

TRƯỜNG ĐẠI HỌC PHENIKAA
KHOA CƠ KHÍ – CƠ ĐIỆN TỬ



BÀI TẬP LỚN CHI TIẾT MÁY

Mã học phần: MEM703002

Mã đề: 1/P.MEM16.H1

Học kỳ 3 Năm học 2024-2025

Sinh viên thực hiện

Họ tên:	Hoàng Trung An
Lớp:	KTCĐT-N02
Khóa:	K16
Mã lớp:	MEM703002-1-1-24(N01)

Giảng viên hướng dẫn

PGS.TS.Vũ Lê Huy

HÀ NỘI, 12/2023

PHIẾU ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ BÀI TẬP LỚN
HỌC PHẦN CHI TIẾT MÁY
Mã học phần: MEM703002

Họ và tên sinh viên: Hoàng Trung An
Mã số sinh viên: 22010740
Mã đề: 1/P.MEM16.H1

STT	CĐR	Nội dung đánh giá	Điểm tối đa	Điểm	Ghi chú
1	1.1	Thực hiện trình bày và nội dung tính toán đúng theo yêu cầu đề bài	2,0		
		Thực hiện tính toán trung thực, đúng thông số	3,0		
		Lựa chọn được các thông số hợp lý	3,0		
2	1.2	Vận dụng được kiến thức về cơ sở ngành và kiến thức bổ trợ trong tính toán thiết kế máy.	1,0		
3	2.1	Thực hiện được các bài toán về phân tích, nhận dạng, tính toán các chi tiết máy trong hệ thống cơ khí.	1,0		
Tổng			10,0		

....., ngày tháng năm

Giảng viên đánh giá
(Ký và ghi rõ họ tên)

ĐỀ BÀI TẬP LỚN

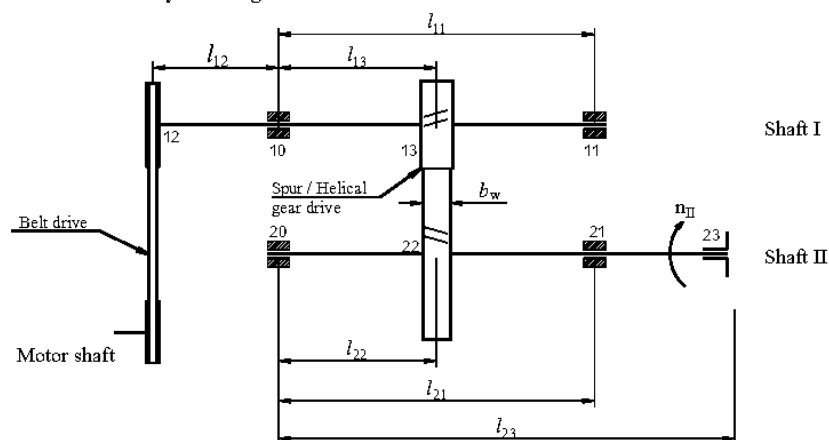
Đề (bản gốc) có chữ ký của Giảng viên hướng dẫn đóng thay thế vào vị trí trang này

PHENIKAA UNIVERSITY
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING & MECHATRONICS

MINOR PROJECT
Course Code: MEM703002
Class: Chi tiết máy-1-1-24(N01)
Semester: 2024.1

Project number: 1/P.MEM16.H1

A transmission system is given as:



- Working conditions and parameters are given as:

Service time: $L_h = 24000$ (hour)
Number of shifts: 2 (shift)
The tilt angle of the center line of the belt drive: 40° (Đai dẹt)
Load property: Va đập nhẹ
Coupling force on the shaft: 49.74 (N)

Shaft Params	Motor	I	II	Working
P (kW)	0.6	0.564	0.542	0.531
n (v/ph)	720	257.14	58.44	58.44
T (Nmm)	7958.3	20946.6	88571.2	86773.6
u		2.80	4.40	1

- Distances between the load positions are given by the formula as:

$$l_{12} = 5.b_w \quad l_{13} = l_{22} = 4.b_w \quad l_{11} = l_{21} = 2.l_{13} \quad l_{23} = l_{21} + 6.b_w$$

Requirements:

- + Performing the design calculation of the belt and gear drives
- + Performing the design calculation of the shaft: 1
- + Presenting the report on paper with A4 size.

Student: Hoàng Trung An.....22010740

Class: K16-KTCĐT_2

Instructor: Vũ Lê Huy

DEAN
(sign and full name)

LECTURER
(sign and full name)

Mục lục

TÓM TẮT	2
Lời nói đầu	3
Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai/xích	4
1.1 Chọn đai.....	4
1.2 Tính toán và xác định đường kính bánh đai.....	4
1.3 Tính khoảng cách trục.....	4
1.4 Tính chiều dài đai	5
1.5 Xác định tiết diện đai	5
1.6 Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục	6
Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ.....	8
2.1 Chọn vật liệu.....	8
2.2 Xác định ứng suất cho phép.....	8
2.3 Xác định thông số cơ bản của bộ truyền.....	10
2.4 Xác định các thông số ăn khớp	11
2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc	11
2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn.....	14
2.7 Tính ăn khớp.....	15
Chương 3: Tính thiết kế trục	17
3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục	17
3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục.....	17
3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực.....	18
3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ.....	18
3.5 Vẽ biểu đồ mômen uốn M_x , M_y và xoắn T	20
3.6 Tính mômen uốn tổng M_{ij} và mômen tương đương M_{tdij}	21
3.7 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục.....	22
KẾT LUẬN.....	25
Tài liệu tham khảo.....	26

TÓM TẮT

Bài tập lớn môn "Chi tiết máy" giúp sinh viên nắm vững kiến thức và kỹ năng cần thiết để thiết kế và phân tích các chi tiết máy và cơ cấu máy móc. Sinh viên được học cách áp dụng nguyên lý cơ học và vật lý vào các vấn đề thực tế, từ thiết kế kích thước, chất liệu đến việc tính toán các thông số kỹ thuật. Bài tập cũng rèn luyện kỹ năng lập báo cáo kỹ thuật, giúp sinh viên trình bày rõ ràng và chuyên nghiệp.

Ngoài ra, sinh viên sẽ hiểu rõ các quy định an toàn và tiêu chuẩn trong thiết kế và sản xuất máy móc, cũng như cách thức bảo trì và sửa chữa hệ thống. Thông qua bài tập, họ phát triển khả năng tư duy phân tích, giải quyết vấn đề và làm việc độc lập hoặc theo nhóm.

Bài tập này chuẩn bị cho sinh viên những kỹ năng cần thiết để bước vào ngành công nghiệp cơ khí và thiết kế máy móc, với khả năng đóng góp vào các dự án sản xuất, nghiên cứu và phát triển sản phẩm. Kết quả đạt được là sự sẵn sàng về chuyên môn, đảm bảo cho sinh viên cơ hội nghề nghiệp rộng mở trong lĩnh vực này.

Lời nói đầu

Bài tập lớn môn Chi tiết máy là một phần quan trọng giúp sinh viên hệ thống lại kiến thức và rèn luyện kỹ năng thiết kế, tính toán các chi tiết máy móc. Thông qua việc thực hiện bài tập, sinh viên không chỉ áp dụng lý thuyết đã học mà còn hiểu sâu hơn về cách thiết kế hệ thống cơ khí phức tạp. Điều này giúp sinh viên làm quen với quy trình tính toán, lựa chọn vật liệu, và tra cứu thông số kỹ thuật nhằm đảm bảo khả năng làm việc bền vững của các chi tiết máy trong thực tế.

Bài tập lớn đóng vai trò vô cùng quan trọng trong quá trình học tập và rèn luyện của sinh viên ngành cơ khí – cơ điện tử. Đây không chỉ là cơ hội để sinh viên vận dụng những kiến thức lý thuyết vào thực tiễn, mà còn giúp phát triển kỹ năng phân tích và giải quyết vấn đề. Bên cạnh đó, bài tập lớn còn rèn luyện khả năng làm việc độc lập, tư duy logic và khả năng tra cứu tài liệu, là những kỹ năng thiết yếu trong công việc của một kỹ sư cơ khí tương lai. Vai trò của bài tập này còn giúp sinh viên chuẩn bị sẵn sàng cho các dự án thực tế trong môi trường công nghiệp và nghiên cứu.

Trong quá trình thực hiện bài tập, sinh viên phải phân tích sơ đồ hệ thống dẫn động cơ khí. Sơ đồ này cung cấp cái nhìn tổng quát về cấu trúc và nguyên lý hoạt động của các chi tiết trong hệ thống máy móc. Việc phân tích sơ đồ giúp sinh viên hiểu rõ hơn về mối liên hệ giữa các bộ phận, từ đó đưa ra các tính toán chính xác về khả năng chịu tải, kích thước, và vật liệu cần sử dụng. Đây là nền tảng để đảm bảo rằng thiết kế của hệ thống đáp ứng được yêu cầu về độ bền và hiệu suất làm việc.

Em mong rằng qua bài tập lớn này, không chỉ bản thân em mà tất cả sinh viên đều sẽ nắm vững hơn về kiến thức và kỹ năng cơ bản trong thiết kế chi tiết máy. Đây là cơ hội để mỗi người chuẩn bị hành trang vững chắc cho công việc trong tương lai, khi những thách thức kỹ thuật trong thực tế sẽ đòi hỏi chúng em phải có khả năng giải quyết các vấn đề một cách chính xác và sáng tạo. Hy vọng rằng những kinh nghiệm tích lũy từ bài tập này sẽ giúp ích rất nhiều cho con đường nghề nghiệp sau này.

Em xin chân thành cảm ơn các thầy cô đã tận tình giảng dạy và hỗ trợ em trong quá trình thực hiện bài tập lớn này. Những kiến thức mà thầy cô truyền đạt là nền tảng quan trọng giúp em hoàn thành tốt bài tập cũng như phát triển kỹ năng cần thiết cho công việc trong tương lai. Em mong nhận được sự góp ý từ thầy cô để có thể cải thiện và hoàn thiện bài báo cáo tốt hơn. Một lần nữa, em xin chân thành cảm ơn sự hướng dẫn và giúp đỡ của các thầy cô trong suốt quá trình học tập vừa qua.

Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai/xích (tùy theo đề)

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền đai/xích:

- Công suất trên trục chủ động: $P_1 = 0.6 \text{ (kW)}$
- Mô men xoắn trên trục chủ động: $T_1 = 7958.3 \text{ (N.mm)}$
- Số vòng quay trên trục chủ động: $n_1 = 720 \text{ (vòng/phút)}$
- Tỷ số truyền của bộ truyền: $u = 2.8$
- Góc nghiêng bộ truyền so với phương nằm ngang: $\beta = 40^\circ$
- Bộ truyền làm việc 2 ca
- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập nhẹ

1.1 Chọn đai

Do điều kiện làm việc chịu va đập nhẹ và tốc độ quay khá cao nên chọn đai dệt chất liệu vải cao su.

1.2 Tính toán và xác định đường kính bánh đai

- Đường kính bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (5.2 \dots 6.4) \cdot \sqrt[3]{T_1} \approx 103.82 \dots 127.78 \text{ mm}$$

Chọn d_1 theo tiêu chuẩn $d_1 = 112 \text{ mm}$

- Chọn hệ số trượt $\varepsilon = 0.02$;

- Đường kính bánh đai lớn

$$d_2 = d_1 \times u \times (1 - \varepsilon) = 112 \times 2.8 \times (1 - 0.02) \approx 307.328 \text{ mm}$$

Chọn d_2 theo tiêu chuẩn $d_2 = 315 \text{ mm}$

- Tỷ số truyền mới theo giá trị tiêu chuẩn:

$$u = \frac{d_2}{d_1 \times (1 - \varepsilon)} = \frac{315}{112 \times (1 - 0.02)} = 2.87$$

1.3 Tính khoảng cách trục

- Khoảng cách trục:

$$a = (1.5 \div 2)(d_1 + d_2) = 640.5 \div 854 \text{ mm}$$

Lấy $a = 750 \text{ mm}$

1.4 Tính chiều dài đai

-Chiều dài đai:

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

$$l = 2 \times 750 + \frac{\pi(112 + 315)}{2} + \frac{(315 - 112)^2}{4 \times 750}$$

$$l \approx 2184.466 \text{ mm}$$

-Vận tốc đai:

$$v = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000} = \frac{\pi \times 112 \times 720}{60000} = 4.22 (\text{m/s}) < V_{\max} \text{ (thỏa mãn)}$$

-Số lần uốn của đai trong 1 giây:

$$i = \frac{v}{l} = \frac{4.22 \times 1000}{2184.46} \approx 1.932 < i_{\max} = 3 \div 5 \text{ (thỏa mãn)}$$

-Góc ôm α_1 trên bánh đai nhỏ:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(d_2 - d_1)57^\circ}{a} = 164.63^\circ (\alpha_1 > 150^\circ \text{ thỏa mãn})$$

1.5 Xác định tiết diện đai

-Chiều dày tiêu chuẩn:

$$\text{Tỉ số } \frac{d_1}{\delta} = 40 \Rightarrow \delta = 2.8 \text{ chọn } \delta = 3 \text{ theo chuẩn.}$$

Chọn loại đai BKHJ-65 có lớp lót, có số lớp = 3 và chiều dày $\delta = 3$

-Tính các hệ số C_i :

Hệ số ảnh hưởng đến góc ôm

$$C_\alpha = 1 - 0.003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0.003(180^\circ - 164.63^\circ) = 0.954$$

Hệ số ảnh hưởng đến vận tốc

$$C_v = 1.04 - 0.0004 \times v^2 = 1.04 - 0.0004 \times 4.22^2 = 1.033$$

Hệ số ảnh hưởng của vị trí bộ truyền so với phương nằm ngang

$$\beta \leq 60^\circ (\beta = 40) \Rightarrow C_\beta = 1$$

-Ứng suất có ích cho phép được xác định bằng thực nghiệm

Lấy ứng suất căng ban đầu $\sigma_0 = 1.8MPa$

Theo bảng 4.9[1]. Trị số của hệ số k_1 và k_2 với $\sigma_0 = 1.8MPa$ có $k_1=2.5$,

$k_2=10.0$

$$[\sigma_F]_0 = k_1 - \frac{k_2 \times \delta}{d_1} = 2.5 - \frac{10 \times 3}{112} = 2.23MPa$$

-Ứng suất có ích cho phép ứng với khi cho đai làm việc với $\psi = \psi_0$

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \times C_\alpha \times C_v \times C_b = 2.23 \times 0.954 \times 1.033 \times 1 = 2.197MPa$$

.Chiều rộng đai

Có $k_d=1.2$ ($k_d=1.1$ với động cơ loại I và thêm 0.1 làm việc 2 ca)

$$b = \frac{1000 \times P \times k_d}{\delta \times v \times [\sigma_F]} = \frac{1000 \times 0.6 \times 1.1}{3 \times 4.22 \times 2.197} = 23.73mm$$

-Theo bảng 4.1[1] lấy $b = 25mm$

-Chọn bề rộng bánh đai theo bảng 21.16[2] $B=32mm$

1.6 Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

-Lực căng ban đầu : $F_0 = \sigma_0 \times \delta \times b = 1.8 \times 3 \times 32 = 172.8N$

-Lực tác dụng lên trục: $F_r = 2 \times F_0 \times \sin(\frac{\alpha_1}{2}) = 2 \times 172.8 \times \sin(\frac{164.63}{2}) = 342.495N$

-Lực vòng có ích: $F_t = \frac{1000 \times P_1}{v_1} = \frac{1000 \times 0.6}{4.22} = 142.18N$

-Hệ số ma sát nhỏ nhất giữa đai và bánh đai:

Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt trơn

$$f_{\min} = \frac{1}{\alpha} \times \ln\left(\frac{2 \times F_0 + F_t}{2 \times F_0 - F_t}\right) = \frac{1}{50} \times \ln\left(\frac{2 \times 172.8 + 142.18}{2 \times 172.8 - 142.18}\right) = 0.0175$$

-Ứng suất lớn nhất trong dây đai:

+Chọn $p=1400kg/m^3$ (khối lượng riêng của vật làm dây đai)

+Chọn E=350Mpa (môđun đàn hồi đối với dây vải cao su)

$$\sigma_{\max} = \frac{F_0}{b \times \delta} + \frac{F_t}{2 \times b \times \delta} + p \times v^2 \times 10^{-6} + \frac{\delta}{d_1} \times E$$

$$\sigma_{\max} = \frac{172.8}{32 \times 3} + \frac{142.18}{2 \times 32 \times 3} + 1400 \times 4.22^2 \times 10^{-6} + \frac{3}{112} \times 350$$

$$\sigma_{\max} = 11.94 MPa$$

-Tuổi thọ đai: $L_h = \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}} \right)^m}{2.3600 \times i} \times 10^7 = 24000h$

Tổng hợp các thông số của bộ truyền đai:

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Loại đai	----	BKHJ-65
Chiều dài đai	L	2190mm
Khoảng cách trục	a	753mm
Đường kính bánh đai nhỏ	d_1	112mm
Đường kính bánh đai lớn	d_2	315mm
Vật liệu đai	Vải cao su	
Chiều dày tiêu chuẩn	δ	3mm
Số lớp		3 lớp
Chiều rộng đai	b	32mm
Bề rộng bánh đai	B	40mm

Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng:

- Mô men xoắn trên bánh chủ động: $T_1 = 20946.6 \text{ Nmm}$
- Tốc độ bánh răng chủ động: $n_1 = 257.14 \text{ vòng/phút}$
- Tỷ số truyền của bộ truyền: $u = 4.40$
- Thời gian phục vụ: $L_h = 24000 \text{ giờ}$
- Bộ truyền làm việc 2 ca
- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập nhẹ

2.1 Chọn vật liệu

Chọn vật liệu làm bánh răng:

- Vật liệu bánh răng nhỏ:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Thường hóa

Độ rắn: $HB=170 \div 217 \Rightarrow$ chọn $HB1=190$

Giới hạn bền $\sigma_b1=600 \text{ (MPa)}$

Giới hạn chảy $\sigma_{ch1}=340 \text{ (MPa)}$

- Vật liệu bánh răng lớn:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Thường hóa

Độ rắn: $HB=170 \div 217 \Rightarrow$ chọn $HB2=180$

Giới hạn bền $\sigma_b2=600 \text{ (MPa)}$

Giới hạn chảy $\sigma_{ch2}=340 \text{ (MPa)}$

2.2 Xác định ứng suất cho phép

-Ứng suất tiếp xúc cho phép

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0 \times K_{HL}}{S_H} \times Z_R \times Z_V \times Z_{xH}$$

-Ứng suất uốn cho phép

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0 \times K_{FL}}{S_F} \times K_{FC} \times Y_R \times K_{xH} \times Y_Y$$

-Tính thiết kế sơ bộ lấy $Z_R \times Z_V \times Z_{xH} = 1$ và $Y_R \times K_{xF} \times Y_Y = 1$

Công thức được rút gọn lại:

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

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0 \times K_{FL}}{S_F} \times K_{FC}$$

Trong đó:

+ $\sigma_{H\lim}^0$ và $\sigma_{F\lim}^0$ lần lượt là giới hạn bền mỏi tiếp xúc và ứng suất uốn của mặt răng ứng với số chu kỳ cơ sở.

+ K_{FC} là hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải, lấy $K_{FC} = 1$ đặt tải 1 phía (bộ truyền quay 1 chiều)

+ S_H, S_F : hệ số an toàn

Tra bảng 6.2[1] ta được

$$S_{H1} = 1.1, S_{F1} = 1.75$$

$$S_{H2} = 1.1, S_{F2} = 1.75$$

$$\sigma_{H\lim1}^0 = 2 \times HB_1 + 70 = 2 \times 190 + 70 = 450 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H\lim2}^0 = 2 \times HB_2 + 70 = 2 \times 180 + 70 = 430 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F\lim1}^0 = 1.8 \times HB_1 = 1.8 \times 190 = 342 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F\lim2}^0 = 1.8 \times HB_2 = 1.8 \times 180 = 324 \text{ MPa}$$

+ K_{HL}, K_{FL} : hệ số tuổi thọ xét đến ảnh hưởng của thời hạn phục vụ và chế độ tải trọng của bộ truyền

$$K_{HL} = \left(\frac{N_{H0}}{N_{HE}} \right)^{\frac{1}{m_H}} \quad K_{FL} = \left(\frac{N_{F0}}{N_{FE}} \right)^{\frac{1}{m_F}}$$

Trong đó:

- m_H, m_F : bậc của đường cong mỏi tiếp xúc và uốn ($m_H = 6, m_F = 6$)
- N_{H0}, N_{F0} : số chu kỳ chịu tải cơ sở

$$(N_{H01} = 30 \times HB_1^{2.4} = 30 \times 190^{2.4} = 8.83 \times 10^6,$$

$$N_{H02} = 30 \times HB_2^{2.4} = 30 \times 180^{2.4} = 7.76 \times 10^6,$$

$$N_{F01} = N_{F02} = 4 \times 10^6)$$

- N_{HE}, N_{FE} : số chu kỳ chịu tải của bánh răng

$$(N_{HE1} = N_{FE1} = 60 \times c \times n \times t_{\Sigma} = 60 \times 1 \times 257.14 \times 24000 = 37 \times 10^6,$$

$$N_{HE2} = N_{FE2} = 60 \times c \times n \times t \Sigma = 60 \times 1 \times 58.44 \times 24000 = 8.4 \times 10^6$$

Suy ra:

$$N_{HE1} > N_{H01} \Rightarrow K_{HL1} = 1$$

$$N_{HE2} > N_{H02} \Rightarrow K_{HL2} = 1$$

$$K_{FL1} = \left(\frac{N_{F01}}{N_{FE1}} \right)^{\frac{1}{m_F}} = \left(\frac{4 \times 10^6}{37 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{6}} = 0.69$$

$$K_{FL2} = \left(\frac{N_{F02}}{N_{FE2}} \right)^{\frac{1}{m_F}} = \left(\frac{4 \times 10^6}{8.4 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{6}} = 0.88$$

Từ đó suy ra:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim 1}^0 \times K_{HL1}}{S_{H1}} = \frac{450 \times 1}{1.1} = 409.09 MPa$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim 2}^0 \times K_{HL2}}{S_{H2}} = \frac{430 \times 1}{1.1} = 390.91 MPa$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim 1}^0 \times K_{FL1}}{S_{F1}} \times K_{FC1} = \frac{342 \times 0.69 \times 1}{1.75} = 134.84 MPa$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim 2}^0 \times K_{FL2}}{S_{F2}} \times K_{FC2} = \frac{324 \times 0.88 \times 1}{1.75} = 162.92 MPa$$

Vì sử dụng bộ truyền động bánh răng trụ có

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{409.09 + 390.91}{2} = 400 MPa \text{ (thỏa mãn)}$$

2.3 Xác định thông số cơ bản của bộ truyền

-Khoảng cách trục:

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

Trong đó:

$$+ K_a = 43 MPa^{1/3}$$

+ hệ số $\psi_{ba} = 0.3$ khi đặt BR đối xứng

+ Hệ số $\psi_{bd} = 0.53 \times \psi_{ba} \times (u + 1) = 0.53 \times 0.3 \times (4.40 + 1) = 0.8586$ (bảng 6.7[1] lấy $\psi_{bd} = 0.8$)

+ $K_{H\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng từ

bảng 6.7[1] lấy $K_{H\beta}=1.03$

-Ta tính được khoảng cách trục:

$$a_w = K_a \times (u \pm 1) \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \times K_{H\beta}}{\psi_{ba} \times [\sigma_H]^2 \times u}} = 43 \times (4.4 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{20946.6 \times 1.03}{0.3 \times 400^2 \times 4.4}} = 108.55 \text{ mm}$$

-Ta chọn $a_w = 110 \text{ mm}$

-Đường kính vòng lăn bánh răng nhỏ:

$$d_{w1} = K_d \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \times K_{H\beta} \times (u + 1)}{[\sigma_H]^2 \times u \times \psi_{bd}}} = 67.5 \times \sqrt[3]{\frac{20946.6 \times 1.03 \times (4.4 + 1)}{400^2 \times 4.4 \times 0.8}} = 39.92 \text{ mm}$$

2.4 Xác định các thông số ăn khớp

-Xác định môđun:

$$\text{Modun pháp: } m_n = (0.01 \div 0.02) \times a_w = (1.1 \div 2.2) \text{ mm}$$

Chọn môđun theo bảng 6.8[1] $m = 1.5 \text{ mm}$

-Xác định số răng, góc nghiêng β và hệ số dịch chỉnh x

+ Chọn góc nghiêng răng $\beta = 15^\circ$

$$+ \text{Số răng bánh nhỏ: } z_1 = \frac{2 \times a_w \times \cos(\beta)}{m \times (u + 1)} = \frac{2 \times 110 \times \cos(15^\circ)}{1.5 \times (4.4 + 1)} = 26.23$$

Lấy $Z_1 = 26$

$$\text{Có } Z_2 = u \times Z_1 = 4.4 \times 26 = 114.4$$

Lấy $Z_2 = 114$

+ Có góc riêng theo Z_1 và Z_2

$$\cos(\beta_w) = \frac{m \times (26 + 114)}{2 \times a_w} = \frac{1.5 \times 140}{2 \times 110} = 0.954 \quad (\text{thỏa mãn})$$

$$\Rightarrow \beta_w = 17.34^\circ$$

$$+ \text{Tỉ số truyền thực tế: } u_t = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{114}{26} = 4.385$$

$$+ \text{Sai lệch tỉ số truyền: } \Delta u = \frac{|u_t - u|}{u} \times 100\% = \frac{|4.385 - 4.4|}{4.4} \times 100\% = 0.34\%$$

2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

$$\sigma_H = Z_M \times Z_H \times Z_\epsilon \times \sqrt{\frac{2 \times T_1 \times K_H \times (u \pm 1)}{b_w \times u \times d_{w1}^2}} \leq [\sigma_H]$$

-Trong đó:

+ Z_M là hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp bản 6.1[1]

lấy $Z_M=274 \text{ MPa}^{1/2}$

+ Z_H là hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc

$$Z_H = \sqrt{2 \times \cos \beta_b / \sin(2 \times a_{tw})}$$

+Răng nghiêng không dịch chỉnh

$$a_{tw} = a_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)}\right) = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(17.34)}\right) = 20.87$$

$$\operatorname{tg} \beta_b = \cos(a_t) \times \operatorname{tg}(\beta) = \cos(20.87) \times \operatorname{tg}(17.34) = 0.292$$

$$\Rightarrow \beta_b = 16.26^\circ$$

+ Z_H là hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \times \cos(\beta_b)}{\sin(2 \times a_{tw})}} = \sqrt{\frac{2 \times \cos(16.26)}{\sin(2 \times 20.87)}} = 1.698$$

+ Z_ϵ là hệ số kể đến sự trùng khớp của răng

$$b_w \text{ chiều rộng vành răng } b_w = \psi_{ba} \times a_w = 0.3 \times 110 = 33$$

$$d_{w1} \text{ đường kính vòng lăn bánh nhỏ } d_{w1} = \frac{2 \times a_w}{4.4 + 1} = \frac{2 \times 110}{4.4 + 1} = 40.74 \text{ mm}$$

hệ số trùng khớp dọc:

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w \times \sin \beta}{m \times \pi} = \frac{33 \times \sin(16.26)}{1.5 \times \pi} = 1.96 > 1$$

hệ số trùng khớp ngang:

$$\epsilon_\alpha = [1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right)] \times \cos \beta = [1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{26} + \frac{1}{114}\right)] \times \cos(16.26) = 1.75$$

$$\Rightarrow Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1.75}} = 0.756$$

+ K_H hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc

$$K_H = K_{H\beta} \times K_{H\alpha} \times K_{H\nu}$$

$K_{H\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng

theo bảng 6.7[1] $K_{H\beta} = 1.03$

Vận tốc vành bánh răng là

$$v = \frac{\pi \times d_{w1} \times n_1}{60000} = \frac{\pi \times 40.74 \times 257.14}{60000} = 0.548(m/s) \text{ theo bảng 6.13[1] chọn cấp}$$

chính xác là 9

$K_{H\alpha}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp theo bảng 6.14[1] lấy $K_{H\alpha} = 1.13$

K_{Hv} là hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H \times b_w \times d_{w1}}{2 \times T_1 \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}}$$

$$\text{Có: } v_H = \delta_H \times g_o \times v \times \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0.002 \times 73 \times 0.548 \times \sqrt{\frac{110}{4.4}} = 0.422$$

Theo bảng 6.15[1] lấy $\delta_H = 0.002$ (hệ số kể đến ảnh hưởng của các sai số ăn khớp), theo bảng 6.16[1] lấy $g_o = 73$ (hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch các bước răng bánh 1 và bánh 2)

$$\Rightarrow K_{Hv} = 1 + \frac{v_H \times b_w \times d_{w1}}{2 \times T_1 \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}} = 1 + \frac{0.422 \times 33 \times 40.74}{2 \times 20946.6 \times 1.03 \times 1.13} = 1.0116$$

$$\Rightarrow K_H = K_{H\beta} \times K_{H\alpha} \times K_{Hv} = 1.03 \times 1.13 \times 1.0116 = 1.177$$

Từ đó suy ra:

$$\sigma_H = Z_M \times Z_H \times Z_\varepsilon \times \sqrt{2 \times T_1 \times K_H \times (u \pm 1) / (b_w \times u \times d_{w1}^2)} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = 274 \times 1.698 \times 0.756 \times \sqrt{\frac{2 \times 20946.6 \times 1.177 \times 5.4}{33 \times 4.4 \times 40.74^2}} = 369.71 \leq [\sigma_H]$$

$$\text{Tính lại: } [\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0 \times K_{HL}}{S_H} \times Z_R \times Z_V \times Z_{xH}$$

Trong đó:

+ Z_R là hệ số xét đến độ nhám bề mặt làm việc $Z_R = 1$ vì $v = 0.548(m/s) < 5 (m/s)$

+ Z_V là hệ số kể đến vận tốc vòng $Z_V = 1$ vì $v = 0.548(m/s) < 5 (m/s)$

+ Z_{xH} là hệ số kể đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng $d_{a1}, d_{a2} < 700(mm)$ nên $Z_{xH} = 1$

$$\Rightarrow Z_R \times Z_V \times Z_{xH} = 1$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim1}^0 \times K_{HL1}}{S_{H1}} = \frac{450 \times 1}{1.1} = 409.09 MPa$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim 2}^0 \times K_{HL2}}{S_{H2}} = \frac{430 \times 1}{1.1} = 390.91 MPa$$

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{409.09 + 390.91}{2} = 400 MPa$$

Từ đó ta có:

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} = \frac{400 - 369.71}{400} \times 100\% = 7.57\% < 10\%$$

Vậy bánh răng thỏa mãn điều kiện về độ bền tiếp xúc và không thừa bền.

2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn

Để đảm bảo độ bền uốn cho răng, ứng suất uốn sinh ra tại chân răng không được vượt quá:

$$\sigma_{F1} = 2 \times T_1 \times K_F \times Y_\varepsilon \times Y_\beta \times Y_{F1} / (b_w \times d_{w1} \times m) \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma_{F2}]$$

Trong đó:

$+Y_\varepsilon$ là hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, với $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1.75} = 0.57$

$+Y_\beta$ là hệ số kể đến độ nghiêng của răng, với $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{16.26}{140} = 0.88$

$+Y_{F1}, Y_{F2}$ là hệ số dạng răng của bánh 1 và 2 phụ thuộc vào số răng tương đương theo bảng 6.18[1] ta có $Y_{F1} = 4, Y_{F2} = 3.6$

$+K_F$ là hệ số tải trọng khi tính về uốn:

$$K_F = K_{F\beta} \times K_{F\alpha} \times K_{Fv}$$

Có:

$K_{F\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về uốn theo bảng 6.7[1] $K_{F\beta} = 1.07$

$K_{F\alpha}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về uốn theo bảng 6.14[1] lấy $K_{F\alpha} = 1.37$

K_{Fv} là hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp khi tính về uốn

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F \times b_w \times d_{w1}}{2 \times T_1 \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha}}$$

$$\text{với } v_F = \delta_F \times g_o \times v \times \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0.006 \times 73 \times 0.548 \times \sqrt{\frac{110}{4.4}} = 1.2$$

$$\Rightarrow K_{Fv} = 1 + \frac{v_F \times b_w \times d_{w1}}{2 \times T_1 \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha}} = 1 + \frac{1.2 \times 33 \times 40.74}{2 \times 20946.6 \times 1.07 \times 1.37} = 1.026$$

$$\Rightarrow K_F = K_{F\beta} \times K_{F\alpha} \times K_{Fv} = 1.07 \times 1.37 \times 1.026 = 1.5$$

Từ đó suy ra:

$$\sigma_{F1} = 2 \times T_1 \times K_F \times Y_\epsilon \times Y_\beta \times Y_{F1} / (b_w \times d_{w1} \times m) \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F1} = 2 \times 20946.6 \times 1.5 \times 0.57 \times 0.88 \times 4 / (33 \times 40.75 \times 1.5) = 62.52 < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma_{F2}]$$

$$\sigma_{F2} = 66.52 \times 3.6 / 4 = 56.27 < [\sigma_{F2}]$$

Vậy thoả mãn điều kiện bền uốn.

2.7 Tính ăn khớp và một số thông số khác của cặp bánh răng

- Lực vòng: $F_t = \frac{2 \times T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \times 20946.6}{40.74} = 1028.31 \text{ N}$

- Lực hướng tâm: $F_r = F_t \times \tan(a_{tw}) = 1028.31 \times \tan(20.87) = 392.05 \text{ N}$

- Lực dọc trục: $F_a = F_t \times \tan(\beta_w) = 1028.31 \times \tan(17.34) = 321.07 \text{ N}$

- Đường kính vòng chia:
$$\begin{cases} d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{1.5 \times 26}{\cos(17.34)} = 40.86 \text{ (mm)} \\ d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{1.5 \times 114}{\cos(17.34)} = 179.14 \text{ (mm)} \end{cases}$$

- Khoảng cách trục chia: $a = 0.5 \times (d_1 + d_2) = 0.5 \times (40.86 + 179.14) = 110 \text{ (mm)}$

- Đường kính đáy răng:
$$\begin{cases} d_{f1} = d_1 - 2.5 \cdot m = 40.86 - 2.5 \times 1.5 = 37.11 \text{ (mm)} \\ d_{f2} = d_2 - 2.5 \cdot m = 179.14 - 2.5 \times 1.5 = 175.39 \text{ (mm)} \end{cases}$$

- Đường kính đỉnh răng:
$$\begin{cases} d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 40.86 + 2 \times 1.5 = 43.86 \text{ (mm)} \\ d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 179.14 + 2 \times 1.5 = 182.14 \text{ (mm)} \end{cases}$$

- Đường kính vòng cơ sở:
$$\begin{cases} d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 40.86 \times \cos 20 = 38.39 \text{ (mm)} \\ d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 179.14 \times \cos 20 = 168.33 \text{ (mm)} \end{cases}$$

Tổng hợp các thông số của bộ truyền bánh răng:

Thông số	Kí hiệu	Giá trị
Khoảng cách trục chia	a	$\approx 110(\text{mm})$
Khoảng cách trục	a_w	110 (mm)
Số răng	z_1	26
	z_2	114
Đường kính vòng chia	d_1	40.86(mm)
	d_2	179.14 (mm)
Đường kính vòng lăn	d_{w1}	40.74(mm)
	d_{w2}	179.25 (mm)
Đường kính đỉnh răng	d_{a1}	43.86 (mm)
	d_{a2}	182.14 (mm)
Đường kính đáy răng	d_{f1}	37.11 (mm)
	d_{f2}	175.39 (mm)
Đường kính cơ sở	d_{b1}	38.39 (mm)
	d_{b2}	168.34 (mm)
Hệ số dịch chỉnh	x_1	0
	x_2	0
Góc profin gốc	α	20°
Góc profin răng	α_t	20.76°
Góc ăn khớp	α_{tw}	20.76°
Hệ số trùng khớp ngang	ε_α	1,75
Hệ số trùng khớp dọc	ε_β	1,96
Môđun pháp	m	1.5 (mm)
Góc nghiêng của răng	β	17.34°
Bề rộng răng	b_w	33 (mm)

Chương 3: Tính thiết kế trục

Yêu cầu tính toán thiết kế trục:

- Trục yêu cầu: trục I
- Mô men xoắn trên trục: $T_1 = 20946.6 \text{ Nmm}$
- Lực tác dụng lên trục của bộ truyền đai:

$$F_r = 2 \times F_0 \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 172.8 \times \sin\left(\frac{164.63}{2}\right) = 342.495 \text{ N}$$

3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục

Chọn vật liệu chế tạo trục là thép 45 thường hoá có $\sigma_b = 600 \text{ (MPa)}$, ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 15 \dots 20 \text{ (MPa)}$

Chọn $[\tau]_1 = 15 \text{ MPa}$, $[\tau]_2 = 20 \text{ MPa}$.

$$\text{Đường kính sơ bộ trục: } d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 \times [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{20946.6}{0.2 \times 15}} = 19.113 \text{ mm}$$

Chọn $d = 20 \text{ mm}$

Trang bảng 10.2[1] chọn chiều rộng ổ lăn $b_o = 15 \text{ mm}$.

3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục

$$\text{- Lực vòng: } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \times T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \times 20946.6}{40.74} = 1028.31 \text{ N}$$

$$\text{- Lực hướng tâm: } F_{r1} = F_{r2} = F_t \times \tan(a_{tw}) = 1028.31 \times \tan(20.87) = 392.05 \text{ N}$$

$$\text{- Lực dọc trục: } F_{a1} = F_{a2} = F_t \times \tan(\beta_w) = 1028.31 \times \tan(17.34) = 321.07 \text{ N}$$

- F_{x13} , F_{y13} , F_{z13} là lực tác dụng lên theo phương x, y, z

$$\text{- Tọa độ điểm đặt lực trên bánh răng: } r_{13} = \frac{d_{w2}}{2} = \frac{179.25}{2} = 89.625 \text{ (mm)}$$

- Hướng răng của bánh răng: $hr_{13} = -1$

- Chiều quay của trục: $cq_1 = 1$

- Khi chi tiết quay là chủ động $cb_{13} = 1$

- Xác định được trị số và chiều của các lực từ bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tác dụng lên trục:

$$F_{x13} = \frac{r_{13}}{|r_{13}|} \times cq_1 \times cb_{13} \times F_{t13} = \frac{89.625}{|89.625|} \times 1 \times 1 \times 1028.31 = 1028.31 \text{ N}$$

$$F_{z13} = cq_1 \times hr_{13} \times cb_{13} \times F_t \times \tan(\beta) = 1 \times -1 \times 1 \times 1028.31 \times \tan(17.34) = -321.07 \text{ (N)}$$

-Lực tác dụng từ bộ truyền đai

$$F_{y12} = F_{r12} \times \cos(\alpha) = 342.495 \times \cos(50) = 220.15$$

$$F_{x12} = F_{r12} \times \sin(\alpha) = 342.495 \times \sin(50) = 262.366$$

3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực

$$l_{12} = 5 \times b_w = 5 \times 36 = 180 (mm)$$

$$l_{13} = l_{22} = 4 \times b_w = 4 \times 36 = 144 (mm)$$

$$l_{11} = l_{21} = 2 \times l_{13} = 2 \times 144 = 288 (mm)$$

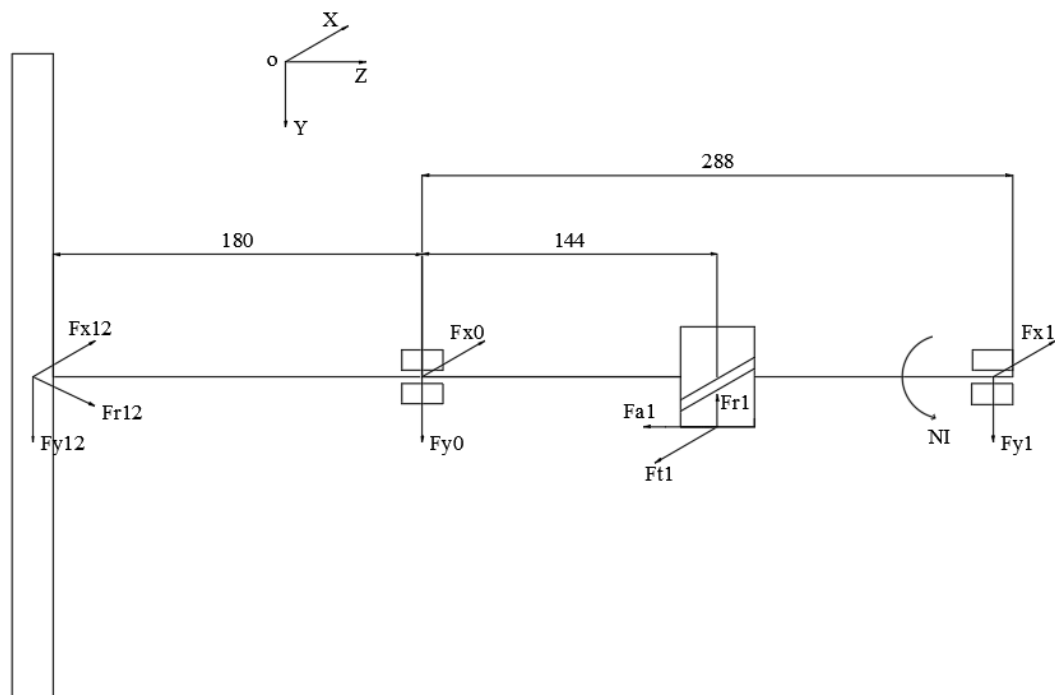
$$l_{23} = l_{21} + 6b_w = 288 + 6 \times 33 = 486 (mm)$$

-Chiều dài mayor bánh răng trụ: $l_m = 1.3 \times d = 1.3 \times 20 = 26 \text{ mm}$

-Chiều của trục 1 là ngược chiều kim đồng hồ thì chiều quay của trục 2 là ngược lại quay theo chiều kim đồng hồ.

3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ

-Sơ đồ phân bố lực:



-Dựa vào sơ đồ phân bố lực, ta biểu diễn được các lực có chiều như hình vẽ. Áp dụng điều kiện cân bằng lực và mômen cho trục I ta lập được hệ phương trình:

- Trong mặt phẳng YOZ, có hệ phương trình cân bằng lực:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_x = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{y0} + F_{y1} - F_{r1} + F_{y12} = 0[1] \\ F_{y12} \times 180 + F_{r1} \times 144 - F_{y1} \times 288 - F_{a1} \times \frac{d_{w1}}{2} = 0[2] \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} F_{x0} + F_{x1} - 1028.31 + 262.366 = 0[1] \\ F_{y12} \times 180 + F_{r1} \times 144 - F_{y1} \times 288 - F_{a1} \times \frac{d_{w1}}{2} = 0[2] \end{cases}$$

$$[2] \Rightarrow F_{y1} = 310.91N$$

Thay [3] vào [2] ta có $F_{y0} = -139.01N$

-Trong mặt phẳng ZOY, ta có hệ phương trình

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum M_y = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{x0} + F_{x1} - F_{t1} + F_{x12} = 0[3] \\ -F_{x12} \times 180 - F_{t1} \times 144 - F_{x1} \times 288 = 0[4] \end{cases}$$

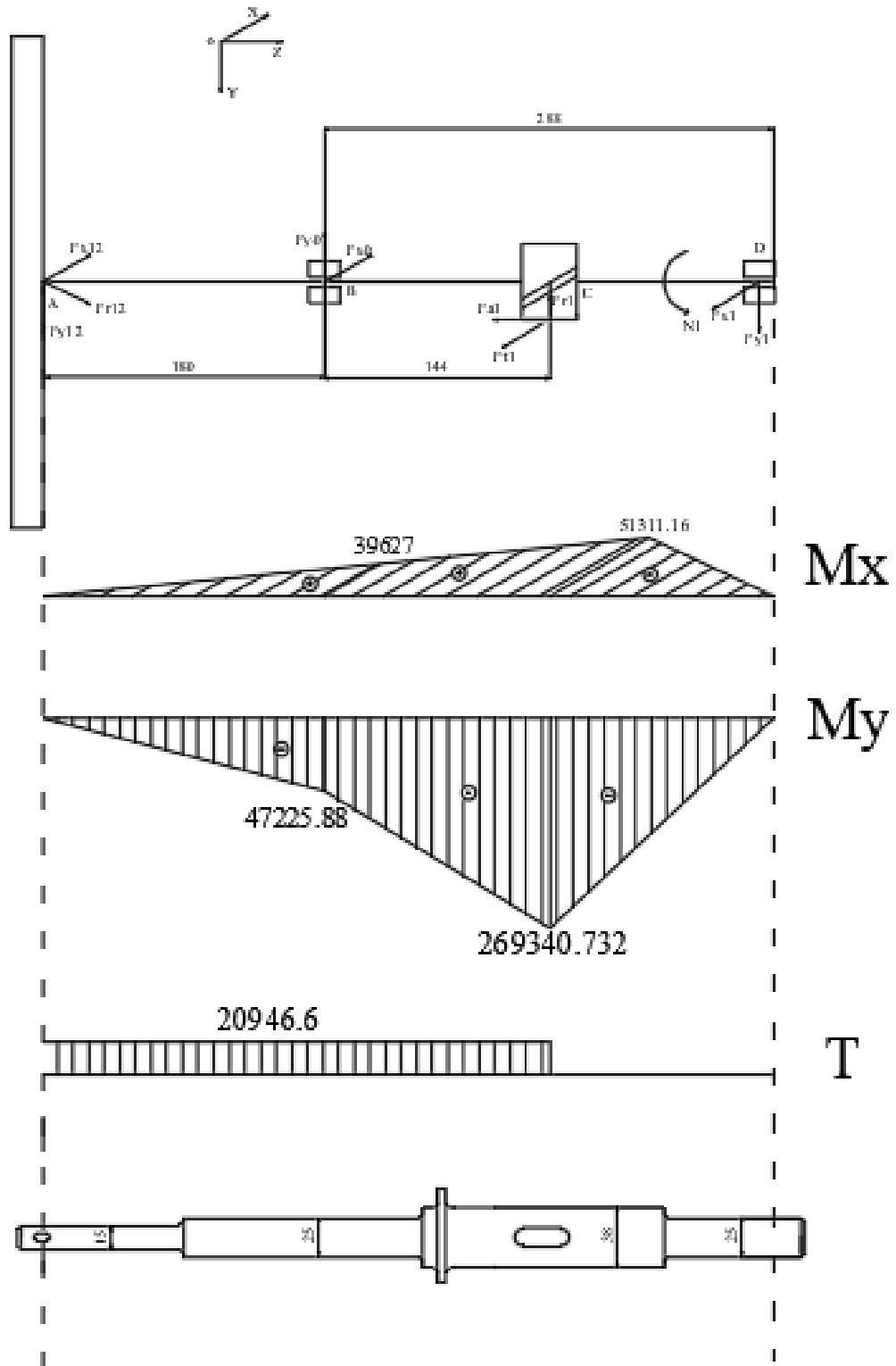
$$\Leftrightarrow \begin{cases} F_{x0} + F_{x1} - 1028.31 + 262.366 = 0[3] \\ -262.366 \times 180 - 1028.31 \times 144 - F_{x1} \times 288 = 0[4] \end{cases}$$

$$[4] \Rightarrow F_{x1} = -678.133N$$

Thay [4] vào [3] ta có $F_{x0} = 1444.077N$

Vậy có F_{y0} và F_{x1} ngược chiều so với giả thiết ban đầu.

3.5 Vẽ biểu đồ mômen uốn M_x , M_y và xoắn T



3.6 Tính mômen uốn tổng M_{ij} và mômen tương đương M_{tdij}

-Mômen tại các tiết diện của trục I được tính toán như sau:

-Mômen uốn tổng M_j và mômen tương đương M_{tdj} tại các tiết diện j trên chiều dài trục:

$$M_{ij} = \sqrt{M_{xj}^2 + M_{yj}^2}$$

$$M_{tdij} = \sqrt{M_{ij}^2 + 0.75T_j^2}$$

$$d_{ij} = \sqrt[3]{\frac{M_{tdij}}{0.1[\sigma]}} \text{ (mm)}$$

Trong đó:

+ M_{ij}, M_{tdij}, d_{ij} lần lượt là mômen uốn tổng, mômen tương đương, đường kính trục tại các tiết diện j trên chiều dài trục.

+ M_{xj}, M_{yj} là mômen uốn cho phép chế tạo trục.

+ Ta có đường kính sơ bộ của trục I là: $d_1^{sb} = 20 \text{ (mm)}$, từ đó tra Bảng 10.5 tr.195 [1] có được $[\sigma] = 63 \text{ MPa}$

-Tại tiết diện ứng với điểm A:

$$+M_{x12} = 0 \text{ (Nmm)}$$

$$+M_{y12} = 0 \text{ (Nmm)}$$

$$+T_1 = 20946.6 \text{ (Nmm)}$$

Suy ra :

$$M_{12} = \sqrt{M_{x12}^2 + M_{y12}^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{td12} = \sqrt{M_{12}^2 + 0.75T_1^2} = \sqrt{0^2 + 0.75 \times 20946.6^2} = 18140.287 \text{ (Nmm)}$$

$$d_{12} = \sqrt[3]{\frac{M_{td12}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{18140.287}{0.1 \times 63}} = 14.23 \text{ (mm)}$$

-Tại tiết diện ứng với điểm B:

$$+M_{x0} = F_{y12} \times 180 = 220.15 \times 180 = 39627 \text{ (Nmm)}$$

$$+M_{y0} = -F_{x12} \times 180 = -262.366 \times 180 = -47225.88 \text{ (Nmm)}$$

$$+T_1 = 20946.6 \text{ (Nmm)}$$

Suy ra :

$$M_{10} = \sqrt{M_{x0}^2 + M_{y0}^2} = \sqrt{(39627)^2 + (-47225.88)^2} = 61648.87 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{td10} = \sqrt{M_{10}^2 + 0.75T_1^2} = \sqrt{61648.87^2 + 0.75 \times 20946.6^2} = 64262.378 \text{ (Nmm)}$$

$$d_{10} = \sqrt[3]{\frac{M_{td10}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{64262.378}{0.1 \times 63}} = 21.687 \text{ (mm)}$$

-Tại tiết diện ứng với điểm C:

$$+M_{x3} = F_{y12} \times 324 - F_{y0} \times 144 = 220.15 \times 324 - 139.01 \times 144 = 51311.16 \text{ (Nmm)}$$

$$+M_{y3} = -F_{x12} \times 324 - F_{x0} \times 144 = -262.366 \times 324 - 1444.077 \times 144 = -269340.732 \text{ (Nmm)}$$

$$+T_1 = 20946.6 \text{ (Nmm)}$$

Suy ra :

$$M_{13} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(51311.16)^2 + (-269340.732)^2} = 274184.728 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{td13} = \sqrt{M_{13}^2 + 0.75T_1^2} = \sqrt{274184.728^2 + 0.75 \times 20946.6^2} = 274784.161 \text{ (Nmm)}$$

$$d_{13} = \sqrt[3]{\frac{M_{td13}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{274784.161}{0.1 \times 63}} = 35.2 \text{ (mm)}$$

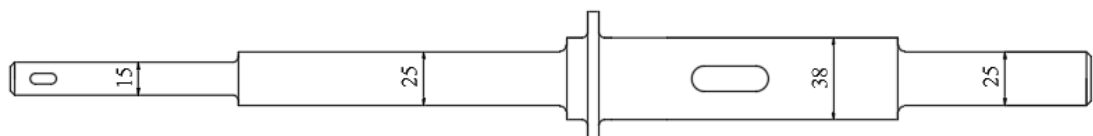
Chọn đường kính trục tiêu chuẩn theo yêu cầu để đảm bảo các điều kiện lắp ghép, ta có:

$$\begin{cases} d_{12} = 15mm \\ d_{10} = 25mm \\ d_{13} = 38mm \\ d_{11} = 25mm \end{cases}$$

3.7 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục

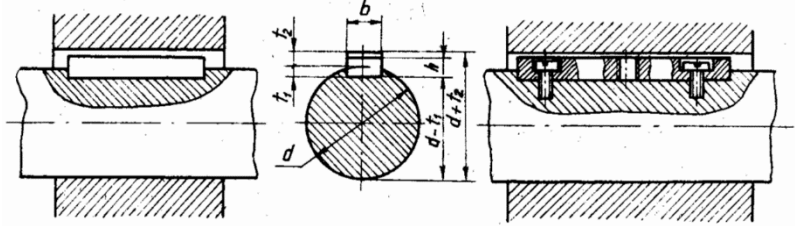
-Thiết kế sơ bộ kết cấu trục:

+Dựa trên kết quả tính toán và chọn đường kính trục theo tiêu chuẩn, ta có hình dạng trục như sau:



-Chọn và kiểm nghiệm then:

+ Do các trục nằm trong hộp giảm tốc nên ta chọn loại then bằng. Để đảm bảo tính công nghệ ta chọn loại then giống nhau trên cùng một trục theo TCVN 2262 – 77 dựa theo bảng 9.1a, Tr.173[1] chọn được then bằng tại các vị trí lắp then cho trục I như sau:

 <p>Theo TCVN 2261-77; kích thước: mm</p>							
Tiết diện	Đường kính trục d, mm	Kích thước tiết diện then		Chiều sâu rãnh then		Bán kính góc lượn của rãnh r	
		b	h	Trên trục t ₁	Trên trục t ₂	Nhỏ nhất	Lớn nhất
A	15	5	5	3	2.3	0.16	0.25
C	38	12	8	5	3.3	0.25	0.4

-Độ bền của then:

+ Điều kiện kiểm nghiệm:

$$\begin{cases} \sigma_d = \frac{2T}{dl_t(h-t_1)} \leq [\sigma_d] \\ \tau_c = \frac{2T}{dl_t b} \leq [\tau_c] \end{cases}$$

Trong đó:

+ $\sigma_d, [\sigma_d]$ là ứng suất dập và ứng suất dập cho phép: $[\sigma_d] = 100(MPa)$

+ $\tau_c, [\tau_c]$ là ứng suất cắt và ứng suất cắt cho phép: $[\tau_c] = 20...30(MPa)$

-Tại vị trí lắp bánh răng C:

Kiểm tra độ bền dập trên mặt tiếp xúc giữa các trục và then.

Ta có: $l_t = (0.8 \div 0.9)l_m = (0.8 \div 0.9) \times 26 = (20.8 \div 23.4) (mm)$

Chọn $l_t = 22(mm)$

Thay số ta được:

$$\begin{cases} \sigma_d = \frac{2T}{dl_t(h-t_1)} = \frac{2 \times 20946.6}{38 \times 22 \times (8-5)} = 16.704 \leq [\sigma_d] \\ \tau_c = \frac{2T}{dl_t b} = \frac{2 \times 20946.6}{38 \times 22 \times 12} = 4.176 \leq [\tau_c] \end{cases}$$

Thỏa mãn điều kiện kiểm nghiệm.

KẾT LUẬN

Sau một thời gian nghiên cứu, tính toán và thiết kế dưới sự hướng dẫn tận tình của thầy Vũ Lê Huy, em đã hoàn thành các nhiệm vụ của bài tập lớn Chi tiết máy, bao gồm:

- + Thiết kế bộ truyền đai.
- + Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.
- + Tính toán và thiết kế trục.

Đây là lần đầu tiên em tiếp cận với công việc thiết kế chi tiết máy, với một khối lượng kiến thức tổng hợp rất lớn và nhiều phần em vẫn chưa nắm vững hoàn toàn. Mặc dù đã tham khảo nhiều tài liệu, nhưng trong quá trình thực hiện, em không thể tránh khỏi những sai sót trong tính toán. Em rất mong nhận được sự góp ý và hỗ trợ từ thầy để hoàn thiện bài làm của mình. Em xin chân thành cảm ơn thầy!

Tài liệu tham khảo

1. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2015). *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 1*. Nhà xuất bản Giáo dục. ISBN: 978-604-0-03754-1.
2. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2015). *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 2*. Nhà xuất bản Giáo dục. ISBN: 978-604-0-06523-0.
3. Trần Văn Địch (2008). *Công nghệ chế tạo máy*. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật.
4. Ninh Đức Tồn (2007). *Dung sai lắp ghép*. Nhà xuất bản Giáo dục.