

ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ



ĐỒ ÁN THIẾT KẾ
HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG
ĐỀ 16 - PHƯƠNG ÁN 2

GVHD : Thân Trọng Khánh Đạt

Ký tên :

Sinh Viên thực hiện :

Lê Hữu Trần Nhật **MSSV : 1914475**

Nguyễn Trần Anh Như **MSSV : 1911806**

Phụ lục

Lời nói đầu	4
Phần 0 : Đề bài	5
Phần 1 : Chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền	7
1. Chọn động cơ	7
1.1. Xác định công suất động cơ	7
1.2. Tính hiệu suất truyền động η :	7
1.3. Xác định số vòng quay sơ bộ:	7
2. Phân phối tỉ số truyền	8
2.1. Tỉ số truyền cho bộ truyền ngoài (bộ truyền đai):	8
2.2. Tỉ số truyền cho bộ truyền bánh răng côn:	8
2.3. Tính toán vận tốc quay, công suất, moment xoắn :	9
2.4. Bảng thông số tính toán:	10
Phần 2 : Tính toán, thiết kế các chi tiết.	10
1. Bộ truyền đai dẹt	10
1.1. Chọn loại đai.....	10
1.2. Xác định các thông số của bộ truyền.....	10
1.3. Tính toán khoảng cách trục	10
2. Thiết kế bánh răng côn	13
2.1. Vật liệu và nhiệt luyện bánh răng	13
2.2. Ứng suất cho phép	14
3. Thiết kế trục trong hộp giảm tốc.	19
3.1. Thông số thiết kế : Moment xoắn trên các trục	19
3.2. Quy ước kí hiệu	19
3.3. Chọn vật liệu và xác định sơ bộ đường kính trục	20
3.5. Xác định phân lực tại các gối đỡ, đường kính các đoạn trục	23
3.6. Chọn và kiểm nghiệm then.....	28
3.7. Kiểm nghiệm độ bền trục	29
4. Chọn ổ lăn và nối trục	32
4.1. Chọn ổ lăn	32
4.2. Chọn nối trục	36
5. Tính toán vỏ hộp và các chi tiết phụ	37
6. Phương pháp bôi trơn	42
8. Dung sai và lắp ghép	43
8.1. Dung sai ổ lăn	43
8.2. Lắp ghép bánh răng trên trục	43

8.3.	Lắp ghép vòng chắn dầu trên trục	43
8.4.	Lắp chốt định vị	43
8.5.	Lắp ghép then	43
	Bảng dung sai lắp ghép	44
	Phần 3 : Tài liệu tham khảo	45

Lời nói đầu

Ngành cơ khí là một trong bốn ngành công nghiệp trọng yếu, là “xương sống” của nền kinh tế, là nền tảng và động lực thúc đẩy ngành công nghiệp khác phát triển. Trong đó, thiết kế và phát triển hệ thống truyền động là một trong những vấn đề cốt lõi trong cơ khí. Vì vậy nên việc hiểu biết, nắm vững và vận dụng tốt các lý thuyết vào thiết kế các hệ thống truyền động là vô cùng cần thiết đối với các sinh viên, kỹ sư cơ khí. Trong một hệ thống truyền động thì có bộ truyền kết hợp lại với nhau như : bộ truyền đai, bộ truyền xích, hộp giảm tốc,... Trong môn “ Đồ án thiết kế hệ thống truyền động” giúp ta tìm hiểu cách tính toán, liên kết các bộ truyền, các chi tiết lại với nhau để trở thành một hệ thống truyền động hoàn chỉnh. Nhờ đó mà cũng cố lại kiến thức về chi tiết máy, bản vẽ, tính toán thiết kế, kiểm định độ bền,... Giúp sinh viên có một cái nhìn tổng quan về việc thiết kế cơ khí cũng như có thêm được nhiều kinh nghiệm trong quá trình thiết kế.

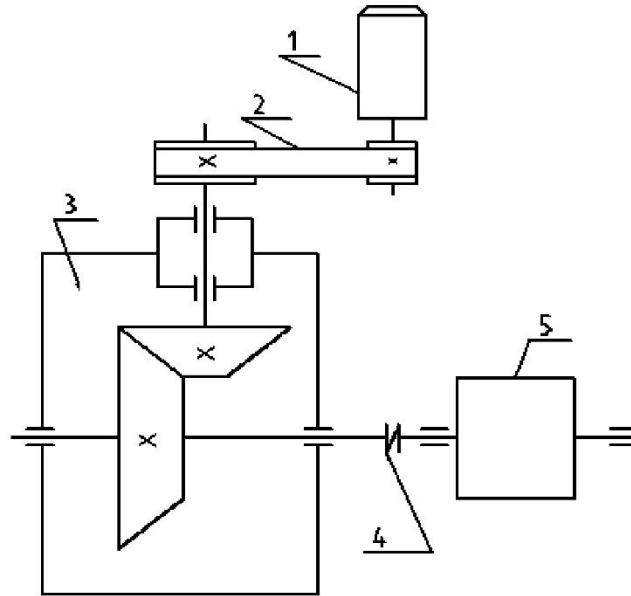
Chúng em xin chân thành cảm ơn thầy Thân Trọng Khánh Đạt cùng các thầy cô và các bạn đã giúp em trong quá trình thực hiện đồ án.

Với vốn kiến thức còn hạn hẹp, chưa có nhiều kinh nghiệm vì vậy thiếu sót là điều không thể tránh khỏi, rất mong nhận được ý kiến nhận xét từ thầy cô và các bạn.

Phần 0 : Đề bài

Đề số 16: THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG THÙNG TRỘN

Phương án số: 2



Hệ thống dẫn động gồm:

- 1: Động cơ điện 2: Bộ truyền đai dẹt 3: Hộp giảm tốc bánh răng côn răng thẳng 1 cấp
4: Nối trục đàn hồi 5: Thùng trộn

Số liệu thiết kế:

Công suất trên trục thùng trộn, P (kW): 3

Số vòng quay trục thùng trộn, n (vòng/phút): 168

Thời gian làm việc cho đến khi hỏng, $L_h = 10000$ (giờ).

Tải trọng tĩnh.

Ứng dụng trong thực tế

Hệ thống thùng trộn được sử dụng rất rộng rãi, từ các máy có công suất vừa và nhỏ được sử dụng tại nhà, đến các máy có công suất lớn phục vụ trong các nhà máy. Hệ thống đảm nhiệm việc trộn các loại thực phẩm như: trộn bột khô làm mỹ phẩm, gia vị, bột ngũ cốc, các loại hạt lớn như được liệu, ... Giúp tiết kiệm được nhiều thời gian cũng như công sức.



Phần 1 : Chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền

1. Chọn động cơ :

1.1. Xác định công suất động cơ

Công suất động cơ phải lớn hơn công suất trên trục công tác:

$$P_{dc} \geq P_{ct} \quad \text{với} \quad P_{dc} - \text{công suất động cơ.}$$

$$P_{ct} - \text{công suất cần thiết trên trục động cơ.}$$

$$\text{Trong đó : } P_{ct} = \frac{P_t}{\eta} \quad \text{với} \quad P_t \text{ (kW) - công suất tính toán trên trục máy công tác.}$$

η – hiệu suất truyền động.

1.2. Tính hiệu suất truyền động η :

$$\text{Ta có : } \eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots$$

Với η_1, η_2, η_3 là hiệu suất của các bộ truyền và của các cặp ổ trong hệ thống dẫn động, chọn theo bảng 2.3[1].

Hệ thống dẫn động gồm có: 1 bộ truyền đai dẹt (để hờ), 1 cặp bánh răng côn (được che kín), 3 cặp ổ lăn, 1 nối trục đàn hồi. Vậy hiệu suất chung của bộ truyền là:

$$\eta = \eta_D \cdot \eta_{brc} \cdot \eta_{ol}^3$$

η_D : hiệu suất bộ truyền đai.

η_{brc} : hiệu suất bộ truyền bánh răng côn.

η_{ol} : hiệu suất của 1 cặp ổ lăn.

Ta bỏ qua hiệu suất nối trục vì nó sắp xỉ 1.

Từ bảng 2.3[1] ta lấy: $\eta_D = 0,95$; $\eta_{brc} = 0,96$; $\eta_{ol} = 0,99$

Kết luận: $\eta \approx 0,8849$

• Công suất cần thiết trên trục động cơ:

$$P_{ct} = \frac{P_t}{\eta} = \frac{3}{0,8849} \approx 3,3902 \text{ (kW)}$$

1.3. Xác định số vòng quay sơ bộ:

1.3.1 Tính toán tỉ số truyền toàn bộ:

Ta có tỉ số truyền toàn bộ u_t của hệ thống dẫn động được tính theo công thức:

$$u_t = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots$$

Trong đó $u_1, u_2, u_3 \dots$ là tỉ số truyền của từng bộ truyền tham gia vào hệ thống dẫn động.

Tra bảng 2.4[1] ta có :

Hệ thống gồm có các bộ truyền: 1 bộ truyền đai dẹt (để hờ), 1 cặp bánh răng côn (được che kín).

Vậy tỉ số truyền toàn bộ:

$$u_t = u_D \cdot u_{brc}$$

Trong đó

$u_D (2 \div 4)$: tỉ số truyền của bộ truyền đai dẹt.

$u_{brc} (2 \div 4)$: tỉ số truyền của truyền động bánh răng côn trong hộp giảm tốc cấp 1

Ta chọn $u_D = 2,5$; $u_{brc} = 3,5$

$$u_t = u_D \cdot u_{brc} = 8,75$$

- **Số vòng quay của trục máy công tác:**

$$n_{lv} = 168 \text{ (vòng/phút)}$$

- **Vậy số vòng quay sơ bộ là:**

$$n_{sb} = n_{lv} \cdot u_t = 168 \cdot 8,75 = 1470 \text{ (vòng/phút)}$$

1.3.2 Chọn động cơ:

Động cơ được chọn phải có công suất P_{dc} và số vòng quay đồng bộ thỏa mãn :

$$\begin{cases} P_{dc} \geq P_{ct} \\ n_{db} \approx n_{sb} \end{cases} \leftrightarrow \begin{cases} P_{dc} \geq 3,3902 \\ n_{db} \approx 1470 \end{cases}$$

Tra bảng P1.3[1]

Ta chọn động cơ:

Kiểu động cơ	Công suất (kW)	Vận tốc (vg/ph)	$\cos\varphi$	$\eta\%$	$\frac{T_{max}}{T_{dn}}$	$\frac{T_K}{T_{dn}}$
4A100L4Y3	4	1420	0,84	84	2,2	2,0

2. Phân phối tỉ số truyền :

Ta có $n_{dc} = 1420$ vòng/phút : số vòng quay của động cơ.

Tính lại tỉ số truyền tổng thể:

$$u_t = \frac{n_{dc}}{n_{lv}} = \frac{1420}{168} \approx 8,5$$

2.1. Tỉ số truyền cho bộ truyền ngoài (bộ truyền đai):

Ta chọn $u_D = 2,5$

2.2. Tỉ số truyền cho bộ truyền bánh răng côn:

$$u_{brc} = \frac{u_t}{u_D} = \frac{8,5}{2,5} = 3,4$$

2.3. Tính toán vận tốc quay, công suất, moment xoắn :

2.3.1 Vận tốc quay:

Trục I: $n_1 = \frac{n_{đc}}{u_{đ}} = \frac{1420}{2,5} = 568$ (vòng/phút)

Trục II: $n_2 = \frac{n_1}{u_{brc}} = \frac{568}{34} \approx 167,06$ (vòng/phút)

Trục công tác: $n_{lv} = \frac{n_2}{1} = 167,06$ (vòng/phút) (sai số 0,56% chấp nhận được)

2.3.2 Công suất:

Trục công tác: $P_t = 3$ (kW)

Trục II: $P_2 = \frac{P_t}{\eta_{ol}} = \frac{3}{0,99} = 3,03$ (kW)

Trục I: $P_1 = \frac{P_2}{\eta_{ol} \cdot \eta_{brc}} = \frac{3,03}{0,99 \cdot 0,96} = 3,19$ (kW)

Trục động cơ: $P_{đc} = \frac{P_1}{\eta_{ol} \cdot \eta_{đ}} = \frac{3,19}{0,99 \cdot 0,95} = 3,39$ (kW)

2.3.3 Moment xoắn:

Ta có : $T_i = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_i}{n_i}$

Trục động cơ: $T_{đc} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{đc}}{n_{đc}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,39}{1420} = 22798,94$ (Nmm)

Trục I: $T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,19}{568} = 53634,68$ (Nmm)

Trục II: $T_{đc} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,03}{167,06} = 173210,23$ (Nmm)

Trục công tác: $T_{đc} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{ct}}{n_{ct}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{3}{167,06} = 171495,27$ (Nmm)

2.4. Bảng thông số tính toán:

Thông số \ Trục	Trục động cơ	Trục I	Trục II	Trục công tác
Tỉ số truyền	$u_D = 2,5$	$u_{brc} = 3,4$	1	
Vận tốc quay n (vòng/phút)	1420	568	167,06	167,06
Công suất P (kW)	3,39	3,19	3,03	3
Moment xoắn T (Nmm)	22798,94	53634,68	173210,23	171495,27

Phần 2 : Tính toán, thiết kế các chi tiết.

1. Bộ truyền đai dẹt:

1.1. Chọn loại đai:

Đai vải cao su do có tính bền, dẻo, ít bị ảnh hưởng bởi độ ẩm và sự thay đổi nhiệt độ.

1.2. Xác định các thông số của bộ truyền:

Ta có $u_D = 2,5$

1.2.1 Đường kính đai :

Đường kính bánh đai nhỏ được xác định theo công thức sau:

$$d_1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt[3]{T_1} = (5,2 \div 6,4) \sqrt[3]{22798,94} = (147,45 \div 181,48)$$

Từ các đường kính tiêu chuẩn và điều kiện lớn hơn d_{min} .

Tra bảng 4.6[1]

- Đường kính đai nhỏ: $d_1 = 180 \text{ mm}$
- Đường kính bánh đai lớn: $d_2 = d_1 \frac{u}{1-\varepsilon} = 180 \frac{2,5}{1-0,01} = 454,5 \text{ mm}$

Ta chọn $d_2 = 450 \text{ mm}$

1.2.2 Tính lại tỉ số truyền : $u_d = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{450}{180.(1-0,01)} \approx 2,53$ (Sai số tỉ số truyền là 1.2%)

1.3. Tính toán khoảng cách trục:

$a \geq (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2)$ vì đây là bộ truyền quay nhanh nên ta chọn hệ số là 1,5

$$a \geq 1,5(d_1 + d_2) = 1,5 \times (180 + 450) = 945 \text{ mm}$$

Chọn khoảng cách trục là 950 mm

1.3.1 Chiều dài đai :

Từ khoảng cách trục a đã chọn :

$$L = 2a + \frac{\pi(d_1+d_2)}{2} + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a} = 2 \times 950 + \frac{\pi(180+450)}{2} + \frac{(450-180)^2}{4 \times 950} \approx 2908,79 \text{ mm}$$

Xét với điều kiện : $L_{min} \geq \frac{v}{i}$ Trong đó:

i – số lần uốn của đai trong 1 giây, $i \leq i_{max} = 3 \div 5$

v – vận tốc đai (m/s)

Chọn $i = 5$

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \times 180 \times 1420}{60000} = 13,38 \text{ (m/s)} \rightarrow L_{min} \geq \frac{v}{i} = 2,676 \text{ m}$$

Tăng thêm L khoảng $100 \div 400 \text{ mm} \rightarrow$ Chọn độ dài đai $L = 3100 \text{ mm}$

1.3.2 Xác định lại khoảng cách trục :

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

Trong đó

$$\lambda = L - \frac{\pi(d_1+d_2)}{2} = 3100 - \frac{\pi(180+450)}{2} = 2110,40$$

$$\Delta = \frac{d_2-d_1}{2} = \frac{450-180}{2} = 135$$

Khoảng cách trục : $a = 1046,50 \text{ mm}$

1.3.3 Góc ôm α_1 trên bánh đai nhỏ :

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(d_2 - d_1) \times 57^\circ}{a} = 180^\circ - \frac{(450 - 180) \times 57^\circ}{1046,50} = 165,29^\circ$$

α_1 thỏa điều kiện $\alpha_1 \geq 150^\circ$ đối với đai vải cao su.

1.3.4 Xác định tiết diện đai:

Chọn trước chiều dày tiêu chuẩn δ của đai theo điều kiện : $\frac{d_1}{\delta} \geq 30$ đối với đai cao su.

$\rightarrow \delta \leq 6 \text{ (mm)}$

Theo bảng 4.1[1], ta chọn dùng loại đai E-800 không có lớp lót (số lớp là 4) có trị số δ tiêu chuẩn là $\delta = 5$.

1.3.5 Tính các hệ số C_i , chiều rộng b :

• Hệ số C_α :

$$\text{Ta có } C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180 - \alpha) = 1 - 0,003 \cdot (180 - 164,55) = 0,95$$

• Hệ số C_v :

$$\text{Ta có } C_v = 1 - 0,04 \cdot (0,01v^2 - 1) = 1 - 0,04(0,01 \cdot 13,38^2 - 1) = 0,97$$

Tra bảng 4.12[1]

Ta chọn hệ số $C_0 = 0,8$

Vì bộ truyền đặt thẳng đứng, nên ta chọn $\sigma_0 = 1,6 \text{ MPa}$.

- **Hệ số k_1 và k_2 :**

Từ bảng 4.9[1], chọn hệ số :

$$k_1 = 2,5$$

$$k_2 = 10$$

- **Trị số $[\sigma_F]_0$:**

$$[\sigma_F]_0 = k_1 - \frac{k_2 \cdot \delta}{d_1} = 2,5 - \frac{10,5}{180} = 2,22 \text{ MPa}$$

- **Ứng suất có ích cho phép :**

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot C_\alpha C_v C_0 = 2,22 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 1 = 2,05 \text{ MPa}$$

- **Lực vòng :**

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} = \frac{1000 \cdot 3,39}{13,83} = 245,12 \text{ (N)}$$

- **Tính chiều rộng đai b :**

$$b = \frac{F_t \cdot K_d}{\sigma_F \cdot \delta} = \frac{245,12 \cdot 1}{2,05 \cdot 5} = 23,91 \text{ (mm)}$$

Từ các giá trị tiêu chuẩn, chọn $b = 25 \text{ mm}$.

- **Chiều rộng bánh đai dẹt B :**

Từ bảng 4.5[3], với $b = 25 \text{ mm}$ ta lấy $B = 32 \text{ mm}$

1.3.6 Lực căng ban đầu :

$$F_0 = \sigma_0 \cdot \delta \cdot b = 1,6 \times 5 \times 25 = 200 \text{ N}$$

1.3.7 Lực tác dụng lên trục :

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 200 \cdot \sin \frac{165,29}{2} = 328,50 \text{ N}$$

1.3.8 Từ điều kiện để không xảy ra trượt trơn :

$$F_o \geq \frac{F_t(e^{f\alpha} + 1)}{2(e^{f\alpha} - 1)}$$

Suy ra hệ số ma sát tối thiểu giữa đai và bánh đai :

$$f_{min} = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{2F_o + F_t}{2F_o - F_t} = \frac{1}{2,88} \ln \frac{2 \cdot 200 + 245,12}{2 \cdot 200 - 245,12} = 0,50$$

1.3.9 Ứng suất lớn nhất trong dây đai :

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{F1} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{F1}$$

$$\sigma_{max} = 1,8 + \frac{245,12}{2 \cdot 5 \cdot 25} + 1200 \times 13,38^2 \times 10^{-6} + \frac{6}{225} \cdot 100 = 4,65 \text{ Mpa}$$

1.3.10 Tuổi thọ đai :

Theo công thức 4.37[3] :

$$L_h = \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{max}}\right)^m \cdot 10^7}{2.3600 \cdot i} = \frac{\left(\frac{6}{4,65}\right)^5 \cdot 10^7}{2.3600 \cdot 2,2} = 2258.06 \text{ (giờ)}$$

Với $\sigma_r = 6$: giới hạn mỏi của đai dẹt.

$m = 5$: số mũ của đường cong mỏi so với đai dẹt.

1.3.11 Bảng tóm tắt các thông số :

Thông số	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
Vật liệu	-	Vải cao su	-
Đường kính	d	$d_1 = 180 ; d_2 = 450$	mm
Chiều dài đai L	L	3100	mm
Khoảng cách trục	a	1046,50	mm
Góc ôm	α	165,29	°
Tiết diện đai	δ	5	mm
Chiều rộng đai	b	25	mm
Chiều rộng bánh đai dẹt	B	32	mm
Lực căng ban đầu	F_0	200	N
Lực tác dụng lên trục	F_r	328,50	N
Hệ số ma sát tối thiểu	f_{min}	0,5	-
Ứng suất lớn nhất trong đai	σ_{max}	4.65	MPa
Tuổi thọ đai	L_h	2258.06	giờ

2. Thiết kế bánh răng côn :

Ta có $u_{brc} = \frac{u_t}{u_{\text{đ}}} = \frac{8,5}{2,53} = 3,36$

2.1. Vật liệu và nhiệt luyện bánh răng :

Vì công suất khi làm việc của động cơ là 3,39 kW, thuộc loại công suất vừa và nhỏ nên ta chọn vật liệu làm bánh răng là thép với độ rắn $H \leq 350 HB$. Vì bánh răng nhóm này có khả năng chạy mòn tốt và không bị phá hủy giòn khi chịu tải trọng động.

Khi chế tạo thì độ rắn của bánh dẫn H_1 và bánh bị dẫn H_2 theo quan hệ:

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

Vậy theo bảng 6.1[1]

2.1.1 Bánh dẫn : Thép C45 tôi cải thiện, độ rắn 250 HB.

Giới hạn bền $\sigma_{b1} = 850$ MPa ; Giới hạn chảy $\sigma_{ch1} = 580$ MPa

2.1.2 Bánh bị dẫn: Thép C45 tôi cải thiện, độ rắn 235 HB

Giới hạn bền $\sigma_{b2} = 750$ MPa ; Giới hạn chảy $\sigma_{ch2} = 450$ MPa

2.2. Ứng suất cho phép :

Từ bảng 6.2[1], ta có các hệ số an toàn:

$$S_H = 1,1. S_F = 1,75$$

Bộ truyền làm việc trong điều kiện tải trọng không đổi nên:

$$N_{FE} = N_{HE}$$

2.2.1 Số chu kỳ làm việc cơ sở :

$$N_{HO1} = 30HB_1^{2,4} = 30 \times 250^{2,4} = 1,71.10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{HO2} = 30HB_2^{2,4} = 30 \times 235^{2,4} = 1,47.10^7 \text{ chu kỳ}$$

Số giờ làm việc tương đương: $L_h = 10000$ giờ

Do làm việc trong chế độ tải trọng tĩnh và số vòng quay n không đổi nên :

$$N_{FE1} = N_{HE1} = 60cnL_h = 60.1.568.10000 = 34,08.10^6 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{FE2} = N_{HE2} = 60cnL_h = 60.1.167,06.10000 = 100,236.10^6 \text{ chu kỳ}$$

2.2.2 Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim}^{\circ} \frac{0,9K_{HL}}{S_H}$$

Trong đó :

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{1,71.10^7}{34,08.10^6}} < 1. \text{ Vậy ta chọn } K_{HL1} = 1$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{1,47.10^7}{100,236.10^6}} < 1. \text{ Vậy ta chọn } K_{HL2} = 1$$

Từ bảng 6.2[1], ta có:

$$\sigma_{Hlim1}^{\circ} = 2HB + 70 = 2 \times 250 + 70 = 570 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim2}^{\circ} = 2HB + 70 = 2 \times 235 + 70 = 540 \text{ MPa}$$

• **Ứng suất tiếp xúc cho phép cho các bánh răng lần lượt là:**

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlim1}^{\circ} \frac{0,9K_{HL}}{S_H} = 570 \frac{0,9.1}{1,1} = 466,36 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlim2}^{\circ} \frac{0,9K_{HL}}{S_H} = 540 \frac{0,9.1}{1,1} = 441,82 \text{ MPa}$$

Do đây là bộ truyền bánh răng côn thẳng nên :

$$[\sigma_H] = [\sigma_{Hmin}] = 441,82 \text{ MPa}$$

• **Ứng suất uốn cho phép :**

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim}^{\circ} \frac{K_{FL}}{S_F}. \text{ Trong đó: } \sigma_{Flim}^{\circ} = 1,8HB$$

$$\sigma_{Flim1}^{\circ} = 1,8HB = 1,8.250 = 450 \text{ MPa;}$$

$$\sigma_{Flim2}^{\circ} = 1,8HB = 1,8.235 = 432 \text{ MPa}$$

$$K_{FL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$$

Vì bánh răng bằng thép nên $N_{FO} = 5 \cdot 10^6$

$$K_{FL1} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{5 \cdot 10^6}{34,08 \cdot 10^6}} = 0,73 < 1. \text{ Vậy ta lấy } K_{FL1} = 1.$$

$$K_{FL2} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{5 \cdot 10^6}{10,0236 \cdot 10^6}} = 0,89 < 1. \text{ Vậy ta lấy } K_{FL2} = 1.$$

- **Vậy ứng suất uốn cho phép là:**

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{Flim1} \frac{K_{FL1}}{S_F} = 450 \cdot \frac{1}{1,75} = 257,14 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{Flim2} \frac{K_{FL2}}{S_F} = 432 \cdot \frac{1}{1,75} = 246,86 \text{ MPa}$$

• **Ứng suất quá tải cho phép:**

$$[\sigma_H]_{max} = 2,8\sigma_{ch2} = 2,8 \cdot 450 = 1260 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F1}]_{max} = 0,8\sigma_{ch1} = 0,8 \cdot 580 = 464 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}]_{max} = 0,8\sigma_{ch2} = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ MPa}$$

Đây là bộ truyền kín nên bôi trơn tốt, ta tính toán theo độ bền mỏi tiếp xúc để tránh hiện tượng tróc rỗ bề mặt và kiểm nghiệm lại điều kiện bền uốn.

2.2.3 Hệ số chiều rộng vành răng và hệ số tải trọng tính:

Chọn hệ số chiều rộng vành răng $\psi_{be} = 0,285$

2.2.4 Hệ số tải trọng tính:

$$\frac{\psi_{be} \cdot u}{2 - \psi_{be}} = \frac{0,285 \cdot 3,36}{2 - 0,285} = 0,56$$

Từ bảng 6.18[3], chọn $K_{H\beta} = 1,54$

• **Giá trị $K_{F\beta}$:**

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \cdot 1,5 = 1 + (1,54 - 1) \cdot 1,5 = 1,45$$

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

2.2.5 Tính toán đường kính vòng chia ngoài d_{e1} :

$$d_{e1} \geq 95 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{0,85 \times (1 - 0,5\psi_{be})^2 \times \psi_{be} \times u \times [\sigma_H]^2}}$$

$$d_{e1} \geq 95 \times \sqrt[3]{\frac{53634,68 \cdot 1,54}{0,85 \times (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285 \cdot 3,36 \cdot 415,06^2}} = 88,23$$

2.2.6 Chọn số răng z_{1p} :

Tra bảng 6.19[3], chọn $z_{1p} = 19$

Vì $H_1, H_2 \leq 350$ nên ta có : $z_1 = 1,6 \times z_{1p} = 1,6 \times 19 = 30,4$

Chọn $z_1 = 30$ (răng), $z_2 = u \cdot z_1 = 3,36 \cdot 30 = 100,81 \rightarrow z_2 = 101$ (răng)

2.2.7 Module vòng chia ngoài m_e :

$$m_e = \frac{d_{e1}}{z_1} = \frac{88,23}{30} = 2,94$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $m_e = 3$

2.2.8 Tính toán lại tỷ số truyền u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{101}{30} = 3,37 \text{ (sai số 0,3\%)}$$

2.2.9 Các góc mặt côn chia :

$$\delta_1 = \tan^{-1} \frac{1}{u} = \tan^{-1} \frac{1}{3,37} = 16,53^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 16,53^\circ = 71,47^\circ$$

Theo bảng 6.20[1], với $z_1 = 30$ chọn hệ số dịch chỉnh đều $x_1 = 0,31$, $x_2 = -0,31$

2.2.10 Các kích thước chủ yếu khác :

- Đường kính vòng chia ngoài :

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 3 \cdot 30 = 90 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 3 \cdot 101 = 303 \text{ mm}$$

- Chiều dài côn ngoài :

$$R_e = 0,5u\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3,37\sqrt{30^2 + 101^2} = 177,53 \text{ mm}$$

- Chiều dài côn trung bình :

$$R_m = R_e(1 - 0,5\psi_{be}) = 177,53(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 152,23 \text{ mm}$$

- Module vòng trung bình :

$$m_m = m_e(1 - 0,5\psi_{be}) = 3 \times (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 2,57$$

- Đường kính vòng chia trung bình :

$$d_{m1} = m_m z_1 = 2,57 \cdot 30 = 77,10 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 2,57 \cdot 101 = 259,57 \text{ mm}$$

- Chiều rộng vành răng côn :

$$b = \psi_{be} \cdot R_e = 0,285 \cdot 177,53 = 50,60 \text{ mm}$$

- Vận tốc vòng v theo đường kính vòng chia trung bình :

$$v_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 77,10 \cdot 568}{60000} = 2,29 \text{ m/s}$$

Theo bảng 6.3[3], chọn cấp chính xác là 8.

2.2.11 Các lực tác dụng lên bộ truyền:

- Các lực tác dụng lên bánh dẫn:

Lực vòng:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 53634,68}{77,10} = 1391,30 \text{ N}$$

Lực hướng tâm:

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1 = 1391,30 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 16,53^\circ = 485,46 \text{ N}$$

Lực dọc trục:

$$F_{\alpha 1} = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1 = 1391,30 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 16,53^\circ = 144,08 \text{ N}$$

2.2.12 Chọn hệ số tải trọng động:

Từ cấp chính xác là 8 và bảng 6.17[1], chọn $K_{HV} = K_{FV} = 1,08$

2.2.13 Kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc:

$$\text{Ứng suất tiếp xúc: } \sigma_H = Z_H \cdot Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1}^2 b u}},$$

Trong đó:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1,54 \cdot 1,08 = 1,66$$

$$Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}$$

$$Z_H = 1,76 \text{ khi } \alpha = 20^\circ$$

$$\text{Hệ số ảnh hưởng của tổng chiều dài tiếp xúc: } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

Trong đó:

ε_α : hệ số trùng khớp ngang:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{30} + \frac{1}{101} \right) = 1,74$$

$$\rightarrow Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,74}{3}} = 0,87$$

• Vậy ứng suất tiếp xúc :

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H \cdot Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1}^2 b u}} \\ &= 1,76 \cdot 275 \cdot 0,87 \sqrt{\frac{2.53634,68 \cdot 1,66 \sqrt{3,37^2 + 1}}{0,85 \cdot 77,10^2 \cdot 50,60 \cdot 3,37}} \\ &= 358,91 \text{ MPa} \end{aligned}$$

• Tính lại ứng suất tiếp xúc cho phép : $[\sigma_H] = \sigma_{0Hlim} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_l K_{xH}}{s_H}$

Trong đó

Z_R : hệ số ảnh hưởng độ nhám bề mặt, khi $R_a = 1,25 \div 2,5 \mu m$ thì $Z_R = 0,95$

Z_v : hệ số ảnh hưởng vận tốc vòng

$$HB \leq 350 \text{ thì } Z_v = 0,85 v^{0,1} = 0,85 \cdot 2,29^{0,1} = 0,92$$

K_l : hệ số xét đến ảnh hưởng của điều kiện bôi trơn, thường chọn $K_l = 1$

K_{xH} : hệ số ảnh hưởng của kích thước răng, do modun $m_m < 5 \text{ mm}$ nên ta lấy

$$K_{xH} = 1$$

$$\rightarrow [\sigma_H] = \sigma_{0Hlim \min} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_l K_{xH}}{s_H} = 540 \cdot \frac{1,0 \cdot 0,95 \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 429,05 \text{ MPa}$$

Vì $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ nên thỏa điều kiện bền tiếp xúc.

2.2.14 Xác định số răng tương đương:

Ta có:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{30}{\cos 16,53^\circ} = 31,29$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{101}{\cos 70,47^\circ} = 302,12$$

Từ đó ta có các hệ số:

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} = 3,47 + \frac{13,2}{31,29} = 3,89$$

$$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} = 3,47 + \frac{13,2}{302,12} = 3,51$$

- **Ứng suất uốn cho phép:**

$$[\sigma_F] = \sigma_{0Flim} \frac{K_{FL} Y_R Y_x Y_\delta K_{FC}}{S_F}$$

Trong đó

K_{FC} : hệ số xét đến ảnh hưởng khi quay hai chiều đến độ bền mỏi
 $K_{FC} = 1$ khi quay 1 chiều.

Y_R : hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám: $Y_R = 1$ khi phay và mài răng.

Y_x : hệ số kích thước, $Y_x = 1.05 - 0.005m = 1.05 - 0.005 \times 3 = 1,035$

Y_δ : hệ số độ nhảy vật liệu bánh răng đến sự tập trung tải trọng

$$- Y_\delta = 1,082 - 0,172 \lg(m) = 1,082 - 0,172 \lg 3 = 1$$

$$\sigma_{Flim1} = 1,8HB = 1,8.250 = 450 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,8HB = 1,8.235 = 432 \text{ MPa}$$

$$\rightarrow [\sigma_{F1}] = 450 \cdot \frac{0,73 \cdot 1 \cdot 1,035 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 194,28 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = 432 \cdot \frac{0,73 \cdot 1 \cdot 1,035 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 186,51 \text{ MPa}$$

- **Đặc tính so sánh độ bền các bánh răng :**

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{194,28}{3,89} = 49,94$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{186,51}{3,51} = 53,14$$

Ta kiểm nghiệm độ bền uốn cho bánh bị dẫn là bánh răng có độ bền thấp hơn.

- **Giá trị ứng suất uốn tại chân răng :**

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_F F_t K_F}{0,85 b_w m_m}, \sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}}$$

Trong đó:

$$K_F - \text{hệ số tải trọng tính, } K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} = 1,08 \cdot 1,45 = 1,57$$

$$\Rightarrow \sigma_{F1} = \frac{Y_F F_t K_F}{0,85 b_w m_m} = \frac{3,51 \cdot 1391 \cdot 30 \cdot 1,57}{0,85 \cdot 50 \cdot 6,2 \cdot 57} = 69,36 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow \sigma_{F2} = \frac{69,36 \cdot 3,51}{3,89} = 62,58 \text{ MPa}$$

Do $\sigma_F < [\sigma_F]$ nên thỏa điều kiện bền tiếp xúc.

2.2.15 Kiểm nghiệm răng về quá tải:

Với hệ số quá tải : $K_{qt} = \frac{T_{max}}{T} = 1$

Theo 6.48[1] ứng suất tiếp quá tải:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{qt}} = 358,91 \text{ MPa} < [\sigma_H]_{max} = 1260 \text{ MPa}$$

Theo 6.49[1] ứng suất uốn quá tải:

$$\sigma_{F1max} = \sigma_{F1} \cdot K_{qt} = 69,36 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}]_{max} = 464 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2max} = \sigma_{F2} \cdot K_{qt} = 62,58 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}]_{max} = 360 \text{ MPa}$$

Vậy điều kiện bền quá tải được thỏa mãn.

2.2.16 Bảng tóm tắt các thông số của bánh răng :

Thông số	Kí hiệu		Giá trị		Đơn vị
Chiều dài côn ngoài	R_e		177,53		mm
Modul vòng ngoài	m_{te}		3		mm
Chiều rộng vành răng	b_w		50,60		mm
Tỷ số truyền	u_m		3,37		-
Góc nghiêng răng	β		0		°
Hệ số dịch chỉnh chiều cao	x_1	x_2	0,31	-0,31	mm
Số răng	z_1	z_2	30	101	răng
Đường kính chia ngoài	d_{e1}	d_{e2}	90	303	mm
Góc côn chia	δ_1	δ_2	16,53	71,47	°
Chiều cao răng ngoài	h_e		6,6		mm
Chiều cao đầu răng ngoài	h_{ae1}	h_{ae2}	3,93	2,07	mm
Chiều cao chân răng ngoài	h_{fe1}	h_{fe2}	2,67	4,53	mm
Đường kính đỉnh răng ngoài	d_{ae1}	d_{ae2}	97,54	304,32	mm

3. Thiết kế trục trong hộp giảm tốc:

3.1. Thông số thiết kế : Moment xoắn trên các trục

Trục I : $T_1 = 53634,68 \text{ N. mm}$

Trục II: $T_2 = 173210,23 \text{ N. mm}$

3.2. Quy ước kí hiệu :

k : số thứ tự của trục trong hộp giảm tốc

i : số thứ tự của tiết diện trục trên đó lắp các chi tiết có tham gia truyền tải trọng

$i=0$ và 1 : các tiết diện trục lắp ổ

$i=2...s$: với s là số chi tiết quay

l_{kl} : khoảng cách trục giữa các gối đỡ 0 và 1 trên trục thứ k

l_{ki} : khoảng cách từ gối đỡ 0 đến tiết diện thứ i trên trục thứ k

l_{mki} : chiều dài Mayo của chi tiết quay thứ i (lắp trên tiết diện i) trên trục.

l_{cki} : khoảng công-xôn trên trục thứ k, tính từ chi tiết thứ i ở ngoài hộp giảm tốc đến gối đỡ

b_{ki} : chiều rộng vành bánh răng thứ I trên trục k.

3.3. Chọn vật liệu và xác định sơ bộ đường kính trục :

3.3.1 Chọn vật liệu :

Từ bảng 7.1[2]

Chọn thép 45 có các ứng suất theo bảng 7.1:

$\sigma_b = 785 \text{ MPa}$; $\sigma_{ch} = 540 \text{ MPa}$; $\tau_{ch} = 324 \text{ MPa}$; $\sigma_{-1} = 383$; $\tau_{-1} = 226 \text{ MPa}$;

$[\sigma] = 85, 70$ hoặc 65 MPa ứng với trục có đường kính lần lượt 30, 50, hoặc 100 mm

Chọn $[\tau] = 20 \text{ MPa}$

3.3.2 Xác định sơ bộ đường kính trục thứ :

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau]}}$$

$$\text{Trục I : } d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{53634,68}{0,2 \cdot 20}} = 23,76 \text{ mm}$$

$$\text{Trục II : } d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{173210,23}{0,2 \cdot 20}} = 35,12 \text{ mm}$$

Tra bảng 10.2[1], chọn sơ bộ đường kính trục và bề rộng ổ lăn theo tiêu chuẩn :

Trục I :

$$d_1 = 25 \text{ mm}; b_o = 17 \text{ mm}$$

Trục II :

$$d_2 = 40 \text{ mm}; b_o = 23 \text{ mm}$$

3.3.3 Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực:

$k_1 = 10 \text{ (mm)}$: khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay.

$k_2 = 5 \text{ (mm)}$: khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp.

$k_3 = 10 \text{ (mm)}$: khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ.

$h_n = 15 \text{ (mm)}$: chiều cao nắp ổ và đầu bu-lông.

• Trục I :

- Chiều dài mayo bánh đai :

$$\text{Ta chọn : } l_{m12} = 1,4 \cdot d = 1,4 \cdot 25 = 35 \text{ mm}$$

- Chiều dài mayo bánh răng côn :

$$\text{Ta chọn } l_{m13} = 1,2 \cdot 25 = 30 \text{ mm. Nhưng bề rộng vành răng } b = 50,6 \text{ mm.}$$

$$\text{Vì vậy chọn } l_{m13} = 52 \text{ mm}$$

- **Khoảng cách 2 gối đỡ :**

$$l_{11} = 3 \cdot d_1 = 3 \cdot 25 = 75 \text{ mm}$$

- **Khoảng cách từ bánh đai đến gối đỡ 0 :**

$$l_{12} = l_{c12} = 0,5(l_{m12} + b_o) + k_3 + h_n = 0,5(35 + 17) + 10 + 15 = 51 \text{ mm}$$

- **Khoảng cách từ gối đỡ 0 đến bánh răng côn :**

$$l_{13} = l_{11} + k_1 + k_2 + l_{m13} + 0,5(b_o - b_{13} \cos \delta_1)$$

$$l_{13} = 75 + 10 + 5 + 52 + 0,5(17 - 50,60 \cdot \cos 16,53^\circ) = 126,25 \text{ mm}$$

- **Trục II :**

- **Chiều dài mayo bánh răng côn :**

Ta chọn $l_{m22} = 1,2 \times d = 1,2 \times 40 = 48 \text{ mm}$. Nhưng bề rộng vành răng $b = 50,6 \text{ mm}$.

Vì vậy chọn $l_{m22} = 52 \text{ mm}$

- **Chiều dài mayo nửa khớp nối :**

Ta chọn $l_{m23} = 1,8 \cdot d = 1,8 \cdot 40 = 72 \text{ mm}$

- **Khoảng cách 2 gối đỡ :**

$$l_{21} = l_{m22} + l_{m23} + b_o + 3k_1 + 2k_2 = 52 + 72 + 23 + 3 \cdot 10 + 2 \cdot 5 = 187 \text{ mm}$$

- **Khoảng cách gối đỡ 0 đến bánh răng côn:**

$$l_{22} = 0,5(l_{m22} + b_o) + k_1 + k_2 = 0,5 \cdot (48 + 27) + 10 + 5 = 54,5 \text{ mm}$$

- **Khoảng cách từ gối đỡ 1 đến khớp nối :**

$$l_{c23} = 0,5(l_{m23} + b_o) + k_3 + h_n = 0,5 \cdot (72 + 23) + 10 + 15 = 72,5 \text{ mm}$$

3.4. Phân tích lực tác dụng lên bộ truyền :

3.4.1 Trục I:

- **Lực tác dụng từ bộ truyền bánh răng côn răng thẳng:**

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Lực vòng } F_{t1} = 2 \frac{T_1}{d_{m1}} = 2 \frac{53634,68}{77,10} = 1391,30 \text{ N} \\ \text{Lực hướng tâm } F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1391,30 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \cos 16,53^\circ = 485,46 \text{ N} \\ \text{Lực dọc trục } F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1391,30 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \sin 16,53^\circ = 144,08 \text{ N} \end{array} \right.$$

- **Lực tác dụng lên trục của bộ truyền đai dẹt:**

$$F_D = 328,50 \text{ N}$$

3.4.2 Trục II

- **Lực tác dụng từ bộ truyền bánh răng côn răng thẳng:**

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Lực vòng } F_{t2} = F_{t1} = 1391,30 \text{ N} \\ \text{Lực hướng tâm } F_{r2} = F_{a1} = 144,08 \text{ N} \\ \text{Lực dọc trục } F_{a2} = F_{r1} = 485,46 \text{ N} \end{array} \right.$$

- **Lực tác dụng của nối trục đàn hồi:**

$$F_{nt} = (0,2 \dots 0,3) F_t = (769,834 \dots 1154,751) \text{ N}.$$

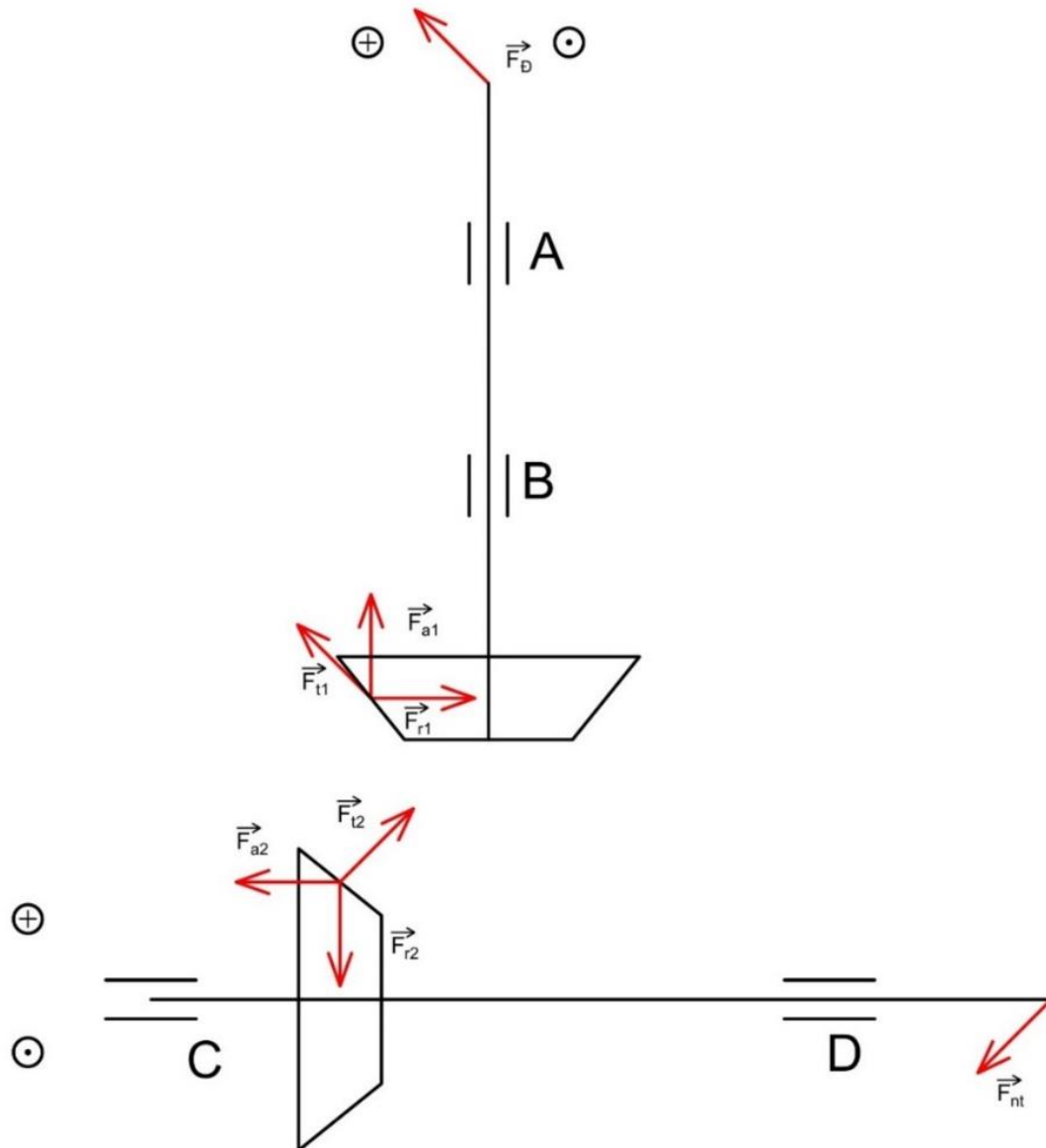
$$\text{Với } F_t \text{ là lực vòng trên khớp nối: } F_t = \frac{2T}{D_t}$$

Với $T = 173210,23 \text{ N.mm} = 173,21 \text{ N.m} \rightarrow$ Theo bảng 16-10a[1], chọn $D_t = 90 \text{ mm}$.

Vậy $F_t = \frac{2T}{D_t} = \frac{2.173210,23}{90} = 3849,17 \text{ N}$

Ta chọn $F_{nt} = 900 \text{ N}$

3.4.3 Sơ đồ lực tác dụng lên 2 trục trong hộp giảm tốc :



3.5. Xác định phản lực tại các gối đỡ, đường kính các đoạn trục :

3.5.1 Trục I :

- Tìm phản lực tại gối đỡ A và B :

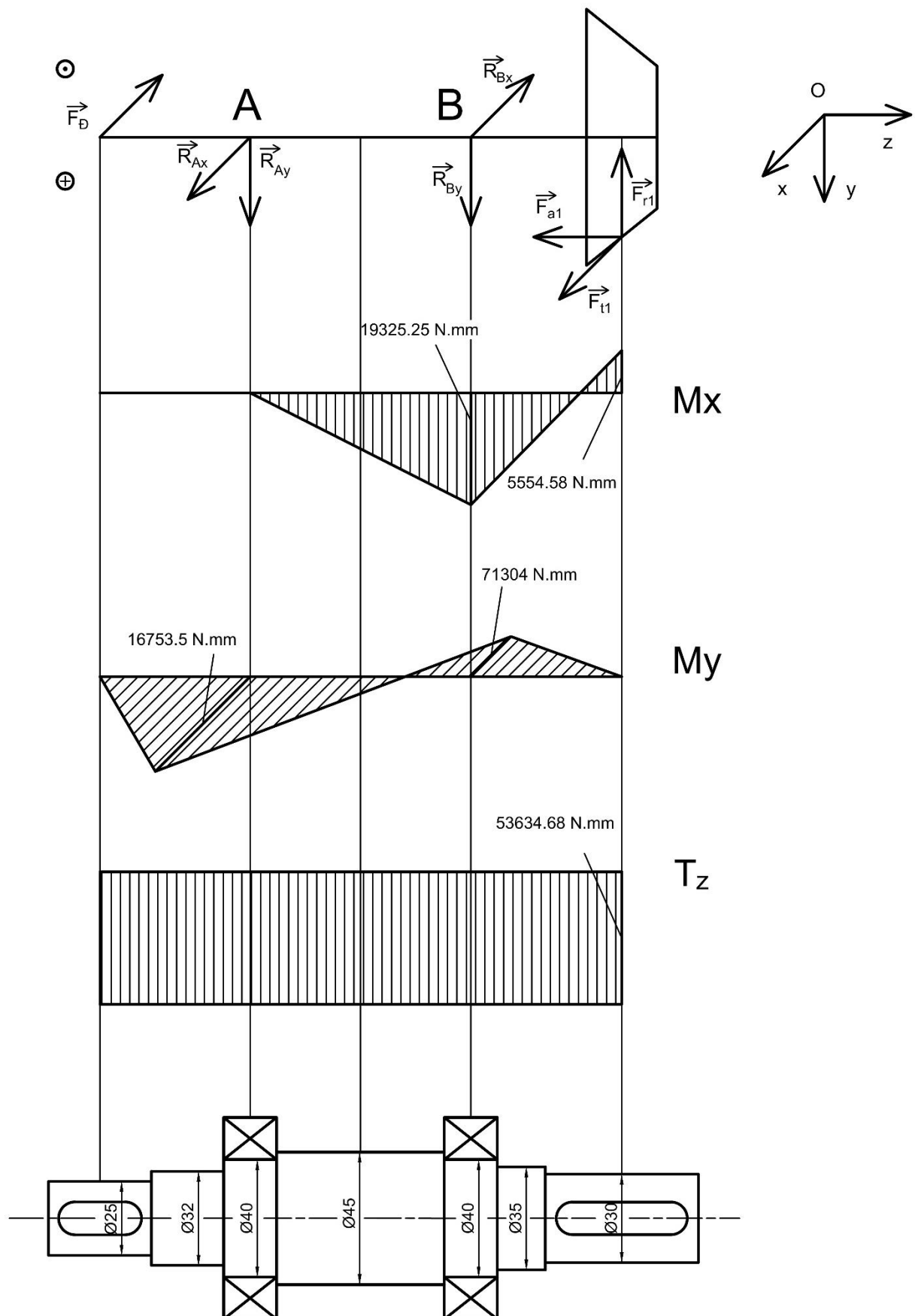
$$\sum F_X = 0 \leftrightarrow F_{Ax} - F_{Bx} + F_{t1} = 0$$

$$\sum F_Y = 0 \leftrightarrow F_{Ay} + F_{By} - F_{r1} = 0$$

$$\sum M_{X/A} = 0 \leftrightarrow F_{Bx} \cdot l_{11} - F_{t1} \cdot l_{13} = 0$$

$$\sum M_{Y/A} = 0 \leftrightarrow F_{By} \cdot l_{11} - F_{r1} \cdot l_{13} + F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 0$$

$$\rightarrow \begin{cases} R_{Ax} = 950,72 \text{ N} \\ R_{Ay} = 492,11 \text{ N} \\ R_{Bx} = 2342,02 \text{ N} \\ R_{By} = 743,13 \text{ N} \end{cases}$$



- **Đường kính các đoạn trục :**

Theo bảng 7.2[2] với $d_1 = 25 \text{ mm} \rightarrow [\sigma] = 85 \text{ MPa}$

Moment tương đương tác dụng lên các tiết diện :

$$M_{td10} = \sqrt{M_{X/A}^2 + M_{Y/A}^2 + 0,75T_A^2} = 49378,02 \text{ Nmm}$$

$$M_{td11} = \sqrt{M_{X/B}^2 + M_{Y/B}^2 + 0,75T_B^2} = 87265,21 \text{ Nmm}$$

$$M_{td12} = \sqrt{M_{X12}^2 + M_{Y12}^2 + 0,75T_{12}^2} = 46449,00 \text{ Nmm}$$

$$M_{td13} = \sqrt{M_{X13}^2 + M_{Y13}^2 + 0,75T_{13}^2} = 46779,94 \text{ Nmm}$$

Đường kính tại các tiết diện :

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

$$d_{10} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td10}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{49378,02}{0,1.85}} = 17,98 \text{ mm}$$

$$d_{11} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td11}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{87265,21}{0,1.85}} = 21,73 \text{ mm}$$

$$d_{12} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td13}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{46449,00}{0,1.85}} = 17,61 \text{ mm}$$

$$d_{13} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td13}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{46779,94}{0,1.85}} = 17,66 \text{ mm}$$

Tại vị trí có then tăng đường kính trục lên 7%, ta chọn các đường kính :

Tại vị trí gối đỡ : $d_{10} = d_{11} = 40 \text{ mm}$

Tại vị trí bánh đai, chọn $d_{12} = 25 \text{ mm}$

Tại vị trí lắp bánh răng, chọn $d_{13} = 30 \text{ mm}$

3.5.2 Trục II :

- **Tìm phản lực tại gối đỡ C và D :**

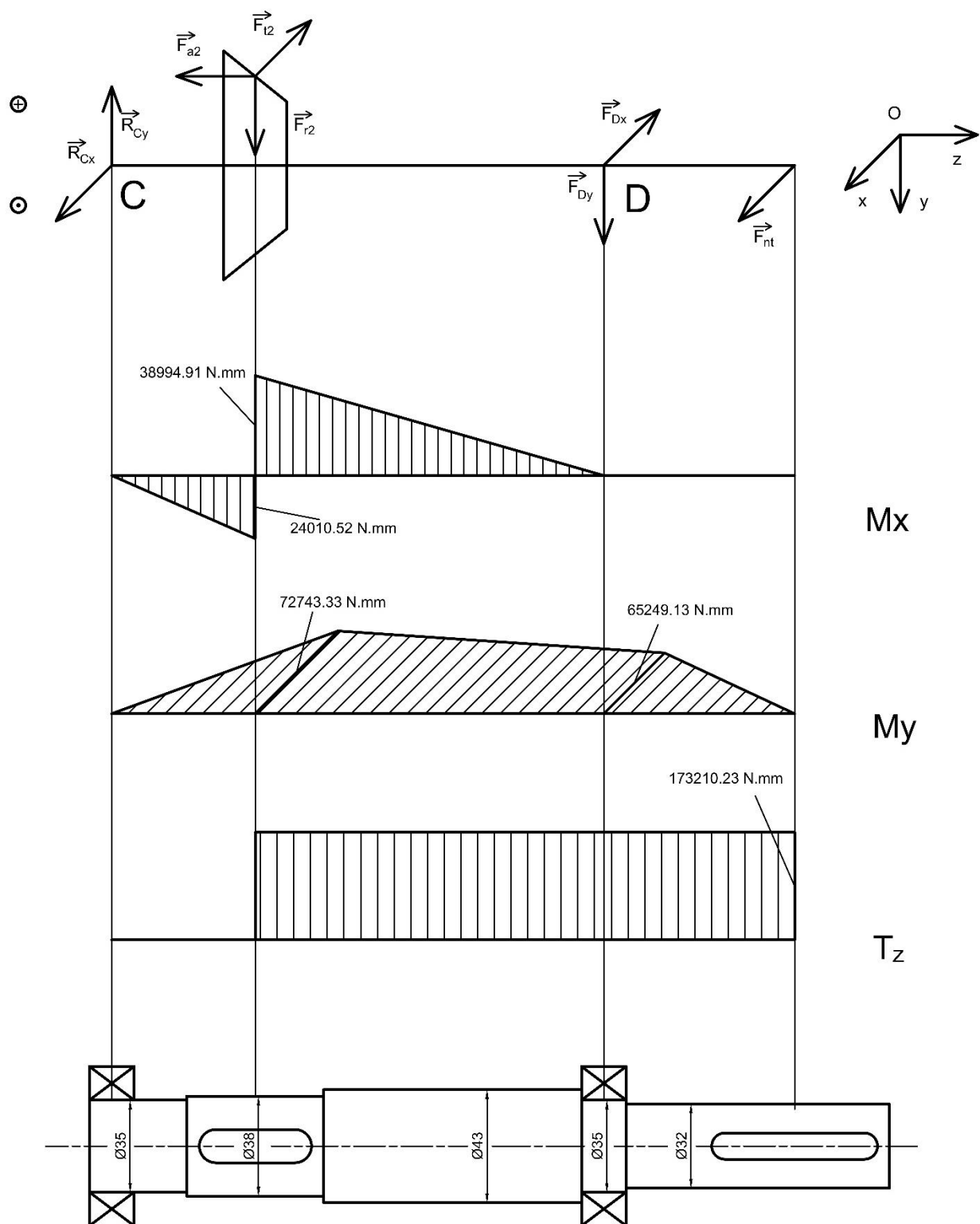
$$\sum F_X = 0 \leftrightarrow F_{Cx} - F_{t2} - F_{Dx} + F_{nt} = 0$$

$$\sum F_Y = 0 \leftrightarrow F_{Cy} - F_{r2} - F_{Dy} = 0$$

$$\sum M_{X/C} = 0 \leftrightarrow F_{t2} \cdot l_{22} + F_{Dx} \cdot l_{21} - F_{nt} \cdot (l_{21} + l_{c23}) = 0$$

$$\sum M_{Y/C} = 0 \leftrightarrow F_{r2} \cdot l_{22} - F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{Dy} \cdot l_{21} = 0$$

$$\rightarrow \begin{cases} R_{Cx} = 1334,74 \text{ N} \\ R_{Cy} = 440,56 \text{ N} \\ R_{Dx} = 843,44 \text{ N} \\ R_{Dy} = 296,48 \text{ N} \end{cases}$$



- **Đường kính các đoạn trục :**

Theo bảng 7.2[2] với $d_2 = 40 \text{ mm} \rightarrow [\sigma] = 85 \text{ MPa}$

Moment tương đương tác dụng lên các tiết diện :

$$M_{td20} = \sqrt{M_{X/C}^2 + M_{Y/C}^2 + 0,75T_C^2} = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{td21} = \sqrt{M_{X/D}^2 + M_{Y/D}^2 + 0,75T_D^2} = 169444,85 \text{ Nmm}$$

$$M_{td22} = \sqrt{M_{X22}^2 + M_{Y22}^2 + 0,75T_{22}^2} = 176824,20 \text{ Nmm}$$

$$M_{td23} = \sqrt{M_{X23}^2 + M_{Y23}^2 + 0,75T_{23}^2} = 156378,09 \text{ Nmm}$$

Đường kính tại các tiết diện :

$$d_{20} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td20}}{0,1[\sigma]}} = 0 \text{ mm}$$

$$d_{21} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td21}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{169444,85}{0,1.85}} = 27,11 \text{ mm}$$

$$d_{22} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td22}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{176824,20}{0,1.85}} = 27,50 \text{ mm}$$

$$d_{23} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td23}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{156378,09}{0,1.85}} = 26,40 \text{ mm}$$

Tại các vị trí có then, ta tăng đường kính thêm 7%, chọn các đường kính :

Tại vị trí gối đỡ đỡ : $d_{20} = d_{21} = 35 \text{ mm}$.

Tại vị trí lắp bánh răng, chọn $d_{22} = 38 \text{ mm}$

Tại vị trí lắp nối trục, ta chọn : $d_{23} = 32 \text{ mm}$

3.6. Chọn và kiểm nghiệm then

Chọn then bằng, các thông số được tra trong bảng 9.1a:

Điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt có dạng:

$$\sigma_d = \frac{2.T}{d.l_t.(h-t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2.T}{d.l_t.b} \leq [\tau_c]$$

Vì là tải trọng tĩnh nên:

Ứng suất pháp cho phép: $[\sigma_d] = 150 \text{ MPa}$

Ứng suất tiếp cho phép: $[\tau_c] = 120 \text{ (MPa)}$

Trong đó :

σ_d, τ_c : Ứng suất dập và ứng suất cắt tính toán, Mpa

T : Moment xoắn trên trục, N.mm

d : Đường kính trục tại tiết diện sử dụng then, mm

l_t : Chiều dài then theo tiêu chuẩn, mm, nhỏ hơn chiều dài mayor

h : Chiều cao then, mm

t_1 : chiều sâu rãnh then (mm)

t_2 : chiều sâu trên lỗ (mm)

Trục	Tiết diện	Đường kính	l_m	l_t	b	h	t_1	t_2	σ_d	τ_c	T(N.mm)
I	12	25	35	28	8	7	4	2,8	51,08	19,16	53634,68
	13	30	52	45	8	7	4	2,8	26,49	9,93	53634,68
II	22	38	52	45	10	8	5	3,3	67,53	20,26	173210,23
	23	32	72	63	10	8	5	3,3	57,28	17,18	173210,23

Nhận xét: Tất cả các ứng suất trên đều đạt yêu cầu về điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt

3.7. Kiểm nghiệm độ bền trục:

3.7.1 Kiểm nghiệm độ bền mỏi

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

trong đó:

s_σ : hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp.

$$s_{\sigma_j} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_{\sigma_j} \cdot \sigma_{aj})}{\varepsilon_\sigma \beta} + \psi_\sigma \sigma_{mj}}$$

s_τ : hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp

$$s_{\tau_j} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_{\tau_j} \cdot \tau_{aj})}{\varepsilon_\tau \beta} + \psi_\tau \tau_{mj}}$$

Trong đó giới hạn uốn và xoắn theo 10.7[2] :

$$\sigma_{-1} = 0,45 \cdot \sigma_b = 0,45 \cdot 785 = 353,25 \text{ (MPa)}$$

$$\tau_{-1} \approx 0,23 \cdot \sigma_b = 0,23 \cdot 785 = 180,55 \text{ (MPa)}$$

Hệ số tăng bền bề mặt: $\beta = 1,7$ (tra bảng 7.6[2] phun bi)

σ_{aj}, τ_{aj} và σ_{mj}, τ_{mj} là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j :

$$\sigma_{aj} = \frac{\sigma_{maxj} - \sigma_{minj}}{2}$$

$$\sigma_{mj} = \frac{\sigma_{maxj} + \sigma_{minj}}{2}$$

- Đối với trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó:

$$\sigma_{mj} = 0; \sigma_{aj} = \sigma_{maxj} = M_j/W_j \text{ (công thức 10.22[1])}$$

Trong đó:

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

W_j : Moment cản uốn trục có hai rãnh then

$$W_j = \frac{\pi \cdot d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j}$$

- Khi trục quay một chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ chuyển động:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \tau_{maxj/2} = T_j/(2W_{oj}) \text{ trong đó:}$$

W_{oj} là momen cản xoắn tại tiết diện j của trục, vì là trục 2 rãnh then :

$$W_{oj} = \frac{\pi d_j^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j}$$

- Ψ_σ, Ψ_τ : hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, được tra theo bảng 10.7[1], được $\Psi_\sigma = 0,1$ và $\Psi_\tau = 0,05$

- $K_{\sigma dj}, K_{\tau dj}$: hệ số được xác định theo công thức

$$K_{\sigma dj} = (\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_x - 1)/K_y$$

$$K_{\tau dj} = (\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_x - 1)/K_y$$

Trong đó:

K_x : hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc vào phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt, cho trong bảng 10.8[1], vì trục được gia công bằng tiện đạt độ nhám $R_a = 2,5 \div 0,6$ ứng với giới hạn bền $\sigma_b = 785 \text{ MPa} \rightarrow K_x = 1,10$.

K_y : hệ số tăng bề mặt trục, cho trong bảng 10.9[1], phụ thuộc vào phương pháp tăng bền bề mặt, cơ tính vật liệu. Vì $\sigma_b = 785 \text{ (MPa)}$, phương pháp “Tôi bằng dòng điện tần số cao”, chọn trường hợp trục nhẵn, được $K_y = 1,6$.

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$: hệ số kích thước kể đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến giới hạn mỏi, được cho trong bảng 10.10[1].

K_σ, K_τ : hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và khi xoắn, trị số của chúng phụ thuộc vào loại yếu tố gây tập trung ứng suất. Đối với rãnh then có thể tra trong bảng 10.12[1]

$K_\sigma = 2.01$ (khi cắt bằng dao phay ngón), $K_\tau = 1,88$

3.7.2 Kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh

Để đề phòng khả năng bị biến dạng dẻo quá lớn hoặc phá hỏng do quá tải đột ngột (chẳng hạn khi mở máy) cần tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh. Công thức kiểm nghiệm :

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

Trong đó:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \sigma_\alpha$$

$$\tau = \frac{T}{W_0} = 2\tau_\alpha$$

$$[\sigma] = 0,8\sigma_{ch}, \text{ có } \sigma_{ch} = 540 \text{ (MPa) nên } [\sigma] = 0,8.540 = 432 \text{ (MPa)}$$

Ta lập bảng kiểm nghiệm :

Trục	Vị trí tiết diện	d (mm)	W_j	W_{oj}	ε_σ	ε_τ	σ_α	$\tau_\alpha = \tau_m$	σ_{td}	S_σ	S_τ	S
I	0	40	6283,19	12566,37	0,85	0,78	3,62	2,13	8,22	88,63	75,43	57,44
	1	40	6283,19	12566,37	0,85	0,78	11,76	2,13	13,88	27,31	75,43	25,68
	2	25	1251,74	2785,72	0,92	0,89	0	9,63	33,36	-	21,39	-
	3	30	2290,19	4940,90	0,88	0,81	2,43	5,43	18,97	141,67	31,84	31,06
II	0	35	4209,24	8418,49	0,85	0,78	0	10,29	35,65	-	15,65	-
	1	35	4209,24	8418,49	0,85	0,78	15,50	10,29	38,87	20,71	15,65	13,48
	2	38	4670,60	10057,64	0,85	0,78	17,67	8,61	34,67	18,17	18,69	13,03
	3	32	1825,99	3981,12	0,88	0,81	0	21,75	75,34	-	7,94	-

Kết quả cho thấy rằng cả 2 trục đều thỏa mãn hệ số an toàn về điều kiện bền mỏi và cả 2 trục đều thỏa điều kiện bền tĩnh.

4. Chọn ổ lăn và nối trục :

4.1. Chọn ổ lăn :

4.1.1 Trục I:

- Thông số làm việc:

Số vòng quay : $n = 568$ vòng/phút

Thời gian làm việc : $L_h = 10000$ giờ

Đường kính ngõng trục : $d = 40$ mm

Tải trọng không đổi.

Ta chọn ổ đĩa côn vì trên trục có bánh răng côn.

Chọn sơ đồ bố trí ổ theo kiểu “O” :

Chọn sơ bộ ổ 7108 cỡ đặc biệt nhẹ. Ta chọn góc $\alpha = 12^\circ$

Kí hiệu	d	D	D1	D1	B	C1	T	r	r1	α	C	Co
7108	40	68	-	-	18	16	19	1.5	0.5	-	31.90	28.40

Hệ số e là: $e = 1,5$. $\text{tg}(\alpha) = 1,5$. $\text{tg}(12^\circ) = 0,32$

Ta xác định được lực hướng tâm theo công thức 8.1[2] :

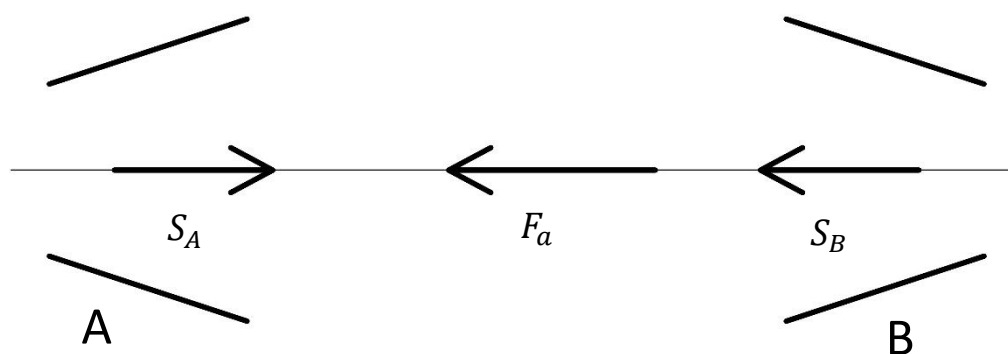
$$F_r = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2}$$

Suy ra:

$$F_{rA} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{950,72^2 + 492,11^2} = 1070,53 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{2342,02^2 + 439,65^2} = 2382,92 \text{ N}$$

- Chọn hệ số X, Y:



Chọn $V = 1$ ứng với vòng trong quay.

Lực dọc trục tác động vào ổ A, B do lực hướng tâm F_R gây ra:

$$S_A = 0,83 \cdot e \cdot F_{rA} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 1070,53 = 284,33 \text{ N}$$

$$S_B = 0,83 \cdot e \cdot F_{rB} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 2382,92 = 632,90 \text{ N}$$

$$F_{aA} = S_B + F_a = 632,90 + 144,08 = 776,98 \text{ N}$$

$$F_{aB} = S_A - F_a = 284,33 + 144,08 = 140,25 \text{ N}$$

Ta có:

$$\frac{F_{aA}}{V \cdot F_{rA}} = \frac{776,98}{1.1070,53} > e \rightarrow X_A = 0,4; Y_A = 0,4 \cotg(\alpha) = 1,88$$

$$\frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} = \frac{140,25}{1.2382,92} < e \rightarrow X_B = 1; Y_B = 0$$

- **Tải trọng động quy ước tác dụng lên ổ là:**

$$Q_A = (X_A V F_{rA} + Y_A F_{aA}) K_\sigma K_t = (0,4 \cdot 1.1070,53 + 1,88 \cdot 776,98) \cdot 1,1 = 1888,93 \text{ N}$$

$$Q_B = (X_B V F_{rB} + Y_B F_{aB}) K_\sigma K_t = (1 \cdot 1.2382,92 + 0 \cdot 144,08) \cdot 1,1 = 2382,92 \text{ N}$$

Với :

$K_t = 1$ hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ

$K_\sigma = 1$ hệ số kể đến đặc tính tải trọng. Tra bảng 11.3[1] với tải trọng tĩnh.

Vì $Q_B > Q_A$ nên ta tính toán ổ theo thông số tại B.

- **Thời gian làm việc tương đương tính bằng triệu vòng quay:**

Theo công thức 8.8[2], ta có :

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 568 \cdot 10000}{10^6} = 340,8 \text{ (triệu vòng)}$$

- **Khả năng tải động tính toán của ổ :**

$$C_{tt} = Q \sqrt[10]{L} = 2382,92 \sqrt[10]{340,8} = 13704,38 \text{ N} \approx 13,70 \text{ kN}$$

Vì $C_{tt} < C = 31,9 \text{ kN}$ nên ổ đảm bảo khả năng tải động.

- **Tính lại tuổi thọ thực của ổ:**

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^m = \left(\frac{31900}{2382,92} \right)^{\frac{10}{3}} = 5696,45 \text{ triệu vòng}$$

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 5696,45}{60 \cdot 568} = 167149,35 \text{ giờ}$$

- **Kiểm tra số vòng quay tới hạn của ổ :**

$$D_{pw} = \frac{D + d}{2} = \frac{68 + 40}{2} = 54$$

Số vòng quay giới hạn của ổ được tính theo công thức 8.13[2] :

$$n_{gh} = D_{pw} n \frac{k_1 k_2 k_3}{D_{pw}} = 2,5 \cdot 10^5 \frac{1 \cdot 1,1 \cdot 1}{54} = 4629,63 \text{ vòng/phút}$$

Trong đó

$$D_{pw} n = 2,5 \times 10^5$$

$k_1 = 1$: hệ số kích thước khi $D_{pw} \leq 100 \text{ mm}$

$k_2 = 1,1$: hệ số cỡ ổ đặc biệt nhẹ

$k_3 = 1$: hệ số tuổi thọ khi $L_h > 50000 \text{ giờ}$

Xét thấy $n = 568 < n_{gh}$ nên thỏa.

- **Kiểm tra khả năng tải tĩnh :**

Theo 11.18[1], điều kiện : $Q_t \leq C_o$

Theo công thức 11.19[1] và 11.20[1]

$$\begin{cases} Q_t = X_o F_r + Y_o F_a = 0,5.2382,92 + 1,04.776,98 = 1999,52 \text{ N} \\ Q_t = F_r = 2382,92 \text{ N} \end{cases}$$

Trong đó $X_o = 0,5$, $Y_o = 0,22$. $\cotg(\alpha) = 0,22$. $\cotg(12) = 1,04$

Vậy ta lấy $Q_o = 2382,92 \text{ N} = 2,38 \text{ kN}$ $N < C_o = 28,40 \text{ kN}$

Vậy khả năng tải tĩnh được đảm bảo.

4.1.2 Trục II :

- Thông số làm việc:**

Số vòng quay : $n = 167,06$ vòng/phút

Thời gian làm việc : $L_h = 10000$ giờ

Đường kính ngõng trục : $d = 35 \text{ mm}$

Tải trọng không đổi.

Ta chọn ổ đĩa côn.

Chọn sơ đồ bố trí ổ theo kiểu “O” :

Chọn sơ bộ ổ 7107 cỡ đặc biệt nhẹ. Ta chọn góc $\alpha = 12^\circ$

Kí hiệu	D	D	D ₁	d ₁	B	C ₁	T	r	r ₁	α	C	C ₀
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	(°)	kN	kN
2007107	35	62	51	49	17	15	18	1,5	0,5	10,25	25,60	23,00

Hệ số e là: $e = 1,5$. $\tg(\alpha) = 1,5$. $\tg(10,25^\circ) = 0,27$

Ta xác định được lực hướng tâm theo công thức 8.1[1] :

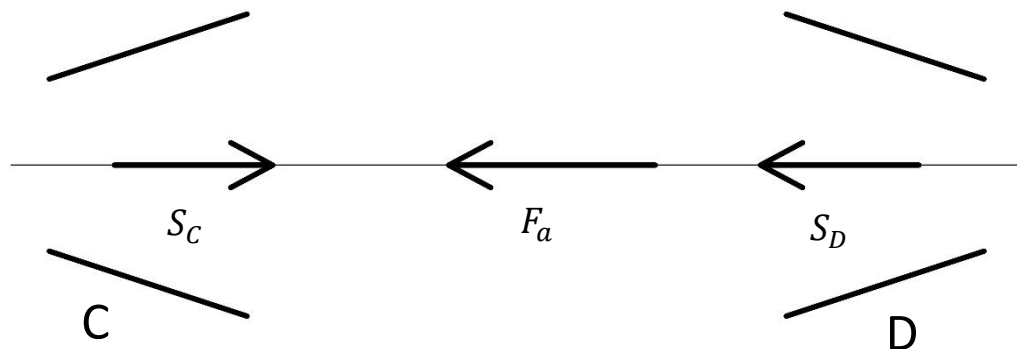
$$F_r = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2}$$

Suy ra:

$$F_{rC} = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{1334,74^2 + 440,56^2} = 1405,57 \text{ N}$$

$$F_{rD} = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{843,44^2 + 296,48^2} = 894,03 \text{ N}$$

- Chọn hệ số X, Y:**



Chọn $V = 1$ ứng với vòng trong quay.

Lực dọc trục tác động vào ổ C, D do lực hướng tâm F_R gây ra:

$$S_C = 0,83 \cdot e \cdot F_{rC} = 0,83 \cdot 0,27 \cdot 1405,57 = 314,99 \text{ N}$$

$$S_D = 0,83 \cdot e \cdot F_{rD} = 0,83 \cdot 0,27 \cdot 894,03 = 200,35 \text{ N}$$

$$F_{aC} = S_D + F_a = 200,35 + 485,46 = 685,81 \text{ N}$$

$$F_{aD} = F_a - S_C = 485,46 - 314,99 = 170,47 \text{ N}$$

Ta có:

$$\frac{F_{aC}}{V \cdot F_{rC}} = \frac{685,81}{1 \cdot 1405,57} > e \rightarrow X_A = 0,4; Y_A = 0,4 \cdot \cot g(\alpha) = 2,21$$

$$\frac{F_{aD}}{V \cdot F_{rD}} = \frac{170,47}{1 \cdot 894,03} < e \rightarrow X_B = 1; Y_B = 0$$

- **Tải trọng động quy ước tác dụng lên ổ là:**

$$Q_C = (X_C V F_{rC} + Y_C F_{aC}) K_\sigma K_t = (0,4 \cdot 1 \cdot 1405,57 + 2,21 \cdot 685,81) \cdot 1,1 = 2077,87 \text{ N}$$

$$Q_D = (X_D V F_{rD} + Y_D F_{aD}) K_\sigma K_t = (1 \cdot 1 \cdot 894,03 + 0,170,47) \cdot 1,1 = 894,03 \text{ N}$$

Với: $K_t = 1$ hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ

$K_\sigma = 1$ hệ số kể đến đặc tính tải trọng. Tra bảng 11.3[1] với tải trọng tĩnh.

Vì $Q_C > Q_D$ nên ta tính toán ổ theo thông số tại C.

- **Thời gian làm việc tương đương tính bằng triệu vòng quay:**

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 167,06 \cdot 10000}{10^6} = 100,236 \text{ (triệu vòng)}$$

- **Khả năng tải động tính toán của ổ:**

$$C_{tt} = Q \sqrt[m]{L} = 2077,87 \sqrt[10]{100,236} = 8278,00 \text{ N} \approx 8,28 \text{ kN}$$

Vì $C_{tt} < C = 25,06 \text{ kN}$ nên ổ đảm bảo khả năng tải động.

- **Tính lại tuổi thọ thực sự của ổ:**

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^m = \left(\frac{25060}{2077,87} \right)^{\frac{10}{3}} = 4022,93 \text{ triệu vòng}$$

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 4022,93}{60 \cdot 167,06} = 401345,82 \text{ giờ}$$

- **Kiểm tra số vòng quay tới hạn của ổ:**

Ta có:

$$D_{pw} = \frac{D + d}{2} = \frac{35 + 62}{2} = 48,5$$

Số vòng quay giới hạn của ổ được tính theo công thức 8.13[2]:

$$n_{gh} = D_{pw} n \frac{k_1 k_2 k_3}{D_{pw}} = 2,5 \cdot 10^5 \frac{1 \cdot 1,1 \cdot 1}{48,5} = 5670,10 \text{ vòng/phút}$$

Trong đó

$$D_{pw} n = 2,5 \cdot 10^5$$

$k_1 = 1$: hệ số kích thước khi $D_{pw} \leq 100 \text{ mm}$

$k_2 = 1,1$: hệ số cỡ ổ đặc biệt nhẹ

$k_3 = 1$: hệ số tuổi thọ khi $L_h > 50000 \text{ giờ}$

Xét thấy $n = 167,06 < n_{gh} = 5670.10$ vòng/phút nên thỏa.

• **Kiểm tra khả năng tải tĩnh:**

Theo 11.18[1], điều kiện : $Q_t \leq C_o$

Theo công thức 11.19[1] và 11.20[1] :

$$\begin{cases} Q_t = X_o F_r + Y_o F_a = 0,5.1405,57 + 1,04.685,81 = 1416,03 \text{ N} \\ Q_t = F_r = 1405,57 \text{ N} \end{cases}$$

Trong đó $X_o = 0,5$, $Y_o = 0,22$. $\cotg(\alpha) = 0,22 \cotg(12) = 1,04$

Vậy ta lấy $Q_o = 1416,03 \text{ N} = 1,41603 \text{ kN} < C_o = 23,00 \text{ kN}$

Vậy khả năng tải tĩnh được đảm bảo.

4.2. Chọn nối trục :

Các thông số ban đầu:

• Momen xoắn: $T = 180569,87 \text{ (Nmm)} = 180,57 \text{ (Nm)}$

• Đường kính trục nối vào: $d = 28 \text{ (mm)}$

Chọn nối trục vòng đàn hồi.

Với hệ số làm việc $k = 1,2$, moment xoắn tính toán là:

$$T_t = k.T = 1,2.180,57 = 216,684 \text{ MPa}$$

Từ moment xoắn tính toán T_t và đường kính trục d , ta chọn các kích thước cơ bản của nối trục

T, Nm	d	D	d _m	L	l	d _l	D ₀	Z	n _{max}	B	B _l	l ₁	D ₃	l ₂
250	32	140	65	165	110	56	105	6	3800	5	42	30	28	32

Kích thước của vòng đàn hồi (bảng 16-10b[1])

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 dập của vòng đàn hồi:**

$$\sigma_d = \frac{2kT}{ZD_0d_c l_3} \leq [\sigma]_d$$

trong đó:

k : hệ số chế độ làm việc, $k = 1,2$

$[\sigma]_d$: ứng suất dập cho phép của vòng cao su, lấy $[\sigma]_d = 3 \text{ (MPa)}$

$$\text{Do đó, } \sigma_d = \frac{2kT}{ZD_0d_c l_3} = \frac{2.1,2.180569,87}{6.105.14.28} = 1,75 < [\sigma]_d$$

Vậy nối trục thỏa điều kiện sức bền dập

- **Kiểm nghiệm sức bền của chốt:**

$$\sigma_u = \frac{kTl_0}{0,1d_c^3 D_0 Z} \leq [\sigma]_u$$

trong đó:

k : hệ số chế độ làm việc, $k = 1,2$

$$l_0 = l_1 + \frac{l_2}{2} = 34 + \frac{15}{2} = 41,5$$

$[\sigma]_u$: ứng suất cho phép của chốt, $[\sigma]_u = 60 \div 80$ (MPa)

$$\text{Ta có } \sigma_u = \frac{kTl_0}{0,1d_c^3 D_0 Z} = \frac{1,2 \cdot 180569,87 \cdot 41,5}{0,1 \cdot 14^3 \cdot 105,6} = 52 \text{ MPa} < [\sigma]_u$$

Vậy chốt thỏa điều kiện bền

5. Tính toán vỏ hộp và các chi tiết phụ

5.1.1 Tính toán vỏ hộp :

Tên gọi	Biểu thức và kết quả
Chiều dày thành thân hộp	$e_1 = 0,025A + 1 = 0,025.177,01 + 1 = 5,43$ $e_1 < 7,5 \text{ mm}$ nên ta chọn 7,5 mm
Chiều dày thành nắp hộp	$e_2 = 0,02A + 1 = 0,02.177,01 + 1 = 4,54 \text{ mm}$ $e_2 < 7,5 \text{ mm}$ nên ta chọn 7,5 mm
Chiều dày gân tăng cứng	$e_3 = e_2 = 7,5 \text{ mm}$
Chiều dày mặt bích	$e_4 = 1,5e_1 = 1,5.7,5 = 11,25 \text{ mm}$
Chiều dày mặt đế	$e_5 = 2,4e_1 = 2,4.7,5 = 18 \text{ mm}$
Đường kính -bulong nền	$d_1 = M16$ (chọn theo bảng 17.2), số bulong là 4
-bulong cạnh ổ	$d_2 = 0,7d_1 = 11,2 \text{ mm}$, chọn M12
-bulong ghép mặt bích	$d_3 = 0,6d_1 = 9,6 \text{ mm}$ chọn M10
-vít ghép nắp ổ	$d_4 = M8$ số lượng là 4.
-bulong ghép nắp cửa thăm	$d_5 = (0,3 \div 0,4)d_1 = (0,3 \div 0,4).16 = 4,8 \div 6,4 \text{ mm}$, chọn $d_5 = 8 \text{ mm}$
-bulong vòng	M8 (tra theo bảng 17.5)

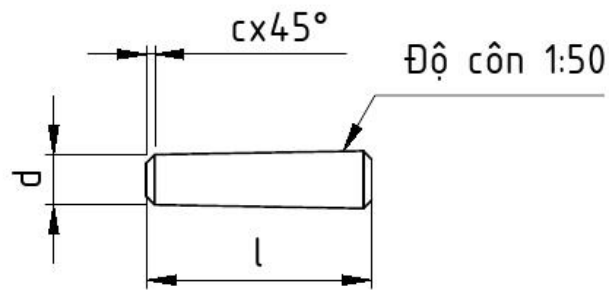
Chiều rộng mặt bích	$K_1 = e_1 + (1,3 \div 1,4)d_2 = 7,5 + (1,3 \div 1,4). 11,2 = 22,06 \text{ mm}$ $K_2 = (1,3 \div 1,4)d_2 + 5 = 19,56 \text{ mm}$ $K_3 = e_1 + (1,3 \div 1,4)d_3 = 7,5 + (1,3 \div 1,4). 9,6 = 19,98 \text{ mm}$ $K_4 = (1,3 \div 1,4)d_3 + 3 = 15,48 \text{ mm}$
Khoảng cách từ mép lỗ lắp ổ lăn đến tâm bulong d_2	$x_1 = d_2 = 12 \text{ mm}$
Đường kính phân bố vít ghép nắp ổ	$D = D_n + 3d_4 = 62 + 3 \times 8 = 86 \text{ mm}$ $D = D_n + 3d_4 = 72 + 3 \times 8 = 96 \text{ mm}$
Đường kính ngoài nắp ổ	$D_1 = D + 3d_4 = 86 + 3 \times 8 = 110 \text{ mm}$ $D_1 = D + 3d_4 = 96 + 3 \times 8 = 120 \text{ mm}$
Khoảng hở giữa đỉnh răng và thành trong vỏ hộp	$a_1 = 7 \div 10 \text{ mm}$, chọn 10mm
Khoảng hở giữa mặt bên bánh răng và thành trong vỏ hộp	$a_2 = 10 \text{ mm}$
Khoảng hở giữa đỉnh răng và thành trong đáy hộp	$a_3 = 5e_2 = 5 \times 7,5 = 37,5 \text{ mm}$
Khoảng hở giữa mặt bên giữa các bánh răng	$a_4 = 7 \div 10 \text{ mm}$, chọn 10mm
Chiều cao h để lắp bulong d_2	$h \geq 1,6\sqrt{d_4(D_n + 2,5d_4)} = 1,6\sqrt{8(62 + 2,5 \times 8)} = 40,98 \text{ mm}$
Khoảng cách từ mặt ngoài vỏ hộp đến tâm bulong nền d_1	$y_1 = 1,5 d_1 = 1,5 . 16 = 24 \text{ mm}$
Khoảng cách từ tâm bulong nền d_1 đến mép ngoài chân đế	$y_2 = 1,25 d_1 = 1,25.16 = 20 \text{ mm}$
Bề rộng chân đế của vỏ hộp	$y_3 = 3d_1 = 3.16 = 48 \text{ mm}$

Phần lõi vì lí do công nghệ	$e = 1 \div 2mm$
-----------------------------	------------------

5.1.2 Chọn nút tháo dầu (tra bảng 17.8a tài liệu[2])

$d \times$ bước ren	B	C	D	D1	L	f
M16× 1.5	12	8	19.6	26	23	3

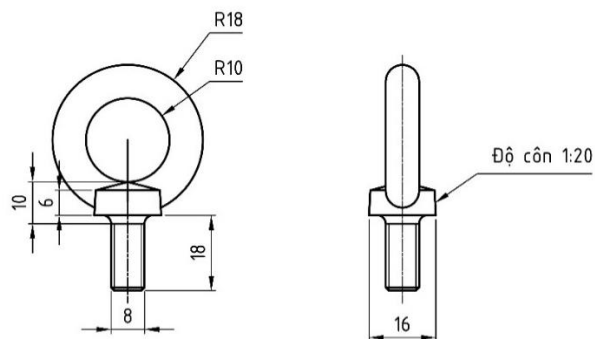
5.1.3 Chốt định vị (tra bảng 17.9b[2]), ta chọn :



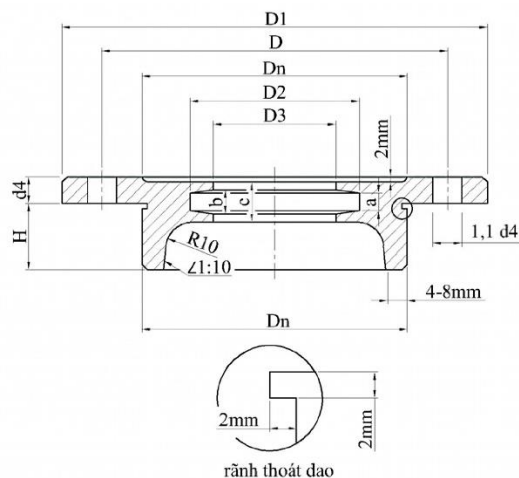
d	c	l
6	1,0	30

5.1.4 Kích thước bulong vòng :

Ren	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	h	h ₁	h ₂	l	f	b	c	x	r	r ₁	r ₂
M8	36	20	8	20	13	18	6	5	18	2	10	1,2	2,5	2	4	4

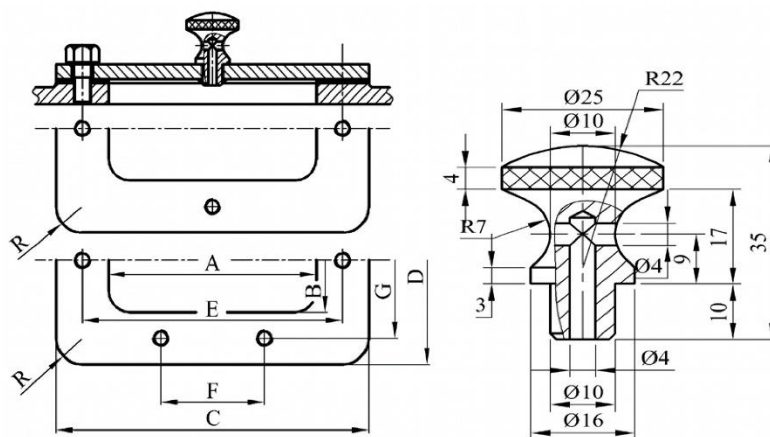


5.1.5 Nắp ổ và vòng phốt :



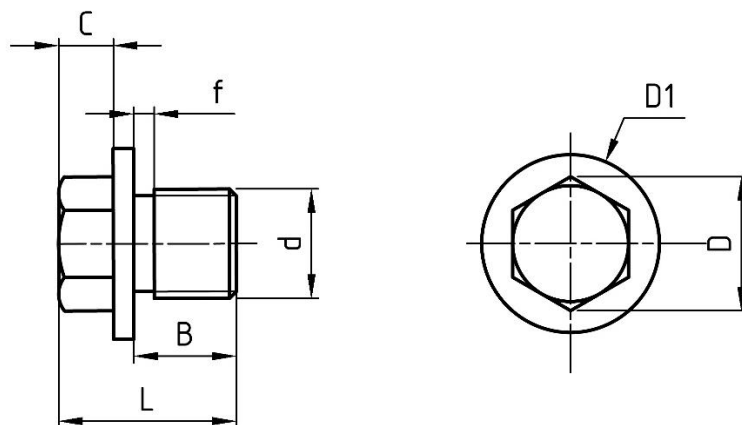
D – đường kính phân bố các vít (mm)			<62	62÷ 95	>95
d ₄			M6	M8	M10
Số vít			4	4 hoặc 6	6
H			Chọn theo kết cấu		
d (đường kính trục)	D ₂	D ₃	a	b	C
40	59	41	6.5	9	16

5.1.6 Cửa thăm và nút thông hơi :



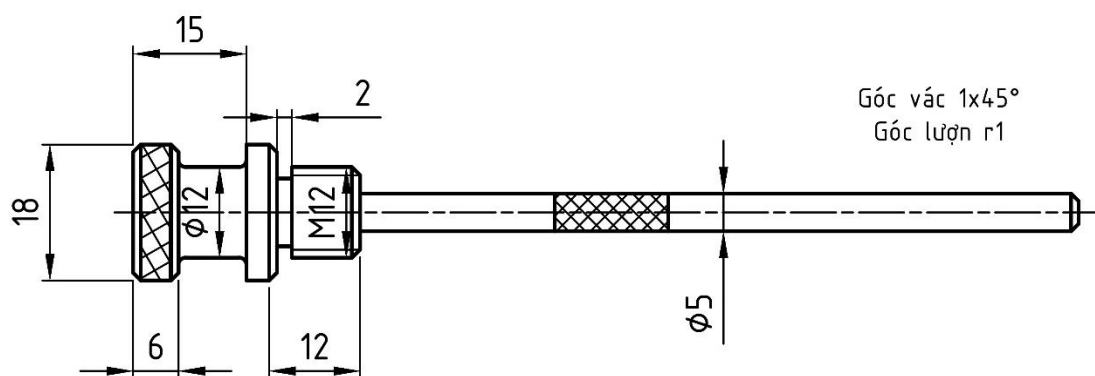
A	B	C	D	E	F	G	R	Kích thước vít	Số lượng vít
100	75	150	100	125	-	87	12	M8	4

5.1.7 Nút tháo dầu :



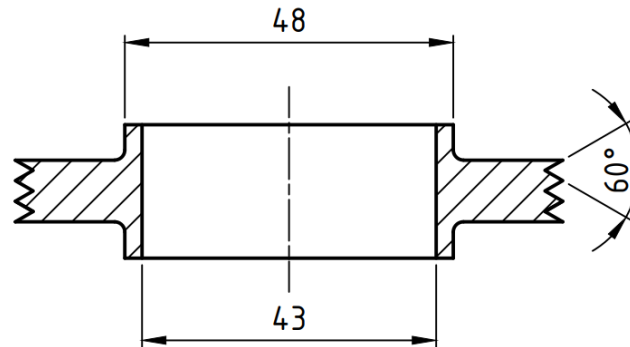
d×bước ren	B	C	D	D ₁	L	f
M16× 1.5	12	8	19.6	26	23	3

5.1.8 Que thăm dầu :

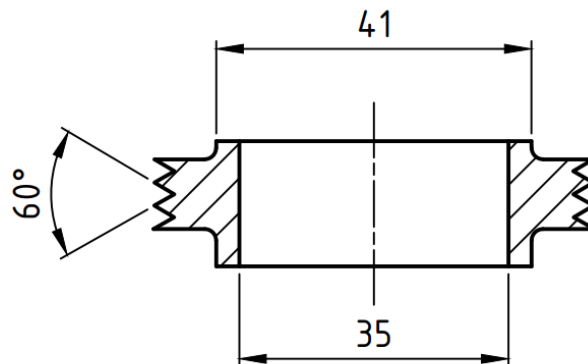


5.1.9 Vòng chắn dầu :

Vòng chắn dầu trục 2 :



Vòng chắn dầu trên trục 1 :



6. Phương pháp bôi trơn :

Chọn cách bôi trơn ngâm dầu trong hộp giảm tốc 1 cấp bánh răng côn.

Trong hộp giảm tốc bánh răng nón, mức dầu ngập tối thiểu 2/3 chiều rộng bánh răng nón, mức dầu cao nhất không được quá 1/3 bán kính bánh răng.

Vì vậy chọn mức dầu cao nhất và thấp nhất lần lượt là : 50mm và 36mm so với đỉnh răng bánh răng bị dẫn.

6.1. Chọn dầu bôi trơn :

Chọn độ nhớt phụ thuộc vào vận tốc vật liệu chế tạo bánh răng, tra theo bảng 18.11[1].

Với vận tốc khoảng 1-2.5 m/s, vật liệu chế tạo bánh răng là thép C45 tôi cải thiện, tra được độ nhớt của dầu ở 50° là 186.

Tra bảng 18-13[1] ta sử dụng loại dầu bôi trơn AK-15.

7. Tính toán các chi tiết hệ thống truyền động :

7.1. Kích thước thùng trộn :

Với công suất trên trục thùng trộn là : $P = 3 \text{ kW}$.

Chọn thùng trộn với kích thước $1000 \times 800 \times 800$ mm

Năng suất trung bình : 50 kg/lần.

7.2. Chọn bánh xe :

Chọn 4 bánh xe loại đường kính 120 mm :

Đường kính : 120mm

Độ dày bánh xe : 35mm

Tổng chiều cao : 152mm

Kích thước mắt gá : $96\text{mm} \times 66\text{mm}$

Tải trọng : 105 kg.

7.3. Chọn ổ đỡ :

Chọn ổ đỡ có đường kính trục đi qua là $d = 35$ mm

8. Dung sai và lắp ghép :

8.1. 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.

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.

8.2. Lắp ghép bánh răng trên trục :

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

Lắp ghép nắp ổ và thân hộp :

Để dễ dàng cho việc tháo lắp và điều chỉnh, chọn kiểu lắp lỏng H7/e8.

8.3. Lắp ghép vòng chắn dầu trên trục :

Để dễ dàng cho tháo lắp, ta chọn kiểu lắp trung gian H7/j6.

8.4. Lắp chốt định vị :

Để đảm bảo đồng tâm và không bị sút ra, ta chọn kiểu lắp chặt.

8.5. Lắp ghép then :

Theo chiều rộng, chọn kiểu lắp trên trục là P9/h8 và kiểu lắp trên bạc là Js9/h8.

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

Chi tiết	Kích thước danh nghĩa (mm)	Mối lắp	ES (μm)	EI (μm)	es (μm)	ei (μm)	Độ dôi lớn nhất	Độ hở lớn nhất
Bánh răng 1	30	H7/k6	+21	0	+15	+2	15	19
Bánh răng 2	38	H7/k6	+25	0	+18	+2	18	23
Ổ ĐŨA CÔN								
	d	Ô vòng ngoài						
Trục I	68	H7/h6	+30	0	0	-19	0	49
Trục II	62	H7/h6	+30	0	0	-19	0	49
		Ô vòng trong						
Trục I	40	H7/k6	+25	0	+18	+2	18	19
Trục II	35	H7/k6	+25	0	+18	+2	18	23
	$b \times h \times t$	Then (trục)						
Trục I	8x7x4	P9/h9	-15	-51	0	-36	51	21
	8x7x4	P9/h9	-15	-51	0	-36	51	21
Trục II	10x8x5	P9/h9	-15	-51	0	-36	51	21
	8x7x4	P9/h9	-15	-51	0	-36	51	21
	$b \times h \times t$	Then (bánh răng + bánh đai + nối trục)						
Bánh đai	8x7x4	Js9/h9	+18	-18	0	-36	18	54
Bánh dẫn	8x7x4	Js9/h9	+18	-18	0	-36	18	54
Bánh bị dẫn	10x8x5	Js9/h9	+18	-18	0	-36	18	54
Nối trục	8x7x4	Js9/h9	+18	-18	0	-36	18	54
Chốt định vị - vỏ hộp	6	P7/h6	-8	-20	0	-8	20	0

Vòng chấn dầu – trục I	35	H7/js6	+25	0	+8	-8	8	33
Vòng chấn dầu – trục II	35	H7/js6	+25	0	+8	-8	8	33
Vòng phốt – trục I	32	H7/js6	+25	0	+8	-8	8	33
Vòng phốt – trục II	28	H7/js6	+21	0	+6.5	-6.5	6.5	27.5
Nắp bích ổ lăn trục I	72	H7/h6	+30	0	0	-19	0	49
Nắp bích ổ lăn trục II	62	H7/h6	+30	0	0	-19	0	49
Nắp cửa thăm – nắp hộp	150	H8/h7	+40	0	0	-25	0	65

Phần 3 : Tài liệu tham khảo

- [1] Trịnh Chât – Lê Văn Uyên: Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí tập 1. Nhà xuất bản giáo dục 2003.
- [2] Trần Thiên Phúc: Thiết kế chi tiết máy công dụng chung. Nhà xuất bản Đại học quốc gia TP Hồ Chí Minh – 2011.
- [3] Nguyễn Hữu Lộc: Cơ sở thiết kế máy. Nhà xuất bản Đại học quốc gia TP. Hồ Chí Minh – 2004.
- [4] Trịnh Chât – Lê Văn Uyên: Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí tập 2. Nhà xuất bản giáo dục 2003.