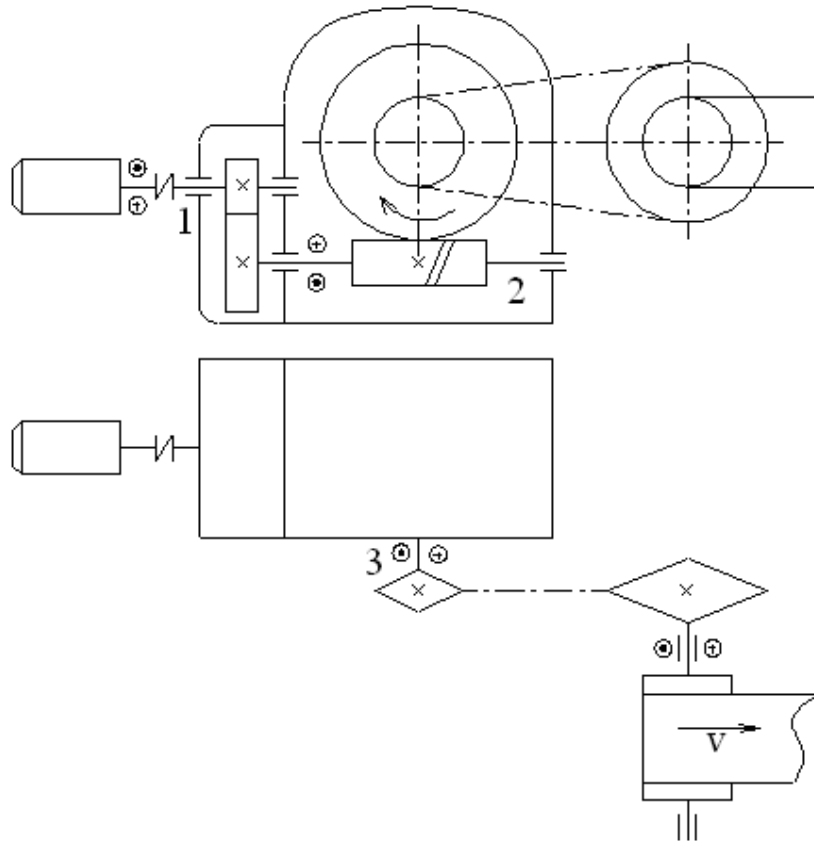


HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG VỚI HGT 2 CẤP BÁNH RĂNG – TRỤC VÍT

MỤC LỤC.

	Trang
Lời nói đầu	2
PHẦN I : CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN.....	3
1.1.Chọn động cơ.....	3
1.2 Phân phối tỉ số truyền.....	5
PHẦN II: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY.....	6
2.1 Thiết kế bộ truyền xích.....	6
2.2 Thiết kế bộ truyền bánh răng thẳng	12
2.3 Thiết kế bộ truyền trục vít.....	20
2.4 Tính toán trục.....	29
2.5 Tính toán chọn ổ lăn.....	48
2.6 Thiết kế vỏ hộp.....	54
2.7 Thiết kế các chi tiết phụ.....	55
2.7 Bảng dung sai lắp ghép.....	57
Tài liệu tham khảo.....	58.

PHẦN I : CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN



1.1 CHỌN ĐỘNG CƠ

Số vòng quay của tang trống:

$$n_{ct} = \frac{60000.v}{\pi.D} = \frac{60000.0,5}{\pi.400} = 23,87 \text{ vg / ph}$$

Công suất tương đương:

$$P_{td} = P_{ct}.K_A$$

với:

$$P_{ct} = \frac{F.v}{1000} = \frac{5000.0,5}{1000} = 2,5 \text{ kW}$$

$$K_A = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_{\max}}\right)^2 \cdot t_i}{\sum_{i=1}^2 t_i}}$$

$$\Rightarrow K_A = \sqrt{\frac{\left(\frac{T}{T}\right)^2 \cdot 56 + \left(\frac{0,8.T}{T}\right)^2 \cdot 24}{56 + 24}} = 0,94$$

Vậy:

$$P_{td} = 2,5 \cdot 0,94 = 2,35 \text{ kW}.$$

Công suất cần thiết của động cơ:

$$P_{yc} = \frac{P_{td}}{\eta_{ch}}$$

trong đó:

$$\eta_{ch} = \eta_{br} \cdot \eta_{iv} \cdot \eta_x \cdot \eta_{ol}^4$$

với: hiệu suất sơ bộ của bộ truyền bánh răng: $\eta_{br} = 0,96$

Hiệu suất sơ bộ của bộ truyền trục vít ($z_1 = 2$): $\eta_{iv} = 0,75$

Hiệu suất sơ bộ của bộ truyền xích: $\eta_x = 0,9$.

Hiệu suất mỗi cặp ổ: $\eta_{ol} = 0,99$

Suy ra: $\eta_{ch} = 0,96 \cdot 0,75 \cdot 0,90 \cdot 0,99^4 = 0,622$

Vậy: $P_{yc} = \frac{2,35}{0,622} = 3,78 \text{ kW}$

Do đó: chọn động cơ có công suất $P_{dc} = 4 \text{ kW}$.

Tỉ số truyền chung: $u_{ch} = \frac{n_{dc}}{n_{ct}}$

Ta có các loại động cơ 4A đảm bảo công suất yêu cầu:

Động cơ	n_{dc} (vg/ph)	μ_{ch}
4A100S2Y3	2880	120,70
4A100L4Y3	1420	59,49

4A112MB6Y3	950	39,80
4A132S8Y3	720	30,16

Các hộp giảm tốc bánh răng trục vít phải có: $u_{ch} = 50 \div 150$

Nên ta chọn động cơ 4A100S2Y3.

1.2. Phân phối tỉ số truyền:

Ta có:

$$\mu_{ch} = \mu_{br} \cdot \mu_{tv} \cdot \mu_x$$

Trong đó:

$$\mu_{ch} = 120,70 \text{ (mục 1.1)}$$

Tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng chọn sơ bộ: $\mu_{br} = 2,4$

Tỉ số truyền của bộ truyền trục vít chọn theo tiêu chuẩn: $\mu_{tv} = 25$

Còn lại, tỉ số truyền bộ truyền xích: $u_x = \frac{u_{ch}}{\mu_{br} \cdot \mu_{tv}} = \frac{120,7}{2,4 \cdot 25} = 2,01$.

Mômen xoắn trên các trục tính theo công thức:

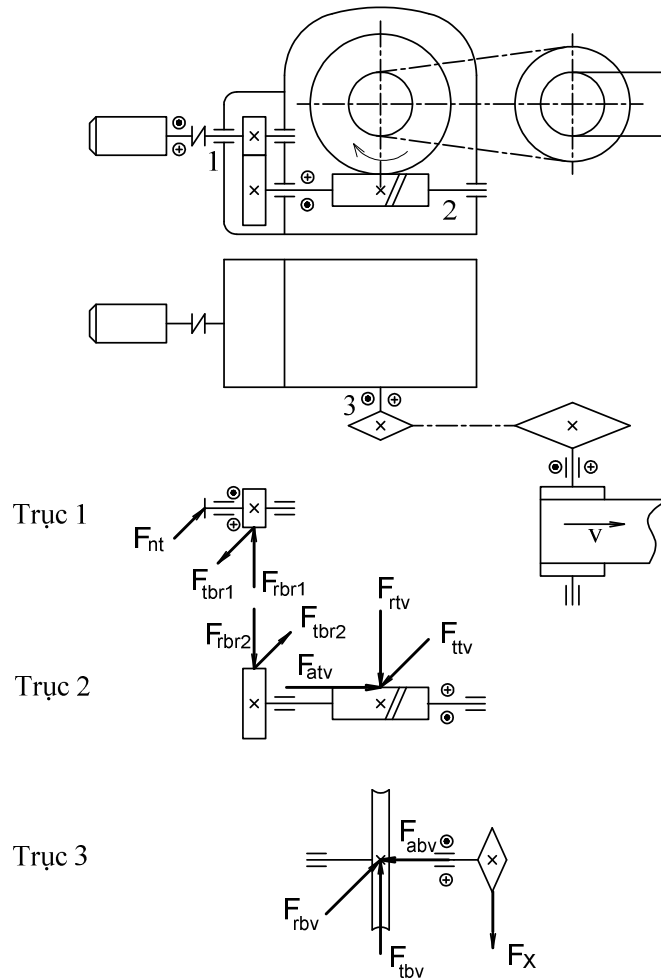
$$T = \frac{9,55 \cdot 10^6 P}{n}$$

Bảng đặc tính kỹ thuật:

Thông số \ Trục	Động cơ	Trục			
		1	2	3	4
Công suất (kW)	3,78	3,74	3,55	2,64	2,35
Tỉ số truyền	1	2,4	25	2,01	
Số vòng quay (vg/ph)	2880	2880	1200	48	23,87
Mômen xoắn (Nmm)	12533,5	12400,8	28250	525363,7	940127,6

PHẦN II: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY.

Sơ đồ phân tích lực hệ thống truyền động:



Hình 2.1

2.1 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

- Số liệu ban đầu:

Công suất P (kW)	2,64
Số vòng quay bánh dẫn n_1 (vg/ph)	48
Mômen xoắn T_1 (Nmm)	525363,7
Tỷ số truyền u	2,01

Tuổi thọ L_h (giờ)	38400
----------------------	-------

Điều kiện làm việc: quay một chiều, làm việc 2 ca, tải va đập nhẹ, để hở.

- Tính toán thiết kế:

1. Chọn loại xích con lăn một dãy.

2. Chọn số răng đĩa xích dẫn theo công thức:

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2.2,01 \approx 25 \text{ răng}$$

3. Tính số răng đĩa xích lớn theo công thức:

$$z_2 = z_1 u = 25.2,01 \approx 50 \text{ răng. Vậy thỏa điều kiện } Z_{\max} < (100, 130).$$

4. Khi đó tỷ số truyền chính xác bộ truyền xích:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{25} = 2 \text{ (sai lệch 0,5\%)}$$

5. Ta có hệ số điều kiện sử dụng xích:

$$K = K_0 K_a K_{dc} K_b K_r K_{lv} = 1.1.1.1.5.1.4.1,12 = 2,352$$

trong đó: $K_0 = 1$ - hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền (do xích nằm ngang)

$K_a = 1$ - hệ số kể đến khoảng cách trục và chiều dài xích

$K_{dc} = 1$ - hệ số kể đến ảnh hưởng của việc điều chỉnh lực căng xích

$K_b = 1,5$ - hệ số ảnh hưởng của bôi trơn, do bôi trơn định kỳ

$K_r = 1,4$ - hệ số tải trọng động, kể đến tính chất của tải trọng (do có va đập nhẹ)

$K_{lv} = 1,12$ - hệ số kể đến chế độ làm việc của bộ truyền, do làm việc 2 ca

$$\text{Hệ số } K_z = z_{01} / z_1 = 25 / 25 = 1$$

$$\text{Hệ số } K_n = n_{01} / n_1 = 50 / 48 = 1,042$$

Do là xích con lăn một dãy nên $x = 1$, suy ra $K_x = 1$

6. Từ đó ta có công suất tính toán:

$$P_t = \frac{K K_z K_n P_1}{K_x} = \frac{2,352.1.1,042.2,64}{1} = 6,47 \leq [P]$$

Theo bảng 5.4 [3] ứng với công suất cho phép $[P] = 10,5 \text{ kW} > P_t$ và số vòng quay thực nghiệm $n_{01} = 50 \text{ vg/ph}$ ta có được bước xích $p_c = 38,1 \text{ mm}$.

Kiểm tra số vòng quay tới hạn ứng với bước xích $p_c = 38,1 \text{ mm}$ tra từ bảng 5.2 [3] ta có $n_{\text{tới hạn}} = 500 \text{ vg/ph}$ nên điều kiện $n = 48 \text{ vg/ph} < n_{\text{th}}$ được thỏa.

7. Tiếp tục ta kiểm nghiệm bước xích theo công thức sau:

$$p_c \geq 600 \sqrt[3]{\frac{P_1 K}{Z_1 n_1 [p_0] K_x}}$$

với $[p_0] = 35 \text{ MPa}$ tra từ bảng 5.3 [3]

$$\text{Thế vào biểu thức trên ta có } p_c \geq 600 \sqrt[3]{\frac{P_1 K}{Z_1 n_1 [P_0] K_x}} = 600 \sqrt[3]{\frac{2,64.2,352}{25.48.35.1}} = 31,73$$

Bước xích đã chọn thỏa mãn điều kiện trên.

8. Tính toán các thông số của bộ truyền xích vừa chọn :

$$\text{- Vận tốc trung bình của xích: } v = \frac{n_1 p_c Z_1}{60000} = \frac{48.38,1.25}{60000} = 0,762 \text{ m/s}$$

$$\text{- Lực vòng có ích : } F_t = \frac{1000P}{v} = \frac{1000.2,64}{0,762} = 3464,6 \text{ N}$$

$$\text{- Chọn khoảng cách trục sơ bộ từ } a = 40 p_c = 40.38,1 = 1524 \text{ mm (từ } a = (30 \div 50) p_c \text{)}$$

- Số mắt xích :

$$\begin{aligned} X &= \frac{2a}{p_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p_c}{a} \\ &= \frac{2.1524}{38,1} + \frac{25 + 50}{2} + \left(\frac{50 - 25}{2\pi} \right)^2 \frac{38,1}{1524} \approx 117,9 \end{aligned}$$

Ta chọn $X = 118$ mắt xích .

$$\text{- Chiều dài xích: } L = X p_c = 38,1.118 = 4496 \text{ mm.}$$

9. Từ đó ta tính khoảng cách trục chính xác:

$$\begin{aligned} a &= 0,25 p_c \left[X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \\ &= 1526 \text{ mm} \end{aligned}$$

Và để bộ truyền xích làm việc bình thường ta giảm khoảng cách trục xuống một đoạn bằng $(0,002 \div 0,004)a$

Do đó ta có khoảng cách trục tính toán là $a = 1520 \text{ mm}$

$$\text{- Lực tác dụng lên trục: } F_r = K_m F_t = 1,15.3464,6 = 3984,3 \text{ N}$$

với $K_m = 1,15$ do xích nằm ngang.

- Đường kính đĩa xích :

Bánh dẫn:

$$d_1 = \frac{p_c Z_1}{\pi} = \frac{38,1 \cdot 25}{\pi} = 303,19 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = p_c (0,5 + \cotg(\pi / Z_1)) = 38,1 \cdot (0,5 + \cotg(\pi / 25)) = 320,64 \text{ mm}$$

Bánh bị dẫn:

$$d_2 = \frac{p_c Z_2}{\pi} = \frac{38,1 \cdot 50}{\pi} = 606,38 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = p_c (0,5 + \cotg(\pi / Z_2)) = 38,1 \cdot (0,5 + \cotg(\pi / 50)) = 624,63 \text{ mm}$$

10. Kiểm nghiệm số lần xích va đập trong 1 giây:

$$i = \frac{Z_1 n_1}{15X} = \frac{25 \cdot 48}{15 \cdot 118} = 0,678 \leq [i] = 14$$

với $[i] = 14$ tra bảng 5.6 [3]

11. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn:

$$s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_0}$$

với $Q = 127 \text{ kN}$ [2]

$$F_1 = F_t = 3464,6 \text{ N}$$

$$F_v = q_m v^2 = 5,5 \cdot 0,762^2 = 3,19 \text{ N}$$

với $q_m = 5,5 \text{ kg/m}$ tra bảng 5.2 [1]

$$F_0 = K_f a q_m g = 6 \cdot 1,52 \cdot 5,5 \cdot 9,81 = 492,1 \text{ N}$$

Hệ số độ võng $K_f = 6$ vì xích nằm ngang.

$$\text{Suy ra: } s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_0} = \frac{127000}{3464,6 + 3,19 + 492,1} = 32,07 \geq [s]$$

với $[s] = 7,5$ bảng 5.7 [3].

Như vậy đã thỏa điều kiện an toàn

Thông số bộ truyền xích:

Z_1 (răng)	25
d_1 (mm)	303,19
d_{a1} (mm)	320,64
Z_2 (răng)	30

d_2 (mm)	606,38
d_{a2} (mm)	624,63
a (mm)	1520
X (mắt xích)	118
F_r (N)	3984,3

2.2 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

- Số liệu ban đầu:

Công suất P (kW)	3,78
Số vòng quay bánh dẫn n (vg/ph)	2880
Mômen xoắn T (Nmm)	12400,8
Tỷ số truyền u	2,4
Tuổi thọ L_h (giờ)	38400

Chế độ làm việc: quay một chiều, làm việc hai ca, tải va đập nhẹ, 1 năm làm việc 300 ngày, 1 ca làm việc 8 giờ.

- Chọn vật liệu chế tạo bánh răng :

Chọn thép 45 được tôi cải thiện

Theo bảng 6.1 [1] ta chọn độ rắn trung bình:

$$\text{Bánh dẫn: } HB_1 = 260 \text{ HB}$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } HB_2 = 225 \text{ HB}$$

- Tính toán thiết kế:

1. Số chu kỳ làm việc cơ sở.

$$N_{HO1} = 30HB_1^{2,4} = 30.260^{2,4} = 1,88.10^7 \text{ chu kỳ.}$$

$$N_{HO2} = 30HB_2^{2,4} = 30.225^{2,4} = 1,33.10^7 \text{ chu kỳ.}$$

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

2. Số chu kỳ làm việc tương đương:

$$N_{HE1} = 60.c \cdot \sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot n_i \cdot t_i$$

$$= 60.1 \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^3 \cdot \frac{56}{56+24} + \left(\frac{0,8T}{T} \right)^3 \cdot \frac{24}{56+24} \right] \cdot 2880.38400$$

Suy ra: $N_{HE1} = 5,66.10^9$ chu kỳ.

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u_{br}} = \frac{5,66.10^9}{2,4} = 2,36.10^9 \text{ chu kỳ.}$$

$$N_{FE1} = 60.c \cdot \sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^6 \cdot n_i \cdot t_i$$

$$= 60.1 \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^6 \cdot \frac{56}{56+24} + \left(\frac{0,8T}{T} \right)^6 \cdot \frac{24}{56+24} \right] \cdot 2880.38400$$

Suy ra: $N_{FE1} = 5,17.10^9$ chu kỳ.

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u_{br}} = \frac{5,17.10^9}{2,4} = 2,15.10^9 \text{ chu kỳ.}$$

Vì: $N_{HE1} > N_{HO1}; N_{HE2} > N_{HO2}; N_{FE1} > N_{FO1}; N_{FE2} > N_{FO2}$

Nên ta có hệ số tuổi thọ: $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$

3. Theo 6.13 [3], ta chọn giới hạn mỗi tiếp xúc:

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

Bánh dẫn : $\sigma_{OH \lim 1} = 2HB_1 + 70 = 590 \text{ MPa}$

Bánh bị dẫn: $\sigma_{OH \lim 2} = 2HB_2 + 70 = 520 \text{ MPa}$

4. Ta chọn giới hạn môi uôn:

$$\sigma_{OF \lim} = 1,75HB$$

Bánh dẫn : $\sigma_{OF \lim 1} = 1,75HB_1 = 455 \text{ MPa}$

Bánh bị dẫn: $\sigma_{OF \lim 2} = 1,75HB_2 = 393,75 \text{ MPa}$

5. Ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{OH \lim}^{0,9}}{s_H} K_{HL} \quad \text{với } s_H = 1,1 \text{ tra bảng 6.13 [3]. Từ đây ta có:}$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{OH\lim1} 0,9}{s_H} K_{HL1} = \frac{590.0,9}{1,1} .1 = 482,73 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{OH\lim2} 0,9}{s_H} K_{HL2} = \frac{520.0,9}{1,1} .1 = 425,45 \text{ MPa}$$

Giá trị ứng suất tính toán:

Với bánh răng trụ răng thẳng ta chọn:

$$[\sigma_H] = \text{Min}\{[\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]\} = [\sigma_{H2}] = 425,45 \text{ MPa} .$$

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

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

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{OF\lim1}}{s_F} K_{FL1} = \frac{455,1}{1,75} = 260 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{OF\lim2}}{s_F} K_{FL2} = \frac{393,75.1}{1,75} = 225 \text{ MPa}$$

Vì hộp giảm tốc được bôi trơn tốt (hộp giảm tốc kín), do đó ta tính toán thiết kế theo độ bền tiếp xúc.

Theo bảng 6.15 [3] ta chọn $\psi_{ba} = 0,4$ do bánh răng nằm đối xứng các ổ trục

$$\text{Khi đó: } \psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u+1)}{2} = \frac{0,4.(2,4+1)}{2} = 0,68$$

Ứng với ψ_{bd} vừa chọn, tra bảng 6.4 [3] ta có :

$$K_{H\beta} = 1,02$$

$$K_{F\beta} = 1,04$$

7. Khi đó, khoảng cách trục bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng:

$$a_w = 50(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$

$$\approx 50(2,4+1) \sqrt[3]{\frac{12400.8.1,02}{0,4.(425,45)^2 .2,4}} = 70,98 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn chọn: $a_w = 80 \text{ mm}$.

Với khoảng cách trục vừa chọn ta chọn môđun răng theo:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_w \text{ (Ứng với HB}_1, \text{ HB}_2 < 350\text{HB)}$$

Suy ra: $m_n = 0,8 \div 1,6$ ta chọn $m_n = 1,5$

Tổng số răng:

$$z_1 + z_2 = \frac{2.a_w}{m} = \frac{2.80}{1,5} \approx 107 \text{ răng}$$

Suy ra: $z_1(1+u) = 107$

$$\text{Vậy: } z_1 = \frac{107}{u+1} = \frac{107}{2,4+1} = 31,47$$

Ta chọn $z_1 = 32$ răng > 17 (thỏa điều kiện không cắt chân răng)

$$z_2 = 107 - z_1 = 107 - 32 = 75 \text{ răng}$$

Tỉ số truyền chính xác:

$$u_{cx} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{75}{32} = 2,34 \text{ (sai lệch } 2,56\% \text{ so với giá trị sơ bộ)}$$

8. Các thông số hình học của bộ truyền:

- Đường kính vòng chia:

$$d_1 = z_1 m = 32.1,5 = 48 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 75.1,5 = 112,5 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đỉnh:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 51 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 115,5 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đáy:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 44,25 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 108,75 \text{ mm}$$

- Khoảng cách trục: $a_w = 80$ mm

- Chiều rộng vành răng:

$$\text{Bánh bị dẫn: } b_2 = \psi_{ba} a = 0,4.80 = 32 \text{ mm}$$

Bánh dẫn: dựa vào $b_2 = 32$ mm và để phù hợp kết cấu ta chọn

$$b_1 = 58 \text{ mm}$$

Vận tốc vòng bánh răng::

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi.48.2880}{60000} = 7,238 \text{ m/s}$$

Theo bảng 6.3 [3] chọn cấp chính xác là 7, với vận tốc giới hạn $v_{gh} = 10m/s$.

Xác định giá trị các lực :

$$- \text{ Lực vòng : } F_{r2} = F_{r1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2.12400,8}{48} = 516,7 N$$

$$- \text{ Lực hướng tâm: } F_{r2} = F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_{nw} = 516,7 \operatorname{tg}(20^\circ) = 188,06 N$$

9. Tính toán kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc:

Theo bảng 6.5 [3], ta chọn hệ số tải trọng động :

$$K_{HV} = 1,3$$

$$K_{FV} = 1,6$$

$$\text{Suy ra: } K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} = 1,02 \cdot 1,3 = 1,326$$

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u+1)}{b_w u}} < [\sigma_H]$$

Ta có : $Z_M = 275 MPa^{1/2}$ do vật liệu là thép

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} \approx 1,76$$

$$Z_\varepsilon \approx 0,96 \text{ (do lấy } \varepsilon_\alpha = 1,2 \text{)}$$

Ta có: $b_w = b_2 = 32 \text{ mm}$

$$d_w = d_1 = 48 \text{ mm}$$

Suy ra:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{275 \cdot 1,76 \cdot 0,96}{48} \sqrt{\frac{2 \cdot 12400,8 \cdot 1,326 \cdot (2,4+1)}{32 \cdot 2,4}} \\ &= 369,357 MPa < [\sigma_H] \end{aligned}$$

$$\text{với } [\sigma_H] = \sigma_{OH \lim} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_I K_{xH}}{s_H} = 520 \frac{1,0 \cdot 0,9 \cdot 1,036 \cdot 1 \cdot 1,022}{1,1} = 450,468 MPa$$

trong đó: $Z_R = 0,9$; $K_I = 1$.

$$Z_V = 0,85 v^{0,1} = 0,85 \cdot 7,238^{0,1} = 1,036$$

$$K_{xH} = \sqrt{1,05 - \frac{d}{10^4}} = \sqrt{1,05 - \frac{48}{10^4}} = 1,022$$

Do đó bánh răng thoả điều kiện ứng suất tiếp xúc.

10. Tiếp tục kiểm nghiệm theo độ bền uốn:

- Hệ số dạng răng:

$$\text{Bánh dẫn: } Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_1} = 3,47 + \frac{13,2}{32} = 3,88$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_2} = 3,47 + \frac{13,2}{75} = 3,65$$

- Đặc tính so sánh độ bền các bánh răng:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{260}{3,88} = 67,01$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{225}{3,65} = 61,64$$

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

- Ứng suất uốn tính toán:

$$\sigma_F = \frac{2Y_{F2}T_1K_{F\beta}K_{Fv}}{d_{w1}b_{w2}m_n} = \frac{2.3,65.12400.8.1.04.1,6}{48.32.1,5} \approx 65,38 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}]$$

$$\text{với } [\sigma_F] = \sigma_{OF\text{lim}} \frac{K_{FL}Y_R Y_x Y_\delta K_{FC}}{S_F} = 393,75 \frac{1.1.0,9.1.1}{1,75} = 202,5 \text{ MPa}$$

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

Do đó độ bền uốn được thỏa

Từ đó ta có bảng kết quả sau: (đơn vị mm)

Thông số bánh răng	Bánh chủ động	Bánh bị động
Khoảng cách trục (a_w)	80	
Đường kính vòng chia (d)	48	112,5
Đường kính vòng đỉnh (d_a)	51	115,5
Đường kính vòng đáy (d_f)	44,25	108,75
Chiều rộng vành răng (b_w)	38	32
Góc profin gốc (α)	20 ⁰	

2.3 Thiết kế bộ truyền trục vít:

- Số liệu ban đầu:

Công suất P (kW)	3,55
Mômen xoắn trục vít T_1 (Nmm)	28250
Mômen xoắn trục vít T_2 (Nmm)	525363,7

Số vòng quay trục vít n_1 (vg/ph)	1200
Số vòng quay trục vít n_2 (vg/ph)	48
Tỷ số truyền u	25

- **Tính toán thiết kế:**

1) Dự đoán vận tốc trượt v_s theo công thức (7.8):

$$v_s = \frac{(3,7 \div 4,6)n_1}{10^5} \sqrt[3]{T_2} = \frac{(3,7 \div 4,6).1200}{10^5} \sqrt[3]{525363,7}$$

$$= (3,5826 \div 4,4541) = 4 \text{ m/s}$$

Tương ứng với vận tốc trượt $v_s = 4 \text{ m/s}$ ta chọn cấp chính xác là 8 (bảng 7.4).

Vì $v_s \leq 5 \text{ m/s}$, ta chọn đồng thanh không thiết BrAlFe9-4 đúc trong khuôn cát với $\sigma_b = 400 \text{ MPa}$ và $\sigma_{ch} = 200 \text{ MPa}$ làm bánh vít.

Chọn vật liệu cho trục vít là thép 40Cr được tôi với độ rắn $> 450 \text{ HRC}$, sau đó được mài và đánh bóng ren vít (bảng 7.8).

2) Ứng suất tiếp xúc cho phép bánh vít :

$$[\sigma_H] = (276 \div 300) - 25v_s = 176 \div 200 \text{ MPa}$$

Chọn $[\sigma_H] = 176 \text{ MPa}$

- Ứng suất uốn cho phép :

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_{ch} + 0,08\sigma_b) \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = (0,25.200 + 0,08.400) \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{24.10^6}}$$

$$= 57,6 \text{ MPa}$$

với:

$$N_{FE} = 60 \cdot \sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 \cdot n_i \cdot t_i$$

$$= 60 \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^9 \cdot \frac{56}{56+24} + \left(\frac{0,8T}{T} \right)^9 \cdot \frac{24}{56+24} \right] \cdot 48.38400$$

Vậy: $N_{FE} = 8,19.10^7$ (chu kỳ)

3) Chọn số mối ren $z_1 = 2$ với tỷ số truyền $u = 25 \hat{I} (16,30)$

- Số răng bánh vít $z_2 = uz_1 = 25 \cdot 2 = 50$ răng

- Chọn hệ số đường kính q :

$$0,22 \leq \frac{q}{z_2} \leq 0,4$$
$$\Rightarrow 11 \leq q \leq 20$$

Suy ra chọn $q = 12,5$ theo tiêu chuẩn.

4) Chọn sơ bộ η theo công thức (7.11):

$$\eta = 0,9 \left(1 - \frac{u}{200}\right) = 0,9 \left(1 - \frac{25}{200}\right) = 0,788$$

5) Tính khoảng cách trục:

$$a_w = \left(1 + \frac{q}{z_2}\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{(q / z_2)}}$$
$$= \left(1 + \frac{12,5}{50}\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{176}\right)^2 \frac{525363,7 \cdot 1,43}{(12,5 / 50)}} = 176,3 \text{ mm}$$

trong đó, hệ số tải trọng tính $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} = 1,43$ với $K_{HV} = 1,4$ (bảng 7.6 [1])

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right) (1 - X).$$

trong đó, hệ số biên dạng trục vít: $\theta = 125$

$$X = \frac{T}{T} \cdot \frac{N_1}{N_\Sigma} + \frac{0,8 \cdot T}{T} \cdot \frac{N_2}{N_\Sigma}$$

$$N_1 = \frac{56}{80} \cdot L_h \cdot n_1$$

$$N_2 = \frac{24}{80} \cdot L_h \cdot n_1$$

$$N_\Sigma = L_h \cdot n_1$$

$$\text{Suy ra: } X = \frac{T}{T} \cdot \frac{56}{80} + \frac{0,8 \cdot T}{T} \cdot \frac{24}{80} = 0,94$$

$$\text{Vậy: } K_\beta = 1 + \frac{50}{125} \cdot (1 - 0,94) = 1,024$$

$$\text{- Tính môđun: } m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 176,3}{50 + 12,5} = 5,64$$

Chọn $m = 6,3$ theo tiêu chuẩn

- Khoảng cách trục $a_w = 0,5m(q + z_2) = 0,5 \cdot 6,3 \cdot (50 + 12,5) = 196,88 \text{ mm}$. Cần phải dịch chỉnh: chọn khoảng cách trục tiêu chuẩn: $a_w = 200 \text{ mm}$.

- Hệ số dịch chỉnh:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2)$$

$$\Rightarrow x = \frac{200}{6,3} - 0,5(12,5 + 50) = 0,5 \in (-0,7; 0,7)$$

Vậy khoảng cách trục chính xác: $a_w = 200(\text{mm}) = 0,2(\text{m})$.

6) Xác định kích thước bộ truyền:

Thông số hình học	Công thức
Trục vít	
Đường kính vòng chia	$d_1 = mq = 6,3 \cdot 12,5 = 78,75 \text{ mm}$
Đường kính vòng lăn	$d_{w1} = m(q + 2x) = 6,3 \cdot (12,5 + 2 \cdot 0,5) = 85,05 \text{ mm}$
Đường kính vòng đỉnh	$d_{a1} = d_1 + 2m = 78,75 + 2 \cdot 6,3 = 91,35 \text{ mm}$
Đường kính vòng đáy	$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 78,75 - 2,4 \cdot 6,3 = 63,63 \text{ mm}$
Góc xoắn ốc vít γ	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{12,5} = 9,09^\circ$
Chiều dài phần cắt ren trục vít	$b_{fv} \geq (11 + 0,06 \cdot z_{bv}) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 50) \cdot 6,3 = 88,2 \text{ mm}$
Bánh vít	
Đường kính vòng chia	$d_2 = mz_2 = 6,3 \cdot 50 = 315 \text{ mm}$
Đường kính vòng đỉnh	$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x) = 6,3 \cdot (50 + 2 + 2 \cdot 0,5) = 334 \text{ mm}$
Đường kính vòng đáy	$d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x) = 6,3 \cdot (50 - 2,4 + 2 \cdot 0,5) = 306,18 \text{ mm}$
Khoảng cách trục	$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x) = 200 \text{ mm}$
Đường kính lớn nhất bánh vít	$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 334 + \frac{6 \cdot 6,3}{2 + 2} = 343,45 \text{ mm}$
Chiều rộng bánh vít b_2	$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 91,35 = 68,51 \text{ mm}$

7) Vận tốc trượt xác định theo công thức (7.7)

$$v_s = \frac{mn_1}{19500} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{6,3 \cdot 1200}{19500} \sqrt{2^2 + 12,5^2} = 4,908 \text{ m/s}$$

- Hệ số tải trọng tính theo bảng (7.6): $K_v = 1,4$; $K_\beta = 1,04$.

- Hiệu suất η theo công thức (7.9):

$$\eta = 0,95 \cdot \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')} = 0,95 \cdot \frac{\text{tg } 9,09^\circ}{\text{tg}(9,09^\circ + 1,56^\circ)} = 0,81$$

$$\text{với } \rho' = \arctg f' = \arctg \left(\frac{0,048}{v_s^{0,36}} \right) = \arctg \left(\frac{0,048}{4,908^{0,36}} \right) = 1,56^\circ$$

8) Tính toán lại ứng suất cho phép :

$$\begin{aligned} [\sigma_H] &= (276 \div 300) - 25v_s = (276 \div 300) - 25 \cdot 4,908 \\ &= (153,25 \div 177,25) = 153,25 \text{ MPa} \end{aligned}$$

9) Công thức kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc của bánh vít (theo công thức 7.41):

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} \leq [\sigma_H]$$

$$\text{Suy ra: } \sigma_H = \frac{480}{315} \sqrt{\frac{525363,7 \cdot 1,43}{78,75}} = 148,83 \text{ MPa} \leq [\sigma_H] = 153,25 \text{ MPa}$$

10) Xác định số răng tương đương bánh vít :

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{50}{\cos^3(9,09^\circ)} = 51,93$$

- Chọn hệ số $Y_{F2} \approx 1,45$ theo bảng 7.10

- Kiểm nghiệm độ bền uốn của bánh vít theo công thức (7.43)

$$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot T_2 \cdot Y_F \cdot K_F}{d_2 b_2 m} = \frac{1,2 \cdot 525363,7 \cdot 1,45 \cdot 1,43}{315 \cdot 68 \cdot 6,3} = 9,69 \text{ MPa} < [\sigma_F] = 57,6 \text{ MPa}$$

11) Tính toán nhiệt theo công thức (7.47):

$$\begin{aligned} t_1 &= t_o + \frac{1000 P_1 (1 - \eta)}{K_T A (1 + \psi)} \\ &= 30 + \frac{1000 \cdot 3,55 \cdot (1 - 0,81)}{16 \cdot 20 \cdot 0,2^{1,7} (1 + 0,3)} = 55,01^\circ \leq [t_1] = 95^\circ \end{aligned}$$

Nhiệt độ nằm trong phạm vi cho phép .

12) Giá trị của các lực :

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 525363,7}{315} = 3335,64 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t2} \text{tg}(\gamma + \rho') = 3335,64 \text{tg}(9,09^\circ + 1,56^\circ) = 627,26 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \text{tg} \alpha = 3335,64 \text{tg} 20^\circ = 1214,1 \text{ N}$$

- Kiểm tra độ bền uốn của trục (theo bảng 7.11 chọn $[\sigma_F] = 80 \text{ MPa}$):

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{32 \sqrt{M_F^2 + 0,75 T_1^2}}{\pi d_{f1}^3} = \frac{32 \sqrt{168675,81^2 + 0,75 \cdot 28250^2}}{\pi \cdot 63,63^3} \\ &= 6,74 \text{ MPa} < [\sigma_F] = 80 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{với } M_F &= \sqrt{\left(\frac{F_{t1} l}{4} \right)^2 + \left(\frac{F_{r1} l}{4} + \frac{F_{a1} d_1}{4} \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{627,26 \cdot 315}{4} \right)^2 + \left(\frac{1214,1 \cdot 315}{4} + \frac{3335,64 \cdot 78,75}{4} \right)^2} \\ &= 168675,81 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

13) Kiểm tra độ cứng trục vít theo công thức (7.50):

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{48EI_e} = \frac{315^3 \sqrt{1214,1^2 + 627,26^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1023762,8}$$

$$= 0,00414 \text{ mm} < [f] = (0,1 \div 0,05) \text{ mm}$$

với $I_e = \frac{\left(0,375 + \frac{0,625d_{a1}}{d_{f1}}\right) \pi d_{f1}^4}{64} = \frac{\left(0,375 + \frac{0,625 \cdot 91,35}{63,63}\right) \pi \cdot 63,63^4}{64}$

$$= 1023762,8 \text{ mm}^4$$

2.3. Tính toán trục:

A. Trục 1:

Với $T_1 = 12400,8 \text{ Nmm}$

$[\tau] = 20 \text{ MPa}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{12400,8}{0,2 \cdot 20}} = 14,58 \text{ mm}$$

Chọn sơ bộ đường kính các đoạn trục:

Tại vị trí nối trục $d_A = 15 \text{ mm}$

Tại vị trí ổ lăn $d_B = d_D = 20 \text{ mm}$

Tại vị trí bánh răng $d_C = 25 \text{ mm}$

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

Theo [3] ta chọn

Khoảng cách giữa 2 ổ lăn $BD = 100 \text{ mm}$

Khoảng cách $AB = 70 \text{ mm}$

Ta có lực tác dụng:

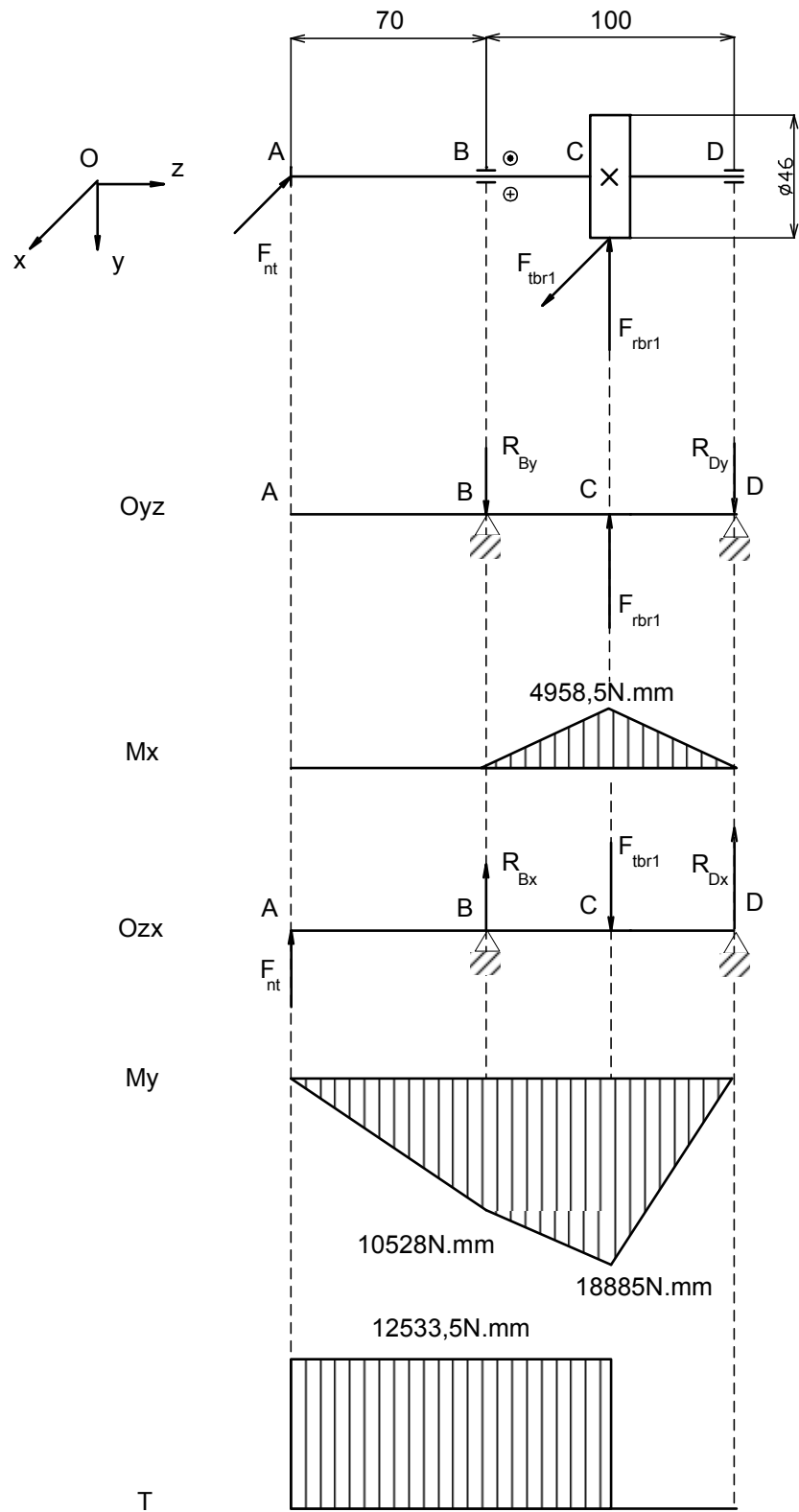
$$F_{t1} = 516,7 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 188,06 \text{ N}$$

Ta có tại A là nối trục đàn hồi chọn theo sơ bộ. Suy ra $D_{\text{nối trục}} = 50 \text{ mm}$

$$F_{kn} = (0,2..0,3) \frac{2T}{D} = (0,2..0,3) \frac{2 \cdot 12400,8}{50} \approx 148,81 \text{ N}$$

Biểu đồ mômen:



1. Tính phản lực tại các gối tựa:

- Trong mặt phẳng yz, ta có:

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow R_{Dy} \cdot BD - F_{R1} \cdot BC = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{Dy} = \frac{F_{R1} \cdot BC}{BD} = \frac{188,06}{2} = 94,03N$$

$$M_{xC} = R_{Dy} \cdot \frac{100}{2} = 4701,5 Nmm$$

Ta có: $R_{By} + R_{Dy} = F_{r1}$

$$\text{Vậy } R_{By} = F_{r1} - R_{Dy} = 94,03N$$

- Trong mặt phẳng xz, ta có:

$$\sum M_D = 0 \Rightarrow F_{kn} \cdot AD + R_{Bx} \cdot BD - F_{t1} \cdot CD = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{Bx} = \frac{F_{t1} \cdot CD - F_{kn} \cdot AD}{BD} = \frac{516,7 \cdot 50 - 148,81 \cdot 170}{100} = 5,373N$$

$$R_{Dx} = F_{T1} - R_{Bx} - F_{kn} = 516,7 - 5,373 - 148,81 = 362,52N$$

$$M_{yB} = F_{kn} \cdot 70 = 148,81 \cdot 70 = 10416,7 Nmm$$

$$M_{yC} = R_{Dx} \cdot 50 = 362,52 \cdot 50 = 18126 Nmm$$

2. Tính đường kính tại các đoạn trục:

Vậy tiết diện nguy hiểm là tại C:

$$M_{yC} = 18126 Nmm$$

$$M_{xC} = 4701,5 Nmm$$

$$T = 12400,8 Nmm$$

$$\text{Vậy: } M = \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2} = \sqrt{18126^2 + 4701,5^2} = 18725,81 Nmm$$

$$\text{Tại C: } M_{td} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2} = \sqrt{18725,81^2 + 0,75 \cdot 12400,8^2} = 21586,82 Nmm$$

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{21586,82}{0,1 \cdot 67}} = 14,77 mm$$

Theo tiêu chuẩn và để phù hợp với kết cấu bánh răng ta chọn $d_C = 25 mm$.

Tại các tiết diện khác ta có:

$$\text{Tại B: } M_{td} = \sqrt{M_y^2 + 0,75T^2} = \sqrt{10416,7^2 + 0,75 \cdot 12400,8^2} = 14961,37 Nmm$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} \approx 13,07 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn và để đạt sự hài hòa về kết cấu ta chọn $d_B = d_D = 20 \text{ mm}$

3. 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	15	8x7	4	28	20	12400,8	27,56	10,33
	25	8x7	4	28	20	12400,8	16,53	6,2

4. Kiểm nghiệm theo hệ số an toàn

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

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

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 [3] ta có : $K_\sigma = 2,2$ (do có rãnh then)

$$K_\tau = 2$$

- 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(C)	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 ÷ 2,5; khi [s] = 2,5 ÷ 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(C)	0,91	0,89	14,96	2,23	15,98	64,34	15,51

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.

2.3.1. Tính toán trục 2:

B. Trục 2 :

Với $T_2 = 28250 \text{ Nmm}$

$[\tau] = 10 \text{ MPa}$ (vì đây là trục trung gian)

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{28250}{0,2 \cdot 10}} = 24,17 \text{ mm}$$

Vậy chọn sơ bộ đường kính tại các đoạn trục:

Tại vị trí trục vít $d_C = 35 \text{ mm}$

Tại vị trí ổ lăn $d_B = d_D = 30 \text{ mm}$

Tại vị trí bánh răng $d_A = 25 \text{ mm}$

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

Khoảng cách $AB = 50 \text{ mm}$.

Khoảng cách giữa hai ổ lăn: $BD = 400 \text{ mm}$

Ta có các lực:

Lực trên bánh răng:

$$F_{t2br} = 516,7 \text{ N}$$

$$F_{r2br} = 188,06 \text{ N}$$

Lực trên trục vít:

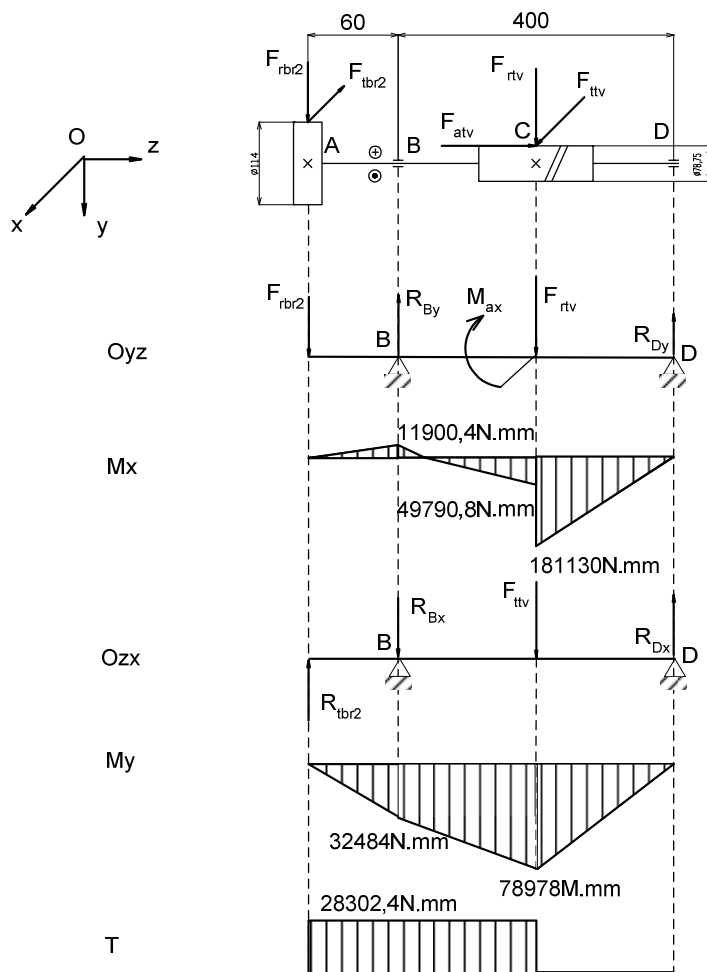
$$F_{t1tv} = 627,26 \text{ N}$$

$$F_{a1tv} = 3335,64 \text{ N}$$

$$F_{r1tv} = 1214,1 \text{ N}$$

$$\text{Suy ra: } M_a = F_{a1tv} \frac{d_v}{2} = 3335,64 \cdot \frac{78,75}{2} = 131340,83 \text{ Nmm}$$

Biểu đồ mômen:



1. Tính phản lực tại các gối tựa:

- Trong mặt phẳng yz, ta có:

$$\sum M_D = 0 \Rightarrow M_a + R_{By} \cdot BD - F_{rtv} \cdot CD - F_{r2br} \cdot AD = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{By} = \frac{F_{rtv} \cdot CD + F_{r2br} \cdot AD - M_a}{BD} = \frac{1214,1 \cdot 200 + 188,06 \cdot 450 - 131340,83}{400} \text{ Ta}$$

$$= 490,27 \text{ N}$$

có :

$$R_{Dy} = F_{r2br} + F_{rtv} - R_{By} = 188,06 + 1214,1 - 490,27$$

$$= 911,89 \text{ N}$$

$$M_{xB} = F_{r2br} \cdot 50 = 188,06 \cdot 50 = 9403 \text{ Nmm}$$

$$M_{xC} = R_{Dy} \cdot 200 = 911,89 \cdot 200 = 182378 \text{ Nmm}$$

- Trong mặt phẳng xz, ta có:

$$\sum M_D = 0 \Rightarrow F_{t2br} \cdot AD - R_{Bx} \cdot BD - F_{t1lv} \cdot CD = 0$$

$$\text{Vậy: } R_{Bx} = \frac{F_{t2br} \cdot AD - F_{t1lv} \cdot CD}{BD} = \frac{516,7 \cdot 450 - 627,26 \cdot 200}{400} = 267,66 \text{ N}$$

$$\text{Vậy: } R_{Dx} = F_{t1lv} + R_{Bx} - F_{t2br} = 627,6 + 267,66 - 516,7 = 378,56 \text{ N}$$

$$M_{yB} = F_{t2br} \cdot 50 = 516,7 \cdot 50 = 25835 \text{ Nmm}$$

$$M_{yC} = R_{Dx} \cdot 200 = 378,56 \cdot 200 = 75712 \text{ Nmm}$$

2. Tính đường kính tại các đoạn trục:

Vậy tiết diện nguy hiểm là tại C:

$$M_{xC} = 182378 \text{ Nmm}$$

$$M_{yC} = 75712 \text{ Nmm}$$

$$T_2 = 28250 \text{ Nmm}$$

$$\text{Suy ra: } M = \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2} = \sqrt{182378^2 + 75712^2} = 197469,1 \text{ Nmm}$$

$$\text{Tại C: } M_{td} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2} = \sqrt{197469,1^2 + 0,75 \cdot 28250^2} = 198978,9 \text{ Nmm}$$

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{198978,9}{0,1 \cdot 67}} \approx 30,97 \text{ mm}$$

Chọn theo tiêu chuẩn và để cho cân đối với kết cấu của bánh răng ta chọn $d_C = 35$ mm.

Tại các tiết diện khác ta có:

Tại B: ta chọn theo tiêu chuẩn và để cân đối với kết cấu của trục ta chọn $d_B = d_D = 30$ mm.

Tại A: chọn $d_A = 25$ mm.

3. Kiểm nghiệm then

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

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

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

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

trong đó $[\sigma_d] = 100$ MPa ứng suất dập cho phép tra trong bảng 9.5 [1] và cho phép lớn hơn giá trị cho phép 5% và $[\tau_c] = 40 \div 60$ 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	25	8x7	4	32	24	28250	31,39	11,77

trong đó chiều dài then l (mm) chọn theo tiêu chuẩn ở bảng 9.1a [1].

4. Kiểm nghiệm trục theo hệ số an toàn

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

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

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 [3] ta có : $K_\sigma = 2,45$ (do có ren trên trục)

$$K_\tau = 1,8$$

- 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 II	25(C)	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 II	25(C)	0,91	0,89	14,96	2,23	14,35	71,49	14,07

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.

C. Trục 3 :

Với $T_3 = 525363,7 \text{ Nmm}$

$$[\tau] = 20 \text{ MPa}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{525363,7}{0,2 \cdot 20}} = 50,83 \text{ mm}$$

Vậy chọn sơ bộ đường kính tại các đoạn trục:

Tại vị trí xích $d_D = 52 \text{ mm}$

Tại vị trí ổ lăn $d_A = d_C = 55 \text{ mm}$

Tại vị trí bánh vít $d_B = 60 \text{ mm}$

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

Khoảng cách $CD = 100 \text{ mm}$.

Khoảng cách giữa hai ổ lăn: $AC = 200 \text{ mm}$

Ta có các lực:

Lực trên trục vít:

$$F_{t2bv} = 3335,64 N$$

$$F_{a2bv} = 627,26 N$$

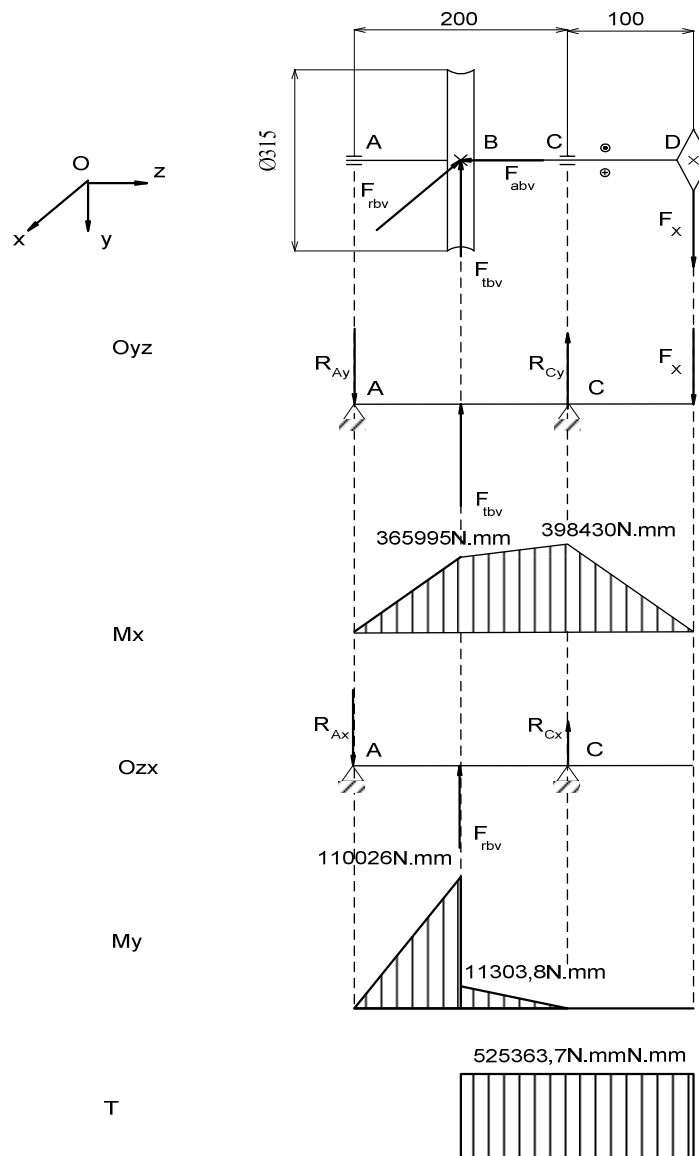
$$F_{r2bv} = 1214,1 N$$

Lực trên bánh xích:

$$F_x = 3984,3 N$$

$$\text{Suy ra: } M_a = F_{a2bv} \frac{d_{bv}}{2} = 627,26 \cdot \frac{315}{2} = 98793,45 Nmm$$

Biểu đồ mômen:



5. Tính phản lực tại các gối tựa:

- Trong mặt phẳng yz, ta có:

$$\sum M_C = 0 \Rightarrow R_{Ay} \cdot AC - F_{t2bv} \cdot BC - F_x \cdot CD = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{Ay} = \frac{F_{t2bv} \cdot BC + F_x \cdot CD}{AC} = \frac{3335,64 \cdot 100 + 3984,3 \cdot 100}{200} \\ = 3659,97 N$$

Ta có :

$$R_{Cy} = R_{Ay} + F_x - F_{t2bv} = 3659,97 + 3984,3 - 3335,64 \\ = 4308,63 N$$

$$M_{xB} = R_{Ay} \cdot 100 = 3659,97 \cdot 100 = 365997 \text{ Nmm}$$

$$M_{xC} = F_x \cdot 100 = 3984,3 \cdot 100 = 398430 \text{ Nmm}$$

- Trong mặt phẳng xz, ta có:

$$\sum M_D = 0 \Rightarrow R_{Ax} \cdot AC - M_a - F_{r2bv} \cdot BC = 0$$

$$\text{Vậy: } R_{Ax} = \frac{M_a + F_{r2bv} \cdot BC}{AC} = \frac{98793,45 + 1214,1 \cdot 100}{200} = 1101,02 N$$

$$\text{Vậy: } R_{Cx} = F_{r2bv} - R_{Ax} = 1214,1 - 1101,02 = 113,08 N$$

$$M_{yB(tr)} = R_{Ax} \cdot 100 = 1101,02 \cdot 100 = 110102 \text{ Nmm}$$

6. Tính đường kính tại các đoạn trục:

Tại C:

$$M_{xC} = 398430 \text{ Nmm}$$

$$T_3 = 525363,7 \text{ Nmm}$$

$$\text{Suy ra: } M_{td} = \sqrt{M_{xC}^2 + 0,75T^2} = \sqrt{398430^2 + 0,75 \cdot 525363,7^2} = 604774,11 \text{ Nmm}$$

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{604774,11}{0,1 \cdot 67}} \approx 44,86 \text{ mm}$$

Tại B:

$$M_{xB} = 365997 \text{ Nmm}$$

$$M_{yB} = 110102 \text{ Nmm}$$

$$\text{Suy ra: } M_B = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2} = \sqrt{365997^2 + 110102^2} = 382199,23 \text{ Nmm}$$

$$\text{Vậy: } M_{td} = \sqrt{M_B^2 + 0,75T^2} = \sqrt{382199,23^2 + 0,75 \cdot 525363,7^2} = 594206,63 \text{ Nmm}$$

Ta có: $M_B < M_C$

Suy ra tiết diện nguy hiểm nhất tại C.

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{594206,63}{0,1.67}} \approx 44,6 \text{ mm}$$

Chọn theo tiêu chuẩn và để cho cân đối với kết cấu của bánh vít ta chọn $d_A = d_C = 55$ mm.

Tại các tiết diện khác ta có:

Tại B: ta chọn theo tiêu chuẩn và để cân đối với kết cấu của trục ta chọn $d_B = 60$ mm.

Tại D: chọn $d_D = 52$ mm.

7. Kiểm nghiệm then

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

Với các tiết diện trục dùng mối ghép then cần tiến hành kiểm nghiệm mối 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 $[\sigma_d] = 100$ MPa ứng suất dập cho phép tra trong bảng 9.5 [1] và cho phép lớn hơn giá trị cho phép 5% và $[\tau_c] = 40 \div 60$ 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 III 60	18 x 11	7	80	62	525363,7	70,61	15,69

trong đó chiều dài then l (mm) chọn theo tiêu chuẩn ở bảng 9.1a [1].

8. Kiểm nghiệm trục theo hệ số an toàn

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

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

với $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_b = 340$ MPa; $\tau_{-1} = 0,223\sigma_b = 189,66$ MPa

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

Tra bảng 10.8 [3] ta có : $K_\sigma = 3,34$ (vì lắp có độ dôi) (sách thầy **Trịnh Chất**)

$$K_{\tau} = 2,22$$

- 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 _{xh}	t ₁		
Trục II	55(C)	-	-	16637,5	33275

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 25(C)	0,81	0,76	23,95	7,89	5,85	13,99	5,4

trong đó:

ϵ_{σ} , ϵ_{τ} 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:

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

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

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.

2.4 Tính toán chọn ổ lăn:

2.4.1 Tính toán ổ lăn trục 1:

Trục 1 không có lực dọc trục nên ta chọn ổ bi đỡ một dãy và lắp tỳ động.

Đường kính vòng trong ổ: $d_{ol} = 20 \text{ mm}$.

Tải tác dụng lên ổ B:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{5,373^2 + 94,03^2} = 94,18 \text{ N}$$

Tải tác dụng lên ổ D:

$$F_{rD} = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{362,52^2 + 94,03^2} = 374,52 \text{ N}.$$

$F_{rD} > F_{rB}$ nên ta tính toán chọn ổ theo ổ bên phải (ổ tại D).

Tải trọng quy ước:

Ứng với $T_1 = T$:

$$Q_{D1} = (X \cdot V \cdot F_{rD} + Y \cdot F_{aD}) \cdot k_{\sigma} \cdot k_t$$

trong đó:

$$F_{aD} = 0$$

$$X = 1, Y = 0$$

$$k_{\sigma} = 1,3; k_t = 1,11$$

$$V = 1$$

Suy ra: $Q_{D1} = 1 \cdot 1 \cdot 374,52 \cdot 1,3 \cdot 1,11 = 540,43 \text{ N}$.

Do tải trọng thay đổi theo bậc nên ta có tải trọng tương đương:

$$Q_D = Q_{D1} \cdot \left[\left(\frac{Q_{D1}}{Q_{D1}} \right)^{10/3} \cdot \frac{L_1}{L_h} + \left(\frac{Q_{D2}}{Q_{D1}} \right)^{10/3} \cdot \frac{L_2}{L_h} \right]^{0,3}$$

$$= Q_{D1} \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{56}{56+24} + \left(\frac{0,8.T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{24}{56+24} \right]^{0,3}$$

Suy ra: $Q_D = 540,43 \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{56}{56+24} + \left(\frac{0,8.T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{24}{56+24} \right]^{0,3} = 513,36 N$

Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_{t1}}{10^6} = \frac{60 \cdot 38400 \cdot 2880}{10^6} = 6635,52 \text{ triệu vòng.}$$

Khả năng tải động tính toán:

$$C_u = Q_D \cdot \sqrt[3]{L} = 513,36 \cdot \sqrt[3]{6635,52^3} = 7194,23 N = 7,194 kN .$$

Chọn ổ bi đỡ 1 dãy cỡ đặc biệt nhẹ, vừa 104 (D = 42 mm, B = 12 mm) có:

Khả năng tải động: $C = 7,36 kN > C_u = 7,194 kN$

Khả năng tải tĩnh: $C_0 = 4,54 kN .$

Tính lại tuổi thọ ổ:

$$L_D = \left(\frac{C}{Q_D} \right)^m = \left(\frac{7,36 \cdot 10^3}{499,31} \right)^3 = 3202,75 \text{ triệu vòng.}$$

Suy ra: $L_{hD} = \frac{10^6 \cdot L_D}{60 \cdot n_{t1}} = \frac{10^6 \cdot 3202,75}{60 \cdot 2880} = 18534,43 \text{ giờ.}$

Kiểm tra khả năng tải tĩnh:

$$Q_0 = F_{rD} = 374,52 N < C_0 = 4,54 \cdot 10^3 N \text{ (thỏa điều kiện).}$$

2.4.2 Tính toán ổ lăn trục 2:

Để tăng độ cứng vững của ổ chịu lực dọc trục (bên phải), ta chọn phương án sau:

Bên trái chọn ổ bi đỡ một dãy.

Bên phải chọn hai ổ đĩa côn lắp kiểu chữ O.

a. Tính toán chọn ổ bên trái:

Đường kính trong của ổ: $d = 45(\text{mm})$

Tải tác dụng lên ổ B:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{267,66^2 + 490,27^2} = 558,58 N.$$

Tải trọng quy ước:

Ứng với $T_1 = T$:

$$Q_{B1} = (X.V.F_{rB} + Y.F_{aB}).k_{\sigma}.k_t$$

trong đó::

$$F_{aB} = 0$$

$$X = 1, Y = 0$$

$$k_{\sigma} = 1,3; k_t = 1$$

$$V = 1$$

$$\text{Suy ra: } Q_{B1} = 1.1.558,58.1,3.1 = 726,15 N.$$

Do tải trọng thay đổi theo bậc nên ta có tải trọng tương đương:

$$\begin{aligned} Q_B &= Q_{B1} \cdot \left[\left(\frac{Q_{B1}}{Q_{B1}} \right)^{10/3} \cdot \frac{L_1}{L_h} + \left(\frac{Q_{B2}}{Q_{B1}} \right)^{10/3} \cdot \frac{L_2}{L_h} \right]^{0,3} \\ &= Q_{B1} \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{56}{56+24} + \left(\frac{0,8.T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{24}{56+24} \right]^{0,3} \end{aligned}$$

$$\text{Suy ra: } Q_B = 726,15 \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{56}{56+24} + \left(\frac{0,8.T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{24}{56+24} \right]^{0,3} = 689,78 N$$

Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60.L_h.n_{tv}}{10^6} = \frac{60.38400.1200}{10^6} = 2764,8 \text{ triệu vòng.}$$

Khả năng tải động tính toán:

$$C_{tt} = Q_B \cdot \sqrt[m]{L} = 689,78 \cdot \sqrt[10]{2764,8^3} = 7433,78 N = 7,433 kN.$$

Chọn ổ bi đỡ 1 dãy cỡ đặc biệt nhẹ, họp 700106 (D = 55 mm, B = 9 mm) có:

Khả năng tải động: $C = 7,56 kN > C_{tt} = 7,433 kN$

Khả năng tải tĩnh: $C_0 = 5,4 kN$.

Tính lại tuổi thọ ổ:

$$L_B = \left(\frac{C}{Q_B} \right)^m = \left(\frac{7,56 \cdot 10^3}{689,78} \right)^3 = 1316,54 \text{ triệu vòng.}$$

$$\text{Suy ra: } L_{hB} = \frac{10^6 \cdot L_B}{60 \cdot n_{iv}} = \frac{10^6 \cdot 1316,54}{60 \cdot 1200} = 18285,28 \text{ giờ.}$$

Kiểm tra khả năng tải tĩnh:

$$Q_0 = F_{rB} = 558,58 N < C_0 = 5,4 \cdot 10^3 N \text{ (thỏa điều kiện).}$$

b. Tính toán chọn ổ bên phải:

Chọn sơ bộ hai ổ đĩa côn có:

$$d_{ol} = 30 mm$$

$$\alpha = 14^\circ$$

Tải trọng hướng tâm chia đều cho hai ổ:

$$F_{rD1} = F_{rD2} = \frac{F_{rD}}{2} = \frac{\sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2}}{2} = \frac{\sqrt{378,56^2 + 911,89^2}}{2} = 493,67 N$$

Tải trọng dọc trục do bánh vít gây ra: $F_a = 3335,64 N$

$$\text{Hệ số: } e = 1,5 \cdot \tan \alpha = 1,5 \cdot \tan 14^\circ = 0,374$$

Các lực dọc trục phụ:

$$S_{D1} = S_{D2} = 0,83 \cdot e \cdot F_{rD1} = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 493,67 = 153,25 N$$

Vì $S_{D1} = S_{D1}$, $F_{atv} = 3335,64 > 0$ (F_{atv} hướng sang phải)

Do đó lấy giá trị tính toán:

$$F_{aD1} = S_{D1} = 153,25 N$$

$$F_{aD2} = S_{D1} + F_{atv} = 153,25 + 3335,64 = 3488,89 N$$

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

Tải trọng động qui ước:

$$Q_D = (X \cdot V \cdot F_{rD2} + Y \cdot F_{aD2}) \cdot k_\sigma \cdot k_t$$

trong đó: $k_\sigma = 1,3$; $k_t = 1$; $V = 1$

$$\text{Ta có: } \frac{F_{atv}}{F_{rD2}} = \frac{3488,89}{493,67} = 7,07 > e = 0,374$$

$$\text{Suy ra: } X = 0,4; Y = 0,4 \cdot \cotg \alpha = 0,4 \cdot \cotg 14^\circ = 1,6$$

$$Q_D = (0,4 \cdot 1 \cdot 493,67 + 1,6 \cdot 3488,89) \cdot 1,3 \cdot 1 = 7513,6 N$$

Do tải trọng thay đổi theo bậc nên tải trọng qui ước tương đương:

$$Q_{td} = Q_D \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{56}{56+24} + \left(\frac{0,8.T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{24}{56+24} \right]^{0,3}$$

$$= 7513,6 \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{56}{56+24} + \left(\frac{0,8.T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{24}{56+24} \right]^{0,3} = 7137,28 N$$

Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60.L_h.n_{tv}}{10^6} = \frac{60.19200.1200}{10^6} = 1382,4 \text{ triệu vòng.}$$

Khả năng tải tính toán:

$$C_{tt} = Q_{td} \cdot \sqrt[3]{L} = 7137,28 \cdot \sqrt[3]{1382,4^3} = 62477,39 N = 62,477 kN .$$

Chọn ổ đĩa côn cỡ trung rộng 7606, có:

Khả năng tải động: $C = 63 kN > C_{tt} = 62,477 kN$

Khả năng tải tĩnh: $C_0 = 51 kN$.

2.4.2 Tính toán ổ lăn trục 2:

Chọn hai ổ đĩa côn (sơ bộ có: $\alpha = 14^0$) lắp dạng O.

Lực hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1101,02^2 + 3659,97^2} = 3821,99 N$$

Lực hướng tâm tác dụng lên ổ C:

$$F_{rC} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{113,08^2 + 4308,63^2} = 4310,11 N .$$

Tải trọng dọc trục do bánh vít gây ra: $F_a = 627,26 N$

Hệ số $e = 1,5.tg\alpha = 1,5.tg14^0 = 0,374$.

Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60.L_h.n_{t3}}{10^6} = \frac{60.38400.48}{10^6} = 110,6 \text{ triệu vòng.}$$

Các lực dọc trục phụ:

$$S_1 = 0,83.e.F_{rA} = 0,83.0,374.3821,99 = 1186,42 N$$

$$S_2 = 0,83.e.F_{rC} = 0,83.0,374.4310,11 = 1337,94 N$$

Do $S_1 < S_2$ và $F_a = 627,26 N > S_2 - S_1 = 1337,94 - 1186,42 = 151,52 N$, do đó tải trọng dọc trục tính toán đối với ổ bên trái:

$$F_{a1} = S_1 = 1186,42 N$$

Đối với ổ bên phải:

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 1186,42 + 627,26 = 1813,68 N$$

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

$$\text{Vị tỉ số: } \frac{F_{a2}}{F_{rc}} = \frac{1813,68}{4310,11} = 0,421 > e = 0,374$$

Chọn $K_\sigma = 1,3$ do tải trọng tĩnh, $K_\tau = 1$ và $V = 1$ do vòng trong quay.

Tải trọng động quy ước:

$$Q_C = (X.V.F_r + Y.F_a).K_\sigma.K_\tau = (0,4.4310,11 + 1,6.1813,68).1,3.1 = 6013,71 N$$

$$\begin{aligned} Q_{id} &= Q_C \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{56}{56+24} + \left(\frac{0,8.T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{24}{56+24} \right]^{0,3} \\ &= 6013,71 \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{56}{56+24} + \left(\frac{0,8.T}{T} \right)^{10/3} \cdot \frac{24}{56+24} \right]^{0,3} = 5712,51 N \end{aligned}$$

Khả năng tải tính toán:

$$C_{it} = Q_{id} \cdot \sqrt[10]{L} = 5712,51 \cdot \sqrt[10]{110,6^3} = 23439,78 N = 23,44 kN .$$

Chọn ổ đĩa côn cỡ đặc biệt nhẹ 2007111 theo GOST (theo tài liệu tham khảo **Trịnh Chát**), có:

Khả năng tải động: $C = 49,1 kN > C_{it} = 23,44 kN$

Khả năng tải tĩnh: $C_0 = 45,2 kN .$

2.5 Thiết kế vỏ hộp:

a. Bề mặt ghép nắp và thân:

Chọn bề mặt ghép nắp với thân đi qua trục bánh vít để dễ lắp bánh vít.

b. Các kích thước cơ bản của vỏ hộp:

Kết cấu như trên bản vẽ lắp, với các kích thước cơ bản:

b.1 Chiều dày thân và nắp hộp: 10mm.

b.2 Chiều dày gân tăng cứng: 10mm.

b.3 Bulông nền: M20(số lượng: 4)

b.4 Bulông cạnh ổ: M16

b.5 Bulông ghép nắp và thân hộp: M12

b.6 Vít nắp ổ: M10

b.7 Vít cửa thăm: M8

b.8 Mặt bích nắp và thân cùng có: Chiều dày: 20mm, Chiều rộng: 40mm.

b.9 Đường kính lỗ gối trục:

Lỗ gối trục phải của trục vít có đường kính 120mm (lớn hơn đường kính đỉnh trục vít để dễ lắp trục vít), sử dụng ống lót để dễ điều chỉnh 2 ổ đĩa côn)

Các lỗ gối còn lại chọn đường kính theo đường kính vòng ngoài của ổ.

b.10 Mặt đế hộp có : Chiều dày: 26mm, Bề rộng: 56mm.

b.11 Chiều dày nắp ổ: 10mm

b.12 Kích thước cửa thăm: 100x150(mm).

b.13 Mặt đáy hộp nghiêng 1° .

b.14 Bulông vòng M20.

b. 15 Ốc tháo dầu: M20

b.16 Nút thông hơi M48x3.

b.17 Que thăm dầu M12.

2.6 Thiết kế chi tiết phụ:

a. Chọn nối trục:

Để giảm va đập , chấn động và bù trừ lệch trục ta chọn nối trục vòng đàn hồi liên kết trục động cơ với trục 1.

Với $T = 12400,8$ Nmm ta chọn nối trục có các thông số chính sau $D_0 = 50$ mm; $l_1 = 10$ mm; $l_2 = 12$ mm; $l_0 = 9$ mm; $z = 4$; $l_c = 11$ mm và $d_c = 8$ mm

- Điều kiện bền dập của vòng đàn hồi:

$$\sigma_d = \frac{2kT}{zD_0d_cl_0} = \frac{2.1,25.12400,8}{4.50.8.9} = 2,153 \text{ MPa} < (2..3) \text{ MPa}$$

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

- Điều kiện bền của chốt:

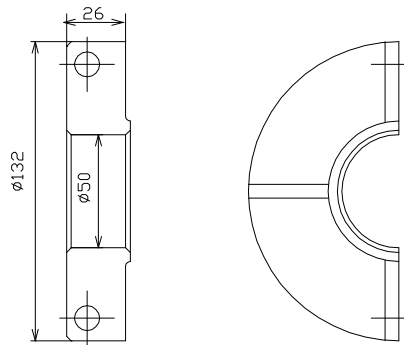
$$\sigma_F = \frac{l_c kT}{0,1d^3_c D_0 z} = \frac{11.1,25.12400,8}{0,1.8^3.50.4} = 16,65 \text{ MPa} < [\sigma_F] = (60..80) \text{ MPa}$$

Vậy điều kiện bền của chốt được thỏa.

b. Thiết kế bánh tạt dầu:

Vì khi cho dầu ngập ren trục vít sẽ làm ngập con lăn ổ phải của trục vít, dễ gây hỏng ổ, do đó phải dung bánh tạt dầu để bôi trơn và giải nhiệt cho trục vít.

Bánh tạt dầu gồm hai nửa, ghép lại bằng bulông M8. Đường kính ngoài bánh tạt dầu cần bảo đảm nó luôn ngập trong dầu nên ta có các kích thước như hình:



Hình 2.8

2.7 Bảng dung sai lắp ghép:

Chi tiết (1)	Mối lắp (2)	Sai lệch trên		Sai lệch dưới		Độ dôi lớn nhất (μm) (7)	Độ hở lớn nhất(μm) (8)
		ES	es	EI	ei		
BÁNH RĂNG							
32	$\phi 22\text{H7/k6}$	+21	+15	0	+2	15	19
19	$\phi 36\text{H7/k6}$	+25	+18	0	+2	18	23
Ổ BI ĐỖ MỘT DÂY (THEO GOST 8338 -75)							
Lắp lên trục							
29	$\phi 20\text{k6}$	-	+15	-	+2	15	-
17	$\phi 45\text{k6}$	-	+18	-	+2	18	-
13	$\phi 45\text{k6}$	-	+18	-	+2	18	-
47	$\phi 55\text{k6}$	-	+21	-	+2	21	-
lắp lên vỏ hộp							
29	$\phi 20\text{H7}$	+21	-	0	-	21	-
17	$\phi 45\text{H7}$	+25	-	0	-	25	-
13	$\phi 45\text{H7}$	+25	-	0	-	25	-
47	$\phi 55\text{H7}$	+30	-	0	-	30	-
THEN							
(lắp lên trục)							
28	b6H9	-	+30	-	0	30	-
17	b10H9	-	+36	-	0	36	-

52	b18H9	-	+52	-	0	52	-
THEN (lắp lên máy)							
28	b6D10	+78	-	+30	-	98	-
17	b10D10	+98		+40		98	
52	b18D10	+120	-	+50	-	120	-

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Hữu Lộc, Cơ sở thiết kế máy, Nhà xuất bản Đại học Quốc gia TP.HCM, 2004.
2. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, Thiết kế Hệ thống dẫn động cơ khí, tập 1 và 2, Nhà xuất bản Giáo dục.
3. Nguyễn Hữu Lộc, Bài tập Chi tiết máy, Nhà xuất bản Đại học Quốc gia TP.HCM, 2003.