

MEMORIU JUSTIFICATIV DE CALCUL

$$P_m := 3.8 \text{ kW}$$

$$n_m := 2100 \text{ rpm}$$

$$i_{tot} := 5$$

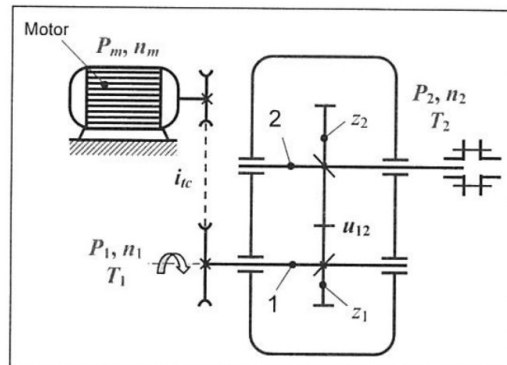


Fig.2.1 Schema cinematică a reductorului cu roți dințate cilindrice

1.CALCULE PRELIMINARE:

Se adoptă $i_{tcpreliminar} = 1.8 \dots 2.0 \Rightarrow i_{tcpreliminar} := 2$

$$u_{12} := \frac{i_{tot}}{i_{tcpreliminar}} = 2.5$$

Se adoptă u_{12STAS} cu ajutorul tabelului 2.3 (pag. 24): $u_{12STAS} := 2.5$

Se aleg materialele pentru pinion si roata:

-materialul pentru pinion: 42CrMo4 => $HB_1 := 300 \text{ MPa}$

-materialul pentru roată: 41Cr4 => $HB_2 := 270 \text{ MPa}$

$$\sigma_{Hlim1} := 1.8 \cdot HB_1 + 200 \text{ MPa} = 740 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim2} := 1.8 \cdot HB_2 + 200 \text{ MPa} = 686 \text{ MPa}$$

Se adoptă numărul de dinți, pe baza tabelului 2.1: $z_1 := 28$

$$z_2 := z_1 \cdot u_{12STAS} = 70 \Rightarrow z_2 := 71$$

$$u_{12} := \frac{z_2}{z_1} = 2.536$$

$$\varepsilon_{12} := \frac{u_{12} - u_{12STAS}}{u_{12STAS}} \cdot 100 = 1.429$$

$$i_{tc} := \frac{i_{tot}}{u_{12}} = 1.972$$

$$n_1 := \frac{n_m}{i_{tc}} = (1.065 \cdot 10^3) \text{ rpm}$$

$$n_2 := \frac{n_1}{u_{12}} = 420 \text{ rpm}$$

$$\text{Verificare: } n_2 := \frac{n_m}{i_{tot}} = 420 \text{ rpm}$$

Se adoptă, cu ajutorul tabelului 2.4:

-randamentul transmisiei prin curele trapezoidale: $\eta_{tc} := 0.93$

-randamentul angrenajului cu roți dințate cilindrice: $\eta_c := 0.97$

-randamentul unei perechi de rulmenți: $\eta_{rul} := 0.999$

$$P_1 := P_m \cdot \eta_{tc} \cdot \eta_{rul} = 3.53 \text{ kW}$$

$$P_2 := P_1 \cdot \eta_c \cdot \eta_{rul} = 3.421 \text{ kW} \quad n_1 = (1.065 \cdot 10^3) \text{ rpm}$$

$$T_1 := \frac{9550}{10000} \cdot \frac{P_1}{n_1} = (3.023 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_2 := \frac{9550}{10000} \cdot \frac{P_2}{n_2} = (7.428 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2.PREDIMENSIONAREA ANGRENAJULUI:

Se adoptă unghiul de inclinare a danturii pe cilindrul de divizare: $\beta := 0^\circ$

Se adoptă coeficientul lățimii dintelui: $\psi_d := 0.24$

Pe baza anexei 2.4, de la pagina 113, se adoptă factorul de utilizare, știind că transmisia este uniformă: $K_A := 1$

Se adoptă factorul dinamic: $K_V := 1.2$

Se adoptă factorul pentru solicitarea de contact, cu ajutorul anexei 2.6, pag. 115:

$$\psi_d := \frac{u_{12} + 1}{2} \cdot \psi_a = 0.424$$

$$K_{H\beta} := 1 + 0.25 \cdot \psi_d = 1.106$$

Se adoptă factorul repartiției sarcinii în plan frontal: $K_{H\alpha} := 1.2$

Cu ajutorul anexei 2.8 de la pagina 118, se adoptă factorul de elasticitate a materialului roților dințate: $Z_E := 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

Se calculează factorul înclinării dinților pentru solicitarea de contact: $Z_\beta := 1$

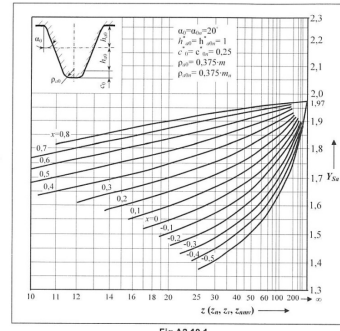
Se calculează factorul punctului de rostogolire: $Z_H := 2.49 \cdot Z_\beta = 2.49$

Se adoptă factorul de gradului de acoperire: $Z_\epsilon := 0.95$

Se citește de pe graficul din anexa 2.10 de la pagina 120, factorul de corelație a tensiunilor de încovoiere la baza dintelui:

$$Y_{Sa1} := 1.63$$

$$Y_{Sa2} := 1.8$$



Cu ajutorul anexei 2.14, se adoptă factorii durabilității Z_{N1}, Z_{N2}

Se adoptă: $L_h := 10000$

Numărul de dinți în contact: $\chi_1 := 1$ și $\chi_2 := 1$

$$N_{L1} := 60 \cdot n_1 \cdot L_h \cdot \chi_1 = (6.692 \cdot 10^7) \text{ Hz}$$

$$N_{L2} := 60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot \chi_2 = (2.639 \cdot 10^7) \text{ Hz}$$

Din graficul din anexa 2.14 se extrage factorii durabilității:

$$Z_{N1} := 1$$

$$Z_{N2} := 1$$

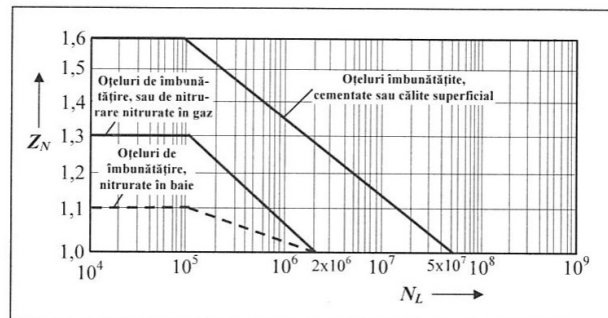


Fig.A2.14.1

Din anexa 2.13, tabelul A 2.13.1 se adoptă coeficientul de siguranță minim pentru solicitarea de contact: $S_{Hmin} := 1.15$

$$\sigma_{HP1} := \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_{N1}}{S_{Hmin}} = 643.478 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP2} := \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_{N2}}{S_{Hmin}} = 596.522 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow \sigma_{HP} := \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2}) = 596.522 \text{ MPa}$$

$$a_{Wnec} := (u_{12} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{2 \cdot \psi_a \cdot u_{12} \cdot \sigma_{HP}^2}} \cdot (Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta)^2 = 99.684 \text{ mm}$$

$$m := \frac{2 \cdot a_{Wnec}}{z_1 + z_2} = 2.014 \text{ mm}$$

Modulul m se standardizează, cu ajutorul tabelului 2.5 (pagina 27): $m := 2 \text{ mm}$

$$a := \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = 99 \text{ mm}$$

Se standardizează distanța dintre axe, cu ajutorul tabelului 2.6 (pagina 27):

$$a_W := 100 \text{ mm}$$

Dacă $a_W > a$ atunci trebuie să se respecte condiția:

$$a_W - a = 1 \text{ mm}$$

$$2 \cdot m = 4 \text{ mm} \quad \Rightarrow a_W - a \leq 2 \cdot m$$

Unghiul de angrenare de referință: $\alpha := 20^\circ$

$$\text{Unghiul de angrenare real: } \alpha_W := \arccos\left(\frac{a}{a_W} \cdot \cos(\alpha)\right) = 21.519^\circ$$

Se calculează involutele unghiurilor de angrenare:

$$\text{inv}\alpha := \tan(\alpha) - \frac{\alpha \cdot \pi}{180^\circ} = 0.014904 \text{ rad}$$

$$\text{inv}\alpha_W := \tan(\alpha_W) - \frac{\alpha_W \cdot \pi}{180^\circ} = 0.018716 \text{ rad}$$

$$x_s := \frac{\text{inv}\alpha_W - \text{inv}\alpha}{2 \cdot \tan(\alpha)} \cdot (z_1 + z_2) = 0.518$$

$$x_1 := \frac{x_s}{2} + \left(0.5 - \frac{x_s}{2}\right) \cdot \frac{\log(u_{12})}{\log\left(\frac{z_1 \cdot z_2}{100}\right)} = 0.334$$

$$x_2 := x_s - x_1 = 0.184$$

$$y := \frac{a_W - a}{m} = 0.5$$

$$\Delta y := x_s - y = 0.018$$

3. DIMENSIONAREA ȘI VERIFICAREA ANGRENAJULUI:

3.1 Calculul elementelor geometrice:

Calculul diametrelor cercurilor de divizare:

$$d_1 := m \cdot z_1 = 56 \text{ mm}$$

$$d_2 := m \cdot z_2 = 142 \text{ mm}$$

Verificare: $a := \frac{d_1 + d_2}{2} = 99 \text{ mm}$

Calculul diametrelor cercurilor de bază:

$$d_{b1} := d_1 \cdot \cos(\alpha) = 52.623 \text{ mm}$$

$$d_{b2} := d_2 \cdot \cos(\alpha) = 133.436 \text{ mm}$$

Calculul diametrelor cercurilor de rostogolire:

$$d_{w1} := d_1 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 56.566 \text{ mm}$$

$$d_{w2} := d_2 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 143.434 \text{ mm}$$

Verificare: $a_w := \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = 100 \text{ mm}$

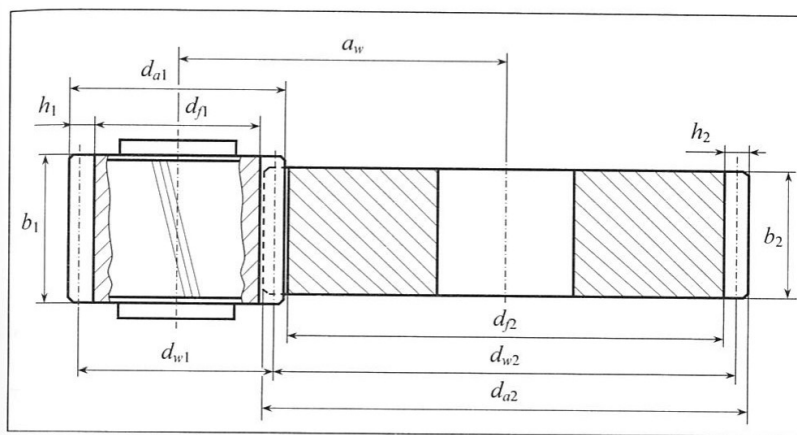


Fig.2.2 Angrenaj cilindric (elemente geometrice)

Se adoptă coeficientul înălțimii capului de referință: $h_{an} := 1$

Se adoptă coeficientul jocului de referință la capul dintelui: $c_n := 0.25$

Calculul diametrelor cercurilor de cap:

$$d_{a1} := m \cdot (z_1 + 2 \cdot (h_{an} + x_1 - \Delta y)) = 61.263 \text{ mm}$$

$$d_{a2} := m \cdot (z_2 + 2 \cdot (h_{an} + x_2 - \Delta y)) = 146.663 \text{ mm}$$

Calculul diametrelor cercurilor de picior:

$$d_{f1} := m \cdot (z_1 - 2 \cdot (h_{an} + c_n - x_1)) = 52.337 \text{ mm}$$

$$d_{f2} := m \cdot (z_2 - 2 \cdot (h_{an} + c_n - x_2)) = 137.737 \text{ mm}$$

Calculul unghiurilor de presiune pe cercurile de cap:

$$\alpha_{a1} := \arccos\left(\frac{d_1}{d_{a1}} \cdot \cos(\alpha)\right) = 30.799^\circ$$

$$\alpha_{a2} := \arccos\left(\frac{d_2}{d_{a2}} \cdot \cos(\alpha)\right) = 24.52^\circ$$

Calculul grosimii dinților pe cercurile de divizare:

$$S_1 := (0.5 \cdot \pi + 2 \cdot x_1 \cdot \tan(\alpha)) \cdot m = 3.628 \text{ mm}$$

$$S_2 := (0.5 \cdot \pi + 2 \cdot x_2 \cdot \tan(\alpha)) \cdot m = 3.41 \text{ mm}$$

Calculul grosimii dinților pe cercurile de cap:

$$\operatorname{inv}\alpha_{a1} := \tan(\alpha_{a1}) - \frac{\alpha_{a1} \cdot \pi}{180^\circ} = 0.058554 \text{ rad}$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{a2} := \tan(\alpha_{a2}) - \frac{\alpha_{a2} \cdot \pi}{180^\circ} = 0.028195 \text{ rad}$$

$$S_{a1} := ((\operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{a1}) \cdot m \cdot z_1 + S_1) \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_{a1})} = 1.295 \text{ mm}$$

$$S_{a2} := ((\operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_{a2}) \cdot m \cdot z_2 + S_2) \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_{a2})} = 1.573 \text{ mm}$$

Calculul înălțimii dintelui:

$$h := m \cdot (2 \cdot h_{an} + c_n - \Delta y) = 4.463 \text{ mm}$$

Calculul lăţimii danturii celor două roţi:

$$b_2 := \psi_a \cdot a_W = 24 \text{ mm}$$

$$b_1 := b_2 + 3 \text{ mm} = 27 \text{ mm}$$

Calculul gradului de acoperire:

$$\varepsilon_\alpha := \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_W \cdot \sin(\alpha_W)}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha)} = 1.598$$

Elemente de control:

Calculul numărului de dinţi:

$$N_1 := z_1 \cdot \frac{\alpha}{180^\circ} + 0.5 = 3.611 \quad \Rightarrow \quad N_1 := 4$$

$$N_2 := z_2 \cdot \frac{\alpha}{180^\circ} + 0.5 = 8.389 \quad \Rightarrow \quad N_2 := 8$$

Calculul cotelor peste dinţi:

$$W_{N1} := m \cdot (\pi \cdot (N_1 - 0.5) + z_1 \cdot \operatorname{inv} \alpha) \cdot \cos(\alpha) + 2 \cdot m \cdot x_1 \cdot \sin(\alpha) = 21.906 \text{ mm}$$

$$W_{N2} := m \cdot (\pi \cdot (N_2 - 0.5) + z_2 \cdot \operatorname{inv} \alpha) \cdot \cos(\alpha) + 2 \cdot m \cdot x_2 \cdot \sin(\alpha) = 46.523 \text{ mm}$$

Calculul corzii constante şi înălţimea la coarda constantă:

$$S_{c1} := m \cdot \left(0.5 \cdot \pi \cdot \cos(\alpha)^2 + x_1 \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right) = 3.204 \text{ mm}$$

$$S_{c2} := m \cdot \left(0.5 \cdot \pi \cdot \cos(\alpha)^2 + x_2 \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right) = 3.011 \text{ mm}$$

$$h_{c1} := 0.5 \cdot (d_{a1} - d_1 - S_{c1} \cdot \tan(\alpha)) = 2.048 \text{ mm}$$

$$h_{c2} := 0.5 \cdot (d_{a2} - d_2 - S_{c2} \cdot \tan(\alpha)) = 1.784 \text{ mm}$$

Abateri şi toleranţe:

Conform anexei 2.20 de la pagina 135, se vor stabili toleranţele şi abaterile pentru angrenaj:

Adopt treapta de precizie: 7

Adopt tipul ajustajului: B

Din tabelul A2.20.1, se adopta toleranța bății radiale a danturii:

$$F_{r1} := 36 \text{ }\mu\text{m}$$

$$F_{r2} := 50 \text{ }\mu\text{m}$$

Din tabelul A2.20.2, se adoptă abaterea minimă a cotei peste dinți:

$$E_{WS1} := 100 \text{ }\mu\text{m}$$

$$E_{WS2} := 120 \text{ }\mu\text{m}$$

Din tabelul A2.20.3, se adoptă toleranța cotei peste dinți:

$$T_{W1} := 80 \text{ }\mu\text{m}$$

$$T_{W2} := 100 \text{ }\mu\text{m}$$

Din tabelul A2.20.4, se adoptă abaterea superioară a grosimii dintelui pe coarda constantă:

$$E_{CS1} := 100 \text{ }\mu\text{m}$$

$$E_{CS2} := 140 \text{ }\mu\text{m}$$

Din tabelul A2.20.5, se adoptă toleranța grosimii dintelui pe coarda constantă:

$$T_{C1} := 90 \text{ }\mu\text{m}$$

$$T_{C2} := 140 \text{ }\mu\text{m}$$

Verificarea restricțiilor funcțional-constructive și de control:

Pentru evitarea funcționării neuniforme trebuie să fie îndeplinită condiția:

$$1.3 \leq \varepsilon_{\alpha} \leq 2 \quad (\varepsilon_{\alpha} = 1.598 \text{ })$$

Roțile sunt efectuate din oțeluri de cementare sau călite superficial, astfel trebuie să se îndeplinească restricțiile de evitare a ascuțirii dinților:

$$S_{a1} \geq 0.4 \cdot m$$

$$S_{a2} \geq 0.4 \cdot m$$

$$(S_{a1} = 1.295 \text{ mm}, S_{a2} = 1.573 \text{ mm}, m = 2 \text{ mm})$$

Restricțiile de evitare a interferenței dinților:

$$x_{1min} := \frac{14 - z_1}{17} = -0.824$$

$$x_{2min} := \frac{14 - z_2}{17} = -3.353$$

$$x_{1min} \leq x_1$$

$$x_{2min} \leq x_2$$

3.2 VERIFICAREA ANGRENAJULUI:

Se determina viteza periferică a angrenajului:

$$\nu := \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{6} = 3.303 \frac{m}{s}$$

$$Y_\beta := 1$$

$$Z_H := \sqrt{\frac{2}{\sin(\alpha_W) \cdot \cos(\alpha_W)}} = 2.421$$

$$Z_\epsilon := \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = 0.895$$

Se adoptă ulei TIN 82 EP (TIN-ulei pentru transmisii industriale, EP-adezivi de extreme presiuni)

Se adoptă vâscozitatea cinematică, conform anexei 2.18, tabelul A2.18.2 de la pagina 132: $\nu := 85 \text{ stokes}$

Cu ajutorul anexei 2.18, graficul A2.18.1, se va adopta factorul de ungere: $Z_L := 0.98$

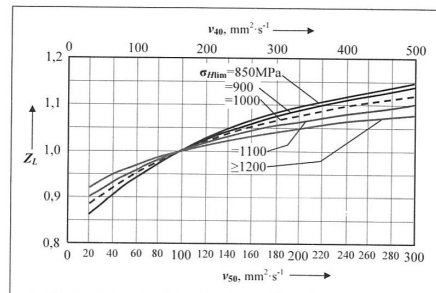


Fig.A2.18.1

Conform anexei 2.15, se va adopta rugozitatea flancurilor și a zonelor de racordare:

Din tabelul A2.15.1 $\Rightarrow R_{a1} := 0.4$ și $R_{a2} := 0.4$

$$R_{z1} := 4.4 \cdot R_{a1}^{0.97} = 1.809$$

$$R_{z2} := 4.4 \cdot R_{a2}^{0.97} = 1.809$$

$$R_{z100} := \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \cdot \sqrt{\frac{100 \text{ mm}}{a_W}} = 1.809$$

Conform graficului A2.15.1, se adoptă factorul rugozității flancurilor: $Z_R := 1.08$

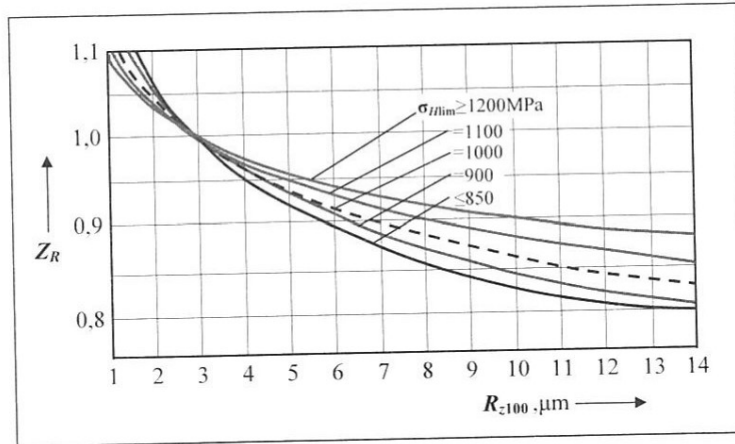


Fig.A2.15.1

Conform anexei 2.16, se va adopta factorul de viteză: $Z_v := 0.94$

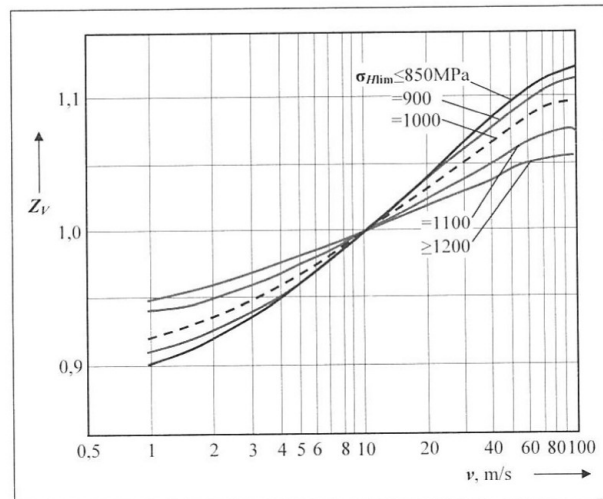


Fig.A2.16.1

Conform anexei 2.17, se va adopta factorul raportului durităților flancurilor dințate:

$$HB := \min(HB_1, HB_2) = 270 \text{ MPa}$$

$$Z_W := 1.2 - \frac{HB - 130 \text{ MPa}}{1700 \text{ MPa}} = 1.118$$

Tensiunea efectivă maximă de contact:

$$\sigma_H := \frac{Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_\beta}{a_W} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{2 \cdot b_2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \frac{(u_{12} + 1)^3}{u_{12}}} = 543.65 \text{ MPa}$$

Factorul de siguranță la solicitarea de contact:

$$Z_N := 1$$

$$S_H := \frac{\sigma_{Hlim2}}{\sigma_H} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_W = 1.403$$

$$\Rightarrow S_H \geq S_{Hmin}$$

$$S_{Hmin} = 1.15$$

Factorii rugozității flancurilor pentru solicitarea de încovoiere:

$$Y_{R1} := 1 \text{ și } Y_{R2} := 1$$

Cu ajutorul anexei 2.10, graficul A2.10.1, se va adopta factorul de corecție a tensiunilor de încovoiere la baza dintelui: $Y_{SA} := 1.75$

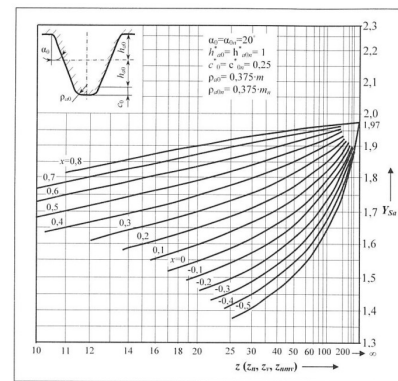


Fig.A2.10.1

Cu ajutorul anexei 2.11, graficul A2.11.1, se va adopta factorul relativ de sensibilitate al materialului la concentratorul de tensiuni de la baza dintelui la durabilitate nelimitată: $Y_\delta := 0.99$

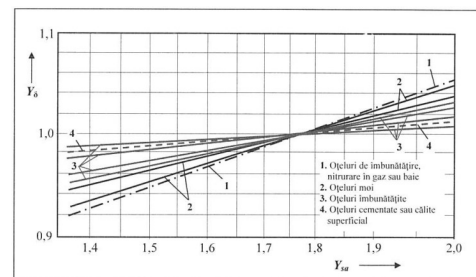


Fig.A2.11.1

Cu ajutorul anexei 2.17, se va adopta factorul dimensional pentru solicitarea de încovoiere: $Y_x := 1$

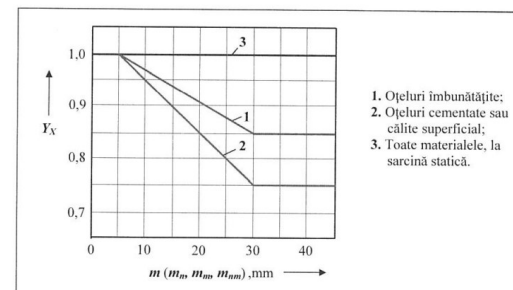


Fig.A2.17.1

4. CALCULUL FORȚELOR DIN ANGRENAJ

Forțele tangențiale:

$$F_{t1} := \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} = (1.069 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$F_{t2} := F_{t1} = (1.069 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Forțele radiale:

$$F_{r1} := F_{t1} \cdot \tan(\alpha) = 389.045 \text{ N}$$

$$F_{r2} := F_{r1} = 389.045 \text{ N}$$

Forțele axiale:

$$F_{a1} := F_{t1} \cdot \tan(\beta) = 0 \text{ N}$$

$$F_{a2} := F_{a1} = 0 \text{ N}$$

Forțele normale:

$$F_{n1} := \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2 + F_{a1}^2} = (1.137 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$F_{n2} := F_{n1} = (1.137 \cdot 10^3) \text{ N}$$

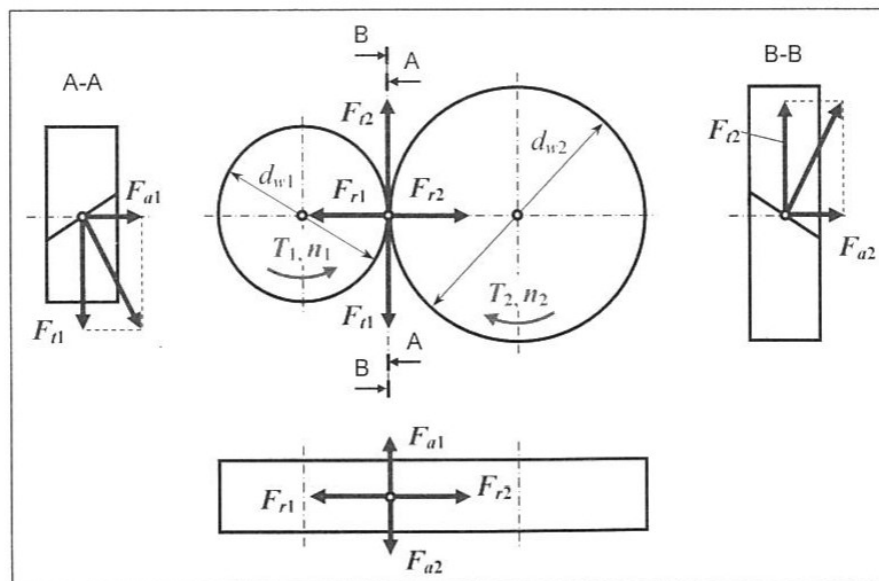


Fig.2.3 Schema simplificată a forțelor la angrenajul cilindric cu dinți înclinați

5. PROIECTAREA ȘI CALCULUL ARBORILOR:

5.1 Proiectarea formei arborelui de intrare din reductor:

Materialul arborelui de intrare coincide cu materialul pinionului, deci arborele de intrare este efectuat din : 42CrMo4

Cu ajutorul anexei 2.1 obținem rezistența la rupere a arborelui de intrare:

$$R_{m1} := 950 \text{ MPa}$$

$$T_{c1} := T_1 \cdot \frac{550 \text{ MPa}}{R_{m1}} = 17.502 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Cu ajutorul tabelului 3.1, pagina 58, se standardizează momentul transmisibil și diametrul nominal al capătului de arbore:

$$T_{c1} := 21.2 \text{ N}\cdot\text{m} \quad d_{ca1} := 20 \text{ mm}$$

Cu ajutorul tabelului 3.2, pagina 58, se adoptă lungimea capetelor de arbore:

$$l_{ca1} := 36 \text{ mm}$$

Cu ajutorul anexei 3.1 se adoptă dimensiunile penei de fixare:

$$b_{pana1} := 6 \text{ mm} \quad h_{pana1} := 6 \text{ mm}$$

$$t_{pana1} := 3.5 \text{ mm}$$

$$l_{pana1} := l_{ca1} - 4 \text{ mm} = 32 \text{ mm}$$

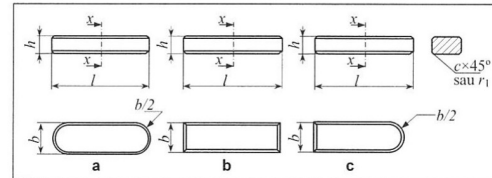


Fig.A3.1.1

Asigurarea de capăt de arbore:

$$d_{ca1} \leq 28 \Rightarrow \text{Asigurarea este realizată cu un șurub și două șaibe}$$

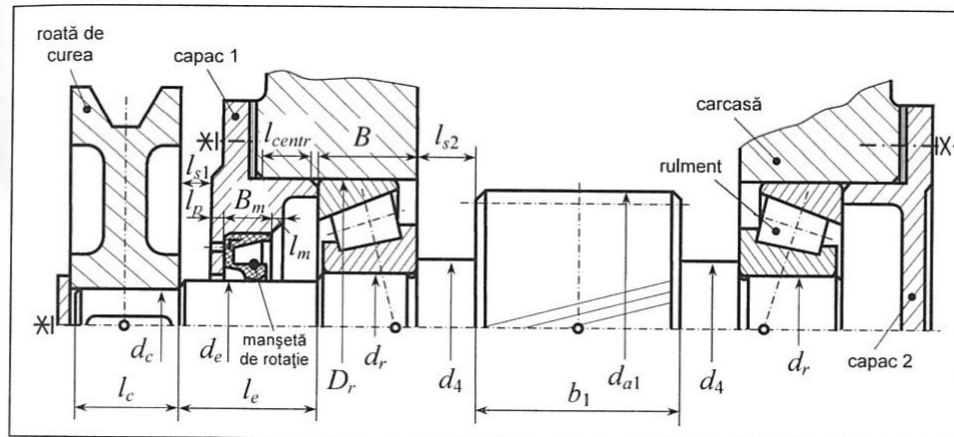


Fig.3.1 Arborele de intrare în reductorul cu roți dințate cilindrice

Alegem dimensiunile șurubului cu ajutorul tabelului 3.3:

$$D_{max1} := 28 \text{ mm} \quad b_{surub1} := 5 \text{ mm} \quad \text{filet M6} \quad d_{1surub1} := 7 \text{ mm}$$

$$g_{surub1} := 2 \text{ mm} \quad h_{surub1} := 5 \text{ mm} \quad l_{surub1} := 16 \text{ mm} \quad f_{max1} := 3 \text{ mm}$$

Alegem dimensiunile pentru șaibele de siguranță cu ajutorul tabelului 3.4:

$$d_{2saiba1} := 6.4 \text{ mm} \quad g_{1saiba1} := 0.5 \text{ mm} \quad l_{saiba1} := 18 \text{ mm} \quad r_{saiba1} := 4 \text{ mm}$$

$$D_{1saiba1} := 12.5 \text{ mm} \quad b_{saiba1} := 4.5 \text{ mm} \quad l_{1saiba1} := 9 \text{ mm} \quad r_{1saiba1} := 4 \text{ mm}$$

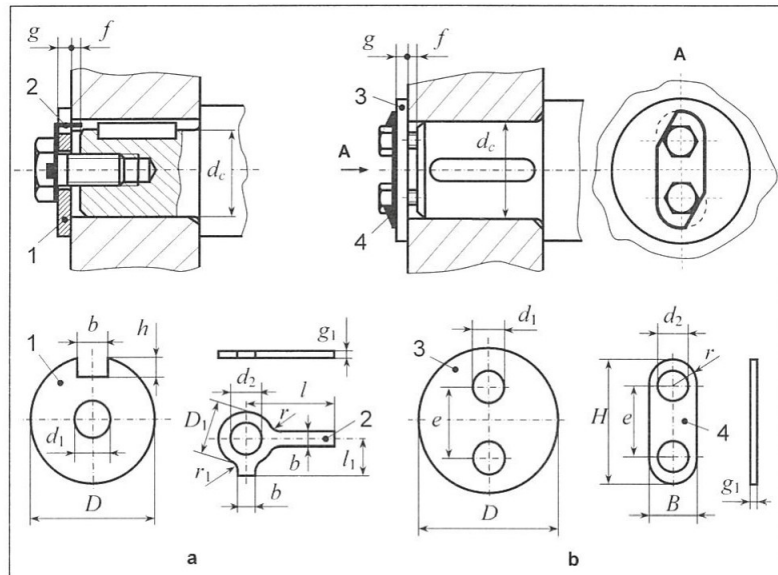


Fig.3.12 Fixarea pieselor montate pe capetele de arbore

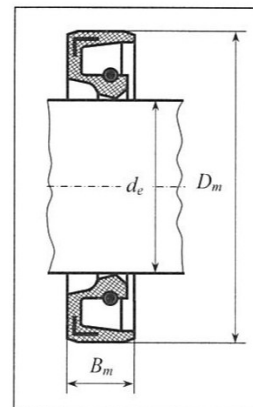
Se adoptă manșeta de rotație cu ajutorul anexei 3.6:

$$d_{e1} := 1.2 \cdot d_{ca1} = 24 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow d_{e1STAS} := 25 \text{ mm}$$

Diametrul exterior al manșetei: $D_{m1} := 40 \text{ mm}$

Lățimea manșetei: $B_{m1} := 7 \text{ mm}$



Pentru dimensionarea rulmenților radiali cu bile ne ajutam de anexa 3.2 și de condiția: $d_{r1} \geq d_{e1STAS}$

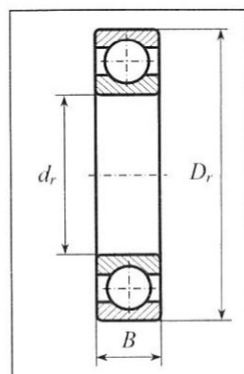
$$d_{r1} := 25 \text{ mm}$$

$$D_{r1} := 52 \text{ mm}$$

$$B_1 := 15 \text{ mm}$$

$$C_1 := 22.4 \text{ kN}$$

Simbol: 6205



Se adoptă cota de siguranță: $l_{s1} := 8 \text{ mm}$

$$d_{41} := d_{r1} + 5 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

5.2 Proiectarea formei arborelui de ieșire din reductor:

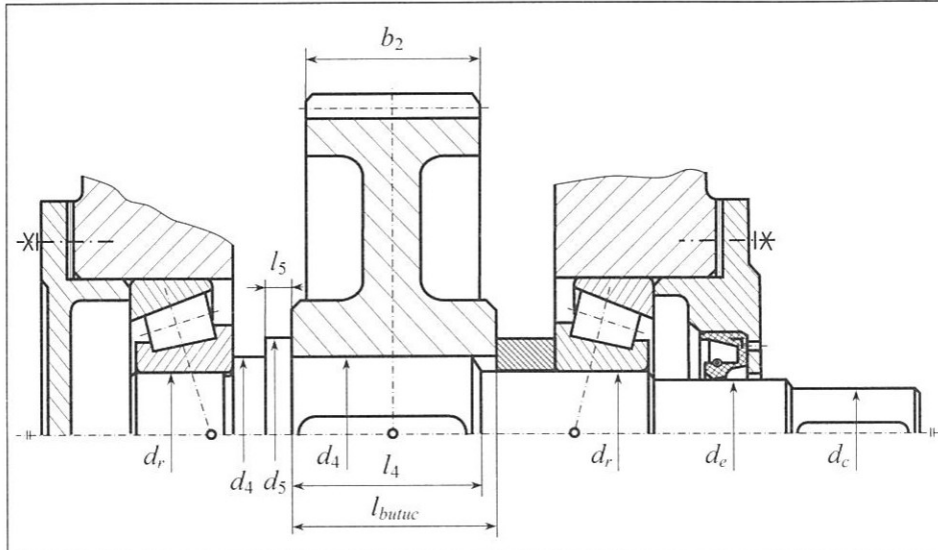


Fig.3.8 Arborele de ieșire din reductorul cu roți dințate cilindrice

Arborele de ieșire este efectuat din materialul: 1C55

Cu ajutorul tabelului 3.1 obținem rezistența la rupere a arborelui de ieșire:
 $R_{m2} := 720 \text{ MPa}$

$$T_{c2} := T_2 \cdot \frac{550 \text{ MPa}}{R_{m2}} = 56.745 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Cu ajutorul tabelului 3.1, pagina 58, se standardizează momentul transmisibil și diametrul nominal al capătului de arbore:

$$T_{c2} := 69 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d_{ca2} := 28 \text{ mm}$$

Cu ajutorul tabelului 3.2 se adoptă lungimea capetelor de arbore:
 $l_{ca2} := 60 \text{ mm}$

Cu ajutorul anexei 3.1 se adoptă dimensiunile penei paralele:

$$b_{pana2} := 8 \text{ mm} \quad h_{pana2} := 7 \text{ mm}$$

$$l_{pana2} := 50 \text{ mm} \quad t_{pana2} := 4 \text{ mm}$$

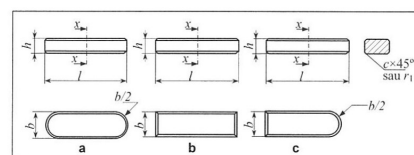


Fig.A3.1.1

Asigurarea de capăt de arbore:

$$d_{ca2} \leq 28 \Rightarrow \text{Asigurarea este realizată cu un șurub și două șaibe}$$

Alegem dimensiunile șurubului cu ajutorul tabelului 3.3:

$$\begin{aligned} D_{max2} &:= 36 \text{ mm} & b_{surub2} &:= 8 \text{ mm} & \text{filet: M6} & d_{1surub2} &:= 7 \text{ mm} \\ g_{surub2} &:= 2.5 \text{ mm} & h_{surub2} &:= 7 \text{ mm} & l_{surub2} &:= 16 \text{ mm} & f_{max2} &:= 3 \text{ mm} \end{aligned}$$

Alegem dimensiunile pentru șaibele de siguranță cu ajutorul tabelului 3.4:

$$\begin{aligned} d_{2saiba2} &:= 6.4 \text{ mm} & b_{saiba2} &:= 4.5 \text{ mm} & l_{saiba} &:= 18 \text{ mm} & r_{saiba2} &:= 4 \text{ mm} \\ D_{1saiba2} &:= 12.5 \text{ mm} & g_{1saiba2} &:= 0.5 \text{ mm} & l_{1saiba2} &:= 9 \text{ mm} & r_{1saiba2} &:= 4 \text{ mm} \end{aligned}$$

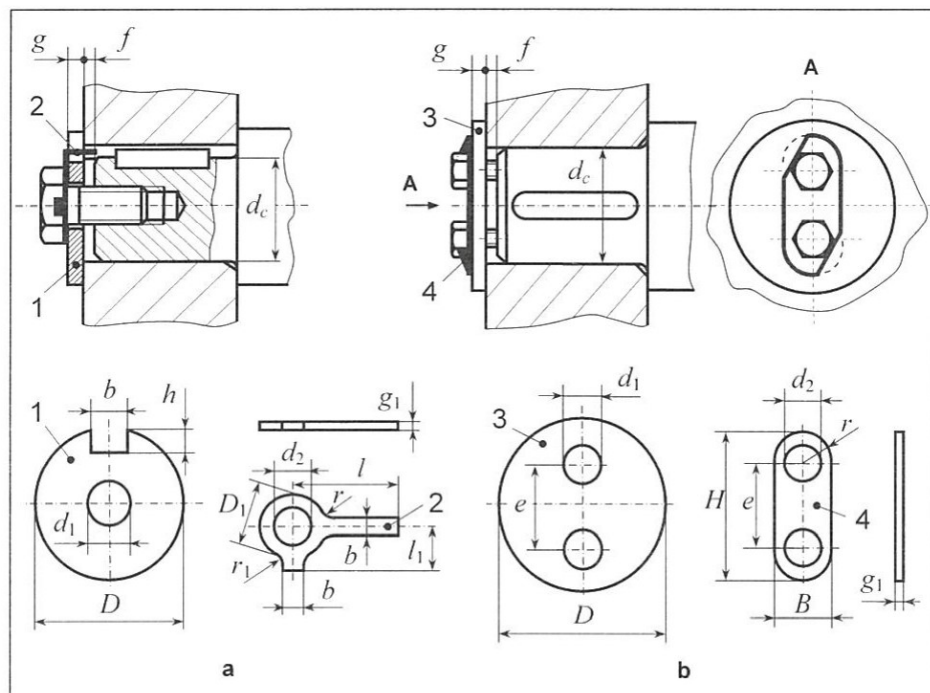


Fig.3.12 Fixarea pieselor montate pe capetele de arbore

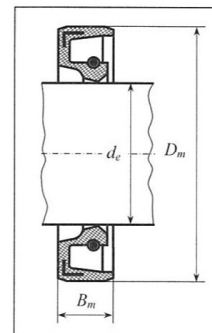
Se adoptă manșeta de rotație cu ajutorul anexei 3.6:

$$d_{e2} := 1.2 \cdot d_{ca2} = 33.6 \text{ mm}$$

$$d_{e2STAS} := 35 \text{ mm}$$

$$\text{Diametrul exterior al manșetei: } D_{m2} := 50 \text{ mm}$$

$$\text{Lățimea manșetei: } B_{m2} := 8 \text{ mm}$$



Pentru dimensionarea rulmenților radiali cu bile ne ajutam de anexa 3.2 și de condiția: $d_{r2} \geq d_{e2STAS}$

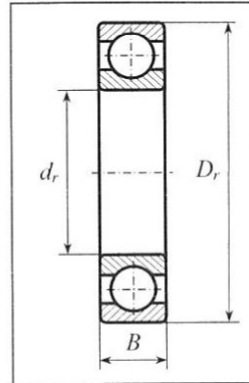
$$d_{r2} := 35 \text{ mm}$$

$$D_{r2} := 72 \text{ mm}$$

$$B_2 := 16 \text{ mm}$$

$$C_2 := 33.5 \text{ kN}$$

$$\text{Simbol: 6207}$$



$$d_{42} := d_{r2} + 4 \text{ mm} = 39 \text{ mm}$$

Se adoptă lungimea butucului: $l_{butuc} := 50 \text{ mm}$

$$l_4 := l_{butuc} - 3 \text{ mm} = 47 \text{ mm}$$

6. PROIECTAREA FORMEI CONSTRUCTIVE A ROȚII DINȚATE:

Roțile dințate sunt efectuate din materialul: 42CrMo4

$$\delta_{rd} := 3 \cdot m = 6 \text{ mm}$$

$$\delta_{1rd} := 0.28 \cdot b_2 = 6.72 \text{ mm}$$

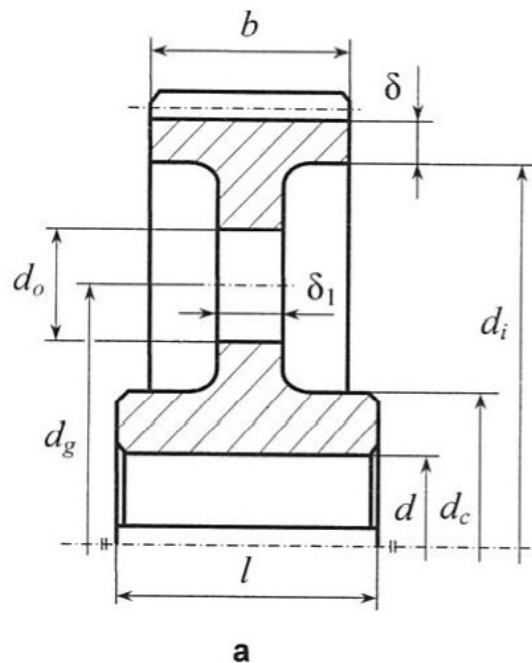
$$d_{crd} := 1.6 \cdot d_{42} = 62.4 \text{ mm}$$

$$d_{ird} := d_{f2} - 2 \cdot \delta_{rd} = 125.737 \text{ mm}$$

$$l_{rd} := 1.3 \cdot d_{42} = 50.7 \text{ mm}$$

$$d_{grd} := 0.5 \cdot (d_{ird} + d_{crd}) = 94.069 \text{ mm}$$

$$d_{ord} := \frac{d_{ird} - d_{crd}}{4} = 15.834 \text{ mm}$$



7. PROIECTAREA CARCASEI REDUCTORULUI ȘI A ACESORIILOR CARCASEI:

7.1 Proiectarea carcasei:

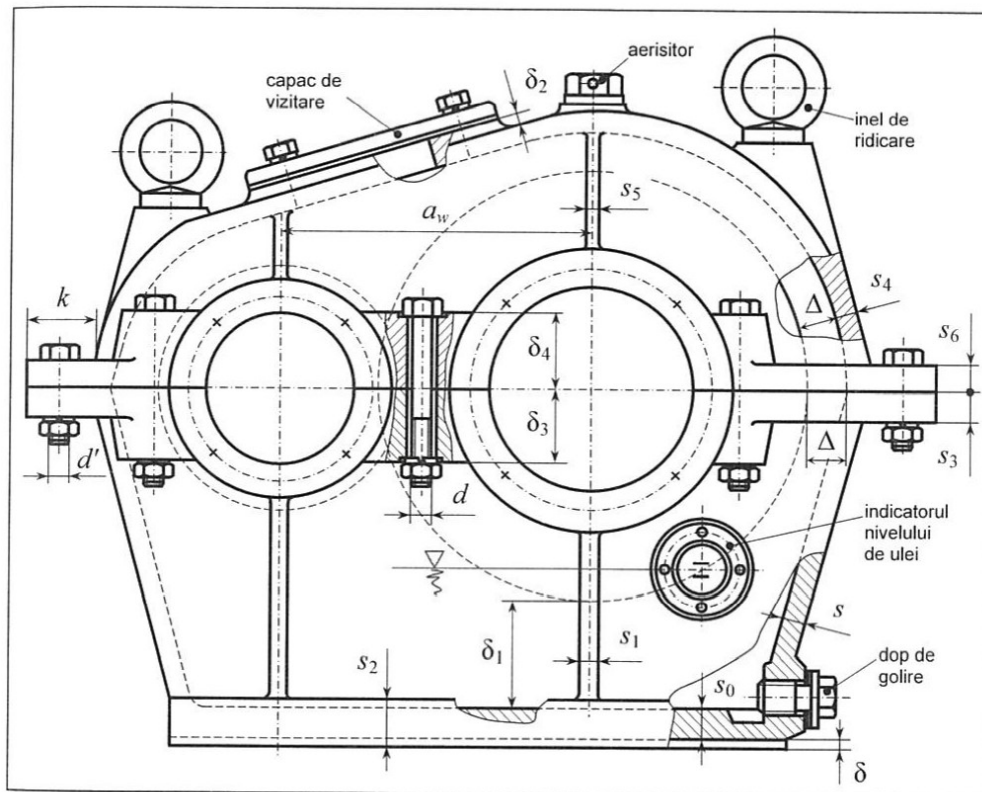


Fig.4.1 Carcasa reductorului cu roți dințate cilindrice

Grosimea peretelui interior: $s := 0.06 \cdot a_w = 6 \text{ mm}$ $\Rightarrow s \geq 5 \text{ mm}$

Grosimea fundului carcasei: $s_0 := 1.25 \cdot s = 7.5 \text{ mm}$

Grosimea nervurilor carcasei inferioare: $s_1 := 0.8 \cdot s = 4.8 \text{ mm}$

Dimensiunile tălpii reductorului: $s_2 := 2 \cdot s = 12 \text{ mm}$

$$\delta := 0.4 \cdot s = 2.4 \text{ mm}$$

Grosimea flanșei carcasei inferioare: $s_3 := 1.5 \cdot s = 9 \text{ mm}$

Grosimea carcasei superioare: $s_4 := 0.85 \cdot s = 5.1 \text{ mm}$

Grosimea nervurilor carcasei superioare: $s_5 := 0.8 \cdot s_4 = 4.08 \text{ mm}$

Grosimea flanșei carcasei superioare: $s_6 := 1.5 \cdot s_4 = 7.65 \text{ mm}$

Distanța minimă de la roțile dințate la pereții carcasei:

$$\Delta_1 := 1.2 \cdot s = 7.2 \text{ mm} \Rightarrow \Delta_1 := 8 \text{ mm}$$

Distanța de la roata dințată cu diametru mai mare până la fundul reductorului:

$$\delta_{1c} := 35 \text{ mm}$$

Bosajul capacului de vizitare: $\delta_{2c} := 4 \text{ mm}$

Dimensiunile carcaselor în zona lagărelor cu rulmenți: $\delta_{3c} := 2 \cdot s_3 = 18 \text{ mm}$

$$\delta_{4c} := 2 \cdot s_6 = 15.3 \text{ mm}$$

Asamblarea celor două carcase, superioară și inferioară, se realizează prin intermediul flanșelor și a șuruburilor.

Cu ajutorul tabelului 4.1 de la pagina 86, se adoptă diametrele șuruburilor de fixare: $d := 10 \text{ mm}$ (filet M10)

$$d_g := 11 \text{ mm}$$

$$d' := 8 \text{ mm} \text{ (filet M8)}$$

$$d'_g := 9 \text{ mm}$$

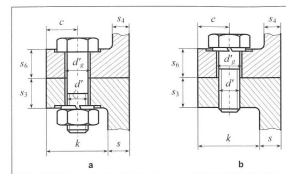


Fig.4.4 Asamblarea carcaselor
a - cu șurub și piuliță, b - cu șurub

Lățimea flanșei: $k := 2.7 \cdot d' = 21.6 \text{ mm}$

Distanța de la axa șuruburilor la marginea flanșei: $c := 0.5 \cdot k = 10.8 \text{ mm}$

Centrarea carcasei superioare față de carcasa inferioară se realizează prin intermediul a două știfturi cilindrice.

$$d_{st} := 0.75 \cdot d' = 6 \text{ mm}$$

Se standardizează știftul cu ajutorul anexei 4.8: $d_{st} := 6 \text{ mm}$

$$l_{st} := 40 \text{ mm}$$

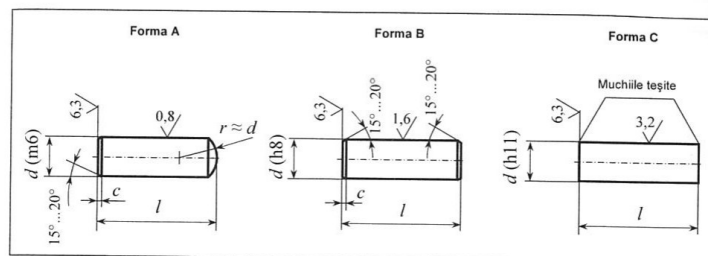


Fig.A4.8.1

Dimensionarea bosajelor:

$$D_1 := D_{r1} = 52 \text{ mm}$$

$$D_2 := D_{r2} = 72 \text{ mm}$$

$$D_{b1} := D_1 + 4.2 \cdot d_{st} + 5 \text{ mm} = 82.2 \text{ mm}$$

$$D_{b2} := D_2 + 4.2 \cdot d_{st} + 5 \text{ mm} = 102.2 \text{ mm}$$

7.2 Proiectarea accesoriilor carcasei:

7.2.1 Capace de fixare a rulmenților:

ARBORELE DE INTRARE:

$$D_{in} := D_{r1} = 52 \text{ mm}$$

$$d_{sin} := 6 \text{ mm}$$

$$n_{in} := 4$$

$$D_{1in} := D_{in} + 2.5 \cdot d_{sin} = 67 \text{ mm}$$

$$D_{2in} := D_{1in} + 2.5 \cdot d_{sin} = 82 \text{ mm}$$

$$D_{3in} := 0.9 \cdot D_{in} = 46.8 \text{ mm}$$

$$e_{in} := 1.2 \cdot d_{sin} = 7.2 \text{ mm}$$

$$d_{1in} := d_{sin} + 2 \text{ mm} = 8 \text{ mm}$$

$$D_{4in} := D_{1in} - 3 \cdot d_{sin} = 49 \text{ mm}$$

$$e_{1in} := 5 \text{ mm} \quad e_{2in} := 3 \text{ mm}$$

$$l_{pin} := 4 \text{ mm} \quad l_{min} := 2 \text{ mm}$$

$$d_{ain} := d_{e1} + 4 \text{ mm} = 28 \text{ mm}$$

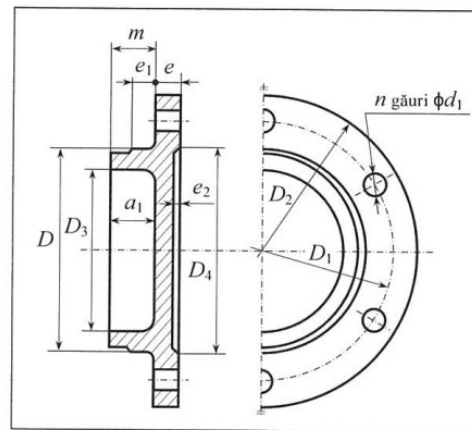


Fig.4.10 Capac de fixare a rulmenților (tip 1)

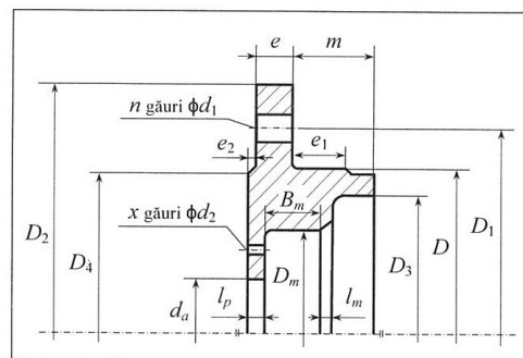


Fig.4.11 Capac de fixare a rulmenților (tip 2)

ARBORELE DE IEȘIRE:

$$D_{ie} := D_{r2} = 72 \text{ mm}$$

$$d_{sie} := 8 \text{ mm}$$

$$n_{ie} := 4$$

$$D_{1ie} := D_{ie} + 2.5 \cdot d_{sie} = 92 \text{ mm}$$

$$D_{2ie} := D_{1ie} + 2.5 \cdot d_{sie} = 112 \text{ mm}$$

$$D_{3ie} := 0.9 \cdot D_{ie} = 64.8 \text{ mm}$$

$$e_{ie} := 1.2 \cdot d_{sie} = 9.6 \text{ mm}$$

$$d_{1ie} := d_{sie} + 2 \text{ mm} = 10 \text{ mm}$$

$$D_{4ie} := D_{1ie} - 3 \cdot d_{sie} = 68 \text{ mm}$$

$$e_{1ie} := 5 \text{ mm}$$

$$e_{2ie} := 3 \text{ mm}$$

$$l_{pie} := 4 \text{ mm}$$

$$l_{mie} := 2 \text{ mm}$$

$$d_{aie} := d_{e2} + 4 \text{ mm} = 37.6 \text{ mm}$$

7.2.2 Capace de vizitare:

Se adoptă capac de vizitare dreptunghiular, acesta fiind standardizat în tabelul 4.7 de la pagina 92.

$$a := 80 \text{ mm}$$

$$e := 116 \text{ mm}$$

$$l_3 := 88 \text{ mm}$$

Șuruburi pt. acest capac:

$$b := 100 \text{ mm}$$

$$l_1 := 70 \text{ mm}$$

$$h := 3 \text{ mm}$$

Filet M4 $l := 10 \text{ mm}$

$$c := 96 \text{ mm}$$

$$l_2 := 108 \text{ mm}$$

$$R := 8 \text{ mm}$$

$nr := 6$ $h_g := 1 \text{ mm}$

$$d_1 := 4.5 \text{ mm}$$

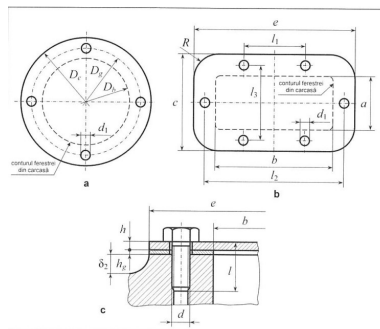


Fig.4.13 Capace de vizitare
a - circular; b - dreptunghiular; c - detaliu de fixare.

7.2.3 Dopuri de golire:

Cu ajutorul tabelului 4.8, de la pagina 93, se adoptă dimensiunile pentru dopul de golire.

Filet: M12	$p_d := 1.25 \text{ mm}$	$D_d := 20 \text{ mm}$
$H_d := 5.5 \text{ mm}$	$l_d := 12 \text{ mm}$	$a_d := 3 \text{ mm}$
$S_d := 13 \text{ mm}$		

7.2.4 Aerisitoare:

Cu ajutorul tabelului 4.9, de la pagina 93, se adoptă dimensiunile pentru aerisitor.

Filet: M10	$D_a := 13 \text{ mm}$	$L_a := 16 \text{ mm}$
$l_a := 8 \text{ mm}$	$d_{1a} := 3 \text{ mm}$	$a_a := 2 \text{ mm}$
$S_a := 14 \text{ mm}$		

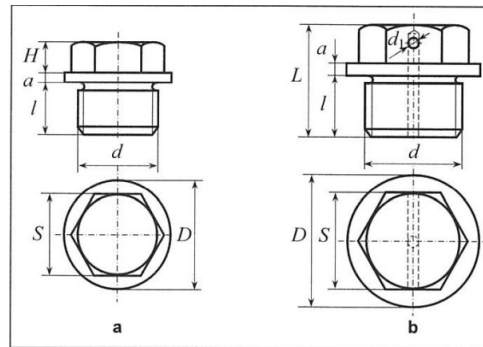


Fig.4.14 Accesorii ale carcasei
a - dop de golire; b - aerisitor.

7.2.5 Indicatoare de nivel de ulei:

Viteza periferică a roții dințate 2:

$$\nu_{w2} := \frac{\pi \cdot d_{w2} \cdot n_2}{6} = 3.303 \frac{m}{s} \quad \nu_{w2} > 2 \frac{m}{s} \Rightarrow k := 6$$

$$H_1 := \frac{1}{2} (d_{a2} - 0.95 \cdot d_{f2}) + \delta_{1c} = 42.907 \text{ mm}$$

$$H_2 := \frac{d_{a2}}{k} + \delta_{1c} = 59.444 \text{ mm}$$

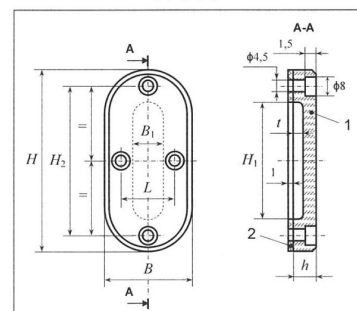


Fig.4.17 Vizor de ulei de tip C
1 - corp; 2 - garnitură.

Se alege vizor de ulei de tip C de mărimea 1:

$$B := 32 \text{ mm} \quad B_1 := 10 \text{ mm} \quad H := 50 \text{ mm} \quad H_1 := 28 \text{ mm}$$

$$H_2 := 36 \text{ mm} \quad L := 22 \text{ mm} \quad h := 4 \text{ mm}$$

7.2.6 Inele de ridicare:

Cu ajutorul anexei 4.7 se adoptă valorile pentru inele de ridicare a reductorului: se adopta filetul M10

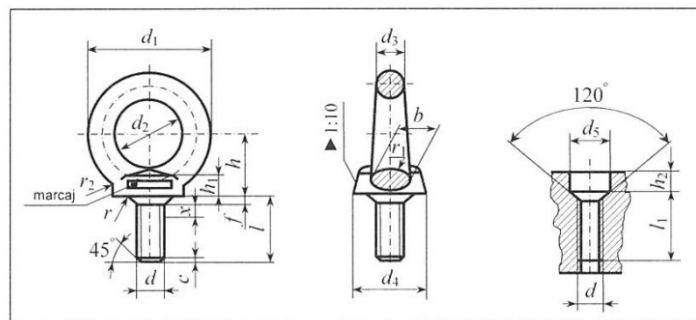


Fig.A4.7.1

Tabelul A 4.7.1

d [mm]	d_1 [mm]	d_2 [mm]	d_3 [mm]	d_4 [mm]	d_5 [mm]	h [mm]	h_1 [mm]	h_2 [mm]	l [mm]	f [mm]	b [mm]	c [mm]	x [mm]	r [mm]	r_1 [mm]	r_2 [mm]
M8	36	20	8	20	13	18	6	5	18	2	10	1,2	2,5	2	4	4
M10	45	25	10	25	15	22	8	6	21	2	12	1,5	3	2	5	4
M12	54	30	12	30	17	26	10	7	25	2	14	1,8	3,5	2	5	6
M16	63	35	14	35	22	30	12	8	32	2	16	2	4	2	6	6
M20	72	40	16	40	28	35	14	9	38	2	19	2,5	5	3	7	8
M24	90	50	20	50	32	45	16	10	45	3	24	3	6	3	9	12
M30	108	60	24	65	39	55	18	11	54	3	28	4	7	3	11	15

8. PROIECTAREA TRASMISIEI PRIN CURELE TRAPEZOIDALE

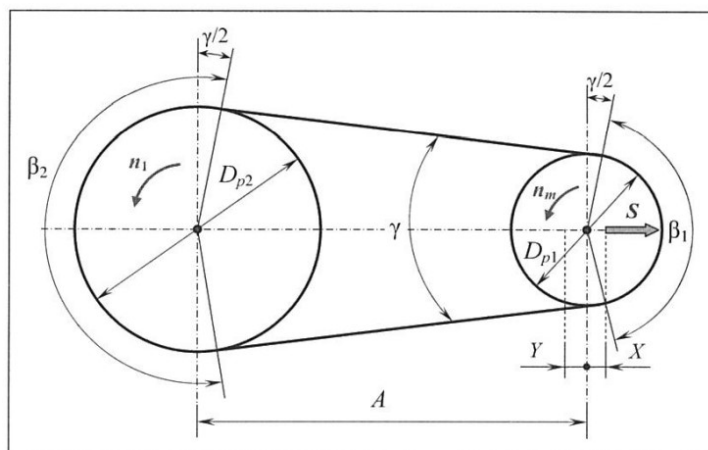


Fig.5.1 Schema de calcul geometric al transmisiei prin curele

Cu ajutorul tabelului 5.1, de la pagina 99, se adoptă diametrul primitiv al roții mici: $D_{p1} := 90 \text{ mm}$

$$D_{p2} := i_{tc} \cdot D_{p1} = 177.465 \text{ mm}$$

$$D_{p1} + D_{p2} = 267.465 \text{ mm}$$

$$1.5 \cdot (D_{p1} + D_{p2}) = 401.197 \text{ mm}$$

$$D_{p1} + D_{p2} \leq A_p \leq 1.5 \cdot (D_{p1} + D_{p2}) \quad \Rightarrow \quad A_p := 320 \text{ mm}$$

Lungimea primitivă a curelei:

$$L_p := 2 \cdot A_p + \pi \cdot \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2} + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4 \cdot A_p} = (1.066 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Cu ajutorul tabelului 5.2, de la pagina 100, se adoptă lungimea curelei:

$$L := 1120 \text{ mm}$$

$$c_L := 0.93$$

Distanța reală dintre axe:

$$p := 0.25 \cdot L - 0.393 \cdot (D_{p1} + D_{p2}) = 174.886 \text{ mm}$$

$$q := 0.125 \cdot (D_{p2} - D_{p1})^2 = 956.261 \text{ mm}^2$$

$$A := p + \sqrt{p^2 - q} = 347.017 \text{ mm}$$

Unghiul dintre ramurile curelei:

$$\gamma := 2 \cdot \arcsin \left(\frac{D_{p2} - D_{p1}}{2 \cdot A} \right) = 14.48^\circ$$

Unghiul de înfășurare pe roata mică de curea:

$$\beta_1 := 180^\circ - \gamma = 165.52^\circ$$

Viteza periferică a curelei:

$$\nu := \frac{\pi \cdot D_{p1} \cdot n_m}{60} = 10.363 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Numărul preliminar de curele:

$$c_f := 1.25$$

$$c_\beta := 0.99$$

Cu ajutorul tabelului 5.4, de la pagina 101, se adoptă puterea nominală transmisă de curea: $P_0 := 2.86 \text{ kW}$

$$z_o := \frac{c_f \cdot P_m}{c_L \cdot c_\beta \cdot P_0} = 1.804$$

Numărul de curele:

Cu ajutorul tabelului 5.5, de la pagina 102, se adoptă coeficientul numărului de curele: $c_z := 0.95$

$$z := \frac{z_o}{c_z} = 1.899 \quad \Rightarrow \quad z := 2$$

Frecvența încovoierilor curelei:

$$f := 2 \cdot \frac{\nu}{L} = 18.506 \text{ Hz} \quad \Rightarrow \quad f \leq f_a$$

$$f_a := 40 \text{ Hz}$$

$$\text{Forța periferică transmisă: } F := \frac{P_m}{\nu} = 366.686 \text{ N}$$

$$\text{Forța de întindere a curelei: } S := 1.7 \cdot F = 623.367 \text{ N}$$

Proiectarea formei roții de curea:

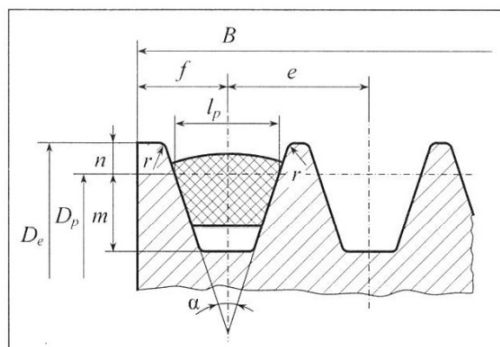


Fig.5.2 Canalele roții de curea

Pentru curele trapezoidale de tipul SPZ dimensiunile sunt:

$$l_p := 8.5 \text{ mm} \quad n := 2.5 \text{ mm}$$

$$m := 9 \text{ mm} \quad f := 8 \text{ mm}$$

$$e := 12 \text{ mm} \quad r := 0.5 \text{ mm}$$

$$\alpha := 38^\circ \quad (D_{p1} > 80 \text{ mm})$$

$$\text{Diametrul exterior al roții: } D_e := D_{p2} + 2 \cdot n = 182.465 \text{ mm}$$

$$\text{Lățimea roții: } B := 2 \cdot f + (z - 1) \cdot e = 28 \text{ mm}$$

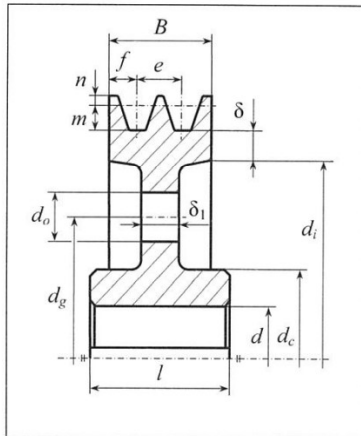


Fig.5.3 Dimensiuni constructive ale roții de curea

$$m + n = 11.5 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \delta := 12 \text{ mm}$$

$$\delta \geq m + n$$

$$\delta_1 := 0.3 \cdot B = 8.4 \text{ mm}$$

$$d_c := 1.6 \cdot d_{ca1} = 32 \text{ mm}$$

$$d_i := D_{p2} - 2 \cdot m - 2 \cdot \delta = 135.465 \text{ mm}$$

$$l := l_{ca1} + 2 \text{ mm} = 38 \text{ mm}$$

Este îndeplinită condiția: $l \geq B$

Cu scopul de a reduce greutatea roții de curea se prevede o serie de găuri.

$$d_g := 0.5 \cdot (d_i + d_c) = 83.732 \text{ mm}$$

$$d_a := \frac{d_i - d_c}{4} = 25.866 \text{ mm}$$

9. VERIFICAREA REDUCTORULUI:

9.1 Calculul reacțiunilor și momentelor încovoietoare:

$$F_{t1} = (1.069 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$F_{t2} = (1.069 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$S = 623.367 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 389.045 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 389.045 \text{ N}$$

$$l_1 := 62.3 \text{ mm}$$

$$F_{a1} = 0 \text{ N}$$

$$F_{a2} = 0 \text{ N}$$

$$l_2 := 42.5 \text{ mm}$$

$$F_{n1} = (1.137 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$F_{n2} = (1.137 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$l_3 := 43 \text{ mm}$$

ARBORELE DE INTRARE:

-Calculul reacțiunilor:

În plan orizontal:

$$H_1 := \frac{S \cdot (l_1 + 2 l_2) + F_{r1} \cdot l_2}{2 l_2} = (1.275 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$H_2 := \frac{F_{r1} \cdot l_2 - S \cdot l_1}{2 \cdot l_2} = -262.368 \text{ N}$$

În plan vertical:

$$V_1 := \frac{F_{t1}}{2} = 534.447 \text{ N}$$

$$V_2 := \frac{F_{t1}}{2} = 534.447 \text{ N}$$

Reacțiunile rezultate: $F_{R1} := \sqrt{H_1^2 + V_1^2} = (1.382 \cdot 10^3) \text{ N}$

$$F_{R2} := \sqrt{H_2^2 + V_2^2} = 595.374 \text{ N}$$

-Calculul momentelor încovoietoare:

În plan orizontal: $M_{iH2} := S \cdot l_1 = (3.884 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$M_{iH31} := S \cdot (l_1 + l_2) - H_1 \cdot l_2 = (1.115 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

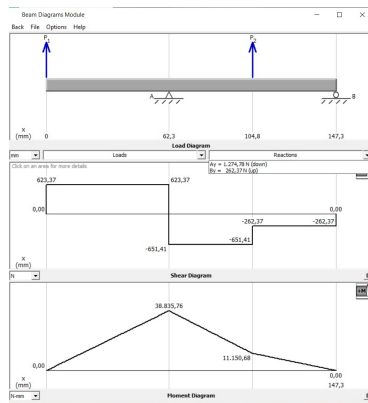
$$M_{iH32} := -H_2 \cdot l_2 = (1.115 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

În plan vertical: $M_{iV3} := -V_1 \cdot l_2 = -2.271 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

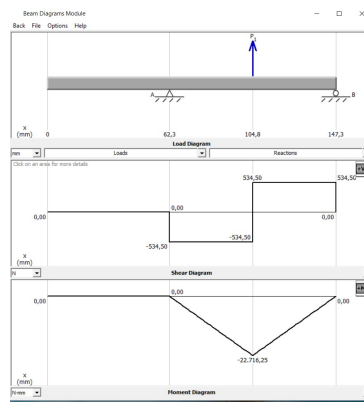
Momentul resultant: $M_{intrare} := \sqrt{M_{iH2}^2 + M_{iV3}^2} = (4.499 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$

Cu ajutorul programului MDSolids am realizat diagramele pentru arborele de intrare:

Plan orizontal (H):



Plan vertical (V):



ARBORELE DE IEȘIRE:

-Calculul reacțiunilor:

În plan orizontal: $H_3 := \frac{F_{r2}}{2} = 194.523 \text{ N}$

$$H_4 := \frac{F_{r2}}{2} = 194.523 \text{ N}$$

În plan vertical: $V_3 := \frac{F_{t2}}{2} = 534.447 \text{ N}$

$$V_4 := \frac{F_{t2}}{2} = 534.447 \text{ N}$$

$$\text{Reacțiunile rezultate: } F_{R3} := \sqrt{H_3^2 + V_3^2} = 568.746 \text{ N}$$

$$F_{R4} := \sqrt{H_4^2 + V_4^2} = 568.746 \text{ N}$$

-Calculul momentelor încovoietoare:

$$\text{În plan orizontal: } M_{iH21} := H_3 \cdot l_3 = (8.364 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

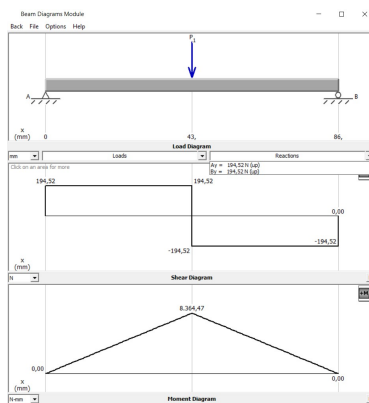
$$M_{iH22} := H_4 \cdot l_4 = (9.143 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{În plan vertical: } M_{iV2} := V_3 \cdot l_3 = (2.298 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

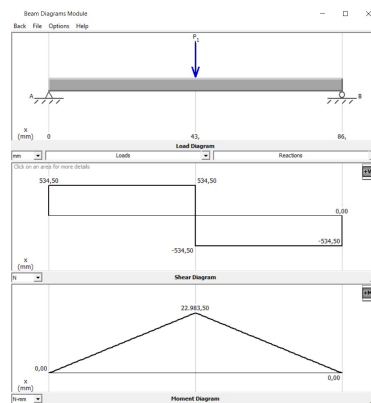
$$\text{Momentul resultant: } M_{iesire} := \sqrt{M_{iH21}^2 + M_{iV2}^2} = (2.446 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Cu ajutorul programului MDSolids am realizat diagramele pentru arborele de ieșire:

Plan orizontal (H):



Plan vertical (V):



9.2 Verificarea arborilor:

9.2.1 Verificarea la solicitări compuse:

ARBORELE DE INTRARE:

Se adopte tensiunea admisibilă la încovoiere pentru solicitarea alternant simetrică, cu ajutorul tabelului 3.6 de la pagina 73:

$$\sigma_{ai_1} := 80 \text{ MPa}$$

$$\alpha := \frac{\sigma_{ai_1}}{\sigma_{ai_1}} = 1$$

$$W_{zin} := \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32} = (1.407 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$$

$$M_{i3} := \sqrt{M_{iH31}^2 + M_{iV3}^2} = (2.53 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{ech3} := \frac{\sqrt{M_{i3}^2 + (\alpha \cdot T_1)^2}}{W_{zin}} = 2.801 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \quad \sigma_{ech3} \leq \sigma_{ai_1}$$

ARBORELE DE IEȘIRE:

Se adopte tensiunea admisibilă la încovoiere pentru solicitarea alternant simetrică, cu ajutorul tabelului 3.6 de la pagina 73:

$$\sigma_{ai_1} := 70 \text{ MPa}$$

$$\alpha := \frac{\sigma_{ai_1}}{\sigma_{ai_1}} = 1$$

$$M_{i2} := \sqrt{M_{iH22}^2 + M_{iV2}^2} = (2.473 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{zie} := \frac{\pi \cdot d_{42}^3}{32} - \frac{b_{pana2} \cdot t_{pana2} \cdot (d_{42} - t_{pana2})^2}{2 \cdot d_{42}} = (5.321 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{ech2} := \frac{\sqrt{M_{i2}^2 + (\alpha \cdot T_2)^2}}{W_{zie}} = 14.714 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \quad \sigma_{ech2} \leq \sigma_{ai_1}$$

9.2.2 Verificarea la oboseală:

ARBORELE DE INTRARE:

-materialul arborelui de intrare este: 42CrMo4

$$R_{m1} = 950 \text{ MPa} \quad R_{p0.2} := 750 \text{ MPa} \quad \tau_c := 420 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{-1} := 460 \text{ MPa} \quad \tau_{-1} := 320 \text{ MPa} \quad c_a := 1.5$$

a) PANA:

Se adoptă, cu ajutorul anexei 3.12, coeficienți de concentrare a tensiunilor, factori dimensionali, factori de calitate ai suprafeței:

$$\beta_{k\sigma} := 2 \quad \varepsilon_{\sigma} := 0.92 \quad \gamma_{\sigma} := 1$$

$$\beta_{k\tau} := 1.9 \quad \varepsilon_{\tau} := 0.92 \quad \gamma_{\tau} := 1$$

$$M_i := \sqrt{M_{iH2}^2} = (3.884 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_z := \frac{\pi \cdot d_{ca1}^3}{32} - \frac{b_{pana1} \cdot t_{pana1} \cdot (d_{ca1} - t_{pana1})^2}{2 \cdot d_{ca1}} = 642.467 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{Imax} := \frac{M_i}{W_z} = 60.448 \text{ MPa} \quad \sigma_V := \sigma_{Imax} = 60.448 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m := 0 \text{ MPa}$$

$$W_p := \frac{\pi \cdot d_{ca1}^3}{16} - \frac{b_{pana1} \cdot t_{pana1} \cdot (d_{ca1} - t_{pana1})^2}{2 \cdot d_{ca1}} = (1.428 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$T_{tmax} := \frac{T_1}{W_p} = 21.172 \text{ MPa} \quad T_V := \frac{T_{tmax}}{2} = 10.586 \text{ MPa}$$

$$T_m := T_V = 10.586 \text{ MPa}$$

Relațiile lui Soderberg:

$$c_{\sigma} := \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \gamma_{\sigma}} \cdot \frac{\sigma_V}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{R_{p0.2}}} = 3.501$$

$$c_{\tau} := \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \gamma_{\tau}} \cdot \frac{T_V}{\tau_{-1}} + \frac{T_m}{\tau_c}} = 10.692$$

$$c := \frac{c_{\sigma} \cdot c_{\tau}}{\sqrt{c_{\sigma}^2 + c_{\tau}^2}} = 3.327 \quad \Rightarrow \quad c \geq c_a$$

b) PINIONUL:

Se adoptă, cu ajutorul anexei 3.12, coeficienți de concentrare a tensiunilor, factori dimensionali, factori de calitate ai suprafeței:

$$\beta_{k\sigma} := 1.75 \quad \varepsilon_{\sigma} := 0.88 \quad \gamma_{\sigma} := 1$$

$$\beta_{k\tau} := 1.6 \quad \varepsilon_{\tau} := 0.88 \quad \gamma_{\tau} := 1$$

$$M_i := \sqrt{M_{iH32}^2 + M_{iV3}^2} = (2.53 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_z := \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32} = (1.407 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{lmax} := \frac{M_i}{W_z} = 1.798 \text{ MPa}$$

$$\sigma_V := \sigma_{lmax} = 1.798 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m := 0 \text{ MPa}$$

$$W_p := \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{16} = (2.815 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$$

$$T_{tmax} := \frac{T_1}{W_p} = 1.074 \text{ MPa}$$

$$T_V := \frac{T_{tmax}}{2} = 0.537 \text{ MPa}$$

$$T_m := T_V = 0.537 \text{ MPa}$$

Relațiile lui Soderberg:

$$c_\sigma := \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_V}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{R_{p0.2}}} = 128.659$$

$$c_\tau := \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma_\tau} \cdot \frac{T_V}{\tau_{-1}} + \frac{T_m}{\tau_c}} = 230.959$$

$$c := \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} = 112.396 \quad \Rightarrow \quad c \geq c_a$$

c) DEGAJAREA:

Se adoptă, cu ajutorul anexei 3.12, coeficienți de concentrare a tensiunilor, factori dimensionali, factori de calitate ai suprafeței:

$$\beta_{k\sigma} := 2 \quad \varepsilon_\sigma := 0.9 \quad \gamma_\sigma := 1$$

$$\beta_{k\tau} := 1.65 \quad \varepsilon_\tau := 0.9 \quad \gamma_\tau := 1$$

$$M_i := M_{iH2} = (3.884 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_z := \frac{\pi \cdot d_{r1}^3}{32} = (1.534 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{lmax} := \frac{M_i}{W_z} = 25.317 \text{ MPa}$$

$$\sigma_V := \sigma_{lmax} = 25.317 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m := 0 \text{ MPa}$$

$$W_p := \frac{\pi \cdot d_{r1}^3}{16} = (3.068 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$T_{tmax} := \frac{T_1}{W_p} = 9.854 \text{ MPa}$$

$$T_V := \frac{T_{tmax}}{2} = 4.927 \text{ MPa}$$

$$T_m := T_V = 4.927 \text{ MPa}$$

Relațiile lui Soderberg:

$$c_\sigma := \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_V}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{R_{p0.2}}} = 8.176$$

$$c_\tau := \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma_\tau} \cdot \frac{T_V}{\tau_{-1}} + \frac{T_m}{\tau_c}} = 25.026$$

$$c := \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} = 7.772 \quad \Rightarrow \quad c \geq c_a$$

ARBORELE DE IEȘIRE:

-materialul arborelui de intrare este: 1C55

$$R_{m2} = 720 \text{ MPa}$$

$$R_{p0.2} := 410 \text{ MPa}$$

$$\tau_c := 280 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{-1} := 340 \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1} := 190 \text{ MPa}$$

$$c_a := 1.5$$

a) PANA 1:(d=28 mm)

Se adoptă, cu ajutorul anexei 3.12, coeficienți de concentrare a tensiunilor, factori dimensionali, factori de calitate ai suprafeței:

$$\beta_{k\sigma} := 2 \quad \varepsilon_{\sigma} := 0.88 \quad \gamma_{\sigma} := 1$$

$$\beta_{k\tau} := 1.9 \quad \varepsilon_{\tau} := 0.88 \quad \gamma_{\tau} := 1$$

$$M_i := \sqrt{M_{iH22}^2 + M_{iV2}^2} = (2.473 \cdot 10^4) \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$W_z := \frac{\pi \cdot d_{ca2}^3}{32} - \frac{b_{pana2} \cdot t_{pana2} \cdot (d_{ca2} - t_{pana2})^2}{2 \cdot d_{ca2}} = (1.826 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{Imax} := \frac{M_i}{W_z} = 13.545 \text{ MPa} \quad \sigma_V := \sigma_{Imax} = 13.545 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m := 0 \text{ MPa}$$

$$W_p := \frac{\pi \cdot d_{ca2}^3}{16} - \frac{b_{pana2} \cdot t_{pana2} \cdot (d_{ca2} - t_{pana2})^2}{2 \cdot d_{ca2}} = (3.981 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$T_{tmax} := \frac{T_2}{W_p} = 18.659 \text{ MPa} \quad T_V := \frac{T_{tmax}}{2} = 9.33 \text{ MPa}$$

$$T_m := T_V = 9.33 \text{ MPa}$$

Relațiile lui Soderberg:

$$c_{\sigma} := \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \gamma_{\sigma}} \cdot \frac{\sigma_V}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{R_{p0.2}}} = 11.045$$

$$c_{\tau} := \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \gamma_{\tau}} \cdot \frac{T_V}{\tau_{-1}} + \frac{T_m}{\tau_c}} = 7.177$$

$$c := \frac{c_{\sigma} \cdot c_{\tau}}{\sqrt{c_{\sigma}^2 + c_{\tau}^2}} = 6.018 \quad \Rightarrow \quad c \geq c_a$$

b) PANA 2: (d=39 mm)

Se adoptă, cu ajutorul anexei 3.12, coeficienți de concentrare a tensiunilor, factori dimensionali, factori de calitate ai suprafeței:

$$\beta_{k\sigma} := 2 \quad \varepsilon_{\sigma} := 0.88 \quad \gamma_{\sigma} := 1$$

$$\beta_{k\tau} := 1.9 \quad \varepsilon_{\tau} := 0.88 \quad \gamma_{\tau} := 1$$

$$M_i := \sqrt{M_{iH22}^2 + M_{iV2}^2} = (2.473 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Dimensiunile pentru pana sunt:

$$b := 12 \text{ mm} \quad h := 8 \text{ mm} \quad t := 5 \text{ mm}$$

$$W_z := \frac{\pi \cdot d_{42}^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d_{42} - t)^2}{2 \cdot d_{42}} = (4.934 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{Imax} := \frac{M_i}{W_z} = 5.012 \text{ MPa} \quad \sigma_V := \sigma_{Imax} = 5.012 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m := 0 \text{ MPa}$$

$$W_p := \frac{\pi \cdot d_{42}^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d_{42} - t)^2}{2 \cdot d_{42}} = (1.076 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$$

$$T_{tmax} := \frac{T_2}{W_p} = 6.905 \text{ MPa} \quad T_V := \frac{T_{tmax}}{2} = 3.452 \text{ MPa}$$

$$T_m := T_V = 3.452 \text{ MPa}$$

Relațiile lui Soderberg:

$$c_\sigma := \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_V}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{R_{p0.2}}} = 29.846$$

$$c_\tau := \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma_\tau} \cdot \frac{T_V}{\tau_{-1}} + \frac{T_m}{\tau_c}} = 19.394$$

$$c := \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} = 16.262 \quad \Rightarrow \quad c \geq c_a$$

c)DEGAJAREA:

Se adoptă, cu ajutorul anexei 3.12, coeficienți de concentrare a tensiunilor, factori dimensionali, factori de calitate ai suprafeței:

$$\beta_{k\sigma} := 2.2 \quad \varepsilon_\sigma := 0.86 \quad \gamma_\sigma := 1$$

$$\beta_{k\tau} := 1.68 \quad \varepsilon_\tau := 0.86 \quad \gamma_\tau := 1$$

$$M_i := \sqrt{M_{iH21}^2 + M_{iV2}^2} = (2.446 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_z := \frac{\pi \cdot d_{r2}^3}{32} = (4.209 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{lmax} := \frac{M_i}{W_z} = 5.81 \text{ MPa}$$

$$\sigma_V := \sigma_{lmax} = 5.81 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m := 0 \text{ MPa}$$

$$W_p := \frac{\pi \cdot d_{r2}^3}{16} = (8.418 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$T_{tmax} := \frac{T_2}{W_p} = 8.824 \text{ MPa}$$

$$T_V := \frac{T_{tmax}}{2} = 4.412 \text{ MPa}$$

$$T_m := T_V = 4.412 \text{ MPa}$$

Relațiile lui Soderberg:

$$c_\sigma := \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_V}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{R_{p0.2}}} = 22.876$$

$$c_\tau := \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma_\tau} \cdot \frac{T_V}{\tau_{-1}} + \frac{T_m}{\tau_c}} = 16.362$$

$$c := \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} = 13.308 \quad \Rightarrow \quad c \geq c_a$$

9.3 Verificarea penelor:

ARBORELE DE INTRARE:

-materialul penei este: E335

$$\sigma_{as} := 35 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow \quad \sigma_s \leq \sigma_{as}$$

$$\sigma_s := \frac{4 \cdot T_1}{h_{pana1} \cdot l_{ca1} \cdot d_{ca1}} = 27.992 \text{ MPa}$$

$$\tau_{af} := 32 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow \tau_f \leq \tau_{af}$$

$$\tau_f := \frac{2 \cdot T_1}{b_{pana1} \cdot l_{pana1} \cdot d_{ca1}} = 15.745 \text{ MPa}$$

ARBORELE DE IEȘIRE:

a) PANA 1: (d=28 mm)

-materialul penei este: E335

$$\sigma_{as} := 35 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow \sigma_s \leq \sigma_{as}$$

$$\sigma_s := \frac{4 \cdot T_2}{h_{pana2} \cdot l_{ca2} \cdot d_{ca2}} = 25.267 \text{ MPa}$$

$$\tau_{af} := 32 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow \tau_f \leq \tau_{af}$$

$$\tau_f := \frac{2 \cdot T_2}{b_{pana2} \cdot l_{pana2} \cdot d_{ca2}} = 13.265 \text{ MPa}$$

b) PANA 2: (d=39 mm)

-materialul penei este: E335

$$\sigma_{as} := 35 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow \sigma_s \leq \sigma_{as}$$

$$\sigma_s := \frac{4 \cdot T_2}{h \cdot l \cdot d_{42}} = 25.062 \text{ MPa}$$

$$\tau_{af} := 32 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow \tau_f \leq \tau_{af}$$

$$\tau_f := \frac{2 \cdot T_2}{b \cdot l \cdot d_{42}} = 8.354 \text{ MPa}$$

9.4 Verificarea rulmenților:

Pentru acest tip de reductor se folosesc rulmenți radiali cu bile.

ARBORELE DE INTRARE:

$$F_{R1} = (1.382 \cdot 10^3) \text{ N} \qquad F_{R2} = 595.374 \text{ N}$$

$$F_{R1} > F_{R2}$$

a) Rulmentul 1:

$$C_1 := 44800 \text{ N}$$

$$P_{e1} := F_{R1} = (1.382 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$L_h := \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C_1}{P_{e1}} \right)^3$$

$$L_h := 34400 \text{ hr}$$

$$\Rightarrow L_{h nec} \leq L_h$$

$$L_{h nec} := 20000 \text{ hr}$$

b) Rulmentul 2:

$$C_1 = (4.48 \cdot 10^4) \text{ N}$$

$$P_{e2} := F_{R2} = 595.374 \text{ N}$$

$$L_h := \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C_1}{P_{e2}} \right)^3$$

$$L_h := 23800 \text{ hr}$$

$$\Rightarrow L_{h nec} \leq L_h$$

$$L_{h nec} := 20000 \text{ hr}$$

ARBORELE DE IEȘIRE:

$$F_{R3} = 568.746 \text{ N}$$

$$F_{R4} = 568.746 \text{ N}$$

$$F_{R1} \geq F_{R2}$$

a) Rulmentul 3:

$$C_2 = (3.35 \cdot 10^4) \text{ N}$$

$$P_{e3} := F_{R3} = 568.746 \text{ N}$$

$$L_h := \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C_2}{P_{e3}} \right)^3$$

$$L_h := 21700 \text{ hr}$$

$$\Rightarrow L_{hnec} \leq L_h$$

$$L_{hnec} := 20000 \text{ hr}$$

b) Rulmentul 4:

$$C_2 = (3.35 \cdot 10^4) \text{ N}$$

$$P_{e4} := F_{R4} = 568.746 \text{ N}$$

$$L_h := \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C_2}{P_{e4}} \right)^3$$

$$L_h := 21700 \text{ hr}$$

$$\Rightarrow L_{hnec} \leq L_h$$

$$L_{hnec} := 20000 \text{ hr}$$