II.2.6.Calculul transmisiilor

II.2.6.1.Calculul transmisiei '1-2' prin curele trapezoidale

Nota:
-aleg transmisie prin curele trapezoidale inguste
-calculele sunt realizate dupa carte [3]

II.2.6.1.1.Determinarea numarului de curele necesar

Alegerea tipului de curea

- aleg curea SPZ (8,5x8) cu forma si dimensiunile dupa STAS 7192
- datele fabricantului valabile pentru viteze ale rotii mici n<=n1max si v<=vmax:

$v_0 := 19.5\frac{m}{s}$ $d_{wmin} := 63mm$ $K_4 := 0.5$

$P_0 := 1.9kW$ $L_0 := 1600mm$ $K_3 := 0.25$ $K_2 := 4.612$

- in figura 2.34 se arata dimensiunile principale ale transmisiei

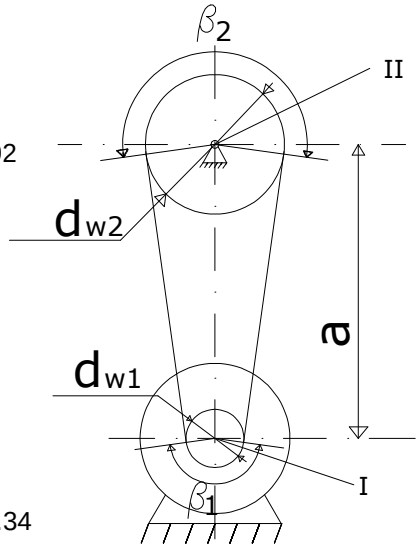

fig.2.34

Determinarea numarului de curele necesar

- distanta intre axe a=a12 — din II.2.2 — $a_{12} := a = 745mm$
- diametrul fuliei pentru dw1>dwmin=63mm — din II.2.2 — $d_{w1} := 85mm$
- raportul de transmisie — din II.2.2 — $i_{12} := i = 2.38$
- diametrul primitiv,al rotii marii,calculat — $d_{w2prel} := d_{w1} \cdot i$ — $d_{w2prel} = 202.3\,mm$
- diametrul primitiv,al rotii mari,stabilit — aleg din STAS 1162-67 — $d_{w2} := 200mm$
- raportul recalculat — $i_{rec} := \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$ — $i_{12} := i_{rec} = 2.35$
- Unghiul de infasurare pe fulie — $\beta_1 := 2 \cdot acos\left(\frac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot a}\right) \cdot \frac{180}{\pi}$ — $\beta_1 = 171.147\,grade$
- Unghiul de infasurare pe roata mare — $\beta_2 := 360 - \beta_1$ — $\beta_2 = 188.853\,grade$
- Factorul unghiului de infasurare — $c_\beta := 1.25 \cdot \left(1 - 5^{\frac{-\beta_1}{180}}\right)$ — $c_\beta = 0.979$
- coeficient — $K_i := 1.124 - 0.124 \cdot e^{-3(i-1)}$ — $K_i = 1.122$
- turatia arborelui I — din II.2.1 — $n := 1000 \cdot \frac{rot}{min}$
- viteza periferica a curelei — $v := \frac{\pi \cdot n \cdot d_{w1}}{1000 \cdot 60}$ — $v = 4.451\frac{m}{s}$

www.mariussuciu.ro

- lungimea de calcul a curelei calculata ca lungimea fibrei neutre

$$L_w := 2\cdot a\cdot\cos\left(\frac{180-\beta_1}{2}\cdot\frac{\pi}{180}\right)+\left[d_{w1}\cdot\beta_1+d_{w2}\cdot\left(\beta_2\right)\right]\cdot\frac{\pi}{360} \qquad L_w = 1.942\times 10^3\,\text{mm}$$

- lungimea standardizata a curelei

  aleg din STAS 7192-65 $\qquad L_{STAS} := 2000\text{mm}$

- Puterea transmisa este:

$$P_n := c_\beta\cdot P_0\cdot\frac{v}{v_0}\cdot\left[1+K_2\cdot\left(1-\frac{d_{wmin}}{d_{w1}}\cdot\frac{1}{K_i}\right)+K_3\cdot\left[1-\left(\frac{v}{v_0}\right)^2\right]+K_4\cdot\ln\left(\frac{L_w}{L_0}\cdot\frac{v_0}{v}\right)\right] \qquad P_n = 1.545\,\text{kW}$$

- Distanta intre axe recalculata

$$a_{rec} := a+\frac{\left(L_{STAS}-L_w\right)\cdot\cos\left(\frac{180-\beta_1}{2}\right)}{2} \qquad a_{12} := a_{rec} = 736.8\text{mm}$$

- puterea de antrenare — din I.2.5 — $P_{an} := 1.13\text{kW}$
- coeficient pentru functionare zilnica mai mare de 16 ore — se alege tabelar — $r := 0.2$
- coeficient pentru curea trapezoidala — se alege tabelar — $q := 0.5$
- factorul de serviciu — $c_b := 1 + 0.64\cdot q + r$ — $c_b = 1.52$
- numarul de curele calculat — $z := c_b\cdot\left(\frac{P_{an}}{P_n}\right)$ — $z = 1.112$
- numarul de curele stabilit — adopt — $z := 2$
- Dimensiunile principale ale sectiunii canalelor pentru fulie si roata de curea fig.2.35 dupa STAS 1162-67

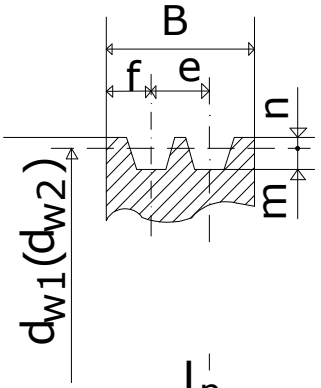

fig.2.35

$f := 8\text{mm}$

$e := 12\text{mm}$

$m := 9\text{mm}$

$n := 2.5\text{mm}$

$B := 2\cdot f + e$

$B = 28\,\text{mm}$

- dimensiunile principale a profilului curelei SPZ fig.2.36 din STAS 7192-65

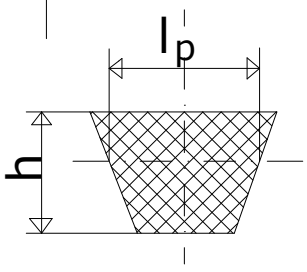

fig.2.36

$l_p := 8.5\text{mm}$

$h := 8\text{mm}$

www.mariussuciu.ro

II.2.6.1.2.Determinarea fortelor de legatura

Valorile si pozitiile fortelor din transmisie si cele ce actioneaza pe arbori

- In fig.2.37 a), se arata fortele din transmisie,actiunea lor asupra arborilor I si II ,si pozitia fortei rezultante fata de orizontala.
- In fig.2.37 b), se prezinta pozitia fortelor ce actioneaza pe arbore.

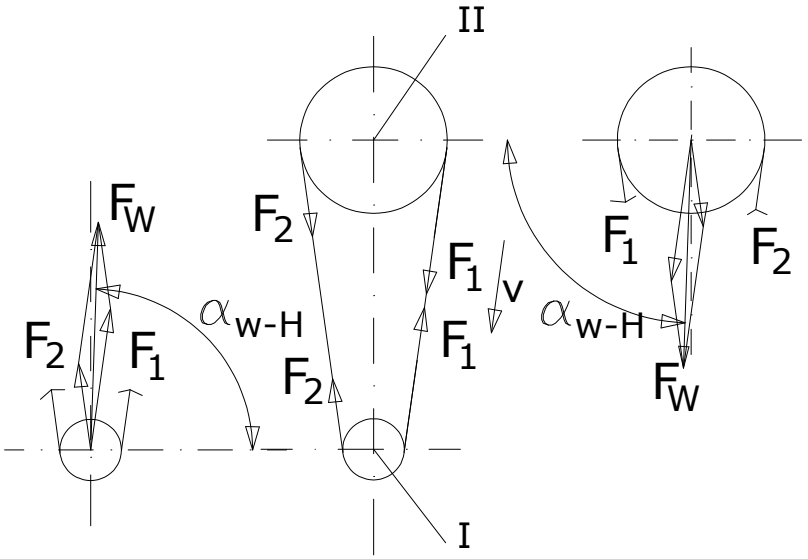

fig.2.37 a)

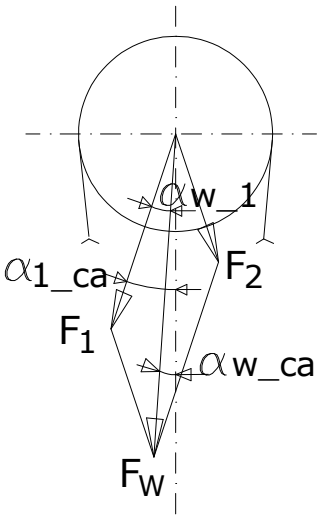

fig.2.37 b)

- forta periferica transmisa $F_u := \frac{P_{an} \cdot 1000}{v}$ $F_u = 253.899\,N$
- forta -pe arbore- necesara intinderii curelei unde Fn=Fu*(1,5..2,5) $F_n := F_u \cdot 2$ $F_n = 507.798\,N$
- Forta din ramura activa unde μ=0.2 coef.de frecare cu flancurile profilului rotii $F_1 := \frac{F_u}{1 - \frac{1}{e^{\mu \cdot \beta_1 \cdot deg}}}$ $F_1 = 567.315\,N$
- Forta din ramura pasiva $F_2 := \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \beta_1 \cdot deg}}$ $F_2 = 313.416\,N$
- Forta ce actioneaza pe arbore I sau II $F_w := \sqrt{F_1^{\,2} + F_2^{\,2} - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\beta_1 \cdot deg)}$ $F_w = 878.322\,N$
- unghiul dintre Fw si F1 $\alpha_{w_1} := \operatorname{asin}\left(\frac{F_2}{F_w} \cdot \sin(\beta_1 \cdot deg)\right)$ $\alpha_{w_1} = 3.148\,deg$
- unghiul dintre F1 si c.a.(linia centrelor) $\alpha_{1_ca} := \operatorname{atan}\left(\frac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot a_{rec}}\right)$ $\alpha_{1_ca} = 4.462\,deg$
- unghiul dintre Fw si c.a. (linia centrelor) $\alpha_{w_ca} := \alpha_{1_ca} - \alpha_{w_1}$ $\alpha_{w_ca} = 1.314\,deg$

(deoarece αw_ca este foarte mic au loc urmatoarele considerente)

- forta din plan vertical ce act pe arbore II,pct.1 consider $V_{II_1} := F_w$ $V_{II_1} = 878.322\,N$
- forta din plan vertical ce act pe arbore II,pct.1 consider $H_{II_1} := 0N$

www.mariussuciu.ro

II.2.6.2.Calculul transmisiei '3-4' prin roti dintate cilindrice

Nota:
-aleg transmisie prin roti dintate cilindrice cu dinti drepti ;
-calculul se efectuaeaza dupa carte [2];

II.2.6.2.1.Calculul geometric

- In fig 2.38 se arata dimensiunile principale ale angrenajului
- se cunosc din II.2.2 raportul si dimensiunile principale:

  $i_{34} := 2.55 \quad a_{34} := 106.6mm \quad d_3 := 60mm \quad d_4 := 153.24mm$
- pentru calculele urmatoare se considera:

  $A := a_{34} \quad i_z := i_{34}$
- marimile $z_1, D_{d1}, D_{b1}, D_{e1}, D_{i1}, \xi_1$ sunt valabile pentru roata 3
- marimile $z_2, D_{d2}, D_{b2}, D_{e2}, D_{i2}, \xi_2$ sunt valabile pentru roata 4

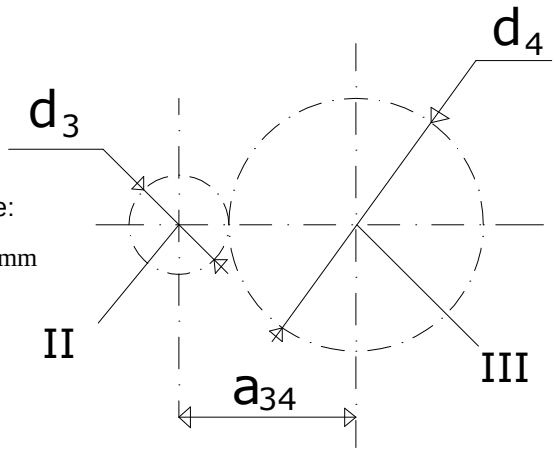

fig.2.38

- momentul de torsiune pe arbore II

  din II.2.5 pt. misc. osc. $M_{tII} := 11332N \cdot mm$

  din II.2.5 pt. misc. circ. $M_{tII} := 20620N \cdot mm$
- modulul angrenajului functie de momentul de torsiune care se va alege din STAS

  -se recomanda pemtru MtII=10.000..20.000 N*mm m=1,25..2mm, aleg din STAS 822-61

  $m := 2mm$
- numar de dinti calculat ai pinionului

  $z_1 := \frac{2 \cdot A}{m \cdot (i_z + 1)}$ $z_1 = 30.028$
- numar de dinti calculat ai rotii mari

  $z_2 := z_1 \cdot i_z$ $z_2 = 76.572$
- numar de dinti real ai pinionului 3

  rapotul z2/z1 nu trebuie sa fie numar intreg,adopt $z_1 := 30$
- numar de dinti real ai rotii mari 4

  adopt $z_2 := 76$
- raportul real

  $i_{zreal} := \frac{z_2}{z_1}$ $i_{zreal} = 2.533$
- profilul de referinta
  -unghiul profilului de referinta
  -coeficientul profilului capului de referinta
  -coeficientul jocului de referinta

  dupa STAS 822-61

  $\alpha_0 := 20$
  $f_0 := 1$
  $w_0 := 0.25$
- deplasarile specifice de profil

  -pentru z1>=30 se recomanda angrenaj zero conform ISO TC 60

  $\xi_1 := 0$
  $\xi_2 := 0$
  $\alpha_r := 20$

www.mariussuciu.ro

diametrele pinionului '3'

- Diametrul de divizare $D_{d1} := m \cdot z_1$ $D_{d1} = 60\,mm$
- Diametrul de cap $D_{e1} := D_{d1} + 2 \cdot m \cdot f_0$ $D_{e1} = 64\,mm$
- Diametrul de picior $D_{i1} := D_{d1} - 2 \cdot m \cdot (f_0 + w_0)$ $D_{i1} = 55\,mm$
- Diametrul de baza $D_{b1} := D_{d1} \cdot \cos(\alpha_0 \cdot deg)$ $D_{b1} = 56.382\,mm$

diametrele rotii mari '4'

- Diametrul de divizare $D_{d2} := m \cdot z_2$ $D_{d2} = 152\,mm$
- Diametrul de cap $D_{e2} := D_{d2} + 2 \cdot m \cdot f_0$ $D_{e2} = 156\,mm$
- Diametrul de picior $D_{i2} := D_{d2} - 2 \cdot m \cdot (f_0 + w_0)$ $D_{i2} = 147\,mm$
- Diametrul de baza $D_{b2} := D_{d2} \cdot \cos(\alpha_0 \cdot deg)$ $D_{b2} = 142.833\,mm$

latimea danturii

- coeficient de latime -se recomanda ψA= 0.1..0.3,aleg $\psi_A := 0.17$
- latimea de calcul a danturii angrenajului $B := \psi_A \cdot A$ $B = 18.122\,mm$

II.2.6.2.2.Verificare la presiunea de contact si la incovoiere a dintilor

verificare la presiunea de contact

- momentul de torsiune pe arbore II — din II.2.5 — $M_{tII} := 20620N \cdot mm$
- turatia pe arbore II — din II.2.5 — $n_{II} := 420 \frac{rot}{min}$
- viteza periferica — $v := \frac{\pi \cdot D_{d1} \cdot n_{II}}{1000 \cdot 60}$ — $v = 0.66 \frac{m}{s}$
- coeficientul dinamic -pentru clasa de precizie 8 -pentru o duritate <350 HB -pentru viteza periferica v<3m/s — se alege tabelar si se recomanda — $k_d := 1.25$
- coeficientul de concentrare a sarcinii,pentru roti care se rodeaza — se alege tabelar pentru cazul cand roata e amplasata in consola — $k_r := 1$
- coeficientul de corectie al sarcinii pentru solicitarea de contact — $k_c := k_r \cdot k_d$ — $k_c = 1.25$
- calculul presiunii de contact intre flancurile dintilor — $\sigma_c := \sqrt{\left(106 \cdot \frac{i_{zreal} - 1}{A}\right)^3 \cdot \frac{k_c \cdot M_{tII}}{i_{zreal} \cdot \psi_A}}$ — $\sigma_c = 460.582 \frac{N}{mm^2}$

www.mariussuciu.ro

- duritatea otelului — pentru OLC45 I — $HB := 200$
- rezistenta admisibila la presiunea de contact — $\sigma_{ac0} := 2.6 \cdot HB$ — $\sigma_{ac0} = 520 \frac{N}{mm^2}$
- NC,NCB numarul ciclurilor de functionare respectiv de baza — consider — NC>NCB
- coeficient de regim la presiunea de contact pentru NC>NCB — se considera — $k_1 := 1$
- rezistenta admisibila la solicitarea de contact — $\sigma_{ac} := k_1 \cdot \sigma_{ac0}$ — $\sigma_{ac} = 520 \frac{N}{mm^2}$
- are loc verificarea — $\sigma_c \le \sigma_{ac}$ — $460.6 \frac{N}{mm^2} \le 520 \frac{N}{mm^2}$

<u>verificare la tensiunea de incovoiere a dintelui</u>

- coeficient de forma -pentru z1=20 -pentru ξ=0 — din grafic — $c_{f1} := 0.11$
- coeficientul de corectie al sarcinii pentru solicitarea de incovoiere — $k_i := k_r \cdot k_d$ — $k_i = 1.25$
- calculul tensiunii de incovoire a dintelui — $\sigma_i := \frac{0.64 \cdot k_i \cdot M_{tII}}{B \cdot m^2 \cdot z_1 \cdot c_{f1}}$ — $\sigma_i = 68.96 \frac{N}{mm^2}$
- coeficientul efectiv de concentrare — din tabel — $k_\sigma := 1$
- rezistenta la oboseala a materialului OLC 45 I — din tabel — $\sigma_{-1} := 260 \frac{N}{mm^2}$
- coeficient de siguranta la incovoiere a dintelui — din tabel — $c_i := 2.1$
- rezistenta admisibila la solicitarea de incovoiere — $\sigma_{ai} := \frac{k_1 \cdot \sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot c_i}$ — $\sigma_{ai} = 123.81 \frac{N}{mm^2}$
- are loc verificarea — $\sigma_i \le \sigma_{ai}$ — $69 \frac{N}{mm^2} \le 123.8 \frac{N}{mm^2}$

www.mariussuciu.ro

II.2.6.2.3.Forte de legatura

- In fig. 2.39.a) se arata fortele ce actioneaza in angrenaj si directia lor fata de planul orizontal.

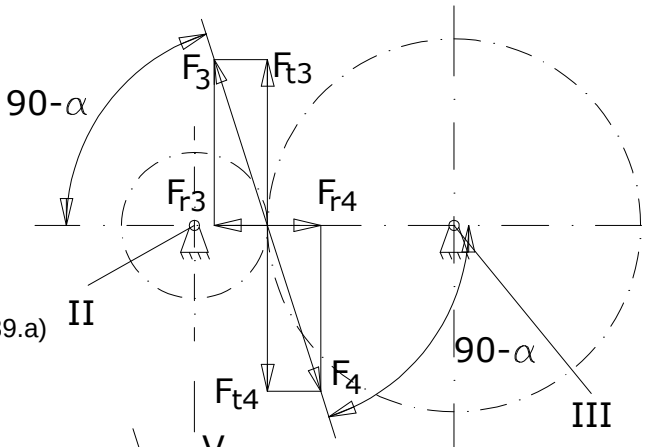

fig.2.39.a)

- In fig. 2.39.b) se arata reducerea fortelor din angrenaj,asupra arborilor si directia lor fata de planul orizontal.

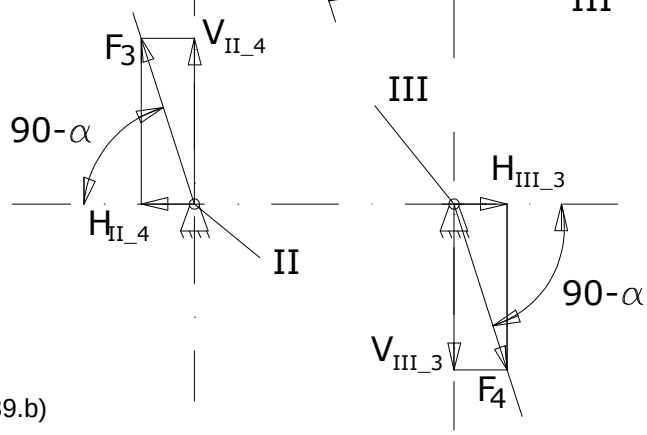

fig.2.39.b)

Forte de legatura *z3-z4*

- Forta tangentiala ce actioneaza pe pinion

$$F_{t3} := \frac{2M_{tII}}{d_3} \qquad F_{t3} = 687.333\ N$$

- Forta radiala ce actioneaza pe pinion

$$F_{r3} := F_{t3}\cdot\tan\left(\alpha_0\cdot deg\right) \qquad F_{r3} = 250.169\ N$$

- Forta tangentiala ce actioneaza pe roata dintata

$$F_{t4} := F_{t3} \qquad F_{t4} = 687.333\ N$$

- Forta radiala ce actioneaza pe roata dintata

$$F_{r4} := F_{r3} \qquad F_{r4} = 250.169\ N$$

Fortele ce actioneaza pe arbori

- forte din planul vertical si orizontal ce actioneaza in punctul 4 pe arborele II

$$V_{II_4} := F_{t4} \qquad V_{II_4} = 687.333\ N$$

$$H_{II_4} := F_{r4} \qquad H_{II_4} = 250.169\ N$$

- forte din planul vertical si orizontal ce actioneaza in punctul 3 pe arborele III

$$V_{III_3} := F_{t3} \qquad V_{III_3} = 687.333\ N$$

$$H_{III_3} := F_{r3} \qquad H_{III_3} = 250.169\ N$$

www.mariussuciu.ro

II.2.6.3.Calculul mecanismului patrulater

- se cunosc dimensiunile principale ale mecanismului,din II.2.2

  $l_{D1} := 45mm \quad l_{D2} := 85mm \quad l := 116mm$

  $v_{45} := 116mm \quad h_{45} := 72mm \quad \varepsilon := 63.6grade$

  $\lambda := 33grade$

- se cunosc fortele din manetoane si directile lor (in momentul cand acestea sunt maxime),din II.2.5

  $F_A := 1000N \quad F_B := 1000N \quad \alpha := 10grade$

- fortele din manetoane se vor reduce pe arborii III si IV,asa cum se vede in fig.2.40 a),b)

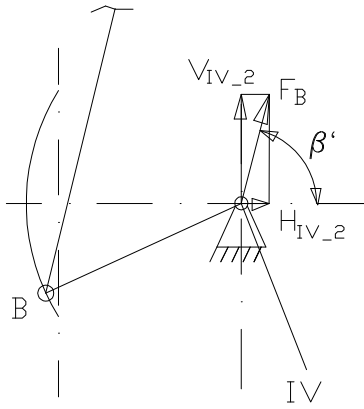

fig.2.40 a)

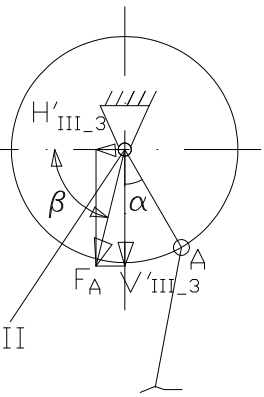

fig.2.40 b)

<u>determinarea fortelor (si directiilor lor) ce actioneaza pe arborii III si IV pentru α=10 grade</u> (fig.2.40)

- unghiul fortei cu planul orizontal

$$\beta' := 90 - \left(\frac{180}{\pi}\right)\cdot asin\left(\frac{l_{D1}}{l}\cdot\sin(\alpha\cdot deg)\right) \qquad \beta' = 86.137\,grade$$

- componenta orizontala a fortei pe arb.III in punctul 3

$$H'_{III_3} := F_A\cdot\cos(\beta'\cdot deg) \qquad H'_{III_3} = 67.364\,N$$

- componenta verticala a fortei pe arb.III in punctul 3

$$V'_{III_3} := F_A\cdot\sin(\beta'\cdot deg) \qquad V'_{III_3} = 997.728\,N$$

- componenta orizontala a fortei pe arb.IV in punctul 2

$$H_{IV_2} := H'_{III_3} \qquad H_{IV_2} = 67.364\,N$$

- componenta verticala a fortei pe arb.IV in punctul 2

$$V_{IV_2} := V'_{III_3} \qquad V_{IV_2} = 997.728\,N$$

www.mariussuciu.ro

II.2.6.4.Calculul angrenajului '5-6' sector dintat-roata dintata cilindrica

Nota:

-aleg angrenaj sector dintat-rota cilindrica cu dint drepti

-calculul se efectueaza dupa carte [2]

II.2.6.4.1.Calculul geometric

- In fig.2.41 se arata dimensiunile principale ale angrenajului
- se cunoaste din II.2.2 raportul si dimensiunile angrenajului

$r_5 := 173.9mm \quad i_z := 0.23$

$d_6 := 80mm \quad a_{56} := A = 213mm \quad h_{56} := 180mm \quad v_{56} := 117mm$

- se cunoaste momentul de torsiune si turatia din II.2.5

$M_{tIV} := 85145N \cdot mm \quad n_{IV} := 72 \frac{rot}{min}$

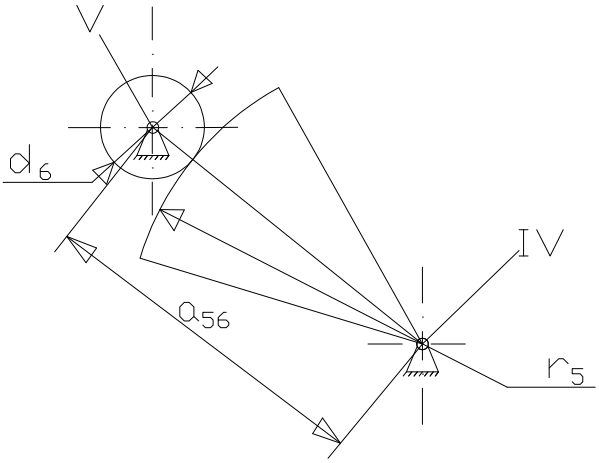

fig.2.41

- modulul angrenajului functie de momentul de torsiune care se va alege din STAS

-se recomanda m=3..4mm aleg din STAS 822-61

$m := 3mm$

- numar de dinti calculat al rotii echivalente din care provine sectorul 5

$z_1 := \frac{2 \cdot A}{m \cdot (i_z + 1)}$

$z_1 = 115.935$

- numar de dinti al rotii 6

$z_2 := z_1 \cdot i_z$

$z_2 = 26.665$

- numar de dinti real al rotii din care provine sectorul dintat 5

adopt

$z_1 := 116$

- numar de dinti real al rotii 6

adopt

$z_2 := 27$

- raportul de transmisie real

$i_{zreal} := \frac{z_2}{z_1}$

$i_{zreal} = 0.233$

- profilul de referinta
  -unghiul profilului de referinta
  -coeficientul profilului capului de referina
  -coeficientul jocului de referinta

dupa STAS 822-61

$\alpha_0 := 20$

$f_0 := 1$

$w_0 := 0.25$

- deplasarile specifice de preofil conform ISO TC 60

pentru z1>30 se recomanda angrenaj zero

$\xi_1 := 0$

$\xi_2 := 0$

$\alpha_r := 20$

www.mariussuciu.ro

diametrele rotii echivalente din care provine sectorul dintat 5

- Diametrul de divizare $D_{d1} := m \cdot z_1$ $D_{d1} = 348\,mm$
- Diametrul de cap $D_{e1} := D_{d1} + 2 \cdot m \cdot f_0$ $D_{e1} = 354\,mm$
- Diametrul de picior $D_{i1} := D_{d1} - 2 \cdot m \cdot (f_0 + w_0)$ $D_{i1} = 340.5\,mm$
- Diametrul de baza $D_{b1} := D_{d1} \cdot \cos(\alpha_0 \cdot deg)$ $D_{b1} = 327.013\,mm$

diametrele rotii 6

- Diametrul de divizare $D_{d2} := m \cdot z_2$ $D_{d2} = 81\,mm$
- Diametrul de cap $D_{e2} := D_{d2} + 2 \cdot m \cdot f_0$ $D_{e2} = 87\,mm$
- Diametrul de picior $D_{i2} := D_{d2} - 2 \cdot m \cdot (f_0 + w_0)$ $D_{i2} = 73.5\,mm$
- Diametrul de baza $D_{b2} := D_{d2} \cdot \cos(\alpha_0 \cdot deg)$ $D_{b2} = 76.115\,mm$

latimea rotilor

- coeficient de latime -se recomanda ψA= 0.1..0.3 aleg $\psi_A := 0.1$
- latimea de calcul a danturii angrenajului $B := \psi_A \cdot A$ $B = 19.251\,mm$

II.2.6.4.2.Verificare la presiunea de contact si la incovoiere a dintilor

Verificare la presiunea de contact a dintilor

- viteza periferica a angrenajului $v := \frac{\pi \cdot D_{d1} \cdot n_{IV}}{1000 \cdot 60}$ $v = 0.437\,\frac{m}{s}$
- coeficientul dinamic -pentru clasa de precizie 8 -pentru o duritate <350 HB -pentru viteza perifrica v<3m/s se recomanda $k_d := 1.25$
- coeficientul de concentrare a sarcinii pentru rotii care se rodeaza se alege tabelar $k_r = 1$
- coeficientul de corectie la presiunea de contact $k_c := k_r \cdot k_d$ $k_c = 1.25$
- presiunea de contact intre flancurile dintilor $\sigma_c := \sqrt{\left(106 \cdot \frac{1 - i_{zreal}}{A}\right)^3 \cdot \frac{k_c \cdot M_{tIV}}{i_{zreal} \cdot \psi_A}}$ $\sigma_c = 528.447\,\frac{N}{mm^2}$

www.mariussuciu.ro

- duritatea materialului — pentru Fc250 — $HB := 220$
- rezistenta admisibila la presiunea de contact — $\sigma_{ac0} := 2.6 \cdot HB$ — $\sigma_{ac0} = 572 \frac{N}{mm^2}$
- coeficient de regim la presiunea de contact — pentru NC>NCB se considera — $k_1 := 1$
- rezistenta admisibila la solicitare de contact — $\sigma_{ac} := k_1 \cdot \sigma_{ac0}$ — $\sigma_{ac} = 572 \frac{N}{mm^2}$
- are loc verificarea — $\sigma_c \le \sigma_{ac}$ — $528.4 \frac{N}{mm^2} \le 572 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Verificare la incovoiere a dintelui

- coeficient de forma -pentru z1=20 -pentru ξ=0 — din grafic — $c_{f1} := 0.11$
- coeficient de corectie al sarcinii — $k_i := k_r \cdot k_d$ — $k_i = 1.25$
- calculul tensiunii de incovoire a dintelui — $\sigma_i := \frac{0.64 \cdot k_i \cdot M_{tIV}}{B \cdot m^2 \cdot z_1 \cdot c_{f1}}$ — $\sigma_i = 30.811 \frac{N}{mm^2}$
- coeficientul efectiv de concentrare a tensiunilor — din tabel — $k_\sigma := 1$
- rezistenta la oboseala a materialului pentru OLC 45 I (inbunatatit) — din tabel — $\sigma_{-1} := 260 \frac{N}{mm^2}$
- coeficient de siguranta la incovoiere a dintelui — din tabel — $c_i := 2.1$
- rezistenta admisibila la solicitarea de incovoiere — $\sigma_{ai} := \frac{k_1 \cdot \sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot c_i}$ — $\sigma_{ai} = 123.81 \frac{N}{mm^2}$
- are loc verificarea — $\sigma_i \le \sigma_{ai}$ — $28.9 \frac{N}{mm^2} \le 123.9 \frac{N}{mm^2}$

www.mariussuciu.ro

II.2.6.4.3.Forte de legatura

- In figura 2.42 a) se arata fortele ce actioneaza in angrenaj cat si directiile pe care acestea le formeaza cu directia orizontala

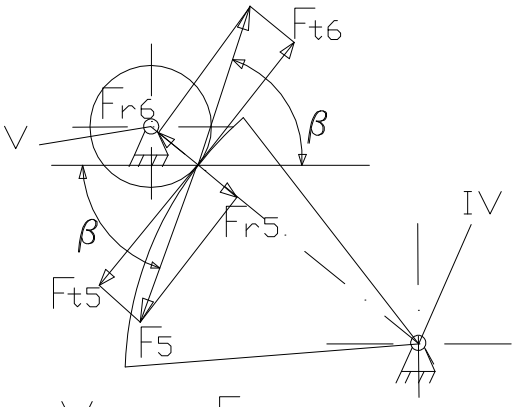

fig.2.42.a)

- In figura 2.42 b)se arata reducerea fortelor pe arbore V si arbore IV

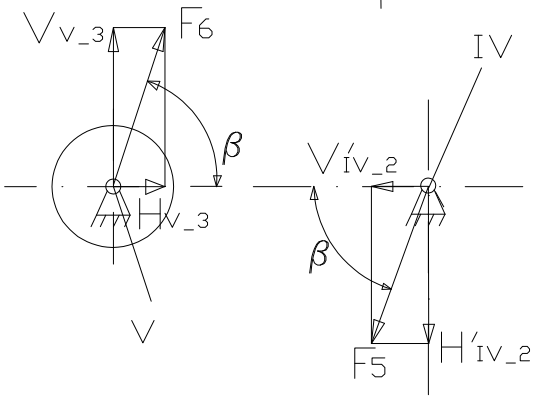

fig.2.42.b)

Forte de legatura *z5-z6*

- Forta tangentiala ce actioneaza pe roata 6

$$F_{t6} := \frac{2 \cdot M_{tIV}}{D_{d2}} \qquad F_{t6} = 2.102 \times 10^3\,N$$

- Forta radiala ce actioneaza pe roata 6

$$F_{r6} := F_{t6} \cdot \tan(\alpha_0 \cdot deg) \qquad F_{r6} = 765.191\,N$$

- Forta tangentiala ce actioneaza pe sector 5

$$F_{t5} := F_{t6} \qquad F_{t5} = 2.102 \times 10^3\,N$$

- Forta radiala ce actioneaza pe sector 5

$$F_{r5} := F_{r6} \qquad F_{r5} = 765.191\,N$$

- forta rezultanta ce actioneaza pe roata 6

$$F_6 := \sqrt{F_{t6}^{\,2} + F_{r6}^{\,2}} \qquad F_6 = 2.237 \times 10^3\,N$$

- forta rezultanta ce actioneaza pe sector 5

$$F_5 := F_6 \qquad F_5 = 2.237 \times 10^3\,N$$

- unghiul pe care cele doua forte rezultante F_5 si F_6 il fac cu planul orizontal

$$\beta := \frac{\pi}{2} - \operatorname{atan}\left(\frac{v_{56}}{h_{56}}\right) + \alpha_0 \cdot deg \qquad \beta = 76.976\,deg$$

www.mariussuciu.ro

Fortele ce actioneaza pe arbori

- forta orizontala de pe arbore V: $H_{V_1} := \sqrt{F_{t6}^{\ 2} + F_{r6}^{\ 2}} \cdot \cos(\beta)$ $H_{V_1} = 504.184\,N$
- forta verticala de pe arbore V: $V_{V_1} := \sqrt{F_{t6}^{\ 2} + F_{r6}^{\ 2} - H_{V_1}^{\ 2}}$ $V_{V_1} = 2.18 \times 10^3\,N$
- forta orizontala de pe arbore IV: $H'_{IV_2} := H_{V_1}$ $H'_{IV_2} = 504.184\,N$
- forta verticala de pe arbore IV: $V'_{IV_2} := V_{V_1}$ $V'_{IV_2} = 2.18 \times 10^3\,N$

II.2.6.5.Calculul angrenajului '7-8' prin roti dintate conice

Nota:
-aleg angrenaj prin roti dintate conice cu dinti drepti
-calculul se efectuaeaza dupa carte [2]

II.2.6.5.1.Calculul geometric

- in fig.2.43 se arata dimensiunile principale ale angrenajului conic
- se cunoaste din II.2.2 raportul si dimensiunile principale ale angrenajului

$i_z := 1.5 \quad d_7 := 80mm \quad \delta_A := 90 \cdot deg$

- se cunoaste din II.2.5

$M_{tV} := 20620N \cdot mm \quad n_V := 420\,\frac{rot}{min}$

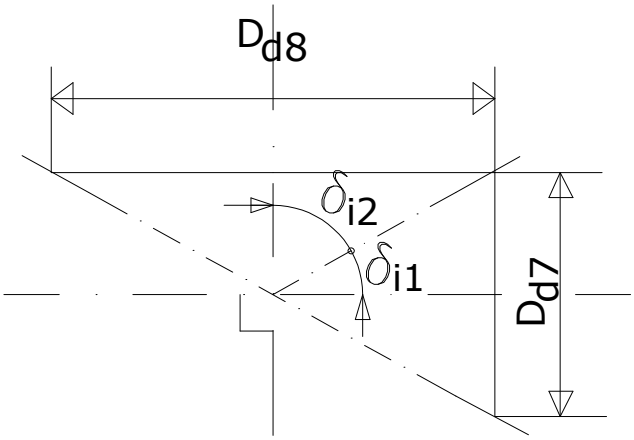

fig.2.43

- modulul angrenajului se alege din STAS — -se recomanda pemtru Mt2=10000..20000N*mm m=1.25..2mmn aleg din STAS 822-61 — $m := 2mm$
- profilul de referinta — dupa STAS 822-61
  - -unghiul profilului de referinta — $\alpha_0 := 20grade$
  - -coeficientul profilului capului de referina — $f_0 := 1$
  - -coeficientul jocului de referinta — $w_0 := 0.25$

www.mariussuciu.ro

Geometria rotilor

- numarul de dinti al rotii 7 z1>z1min=14 — $z_1 := \frac{d_7}{m}$ — $z_1 = 40$
- numarul de dinti al rotii 8 — $z_2 := z_1 \cdot i_z$ — $z_2 = 60$
- raportul real — $i_z := \frac{z_2}{z_1}$ — $i_z = 1.5$
- semiunghiul conului de divizare al rotii 7 cand δA=90 — $\delta_{d1} := \operatorname{atan}\left(\frac{1}{i_z}\right)$ — $\delta_{d1} = 33.69\,\text{deg}$
- semiunghiul conului de divizare al rotii 8 — $\delta_{d2} := \delta_A - \delta_{d1}$ — $\delta_{d2} = 56.31\,\text{deg}$
- diametrul de divizare al rotii 7 — $D_{d1} := m \cdot z_1$ — $D_{d1} = 80\,\text{mm}$
- diametrul de divizare al rotii 8 — $D_{d2} := m \cdot z_2$ — $D_{d2} = 120\,\text{mm}$
- Lungimea generatoarei de divizare pentru δA=90 — $L := \frac{1}{2} \cdot \sqrt{D_{d1}^{\,2} + D_{d2}^{\,2}}$ — $L = 72.111\,\text{mm}$
- latimea dintelui B<=0,33*L=21mm — aleg — $B := 20\text{mm}$
- semiunghiul conului de cap al rotii 7 — $\delta_{e1} := \delta_{d1} + \frac{m \cdot f_0}{L}$ — $\delta_{e1} = 35.279\,\text{deg}$
- semiunghiul conului de cap al rotii 8 — $\delta_{e2} := \delta_{d2} + \frac{m \cdot f_0}{L}$ — $\delta_{e2} = 57.899\,\text{deg}$
- semiunghiul conului de picior al rotii 7 — $\delta_{i1} := \delta_{d1} - \frac{m \cdot (f_0 + w_0)}{L}$ — $\delta_{i1} = 31.704\,\text{deg}$
- semiunghiul conului de picior al rotii 8 — $\delta_{i2} := \delta_{d2} - \frac{m \cdot (f_0 + w_0)}{L}$ — $\delta_{i2} = 54.324\,\text{deg}$
- diametrul de cap al rotii 7 — $D_{e1} := D_{d1} + 2 \cdot m \cdot f_0 \cdot \cos(\delta_{d1})$ — $D_{e1} = 83.328\,\text{mm}$
- diametrul de cap al rotii 8 — $D_{e2} := D_{d2} + 2 \cdot m \cdot f_0 \cdot \cos(\delta_{d2})$ — $D_{e2} = 122.219\,\text{mm}$
- diametrul de picior al rotii 7 — $D_{i1} := D_{d1} - 2 \cdot m \cdot (f_0 + w_0) \cdot \cos(\delta_{d1})$ — $D_{i1} = 75.84\,\text{mm}$
- diametrul de picior al rotii 8 — $D_{i2} := D_{d2} - 2 \cdot m \cdot (f_0 + w_0) \cdot \cos(\delta_{d2})$ — $D_{i2} = 117.226\,\text{mm}$
- distanta de montaj a rotii 7 — $I_1 := \left(\frac{D_{e1}}{2}\right) \cdot \cot(\delta_{e1})$ — $I_1 = 58.89\,\text{mm}$
- distanta de montaj a rotii 8 — $I_2 := \left(\frac{D_{e2}}{2}\right) \cdot \cot(\delta_{e2})$ — $I_2 = 38.335\,\text{mm}$

www.mariussuciu.ro

II.2.6.5.2.Verificare la presiunea de contact si la incovoiere a dintilor

Verificare la presiunea de contact

- viteza periferica — $v := \frac{\pi \cdot D_{d1} \cdot n_V}{1000 \cdot 60}$ — $v = 1.759 \frac{m}{s}$
- coeficientul dinamic
  -pentru clasa de precizie 8
  -pentru o duritate <350 HB
  -pentru viteza perfrica v<3m/s — se recomanda — $k_d := 1.25$
- coeficientul pentru cazul in care roata se afla in consola — tabelar — $k'_r := 1$
- coeficientul de concentrare a sarcinii pentru rotii care se rodeaza — $k_r := \frac{k'_r + 1}{2}$ — $k_r = 1$
- calculul coeficientului de corectie al sarcinii pentru solicitarea de contact — $k_c := k_r \cdot k_d$ — $k_c = 1.25$
- calculul coeficientului de latime — $\psi_L := \frac{B}{L}$ — $\psi_L = 0.277$
- calculul presiunii de contact intre flancurile dintilor — $\sigma_c := \sqrt{\left(\frac{106 \cdot \sqrt{i_z^2 + 1}}{L}\right)^3 \cdot \frac{(M_{tV} \cdot k_c)}{(1 - 0.5 \cdot \psi_L)^2 \cdot \psi_L \cdot i_z}}$ — $\sigma_c = 528.447 \frac{N}{mm^2}$
- duritatea materialului — pentru OLC45 I — $HB := 200$
- rezistenta admisibila la presiunea de contact — $\sigma_{ac0} := 2.6 \cdot HB$ — $\sigma_{ac0} = 520 \frac{N}{mm^2}$
- coeficient de regim la presiunea de contact — pentru NC>NCB — $k_1 := 1$
- rezistenta admisibila la presiunea de contact — $\sigma_{ac} := k_1 \cdot \sigma_{ac0}$ — $\sigma_{ac} = 520 \frac{N}{mm^2}$
- are loc verificarea — $\sigma_c \le \sigma_{ac}$ — $512.3 \frac{N}{mm^2} \le 520 \frac{N}{mm^2}$

www.mariussuciu.ro

Verificare la incovoiere a dintilor

- coeficient de forma
  -pentru z1=47
  -pentru ξ=0
  din grafic
  $c_{f1} := 0.11$

- coeficientul de corectie al sarcinii
  $k_i := k'_r \cdot k_d$
  $k_i = 1.25$

- modulul normal
  $m_n := \frac{2 \cdot L \cdot \left(1 - 0.5 \cdot \psi_L\right)}{z_1 \cdot \sqrt{1 + i_z^{\,2}}}$
  $m_n = 1.723\,mm$

- calculul tensiunii de incovoire a dintelui
  $\sigma_i := \frac{0.64 \cdot M_{tV} \cdot k_i}{z_1 \cdot c_{f1} \cdot B \cdot m_n^{\,2}}$
  $\sigma_i = 63.169 \frac{N}{mm^2}$

- coeficientul de concentrare a tensiunilor
  din tabel
  $k_\sigma := 1$

- rezistenta la oboseala a materialului,OLC 45 I
  din tabel
  $\sigma_{-1} := 260 \frac{N}{mm^2}$

- coeficient de siguranta la incovoiere a dintelui
  din tabel
  $c_i := 2.1$

- rezistenta admisibila la solicitarea de incovoiere
  $\sigma_{ai} := \frac{k_1 \cdot \sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot c_i}$
  $\sigma_{ai} = 123.81 \frac{N}{mm^2}$

- are loc verificarea
  $\sigma_i \le \sigma_{ai}$
  $61.3 \frac{N}{mm^2} \le 124 \frac{N}{mm^2}$

www.mariussuciu.ro

II.2.6.5.3.Forte de legatura

- in fig.2.44 a) se arata fortele din angrenajul 78
  -fortele Ft7 si Ft8 actioneaza tangential la roati
  -fortele Fr7 si Fr8 actioneaza radial pe arbori
  -fortele Fa7 si Fa8 actioneaza de-a lungul axei arborilor

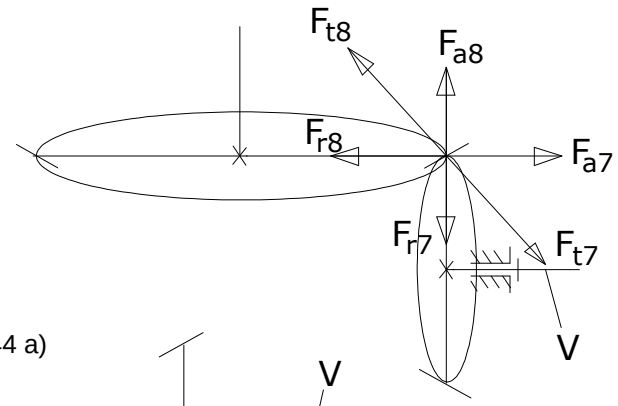

fig.2.44 a)

- in fig.2.44 b) se arata reducerea fortelor din angrenaj,asupra arborelui V

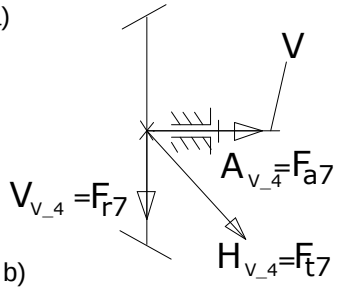

fig.2.44 b)

Forte de legatura *z7-z8*

- Forta tangentiala ce actioneaza pe pinion 7

$$F_{t7} := \frac{2 \cdot M_{tV}}{D_{d1}} \qquad F_{t7} = 515.5\,N$$

- Forta radiala ce actioneaza pe pinion 7

$$F_{r7} := F_{t7} \cdot \cos(\delta_{d1}) \cdot \tan(\alpha_0) \qquad F_{r7} = 156.115\,N$$

- Forta axiala ce actioneaza pe pinion 7

$$F_{a7} := F_{t7} \cdot \sin(\delta_{d1}) \cdot \tan(\alpha_0) \qquad F_{a7} = 104.077\,N$$

- Forta tangentiala ce actioneaza pe roata 8

$$F_{t8} := F_{t7} \qquad F_{t8} = 515.5\,N$$

- Forta radiala ce actioneaza pe roata 8

$$F_{r8} := F_{a7} \qquad F_{r8} = 104.077\,N$$

- Forta radiala ce actioneaza pe roata 8

$$F_{a8} := F_{r7} \qquad F_{a8} = 156.115\,N$$

Fortele ce actioneaza pe arbori

- forte de pe arbore V, punct 4,in planul orizontal

$$H_{V_4} := F_{t7} \qquad H_{V_4} = 515.5\,N$$

- forte de pe arbore V, punct 4,in planul vertical

$$V_{V_4} := F_{r7} \qquad V_{V_4} = 156.115\,N$$

- forte de pe arbore V, punct 4 de-a lungul axei

$$A_{V_4} := F_{a7} \qquad A_{V_4} = 104.077\,N$$

www.mariussuciu.ro