

**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: 38**

HVTH: LÝ QUỐC VINH

Ngành học: Cơ khí

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: 38**

Ngành học: Cơ khí

Lớp học: 20C1 – CTM1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 10/2021

MỤC LỤC

Trang

MỞ ĐẦU

Lời nói đầu _____ 1

Mục tiêu tiểu luận _____ 2

CHƯƠNG 1: CƠ SỞ LÝ LUẬN

1.1 Bộ truyền động đai _____ 3

1.2 Bộ truyền động xích _____ 5

1.3 Bộ truyền động bánh răng _____ 8

1.4 Bộ truyền động trục vít - bánh vít _____ 12

1.5 Trục _____ 15

1.6 Ổ lăn _____ 17

CHƯƠNG 2: NỘI DUNG

2.1 Vận dụng kiến thức giải bài toán về bộ truyền động bánh răng _____ 21

2.2 Vận dụng kiến thức giải bài toán về bộ truyền động đai _____ 23

2.3 Vận dụng kiến thức giải bài toán về trục _____ 25

KẾT LUẬN

Kết luận _____ 28

Đề nghị _____ 28

TÀI LIỆU THAM KHẢO _____ 29

MỞ ĐẦU

Lời nói đầu

Chi tiết máy là môn khoa học nghiên cứu về các phương pháp tính toán và thiết kế các chi tiết máy có công dụng chung. Môn học Chi tiết máy có nhiệm vụ trình bày những kiến thức cơ bản về cấu tạo, nguyên lý làm việc và phương pháp tính toán thiết kế các chi tiết máy có công dụng chung, nhằm bồi dưỡng cho sinh viên khả năng giải quyết những vấn đề tính toán và thiết kế các chi tiết máy, làm cơ sở để vận dụng vào việc thiết kế máy.

Trong môn học Chi tiết máy có sự kết hợp chặt chẽ giữa lý thuyết với thực nghiệm. Lý thuyết tính toán các chi tiết máy được xây dựng trên cơ sở những kiến thức về toán học, vật lý, cơ học lý thuyết, nguyên lý máy, sức bền vật liệu v.v..., được xác minh và hoàn thiện qua thí nghiệm và thực tiễn sản xuất.

Cũng có thể nói rằng môn chi tiết máy là môn khoa học về thiết kế hợp lý các chi tiết máy có công dụng chung. Vấn đề thiết kế hợp lý các chi tiết máy đòi hỏi sự vận dụng sáng tạo những kiến thức khoa học vào thực tiễn sản xuất, kết hợp chặt chẽ giữa lý thuyết với thực hành. Vì vậy, song song với việc truyền thụ những hiểu biết cơ bản cho sinh viên về cấu tạo, nguyên lý làm việc và các phương pháp tính toán thiết kế chi tiết máy, cần bồi dưỡng khả năng phân tích và tổng hợp vấn đề, biết vận dụng linh hoạt lý thuyết vào thực tiễn, để trong từng trường hợp cụ thể có thể giải quyết tốt nhất các vấn đề thiết kế chi tiết máy.

Chi tiết máy là một môn kỹ thuật cơ sở trong chương trình đại học kỹ thuật. Đối với các ngành cơ khí, chi tiết máy là môn kỹ thuật cơ sở cuối cùng, là khâu nối giữa phần bồi dưỡng những tri thức về khoa học kỹ thuật cơ bản với phần bồi dưỡng kiến thức chuyên môn.

Ngoài việc làm các bài tập về tính toán, thiết kế các chi tiết máy trong mỗi chương, sau khi học xong chương trình lý thuyết, mỗi học sinh sẽ làm một đồ án môn học với nội dung: thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí của một máy công tác. Qua lý thuyết và đồ án môn học chi tiết máy, trình độ thiết kế cơ khí của học sinh bước đầu được củng cố, làm cơ sở cho việc thiết kế máy, được tiến hành vào những năm cuối của khóa học.

Trong phạm vi của môn học, em xin trình bày những nội dung chính và áp dụng các kiến thức này để giải quyết một số bài toán Nguyên lý – Chi tiết máy. Tiểu luận gồm có 6 chương:

Chương 1: Trình bày nội dung về bộ truyền động đai và áp dụng giải bài toán về bộ truyền động đai.

Chương 2: Trình bày nội dung về bộ truyền động xích và áp dụng giải bài toán về bộ truyền động xích.

Chương 3: Trình bày nội dung về bộ truyền động bánh răng và áp dụng giải bài toán về bộ truyền bánh răng.

Chương 4: Trình bày nội dung về bộ truyền động trục vít – bánh vít và áp dụng giải bài toán về bộ truyền động trục vít – bánh vít.

Chương 5: Trình bày nội dung về trục và áp dụng giải bài toán về trục.

Chương 6: Trình bày nội dung về ổ lăn và áp dụng giải bài toán về ổ lăn.

Trong quá trình học tập và làm tiểu luận, bản thân em đã cố gắng tìm tòi, nghiên cứu, tham khảo tài liệu để hoàn thành tốt môn học này. Tuy nhiên bản thân không thể tránh khỏi những thiếu sót, kính mong sự giúp đỡ của thầy, cô để em có thể hoàn thiện hơn.

Mục tiêu tiểu luận

Bài tiểu luận này nhằm giải quyết các bài toán trong môn Nguyên lý – Chi tiết máy, và đây chính là các nội dung chính của tổng môn và là kiến thức liên quan đến Đồ án Nguyên lý chi tiết máy.

SINH VIÊN THỰC HIỆN

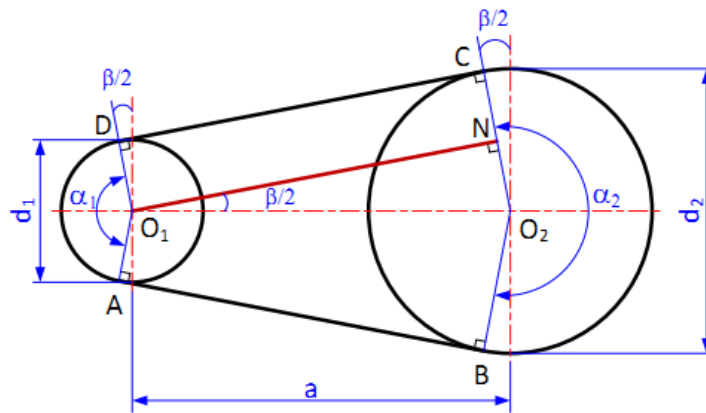
LÝ QUỐC VINH – MSSV: 20004490

CHƯƠNG 1. CƠ SỞ LÝ LUẬN

1.1 BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1.1.1 Thông số hình học bộ truyền đai

- Khoảng cách trục: a (mm)
- Đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn: d_1, d_2 (mm)
- Chiều dài hình học của đai: L (không tính đến độ võng, mm)
- Góc nghiêng của mỗi nhánh đai so với đường tâm bộ truyền: $\beta/2$
- Góc ôm của đai lên bánh dẫn và bánh bị dẫn: α_1, α_2



Hình 1.1.1: Thông số hình học chính của bộ truyền đai

1.1.1.1 Góc ôm đai

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

- + Đối với đai dẹt: $\alpha_1 \geq 150^\circ$
- + Đối với đai hình thang: $\alpha_1 \geq 120^\circ$ (do có tác dụng chêm của đai với rãnh bánh đai)

Ta có: $\alpha_1 = 180 - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a}$ (độ) hay $\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a}$ (rad)

1.1.1.2 Chiều dài đai và khoảng cách trục

• Chiều dài tính toán của dây đai L_{tt} (mm)

Ta có: $L_{tt} = 2.a + \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4.a}$

• Chiều dài cần thiết của dây đai L (mm)

- + Đối với đai dẹt sau khi tính L cần chọn chiều dài cần thiết của dây đai tăng theo từ

100 ÷ 400mm để nối đai.

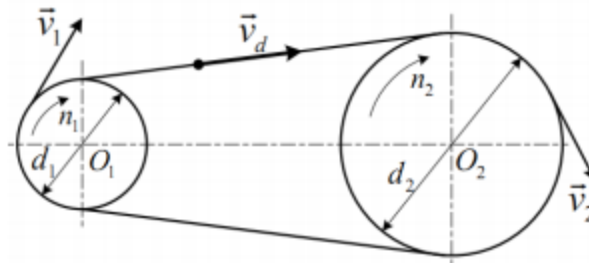
$$L_{tt} = L + (100 \div 400) \text{ (mm)}$$

+ Đối với đai thang L_{tc} phải chọn theo tiêu chuẩn ($L_{tc} > L$). Sau đó tính lại khoảng cách trục a (mm) theo chiều dài dây đai vừa chọn:

$$a = \frac{1}{4} \left\{ L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} \right]^2 - 2 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\} \text{ (mm)}$$

1.1.2 Động học bộ truyền đai

1.1.2.1 Vận tốc của bộ truyền động đai



Hình 1.1.2: Vận tốc vòng trong bộ truyền đai

Trong đó: d_1, d_2 : Đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn (mm)

n_1, n_2 : số vòng quay bánh đai dẫn và bị dẫn (vòng/phút)

+ Vận tốc được xác định theo công thức:

$$\begin{cases} v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \text{ (m/s)} \\ v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \text{ (m/s)} \end{cases}$$

1.1.2.2 Tỷ số truyền

+ Ta có: $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$

1.1.2.3 Điều kiện để không xảy ra trượt đai

+ Đai dẹt: $F_0 \geq \frac{F_t}{2} \times \frac{e^{f \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f \cdot \alpha_1} - 1} + F_v \quad (1)$

α_1 : radian

F_v : lực căng đai phụ

+ Đai thang: gọi f' là hệ số ma sát thay thế, thay $f=f'$ vào (1), sau khi tính xong f' , tìm hệ số ma sát f theo công thức: $f = f' \cdot \sin \frac{\gamma}{2}$

1.1.3 Lực tác động lên trục bộ truyền động đai

1.1.3.1 Lực vòng

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

Trong đó: F_t : lực vòng có ích (N)

P : công suất (kW)

v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

T_1 : moment xoắn trên trục (N.mm)

d_1 : đường kính bánh dẫn (mm)

+ Lực trên các nhánh đai bỏ qua lực ly tâm: • Lực trên nhánh căng: $F_1 = F_0 + 0,5.F_t$ (N)

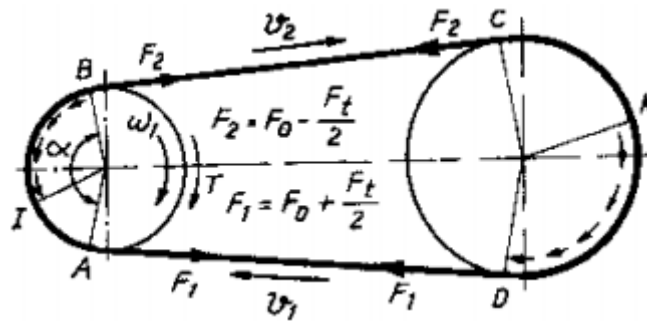
• Lực trên nhánh chùng: $F_2 = F_0 - 0,5.F_t$ (N)

+ Lực tác dụng trên ổ trục: • $F_r = 2.F_0.\sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$ (N)

• $F_r = 3.F_0.\sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$ (N) (khi bộ truyền không có căng đai)

1.1.3.2 Moment xoắn trên bánh dẫn

$$T_1 = \frac{F_t.d_1}{2}$$



Hình 1.1.3: Moment xoắn trên bánh dẫn

1.2 BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1.2.1 Thông số hình học của bộ truyền động xích

1.2.1.1 Bước xích

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

Bước xích p_c có giá trị từ 12, 7÷50,8 mm, có thể chọn theo bảng 1.2.1

Bảng 1.2.1: 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			

1.2.1.2 Đĩa xích

+ Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức: $d = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{p_c \cdot Z}{\pi}$ (mm)

Trong đó: Z: số răng đĩa xích

p_c : bước xích (tiêu chuẩn)

+ Số răng của đĩa xích dẫn Z1 của đĩa xích bị dẫn Z2.

+ 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.

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

1.2.1.3 Số răng đĩa xích

+ Số răng đĩa dẫn Z1: tra theo bảng 1.2.2

Bảng 1.2.2: Bảng hướng dẫn chọn số răng đĩa xích dẫn Z1

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.

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

+ Số răng đĩa bị dẫn Z_2 : $Z_2 = u.Z_1$

1.2.1.4 Khoảng cách trục và số mắt xích

+ Số mắt xích:

Số mắt xích X được tính theo công thức: $X = \frac{2.a}{p_C} + \frac{1}{2} (Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2.\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_C}{a}$

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

+ Khoảng cách trục chính xác:

Khoảng cách trục a được tính theo công thức:

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

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

1.2.2 Động học của bộ truyền động xích

1.2.2.1 Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

+ Vận tốc bộ truyền xích: $v = \frac{n.Z.p_C}{60000}$ (m/s)

mà $v = v_1 = v_2$

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

+ Tỉ số truyền của bộ truyền xích: $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$

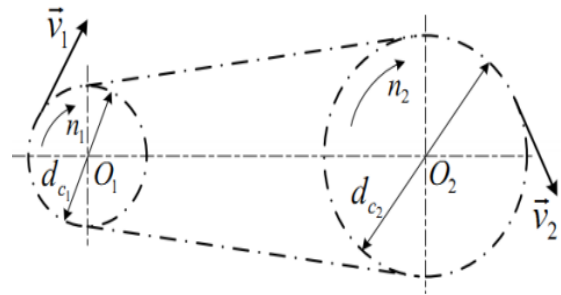
Nên chọn $u \leq 8$

1.2.2.2 Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích

+ Lực vòng: $F_t = \frac{1000.P_1}{v}$

+ Lực tác dụng lên ổ và trục: $F_r = K_m.F_t$

K_m : hệ số trọng lượng xích



Hình 1.2.1: Vận tốc trung bình trong bộ truyền xích

$K_m = 1,15$ bộ truyền xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng $< 40^\circ$

$K_m = 1$ bộ truyền thẳng đứng.

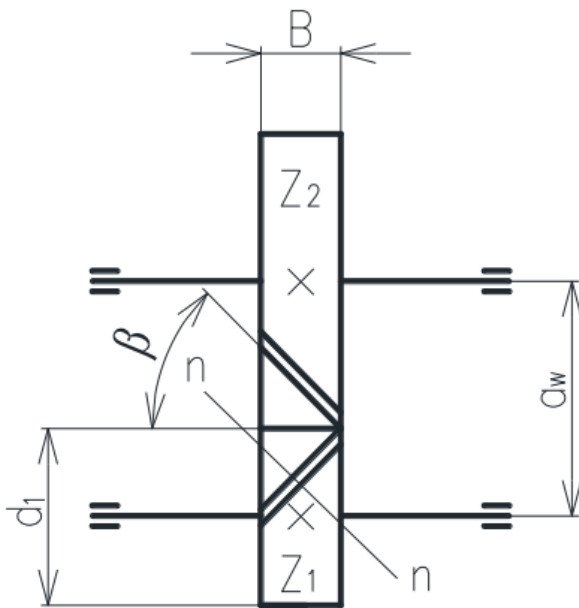
F_t : lực vòng có ích (N)

1.3 BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

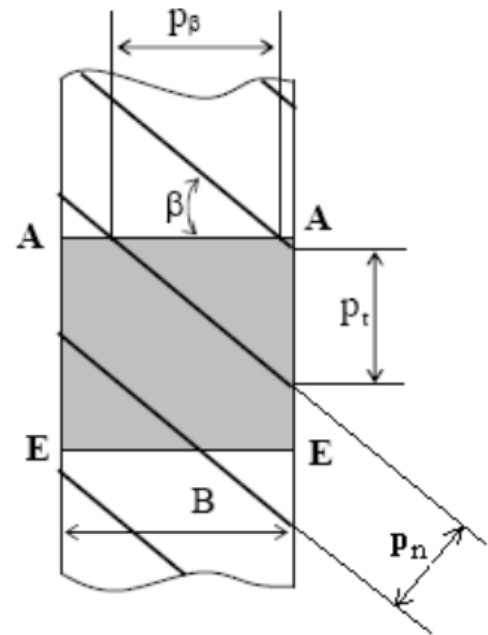
1.3.1 Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng

1.3.1.1 Thông số hình học của bộ truyền động 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)	$u = \mp \frac{n_1}{n_2} = \mp \frac{Z_2}{Z_1}$
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	$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m \cdot (Z_2 \pm Z_1)}{2}$



Hình 1.3.3: Kích thước bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng



Hình 1.3.4: Các bước răng của bánh răng trụ răng nghiêng

+ β là góc nghiêng của răng. 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.

+ Môđun pháp m_n : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng

1.3.1.3 Thông số hình học của bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng

* Các thông số hình học ở đáy lớn:

- Môđun ở đáy lớn: m_s .
- Chiều dài đường sinh mặt nón lăn: $L = 0,5.m_s.\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$
- Chiều dài răng: $b = (0,3 \div 0,33).L$
- Đường kính vòng lăn (vòng chia): $d_1 = m_s.Z_1$; $d_2 = m_s.Z_2$
- Đường kính vòng đỉnh: $d_{e1} = m_s.(Z_1 + 2\cos\varphi_1)$; $d_{e2} = m_s.(Z_2 + 2\cos\varphi_2)$
- Đường kính vòng chân: $d_{f1} = m_s.(Z_1 - 2,4\cos\varphi_1)$; $d_{f2} = m_s.(Z_2 - 2,4\cos\varphi_2)$
- Chiều cao răng: $h = 2,2.m_s$

* Các thông số ở tiết diện trung bình:

- Môđun trung bình: m_{tb}
- Đường kính trung bình: $d_{tb1} = m_{tb}.Z_1 = 2(L - 0,5.b)\sin\varphi_1$

$$d_{tb2} = m_{tb}.Z_2 = 2(L - 0,5.b)\sin\varphi_2$$

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

ta có tỉ lệ: $\frac{m_{tb}}{m_s} = \frac{L - 0,5.b}{L}$

1.3.2 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng

1.3.2.1 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng

• Lực vòng:

+ Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

+ Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng

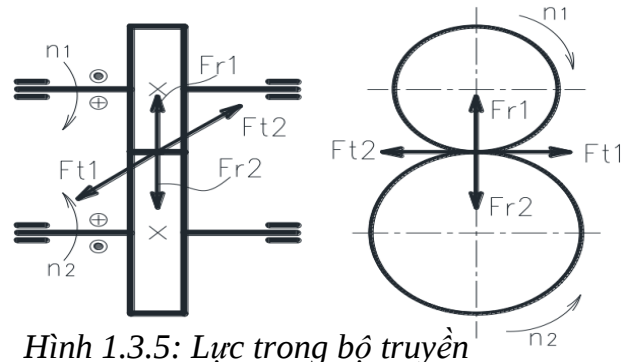
+ Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T_1}{d_1} = \frac{2.T_2}{d_2} = \frac{2.T_1}{m.Z_1}$

• Lực hướng tâm:

+ Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

+ Chiều hướng vào tâm bánh răng

+ Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1}.\tan\alpha$



Hình 1.3.5: Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

1.3.2.2 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng

• Lực vòng:

+ Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

+ Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng

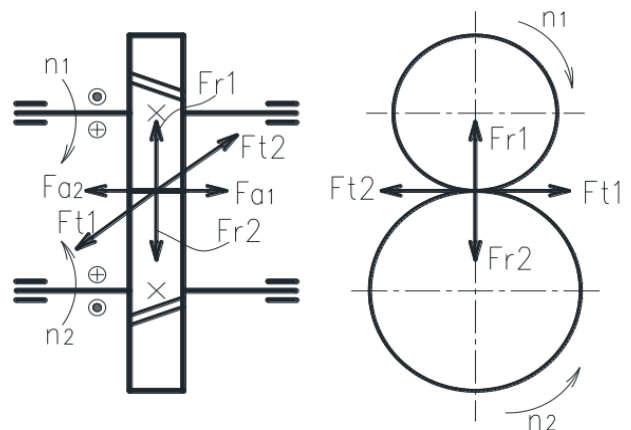
+ Độ lớn: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T_1}{d_1} = \frac{2.T_2}{d_2} = \frac{2.T_1.\cos\beta}{m_n.Z_1}$

• Lực hướng tâm:

+ Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

+ Chiều hướng vào tâm bánh răng

+ Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1}.\tan\alpha}{\cos\beta}$



Hình 1.3.6: Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

• Lực dọc trục:

+ Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

+ Chiều hướng vào mặt răng làm việc

+ Giá trị: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta$

1.3.2.3 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng

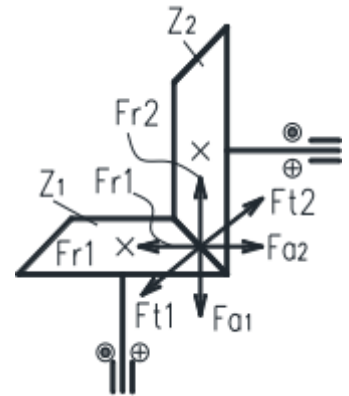
• Lực vòng:

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

+ Điểm đặt tại 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: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{tb1}} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{tb2}}$



Hình 1.3.7: Lực trong bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

• 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.

• 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.

+ Độ lớn: $F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1$

$$F_{a2} = F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$$

1.4 BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

1.4.1 Thông số hình học của bộ truyền động trục vít – bánh vít

+ Môđun: $m = \frac{t}{\pi}$ (mm)

t: bước ren trục vít = bước ren bánh vít

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

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

Dãy 2: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 9; 12; 14

+ Góc prôfin ren trục vít: $\alpha = 20^\circ$ (đo trong tiết diện dọc trục của trục vít)

+ Hệ số đường kính trục vít q : chọn theo tiêu chuẩn tùy theo môđun m .

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

Dãy 1: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

Dãy 2: 7,1; 7,5; 9; 11,2; 12; 14; 18; 22,4;

Chọn hệ số đường kính q theo môđun m

Modul m (mm)	Hệ số đường kính q
1,6	10; 12,5; 16; 20
2; 2,5; 3,15; 4; 5; 8; 10; 12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
6,3	8,9; 10; 12,5; 14; 16; 20
16	8; 10; 12,5; 16
20	8; 10

+ Bước của đường xoắn ốc: $S = Z_1 \cdot t$

+ Số mối ren của trục vít: $Z_1 = 1 \div 4$. Truyền công suất lớn không nên lấy $Z_1 = 1$ vì hiệu suất rất thấp và bộ truyền bị nóng nhiều.

+ Số ren bánh vít Z_2 ($Z_2 \geq 25$): Số răng Z_2 không nên ít quá để tránh bị cắt chân răng, thông thường chọn trong khoảng $Z_2 = 50 \div 60$ (răng).

+ Đường kính mặt trụ lăn của trục vít d_1 (mm): $d_1 = d_{c1} = m \cdot q$

+ Đường kính vòng lăn bánh vít d_2 (mm): $d_2 = d_{c2} = m \cdot Z_2$

+ Góc nâng của ren trục vít λ (độ): $\lambda = 5^\circ \div 20^\circ$

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S}{\pi \cdot d_1} = \frac{S}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{t \cdot Z_1}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{m \cdot Z_1}{d_{c1}} = \frac{Z_1}{q}$$

+ Khoảng cách trục của bộ truyền không dịch chỉnh:

$$a = \frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} = 0,5 \cdot m \cdot (Z_2 + q)$$

+ Góc nghiêng răng của bánh vít: $\beta = \gamma$

+ Góc ôm trục vít bởi bánh vít: $\sin \delta = \frac{b_2}{d_{e1} - 0,5 \cdot m}$

thông thường $2\delta = 100^\circ$

1.4.2 Động học truyền động trục vít – bánh vít

1.4.2.1 Tỷ số truyền

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi \cdot d_2}{S} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{\pi \cdot d_2}{\pi \cdot d_1 \cdot \operatorname{tg} \lambda} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \operatorname{tg} \lambda}$$

1.4.2.2 Vận tốc vòng

+ Vận tốc vòng của trục vít: $v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$ (m/s)

+ Vận tốc vòng của bánh vít: $v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}$ (m/s)

$d_1 = m \cdot q$: đường kính vòng lăn trục vít

$d_2 = m \cdot Z_2$: đường kính vòng lăn trục vít

n_1 : số vòng quay của trục vít (v/p)

n_2 : số vòng quay của bánh vít (v/p)

m : môđun mặt đáy của răng

q : Hệ số đường kính trục (lấy theo tiêu chuẩn)

(khi tính sơ bộ $q \approx 0,26Z_2$)

Z_1 : Số mối ren của trục vít

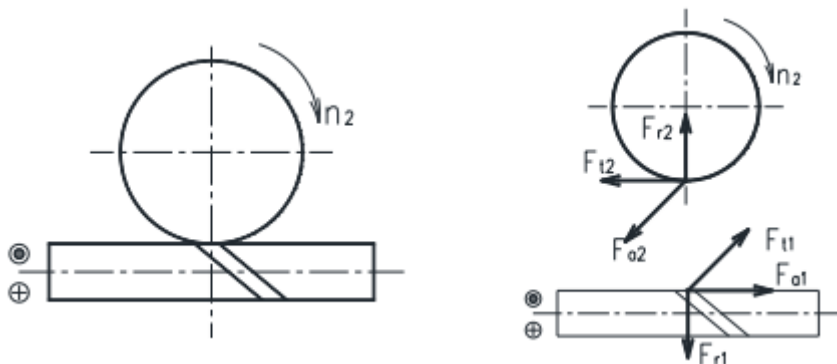
Z_2 : Số răng của bánh vít

1.4.2.3 Vận tốc trượt

+ Vận tốc trượt $v_{tr} = \frac{v_1}{\cos \lambda}$

+ Đối với bộ truyền không dịch chỉnh: $v_{tr} = \frac{m \cdot n_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2}$

1.4.3 Lực tác dụng



Hình 1.4.1: Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít- bánh vít

• **Lực vòng:** F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II.

+ Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

+ Phương chiều: phương của F_{t1} tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của F_{t2} tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2

+ Giá trị: $F_{t1} = \frac{2.T_1}{d_1}$, $F_{t2} = \frac{2.T_2}{d_2}$

• **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_{r1} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II

+ Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \frac{\tan \alpha}{\cos \lambda}$

• **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} , F_{a2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren.

+ Giá trị: $F_{a1} = F_{t2} = \frac{2.T_2}{d_2}$ và $F_{a2} = F_{t1} = \frac{2.T_1}{d_1}$

1.5 Trục

✱ **Trình tự thiết kế trục:**

Bước 1: Lập sơ đồ tính theo bản vẽ trục.

Bước 2: Xác định các lực tác dụng lên trục

Bước 3: Xác định phản lực tại các gối đỡ và dựng biểu đồ moment uốn trong hai mặt phẳng vuông góc nhau

Bước 4: Dựng biểu đồ moment xoắn.

Bước 5: Chọn tiết diện nguy hiểm tương ứng hình dạng trục và theo biểu đồ moment.

+ Xác định moment tương đương: $M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75T^2}$ (N.mm)

+ Đường kính trục: $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}}$

Trong đó σ : ứng suất cho phép (M.Pa)

Chọn d: theo tiêu chuẩn

Nếu tại vị trí tính d mà có lắp then thì cộng 5% d rồi mới chọn tiêu chuẩn

Bước 6: Xác định hệ số an toàn s và kiểm nghiệm $s \geq [s]$

Xác định hệ số an toàn s theo công thức:
$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}$$

- s_σ, s_τ : hệ số an toàn chỉ xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn.

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

σ_{-1}, τ_{-1} : giới hạn mỏi của vật liệu $\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,5)\sigma_b$, $\tau_{-1} = (0,22 \div 0,25)\sigma_b$

σ_b : là giới hạn bền của vật liệu.

$\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$: biên độ và giá trị trung bình của các ứng suất.

Khi trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng: $\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}$; $\sigma_m = 0$

W là moment chống uốn

Khi trục quay một chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động:

$$\tau_a = \sigma_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_0}$$

Khi trục quay hai chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng:

$$\tau_a = \tau_{\max} = \frac{T}{W_0}; \quad \tau_m = 0$$

W là moment chống xoắn.

Trục đặc: $W = 0,1d^3$; $W_0 = 0,2d^3$

Trục có một then: $W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$; $W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$

t – chiều sâu rãnh then, b – chiều rộng then

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}; \quad W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$$

$$W = \frac{\pi d^3 \left(1 - \frac{1,54d_1}{d}\right)}{32}; \quad W_0 = \frac{\pi d^3 \left(1 - \frac{d_1}{d}\right)}{32}$$

d_1 : đường kính lỗ rỗng trong trục

ψ_σ, ψ_τ : hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi và phụ thuộc vào cơ tính vật liệu

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$: hệ số kích thước tra theo bảng 5.2

β : hệ số tăng bền bề mặt tra theo bảng 5.3

K_σ, K_τ : hệ số xét đến ảnh hưởng của sự tập trung tải trọng đến độ bền mỏi

Khi điều kiện $s \geq [s]$ không thỏa, ta phải cần xác định lại đường kính trục hoặc chọn lại vật liệu có độ bền cao hơn.

Bước 7: Nếu trong quá trình làm việc trục chịu tác dụng quá tải đột ngột thì tại tiết diện chịu tải lớn nhất ta kiểm tra độ bền tĩnh theo công thức:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{qt}$$

σ, τ : là ứng suất uốn và ứng suất xoắn.

$$\sigma = \frac{M}{W}, \quad \tau = \frac{T}{W_0}$$

$[\sigma]_{qt}$: ứng suất cho phép khi quá tải. $[\sigma]_{qt} = 0,85\sigma_{ch}$

σ_{ch} : giới hạn chảy của vật liệu.

1.6 Ổ LĂN

1.6.1 Tuổi thọ ổ lăn

+ Tuổi thọ theo độ bền mỏi: $L = \left(\frac{C}{Q}\right)^m$ (L: triệu vòng quay)

Trong đó:

$m = \frac{m_H}{3}$; $m = 3$: đối với ổ bi, $m = \frac{10}{3}$ đối với ổ đĩa

Q: tải trọng quy ước tác dụng lên ổ

C: hằng số, còn gọi là khả năng tải của ổ động, tra bảng ổ lăn.

+ Tuổi thọ tính bằng giờ L_h : $L = \frac{60.n.L_h}{10^6}$

Trong đó: n là số vòng quay của ổ, vòng/phút

1.6.2 Lựa chọn ổ lăn theo khả năng tải động

- Khả năng tải động: $C_{tt} = Q \cdot L^{\frac{1}{m}}$ (N)

Khi đó ta chọn $C_{tt} < C$, với C : khả năng tải động, tra trong ổ lăn.

Q: Tải trọng quy ước, được xác định như sau:

+ Đối với ổ đỡ và đỡ chặn thì Q là tải trọng hướng tâm không đổi Q_r

$$Q = Q_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_0 K_t \text{ (N)}$$

+ Đối với ổ chặn và ổ chặn đỡ thì $Q = Q_a$

$$Q = Q_a = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_0 K_t \text{ (N)}$$

Trong đó:

F_a, F_r : tổng lực hướng tâm và lực dọc trục tác dụng lên ổ

K_0 : hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng đến tuổi thọ ổ

K_t : Hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ đến tuổi thọ

X, Y : hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục, bảng 1.6.1 và bảng 1.6.2

V : hệ số xét đến vòng nào quay, vòng trong quay $V=1$, vòng ngoài quay $V=1,2$

* Xác định F_r :
$$F_r = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2} \text{ (N)}$$

Trong đó: F_{rx}, F_{ry} là tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ theo 2 phương vuông góc nhau (R_x và R_y tại các ổ trong phân tính lực

Bảng 1.6.1: Hệ số X, Y cho các loại ổ lăn 1 dãy

Loại ổ	α	F_a/C_0	$F_a/(V.F_r) \leq e$		$F_a/(V.F_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Ổ bi đỡ 1 dãy	0	0,014	1	0	0,56	2,3	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Ổ bi đỡ chặn	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,04	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,00	0,54
	18÷20	-	1	0	0,43	1,00	0,57
	24÷26	-			0,41	0,87	0,68
	30	-			0,39	0,76	0,8
	35; 36	-			0,36	0,64	0,99
	40	-			0,35	0,56	1,14
	46000	-	1	0	0,41	0,87	0,68
	66000	-	1	0	0,39	0,76	0,8
	35; 36	-	1	0	0,36	0,64	0,99
	40	-	1	0	0,35	0,56	1,14
Ổ đĩa côn	-	-	1	0	0,4	$0,4 \cdot \cot \alpha$	$1,5 \cdot \tan \alpha$
Ổ bi chặn đỡ	45	-	-	-	0,66	1	1,25
	60	-	-	-	0,92	1	2,17
	75	-	-	-	1,66	1	4,67
Ổ đĩa chặn đỡ	-	-	-	-	$\tan \alpha$	1	$1,5 \cdot \tan \alpha$

Bảng 1.6.2: Hệ số X, Y cho các loại ổ lăn 2 dãy

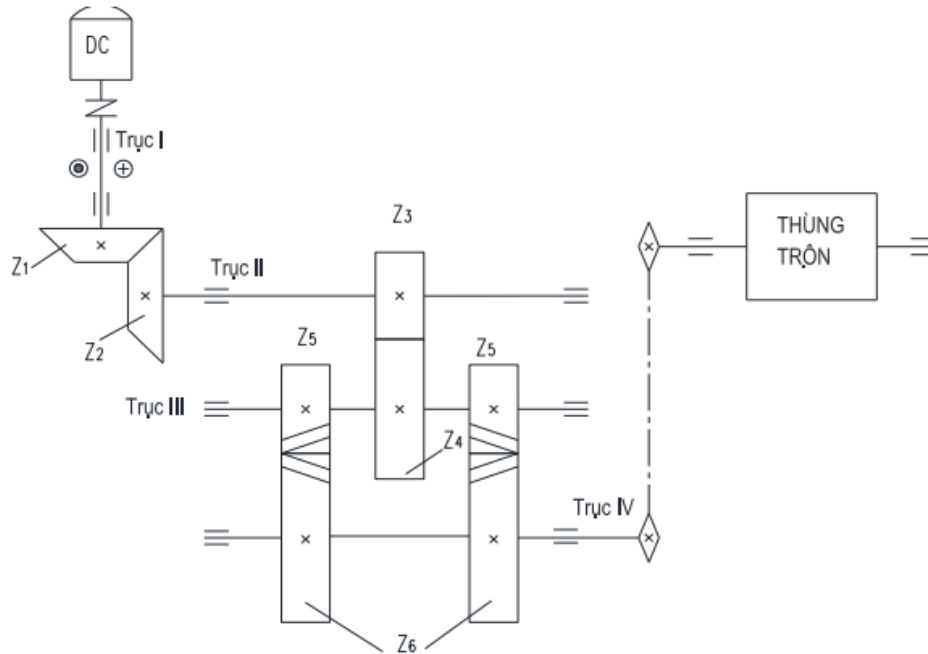
Loại ổ	α	F_a/C_0	$F_a/(V.F_r) \leq e$		$F_a/(V.F_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Ổ bi đỡ	0	0,014	1	0	0,56	2,3	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Ổ bi đỡ chặn	36000	0,014	1	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,69		2,37	0,37
		0,086		1,52		2,18	0,41
		0,11		1,39		1,98	0,45
		0,17		1,30		1,84	0,48
		0,29		1,20		1,69	0,52
		0,43		1,16		1,64	0,54
		0,57		1,16		1,62	0,54
	18÷20	-	1	1,09	0,70	1,63	0,57
	46000	-		0,92	0,67	1,41	0,68
	30			0,78	0,63	1,24	0,8
	66000			0,66	0,60	1,07	0,99
	35; 36			0,55	0,57	0,93	1,14
	40						
Ổ đĩa côn	-	-	1	$45 \cot \alpha$	0,67	$0,67 \cot \alpha$	$1,5 \cdot \tan \alpha$
Ổ bi chặn đỡ	45		1,18	0,59	0,66	1	1,25
	60	-	1,90	0,54	0,92	1	2,17
	75		3,89	0,52	1,66	1	4,67
Ổ đĩa chặn đỡ	-	-	$1,5 \tan \alpha$	0,67	$\tan \alpha$	1	$1,5 \cdot \tan \alpha$

CHƯƠNG 2. NỘI DUNG

2.1 Vận dụng kiến thức giải bài toán về bộ truyền động bánh răng

Câu 1: Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc}=1960$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1=20$, $Z_2=50$, $Z_3=20$, $Z_4=65$, $Z_5=25$, $Z_6=45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x=2$. Xác định:

- Nguyên lý làm việc của bộ truyền và xác định chiều quay của thùng trộn.
- Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn.
- Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng.



Bài giải

a. Nguyên lý làm việc của bộ truyền và xác định chiều quay của thùng trộn.

Từ động cơ truyền qua bộ bánh răng côn Z_1 và Z_2 thông qua trục I, Z_2 quay làm trục II quay theo, trục II có bánh răng Z_3 quay và ăn khớp bánh răng Z_4 , Z_4 quay làm trục III quay theo làm cho bánh răng Z_5 quay ăn khớp bánh răng Z_6 quay, trục IV quay theo và truyền động qua bộ truyền xích và làm cho thùng trộn quay. Chiều quay của thùng trộn đi từ trong ra ngoài.

b. Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn.

Gọi u_{12} là tỉ số truyền từ trục I – II:

$$u_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{50}{20} = 2,5$$

Gọi u_{34} là tỉ số truyền từ trục II – III:

$$u_{34} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{65}{20} = 3,25$$

Gọi u_{56} là tỉ số truyền từ trục III – IV:

$$u_{56} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{45}{25} = 1,8$$

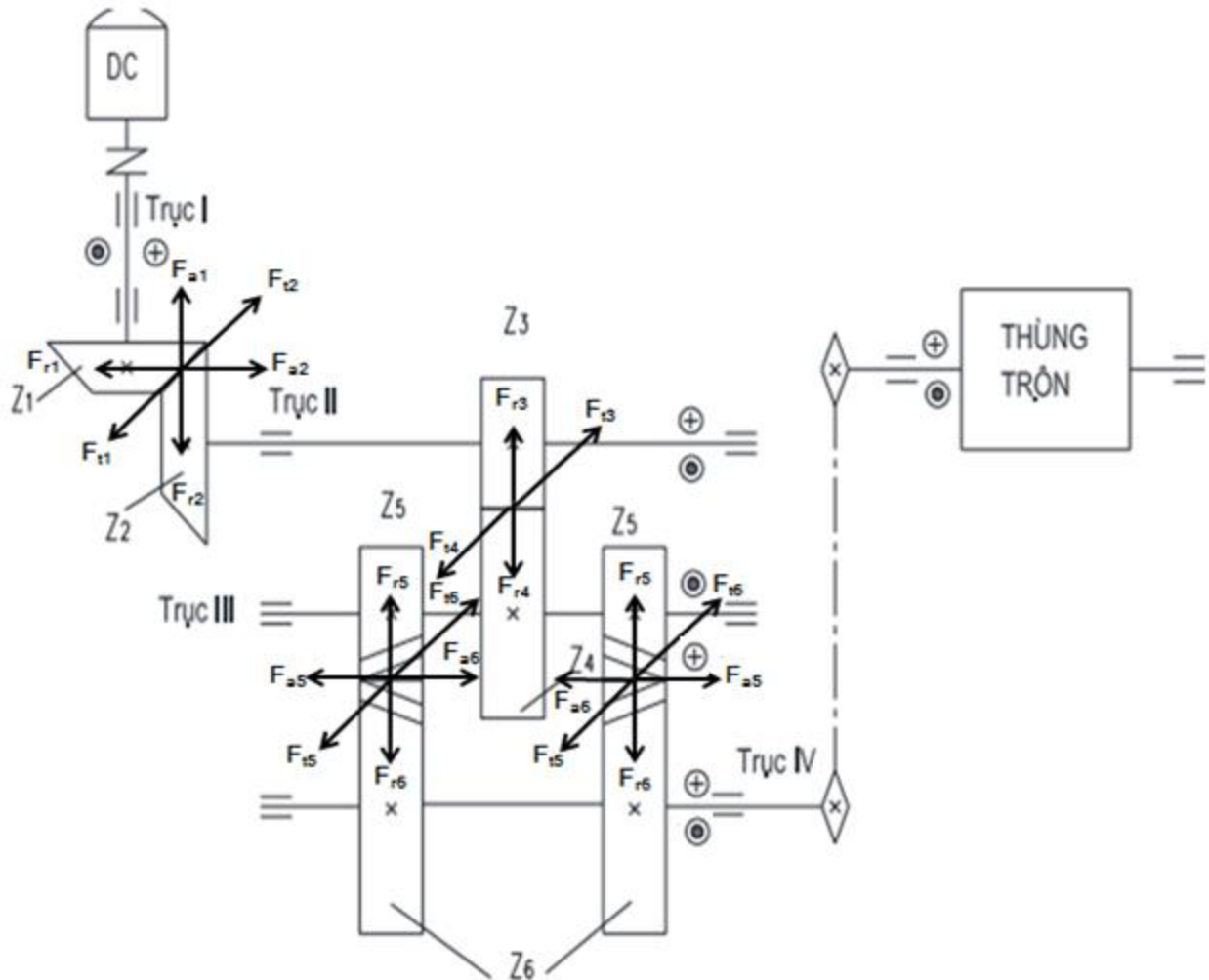
Tỉ số truyền từ động cơ đến thùng trộn:

$$u = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} \cdot u_x = 2,5 \cdot 3,25 \cdot 1,8 \cdot 2 = 29,25$$

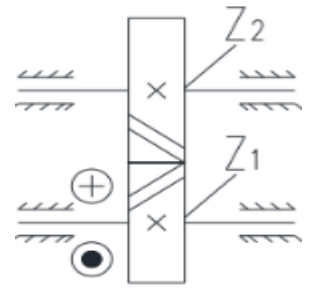
Số vòng quay thùng trộn:

$$u = \frac{n_{dc}}{n_{tt}} \Rightarrow n_{tt} = \frac{n_{dc}}{u} = \frac{1960}{29,25} = 67 \text{ (vòng/phút)}$$

c. Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng.



Câu 2: Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên truyền mô men xoắn $T_1=100000\text{Nmm}$ có khoảng cách trục $a_w=240\text{mm}$, số răng $Z_1=25$ răng, $Z_2=60$ răng, góc ăn khớp $\alpha=20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh. Xác định:



- Mo đun pháp tuyến m_n và góc nghiêng răng?
- Lực tác dụng (phân tích và tính giá trị lực) lên cặp bánh răng trên đã cho.

Bài giải

a. Mo đun pháp tuyến m_n và góc nghiêng răng?

- Khoảng cách trục:

$$a_w = \frac{m_n(Z_2+Z_1)}{2 \cos \beta} \Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n(Z_2+Z_1)}{2.a_w} = \frac{m_n(60+25)}{2.240} \quad (1)$$

- Điều kiện góc nghiêng răng: $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ \Rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$

$$\begin{aligned} \text{Thay (1) vào } \cos \beta &\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n(60+25)}{2.240} \geq \cos 20^\circ \\ &\Leftrightarrow \frac{\cos 8^\circ \cdot 2.240}{60+25} \geq m_n \geq \frac{\cos 20^\circ \cdot 2.240}{60+25} \\ &\Leftrightarrow 5,6 \geq m_n \geq 5,3 \\ &\Rightarrow m_n = 5,5 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

$$(1) \cos \beta = \frac{5,5(60+25)}{2.240} = \frac{187}{192} \Rightarrow \beta = 13,10^\circ$$

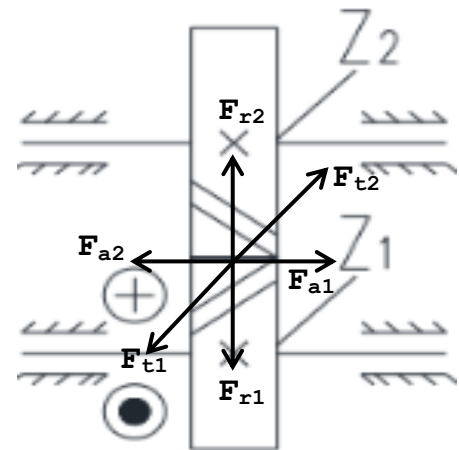
b. Lực tác dụng (phân tích và tính giá trị lực) lên cặp bánh răng trên đã cho.

Độ lớn:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T_1.\cos \beta}{m_n.Z_1} = \frac{2.10^5.\cos 13,10}{5,5.25} = 1416,7 \text{ (N)}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1}.\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{1416,7.\text{tg} 20}{\cos 13,10} = 529,4 \text{ (N)}$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1}.\text{tg} \beta = 1416,7.\text{tg} 13,10 = 329,7 \text{ (N)}$$



2.2 Vận dụng kiến thức giải bài toán về bộ truyền động đai

Câu 3: Cho bộ truyền đai dẹt có công suất $P_1 = 10\text{kW}$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=1440$ vòng/phút; tỷ số truyền $u=3,5$; đường kính bánh dẫn $d_1=150\text{mm}$, lực căng ban đầu $F_0=800\text{N}$ và khoảng cách trục $a=1800\text{mm}$. Bỏ qua hiện tượng trượt tròn và lực căng phụ F_v . Hãy xác định:

- Góc ôm đai, chiều dài tính toán L_{tt} và chiều dài cần thiết L của dây đai có tính đến nối đai.
- Hệ số ma sát tối thiểu giữa dây đai và bánh đai để không xảy ra hiện tượng trượt tròn

Bài giải

a. Góc ôm đai, chiều dài tính toán L_{tt} và chiều dài cần thiết L của dây đai có tính đến nối đai.

- Góc ôm đai:

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} = \pi - \frac{(u \cdot d_1) - d_1}{a} = \pi - \frac{(3,5 \cdot 150) - 150}{1800} = 2,933 \text{ (rad)}$$

- Chiều dài dây đai tính toán:

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

$$\text{mà } d_2 = u \cdot d_1 = 3,5 \cdot 150 = 525 \text{ (mm)}$$

$$L_{tt} = 2 \cdot 1800 + \frac{\pi \cdot (525 + 150)}{2} + \frac{(525 - 150)^2}{4 \cdot 1800} = 4679,8 \text{ (mm)}$$

- Chiều dài thực tế L :

$$L = L_{tt} + (100 - 400) = 4679,8 + (100 - 400) = (4779,8 - 5079,8) \text{ (mm)}$$

$$\Rightarrow L = 5000 \text{ (mm)}$$

b. Hệ số ma sát tối thiểu giữa dây đai và bánh đai để không xảy ra hiện tượng trượt tròn

- Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt tròn:

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

$$\text{mà } F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot P}{\frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}} = \frac{1000 \cdot 10}{\frac{\pi \cdot 150 \cdot 1440}{60000}} = 884,2 \text{ (N)}$$

$$(1) \quad 800 \geq \frac{884,2}{2} \times \frac{e^{f \cdot 2,933} + 1}{e^{f \cdot 2,933} - 1} \quad (F_v = 0)$$

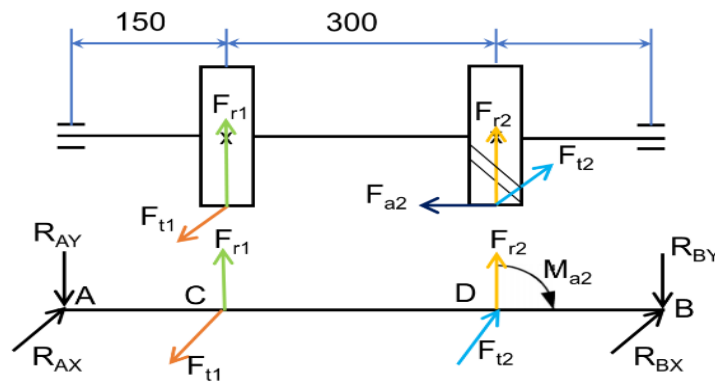
$$\Rightarrow f \geq 0,424$$

Vậy hệ số ma sát tối thiểu để không xảy ra hiện tượng trượt trên: $f_{\min} = 0,424$

2.3 Vận dụng kiến thức giải bài toán về trục

Câu 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: $F_{r1}=1000\text{N}$, $F_{t1}=2500\text{N}$, $F_{r2}=1200\text{N}$, $F_{t2}=4000\text{ N}$, $M_{a2}=80000\text{N.mm}$, moment xoắn $T=200000\text{Nmm}$ được truyền từ bánh răng 1 sang bánh răng 2.

- Viết phương trình cân bằng và tính phản lực tại gối A, B.
- Vẽ biểu đồ moment xoắn uốn và tính giá trị moment M_X và M_Y tại C, D.
- Tính moment tương đương và đường kính trục tại D khi $[\sigma]=80\text{Mpa}$.



Bài giải

a. Viết phương trình cân bằng và tính phản lực tại gối A, B.

- Phương trình cân bằng moment tại A theo phương đứng và phương ngang:

$$\sum M_{AX} = 150F_{r1} + 450F_{r2} - M_{a2} - 600R_{BY} = 0$$

$$\Leftrightarrow 150.1000 + 450.1200 - 80000 - 600R_{BY} = 0$$

$$\Rightarrow R_{BY} = 1016,6 \text{ (N)}$$

$$\sum M_{AY} = 150F_{t1} - 450F_{t2} - 600R_{BX} = 0$$

$$\Leftrightarrow 150.2500 - 450.4000 - 600R_{BX} = 0$$

$$\Rightarrow R_{BX} = -2375 \text{ (N)}$$

- Phương trình cân bằng lực theo phương X và Y:

$$\sum F_X = -R_{AY} + F_{r1} + F_{r2} - R_{BY} = 0$$

$$\Leftrightarrow -R_{AY} + 1000 + 1200 - 1016,6 = 0$$

$$\Rightarrow R_{AY} = 1183,4 \text{ (N)}$$

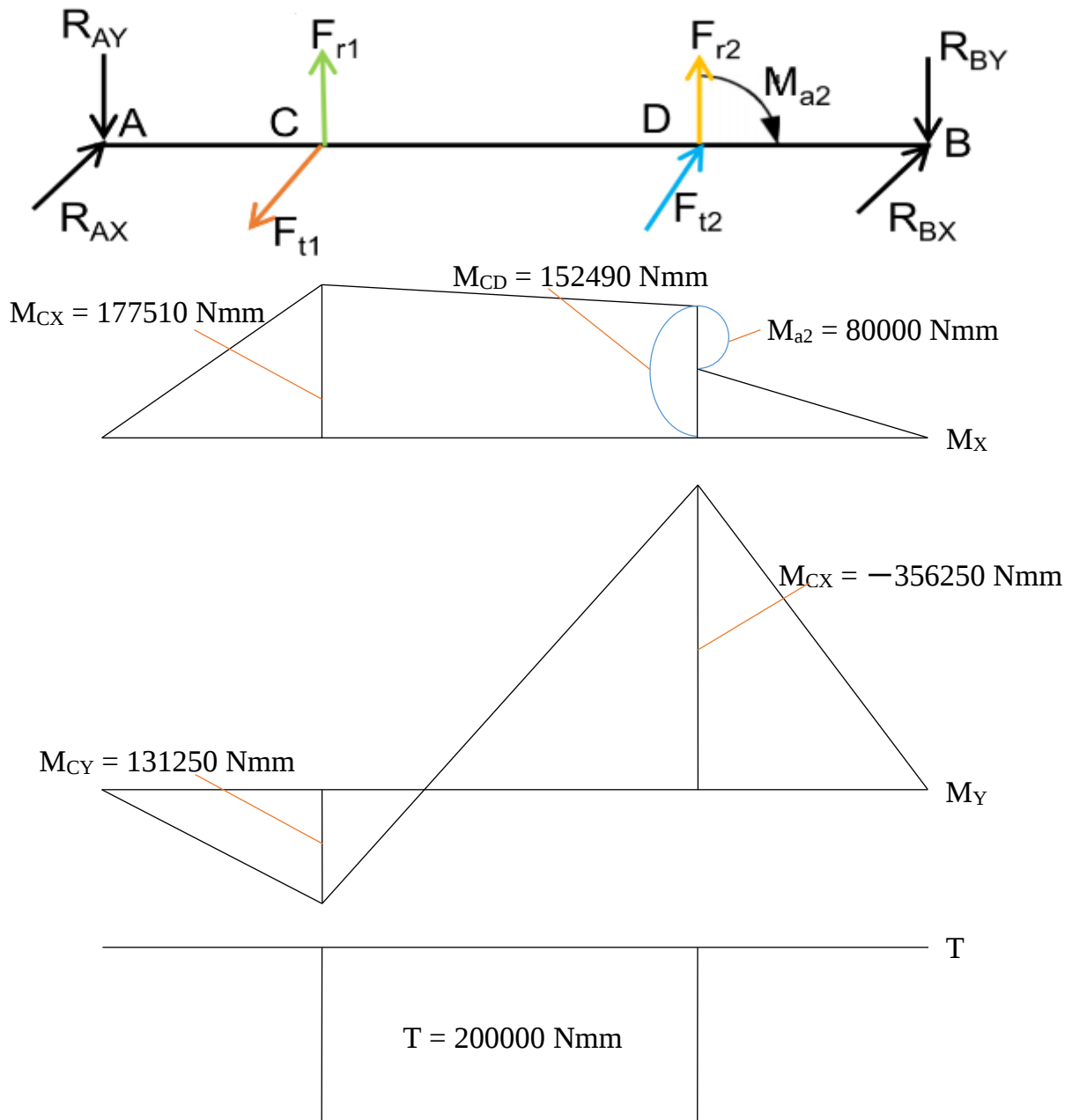
$$\sum F_Y = -R_{AX} + F_{t1} - F_{t2} - R_{BX} = 0$$

$$\Leftrightarrow -R_{AX} + 2500 - 4000 + 2375 = 0$$

$$\Rightarrow R_{AX} = 875 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \text{Phản lực tại A: } R_{AX} = 875 \text{ (N)} & ; R_{AY} = 1183,4 \text{ (N)} \\ \text{Phản lực tại B: } R_{BX} = -2375 \text{ (N)} & ; R_{BY} = 1016,6 \text{ (N)} \end{cases}$$

b .Vẽ biểu đồ moment xoắn uốn và tính giá trị moment M_X và M_Y tại C, D.



c. Tính moment tương đương và đường kính trục tại D khi $[\sigma]=80\text{Mpa}$.

- Moment tương đương tại D:

$$\begin{aligned}M_D &= \sqrt{M_{DX}^2 + M_{DY}^2 + 0,75T^2} \\&= \sqrt{152490^2 + (-356250)^2 + 0,75 \cdot 200000^2} \\&= 424461 \text{ (Nmm)}\end{aligned}$$

- Đường kính tại D:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_D}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{424461}{0,1 \cdot 80}} = 37,6$$

Do tại D có lắp then nên: $d_D \geq 37,6 + 0,05 \cdot 37,6 = 39,48 \text{ (mm)}$

Chọn D theo tiêu chuẩn: $d_D = 40 \text{ (mm)}$

KẾT LUẬN

Kết luận

Bài tiểu luận đã giải quyết được các vấn đề của nội dung đề bài đặt ra là giải quyết các dạng toán của môn Nguyên lý chi tiết máy, với kết quả như sau:

Câu 1: Tiểu luận đã tìm được tỉ số truyền chung của hệ thống là $u = 29,25$ và số vòng quay thùng trộn là $n_{tt} = 67$ (vòng/phút)

Câu 2: Với kiến thức của bộ truyền động bánh răng, tiểu luận đã xác định được các giá trị sau:

- | | |
|--|-----------------------------------|
| a) Mo đun pháp tuyến $m_n = 5,5$ (mm) | b) $F_{t1} = F_{t2} = 1416,7$ (N) |
| Góc nghiêng răng $\beta = 13,10^\circ$ | $F_{r1} = F_{r2} = 529,4$ (N) |
| | $F_{a1} = F_{a2} = 329,7$ (N) |

Câu 3: Áp dụng kiến thức của bộ truyền động đai, tiểu luận xác định được:

- | | |
|--|---|
| a) Góc ôm đai $\alpha_1 = 2,933$ (rad) | b) Hệ số ma sát tối thiểu giữa dây đai và bánh đai để không xảy ra hiện tượng trượt trơn $f_{\min} = 0,424$ |
| Chiều dài tính toán $L_{tt} = 4679,8$ (mm) | |
| Chiều dài cần thiết $L = 5000$ (mm) | |

Câu 4: Dựa vào kiến thức của trục đã tìm được các giá trị sau:

- | | | |
|-----------------------|----------------------------|-------------------------|
| a) $R_{AX} = 875$ (N) | b) $M_{CX} = 177510$ (Nmm) | c) $M_D = 424461$ (Nmm) |
| $R_{AY} = 1183,4$ (N) | $M_{CY} = 131250$ (Nmm) | $d_D = 40$ (mm) |
| $R_{BX} = -2375$ (N) | $M_{DX} = 152490$ (Nmm) | |
| $R_{BY} = 1016,6$ (N) | $M_{DY} = -356250$ (Nmm) | |

Đề nghị

Sau khi làm tiểu luận em cảm thấy bản thân cần phải trau dồi thêm nhiều kiến thức về tính toán và cần dành nhiều thời gian nghiên cứu tài liệu trước khi lên lớp nhiều hơn để kiến thức lĩnh hội sẽ tốt hơn và nắm chắc được các kiến thức nền tảng để vận dụng cho các môn học kì sau. Mong nhà trường có thể được tạo điều kiện nếu tiểu luận chưa được tốt, em sẽ cố gắng cho những bài tiểu luận khác.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Chi tiết máy tập 1,2 – Nguyễn Trọng Hiệp – NXB Giáo dục 2008
- [2] Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1,2 – Trịnh Ch�t-Lê Văn Uyễn – NXB Giáo dục 2006
- [3] Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy – Trịnh Ch�t – NXB Khoa học và kỹ thuật HN 2005
- [4] Thiết kế chi tiết máy – Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lũm – NXB Giáo dục 2008
- [5] Nguyên lý máy tập 1,2 – Đĩnh Gia Tường, Tạ Khánh Lâm – NXB Giáo dục 2005