

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 8 tháng 5 năm 2025

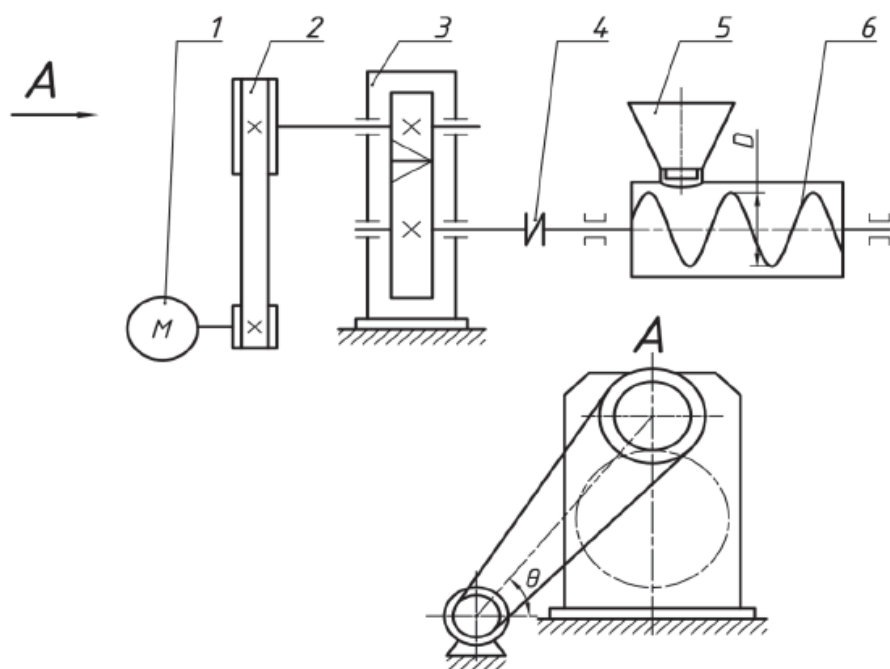
Mục lục

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 I	20
4.2	Trục II	22
5	Tính toán và kiểm nghiệm then	24
5.1	Xác định ứng suất dập cho phép và ứng suất cắt cho phép của then tại các vị trí lắp ráp	24
5.2	Tính toán kiểm nghiệm mối ghép then theo độ bền dập và độ bền cắt	25
6	Kiểm nghiệm độ bền trục	25
6.1	Độ bền mỏi	26
6.2	Độ bền tĩnh	27
5	Tính toán thiết kế ổ lăn	28
1	Chọn ổ lăn cho trục dẫn	28
2	Tính chọn nối trục đàn hồi	30
6	Chọn thân máy và các chi tiết phụ	31
1	Chọn thân máy	31
1.1	Yêu cầu	31
1.2	Xác định kích thước vỏ hộp	32
1.3	Kích thước nắp ổ	32
2	Các chi tiết hệ thống bôi trơn hộp giảm tốc	33
2.1	Que thăm dầu	33
2.2	Nút tháo dầu	34
2.3	Cửa thăm và nút thông hơi	34
2.4	Vòng chắn dầu	35
2.5	Chốt định vị	35
2.6	Vòng phốt	35

7	Dung sai và lắp ghép	36
1	Dung sai ổ lăn	36
2	Lắp ghép bánh răng trên trục	36
3	Lắp ghép vòng chắn dầu trên trục	36
4	Lắp ghép then	36
8	Thiết kế hệ thống truyền động	38
1	Thùng cấp liệu	38
2	Vít tải	38
3	Thân vít	39
4	Bộ đỡ động cơ và hộp giảm tốc	39
5	Bộ phận căng đai	39

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 mỏi tiếp xúc và giới hạn mỏi uốn

$$\sigma_{OH_{lim}} = 2HB + 70$$

$$\Rightarrow \sigma_{OH_{lim1}} = 2.260 + 70 = 590MPa$$

$$\Rightarrow \sigma_{OH_{lim2}} = 2.240 + 70 = 550MPa$$

$$\sigma_{OF_{lim}} = 1.8HB$$

$$\Rightarrow \sigma_{OF_{lim1}} = 1.8.260 = 468MPa$$

$$\Rightarrow \sigma_{OF_{lim2}} = 1.8.240 = 432MPa$$

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

$$N_{HO_1} = 30.HB_1^{2,4} = 30.260^{2,4} = 1,875.10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{HO_2} = 30.HB_2^{2,4} = 30.240^{2,4} = 1,547.10^7 \text{ chu kỳ}$$

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: $F_{nt} = 1483.23 \text{ N}$

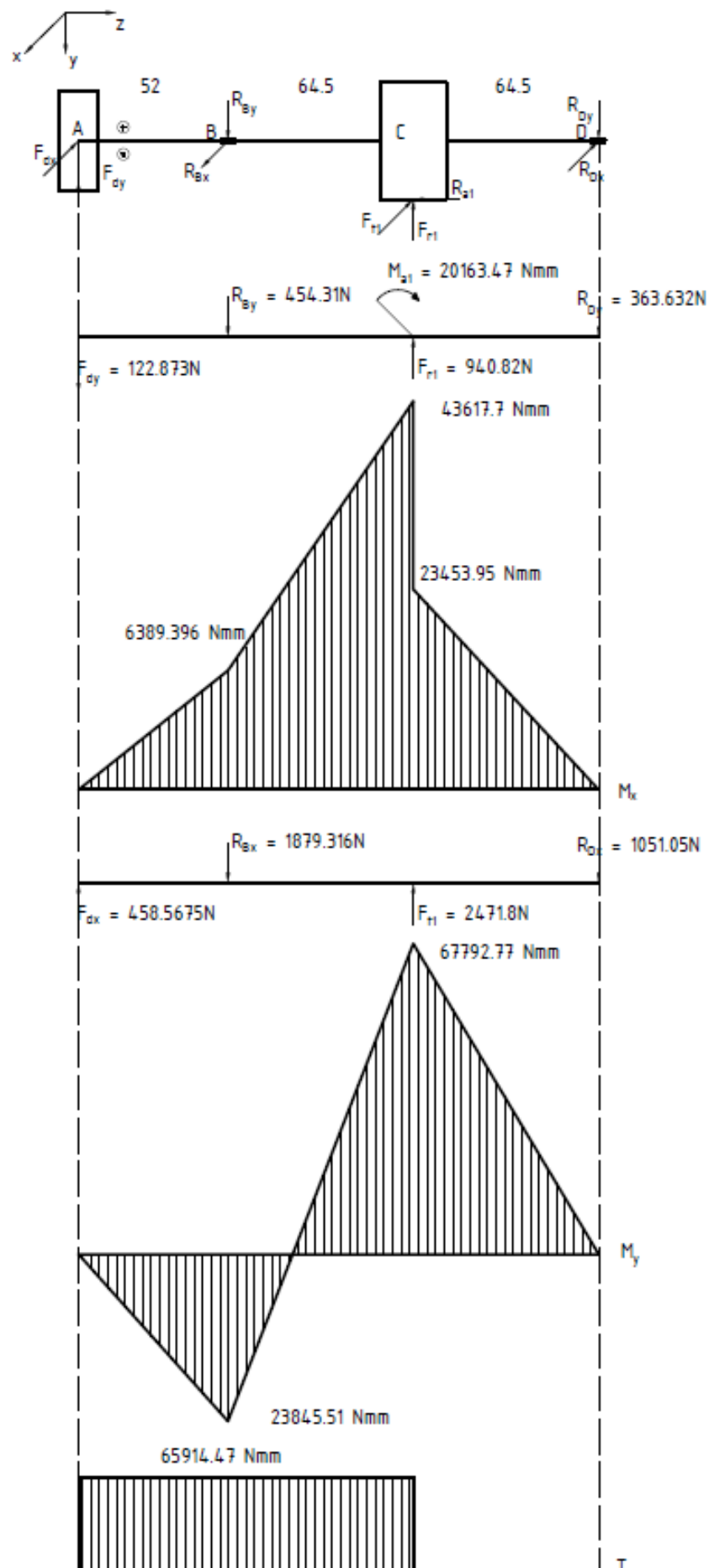
4 Tính momen tương đương và đường kính trục

4.1 Trục I

Moment do lực dọc trục tạo ra:

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

$$\begin{cases} \sum F_X = 0 \\ \sum F_Y = 0 \\ \sum M_{Y/A} = 0 \\ \sum M_{X/A} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} -F_{dx} - R_{BX} + F_{t1} - R_{DX} = 0 \\ -F_{dy} - R_{BY} + F_{r1} - R_{DY} = 0 \\ -52R_{BX} + 116.5F_{t1} - 181R_{DX} = 0 \\ -52R_{BY} + 116.5F_{r1} - M_{a1} - 181R_{DY} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{BX} = 1879.31 \text{ N} \\ R_{BY} = 454.31 \text{ N} \\ R_{DX} = 1051.05 \text{ N} \\ R_{DY} = 363.63 \text{ N} \end{cases}$$



$$M_A^{td} = \sqrt{M_{X/A}^2 + M_{Y/A}^2 + 0.75 \cdot T_A^2} = \sqrt{0.75 \cdot 65914.47^2} = 57083.6 \text{ Nmm}$$

$$M_B^{td} = \sqrt{M_{X/B}^2 + M_{Y/B}^2 + 0.75 \cdot T_B^2} = \sqrt{6389.396^2 + 23845.51^2 + 0.75 \cdot 65914.47^2} = 62193.01 \text{ Nmm}$$

$$M_C^{td} = \sqrt{M_{X/C}^2 + M_{Y/C}^2 + 0.75 \cdot T_C^2} = \sqrt{43617.7^2 + 67792.77^2 + 0.75 \cdot 65914.47^2} = 98777.03 \text{ Nmm}$$

$$M_D^{td} = \sqrt{M_{X/D}^2 + M_{Y/D}^2 + 0.75 \cdot T_D^2} = 0$$

⇒ Vị trí nguy hiểm là vị trí C.

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_C^{td}}{0.1 \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{98777.03}{0.1 \cdot 67}} = 24.5 \text{ mm}$$

Tại vị trí C có lắp bánh răng, do đó ta tăng đường kính trục thêm 5% = 25.7 mm.

Căn cứ theo kết cấu của trục và bánh răng dẫn, thiết kế trục dẫn 1 với bánh răng liền trục, đường kính các tiết diện còn lại chọn để thỏa mãn yêu cầu về lắp ráp và thỏa mãn dây kích thước tiêu chuẩn:

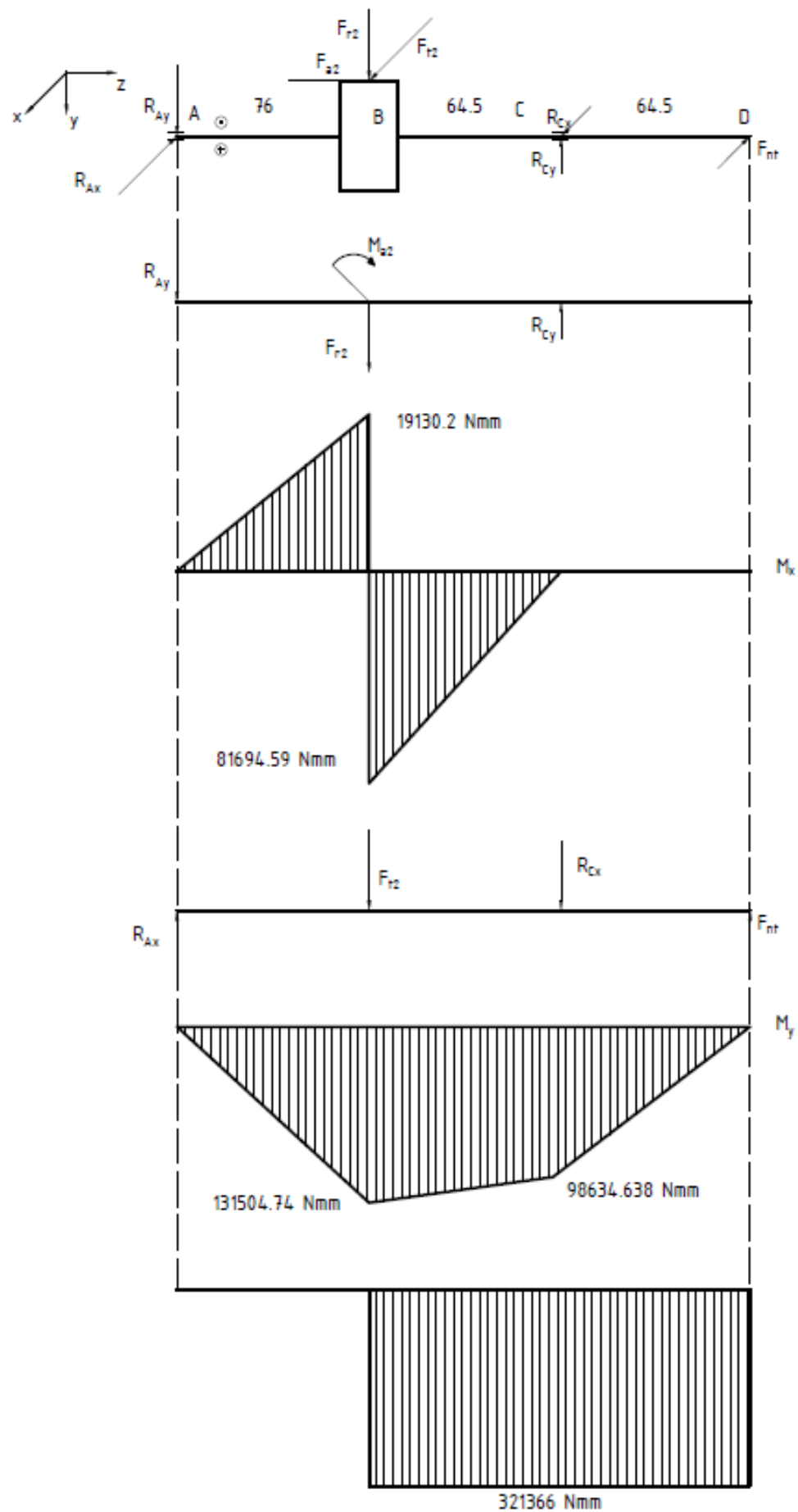
- $d_A = 22 \text{ mm}$
- $d_B = 30 \text{ mm}$
- $d_D = 30 \text{ mm}$

4.2 Trục II

Moment do lực dọc trục tạo ra:

$$M_{a2} = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 756.177 \cdot \frac{266.67}{2} = 100825 \text{ Nmm}$$

$$\begin{cases} \sum F_X = 0 \\ \sum F_Y = 0 \\ \sum M_{Y/A} = 0 \\ \sum M_{X/A} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{AX} - F_{t2} - R_{CX} + F_{nt} = 0 \\ -R_{AY} - F_{r2} + R_{CY} \\ -76F_{t2} - 140.5R_{CX} + 205F_{nt} = 0 \\ -76F_{r2} + 140.5R_{CY} - M_{a1} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{AX} = 1815.8 \text{ N} \\ R_{AY} = 287.235 \text{ N} \\ R_{CX} = 827.235 \text{ N} \\ R_{CY} = 1228.49 \text{ N} \end{cases}$$



$$M_A^{td} = \sqrt{M_{X/A}^2 + M_{Y/A}^2 + 0.75 \cdot T_A^2} = 0$$

$$M_B^{td} = \sqrt{M_{X/B}^2 + M_{Y/B}^2 + 0.75 \cdot T_B^2} = \sqrt{81694.59^2 + 131504.74^2 + 0.75 \cdot 321366^2} = 318472.26 \text{ Nmm}$$

$$M_C^{td} = \sqrt{M_{X/C}^2 + M_{Y/C}^2 + 0.75 \cdot T_C^2} = \sqrt{98634.638^2 + 0.75 \cdot 321366^2} = 295272.54 \text{ Nmm}$$

$$M_D^{td} = \sqrt{M_{X/D}^2 + M_{Y/D}^2 + 0.75 \cdot T_D^2} = \sqrt{0.75 \cdot 321366^2} = 278311.12 \text{ Nmm}$$

⇒ Vị trí nguy hiểm là vị trí B.

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_B^{td}}{0.1 \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{318472.26}{0.1 \cdot 67}} = 36.22 \text{ mm}$$

Tại vị trí B có lắp bánh răng, do đó ta tăng đường kính trục thêm 5% = 38 mm.
Như vậy, để thỏa mãn dây kích thước tiêu chuẩn và yêu cầu lắp ráp, ta chọn:

- $d_A = 40 \text{ mm}$
- $d_B = 45 \text{ mm}$
- $d_C = 40 \text{ mm}$
- $d_D = 36 \text{ mm}$

5 Tính toán và kiểm nghiệm then

5.1 Xác định ứng suất dập cho phép và ứng suất cắt cho phép của then tại các vị trí lắp ráp

Mối ghép then tại tiết diện lắp bánh đai trên trục I

- Do bánh đai được chế tạo từ gang ở chế độ tải trọng tĩnh, ta có ứng suất dập cho phép của then $[\sigma_d] = 80 \text{ MPa}$ (Bảng 9.5, Trịnh Chất tập 1).
- Ứng suất cắt cho phép của then $[\tau_c] = 60 \dots 90 \text{ MPa}$, ta chọn $[\tau_c] = 60 \text{ MPa}$.
- Dựa vào đường kính trục và bảng 9.1a [2], ta chọn then bằng cho mối ghép trên và có kích thước sau:

d	b	h	t ₁	t ₂
22	8	7	4	2.8

Các mối ghép then trên trục II

- Do bánh răng và nối trục đều được chế tạo từ thép nên ở chế độ tải trọng tĩnh, ta có ứng suất dập cho phép của then $[\sigma_d] = 150 \text{ MPa}$ (Bảng 9.5, Trình Chất tập 1).
- Ứng suất cắt cho phép của then $[\tau_c] = 60 \dots 90 \text{ MPa}$, ta chọn $[\tau_c] = 60 \text{ MPa}$.
- Dựa vào đường kính trục và bảng 9.1a (Trình Chất, tập 1), ta chọn then bằng cho mỗi ghép trên và có kích thước sau:

– Tại vị trí lắp bánh răng:

d	b	h	t ₁	t ₂
45	14	9	5.5	3.8

– Tại vị trí lắp nối trục:

d	b	h	t ₁	t ₂
36	10	8	5	3.3

5.2 Tính toán kiểm nghiệm mối ghép then theo độ bền dập và độ bền cắt

- Chọn chiều dài then l_t theo tiêu chuẩn, nhỏ hơn chiều dày máy-ơ bánh răng hoặc bánh đai khoảng $5 \rightarrow 10 \text{ mm}$.
- Đối với then bằng 2 đầu tròn tại vị trí lắp bánh răng trên trục II, chiều dài làm việc của then $l_v = l_t - b$. Giá trị kiểm định thu được:

Tiết diện	b	h	l _t	l _v	t ₁	t ₂	σ_d	τ_c	$[\sigma_d]$	$[\tau_c]$
Trục I - A	8	7	28	28	4	2.8	71,33600649	26,75100244	80	60
Trục II - B	14	9	56	47	5,5	3,8	86,82633975	16,46378429	150	60
Trục II - D	10	8	45	45	5	3,3	132,2493786	47,6097763	150	60

Như vậy các then đều thỏa mãn độ bền dập và độ bền cắt.

6 Kiểm nghiệm độ bền trục

Ứng suất bền giới hạn của thép C45 tôi là $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$, giới hạn mỏi của vật liệu được tính theo công thức:

$$\sigma_{-1} = 0.436 \cdot \sigma_b = 261.6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} = 151.73 \text{ MPa}$$

Chọn hệ số an toàn $[s] = 2$, ta lần lượt kiểm nghiệm trục theo độ bền mỏi và độ bền tĩnh:

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 thường trường, W là moment chống uốn
- Đo 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])

Bảng kết quả tính toán kiểm nghiệm trục theo độ bền mỏi

Trục	Tiết diện	W	W_0	ε_τ	ε_σ	s_σ	s_τ	s
I	A	6283.18	1855.09	0.92	0.89	21.89	3.58	3.53
	B	7611.29	5301.44	0.92	0.89	24.34	10.22	9.43
	C	6283.18	41006.52	0.85	0.78	11.71	69.6	11.55
	D	3913.08	5301.44	0.92	0.89	13.63	10.22	8.18
II	A	6283.18	12566.37	0.88	0.81	4.3	4.54	3.13
	B	7611.29	16557.47	0.85	0.78	4.46	5.76	3.53
	C	6283.18	12566.47	0.88	0.81	3.91	4.54	2.96
	D	3913.08	8493.52	0.88	0.81	2.68	3.07	2.02

Như vậy tất cả tiết diện của 2 trục đều thỏa mãn độ bền mỏi.

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

Trong đó:

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

Bảng kiểm nghiệm trục theo độ bền tĩnh

	σ	τ	σ_{td}	$[\sigma]$
I	9.085	35.35	75.83	272
	8.171	12.43	46.56	272
	15.72	1.61	48.82	272
	14.59	12.43	46.56	272
II	44.29	25.57	62.64	272
	41.28	19.41	53.24	272
	48.74	25.57	65.86	272
	71.12	37.84	96.71	272

Vậy các trục thỏa điều kiện độ bền tĩnh

Chương 5

Tính toán thiết kế ổ lăn

1 Chọn ổ lăn cho trục dẫn

Phản lực tại vị trí ổ lăn:

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = 1933.449 \text{ N}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = 1112.18 \text{ N}$$

Ta tính toán chọn ổ lăn theo giá trị phản lực tại ổ B. Do $\frac{F_{a1}}{R_B} > 0.3$ nên ta dùng ổ bi đỡ chặn. Chọn sơ bộ ổ bi đỡ chặn cơ trung với kí hiệu là 46038, tiến hành kiểm nghiệm ổ. Tải trọng tĩnh của ổ là $C_0 = 39,2 (kN)$, do đó $\frac{F_{a1}}{C_0} \approx 0.042$, theo bảng 11.3 [2], chọn $e = 0,68$. Do kết cấu hệ thống mà chỉ có vòng trong của ổ quay, vì vậy $V = 1$. Tỷ số $\frac{F_{a1}}{VR_B} = 0.381 < e$, theo bảng 11.3 [2], ta chọn $X = 1, Y = 0$.

Các hệ số tải trọng và ảnh hưởng của nhiệt độ chọn bằng 1 do hệ thống làm việc với chế độ tải trọng tĩnh và nhiệt độ hoạt động dưới $100^\circ C$:

$$K_q = 1, K_T = 1$$

Tính toán lại giá trị lực dọc trục cho ổ:

- Tại B:

$$F_{aB} = -F_{a1} + eR_B = 584,82 \text{ N}$$

- Tại D:

$$F_{aD} = F_{a1} + eR_D = 1846,21 \text{ N}$$

Tải trọng động quy ước của ổ:

$$Q_B = (XVR_B + YF_{aB})K_qK_T = 2219,44 \text{ N}$$

$$Q_D = (XVR_D + YF_{aD})K_qK_T = 1207,60 \text{ N}$$

Như vậy ta tính toán kiểm nghiệm theo ổ tại B. Chọn thời gian làm việc của ổ là $L_h = 15000$ giờ, thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay là:

$$L = \frac{60n_2}{10^6} L_h = 534,84$$

Tải trọng động tương đương của ổ:

$$C_d = Q_B \sqrt[3]{L} = 18,02 \text{ kN} < [C_d] = 21,1 \text{ kN}$$

Vậy ổ bi đỡ chặn 46306 thỏa yêu cầu. Phản lực tại vị trí ổ lăn:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = 1748.54 \text{ N}$$

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = 1534.45 \text{ N}$$

Do $\frac{F_{a2}}{R_A} > 0.3$ nên ta dùng ổ bi đỡ chặn. Chọn sơ bộ ổ bi đỡ chặn cơ trung với kí hiệu là 46038, tiến hành kiểm nghiệm ổ.

Tải trọng tĩnh của ổ là $C_0 = 30.7 \text{ (kN)}$, do đó $\frac{F_{a2}}{C_0} = 0.0246$, theo bảng 11.3 [2], chọn $e = 0,68$. Do kết cấu hệ thống mà chỉ có vòng trong của ổ quay, vì vậy $V = 1$. Tỷ số $\frac{F_{a2}}{VR_A} = 0.432 < e$, theo bảng 11.3 [2], ta chọn $X = 1, Y = 0$.

Các hệ số tải trọng và ảnh hưởng của nhiệt độ chọn bằng 1 do hệ thống làm việc với chế độ tải trọng tĩnh và nhiệt độ hoạt động dưới 100°C :

$$K_q = 1, K_T = 1$$

Tính toán lại giá trị lực dọc trục cho ổ:

- Tại A:

$$F_{aA} = -F_{a2} + eR_A = 432.83 \text{ N}$$

- Tại C:

$$F_{aC} = F_{a2} + eR_C = 1799.604 \text{ N}$$

Tải trọng động quy ước của ổ:

$$Q_A = (XVR_A + YF_{aA})K_qK_T = 1748.54 \text{ N}$$

$$Q_C = (XVR_C + YF_{aC})K_qK_T = 1534.45 \text{ N}$$

Như vậy ta tính toán kiểm nghiệm theo ổ tại A. Chọn thời gian làm việc của ổ là $L_h = 15000$ giờ, thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay là:

$$L = \frac{60n_2}{10^6} L_h = 106,97$$

Tải trọng động tương đương của ổ:

$$C_a = Q_A \sqrt[3]{L} = 8.3 \text{ kN} < [C_d] = 39,2 \text{ kN}$$

Vậy ổ bi đỡ chặn 46308 thỏa yêu cầu.

2 Tính chọn nối trục đàn hồi

- Momen xoắn trục 2: $T_2 = 321366 \text{ Nmm}$
- Đường kính trục 2 tại vị trí nối trục: 36 mm
- Tra bảng 16.10a [3], ta chọn được kích thước cơ bản của nối trục vòng đàn hồi như sau:

T, Nm	d	D	d _m	L	l	d ₁	D ₀	Z	n _{max}	B	B ₁	l ₁	D ₃	l ₂
250	36	140	65	165	110	63	105	6	3800	5	42	30	28	32

- Tra bảng 16.10b [3], ta chọn được kích thước cơ bản của vòng đàn hồi:

T, Nm	d _c	d ₁	D ₂	l	l ₁	l ₂	l ₃	h
250	14	M10	20	62	34	15	28	1.5

- Kiểm nghiệm sức bền đập:

$$\sigma_a = \frac{2kT}{ZD_0d_cl_3} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 321366}{6 \cdot 105 \cdot 14 \cdot 28} = 2.6 \text{ MPa} < [\sigma_a]$$

trong đó $k = 1$: hệ số chế độ làm việc

$$[\sigma_a] = 2 \div 4 \text{ MPa} : \text{ứng suất đập cho phép của vòng cao su}$$

→ Nối trục thỏa sức bền đập

- Kiểm tra sức bền của chốt:

$$\sigma_u = \frac{k \cdot T \cdot l_0}{0,1 \cdot d_c^3 \cdot D_0 \cdot Z} = \frac{1 \cdot 321366 \cdot 41.5}{0,1 \cdot 14^3 \cdot 105 \cdot 6} = 77.15 \text{ MPa} < [\sigma_u]$$

$$\text{trong đó } l_0 = l_1 + \frac{l_2}{2} = 34 + \frac{15}{2} = 41.5$$

$$[\sigma_u] = 60 \div 80 \text{ MPa} : \text{ứng suất cho phép của chốt}$$

→ Chốt thỏa điều kiện bền

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	Ký hiệu	Giá trị số bộ
Chiều dày thân hộp	δ	$0.02a + 1 = 5$, nhỏ hơn 7mm \rightarrow chọn $\delta = 10\text{mm}$
Chiều dày nắp hộp	δ_i	$\delta_i \approx \delta = 10\text{mm}$
Chiều dày mặt bích thân hộp	s_2	$2.35\delta = 23.5\text{mm}$
Chiều dày mặt bích nắp hộp	s_1	$1.5\delta_i = 15\text{mm}$
Đường kính bu lông nền	d_1	$0.03a + 12 = 16.8\text{mm}$
Số bu lông nền	z	4
Đường kính bu lông tại vị trí lắp ổ lăn	d_2	$0.75d_1 = 12.6\text{mm}$, theo tiêu chuẩn chọn bu lông M14
Đường kính bu lông tại vị trí lắp thân hộp với nắp hộp	d_3	$0.6d_1 = 10.08\text{mm}$, theo tiêu chuẩn chọn bu lông M12
Chiều rộng mặt bích	S	$k + 1.5\delta = 40 + 15 = 55$, k chọn theo bu lông nền (M16 ứng với $k = 40$, chọn theo bảng 10.1 [1])
Chiều dày gân tăng cứng thân hộp	δ_3	$(0.8 \dots 1)\delta \rightarrow$ chọn $\delta_3 = 10\text{mm}$
Khe hở nhỏ nhất giữa bánh răng và thân hộp	c_2	$c_2 = 1.2\delta = 12\text{mm}$
Vị trí tuyến bu lông tại nơi độ và mặt bích thân hộp	c	$c \approx (1 \dots 1.2)d_2 = 14\text{mm}$
Khoảng cách từ mặt đáy thân hộp đến định bằng răng	Y	$Y = 4.8\delta = 48\text{mm}$
Chiều dày nắp và thân HGT tại vị trí lắp ổ		Chọn theo kết cấu sao cho lớn hơn hoặc bằng $(s_1 + s_2)$

1.3 Kích thước nắp ổ

Chọn theo đường kính ngoài của ổ lăn, thông số của các nắp ổ được thể hiện qua bảng sau:

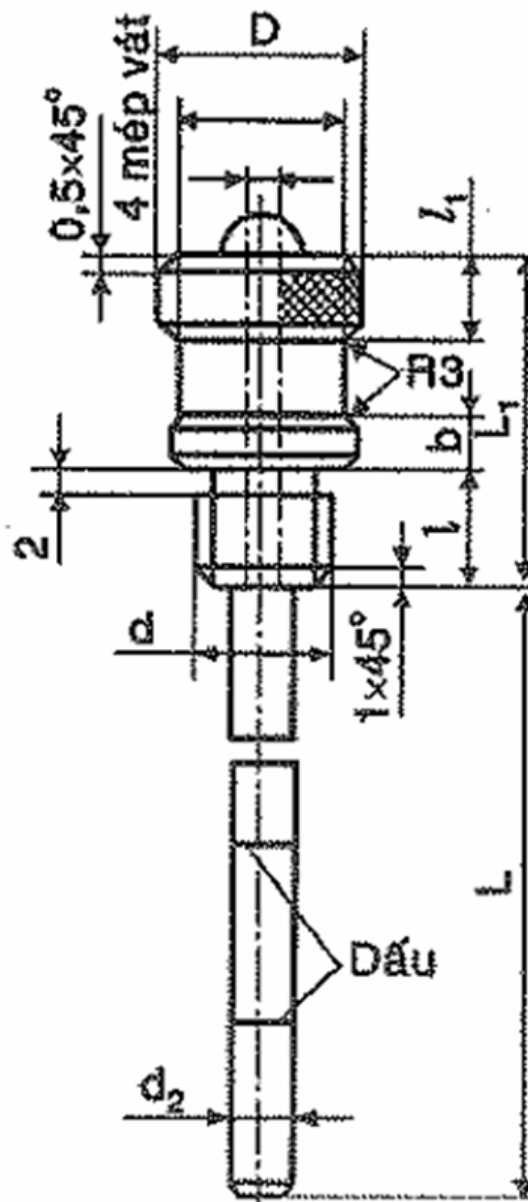
Trục	$D1$	$D2$	$D3$	n	d	$d1$
I	90	110	62	4	9	15
II	110	130	80	6	9	15

2 Các chi tiết hệ thống bôi trơn hộp giảm tốc

2.1 Que thăm dầu

Chọn que thăm dầu M16x1.5 với thông số sau:

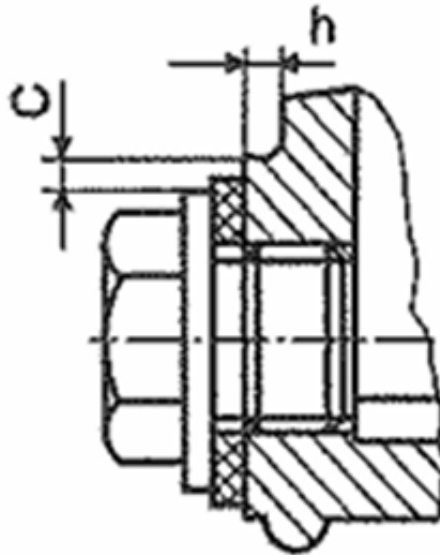
d	d1	d2	D	D1	L1	l	l1	b
M16x1.5	5	7	24	16	40	16	8	4



2.2 Nút tháo dầu

Chọn nút tháo dầu dạng vít ren trụ tròn M20x1.5 với thông số như sau:

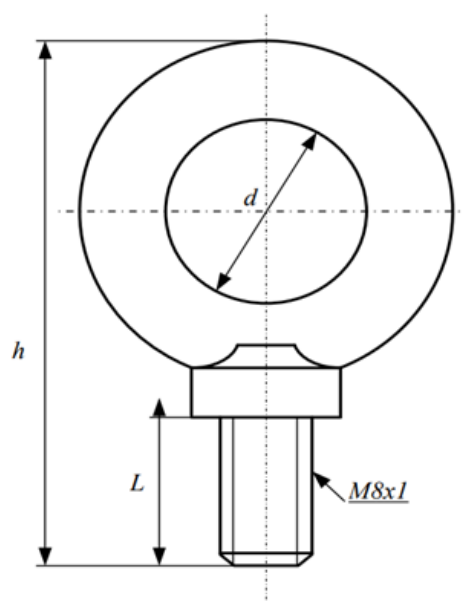
d1	D	D1	L	l	b	s	t	d2	D2	D2
M20x1.5	30	25.4	30	15	4	22	2.5	20	32	3



2.3 Cửa thăm và nút thông hơi

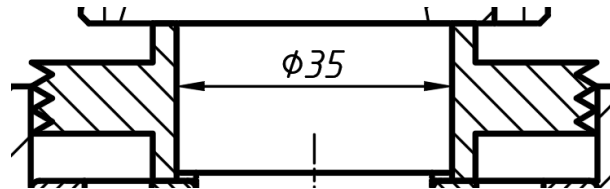
Chọn nắp cửa thăm và nút thông hơi có kích thước như sau:

A	B	A1	B1	C	K	R	Dimension	Quantity
40	40	80	90	65	30	10	M8	4



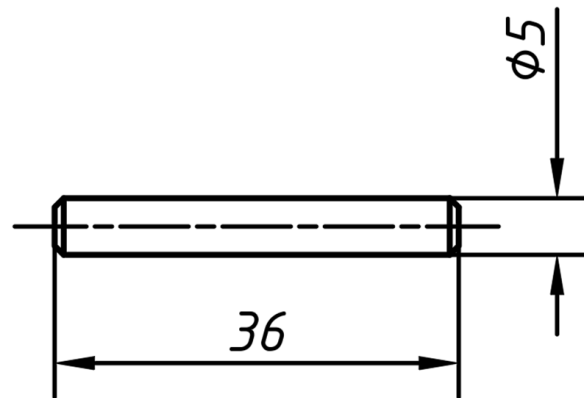
2.4 Vòng chắn dầu

Gồm 3 rãnh tiết diện tam giác đều có góc ở đỉnh là 60 độ, khoảng cách giữa các đỉnh là 3mm. Mép ngoài của vòng cách thành trong của hộp một khoảng bằng 3mm.



2.5 Chốt định vị

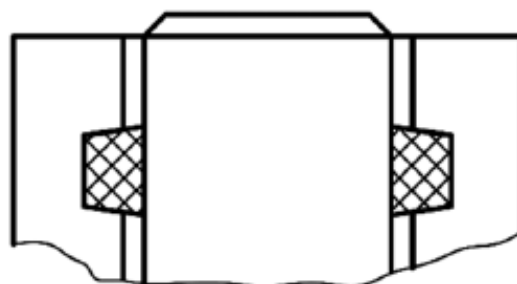
Dùng để xác định vị trí làm việc êm của hộp giảm tốc sau khi lắp ráp, hình dạng và kích thước được cho bởi:



2.6 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.

Theo tiêu chuẩn, chọn vòng phốt có đường kính trong là 25mm cho trục dẫn và vòng phốt có đường kính trong là 38mm cho trục bị dẫn. Các kích thước khác của vòng phốt được lấy theo tiêu chuẩn.



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 H8/Js7

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 ráp

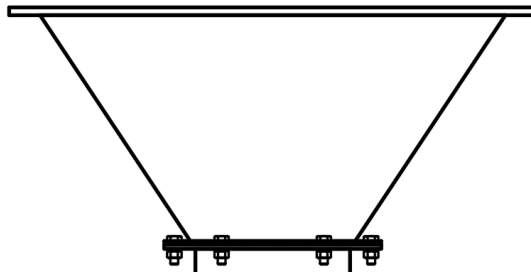
Trục	Mối ghép	Kiểu lắp	Sai lệch giới hạn của lỗ, μm	Sai lệch giới hạn của trục, μm
I	Vòng ngoài ổ lăn	H7	0...+30	
	Vòng trong ổ lăn	k6		+2...+15
	Vòng chấn dầu	H8/js7	0...+39	-12...+12
	Nắp ổ lăn trục I với vỏ hộp	H7/e8	0...+30	-106...-60
II	Nối trục đàn hồi	H7/k6	0...+16	+2...+18
	Bánh răng bị dẫn	H7/k6	0...+25	+2...+18
	Vòng ngoài ổ lăn	H7	0...+30	
	Vòng trong ổ lăn	k6		+2...+18
	Vòng chấn dầu	H8/js7	0...+39	-12...+12
	Nắp ổ lăn trục II với vỏ hộp	H7/e8	0...+30	-126...-72

Chương 8

Thiết kế hệ thống truyền động

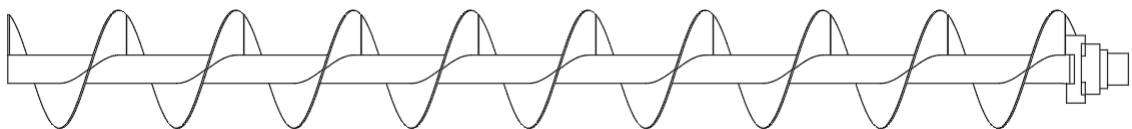
1 Thùng cấp liệu

- Vật liệu: Thép CT45
- Kích thước: 170x170x75 mm
- Tùy theo như cầu sử dụng mà có thể thay đổi kích thước của thùng cấp liệu cho phù hợp với yêu cầu của máy.



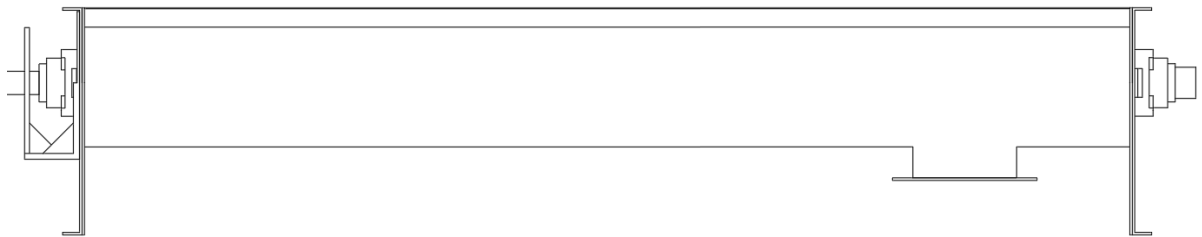
2 Vít tải

- Vật liệu: Thép CT45
- Đường kính: 225 mm
- Tùy theo như cầu sử dụng mà có thể thay đổi kích thước của vít tải cho phù hợp với yêu cầu của máy.



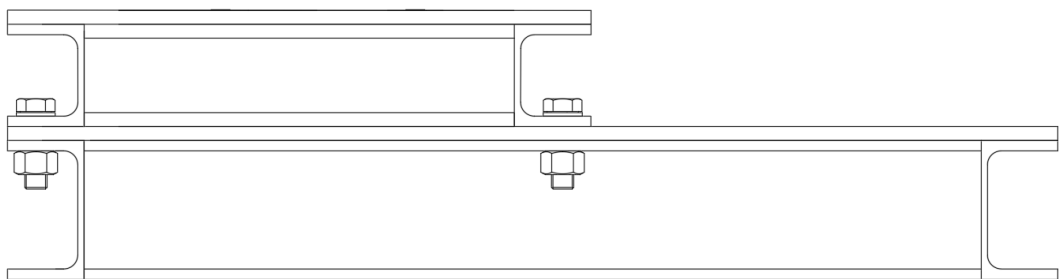
3 Thân vít

- Vật liệu: Thép CT45
- Đường kính: 300 mm
- Thân vít được nối với thùng cấp liệu bằng bulong và đai ốc.
- Thân vít có chỗ xả liệu để xả bùn ra ngoài.



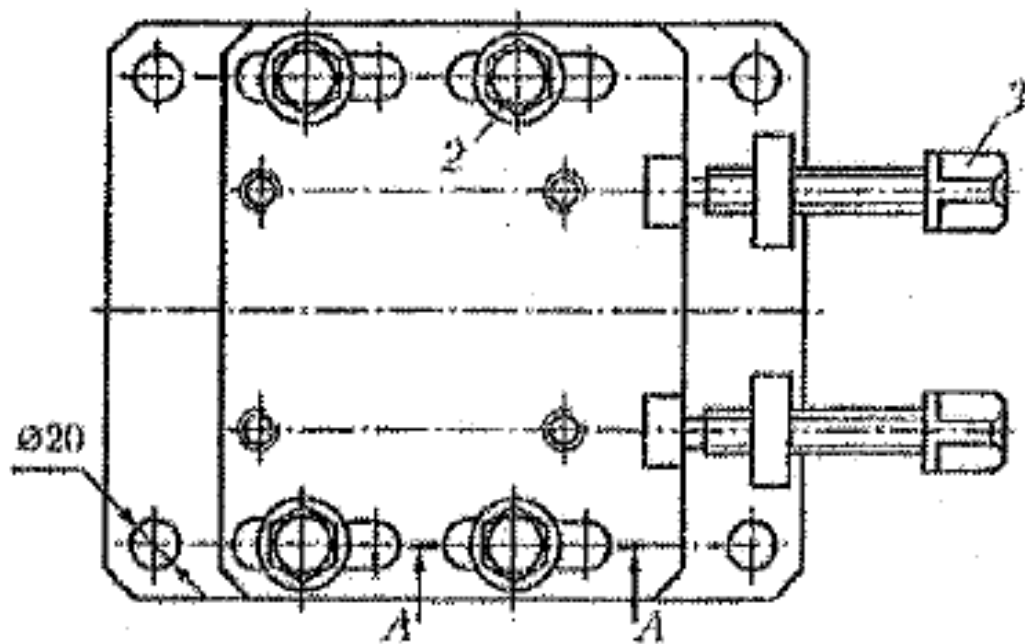
4 Bộ đỡ động cơ và hộp giảm tốc

- Vật liệu: Gang GX12-28.
- Cố định các đơn vị lắp lên bộ đỡ bằng bulong và đai ốc.
- Có thể sử dụng phương pháp hàn để cố định các bộ đỡ.



5 Bộ phận căng đai

- Chế tạo từ các tấm thép khi sản xuất đơn chiếc.
- Sử dụng gang xám khi sản xuất hàng loạt.
- Bộ phận căng đai được lắp trên bộ đỡ động cơ và hộp giảm tốc.
- Căng đai bằng phương pháp dịch chuyển động cơ tịnh tiến.
- Cố định với bộ đỡ và động cơ bằng bulong và đai ốc.



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 Chất – Lê Văn Uyển, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, tập 1, Nhà xuất bản giáo dục, 2006.
- [3] Trịnh Chất – Lê Văn Uyển, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 2, Nhà xuất bản giáo dục, 2006.