

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ



ĐỒ ÁN MÔN HỌC THIẾT KẾ MÁY

Đề Tài:

THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG BĂNG TẢI

Giáo viên hướng dẫn: TS. Tào Quang Bảng.

Sinh viên thực hiện: Từ Quang Đức

MSSV: 101180165

Nhóm: 18N04

Lớp: 18CDT1

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2020.

Lời nói đầu

Đồ án môn học ***Thiết kế máy*** là một môn học rất cần thiết cho sinh viên ngành cơ khí nói chung để giải quyết một vấn đề tổng hợp về sức bền vật liệu, truyền động cơ khí, công nghệ cơ khí, gia công chế tạo máy...vv. Mục đích là giúp sinh viên hệ thống lại những kiến thức đã học, nghiên cứu và làm quen với công việc thiết kế chế tạo trong thực tế sản xuất cơ khí hiện nay.

Trong chương trình đào tạo cho sinh viên, nhà trường đã tạo điều kiện cho chúng em được tiếp xúc và làm quen với việc nghiên cứu: “ ***Thiết kế hệ hộp giảm tốc hai cấp (hộp khai triển)*** ”. Do lần đầu tiên làm quen thiết kế với khối lượng kiến thức tổng hợp, còn có những mảng chưa nắm vững cho nên dù đã rất cố gắng, song bài làm của em không thể tránh khỏi những sai sót. Em rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến phê bình của các thầy, giúp em có được những kiến thức thật cần thiết để sau này ra trường có thể ứng dụng trong công việc cụ thể của sản xuất.

Cuối cùng em xin chân thành cảm ơn các thầy trong bộ môn và đặc biệt là thầy ***Tào Quang Bảng*** đã tận tình giúp đỡ em hoàn thành nhiệm vụ của mình.

Em xin chân thành cảm ơn!

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2020

Giáo viên hướng dẫn

Sinh viên

NHẬN XÉT CỦA GIÁO VIÊN HƯỚNG DẪN

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

Đà Nẵng, ngày ... tháng... năm 2020.

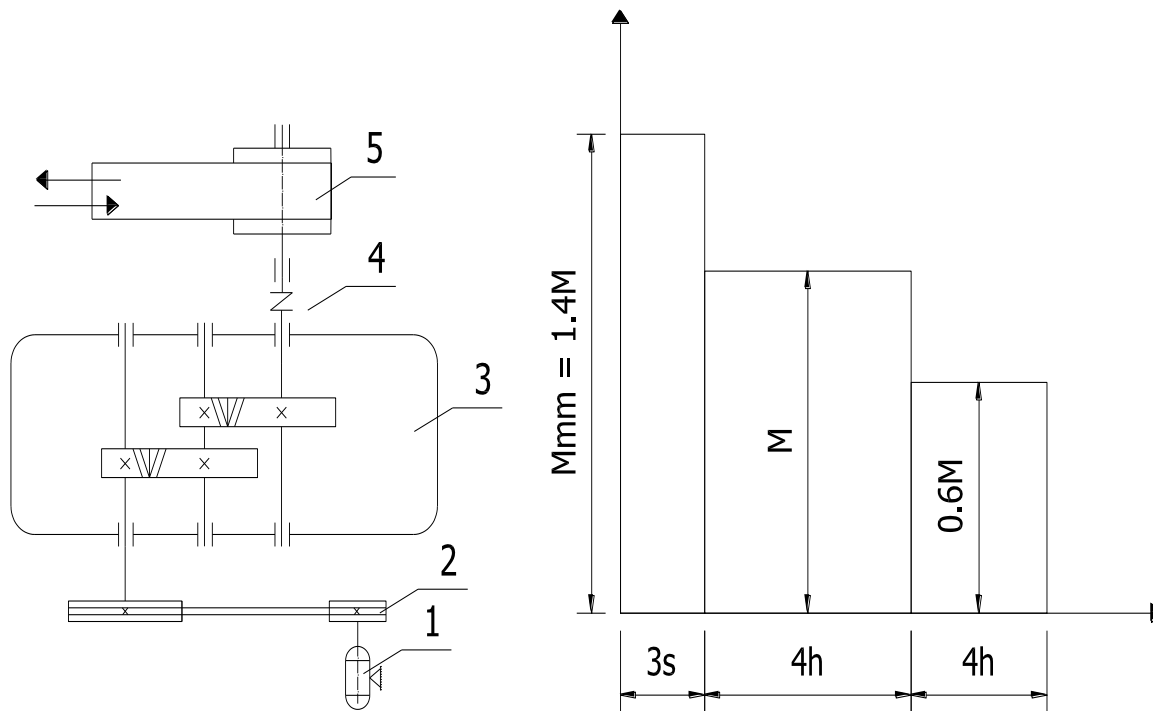
Giáo viên hướng dẫn:

MỤC LỤC

Chương I: Đặt vấn đề và giới thiệu đề tài	07
Chương II: Chọn động cơ và phân phối tỷ số truyền.....	08
Chương III: Tính toán bộ truyền đai	12
Chương IV: Thiết kế bộ truyền bánh răng	16
Chương V: Tính toán thiết kế trục	27
Chương VI: Tính then	44
Chương VII: Thiết kế gối đỡ trục	48
Chương VIII: Chọn Khớp nối	52
Chương IX: Cấu tạo vỏ và các chi tiết máy khác	54
Chương X: Bôi trơn hộp giảm tốc	62
Chương XI: Lựa chọn kiểu lắp cho các mối ghép	63

ĐỀ TÀI THIẾT KẾ

Thiết kế hộp giảm tốc kiểu hai cấp khai triển dần động bằng tải với sơ đồ động học như hình sau:



Hình 1: Sơ đồ động học và đồ thị thay đổi của tải trọng (momen xoắn) tác dụng lên hệ thống theo thời gian.

Số liệu cho trước:

1. Lực kéo băng tải: $P=1820N$.
2. Vận tốc băng tải: $V = 1.4m/s$.
3. Đường kính tang: $D=300\text{ mm}$.
4. Đặc tính tải trọng: Tải thay đổi, rung động nhẹ.
5. Thời gian phục vụ: $T=5$ năm (một năm làm việc 300 ngày, mỗi ngày làm việc 18 giờ)
6. Làm việc một chiều.

Nội dung đồ án:

- Tính chọn công suất động cơ điện và phân phối tỷ số truyền.
- Thiết kế các bộ truyền: bộ truyền đai, bộ truyền bánh răng.
- Thiết kế trục và tính then.
- Thiết kế gối đỡ trục.
- Tính chọn nối trục.
- Cấu tạo vỏ hộp giảm tốc và các chi tiết máy khác.
- Bôi trơn, che kín hộp giảm tốc.
- Lựa chọn kiểu lắp cho các mối ghép.

Khối lượng đồ án:

01 thuyết minh

01 bản vẽ A0 vẽ lắp hộp giảm tốc

NỘI DUNG BÁO CÁO THUYẾT MINH

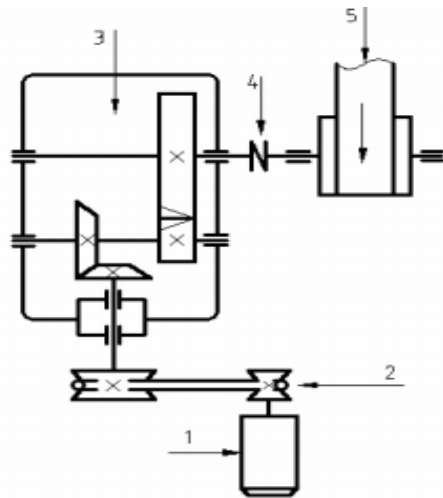
CHƯƠNG 1: ĐẶT VẤN ĐỀ VÀ GIỚI THIỆU ĐỀ TÀI

1.1 Tình hình thực tế và nhu cầu xã hội.

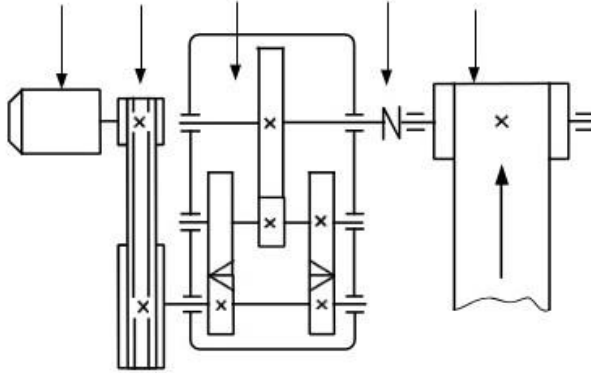
Hiện nay cuộc sống ở nước ta ngày càng hiện đại, cùng với đó những tòa nhà, siêu thị những trung tâm mua sắm cũng mọc lên ngày càng nhiều, vấn đề đặt ra là sự thuận tiện khi di chuyển qua lại các tầng trong tòa nhà với nhau để tạo ra cảm giác thoải mái nhất. Bên cạnh đó việc chuyển dời các nhà máy sản xuất từ Trung Quốc do dịch Covid-19 đến Việt Nam ngày càng nhiều. Do đó, việc tìm ra các hệ thống để vận chuyển hàng hóa, sản phẩm một cách thuận lợi và mang tính kinh tế cũng được tìm hiểu và nghiên cứu.

1.2 Những mô hình đã có.

Để giải quyết nhu cầu trên người ta đã tìm ra nhiều giải pháp như các thang máy với tốc độ di chuyển nhanh nhưng ổn định, các hệ thống thang cuốn giúp ta di chuyển thuận lợi giữa các tầng, các mô hình băng tải trong các khâu sản xuất của nhà máy. Trong đó có các mô hình như:



Hình 1.1: Băng tải sử dụng hộp giảm tốc côn trụ 2 cấp



Hình 1.2: Bảng tải sử dụng hộp giảm tốc 2 cấp phân đôi

1.3 Giới thiệu đề tài (tính cấp thiết của đề tài, ý tưởng, mục đích và mục tiêu của đề tài).

Nhằm giải quyết tính cấp thiết của nhu cầu đó, em đã tìm hiểu và nhờ sự trợ giúp từ các Thầy để thiết kế ra hệ thống dẫn động băng tải để giải quyết một phần nào đó vấn đề hiện nay.

Chương II : Tính chọn công suất động cơ điện và phân phối tỷ số truyền:

I. Chọn động cơ điện:

1. Xác định công suất cần thiết trên trục động cơ:

- Gọi N là công suất công tác trên băng tải
- η là hiệu suất chung
- N_{ct} là công suất cần thiết của động cơ

Ta có công thức tính sau
$$N = \frac{P_v}{1000} = \frac{1820.1,4}{1000} = 2,548 \text{ (kW)} . \quad (1-1)$$

2. Tính hiệu suất chung của bộ truyền:

- Tra bảng trị số hiệu suất 2-1 (Trang 27- Giáo trình Thiết kế Chi Tiết Máy-Nguyễn Trọng Hiệp & Nguyễn Văn Lãm).

- Ta có :

$$\eta = \eta_{dai} \cdot \eta_{br}^2 \cdot \eta_{ol}^4 \cdot \eta_{kn} \quad (1-2)$$

- $\eta_{dai} = 0.95$: hiệu suất của bộ truyền đai thang (hở)
- $\eta_{br} = 0.97$: hiệu suất bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng
- $\eta_{ol} = 0.99$: hiệu suất 1 cặp ổ lăn
- $\eta_{kn} = 1$: hiệu suất của khớp nối trục

$$\Rightarrow \eta = 0.95 \cdot 0.97^2 \cdot 0.99^4 \cdot 1 = 0.858$$

-Do tải trọng của bộ truyền thay đổi theo thời gian dựa vào sơ đồ tải trọng (momen xoắn) nên ta phải đi tính công suất tương đương:

- Theo công thức 2-3 ta có :

$$\begin{aligned} N_{td} &= \sqrt{\frac{N_1^2 \cdot t_1 + N_2^2 \cdot t_2}{t_1 + t_2}} \\ &= \sqrt{\frac{N^2 t_1 + (0,6N)^2 t_2}{t_1 + t_2}} \\ &= \sqrt{\frac{(2,548)^2 \cdot 4 + (0,625,48)^2 \cdot 4}{8}} = 2,101 \end{aligned}$$

-Công suất cần thiết trên trục động cơ là (theo công thức 2-1) :

$$N_{ct} = \frac{N_{td}}{\eta} = \frac{2,101}{0,858} = 2,448$$

Suy ra Động cơ cần chọn công suất thoả điều kiện phải lớn hơn công suất cần thiết là 2,448kW.

3. Xác định số vòng quay sơ bộ động cơ:

-Tính số vòng quay trên trục của băng tải, theo công thức 5-18

$$\text{Ta có } v = \frac{n_{\text{tang}} \pi D}{60.1000} \Rightarrow n_{\text{tang}} = \frac{60.1000v}{\pi \cdot D} = \frac{60000 \cdot 1,4}{\pi \cdot 300} = 89 \quad (\text{vòng/phút})$$

Tra bảng 2-2 tỷ số truyền động i trung bình (Trang 32- Giáo trình Thiết kế Chi Tiết Máy-Nguyễn Trọng Hiệp & Nguyễn Văn Lắm)

$$\text{Ta chọn sơ bộ : } i_{dai} = 2, i_{hgt} = 8 \gg i_{chung} = 2.8 = 16$$

=>> số vòng quay sơ bộ của động cơ: $n = 16.89 = 1424$ (vòng/phút)

=> Động cơ cần chọn phải thỏa các điều kiện sau:

- $n_{đc} \geq n_{sơ\ bộ} = 1424$ (v/ph)
- $P_{đc} \geq P_{ct} = 2,448$ (kW)

Tra bảng 2P Đặc tính kỹ thuật và kích thước động cơ điện (Trang 320- Giáo trình Thiết kế Chi Tiết Máy-Nguyễn Trọng Hiệp & Nguyễn Văn Lắm), ta chọn được động cơ mang số hiệu **A02-41-4** với các thông số kỹ thuật:

Bảng 1-1 Thông số kỹ thuật động cơ

Kiểu động cơ	Công Suất kW	Vận tốc v/ph	Hiệu suất %	$\frac{M_m}{M_{dm}}$	$\frac{M_{max}}{M_{dm}}$	$\frac{M_{min}}{M_{dm}}$
A02-41-4	4,0	1450	86,0	1.5	2,0	0,8

II. Phân Phối tỷ số truyền:

-Ta có tỷ số truyền chung của bộ truyền: $i = \frac{1450}{89} = 16,3$

Chọn $i_{nh} = 3,3; i_{ch} = 2,5 \Rightarrow i_{hgt} = 8,25$

$$\Rightarrow i_{đai} = \frac{16,3}{8,25} = 1,975$$

(Để tạo điều kiện bôi trơn các bộ truyền bánh răng trong hộp giảm tốc bằng phương pháp ngâm dầu, ta chọn $i_{nh} = (1,2: 1,3)i_{ch}$

(i_{nh} là hệ số truyền của bộ truyền bánh răng cấp nhanh,

i_{ch} là hệ số truyền của BTBR cấp chậm).

III. Tính toán thông số trên các trục:

1.Công suất trên các trục: (kW)

$$P_{tang} = 2,548$$

$$P_{III} = \frac{P_{tang}}{n_{kn}} = 2,548$$

$$P_{II} = \frac{P_{III}}{n_{ol} \cdot n_{br}} = \frac{2,548}{0,99 \cdot 0,97} = 2,65$$

$$P_I = \frac{P_{II}}{n_{ol} \cdot n_{br}} = \frac{2,65}{0,99 \cdot 0,97} = 2,75$$

$$P_{dc} = \frac{P_I}{n_{dai}} = \frac{2,75}{0,95} = 2,9$$

2. Tốc độ quay trên các trục: (vòng/ phút)

$$n_I = \frac{n_{dc}}{i_{dai}} = \frac{1450}{1,975} = 734$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{nh}} = \frac{734}{3,3} = 222$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{ch}} = \frac{222}{2,5} = 88$$

3. Momen xoắn trên các trục: (N.mm)

- Công thức tổng quát $M_x = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_x}{n_x}$

$$M_I = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 2,75}{734} = 35779$$

$$M_{II} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 2,65}{222} = 113997$$

$$M_{III} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 2,548}{88} = 276515$$

$$M_{dc} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 2,9}{1450} = 19100$$

Bảng 1-2 Thông số làm việc trên các trục

<div>Trục</div> <div>Thông số</div>	Động cơ	Trục I	Trục II	Trục III
Công suất (kW)	2,9	2,75	2,65	2,548
Tỷ số truyền	1,975	3,3	2,5	
Số vòng quay (vòng/phút)	1450	734	222	88
Momen xoắn (N.mm)	19100	35779	113997	276515

Chương III: Thiết kế hệ truyền đai thang:

Từ các số liệu tính ra ở phần I, ta có các thông số để tính toán bộ truyền đai:

- Công suất 2,9 kW; số vòng quay trục dẫn và trục bị dẫn là 1450 và 734 v/ph.
- Tải thay đổi và rung động nhẹ.

1. Chọn loại đai:

- Chọn đai tiết diện A
- Kích thước tiết diện đai: $a \times h = 13 \times 8$
- Diện tích tiết diện $F=81 \text{ (mm}^2\text{)}$.

2. Định đường kính bánh đai nhỏ D_1 :

- Theo bảng 5-14 ta lấy $D_1 = 140 \text{ mm}$
- Kiểm nghiệm vận tốc của đai, theo công thức 5-18 ta có :

$$v = \frac{1450 \cdot \pi \cdot D_1}{1000 \cdot 60} = 10,63 < v_{\max} = 30 \text{ (m/s)}.$$

3. Tính đường kính D_2 bánh lớn:

$$D_2 = \frac{1450}{734} (1 - 0,02) \cdot D_1 = 271 \text{ (mm)}$$

Lấy theo tiêu chuẩn (bảng 5-15) $D_2=280 \text{ (mm)}$

-Số vòng quay thực n_2 của trục bị dẫn :

$$n_2 = \frac{D_1}{D_2} (1 - 0,02) \cdot 1450 = 711 \text{ (v/ph)}$$

$$\text{Suy ra tỷ số truyền } i = \frac{1450}{711} = 2,04$$

4.Chọn sơ bộ khoảng cách trục A

Theo bảng 5-16:

$$A \approx 1,2D_2 = 336 \text{ (mm)}.$$

5.Tính chiều dài L :

-Theo công thức 5-1

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$$

$$L = 2 \cdot 336 + \frac{\pi}{2}(140 + 280) + \frac{(140 - 280)^2}{4 \cdot 336}$$

Thay số tính được $L=1347 \text{ (mm)}$.

-Tra bảng 5-12 để lấy L tiêu chuẩn, do kích thước L tiêu chuẩn được chọn có chiều dài ngắn hơn 1700 mm, như vậy chiều dài L để tính toán (là chiều dài qua lớp trung hòa của đai) sẽ lớn hơn L ban đầu một lượng đối với đai thang tiết diện A là 33mm. Do vậy ta chọn chiều dài $L=1347+33=1380 \text{ (mm)} = 1,38 \text{ m}$

- Kiểm nghiệm số vòng dây trong 1s:

$$u = \frac{v}{L} = \frac{10,63}{1,38} = 7,7 < u_{\max} = 10.$$

6. Xác định chính xác khoảng cách trục A theo chiều dài:

- Theo công thức 5-2, ta có:

$$A = \frac{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 + D_1)^2}}{8}$$

Thay số ta tính ra được $A = 353 \text{ mm}$.

- Khoảng cách A thỏa mãn điều kiện 5-19

$$0,55(D_1 + D_2) + h \leq A \leq 2(D_1 + D_2).$$

- Khoảng cách nhỏ nhất, cần thiết để mắc đai:

$$A_{\min} = A - 0,015L = 353 - 0,015 \cdot 1380 = 332 \text{ (mm)}.$$

- Khoảng cách lớn nhất cần thiết để tạo lực căng

$$A_{\max} = A + 0,03L = 394 \text{ (mm)}.$$

7. Tính góc Ôm α_1

Theo công thức 5-3

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} \cdot 57^\circ = 157^\circ, \text{ thỏa mãn điều kiện lớn hơn } 120^\circ.$$

8. Xác định số đai Z cần thiết:

- Chọn ứng suất căng ban đầu $\sigma_0 = 1,2 \text{ N/mm}^2$

- Tra bảng 5-17, tìm được

- Ứng suất cho phép $[\sigma_p]_0 = 1,7 \text{ N/mm}^2$
- Hệ số ảnh hưởng tải trọng: $C_t = 0,8$ (bảng 5.6)
- Hệ số ảnh hưởng góc ôm $C_\alpha = 0,92$ (bảng 5.18)
- Hệ số ảnh hưởng vận tốc $C_v = 1$ (bảng 5.19)
- Số đai Z tính theo công thức 5-22 :

$$Z \geq \frac{P}{[\sigma_p]_0 \cdot C_t C_\alpha C_v F}$$

Thay số ta tính ra $Z \geq 3,78$

Lấy số đai **Z = 4** .

9. Định các kích thước chủ yếu của bánh đai:

-Tra bảng 10.3 lấy $S=10$, $t=16$, $h=3,5$

-Chiều rộng bánh đai, công thức 5-33:

$$B = (Z-1)t + 2S = 52 \text{ (mm)}.$$

-Đường kính ngoài cùng của bánh đai (mm), công thức 5-24:

- Bánh dẫn: $D_{n1} = D_1 + 2h_0 = 147 \text{ (mm)}$
- Bánh bị dẫn : $D_{n2} = D_2 + 2h_0 = 287 \text{ (mm)}$.

10. Tính lực căng ban đầu S_0 và lực tác dụng lên trục R:

-Tính lực căng ban đầu đối với mỗi đai, công thức 5-25:

$$S_0 = \sigma_0 \cdot F = 97 \text{ (N)} .$$

-Tính lực tác dụng lên trục, công thức 5-26:

$$R \approx 3S_0Z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 3.97.4. \sin \frac{157^\circ}{2} = 1141 \text{ (N)} .$$

Bảng 2-1 Thông số của bánh đai

STT	Thông số	Trị số
1	Loại đai	Tiết diện A
2	Đường kính nhỏ D_1 (mm)	140
3	Đường kính D_2 (mm)	280
4	Khoảng cách trục A (mm)	353
5	Chiều dài đai L (mm)	1347
6	Góc ôm	157 độ
7	Số đai Z	4
8	Chiều rộng bánh đai B (mm)	52
9	Tiết diện F (mm^2)	81
10	Lực căng ban đầu S (N)	97
11	Lực tác dụng trục	1141

Chương IV: Thiết kế các bộ truyền bánh răng:

I. Thiết kế bộ truyền bánh răng cấp nhanh (bộ truyền bánh răng nghiêng).

1. Chọn vật liệu chế tạo bánh răng.

-Bánh nhỏ: thép 45 thường hóa, $\sigma_b = 600 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{ch} = 800 \text{ N/mm}^2$$

HB = 190, phơi rèn (giả thiết đường kính phơi dưới 100 mm).

-Bánh lớn : thép 35 thường hóa: $\sigma_b = 480 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{ch} = 240 \text{ N/mm}^2$$

HB = 160, phơi rèn (giả thiết đường kính phơi 300 ÷ 500 mm).

2. Định ứng suất cho phép:

-Số chu kì làm việc của bánh lớn, công thức 3-4:

$$N_2 = 60u \cdot \Sigma \left(\frac{M_i}{M_{max}} \right)^3 \cdot n_i \cdot T_i = 60 \cdot 5 \cdot 300 \cdot 18 \cdot \frac{734}{3,3} \cdot (1 \cdot 0.5 + 0.6^3 \cdot 0.5) = 21,90 \cdot 10^6$$

-Số chu kì làm việc của bánh nhỏ:

$$N_1 = N_2 \cdot i = 3,3 \cdot 21,90 \cdot 10^6 = 72,27 \cdot 10^7$$

Vì N_1 và N_2 đều lớn hơn số chu kì cơ sở của đường cong mỏi tiếp xúc và đường cong mỏi uốn nên khi tính ứng suất cho phép của bánh nhỏ và bánh lớn lấy $K'_N = K''_N = 1$.

-Ứng suất tiếp theo cho phép của bánh nhỏ, công thức 3-1:

$$\text{Ta có } [\sigma]_{tx} = [\sigma]_{Notx} \cdot k'_N$$

$$[\sigma]_{tx1} = 2,6 \cdot 190 = 494 \text{ N/mm}^2.$$

-Ứng suất tiếp theo cho phép của bánh lớn, công thức 3-1:

$$[\sigma]_{tx2} = 2,6 \cdot 160 = 416 \text{ N/mm}^2.$$

-Để xác định ứng suất uốn cho phép, lấy hệ số an toàn $n = 1,5$ và hệ số tập trung ứng suất ở chân răng $K_\sigma = 1,8$ (vì là phơi rèn, thép thường hóa), giới hạn mỏi của thép 45 là

$$\sigma_{-1} = 0,43.600 = 258 N / mm^2 .$$

Và của thép 35 là $\sigma_{-1} = 0,43.480 = 206,4 N / mm^2$

-Vì bánh răng quay một chiều: công thức 3-6, ta có:

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{-1}}{n K_\sigma} k_N^*$$

Với n: hệ số an toàn, bánh răng thép rèn thường hóa lấy hệ số $n=1,5$

K_σ : hệ số tập trung ứng suất chân răng, với bánh răng thường hóa lấy hệ số này xấp xỉ 1,8.

$$k_N^* : \text{hệ số chu kỳ ứng suất uốn, tính theo công thức } k_N^* = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{td}}} = 1,5$$

Suy ra, ứng suất uốn:

$$+\text{Đối với bánh nhỏ} \quad [\sigma]_{u1} = \frac{1,5.258}{1,5.1,8} = 143 N / mm^2$$

$$+\text{Đối với bánh lớn} \quad [\sigma]_{u2} = \frac{1,5.206,4}{1,5.1,8} = 115 N / mm^2 .$$

3. Sơ bộ chọn hệ số tải trọng :

$$K=1,3.$$

4. Chọn hệ số chiều rộng bánh răng

$$\varphi_A = \frac{b}{A} = 0,3.$$

5. Tính khoảng cách trục A:

-Lấy $\theta' = 1,25$.

Dựa vào Bảng 3-10 ta chọn bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng và công thức 3-10:

$$A \geq (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05.10^6}{[\sigma]_{tx} \cdot i} \right)^2 \cdot \frac{kN}{\psi_A \theta \cdot n_2}}$$

$$\Rightarrow A \geq (3,3+1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05.10^6}{416.3,3} \right)^2 \cdot \frac{1,3.3}{0,3.1,25.217}} \approx 130 mm .$$

6. Tính vận tốc vòng và chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng:

Dựa vào công thức 3-17, ta tính được vận tốc vòng :

$$v = \frac{2\pi A n_1}{60.1000(i+1)}$$

$$v = \frac{2\pi.130.743}{60.1000.(3,3+1)} = 2,3 \text{ m/s}$$

Với vận tốc này có thể chế tạo bánh răng theo cấp chính xác 9.

7. Định chính xác hệ số tải trọng K :

-Hệ số tải trọng K được tính theo công thức 3-19: $K = K_u K_d$

Trong đó: K_u - hệ số tập trung tải trọng, K_d - hệ số tải trọng động .

-Tra bảng 3-12, tìm được $k_u = 1,2$, thực tế $k_u = \frac{1,2+1}{2} = 1,1$

-Bảng 3.14 tìm được $k_d = 1,2$

Do đó hệ số tải trọng $k = k_u k_d = 1,1.1,2 = 1,32$.

-Vị trí số K không chênh lệch nhiều so với dự đoán nên không tính lại khoảng cách trục A và có thể lấy $A = 130 \text{ mm}$.

8. Xác định môđun, số răng, góc nghiêng của răng và chiều rộng bánh răng:

-Môđun pháp, tính theo công thức 3-22:

$$m_n = (0,01 \div 0,02)A$$

$$\Rightarrow m_n = (0,01 \div 0,02).130 = 1,3 \div 2,6 \text{ mm}$$

$$\text{Lấy } m_n = 2 \text{ mm} .$$

-Sơ bộ chọn góc nghiêng $\beta = 8^\circ \Rightarrow \cos \beta = 0,992$.

-Tổng số răng của hai bánh

$$Z_t = Z_1 + Z_2 = \frac{2.A \cos \beta}{m_n} = \frac{2.130.0,992}{2} = 128,96 .$$

Lấy $Z_t = 129$.

-Số răng bánh nhỏ:

$$Z_1 = \frac{Z_t}{i_{nh} + 1} = \frac{129}{4,3} = 30$$

Số răng Z_1 thỏa mãn điều kiện là lớn hơn trị số giới hạn cho trong bảng 3-15.

-Số răng bánh lớn

$$Z_2 = i_{nh} \cdot Z_1 = 3,3 \cdot 30 = 99,98$$

-Tính chính xác góc nghiêng

$$\cos \beta = \frac{Z_t \cdot m_n}{2A} = \frac{(99 + 30) \cdot 2}{2 \cdot 130} = 0,9846.$$
$$\Rightarrow \beta = 10^{\circ}3'$$

-Chiều rộng bánh răng: $b = \psi_A \cdot A = 0,3 \cdot 130 = 39mm \Rightarrow$ Chọn $b=45$ mm

$$\text{Chiều rộng } b \text{ thỏa mãn điều kiện } b = 45 > \frac{2,5m_n}{\sin \beta} = \frac{2,5 \cdot 2}{\sin 10^{\circ}3'} = 29mm.$$

-Đường kính vòng lăn bánh nhỏ: $d_1 = \frac{2 \cdot 130}{3,3 + 1} = 60,46(mm).$

$$\text{Do đó } \psi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{40}{60,46} = 0,66.$$

Chiều rộng bánh răng lớn thường nhỏ hơn chiều rộng bánh răng nhỏ từ 5-10mm nên ta lấy chiều rộng bánh răng lớn là 40 mm.

9. Kiểm nghiệm sức uốn của bánh răng:

-Tính số răng tương đương của bánh nhỏ (3.37)

$$Z_{td1} = \frac{30}{(0,9846)^3} \approx 31.$$

-Số răng tương đương của bánh lớn

$$Z_{td2} = \frac{99}{(0,9846)^3} \approx 102.$$

-Hệ số dạng răng của bánh nhỏ $y_1 = 0,43$, của bánh lớn $y_2 = 0,51$

Lấy hệ số $\theta'' = 1,5$.

-Kiểm nghiệm ứng suất uốn tại chân bánh răng nhỏ, công thức 3-34:

$$\delta_{u1} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot k \cdot N}{y \cdot m_n^2 \cdot Z_1 \cdot b \cdot n \theta''} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot 1,32 \cdot 3}{0,43 \cdot 2^2 \cdot 30 \cdot 1,5 \cdot 718 \cdot 40 \cdot 1,5} = 34 N / mm^2$$
$$\delta_{u1} < [\delta]_{u1}$$

-Kiểm nghiệm ứng suất uốn tại chân bánh răng lớn.

$$\delta_{u2} = \delta_{u1} \cdot \frac{y_1}{y_2} = 34 \cdot \frac{0,43}{0,51} \approx 28,66 N / mm^2$$
$$\delta_{u2} < [\delta]_{u2}$$

10. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền:

-Môđun pháp $m_n = 2mm$.

-Số răng $Z_1 = 30, Z_2 = 98$.

-Góc ăn khớp $\alpha_n = 20^\circ$.

-Góc nghiêng $\beta = 10^\circ 3'$.

-Đường kính vòng chia (vòng lăn)

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 30}{0,9846} = 61mm$$
$$d_2 = \frac{2 \cdot 98}{0,9846} = 199mm$$

-Khoảng cách trục $A = 130mm$.

-Chiều rộng bánh răng $b = 45$.

-Đường kính vòng đỉnh răng

$$D_{e1} = d_1 + 2m_n = 61 + 4 = 65mm$$
$$D_{e2} = 199 + 2 \cdot 2 = 203mm$$

-Đường kính vòng chân răng

$$D_{f1} = 61 - 2 \cdot 5,2 = 55mm$$

$$D_{i2} = 199 - 2,5.2 = 194mm.$$

11. Tính lực tác dụng lên trục:

Theo công thức 3-49, ta có:

-Lực vòng :

$$P = \frac{2.M_x}{d} = \frac{2.9,55.10^6.3}{61.743} = 1279 N$$

-Lực hướng tâm:

$$P_t = \frac{P.tan\alpha_n}{\cos\beta} = \frac{1279.tan(20)}{0,9846} = 473 N$$

-Lực dọc trục:

$$P_t = P.tan\beta = 1279.tan(10^\circ 3') = 225$$

Bảng 3-1 Các thông số của bộ truyền cấp nhanh

STT	Thông số bánh răng	Trị số
1	Vật liệu	Bánh nhỏ: thép Bánh lớn: thép 35
2	Khoảng cách trục A	130
3	Cấp chính xác	IT9
4	Hệ số tải trọng k	1,32
5	Modun pháp m_n	2
6	Số răng	$Z_1 = 30$ $Z_2 = 99$ ⁹⁸
7	Chiều rộng bánh răng (mm)	Nhỏ=45 Lớn=40
8	Góc nghiêng	$10^\circ 3'$
9	Góc ăn khớp	20°
10	Đường kính vòng chia	Nhỏ: 61 Lớn: 199
11	Đường kính vòng chân	Nhỏ: 55 Lớn: 194
12	Đường kính vòng đỉnh	Nhỏ: 65 Lớn: 203
13	Lực vòng (N)	1279
14	Lực hướng tâm (N)	473
15	Lực dọc trục (N)	255

II. Thiết kế bộ truyền bánh răng cấp chậm (bộ truyền bánh răng nghiêng).

1. Chọn vật liệu bánh răng:

- Bánh nhỏ: thép 45 thường hóa, $\sigma_b = 580 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{ch} = 290$, $HB = 190$

Phôi rèn (giả thiết đường kính phôi 100 đến 300mm).

- Bánh lớn: thép 35 thường hóa, $\sigma_b = 480 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{ch} = 240$, $HB = 160$

Phôi rèn (giả thiết đường kính phôi 300 đến 500mm).

2. Định ứng suất cho phép:

- Số chu kỳ làm việc của bánh lớn:

$$N_2 = 60u \cdot \sum \left(\frac{M_i}{M_{\max}} \right)^3 \cdot n_i \cdot T_i = 60 \cdot 5 \cdot 300 \cdot 18 \cdot \frac{217}{2,5} [1^3 \cdot 0,5 + 0,6^3 \cdot 0,5] = 7,6 \cdot 10^6 \cdot 87,1^6$$

$$N_2 = 60u \cdot \sum \left(\frac{M_i}{M_{\max}} \right)^3 \cdot n_i \cdot T_i = 60 \cdot 5 \cdot 300 \cdot 18 \cdot \frac{222}{2,5} \cdot (1 \cdot 0,5 + 0,6^3 \cdot 0,5) = 8,71 \cdot 10^6$$

-Số chu kỳ làm việc của bánh nhỏ:

$$N_1 = N_2 \cdot i = 2,5 \cdot 8,71 \cdot 10^6 = 21 \cdot 10^6$$

-Vì N_1 và N_2 đều lớn hơn số chu kỳ cơ sở của đường cong mỏi tiếp xúc và đường cong mỏi uốn nên khi tính ứng suất cho phép của bánh nhỏ và bánh lớn lấy $K'_N = K''_N = 1$.

-Ứng suất tiếp theo cho phép của bánh nhỏ:

$$[\sigma]_{tx1} = 2,6 \cdot 190 = 494 \text{ N/mm}^2.$$

-Ứng suất tiếp theo cho phép của bánh lớn:

$$[\sigma]_{tx2} = 2,6 \cdot 160 = 416 \text{ N/mm}^2.$$

-Để xác định ứng suất uốn cho phép, lấy hệ số an toàn $n = 1,5$ và hệ số tập trung ứng suất ở chân răng $K_\sigma = 1,8$ (vì là phôi rèn, thép thường hóa), giới hạn mỏi của thép 45 là :

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 580 = 249,4 \text{ N/mm}^2$$

và của thép 35 là $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 480 = 206,4 \text{ N/mm}^2$.

- Vì bánh răng quay một chiều: nên ứng suất uốn

$$+\text{Đối với bánh nhỏ } [\sigma]_{u1} = \frac{1,5.249,4}{1,5.1,8} = 138,5 \text{ N/mm}^2.$$

$$+\text{Đối với bánh lớn } [\sigma]_{u2} = \frac{1,5.206,4}{1,5.1,8} = 115 \text{ N/mm}^2.$$

3. Sơ bộ chọn hệ số tải trọng:

$$K=1,3.$$

4. Chọn hệ số chiều rộng bánh răng

$$\psi_A = 0,4.$$

5. Tính khoảng cách trục A:

$$\text{Lấy } \theta' = 1,25$$

Dựa vào Bảng 3-10 ta chọn bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng và công thức 3-10 :

$$A \geq (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05.10^6}{[\sigma]_{tx} \cdot i}\right)^2 \cdot \frac{kN}{\psi_A \theta' n_2}}$$
$$\Rightarrow A \geq (2,5+1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05.10^6}{416.2,5}\right)^2 \cdot \frac{1,3.2,955}{0,4.1,25.87}} \approx 157 \text{ mm} . 159$$

6. Tính vận tốc vòng và chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng:

Dựa vào công thức 3-17, ta tính được vận tốc vòng:

$$v = \frac{2\pi A n_1}{60.1000(i+1)}$$

$$v = \frac{2\pi.130.734}{60.1000.(2,5+1)} = 1,01 \text{ m/s}$$

Với vận tốc này có thể chế tạo bánh răng theo cấp chính xác 9.

7. Định chính xác hệ số tải trọng K'

Ta làm tương tự như ở bộ truyền cấp nhanh

-Lấy $k_H = 1,2$, thực tế $k_H = \frac{1,2+1}{2} = 1,1$

-Tra bảng 3.14 tìm được $k_d = 1,2$

Do đó hệ số tải trọng $k = k_H k_d = 1,1.1,2 = 1,32$.

Tính lại chính xác trục $A = 157 \sqrt[3]{\frac{1,32}{1,3}} = 158mm$.

8. Xác định modul, số răng, góc nghiêng và chiều rộng răng:

-Mô đun pháp

$$m_n = (0,01 \div 0,02).158 = 1,58 \div 3,16mm$$

Lấy $m_n = 3mm$.

-Sơ bộ chọn góc nghiêng $\beta = 10^\circ$; $\cos \beta = 0,985$.

-Số răng bánh nhỏ

$$Z_1 = \frac{2A \cos \beta}{m_n (i+1)} = \frac{2.158.0,985}{3.(2,5+1)} = 30.$$

Số răng Z_1 thỏa mãn điều kiện là lớn hơn trị số giới hạn cho trong bảng 3-15

-Số răng bánh lớn

$$Z_2 = 2,5.30 = 75.$$

-Tính chính xác góc nghiêng

$$\cos \beta = \frac{Z_1 m_n}{2A} = \frac{(75+30).3}{2.158} = 0,99.$$
$$\beta = 8^\circ 6'$$

-Chiều rộng bánh răng:

$$b = 0,4.158 = 63mm \text{ ta chọn } 65mm.$$

- Chiều rộng bánh răng lớn thường nhỏ hơn chiều rộng bánh răng nhỏ khoảng 5-10mm nên ta chọn $b_2 = 60mm$.

9. Kiểm nghiệm sức uốn của bánh răng:

-Tính số răng tương đương của bánh nhỏ (3.37)

$$Z_{td1} = \frac{30}{(0,99)^3} \approx 31.$$

-Số răng tương đương của bánh lớn

$$Z_{td2} = \frac{75}{(0,99)^3} \approx 77.$$

-Hệ số dạng răng của bánh nhỏ $y_1 = 0,46$, của bánh lớn $y_2 = 0,51$

-Lấy hệ số $\theta'' = 1,5$.

-Kiểm nghiệm ứng suất uốn tại chân bánh răng nhỏ(3.34)

$$\delta_{u1} = \frac{19,1.10^6.k.N}{y.m_n^2.Z_1.b.n\theta''} = \frac{19,1.10^6.1,32.2,955}{0,46.3^2.30.1,5.718.63.1,5} = 29,25 N/mm^2.$$
$$\delta_{u1} < [\delta]_{u1}$$

-Kiểm nghiệm ứng suất uốn tại chân bánh răng lớn.

$$\delta_{u2} = \delta_{u1} \cdot \frac{y_1}{y_2} = 29,25 \cdot \frac{0,46}{0,51} \approx 26,38 N/mm^2.$$
$$\delta_{u2} < [\delta]_{u2}$$

10. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền:

-Môđun pháp $m_n = 3mm$.

-Số răng $Z_1 = 30, Z_2 = 75$.

-Góc ăn khớp $\alpha_n = 20^\circ$.

-Góc nghiêng $\beta = 8^\circ 6'$.

-Đường kính vòng chia (vòng lăn)

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{3.30}{0,99} = 91mm$$

$$d_2 = \frac{3.75}{0,99} = 227mm.$$

-Khoảng cách trục $A = 159mm$.

-Chiều rộng bánh răng $b_1 = 65mm, b_2 = 60mm$.

-Đường kính vòng đỉnh răng

$$D_{e1} = d_1 + 2m_n = 91 + 2.3 = 97mm$$

$$D_{e2} = 227 + 2.3 = 233mm.$$

-Đường kính vòng chân răng

$$D_{i1} = 91 - 2.5.3 = 83.5mm$$

$$D_{i2} = 227 - 2.5.3 = 219.5mm.$$

11. Tính lực tác dụng lên trục:

Theo công thức 3-49, ta có:

-Lực vòng

$$P = \frac{2 \cdot M_x}{d} = \frac{2.9,55 \cdot 10^6 \cdot 3}{61.222} = 2836N$$

-Lực hướng tâm

$$P_t = \frac{P \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{2836 \cdot \tan(20)}{0,99} = 1042 N$$

-Lực dọc trục

$$P_t = P \cdot \tan \beta = 2836 \cdot \tan(10^\circ 3) = 225 N$$

Bảng 3-2 Thông số bộ truyền cấp chậm

STT	Thông số bánh răng	Trị số
1	Vật liệu	Bánh nhỏ: thép 45 Bánh lớn: thép 35
2	Khoảng cách trục A	159
3	Cấp chính xác	IT9

ĐỒ ÁN THIẾT KẾ MÁY

4	Hệ số tải trọng k	1,32
5	Modun pháp m_n	3
6	Số răng	$Z_1 = 30$ $Z_2 = 75$
7	Chiều rộng bánh răng (mm)	Nhỏ=65 Lớn=60
8	Góc nghiêng	$8^0 6'$
9	Góc ăn khớp	20^0
10	Đường kính vòng chia	Nhỏ: 91 Lớn: 227
11	Đường kính vòng chân	Nhỏ: 83,5 Lớn: 219,5
12	Đường kính vòng đỉnh	Nhỏ: 97 Lớn: 233
13	Lực vòng (N)	2836
14	Lực hướng tâm (N)	1042
15	Lực dọc trục (N)	449

Chương V: Tính toán thiết kế trục

1. Tính toán tổng quát các trục:

a. Chọn vật liệu:

-Vật liệu dùng để chế tạo trục phải có độ bền cao, khả năng chịu được tập trung ứng suất lớn

-Sử dụng thép C45 thường hóa có độ rắn HB = 200, $\sigma_{bk} = 600(MPa)$

$$\sigma_{ch} = 300(MPa)$$

b. Tính đường kính sơ bộ của các trục:

-Theo công thức 7.2

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

+Đối với trục I N=2,75 kW

$$n = 734 \text{ v/ph}$$

C- hệ số phụ thuộc ứng suất xoắn cho phép, đối với đầu trục vào và trục truyền chung có thể lấy $C=120$.

$$d_1 = 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{734}} = 18,65mm \quad \text{lấy } 25mm$$

+Đối với trục II $N=2,65 \text{ kW}$

$$n = 222 \text{ v/ph}$$

$$d_2 = 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,65}{222}} = 27,42mm \quad \text{lấy } 30mm.$$

+Đối với trục III $N=2,548 \text{ kW}$

$$n = 88 \text{ v/ph}$$

$$d_3 = 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,548}{88}} = 36,4mm \quad \text{lấy } 40mm.$$

c. Tính gần đúng trục:

Để tính các kích thước, chiều dài của trục tham khảo bảng 7 – 1. Ta chọn các kích thước sơ bộ sau:

- Khe hở giữa các bánh răng 10 (mm).
- Khe hở giữa bánh răng và thành trong của hộp: 10 (mm).
- Khoảng cách từ thành trong của hộp đến mặt bên của ổ lăn 10 (mm) .
- Chiều rộng ổ lăn $B=25$ (mm).
- Khe hở giữa mặt bên bánh đai và đầu bulông 10 (mm).
- Chiều cao của nắp và đầu bulông 20 (mm).
- Khoảng cách từ đầu nắp ổ tới khớp nối 15 (mm).
- Chiều rộng bánh đai 68 (mm).
- Chiều dài mayo nối trục: $l_m = (1,4 \div 2,5)d = 53,6 \div 96$, ta chọn 71mm.
- Chiều rộng bánh răng cấp nhanh $b_1 = 45(mm)$, $b_2 = 40$ (mm) .

- Chiều rộng bánh răng cấp chậm $b_1 = 65$ (mm), $b_2 = 60$ (mm).

Suy ra:

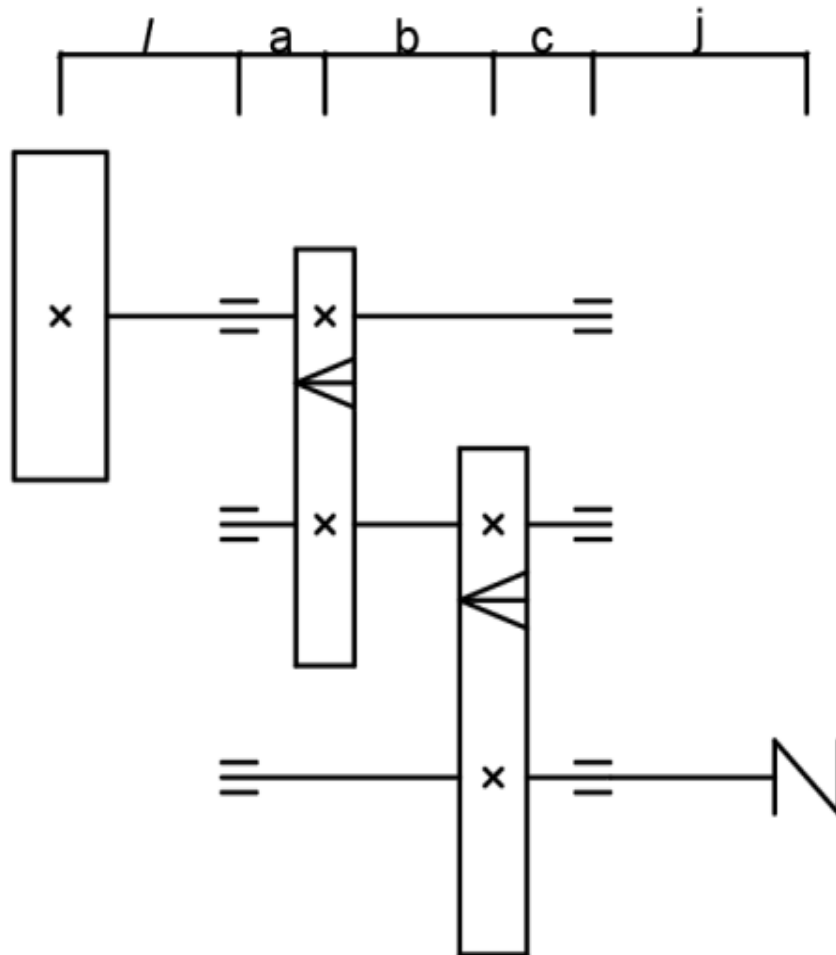
$$a = 25/2 + 10 + 10 + 45/2 = 55 \text{ (mm)}$$

$$b = 40/2 + 10 + 65/2 = 62,5 \text{ (mm)}$$

$$c = 60/2 + 10 + 10 + 25/2 = 62,5 \text{ (mm)}$$

$$l = 25/2 + 10 + 20 + 10 + 68/2 = 86,5 \text{ (mm)}$$

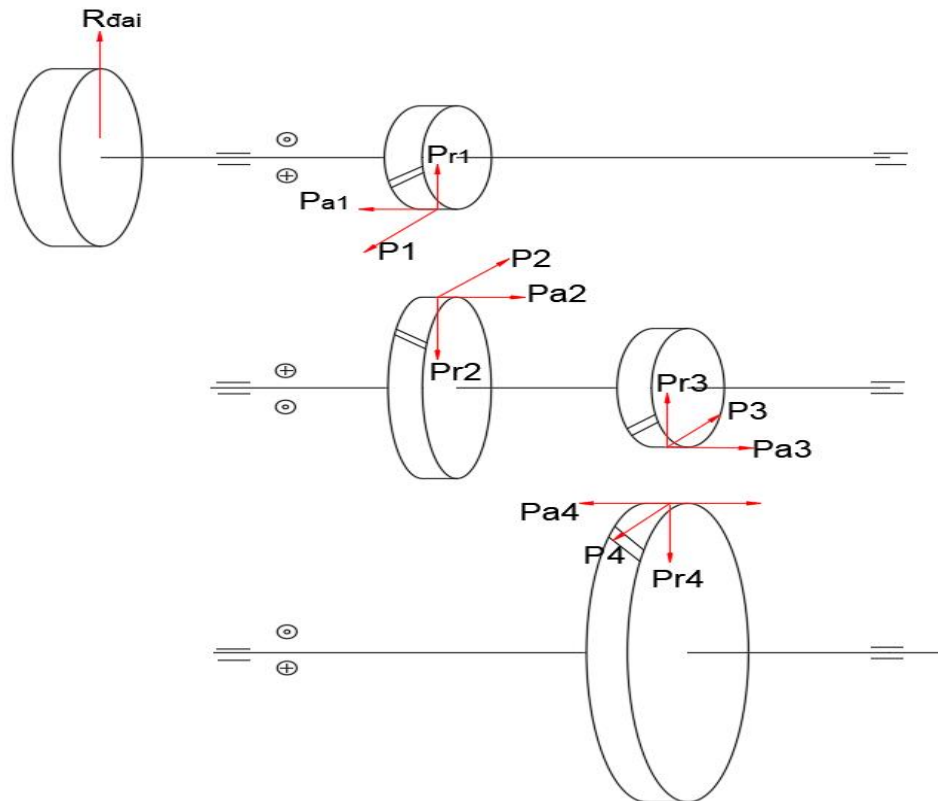
$$j = 25/2 + 10 + 20 + 15 + 71/2 = 93 \text{ (mm)}$$



Hình 4-1 Kích thước khoảng cách sơ bộ của trục

2. Tính toán chi tiết các trục:

-Dựa vào sơ đồ động học, ta xác định được các phương và chiều của những thành phần lực tác động lên trục trong hộp giảm tốc như hình 4-2.



Hình 4-2 Sơ đồ chiểu quay và phân tích lực tác dụng

a. Tính toán trục I:

-Thông số các lực

$$R_d = 1141(N)$$

$$P_1 = 1308(N)$$

$$P_{r1} = 483(N)$$

$$P_{a1} = 231(N)$$

- Thông số kích thước:

$$\begin{aligned} l &= 86,5(mm) \\ a &= 55(mm) \\ b &= 62,5(mm), d_1 = 61 (mm). \\ c &= 62,5(mm) \end{aligned}$$

- Lực căng ban đầu với mỗi đai

$$S_o = \sigma_o \cdot F$$

$$\Rightarrow S_o = 1,2.81 = 97,2 (N) .$$

❖ Tính phản lực các gối đỡ:

$$\cdot \sum m_{A_y} = R_d \cdot l + P_{a1} \cdot \frac{d1}{2} - P_{r1} \cdot a - R_{by} (a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{by} = \frac{R_d \cdot l + P_{a1} \cdot \frac{d1}{2} - P_{r1} \cdot a}{a + b + c} = \frac{1141.86,5 + 231.30,5 - 483.55}{180} = 440 \text{ N}.$$

$$\Rightarrow R_{ay} = R_d + R_{by} + P_{r1}$$

$$= 1141 + 440 + 483 = 2064 (N) .$$

$$\cdot \sum m_{ax} = P_1 \cdot a - R_{bx} \cdot (a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{Bx} = \frac{P_1 a}{a + b + c} = \frac{1308.55}{180} = 400 (N)$$

$$\Rightarrow R_{ax} = P_1 - R_{bx} = 1308 - 400 = 908 (N) .$$

❖ Mômen xoắn:

$$M_{x_1} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot N_1}{n_1} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 3}{718} = 39903 (N) . 39032$$

❖ Tính mômen uốn ở tiết diện nguy hiểm:

- Ở tiết diện n – n: (tiết diện lắp ổ lăn gần bánh đai)

$$M_{u(n-n)} = R_d \cdot l = 1141.86,5 = 98696,5 (N \cdot mm).$$

-Ở tiết diện m – m: (tiết diện lắp bánh răng 1)

$$M_{u(m-m)} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$M_{uy(m-m)} = R_{by} \cdot (c + b) = 55000(N.mm)$$

$$M_{ux(m-m)} = R_{bx} \cdot (c + b) = 400(62,5+62,5) = 50000 (N.mm)$$

$$\Rightarrow M_{u(m-m)} = \sqrt{55000^2 + 50000^2} = 74330(N.mm).$$

❖ Tính đường kính trục ở các tiết diện nguy hiểm:

Theo công thức (7-3)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}}.$$

-Đường kính trục ở tiết diện lắp ổ lăn n – n:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75M_x^2} = \sqrt{98697^2 + 0,75.39903^2} = 104571(N.mm).$$

Theo bảng (7-2) ta có $[\sigma] = 50 (N/mm^2)$

$$\Rightarrow d_{n-n} \geq \sqrt[3]{\frac{104571}{0,1.50}} = 27,55 \text{ (mm)}.$$

-Đường kính trục ở tiết diện lắp bánh răng m – m:

$$M_{td} = \sqrt{74330^2 + 0,75.39903^2} = 81970 (N.mm)$$

$$\Rightarrow d_{m-m} \geq \sqrt[3]{\frac{81970}{0,1.50}} = 25,4 \text{ (mm)}.$$

-Đường kính trục tại tiết diện lắp bánh đai:

$$M_{td} = \sqrt{0,75.39903^2} = 34557 (N.mm)$$

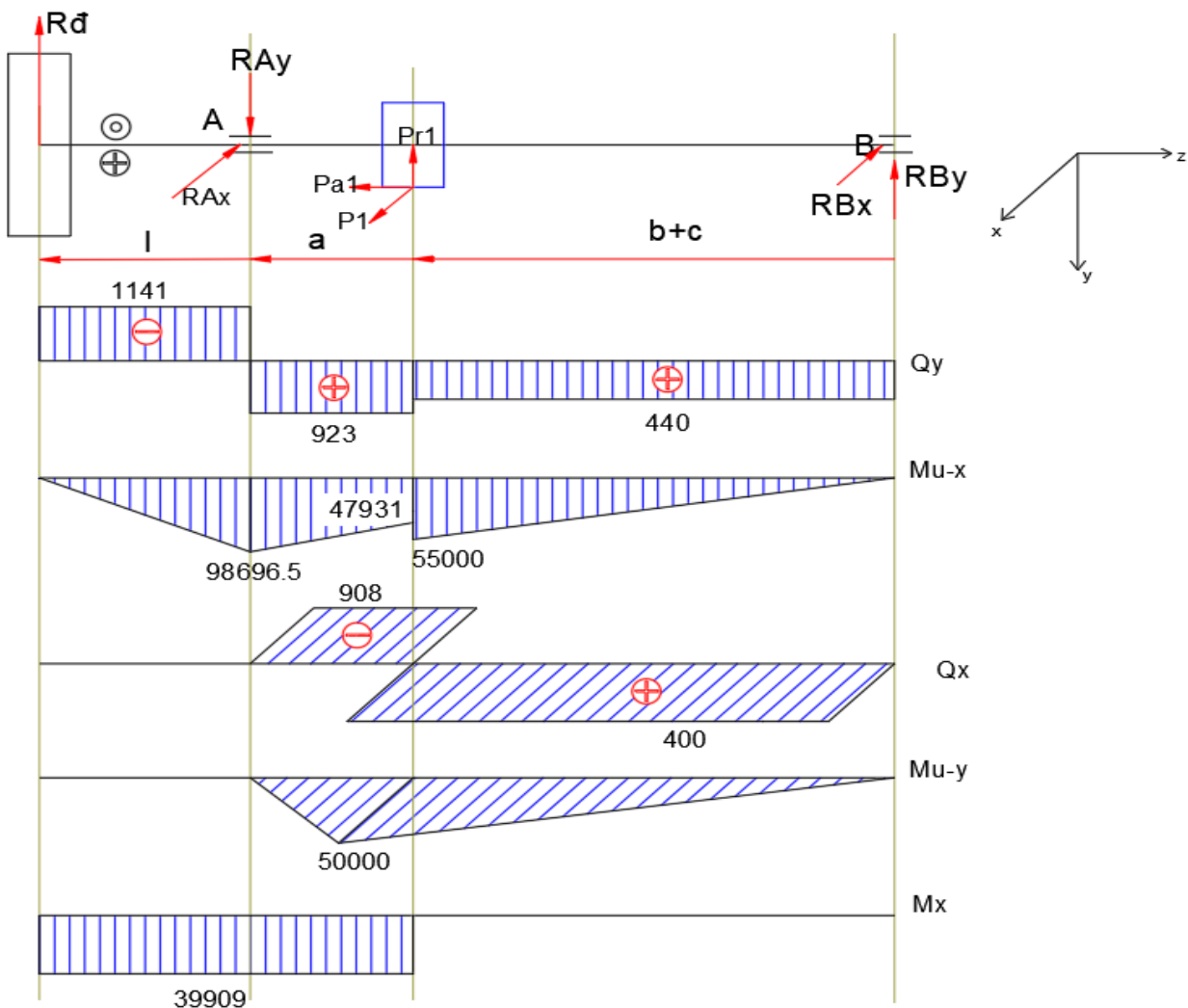
$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{34557}{0,1.50}} = 19 \text{ (mm)}$$

\Rightarrow Trục ở tiết diện lắp ổ lăn lấy $d_{n-n} = 30\text{mm}$ là tiết diện lắp ổ lăn.

Trục ở tiết diện lắp bánh răng lấy $d_{m-m} = 33 \text{ mm}$ làm tiết diện lắp bánh răng 1.

Tiết diện lắp bánh đai lấy $d=25\text{mm}$.

Từ những dữ liệu tính toán trên, ta thiết lập được biểu đồ momen như hình 4-3.



Hình 4-3 Biểu đồ phân tích lực và momen trên trục I

b. Tính toán trục II:

$$P_2 = 1380, P_3 = 2858$$

-Các thông số các lực : $P_{r2} = 483, P_{r3} = 1050$ (N).

$$P_{a2} = 231, P_{a3} = 407$$

$$a = 55$$

-Thông số kích thước : $b = 62,5$ (mm), $d_2 = 199$ (mm).
 $c = 62,5$ $d_3 = 91$

❖ Tính phản lực các gối đỡ:

$$\sum mC_y = P_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + P_{r2} \cdot a - P_{r3}(a+b) - P_{a3} \frac{d_3}{2} + R_{Dy}(a+b+c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{Dy} = \frac{P_{a2} \frac{d_2}{2} - P_{r3}(a+b) + P_{r2}a - P_{a3} \frac{d_3}{2}}{a+b+c} = 513 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_{Cy} = -R_{Dy} - P_{r2} + P_{r3} = 1050 - 483 - 513 = 54 \text{ (N)}.$$

$$\sum mC_x = P_2a + P_3(a+b) - R_{Dx}(a+b+c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{Dx} = \frac{P_2a + P_3(a+b)}{a+b+c} = 2266 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_{Cx} = P_2 + P_3 - R_{Dx} = 2858 + 1308 - 2265 = 1900 \text{ (N)}.$$

❖ Mômen xoắn:

$$M_x = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot N}{n} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 2,955}{217} = 130047 \text{ (N)}.$$

❖ Tính mômen uốn ở tiết diện nguy hiểm:

$$\text{-Momen uốn tổng cộng: } M_u = \sqrt{M_{uy}^2 + M_{ux}^2}$$

+Tại tiết diện lắp bánh răng 2 e-e :

$$M_{uy} = R_{cy}a = 54 \cdot 55 = 2970$$
$$M_{ux} = R_{cx}a = 1900 \cdot 55 = 104500 \text{ (N.mm)}.$$

$$\Rightarrow M_u = 104542 \text{ (N.mm)}.$$

+Tại tiết diện lắp bánh răng 3 i – i:

$$M_{uy} = R_{Dy}c = 513.62,5 = 32063 \text{ (N.mm)}$$
$$M_{ux} = R_{Dx}a = 2266.62,5 = 141625$$

$$\Rightarrow M_u = \sqrt{32063^2 + 141625^2} = 145209 \text{ (N.mm)}.$$

❖ Tính đường kính trục ở 2 tiết diện e-e và i-i theo công thức (7-3)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}}.$$

-Đường kính trục ở tiết diện e-e :

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75.M_x^2} = \sqrt{104500^2 + 0,75.130047^2} = 153637 \text{ (N.mm)}.$$

Theo bảng (7-2) ta có $[\sigma] = 50 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

$$\Rightarrow d_{e-e} \geq \sqrt[3]{\frac{153637}{0,1.50}} = 31,32 \text{ (mm)}.$$

-Đường kính trục ở tiết diện i-i :

$$M_{td} = \sqrt{145209^2 + 0,75.130047^2} = 187765 \text{ (N.mm)}$$

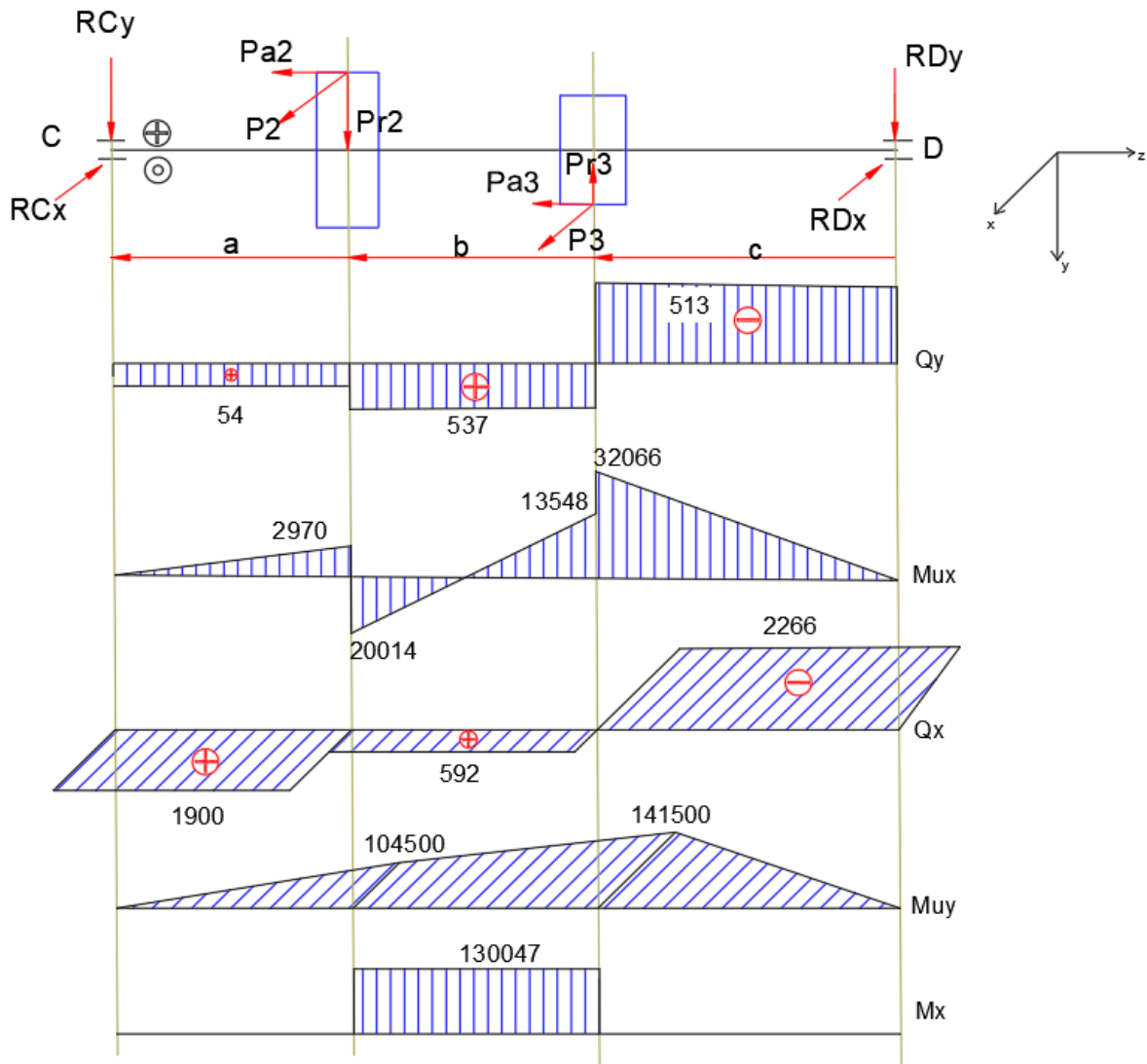
$$\Rightarrow d_{i-i} \geq \sqrt[3]{\frac{187765}{0,1.50}} = 33,48 \text{ (mm)}.$$

\Rightarrow Trục ở tiết diện e-e lấy $d_{e-e} = 38 \text{ mm}$ để lắp bánh răng 2.

Trục ở tiết diện i-i lấy $d_{i-i} = 40 \text{ mm}$ để lắp bánh răng 3.

Lấy đường kính lắp ổ lăn $d=35 \text{ mm}$.

Từ những dữ liệu tính toán trên, ta thiết lập được biểu đồ momen như hình 4-4.



Hình 4-4 Biểu đồ phân tích lực và momen trục II

c. Tính toán trục III:

$$\begin{aligned}
 P_4 &= 2858 \\
 \text{-Các thông số các lực : } P_{r4} &= 1050 \\
 P_{a4} &= 407 \quad (N). \\
 P_x &= 1400
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a &= 55 \\ \text{-Thông số kích thước : } \begin{aligned} b &= 62,5 \\ c &= 62,5 \end{aligned} \text{ (mm), } d_4 &= 227 \text{ (mm).} \\ j &= 93 \end{aligned}$$

❖ Tính phản lực các gối đỡ:

$$\begin{aligned} \cdot \sum mE_y &= P_{r4}(a+b) - P_{a4} \frac{d_4}{2} - R_{Fy}(a+b+c) = 0 \\ \Rightarrow R_{Fy} &= \frac{-P_{a4} \frac{d_4}{2} + P_{r4}(a+b)}{a+b+c} = \frac{-407 \cdot \frac{227}{2} + 1050(55+62,5)}{180} = 429 \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow R_{Ey} &= P_{r4} - R_{Fy} \\ &= 1050 - 429 = 621 \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \cdot \sum mE_x &= P_4(a+b) - R_{Fx}(a+b+c) + P_x(a+b+c+j) = 0 \\ \Rightarrow R_{Fx} &= \frac{P_4(a+b) + P_x(a+b+c+j)}{a+b+c} = \frac{2858(55+62,5) + 1400(180+93)}{180} = 3990 \text{ (N)} \\ \Rightarrow R_{ex} &= P_4 + P_x - R_{Fx} = 2858 + 1400 - 3990 = 268 \text{ (N).} \end{aligned}$$

❖ Mômen xoắn:

$$M_x = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot N}{n} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 2,838}{87} = 311527 \text{ (N)}.$$

❖ Tính mômen uốn ở tiết diện nguy hiểm:

Momen uốn tổng cộng:

$$\begin{aligned} M_u &= \sqrt{M_{uy}^2 + M_{ux}^2} \\ \Rightarrow M_{uy} &= R_{Ey}(a+b) = 621 \cdot 117,5 = 72968 \\ \Rightarrow M_{ux} &= R_{Ex}(a+b) = 268 \cdot 117,5 = 31490 \end{aligned} \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_u = \sqrt{729680^2 + 31490^2} = 79473 \text{ (N.mm)}.$$

❖ Tính đường kính trục ở tiết diện chịu tải lớn nhất theo công thức (7-3):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}}.$$

-Đường kính trục tại tiết diện lắp bánh răng:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{79473^2 + 0,75 \cdot 311527^2} = 281252 \text{ (N.mm)}$$

Theo bảng (7-2) ta có $[\sigma] = 50 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{281252}{0,1 \cdot 50}} = 38,3 \text{ (mm)}.$$

-Đường kính trục tại tiết diện lắp khớp nối vòng đàn hồi:

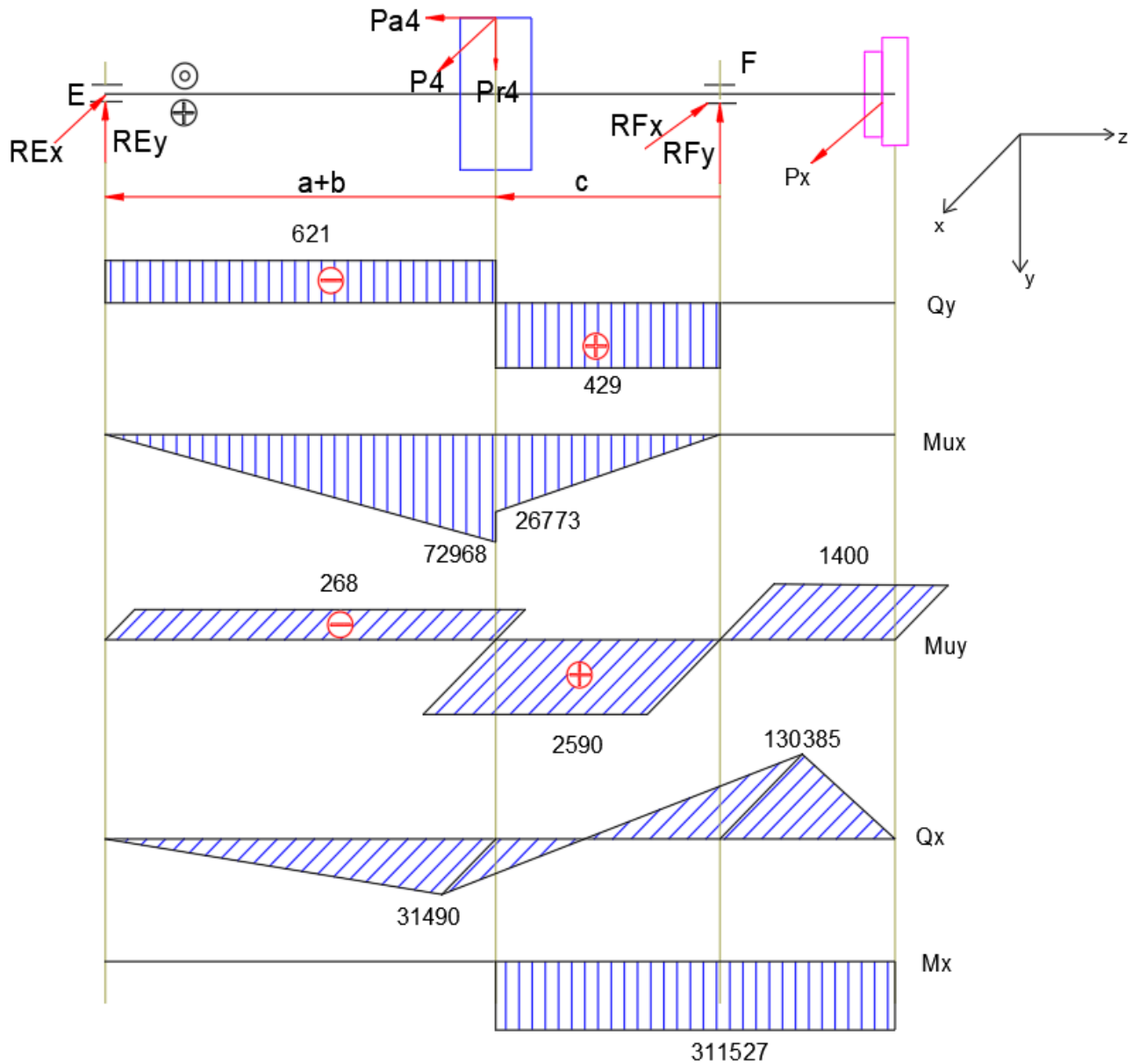
$$M_{td} = \sqrt{0,75 \cdot 311527^2} = 269790 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow d_{nt} \geq \sqrt[3]{\frac{269790}{0,1 \cdot 50}} = 37,78 \text{ (mm)}$$

\Rightarrow Đường kính lắp bánh răng 4 lấy $d = 46 \text{ mm}$.

Đường kính nối trục lắp khớp nối lấy $d = 38 \text{ mm}$.

Từ những dữ liệu tính toán trên, ta thiết lập được biểu đồ momen như hình 4-5.



Hình 4-5 Biểu đồ phân tích lực và momen trục III

2. Tính chính xác trục:

Kiểm tra hệ số an toàn của trục tại các tiết diện nguy hiểm

Ta đi kiểm nghiệm ở một tiết diện của trục trung gian.

-Hệ số an toàn tính theo công thức (7-5) ta có:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n]$$

Trong đó : n_{σ} hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp

n_{τ} hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp

n hệ số an toàn

$[n]$ - hệ số an toàn cho phép $[n] = 1,5 \div 2,5$

-Vì trục quay nên ứng suất pháp (uốn) biến đổi theo chu kỳ đối xứng

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \frac{M_u}{W}; \sigma_m = 0$$

σ_m giá trị trung bình ứng suất pháp.

-Theo công thức (7-6) ta có: $n_{\sigma} = \frac{\sigma^{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_0 \beta} \sigma_a}$

-Bộ truyền làm việc 1 chiều nên ứng suất tiếp (xoắn) thay đổi theo chu kỳ mạch động :

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_x}{2W_0}$$

$$\tau_m = 0$$

-Theo công thức (7-7) ta có :

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

Trong đó:

τ_{-1} : là giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với 1 chu kỳ đối xứng.

τ_a : biên độ ứng suất pháp và tiếp sinh ra trong tiết diện của trục.

W : mômen cản uốn của tiết diện

W_o : mômen cản xoắn của tiết diện

K_{τ} : hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và xoắn tra bảng ((7-6) ÷ (7-13))

β : hệ số tăng bền bề mặt trục.

ψ_{τ} : hệ số xét đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến sức bền mỏi.

τ_m : là trị số trung bình của ứng suất tiếp

M_u, M_x : là mômen uốn và mômen xoắn.

-Xét tại tiết diện (i – i)

+Đường kính trục $d = 40$ (mm) tra bảng (7-3b) ta có:

$$W = 5150 \text{ (mm}^3\text{)}, w_o = 11790 \text{ (mm}^3\text{)}$$

+Giới hạn mỏi uốn và xoắn:

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5) \cdot \sigma_b = 0,45 \cdot 600 = 270 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{-1} \approx (0,2 \div 0,3) \cdot \sigma_b = 0,25 \cdot 600 = 150 \text{ N/mm}^2$$

$$M_u = 145835 \text{ N.mm}, M_x = 171662 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W} = \frac{145835}{5510} = 26,46 \quad (N/mm^2)$$

$$\tau_a = \frac{M_x}{2W_0} = \frac{171662}{2.11790} = 7,28 \quad (N/mm^2).$$

-Chọn hệ số ψ_τ và ψ_σ theo vật liệu đối với thép các bon trung bình lấy $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$; hệ số $\beta = 1$.

-Theo bảng (7-4) lấy $\varepsilon_\sigma = 0,85$, $\varepsilon_\tau = 0,73$.

-Theo bảng (7-8) hệ số tập trung ứng suất thực tế tại rãnh then $K_\sigma = 1,63$, $K_\tau = 1,5$.

Xét tỷ số:

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1,63}{0,85} = 1,91$$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,5}{0,73} = 2,05$$

Tập trung ứng suất do lắp căng, với kiểu lắp ta chọn T3 áp suất sinh ra trên bề mặt ghép $P \geq 30 (N/mm^2)$.

-Tra bảng (7-10) ta lấy sai số không đáng kể khi tính về xoắn ta có:

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2,7$$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} - 1 \right) = 1 + 0,6(2,7 - 1) = 2,02.$$

Thay các trị số tìm được vào công thức:

$$n_{\sigma} = \frac{270}{2,7.26,46} = 3,78$$

$$n_{\tau} = \frac{150}{2,02.7,28 + 0,05.7,28} = 9,95$$

$$\Rightarrow n = \frac{3,38.9,95}{\sqrt{3,78^2 + 9,95^2}} = 3,53 > [n].$$

Như vậy tại các tiết diện nguy hiểm đảm bảo độ an toàn cho phép.

Kết luận : Tất cả các trục đều đảm bảo làm việc an toàn.

Bảng 4-1 Thông số kích thước các trục

Thông Số	Trục I	Trục II	Trục II
Công suất (kW)	3.078	2,955	2,838
Momen xoắn	39903	130047	311527
Đường kính trục sơ bộ (mm)	20	29	38
Đường kính lắp bánh răng (mm)	33	38 40	46
Đường kính lắp ổ lăn (mm)	30	35	40
Đường kính lắp bánh đai	25	X	X
Đường kính lắp nối trục	X	X	38

Chương VI: Tính Then:

Để cố định bánh răng theo phương tiếp tuyến hay để truyền mômen và chuyển động từ trục đến bánh răng hoặc ngược lại ta dùng then.

1. Tính then lắp trên trục I:

a, Then lắp trên bánh đai:

- Đường kính trục lắp bánh đai $d=25\text{mm}$, tra bảng (7.23) chọn các thông số then như sau: $b=8, h=7, t=4, t_1=3,1 ; k=3,5$.

-Chiều dài then : $l = 0,8l_m = 0,8.68 = 54,4 \text{ mm}$, Chọn $l=55\text{mm}$.

(chiều dài mayo bánh đai ta lấy bằng chiều rộng bánh đai 68mm).

- Kiểm nghiệm độ bền dập trên mặt cạnh làm việc của then theo công thức (7-11)

$$\sigma_d = \frac{2.M_x}{d.k.l} \leq [\sigma]_d \text{ N/mm}^2$$

Ở đây: $M_x = 39903 \text{ (N.mm)}$

-Tra bảng (7-20) với ứng suất mối ghép cố định, tải trọng va đập nhẹ, vật liệu là thép tôi ; ta có : $[\sigma]_d = 100 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_d = \frac{2.M_x}{d.k.l} = \frac{2.39903}{25.3.5.55} = 16,58 \leq [\sigma_d] = 100.$$

- Kiểm nghiệm bền cắt theo công thức (7-12)

$$\tau_c = \frac{2.M_x}{d.b.l} \leq [\tau]_c \text{ N/mm}^2$$

-Tra bảng (7-21) có tải va đập nhẹ suy ra

$$[\tau]_c = 87 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\tau_c = \frac{2M_x}{dbl} = \frac{2.39903}{25.8.55} = 7,25 \leq [\tau]_c = 87.$$

⇒ Như vậy then trên trục I thoả mãn điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt.

b, Then lắp trên bánh răng 1

Đường kính lắp then là $d=33$ (mm)

-Theo bảng (7-23) chọn các thông số then $b = 10$; $h = 8$; $t = 4,5$; $t_1 = 3,6$; $k = 4,2$

-Chiều dài then $l = 0,8l_m = 0,8.33 = 26$

Trong đó: l_m – chiều dài mayo: l_m lấy bằng d

Lấy $l_m = 33$ (mm).

-Kiểm nghiệm bền dập:

$$\sigma_d = \frac{2M_x}{dkl} = \frac{2.39903}{33.4.2.26} = 22,146 \leq [\sigma_d] = 100.$$

-Kiểm nghiệm bền cắt

$$\tau_c = \frac{2M_x}{dbl} = \frac{2.39903}{33.10.26} = 9,3 \leq [\tau]_c = 87.$$

⇒ Như vậy then trên trục I thoả mãn điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt.

2. Tính then lắp trên trục II:

a, Then lắp trên hai bánh răng 2 và 3 :

-Đường kính trục II để lắp then là $d = 40$ mm và $d=38$ mm do đó có thể chọn hai then cùng kích thước.

-Theo bảng (7-23) chọn các thông số then $b = 12$; $h = 8$; $t = 4,5$; $t_1 = 3,6$; $k = 4,4$.

-Chiều dài then $l = 0,8l_m$

Trong đó: l_m – chiều dài mayor: $l_m = (1,2 \div 1,5).d$

$$\text{Lấy } l_m = 1,2.40 = 48 \text{ (mm)}.$$

- Kiểm nghiệm độ bền dập trên mặt cạnh làm việc của then theo công thức (7-11)

$$\sigma_d = \frac{2M_x}{dkl} = \frac{2.130047}{40.4.4.38} = 38,888 \leq [\sigma_d] = 100.$$

- Kiểm nghiệm bền cắt theo công thức (7-12)

$$\tau_c = \frac{2M_x}{dbl} = \frac{2.130047}{40.12.38} = 14,25 \leq [\tau]_c = 87.$$

⇒ Như vậy then trên trục II thỏa mãn điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt.

3. Tính then lắp trên trục III:

a, Then lắp trên khớp nối:

- Đường kính trục lắp khớp nối $d=38\text{mm}$, tra bảng (7.23) chọn các thông số then như sau:
 $b=12, h=8, t=4.5, t_1=3,6, k=4,4$

- Chiều dài then : $l = 0,8lm = 0,8.71 = 56,8 \text{ (mm)}$, Chọn $l = 57\text{mm}$.

- Kiểm nghiệm bền dập:

$$\sigma_d = \frac{2M_x}{dkl} = \frac{2.311527}{38.4.4.57} = 62,1 \leq [\sigma_d] = 100.$$

- Kiểm nghiệm bền cắt

$$\tau_c = \frac{2M_x}{dbl} = \frac{2.311527}{38.12.57} = 22,77 \leq [\tau]_c = 87.$$

⇒ Như vậy then trên trục III thỏa mãn điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt.

b, Then lắp trên bánh răng 4

-Ta có đường kính lắp bánh răng $d = 46 \text{ mm}$.

Theo bảng (7-23) chọn các thông số then $b = 14$; $h = 9$; $t = 5$; $t_1 = 4,1$; $k = 5$.

-Chiều dài then $l = 0,8.l_m$

Trong đó: l_m – chiều dài mayo: $l_m = (1,2 \div 1,5)d$

$$\text{Lấy } l_m = 68 \text{ (mm)}$$

-Kiểm nghiệm độ bền đập trên mặt cạnh làm việc của then theo công thức (7-11)

$$\sigma_d = \frac{2.M_x}{d.k.l} \leq [\sigma]_d \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Ở đây : } M_x = 311527 \text{ (N.mm)}, l = 0,8.l_m = 0,8.68 = 54 \text{ (mm)}$$

Tra bảng (7-20) với ứng suất mỗi ghép cố định, tải trọng va đập nhẹ, vật liệu là thép tôi ; ta có : $[\sigma]_d = 100 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_d = \frac{2.M_x}{d.k.l} = \frac{2.311527}{46.5.54} = 50,16 \leq [\sigma_d] = 100.$$

- Kiểm nghiệm bền cắt theo công thức (7-12)

$$\tau_c = \frac{2.M_x}{d.b.l} \leq [\tau]_c \text{ N/mm}^2.$$

Tra bảng (7-21) có

$$[\tau]_c = 87 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\tau_c = \frac{2.M_x}{d.b.l} = \frac{2.311527}{46.14.54} = 17,91 \leq [\tau]_c = 87.$$

⇒ Như vậy then trên trục III thỏa mãn điều kiện bền đập và điều kiện bền cắt.

Bảng 5-1 Thông số kích thước trên các trục

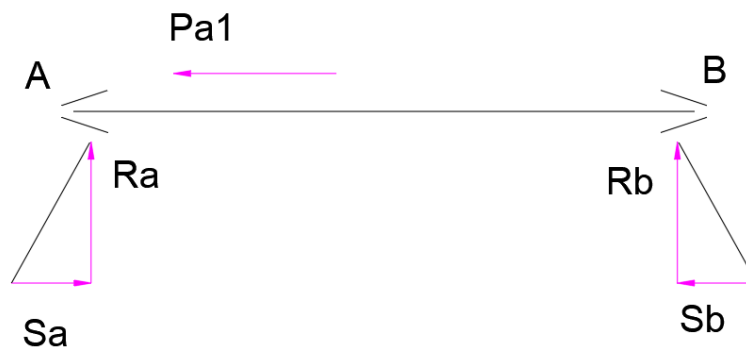
Tiết diện trục Thông số	Bánh đai	Bánh răng 1	Bánh răng 2,3	Bánh răng 4	Khớp nối
Đường kính lắp then (mm)	25	33	40	46	38
Chiều dài l (mm)	55	26	38	54	57
B	8	10	12	14	12
H	7	8	8	9	8
T	4	4,5	4,5	5	4,5
t1	3,1	3,6	3,6	4,1	3,6
K	3,5	4,2	4,4	5	4,4

Chương VII: Thiết kế gối đỡ trục:

1. Chọn ổ lăn:

Trục I, II và III đều có lực dọc trục nên ta chọn loại ổ bị đỡ chặn.

a. Sơ đồ chọn ổ cho trục I:



Hình 6-1 Sơ đồ lực tác động lên cặp ổ lăn trục I

-Dự kiến chọn trước góc $\beta = 16^\circ$ (kiểu 36000).

-Hệ số khả năng làm việc tính theo công thức 8.1

$$C = Q(nh)^{0,3} \leq C_{bang}$$

Với $n=718$ (vòng/phút)

$h = 27000$ (giờ), thời gian phục vụ của máy

$Q = (K_v.R_z + mA_t)K_nK_t$, công thức 8.6

Hệ số $m=1,5$ (bảng 8.2)

$K_t=1$ tải trọng rung động nhẹ (bảng 8.3)

$K_n=1$ nhiệt độ làm việc dưới 100 độ (bảng 8.4)

$K_v=1$ vòng trong của ổ quay (bảng 8.5).

-Tính toán lực tổng hợp tại các ổ lăn:

$$P_{a1} = 232$$

Ta có: $R_{Ay} = 2064, R_{Ax} = 908$ (N)

$$R_{By} = 440, R_{Bx} = 400$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} = 2205$$

$$\Rightarrow R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = 594 \text{ (N)}.$$

$$S_A = 1,3R_A \tan \beta = 750$$

$$S_B = 1,3R_B \tan \beta = 227$$

-Tổng lực chiều trục

$$A_t = S_A - P_{a1} - S_B = 290 \text{ (N) (hướng phải)}$$

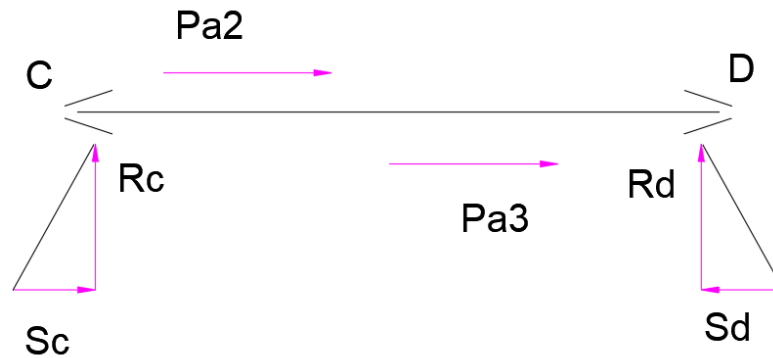
$$Q_A = (K_v.R_A + mA_t)K_nK_t = (1.2205 + 1,5.290)1.1 = 2585 \text{ N} = 258\text{daN}$$

$$C = 258(718.27000)^{0,3} = 39610.$$

\Rightarrow Tra bảng 17P, ứng với $d=30$ lấy ổ có ký hiệu 36306, $C_{bang} = 41000$, đường kính ngoài của ổ $D=72\text{mm}$, chiều rộng $B=19\text{mm}$. Ổ B lấy cùng loại.

b. Sơ đồ chọn ổ cho trục II:

Hình 6-2 Sơ đồ lực tác động lên cặp ổ lăn trục II



-Tính toán lực tổng hợp tại các ổ lăn:

$$P_{a2} = 231, P_{a3} = 407$$

Ta có các lực tác động : $R_{Cy} = 54, R_{Cx} = 1900$ (N).

$$R_{Dy} = 513, R_{Dx} = 2266$$

-Đường kính trục ổ lăn $d=35$, số vòng quay $n= 217$

$$R_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cx}^2} = 1900$$

$$\Rightarrow R_D = \sqrt{R_{Dy}^2 + R_{Dx}^2} = 2323 \text{ (N)}.$$

$$S_C = 1,3 R_C \tan \beta = 708$$

$$S_D = 1,3 R_D \tan \beta = 866$$

-Tổng lực chiều trục

$$A_t = S_C + P_{a2} + P_{a3} - S_D = 480 \text{ (N) hướng phải.}$$

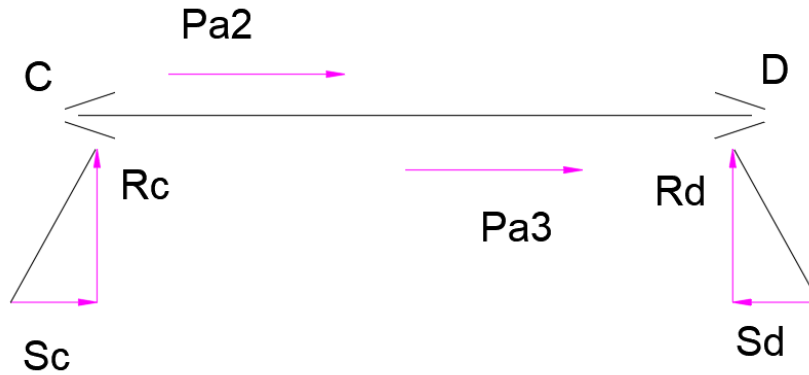
$$Q_D = (K_v \cdot R_D + m A_t) K_n K_t = (1.2323 + 1,5.480) 1,1 = 3040 \text{ N} = 304 \text{ daN}$$

$$C = 304(217.27000)^{0,3} = 32600.$$

\Rightarrow Tra bảng 17P, ứng với $d=35$ lấy ổ có ký hiệu 36207, đường kính ngoài của ổ $D=72\text{mm}$, chiều rộng $B=17\text{mm}$.

c. Sơ đồ chọn ổ cho trục III:

Hình 6-3 Sơ đồ lực tác động lên cặp ổ lăn trục III



-Tính toán lực tổng hợp tại các ổ lăn:

$$P_{a4} = 407$$

Ta có các lực tác động lên trục: $R_{Ey} = 621, R_{Ex} = 268$ (N) .

$$R_{Fy} = 429, R_{Fx} = 3990$$

-Đường kính trục ổ lăn $d=40$, số vòng quay $n= 87$

$$R_E = \sqrt{R_{Ey}^2 + R_{Ex}^2} = 676$$

$$\Rightarrow R_F = \sqrt{R_{Fy}^2 + R_{Fx}^2} = 4013 \text{ (N)}.$$

$$S_E = 1,3 R_E \tan \beta = 252$$

$$S_F = 1,3 R_F \tan \beta = 1496$$

-Tổng lực chiều trục

$$A_t = P_{a4} + S_F - S_E = 1651 \text{ (N)} \text{ (hướng phải)}$$

$$Q_F = (K_v \cdot R_F + m A_t) K_n K_t = (1.1496 + 1,5.1651) 1.1 = 3970 \text{ N} = 397 \text{ daN}.$$

\Rightarrow Tra bảng 17P, ứng với $d=40$ lấy ổ có ký hiệu 36208, $C_{bang} = 49000$, đường kính ngoài $C = 397(87.27000)^{0,3} = 32363$ của ổ $D=80\text{mm}$, chiều rộng $B=18\text{mm}$.

Bảng 6-1 Thông số các loại ổ lăn dùng cho các trục

ĐỒ ÁN THIẾT KẾ MÁY

Thông số then	Trục I	Trục II	Trục III
Ký hiệu ổ	36306	36027	36028
Hệ số khả năng làm việc C	41000	35000	49000
Đường kính ngoài D (mm)	72	72	80
Đường kính trong d (mm)	30	35	40
Chiều rộng B (mm)	19	17	18

2. Các phương pháp cố định ổ trên trục và trên vỏ hộp:

a, Cố định ổ trên trục:

Ta lựa chọn cách cố định ổ trên trục bằng đệm chắn mặt đầu

Đây là phương pháp đơn giản và chắc chắn, đệm được giữ bằng vít và đệm hãm

(kích thước bảng tra 8.10).

b, Cố định ổ trên vỏ hộp:

Đặt vòng ngoài của ổ vào giữa mặt tỳ của nắp ổ và vòng chắn.

Chương VIII: Chọn khớp nối:

1. Momen xoắn cần truyền:

-Momen xoắn M_t được tính theo công thức 9-1 sau để chọn khớp nối:

$$M_t = kM_x$$

Trong đó: $M_x = 311527$ (Nmm) – momen xoắn danh nghĩa

k – chế độ làm việc phụ thuộc vào loại máy công tác.

-Tra bảng 9.1 ta chọn $k = 1,3$

$$\Rightarrow M_t = 1,3 \cdot 311527 = 404985 \text{ (Nmm)}.$$

-Tra bảng 9-11 với $M_t = 404,9(Nm)$, ta chọn khớp nối có các thông số như hình sau:

Bảng 7-1 Thông số kích thước của nối trục vòng đàn hồi

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Momen xoắn có thể đạt được	$M_{t-\max}$	450 (Nm)
Đường kính vòng tròn qua tâm các chốt	D_o	120mm
Chiều dài toàn bộ vòng đàn hồi	l_v	36mm
Chiều dài của chốt	l_c	42mm
Đường kính chốt đàn hồi	d_c	18mm
Số chốt	z	6
Đường kính lắp chốt vòng đàn hồi	d_o	36mm

2. Chọn vật liệu:

-Vật liệu làm nối trục: thép rèn 35.

-Vật liệu làm chốt: thép 45 thường hóa, vòng đàn hồi cao su.

. Với ứng suất đập cho phép của vòng cao su, có thể lấy

$$[\sigma]_d = 3N / mm^2$$

và Ứng suất uốn cho phép của chốt có thể lấy

$$[\sigma]_u = 80N / mm^2 .$$

3. Kiểm nghiệm độ bền:

-Điều kiện bền đập của vòng đàn hồi, công thức 9-22:

$$\sigma_d = \frac{2kM_x}{zD_o l_v d_c} \leq [\sigma]_d \Leftrightarrow \frac{2.1,3.311527}{6.120.36.36} = 0,86 \leq 3 \quad (\text{thỏa mãn điều kiện bền đập}).$$

-Điều kiện bền uốn của chốt, công thức 9-23:

$$\sigma_u = \frac{kM_x l_c}{0,1z d_c^3 D_0} = \frac{1,3.311527.42}{0,1.6.18^3.120} = 40,5 \leq 80 \quad (\text{thỏa mãn}).$$

4. Tính lực tác dụng lên trục:

Lực vòng của khớp nối tác dụng lên vòng đàn hồi

$$P_t = \frac{2kM_x}{D_0} = \frac{2.1,3.311527}{120} = 6750 \text{ (N)}.$$

Lực tác dụng lên trục theo công thức :

$$P_x = (0,2 : 0,3)P_t = [1350, 2025] \text{ (N)}.$$

Chọn $P_x = 1400N$.

Chương IX : Cấu tạo vỏ hộp và các chi tiết khác:

1. Tính kết cấu vỏ hộp:

-Chọn loại vỏ hộp đúc, mặt ghép của vỏ hộp đi qua đường tâm các trục để việc lắp ghép được dễ dàng.

-Nhiệm vụ của vỏ hộp đúc là bảo đảm vị trí tương đối giữa các chi tiết và bộ phận máy, tiếp nhận tải trọng do các chi tiết lắp trên vỏ truyền đến, đựng dầu bôi trơn, bảo vệ các chi tiết máy tránh bụi bặm.

-Chỉ tiêu cơ bản của vỏ hộp giảm tốc là độ cứng cao và khối lượng nhỏ.

-Chọn vật liệu đúc hộp giảm tốc là gang xám GX15-32

-Các kích thước cơ bản của vỏ hộp được tính dưới 8-1

Bảng 8-1 Thông số kích thước vỏ hộp giảm tốc

Tên gọi		Biểu thức tính toán	Kết quả
Chiều dày	Thân hộp δ	$\delta = 0,03.A + 3 = 0,03.159 + 3 = 7,74 \text{ (mm)}$ Chọn $\delta = 9 \text{ (mm)}$	9
	Nắp hộp δ_1	$\delta_1 = 0,9\delta = 0,9.9 = 8,1 \text{ (mm)}$ Chọn $\delta_1 = 8 \text{ (mm)}$	8
Gân tăng cứng	Chiều dày gân e	$e = (0,8 \div 1). \delta = (0,8 \div 1).9 = 7,2 \div 9 \text{ (mm)}$ Chọn $e = 9 \text{ (mm)}$	9

ĐỒ ÁN THIẾT KẾ MÁY

	Chiều cao gân h	$h \leq 5\delta = 5.9 = 45 \text{ (mm)}$ Chọn h= 45 (mm)	45
	Độ dốc	Khoảng 2^0	2^0
Đường kính bulông, vít	Bulông nền d_1	$d_1 > 0,036.A + 12 = 0,036.159 + 12 = 17,72 \text{ (mm)}$ Chọn $d_1 = 18(\text{mm})$, chọn bulông M18	M18
	Bulông cạnh ổ d_2	$d_2 = (0,7 \div 0,8)d_1 = (0,7 \div 0,8).18 = 12,6 \div 14,4 \text{ (mm)}$ Chọn $d_2 = 14 \text{ (mm)}$ và chọn bulông M14	M14
	Bulông ghép bích nắp và thân d_3	$d_3 = (0,5 \div 0,6).d_1 = (0,5 \div 0,6).18 = 9 \div 10,8 \text{ (mm)}$ Chọn $d_3 = 10 \text{ (mm)}$ và chọn bulông M10	M10
	Vít ghép nắp ổ, d_4	$d_4 = (0,4 \div 0,5)d_1 = (0,4 \div 0,5).18 = 7,2 \div 9 \text{ (mm)}$ Chọn $d_4 = 8 \text{ (mm)}$ và chọn vít M8	M8
	Vít ghép nắp cửa thăm d_5	$d_5 = (0,3 \div 0,4)d_1 = (0,3 \div 0,4).18 = 5,4 \div 7,2 \text{ (mm)}$ Chọn $d_5 = 7(\text{mm})$ và chọn vít M8	M8
Mặt bích ghép nắp và thân	Chiều dày bích thân hộp S_3	$S_3 = 1,5\delta = 1,5.9 = 13,5$ Chọn $S_3 = 14 \text{ (mm)}$	14
	Chiều dày bích nắp hộp S_4	$S_4 = 1,5.\delta_1 = 1,5.8 = 12$ Chọn $S_4 = 14 \text{ (mm)}$ (lấy bằng S_3 để dễ dàng gia công)	14
	Bề rộng bích nắp hộp và thân K_3	$K_3 = K_2 - (3 \div 5) = 47 - (3 \div 5) = 42 \div 44 \text{ (mm)}$ Chọn $K_3 = 44 \text{ (mm)}$	44
Kích thước	Đường kính ngoài (Bảng 10-10b)	Trục I: $D = 72 \text{ (mm)}$ Chọn D3= 115 (mm)	

ĐỒ ÁN THIẾT KẾ MÁY

gối trục		<p>Trục II:</p> $D = 72 \text{ (mm)}$ <p>Chọn D3=115 (mm)</p> <p>Trục III:</p> $D = 80 \text{ (mm)}$ <p>Chọn D3 = 125 (mm)</p>	
	Tâm lỗ bulông cạnh ổ E ₂	$E_2 = 1,6. d_2 = 1,6.14 = 22,4 \text{ (mm)}$ <p>Lấy E₂ = 23 (mm)</p> $k = 1,3. d_2 = 1,3.14 = 18,2 \text{ (mm)}$ <p>Lấy k = 19 (mm)</p> $C = \frac{D_3}{2} \text{ (mm)}$	23
	Bề rộng mặt ghép bulông cạnh ổ K ₂	$K_2 = E_2 + k + (3 \div 5)$ $= 23 + 19 + (3 \div 5) = 45 \div 47 \text{ (mm)}$	45
Mặt đế hộp	Chiều dày khi không có phần lồi S ₁	$S_1 = (1,3 \div 1,5) d_1 = (1,3 \div 1,5).18$ $= 23,4 \div 27 \text{ (mm)}$ <p>Chọn S₁ = 26 (mm)</p>	26
	Chiều dày khi có phần lồi D _d , S ₁ , S ₂	<p>Dd</p> $S_1 = (1,4 \div 1,7). d_1 = (1,4 \div 1,7).18$ $= 25,2 \div 30,6 \text{ (mm)}$ $S_2 = (1 \div 1,1). d_1 = (1 \div 1,1).18$ $= 18 \div 19,8 \text{ (mm)}$	30 20
	Bề rộng mặt đế hộp, K ₁ và q	$K_1 = 3d_1 = 3.18 = 54 \text{ (mm)}$ $q \geq K_1 + 2. \delta = 54 + 2.9 = 72 \text{ (mm)}$	54 72

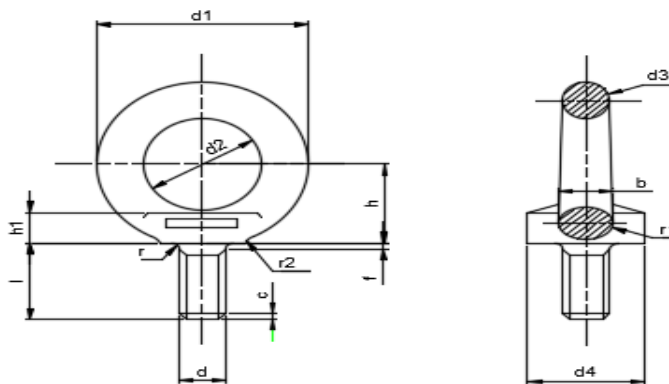
Khe hở giữa các chi tiết	Giữa bánh răng và thành trong hộp	$\Delta \geq (1 \div 1,2) \cdot \delta = (1 \div 1,2) \cdot 9 = 9 \div 10,8 \text{ (mm)}$ Chọn $\Delta = 10 \text{ (mm)}$	10
	Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp	$\Delta_1 = (3 \div 5) \cdot \delta = (3 \div 5) \cdot 9 = 27 \div 45 \text{ (mm)}$ Chọn $\Delta_1 = 40 \text{ (mm)}$	40
	Giữa mặt bên các bánh răng với nhau	$\Delta_2 \geq \delta = 9$, lấy $\Delta_2 = 10 \text{ (mm)}$	10
Số lượng bulông nền Z		$Z = \frac{L + B}{(200 \div 300)} = \frac{600 + 300}{(200 \div 300)} = 3 \div 4$ Chọn $Z = 4$ Sơ bộ chọn $L = 600$, $B = 300$ (L, B: chiều dài và chiều rộng của hộp)	4

2. Một số chi tiết khác:

a. Bulông vòng hoặc vòng móc:

- Để nâng và vận chuyển hộp giảm tốc (khi gia công, khi lắp ghép,...) trên nắp và thân thường lắp thêm bulông vòng. Kích thước bu lông vòng được chọn theo trọng lượng hộp giảm tốc. Vật liệu bu lông là thép CT3.

- Với hộp giảm tốc bánh răng trụ 2 cấp, ta chọn được trọng lượng $Q=300 \text{ kG}$, theo đó ta chọn bu lông vòng M.



Hình 8-1 Kích thước bu lông vòng

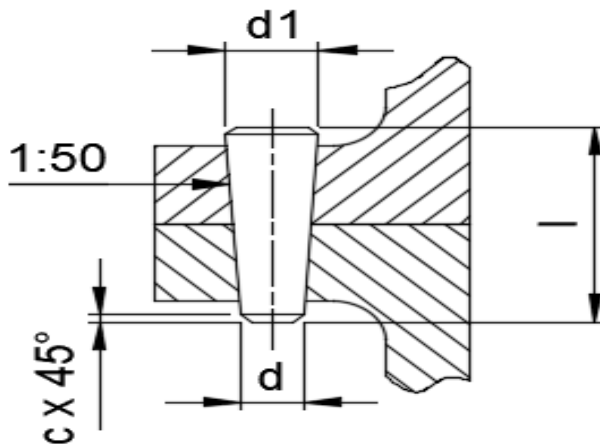
Bảng 8-1 Kích thước bu long vòng M

Trọng lượng của hộp Q (kG)	d (ren)	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h	h_1	h_2	$l \geq$	f	b	C	x	r	r_1	r_2
550	M12	54	30	12	30	17	26	10	7	25	2	14	1,8	3,5	2	5	6

b. Chốt định vị:

-Mặt ghép giữa nắp và thân nằm trong mặt phẳng chứa đường tâm các trục. Lỗ trụ lắp ở trên nắp và thân hộp được gia công đồng thời, để đảm bảo vị trí tương đối của nắp và thân trước và sau khi gia công cũng như khi lắp ghép, ta dùng 2 chốt định vị, nhờ có chốt định vị khi xiết bulông không làm biến dạng vòng ngoài của ổ, do đó loại trừ được một trong các nguyên nhân làm ổ chống bị hỏng.

-Chọn chốt định vị là chốt côn, kích thước chọn theo bảng 10-10c



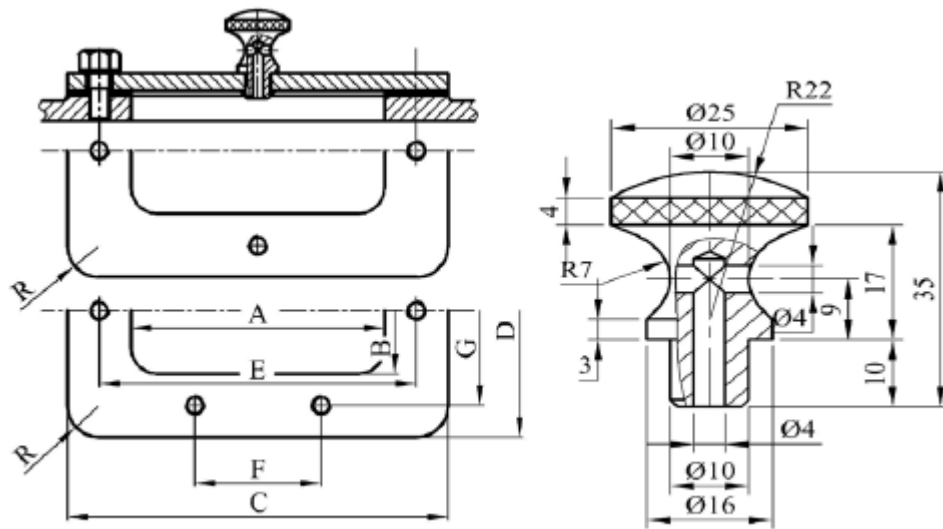
Hình 8-2 Kích thước và hình dạng chốt côn

Bảng 8-2 Kích thước chốt định vị

d (mm)	c (mm)	l (mm)
5	0,8	36

c. Cửa thăm:

-Để kiểm tra, quan sát các chi tiết máy trong hộp khi lắp ghép và để đổ dầu vào hộp, trên đỉnh hộp có làm cửa thăm. Cửa thăm được đẩy bằng nắp. Trên nắp có thể lắp thêm nút thông hơi. Kích thước cửa thăm có thể chọn theo bảng 10-12



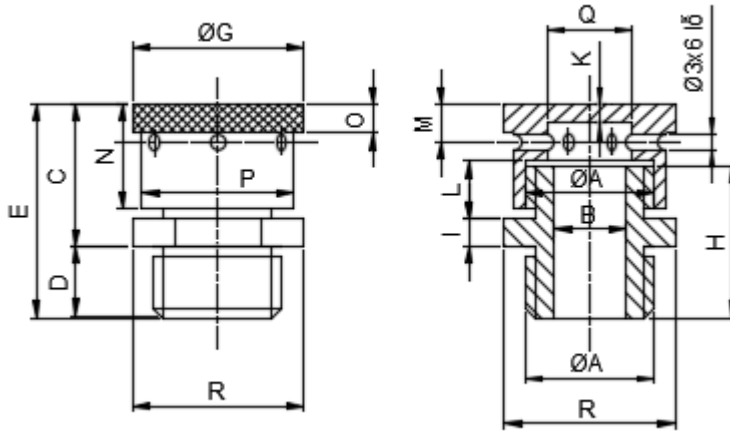
Hình 8-3 Cửa thăm

Bảng 8-3 Kích thước cửa thăm

A	B	C	D	E	F	G	R	Vít	Số lượng
100	75	150	100	125	-	87	12	M8 x 22	4

d. Nút thông hơi:

-Khi làm việc, nhiệt độ trong hộp tăng lên. Để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và bên ngoài hộp, người ta dùng nút thông hơi. Nút thông hơi thường được lắp trên nắp cửa thăm hoặc ở vị trí cao nhất của nắp hộp.



Hình 8-4 Hình dạng nút thông hơi

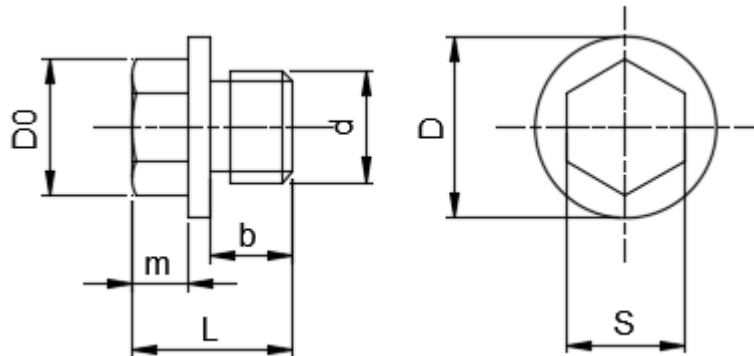
Bảng 8-4 Kích thước nút thông hơi

A	B	C	D	E	G	H	I	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
M27 x 2	15	30	15	45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32

e. Nút tháo dầu:

-Sau một thời gian làm việc, dầu bôi trơn trong hộp bị bẩn (do bụi bám và do hạt mài), hoặc bị biến chất, do đó cần phải thay dầu mới. Để tháo dầu cũ, ở đáy hộp có lỗ tháo dầu. Lúc đầu làm việc, lỗ bị bịt kín bằng nút tháo dầu.

- Kích thước của nút tháo dầu được chọn dựa vào bảng 10-14.



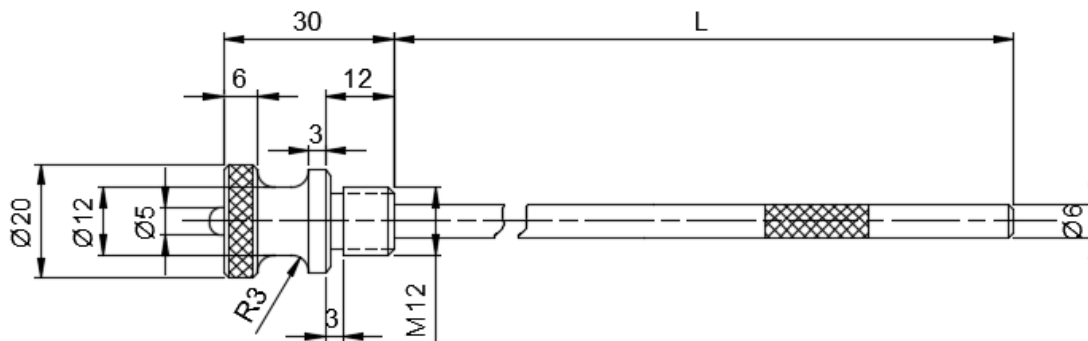
Hình 8-5 Nút tháo dầu

Bảng 8-5 Kích thước của nút tháo dầu

D	b	m	F	L	c	q	D	S	D_0
M16 x 1,5	12	8	3	23	2	13,8	26	17	19,6

f. Kiểm tra mức dầu:

-Chiều cao mức dầu trong hộp được kiểm tra qua thiết bị chỉ dầu. Chọn thiết bị chỉ dầu là que thăm dầu.



Hình 8-6 Hình dạng que thăm dầu

Chương X: Bôi trơn hộp giảm tốc:

Để giảm mất mát công suất vì ma sát, giảm mài mòn răng, đảm bảo thoát nhiệt tốt và đề phòng các chi tiết máy bị han gỉ cần phải bôi trơn liên tục bộ truyền trong và ngoài hộp giảm tốc.

1. Bôi trơn trong hộp giảm tốc.

Do các bộ truyền bánh răng trong hộp giảm tốc đều có $v < 12\text{m/s}$ nên ta chọn phương pháp bôi trơn ngâm dầu.

Tính sơ bộ vận tốc bánh răng lớn nhất, ta có công thức:

$$v = \frac{n\pi D}{60.1000} = \frac{217.3,14.227}{60.1000} = 2,54\text{m/s}$$

(D lấy sơ bộ theo đường kính vòng chia của bánh răng 4 là 227mm)

Tra bảng 10-17, với bộ truyền bánh răng được làm bằng thép và giới hạn bền kéo 470-1000, ta chọn được độ nhớt 80/11 ứng với 100°C .

Theo bảng 10-20, ta chọn được loại dầu bôi trơn là dầu công nghiệp nhãn hiệu ΓOCT 1707-51 loại 12 có độ nhớt là 10-14Centistoc.

2. Bôi trơn ngoài hộp giảm tốc.

Với bộ truyền ngoài hộp do không có thiết bị che đậy, hay bị bụi bám vào, ta chọn bôi trơn định kỳ bằng mỡ.

Bảng 9-1 Bảng thống kê dành cho bôi trơn

Tên dầu hoặc mỡ	Thiết bị cần bôi trơn	Lượng dầu hoặc mỡ	Thời gian thay dầu hoặc mỡ
Dầu công nghiệp ΓOCT 1707-51 loại 12	Bộ truyền trong hộp	0,6 lít/Kw	5 tháng
Mỡ T	Tất cả các ổ và bộ truyền ngoài	2/3chỗ rỗng bộ phận ổ	1 năm

Chương XI: Xác định và chọn kiểu lắp:

Bảng 10-1 Xác định kiểu lắp ghép giữa các chi tiết trong hộp giảm tốc

STT	Tên mối ghép	Kiểu lắp	Ghi chú
1	Bánh răng trụ răng nghiêng và trục I	$\Phi 33 \frac{H7}{k6}$	
2	Bánh đai với trục I	$\Phi 25 \frac{H7}{k6}$	
3	Vòng trong ổ lăn với trục I	$\Phi 30k6$	2 ổ lắp giống nhau
4	Vòng ngoài ổ lăn trục I lắp với thân	$\Phi 72H7$	2 ổ lắp giống nhau
5	Then và trục I	$b10 \frac{E9}{h8}$	b x h = 10 x 8
6	Bạc Chấn dầu với trục	$\frac{E8}{h6}$	3 trục ghép giống nhau
7	Nắp ổ và thân của trục I	$\Phi 62 \frac{H7}{d11}$	2 nắp lắp giống nhau
8	Bánh răng trụ răng nghiêng nhỏ và trục II	$\Phi 40 \frac{H7}{k6}$	
9			

ĐỒ ÁN THIẾT KẾ MÁY

	Bánh răng trụ răng nghiêng lớn và trục II	$\Phi 38 \frac{H7}{k6}$	
10	Vòng trong ổ lăn với trục II	$\Phi 35k6$	2 ổ lắp giống nhau
11	Vòng ngoài ổ lăn trục II lắp với thân	$\Phi 72H7$	2 ổ lắp giống nhau
12	Then và trục II	$b12 \frac{E9}{h8}$	b x h = 12x 8
14	Nắp ổ và thân của trục II	$\Phi 72 \frac{H7}{d11}$	2 nắp lắp giống nhau
15	Bánh răng trụ răng nghiêng và trục III	$\Phi 46 \frac{H7}{k6}$	
16	Vòng trong ổ lăn với trục III	$\Phi 40k6$	2 ổ lắp giống nhau
17	Vòng ngoài ổ lăn trục III lắp với thân	$\Phi 80H7$	2 ổ lắp giống nhau
18	Then và trục III	$b14 \frac{E9}{h8}$	b x h = 14 x 9
19	Trục III và vòng trong bạc chặn	$\Phi 52 \frac{F8}{d9}$	
20	Nắp ổ và thân trục III	$\Phi 80 \frac{H7}{d11}$	2 nắp lắp giống nhau
21	Khớp nối vòng đàn hồi	$\Phi 38 \frac{H7}{k6}$	

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1, Trịnh Chát - Lê Văn Uyển, NXB giáo dục, 2006.
- [2]. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 2, Trịnh Chát - Lê Văn Uyển, NXB giáo dục, 2006.
- [3]. Thiết kế chi tiết máy, Nguyễn Trọng Hiệp - Nguyễn Văn Lắm, NXB giáo dục, 1999.
- [4]. Chi tiết máy tập 1, Nguyễn Trọng Hiệp, NXB giáo dục, 2006
- [5]. Chi tiết máy tập 2, Nguyễn Trọng Hiệp, NXB giáo dục, 2006
- [6]. Vẽ kỹ thuật cơ khí tập 1, Trần Hữu Quế - Đặng văn Cứ - Nguyễn Văn Tuấn, NXB giáo dục, 2009
- [7]. Vẽ kỹ thuật cơ khí tập 2, Trần Hữu Quế - Đặng văn Cứ - Nguyễn Văn Tuấn, NXB giáo dục, 2009

