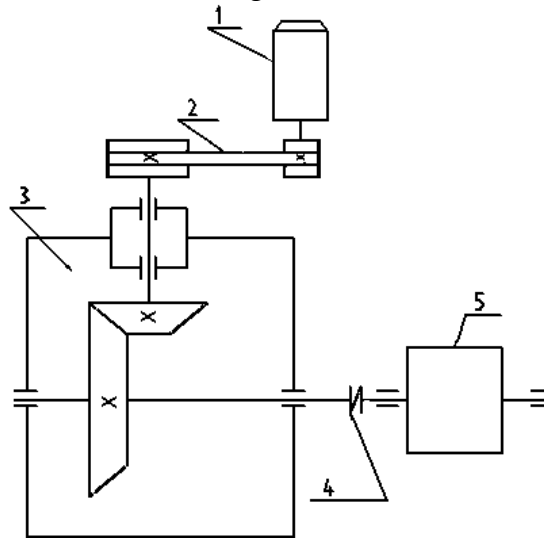


VÍ DỤ THIẾT KẾ HTTĐ VỚI HGT BÁNH RĂNG CÔN

1. Động cơ điện 3 pha không đồng bộ
2. Bộ truyền đai dẹt
3. Hộp giảm tốc bánh răng nón 1 cấp
4. Nối trục đàn hồi
5. Thùng trộn



Số liệu:

Công suất trên trục thùng trộn $P(\text{kW}): 2,5$

Số vòng quay của trục thùng trộn $n(\text{v/ph}): 160$

Thời gian phục vụ $a(\text{giờ}): 10000$

Nhiệm vụ:

1. Một bản thuyết minh tính toán.
2. Một bản vẽ lắp hộp giảm tốc (A_0).
3. Một bản vẽ chi tiết một bánh răng (A_4 hoặc A_3).
4. Mô phỏng quá trình lắp ráp

Mục lục

<u>Phần 1</u>	Chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền.....	6
<u>Phần 2</u>	Tính toán thiết kế chi tiết máy	8
	I. Tính toán bộ truyền đai	8
	II. Tính toán bộ truyền bánh răng	11
	III. Tính toán chọn nối trục	16
	IV. Tính toán trục.....	17
	V. Tính toán chọn ổ	24
	VI. Tính mối ghép then	26
	VII. Thiết kế thân hộp giảm tốc.....	29
	VIII. Bôi trơn và hệ thống bôi trơn.....	31
	IX. Tính toán các chi tiết phụ	33
	1. Chốt định vị.....	33
	2. Nút tháo dầu.....	33
	3. Nút thông hơi	34
	4. Bu-lông vòng.....	34
	5. Vòng chắn dầu	35
	6. Vòng phớt	35
	X. Bảng dung sai lắp ghép	36
	Mô hình 3D hoàn chỉnh của hộp giảm tốc.....	37
	Tài liệu tham khảo	38

I. CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

Số liệu thiết kế: công suất trên trục công tác $P_{ct} = 2,5 \text{ kW}$, số vòng quay của trục thùng trộn $n_{iv} = 160 \text{ vg/ph}$.

1.1 CHỌN ĐỘNG CƠ :

1. Công suất bộ phận công tác: $P_{ct} = 2,5 \text{ kW}$

2. Hiệu suất chung của hệ thống truyền động $\eta_{ch} = \eta_d \eta_{br} \eta_{ol}^3 = 0,894$

trong đó: hiệu suất bộ truyền đai $\eta_d = 0,95$

Hiệu suất bộ truyền bánh răng $\eta_{br} = 0,97$

Hiệu suất của ổ lăn $\eta_{ol} = 0,99$

3. Công suất cần thiết của động cơ : $P_{dc} = \frac{P_{ct}}{\eta_{ch}} = \frac{2,5}{0,894} = 2,796 \text{ kW}$

Chọn động cơ có công suất $P_{dc} = 3 \text{ kW}$

4. Tỷ số truyền chung xác định theo công thức: $u_{ch} = u_d u_{br} = \frac{n_{dc}}{n_{ct}}$

trong đó:

- u_d : tỷ số truyền của bộ truyền đai
- u_{br} : tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng
- n_{dc} : số vòng quay động cơ (vg/ph)
- $n_{ct} = 160 \text{ vg/ph}$ (theo yêu cầu thiết kế)

5. Bảng động cơ có công suất $P_{dc} = 3 \text{ kW}$ và phân phối tỷ số truyền

Động cơ	Số vòng quay	Tỷ số truyền chung, u_{ch}	Bộ truyền đai, u_d	Bộ truyền bánh răng, u_{br}
4A9L2Y3	2838	17,74	4,435	4
4A100S4Y3	1420	8,875	3,55	2,5
4A112MB6Y3	945	5,91	2,364	2,5
4A112MB8Y3	701	4,38	2,19	2

Dựa vào bảng trên, chọn động cơ 4A112MB6Y3.

1.2 ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT

Với các thông số vừa chọn ta thiết lập bảng đặc tính kỹ thuật sau:

Thông số \ Trục	Động cơ	I	II	III
Công suất (kW)	2,768	2,745	2,603	2,5
Tỷ số truyền	2,364	2,5	1	
Moment xoắn (Nmm)	28256	27973	62147	149219
Số vòng quay (vg/ph)	945	945	400	160

II. TÍNH TOÁN BỘ THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY

2.1 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

Dữ liệu đầu vào: $P_1 = 2,768 \text{ kW}$; $u_d = 2,364$; $n_1 = 945 \text{ vg/ph}$; đai dẹt.

1. Chọn vật liệu đai là vải cao su

Đai vải cao su có độ bền cao, đàn hồi tốt (hệ số đàn hồi E nhỏ), ít chịu ảnh hưởng của thay đổi nhiệt độ và độ ẩm. Không nên cho dầu rơi vào đai vải cao su vì dễ làm hỏng cao su.

2. Định đường kính đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{2,768}{945}} = 157 \div 186 \text{ mm}$$

Chọn $d_1 = 160 \text{ mm}$

3. Vận tốc đai: $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 945}{60000} = 7,917 \text{ m/s}$

4. Chọn hệ số trượt tương đối $\xi = 0,01$

Đường kính $d_2 = d_1(1 - \xi)u_d = 160 \cdot (1 - 0,01) \cdot 2,364 = 374,5 \text{ mm}$

Theo tiêu chuẩn, chọn $d_2 = 400 \text{ mm}$

Tỷ số truyền bộ truyền đai: $u = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} = \frac{400}{160(1 - 0,01)} = 2,525$

Sai lệch so với giá trị chọn trước là 6,8%

5. Chọn khoảng cách trục a theo điều kiện:

$$2.(d_1 + d_2) \leq a \leq 150000 \text{ (mm)}$$

$$1120 \leq a \leq 150000 \text{ (mm)}$$

Chọn $a = 1200 \text{ (mm)}$

6. Chiều dài đai

$$\begin{aligned} L &= 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \\ &= 2.1200 + \frac{\pi(160 + 400)}{2} + \frac{(400 - 160)^2}{4.1200} = 3291,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Để nối đai ta tăng chiều dài đai L lên một khoảng $100 \div 400 \text{ mm}$, khi đó chọn $L = 3500 \text{ mm}$.

7. Kiểm tra lại số vòng chạy i

$$i = \frac{v_1}{L} = \frac{7917}{3500} = 2,262 < [i] = 5^{s^{-1}}$$

8. Góc ôm đai

$$\alpha = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{400 - 160}{1200} = 168,6^\circ = 2,94 \text{ rad}$$

9. Theo bảng 4.1 tài liệu [1], đối với đai vải cao su, có miếng đệm, có 3 lớp vải, chọn chiều dày đai $\delta = 4,5 \text{ mm}$ thỏa điều kiện $\frac{d_1}{\delta} = \frac{160}{4,5} = 35,5 > 30$ (Bảng 4.2 tài liệu [1])

10. Tính các hệ số C_i

C_α – hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm đai

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003.(180^\circ - 168,6^\circ) = 0,966$$

C_v – hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc

$$C_v = 1 \text{ do } v = 7,917 \text{ m/s} < 10 \text{ m/s}$$

C_o – hệ số xét đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền và phương pháp căng đai

$$C_o = 1 \text{ do bộ truyền nằm ngang}$$

C_r – hệ số chế độ làm việc. Chọn $C_r = 1$ do tải trọng tĩnh

Theo bảng 4.7 tài liệu [1], với $d_1/\delta=35,5$ và đai vải cao su, chọn $[\sigma_t]_0 = 2,21 \text{ MPa}$

Ứng suất có ích cho phép $[\sigma_t]$ đối với bộ truyền đai dẹt

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_o C_r = 2,21 \cdot 0,966 = 2,135 \text{ MPa}$$

$$\text{Chiều rộng vành đai: } b \geq \frac{1000P_1}{\delta v [\sigma_t]} = \frac{1000 \cdot 2,768}{4,5 \cdot 7,917 \cdot 2,135} = 36,39 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn chọn $b = 40 \text{ mm}$

11. Theo bảng 4.5 tài liệu [1] chọn chiều rộng bánh đai $B = 50 \text{ mm}$

12. Lực căng đai ban đầu $F_o = [\sigma_o] b \delta = 1,8 \cdot 40 \cdot 4,5 = 324 \text{ N}$

13. Lực tác dụng lên trục $F_r \approx 2F_o \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 324 \cdot \sin\left(\frac{168,6}{2}\right) = 644,8 \text{ N}$

14. Lực vòng có ích $F_t = \frac{1000P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 2,768}{7,917} = 349,63 \text{ N}$

15. Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt trơn $F_o \geq \frac{F_t(e^{f\alpha} + 1)}{2(e^{f\alpha} - 1)}$

Suy ra hệ số ma sát nhỏ nhất giữa đai và bánh đai $f_{\min} = 0,43$

16. Ứng suất lớn nhất trong dây đai

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{u1} = \sigma_o + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{u1} \\ \sigma_{\max} &= \frac{324}{4,5 \cdot 40} + \frac{349,63}{2 \cdot 4,5 \cdot 40} + 1200 \cdot (7,917)^2 \cdot 10^{-6} + \frac{4,5}{160} \cdot 100 = 5,66 \text{ MPa} \end{aligned}$$

17. Tuổi thọ đai

$$L_h = \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}}\right)^m 10^7}{2.3600 i} = \frac{\left(\frac{6}{5,66}\right)^5 10^7}{2.3600 \cdot 2,262} = 822 \text{ giờ}$$

Tuổi thọ yêu cầu $L_h = 10000$ giờ. Do đó, trong quá trình sử dụng, ta phải thay dây đai khoảng 12 lần.

2.2 THIẾT KẾ BÁNH RĂNG

Dữ liệu đầu vào: $u_{br} = 2,5$; $T_1 = 62147 \text{ Nmm}$; $n_1 = 400 \text{ vg/ph}$

Vì bộ truyền bánh răng ở đây là bộ truyền kín (hộp giảm tốc) được bôi trơn tốt nên dạng hỏng chủ yếu là tróc rỗ bề mặt răng. Do đó, ta tiến hành tính toán thiết kế theo ứng suất tiếp xúc.

1. Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn. Chọn thép 40Cr được tôi cải thiện.

Theo bảng 6.13 [1] độ rắn của thép 40Cr là $HB\ 180 \div 350$

Để bộ truyền bánh răng có khả năng chạy mòn tốt thì độ rắn của bánh dẫn H_1 và bánh bị dẫn H_2 phải theo quan hệ: $H_1 \geq H_2 + (10 \div 15) HB$

Do đó, đối với bánh dẫn chọn độ rắn trung bình $HB_1 = 250$, đối với bánh bị dẫn chọn độ rắn trung bình $HB_2 = 228$.

2. Số chu kỳ làm việc cơ sở

$$N_{HO1} = 30HB_1^{2,4} = 30.250^{2,4} = 1,71.10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{HO2} = 30HB_2^{2,4} = 30.228^{2,4} = 1,37.10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{FO1} = N_{FO2} = 5.10^6 \text{ chu kỳ}$$

3. Số chu kỳ làm việc tương đương

$$N_{HE1} = 60c.n_1.L_n = 60.1.400.10000 = 24.10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$\text{Suy ra: } N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u_{br}} = \frac{24.10^7}{2,5} = 9,6.10^7 \text{ chu kỳ}$$

Tương tự, $N_{FE1} = 24.10^7$ chu kỳ và $N_{FE2} = 9,6.10^7$ chu kỳ.

Vì $N_{HE1} > N_{HO1}$, $N_{HE2} > N_{HO2}$, $N_{FE1} > N_{FO1}$, $N_{FE2} > N_{FO2}$ nên $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$.

4. Theo bảng 6.13 [1], giới hạn mỏi tiếp xúc và uốn của các bánh răng xác định như sau:

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

$$\sigma_{0F\lim} = 1,75HB$$

$$\text{Suy ra: } \sigma_{0H\lim1} = 570 MPa; \sigma_{0H\lim2} = 526 MPa$$

$$\sigma_{0F\lim1} = 437,5 MPa; \sigma_{0F\lim2} = 399 MPa$$

5. Ứng suất tiếp xúc cho phép:

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

Khi tôi cải thiện $s_H = 1.1$, do đó:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{570.0,9}{1,1} = 466,4 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{526.0,9}{1,1} = 430,4 \text{ MPa}$$

Ứng suất tiếp xúc tính toán cho phép $[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 430,4 \text{ MPa}$

6. Ứng suất uốn cho phép tính theo công thức sau:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{OF\lim}}{s_F} K_{FL} \text{ với } s_F = 1,75 \text{ tra bảng 6.13 [3]. Từ đây ta có:}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{OF\lim1}}{s_F} K_{FL1} = \frac{437,5.1}{1,75} = 250 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{OF\lim2}}{s_F} K_{FL2} = \frac{399.1}{1,75} = 228 \text{ MPa}$$

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

$$\text{Ta có: } \frac{\psi_{be}u}{2-\psi_{be}} = \frac{0,285.2,5}{2-0,285} = 0,415$$

Theo bảng 6.18 [1], trục được lắp trên ổ đĩa côn, chọn sơ bộ hệ số tải trọng tính $K_{H\beta} = 1,3$

$$\text{Suy ra: } K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1)1,5 = 1 + (1,3 - 1).1,5 = 1,45$$

8. Tính toán sơ bộ đường kính vòng chia ngoài d_{e1}

$$\begin{aligned} d_{e1} &= 95^3 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta}}{0,85(1-0,5\psi_{be})^2 \psi_{be} u [\sigma_H]^2}} \\ &= 95^3 \sqrt{\frac{62147.1,3}{0,85(1-0,5.0,285)^2 . 0,285.2,5.(430,4)^2}} \approx 94 \text{ mm} \end{aligned}$$

9. Với $d_{e1} = 94$ và $u = 2,5$, theo bảng 6.19 [1] chọn $z_{1p} = 21$.

$$\text{Do } HB_1, HB_2 < 350HB \text{ nên ta có: } z_1 = 1,6z_{p1} = 1,6.21 = 33,6$$

Chọn $z_1 = 34$. Khi đó ta có $z_2 = uz_1 = 2,5 \cdot 34 = 85$.

Môđun vòng chia ngoài: $m_e = \frac{d_{e1}}{z_1} = \frac{95}{34} = 2,8$, chọn $m_e = 3$.

10. Góc mặt côn chia $\delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{u}\right) = 21,8^\circ$ và $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 68,2^\circ$

11. Các thông số chủ yếu của bộ truyền bánh răng

Đường kính vòng chia ngoài: $d_{e1} = m_e z_1 = 3 \cdot 34 = 102 \text{ mm}$

$$d_{e2} = m_e z_2 = 3 \cdot 85 = 255 \text{ mm}$$

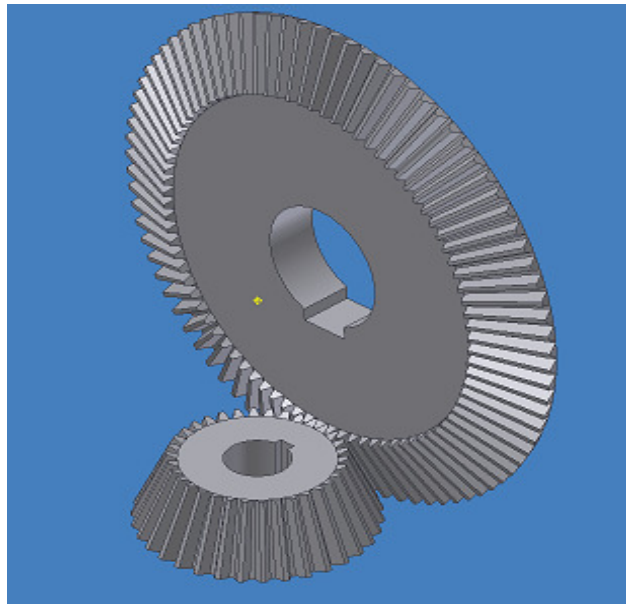
Đường kính vòng chia trung bình: $d_{m1} = m_e z_1 (1 - 0,5\psi_{be}) = 87,465 \text{ mm}$

$$d_{m2} = m_e z_2 (1 - 0,5\psi_{be}) = 218,663 \text{ mm}$$

Chiều dài côn ngoài: $R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 137,32 \text{ mm}$

Chiều rộng vành răng: $b = R_e \psi_{be} = 137,32 \cdot 0,285 \approx 39 \text{ mm}$

Hình ảnh 3D của bộ truyền bánh răng



12. Môđun vòng trung bình: $m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{87,465}{34} = 2,57$

Vận tốc vòng $v = \frac{\pi d_m n_1}{60000} = 1,832 \text{ m/s}$. Theo bảng 6.3 [1] chọn cấp chính xác 8.

Theo bảng 6.17 [1] ta có: $K_{HV} = K_{FV} = 1,08$

Ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 b d_m^2 u}} \leq [\sigma_H]$$

trong đó:

Z_M – hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp, $Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}$

Z_H – hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc, $Z_H = 1,76$

Z_ε – hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$

Nếu ta lấy $\varepsilon_\alpha = 1,2$ thì $Z_\varepsilon = 0,96$

K_H – hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc

$$K_H = K_{H\beta} K_{Hv} = 1,3 \cdot 1,08 = 1,404$$

Từ các thông số trên ta có:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 275 \cdot 1,76 \cdot 0,96 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 62147 \cdot 1,404 \cdot \sqrt{2,5^2 + 1}}{0,85 \cdot 39 \cdot 87,465^2 \cdot 2,5}} \\ &= 400 \text{ MPa} \leq [\sigma_H] \end{aligned}$$

$$\text{với } [\sigma_H] = \sigma_{OH \lim} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_I K_{xH}}{s_H} = 526 \frac{1,0 \cdot 95 \cdot 0,903 \cdot 1 \cdot 1,02}{1,1} = 418,41 \text{ MPa}$$

trong đó: $Z_R = 0,95$; $K_I = 1$.

$$Z_V = 0,85 v^{0,1} = 0,85 \cdot 1,832^{0,1} = 0,903$$

$$K_{xH} = \sqrt{1,05 - \frac{d}{10^4}} = \sqrt{1,05 - \frac{87,465}{10^4}} = 1,02$$

Vậy bộ truyền bánh răng thỏa mãn điều kiện tiếp xúc.

13. Tiếp tục kiểm nghiệm theo độ bền uốn:

Số răng tương đương:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{34}{\cos(21,8^\circ)} = 36,62 \text{ răng}$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{85}{\cos(68,2^\circ)} = 228,88 \text{ răng}$$

Hệ số dạng răng Y_F :

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} = 3,47 + \frac{13,2}{36,62} = 3,83$$

$$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} = 3,47 + \frac{13,2}{228,88} = 3,53$$

Đặc tính so sánh độ bền các bánh răng:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{250}{3,83} = 65,274$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{228}{3,53} = 64,589$$

Vậy ta sẽ kiểm nghiệm bánh bị dẫn có độ bền thấp hơn.

Ứng suất uốn tính toán:

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2}}{0,85 b_w m_m d_{m1}} = \frac{2.62147.1.45.1.08.3.53}{0,85.39.2.57.87.465} \\ &= 92,207 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}] \end{aligned}$$

$$\text{với } [\sigma_F] = \sigma_{OF\text{lim}} \frac{K_{FL} Y_R Y_x Y_\delta K_{FC}}{S_F} = 399 \frac{1.1.0,9.1.1}{1,75} = 205,2 \text{ MPa}$$

trong đó $Y_R = 1$; $Y_x = 0,9$; $Y_\delta = 1$; $K_{FC} = 1$

Vậy độ bền uốn được thỏa.

2.3 CHỌN NỐI TRỤC VÒNG ĐÀN HỒI

Với $T = 149219 \text{ Nmm}$ ta chọn nối trục có các thông số chính sau $D_0 = 84 \text{ mm}$; $l_1 = 20 \text{ mm}$; $l_2 = 35 \text{ mm}$; $l_0 = 28 \text{ mm}$; $z = 4$; $l_c = 33 \text{ mm}$ và $d_c = 14 \text{ mm}$

- Điều kiện bền đập của vòng đàn hồi:

$$\sigma_d = \frac{2kT}{zD_0 d_c l_0} = \frac{2.1.25.149219}{4.84.14.28} = 2,83 \text{ MPa} < (2..3) \text{ MPa}$$

Vậy điều kiện bền đập của vòng đàn hồi được thỏa.

- Điều kiện bền của chốt:

$$\sigma_F = \frac{l_c k T}{0,1 d^3 c D_0 z} = \frac{33,1 \cdot 25 \cdot 149219}{0,1 \cdot 14^3 \cdot 84,4} = 66,76 \text{ MPa} < [\sigma_F] = (60..80) \text{ MPa}$$

Vậy điều kiện bền của chốt được thỏa.

2.4 THIẾT KẾ TRỤC

Dữ liệu đầu vào: $T_1 = 62147 \text{ Nmm}$;

$T_2 = 149219 \text{ Nmm}$.

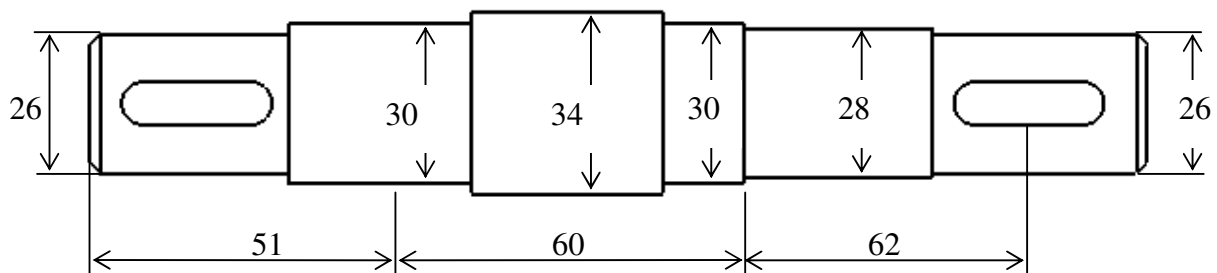
• Trục I:

1. Chọn vật liệu để chế tạo trục là C45. Chọn sơ bộ ứng suất xoắn cho phép là $[\tau] = 20 \text{ MPa}$; ứng suất uốn cho phép là $[\sigma] = 67 \text{ MPa}$.

2. Đường kính sơ bộ của trục

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{5T_1}{[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 62147}{20}} = 24,95 \text{ mm}$$

Chọn $d_1 = 25 \text{ mm}$ tại vị trí thân trục lắp bánh đai (đoạn trục đầu bên trái). Các đường kính còn lại chọn như hình vẽ dưới đây.



3. Phân tích lực tác dụng lên chi tiết

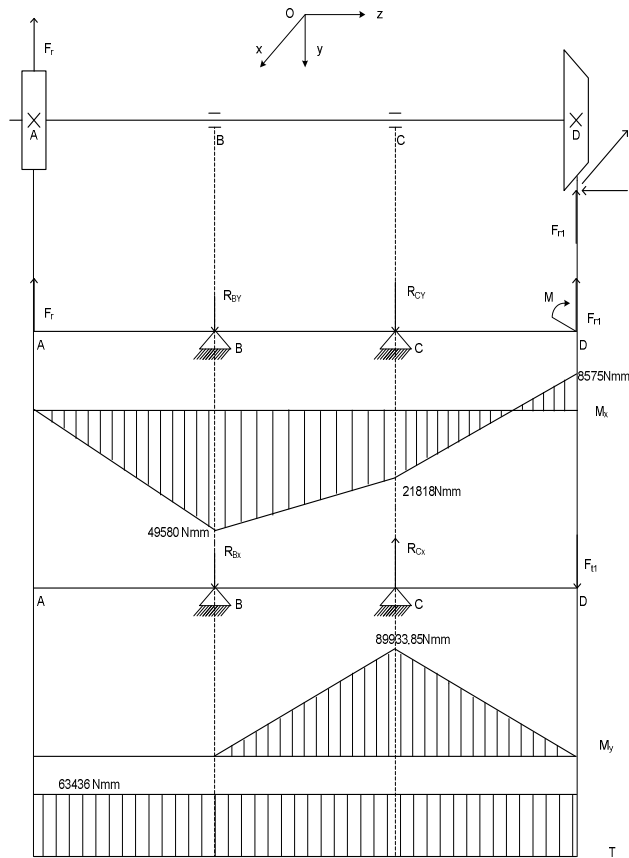
- Bánh đai: $F_d = 644,8 \text{ N}$

- Bánh răng: $F_{r1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 62147}{87,465} = 1421,07 \text{ N}$

$$F_{r1} = F_{r1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 1421,07 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 21,8^\circ = 480,24 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{r1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 1421,07 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 21,8^\circ = 192,08 \text{ N}$$

Suy ra: $M_{a1} = F_{a1} \frac{d_{m1}}{2} = 192,08 \cdot \frac{87,465}{2} = 8400,14 \text{ Nmm}$



Hình 1

4. Vẽ biểu đồ moment uốn

- Trong mặt phẳng thẳng đứng zy , phương trình cân bằng moment:

$$\sum M_{x/C} = -F_d \cdot 111 + R_{By} \cdot 60 + F_{r1} \cdot 62 - M_{a1} = 0$$

Suy ra: $R_{By} = \frac{8400,14 + 644,8 \cdot 111 - 480,24 \cdot 62}{60} = 836,63 \text{ N}$

- Phương trình cân bằng lực theo trục y :

$$R_{By} + R_{Cy} - F_d - F_{r1} = 0 \Rightarrow R_{Cy} = 644,8 + 480,24 - 836,63 = 288,41 \text{ N}$$

- Trong mặt phẳng nằm ngang zx , phương trình cân bằng moment:

$$\sum M_{y/C} = R_{Bx} \cdot 60 - F_{r1} \cdot 62 = 0 \Rightarrow R_{Bx} = \frac{1421,07 \cdot 62}{60} = 1468,44 \text{ N}$$

- Phương trình cân bằng lực theo trục x :

$$R_{Cx} - R_{Bx} - F_{r1} = 0 \Rightarrow R_{Cx} = 1468,44 + 1421,07 = 2889,51 \text{ N}$$

5. Theo biểu đồ moment, ta nhận thấy tiết diện nguy hiểm nhất tại vị trí C.

Tại C:

- Moment uốn:

$$M_C = \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CY}^2} = \sqrt{21374,74^2 + 88106,4^2} = 90662,1 \text{ Nmm}$$

- Moment xoắn: $T_1 = 62147 \text{ Nmm}$

$$\text{Vậy ta có: } M_{idC} = \sqrt{M_C^2 + 0,75T_1^2} = \sqrt{90662,1^2 + 0,75 \cdot 62147^2} = 105433,9 \text{ Nmm}$$

$$\text{Suy ra: } d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{idC}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{105433,9}{0,1 \cdot 67}} = 25,06 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn và để phù hợp với kết cấu ta chọn $d_B = d_C = 30 \text{ mm}$.

Đường kính trục tại A và D là: $d_A = d_D = 25 \text{ mm}$.

6. Kiểm nghiệm then

Kiểm nghiệm điều kiện bền dập và bền cắt đối với then bằng:

Với các tiết diện trục dùng mỗi ghép then cần tiến hành kiểm nghiệm mỗi ghép về độ bền dập và độ bền cắt theo công thức sau:

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

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

trong đó $[\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$ ứng suất dập cho phép tra trong **bảng 9.5** [1] và cho phép lớn hơn giá trị cho phép 5% và $[\tau_c] = 40 \div 60 \text{ MPa}$ là ứng suất cắt cho phép

Bảng kiểm nghiệm then:

Đường kính (mm)	Then (mm)		Chiều dài then l (mm)	Chiều dài làm việc của then l_t (mm)	Mômen T (Nmm)	σ_d (MPa)	τ_c (MPa)
	b x h	t_1					
Trục I	25	8x7	4	40	62147	51,79	19,42
	25	8x7	4	32	62147	69,05	25,89

7. Kiểm nghiệm theo hệ số an toàn

- Vật liệu trục: thép C45, tôi cải thiện.

$$\sigma_b = 850 \text{ MPa}$$

$$\text{với: } \sigma_{-1} = 0,4\sigma_b = 340 \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1} = 0,223\sigma_b = 189,66 \text{ MPa}$$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng tập trung tải trọng: K_σ, K_τ

Tra bảng 10.8 [1] ta có : $K_\sigma = 2,05$

$$K_\tau = 1,9$$

- Hệ số tăng bền bề mặt:

$\beta = 1,7$ tra theo bảng 10.4 tài liệu [3] ứng với trường hợp phun bi.

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình :

$$\psi_\sigma = 0,05 \text{ và } \psi_\tau = 0.$$

Bảng số liệu:

Thông số	Đường kính(mm)	Then		Mômen chống uốn W	Mômen cản xoắn W_0
		b x h	t_1		
Trục I	25(D)	8x7	4	1251,74	2785,72

trong đó: $W = 0,1d^3$; $W_0 = 0,2d^3$ khi trục đặc

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}; \quad W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \text{ khi trục có một then}$$

Bảng kiểm nghiệm hệ số an toàn s :

(trong đó, [s] hệ số an toàn cho phép nằm trong khoảng $1,5 \div 2,5$; khi [s] = $2,5 \div 3$ ta không cần kiểm nghiệm trục theo độ cứng.)

Đường kính d(mm)	ϵ_σ	ϵ_τ	σ_a	τ_a	s_σ	s_τ	s
Trục I 25(D)	0,91	0,89	6,71	11,15	38,24	13,55	12,77

trong đó:

$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$ là hệ số kích thước tra trong bảng 10.3 [3]

σ_a, τ_a là biên độ của ứng suất tính theo:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_0}$$

s_σ, s_τ là hệ số an toàn xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{\epsilon_\sigma \beta} + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{\epsilon_\tau \beta} + \psi_\tau \tau_m}$$

Khi đó hệ số an toàn kiểm nghiệm cho trục là :

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

Kết quả kiểm nghiệm hệ số an toàn cho thấy các đoạn trục đều thỏa mãn hệ số an toàn kiểm nghiệm trục theo độ bền mỏi. Ngoài ra trục còn đảm bảo về độ cứng.

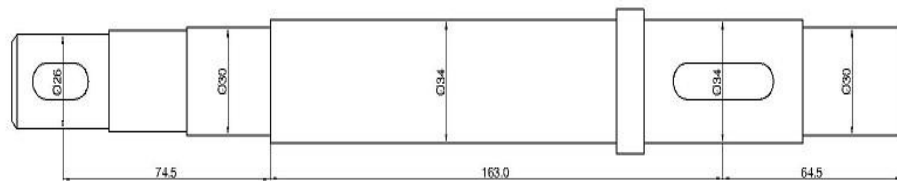
• **Trục II:**

1. Chọn vật liệu để chế tạo trục là C45. Chọn sơ bộ ứng suất xoắn cho phép là $[\tau] = 30\text{MPa}$; ứng suất uốn cho phép là $[\sigma] = 67\text{MPa}$.

2. Đường kính sơ bộ của trục

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{5T_2}{[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 149219}{30}} = 29,19\text{ mm}$$

Chọn $d_2 = 30\text{ mm}$ tại vị trí thân trục lắp ổ bi. Các đường kính còn lại chọn như hình vẽ.



3. Phân tích lực tác dụng lên chi tiết

- Nối trục: $F_{kn} = (0, 2 \dots 0, 3) \frac{2T}{D} \approx 895,3\text{ N}$

- Bánh răng: $F_{t2} = F_{t1} = 1421,07\text{ N}$

$$F_{a2} = F_{r1} = 480,24\text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{a1} = 192,08\text{ N}$$

Suy ra: $M_{a2} = F_{a2} \frac{d_{m2}}{2} = 480,24 \cdot \frac{218,663}{2} = 52505,36\text{ Nmm}$

4. Vẽ biểu đồ moment uốn

- Trong mặt phẳng thẳng đứng zy, phương trình cân bằng moment:

$$\sum M_{X/B} = F_{r2} \cdot 163 - R_{DY} \cdot 227,5 + M_{a2} = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{DY} = \frac{192,08 \cdot 163 + 52505,36}{227,5} = 368,4 \text{ N}$$

- Phương trình cân bằng lực theo trục y:

$$R_{BY} - R_{DY} + F_{r2} = 0 \Rightarrow R_{BY} = 368,4 - 192,08 = 176,32 \text{ N}$$

- Trong mặt phẳng nằm ngang zx , phương trình cân bằng moment:

$$\sum M_{Y/B} = F_{r2} \cdot 163 - R_{DX} \cdot 227,5 + F_{kn} \cdot 74,5 = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{DX} = \frac{1421,07 \cdot 163 + 895,3 \cdot 74,5}{227,5} = 1311,36 \text{ N}$$

- Phương trình cân bằng lực theo trục x:

$$R_{DX} - R_{BX} - F_{r2} + F_{kn} = 0 \Rightarrow R_{BX} = 1311,36 - 1421,07 + 895,3 = 785,59 \text{ N}$$

5. Theo biểu đồ moment, ta nhận thấy tiết diện nguy hiểm nhất tại vị trí C.

Tại C:

- Moment uốn:

$$M_C = \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CY}^2} = \sqrt{28740,16^2 + 84582,72^2} = 89332,15 \text{ Nmm}$$

- Moment xoắn: $T_2 = 149219 \text{ Nmm}$

$$\text{Vậy ta có: } M_{idC} = \sqrt{M_C^2 + 0,75T_2^2} = \sqrt{89332,15^2 + 0,75 \cdot 149219^2} = 157098,59 \text{ Nmm}$$

$$\text{Suy ra: } d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{idC}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{157098,59}{0,1 \cdot 67}} = 28,62 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn và để phù hợp với kết cấu ta chọn $d_C = 40 \text{ mm}$.

Tại B:

- Moment uốn:

$$M_B = M_{BY} = 66699,85 \text{ Nmm}$$

- Moment xoắn: $T_2 = 149219 \text{ Nmm}$

$$\text{Vậy ta có: } M_{idB} = \sqrt{M_B^2 + 0,75T_2^2} = \sqrt{66699,85^2 + 0,75 \cdot 149219^2} = 145425,59 \text{ Nmm}$$

$$\text{Suy ra: } d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdB}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{145425,59}{0,1.67}} = 27,89 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn và để phù hợp với kết cấu ta chọn $d_B = d_D = 35 \text{ mm}$

Đường kính trục tại A là: $d_A = 30 \text{ mm}$.

6. Kiểm nghiệm then

Kiểm nghiệm điều kiện bền dập và bền cắt đối với then bằng:

Với các tiết diện trục dùng mỗi ghép then cần tiến hành kiểm nghiệm mỗi ghép về độ bền dập và độ bền cắt theo công thức sau:

$$\sigma_d = \frac{2T}{dl_1(h-t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2T}{dl_1 b} \leq [\tau_c]$$

trong đó $[\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$ ứng suất dập cho phép tra trong **bảng 9.5** [1] và cho phép lớn hơn giá trị cho phép 5% và $[\tau_c] = 40 \div 60 \text{ MPa}$ là ứng suất cắt cho phép

Bảng kiểm nghiệm then:

Đường kính (mm)	Then (mm)		Chiều dài then l (mm)	Chiều dài làm việc của then l _t (mm)	Mômen T (Nmm)	σ_d (MPa)	τ_c (MPa)	
	b x h	t ₁						
Trục II	30	12x8	5	56	44	149219	75,36	18,84
	40	12x8	5	50	38	149219	65,45	16,36

7. Kiểm nghiệm theo hệ số an toàn

- Vật liệu trục: thép C45, tôi cải thiện.

$$\sigma_b = 850 \text{ MPa}$$

$$\text{với: } \sigma_{-1} = 0,4\sigma_b = 340 \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1} = 0,223\sigma_b = 189,66 \text{ MPa}$$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng tập trung tải trọng: K_σ, K_τ

$$\text{Tra bảng 10.8 [1] ta có : } K_\sigma = 2,05$$

$$K_\tau = 1,9$$

- Hệ số tăng bền bề mặt:

$$\beta = 1,7 \text{ tra theo bảng 10.4 tài liệu [3] ứng với trường hợp phun bi.}$$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình :

$$\psi_\sigma = 0,05 \text{ và } \psi_\tau = 0.$$

Bảng số liệu:

Thông số	Đường kính(mm)	Then		Mômen chống uốn W	Mômen cản xoắn W_0
		b x h	t_1		
Trục II	40(C)	12x8	5	5364,44	11647,62

trong đó: $W = 0,1d^3$; $W_0 = 0,2d^3$ khi trục đặc

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}; \quad W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \text{ khi trục có một then}$$

Bảng kiểm nghiệm hệ số an toàn s :

(trong đó, [s] hệ số an toàn cho phép nằm trong khoảng $1,5 \div 2,5$; khi [s] = $2,5 \div 3$ ta không cần kiểm nghiệm trục theo độ cứng.)

Đường kính d(mm)	ϵ_σ	ϵ_τ	σ_a	τ_a	s_σ	s_τ	s
Trục II 40(C)	0,88	0,81	29,29	6,41	8,47	21,44	7,88

trong đó:

$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$ là hệ số kích thước tra trong bảng 10.3 [3]

σ_a, τ_a là biên độ của ứng suất tính theo:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_0}$$

s_σ, s_τ là hệ số an toàn xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

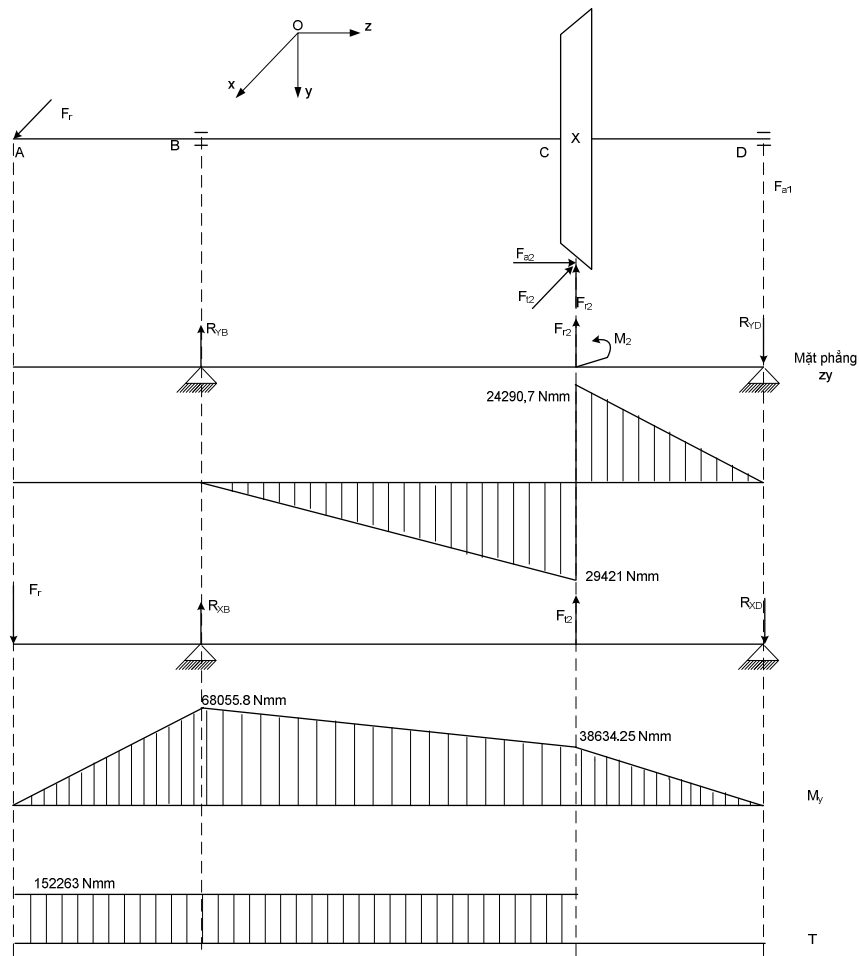
$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{\epsilon_\sigma \beta} + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{\epsilon_\tau \beta} + \psi_\tau \tau_m}$$

Khi đó hệ số an toàn kiểm nghiệm cho trục là :

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

Kết quả kiểm nghiệm hệ số an toàn cho thấy các đoạn trục đều thỏa mãn hệ số an toàn kiểm nghiệm trục theo độ bền mỏi. Ngoài ra trục còn đảm bảo về độ cứng.



Hình 2

2.5 TÍNH TOÁN CHỌN Ổ

• Trục I

Đường kính ngõng trục là $d = 30$ mm. Tiến hành chọn ổ đĩa côn.

Số vòng quay $n = 400$ vg/ph, tuổi thọ $L_h = 10000$ giờ, $\alpha = 14^\circ$.

1. Lực tác dụng lên ổ

- Lực hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1468,44^2 + 836,63^2} = 1690,05 \text{ N}$$

- Lực hướng tâm tác dụng lên ổ C:

$$F_{rC} = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2} = \sqrt{2889,51^2 + 288,41^2} = 2903,87 \text{ N}$$

- Tải trọng dọc trục do trục vít gây ra: $F_a = 192,08 \text{ N}$

2. Theo bảng 11.3 [1], hệ số tải trọng dọc trục

$$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \operatorname{tg} 14^\circ = 0,374$$

3. Thành phần lực dọc trục sinh ra do lực hướng tâm gây nên

$$S_1 = 0,83.e.F_{rB} = 0,83.0,374.1690,05 = 524,63 N$$

$$S_2 = 0,83.e.F_{rC} = 0,83.0,374.2903,87 = 901,42 N$$

Vì $S_1 < S_2$ và $F_a = 192,08 N < S_2 - S_1 = 376,79 N$ nên tải trọng dọc trục tính toán đối với ổ bên phải: $F_{a2} = S_2 = 901,42 N$

Đối với ổ bên trái: $F_{a1} = S_2 - F_a = 901,42 - 192,08 = 709,34 N$

Ta chọn ổ theo ổ bên phải vì có tải trọng tác dụng lớn hơn.

4. Chọn $K_\sigma = 1$ do tải trọng tĩnh, $K_\tau = 1$ và $V = 1$ do vòng trong quay

5. Vì tỉ số $\frac{F_{a2}}{F_{rC}} = \frac{901,42}{2903,87} = 0,31 < e = 0,374$

Do đó theo bảng 11.3 tra được $X = 1$ và $Y = 0$.

6. Tải trọng động quy ước tính theo công thức 11.22 [1]:

$$\begin{aligned} Q_r &= (X.V.F_r + Y.F_a).K_\sigma.K_\tau = (1.2903,87 + 0.901,42).1.1 \\ &= 2903,87 N \end{aligned}$$

7. Tuổi thọ tính bằng triệu vòng

$$L = \frac{60L_h n}{10^6} = 240 \text{ triệu vòng quay}$$

8. Khả năng tải động tính toán:

$$C_H = Q \sqrt[10]{L^3} = 2903,87 \cdot \sqrt[10]{240^3} = 15032,82 N$$

9. Tra bảng phụ lục 9.4, ta chọn ổ cỡ nhẹ ký hiệu 7206 với $C = 31000 N$ và số vòng quay tới hạn khi bôi trơn bằng mỡ $n_{th} = 8500 \text{ vg/ph}$.

10. Tuổi thọ của ổ

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^m = \left(\frac{31000}{2903,87} \right)^{10/3} = 2678,85 \text{ triệu vòng}$$

11. Tuổi thọ tính bằng giờ

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 2678,85}{60 \cdot 400} = 111618,75 \text{ giờ}$$

- **Trục II**

Đường kính ngõng trục là $d = 35 \text{ mm}$. Tiến hành chọn ổ đĩa côn.

Số vòng quay $n = 160 \text{ vg/ph}$, tuổi thọ $L_h = 10000 \text{ giờ}$, $\alpha = 14^\circ$.

1. Lực tác dụng lên ổ

- Lực hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{785,59^2 + 176,32^2} = 805,13 \text{ N}$$

- Lực hướng tâm tác dụng lên ổ D:

$$F_{rD} = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2} = \sqrt{1311,36^2 + 368,4^2} = 1362,12 \text{ N}$$

- Tải trọng dọc trục do trục vít gây ra: $F_a = 480,24 \text{ N}$

2. Theo bảng 11.3 [1], hệ số tải trọng dọc trục

$$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \operatorname{tg} 14^\circ = 0,374$$

3. Thành phần lực dọc trục sinh ra do lực hướng tâm gây nên

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot F_{rB} = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 805,13 = 249,93 \text{ N}$$

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot F_{rD} = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 1362,12 = 422,83 \text{ N}$$

Vì $S_1 < S_2$ và $F_a = 480,24 \text{ N} > S_2 - S_1 = 172,9 \text{ N}$ nên tải trọng dọc trục tính toán đối với ổ bên trái: $F_{a1} = S_1 = 249,93 \text{ N}$

Đối với ổ bên phải: $F_{a2} = S_1 + F_a = 249,93 + 480,24 = 730,17 \text{ N}$

Ta chọn ổ theo ổ bên phải vì có tải trọng tác dụng lớn hơn.

4. Chọn $K_\sigma = 1$ do tải trọng tĩnh, $K_\tau = 1$ và $V = 1$ do vòng trong quay

5. Vì tỉ số $\frac{F_{a2}}{F_{rD}} = \frac{730,17}{1362,12} = 0,536 > e = 0,374$

Do đó theo bảng 11.3 tra được $X = 0,4$ và $Y = 0,4 \cotg 14^\circ = 1,6$.

6. Tải trọng động quy ước tính theo công thức 11.22 [1]:

$$\begin{aligned} Q_r &= (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_\tau = (0,4 \cdot 1362,12 + 1,6 \cdot 730,17) \cdot 1,1 \\ &= 1713,12 \text{ N} \end{aligned}$$

7. Tuổi thọ tính bằng triệu vòng

$$L = \frac{60L_h n}{10^6} = 96 \text{ triệu vòng quay}$$

8. Khả năng tải động tính toán:

$$C_{tt} = Q\sqrt[10]{L^3} = 1713,12 \cdot \sqrt[10]{96^3} = 6737,04 N$$

9. Tra bảng phụ lục 9.4, ta chọn ổ cỡ nhẹ ký hiệu 7207 với $C = 38000N$ và số vòng quay tới hạn khi bôi trơn bằng mỡ $n_{th} = 7000$ vg/ph.

10. Tuổi thọ của ổ

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^m = \left(\frac{38000}{1713,12}\right)^{10/3} = 30665,69 \text{ triệu vòng}$$

11. Tuổi thọ tính bằng giờ

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 30665,69}{60 \cdot 160} = 3194342,71 \text{ giờ}$$

2.6 THIẾT KẾ VỎ HỘP:

Chọn thiết kế vỏ hộp giảm tốc bằng phương pháp đúc.

Vỏ hộp giảm tốc có nhiệm vụ đảm bảo vị trí tương đối giữa các chi tiết và các bộ phận của máy, tiếp nhận tải trọng do các chi tiết lắp trên vỏ truyền đế, đựng dầu bôi trơn và bảo vệ các chi tiết tránh bụi .

Vật liệu là gang xám GX15-32 .

Chọn bề mặt lắp ghép giữa nắp hộp và thân hộp đi qua các trục để lắp các chi tiết thuận tiện và dễ dàng hơn .

Bề mặt lắp nắp và thân được cạo sạch hoặc mài, để lắp sít, khi lắp có một lớp sơn lỏng hoặc sơn đặt biệt.

Mặt đáy hộp giảm tốc nghiêng về phía lỗ tháo dầu với độ dốc từ 1°

Kết cấu hộp giảm tốc đúc, với các kích thước cơ bản như sau:

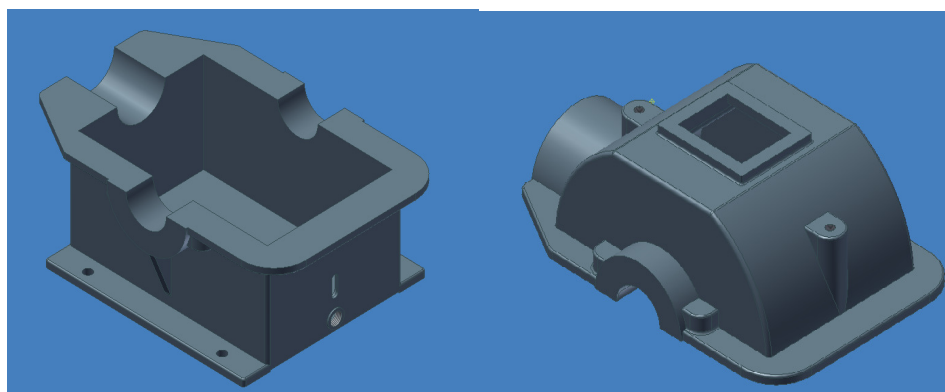
	Tên gọi	Biểu thức tính toán
Chiều dày:	Thân hộp δ	$\delta = 8\text{mm}$
	Nắp hộp δ_1	$\delta_1 = 8\text{mm}$

Gân tăng cứng	Chiều dày, e Chiều cao, h Độ dốc	e = 10mm h = 60mm 5°
Đường kính:	+ Bu-lông nền, d ₁ + Bu-lông cạnh ổ, d ₂ + Bu-lông ghép bích nắp và thân, d ₃ + Vít ghép nắp ổ, d ₄ + Vít ghép nắp cửa thăm, d ₅	d ₁ = 16 d ₂ = 12 d ₃ = 12 d ₄ = 8 d ₅ = 8
Mặt bích ghép nắp và thân	+ Chiều dày bích thân hộp, S ₃ + Chiều dày bích nắp hộp, S ₄ + Bề rộng bích nắp hộp và thân, K ₃	S ₃ = 10 S ₄ = 10 K ₃ = 40
Mặt đế hộp:	Chiều dày: khi không có phần lồi S ₁	S ₁ = 12 mm
Khe hở giữa các chi tiết:	+ Bánh răng với thành trong của hộp + Đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp	Δ = 16 mm Δ ₁ = 15 mm
Số lượng bu-lông nền		Z = 4

Mô hình 3D của thân dưới và thân trên hộp giảm tốc:

Thân hộp giảm tốc

Nắp hộp giảm tốc



2.7 HỆ THỐNG BÔI TRƠN:

1. Chọn dầu bôi trơn

Thông số đầu vào: $\sigma_H = 430.4\text{MPa}$

Độ rắn bề mặt $250\text{HB} \approx 260\text{HV}$

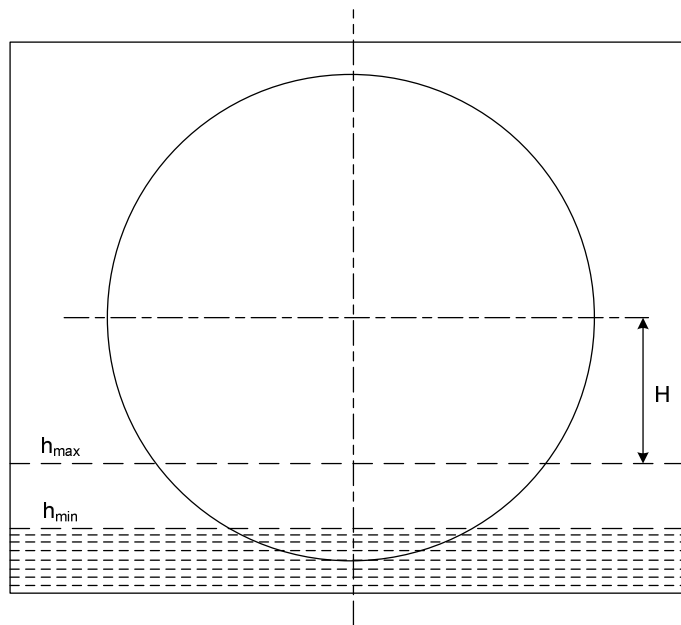
Dựa vào công thức 13.6 [1] ta có:

$$\chi_{br} = \frac{10^{-5} H_{HV} \sigma_H^2}{v} = \frac{10^{-5} \times 260 \times (430.4)^2}{5.3} = 90.87$$

Theo đồ thị hình 13.9 [1] ta chọn $v_{50} = 60 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Theo bảng 13.1 [1] ta chọn dầu bôi trơn ISO GV 68.

2. Kiểm tra điều kiện bôi trơn.



Mức dầu thấp nhất ngập $(0.75 \div 2)$ bề rộng răng b ($b = 39$) của bánh răng.

Khoảng cách giữa mức dầu thấp nhất và mức dầu cao nhất $\Delta h = h_{\max} - h_{\min} = 10$ mm.

Mức dầu cao nhất không được ngập quá $1/6$ đường bánh răng ($d_{br} = 255$ mm).

Tổng hợp 3 điều kiện trên thì để đảm bảo điều kiện bôi trơn phải thỏa mãn bất đẳng thức sau:

$$H = 0.5d_{br} - 0.75b - 15 = 88.25 > \frac{1}{3} \times 255 = 85$$

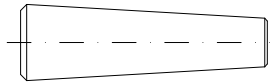
với $d_{br} = 255$, $b = 39$

Do đó, hộp giảm tốc thỏa mãn điều kiện bôi trơn.

2.7 CÁC CHI TIẾT PHỤ:

1. Chốt định vị

Chọn chốt định vị hình côn $d = 8\text{mm}$, chiều dài $l = 30$

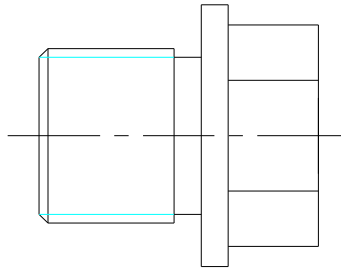


Tra bảng 18.4b [3] ta có bảng số liệu sau:

Đường kính	Mép vát	Chiều dài chốt định vị
8	1.2	30

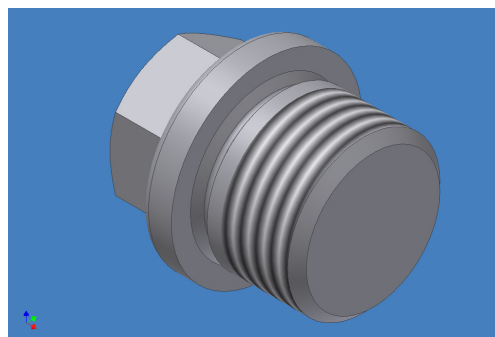
2. Chọn nút tháo dầu

Chọn nút tháo dầu M20x2. Các thông số tra trong bảng 18-7 [3].



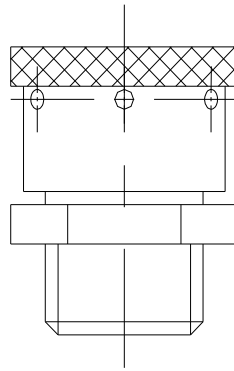
d	b	m	f	L	c	q	D	S	D _o
M20x2	15	9	3	28	2.5	17.8	30	22	25.4

Mô hình 3D của bu-lông tháo dầu



3. Chọn nút thông hơi

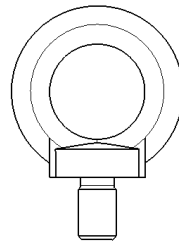
Chọn nút thông hơi M27x2 với các thông số: (chọn theo bảng 18.6 [3])



A	B	C	D	E	G	H	I	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
M27x2	15	30	15	45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32

4. Chọn bu-lông vòng

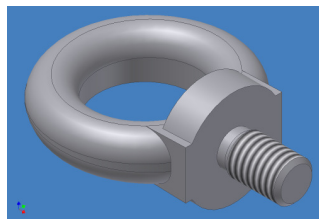
Chọn bu-lông vòng M8



Các thông số được thể hiện trong bảng 18.3a [3]

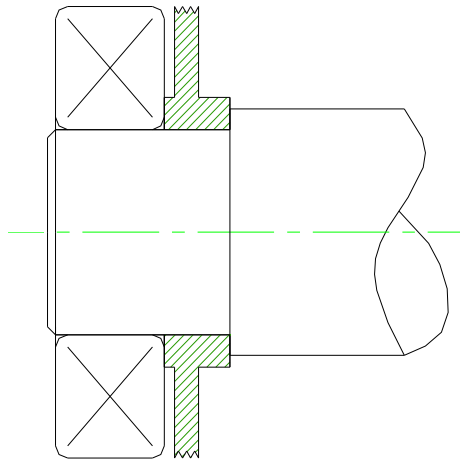
d	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	h	h ₁	h ₂	l	f	b	c	x	r	r ₁	r ₂
M8	36	20	8	20	13	18	6	5	18	2	10	1.2	2.5		4	4

Mô hình 3D của bu-lông vòng M8



5. Vòng chắn dầu

Vòng chắn dầu có nhiệm vụ không cho dầu bôi trơn bộ truyền bánh răng tiếp xúc với mỡ bôi trơn ổ đĩa côn.

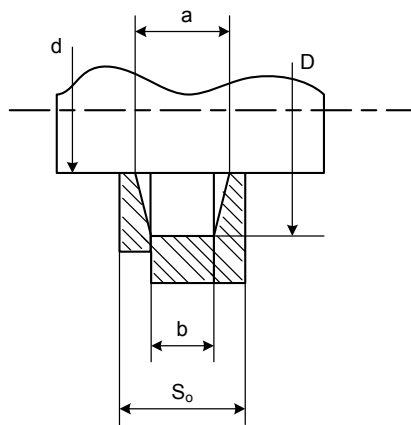


6. Vòng phốt

Vòng phốt có tác dụng lót kín ổ, bảo vệ ổ khỏi bụi bặm, chất bẩn, hạt cứng và các tạp chất khác xâm nhập vào ổ.

Nhược điểm của vòng phốt là nhanh mòn và ma sát lớn khi bề mặt trục có độ nhám cao.

Theo bảng 15.17 [3] ta chọn vòng phốt với các thông số hình học sau:



d	D	a	b	S _o
28	43	6	4.3	9

III. DUNG SAI LẮP GHÉP:

Dựa vào kết cấu và yêu cầu làm việc, chế độ tải của các chi tiết trong hộp giảm tốc mà ta chọn các kiểu lắp ghép sau:

1. Dung sai và lắp ghép bánh răng

Chịu tải vừa, thay đổi, va đập nhẹ ta chọn kiểu lắp trung H7/k6

Bảng dung sai lắp ghép bánh răng với trục:

Mỗi lắp	Sai lệch giới hạn trên (μm)		Sai lệch giới hạn dưới (μm)		N_{\max} (μm)	S_{\max} (μm)
	ES	es	EI	ei		
$\varnothing 26\text{H7/k6}$	+25	+18	0	+2	18	23
$\varnothing 34\text{H7/k6}$	+25	+18	0	+2	18	23

2. Dung sai và lắp ghép ổ đĩa

Khi lắp ghép ổ lăn ta lưu ý:

- Ổ đĩa được chọn có độ chính xác là 0 hoặc 6.
- Lắp vòng trong lên trục theo hệ thống lỗ, lắp vòng ngoài vào vỏ theo hệ thống trục.
- Để các vòng ổ không trơn trượt theo bề mặt trục hoặc lỗ hộp khi làm việc, cần chọn kiểu lắp trung gian có độ dôi cho các vòng quay.
- Đối với các vòng không quay ta sử dụng kiểu lắp có độ hở.

Chính vì vậy mà khi lắp ổ lăn lên trục ta chọn mỗi ghép k6, còn khi lắp ổ lăn vào vỏ thì ta chọn H7.

Bảng dung sai lắp ghép ổ đĩa côn:

Mỗi lắp	Sai lệch giới hạn trên (μm)		Sai lệch giới hạn dưới (μm)	
	ES	es	EI	ei
$\varnothing 30\text{k6}$	-	+18	-	+2
$\varnothing 62\text{H7}$	+30	-	-	0

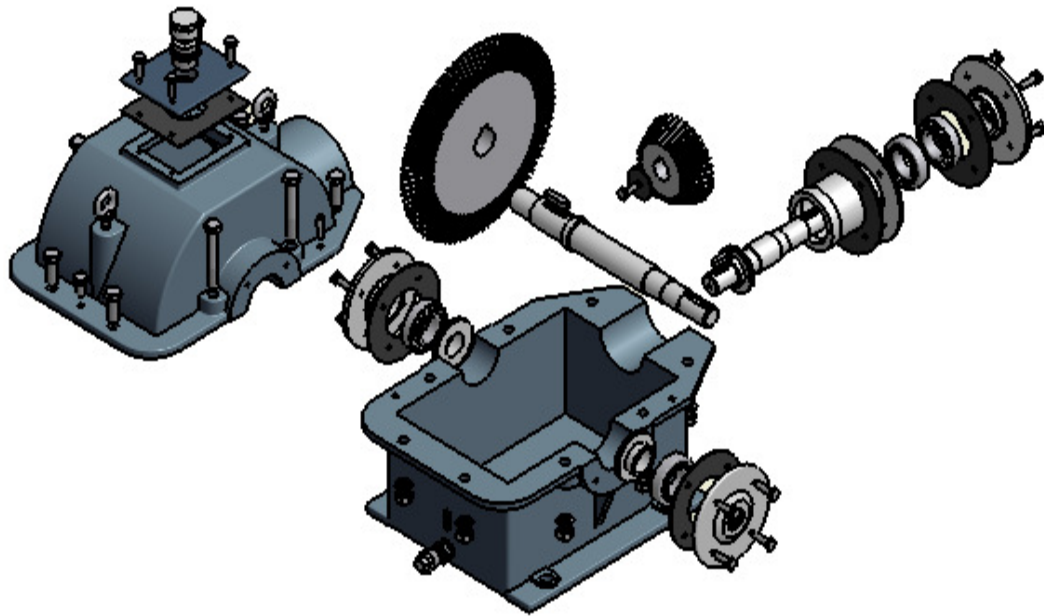
3. Dung sai lắp then trên trục:

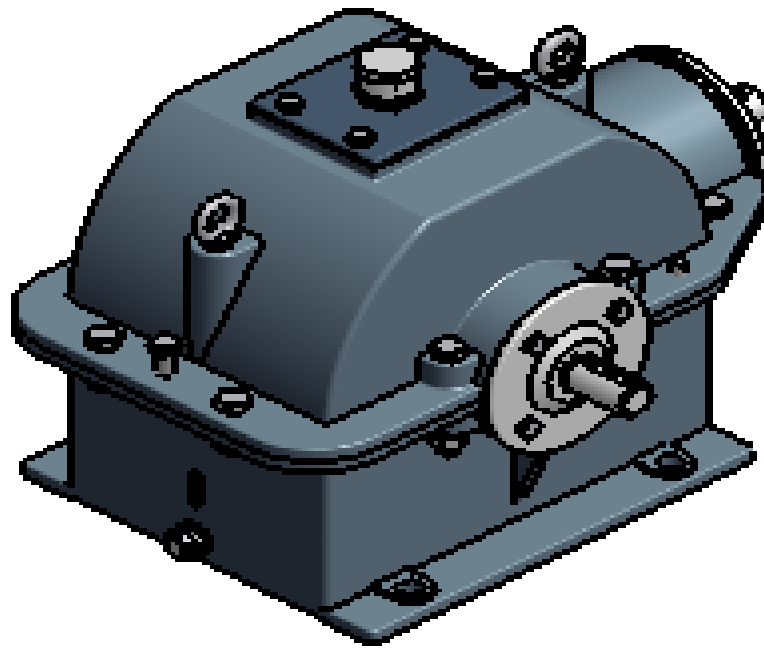
Theo chiều rộng chọn kiểu lắp trên trục là N9/h9 và kiểu lắp trên bạc là J_s9/h9

Bảng dung sai lắp then:

Kích thước tiết diện then Bxh	Sai lệch giới hạn chiều rộng rãnh then		Chiều sâu rãnh then	
	Trên trục	Trên bạc	Sai lệch giới hạn trên trục t_1	Sai lệch giới hạn trên bạc t_2
	N9	J _s 9		
8x7x26	0 -0.036	± 0.018	+0,2	+0,2
10x8x40	0 -0.036	± 0.018	+0,2	+0,2

Mô hình 3D hoàn chỉnh của hộp giảm tốc bánh răng côn





TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Hữu Lộc, Cơ sở thiết kế máy, NXB ĐHQG TPHCM, 2004.
- [2] Nguyễn Hữu Lộc, Bài tập chi tiết máy, NXB ĐHQG TPHCM, 2005.
- [3] Trịnh Chất – Lê Văn Uyển, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, tập 1 – 2, NXB Giáo Dục, 2003.
- [4] Nguyễn Hữu Lộc, Thiết kế cơ khí với AutoCAD Mechanical, NXB TPHCM, 2004.
- [5] Nguyễn Hữu Lộc (chủ biên), Thiết kế sản phẩm với Autodesk Inventor, NXB Tổng hợp TP.HCM, 2006.
- [6] Trần Hữu Quế, Vẽ kỹ thuật cơ khí, tập 1 -2, NXB Giáo Dục, 2003.
- [7] Ninh Đức Tồn, Nguyễn Trọng Hùng, Nguyễn Thị Cẩm Tú, Bài tập kỹ thuật đo, NXB Giáo dục, 2006.