

ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
∞...☼...∞



ĐỒ ÁN
HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

LỚP L08 - HK 211

Giảng viên hướng dẫn: Thân Trọng Khánh Đạt

| STT | Họ và tên | MSSV |
|-----|-----------------|---------|
| 1 | Lê Quý Phương | 1914737 |
| 2 | Trần Hoàng Phúc | 1911875 |

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA – ĐHQG TP HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ
BỘ MÔN THIẾT KẾ MÁY

ĐỒ ÁN
HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG
(ME3145)
Học kỳ I / Năm học 2021 – 2022

Sinh viên thực hiện: **Lê Quý Phương** MSSV: 1914737

Trần Hoàng Phúc MSSV: 1911875

Người hướng dẫn: **Thân Trọng Khánh Đạt**

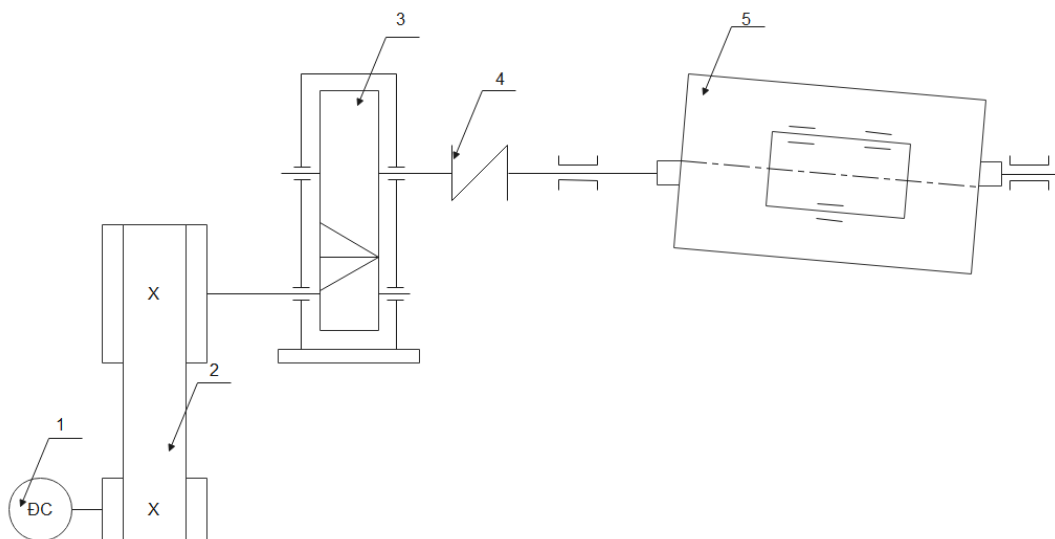
Ngày bắt đầu: 03/09/2021

Ngày kết thúc:

ĐỀ TÀI

Đề số 3: THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THÙNG QUAY
LÀM SẠCH BA VIA SAU KHI ĐẬP

Phương án số: 6



Hệ thống dẫn động gồm:

- | | | |
|------------------|------------------------|---|
| 1: Động cơ điện | 2: Bộ truyền đai thang | 3: Hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp |
| 4: Nối trục xích | 5: Thùng quay | |

Số liệu thiết kế:

Lực vòng trên thùng, F (N): 1900

Vận tốc vòng của thùng, v (m/s): 3,00

Đường kính thùng, D (mm): 650

Thời gian phục vụ, L (năm): 7

Quay 1 chiều, làm việc 2 ca

(Làm việc 300 ngày/năm, 8 giờ/ca)

LỜI NÓI ĐẦU

Trong cuộc sống hàng ngày, chúng ta có thể bắt gặp hệ thống truyền động khắp nơi. Có thể khẳng định rằng hệ thống truyền động đóng vai trò quan trọng trong các lĩnh vực công nghiệp cũng như đời sống con người. Đồ án thiết kế hệ thống truyền động là môn học cơ bản của ngành cơ khí, là môn có thể giúp sinh viên có cái nhìn cụ thể, thực tế hơn với các kiến thức và là cơ sở quan trọng để học các môn học khác sau này. Học tốt môn học này sẽ giúp cho sinh viên có thể tưởng tượng ra được công việc tương lai, qua đó có cách nhìn đúng đắn hơn về con đường học tập đồng thời tăng thêm lòng nhiệt huyết, yêu nghề cho mỗi sinh viên.

Đồ án hệ thống truyền động là môn học học giúp sinh viên khoa Cơ khí có bước đi chập chững, làm quen với công việc thiết kế mà mỗi người kỹ sư cơ khí sẽ gắn cuộc đời mình vào đó. Nó sẽ là giúp nâng cao những kỹ năng mà sinh viên đã được học từ những năm trước như vẽ cơ khí, kỹ năng sử dụng phần mềm: Autocad, Autocad Mechanical, Autodesk Inventor... cùng với những kiến thức trong những môn học nền tảng: Nguyên lý máy, Chi tiết máy, Dung sai và Kỹ thuật đo...

LỜI CẢM ƠN

Trong quá trình thực hiện đồ án, em đã nhận được sự chỉ dẫn rất tận tình của thầy **Thân Trọng Khánh Đạt**, các thầy cô khác cũng như các bạn bè trong Khoa Cơ khí. Sự giúp đỡ của thầy cô và các bạn là nguồn động lực lớn lao cổ vũ tinh thần cho em trên con đường học tập, rèn luyện đầy gian lao vất vả. Do đây là lần đầu mà em thực hiện thiết kế và tính toán nên chắc chắn sẽ mắc phải những thiếu sót, sai lầm. Em rất mong nhận được sự góp ý chân thành từ phía quý thầy cô và các bạn.

Sinh viên thực hiện

Lê Quý Phương – Trần Hoàng Phúc

MỤC LỤC

| | |
|--|-----------|
| LỜI NÓI ĐẦU..... | 2 |
| LỜI CẢM ƠN | 2 |
| CHƯƠNG I: CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN | 7 |
| 1. Chọn động cơ điện..... | 7 |
| 1.1 Chọn hiệu suất của hệ thống | 7 |
| 1.2 Xác định công suất | 7 |
| 1.3 Xác định số vòng sơ bộ..... | 7 |
| 1.4 Chọn động cơ điện..... | 7 |
| 2. Phân phối tỉ số truyền | 8 |
| 3. Lập bảng đặc tính..... | 8 |
| 3.1 Phân phối công suất trên các trục..... | 8 |
| 3.2 Tính toán số vòng quay trên các trục..... | 8 |
| 3.3 Tính toán momen xoắn trên các trục | 9 |
| 3.4 Bảng đặc tính..... | 9 |
| CHƯƠNG II: TÍNH TOÁN VÀ THIẾT KẾ CÁC CHI TIẾT MÁY | 10 |
| A. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI..... | 10 |
| 1. Thông số ban đầu..... | 10 |
| 2. Tính toán thiết kế | 10 |
| 2.1 Chọn loại đai | 10 |
| 2.2 Tính đường kính bánh đai nhỏ | 10 |
| 2.3 Chọn hệ số trượt tương đối và tính d_2 | 10 |
| 2.4 Khoảng cách trục a và chiều dài dây L | 10 |
| 2.5 Tính vận tốc v_1 và kiểm tra số vòng chạy đai trong 1 giây | 11 |
| 2.6 Tính góc ôm đai nhỏ α_1 | 11 |
| 2.7 Tính số đai z | 11 |
| 2.8 Chiều rộng bánh đai và đường kính ngoài d các bánh đai..... | 12 |
| 2.9 Tính toán các lực trên trục dây đai | 12 |

| | |
|---|-----------|
| 2.10 Tính ứng suất cực đại, tuổi thọ đai và lập bảng thông số truyền đai..... | 13 |
| B. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG NGHIÊNG 1 CẤP | 15 |
| 1. Chọn vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện, cơ tính vật liệu | 15 |
| 2. Số chu kỳ làm việc cơ sở | 15 |
| 3. Số chu kỳ làm việc tương đương..... | 15 |
| 4. Giới hạn mỏi tiếp xúc và giới hạn mỏi uốn | 15 |
| 5. Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép | 16 |
| 5.1 Ứng suất tiếp xúc cho phép..... | 16 |
| 5.2 Ứng suất uốn cho phép | 16 |
| 6. Chọn hệ số chiều rộng vành răng ψ_{ba} | 16 |
| 7. Tính khoảng cách trục bộ truyền bánh răng..... | 16 |
| 8. Tính modun m | 17 |
| 9. Tính toán số răng z_1 , z_2 và góc nghiêng β | 17 |
| 10. Xác định lại các kích thước bộ truyền bánh răng:..... | 17 |
| 10.1 Đường kính vòng chia | 17 |
| 10.2 Đường kính vòng đỉnh | 17 |
| 10.3 Đường kính vòng chân..... | 17 |
| 10.4 Chiều rộng vòng răng | 17 |
| 11. Vận tốc vòng..... | 17 |
| 12. Xác định các lực tác dụng lên bộ truyền..... | 18 |
| 12.1 Lực vòng | 18 |
| 12.2 Lực hướng tâm | 18 |
| 12.3 Lực dọc trục..... | 18 |
| 12.4 Lực ăn khớp..... | 18 |
| 13. Chọn hệ số tải trọng | 18 |
| 14. Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc..... | 18 |
| 15. Hệ số dạng răng | 19 |
| 15.1 Số răng tương đương | 19 |
| 15.2 Hệ số dạng răng..... | 19 |

| | |
|--|-----------|
| 15.3 Đặc tính so sánh độ bền của các bánh răng | 19 |
| 16. Kiểm nghiệm theo độ bền uốn | 19 |
| 17. Kiểm tra bôi trơn và ngâm dầu..... | 20 |
| CHƯƠNG III: THIẾT KẾ TRỤC, CHỌN THEN, Ổ LĂN VÀ NỐI TRỤC | 21 |
| A. THIẾT KẾ TRỤC VÀ CHỌN THEN | 21 |
| 1. Chọn vật liệu chế tạo trục | 21 |
| 2. Xác định sơ bộ thông số trục bánh dẫn theo moment xoắn | 21 |
| 3. Xác định khoảng cách giữa các ổ lăn và điểm đặt lực | 21 |
| 3.1. Trục I..... | 21 |
| 3.2. Trục II | 22 |
| 4. Phân tích lực tác dụng lên bộ truyền | 22 |
| 4.1. Trục I..... | 22 |
| 4.2. Trục II | 22 |
| 5. Xác định lực tác dụng lên trục..... | 23 |
| 5.1. Trục I..... | 23 |
| 5.2. Trục II | 25 |
| 6. Chọn và kiểm nghiệm then | 27 |
| 7. Kiểm nghiệm độ bền trục..... | 27 |
| 7.1 Độ bền mỏi..... | 27 |
| 7.2 Độ bền tĩnh..... | 28 |
| B. CHỌN NỐI TRỤC VÀ Ổ LĂN..... | 29 |
| 1. Tính chọn nối trục xích | 29 |
| 2. Tính toán ổ lăn..... | 29 |
| 2.1. Trục I..... | 29 |
| 2.2. Trục II | 31 |
| CHƯƠNG IV: CHỌN THÂN MÁY VÀ CÁC CHI TIẾT PHỤ..... | 33 |
| 1. Chọn thân máy | 33 |
| 1.1. Yêu cầu..... | 33 |
| 1.2. Xác định kích thước vỏ hộp | 33 |

| | |
|--|-----------|
| 2. Các chi tiết phụ..... | 35 |
| 2.1. Nắp ổ..... | 35 |
| 2.2. Cửa thăm..... | 35 |
| 2.2 Nút thông hơi..... | 36 |
| 2.3 Bu lông vòng..... | 36 |
| 2.4 Que thăm dầu..... | 37 |
| 2.5 Nút tháo dầu..... | 38 |
| 2.6 Vòng chắn dầu..... | 38 |
| 2.7 Chốt định vị trụ..... | 39 |
| 2.8 Ống lót..... | 39 |
| 2.9 Vòng phốt..... | 39 |
| CHƯƠNG V: DUNG SAI VÀ LẮP GHÉP..... | 41 |
| 1. Dung sai ổ lăn..... | 41 |
| 2. Lắp ghép bánh răng trên trục..... | 41 |
| 3. Lắp ghép vòng chắn dầu trên trục..... | 41 |
| 4. Lắp ghép then..... | 41 |
| TÀI LIỆU THAM KHẢO..... | 42 |

CHƯƠNG I: CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN**1. Chọn động cơ điện****1.1 Chọn hiệu suất của hệ thống**

Hiệu suất truyền động:

$$\eta = \eta_{đt} \cdot \eta_{br} \cdot \eta_{kn} \cdot \eta_{ol}^3 = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99^3 = 0,9037$$

Trong đó: $\eta_{đt} = 0,96$: hiệu suất của bộ truyền đai thang

$\eta_{br} = 0,98$: hiệu suất của bộ truyền bánh răng nghiêng 1 cấp

$\eta_{kn} = 0,99$: hiệu suất của nối trục xích

$\eta_{ol} = 0,99$: hiệu suất của cặp ổ lăn

1.2 Xác định công suất

Công suất bộ phận công tác

$$P_{ct} = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{1900 \cdot 3}{1000} = 5,7 \text{ kW}$$

Công suất cần thiết của động cơ:

$$P_{đc} = \frac{P_{ct}}{\eta} = \frac{5,7}{0,9037} = 6,307 \text{ kW}$$

1.3 Xác định số vòng sơ bộ

Số vòng quay của trục bộ phận công tác:

$$n_{ct} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 3}{650\pi} = 88,15 \text{ vòng/phút}$$

Chọn sơ bộ tỷ số truyền chung:

$$u_{ch} = u_{đt} \cdot u_h = 4,25 \cdot 4 = 17$$

Trong đó:

- $u_h = 3$: tỉ số truyền của hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp (3..5)
- $u_{đt} = 3$: tỉ số truyền của bộ truyền đai thang (3..5)

Số vòng quay sơ bộ của động cơ:

$$n_{sb} = n_{lv} \cdot u_{ch} = 88,15 \cdot 17 = 1498,55 \text{ vòng/phút}$$

1.4 Chọn động cơ điện

Ta sẽ chọn động cơ điện thỏa mãn 2 thông số:

$$\begin{cases} P_{dc} > P_{ct} = 6,24 \text{ kW} \\ n_{dc} \approx n_{sb} = 1498,55 \text{ vòng/phút} \end{cases}$$

Tra bảng 1.3 trang 237 tài liệu Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1 của tác giả Trịnh Chắt – Lê Văn Uyển, ta chọn động cơ **4A132S4Y3**

Bảng thông số động cơ:

| Tên động cơ | Công suất (kW) | Vận tốc quay(v/p) | $\cos\varphi$ | $\eta(\%)$ | $\frac{T_{max}}{T_{min}}$ | $\frac{T_k}{T_{dn}}$ |
|------------------|----------------|-------------------|---------------|------------|---------------------------|----------------------|
| 4A132S4Y3 | 7,5 | 1455 | 0,86 | 87,5 | 2,2 | 2,0 |

2. Phân phối tỉ số truyền

Tính toán lại tỉ số chung của hệ:

$$u_{ch} = \frac{n_{dc}}{n_{lv}} = \frac{1455}{88,15} = 16,506$$

Tra bảng 2.4 trang 21 tài liệu [2], ta chọn:

- $u_h = 4,5$: tỉ số truyền nên dùng của bộ giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp là 3-5, do hộp giảm tốc được tiêu chuẩn hóa, nên ta chọn 4,5 trong dãy tỉ số truyền tiêu chuẩn.

$$\rightarrow u_{dt} = \frac{u_{ch}}{u_h} = \frac{16,506}{4,5} = 3,67$$

- $u_{dt} = 3,67$: phù hợp với tỉ số truyền nên dùng của đai thang.

3. Lập bảng đặc tính

3.1 Phân phối công suất trên các trục

$$P_{III} = P_{max} = 5,7 \text{ kW}$$

$$P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta_{ol} \cdot \eta_{kn}} = \frac{5,7}{0,99 \cdot 0,99} = 5,816 \text{ kW}$$

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{ol} \cdot \eta_h} = \frac{5,816}{0,99 \cdot 0,98} = 5,994 \text{ kW}$$

$$P_{dc} = \frac{P_I}{\eta_{ol} \cdot \eta_{dt}} = \frac{5,934}{0,99 \cdot 0,96} = 6,307 \text{ kW}$$

3.2 Tính toán số vòng quay trên các trục

$$n_{dc} = 1455 \text{ vòng/phút}$$

$$n_I = \frac{n_{đc}}{u_{br}} = \frac{1455}{3,67} = 396,67 \text{ vòng/phút}$$

$$n_{II} = n_{III} = \frac{n_I}{u_h} = \frac{396,67}{4,5} = 88,15 \text{ vòng/phút}$$

3.3 Tính toán momen xoắn trên các trục

$$T_{đc} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{đc}}{n_{đc}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{6,307}{1455} = 41396,460 \text{ Nmm}$$

$$T_I = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{5,994}{396,67} = 144308,115 \text{ Nmm}$$

$$T_{II} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{5,816}{88,15} = 630094,158 \text{ Nmm}$$

$$T_{III} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{5,7}{88,15} = 617526,943 \text{ Nmm}$$

3.4 Bảng đặc tính:

| Trục Thông số | Động cơ | Trục I | Trục II | Trục III |
|---------------------------------|-----------|------------|------------|------------|
| Tỷ số truyền u | 3,67 | | 4,5 | 1 |
| Số vòng quay n (vòng/phút) | 1455 | 396,67 | 88,15 | 88,15 |
| Công suất P (kW) | 6,307 | 5,994 | 5,816 | 5,7 |
| Momen xoắn T (Nmm) | 41396,460 | 144308,115 | 630094,158 | 617526,943 |

CHƯƠNG II: TÍNH TOÁN VÀ THIẾT KẾ CÁC CHI TIẾT MÁY

A. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

1. Thông số ban đầu

- Công suất $P_{dc} = 6,307 \text{ kW}$
- Tỷ số truyền $u_{dt} = 3,67$
- Số vòng quay $n_{dc} = 1455 \text{ vòng/phút}$
- Điều kiện làm việc: Quay 1 chiều, làm việc 2 ca (Làm việc 300 giờ/năm, 8 giờ/ca)

2. Tính toán thiết kế

2.1 Chọn loại đai

Từ thông số đầu vào $P_I = 6,307 \text{ kW}$ và $n_I = 1455 \text{ vòng/phút}$, theo hình 4.22a tài liệu [1], ta chọn đai B. Các thông số tra được từ bảng 4.3 tài liệu [1] của đai thang loại B:

- $b_p = 14 \text{ mm}$
- $b_o = 17 \text{ mm}$
- $h = 10,5 \text{ mm}$
- $y_o = 4,0 \text{ mm}$
- $A = 138 \text{ mm}^2$
- $L = 800 \div 6300 \text{ mm}$
- $T_1 = 40 \div 190 \text{ Nm}$
- $d_1 = 140 \div 280 \text{ mm}$

2.2 Tính đường kính bánh đai nhỏ

Đường kính bánh dẫn $d_1 = 1,2 \cdot d_{min} = 1,2 \cdot 125 = 150 \text{ mm}$. Theo tiêu chuẩn, ta chọn $d_1 = 160 \text{ mm}$.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n}{60000} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 1455}{60000} = 12,189 \text{ m/s} < 25 \text{ m/s (thỏa mãn)}$$

2.3 Chọn hệ số trượt tương đối và tính d_2

Giả sử hệ số trượt tương đối $\xi = 0,02$

$$d_2 = u d_1 (1 - \xi) = 3,67 \cdot 160 \cdot (1 - 0,02) = 575,46 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn chọn $d_2 = 560 \text{ mm}$

Tính lại tỷ số truyền:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} = \frac{560}{160(1 - 0,02)} = 3,57$$

Sai lệch với tỷ số truyền ban đầu:

$$\Delta u = \frac{|3,67 - 3,57|}{3,67} \cdot 100\% = 2,7\% < 4\%$$

Thỏa mãn sai số cho phép nên ta giữ nguyên tỉ số truyền của bộ truyền đai

2.4 Khoảng cách trục a và chiều dài dây L

- Tính toán chiều dài dây đai L

Ta chọn sơ bộ khoảng cách trục a , với $u = 3,56$ ta chọn $a = d_2 = 560 \text{ mm}$

Chiều dài dây đai:

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

$$= 2.560 + \frac{(560 + 160)\pi}{2} + \frac{(560 - 160)^2}{4.560} = 2322,4 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn dây đai chọn $L = 2500 \text{ mm}$

- Tính lại khoảng cách trục a :

$$a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4}$$

Với:

$$k = L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} = 2500 - \frac{\pi(160 + 560)}{2} = 1369,03$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{560 - 160}{2} = 200$$

$$\rightarrow a = 653,93 \text{ mm}$$

Kiểm nghiệm điều kiện khoảng cách trục a :

$$2(d_1 + d_2) \geq a \geq 0,7(d_1 + d_2)$$

$$\Leftrightarrow 2(160 + 560) \geq a \geq 0,7(160 + 560)$$

$$\Leftrightarrow 1440 \geq a \geq 504$$

Ta thấy $1440 \geq 653,93 \geq 504$ nên điều kiện a thỏa mãn.

2.5 Tính vận tốc v_1 và kiểm tra số vòng chạy đai trong 1 giây

Vận tốc đai v_1 :

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n}{60000} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 1455}{60000} = 12,189 \text{ m/s}$$

Số vòng chạy đai trong 1 giây:

$$i = \frac{v_1}{L} = \frac{12,189}{2,5} = 4,88 \text{ s}^{-1} < [i] = 10 \text{ s}^{-1}$$

Do đó điều kiện i được thỏa

2.6 Tính góc ôm đai nhỏ α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{560 - 160}{653,93} = 145,13^\circ = 2,53 \text{ rad}$$

2.7 Tính số đai z

Tra bảng 4.8 trang 163 tài liệu [1] với các thông số $v_1 = 12,189 \text{ m/s}$, $d_1 = 160 \text{ mm}$, ta có: $[P_0] = 4 \text{ kW}$, $L_0 = 2240 \text{ mm}$

Số đai sử dụng:

$$z \geq \frac{P_{dc}}{[P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_Z \cdot C_r}$$

Trong đó:

- Công suất động cơ:

$$P_{dc} = 6,307 \text{ kW}$$

- Hệ số xét ảnh hưởng góc đai:

$$C_\alpha = 1,24 \left(1 - e^{-\frac{\alpha_1}{110}} \right) = 1,24 \left(1 - e^{-\frac{145,13}{110}} \right) = 0,91$$

- Hệ số ảnh hưởng của vận tốc:

$$C_v = 1 - 0,05(0,01v^2 - 1) = 1 - 0,05(0,01.12,189^2 - 1) = 0,98$$

- Hệ số xét ảnh hưởng tỉ số truyền u :

$$C_u = 1,14 \text{ (vì } u = 3,56 \geq 2,5)$$

- Hệ số ảnh hưởng đến chiều dài đai:

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{2500}{2240}} = 1,02$$

- Hệ số ảnh hưởng đến số dây đai: Chọn sơ bộ $C_z = 0,95$
- Hệ số xét đến ảnh hưởng chế độ tải trọng: $C_r = 0,85$ (tải tĩnh, làm việc 2 ca)

$$\Rightarrow z \geq \frac{6,307}{4,091.0,98.1,14.1,02.0,95.0,85} = 2,03$$

Vậy ta chọn $z = 3$ đai (thỏa điều kiện C_z đã chọn ở trên)

2.8 Chiều rộng bánh đai và đường kính ngoài d các bánh đai

Chiều rộng bánh đai:

$$B = (z - 1)e + 2f$$

Trong đó:

- $e = 19 \text{ mm}$ (theo bảng 4.4 tài liệu [1])
- $f = 12,5 \text{ mm}$ (theo bảng 4.4 tài liệu [1])
- $z = 3$ đai

$$\Rightarrow B = (3 - 1).19 + 2.12,5 = 63 \text{ mm}$$

Đường kính ngoài của các bánh đai ($h_0 = 4,2 \text{ mm}$):

$$d_{\alpha 1} = d_1 + 2h_0 = 160 + 2.4,2 = 168,4 \text{ mm}$$

$$d_{\alpha 2} = d_2 + 2h_0 = 560 + 2.4,2 = 568,4 \text{ mm}$$

2.9 Tính toán các lực trên trục dây đai

Lực căng đai ban đầu F_0 :

$$F_0 = A.z.\sigma_0 = 138.2.1,5 = 414 \text{ N}$$

Lực vòng có ích F_t :

$$F_t = \frac{1000P_{\text{đc}}}{v} = \frac{1000.6,307}{12,189} = 517,43 \text{ N}$$

Lực vòng trên mỗi vòng dây:

$$\frac{F_t}{z} = \frac{517,43}{2} = 258,72 \text{ N}$$

Lực trên nhánh căng F_1 :

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 414 + \frac{517,43}{2} = 672,72 \text{ N}$$

Lực trên nhánh chùng F_2 :

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 414 - \frac{517,43}{2} = 155,29 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên trục F_r :

$$F_r = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 414 \cdot \sin \frac{145,13}{2} = 790 \text{ N}$$

2.10 Tính ứng suất cực đại, tuổi thọ đai và lập bảng thông số truyền đai

Ứng suất cực đại σ_{max} :

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{F1} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{F1} \\ &= \frac{207}{138} + 0,5 \cdot \frac{258,72}{138} + 1200 \cdot 12,189^2 \cdot 10^{-6} + \frac{2,4}{180} \cdot 100 = 7,06 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Tuổi thọ đai:

$$L_h = \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{max}}\right)^m \cdot 10^7}{2.3600 \cdot i} = \frac{\left(\frac{9}{7,06}\right)^8 \cdot 10^7}{2.3600 \cdot 4,88} = 1984,95 \text{ giờ}$$

Với:

$\sigma_r = 9$: giới hạn mỏi của đai thang

$m = 8$: số mũ của đường cong mỏi so với đai thang

Bảng thông số tính toán:

| Thông số | Ký hiệu | Giá trị | Đơn vị |
|----------------------------------|----------------|---------------|-----------------|
| Loại đai: B | b_p | 14 | mm |
| | b_o | 17 | mm |
| | h | 10,5 | mm |
| | y_o | 26 | mm |
| | A | 138 | mm ² |
| | L | 800 ÷ 6300 mm | mm |
| | d_1 | 140 ÷ 280 | mm |
| Đường kính bánh đai nhỏ | d_1 | 160 | mm |
| Đường kính bánh đai lớn | d_2 | 560 | mm |
| Khoảng cách trục | a | 740,41 | mm |
| Chiều dài đai | L | 2500 | mm |
| Số vòng đai chạy trong 1s | i | 4,88 | s ⁻¹ |
| Góc ôm đai | α_1 | 145,13 | ° |
| Chiều rộng bánh đai | B | 63 | mm |
| Lực căng đai ban đầu | F_0 | 414 | N |
| Lực vòng có ích | F_t | 517,43 | N |
| Lực tác dụng lên trục | F_r | 790 | N |
| Lực trên nhánh căng | F_1 | 672,72 | N |
| Lực trên nhánh chùng | F_2 | 155,29 | N |
| Ứng suất cực đại | σ_{max} | 7,06 | MPa |
| Tuổi thọ đai | L_h | 1984,95 | giờ |

B. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG NGHIÊNG 1 CẤP**Thông số đầu vào:**

- Công suất $P_I = 5,994 \text{ kW}$
- Tỷ số truyền $u_h = 4,5$
- Số vòng quay $n_I = 396,67 \text{ vòng/phút}$
- Momen xoắn $T_I = 144308,115 \text{ Nm}$

1. Chọn vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện, cơ tính vật liệu

- Chọn vật liệu: C45
- Phương pháp: tôi cải thiện
- Độ cứng:

Bánh răng dẫn: $HB_1 = 280$

Bánh răng bị dẫn: $HB_2 = 260$

Thỏa điều kiện $H_1 \geq H_2 + (10 \div 15) HB$

- Giới hạn bền: $\sigma_b = 850 \text{ Mpa}$
- Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 580 \text{ Mpa}$

2. Số chu kỳ làm việc cơ sở

$$N_{HO1} = 30HB_1^{2,4} = 30.280^{2,4} = 2,24.10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{HO2} = 30HB_2^{2,4} = 30.260^{2,4} = 1,88.10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{FO1} = N_{FO2} = 30.280^{2,4} = 5.10^6 \text{ chu kỳ}$$

3. Số chu kỳ làm việc tương đương

Bánh dẫn:

$$N_{HE1} = N_{FE1} = N_1 = 60cnL_n$$

Trong đó:

$c = 1$: vì số lần ăn khớp của mỗi bánh răng trong một chu kỳ là 1

$n = 396,67 \text{ v/p}$: vận tốc đầu vào

$L_n = 7.300.2.8 = 33600 \text{ giờ} \rightarrow$ vì máy làm việc 8 giờ/ca, 2 ca/ngày, 300

ngày/năm, tuổi thọ 7 năm

Từ đó suy ra: $N_{HE1} = 8.10^8 \text{ chu kỳ}$

Bánh bị dẫn:

$$N_{HE2} = N_{FE2} = N_2 = \frac{N_{HE2}}{u} = \frac{N_{HE2}}{4,5} = \frac{8.10^8}{4,5} = 1,78.10^8 \text{ chu kỳ}$$

Vì $N_{HE1} > N_{HO1}$; $N_{HE2} > N_{HO2}$; $N_{FE1} > N_{HO1}$; $N_{FE2} > N_{HO2}$

Cho nên:

$$K_{HL1} = N_{HL2} = N_{FL1} = N_{FL2} = 1$$

4. Giới hạn mỗi tiếp xúc và giới hạn mỗi uốn

Tra bảng 6.13 tài liệu [1], giới hạn mỗi tiếp xúc các bánh răng xác định bởi:

$$\sigma_{0H \text{ lim}} = 2HB + 70$$

Bánh dẫn: $\sigma_{0H1 \text{ lim}} = 2HB_1 + 70 = 2.280 + 70 = 630 \text{ MPa}$

Bánh bị dẫn: $\sigma_{0H2 \lim} = 2HB_2 + 70 = 2.260 + 70 = 590 \text{ MPa}$

Giới hạn mỏi uốn của các bánh răng xác định bởi:

$$\sigma_{0F \lim} = 1,8HB$$

Bánh dẫn: $\sigma_{0F1 \lim} = 1,8HB_1 = 1,8.280 = 504 \text{ MPa}$

Bánh bị dẫn: $\sigma_{0F2 \lim} = 1,8HB_2 = 1,8.260 = 468 \text{ MPa}$

5. Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép

5.1 Ứng suất tiếp xúc cho phép

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

Khi được tôi cải thiện, $S_H = 1,1$ (bảng 6.13 tài liệu [1]) do đó ta được:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{630 \cdot 0,9}{1,1} \cdot 1 = 515,45 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{590 \cdot 0,9}{1,1} \cdot 1 = 482,73 \text{ MPa}$$

Ứng suất cho phép của hai bánh răng:

$$\begin{aligned} [\sigma_H] &= 0,5 \sqrt{[\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2} \approx 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \\ &= 0,45 \cdot (515,45 + 482,73) = 449,18 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Kiểm tra điều kiện:

$$\begin{aligned} [\sigma_H]_{\min} &\leq 449,18 \leq 1,25[\sigma_H]_{\min} \\ &\rightarrow 590 \leq 449,18 \leq 737,5 \end{aligned}$$

Vậy ứng suất cho phép thỏa mãn điều kiện.

5.2 Ứng suất uốn cho phép

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

Với $S_F = 1,75$ (dựa vào bảng 6.13 tài liệu [1]) ta được

$$[\sigma_{F1}] = 504 \cdot \frac{1}{1,75} = 288 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = 468 \cdot \frac{1}{1,75} = 267,43 \text{ MPa}$$

6. Chọn hệ số chiều rộng vành răng ψ_{ba}

Theo bảng 6.15 tài liệu [1], do bánh răng nằm đối xứng với các ổ trục và $H_1, H_2 < 350 \text{ HB}$ nên $\psi_{ba} = 0,3 \div 0,5$, chọn $\psi_{ba} = 0,315$ theo tiêu chuẩn. Ta có:

$$\psi_{ba} = \frac{\psi_{ba}(u+1)}{2} = \frac{0,315(4,5+1)}{2} = 0,866$$

Theo bảng 6.4 tài liệu [1], chọn $K_{H\beta} = 1,03$ và $K_{F\beta} = 1,05$

7. Tính khoảng cách trục bộ truyền bánh răng

$$a_w = 43(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_I K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}} = 43(4,5+1) \sqrt[3]{\frac{144308,115 \cdot 1,03}{0,315 \cdot 449,18^2 \cdot 4,5}} = 190,15 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn, ta chọn $a_w = 200 \text{ mm}$

8. Tính modun m

Môđun $m = (0,01 \div 0,02)a_w = 2 \div 4 \text{ mm}$

Theo tiêu chuẩn chọn $m = 2,5 \text{ mm}$

9. Tính toán số răng z_1, z_2 và góc nghiêng β

Điều kiện bánh răng nghiêng: $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$

$$\begin{aligned} \Rightarrow \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 20}{m_n(u+1)} &\leq z_1 \leq \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 8}{m_n(u+1)} \\ \Rightarrow \frac{2 \cdot 200 \cdot \cos 20}{2,5(4,5+1)} &\leq z_1 \leq \frac{2 \cdot 200 \cdot \cos 8}{2,5(4,5+1)} \\ \Rightarrow 27,33 &\leq z_1 \leq 28,81 \end{aligned}$$

Ta chọn số bánh răng dẫn là: $z_1 = 28$ răng thỏa điều kiện không cắt chân răng ($z_1 > 17$)

Số bánh răng bị dẫn:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 28 \cdot 4,5 = 126 \text{ răng}$$

Góc nghiêng răng:

$$\beta = \arccos \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w} = \arccos \frac{2,5(28 + 126)}{2 \cdot 200} = 15,74^\circ$$

10. Xác định lại các kích thước bộ truyền bánh răng:**10.1 Đường kính vòng chia**

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{28 \cdot 2,5}{\cos 15,74} = 72,73 \text{ mm} \\ d_2 &= \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{126 \cdot 2,5}{\cos 15,74} = 327,27 \text{ mm} \end{aligned}$$

10.2 Đường kính vòng đỉnh

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2m_n = 72,73 + 2 \cdot 2,5 = 77,73 \text{ mm} \\ d_{a2} &= d_2 + 2m_n = 327,27 + 2 \cdot 2,5 = 332,27 \text{ mm} \end{aligned}$$

10.3 Đường kính vòng chân

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2,5m_n = 72,73 - 2,5 \cdot 2,5 = 71,48 \text{ mm} \\ d_{f2} &= d_2 - 2,5m_n = 327,27 - 2,5 \cdot 2,5 = 326,02 \text{ mm} \end{aligned}$$

10.4 Chiều rộng vòng răng

Bánh bị dẫn: $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 200 = 63 \text{ mm}$. Theo tiêu chuẩn, chọn $b_2 = 65 \text{ mm}$

Bánh dẫn: $b_1 = b_2 + 5 = 65 + 5 = 70 \text{ mm}$

11. Vận tốc vòng

Vận tốc vòng bánh răng:

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60000} = \frac{\pi \cdot 72,73 \cdot 396,67}{60000} = 1,51 \text{ m/s}$$

Dựa vào bảng 6.3 tài liệu [1], ta chọn cấp chính xác là 9 với $v_{gh} = 6 \text{ m/s}$

12. Xác định các lực tác dụng lên bộ truyền

12.1 Lực vòng

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2.144308,115}{72,73} = 3968,3 \text{ N}$$

12.2 Lực hướng tâm

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{3968,3 \cdot \tan 20}{\cos 15,74} = 1500,6 \text{ N}$$

12.3 Lực dọc trục

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \tan \beta = 3968,3 \cdot \tan 15,74 = 1118,4 \text{ N}$$

12.4 Lực ăn khớp

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha \cos \beta} = \frac{3968,3}{\cos 20 \cdot \cos 15,74} = 4387,5 \text{ N}$$

13. Chọn hệ số tải trọng

Theo bảng 6.6 tài liệu [1] với $v = 1,51$, cấp chính xác là 9, độ rắn $H_1, H_2 < 350$

Chọn: $K_{HV} = 1,02$, $K_{FV} = 1,04$

Theo bảng 6.4 tài liệu [1], ta chọn $K_{H\beta} = 1,05$, $K_{F\beta} = 1,1$

Theo bảng 6.11 tài liệu [1] với $v = 1,51$, cấp chính xác là 9, ta chọn : $K_{H\alpha} = 1,13$

Vì $n_{cx} \geq 9$ nên $K_{F\alpha} = 1$

14. Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc

Ta có:

$$\sigma_H = Z_H Z_m Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u + 1)}{b_w d_{w1}^2 u}} \leq [\sigma_H]$$

Trong đó:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2 \cos 15,74}{\sin(2 \cdot 20)}} = 1,73$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{\left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right)\right] \cos \beta_m}}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{\left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{28} + \frac{1}{126}\right)\right] \cos 15,74}} = 0,77$$

$Z_m = 234 \text{ Mpa}^{1/3}$ (theo bảng 6.5 tài liệu [2])

$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV} = 1,05 \cdot 1,13 \cdot 1,02 = 1,2$

$d_{w1} = 72,73 \text{ mm}$

$$b_w = 65 \text{ mm}$$

$$T = 144308,115 \text{ Nm}$$

Từ đó suy ra: $\sigma_H = 345,8 \text{ Mpa}$

Ta thấy : $\sigma_H = 345,8 \text{ (Mpa)} < [\sigma_H] = 449,18 \text{ (Mpa)}$ nên điều kiện tiếp xúc thỏa mãn.

15. Hệ số dạng răng

15.1 Số răng tương đương

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{28}{\cos^3 15,74} = 31,4$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{126}{\cos^3 19,74} = 141,3$$

15.2 Hệ số dạng răng

Hệ số dạng răng:

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} = 3,47 + \frac{13,2}{31,4} = 3,89$$

$$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} = 3,47 + \frac{13,2}{141,3} = 3,56$$

15.3 Đặc tính so sánh độ bền của các bánh răng

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{288}{3,89} = 74,03$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{267,43}{3,56} = 75,12$$

16. Kiểm nghiệm theo độ bền uốn

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F Y_\varepsilon \cdot Y_\beta}{b_w \cdot m}$$

Trong đó:

$$Y_F = Y_{F1} = 3,89$$

$$F_t = 2 \frac{T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 144308,115}{72,73} = 3968,3 \text{ N}$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = Z_\varepsilon^2 = 0,77^2 = 0,59$$

$$K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1,05 \cdot 1,1 \cdot 0,94 = 1,09$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n} \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - \frac{65 \cdot \sin 15,74}{2,5\pi} \cdot \frac{15,74}{120} = 0,71$$

Suy ra: $\sigma_F = 43,37 \text{ Mpa}$

Kiểm nghiệm độ bền uốn:

$$\sigma_F = 43,37 \text{ (Mpa)} < [\sigma_F] = 267,43 \text{ (Mpa)}$$

Do đó độ bền được thỏa

17. Kiểm tra bôi trơn và ngâm dầu

Với $z_1 = 28$ ta dùng dịch chỉnh góc với $x_1 = 0,5$, $x_2 = 0,5$ (tra bảng 6.9 tài liệu [2])

Do đó:

$$k_x = \frac{1000x_t}{z_t} = \frac{1000.1}{28 + 126} = 6,5$$

Theo bảng 6.10b tài liệu [2] tra được $k_y = 0,318$

Do đó hệ số dịch chỉnh răng là:

$$\Delta y = \frac{k_y z_t}{1000} = \frac{0,318(28 + 126)}{1000} = 0,05$$

Tra bảng 6.2 tài liệu [1], chiều cao của bánh răng dẫn là:

$$h_1 = 2,25m - \Delta y \cdot m = 2,25.2,5 - 0,05.2,5 = 5,5 \text{ mm}$$

Điều kiện bôi trơn đối với hộp giảm tốc bánh răng nghiêng một cấp:

- Mức dầu thấp nhất ngập $(0,75 \div 2)h_1 = 4,125 \div 11 \text{ mm}$ của bánh răng 1
- Mức dầu cao nhất không được ngập quá $1/3d_{a2} = 1/3.332,27 = 110,76 \text{ mm}$ đường kính vòng đỉnh của bánh răng 2

Bảng thông số bộ truyền bánh răng nghiêng 1 cấp

| Thông số hình học | Ký hiệu | Giá trị | Đơn vị |
|---------------------------|----------|------------|-----------|
| Momen xoắn | T | 144308,115 | Nmm |
| Tỷ số truyền | u | 4,5 | - |
| Số vòng quay | n | 396,67 | vòng/phút |
| Khoảng cách trục | a_w | 200 | mm |
| Modun | m_n | 2,5 | mm |
| Số răng dẫn | z_1 | 28 | răng |
| Số răng bị dẫn | z_2 | 126 | răng |
| Góc nghiêng răng | β | 15,74 | ° |
| Đường kính vòng chia | d_1 | 72,73 | mm |
| | d_2 | 332,27 | mm |
| Đường kính vòng đỉnh chia | d_{a1} | 77,73 | mm |
| | d_{a2} | 337,27 | mm |
| Đường kính vòng chân | d_{f1} | 66,48 | mm |
| | d_{f2} | 326,02 | mm |
| Vận tốc vòng | v | 1,51 | m/s |

CHƯƠNG III: THIẾT KẾ TRỤC, CHỌN THEN, Ổ LĂN VÀ NÓI TRỤC

A. THIẾT KẾ TRỤC VÀ THEN

Thông số thiết kế:

$$T_1 = 144308,115 \text{ Nmm}$$

$$T_2 = 630094,158 \text{ Nmm}$$

1. Chọn vật liệu chế tạo trục

Vì chưa biết chiều dài trục nên ta thiết kế sơ bộ để xác định đường kính trục theo moment xoắn. Chọn vật liệu chế tạo trục là thép C45 tôi cải thiện. Do trục bánh răng trong hộp giảm tốc là chi tiết máy rất quan trọng

Tra bảng thông số vật liệu ta có thông số cơ tính của vật liệu như sau:

- Loại thép: 45
- Nhiệt luyện: tôi cải thiện
- Độ rắn: $HB_I = 260 \text{ HB}$
- Giới hạn bền: $\sigma_b = 850 \text{ MPa}$
- Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 650 \text{ MPa}$

2. Xác định sơ bộ thông số trục bánh dẫn theo moment xoắn

Chọn ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 20 \text{ MPa}$

Xác định sơ bộ đường kính trục

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{144308,115}{0,2 \cdot 20}} = 33,04 \text{ mm}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{630094,158}{0,2 \cdot 20}} = 54,01 \text{ mm}$$

Tra bảng 10.2 tài liệu [2], ta chọn sơ bộ đường kính trục và bề rộng ổ lăn theo tiêu chuẩn

- Trục I: $d_I = 35 \text{ mm}$, $b_o = 25 \text{ mm}$
- Trục II: $d_2 = 55 \text{ mm}$, $b_o = 29 \text{ mm}$

3. Xác định khoảng cách giữa các ổ lăn và điểm đặt lực

3.1. Trục I

Theo bảng 10.3 tài liệu [2], ta có:

- $k_I = 10 \text{ mm}$: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay
- $k_2 = 8 \text{ mm}$: Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp
- $k_3 = 20 \text{ mm}$: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ
- $h_n = 20 \text{ mm}$: Chiều cao nắp ổ và đầu bu lông
- Chọn sơ bộ chiều dài mayơ bánh răng trụ dẫn

$$l_{m13} = (1,2 \div 1,5)d_1 = 42 \div 52,5$$

$$\text{Vì } b_{w1} = 70 \text{ mm} > l_{m13} \text{ nên ta chọn } l_{m13} = 70 \text{ mm}$$

- Chọn sơ bộ chiều dài mayo bánh đai:

$$l_{m12} = (1,2 \div 1,5)d_1 = 42 \div 52,5 \text{ ta chọn } l_{m12} = 50 \text{ mm}$$

- $l_{13} = 0,5(l_{m13} + b_{o1}) + k_1 + k_2 = 0,5(70 + 21) + 10 + 8 = 63,5 \text{ mm}$
- $l_{11} = 2l_{13} = 2.63,5 = 127 \text{ mm}$
- $l_{12} = 0,5(l_{m12} + b_{o1}) + k_3 + h_n = 0,5(50 + 21) + 10 + 15 = 75,5 \text{ mm}$

3.2. Trục II

Theo bảng 10.3 tài liệu [2], ta có:

- $k_1 = 8 \text{ mm}$: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay
- $k_2 = 6 \text{ mm}$: Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp
- $k_3 = 20 \text{ mm}$: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ
- $h_n = 20 \text{ mm}$: Chiều cao nắp ổ và đầu bu lông
- $l_{23} = 0,5(l_{m21} + b_{o2}) + k_3 + h_n = 0,5(70 + 29) + 20 + 20 = 89,5 \text{ mm}$

$$\text{Với } l_{m23} = (1,2 \div 1,4)d_2 = 66 \div 77 \text{ ta chọn } l_{m23} = 70 \text{ mm}$$

- $l_{21} = 0,5(l_{m23} + b_{o2}) + k_1 + k_2 = 0,5(70 + 29) + 8 + 6 = 63,5 \text{ mm}$

$$\text{Với } l_{m21} = (1,2 \div 1,5)d_2 = 66 \div 82,5 \text{ ta chọn } l_{m21} = 70 \text{ mm}$$

- $l_{22} = 2l_{21} = 2.63,5 = 127 \text{ mm}$

4. Phân tích lực tác dụng lên bộ truyền

4.1. Trục I

Bánh răng:

$$\text{Lực vòng: } F_{t1} = 3968,3 \text{ N}$$

$$\text{Lực dọc trục } F_{a1} = 1118,4 \text{ N}$$

$$\text{Lực hướng tâm: } F_{r1} = 1500,6 \text{ N}$$

Lực do bộ truyền ngoài (lực do bộ truyền bánh đai):

$$F_d = F_r^d = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2.414 \cdot \sin\left(\frac{145,13}{2}\right) = 790 \text{ N}$$

4.2. Trục II

Bánh răng:

$$\text{Lực vòng: } F_{t2} = 3968,3 \text{ N}$$

$$\text{Lực dọc trục } F_{a2} = 1118,4 \text{ N}$$

$$\text{Lực hướng tâm: } F_{r2} = 1500,6 \text{ N}$$

Lực do bộ truyền ngoài (lực nối trục xích):

Tra bảng 16.6 tài liệu [3], chọn $D_0 = 180 \text{ mm}$

$$F_{nt} = \frac{(0,2 \div 0,3)2T_{II}}{D_0} = \frac{(0,2 \div 0,3)2.630094,158}{180} = 1400,209 \div 2100 \text{ N}$$

Vậy ta chọn $F_{nt} = 1500 \text{ N}$

5. Xác định lực tác dụng lên trục

5.1. Trục I

Momen do lực dọc tạo ra:

$$M_{a1} = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 1118,4 \cdot \frac{72,73}{2} = 40670,6 \text{ Nmm}$$

$$\begin{cases} \sum F_X = 0 \\ \sum F_Y = 0 \\ \sum M_{Y/A} = 0 \\ \sum M_{X/A} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} -R_{AX} - R_{BX} + F_{t1} = 0 \\ -F_r^d + R_{AY} - F_{r1} + R_{BY} = 0 \\ -63,5F_{t1} + 127R_{BX} = 0 \\ 75,5F_r^d + 63,5F_{r1} - M_{a1} - 127R_{BY} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{AX} = 1390,89 \text{ N} \\ R_{AY} = 2236,88 \text{ N} \\ R_{BX} = 1984,15 \text{ N} \\ R_{BY} = 899,7 \text{ N} \end{cases}$$

- Đường kính các đoạn trục:

Theo bảng 10.5 tài liệu [1], với $d_I = 35 \text{ mm} \rightarrow [\sigma] = 63 \text{ MPa}$

$$M_E^{td} = \sqrt{M_{X/E}^2 + M_{Y/E}^2 + 0,75 \cdot T_E^2} = \sqrt{0,75 \cdot 144308,115^2} = 124975 \text{ Nmm}$$

$$M_A^{td} = \sqrt{M_{X/A}^2 + M_{Y/A}^2 + 0,75 \cdot T_A^2} = \sqrt{59645^2 + 0,75 \cdot 144308,115^2} = 138478 \text{ Nmm}$$

$$M_F^{td} = \sqrt{M_{X/F}^2 + M_{Y/F}^2 + 0,75 \cdot T_F^2} = \sqrt{62159,1^2 + 125993,5^2 + 0,75 \cdot 144308,115^2}$$

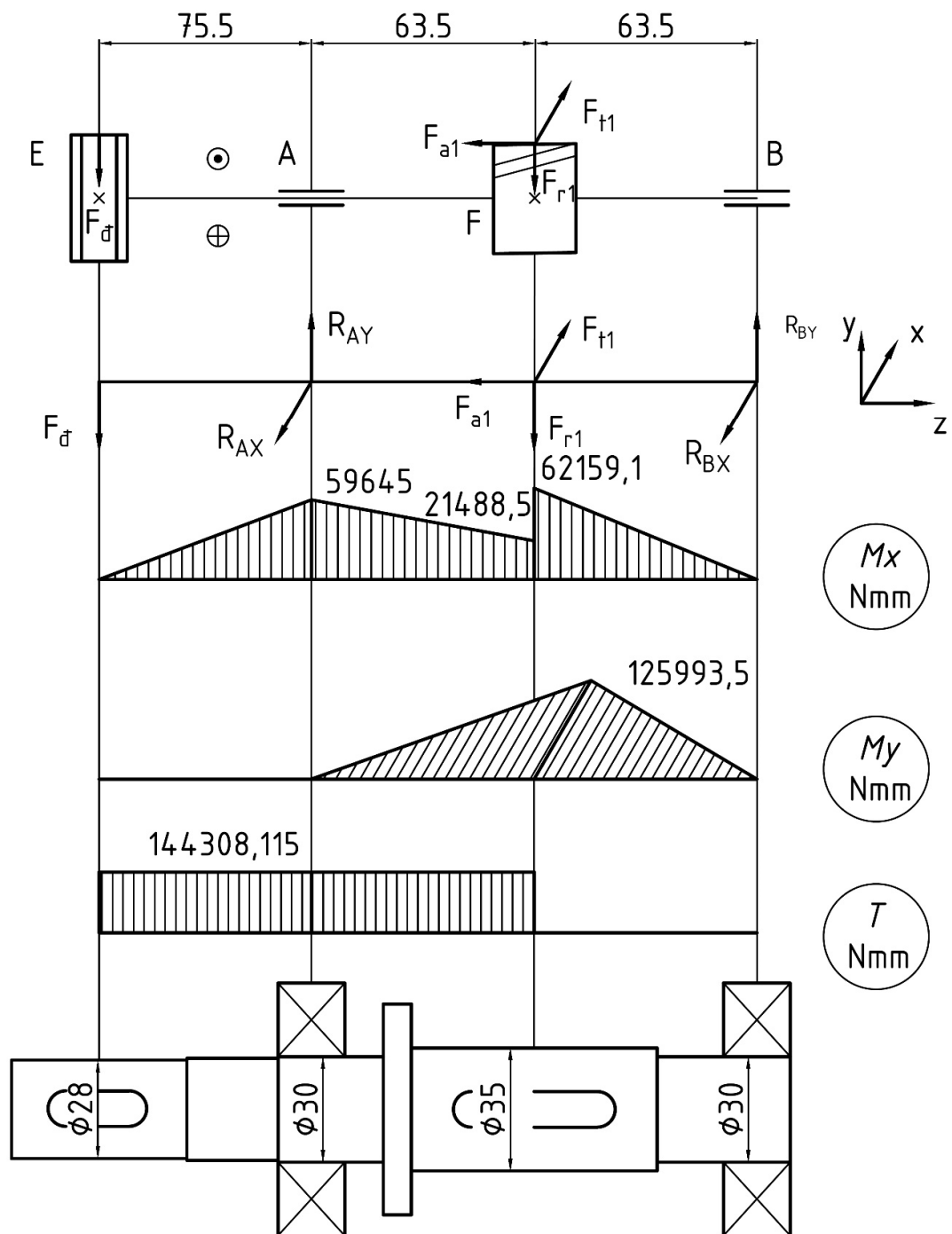
$$\rightarrow M_F^{td} = 188034 \text{ Nmm}$$

$$M_B^{td} = \sqrt{M_{X/B}^2 + M_{Y/B}^2 + 0,75 \cdot T_B^2} = 0 \text{ Nmm}$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_A^{td}}{0,1 \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{138478}{0,1 \cdot 63}} = 28,01 \text{ mm}; d_E \geq 27,07 \text{ mm}; d_F \geq 31,02 \text{ mm}$$

Theo kết cấu và tiêu chuẩn ta chọn:

$$d_A = d_B = 30 \text{ mm}; d_E = 28 \text{ mm}; d_F = 35 \text{ mm}$$



Hình 5.1 Biểu đồ momen trục I

5.2. Trục II

Momen do lực dọc tạo ra:

$$M_{a2} = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 1118,4 \cdot \frac{332,27}{2} = 185805,4 \text{ Nmm}$$

$$\begin{cases} \sum F_X = 0 \\ \sum F_Y = 0 \\ \sum M_{Y/A} = 0 \\ \sum M_{X/A} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{CX} - R_{DX} - F_{t2} + F_{nt} = 0 \\ R_{CY} + F_{r1} - R_{DY} = 0 \\ 63,5F_{t2} + 127R_{DX} - 216,5F_{nt} = 0 \\ 63,5F_{r2} + M_{a2} - 127R_{DY} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{CX} = 3041,24 \text{ N} \\ R_{CY} = 712,73 \text{ N} \\ R_{DX} = 572,94 \text{ N} \\ R_{DY} = 2213,33 \text{ N} \end{cases}$$

- Đường kính các đoạn trục:

Theo bảng 10.5 tài liệu [1], với $d_I = 55 \text{ mm} \rightarrow [\sigma] = 50 \text{ Mpa}$

$$M_C^{td} = \sqrt{M_{X/C}^2 + M_{Y/C}^2 + 0,75 \cdot T_C^2} = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_G^{td} = \sqrt{M_{X/G}^2 + M_{Y/G}^2 + 0,75 \cdot T_G^2} = \sqrt{45285,4^2 + 193118,7^2 + 0,75 \cdot 630094,158^2}$$

$$\rightarrow M_G^{td} = 580611,4 \text{ Nmm}$$

$$M_D^{td} = \sqrt{M_{X/D}^2 + M_{Y/D}^2 + 0,75 \cdot T_D^2} = \sqrt{134216,1^2 + 0,75 \cdot 630094,158^2}$$

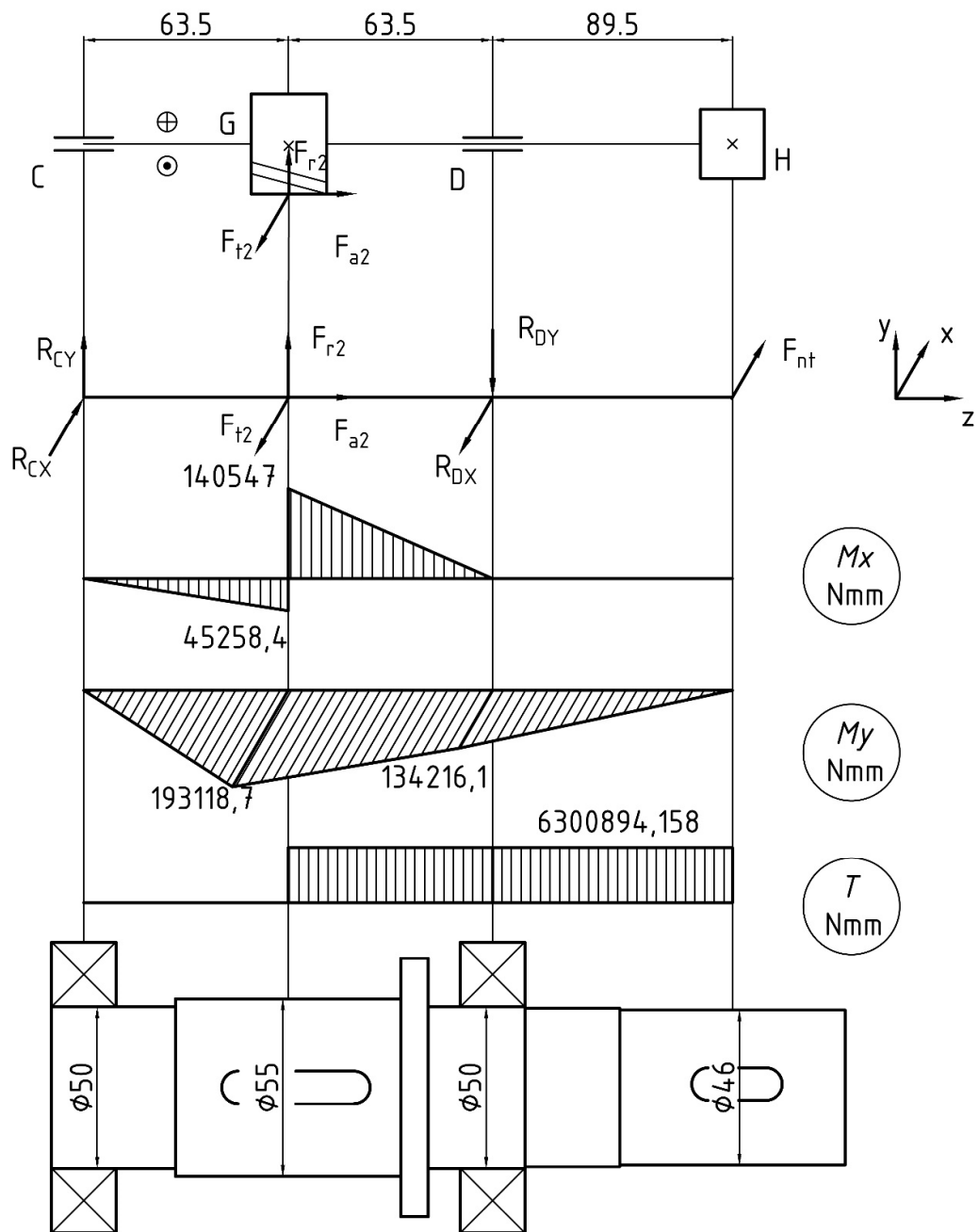
$$= 561941,2 \text{ Nmm}$$

$$M_H^{td} = \sqrt{M_{X/H}^2 + M_{Y/H}^2 + 0,75 \cdot T_H^2} = \sqrt{0,75 \cdot 630094,158^2} = 515677,6 \text{ Nmm}$$

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_D^{td}}{0,1 \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{561941,2}{0,1 \cdot 50}} = 48,26 \text{ mm}; d_G \geq 48,78 \text{ mm}; d_H \geq 45,89 \text{ mm}$$

Theo kết cấu và tiêu chuẩn ta chọn:

$$d_C = d_D = 50 \text{ mm}; d_G = 55 \text{ mm}; d_H = 46 \text{ mm}$$



Hình 5.1 Biểu đồ momen trục II

6. Chọn và kiểm nghiệm then

- Dựa vào bảng 9.1a tài liệu [2], chọn kích thước then $b \times h$ theo tiết diện lớn nhất của trục
- Chọn chiều dài l_t theo tiêu chuẩn của then, nhỏ hơn chiều dài mayo $l_m = 5 \div 10$ mm
- Kiểm nghiệm then theo độ bền dập và độ bền cắt then bằng

$$\sigma_d = \frac{2T}{dl_{lv}(h - t_1)} \leq [\sigma_d] \quad \tau_c = \frac{2T}{dl_{lv}b} \leq [\tau_c]$$

Với $[\sigma_d] = 150 \text{ MPa}$, tra theo bảng 9.5 tài liệu [2]

$[\tau_c] = 60 \div 90 \text{ MPa}$

$l_{lv} = l_t - b$: chiều dài làm việc của then bằng 2 đầu tròn

Bảng thông số:

| Trục | Đường kính | Mặt cắt | l_m | l_t | l_{lv} | b | h | t_1 | σ_d | τ_c | T |
|------|------------|---------|-------|-------|----------|-----|-----|-------|------------|----------|------------|
| I | 28 | 12 | 45 | 40 | 32 | 8 | 7 | 4 | 107,4 | 40,3 | 144308,115 |
| | 35 | 13 | 70 | 65 | 55 | 10 | 8 | 5 | 49,97 | 15,0 | 144308,115 |
| II | 55 | 22 | 75 | 70 | 54 | 16 | 10 | 6 | 101,1 | 25,3 | 600394,168 |
| | 46 | 23 | 75 | 70 | 56 | 14 | 9 | 5,5 | 127,6 | 31,9 | 600394,168 |

Các mặt cắt đều thỏa điều kiện bền dập và cắt nên đảm bảo an toàn cho phép.

7. Kiểm nghiệm độ bền trục**7.1 Độ bền mỏi**

Hệ số an toàn:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s]$$

- Với hệ số an toàn cho phép $[s] = 1,5 \div 2,5$, khi tăng độ cứng $[s] = 2,5 \div 3$, như vậy không cần kiểm nghiệm về độ cứng
- s_σ, s_τ hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp, ứng suất tiếp

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

- σ_{-1}, τ_{-1} giới hạn mỏi của vật liệu tính theo công thức:

$\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,5)\sigma_b = 240 \div 300 \text{ MPa}$, chọn $\sigma_{-1} = 280 \text{ MPa}$

$\tau_{-1} = (0,22 \div 0,25)\sigma_b = 132 \div 150 \text{ MPa}$, chọn $\tau_{-1} = 140 \text{ MPa}$

$\sigma_b = 600 \text{ MPa}$: giới hạn bền của thép 45 thường hóa

- Theo bảng 10.8 tài liệu [1], $K_\sigma = 1,75$; $K_\tau = 1,5$
- $\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$: biên độ và giá trị của ứng suất. Vì tất cả các trục của hộp giảm tốc đều quay nên ứng suất thay đổi theo chu kỳ đối xứng: $\sigma_m = 0$, $\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M}{W}$, với M là momen uốn tương đương, W là momen chống uốn
- Do trục quay 1 chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động

$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2W_0}$, với W_0 là momen chống xoắn, T là momen xoắn

- $\psi_\sigma = 0,05$; $\psi_\tau = 0$ hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi của vật liệu
- $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$: hệ số kích thước (bảng 10.3 tài liệu [1])
- $\beta = 1,7$: hệ số tăng bền bề mặt (bảng 10.5 tài liệu [1])

7.2 Độ bền tĩnh

Để đề phòng trục bị biến dạng dẻo quá lớn hoặc bị gãy khi bị quá tải đột ngột ta cần kiểm nghiệm trục theo độ bền tĩnh:

- Công thức thực nghiệm có dạng: $\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{qt}$

Trong đó:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \sigma_a; \tau = \frac{T}{W_0} = 2\tau_a; [\sigma]_{qt} \approx 0,8\sigma_{ch} = 0,8.340 = 272 \text{ MPa}$$

Bảng kết quả tính toán

| Trục | Tiết diện | W | W_0 | σ_a | τ_a | σ_{td} | ε_σ | ε_τ | s_σ | s_τ | s |
|-----------|-----------|---------|---------|------------|----------|---------------|----------------------|--------------------|------------|----------|------|
| I | 10 | 2128,5 | 4777,9 | 21,5 | 15,1 | 33,9 | 0,88 | 0,81 | 11,13 | 8,51 | 6,76 |
| | 12 | 1824,9 | 3978,9 | 0 | 18,1 | 31,4 | 0,91 | 0,89 | - | 7,8 | - |
| | 13 | 3564,3 | 7771,4 | 37,5 | 9,3 | 40,8 | 0,88 | 0,81 | 6,38 | 13,8 | 5,79 |
| II | 21 | 10407,1 | 22672,7 | 11,1 | 13,2 | 25,5 | 0,81 | 0,76 | 19,85 | 9,14 | 8,3 |
| | 22 | 14230,1 | 30555,7 | 17,2 | 9,8 | 24,2 | 0,81 | 0,76 | 12,81 | 12,3 | 8,87 |
| | 23 | 9403,1 | 20254,9 | 0 | 14,82 | 25,7 | 0,84 | 0,78 | - | 8,35 | - |

Vậy các trục thỏa điều kiện bền mỏi và độ bền tĩnh

B. CHỌN NỐI TRỤC VÀ Ổ LĂN**1. Tính chọn nối trục xích**

Thông số biết trước:

- Momen xoắn ban đầu: $T = 600394,168 \text{ Nmm}$
- Lực vòng tác dụng lên xích: $F_t = 1500 \text{ Nmm}$
- Đường kính trục: $d = 48 \text{ mm}$
- Theo bảng thông số 16.6 tài liệu [3] ta có:

| T | n_{max} (vòng/ phút) | d | D_0 | L | C | Đường kính chốt | Khoảng cách giữa 2 má | Bước xích t | $Q \text{ (N)}$ | z | GD^2 N.m ² |
|-----|------------------------------|-----|-------|-----|-----|-----------------------|-----------------------------|------------------|-----------------|-----|----------------------------|
| 600 | 1000 | 48 | 180 | 150 | 4,8 | 22 | 23,15 | 38,1 | 70000 | 10 | 0,94 |

Kiểm nghiệm hệ số an toàn:

$$S = \frac{Q}{(1,2 \div 1,5)F_t} \geq [S]$$

Trong đó:

- Hệ số an toàn :

$$S = \frac{Q}{(1,2 \div 1,5)F_t} = \frac{70000}{(1,2 \div 1,5)1500} = 31,11 \div 38,89$$

- Tra bảng 16.7 tài liệu [3] ta được $[S] = 13,2$

Vì $S \geq [S]$ nên điều kiện hệ số an toàn của nối trục xích được thỏa mãn.

2. Tính toán ổ lăn**2.1. Trục I**

- Số vòng quay: $n_1 = 396,67 \text{ (v/p)}$
- Thời gian làm việc: $L_h = 33600 \text{ giờ}$
- Đường kính vòng trong $d_1 = 30 \text{ mm}$
- Tải trọng tác dụng lên các ổ
 - Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_A^R = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{1390,89^2 + 2236,88^2} = 2634,1 \text{ N}$$

- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_B^R = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1984,15^2 + 899,7^2} = 2178,6 \text{ N}$$

- Lực dọc trục: $F_{a1} = 1118,4 \text{ N}$
- Do có lực dọc trục nên ta chọn ổ bi đỡ chặn
- Với $d_1 = 30 \text{ mm}$, tra phụ lục bảng P2.12 tài liệu [2], ta chọn sơ bộ ổ đỡ chặn cỡ trung hợp có các số liệu như sau:

| Kí hiệu | d | D | B | C | C_0 | α |
|---------|-----|-----|-----|-----|-------|----------|
|---------|-----|-----|-----|-----|-------|----------|

| | | | | | | |
|--------------|----|----|----|---------|---------|-----|
| 46305 | 30 | 72 | 19 | 25,8 kN | 18,7 kN | 26° |
|--------------|----|----|----|---------|---------|-----|

- Chọn hệ số e :
 - Ta có kí hiệu ổ là **46305** và $\alpha = 26^\circ$
 - Theo bảng 11.4 tài liệu [2] ta chọn: $e = 0,68$
- Chọn hệ số X, Y :
 - $V = 1$: tương ứng với vòng trong quay
 - $S_A = e \cdot F_A^R = 0,68 \cdot 2634,1 = 1791,2 \text{ N}$
 - $S_B = e \cdot F_B^R = 0,68 \cdot 2178,6 = 1481,4 \text{ N}$
 - $K_t = 1$: hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ với tuổi thọ ổ lăn
 - $K_\sigma = 1$: hệ số xét đến ảnh hưởng của tải tĩnh, không va đập (bảng 11.3 tài liệu [2])
- $F_{ta1} = S_B + F_{a1} = 1481,4 + 1118,4 = 2600 \text{ N}$
- $F_{ta2} = S_A - F_{a1} = 1791,2 - 1118,4 = 672,8 \text{ N}$
- Tra bảng 11.3 tài liệu [2]:

$$\frac{F_{ta1}}{V \cdot F_A^R} = \frac{2600}{2634,1} = 0,98 > e \rightarrow X = 0,41; Y = 0,87$$

$$\frac{F_{ta2}}{V \cdot F_B^R} = \frac{672,8}{2178,6} = 0,31 < e \rightarrow X = 1; Y = 0$$

- Tải trọng quy ước

- Tại A:

$$Q_A = (XV F_r + Y F_a) \cdot K_t \cdot K_\sigma = (0,41 \cdot 1 \cdot 2634,1 + 0,87 \cdot 1118,4) \cdot 1,1 = 2,052 \text{ kN}$$

- Tại B:

$$Q_B = (XV F_r + Y F_a) \cdot K_t \cdot K_\sigma = (1 \cdot 1 \cdot 2178,6 + 0) \cdot 1,1 = 2,178 \text{ kN}$$

- Do $Q_A < Q_B$ nên ta tính toán theo ổ B

- Thời gian làm việc:

$$L = \frac{60 L_h \cdot n}{10^6} = \frac{60 \cdot 33600 \cdot 396,67}{10^6} = 800 \text{ triệu vòng}$$

- Tuổi thọ của ổ

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{C}{Q}\right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 396,67} \cdot \left(\frac{25,8}{2,178}\right)^3 = 69840,1 \text{ h}$$

- Kiểm tra tải tĩnh:

Với ổ đỡ chặn $\alpha = 26^\circ$ ta có $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,28$ (bảng 11.6 tài liệu [1]), ta có:

$$\begin{cases} Q_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 0,5 \cdot 2178,6 + 0,28 \cdot 1118,4 = 1503,1 \text{ N} \\ Q_0 = F_r = 2178,6 \text{ N} \end{cases}$$

$$\Rightarrow Q_0 = 2178,6 \text{ N}$$

Như vậy $Q_0 < C_0 = 18,7 \text{ kN}$ nên ổ đảm bảo điều kiện bền tĩnh

- Số vòng quay tới hạn của ổ:
 - Theo bảng 11.7 tài liệu [2] với ổ bi đỡ chặn bôi trơn bằng mỡ $[D_{pw}n] = 1,3 \cdot 10^5$
 - Đường kính tâm con lăn

$$D_{pw} = \frac{D + d}{2} = \frac{30 + 72}{2} = 51 \text{ mm}$$

Do đó:

$$[n] = \frac{1,3 \cdot 10^5}{51} = 2549 \text{ v/p} > n = 396,67 \text{ v/p}$$

2.2. Trục II

- Số vòng quay: $n_2 = 88,15 \text{ (v/p)}$
- Thời gian làm việc: $L_h = 33600 \text{ giờ}$
- Đường kính vòng trong $d_2 = 50 \text{ mm}$
- Tải trọng tác dụng lên các ổ
 - Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_C^R = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2} = \sqrt{3041,24^2 + 712,73^2} = 3123,6 \text{ N}$$
 - Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_D^R = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2} = \sqrt{572,94^2 + 2213,33^2} = 2286,3 \text{ N}$$
 - Lực dọc trục: $F_{a2} = 1118,4 \text{ N}$
- Do có lực dọc trục nên ta chọn ổ bi đỡ chặn
- Với $d_1 = 50 \text{ mm}$, tra phụ lục bảng P2.12 tài liệu [2], ta chọn sơ bộ ổ đỡ chặn cỡ nhẹ hẹp có các số liệu như sau:

| Kí hiệu | d | D | B | C | C_0 | α |
|--------------|-----|-----|-----|---------|---------|------------|
| 46210 | 50 | 90 | 20 | 31,8 kN | 25,4 kN | 26° |

- Chọn hệ số e:
 - Ta có kí hiệu ổ là **46210** và $\alpha = 26^\circ$
 - Theo bảng 11.4 tài liệu [2] ta chọn: $e = 0,68$
- Chọn hệ số X, Y:
 - $V = 1$: tương ứng với vòng trong quay
 - $S_C = e \cdot F_C^R = 0,68 \cdot 3123,6 = 2124 \text{ N}$
 - $S_D = e \cdot F_D^R = 0,68 \cdot 2286,3 = 1554,7 \text{ N}$
 - $K_t = 1$: hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ với tuổi thọ ổ lăn
 - $K_\sigma = 1$: hệ số xét đến ảnh hưởng của tải tĩnh, không va đập (bảng 11.3 tài liệu [2])
- $F_{ta1} = S_D - F_{a2} = 1554,7 - 1118,4 = 436,3 \text{ N}$
- $F_{ta2} = S_C + F_{a2} = 2124 + 1118,4 = 3242,4 \text{ N}$

- Tra bảng 11.4 tài liệu [2]:

$$\frac{F_{ta1}}{V \cdot F_C^R} = \frac{436,3}{3123,6} = 0,14 < e \rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$\frac{F_{ta2}}{V \cdot F_D^R} = \frac{3242,4}{2286,3} = 1,42 > e \rightarrow X = 0,41; Y = 0,87$$

- Tải trọng tĩnh quy ước

- Tại C:

$$Q_C = (XV F_r + Y F_a) \cdot K_t \cdot K_\sigma = (1 \cdot 1 \cdot 3123,6 + 0) \cdot 1,1 = 3,124 \text{ kN}$$

- Tại D:

$$Q_D = (XV F_r + Y F_a) \cdot K_t \cdot K_\sigma = (0,41 \cdot 1 \cdot 2286,3 + 0,87 \cdot 1118,4) \cdot 1,1 = 1,91 \text{ kN}$$

- Do $Q_C > Q_D$ nên ta tính toán theo ổ C

- Thời gian làm việc:

$$L = \frac{60 L_h \cdot n}{10^6} = \frac{60 \cdot 33600 \cdot 88,15}{10^6} = 177,7 \text{ triệu vòng}$$

- Tuổi thọ của ổ

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{C}{Q}\right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 88,15} \cdot \left(\frac{25,4}{3,124}\right)^3 = 101623,6 \text{ h}$$

- Kiểm tra tải tĩnh:

Với ổ đỡ chặn $\alpha = 26^\circ$ ta có $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,28$ (bảng 11.6 tài liệu [2]), ta có:

$$\begin{cases} Q_t = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 0,5 \cdot 3123,6 + 0,28 \cdot 1118,4 = 1874,95 \text{ N} \\ Q_t = F_r = 3123,6 \text{ N} \end{cases}$$

$$\Rightarrow Q_t = 3123,6 \text{ N}$$

Như vậy $Q_t < C_0 = 25,4 \text{ kN}$ nên ổ đảm bảo điều kiện bền tĩnh

- Số vòng quay tới hạn của ổ:

- Theo bảng 11.7 tài liệu [2] với ổ bi đỡ chặn bôi trơn bằng mỡ $[D_{pw}n] = 1,3 \cdot 10^5$
- Đường kính tâm con lăn

$$D_{pw} = \frac{D + d}{2} = \frac{110 + 50}{2} = 80 \text{ mm}$$

Do đó:

$$[n] = \frac{1,3 \cdot 10^5}{80} = 1625 \text{ v/p} > n = 88,15 \text{ v/p}$$

CHƯƠNG IV: CHỌN THÂN MÁY VÀ CÁC CHI TIẾT PHỤ**1. Chọn thân máy****1.1. Yêu cầu**

- Chỉ tiêu cơ bản của hộp giảm tốc là khối lượng nhỏ và độ cứng cao.
- Vật liệu làm vỏ là gang xám GX15-32.
- Hộp giảm tốc bao gồm: thành hộp, nắp hoặc gân, mặt bích, gối đỡ, ...
- Bề mặt lắp ghép giữa nắp và thân được cạo sạch hoặc mài để lắp sát, khi lắp có một lớp sơn mỏng hoặc sơn đặc biệt.
- Chọn bề mặt ghép nắp và thân: song song mặt đế
- Mặt đáy về phía lỗ tháo dầu với độ dốc khoảng 2° và ngay tại chỗ tháo dầu lõm xuống.

1.2. Xác định kích thước vỏ hộp

| Tên gọi | Tên gọi | Kết quả |
|----------------------------|---|--|
| Chiều dày | Thân hộp, δ | $\delta = 0,03a + 3 = 9 \text{ mm}$ |
| | Nắp hộp, δ_l | $\delta_l = 0,9\delta = 8 \text{ mm}$ |
| Gân tăng cứng | Chiều dày, e | $e = (0,8 \div 1)\delta = 8 \text{ mm}$ |
| | Chiều cao, h | Chọn $h = 58 \text{ mm}$ ($h < 58$) |
| | Độ dốc | 2° |
| Đường kính | Bulông nền, d_1 | $d_1 > 0,04a + 10 > 12 = 16 \text{ mm}$ |
| | Bulông cạnh ổ, d_2 | $d_2 = (0,7 \div 0,8)d_1 = 12 \text{ mm}$ |
| | Bulông ghép bích nắp và thân, d_3 | $d_3 = (0,8 \div 0,9)d_2 = 10 \text{ mm}$ |
| | Vít ghép nắp ổ, d_4 | $d_{42} = (0,6 \div 0,7)d_2 = 10 \text{ mm}$ |
| | Vít ghép nắp cửa thăm, d_5 | $d_5 = (0,5 \div 0,6)d_2 = 8 \text{ mm}$ |
| Chiều rộng mặt bích | $K_1 = e_1 + (1,3 \div 1,4)d_2 = 27 \text{ mm}$ | |
| | $K_2 = (1,3 \div 1,4)d_2 = 24 \text{ mm}$ | |
| | $K_3 = e_3 + (1,3 \div 1,4)d_3 = 25 \text{ mm}$ | |

| | | |
|--|---|--|
| | $K_4 = (1,3 \div 1,4)d_3 = 15 \text{ mm}$ | |
| Kích thước gói trục | Bề rộng mặt ghép bulông cạnh ổ, K_2 | $K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5) = 45 \text{ mm}$ |
| | Tâm lỗ bulông cạnh ổ: E_2 và C (là khoảng cách từ tâm gói đỡ trục 1 (2) đến tâm lỗ bulông cạnh mép ổ 1 (2)). | $E_2 \approx 1,6d_2 = 22 \text{ mm}$ $R_2 \approx 1,3d_2 = 18 \text{ mm}$ $C_1 \approx D_{31}/2 = 66 \text{ mm}$ $C_2 \approx D_{32}/2 = 85 \text{ mm}$ |
| | Chiều cao h | h xác định theo kết cấu, phụ thuộc tâm lỗ bulông và kích thước mặt tựa |
| Mặt đế hộp | Chiều dày: khi không có phần lồi, S_1 | $S_1 \approx (1,3 \div 1,5)d_1 = 26 \text{ mm}$ |
| | Khi có phần lồi, D_d ; S_1 ; S_2 | D_d xác định theo đường kính dao khoét $S_1 \approx (1,4 \div 1,7)d_1 = 28 \text{ mm}$ $S_2 \approx (1 \div 1,1)d_1 = 20 \text{ mm}$ |
| | Bề rộng mặt đế hộp, K_1 và q | $K_1 \approx 3d_1 = 60 \text{ mm}$ $q \geq K_1 + 2\delta = 78 \text{ mm}$ |
| Khe hở giữa các chi tiết | Giữa bánh răng với thành trong hộp | $\Delta \geq (1 \div 1,2)\delta = 64 \text{ mm}$ |
| | Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp | $\Delta_1 \geq (3 \div 5)\delta = 44 \text{ mm}$ |
| | Giữa mặt bên các bánh răng trục 1 | $\Delta \geq \delta \rightarrow \Delta = 13 \text{ mm}$ |
| | Giữa mặt bên các bánh răng trục 2 | $\Delta \geq \delta \rightarrow \Delta = 10 \text{ mm}$ |
| Số lượng bulông nền, Z | | $Z = (L + B)/(200 \div 300) = 4$ Với $L=497 \text{ mm}$ và $B=233 \text{ mm}$ |

Kích thước gổì trục: Tra bảng 18.2 tài liệu [2], ta có đường kính ngoài và tâm lỗ vít như sau:

| Trục | D | D_2 | D_3 |
|------|-----|-------|-------|
| I | 72 | 102 | 130 |
| II | 110 | 140 | 170 |

2. Các chi tiết phụ

2.1. Nắp ổ

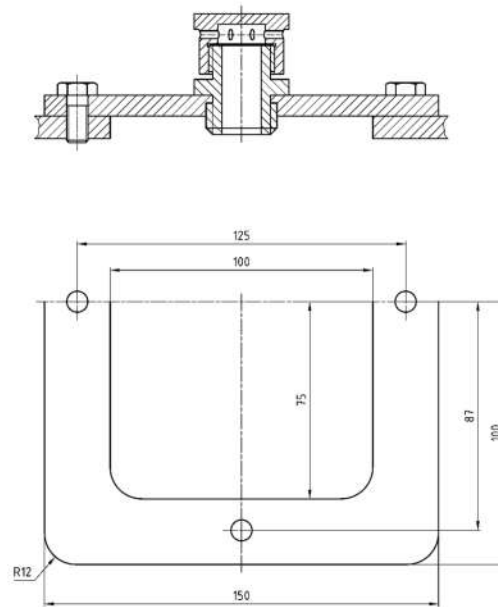
Nắp ổ thường chế tạo bằng gang xám GX15-32, được chọn như sau:

| Trục | d | D_2 | D_3 | a | b | c |
|------|-----|-------|-------|-----|-----|-----|
| I | 30 | 43 | 31 | 4,3 | 6 | 12 |
| II | 50 | 69 | 51,5 | 6,5 | 9 | 16 |

2.2. Cửa thăm

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

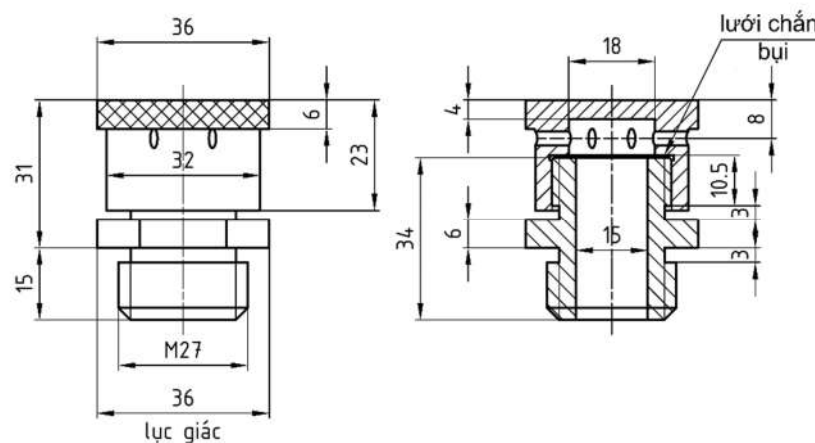
| A | B | C | D | E | F | G | R | Kích thước vít | Số lượng vít |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----------------|--------------|
| 100 | 75 | 150 | 100 | 125 | - | 87 | 12 | M8 | 4 |



2.2 Nút thông hơi

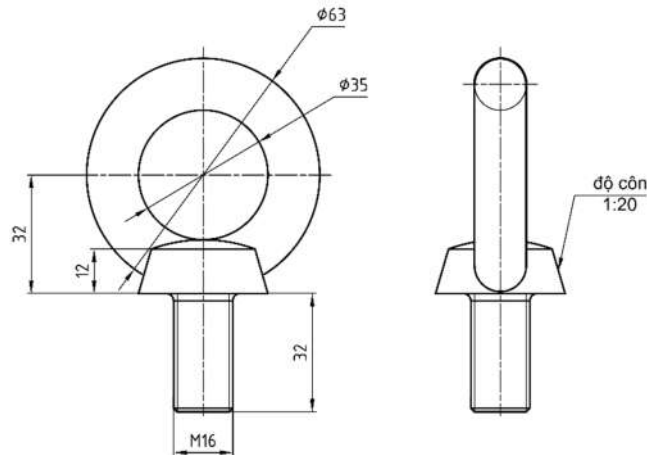
Khi làm việc nhiệt độ trong hộp tăng lên, để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và bên ngoài hộp, người ta dùng nút thông hơi. Nút thông hơi được lắp trên nắp cửa thăm hoặc ở vị trí cao nhất của nắp hộp. Ta chọn kích thước nút thông hơi có lưới chống bụi theo bảng sau:

| <i>A</i> | <i>B</i> | <i>C</i> | <i>D</i> | <i>E</i> | <i>F</i> | <i>G</i> | <i>H</i> | <i>I</i> | <i>J</i> | <i>K</i> | <i>L</i> | <i>M</i> | <i>N</i> | <i>O</i> |
|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| M27X2 | 15 | 30 | 15 | 36 | 32 | 6 | 4 | 18 | 8 | 6 | 22 | 36 | 32 | 10 |



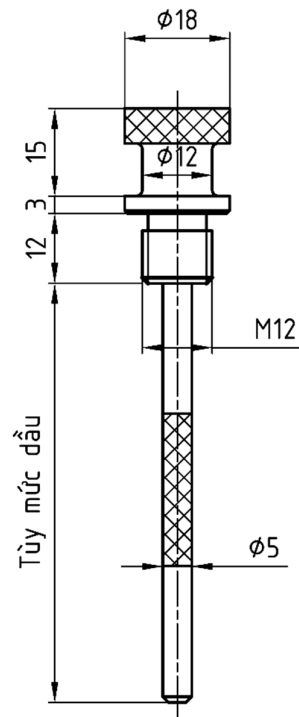
2.3 Bu lông vòng

Để vận chuyển hộp giảm tốc được thuận lợi, nên sử dụng bu lông vòng lắp trên nắp hộp giảm tốc. Số lượng và kích thước bu lông vòng chọn theo trọng lượng hộp giảm tốc và cách mắc dây cáp vào bu lông vòng



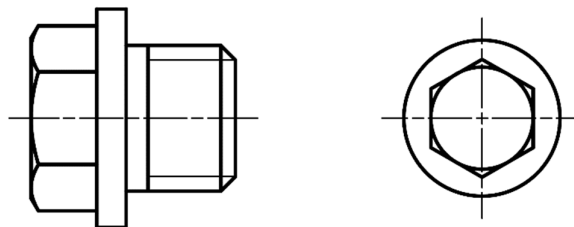
2.4 Que thăm dầu

Để kiểm tra mức dầu trong hộp, nên sử dụng que thăm dầu. Nên kiểm tra mức dầu khi hộp giảm tốc không hoạt động. Nếu ộp giảm tốc làm việc liên tục (3 ca/ngày) thì nên kèm theo ống bao bên ngoài để có thể kiểm tra mức dầu khi hộp giảm tốc đang hoạt động. Que thăm dầu nên đặt nghiêng so với phương thẳng đứng góc nhỏ hơn 35° . Kích thước que thăm dầu có dạng như sau:



2.5 Nút tháo dầu

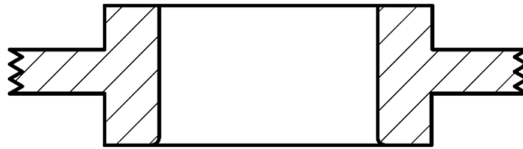
Sau một thời gian làm việc, dầu bôi trơn chứa trong hộp bị bẩn hoặc bị biến chất, do đó phải thay dầu mới. Để tháo dầu cũ, ở đáy hộp có lỗ tháo dầu. Lúc làm việc lỗ được bít kín bằng nút tháo dầu. Ta chọn nút tháo dầu ren thẳng như sau:



| d | b | m | f | l | c | q | D | S | D_0 |
|----------|-----|-----|-----|-----|-----|------|-----|-----|-------|
| M 20 x 2 | 15 | 9 | 3 | 28 | 2,5 | 17,8 | 30 | 22 | 25,4 |

2.6 Vòng chặn dầu

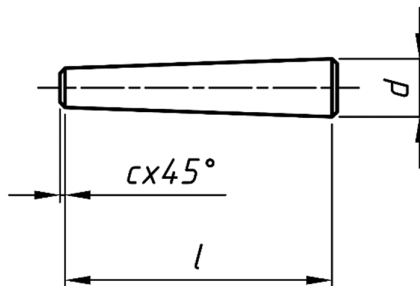
Vòng gồm 3 rãnh tiết diện tam giác có góc ở đỉnh là 60° . Khoảng cách giữa các đỉnh là 3 (mm). Vòng cách mép trong thành hộp khoảng $(0,5 \div 1)$ mm. Khe hở giữa vỏ với mặt ngoài của vòng ren là 0,43 (mm)



2.7 Chốt định vị trụ

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. Ta chọn chốt định vị theo bảng sau:

| d | c | l |
|-----|-----|-----|
| 6 | 1 | 46 |



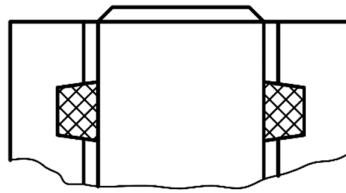
2.8 Ống lót

Ống lót được dùng để đỡ ổ lăn, để thuận tiện khi lắp ghép và điều chỉnh bộ phận ổ, đồng thời tránh cho ổ khỏi bụi bẩn, chất bẩn, ta chọn kích thước của ống lót có chiều dày $\delta = 6 \dots 8$ mm, ta chọn $\delta = 8$ mm

2.9 Vòng phốt

Vòng phốt là loại lót kín động gián tiếp nhằm mục đích bảo vệ ổ khỏi bụi bặm, chất bẩn, hạt cứng và các tạp chất khác xâm nhập vào ổ. Những chất này làm ổ chóng bị mài mòn và bị han gỉ. Ngoài ra, vòng phốt còn đề phòng dầu chảy ra ngoài. Tuổi thọ ổ lăn phụ thuộc rất nhiều vào vòng phốt.

Vòng phốt được dùng khá rộng rãi do có kết cấu đơn giản, thay thế dễ dàng. Tuy nhiên có nhược điểm là chóng mòn và ma sát lớn khi bề mặt trục có độ nhám cao.



CHƯƠNG V: DUNG SAI VÀ LẮP GHÉP

Căn cứ vào các yêu cầu làm việc của từng chi tiết trong hộp giảm tốc, ta chọn các kiểu lắp ghép sau:

1. Dung sai ổ lăn

Vòng trong ổ lăn chịu tải tuần hoàn, ta lắp ghép theo hệ thống trục lắp trung gian để vòng ổ không trượt trên bề mặt trục khi làm việc. Do đó, ta phải chọn mỗi lắp k6, lắp trung gian có độ dôi, tạo điều kiện mòn đều ổ (trong quá trình làm việc nó sẽ quay làm mòn đều).

Vòng ngoài của ổ lăn không quay nên chịu tải cục bộ, ta lắp theo hệ thống lỏng. Để ổ có thể di chuyển dọc trục khi nhiệt độ tăng trong quá trình làm việc, ta chọn kiểu lắp trung gian H7.

2. Lắp ghép bánh răng trên trục

Bánh răng lắp lên trục chịu tải vừa, tải trọng tĩnh, va đập nhẹ, ta chọn kiểu lắp ghép H7/k6.

3. Lắp ghép vòng chắn dầu trên trục

Để dễ dàng cho tháo lắp, ta chọn kiểu lắp trung gian H7/Js6

4. Lắp ghép then

Theo chiều rộng, chọn kiểu lắp trên trục và kiểu lắp trên bạc là Js9/h9.

Theo chiều cao, sai lệch giới hạn kích thước then là h11.

Theo chiều dài, sai lệch giới hạn kích thước then là h14.

Bảng dung sai lắp ghép:

| Trục | Mối ghép | Kiểu lắp | Sai lệch giới hạn của lỗ, μm | Sai lệch giới hạn của trục, μm |
|------|------------------------------|----------|---|---|
| I | Bánh đai | H7/k6 | 0...+21 | +2...+15 |
| | Bánh răng dẫn | H7/k6 | 0...+25 | +2...+18 |
| | Vòng ngoài ổ lăn | H7 | 0...+30 | |
| | Vòng trong ổ lăn | k6 | | +2...+15 |
| | Vòng chắn dầu | H7/js6 | 0...+21 | -6.5...+6.5 |
| | Nắp ổ lăn trục I với vỏ hộp | H7/e8 | 0...+30 | -160...-60 |
| II | Nối trục xích | H7/k6 | 0...+25 | +2...+18 |
| | Bánh răng bị dẫn | H7/k6 | 0...+30 | +2...+21 |
| | Vòng ngoài ổ lăn | H7 | 0...+30 | |
| | Vòng trong ổ lăn | k6 | | +2...+21 |
| | Vòng chắn dầu | H7/js6 | 0...+25 | -9.5...+9.5 |
| | Nắp ổ lăn trục II với vỏ hộp | H7/e8 | 0...+30 | -126...-72 |

Bảng dung sai lắp ghép then:

| Kích thước tiết diện then bxh | Sai lệch giới hạn chiều rộng b | | Chiều sâu rãnh then | | | |
|----------------------------------|--------------------------------|----------|---------------------|-------------------|-------------|-------------------|
| | | | Trên trục t1 | | Trên bạc t2 | |
| | Trên trục | Trên bạc | t1 | Sai lệch giới hạn | t2 | Sai lệch giới hạn |
| 8x7 | ± 0.018 | -0.022 | 4 | +0.2 | 2,8 | +0.2 |
| 10x8 | ± 0.018 | -0.022 | 5 | +0.2 | 3,3 | +0.2 |
| 16x10 | ± 0.022 | -0.027 | 6 | +0.2 | 4,3 | +0.2 |
| 14x9 | ± 0.022 | -0.027 | 5,5 | +0.2 | 3,8 | +0.2 |

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Hữu Lộc: Cơ sở thiết kế máy. Nhà xuất bản Đại học quốc gia TP. Hồ Chí Minh, 2013.
- [2]. Trịnh Chắt – Lê Văn Uyển: Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1, Nhà xuất bản giáo dục, 2006.
- [3]. Trịnh Chắt – Lê Văn Uyển: Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 2, Nhà xuất bản giáo dục, 2006.
- [4]. Nguyễn Hữu Lộc, *Bài tập Chi tiết máy*, NXB Đại học Quốc gia Tp.HCM, 2016
- [5]. Nguyễn Trọng Hiệp, *Chi tiết máy (tập 1&2)*, NXB Giáo dục, 2006