text{v/p}$, $u \leq 8$

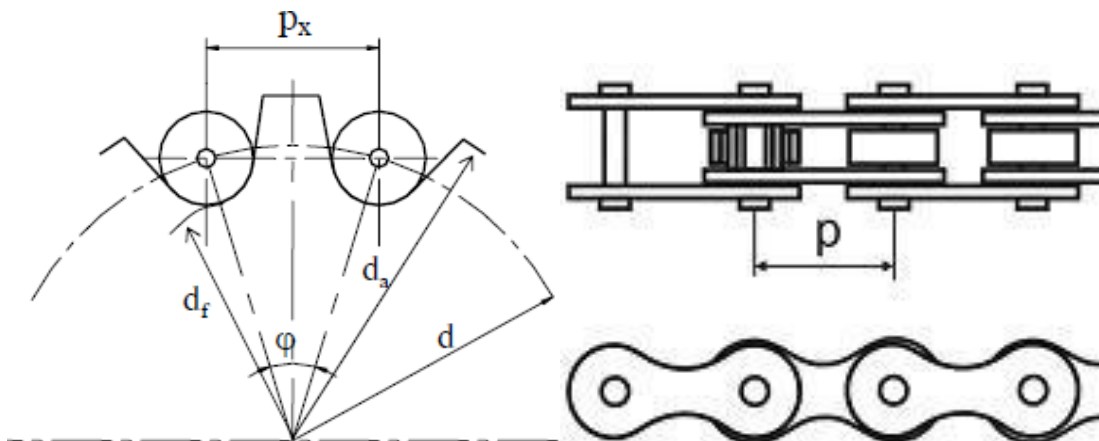
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

4. Thông số hình học của bộ truyền động xích.

1.4. Bước xích.

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

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



Hình 4.7. Thông số hình học của bộ truyền xích

2.4. 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 (Hình 4.7).

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.

- 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.

3.4.Số răng đĩa xích.

Số răng đĩa dẫn Z_1 : tra theo *bảng 4.2*

Bảng 4.1. Bảng hướng dẫn chọn số răng đĩa xích dẫn Z_1

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

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 $Z_1 = 29 - 2u$

- Số răng đĩa bị dẫn Z_2 :

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

4.4.Khoảng cách trục và số mắt xích.

1.Số mắt xích.

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

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.

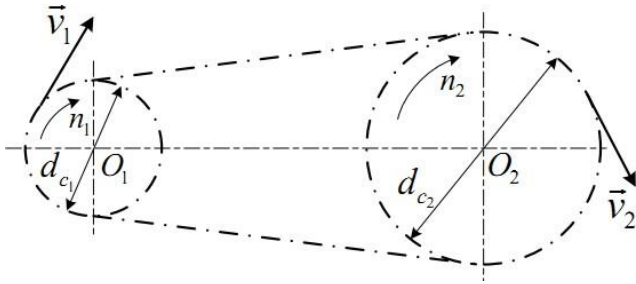
Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường, ta giảm khoảng cách trục a một khoảng $\Delta a=(0,002 \div 0,004)a$.

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

$$L = X.p_c$$

5. Động học của bộ truyền động xích.

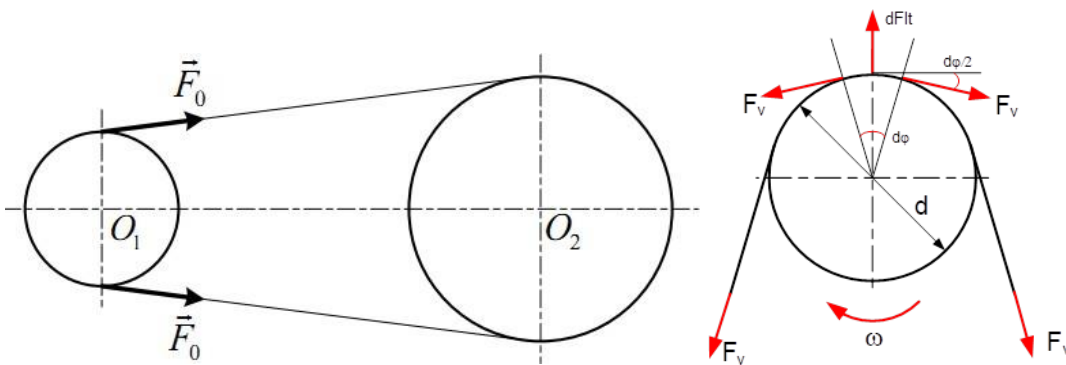
1.5. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình.



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 $v \leq 15 \text{ m/s}$

2.5. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích.



Hình 4.9. Lực tác dụng lên bộ truyền xích

- Lực căng ban đầu F_0 của xích bằng trọng lượng của nhánh xích tự do:

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

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/s^2)

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.

- 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 $F_1 \approx F_t$; $F_2 \approx 0$

- 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.

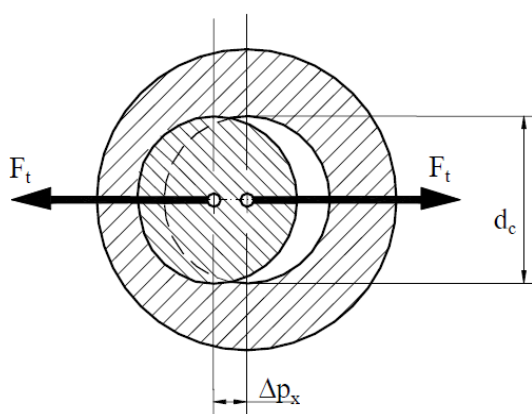
F_t : lực vòng có ích (N)

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

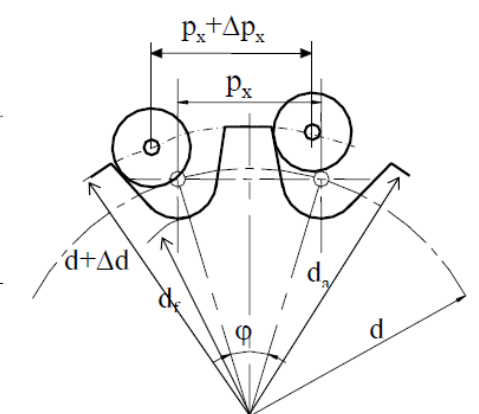
Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa xích bị dẫn thay đổi cho nên sinh ra tải trọng động. Khi xích có khối lượng m chuyển động với vận tốc V_x thay đổi theo thời gian, nghĩa là chuyển động với gia tốc a_x , sinh ra tải trọng động (lực quán tính)

4.5. Các dạng hỏng, vật liệu và bôi trơn.

1. Các dạng hỏng.



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: rỗ bề mặt con lăn, ống lót, gãy chốt, vỡ con lăn.
- Mòn răng đĩa xích, làm nhọn răng, răng đĩa xích bị gãy.

2. Vật liệu chế tạo 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.

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÷4) m/s, cứ sau (8÷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÷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.

5. Trình tự 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 $Z_2 = u \times Z_1$ 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.

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

Bảng 4.2. Hệ số K_a

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

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

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

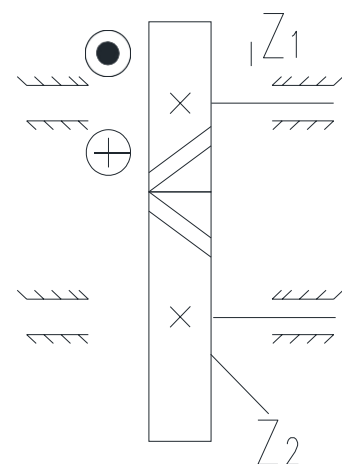
K_r : hệ số tải trọng động: nếu dẫn động bằng động cơ điện và tải trọng ngoài tác động lên bộ truyền tương đối êm thì $K_r=1$; nếu tải trọng có va đập (hay va đập nhẹ) thì $K_r=1,2 \div 1,5$; nếu có va đập mạnh thì $K_r=1,8$.

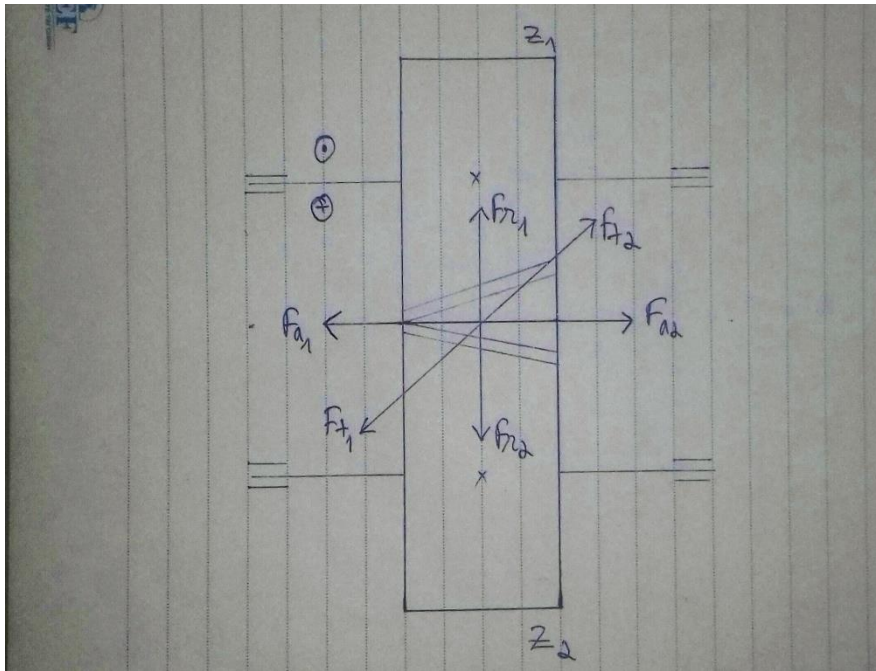
K_{lv} : hệ số xét đến chế độ làm việc: làm việc một ca thì $K_{lv}=1$; làm việc hai ca thì $K_{lv}=1,12$; làm việc ba ca thì $K_{lv}=1,45$.

Bài 2:

Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên truyền mô men xoắn $T_1=50000\text{Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w=200\text{mm}$, mô đun pháp tuyến $m_n=3,5\text{mm}$, số răng $Z_2=4.Z_1$, góc ăn khớp $\alpha=20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh. Xác định:

- Số răng Z_1 , Z_2 và góc nghiêng răng β ? (1 điểm)
- Lực tác dụng (phân tích và tính giá trị lực) lên cặp bánh răng trên đã cho. (1,25 điểm)





CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG BÁNH RĂNG

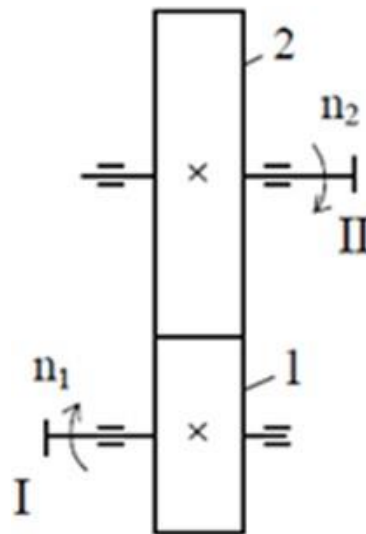
1. Khái niệm chung.

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.

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 hypecbôlôit

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

- 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.



Hình 5.8. bánh răng chữ V



Hình 5.9a



Hình 5.9b

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 (hình 5.6)

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.

1.3.Ưu nhược 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.

2.3.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.

2.3. 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. Truyền động của hệ thống bánh răng.

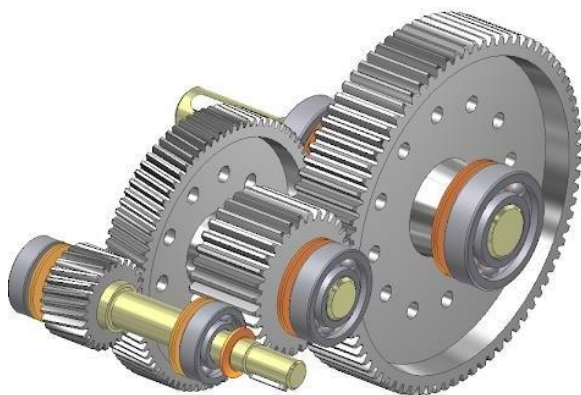
3.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp.

Tỷ số truyền:

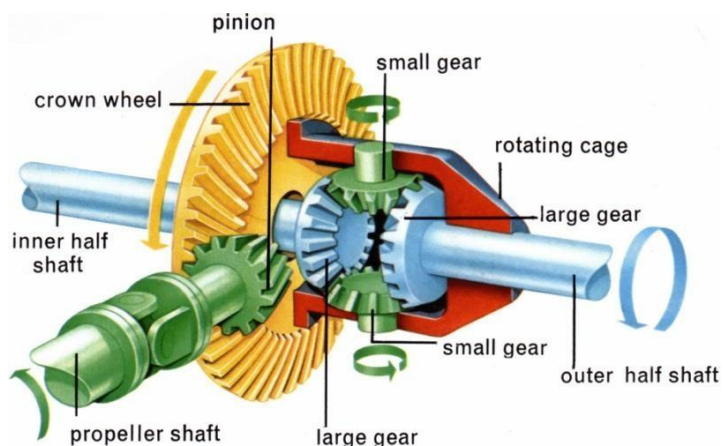
$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1} \quad (5.1)$$

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



Hình 5.10: Hệ bánh răng



Hình 5.11: Hệ bánh răng không gian

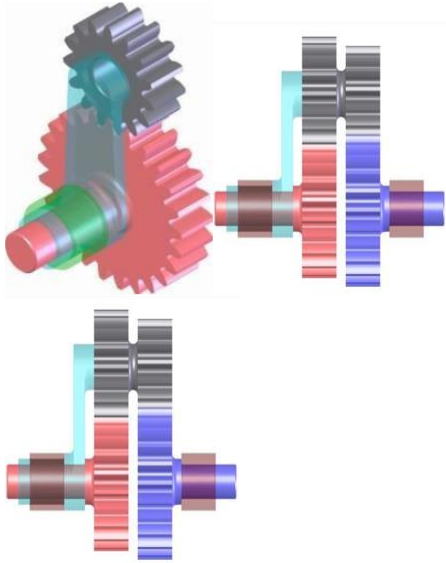
3.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường

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

$$\frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n} \quad (5.2)$$

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

(5.2)



Hình 5.12: Hệ bánh răng hành tinh - vi sai

Công thức của hệ vi sai là (hình 5.12b):

$$u^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = (-1)^2 \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_2'}$$

4. Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng.

4.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ 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

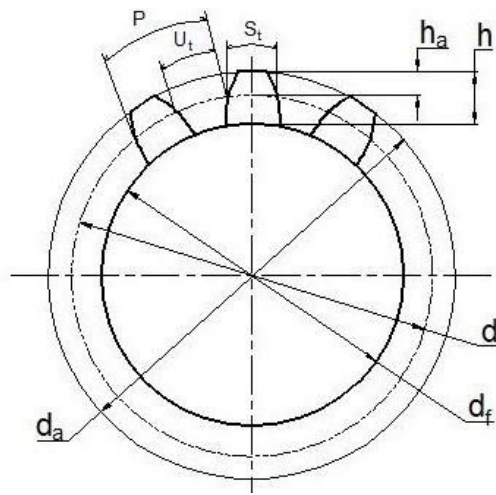
Ưu tiên chọn dãy 1

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

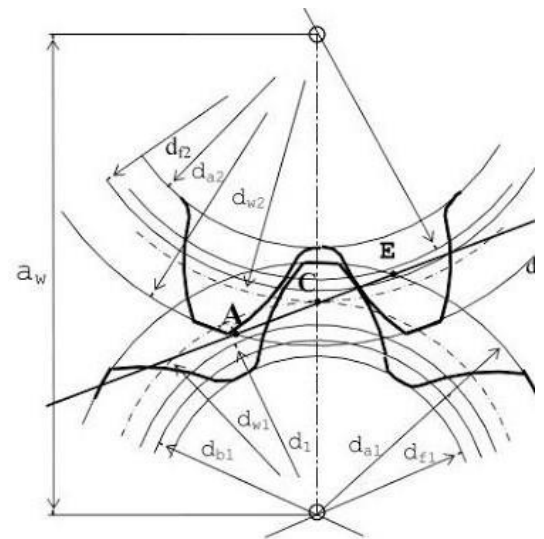
Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng theo bảng 5.1

Bảng 5.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền (dấu -: ăn khớp ngoài; dấu +: ăn khớp trong) Dùng để xác định chiều quay của trục)	u (i)	$u = \mp \frac{Z_2}{Z_1} = \mp \frac{n_1}{n_2}$
Đường kính vòng chia	d	$d = m \cdot Z$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = m \cdot (Z + 2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = m \cdot (Z - 2,5)$
Bước răng	t	$t = \pi \cdot m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m \cdot (Z_2 \pm Z_1)}{2}$



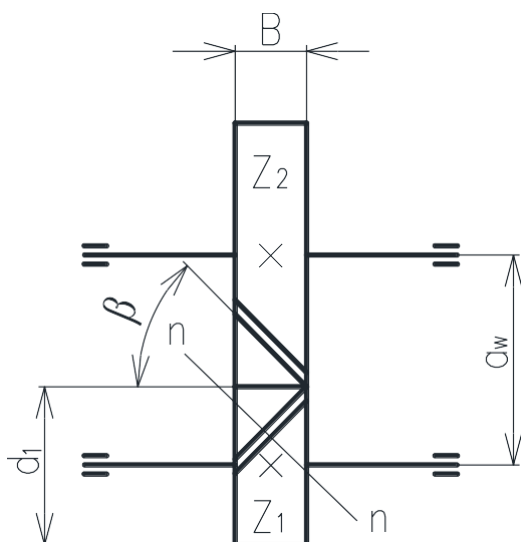
Hình 5.13. Các thông số hình học chủ yếu của bánh răng



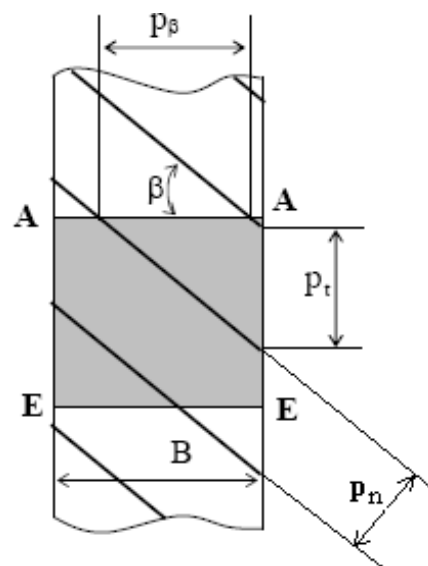
Hình 5.14. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng

4.2. Thông số hình học bánh răng trụ 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.



Hình 5.15. Kích thước bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng



Hình 5.16. Các bước răng của bánh răng trụ răng nghiêng

- 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 (hình 5.16). 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 .

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

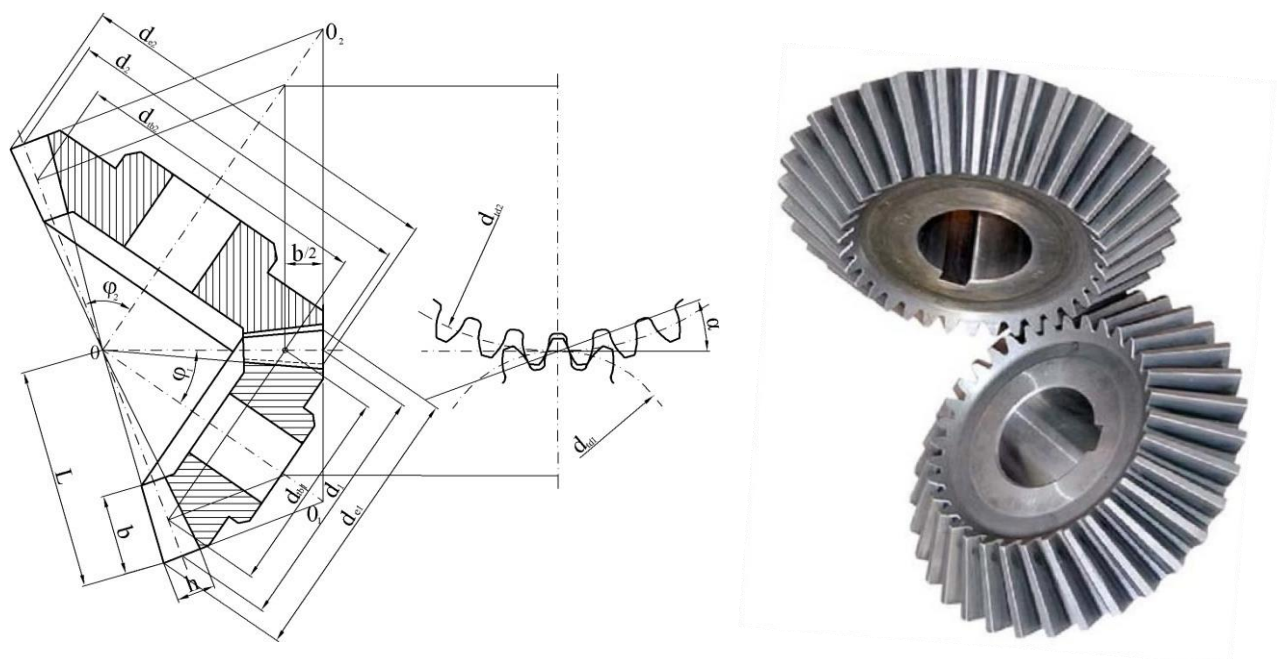
Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Môđun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền	$u(i)$	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d = \frac{m_n Z}{\cos \beta}$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m_n$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25.m_n$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25.m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = d_1 + 2m_n$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = d_1 - 2,5.m_n$
Bước răng	t	$t = \pi.m$

Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{m_t(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$
---	-------	--

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

Bánh răng côn chủ yếu dùng để truyền động giữa hai trục vuông góc với nhau. Khi vận tốc thấp (khoảng 2÷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.

Các thông số hình học chủ yếu



Hình 5.17. Thông số hình học chủ yếu của bánh răng côn

φ_1, φ_2 : góc mặt nón lăn (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:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{1}{\tan \varphi_1} = \tan \varphi_2$$

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:

5. Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng .

5.1. 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: $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$

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

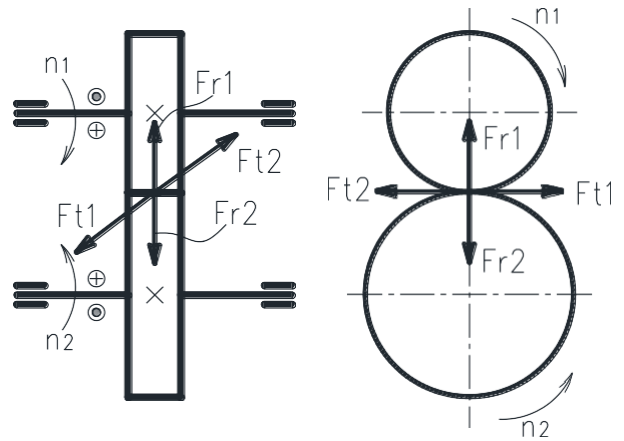
2. Lực vòng F_{t1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn:

$$F_{t1} = -F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{m \cdot Z_1}$$

3. Lực hướng tâm F_{r1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng
- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha$



Hình 5.18. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

5.2 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:

2. **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: $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$

3. Lực vòng F_{t1}

-
- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn:

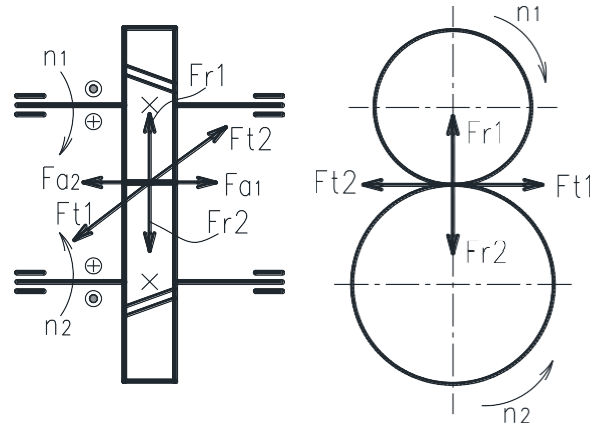
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1 \cdot \cos \beta}{m \cdot Z_1}$$

3. Lực hướng tâm F_{r1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng
- Giá trị: $F = F_{r1} = \frac{F_{a1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta}$

4. Lực hướng tâm F_{a1}

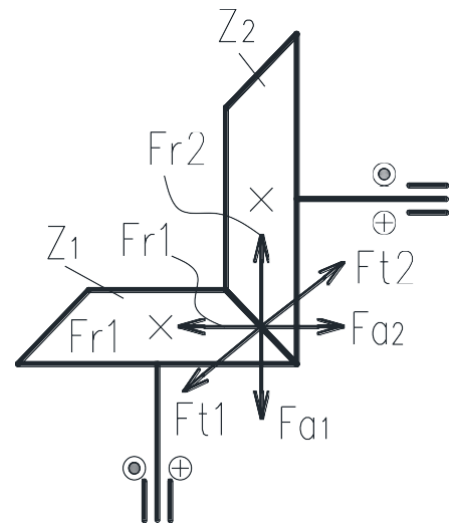
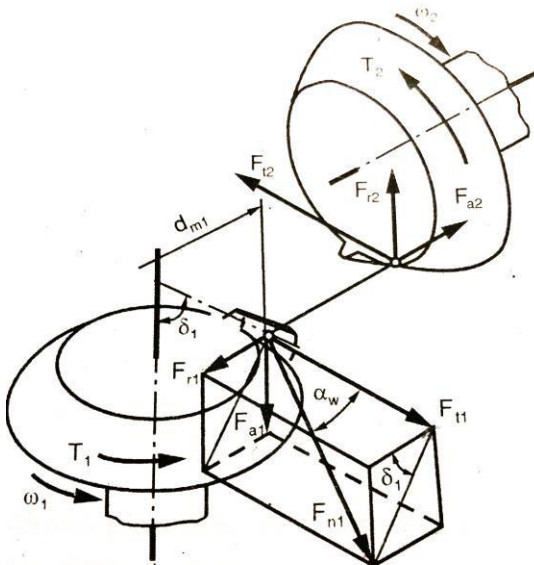
- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào mặt răng làm việc
- Giá trị: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \tan \beta$



Hình 5.19. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

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

Đối với bộ truyền bánh răng côn răng thẳng, gồm có các lực tác dụng sau:



Hình 5.20. Lực trong bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

1. Lực vòng:

F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II.

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương của F_{t1} và F_{t2} trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

- Giá trị $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{tb1}} = \frac{2T_2}{d_{tb2}}$

2. Lực hướng tâm

- 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: $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$. $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_2$.

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.
- Giá trị: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$ $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$.

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

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 được bôi trơn đầy đủ. Nguyên nhân là do 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 mẩu 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)

- Biên dạng dẻo bề mặt răng, trên bánh răng dẫn 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)



a)



b)



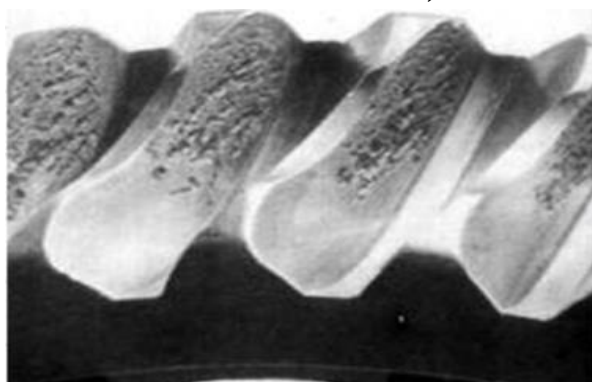
c)



d)



e)



f)

Hình 5.22. Các dạng hỏng của bánh 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 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 cacbon thấp như thép C15, C20, 15Cr, 20Cr, bề mặt được thấm than trước khi tôi.

6.1. Hiệu suất bộ truyền động bánh răng

Hiệu suất

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

Với P_1 là công suất trên trục dẫn; P_2 là công suất trên trục bị dẫn. Thông thường đối với

- Bộ truyền bánh răng trụ bôi trơn liên tục bằng dầu $\eta = 0,97 \div 0,99$
- Bộ truyền bánh răng trụ bôi trơn định kỳ bằng mỡ $\eta = 0,93 \div 0,95$
- Bộ truyền bánh răng côn bôi trơn liên tục bằng dầu $\eta = 0,95 \div 0,98$
- Bộ truyền bánh răng côn bôi trơn định kỳ bằng mỡ $\eta = 0,92 \div 0,94$

6.2. 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 để hở 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.



Hình 5.23. Bôi trơn bánh răng

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 gấp 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 1 kW công suất truyền.

Bôi trơn lưu thông: Phương pháp này dùng cho bộ truyền có vận tốc lớn (lớn hơn $12 \div 14$) m/s . Dầu bôi trơn có áp suất $(0,5 \div 1,75) \text{ at}$ 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.

7. 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 mới.

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

- Vật liệu là thép.

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

Trong đó:

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

hệ số an toàn tra theo bảng 4.2

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

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

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

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

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:

$$N = 60 c \cdot n \cdot L_h$$

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

tổng thời gian làm việc tính bằng giờ. $L_h = L \cdot 365 \cdot K_{\text{năm}} \cdot 24 \cdot K_n$

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:

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

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:

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

Trong đó:

$$S_H$$

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

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{khi } R_a = 1,25 \div 0,63 \mu\text{m} \Rightarrow Z_R = 1 \\ \text{khi } R_a = 2,50 \div 1,25 \mu\text{m} \Rightarrow Z_R = 0,95 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{khi } R_a = 10 \div 2,50 \mu\text{m} \Rightarrow Z_R = 0,9 \end{array} \right.$$

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

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{khi } HB \leq 350 \Rightarrow Z_v = 0,85v^{0,1} \\ \text{khi } HB \geq 350 \Rightarrow Z_v = 0,925v^{0,05} \end{array} \right.$$

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

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

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

Bước 4: chọn ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ theo bánh bị dẫn vì bánh này có độ bền thấp

$$\text{hơn. } [\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$$

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

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 .

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

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

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

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u \pm 1)}{b \omega u}} \leq [\sigma_H]$$

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:

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

ε_a : hệ số trùng khớp ngang, có giá trị từ 1,2 ÷ 1,9

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

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$$

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.

Nếu cặp vật liệu làm bằng thép thì $E_1 = E_2 = 2,1.10^5$ 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

$$[\sigma_F] / Y_F$$

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

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

Bài 3:

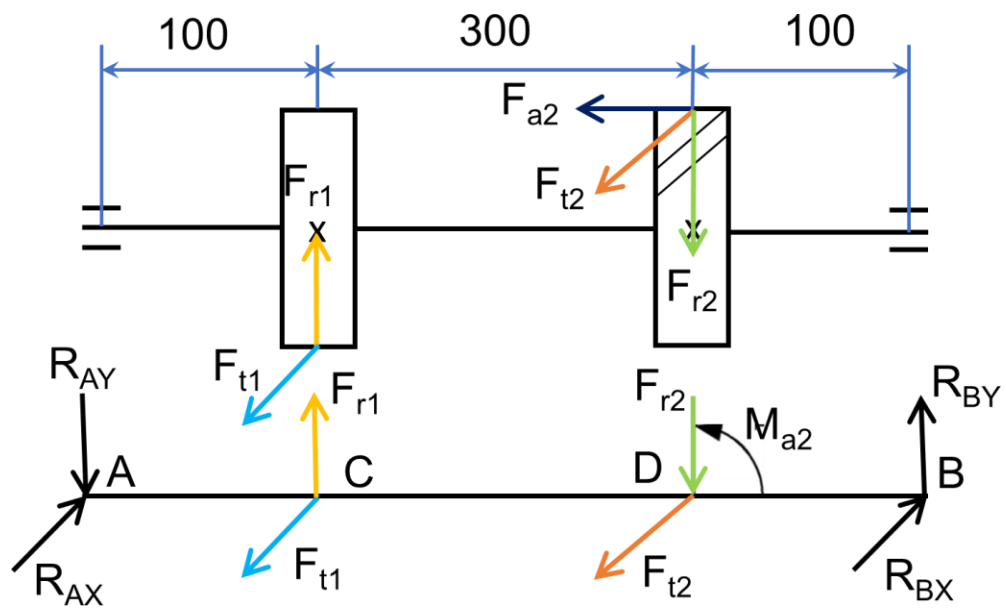
Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất $P_1=8\text{kW}$ có các thông số sau số răng đĩa xích dẫn $Z_1=25$ răng; tỉ số truyền $u=3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=320$ vòng/phút. Bộ truyền đặt nằm ngang; làm việc êm; khoảng cách trục $a=35.p_c$; bôi trơn định kì; khoảng cách trục bộ truyền xích điều chỉnh được; làm việc 2 ca; xích 1 dãy. Xác định:

- Hệ số K và bước xích p_c ? (1,5 điểm)
- Số mắt xích X để nối xích sẽ dài. (0,5 điểm)

Bài 4:

Cho trục trung gian chịu lực tác dụng như hình, ta thay trục bằng dầm sức bền tĩnh định bên dưới với phản lực tại hai gối giả định như hình. Cho giá trị các lực như sau: $F_{r1}=1500\text{N}$, $F_{t1}=4000\text{N}$, $F_{r2}=2000\text{N}$, $F_{t2}=6000\text{N}$, $M_{a2}=80000\text{N.mm}$, moment xoắn $T=300000\text{Nmm}$ được truyền từ bánh răng 1 sang bánh răng 2.

- Viết phương trình cân bằng và tính phản lực tại gối A, B. (1,0 điểm)
- Vẽ biểu đồ moment xoắn uốn và tính giá trị moment M_X và M_Y tại C, D. (1,25 điểm)
- Tính moment tương đương và đường kính trục tại D khi $[\sigma]=60\text{ Mpa}$. (1,0 điểm)



a/Phương trình cân bằng momen quanh điểm A.

$$\sum M_{Ax} = 100Fr_1 - 400Fr_2 + MA_2 + 500R_{By} = 0$$

$$\Leftrightarrow 100.1500 - 400.6000 + 80000 + 500.R_{By} = 0$$

$$\rightarrow R_{By} = 4340\text{N}$$

Phương trình cân bằng lực theo phương Y

$$\sum F_y = -R_{Ay} + Fr_1 - Fr_2 + R_{By} = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{Ay} + 1500 - 600 + 4340 = 0$$

$$\rightarrow R_{Ay} = -160 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng quanh điểm A theo phương ngang.

$$\sum M_{Ay} = -100 \cdot F_{t1} - 400 F_{t2} + R_{Bx} = 0$$

$$\rightarrow -100 \cdot 4000 - 400 \cdot 6000 + R_{Bx} = 0$$

$$\rightarrow R_{Bx} = 2800000 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng lực theo phương x.

$$\sum F_x = R_{Ax} - F_{t1} - F_{t2} + R_{Bx} = 0$$

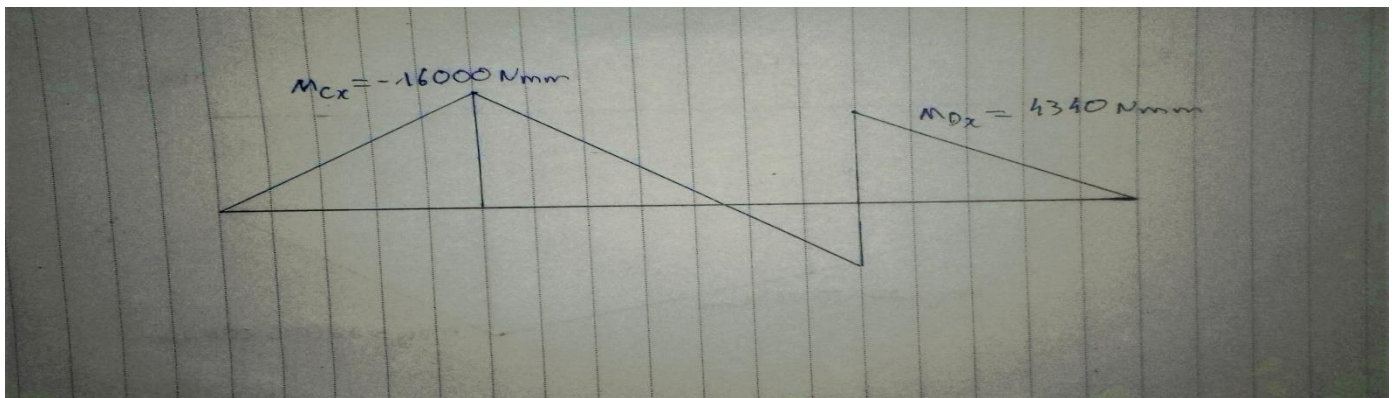
$$\leftrightarrow R_{Ax} - 400 - 6000 + 2800000 = 0$$

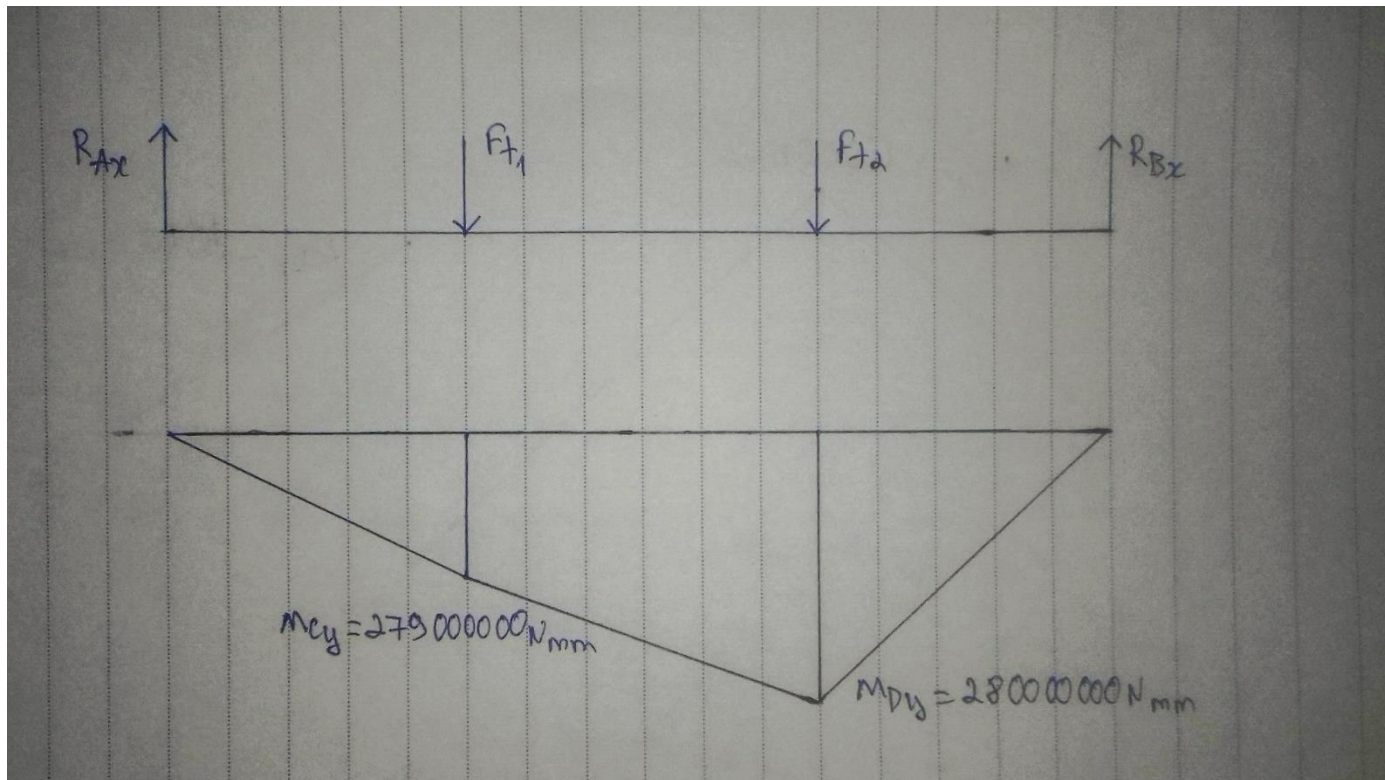
$$\rightarrow R_{Ax} = -2790000 \text{ N}$$

Phản lực tại A: $R_{Ay} = -160 \text{ N}$; $R_{Ax} = -2790000 \text{ N}$

B: $R_{Bx} = 2800000 \text{ N}$; $R_{By} = 43040 \text{ N}$







Momen tương đương tại C: M_C

$$M_C = \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CY}^2 + 0,75 \cdot T^2}$$

$$= \sqrt{-16000^2 + (-279000000)^2 + 0,75 \cdot 300000^2}$$

$$= 279000120 \text{ Nmm}$$

Momen tương đương tại D

$$\Sigma M_D = \sqrt{M_{DX}^2 + M_{DY}^2 + 0,75 \cdot T^2}$$

$$= \sqrt{434000^2 + 280000000^2 + 0,75 \cdot 300000^2}$$

$$= 280000336 \text{ Nmm}$$

Đường kính tại D

$$d_D \gg \sqrt[3]{\frac{M_D}{0,1.(\partial)}} = \sqrt[3]{\frac{280000336}{0,1.60}} = 360$$

TÀI LIỆU THAM KHẢO