

ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ
BỘ MÔN THIẾT KẾ MÁY



BÁO CÁO ĐỒ ÁN
HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

GVHD: TS. PHẠM MINH TUẤN

SINH VIÊN THỰC HIỆN:

Họ và tên	MSSV
Dương Quang Duy	2210497
Đoàn Nguyễn Minh Khoa	2211586

TP.HCM, Ngày 7 tháng 5 năm 2025

Mục lục

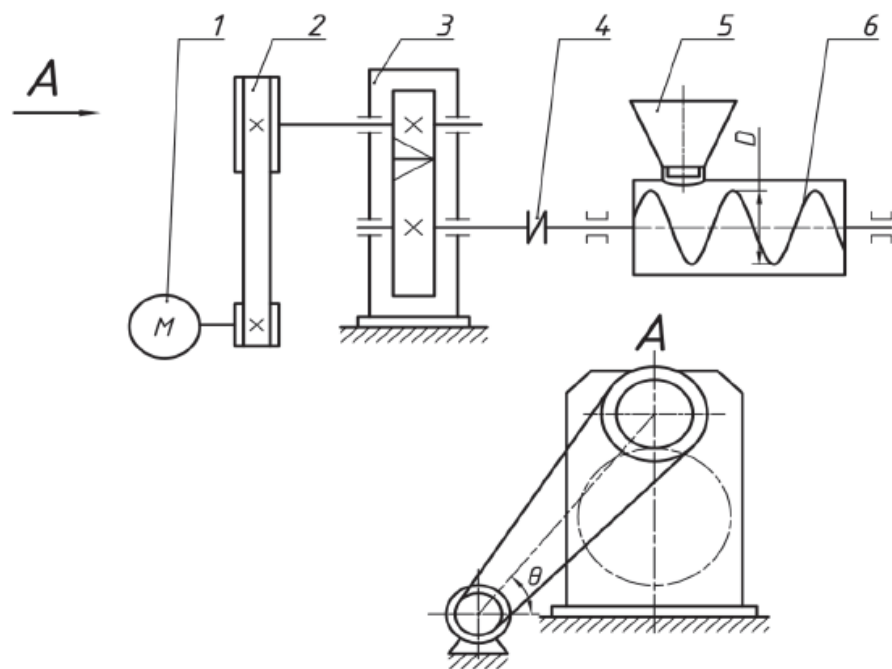
1	Chọn động cơ điện	5
1	Xác định công suất bộ phận công tác	5
2	Số vòng quay của bộ phận công tác	5
3	Hiệu suất của các bộ truyền và các cặp ổ trong hệ thống dẫn động	5
4	Công suất động cơ cần thiết	5
5	Dãy tỉ số truyền nên dùng cho các bộ truyền trong hệ thống	6
6	Phân phối tỉ số truyền	6
7	Tính toán công suất và momen trên các trục	6
7.1	Tính toán công suất trên các trục	6
7.2	Tính toán momen trên các trục	7
8	Bảng thông số hệ thống	7
2	Chọn bộ truyền đai	8
1	Chọn loại đai	8
2	Tính đường kính bánh đai nhỏ	8
3	Chọn hệ số trượt tương đối và tính đường kính bánh đai lớn	8
4	Chọn khoảng cách trục a	9
5	Tính toán vận tốc đai và số truyền đai	10
6	Tính góc ôm đai bánh nhỏ	10
7	Các hệ số sử dụng	10
8	Lực trên dây đai	11
9	Lực tác dụng lên trục	11
10	Ứng suất lớn nhất trong dây đai	11
11	Tuổi thọ dây đai	11
3	Tính toán hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp	12
1	Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn	12
2	Giới hạn mỗi tiếp xúc và giới hạn mỗi uốn	12
3	Tính toán các hệ số tuổi thọ và hệ số an toàn	12
3.1	Số chu kỳ thay đổi ứng suất tiếp xúc cơ sở	12
3.2	Số chu kỳ thay đổi ứng suất uốn cơ sở	12
3.3	Số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương	13
4	Ứng suất cho phép	14
4.1	Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh dẫn và bánh bị dẫn	14
4.2	Ứng suất uốn cho phép của bánh dẫn và bánh bị dẫn	14
5	Khoảng cách trục	14
6	Môđun răng	14
7	Số răng	15

8	Các thông số hình học	15
9	Kiểm nghiệm bánh răng theo độ bền tiếp xúc	15
9.1	Xác định các hệ số tải trọng	15
9.2	Xác định các hệ số xét đến hình dạng, vật liệu và trùng khớp	16
10	Kiểm nghiệm bánh răng theo độ bền uốn	16
10.1	Hệ số tải trọng động trong vùng ăn khớp	16
10.2	Hệ số trùng khớp răng	16
10.3	Hệ số kể đến độ nghiêng răng	17
10.4	Tính toán ứng suất uốn	17
10.5	Bảng thông số bộ truyền bánh răng	17
10.6	Bôi trơn hộp giảm tốc	17
4	Tính toán trục	18
1	Chọn vật liệu và tính sơ bộ	18
2	Xác định khoảng cách giữa các ổ lăn và điểm đặt lực	18
2.1	Trục I	18
2.2	Trục II	19
3	Phân tích lực tác dụng	19
3.1	Trục I	19
3.2	Trục II	20
4	Tính momen tương đương và đường kính trục	20
4.1	Trục II	22
5	Chọn và kiểm nghiệm then	24
6	Kiểm nghiệm độ bền trục	24
6.1	Độ bền mỏi	24
6.2	Độ bền tĩnh	25
5	Tính chọn nối trục và ổ lăn	26
1	Tính chọn nối trục	26
2	Tính toán ổ lăn	26
2.1	Trục I	26
6	Chọn thân máy và các chi tiết phụ	29
1	Chọn thân máy	29
1.1	Yêu cầu	29
1.2	Xác định kích thước vỏ hộp	30
2	Các chi tiết phụ	31
2.1	Nắp ổ	31
2.2	Cửa thăm	31
2.3	Nút thông hơi	31
2.4	Que thăm dầu	31
2.5	Nút tháo dầu	32
2.6	Vòng chắn dầu	32
2.7	Chốt định vị trụ	32
2.8	Ổng lót	32
2.9	Vòng phốt	32



7	Dung sai và lắp ghép	33
1	Dung sai ổ lăn	33
2	Lắp ghép bánh răng trên trục	33
3	Lắp ghép vòng chắn dầu trên trục	33
4	Lắp ghép then	33

ĐỀ SỐ 4: THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG MÁY ÉP BÙN PHƯƠNG ÁN 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 đàn hồi

5: Thùng chứa liệu

6: Trục vít xoắn ốc

Phương án	6
Lực vòng trên cánh vít F , (N)	2800
Vận tốc vòng cánh vít v , (m/s)	1,3
Đường kính cánh vít, D (mm)	225
Thời gian phục vụ L , (năm)	7
Số ca làm việc, (ca)	2
Thời gian làm việc mỗi ca, (giờ)	8
Số giờ làm việc mỗi năm, (giờ)	300

Chương 1

Chọn động cơ điện

1 Xác định công suất bộ phận công tác

$$P_{ct} = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{2800 \cdot 1.4}{1000} = 3.92 kW$$

2 Số vòng quay của bộ phận công tác

$$n_{ct} = \frac{60000 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60000 \cdot 1.4}{\pi \cdot 225} = 118.84 (v/ph)$$

3 Hiệu suất của các bộ truyền và các cặp ổ trong hệ thống dẫn động

- Bộ truyền đai: $\eta_d = 0.96$
- Bộ truyền bánh răng: $\eta_{br} = 0.98$
- Nối trục: $\eta_{nt} = 0.99$
- Ổ lăn: $\eta_{ol} = 0.995$

Hiệu suất hệ thống:

$$\eta_{ch} = \eta_d \eta_{br} \eta_{nt} (\eta_{ol})^3 = 0.96 \cdot 0.98 \cdot 0.99 \cdot 0.995 = 0.9175$$

4 Công suất động cơ cần thiết

$$P_{dc} = \frac{P_{ct}}{\eta_{ch}} = \frac{3.92}{0.9175} = 4.273 kW$$

5 Dây tỉ số truyền nên dùng cho các bộ truyền trong hệ thống

- Bộ truyền đai thang: $u_d = 2...3$
- Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng $u_{br} = 3...5$

Như vậy số vòng quay của động cơ dao động trong khoảng từ 713 vòng/phút đến 2971 vòng/phút.

Chọn động cơ SGA132S có: $P_{dc} = 5.5kW$ và $n_{dc} = 1450vng/phut$.

Như vậy tỉ số truyền chung của hệ thống là:

$$u_{ch} = \frac{n_{dc}}{n_{ct}} = \frac{1450}{118.82} = 12.202$$

6 Phân phối tỉ số truyền

Tỉ số truyền của cả hệ được xác định theo công thức:

$$u_{ch} = u_d \cdot u_{br}$$

Chọn tỉ số truyền của hộp giảm tốc:

$$u_{br} = 5$$

Như vậy:

$$u_d = \frac{u_{ch}}{u_{br}} = \frac{12.202}{5} = 2.44$$

7 Tính toán công suất và momen trên các trục

7.1 Tính toán công suất trên các trục

Công suất trên trục công tác

$$P_{ct} = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{2800 \cdot 1.4}{1000} = 3.92kW$$

Công suất trên trục II:

$$P_{II} = \frac{P_{ct}}{\eta_{ol}^2 \cdot \eta_{nt}} = \frac{3.92}{0.995^2 \cdot 0.99} = 4kW$$

Công suất trên trục I:

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{ol} \cdot \eta_{br}} = \frac{4}{0.995 \cdot 0.98} = 4.102kW$$

7.2 Tính toán momen trên các trục

Momen trên trục công tác:

$$M_{lv} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{ct}}{n_{ct}} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{3.92}{118.82} = 315053.5(N.mm)$$

Momen trên trục II:

$$M_{II} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4}{118.82} = 321442.24(N.mm)$$

Momen trên trục I:

$$M_I = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4.102}{594.26} = 65914.97(N.mm)$$

Momen trên trục động cơ:

$$M_{dc} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{dc}}{n_{dc}} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4.275}{1450} = 28139.71(N.mm)$$

8 Bảng thông số hệ thống

Thông số \ Trục	Động cơ	I	II	Bộ phận công tác
P, kW	4.275	4.102	4	3.92
u	2.44	5		1
n, rpm	1450	594.26	118.85	118.85
T, Nmm	28139.71	65914.47	321365.99	314978.76

Chương 2

Chọn bộ truyền đai

1 Chọn loại đai

Dựa vào công suất động cơ là $P_{dc} = 4.275kW$ và số vòng quay $n_{dc} = 1450$ vòng/phút
 \Rightarrow Chọn đai loại A

Ký hiệu đai	b_p	b_0	h	y_0 (mm)	A (mm^2)	Chiều dài đai (m)	$d_{1min}(mm)$
B	11	13	8	2.8	81	$560 \div 4000$	90

2 Tính đường kính bánh đai nhỏ

Đường kính bánh đai nhỏ $d_1 = 1,2d_{min}$ với $d_{min} = 90(mm)$. Vậy $d_1 = 90 \cdot 1.2 = 108(mm)$.
Chọn theo dãy giá trị tiêu chuẩn, ta chọn $d_1 = 112(mm)$.

Vận tốc dài trên bánh đai nhỏ:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 112 \cdot 1450}{60000} = 8.503(m/s) < 25(m/s)$$

\Rightarrow Thỏa điều kiện < 25 (m/s)

3 Chọn hệ số trượt tương đối và tính đường kính bánh đai lớn

Chọn hệ số trượt tương đối $\xi = 0.01$

Từ công thức tỉ số của bộ truyền đai:

$$u_d = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}$$

$$\Rightarrow d_2 = u_d \cdot d_1(1 - \xi) = 2.44 \cdot 112(1 - 0,01) = 270.55(mm)$$

Chọn theo dãy giá trị tiêu chuẩn, ta chọn $d_2 = 280(mm)$

Tính lại tỷ số truyền:

$$u_d = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} = \frac{280}{112 \cdot 0,99} = 2.52$$

Để sai số tỷ số truyền bằng 0, ta tính lại đường kính bánh đai nhỏ:

$$d_1 = \frac{d_2}{u_d \cdot (1 - \xi)} = \frac{280}{2.44 \cdot (1 - 0.01)} = 115.91(mm)$$

4 Chọn khoảng cách trục a

Theo các thông số $u_d = 2.44$ và $d_2 = 280mm \Rightarrow a = 1, 2d_2 = 336(mm)$ Chiều dài đai:

$$L = 2a + \pi \frac{(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2.336 + \pi \frac{(115.91 + 280)}{2} + \frac{(280 - 115.91)^2}{4.336} = 1313.93(mm)$$

\Rightarrow Chọn chiều dài đai $L = 1400$ mm theo dãy giá trị tiêu chuẩn.

Tính lại khoảng cách trục:

$$k = L - \pi \frac{d_1 + d_2}{2} = 1400 - \pi \frac{115.91 + 280}{2} = 778.106(mm)$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{280 - 115.91}{2} = 82.045(mm)$$

$$a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4} = \frac{778.106 + \sqrt{778.106^2 - 8 \cdot 82.045^2}}{4} = 380.2(mm)$$

Kiểm tra a thỏa điều kiện nếu giá trị a vừa tính thỏa giá trị khoảng cách trục nhỏ nhất được xác định theo công thức :

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

$$2(115.91 + 280) \geq a \geq 0,7(115.91 + 280)$$

$$791.82 \geq a \geq 277.173$$

$\Rightarrow a = 380.2$ (mm) thỏa điều kiện.

5 Tính toán vận tốc đai và số truyền đai

Vận tốc dây đai:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 115.91 \cdot 1450}{60000} = 8.8(m/s)$$

Số vòng chạy đai trong 1 giây:

$$i = \frac{v_1}{L} = \frac{8.8}{1400 \cdot 10^{-3}} = 6.286s^{-1}$$

\Rightarrow Thỏa điều kiện $i \leq [i] = 10s^{-1}$

6 Tính góc ôm đai bánh nhỏ

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \frac{280 - 115.19}{380.2} = 155.29^\circ$$

7 Các hệ số sử dụng

Hệ số xét đến ảnh hưởng góc ôm đai:

$$C_\alpha = 1.24(1 - e^{\frac{-\alpha_1}{110}}) = 1.24(1 - e^{\frac{-155.29}{110}}) = 0.938$$

Hệ số xét đến ảnh hưởng vận tốc:

$$C_v = 1 - 0.05(0.01v^2 - 1) = 1 - 0.05(0.01 \cdot 8.8^2 - 1) = 1.011$$

Hệ số xét đến ảnh hưởng tỷ số truyền u:

$$C_u = 1.14(v > 2.5m/s)$$

Hệ số xét đến ảnh hưởng của chiều dài đai L:

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{1400}{1700}} = 0.968$$

Hệ số xét đến sự ảnh hưởng của sự phân bố không đều tải trọng giữa các dây đai:

Chọn sơ bộ $C_z = 0.95$

Hệ số xét đến ảnh hưởng của chế độ tải trọng:

Chọn sơ bộ $C_r = 0.9$

Chọn công suất có ích cho phép theo GOST 1284.3 - 96, ta có:

Đai loại A, $d_1 = 115.91mm$, $v_1 = 8.8m/s \Rightarrow$ Chọn $[P_0] = 1.80$

Tính số dây đai theo công thức:

$$z \geq \frac{P_1}{[P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_z \cdot C_r \cdot C_v} = \frac{4.102}{1.8 \cdot 0.938 \cdot 1.14 \cdot 0.968 \cdot 0.95 \cdot 0.9 \cdot 1.011} = 2.55$$

\Rightarrow Chọn $z = 3$ dây đai

Kiểm nghiệm lại C_z : vì $z = 3$ nên $C_z = 0.95$ như đã chọn sơ bộ.

8 Lực trên dây đai

Tổng lực căng đai ban đầu trên cả dây đai:

$$F_0 = z \cdot A \cdot [\sigma_0] = 3 \cdot 81 \cdot 1 = 243(N)$$

Trong đó: Đối với đai thang, $\sigma_0 \leq 1,5$ MPa nên ta chọn $\sigma_0 = 1$ MPa, $z = 3$, $A_0 = 81 \text{ mm}^2$

Lực căng trên mỗi dây đai:

$$\frac{F_0}{z} = \frac{243}{3} = 81(N)$$

Tổng lực vòng có ích trên cả 3 đai:

$$F_t = \frac{1000P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 4.102}{8.8} = 466.136(N)$$

Lực vòng có ích trên mỗi dây đai:

$$\frac{F_t}{z} = \frac{466.136}{3} = 155.379(N)$$

9 Lực tác dụng lên trục

$$F_r \approx 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 243 \sin\left(\frac{155.29}{2}\right) = 474.744(N)$$

10 Ứng suất lớn nhất trong dây đai

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{F1} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{F1} \\ &= \frac{F_0}{A} + 0,5 \cdot \frac{F_t}{A} + \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} + E \cdot \frac{2 \cdot y_0}{d_1} \\ &= \frac{243}{3 \cdot 81} + 0,5 \cdot \frac{466.136}{3 \cdot 81} + 1000 \cdot 8.8^2 \cdot 10^{-6} + 60 \cdot \frac{2 \cdot 2.8}{115.19} = 4.88(MPa)\end{aligned}$$

11 Tuổi thọ dây đai

$$L_h = \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{max}}\right)^m \cdot 10^7}{2 \cdot 3600 \cdot i} = \frac{\left(\frac{9}{6.9}\right)^8 \cdot 10^7}{2 \cdot 3600 \cdot 6.286} = 29571.59(h)$$

Trong đó:

$\sigma_r = 9$ (MPa) - giới hạn mỏi của đai thang.

$m = 8$ - chỉ số mũ của đường cong mỏi đối với đai thang

$i = 6.286$ (s^{-1}) - số vòng chạy của đai trong một giây

Chương 3

Tính toán hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp

1 Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn

Dựa vào bảng 6.1 [1], chọn vật liệu chế tạo cặp bánh răng là thép C45 tôi cải thiện với độ cứng bề mặt là $HB_1 = 260$ cho bánh dẫn và $HB_2 = 240$ cho bánh bị dẫn.

2 Giới hạn mỗi tiếp xúc và giới hạn mỗi uốn

$$\begin{aligned}\sigma_{OH_{lim}} &= 2HB + 70 \\ \Rightarrow \sigma_{OH_{lim1}} &= 2.260 + 70 = 590MPa \\ \Rightarrow \sigma_{OH_{lim2}} &= 2.240 + 70 = 550MPa \\ \sigma_{OF_{lim}} &= 1.8HB \\ \Rightarrow \sigma_{OF_{lim1}} &= 1.8.260 = 468MPa \\ \Rightarrow \sigma_{OF_{lim2}} &= 1.8.240 = 432MPa\end{aligned}$$

3 Tính toán các hệ số tuổi thọ và hệ số an toàn

3.1 Số chu kỳ thay đổi ứng suất tiếp xúc cơ sở

$$\begin{aligned}N_{HO_1} &= 30.HB_1^{2,4} = 30.260^{2,4} = 1,875.10^7 \text{ chu kỳ} \\ N_{HO_2} &= 30.HB_2^{2,4} = 30.240^{2,4} = 1,547.10^7 \text{ chu kỳ}\end{aligned}$$

3.2 Số chu kỳ thay đổi ứng suất uốn cơ sở

$$N_{FO_1} = N_{FO_2} = 4 \cdot 10^6$$

3.3 Số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương

Do bộ truyền chịu tải trọng tĩnh nên:

$$N_{FE_1} = N_{HE_1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot L_h = 1198.03 \cdot 10^6$$

$$N_{FE_2} = N_{HE_2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot L_h = 2396.06 \cdot 10^6$$

Do $N_{HE_1} > N_{HO_1}$, $N_{HE_2} > N_{HO_2}$, ta có thể xem như $K_{HL} = 1$

Tương tự ta có $K_{FL} = 1$

Do bộ truyền quay 1 chiều nên $K_{FC} = 1$

Với độ cứng bề mặt của vật liệu làm bánh răng, từ bảng 6.2 [1], chọn $s_F = 1.75$, $s_H = 1.1$

4 Ứng suất cho phép

4.1 Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh dẫn và bánh bị dẫn

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{K_{HL1} \sigma_{OHlim1}}{s_H} = 536.36 MPa$$
$$[\sigma_{H_2}] = \frac{K_{HL2} \sigma_{OHlim2}}{s_H} = 500 MPa$$

4.2 Ứng suất uốn cho phép của bánh dẫn và bánh bị dẫn

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{K_{FL1} \sigma_{OFlim1} K_{FC}}{s_F} = 267.43 MPa$$
$$[\sigma_{F_2}] = \frac{K_{FL2} \sigma_{OFlim2} K_{FC}}{s_F} = 246.86 MPa$$

Như vậy, ứng suất tiếp xúc cho phép của cả bộ truyền là:

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]}{2} = 518.18 MPa$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_H]_{max} = 2.8 \cdot \sigma_{ch} = 2.8 \cdot 650 = 1820 MPa$$

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_F]_{max} = 0.8 \cdot \sigma_{ch} = 0.8 \cdot 650 = 520 MPa$$

5 Khoảng cách trục

Do bánh răng nằm đối xứng các ổ trục nên $\Psi_{ba} = 0.3 \div 0.5$, chọn $\Psi_{ba} = 0.4$ Khi đó $\Psi_{bd} = 0.53 \Psi_{ba}(u+1) = 1.272$ Từ đó tra theo bảng 6.7 [?] ta chọn: $K_{HB} = 1.06$, $K_{FB} = 1.14$ Khoảng cách trục sơ bộ:

$$a_w = 43 \cdot (u+1) \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} = 130.73 (mm)$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $a_w = 160 mm$

6 Môđun răng

$$m_n = (0.01 \div 0.02) \cdot a_w = 1.6 \div 3.2$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $m_n = 3$

7 Số răng

Từ điều kiện $20^\circ \leq \beta \leq 8^\circ$

$$\begin{aligned} &\Leftrightarrow \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 8^\circ}{m_n \cdot (u+1)} \leq z_1 \leq \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 20^\circ}{m_n \cdot (u+1)} \\ &\Leftrightarrow \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 8^\circ}{3 \cdot (5+1)} \leq z_1 \leq \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 20^\circ}{3 \cdot (5+1)} \\ &\Leftrightarrow 16.7 \leq z_1 \leq 17.6 \\ &\Rightarrow \text{Chọn } z_1 = 17 \Rightarrow z_2 = u \cdot z_1 = 5.17 = 85 \\ &\Rightarrow \text{Chọn } z_2 = 85 \end{aligned}$$

Góc nghiêng răng:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}\right) = \arccos\left(\frac{3 \cdot (17 + 85)}{2 \cdot 160}\right) = 17.01^\circ$$

8 Các thông số hình học

Đường kính lăn của bánh dẫn:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{m_n + 1} = \frac{2 \cdot 160}{5 + 1} = 53.33mm$$

Chiều rộng vành răng:

$$b_w = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0.4 \cdot 160 = 64mm$$

Tính lại khoảng cách trục:

$$a_w = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{3 \cdot (17 + 85)}{2 \cdot \cos 17.01^\circ} = 160(mm)$$

$$\Rightarrow \text{Không cần dịch chỉnh răng, nên } d_{w1} = d_{w2} = d_2$$

9 Kiểm nghiệm bánh răng theo độ bền tiếp xúc

9.1 Xác định các hệ số tải trọng

Vận tốc vòng của bánh dẫn:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 53.33 \cdot 594.26}{60000} = 1.66(m/s)$$

Theo bảng 6.13 [?], ta chọn cặp chính xác bậc 6, như vậy hệ số sai lệch bước răng $g_0 = 38$

Theo bảng 6.15 [?], ta có $\delta_H = 0.002$, $\delta_F = 0.006$

Theo bảng 6.14 [?] ta có hệ số phân bố không đều tải trọng giữa các đôi răng:

$$K_{H\alpha} = 1.04, \quad K_{F\alpha} = 1.13$$

Vận tốc:

$$v_H = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \sqrt{\frac{a_w}{u_{br}}} = 7.135(m/s)$$

Hệ số tải trọng động trong vùng ăn khớp:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H \cdot b_w \cdot d_{w1}}{2T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 1.181$$

Như vậy hệ số tải trọng động tiếp xúc K_H :

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1.302$$

9.2 Xác định các hệ số xét đến hình dạng, vật liệu và trùng khớp

Với:

- $Z_M = 274$ tra từ bảng 6.5 [?]
- $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin(2 \cdot \alpha_{tw})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 15.96}{\sin(2 \cdot 20.84)}} = 1.7$
- $\alpha_{tw} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_{nw}}{\cos \beta}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20}{\cos 17.01}\right) = 20.84^\circ$
- $\beta_b = \arctan(\cos \alpha_t \cdot \tan \beta) = 15.96^\circ$
- $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = \frac{1}{1.581} = 0.795$
- $\epsilon_\alpha = [1.88 - 3.2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cdot \cos \beta = [1.88 - 3.2 \cdot (\frac{1}{17} + \frac{1}{85})] \cdot \cos 17.01 =$

10 Kiểm nghiệm bánh răng theo độ bền uốn

10.1 Hệ số tải trọng động trong vùng ăn khớp

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_P \cdot b_w \cdot d_{w1}}{2 \cdot T_1 \cdot K_{FB} \cdot K_{Fa}} = 1.54$$

Trong đó:

$$v_P = \delta_F \cdot g_0 \cdot \sqrt{\frac{v_{br}}{u}} = 21.4(m/s)$$

Hệ số tải trọng uốn:

$$K_F = K_{Fa} \cdot K_{FB} \cdot K_{Fv} = 1.986$$

10.2 Hệ số trùng khớp răng

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = 0.632$$

10.3 Hệ số kể đến độ nghiêng răng

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140} = 0.878$$

Hệ số số răng Y_{F1}, Y_{F2} tra theo số răng tương đương $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$ từ bảng 6.18 [?]:

$$Y_{F1} = 4.08, \quad Y_{F2} = 3.6$$

10.4 Tính toán ứng suất uốn

Như vậy ứng suất uốn của bánh dẫn và bánh bị dẫn:

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_F Y_{\epsilon} Y_{\beta} Y_{F1}}{b_w d_{w1} m_n} = 53.75 MPa < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} Y_{F2}}{Y_{F1}} = 60.91 MPa < [\sigma_{F2}]$$

Vậy thông số hình học của bộ truyền thỏa điều kiện bền uốn.

10.5 Bảng thông số bộ truyền bánh răng

10.6 Bôi trơn hộp giảm tốc

Chương 4

Tính toán trục

1 Chọn vật liệu và tính sơ bộ

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: $HB_1 = 260$ HB
- Giới hạn bền: $\sigma_b = 850$ MPa
- Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 650$ MPa

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

Xác định sơ bộ đường kính trục:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0.2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{65914.47}{0.2 \cdot 20}} = 25.44 \text{ mm}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0.2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{321365.99}{0.2 \cdot 20}} = 37.69 \text{ mm}$$

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

- Trục I: $d_1 = 25.44$ mm; $b_{o1} = 19$ mm
- Trục II: $d_2 = 35$ mm; $b_{o2} = 25$ mm

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

2.1 Trục I

Theo bảng 10.3 tài liệu [2], ta có:

- $k_1 = 8$ mm: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay
- $k_2 = 10$ mm: Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp
- $k_3 = 10$ mm: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ
- $h_n = 15$ mm: Chiều cao nắp ổ và đầu bu lông
- Chọn sơ bộ chiều dài máyơ bánh răng trụ dẫn: $l_{m13} =$ bề dày bánh răng $b_w = 70$ mm
- Chọn sơ bộ chiều dài máyơ bánh đai: $l_{m12} = (1.2 \div 1.5)d_1 = 30 \div 37.5$. Chọn $l_{m22} = 36$ mm
- $l_{13} = 0.5(l_{m13} + b_{o1}) + k_1 + k_2 = 0.5(70 + 21) + 10 + 8 = 63.5$ mm
- $l_{11} = 2l_{13} = 2 \cdot 63.5 = 127$ mm
- $l_{12} = 0.5(l_{m12} + b_{o1}) + k_3 + h_n = 0.5(50 + 21) + 10 + 15 = 75.5$ mm

2.2 Trục II

Theo bảng 10.3 tài liệu [2], ta có:

- $k_1 = 8$ mm: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay
- $k_2 = 10$ mm: Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp
- $k_3 = 10$ mm: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ
- $h_n = 15$ mm: Chiều cao nắp ổ và đầu bu lông
- $l_{m23} =$ bề dày bánh răng $b_w = 64$ mm
- $l_{m22} = (1.2 \div 1.5)d_1 = 45.25 \div 57$. Chọn $l_{m22} = 57$ mm
- $l_{23} = 0.5(l_{m13} + b_{o1}) + k_1 + k_2 = 64.5$ mm
- $l_{21} = 0.5(l_{m23} + b_{o2}) + k_1 + k_2 = 140.5$ mm
- $l_{22} = 2l_{21} =$

3 Phân tích lực tác dụng

3.1 Trục I

- Lực vòng: $F_{t1} = 2471.8$ N
- Lực dọc trục: $F_{a1} = 756.18$ N
- Lực hướng tâm: $F_{r1} = 940.82$ N
- Lực do bộ truyền đai: $F_d = 474.74$ N

3.2 Trục II

- Lực vòng: $F_{t2} = 2471.8 \text{ N}$
- Lực dọc trục: $F_{a2} = 940.82 \text{ N}$
- Lực hướng tâm: $F_{r2} = 756.18 \text{ N}$
- Lực nối trục: $F_{nt} = 1483.23 \text{ N}$

4 Tính momen tương đương và đường kính trục

Trục I

Moment do lực dọc trục tạo ra:

$$M_{a1} = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 756.177 \cdot \frac{53.33}{2} = 20163.47 \text{ Nmm}$$

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

Theo bảng 10.5 tài liệu [1], với $d_1 = 35 \text{ mm} \rightarrow [\sigma] = 63 \text{ MPa}$

$$M_E^{td} = \sqrt{M_{X/E}^2 + M_{Y/E}^2 + 0.75 \cdot T_E^2} = \sqrt{0.75 \cdot 144308.115^2} = 124975 \text{ Nmm}$$

$$M_A^{td} = \sqrt{M_{X/A}^2 + M_{Y/A}^2 + 0.75 \cdot T_A^2} = \sqrt{59645^2 + 0.75 \cdot 144308.115^2} = 138478 \text{ Nmm}$$

$$M_F^{td} = \sqrt{M_{X/F}^2 + M_{Y/F}^2 + 0.75 \cdot T_F^2} = \sqrt{62159.1^2 + 125993.5^2 + 0.75 \cdot 144308.115^2} \Rightarrow M_F^{td} = 188034 \text{ Nmm}$$

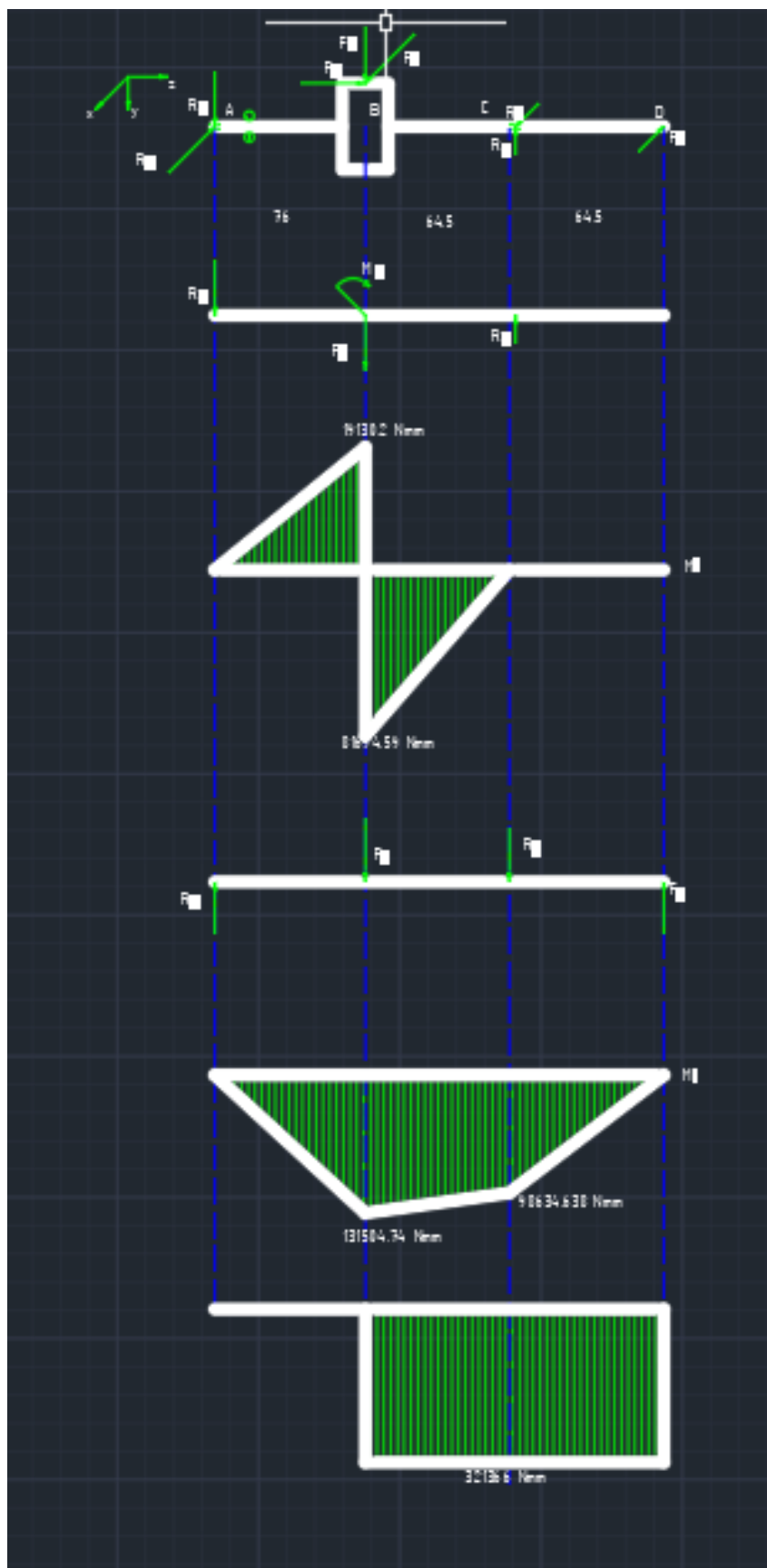
$$M_B^{td} = \sqrt{M_{X/B}^2 + M_{Y/B}^2 + 0.75 \cdot T_B^2} = 0 \text{ Nmm}$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_A^{td}}{0.1 \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{138478}{0.1 \cdot 63}} = \sqrt[3]{\frac{138478}{6.3}} = \sqrt[3]{21979.68} = 28.01 \text{ mm}$$

$$d_E \geq 27.07 \text{ mm}; \quad d_F \geq 31.02 \text{ mm}$$

Theo kết cấu và tiêu chuẩn ta chọn:

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



4.1 Trục II

Moment do lực dọc trục tạo ra:

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

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

Theo bảng 10.5 tài liệu [1], với $d_1 = 35 \text{ mm} \rightarrow [\sigma] = 63 \text{ MPa}$

$$M_E^{td} = \sqrt{M_{X/E}^2 + M_{Y/E}^2 + 0.75 \cdot T_E^2} = \sqrt{0.75 \cdot 144308.115^2} = 124975 \text{ Nmm}$$

$$M_A^{td} = \sqrt{M_{X/A}^2 + M_{Y/A}^2 + 0.75 \cdot T_A^2} = \sqrt{59645^2 + 0.75 \cdot 144308.115^2} = 138478 \text{ Nmm}$$

$$M_F^{td} = \sqrt{M_{X/F}^2 + M_{Y/F}^2 + 0.75 \cdot T_F^2} = \sqrt{62159.1^2 + 125993.5^2 + 0.75 \cdot 144308.115^2} \Rightarrow M_F^{td} = 188034 \text{ Nmm}$$

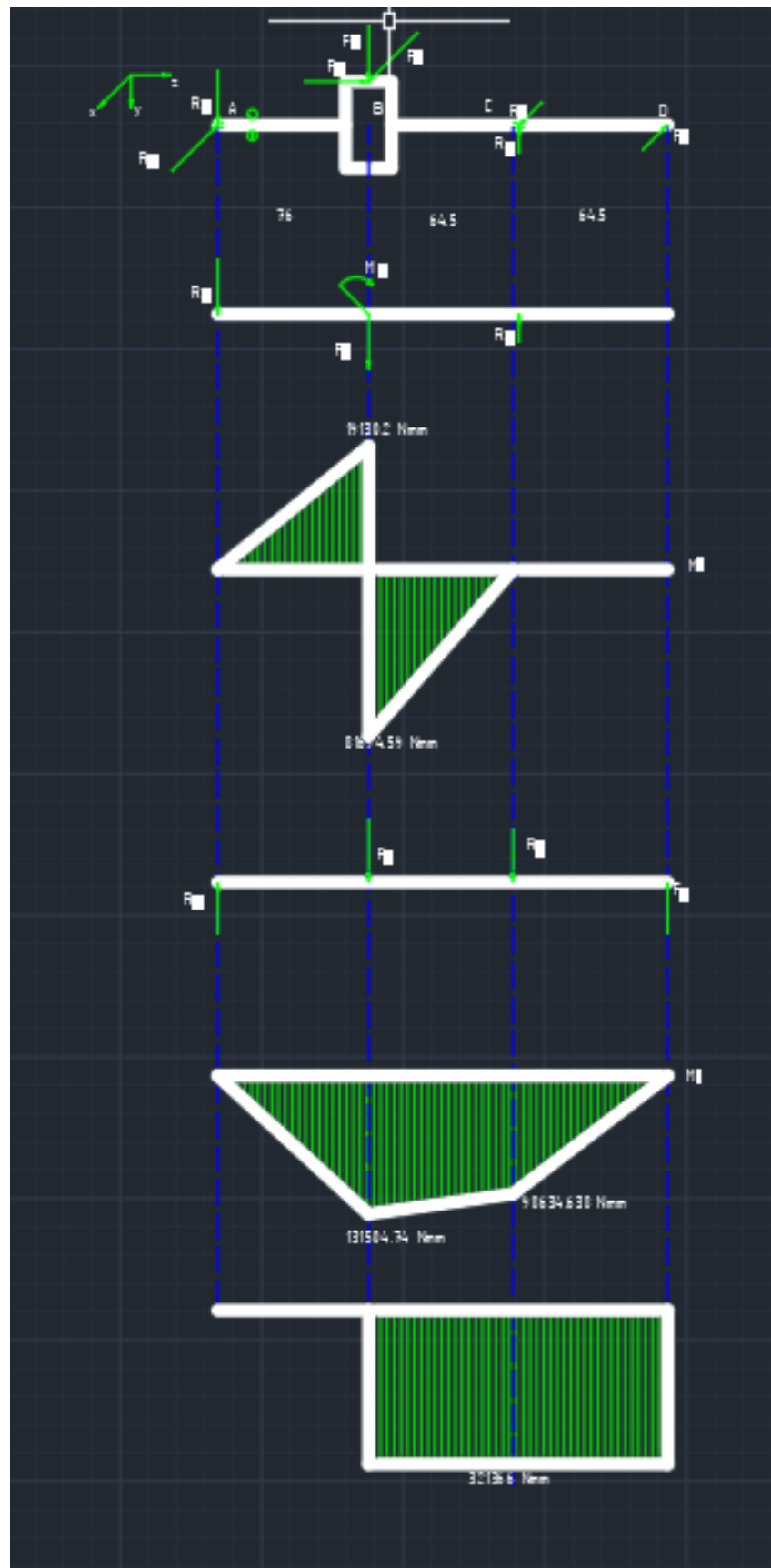
$$M_B^{td} = \sqrt{M_{X/B}^2 + M_{Y/B}^2 + 0.75 \cdot T_B^2} = 0 \text{ Nmm}$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_A^{td}}{0.1 \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{138478}{0.1 \cdot 63}} = \sqrt[3]{\frac{138478}{6.3}} = \sqrt[3]{21979.68} = 28.01 \text{ mm}$$

$$d_E \geq 27.07 \text{ mm}; \quad d_F \geq 31.02 \text{ mm}$$

Theo kết cấu và tiêu chuẩn ta chọn:

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



5 Chọn và kiểm nghiệm then

- Dựa vào bảng 9.1 là tài liệu [2], chọn kích thước then BXH theo tiết diện lớn nhất của trục.
- Chọn chiều dài l , theo tiêu chuẩn của then, nhỏ hơn chiều dài máy $l_m = 5 \div 10$ mm.
- Kiểm nghiệm then theo độ bền đập và độ bền cắt then bằng

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

Với

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

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

$l_w = l - b$: chiều dài làm việc của then bằng 2 đầu tròn

Bảng thông số:

Trục	Đường kính	Mặt cắt	l_m	l	l_w	b	h	t_1	σ_d	τ_c	T
I	28	12	45	40	32	8	7	4	107,4	40,3	1443308,115
	35	13	70	65	55	10	8	5	49,97	15,0	1443308,115
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

\Rightarrow Các mặt cắt đều thỏa điều kiện bền đập và căng bền đảm bảo an toàn cho phép.

6 Kiểm nghiệm độ bền trục

6.1 Độ bền mỏi

Hệ số an toàn:

$$s = \frac{s_0 s_\tau}{\sqrt{s_0^2 + s_\tau^2}} \geq [s]$$

- Với hệ số an toàn cho phép $[s] = 1.5 \div 2.5$, khi tăng độ căng $[s] = 2.5 \div 3$, nhưng vậy không cần kiểm nghiệm về độ căng.
- s_0, s_τ hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp, ứng suất tiếp

$$s_0 = \frac{K_0 \sigma_a + \psi_0 \sigma_m}{\varepsilon_\beta \sigma}, \quad s_\tau = \frac{K_\tau \tau_a + \psi_\tau \tau_m}{\varepsilon_\tau \tau}$$

- 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], $K_0 = 1.75, K_\tau = 1.5$

- $\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$: biên độ và giá trị của ứng suất. Vì tất cả các trục của hợp 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 moment uốn thương trường, W là moment chống uốn
- Do trục quy 1 chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động
$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_{\max}}{2}, \quad \text{với } W_0 \text{ là moment chống xoắn, } T \text{ là moment xoắn}$$
- $\psi_\sigma = 0.05; \psi_\tau = 0$ 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 bề mặt (bảng 10.5 tài liệu [1])

6.2 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 cơ dạng: $\sigma_d = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_d]_t$

Trong đó:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \sigma_a; \quad \tau = \frac{T}{W_0} = 2\tau_a; \quad [\sigma_d]_t \approx 0.8\sigma_{ch} = 0.8340 = 272 \text{ MPa}$$

Bảng kết quả tính toán

Trục	Tiết diện	W	W_0	σ_a	τ_a	σ_d	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

Chương 5

Tính chọn nối trục và ổ lăn

1 Tính chọn nối trục

Thông số đã biết:

- Momen xoắn ban đầu: $T = 600394.168 \text{ Nmm}$
- Lực vòng tác dụng lên xích: $F_t = 1500 \text{ Nmm}$
- Đường kính trục: $d = 48 \text{ mm}$

....

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 tròn: $d_1 = 30 \text{ mm}$
- 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 đôi chồng
- 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:

Ký 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
- $S_A = e.F_R^A = 0.68.2634.1 = 1791.2$ N
- $S_B = e.F_R^B = 0.68.2178.6 = 1481.4$ N
- $K_t = 1$: hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ với tuổi thọ ổ lăn
- $K_v = 1$: 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]:

$$\frac{F_{ta1}}{V.F_R^A} = \frac{2600}{2634.1} = 0.98 \Rightarrow e \rightarrow X = 0.41; Y = 0.87$$

$$\frac{F_{ta2}}{V.F_R^B} = \frac{672.8}{2178.6} = 0.31 \Rightarrow X = 1; Y = 0$$

- Tải trọng quy ước

- Tại A:

$$Q_A = (XVF_r + YF_a).K_t.K_v = (0.41.1.2634.1 + 0.87.1118.4).1.1 = 2.052 \text{ kN}$$

- Tại B:

$$Q_B = (XVF_r + YF_a).K_t.K_v = (1.1.2178.6 + 0).1.1 = 2.178 \text{ kN}$$

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

- Thời gian làm việc:

$$L = \frac{60L_h.n}{10^6} = \frac{60.33600.396.67}{10^6} = 800 \text{ triệu vòng}$$

- Tuổi thọ của ổ:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{Q} \right)^m = \frac{10^6}{60.396.67} \left(\frac{25.8}{2.178} \right)^3 = 69840.1 \text{ h}$$

- 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:

$$\begin{cases} C_0 = X_0.F_r + Y_0.F_a = 0.5.2178.6 + 0.37.1118.4 = 1503.1 \text{ N} \\ Q_0 = F_r = 2178.6 \text{ N} \end{cases}$$

$$\Rightarrow Q_0 < C_0 = 18.7 \text{ kN} \Rightarrow \text{ổ đảm bảo điều kiện bền tĩnh}$$

- 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:

$$[n] = \frac{1.3 \cdot 10^5}{51} = 2549 \text{ v/p} > n = 396.67 \text{ v/p}$$

Chương 6

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_1	$\delta_1 = 0.9\delta = 8 \text{ mm}$
	Chiều dày, e	$e = (0.8 \div 1)\delta = 8 \text{ mm}$
Gân tăng cứng	Chiều cao, h	Chọn $h = 58 \text{ mm}$ ($h < 58$)
	Độ dốc	2°
Đường kính	Bu lông nền, d_1	$d_1 > 0.04a + 10 \Rightarrow d_1 = 12 \text{ mm}$
	Bu lông cạnh ổ, d_2	$d_2 = (0.7 \div 0.8)d_1 = 12 \text{ mm}$
	Bu lông 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	$d_4 = (0.6 \div 0.7)d_2 = 10 \text{ mm}$
	Vít ghép nắp cửa thăm, d_5	$d_5 = (0.5 \div 0.6)d_2 = 8 \text{ mm}$
Chiều rộng mặt bích	$K_1 = e_1 + (1.3 \div 1.4)d_2$	$= 27 \text{ mm}$
	$K_2 = (1.3 \div 1.4)d_2$	$= 24 \text{ mm}$
	$K_3 = e_3 + (1.3 \div 1.4)d_3$	$= 25 \text{ mm}$
	$K_4 = (1.3 \div 1.4)d_3$	$= 25 \text{ mm}$
Kích thước gối trục	Bề rộng mặt ghép bu lông cạnh ổ, K_2	$K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5)\delta = 22 \text{ mm}$
	$E_2 \approx 1.6d_2$	$= 22 \text{ mm}$
	$R_2 \approx 1.3d_2$	$= 18 \text{ mm}$
	$C_1 \approx D_{31}/2 = 66 \text{ mm}$, $C_2 \approx D_{32}/2 = 85 \text{ mm}$	
Mặt đế hộp	Chiều cao h	Theo kết cấu và kích thước
Mặt đế hộp	$S_1 = (1.3 \div 1.5)d_1$	$= 26 \text{ mm}$
	Có phần lõi: D_d theo dao khoét	$S_1 \approx (1.4 \div 1.7)d_1 = 28 \text{ mm}$
	$S_2 \approx (1 \div 1.1)d_1 = 20 \text{ mm}$	
	$K_1 \approx 3d_1 = 60 \text{ mm}$, $q \geq K_1 + 2\delta = 78 \text{ mm}$	
Khe hở giữa các chi tiết	Giữa bánh răng và thành trong	$\Delta \geq (1 \div 1.2)\delta = 64 \text{ mm}$
	Giữa đỉnh răng lặn với đáy hộp	$\Delta_1 = (3 \div 5)\delta = 44 \text{ mm}$
	Mặt bên bánh răng trục 1	$\Delta \geq \delta \Rightarrow \Delta = 13 \text{ mm}$
	Mặt bên bánh răng trục 2	$\Delta \geq \delta \Rightarrow \Delta = 10 \text{ mm}$
Số lượng bu lông nền	$Z = \frac{L+B}{200 \div 300} = 4$	Với $L = 497 \text{ mm}$, $B = 23 \text{ mm}$

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

Trục	D	D2	D3
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	D2	D3	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 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 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

2.3 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:

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

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 hộp 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
M20 \times 2	15	9	3	28	2.5	17.8	30	22	25.4

2.6 Vòng chắn 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	6	10

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 bặm, chất bẩn. Ta chọn kích thước của ống lót có chiều dày: $\delta = 6 \div 8$ 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 7

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 mối 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 lỗ. 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.