

Tên: Đoàn Thanh Nam

MSSV: 20146506

Đề số 3 – phương án 8

Bài làm

**Câu 1:** tính toán công suất và tốc độ quay của trục công tác

1. Tốc độ quay của trục công tác ta có thể áp dụng công thức:

$$n = \frac{Q}{60F_t\mu\rho LmTan(\beta)}$$

$$\text{Trong đó: } F_t = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.6^2}{4} = 0.283(m^2)$$

$$L = mKDTan(\beta) = \frac{1}{3} * 200 * 0.6 * Tan(3^\circ) = 0.296(m)$$

Vậy tốc độ quay n của trục công tác là:

$$n = \frac{Q}{60F_t\mu\rho LmTan(\beta)} = \frac{14800}{60 * 0.283 * \frac{1}{3} * 1300 * 2.096 * \frac{1}{3} * Tan(3^\circ)} \\ = 55.01(vg/ph)$$

2. Công suất cần cung cấp cho thùng trộn là: (đổi  $81^\circ = 1.414 \text{ rad}$ )

- Công suất nâng vật liệu lên độ cao thích hợp  $P_1$  là:

$$w = \frac{\pi n}{30} = \frac{3.14 * 55.01}{30} = 5.76(rad/s)$$

$$P_1 = \frac{G_V * R_0 * (1 - Cos(\alpha)) * w}{\alpha} * 10^{-3} \\ = \frac{2400 * \frac{0.6}{3} * (1 - Cos(1.414)) * 5.76}{1.414} * 10^{-3} \\ = 1.65(kw)$$

- Công suất trộn vật liệu  $P_2$  là:

$$P_2 = \frac{G_V * R_0 * w * Sin(\alpha)}{1000} = \frac{2400 * \frac{0.6}{3} * 5.76 * Sin(1.414)}{1000} \\ = 2.73(kw)$$

- Công suất mất mát do ma sát ở ổ trục và thùng trộn là:

$$P_3 = 0.1(P_1 + P_2) = 0.1(1.65 + 2.73) = 0.44(kw)$$

Vậy công suất cần cung cấp cho trục công tác là:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 = 1.65 + 2.73 + 0.44 = 4.82(kw)$$

Vận tốc quay  $n$  của trục công tác là:

$$n = 55.01(vg/ph)$$

**Câu 2:** Chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền:

1. Chọn động cơ

Công suất trên trục công tác là:  $P = 4.82(kw)$

Hiệu suất của hệ thống là:

$$\eta = \eta_{01}\eta_{12}\eta_{23} = \eta_{kn}\eta_{br}\eta_x\eta_{ol}^3$$

Bánh trụ răng côn được che kín nên chọn  $\eta_{br} = 0.96$

Bộ truyền xích để hở nên chọn  $\eta_x = 0.93$

Cặp ổ lăn chọn  $\eta_{ol} = 0.995$

Vậy hiệu suất hệ thống  $\eta = 1 * 0.96 * 0.93 * 0.995^3 = 0.88$

→ Công suất cần thiết trên trục động cơ là:  $P_{dc} = \frac{P}{\eta} = \frac{4.82}{0.88} = 5.48(kw)$

Ta có tốc độ quay trên trục công tác là  $n = 55.01(vg/ph)$

- Chọn sơ bộ tỉ số truyền:

Tỉ số truyền nên dùng của hộp giảm tốc một cấp là 2..4

Tỉ số truyền nên dùng cho truyền động xích là 2..5

Vậy tỉ số truyền của cả hệ là  $2*2..4*5$  là 4..20

Vậy chọn  $u_{sb} = 13$

Số vòng quay sơ bộ:  $n_{sb} = u_{sb} * n = 13 * 55.01 = 715.13(vg/ph)$

Số vòng quay đồng bộ:  $n_{db} = 750(vg/ph)$

$$u = 380V$$

Chọn động cơ thỏa điều kiện:  $P_{ct} < P_{dc}$

$$n_{db} = 750$$

→ Kết quả:

Động cơ	160M8B
Công suất (kw)	5.5
Số vòng quay (vg/ph)	715
Khối lượng (kg)	125
Moment quán tính (kgm <sup>2</sup> )	0.09524

## 2. Phân phối tỉ số truyền:

- Tính tỉ số truyền thực  $u_t = \frac{n_{dc}}{n_{ct}} = \frac{715}{55.01} = 13$
- Chọn tỉ số truyền của hộp giảm tốc:  
 $u_{br} = 4.0$
- Tỉ số truyền ngoài hộp giảm tốc:  $u_x = \frac{u_t}{u_{br}} = \frac{13}{4} = 3.3$
- Kiểm tra sai lệch:  $\Delta u = \frac{|u_t - u|}{u_t} = \frac{|13 - 4 \cdot 3.3|}{13} = \frac{|13 - 13.2|}{13} = 1.54\% \leq 4\%$
- Tính số vòng quay trên các trục:  
Trục 01:  $n_1 = n_{dc} = 715(\text{vg/ph})$   
Trục 02:  $n_2 = \frac{n_1}{u_{br}} = \frac{715}{4} = 178.75(\text{vg/ph})$   
Trục công tác:  $n_{ct} = \frac{n_2}{u_x} = \frac{178.75}{3.3} = 54.17(\text{vg/ph})$
- Tính công suất trên các trục:  
Trục 02:  $P_2 = \frac{P_{ct}}{\eta_{23}} = \frac{P_{ct}}{\eta_x \eta_{ol}} = \frac{4.82}{0.93 \cdot 0.995} = 5.21(\text{kw})$   
Trục 01:  $P_1 = \frac{P_2}{\eta_{12}} = \frac{P_2}{\eta_{br} \eta_{ol}} = \frac{5.21}{0.96 \cdot 0.995} = 5.45(\text{kw})$   
Trục động cơ:  $P_{dc} = \frac{P_1}{\eta_{01}} = \frac{P_1}{\eta_{nt} \eta_{ol}} = \frac{5.45}{1 \cdot 0.995} = 5.48(\text{kw})$
- Tính moment trên các trục:

$$T_{dc} = \frac{9.55 \cdot 10^6 \cdot 5.48}{715} = 73194(\text{Nmm})$$

Trục 01:

$$T_1 = \frac{9.55 \cdot 10^6 \cdot 5.45}{715} = 72794(\text{Nmm})$$

Trục 02:

$$T_2 = \frac{9.55 \cdot 10^6 \cdot 5.21}{178.75} = 278352(\text{Nmm})$$

Trục công tác:

$$T_{ct} = \frac{9.55 * 10^6 * 4.82}{54.17} = 849751(Nmm)$$

Bảng đặc tính kỹ thuật:

Trục Thông số	Động cơ	I	II	Công tác
Công suất (kw)	5.48	5.45	5.21	4.82
Tỉ số truyền	$u_{nt} = 1 \quad u_{br} = 4 \quad u_x = 3.3$			
Tốc độ quay (v/ph)	715	715	178.75	54.17
Momen xoắn (Nmm)	73194	72794	278352	849751

**Câu 3:** tính toán bộ truyền ngoài hộp giảm tốc: bộ truyền xích

- Dựa vào bảng ở câu 2, ta có:  
 Công suất trên trục của đĩa xích dẫn  $P_1 = P_2 = 5.21(kw)$   
 Tốc độ quay trên trục chứa đĩa xích dẫn  $n_1 = n_2 = 178.75(vg/ph)$   
 Tỷ số truyền của bộ truyền xích  $u_x = 3.3$
- Chọn loại xích → Chọn ống xích con lăn vì vận tốc thấp
- Chọn số răng đĩa xích  $Z_1$  và  $Z_2$ :  
 $Z_1 = 29 - 2 * 3.3 = 22.4 \geq 19 \rightarrow$  Chọn  $Z_1 = 23$   
 $Z_2 = u * Z_1 = 3.3 * 23 = 75.9 \leq Z_{max} = 120 \rightarrow$  Chọn  $Z_2 = 77$   
 Tính tỉ số truyền thực tế:  $u_t = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{77}{23} = 3.35$   
 Kiểm tra sai lệch tỉ số truyền:  $\Delta u = \frac{|u_t - u|}{u_t} = \frac{|3.35 - 3.3|}{3.35} = 1.49\% \leq 4\%$
- Xác định bước xích p  
 $k_n = \frac{n_{01}}{n_1} = \frac{200}{178.75} = 1.12$   
 $k_Z = \frac{Z_{01}}{Z_1} = \frac{25}{23} = 1.09$   
 $k = k_d * k_a * k_0 * k_{dc} * k_{bt} * k_c = 1 * 1 * 1 * 1 * 1.3 * 1.25 = 1.62$

Xích 1 dây ( $k_d = 1$ ) có công suất tính toán:

$$P_t = \frac{P_1 * k * k_z * k_n}{k_d} = \frac{5.21 * 1.62 * 1.09 * 1.12}{1} = 10.3(\text{kW})$$

Tra bảng công suất cho phép của xích con lăn khi  $n_{01} = 200$

$$P_t \leq [P_o] = 11(\text{kW})$$

→ Chọn bước xích:  $p = 25.4 \leq p_{max}$

$$\Delta P = \frac{11 - 10.3}{10.3} * 100\% = 6.8\%$$

Tuy  $\Delta P < 10\%$  nhưng với  $p = 25.4\text{mm}$  thì đường kính đĩa xích bị dẫn lớn

$$d_2 = \frac{25.4}{\sin\left(\frac{180}{77}\right)} = 622(\text{mm})$$

Trong điều kiện này ta nên chọn  $p$  có trị số nhỏ hơn và tăng số đĩa xích, bằng cách thay đổi số dây xích theo công thức:

$$P_t = \frac{P_1 * k * k_z * k_n}{k_d} < [P] \rightarrow k_d > \frac{10.3}{4.8} = 2.15$$

Vì  $k_d > 2.15 \rightarrow k_d = 2.5$  tương đương là 3 dây xích có bước xích  $p = 19.05 \text{ mm}$

- Xác định khoảng cách trục  $a$  và số mắt xích  $X$

Chọn  $a_{sb} = 40p = 40 * 19.05 = 762 \text{ mm}$

Tính số mắt xích  $X$ :

$$\begin{aligned} X &= \frac{2a}{p} + \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{p}{a} \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \\ &= \frac{2 * 762}{19.05} + \frac{(23 + 77)}{2} + \frac{19.05}{762} \left( \frac{77 - 23}{2 * 3.14} \right)^2 = 131.85 \end{aligned}$$

Lấy số mắt xích chẵn:  $X = 132$  (mắt xích)

Tính lại khoảng cách trục  $a$ :

$$\begin{aligned} a' &= \frac{1}{4}p \left[ X - \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \sqrt{\left( X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right] \\ &= \frac{1}{4}19.05 \left[ 132 - \frac{(23 + 77)}{2} + \sqrt{\left( 132 - \frac{(23 + 77)}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{77 - 23}{3.14} \right)^2} \right] \\ &= 763.5(\text{mm}) \end{aligned}$$

Để xích không quá căng thì giảm  $a$  một lượng:

$$a = a' - \Delta a = 763.5 - 0.003 \cdot 763.5 = 761.21 \approx 762$$

$$\text{số lần va đập trong 1 giây: } i = \frac{Z_1 n_1}{15X} = \frac{23 \cdot 178.75}{15 \cdot 132} = 2.08 \approx 2 \leq [i] = 35$$

$$\bullet \text{ Kiểm nghiệm xích về độ bền } S = \frac{Q}{k_d F_t + F_0 + F_v} \geq [S]$$

$$k_f = 4 \text{ do xích nghiêng góc } 30^\circ$$

$$Q = 108 \cdot 10^3 \text{ (tra bảng xích 3 dây)}$$

$$1 \text{ m xích nặng } q = 5.8 \text{ kg}$$

$$F_0 = 9.81 k_f \cdot q \cdot a = 9.81 \cdot 4 \cdot 5.8 \cdot 0.761 = 172.2 \text{ (N)}$$

$$v = \frac{Z_1 n_1 p}{60000} = \frac{23 \cdot 178.75 \cdot 19.05}{60000} = 1.31 \text{ (m/s)}$$

$$F_v = q v^2 = 5.8 \cdot 1.31^2 = 9.95 \text{ (N)}$$

$$F_t = \frac{1000 P_2}{v} = \frac{1000 \cdot 5.21}{1.31} = 3977.1 \text{ (N)}$$

$$\text{Vậy } S = \frac{Q}{k_d F_t + F_0 + F_v} = \frac{108000}{1 \cdot 3977.1 + 172.2 + 9.95} = 25.97$$

$$\text{Theo Bảng 5.10 với } p = 19.05; n_2 = 178.75 \text{ v/ph} \Rightarrow [S] = 8.2$$

$$\text{Vậy } S = 25.97 > [S] = 8.2: \text{ bộ truyền xích đảm bảo độ bền}$$

- Các thông số của đĩa xích

Đường kính vòng chia đĩa xích:

$$d_1 = p / \sin(180/Z_1) = 19.05 / \sin(180/23) = 140 \text{ mm}$$

$$d_2 = p / \sin(180/Z_2) = 19.05 / \sin(180/77) = 467.04 \text{ mm lấy } d_2 = 467 \text{ mm}$$

Đường kính vòng đỉnh răng:

$$d_{a1} = p[0.5 + \cotg(\pi/Z_1)] = 19.05[0.5 + \cotg(\pi/23)] = 148 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = p[0.5 + \cotg(\pi/Z_2)] = 19.05[0.5 + \cotg(\pi/77)] = 476 \text{ mm}$$

Đường kính vòng chân răng:

$$d_{f1} = d_1 - 2r = 140 - 2 \cdot (0.5025 \cdot 11.91 + 0.05) = 128 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2r = 467 - 2 \cdot (0.5025 \cdot 11.91 + 0.05) = 455 \text{ mm}$$

- Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích:

$$\sigma_H = 0.47 \sqrt{k_r (F_t k_d + F_{vd}) \frac{E}{A k_d}}$$

Trong đó:

$$k_r = 0.48 + (23 - 20) * \frac{0.36 - 0.48}{30 - 20} = 0.444$$

$$A = 265\text{mm}^2$$

$$k_d = 1$$

$$k_d = 2.5$$

$$F_{vd} = 13 * 10^{-7} * n_1 * p^3 m = 13 * 10^{-7} * 178.75 * 19.05^3 * 1 = 1.61 \text{ (N)}$$

Vậy:

$$\sigma_H = 0.47 \sqrt{0.444(3977.1 + 1.61) \frac{2.1 * 10^5}{265 * 2.5}} = 351.7 \text{ (MPa)}$$

Vì vật liệu là sắt 45 có  $[\sigma_H] = 500 \text{ (MPa)} > \sigma_H = 351.7$  nên thỏa điều kiện

- Lực tác dụng lên trục:

$$F_r = k_x * F_t = 1.15 * 3977.1 = 4573.67$$

**Các thông số bộ truyền xích:**

Thông số	Kí hiệu	Trị số
Khoảng cách trục	a (mm)	762
Số răng đĩa xích dẫn	$Z_1$	23
Số răng đĩa xích bị dẫn	$Z_2$	77
Tỉ số truyền	u	3.35
Số mắt xích	X	132
Đường kính vòng chia đĩa xích dẫn	$d_1$	140
Đường kính vòng chia đĩa xích bị dẫn	$d_2$	467
Đường kính vòng đỉnh đĩa xích dẫn	$d_{a1}$	148
Đường kính vòng đỉnh đĩa xích bị dẫn	$d_{a2}$	476
Đường kính vòng chân răng đĩa xích dẫn	$d_{f1}$	128
Đường kính vòng chân răng đĩa xích bị dẫn	$d_{f2}$	455
Bước xích	P (mm)	19.05
Số dây xích		3

**Câu 3 (part 2):** tính toán bộ truyền trong hộp giảm tốc: bánh răng côn

Dựa vào bảng đặc tính kỹ thuật ở câu 2, ta có:

Công suất trên trục bánh răng dẫn:  $P_1 = 5.45$  (kW)

Tốc độ quay trên trục bánh răng dẫn  $n_1 = 715$  (vg/ph)

Tỉ số truyền  $u = u_{br} = 4$

Mô men xoắn trên trục bánh răng dẫn  $T_1 = 72794$  (Nmm)

Thời gian làm việc 5 năm (300 ngày/năm, 2 ca/ngày, 6 giờ/ca) (đề cho)

- Chọn vật liệu:

Bánh răng dẫn: thép 45 tôi cải thiện, đạt độ rắn HB 241 ÷ 285 có giới hạn bền  $\sigma_{b1} = 850$  MPa, giới hạn bền chảy  $\sigma_{ch1} = 580$  MPa, chọn độ rắn bánh răng dẫn  $HB_1 = 250$  MPa

Bánh răng bị dẫn: thép 45 tôi cải thiện, đạt độ rắn HB 192 ÷ 240 có giới hạn bền  $\sigma_{b2} = 750$  MPa, giới hạn bền chảy  $\sigma_{ch2} = 450$  MPa, chọn độ rắn bánh răng bị dẫn  $HB_2 = 235$  MPa.

- ứng suất cho phép:

với thép 45, tôi cải thiện đạt độ rắn HB 180 ÷ 350:

$$\sigma_{Hlim}^o = 2HB + 70; S_H = 1.1; \sigma_{Flim}^o = 1.8HB; S_F = 1.75$$

$$\sigma_{Hlim1}^o = 2HB_1 + 70 = 570 \text{ MPa}; \sigma_{Flim1}^o = 1.8HB_1 = 450 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim2}^o = 2HB_2 + 70 = 540 \text{ MPa}; \sigma_{Flim2}^o = 1.8HB_2 = 423 \text{ MPa}$$

$$N_{Ho} = 30H_{HB}^{2.4}$$

$$\rightarrow N_{Ho1} = 30 * 250^{2.4} = 1.7 * 10^7; N_{Ho2} = 30 * 235^{2.4} = 1.47 * 10^7$$

Khi bộ truyền làm việc với tải trọng tĩnh:

$$N_{HE} = N_{FE} = 60cnt_{\Sigma}$$

$$t_{\Sigma} = 5 * 300 * 2 * 6 = 18000 \text{ giờ}$$

$$N_{HE1} = N_{FE1} = 60cnt_{\Sigma} = 60 * 1 * 715 * 18000 = 77.22 * 10^7$$

$$N_{HE2} = N_{FE2} = 60c \frac{n_1}{u_1} t_{\Sigma} = 60 * 1 * \frac{715}{4} * 18000 = 19.31 * 10^7$$



$$N_{HE2} > N_{Ho2} \text{ do đó } K_{HL2} = 1$$

$$\text{Tương tự } N_{HE1} > N_{Ho1} \text{ do đó } K_{HL1} = 1$$

Như vậy, sơ bộ xác định được

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim}^o K_{HL} / S_H$$

$$[\sigma_{H1}] = 570 * \frac{1}{1.1} = 518.18 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H1}] = 540 * \frac{1}{1.1} = 490.9 \text{ MPa}$$

Bộ truyền bánh răng nón răng thẳng nên chọn  $[\sigma_H]$  có trị số nhỏ hơn của  $[\sigma_{H1}]$  và  $[\sigma_{H2}]$ :  $[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] 490,9 \text{ MPa}$

$$\text{Vì } N_{FE2} > N_{Fo} \text{ do đó } K_{FL2} = 1$$

$$\text{Tương tự } N_{FE1} > N_{Fo1} \text{ do đó } K_{FL1} = 1$$

Bộ truyền quay 1 chiều  $K_{FC} = 1$

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim}^o K_{FC} K_{FL} / S_F$$

$$[\sigma_{F1}] = 450 * 1 * \frac{1}{1.75} = 257.14 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = 423 * 1 * \frac{1}{1.75} = 241.71 \text{ MPa}$$

ứng suất quá tải cho phép được xác định:

$$\text{với tải cải thiện: } [\sigma_H]_{max} = 2.8 \sigma_{ch2} = 2.8 * 450 = 1260 \text{ MPa}$$

$$\text{với } HB < 350: [\sigma_{F1}]_{max} = 0.8 \sigma_{ch1} = 0.8 * 580 = 464 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}]_{max} = 0.8 \sigma_{ch2} = 0.8 * 450 = 360 \text{ MPa}$$

- Chiều dài côn ngoài được tính theo công thức:

$$R_e = K_R \sqrt{u^2 + 1}^3 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta}}{(1 - K_{be}) K_{be} u [\sigma_H]^2}}$$

Trong đó  $K_R = 0,5 K_d$  với  $K_d = 100 \text{ MPa}^{1/3}$  = khi bộ truyền bánh răng côn bằng thép. Chọn  $K_{be} = 0,25$

( $K_{be}$  chỉ thay đổi trong phạm vi hẹp  $K_{be} = 0,25 \div 0,3$  với  $u > 3 \rightarrow$  chọn 0.25)

$$\frac{K_{be}u}{2 - K_{be}} = \frac{0.25 * 4}{2 - 0.25} = 0.57$$

Tra bảng kết hợp HB < 350, ta chọn  $K_{H\beta} = 1.13$  (trục bánh răng côn lắp trên ổ đĩa, sơ đồ I, HB < 350)

mômen xoắn trên trục bánh răng dẫn  $T_1 = 72794$

Tính được:

$$R_e = 50\sqrt{4^2 + 1}^3 \sqrt{\frac{72794 * 1.13}{(1 - 0.25) * 0.25 * 4 * 490.9^2}} = 158.58 \text{ mm}$$

- Xác định các thông số ăn khớp:

Số răng bánh dẫn:

$$d_{e1} = \frac{2R_e}{\sqrt{1 + u^2}} = \frac{2 * 158.58}{\sqrt{1 + 4^2}} = 76.92 \text{ mm}$$

Với  $d_{e1} = 76.92\text{mm}$  và  $u = 4$ , tra bảng ta được  $Z_{lp} = 17$

Với HB < 350,  $Z_1 = 1.6 * Z_{lp} = 1.6 * 17 = 27.2 \approx 28$

Đường kính trung bình với module trung bình:

$$d_{m1} = (1 - 0.5K_{be})d_{e1} = (1 - 0.5 * 0.25) * 76.92 = 67.3 \text{ mm}$$

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{Z_1} = \frac{67.3}{28} = 2.4 \text{ mm}$$

$$m_{te} = \frac{m_{tm}}{1 - 0.5K_{be}} = \frac{2.4}{1 - 0.5 * 0.25} = 2.74 \text{ mm}$$

Chọn  $m_{te} = 3$

Tính lại:

$$m_{tm} = m_{te}(1 - 0.5K_{be}) = 3 * (1 - 0.5 * 0.25) = 2.63 \text{ mm}$$

$$d_{m1} = m_{tm} * Z_1 = 2.63 * 28 = 73.64 \text{ mm}$$

Số răng bánh bị dẫn:

$$Z_2 = uZ_1 = 4 * 28 = 112, \text{ chọn } Z_2 = 112$$

Do đó tỉ số truyền  $u_m = \frac{112}{28} = 4$

Sai số tỉ số truyền  $\Delta u = \frac{u-u_m}{u} * 100 = \frac{4-4}{4} * 100 = 0\% < 2\%$

Góc côn chia:

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right) = \arctg\left(\frac{28}{112}\right) = 14^\circ 2' 11''$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 14^\circ 16' 52'' = 75^\circ 57' 49''$$

Chiều dài côn ngoài đời thực:

$$R_e = 0.5 * m_{te} \sqrt{Z_2^2 + Z_1^2} = 0.5 * 3 \sqrt{112^2 + 28^2} = 173.17 \text{ mm}$$

- Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

Ứng suất tiếp xúc trên bề mặt răng được tính theo công thức:

$$\sigma_H = Z_m Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 b d_{m1}^2 u}}$$

$$Z_m = 274 \text{ MPa}^{1/3}$$

Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng nên  $Z_H = 1,76$

Hệ số trùng khớp ngang  $\varepsilon_\alpha$  được tính theo:

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos(\beta_m) = 1.88 - 3.2 \left( \frac{1}{28} + \frac{1}{112} \right) * 1 = 1.74$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3} = \sqrt{(4 - 1.74)/3} = 0.87$$

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

Với bánh răng côn răng thẳng thì  $K_{H\alpha} = 1$

$$\text{Vận tốc: } v = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000} = \frac{\pi * 73.64 * 715}{60000} = 2.76 \text{ (m/s)}$$

Chọn cấp chính xác theo vận tốc vòng, cấp chính xác: cấp 8

$$\text{Công thức: } v_H = \delta_H g_0 v \sqrt{d_{m1}(u+1)/u}$$

$\delta_H$  là hệ số kể đến ảnh hưởng của các sai số ăn khớp,  $\delta_H = 0.006$

$g_0$  là hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch các bước răng bánh 1 và 2

$g_0 = 56$  (cấp chính xác 8)

Thay các trị số trên, ta được:

$$v_H = 0.006 * 56 * 2.76 \sqrt{73.64 * \frac{4+1}{4}} = 8.9$$

Chiều rộng vành răng  $b = K_{be} R_e = 0.25 * 173.17 = 43.29$ , lấy  $b = 44mm$

Thay các trị số trên để tính  $K_{Hv}$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H b d_{m1}}{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}} = 1 + \frac{8.9 * 44 * 73.64}{2 * 72794 * 1.13 * 1} = 1.18$$

Dó đó:  $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} = 1.13 * 1 * 1.18 = 1.33$

Ứng suất tiếp xúc:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_m Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H \sqrt{u^2+1}}{0.85 b d_{m1}^2 u}} = 274 * 1.76 * 0.87 \sqrt{\frac{2 * 72794 * 1.33 * \sqrt{4^2+1}}{0.85 * 44 * 73.64^2 * 4}} \\ &= 416.2 MPa \end{aligned}$$

➔  $\sigma_H < [\sigma_H] = 490.9 MPa$  Thỏa mãn độ bền tiếp xúc

- Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn:

Để đảm bảo độ bền uốn cho răng, ứng suất uốn sinh ra tại chân răng được tính theo công thức:

$$\sigma_{F1} = 2T_1 * K_F * Y_\varepsilon * Y_\beta * Y_{F1} / (0.85 b d_{m1} m_{nm}) < [\sigma_{F1}]$$

Với trị số  $\frac{K_{be} u}{2 - K_{be}} = \frac{0.25 * 4}{2 - 0.25} = 0.57$ , chọn  $K_{F\beta} = 1.25$

$$K_{F\alpha} = 1 \text{ do bánh răng côn răng thẳng}$$

hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp, tính theo công thức:  $K_{Fv} = 1 + v_F b d_{m1} / (2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha})$

với  $v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{d_{m1} (u + 1) / u}$

$$\delta_F = 0.016$$

$g_0 = 56$  (cấp chính xác 8)

$$v_F = 0.016 * 56 * 2.76 \sqrt{\frac{73.64 * (4 + 1)}{4}} = 23.73$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{23.73 * 44 * 73.64}{2 * 72794 * 1.25 * 1} = 1.42$$

$$\text{Do đó: } K_F = K_{F\beta} * K_{F\alpha} * K_{Fv} = 1.25 * 1 * 1.42 = 1.78$$

với răng thẳng  $Y_\beta = 1$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1.74} = 0.57$$

Số răng của bánh răng tương đương:

$$Z_{vn1} = \frac{Z_1}{\cos(\delta_1)} = \frac{28}{\cos(14^\circ 2' 11'')} = 28.86$$

$$Z_{vn2} = \frac{Z_2}{\cos(\delta_2)} = \frac{112}{\cos(75^\circ 57' 49'')} = 462.96$$

Chọn bánh răng không dịch chỉnh, tra bảng, ta được

$$Y_{F1} = 3.8; Y_{F2} = 3.6$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2 * 72794 * 1.78 * 0.57 * 1 * 3.8}{0.85 * 44 * 73.64 * 2.63} = 77.49 MPa < [\sigma_{F1}] = 257.14 MPa$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} * \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 77.49 * \frac{3.6}{3.8} = 73.41 MPa < [\sigma_{F2}] = 241.71 MPa$$

Thỏa độ bền uốn

- Kiểm nghiệm răng về quá tải:

$$\text{Hệ số quá tải } K_{qt} = \frac{T_{max}}{T} = 1$$

Để tránh biến dạng dư hoặc gãy giòn bề mặt, ứng suất tiếp xúc cực đại phải thỏa điều kiện:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}} = 427.91 \sqrt{1} = 427.91 MPa < [\sigma_H]_{max} = 1260 MPa$$

Kiểm nghiệm quá tải về độ bền uốn theo công thức:

$$\sigma_{F1max} = \sigma_{F1} \sqrt{K_{qt}} = 77.49 \sqrt{1} = 77.49 MPa < [\sigma_{F1}]_{max} = 464 MPa$$

$$\sigma_{F2max} = \sigma_{F2}\sqrt{K_{qt}} = 73.41\sqrt{1} = 73.41 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}]_{max} = 360 \text{ MPa}$$

- Bảng thiết kế bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Chiều dài côn ngoài	$R_e$	173.17	mm
Mô đun vòng ngoài	$m_{te}$	3	mm
Tỉ số truyền	$u_t$	4	
Chiều rộng vành răng	$b$	44	mm
Góc côn chia	$\delta_1; \delta_2$	$\delta_1 = 14^\circ 2' 11''$ $\delta_2 = 75^\circ 57' 49''$	Độ
Số răng bánh nhỏ	$Z_1$	28	Răng
Số răng bánh lớn	$Z_2$	112	Răng
Hệ số dịch chỉnh	$x_1; x_2$	$x_1 = 0; x_2 = 0$	
Góc nghiêng của răng	$\beta$	0	Độ
Công suất trục bánh răng dẫn	$P_1$	5.45	Kw
Tốc độ quay của trục dẫn	$n_1$	715	Vg/ph
Mô men xoắn trên trục dẫn	$T_1$	72794	Nmm
Thời gian làm việc	$t_\Sigma$	18000	Giờ
Đường kính vòng chia ngoài bánh nhỏ	$d_{e1}$	$m_{te} * Z_1 = 84$	mm
Đường kính vòng chia ngoài bánh lớn	$d_{e2}$	$m_{te} * Z_2 = 336$	mm
Đường kính đỉnh răng ngoài bánh nhỏ	$d_{a1}$	$m_{te}(Z_1 + 2 * \cos(\delta_1)) = 90$	mm
Đường kính đỉnh răng ngoài bánh lớn	$d_{a2}$	$m_{te}(Z_2 + 2 * \cos(\delta_2)) = 338$	mm

## PHẦN IV. TÍNH TOÁN VÀ THIẾT KẾ TRỤC

<div>Trục</div> <div>Động cơ</div>	Động cơ	I	II	Làm việc
Công suất (kw)	5.48	5.45	5.21	4.82
Tỉ số truyền	$u_{nt} = 1 \quad u_{br} = 4 \quad u_x = 3.3$			
Tốc độ quay (v/ph)	715	715	178.75	54.17
Momen xoắn (Nmm)	73194	72794	278352	849751

- Bảng thiết kế bộ truyền bánh răng côn răng thẳng:

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Chiều dài côn ngoài	$R_e$	173.17	mm
Mô đun vòng ngoài	$m_{te}$	3	mm
Tỉ số truyền	$u_t$	4	
Chiều rộng vành răng	$b$	44	mm
Góc côn chia	$\delta_1; \delta_2$	$\delta_1 = 14^\circ 2' 11''$ $\delta_2 = 75^\circ 57' 49''$	Độ
Số răng bánh nhỏ	$Z_1$	28	Răng
Số răng bánh lớn	$Z_2$	112	Răng
Hệ số dịch chỉnh	$x_1; x_2$	$x_1 = 0; x_2 = 0$	
Góc nghiêng của răng	$\beta$	0	Độ
Công suất trục bánh răng dẫn	$P_1$	5.45	Kw
Tốc độ quay của trục dẫn	$n_1$	715	Vg/ph
Mô men xoắn trên trục dẫn	$T_1$	72794	Nmm
Thời gian làm việc	$t_\Sigma$	18000	Giờ
Đường kính vòng chia ngoài bánh nhỏ	$d_{e1}$	$m_{te} * Z_1 = 84$	mm
Đường kính vòng chia ngoài bánh lớn	$d_{e2}$	$m_{te} * Z_2 = 336$	mm
Đường kính đỉnh răng ngoài bánh nhỏ	$d_{a1}$	$m_{te}(Z_1 + 2 * \cos(\delta_1)) = 90$	mm
Đường kính đỉnh răng ngoài bánh lớn	$d_{a2}$	$m_{te}(Z_2 + 2 * \cos(\delta_2)) = 338$	mm
Lực vòng	$F_t$	$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = 1977.02$	N

Lực hướng tâm	$F_r$	$F_{r1} = F_{a2}$ $= F_{t1} * \tan 20^\circ * \cos \delta_1$ $= 698.09$	N
Lực dọc trục	$F_a$	$F_{a1} = F_{r2}$ $= F_{t1} * \tan 20^\circ \sin \delta_1$ $= 174.52$	N

## 1. Chọn vật liệu

Vật liệu dùng để chế tạo trục cần có độ bền cao, ít nhạy cảm với sự tập trung ứng suất dễ gia công và có thể nhiệt luyện dễ dàng. Cho nên thép cacbon và thép hợp kim là những vật liệu chủ yếu để chế tạo trục.

Vật liệu	$\sigma_b$	$\sigma_{ch}$	HB
Thép 45 tôi cải thiện	750 Mpa	450 Mpa	192 ... 240

## 2. Tính toán thiết kế trục

### a. Tải trọng tác dụng lên trục

Tải trọng chủ yếu tác dụng lên trục bao gồm momen xoắn và các lực ăn khớp trong bộ truyền bánh răng, lực căng xích,... Bỏ qua trọng lượng trục, các chi tiết trên trục và lực ma sát được sinh ra ở ổ lăn.

### b. Lực tác dụng từ bộ truyền bánh răng côn

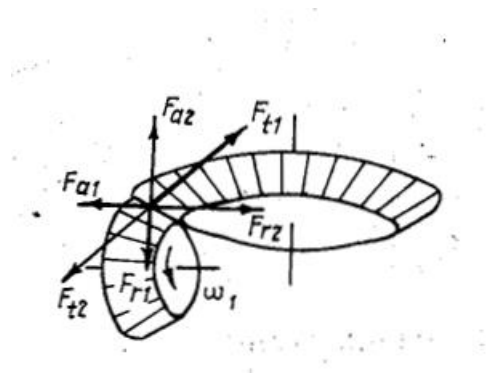
Các lực tác dụng vào bộ truyền bánh răng côn khi chúng ăn khớp bao gồm:

+ $F_t$ : Lực vòng

+ $F_r$ : Lực hướng tâm;

+ $F_a$ : Lực dọc trục;





Trị số các lực được tính toán theo công thức sau:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2.72794}{73.64} = 1977.02(N)$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \tan 20^\circ \cos \delta_1 \\ = 1977.02 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos(14^\circ 2' 11'') = 698.09 (N)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \tan 20^\circ \sin \delta_1 = 1977.02 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin(14^\circ 2' 11') = 174.52(N)$$

### c. Lực tác dụng từ bộ truyền xích

#### +Lực tác dụng lên trục:

$$F_r = k_x * F_t = 1.15 * 3977.1 = 4573.67 (N)$$

Trong trường hợp góc đường nối tâm giữa bánh răng với trục y là một góc khác không thì phân thành các thành phần lực vuông góc với nhau:

$$F_x = F_r \cos(\varphi) = 4573.67 \cdot \cos(30) = 3960.91(N)$$

$$F_y = F_r \sin(\varphi) = 4573.67 \cdot \sin(30) = 2286.84(N)$$

Đối với khớp nối được tính theo công thức:  $F_r = (0,2 \dots 0,3)F_t$

Với  $F_t$  là lực vòng trên khớp nối có thể được tính toán theo công thức:  $F_t = \frac{2T}{D_t}$

Với  $D_t = d_1$  (đường kính vòng chia xích dẫn) = 140 (mm)

$$\Rightarrow F_t = \frac{2.278352}{140} = 3976.46 (N)$$

Như vậy ta được:  $F_r = (0,2 \dots 0,3) \cdot 3976.46 = (795.29 \dots 1192.94)(N)$

Chọn:  $F_r = 1000 (N)$

### 3. Tính toán thiết kế trục

#### a. Xác định đường kính sơ bộ của trục

Đường kính trục thứ k trong hộp giảm tốc chỉ xác định bằng momen được tính theo công thức:

$$d_k^{sb} \geq \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2[\tau]}}$$

Trong đó:

-  $T_i$  - mô men xoắn của trục thứ i;

$$T_I = 72794 \text{ Nmm}; T_{II} = 278352 \text{ Nmm}$$

-  $[\tau]$  : ứng suất xoắn cho phép, với vật liệu trục là thép 45

$$[\tau] = (15 \dots 30) \text{ Mpa}$$

ta chọn  $[\tau]$  suất xoắn cho phép với vật liệu là thép, Mpa với vật liệu thép 45  $[\tau] = (15 \dots 30) \text{ Mpa}$ , ta chọn  $[\tau]_1 = 15 \text{ Mpa}$  ;  $[\tau]_2 = 30 \text{ Mpa}$ .

Ta tính ra được :

$$d_1^{sb} \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} \geq \sqrt[3]{\frac{72794}{0,2 \cdot 15}} \geq 28.95 \text{ (mm)}$$

$$d_2^{sb} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} \geq \sqrt[3]{\frac{278352}{0,2 \cdot 30}} \geq 35.93 \text{ (mm)}$$

Dựa vào bảng 10.2, ta lấy :  $d_1^{sb} = 30 \text{ (mm)}$ ,  $d_2^{sb} = 40 \text{ (mm)}$ ,

Như vậy ta có được kết quả như sau:

- Đường kính sơ bộ trục I:  $d_1^{sb} = 30 \text{ (mm)}$
- Đường kính sơ bộ trục II:  $d_2^{sb} = 40 \text{ (mm)}$

Dựa vào đường kính sơ bộ trục, ta có thể suy ra được chiều rộng của ổ lăn  $b_0$  từ bảng 10.2:

$$d_1^{sb} = 30 \text{ (mm)} \Rightarrow b_{01} = 19 \text{ (mm)}$$

$$d_2^{sb} = 40 \text{ (mm)} \Rightarrow b_{02} = 23 \text{ (mm)}$$

### **b. Xác định chiều dài của Mayo đĩa**

Chiều dài của Mayo đĩa xích được tính toán theo công thức :

$$l_{mx} = l_{m22} = (1,2...1,5)d_2^{sb} = (1,2...1,5).40 = (48...60) \text{ (mm)}$$

$$\text{Chọn } l_{m22}=54 \text{ (mm)}$$

Chiều dài của Mayo bánh răng côn được xác định bằng công thức :

$$l_{mbrc} = (1,2...1,4)d$$

- Với bánh răng côn nhỏ :

$$l_{m13} = (1,2...1,4)d_1^{sb} = (1,2...1,4).30 = (36...42) \text{ (mm)}.$$

$$\text{Chọn } l_{m13}=39 \text{ (mm)}$$

- Với bánh răng côn lớn :

$$l_{m23} = (1,2...1,4)d_2^{sb} = (1,2...1,4).40 = (48...56) \text{ (mm)}.$$

$$\text{Chọn } l_{m23}=52 \text{ (mm)}$$

Chiều dài của Mayo nửa khớp gối (đối với vòng đàn hồi):

$$l_m = (1,4 ... 2,5)d$$

$$\Rightarrow l_{m12} = (1,4...2,5)d_1^{sb} = (42...75) \text{ (mm)}$$

$$\text{Chọn } l_{m12}=59 \text{ (mm)}$$

### **c. Các khoảng cách khác được chọn trong bảng 10.3:**

- Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc. khoảng cách giữa các chi tiết quay.

$$k_1 = (8...15) \text{ mm} \quad \text{lấy } k_1 = 10 \text{ mm}$$

- Khoảng cách từ mặt cạnh ổ đến thành trong của hộp.

$$k_2 = (5...15) \text{ (mm)} \quad \text{lấy } k_2 = 10 \text{ mm}$$

- Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ.

$l_{mki}$  : chiều dài máyơ của chi tiết quay thứ  $i$  (lắp trên tiết diện  $i$ ) trên trục  $k$ , tính theo công thức (10.10)... (10.13) tùy theo loại chi tiết quay, trong đó thay  $d$  bằng  $d_k$  tính theo  $T_k$  ;

$l_{cki}$  - khoảng côngxôn (khoảng chìa) trên trục thứ k, tính từ chi tiết thứ i ở ngoài hộp giảm tốc đến gối đỡ

$$l_{cki} = 0,5 \cdot (l_{mki} + b_0) + k_3 + h_n \quad (10.14)$$

$b_{ki}$  - chiều rộng vành bánh răng thứ i trên trục thứ k.

- **Đối với trục I:**

$$l_{12} = -l_{c12} = -\left(\frac{l_{m12}}{2} + k_3 + h_n + \frac{b_{01}}{2}\right) = -\left(\frac{59}{2} + 10 + 20 + \frac{19}{2}\right) = -69 \text{ (mm)}$$

$$l_{11} = (2,5 \dots 3)d_1 = (2,5 \dots 3)30 = (75 \dots 90) \text{ (mm)}$$

Ta chọn  $l_{11}=83 \text{ (mm)}$

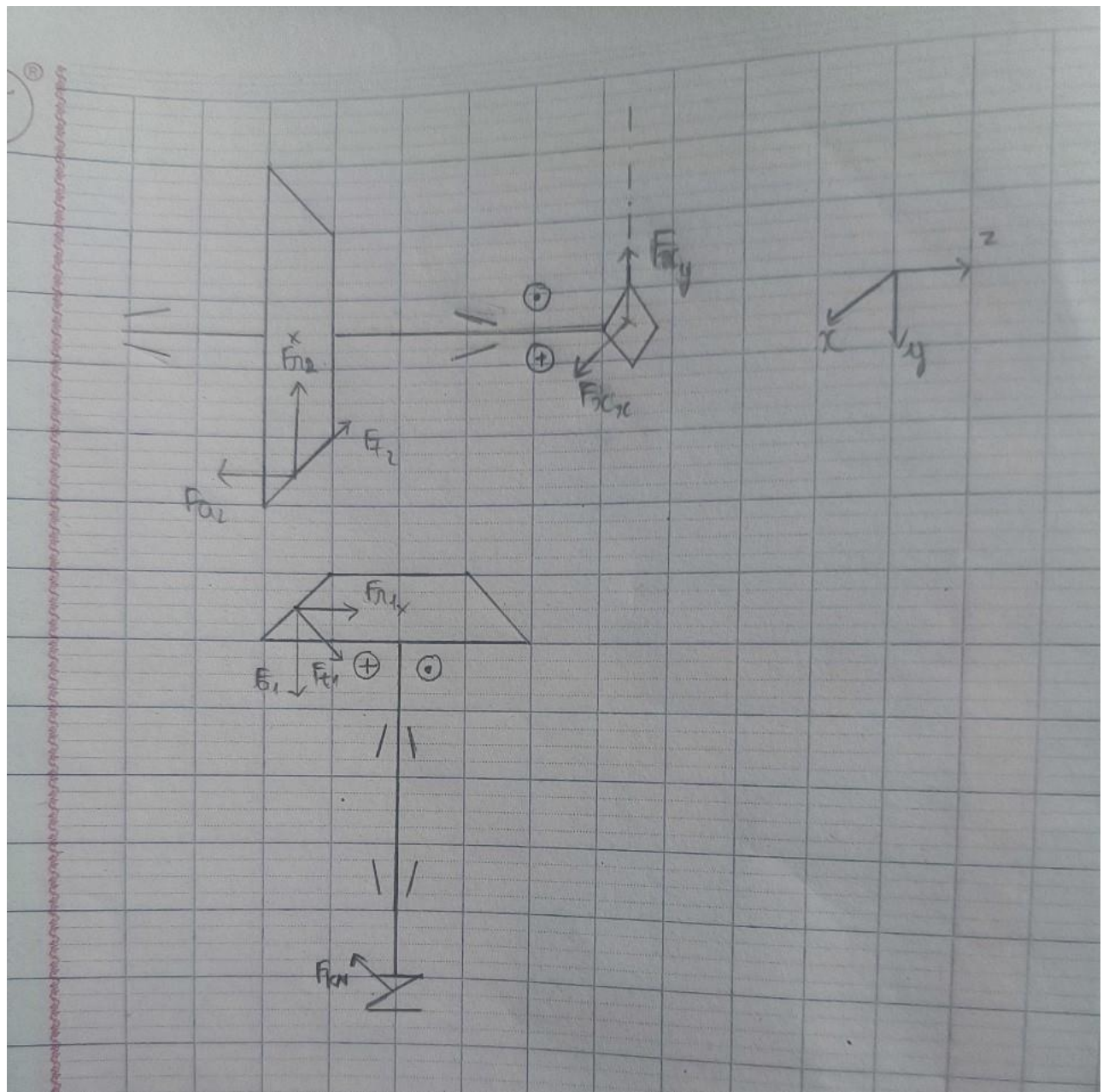
$$l_{13} = l_{11} + k_1 + k_2 + l_{m13} + 0,5(b_{01} - b_{13}\cos(\delta_1)) = 83 + 10 + 10 + 39 + 0,5(19 - 44 \cdot \cos(14^\circ 2' 11'')) = 130.16 \text{ (mm)}$$

- **Đối với trục II:**

$$l_{22} = 0,5(l_{m22} + b_{02}) + k_1 + k_2 = 0,5(54 + 23) + 10 + 10 = 58.5 \text{ (mm)}$$

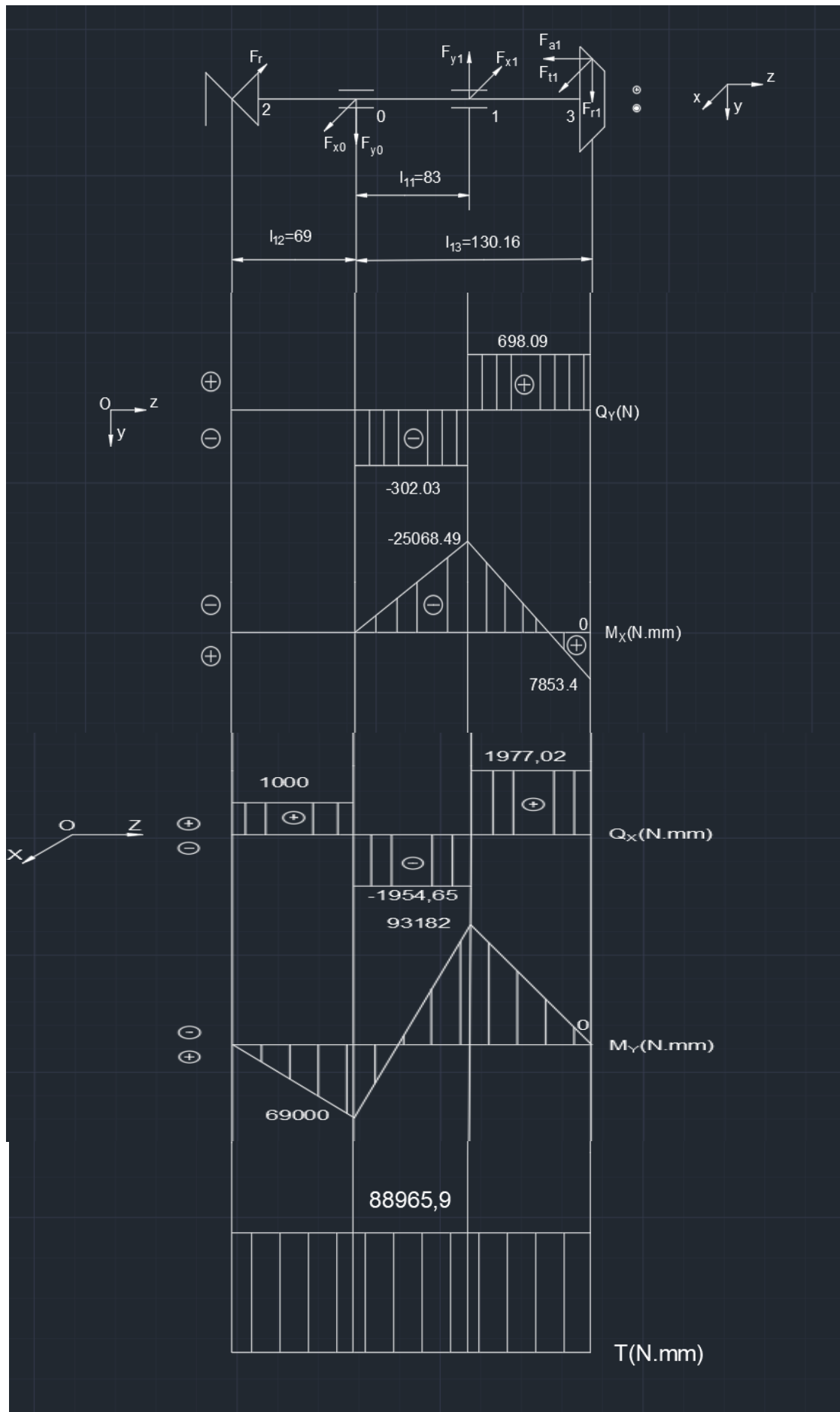
$$l_{23} = l_{22} + 0,5(l_{m22} + b_{13}\cos(\delta_2)) + k_1 = 58.5 + 0,5(54 + 44 \cdot \cos(75^\circ 57' 49'')) + 10 = 100.84 \text{ (mm)}$$

$$l_{21} = l_{m22} + l_{m23} + b_{02} + 3k_1 + 2k_2 = 54 + 52 + 23 + 3 \cdot 10 + 2 \cdot 10 = 179 \text{ (mm)}$$



#### 4. Tính toán thiết kế trục I

##### a. Sơ đồ đặt lực trên trục I



## b. Xác định các lực tác dụng lên trục I

### \* Các lực tác dụng lên trục I gồm có:

- + Mô men xoắn từ trục động cơ truyền cho trục I,  $T_I = 72794$  (Nmm);
- + Lực vòng:  $F_{t1} = 1977.02$  (N)
- + Lực hướng tâm:  $F_{r1} = F_{a2} = 698,09$  (N)
- + Lực dọc trục :  $F_{a1} = F_{t2} = 174,52$  (N)
- + Lực của khớp nối:  $F_r = 1000$  (N)

### • Xác định các phản lực tại gối đỡ

Xét tổng moment trên gối đỡ (0) trên mặt phẳng yOz:

$$\sum M_{x(0)} = F_{y1}l_{11} + F_{a1} \frac{d_{a1}}{2} - F_{r1}l_{13} = 0$$
$$\Rightarrow F_{y1} = \frac{F_{r1}l_{13} - F_{a1} \frac{d_{m1}}{2}}{l_{11}} = \frac{698,09 * 130,16 - 174,52 * \frac{90}{2}}{83} = 1000,12 \text{ (N)}$$

Xét tổng các lực theo phương y:

$$\sum F_y = F_{y0} - F_{y1} + F_{r1} = 0$$
$$\Rightarrow F_{y0} = F_{y1} - F_{r1} = 1000,12 - 698,09 = 302,03 \text{ (N)}$$

Xét tổng moment trên gối đỡ (0) trên mặt phẳng xOz:

$$\sum M_{y(0)} = F_r l_{12} - F_{x1} l_{11} + F_{t1} l_{13} = 0$$
$$\Rightarrow F_{x1} = \frac{F_r l_{12} + F_{t1} l_{13}}{l_{11}} = \frac{1000 * 69 + 1977,02 * 130,16}{83} = 3931,67 \text{ (N)}$$

Xét tổng các lực theo phương x:

$$\sum F_x = F_{x0} - F_{x1} - F_r + F_{t1} = 0$$
$$\Rightarrow F_{x0} = -F_{t1} + F_r + F_{x1} = -1977,02 + 1000 + 3931,67 = 2954,65 \text{ (N)}$$

Vì lực  $F_{a1}$  quay quanh trục Ox nên tạo ra một moment:



$$M_{a1} = F_{a1} \frac{d_{a1}}{2} = 174,52 * \frac{90}{2} = 7853,4 \text{ (Nmm)}$$

$$T_1 = F_{t1} * \frac{d_{a1}}{2} = 1977,02 * \frac{90}{2} = 88965,9 \text{ (N)}$$

- **Tính toán đường kính của các trục tiết diện:**

Theo phần chọn sơ bộ đường kính trục, ta có  $d_I^{sb} = 30 \text{ (mm)}$ , vật liệu chế tạo trục I là thép 45, tôi cải thiện, có  $\sigma_b \geq 750 \text{ MPa}$ ; theo bảng 10.5, ta có trị số của ứng suất cho phép của vật liệu chế tạo trục là:  $[\sigma] = 63 \text{ MPa}$ .

Đường kính trục tại các mặt cắt được xác định theo công thức:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{M_{tdi}}{0,1.[\sigma]}}$$

Trong đó:  $[\sigma]$  là ứng suất cho phép của vật liệu chế tạo trục ( $[\sigma] = 63 \text{ MPa}$ )

$M_{td}$  - Mô men tương đương trên các mặt cắt (Nmm)

Theo công thức 10.15[I] và 10.16[I] ta có:

$$M_i = \sqrt{M_{yi}^2 + M_{xi}^2}$$

$$M_{td} = \sqrt{M_i^2 + 0,75.T_i^2}$$

Trong đó:  $M_{yi}$ ;  $M_{xi}$  mô men uốn trong mặt phẳng  $yOz$  và  $xOz$  tại các tiết diện  $i$ .

### **Xét các mặt cắt tại trục I:**

- **Tại điểm (2): điểm lắp khớp nối**

- Momen uốn  $M_{x2} = M_{y2} = 0$
- Momen xoắn  $M_{z2} = T_1 = 88965,9 \text{ (N.mm)}$ ;
- Momen tương đương trên mặt cắt (2):

$$M_{td2} = \sqrt{M_2^2 + 0,75.M_{z2}^2} = \sqrt{0,75.88965,9^2} = 77046,73 \text{ (Nmm)}$$

- Kích thước của trục tại mặt cắt (2):

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{td2}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{77046,73}{0,1 \cdot 63}} = 23,04(mm) ; \text{Chọn } d_2 = 24 \text{ mm}$$

- **Tại điểm (0) - điểm có lắp ổ lăn:**

- Momen uốn:  $M_{x0} = 0(Nmm)$ ;
- Momen uốn:  $M_{y0} = 69000 (Nmm)$ ;
- Momen xoắn:  $M_{z0} = T_I = 88965,9(N.mm)$ ;
- Momen tương đương trên mặt cắt (0):

$$M_0 = \sqrt{M_{x0}^2 + M_{y0}^2} = \sqrt{0^2 + 69000^2} = 69000 (Nmm)$$

$$M_{td0} = \sqrt{M_0^2 + 0,75 \cdot M_{z0}^2} = \sqrt{69000^2 + 0,75 \cdot 88965,9^2} = 103427,26 (Nmm)$$

- Kích thước của trục tại mặt cắt (0):

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{td0}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{103427,26}{0,1 \cdot 63}} = 25,42 (mm) \text{ .Ta chọn } d_0 = 30 \text{ mm}$$

- **Tại điểm (1) - điểm có lắp ổ lăn :**

- Momen uốn:  $M_{x1} = 25068,49 (Nmm)$
- Momen uốn:  $M_{y1} = 93182 (Nmm)$
- Mô men xoắn  $M_{z1} = T_I = 88965,9(N.mm)$
- Mô men tương đương trên mặt cắt (1):

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{25068,49^2 + 93182^2} = 96495,15 (Nmm)$$

$$M_{td1} = \sqrt{M_1^2 + 0,75 \cdot M_{z1}^2} = \sqrt{96495,15^2 + 0,75 \cdot 88965,9^2} = 123480,82 (Nmm)$$

- Kích thước của trục tại mặt cắt (1):

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{td1}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{123480,82}{0,1 \cdot 63}} = 26,96 (mm); \text{Chọn } d_1 = 30 \text{ mm}$$

- **Tại vị trí (3) lắp bánh răng côn:**

- Momen uốn  $M_{x3} = 0$  (Nmm)
- Momen uốn  $M_{y3} = 0$  (Nmm)
- Momen xoắn  $M_{z3} = T_1 = 88965,9$  (Nmm)
- Momen tương đương trên mặt cắt (3):

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{td3} = \sqrt{M_3^2 + 0,75 \cdot M_{z3}^2} = \sqrt{0^2 + 0,75 \cdot 88965,9^2} = 77046,73 \text{ (Nmm)}$$

- Kích thước của trục tại mặt cắt (3):

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{td3}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{77046,73}{0,1 \cdot 63}} = 23,04 \text{ (mm)}; \text{ chọn } d_3 = 25 \text{ (mm)}.$$

### c. Tính kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi.

- Khi xác định đường kính trục theo công thức 10.17 [I], ta chưa xét tới các ảnh hưởng về độ bền mỏi của trục như đặc tính thay đổi của chu trình ứng suất, sự tập trung ứng suất, yếu tố kích thước, chất lượng bề mặt.... Vì vậy sau khi xác định được đường kính trục cần tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi có kể đến các yếu tố vừa nêu.
- Kết cấu của trục vừa thiết kế đảm bảo được độ bền mỏi nếu hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm thỏa mãn điều kiện sau đây theo công thức 10.19 [I]:

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

Trong đó:

$[s]$  - hệ số an toàn cho phép,  $s = (1,5 \dots 2,5)$ ; lấy  $[s] = 2,5$

$s_{\sigma j}$ ,  $s_{\tau j}$  - hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp tại mặt cắt j:

$$s_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\alpha j} \cdot \sigma_{aj} + \sigma_{mj} \psi_{\sigma}} \quad (10.20)$$

$$\sigma_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\sigma j} \tau_{aj} + \psi_{\tau} \tau_{mj}} \quad (10.21)$$

Với  $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  - giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng, với thép 45 có  $\sigma_b = 750 \text{ MPa}$ .

$$\Rightarrow \sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_b = 0,436 \cdot 750 = 327 \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 327 = 189,66 \text{ MPa}$$

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình tới độ bền mỏi, theo bảng 10.7 [I], với  $\sigma_b = 750 \text{ MPa}$ , ta có:

$$\psi_{\sigma} = 0,1; \quad \psi_{\tau} = 0,05$$

- Đối với trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng theo CT 10.22 [I]:

$$\sigma_{mj} = 0; \quad \sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j}$$

-  $\sigma_{aj}, \tau_{aj}, \sigma_{mj}, \tau_{mj}$  là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và tiếp tại mặt cắt mà ta đang xét. Khi trục quay một chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động, theo CT 10.23 [I]:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2 \cdot W_{oj}}$$

Với  $W_j, W_{oj}$  – momen cản uốn và momen cản xoắn tại mặt cắt đang xét.

Ta kiểm nghiệm cho mặt cắt tại điểm có lắp ổ lăn (0) và (1).

- **Kiểm nghiệm cho mặt cắt (1):**

Theo công thức 10.15[I], ta có:

$$M_1 = \sqrt[2]{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt[2]{25068,49^2 + 93182^2} = 96495,15 \text{ (Nmm)}$$

Theo bảng 10.6[I] tính momen chống uốn và chống xoắn cho mặt cắt 3 của trục I:

$$W_1 = \frac{\pi.d_1^3}{32} - \frac{b.t_1.(d_1-t_1)^2}{2d_3} = \frac{3,14.30^3}{32} - \frac{8.5.(30-5)^2}{2.30} = 2232,71 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Trong đó:

b là chiều rộng rãnh then bằng: b=8 mm (tra bảng 9.1b[1])

t<sub>1</sub> là chiều sâu của rãnh then: t<sub>1</sub>= 5 mm ( tra bảng 9.1b[1]))

$$\Rightarrow \sigma_{m1} = 0; \sigma_{a1} = \frac{M_1}{W_1} = \frac{96495,15}{2232,71} = 43,22 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất xoắn :

$$T_1 = T_I = 88965,9 \text{ (Nmm)} ;$$

$$W_{01} = \frac{\pi.d_1^3}{16} - \frac{b.t_1.(d_1-t_1)^2}{2d_1}$$

$$= \frac{3,14.30^3}{16} - \frac{8.5.(30-5)^2}{2.30} = 4882,08 \text{ (mm}^3\text{)}$$

$$\Rightarrow \tau_{a1} = \tau_{m1} = \frac{T_1}{2.W_{01}} = \frac{88965,9}{2.4882,08} = 9,11 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Hệ số K<sub>σdj</sub> và K<sub>τdj</sub> được xác định theo các CT10.25[I]; CT10.26[I]:

$$K_{\sigma dj} = \frac{\frac{K_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} + K_x - 1}{K_y}$$

$$K_{\tau dj} = \frac{\frac{K_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} + K_x - 1}{K_y}$$

Trong đó:

K<sub>x</sub> - hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt phụ thuộc vào phương pháp gia công và độ nhẵn bóng bề mặt. Theo bảng 10.8 [I] ta có:

$$K_x = 1,1 \text{ với } \sigma_b = 750 \text{ MPa, tiện đạt } R_a 2,5 \dots 0,63;$$

$K_y$  - hệ số tăng bền bề mặt trục nhẵn, tra bảng 10. 9 [1], ta dùng phương pháp gia công thấm cacbon tăng bền bề mặt, ta có:  $K_y = [1,4 \dots 1,5]$ . Chọn  $K_y = 1,5$ .

$\varepsilon_\sigma$ ,  $\varepsilon_\tau$  - hệ số kể đến ảnh hưởng kích thước mặt cắt trục, đối với trục làm bằng vật liệu thép Cacbon có đường kính  $d_1 = 30$  (mm),

theo bảng 10. 10 [I], ta có:  $\varepsilon_\sigma = 0,88$ ;  $\varepsilon_\tau = 0,81$

$K_\sigma$ ,  $K_\tau$  - trị số của hệ số tập trung ứng suất thực tế trên bề mặt trục, đối với trục có rãnh then và gia công bằng dao phay ngón.

Theo bảng 10.12[I], ta có với  $\sigma_b = 750$  MPa  $\Rightarrow K_\sigma = 2,01$ ;  $K_\tau = 1,88$

Thay các giá trị trên vào công thức ta được:

$$K_{\sigma d1} = \frac{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_x - 1}{K_y} = \frac{\frac{2,01}{0,88} + 1,1 - 1}{1,5} = 1,59$$

$$K_{\tau d1} = \frac{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_x - 1}{K_y} = \frac{\frac{1,88}{0,81} + 1,1 - 1}{1,5} = 1,61$$

Thay các kết quả trên vào CT 10.20[I]; CT10.21[I], ta tính được:

$$S_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d1} \cdot \sigma_{a1} + \psi_\sigma \cdot \sigma_{m1}} = \frac{327}{1,59 \cdot 43,22 + 0,1 \cdot 0} = 4,76$$

$$S_{\tau 1} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d1} \cdot \tau_{a1} + \psi_\tau \cdot \tau_{m1}} = \frac{189,66}{1,61 \cdot 9,11 + 0,05 \cdot 9,11} = 12,54$$

Theo CT 10,19[I], ta tính được:

$$S_1 = \frac{S_{\sigma 1} \cdot S_{\tau 1}}{\sqrt{S_{\sigma 1}^2 + S_{\tau 1}^2}} = \frac{4,76 \cdot 12,54}{\sqrt{4,76^2 + 12,54^2}} = 4,45 > [s] = 2,5 \Rightarrow \text{mặt cắt (1) đủ bền}$$

độ bền mỏi

Xét các mặt cắt tương tự cho mặt cắt (0), ta được:

$$s_0 = 2,78 \geq 2,5 (\text{đủ độ bền mỏi})$$

#### d. Kiểm nghiệm độ bền tĩnh của trục

Tại mặt cắt (1) là mặt cắt nguy hiểm, kiểm nghiệm độ bền tĩnh của trục tại mặt (1)

$$\sigma_{td1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2} \leq [\sigma] \quad (10.16-[1])$$

$$\sigma_1 = \frac{M_{max}}{0,1.d_1^3} \quad \tau_1 = \frac{T_{max}}{0,1.d_1^3} \quad (10.17-[1])$$

Lại có:

$$M_{1max} = M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{25068,49^2 + 93182^2} = 96495,15 \text{ (Nmm)}$$

$$T_1 = T_{1max} = 88965,9 \text{ (Nmm)}$$

Thế vào công thức trên ta được:

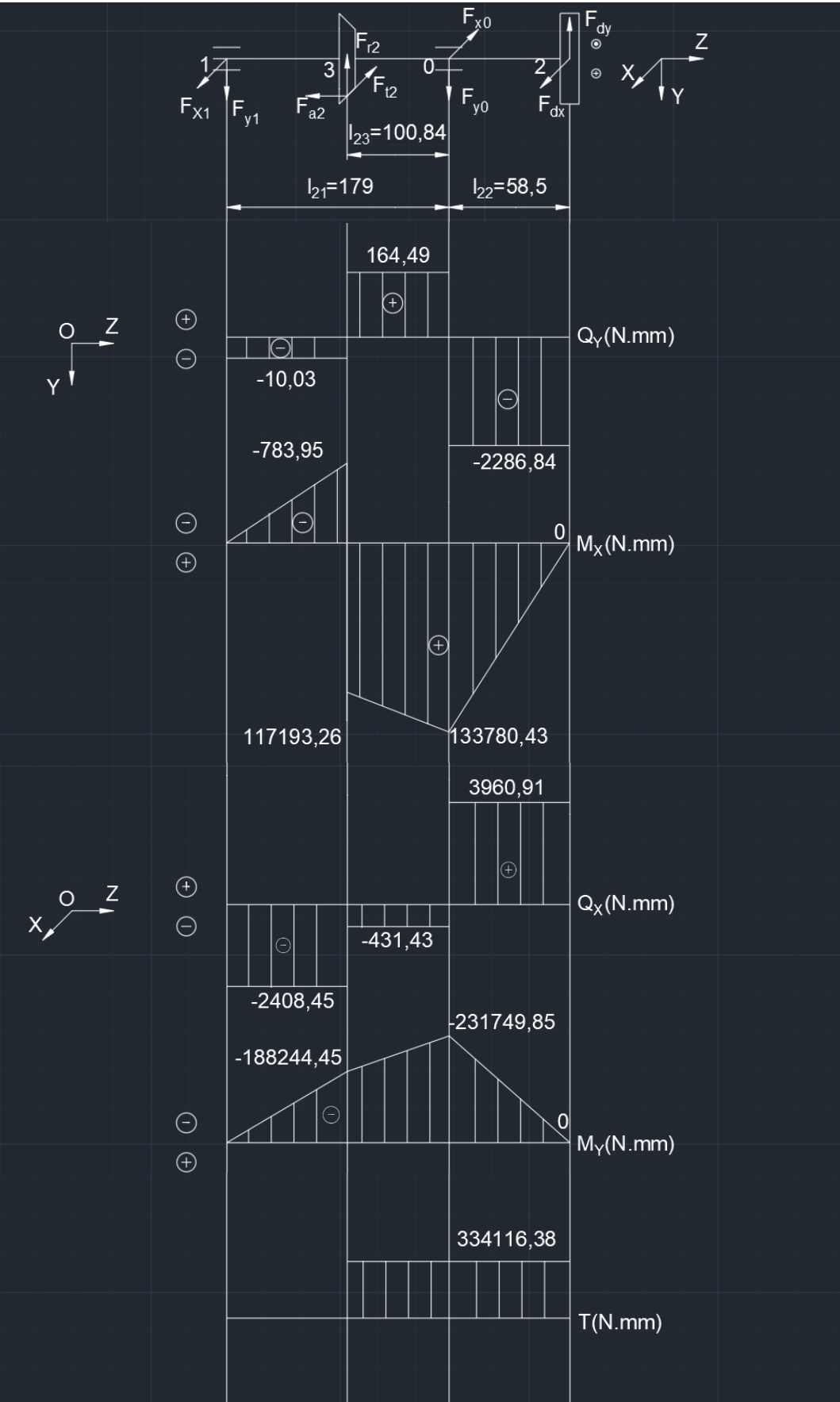
$$\sigma_1 = \frac{M_{1max}}{0,1.d_1^3} = \frac{96495,15}{0,1.30^3} = 35,74 \text{ (MPa)}$$

$$\tau_1 = \frac{T_{max}}{0,1.d_1^3} = \frac{88965,9}{0,1.30^3} = 32,95 \text{ (MPa)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{td1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2} = \sqrt{35,74^2 + 3.32,95^2} = 67,34 \text{ (MPa)} \leq [\sigma] = 0,8.\sigma_{ch} = 0,8.450 = 360 \text{ (MPa)} \text{ (thỏa mãn điều kiện bền)}$$

#### 5. Tính toán thiết kế trục II

##### a. Sơ đồ đặt lực trên trục II





**b. Xác định các lực tác dụng lên trục II:**

+ Lực vòng:  $F_{t2} = F_{t1} = 1977,02(N)$

+ Lực hướng trục:  $F_{a2} = F_{r1} = 698,09 (N)$

+ Lực hướng kính:  $F_{r2} = F_{a1} = 174,52(N)$

- Lực của đĩa xích tác dụng lên trục:

Vì đường nối tâm của bộ truyền đai làm với phương ngang 1 góc  $\alpha = 30^\circ$  do đó lực  $F_r$  từ đĩa xích tác dụng lên trục được phân tích thành hai lực:  $F_r = 4573.67 (N)$

$$F_{dx} = F_r \cos(\alpha) = 4573.67 \cdot \cos(30) = 3960,91(N)$$

$$F_{dy} = F_r \sin(\alpha) = 4573.67 \cdot \sin(30) = 2286,84(N)$$

**c. Tính toán phản lực tại các gối đỡ (0) và (1)**

- Giả sử chiều của các phản lực tại các gối đỡ (0) và (1) theo hai phương x và y như hình vẽ. Ta tính toán được các thông số như sau:

+ Xét moment trên mặt phẳng (yOz):

$$\sum M_{X(0)} = -F_{r2}l_{23} + F_{y1}l_{21} + F_{dy}l_{22} - F_{a2} \frac{d_{m2}}{2} = 0$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow F_{y1} &= \frac{F_{r2}l_{23} + F_{a2} \frac{d_{m2}}{2} - F_{dy}l_{22}}{l_{21}} \\ &= \frac{174,52 \cdot 100,84 + 698,09 \cdot \frac{338}{2} - 2286,84 \cdot 58,5}{179} = 10.03(N) \end{aligned}$$

+ Xét các lực theo phương y:

$$\sum F_y = F_{y0} - F_{r2} + F_{y1} - F_{dy} = 0$$

$$\Rightarrow F_{y0} = F_{r2} - F_{y1} + F_{dy} = 174,52 - 10,03 + 2286,84 = 2451,33 (N)$$

+ Xét moment trên mặt phẳng (xOz):

$$\sum M_{y(0)} = -F_{t2}l_{23} + F_{x1}l_{21} - F_{dx}l_{22} = 0$$

$$F_{x1} = \frac{F_{t2}l_{23} + F_{dx}l_{22}}{l_{21}} = \frac{1977,02 \cdot 100,84 + 3960,91 \cdot 58,5}{179} = 2408,45(N)$$

+ Xét các lực theo phương x:

$$\sum F_x = -F_{x0} - F_{t2} + F_{x1} + F_{dx} = 0$$

$$F_{x0} = F_{dx} + F_{x1} - F_{t2} = 3960,91 + 2408,45 - 1977,02 = 4392,34 (N)$$

+ Mô men gây ra trên bánh răng hai:

$$M_{a2} = F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} = 698,09 \cdot \frac{338}{2} = 117977,21 (Nmm)$$

$$T_2 = F_{t2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} = 1977,02 \cdot \frac{338}{2} = 334116,38 (Nmm)$$

### **Xét các mặt cắt tại trục II:**

- **Tại điểm (2): điểm lắp đĩa xích bị động**

- Momen uốn  $M_{x2} = M_{y2} = 0$
- Momen xoắn  $M_{z2} = T_2 = 334116,38 (N.mm)$ ;
- Momen tương đương trên mặt cắt (2):

$$M_{td2} = \sqrt{M_2 + 0,75 \cdot M_{z2}^2} = \sqrt{0,75 \cdot 334116,38^2} = 289353,27 (Nmm)$$

- Kích thước của trục tại mặt cắt (2):

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{td2}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{289353,27}{0,1 \cdot 63}} = 35,8 (mm) ; \text{Chọn } d_2 = 36 \text{ mm}$$

- **Tại điểm (1) - điểm có lắp ổ lăn:**

- Momen uốn:  $M_{x1} = 0 (Nmm)$ ;
- Momen uốn:  $M_{y1} = 0 (Nmm)$ ;

- Momen xoắn:  $M_{z1} = 0$  (N.mm);
- Momen tương đương trên mặt cắt (0):

$$M_{td1} = \sqrt{M_1^2 + 0,75 \cdot M_{z1}^2} = 0 \text{ (Nmm)}$$

Chọn  $d_1 = 40$  mm

• **Tại điểm (0) - điểm có ổ lăn :**

- Momen uốn:  $M_{x0} = 133780,43$  (Nmm)
- Momen uốn:  $M_{y0} = 231749,85$  (Nmm)
- Mô men xoắn  $M_{z0} = T_1 = 334116,38$  (N.mm)
- Mô men tương đương trên mặt cắt (1):

$$M_0 = \sqrt{M_{x0}^2 + M_{y0}^2} = \sqrt{133780,43^2 + 231749,85^2} = 267591,47 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{td0} = \sqrt{M_0^2 + 0,75 \cdot M_{z0}^2} = \sqrt{267591,47^2 + 0,75 \cdot 334116,38^2} = 394119,92 \text{ (Nmm)}$$

- Kích thước của trục tại mặt cắt (0):

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{td0}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{394119,92}{0,1 \cdot 63}} = 39,7 \text{ (mm)}; \text{ Chọn } d_0 = 40 \text{ mm}$$

• **Tại vị trí (3) lắp bánh răng côn:**

- Momen uốn  $M_{x3} = 117193,26$  (Nmm)
- Momen uốn  $M_{y3} = 188244,45$  (Nmm)
- Momen xoắn  $M_{z3} = T_1 = 334116,38$  (Nmm)
- Momen tương đương trên mặt cắt (3):

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{117193,26^2 + 188244,45^2} = 221743,62 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{td3} = \sqrt{M_3^2 + 0,75 \cdot M_{z3}^2} = \sqrt{221743,62^2 + 0,75 \cdot 334116,38^2} = 364548,42 \text{ (Nmm)}$$

- Kích thước của trục tại mặt cắt (3):

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{td3}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{364548,42}{0,1 \cdot 63}} = 38,68 \text{ (mm)}; \text{ chọn } d_3 = 45 \text{ (mm)}.$$

#### d. Tính kiểm nghiệm trực về độ bền mỏi.

- Khi xác định đường kính trục theo công thức 10.17 [I], ta chưa xét tới các ảnh hưởng về độ bền mỏi của trục như đặc tính thay đổi của chu trình ứng suất, sự tập trung ứng suất, yếu tố kích thước, chất lượng bề mặt.... Vì vậy sau khi xác định được đường kính trục cần tiến hành kiểm nghiệm trực về độ bền mỏi có kể đến các yếu tố vừa nêu.
- Kết cấu của trục vừa thiết kế đảm bảo được độ bền mỏi nếu hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm thỏa mãn điều kiện sau đây theo công thức 10.19 [I]:

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

Trong đó:

[s] - hệ số an toàn cho phép,  $s = (1,5 \dots 2,5)$ ; lấy  $[s] = 2,5$

$s_{\sigma j}$ ,  $s_{\tau j}$  - hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp tại mặt cắt j:

$$s_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma j} \cdot \sigma_{aj} + \sigma_{mj} \psi_{\sigma}} \quad (10.20)$$

$$s_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau j} \tau_{aj} + \psi_{\tau} \tau_{mj}} \quad (10.21)$$

Với  $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  - giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng, với thép 45 có  $\sigma_b = 750 \text{ MPa}$ .

$$\Rightarrow \sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_b = 0,436 \cdot 750 = 327 \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 327 = 189,66 \text{ MPa}$$

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình tới độ bền mỏi, theo bảng 10. 7 [I], với  $\sigma_b = 750 \text{ MPa}$ , ta có:

$$\psi_{\sigma} = 0,1; \quad \psi_{\tau} = 0,05$$

- Đối với trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng theo CT 10.22 [I]:

$$\sigma_{mj} = 0; \sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j}$$

-  $\sigma_{aj}$ ,  $\tau_{aj}$ ,  $\sigma_{mj}$ ,  $\tau_{mj}$  là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và tiếp tại mặt cắt mà ta đang xét. Khi trục quay một chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động, theo CT 10.23 [I]:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2.W_{oj}}$$

Với  $W_j$ ,  $W_{oj}$  – momen cản uốn và momen cản xoắn tại mặt cắt đang xét.

Ta kiểm nghiệm cho mặt cắt tại điểm có lắp ổ lăn (0) và (1).

- **Kiểm nghiệm cho mặt cắt (3):**

Theo công thức 10.15[I], ta có:

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{117193,26^2 + 188244,45^2} = 221743,62 \text{ (Nmm)}$$

Theo bảng 10.6[I] tính momen chống uốn và chống xoắn cho mặt cắt 3 của trục I:

$$W_3 = \frac{\pi.d_3^3}{32} - \frac{b.t_1.(d_3-t_1)^2}{2d_3} = \frac{3,14.45^3}{32} - \frac{14.5,5.(45-5,5)^2}{2.45} = 7606,76 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Trong đó:

b là chiều rộng rãnh then bằng: b=14 mm (tra bảng 9.1b[1])

t<sub>1</sub> là chiều sâu của rãnh then: t<sub>1</sub>= 5.5 mm ( tra bảng 9.1b[1])

$$\Rightarrow \sigma_{m3} = 0; \sigma_{a3} = \frac{M_3}{W_3} = \frac{221743,62}{7606,76} = 29,15 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất xoắn :

$$T_3 = T_2 = 334116,38 \text{ (Nmm)};$$

$$\begin{aligned} W_{03} &= \frac{\pi.d_3^3}{16} - \frac{b.t_1.(d_3-t_1)^2}{2d_3} \\ &= \frac{3,14.45^3}{16} - \frac{14.5,5.(45-5,5)^2}{2.45} = 16548,4 \text{ (mm}^3\text{)} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \tau_{a3} = \tau_{m3} = \frac{T_3}{2.W_{03}} = \frac{334116,38}{2.16548,4} = 10,1(\text{N/mm}^2)$$

Hệ số  $K_{\sigma dj}$  và  $K_{\tau dj}$  được xác định theo các CT10.25[I]; CT10.26[I]:

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

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

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 bóng bề mặt. Theo bảng 10.8 [I] ta có :

$K_x = 1,1$  với  $\sigma_b = 750 \text{ MPa}$ , tiện đạt  $R_a 2,5 \dots 0,63$ ;

$K_y$  - hệ số tăng bền bề mặt trực nhẵn, tra bảng 10. 9 [1], ta dùng phương pháp gia công thấm cacbon tăng bền bề mặt, ta có:  $K_y = [1,4 \dots 1,5]$ . Chọn  $K_y = 1,5$ .

$\varepsilon_{\sigma}$  ,  $\varepsilon_{\tau}$  - hệ số kể đến ảnh hưởng kích thước mặt cắt trực, đối với trục làm bằng vật liệu thép Cacbon có đường kính  $d_3 = 40 \text{ (mm)}$ ,

theo bảng 10. 10 [I], ta có:  $\varepsilon_{\sigma} = 0,85$ ;  $\varepsilon_{\tau} = 0,78$

$K_{\sigma}$  ,  $K_{\tau}$  - trị số của hệ số tập trung ứng suất thực tế trên bề mặt trực, đối với trục có rãnh then và gia công bằng dao phay ngón.

Theo bảng 10.12[I], ta có với  $\sigma_b = 750 \text{ MPa} \Rightarrow K_{\sigma} = 2,01$ ;  $K_{\tau} = 1,88$

Thay các giá trị trên vào công thức ta được:

$$K_{\sigma d3} = \frac{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + K_x - 1}{K_y} = \frac{\frac{2,01}{0,85} + 1,1 - 1}{1,5} = 1,64$$

$$K_{\tau d3} = \frac{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + K_x - 1}{K_y} = \frac{\frac{1,88}{0,78} + 1,1 - 1}{1,5} = 1,67$$

Thay các kết quả trên vào CT 10.20[I]; CT10.21[I], ta tính được:

$$s_{\sigma 3} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d3} \cdot \sigma_{a3} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{m3}} = \frac{327}{1,64 \cdot 29,15 + 0,1 \cdot 0} = 6,84$$

$$s_{\tau 3} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d3} \cdot \tau_{a3} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{m3}} = \frac{189,66}{1,78 \cdot 10,1 + 0,05 \cdot 10,1} = 10,26$$

Theo CT 10,19[I], ta tính được:

$$s_3 = \frac{s_{\sigma 3} \cdot s_{\tau 3}}{\sqrt{s_{\sigma 3}^2 + s_{\tau 3}^2}} = \frac{6,84 \cdot 10,26}{\sqrt{6,84^2 + 10,26^2}} = 5,69 > [s] = 2,5 \Rightarrow \text{mặt cắt (3) đủ bền}$$

độ bền mỏi

Xét các mặt cắt tương tự cho mặt cắt (0) ta được:

$$\{s_0 = 5,17 \geq 2,5(\text{đủ độ bền mỏi})\}$$

#### e. Kiểm nghiệm độ bền tĩnh của trục

Tại mặt cắt (0) là mặt cắt nguy hiểm, kiểm nghiệm độ bền tĩnh của trục tại mặt (0)

$$\sigma_{td0} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau_0^2} \leq [\sigma] \quad (10.16-[1])$$

$$\sigma_0 = \frac{M_{max}}{0,1 \cdot d_0^3} \quad \tau_0 = \frac{T_{max}}{0,1 \cdot d_0^3} \quad (10.17-[1])$$

Lại có:

$$M_{2max} = M_0 = \sqrt{M_{x0}^2 + M_{y0}^2} = \sqrt{267591,47^2 + 334116,38^2}$$

$$= 428064,19(Nmm)$$

$$T_0 = T_{2max} = 334116,38(Nmm)$$

Thế vào công thức trên ta được:

$$\sigma_1 = \frac{M_{max}}{0,1 \cdot d_0^3} = \frac{428064,19}{0,1 \cdot 40^3} = 66,89$$

$$\tau_0 = \frac{T_{max}}{0,1 \cdot d_0^3} = \frac{334116,38}{0,1 \cdot 40^3} = 52,21 \text{ (MPa)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{td1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2} = \sqrt{66,89^2 + 3 \cdot 52,21^2} = 112,48 \text{ (MPa)} \leq [\sigma] = 360 \text{ (MPa)} \text{ (thỏa mãn điều kiện bền)}$$



## PHẦN THEN, Ổ LĂN, KHỚP NỐI

### A. THEN

#### 1. Chọn then

Đường kính trục d	Kích thước tiết diện then		Chiều sâu rãnh then		Bán kính góc lượn rãnh then r	
	b	h	Trên trục t <sub>1</sub>	Trên Mayơ t <sub>2</sub>	Nhỏ nhất	Lớn nhất
d <sub>12</sub> = 24 mm	8	7	4	2,8	0,16	0,25
d <sub>13</sub> = 25 mm	8	7	4	2,8	0,16	0,25
d <sub>22</sub> = 36 mm	10	8	5	3,3	0,25	0,4
d <sub>23</sub> = 45 mm	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4

Chiều dài then được tính theo công thức:  $l_t = (0,8 \div 0,9)lm$

$$l_{t12} = (0,8 \div 0,9) * 59 = 48mm$$

$$l_{t13} = (0,8 \div 0,9) * 39 = 32mm$$

$$l_{t22} = (0,8 \div 0,9) * 54 = 45mm$$

$$l_{t23} = (0,8 \div 0,9) * 52 = 40mm$$

#### 2. Kiểm nghiệm độ bền dập và độ bền cắt

- Điều kiện bền dập của then:

Với vật liệu thép C45, lắp cố định, tải trọng tĩnh  $[\sigma_d] = 150 MPa$

$$\sigma_{dj} = \frac{2T_j}{(h - t_1)d_j l_{tj}} \leq [\sigma_d]$$

- Điều kiện bền cắt của then:

Với vật liệu thép C45, tải trọng tĩnh  $[\tau_c] = 60 \div 90 MPa$

$$\sigma_{cj} = \frac{2T_j}{d_j l_{tj} b} \leq [\tau_c]$$

Kết quả tính kiểm nghiệm then đối với các chi tiết gắn then						
d(mm)	$l_t$	b x h	t <sub>1</sub>	T(Nmm)	$\sigma_d(MPa)$	$\tau_c(MPa)$
24	48	8x7	4	72794	42,13	15,8
25	32	8x7	4	72794	63,19	23,7
36	45	10x8	5	278352	114,55	34,36
45	44	14x9	5,5	278352	80,33	20,08

## B. Ổ LĂN

### 1. TRỤC 1

#### a) Thông số đầu vào:

- Phản lực tại 0:  $F_{x0} = 2954,65N, F_{y0} = 302,03N$

$$\Rightarrow F_{r0} = \sqrt{F_{x0}^2 + F_{y0}^2} = \sqrt{2954,65^2 + 302,03^2} = 2970,04N$$

- Phản lực tại 1:  $F_{x1} = 3931,67N, F_{y1} = 1000,12N$

$$\Rightarrow F_{r1} = \sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2} = \sqrt{3931,67^2 + 1000,12^2} = 4056,88N$$

- Lực dọc trục  $F_a = 174,52N$

- Số vòng quay của trục 1:  $n = 715 \text{ vg/ph}$

- Thời gian làm việc của ổ:  $L_h = 18000 \text{ giờ}$

#### b) Chọn loại ổ lăn:

Do  $\frac{F_a}{F_{r0}} = 0,06 < 0,3$  và đường kính lắp ổ  $d = 30mm$  nên chọn ổ đĩa côn cỡ trung có các thông số sau:

Kí hiệu	d(mm)	D(mm)	$\alpha(^{\circ})$	C(kN)	$C_0(kN)$
7306	30	72	13,5	40	29,9

#### c) Tính kiểm nghiệm khả năng tải của ổ.

Ta tiến hành kiểm nghiệm cho tải chịu tải trọng lớn hơn

- **Tải trọng động quy ước Q đối với ổ đĩa côn một dãy:**

$$Q = (XVF_r + YF_a)k_tk_d$$

Trong đó:

$F_r = 698,09N, F_a = 174,52N$ : lần lượt là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục.

V: hệ số kể đến vòng nào quay, với vòng trong quay  $V = 1$

$k_t$ : hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, với nhiệt độ làm việc dưới  $100^{\circ}C$   $k_t = 1$ .

$k_d$ : hệ số kể đến đặc tính tải trọng, với tải trọng không đổi  $k_d = 1$

X: hệ số tải trọng hướng tâm.

Y: hệ số tải trọng dọc trục.

Ta có:

$$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 * \operatorname{tg}(13,5) = 0,36$$

Đồng thời:

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{174,52}{698,09} = 0,25 < e \Rightarrow X = 1, Y = 0$$

$$\Rightarrow Q = (XVF_r + YF_a)k_t k_d$$

$$= (1 * 1 * 698,09 + 0 * 174,52) * 1 * 1 = 0,698 \text{ kN}$$

Tuổi thọ thời gian làm việc:

$$L = \frac{60 * n * L_h}{10^6} = \frac{60 * 715 * 18000}{10^6} = 772,2 \text{ triệu vòng quay}$$

Khả năng tải động:

$$\text{Do sử dụng ổ đĩa nên } m = 10/3$$

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L} = 0,698 \cdot \sqrt[3]{772,2} = 6,41 \text{ kN} < C = 40 \text{ kN}$$

$\Rightarrow$  Đảm bảo khả năng tải động

- **Khả năng tải tĩnh:**

$$Q_t = X_o F_r + Y_o F_a$$

Trong đó

$F_r = 698,09 \text{ N}, F_a = 174,52 \text{ N}$ : lần lượt là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục.

$X_o = 0,5$ : hệ số tải trọng hướng tâm.

$Y_o = 0,22 \cot g(13,5) = 0,92$ : hệ số tải trọng dọc trục.

$$\Rightarrow Q_t = X_o F_r + Y_o F_a$$

$$= 0,5 * 698,09 + 0,92 * 174,52 = 0,51 \text{ kN} < C_o = 29,9 \text{ kN}$$

$\Rightarrow$  Đảm bảo khả năng tải động

## 2. TRỤC 2

a) **Thông số đầu vào:**

- Phản lực tại (0):  $F_{x0} = 4392,34 \text{ N}, F_{y0} = 2451,33 \text{ N}$

$$\Rightarrow F_{r0} = \sqrt{F_{x0}^2 + F_{y0}^2} = \sqrt{4392,34^2 + 2451,33^2} = 5030,08N$$

- Phản lực tại (1):  $F_{x1} = 2408,45N, F_{y1} = 10,03N$

$$\Rightarrow F_{r1} = \sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2} = \sqrt{2408,45^2 + 10,03^2} = 2408,47N$$

- Lực dọc trục  $F_a = 698,09N$

- Số vòng quay của trục 2:  $n = 178,75 \text{ vg/ph}$

- Thời gian làm việc của ổ:  $L_h = 18000 \text{ giờ}$

**b) Chọn loại ổ lăn:**

Do  $\frac{F_a}{F_{r0}} = 0.14 < 0.3$  và đường kính lắp ổ  $d = 40mm$  nên chọn ổ đĩa côn cỡ trung có các thông số sau:

Kí hiệu	d(mm)	D(mm)	$\alpha(^{\circ})$	$C(kN)$	$C_0(kN)$
7308	40	90	10,5	61	46

**c) Tính kiểm nghiệm khả năng tải của ổ.**

Ta tiến hành kiểm nghiệm cho tải chịu tải trọng lớn hơn

- **Tải trọng động quy ước Q đối với ổ bi đỡ chặn:**

$$Q = (XVF_r + YF_a)k_tk_d$$

Trong đó:

$F_r = 174,52N, F_a = 698,09N$ : lần lượt là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục.

$V$ : hệ số kể đến vòng nào quay, với vòng trong quay  $V = 1$

$k_t$ : hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, với nhiệt độ làm việc dưới  $100^{\circ}C$   $k_t = 1$ .

$k_d$ : hệ số kể đến đặc tính tải trọng, với tải trọng không đổi  $k_d = 1$

$X$ : hệ số tải trọng hướng tâm.

$Y$ : hệ số tải trọng dọc trục.

Ta có:

$$e = 1,5 \tan \alpha = 1,5 * \tan(10,5) = 0,27$$

Đồng thời:

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{698,09}{174,52} = 4 > e \Rightarrow X = 0,4, Y = 0,4 \cot g(10,5) = 2,16$$

$$\Rightarrow Q = (XVF_r + YF_a)k_t k_d$$

$$= (0,4 * 1 * 174,52 + 2,16 * 698,09) * 1 * 1 = 1.57kN$$

Tuổi thọ thời gian làm việc:

$$L = \frac{60 * n * L_h}{10^6} = \frac{60 * 178.75 * 18000}{10^6} = 193,05 \text{ triệu vòng quay}$$

Khả năng tải tĩnh:

$$\text{Do sử dụng ổ đĩa nên } m = 10/3$$

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L} = 1,57 \sqrt[3]{193,05} = 9,07kN < C = 61kN$$

$\Rightarrow$  Đảm bảo khả năng tải động

- **Khả năng tải tĩnh:**

$$Q_t = X_o F_r + Y_o F_a$$

Trong đó

$F_r = 174,52N, F_a = 698,09N$ : lần lượt là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục.

$X_o = 0,5$ : hệ số tải trọng hướng tâm.

$Y_o = 0,22 \cot g(10,5) = 1,19$ : hệ số tải trọng dọc trục.

$$\Rightarrow Q_t = X_o F_r + Y_o F_a$$

$$= 0.5 * 174,52 + 1,19 * 698,09 = 0,92kN < C_o = 46kN$$

$\Rightarrow$  Đảm bảo khả năng tải tĩnh

## C. KHỚP NỐI

### 1. Thông số đầu vào

- Mômen trên trục 1:  $T = 72794Nmm$
- Số vòng quay:  $n = 715 \text{ vg/ph}$

### 2. Chọn nối trục

- Chọn khớp nối vòng đàn hồi.

### 3. Tính kiểm nghiệm bền

- Mômen xoắn tính toán:

$$T_t = k * T = 1.8 * 72794 = 131029,2 \text{ Nmm}$$

Trong đó:

$T$ : là mômen danh nghĩa truyền qua khớp nối.

$k = 1,8$ : hệ số chế độ làm việc (xích tải).

- Với  $T_t$  đã tính tra bảng được:

$$Z = 6; D_0 = 105\text{mm}; d_c = 14\text{mm}; l_3 = 28\text{mm};$$

$$l_0 = l_1 + \frac{l_2}{2} = 30 + \frac{32}{2} = 46\text{mm}$$

+ Điều kiện sức bền dập của vòng đàn hồi:

$$\sigma_d = \frac{2kT}{ZD_0d_cl_3} = \frac{2 * 1,8 * 72794}{6 * 105 * 14 * 28} = 1,06 \text{ MPa} \leq [\sigma]_d = 3 \text{ MPa}$$

=> thỏa mãn điều kiện về sức bền dập của vòng đàn hồi.

+ Điều kiện sức bền dập của chốt:

$$\begin{aligned} \sigma_u &= \frac{kTl_0}{0.1d_c^3D_0Z} = \frac{1,8 * 72794 * 46}{0,1 * 14^3 * 105 * 6} = 34,87 \text{ MPa} \leq [\sigma]_u \\ &= 70 \text{ MPa} \end{aligned}$$

=> thỏa mãn điều kiện về sức bền dập của chốt.

#### 4. Tính lực tác dụng lên trục

$$F_{rkn} = (0,2 \div 0,3)F_{tkn} = 0,25 * \frac{2T_1}{D_t} = 0,25 * \frac{2 * 72794}{71} = 512,63 \text{ N}$$

Do:  $T_t$  khoảng 73 Nm nên ta chọn  $D_t = 71$ .

## PHẦN TÍNH TOÁN VỎ HỘP, CÁC CHI TIẾT PHỤ

### A. THÂN VỎ HỘP

Ta chọn vỏ hộp đúc, vật liệu gang xám GX 15-32

Chọn bề mặt lắp ghép giữa nắp hộp và thân hộp đi qua đường tâm các trục để việc tháo lắp các chi tiết được thuận lợi dễ dàng.

Tên gọi	Biểu thức tính toán
Chiều dày: Thân hộp $\delta$ Nắp hộp $\delta_1$	$\delta = 0.03a + 3 = 0.03 * 173,17 + 3 = 8,2 \rightarrow \delta = 9mm$ $\delta_1 = 0.9 * 9 = 8.1 \rightarrow \delta_1 = 9mm$
Gân tăng cứng: Chiều dày $e$ Chiều cao $h$ Độ dốc	$e = (0.8 \div 1) \delta = 7.2 \div 9 \rightarrow e = 8mm$ $h < 58 \rightarrow h = 45mm$ khoảng $2^\circ$
Đường kính: -Bulong nền $d_1$ -Bulong cạnh ổ $d_2$ -Bulong ghép bích nắp và thân $d_3$ -Vít ghép nắp $d_4$	$d_1 > 0.04a + 10 = 16,93$ Chọn $d_1 = 17 mm$ $d_2 = (0.7 \div 0.8)d_1 = 11.9 \div 13.6 \rightarrow$ Chọn $d_2 = 12 mm$ $d_3 = (0.8 \div 0.9)d_2 = 9.6 \div 10.8 \rightarrow$ Chọn $d_3 = 10 mm$ $d_4 = (0.6 \div 0.7)d_2 = 7.2 \div 8.4 \rightarrow$ Chọn $d_4 = 8 mm$

Vít ghép nắp cửa thăm $d_5$	$d_5 = (0.5 \div 0.6)d_2 = 6 \div 7.2 \rightarrow$ Chọn $d_5 = 7 mm$
Mặt bích ghép nắp và thân: -Chiều dày bích thân hộp $S_3$ -Chiều dày bích nắp hộp $S_4$ -Bề rộng bích nắp và thân $K_3$	$S_3 = (1.4 \div 1.8)d_3 = 14 \div 18 \rightarrow$ Chọn $S_3 = 16 mm$ $S_4 = (0.9 \div 1)S_3 = 14.4 \div 16 \rightarrow$ Chọn $S_4 = 15 mm$ $K_3 = K_2 - (3 \div 5) = 35 \div 33 \rightarrow$ Chọn $K_3 = 40 mm$
Kích thước gối trục: -Đường kính ngoài và tâm lỗ vít $D_3 D_2$ -Bề rộng mặt ghép bulong cạnh ổ $K_2$ -Tâm lỗ bulong cạnh ổ: $E_2$ và $C$	Trục 1 $D_3 = 115 mm$ $D_2 = 90 mm$ Trục 2 $D_3 = 115 mm$ $D_2 = 90 mm$ $K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5) = 45 mm$ $E_2 = 1.6d_2 = 19.2 mm$ $R_2 = 1.3d_2 = 15.6 mm$ $C = D_3/2 = 115/2 = 58$

<p>Mặt đế hộp:</p> <p>Chiều dày: khi không có phần lồi <math>S_1</math></p> <p>Khi có phần lồi: <math>D_d S_1</math> và <math>S_2</math></p> <p>Bề rộng mặt đế hộp <math>K_1</math> và <math>q</math></p>	<p><math>S_1 = (1,3 \div 1,5) d_1 = 23\text{mm}</math></p> <p><math>D_d</math> xác định theo đường kính dao khoét</p> <p><math>S_1 = (1,4 \div 1,7) d_1 = 25\text{mm}</math></p> <p><math>S_2 = (1 \div 1,1) d_1 = 18\text{mm}</math></p> <p><math>K_1 = 3d_1 = 51 \text{ mm}</math></p> <p><math>q \geq K_1 + 2\delta = 70 \text{ mm}</math></p>
<p>Khe hở giữa các chi tiết:</p> <p>Giữa bánh răng với thành trong hộp (<math>\Delta</math>)</p> <p>Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp (<math>\Delta_1</math>)</p> <p>Giữa mặt bên các bánh răng với nhau</p>	<p><math>\Delta \geq (1 \div 1,2)\delta = 10</math></p> <p><math>\Delta_1 \geq (3 \div 5)\delta = 40</math></p> <p><math>\Delta \geq \delta \rightarrow \Delta = 10</math></p>
Số lượng bulong nền Z	<p><math>Z = (L+B)/(200 \div 300)</math></p> <p>L và B là chiều dài và rộng của hộp</p>



Gối trục 1:

Chọn chiều dày cốc lót là 8mm → kích thước trong của cốc lót là:  $72+2*8=88\text{mm}$

Tra bảng ra được đường kính ngoài của gối trục  $D_3$  là 135mm

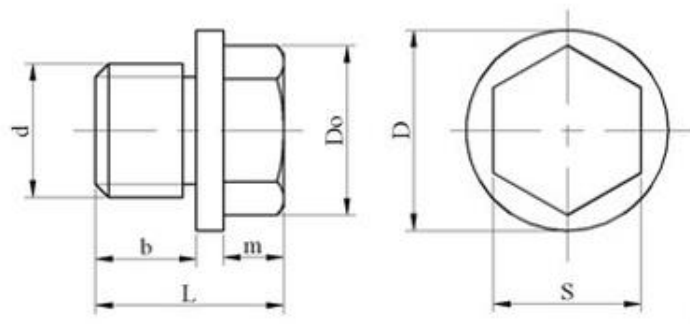
Gối trục 2:

Kích thước lắp ổ lăn là 90mm → Tra bảng ra được đường kính ngoài của gối trục  $D_3$  là 135mm

## CÁC CHIT TIẾT PHỤ

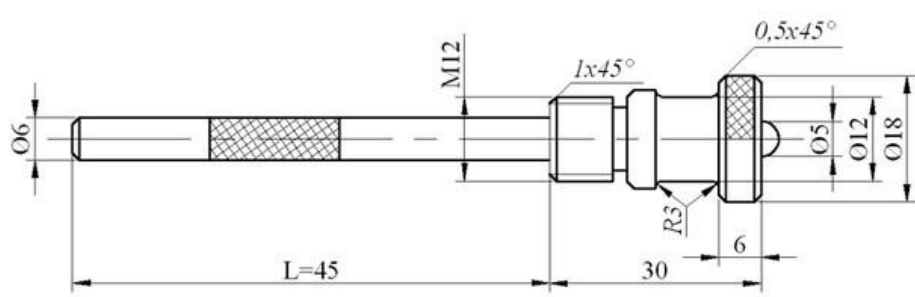
### 1. Nút tháo dầu

Dùng để tháo dầu cũ ra sau một thời gian dài làm việc, dầu bôi trơn chứa trong hộp bị bẩn do bụi hoặc do hạt mài hoặc bị biến chất

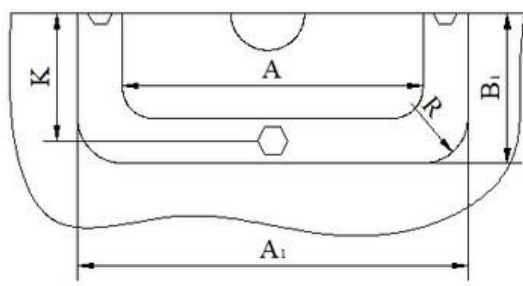


d	b	m	f	L	c	q	D	S	D <sub>0</sub>
M16x2	12	8	2.5	23	2	17	26	17	19.6

**2. Que thăm dầu:** Kiểm tra mức dầu trong hộp giảm tốc.

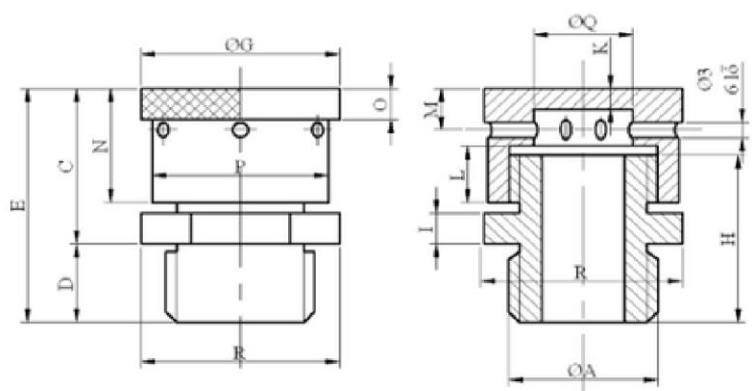


**3. Cửa thăm:** Kiểm tra, quan sát các chi tiết máy trong hộp giảm tốc khi lắp ghép và đổ dầu vào trong hộp, được bố trí trên đỉnh hộp. Cửa thăm được đẩy bằng nắp. Trên nắp có lắp thêm nút thông hơi.



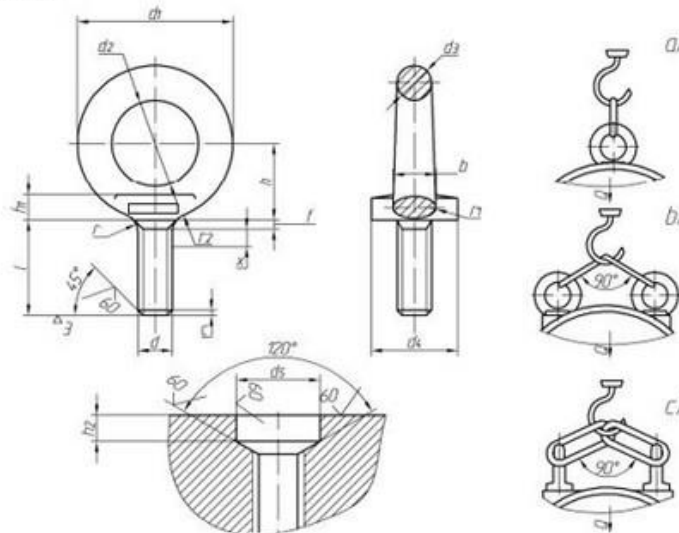
A	B	A <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	C	K	R	Vít	Số lượng
100	75	150	100	125	87	12	M6x12	4

**5. Nút thông hơi:** Cân áp, điều hoà không khí bên trong và bên ngoài hộp giảm tốc, có thể dùng để thay dầu làm việc khi dầu cũ bị dơ. Nút thông hơi được lắp trên nắp cửa thăm.



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

## 6. Bu lông vòng:

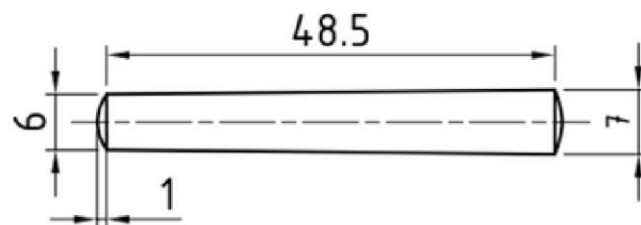


Ren d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	h	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>
M10	45	25	10	25	15	22	8	6
l ≥	f	b	c	x	r	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	Q
21	2	12	1,5	3	2	5	4	200

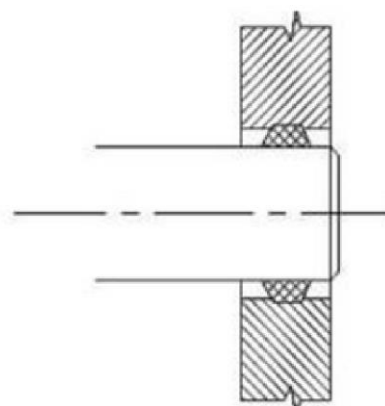
**7. Chốt định vị:** Đảm bảo vị trí tương đối của nắp và thân sau khi gia công cũng như lắp ghép.

Dùng chốt côn có  $d=6\text{mm}$ ,

$l=48.5\text{mm}$ ,  $c=1\text{mm}$



**8. Vòng phốt:** Ngăn không cho dầu hoặc mỡ chảy ra ngoài hộp giảm tốc và ngăn không cho bụi từ bên ngoài vào hộp giảm tốc.



**9. Vòng chắn dầu:** Ngăn không cho dầu trong hộp giảm tốc bắn vào ổ bi và có tác dụng ngăn cách và cố định các ổ bi với bánh răng.

