

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.H18

Học kỳ 1 Năm học 2024-2025

Sinh viên thực hiện

Họ tên:	Nguyễn Văn Quyển
Lớp:	K16-KTCĐT3
Khóa:	Khóa 16
Mã lớp:	Chi tiết máy-1-1-24(N01)

Giảng viên hướng dẫn

Vũ Lê Huy

HÀ NỘI, 9/2024

PHIẾU ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ BÀI TẬP LỚN

HỌC PHẦN CHI TIẾT MÁY

Mã học phần: MEM703002

Họ và tên sinh viên: Nguyễn Văn Quyển

Mã số sinh viên: 22010985

Mã đề: 1/P.MEM16.H18

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)

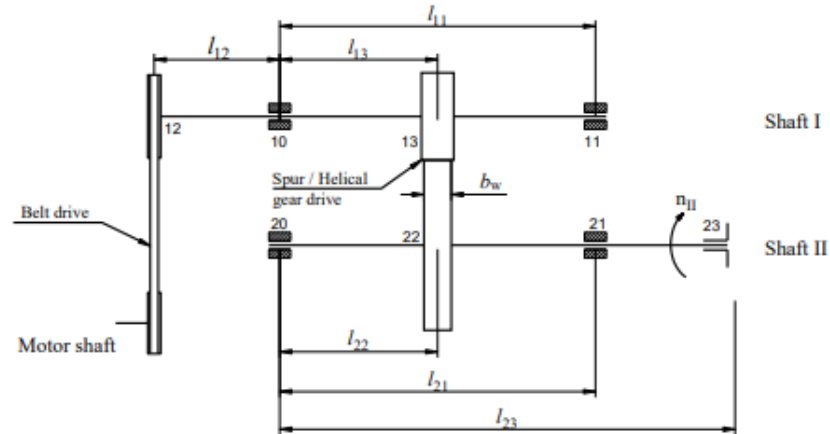
ĐỀ BÀI TẬP LỚN

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.H18

A transmission system is given as:



- Working conditions and parameters are given as:

Service time: $L_h = 25000$ (hour)
Number of shifts: 1 (shift)
The tilt angle of the center line of the belt drive: 70° (Đai dẹt)
Load property: Va đập vừa
Coupling force on the shaft: 33.16 (N)

Shaft Params	Motor	I	II	Working
P (kW)	1.0	0.941	0.904	0.886
n (v/ph)	960	428.57	97.40	97.40
T (Nmm)	9947.9	20968.7	88636.6	86871.7
u		2.24	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: 2
- + Presenting the report on paper with A4 size.

Student: Nguyễn Văn Quyên.....22010985

Class: K16-KTCĐT_3

Instructor: Vũ Lê Huy

DEAN
(sign and full name)

LECTURER
(sign and full name)

Class code: Chi tiết máy-1-1-24(N01)

Semester: 2024.1

Mục lục

TÓM TẮT	2
Lời nói đầu	3
Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai	4
1.1 Chọn loại đai	4
1.2 Tính toán các thông số bộ truyền đai	5
1.3 Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục	6
Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng	9
2.1 Chọn vật liệu	9
2.2 Xác định ứng suất cho phép	9
2.3 Xác định sơ bộ khoảng cách trục	12
2.4 Xác định các thông số ăn khớp	13
2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc	15
2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn	17
2.7 Tính lực ăn khớp	18
2.8 Các thông số cơ bản của bánh răng trụ	18
2.9 Tổng hợp các thông số của bộ truyền bánh răng:	20
Chương 3: Tính thiết kế trục	21
3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục	21
3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục	21
3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực	22
3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ	22
3.5 Vẽ biểu đồ mômen uốn M_x , M_y và xoắn T trên trục II	23
3.6 Tính mômen uốn tổng M_{ij} và mômen tương đương M_{tdij}	24
3.7 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục và chọn then	25
KẾT LUẬN	27
Tài liệu tham khảo	28

TÓM TẮT

Bài tập lớn môn "Chi tiết máy" là cung cấp cho sinh viên kiến thức và kỹ năng cần thiết để thiết kế, phân tích và hiểu về các chi tiết máy và cơ cấu máy móc. Bài tập bao gồm việc áp dụng các nguyên lý về cơ học, vật lý và kỹ thuật để giải quyết các vấn đề thực tế liên quan đến máy móc và cơ cấu.

Kết quả đạt được từ bài tập lớn môn này bao gồm:

1. Hiểu biết sâu rộng về nguyên tắc hoạt động của các chi tiết máy, cơ cấu, và hệ thống máy móc.
2. Kỹ năng thiết kế và tính toán các chi tiết máy móc, bao gồm kích thước, chất liệu, và các thông số kỹ thuật khác.
3. Kỹ năng trình bày báo cáo kỹ thuật.
4. Nắm vững các quy định an toàn và tiêu chuẩn trong thiết kế và sản xuất máy móc.
5. Hiểu về các vấn đề liên quan đến bảo trì và sửa chữa máy móc.

Bài tập lớn môn "Chi tiết máy" giúp sinh viên phát triển năng lực trong lĩnh vực cơ khí và kỹ thuật máy móc, và chuẩn bị họ cho công việc trong ngành công nghiệp sản xuất và thiết kế máy móc hoặc nghiên cứu và phát triển trong lĩnh vực này.

Lời nói đầu

Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí đóng vai trò vô cùng quan trọng và là yêu cầu không thể thiếu đối với các kỹ sư ngành cơ khí trong việc thiết kế và chế tạo máy.

Thông qua bài tập lớn của môn học Chi tiết máy, sinh viên được hệ thống lại các kiến thức đã học để áp dụng vào tính toán thiết kế chi tiết máy theo các chỉ tiêu như: Khả năng làm việc của chi tiết, thiết kế kết cấu chi tiết máy và tra cứu số liệu... Vì vậy khi thiết kế chi tiết máy phải tham khảo các giáo trình như: Chi tiết máy, Cơ sở thiết kế Chi tiết, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Dung sai lắp ghép, Công nghệ chế tạo máy và Nguyên lý máy... Đây là bước khởi đầu giúp sinh viên làm quen với quy trình thiết kế và các kỹ năng cần thiết cho nghề nghiệp tương lai.

Trong quá trình thực hiện bài tập lớn, dù đã tham khảo các nguồn tài liệu khác nhau nhưng vì đây là lần đầu tiên em làm quen với việc tính toán thiết kế và với một lượng kiến thức tổng hợp lớn. Nên chưa nắm vững toàn bộ nội dung và chắc chắn sẽ không tránh khỏi những thiếu sót. Em rất mong nhận được sự góp ý từ thầy cô để cải thiện và hoàn thiện bài báo cáo hơn.

Em xin chân thành cảm ơn các thầy cô đã tận tình hướng dẫn và hỗ trợ em trong suốt quá trình học tập và thực hiện bài tập lớn này.

Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền đai:

- Công suất trên trục chủ động: $P_1 = 1$ (kW)
- Mô men xoắn trên trục chủ động: $T_1 = 9947.9$ (N.mm)
- Số vòng quay trên trục chủ động: $n_1 = 960$ (vòng/phút)
- Tỷ số truyền của bộ truyền: $u = 2.24$
- Góc nghiêng bộ truyền so với phương nằm ngang: $\beta = 70^\circ$
- Bộ truyền làm việc 1 ca.
- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập vừa.

1.1 Chọn loại đai

Do điều kiện làm việc chịu va đập vừa nên lựa chọn loại đai dẹt và chọn vật liệu làm đai là đai vải cao su.

- Chọn đường kính bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300) \times \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1200) \times \sqrt[3]{\frac{1}{960}} = 121.64 \text{ (mm)}$$

Chọn d_1 theo tiêu chuẩn $d_1 = 125$ (mm)

- Kiểm tra vận tốc đai:

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000} = \frac{\pi \times 125 \times 960}{60000} = 6.28 \text{ (m/s)} < v_{\max} \text{ (thỏa mãn)}$$

- Chọn hệ số trượt tương đối $\xi = 0.02$
- Chọn đường kính bánh đai lớn:

$$d_2 = d_1 \times (1 - \xi) \times u = 125 \times (1 - 0.02) \times 2.24 = 274.4 \text{ (mm)}$$

Chọn d_2 theo tiêu chuẩn $d_2 = 280$ (mm)

- Tỷ số truyền thực tế:

$$u'' = \frac{d_2}{d_1 \times (1 - \xi)} = \frac{280}{125 \times (1 - 0.02)} = 2.29$$

- Sai lệch tỷ số truyền:

$$\Delta_u = \frac{u'' - u}{u} \times 100 = \frac{2.29 - 2.24}{2.24} \times 100 = 2.23\% < 3\%$$

- Chọn khoảng cách trục a:

$$a = (1.5 \div 2) \times (d_1 + d_2) = (1.5 \div 2) \times (125 + 280) = 607.5 \div 810 \text{ (mm)}$$

Lấy $a = 700(\text{mm})$

- Chọn chiều dài dây đai:

$$\begin{aligned} l &= 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \\ &= 2 \times 700 + \frac{\pi \times (125 + 280)}{2} + \frac{(280 - 125)^2}{4 \times 700} \\ &= 2044.43(\text{mm}) \end{aligned}$$

- Để nối đai ta tăng chiều dài đai lên một khoảng, chiều dài của dây đai là:
 $l = 2060(\text{mm})$

- Số lần uốn của đai trong một giây:

$$i = \frac{v}{l} = \frac{6.28}{2060 \times 10^{-3}} = 3.05 < i_{\max} = 10 \left(\frac{v}{s} \right)$$

1.2 Tính toán các thông số bộ truyền đai

- Góc ôm đai α_1 :

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57 \times (d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - \frac{57 \times (280 - 125)}{700} = 167^\circ$$

$$\alpha_1 > \alpha_{\min} = 150^\circ \text{ thỏa mãn yêu cầu.}$$

- Chọn chiều dày tiêu chuẩn δ :

Tra bảng 4.1, Tr51 [1], chọn chiều dày tiêu chuẩn $\delta = 3\text{mm}$

- Kiểm tra điều kiện:

$$\frac{\delta}{d_1} = 0.024 \leq \left(\frac{\delta}{d_1} \right)_{\max} = \frac{1}{40} \text{ (thỏa mãn)}$$

- Tính hệ số góc ôm đai C_α :

$$C_\alpha = 1 - 0.003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0.003(180^\circ - 167^\circ) = 0.96$$

- Tính hệ số ảnh hưởng của vận tốc C_v :

$$C_v = 1.04 - 0.0004 \times v^2 = 1.04 - 0.0004 \times (6.28)^2 = 1.02$$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền C_b :

Với kiểu truyền động thường và góc nghiêng bộ truyền so với phương nằm ngang $\beta = 70^\circ$ tra bảng 4.12 [1] có: $C_b = 0.9$

- Hệ số tải trọng động K_d :

- Trong công nghiệp ngày nay để có thể đáp ứng yêu cầu làm việc hầu hết các loại: máy bơm, máy nén khí kiểu pittông có 3 xi lanh trở lên, máy phay hoặc máy tiện ro-vônve... đều sử dụng động cơ không đồng bộ ba pha kiểu lồng sóc. Đây là loại động cơ điện xoay chiều phổ biến nhất, được sử dụng rộng rãi nhờ hiệu suất cao và độ bền vượt trội.
- Với đặc tính tải trọng làm việc va đập vừa và sử dụng động cơ không đồng bộ ba pha tra bảng 4.7, Tr55 [1] có :

$$K_d = 1.1$$

- Tính ứng suất có ích cho phép xác định bằng thực nghiệm $[\sigma_{F0}]$:

Với ứng suất căng ban đầu $\sigma_0 = 1.6MPa$ tra bảng 4.9 [1] có : $k_1 = 2.3$
 $k_2 = 9.0$

Áp dụng công thức:

$$[\sigma_{F0}] = k_1 - k_2 \times \frac{\delta}{d_1} = 2.3 - 9 \times \frac{3}{125} = 2.08$$

- Tính ứng suất có ích cho phép $[\sigma_F]$:

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] \times C_\alpha \times C_v \times C_b = 2.08 \times 0.96 \times 1.02 \times 0.9 = 1.83$$

- Lực vòng có ích F_t :

$$F_t = \frac{1000P_1}{v} = \frac{1000 \times 1}{6.28} = 159.24(N)$$

- Tính diện tích tiết diện đai dẹt A:

$$A = b \times \delta = \frac{F_t \times K_d}{[\sigma_F]} = \frac{159.24 \times 1.1}{1.83} = 95.72(mm^2)$$

- Tính chiều rộng đai b:

$$\begin{aligned} b &= \frac{1000 \times P \times K_d}{\delta \times v \times [\sigma_{F0}] \times C_\alpha \times C_v \times C_b} \\ &= \frac{1000 \times 1 \times 1.1}{3 \times 6.28 \times 2.08 \times 0.96 \times 1.02 \times 0.9} \\ &= 31.85(mm) \end{aligned}$$

Chọn kích thước b theo tiêu chuẩn trong bảng 4.1, Tr51 [1], ta có : $b = 32\text{ mm}$

- Chọn chiều rộng bánh đai B:

Với $b = 32\text{ mm}$ tra bảng 21.16 [2] có chiều rộng bánh đai theo tiêu chuẩn:
 $B = 40mm$

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

- Lực căng đai ban đầu :

$$F_0 = \sigma_0 \times b \times \delta = 1.6 \times 32 \times 3 = 153.6 (N)$$

- Lực vòng có ích F_t :

$$F_t = \frac{1000P_1}{v} = \frac{1000 \times 1}{6.28} = 159.24 (N)$$

- Hệ số ma sát giữa đai và bánh đai f :

$$f = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{2F_0 + F_t}{2F_0 - F_t} = \frac{1}{167} \ln \frac{2 \times 153.6 + 159.24}{2 \times 153.6 - 159.24} = 6.88 \times 10^{-3}$$

- Lực trên các nhánh:

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \times \left(\frac{e^{f \cdot \alpha} + 1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \right) = \frac{159.24}{2} \times \left(\frac{e^{(6.88 \times 10^{-3}) \times 167} + 1}{e^{(6.88 \times 10^{-3}) \times 167} - 1} \right) = 153.52 (N)$$

$$F_1 = F_t \times \frac{e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} = 159.24 \times \left(\frac{e^{(6.88 \times 10^{-3}) \times 167}}{e^{(6.88 \times 10^{-3}) \times 167} - 1} \right) = 233.14 (N)$$

$$F_2 = F_t \times \frac{1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} = 159.24 \times \left(\frac{1}{e^{(6.88 \times 10^{-3}) \times 167} - 1} \right) = 73.9 (N)$$

- Điều kiện cân bằng lực trước và sau khi làm việc:

$$F_1 + F_2 = 2F_0$$

$$\Leftrightarrow 233.14 + 73.9 = 2 \times 153.52$$

$$\Leftrightarrow 307.04 = 307.04 \text{ (thỏa mãn)}$$

- Lực tác dụng lên trục F_r :

$$F_r = 2F_0 \times \sin \left(\frac{\alpha_1}{2} \right) = 2 \times 153.6 \times \sin \left(\frac{167}{2} \right)$$

$$\Rightarrow F_r = 305.23 (N)$$

Tổng hợp các thông số của bộ truyền đai:

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Loại đai		đai dẹt
Chiều dài đai	l	2060(mm)
Khoảng cách trục	a	700(mm)
Góc ôm	α_1	167°
Đường kính bánh đai nhỏ	d_1	125(mm)
Đường kính bánh đai lớn	d_2	280(mm)
Chiều rộng bánh đai	B	40(mm)
Vật liệu đai		Đai vải cao su
Lực tác dụng lên trục	F_r	305.23(N)

Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

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

- Mô men xoắn trên bánh chủ động: $T_1 = 20968.7 \text{ Nmm}$
- Tốc độ bánh răng chủ động: $n_1 = 428.57 \text{ vòng/phút}$
- Tỷ số truyền của bộ truyền: $u = 4.40$
- Thời gian phục vụ: $L_h = 25000 \text{ giờ}$
- Bộ truyền làm việc 1 ca
- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập vừa

2.1 Chọn vật liệu

- Chọn vật liệu làm bánh răng:
- Do không có yêu cầu đặc biệt và theo quan điểm thống nhất hóa trong thiết kế nên chọn vật liệu hai cấp bánh răng như nhau. Tra bảng 6.1 [1] có:
- Vật liệu bánh răng nhỏ:
 - + Nhãn hiệu thép: 45
 - + Chế độ nhiệt luyện: Tôi cải thiện
 - + Độ rắn: $HB = 192 \div 240$, chọn $HB_1 = 210$
 - + Giới hạn bền $\sigma_{b1} = 750 \text{ (MPa)}$
 - + Giới hạn chảy $\sigma_{ch1} = 450 \text{ (MPa)}$
- Vật liệu bánh răng lớn:
 - + Nhãn hiệu thép: 45
 - + Chế độ nhiệt luyện: Tôi cải thiện
 - + Độ rắn: $HB = 192 \div 240$, chọn $HB_2 = 200$
 - + Giới hạn bền $\sigma_{b2} = 750 \text{ (MPa)}$
 - + Giới hạn chảy $\sigma_{ch2} = 450 \text{ (MPa)}$

2.2 Xác định ứng suất cho phép

- Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ và ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$:

$$\begin{aligned} [\sigma_H] &= \left(\sigma_{H \lim}^0 / S_H \right) Z_R Z_v K_{xH} K_{HL} \\ [\sigma_F] &= \left(\sigma_{F \lim}^0 / S_F \right) Y_R Y_s K_{xF} K_{FC} K_{FL} \end{aligned} \quad (1)$$

- Trong bước tính toán thiết kế, chọn sơ bộ:

$$Z_R Z_v K_{xH} = 1$$

$$Y_R Y_s K_{xF} = 1$$

- Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép σ_{Hlim}^0 và ứng suất uốn cho phép σ_{Flim}^0 :
- Tra Bảng 6.2, Tr.94 [1] ta có công thức:

$$\sigma_{Hlim}^0 = 2HB + 70$$

$$\sigma_{Flim}^0 = 1.8HB$$

Với bánh răng chủ động:

$$\sigma_{Hlim1}^0 = 2HB_1 + 70 = 2 \times 210 + 70 = 490 (MPa)$$

$$\sigma_{Flim1}^0 = 1.8HB_1 = 1.8 \times 210 = 378 (MPa)$$

Với bánh răng bị động:

$$\sigma_{Hlim2}^0 = 2HB_1 + 70 = 2 \times 200 + 70 = 470 (MPa)$$

$$\sigma_{Flim2}^0 = 1.8HB_1 = 1.8 \times 200 = 360 (MPa)$$

- Xác định hệ số an toàn về ứng suất tiếp xúc S_H và ứng suất uốn S_F , tra bảng 6.2, Tr.94 [1] có:

$$S_H = 1.1$$

$$S_F = 1.75$$

Với bánh chủ động: $S_{H1} = 1.1$; $S_{F1} = 1.75$

Với bánh bị động: $S_{H2} = 1.1$; $S_{F2} = 1.75$

- Vì đặt tải một phía (bộ truyền quay một chiều) nên có: $K_{FC} = 1$
- Xác định hệ số tuổi thọ K_{HL}, K_{FL} :

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

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$$

Trong đó:

+ m_H, m_F là bậc của đường cong mỗi khi thử về tiếp xúc và uốn. Với bánh răng có $HB < 350$ có: $m_H = 6; m_F = 6$

+ N_{H0}, N_{F0} là số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc và uốn có:

$$N_{H0} = 30HB^{2.4}$$

$$N_{F0} = 4 \times 10^6$$

Với bánh chủ động:

$$N_{H01} = 30HB_1^{2.4} = 30 \times 210^{2.4} = 11.23 \times 10^6$$

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

Với bánh bị động:

$$N_{H02} = 30HB_2^{2.4} = 30 \times 200^{2.4} = 9.99 \times 10^6$$

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

+ N_{HE}, N_{FE} là số chu kỳ thay đổi ứng suất. Với bộ truyền chịu tải trọng tĩnh có:

$$N_{HE} = N_{FE} = N = 60cnt_{\Sigma}$$

Trong đó: + c là số lần ăn khớp trong 1 vòng quay (c = 1).

+ n là vận tốc vòng của bánh răng.

+ t_{Σ} là tổng số giờ làm việc của bánh răng.

Với bánh răng chủ động:

$$N_{HE1} = N_{FE1} = N_1 = 60cnt_{\Sigma}$$

$$= 60 \times 1 \times 428.57 \times 25000 = 642.86 \times 10^6$$

Với bánh răng bị động:

$$N_{HE1} = N_{FE1} = N_1 = 60cnt_{\Sigma}$$

$$= 60 \times 1 \times 97.40 \times 25000 = 146.1 \times 10^6$$

Nhận xét thấy:

$$\left. \begin{array}{l} N_{HE1} > N_{H01} \\ N_{FE1} > N_{F01} \\ N_{HE2} > N_{H02} \\ N_{FE2} > N_{F02} \end{array} \right\} \Rightarrow \text{chọn } K_{HL} = 1; K_{FL} = 1$$

Thay số vào công thức (1) ta được:

- Với bánh chủ động:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim1}^0}{S_{H1}} Z_R Z_v K_{xH} K_{HL} = \frac{490}{1.1} \times 1 \times 1 = 445.45 (MPa)$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim1}^0}{S_{F1}} Y_R Y_s K_{xF} K_{FC} K_{FL} = \frac{348}{1.75} \times 1 \times 1 \times 1 = 198.86 (MPa)$$

- Với bánh bị động:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim2}^0}{S_{H2}} Z_R Z_v K_{xH} K_{HL} = \frac{470}{1.1} \times 1 \times 1 = 427.27 (MPa)$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim2}^0}{S_{F2}} Y_R Y_s K_{xF} K_{FC} K_{FL} = \frac{360}{1.75} \times 1 \times 1 \times 1 = 205.71 (MPa)$$

- Khi tính truyền động bánh răng trụ răng thẳng, ứng suất tiếp xúc cho phép là giá trị nhỏ hơn trong hai giá trị $[\sigma_{H1}]$ và $[\sigma_{H2}]$ nên:

$$[\sigma_H] = \min \{[\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]\} \Rightarrow [\sigma_H] = 427.27 (MPa)$$

- Tính ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

Với bánh răng đã được thường hóa ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải là:

$$[\sigma_H]_{\max} = 2.8 \times \sigma_{ch} = 2.8 \times 450 = 1260 (MPa)$$

Với bánh răng đã được thường hóa ứng suất uốn cho phép khi quá tải là:

$$[\sigma_F]_{\max} = 0.8 \times \sigma_{ch} = 0.8 \times 450 = 360 (MPa)$$

2.3 Xác định sơ bộ khoảng cách trục

- Khoảng cách trục a_w được xác định theo công thức:

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

Trong đó:

+ K_a là hệ số phụ thuộc vào vật liệu làm bánh răng và loại răng. Với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, tra bảng 6.5, Tr96 [1] có: $K_a = 49.5(MPa^{1/3})$

+ T_1 là momen xoắn trên trục bánh răng chủ động: $T_1 = 20968.7(Nmm)$

+ $[\sigma_H]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép: $[\sigma_H] = 427.27(MPa)$

+ u là tỉ số truyền: $u = 4.40$

+ ψ_{ba}, ψ_{bd} là hệ số chiều rộng vành răng:

Với bộ truyền đối xứng và $HB_1, HB_2 < HB 350$. Tra bảng 6.6, Tr96 [1] có:
 $\psi_{ba} = 0.3$

$$\Rightarrow \psi_{bd} = 0.53\psi_{ba}(u \pm 1) = 0.53 \times 0.3 \times (4.40 + 1) = 0.86$$

+ $K_{H\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên bề rộng vành răng khi tiếp xúc. Dựa vào hệ số $\psi_{bd} = 0.86$ và vị trí của bánh răng đối với các ổ, tra bảng 6.7, Tr97 [1] có: $K_{H\beta} = 1.05$

- Thay số vào công thức (2) ta được:

$$\begin{aligned} a_w &= K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}} \\ &= 49.5 \times (4.40 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{20968.7 \times 1.05}{0.3 \times 427.27^2 \times 4.40}} = 120.39(mm) \end{aligned}$$

Chọn $a_w = 125(mm)$

2.4 Xác định các thông số ăn khớp

- Xác định mô đun :

$$m = (0.01 \div 0.02) a_w = (0.01 \div 0.02) \times 125 = (1.25 \div 2.5)(mm)$$

Tra bảng 6.8, Tr.99 [1] chọn m theo tiêu chuẩn: $m = 1.25 mm$

- Với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng ta có góc $\beta = 0$.

- Số răng của bánh chủ động là:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos(\beta)}{m(u+1)} = \frac{2 \times 125 \times \cos(0)}{1.25 \times (4.40 + 1)} = 37.04$$

Chọn $z_1 = 38$ (răng)

- Số răng của bánh bị động là:

$$z_2 = u \times z_1 = 38 \times 4.4 = 167.2$$

Chọn $z_2 = 168$ (răng)

- Tỷ số truyền thực tế:

$$u_t = \frac{z_2}{z_1} = \frac{168}{38} = 4.42$$

- Sai lệch tỷ số truyền:

$$\Delta u = \frac{|u_t - u|}{u} \times 100\% = \frac{4.42 - 4.4}{4.4} \times 100\% = 0.45\% < 4\%$$

\Rightarrow Thỏa mãn tỷ số truyền

- Tính tổng số răng:

$$z_t = z_1 + z_2 = 38 + 168 = 206 \text{ (răng)}$$

- Tính lại khoảng cách trục:

$$a_w = \frac{mz_t}{2} = \frac{1.25 \times 206}{2} = 128.75 \text{ (mm)}$$

Chọn $a_w = 125 \text{ (mm)}$

- Tính dịch chỉnh để đạt được khoảng cách trục mong muốn:

+ Do $z_1 = 38 > 30$ nên không dùng dịch chỉnh.

- Xác định góc ăn khớp α_{tw} :

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{z_t m \cos \alpha}{2a_w} = \frac{206 \times 1.25 \times \cos(20)}{2 \times 125} = 0.97$$

$$\Rightarrow \alpha_{tw} = \arccos(\cos \alpha_{tw}) = 14.56^\circ$$

- Xác định đường kính vòng lăn của bánh răng:

- Với bánh chủ động: $d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1} = \frac{2 \times 125}{4.4+1} = 46.3 (mm)$
- Với bánh răng bị động: $d_{w2} = 2a_w - d_{w1} = 2 \times 125 - 46.3 = 203.7 (mm)$

2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

- Ứng suất tiếp xúc được xác định theo công thức:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H] \quad (3)$$

Trong đó:

+ $[\sigma_H]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép: $[\sigma_H] = 427.27 (MPa)$

+ Z_M là hệ số kể đến cơ tính vật liệu của bánh răng ăn khớp. Với vật liệu của hai bánh răng là thép, tra bảng 6.5, Tr96 [1] có: $Z_M = 274 (MPa)^{1/3}$

+ Z_H là hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc. Với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng ta có:

$$\beta = 0 \Rightarrow \beta_b = 0$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \cos(0)}{\sin(2 \times 14.56)}} = 2.03$$

+ b_w : Chiều rộng vành răng: $b_w = \psi_{ba} \times a_w = 0.3 \times 125 = 37.5 (mm)$

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

+ ε_β là hệ số trùng khớp dọc:

$$\beta = 0 \Rightarrow \varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin(\beta)}{m z} = 0$$

+ ε_α là hệ số trùng khớp ngang:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta \\ &= \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{38} + \frac{1}{168} \right) \right] \cos(0) = 1.78 \end{aligned}$$

+ Với $\varepsilon_\beta = 0$ sử dụng công thức 6.36a, Tr 105 [1] ta có:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.78}{3}} = 0.86$$

+ K_H là hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc: $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv}$

với :

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

$$K_{H\beta} = 1.03$$

+ $K_{H\alpha}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về tiếp xúc, với bánh răng thẳng, : $K_{H\alpha} = 1$

+ Vận tốc vòng của bánh răng:

$$v = \frac{\pi d_w n_1}{60000} = \frac{\pi \times 46.3 \times 428.57}{60000} = 1.04 (m/s)$$

+ Với bánh răng trụ răng thẳng và $v = 1.04 (m/s)$, tra bảng 6.13, Tr.106 [1] ta được cấp chính xác của bộ truyền là: Cấp chính xác = 9

+ K_{Hv} là hệ số tải trọng động trong vùng ăn khớp khi tính về tiếp xúc. Tra phụ lục P2.3, Tr.250 [1], với các thông số Cấp chính xác = 9, HB<350, bộ truyền bánh răng thẳng, $v = 1.04 (m/s)$ ta được: $K_{Hv} = 1.1$

Thay số vào K_H ta được:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} = 1.03 \times 1 \times 1.1 = 1.133$$

+ T_1 là momen xoắn của trục chủ động: $T_1 = 20968.7 (Nmm)$

- Thay số vào công thức (3) ta được:

$$\sigma_H = \frac{274 \times 2.03 \times 0.86}{46.3} \times \sqrt{\frac{2 \times 20968.7 \times 1.133 \times (4.4 + 1)}{37.5 \times 4.4}} = 407.41 (MPa) \leq [\sigma_H]$$

Kiểm tra:

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \times 100\% = \frac{427.27 - 407.41}{427.27} \times 100\% = 4.65\% < 10\%$$

Vậy bộ truyền bánh răng thỏa mãn điều kiện về độ bền tiếp xúc.

2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn

- Ứng suất uốn được xác định theo công thức:

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_F Y_\epsilon Y_\beta Y_{F1}}{b_w d_{w1} m} \leq [\sigma_{F1}] \quad (4)$$

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

Trong đó:

+ T_1 là momen xoắn của trục chủ động: $T_1 = 20968.7 (Nmm)$

+ $[\sigma_{F1}], [\sigma_{F2}]$ là ứng suất uốn cho phép của bánh chủ động và bị động.

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

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

Trong đó:

+ $K_{F\alpha}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về uốn. Với bánh răng thẳng, vận tốc vòng $v = 1.04 (m/s)$ và Cấp chính xác = 9, tra bảng 6.14, Tr.107[1] có: $K_{F\alpha} = 1.37$

+ $K_{F\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên bề rộng vành răng khi uốn. Dựa vào hệ số $\psi_{bd} = 0.86$ và vị trí của bánh răng đối với các ổ, tra bảng 6.7, Tr97 [1] có: $K_{F\beta} = 1.1$

+ K_{Fv} là hệ số tải trọng động trong vùng ăn khớp khi tính về uốn. Tra phụ lục P2.3, Tr.250 [1], với các thông số Cấp chính xác = 9, HB < 350, bộ truyền bánh răng thẳng,

$v = 1.04 (m/s)$ ta được: $K_{Fv} = 1.28$

Thay số vào công thức trên ta được:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 1.37 \times 1.1 \times 1.28 = 1.93$$

+ Y_ϵ là hệ số kể đến sự trùng khớp của răng:

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1.78} = 0.56$$

+ Y_{β} là hệ số kể đến độ nghiêng của răng, với răng thẳng ($\beta = 0$): $Y_{\beta} = 1$

+ Y_{F1}, Y_{F2} là hệ số dạng răng: phụ thuộc vào số răng tương đương z_{v1}, z_{v2} :

$$\begin{cases} z_{v1} = Z_1 = 38 \\ z_{v2} = Z_2 = 168 \end{cases}$$

Tra bảng 6.18, Tr.109[1] có:

$$\begin{cases} z_{v1} = 38 \Rightarrow Y_{F1} = 3.7 \\ z_{v2} = 168 \Rightarrow Y_{F2} = 3.6 \end{cases}$$

- Thay số vào công thức (4) ta được:

$$\begin{cases} \sigma_{F1} = \frac{2 \times 20968.7 \times 1.88 \times 0.56 \times 1 \times 3.7}{37.5 \times 46.3 \times 1.25} = 77.27 \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} = \frac{77.27 \times 3.6}{3.7} = 75.15 \leq [\sigma_{F2}] \end{cases}$$

Vậy bánh răng thỏa mãn điều kiện về độ bền uốn.

2.7 Tính lực ăn khớp

- Tính lực vòng:

$$F_t = \frac{2 \times T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \times 20968.7}{46.3} = 905.78 \text{ (N)}$$

- Tính lực hướng tâm:

$$F_r = F_t \tan \alpha_{tw} = 905.78 \times \tan(14.56) = 235.26 \text{ (N)}$$

- Tính lực dọc trục:

$$F_a = F_t \tan \beta_w = 905.78 \times \tan(0) = 0 \text{ (N)}$$

2.8 Các thông số cơ bản của bánh răng trụ

- Đường kính vòng chia:

$$\begin{cases} d_1 = mZ_1 = 1.25 \times 38 = 47.5 \text{ (mm)} \\ d_2 = mZ_2 = 1.25 \times 168 = 210 \text{ (mm)} \end{cases}$$

- Khoảng cách trục chia:

$$a = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5(47.5 + 210) = 128.75(mm)$$

- Đường kính đỉnh răng:

$$\begin{cases} d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta_y)m = 47.5 + 2(1 + 0 + 0) \times 1.25 = 50(mm) \\ d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta_y)m = 210 + 2(1 + 0 + 0) \times 1.25 = 212.5(mm) \end{cases}$$

- Đường kính đáy răng:

$$\begin{cases} d_{f1} = d_1 - (2.5 - 2x_1)m = 47.5 - (2.5 - 2 \times 0) \times 1.25 = 44.375(mm) \\ d_{f2} = d_2 - (2.5 - 2x_2)m = 210 - (2.5 - 2 \times 0) \times 1.25 = 206.875(mm) \end{cases}$$

- Đường kính vòng cơ sở:

$$\begin{cases} d_{b1} = d_1 \cos(\alpha) = 47.5 \times \cos(20) = 44.64(mm) \\ d_{b2} = d_2 \cos(\alpha) = 210 \times \cos(20) = 197.34(mm) \end{cases}$$

- Góc profin gốc: $\alpha = 20^\circ$

2.9 Tổng hợp các thông số của bộ truyền bánh răng:

Thông số	Kí hiệu	Giá trị
Khoảng cách trục chia	a	128.75 (mm)
Khoảng cách trục	a_w	125 (mm)
Số răng	z_1	38
	z_2	168
Đường kính vòng chia	d_1	47.5 (mm)
	d_2	210 (mm)
Đường kính vòng lăn	d_{w1}	46.3 (mm)
	d_{w2}	203.7 (mm)
Đường kính đỉnh răng	d_{a1}	50 (mm)
	d_{a2}	212.5 (mm)
Đường kính đáy răng	d_{f1}	44.375 (mm)
	d_{f2}	206.875 (mm)
Đường kính cơ sở	d_{b1}	44.64 (mm)
	d_{b2}	197.34 (mm)
Hệ số dịch chỉnh	x_1	0
	x_2	0
Góc profin gốc	α	20°
Góc profin răng	α_t	20°
Góc ăn khớp	α_{tw}	14.56°
Hệ số trùng khớp ngang	ε_α	1.78
Hệ số trùng khớp dọc	ε_β	0
Môđun bánh răng	m	1.25(mm)
Góc nghiêng của răng	β	0°
Bề rộng răng	b_w	37.5 (mm)

Chương 3: Tính thiết kế trục

Yêu cầu tính toán thiết kế trục:

- Trục yêu cầu: trục II
- Mô men xoắn trên trục: $T_2 = 88636,6 \text{ Nmm}$
- Lực khớp nối tác dụng lên trục II: $F_k = 33.16 \text{ (N)}$

3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục

- Chọn vật liệu chế tạo trục là thép 45 tôi cải thiện có $\sigma_b = 750 \text{ (MPa)}$, ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 15 \dots 20 \text{ (MPa)}$.
- Chọn $[\tau]_1 = 15 \text{ (MPa)}, [\tau]_2 = 20 \text{ (MPa)}$

3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục

- Với bộ truyền bánh răng trụ ta có:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \times 20968.7}{46.3} = 905.78 \text{ (N)}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \times \tan(\alpha_{rw})}{\cos(\beta)} = \frac{905.78 \times \tan(14.56)}{\cos(0)} = 235.26 \text{ (N)}$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \times \tan(\beta) = 905.78 \times \tan(0) = 0 \text{ (N)}$$

- $F_{x21}, F_{y21}, F_{z21}$ là lực tác dụng theo phương x,y,z
- r_{21} là toạ độ điểm đặt lực trên bánh răng: $r_{21} = \frac{d_{w2}}{2} = \frac{203.7}{2} = 101.85 \text{ (mm)}$
- $-hr_{21}$ là hướng răng của bánh răng: $hr_{21} = 1$
- $-cq_2$ là chiều quay của trục, với trục quay cùng chiều kim đồng hồ: $cq_2 = -1$
- Khi chi tiết quay là bị động: $cb_{21} = -1$
- Xác định được trị số và chiều của các lực từ bộ truyền bánh răng trụ tác dụng lên trục:

$$F_{x21} = \frac{r_{21}}{|r_{21}|} \times cq_2 \times cb_{21} \times Ft_{21} = \frac{101.85}{|101.85|} \times -1 \times -1 \times 905.78 = 905.78 \text{ (N)}$$

$$F_{y21} = -\frac{r_{21}}{|r_{21}|} \times \frac{F_{t21} \times \tan(\alpha_{rw})}{\cos(\beta)} = -\frac{101.85}{|101.85|} \times \frac{905.78 \times \tan(14.56)}{\cos(0)} = -235.26 \text{ (N)}$$

$$F_{z21} = cq_2 \times hr_{21} \times cb_{21} \times Fa_{21} = -1 \times 1 \times -1 \times 0 = 0 \text{ (N)}$$

- Xác định sơ bộ đường kính trục II:

$$d_2^{sb} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0.2[\tau]_2}} = \sqrt[3]{\frac{88636.6}{0.2 \times 20}} = 28.09(mm)$$

Chọn $d_2 = 30(mm)$

Tra bảng 10.2 (1) ta có được: Chiều rộng ổ lăn $b_o = 19 (mm)$

3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực

$$l_{12} = 5 \times b_w = 5 \times 37.5 = 187.5(mm)$$

$$l_{13} = l_{22} = 4 \times b_w = 4 \times 37.5 = 150(mm)$$

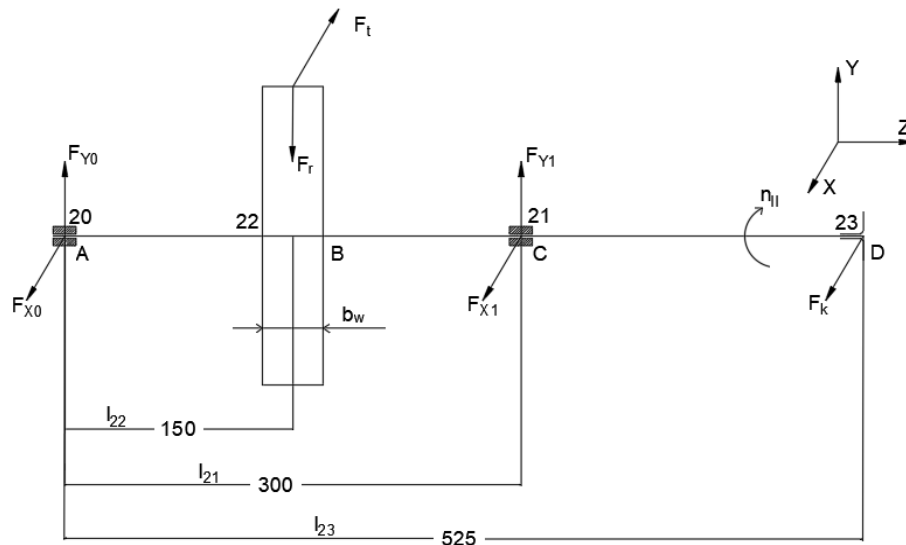
$$l_{11} = l_{21} = 2 \times l_{13} = 2 \times 150 = 300(mm)$$

$$l_{23} = l_{21} + 6b_w = 300 + 6 \times 37.5 = 525(mm)$$

- Chiều dài máy bánh răng trụ: $l_m = (1.2 \div 1.5) \times 30 = (36 \div 45) \Rightarrow l_m = 40(mm)$
- Chiều của trục 2 quay cùng chiều kim đồng hồ thì chiều quay của trục 1 sẽ là quay ngược chiều kim đồng hồ

3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ

- Sơ đồ phân bố lực:



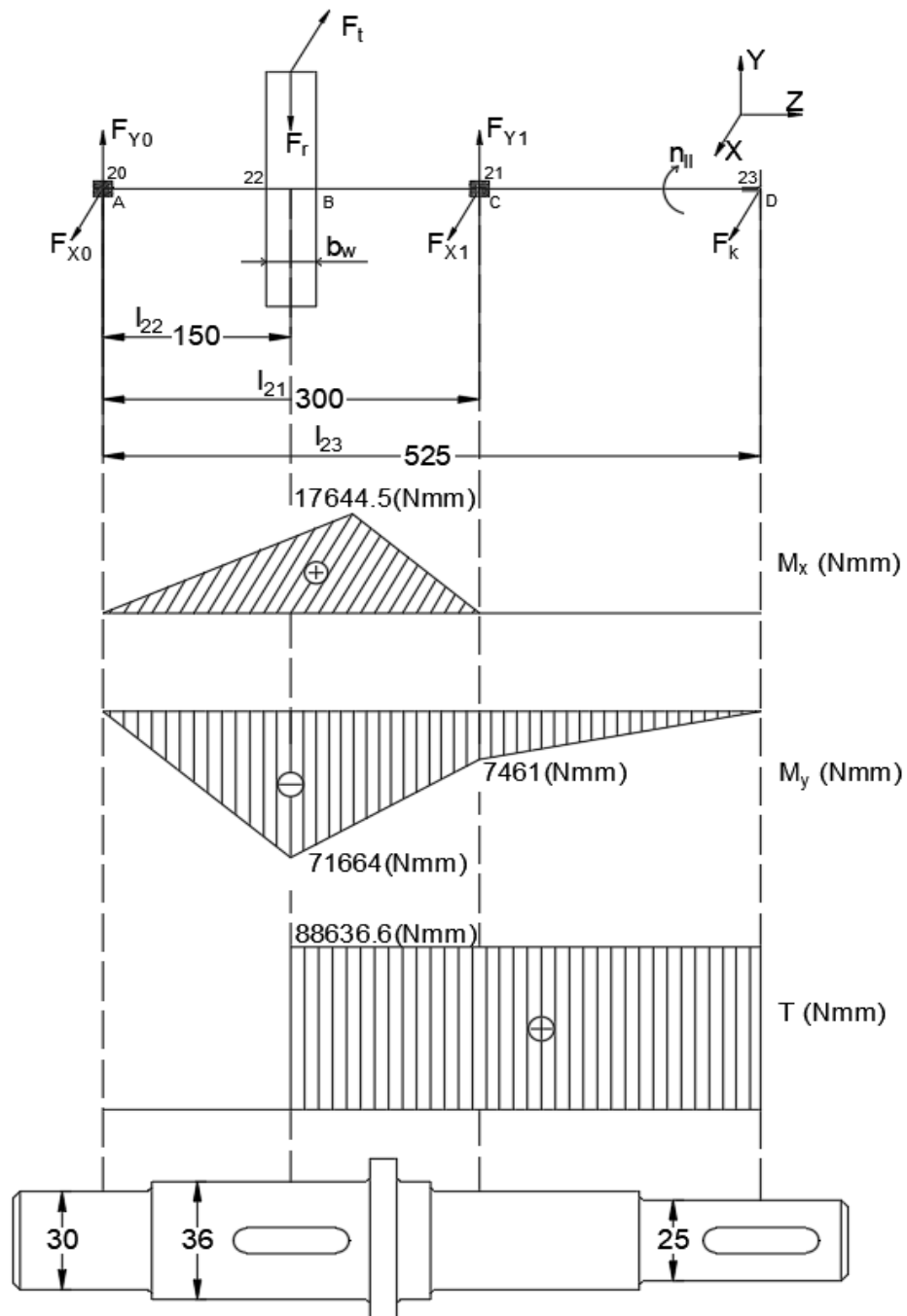
- Dựa vào sơ đồ phân bố lực, ta biểu diễn được các lực có chiều như hình vẽ. Áp dụng điều kiện cân bằng lực và moomen cho trục II ta lập được hệ phương trình như sau:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_x = 0 \\ \sum M_y = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{x0} + F_{x1} - F_t + F_k = 0 \\ F_{y0} + F_{y1} - F_r = 0 \\ -F_r \times l_{22} + F_{y1} \times l_{21} = 0 \\ F_t \times l_{22} - F_{x1} \times l_{21} - F_{x1} \times l_{23} = 0 \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} F_{x0} = -F_{x1} + F_t - F_k \\ F_{y0} = F_r - F_{y1} \\ F_{y1} = \frac{F_r \times l_{22}}{l_{21}} \\ F_{x1} = -\left(\frac{-F_t \times l_{22} + F_k \times l_{23}}{l_{21}} \right) \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{x0} = -394.86 + 905.78 - 33.16 = 477.76(N) \\ F_{y0} = 235.26 - 117.63 = 117.63(N) \\ F_{y1} = \frac{235.26 \times 150}{300} = 117.63(N) \\ F_{x1} = -\left(\frac{-905.78 \times 150 + 33.16 \times 525}{300} \right) = 394.86(N) \end{cases}$$

Các lực cùng chiều với chiều giả định ban đầu.

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



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

- Momen tại các tiết diện của trục II được tính toán như sau:
- Mômem uốn tổng M_{ij} và mômem tương đương M_{tdij} ứng với trục i và các tiết diện j được tính theo công thức:

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

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

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

Trong đó:

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

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

+ Ta có đường kính sơ bộ của trục II là: $d_{sb}'' = 30 \text{ (mm)}$, từ đó tra Bảng 10.5 tr.195 [1] có được $[\sigma] = 63 \text{ MPa}$

- Tại tiết diện ứng với điểm D (tại vị trí của khớp n):

$$+M_{x3} = 0 \text{ (Nmm)}$$

$$+M_{y3} = 0 \text{ (Nmm)}$$

$$+T_2 = 88636.6 \text{ (Nmm)}$$

Suy ra :

$$M_{23} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{td23} = \sqrt{M_{23}^2 + 0.75T_2^2} = \sqrt{0^2 + 0.75 \times 88636.6^2} = 76761.55 \text{ (Nmm)}$$

$$d_{23} = \sqrt[3]{\frac{M_{td23}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{76761.55}{0.1 \times 63}} = 23.01 \text{ (mm)}$$

Do tại D có dẫn then nên ta chọn đường kính trục tăng lên 4% để đảm bảo độ bền cứng:

$$d'_{23} = 23.01 + 23.01 \times 4\% = 23.93 \text{ (mm)}$$

- Tại tiết diện ứng với điểm C:

$$+M_{x1} = 0 \text{ (Nmm)}$$

$$+M_{y1} = -F_k(l_{23} - l_{21}) = -33.16 \times 225 = -7461 \text{ (Nmm)}$$

$$+T_2 = 88636.6 \text{ (Nmm)}$$

Suy ra :

$$M_{21} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{(0)^2 + (-7461)^2} = 7461(Nmm)$$

$$M_{td21} = \sqrt{M_{21}^2 + 0.75T_2^2} = \sqrt{7461^2 + 0.75 \times 88636.6^2} = 77123.29 (Nmm)$$

$$d_{21} = \sqrt[3]{\frac{M_{td21}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{77123.29}{0.1 \times 63}} = 23.05 (mm)$$

- Tại tiết diện ứng với điểm B:

$$+M_{x2} = F_{y1} \times (l_{21} - l_{22}) = 117.63 \times 150 = 17644.5 (Nmm)$$

$$+M_{y2} = -F_{x1} \times (l_{21} - l_{22}) - F_k \times (l_{23} - l_{22}) = -394.86 \times 150 - 33.16 \times 375 = -71664 (Nmm)$$

$$+T_2 = 88636.6 (Nmm)$$

Suy ra :

$$M_{22} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(17644.5)^2 + (-71664)^2} = 73804.18 (Nmm)$$

$$M_{td22} = \sqrt{M_{22}^2 + 0.75T_2^2} = \sqrt{73804.18^2 + 0.75 \times 88636.6^2} = 106486.58 (Nmm)$$

$$d_{22} = \sqrt[3]{\frac{M_{td22}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{106486.58}{0.1 \times 63}} = 25.66 (mm)$$

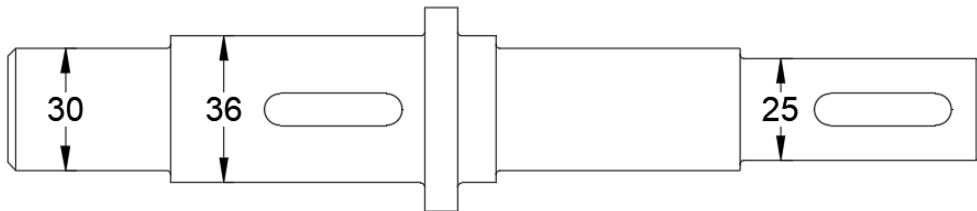
- Chọn đường kính trục tiêu chuẩn theo yêu cầu để đảm bảo các điều kiện lắp ghép, vậy ta chọn được:

$$\begin{cases} d_{23} = 25 (mm) \\ d_{21} = 30(mm) \\ d_{22} = 36 (mm) \\ d_{20} = 30 (mm) \end{cases}$$

3.7 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục và chọn then

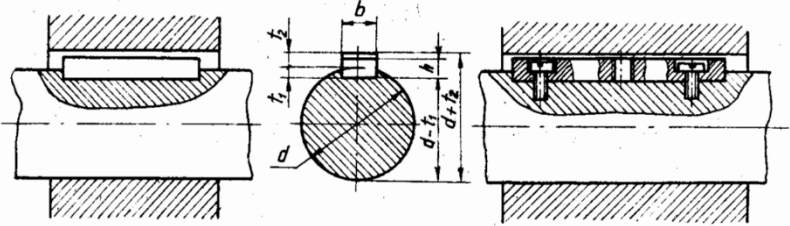
- Thiết kế sơ bộ kết cấu trục:

+ Dựa trên kết quả tính toán và chọn đường kính trục theo tiêu chuẩn, ta có hình dạng của 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 II 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
D	25	8	7	4	2,8	0,25	0,4
B	36	10	8	5	3.3	0.25	0.4

Bảng 3.1: Thông số kích thước then bằng được lắp trên trục II

- 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: $[\tau_c] = 40...60(MPa)$

Tại vị trí lắp bánh răng B:

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

Ta có: $l_t = (0.8 \div 0.9)l_m = (0.8 \div 0.9) \times 40 = (32 \div 36) (mm)$

Chọn $l_t = 34(mm)$

Thay số ta được:

$$\begin{cases} \sigma_d = \frac{2T}{dl_t(h-t_1)} = \frac{2 \times 88636.6}{36 \times 34 \times (8-5)} = 48.28 \leq [\sigma_d] \\ \tau_c = \frac{2T}{dl_t b} = \frac{2 \times 88636.6}{36 \times 34 \times 10} = 14.48 \leq [\tau_c] \end{cases}$$

Thỏa mãn điều kiện kiểm nghiệm.

KẾT LUẬN

Sau thời gian tìm hiểu, tính toán, thiết kế dưới sự hướng dẫn của thầy Vũ Lê Huy, bài tập lớn chi tiết máy của em đã hoàn thành các nhiệm vụ:

- + Thiết kế bộ truyền đai.
- + Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.
- + Tính thiết kế trục.

Lần đầu tiên làm quen với công việc thiết kế, với một khối lượng kiến thức tổng hợp lớn, và có nhiều phần em chưa nắm vững, dù đã tham khảo các tài liệu song khi thực hiện bài tập lớn, trong tính toán không thể tránh được những thiếu sót. Em mong được sự góp ý và giúp đỡ của Thầy. Em xin trân thành cảm ơn Thầy ạ!

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.