

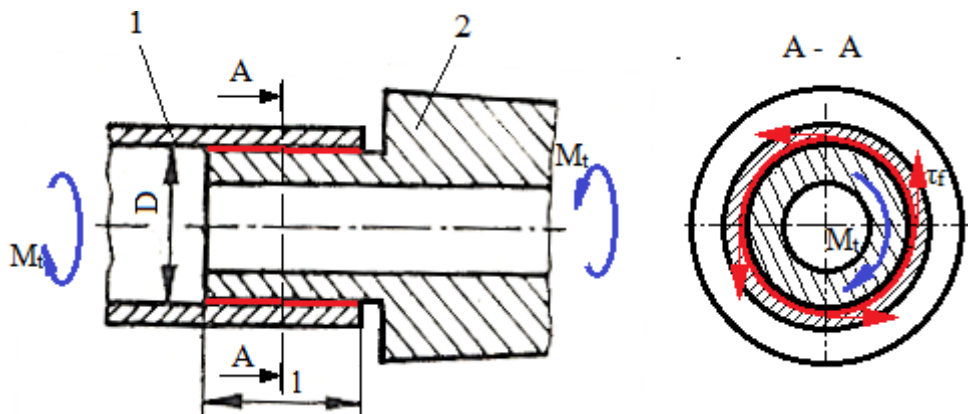
Teste rezolvate OMI

1.

Momentul de torsiune capabil transmis de îmbinarea prin lipire cu aliaj, $M_t = 865901,48 \text{ Nmm}$.

Se dau: diametrul îmbinării $D = 35 \text{ mm}$; lungimea îmbinării, $l = 15 \text{ mm}$; materialul lipiturii, aliaj Cu-Zn (AmSiLp, STAS 204-68) cu tensiunea admisibilă la forfecare, $\tau_{af} = 30 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - coadă sculă de burghiere, 2 - con de antrenare.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la forfecare a stratului de lipire,

$$\tau_f = \frac{\frac{2 M_t}{D}}{\pi D l} = \frac{2 M_t}{\pi l D^2} \leq \tau_{af},$$

rezultă momentul de torsiune capabil transmis,

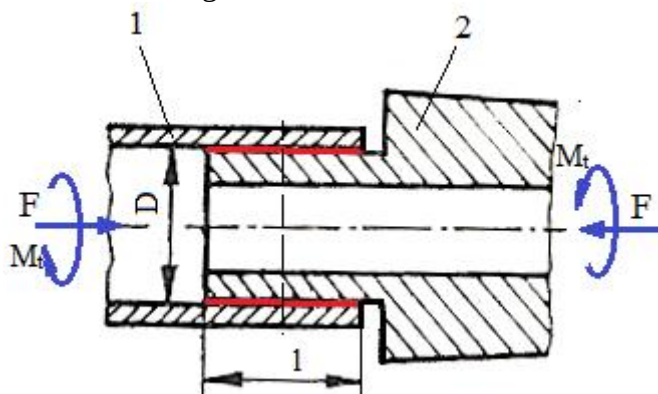
$$M_t = \frac{\pi l D^2 \tau_{af}}{2} = \frac{\pi 15 \cdot 35^2 \cdot 30}{2} = 865901,48 \text{ Nmm}.$$

2.

Tensiunea de forfecare din lipitură, $\tau_f > \tau_{af}$.

Se dau momentul de torsiune, $M_t = 220 \text{ Nm}$; forța axială $F = 10,5 \text{ kN}$; diametrul îmbinării $D = 16 \text{ mm}$; lungimea îmbinării, $l = 10 \text{ mm}$; materialul lipiturii, aliaj Cu-Zn (AmSiLp, STAS 204-68) cu tensiunea admisibilă la forfecare, $\tau_{af} = 30 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - coadă sculă de burghiere, 2 - con de antrenare.



Rezolvare:

$$\tau_f = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 M_t}{D}\right)^2 + F^2}}{\pi l D} = \tau_f = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot 220000}{16}\right)^2 + 10500^2}}{\pi 10 \cdot 16} = 58,56 \text{ MPa} > \tau_{af}.$$

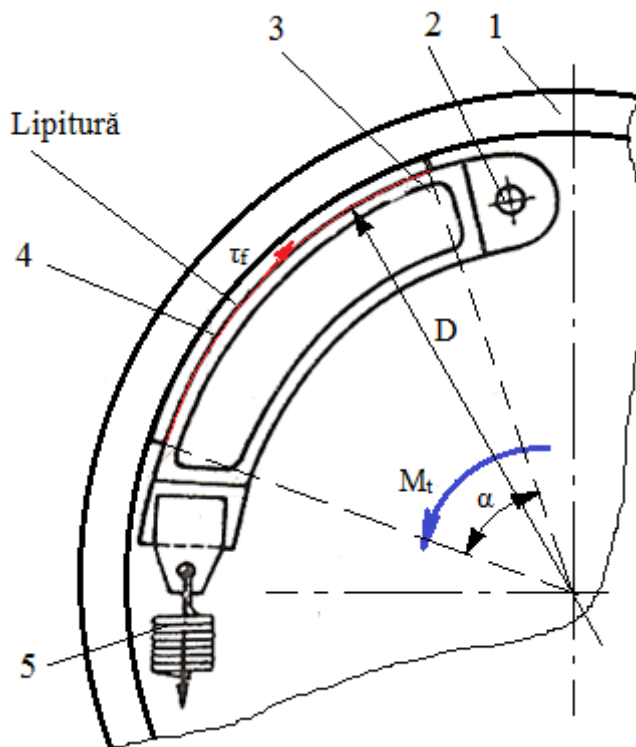
3.

Tensiunea de forfecare din lipitura cu adeziv a unei garnituri, $\tau_f < \tau_{af}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis de subansamblul cu 2 saboți, $M_t = 720 \text{ Nm}$; diametrul exterior al

saboților $D = 150 \text{ mm}$, unghiul garniturii, $\alpha = 60^\circ$; lățimea garniturii, $b = 15 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la forfecare a adezivului, $\tau_{af} = 8 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - tambur, 2 - bolț, 3 - sabot, 4 - garnitură, 5 - arc elicoidal de tracțiune.



Rezolvare:

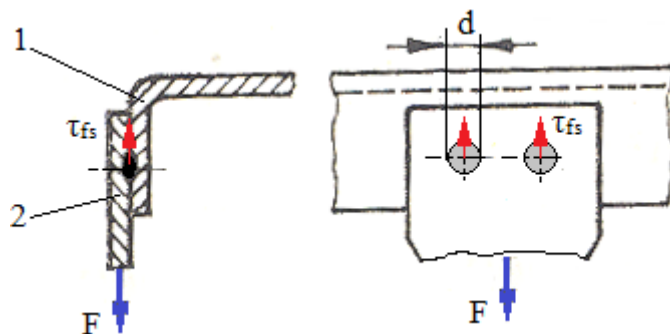
$$\tau_f = \frac{\frac{M_t}{D}}{\alpha \frac{D}{2} b} = \frac{2 M_t}{\alpha D^2 b} = \frac{2 \cdot 720000}{60 \cdot \frac{\pi}{180} 150^2 \cdot 15} = 4,07 \text{ MPa}.$$

4.

Diametrul punctului de sudură, $d = 1,9 \text{ mm}$.

Se dau: forța $F = 350 \text{ N}$; materialul elementelor 1 și 2, oțel S235; tensiunea admisibilă a cordonului de sudură la forfecare $\tau_{afs} = 0,65 \sigma_{at}$; se va considera coeficientul de siguranță $c = 2,5$.

Structura constructivă: 1 - cornier din tablă, 2 - suport.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la forfecare a celor două puncte de sudură,

$$\tau_{fs} = \frac{T}{A} = \frac{F}{2 \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2 F}{\pi d^2} \leq \tau_{afs},$$

rezultă, diametrul acestora,

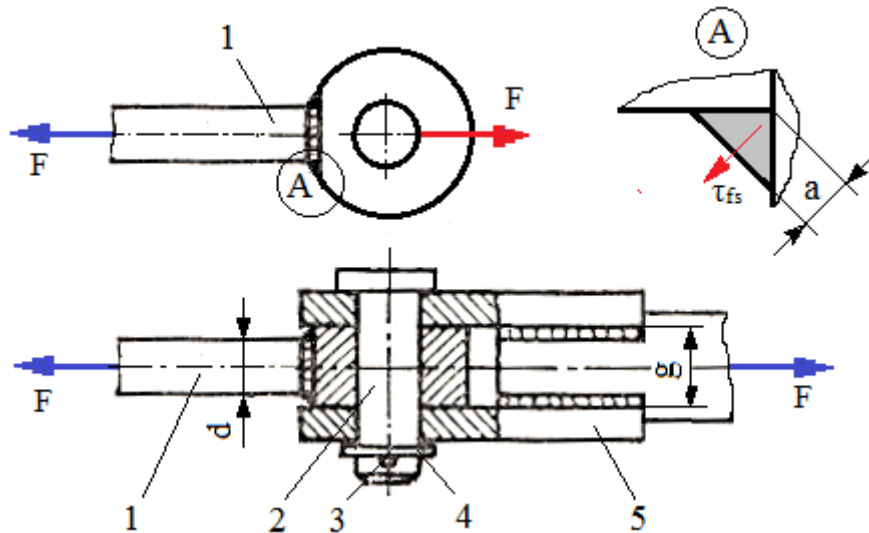
$$d = \sqrt{\frac{2 F}{\pi \tau_{afs}}} = \sqrt{\frac{2 F c}{\pi 0,65 R_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 350 \cdot 2,5}{\pi \cdot 0,65 \cdot 235}} = 1,9 \text{ mm}.$$

5.

Forța capabilă a cordonului de sudură al tirantului 1, $F = 6398,38 \text{ N}$.

Se dau: grosimea sudurii $a = 2,5 \text{ mm}$; diametrul tijei tirantului $d = 16 \text{ mm}$; materialul pieselor sudate S235; tensiunea admisibilă a cordonului de sudură la forfecare $\tau_{afs} = 0,65 \sigma_{at}$; se va considera coeficientul de siguranță, $c = 3$.

Structura constructivă: 1 - tirant sudat, 2 - bolț, 3 - cui spintecat, 4 - șaibă, 5 - furcă sudată.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la forfecare a sudurii tirantului 1,

$$\tau_{fs} = \frac{F}{\pi d a} \leq \tau_{afs},$$

se determină forța capabilă a cordonului de sudură,

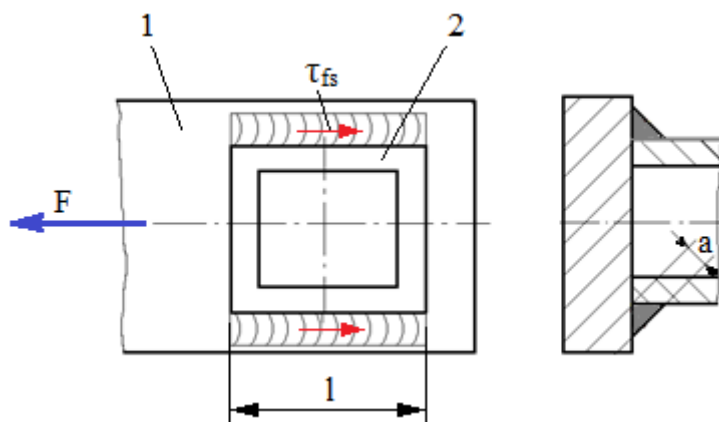
$$F = \pi d a \tau_{afs} = \pi d a 0,65 R_p/c = \pi \cdot 16 \cdot 2,5 \cdot 0,65 \cdot 235/3 = 6398,38 \text{ N}.$$

6.

Tensiunea de forfecare din cordonale de sudură, $\tau_{fs} < \tau_{afs}$.

Se dau: forța transmisă $F = 12350 \text{ N}$; grosimea cordonale de sudură $a = 3 \text{ mm}$; lungimea cordonale de sudură $l = 40 \text{ mm}$; materialul pieselor sudate S235; tensiunea admisibilă a cordonului de sudură la forfecare $\tau_{afs} = 0,65 \sigma_{at}$; se va considera: coeficientul de siguranță $c = 2,5$, lungimea de calcul a sudurii $l_s = l - 2a$.

Structura constructivă: 1 - tirant, 2 - coloană.



Rezolvare:

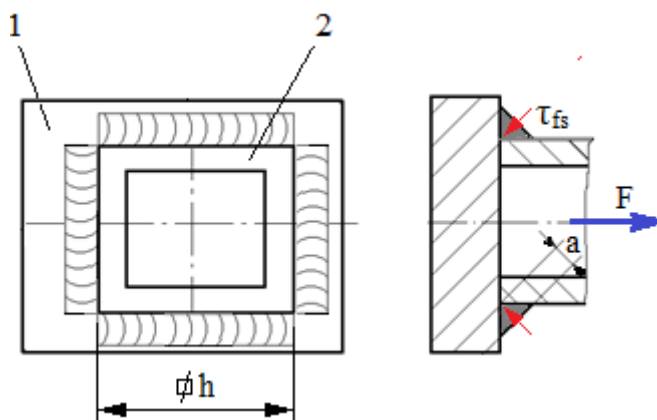
$$\tau_{fs} = \frac{F}{2 l_s a} = \frac{F}{2 (l - 2a) a} = \frac{12350}{2 (40 - 2 \cdot 3) \cdot 3} = 60,54 \text{ MPa} < \tau_{afs} = 0,65 R_p/c = 0,65 \cdot 235/2,5 = 61,1 \text{ MPa}.$$

7.

Forța capabilă preluată de cordonul de sudură, $F = 41059,2 \text{ N}$.

Se dau: grosimea cordonului de sudură $a = 4 \text{ mm}$; dimensiunea profilului pătrat $h = 50 \text{ mm}$; materialul pieselor sudate S235; tensiunea admisibilă a cordonului de sudură la forfecare $\tau_{afs} = 0,65\sigma_{at}$; se va considera: coeficientul de siguranță $c = 2,5$, lungimea de calcul a sudurii $l_s = l - 2a$.

Structura constructivă: 1 - placă, 2 - coloană.



Rezolvare:

Din relația de verificare la forfecare a cordonului de sudură,

$$\tau_{fs} = \frac{F}{4 l_s a} = \frac{F}{4 (h-2a) a} \leq \tau_{afs}$$

rezultă forța capabilă,

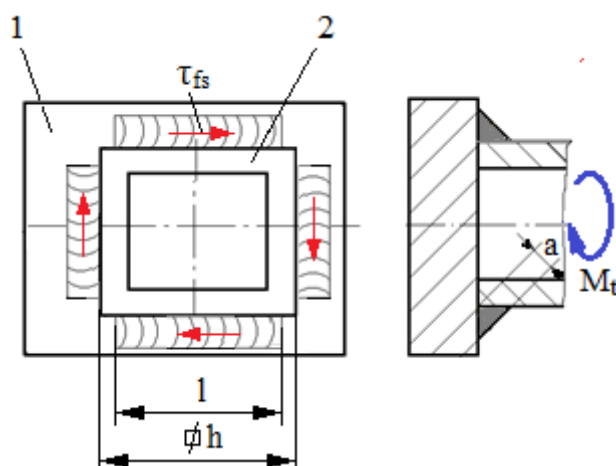
$$F = 4 (h-2a) a \tau_{afs} = 4 (h - 2a) a 0,65 R_p / c = 4 (50 - 2 \cdot 4) \cdot 4 \cdot 0,65 \cdot 235 / 2,5 = 41059,2 \text{ N}.$$

8.

Lungimea cordonului de sudură, $l = 21,18 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune $M_t = 164750 \text{ Nmm}$; grosimea cordonului de sudură $a = 2,5 \text{ mm}$; dimensiunea profilului pătrat $h = 40 \text{ mm}$; materialul pieselor sudate S235; tensiunea admisibilă a cordonului de sudură la forfecare $\tau_{afs} = 0,65\sigma_{at}$; se va considera: coeficientul de siguranță $c = 3$, lungimea de calcul a sudurii $l_s = l - 2a$.

Structura constructivă: 1 - placă, 2 - coloană.



Rezolvare:

Din relația de verificare la forfecare a cordonului de sudură,

$$\tau_{fs} = \frac{F}{l_s a} = \frac{M_t}{2 h (l-2a) a} \leq \tau_{afs}$$

se obține lungimea cordonului,

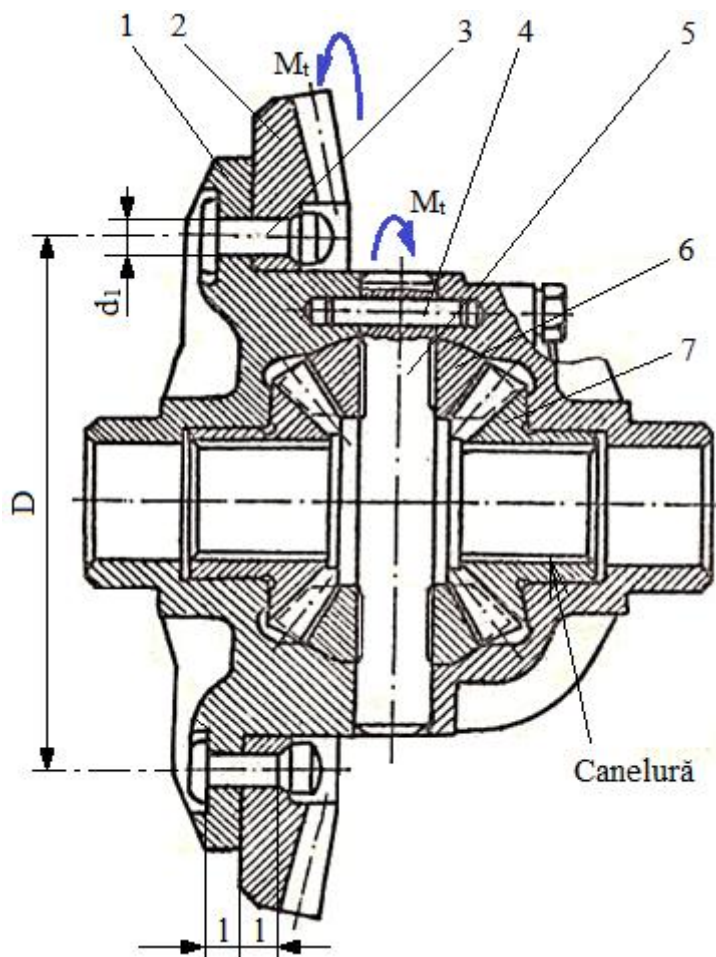
$$l = 2 a + \frac{M_t}{2 h a \tau_{ats}} = 2 a + \frac{M_t c}{2 h a 0,65 R_p} = 2 \cdot 2,5 + \frac{164750 \cdot 3}{2 \cdot 40 \cdot 2,5 \cdot 0,65 \cdot 235} = 21,18 \text{ mm}.$$

9.

Diametrul tijei (găurii) nitului, din condiția de rezistență la strivire, $d_1 = 2,46 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune $M_t = 492 \text{ Nm}$; diametrul cercului de dispunere a niturilor $D = 125 \text{ mm}$; grosimile zonelor coroanei și semicarcasei portsateliți $l = 4 \text{ mm}$; numărul de nituri $z = 4$, materialul nitului are tensiunile admisibile la forfecare și strivire, $\tau_{af} = 110 \text{ MPa}$ și, respectiv, $\sigma_{as} = 200 \text{ MPa}$; materialul nitului are tensiunea admisibilă la strivire mai mică decât a materialelor elementelor 1 și 2.

Structura constructivă: 1 - subansamblu portsateliți, 2 - coroană conică, 3 - nit cu cap plat, 4 - știft cilindric; 5 - bolț sateliți; 6 - sateliți; 7 - roată dințată conică centrală (se montează pe arborele planetar).



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire a tijei nitului în zonele de contact cu coroana și cu semicarcasa portsateliți,

$$\sigma_s = \frac{F}{A_s} = \frac{\frac{2 M_t}{z D}}{l d_1} = \frac{2 M_t}{z D l d_1} < \sigma_{as},$$

se determină diametrul tijei (găurii) nitului,

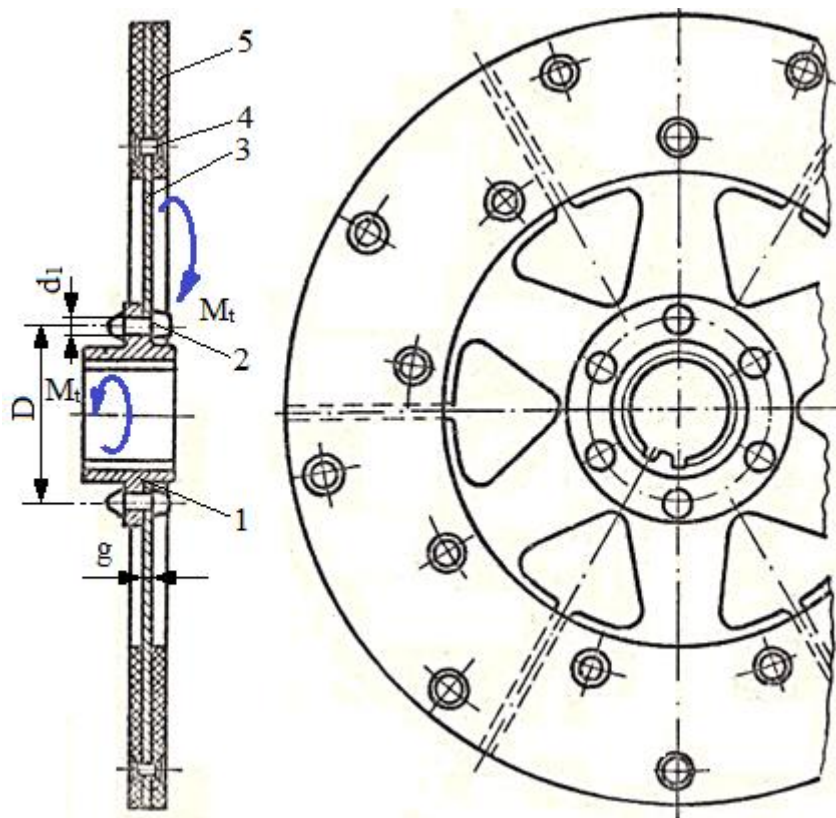
$$d_1 = \frac{2 M_t}{z D l \sigma_{as}} = \frac{2 \cdot 492000}{4 \cdot 125 \cdot 4 \cdot 200} = 2,46 \text{ mm}.$$

10.

Tensiunea de strivire din zona de contact a tijei nitului cu discul 3, $\sigma_s > \sigma_{as}$.

Se dau: momentul de torsiune $M_t = 425 \text{ Nm}$; diametrul tijei (găurii) nitului $d_1 = 4 \text{ mm}$; diametrul cercului de dispunere a niturilor $D = 65 \text{ mm}$; numărul de nituri $z = 6$, grosimea discului, $g = 2 \text{ mm}$; materialul nitului are tensiunile admisibile la forfecare și strivire, $\tau_{af} = 130 \text{ MPa}$ și, respectiv, $\sigma_{as} = 240 \text{ MPa}$; materialul nitului are tensiunea admisibilă la strivire mai mică decât a materialelor elementelor 1 și 3.

Structura constructivă: 1 - butuc, 2 - nit cu cap tronconic, 3 - disc, 4 - nit cu cap înecat; 5 - garnitură de fricțiune.



Rezolvare:

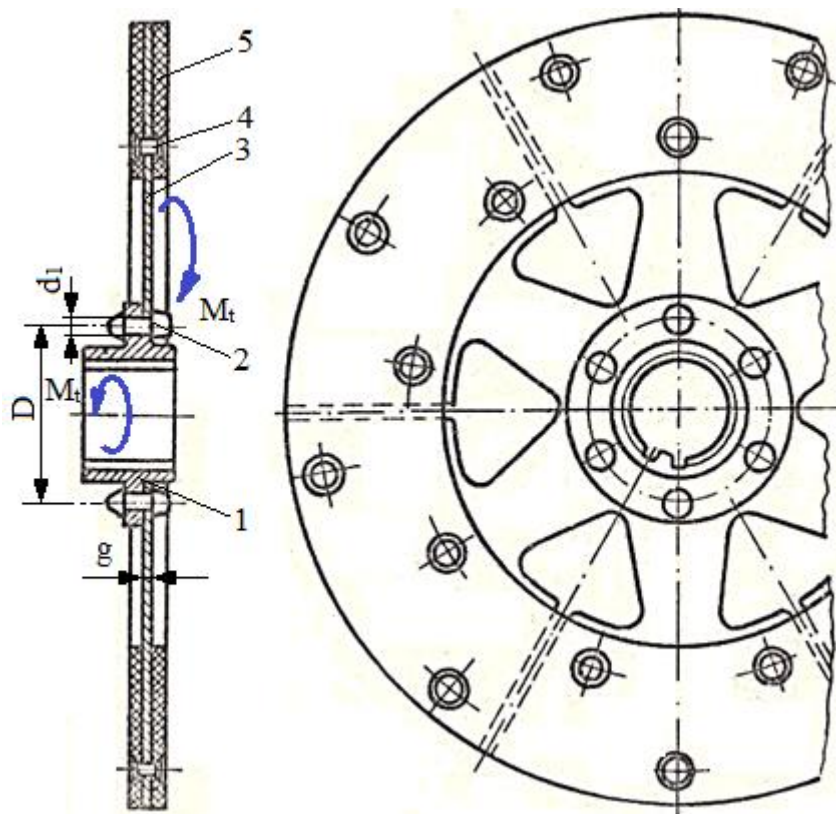
$$\sigma_s = \frac{F}{A_s} = \frac{\frac{2 M_t}{z D}}{g d_1} = \frac{2 M_t}{z D g d_1} = \frac{2 \cdot 425000}{6 \cdot 65 \cdot 2 \cdot 4} = 272,43 \text{ MPa} > \sigma_{as} = 240 \text{ MPa}.$$

11.

Momentul de torsiune capabil transmis, din condiția de rezistență la strivire a nitului, $M_{t\text{cap}} = 277,2 \text{ Nm}$.

Se dau: diametrul tijei (găurii) nitului $d_1 = 3 \text{ mm}$; diametrul cercului de dispunere a niturilor $D = 70 \text{ mm}$; numărul de nituri $z = 6$, grosimea discului, $g = 2 \text{ mm}$; materialul nitului are tensiunile admisibile la forfecare și strivire, $\tau_{af} = 120 \text{ MPa}$ și, respectiv, $\sigma_{as} = 240 \text{ MPa}$; materialul nitului are tensiunea admisibilă la strivire mai mică decât a materialelor elementelor 1 și 3.

Structura constructivă: 1 - butuc, 2 - nit cu cap tronconic, 3 - disc, 4 - nit cu cap înecat; 5 - garnitură de fricțiune.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire,

$$\sigma_s = \frac{F}{A_s} = \frac{\frac{2 M_{t\text{cap}}}{z D}}{g d_1} = \frac{2 M_t}{z D g d_1} < \sigma_{as}$$

rezultă,

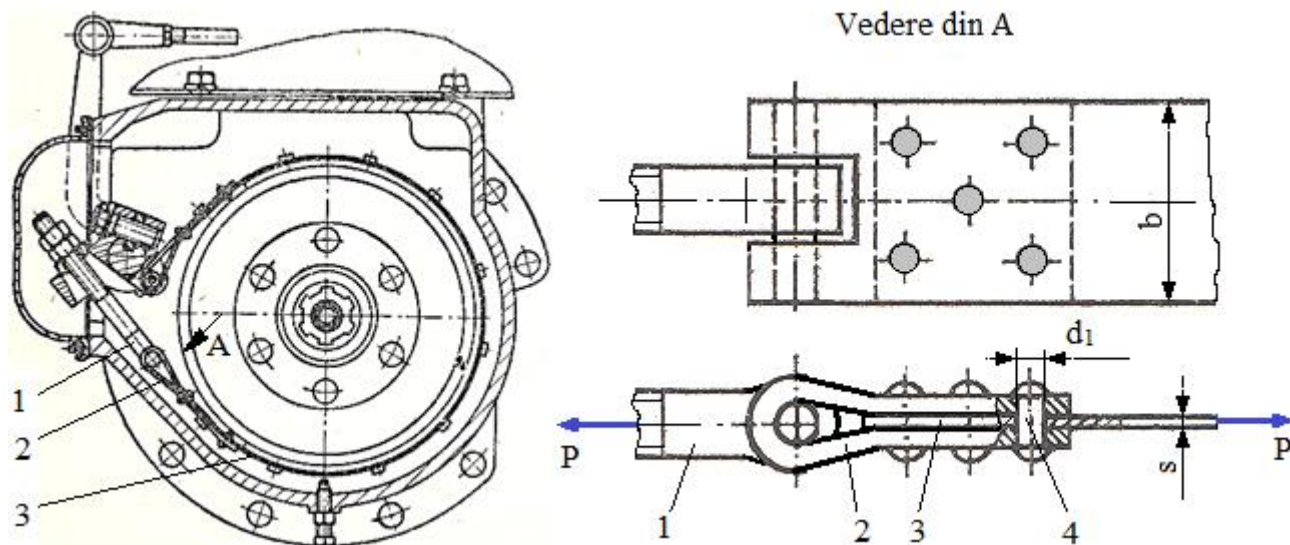
$$M_{t\text{cap}} = \frac{z D g d_1 \sigma_{as}}{2} = \frac{6 \cdot 70 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 220}{2} = 277200 \text{ Nmm}.$$

12.

Diametrul tijei (găurii) nitului din condiția de rezistență la strivire, $d_1 = 3,03 \text{ mm}$.

Se dau: forța $P = 2,5 \text{ kN}$; grosimea benzii $s = 3 \text{ mm}$; numărul de nituri $z = 5$, materialul nitului S235 cu tensiunile admisibile la forfecare și strivire, $\tau_{af} = 120 \text{ MPa}$ și, respectiv, $\sigma_{as} = 220 \text{ MPa}$; materialul nitului are tensiunea admisibilă la strivire mai mică decât a materialelor elementelor 2 și 3.

Structura constructivă: 1 - subansamblu tirant, 2 - suport, 3 - bandă de frână, 4 - nit cu cap semirotund.



Rezolvare:

Din relația de verificare la strivire a tijei nitului în zonele de contact cu banda de frânare,

$$\sigma_s = \frac{F}{A_s} = \frac{P}{z s d_1} < \sigma_{as}$$

rezultă,

$$d_1 = \frac{4 P}{z s \sigma_{as}} = \frac{4 \cdot 2500}{5 \cdot 3 \cdot 220} = 3,03 \text{ mm}.$$

13.

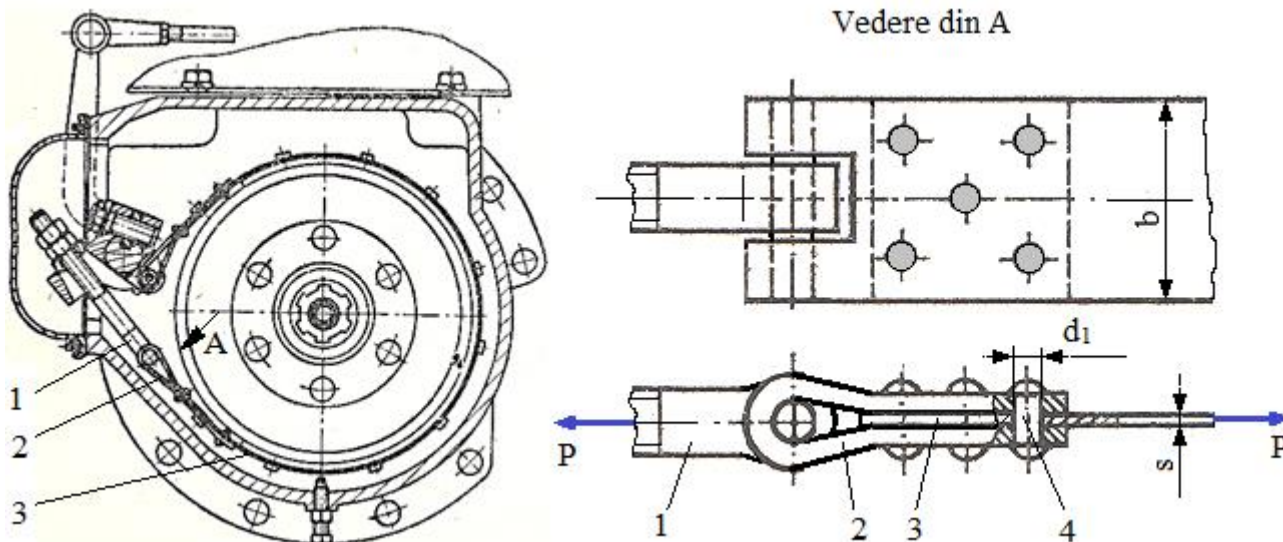
Tensiunea de tracțiune din banda de frânare 3, $\sigma_t > \sigma_{at}$,

Se dau: forța $P = 3800 \text{ N}$; diametrul tijei (găurii) nitului $d_1 = 3 \text{ mm}$, grosimea benzii $s = 2,5 \text{ mm}$; lățimea benzii $b = 20 \text{ mm}$; numărul de nituri $z = 5$; tensiunea admisibilă la tracțiune a materialului benzii 3, $\sigma_{at} = 90 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - subansamblu tirant, 2 - suport, 3 - bandă de frână, 4 - nit cu cap semirotund.

Rezolvare:

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} = \frac{P}{s (b - 2 d_1)} = \frac{3800}{2,5 (20 - 2 \cdot 3)} = 108,57 \text{ MPa} > \sigma_{at}.$$

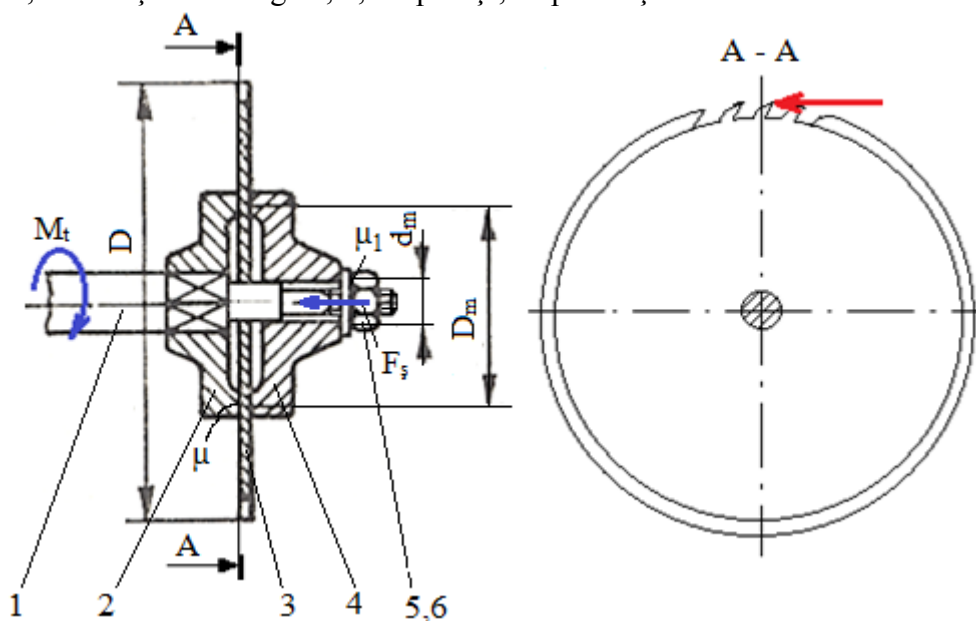


14.

Momentul de înșurubare din asamblarea filetată, $M_f = 22893,82 \text{ Nmm}$.

Se dau: forța de strângere a asamblării filetate $F_s = 12500 \text{ N}$; dimensiuni ale filetului, M18: $d = 18 \text{ mm}$, $d_1 = 15,294 \text{ mm}$, $d_2 = 16,376 \text{ mm}$, $p = 2,5 \text{ mm}$; coeficienții de frecare din filet și dintre piuliță și șaibă: $\mu = 0,15$, și respectiv, $\mu_1 = 0,2$; pentru calculul momentului de pivotare se va folosi relația simplificată.

Structura constructivă: 1 - arbore, 2 - flanșă de antrenare cu asamblare arbore-butuc profilată (cu profil pătrat), 3 - pânză de circular, 4 - flanșă de strângere, 5, 6 - piuliță, respectiv șaibă.



Rezolvare:

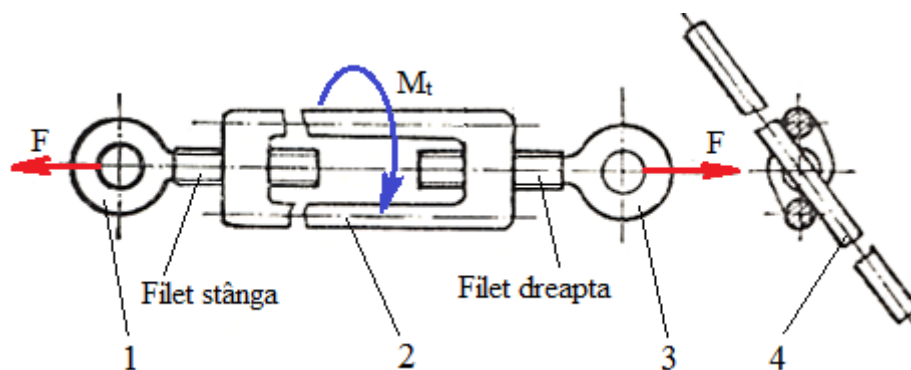
$$M_f = F_s \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') = F_s \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}\left(\arctg \frac{p}{\pi d_2} + \arctg \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) = 12500 \frac{16,376}{2} \operatorname{tg}\left(\arctg \frac{2,5}{\pi \cdot 16,376} + \arctg \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}}\right) = 22893,82 \text{ Nmm}.$$

15.

Momentul de antrenare a levierului ancorei, $M_t = 7239,85 \text{ Nmm}$.

Se dau: forța de întindere $F = 3 \text{ kN}$; diametrul nominal al filetului $d = 14 \text{ mm}$; diametrul mediu al filetului $d_2 = 12,701 \text{ mm}$; diametrul interior al filetului șurubului $d_1 = 11,825 \text{ mm}$; pasul filetului $p = 2 \text{ mm}$; materialul tiranților cu filet metric este din grupa 5.6; coeficientul de frecare $\mu = 0,12$.

Structura constructivă: 1 - tirant cu filet stânga; 2 - corp; 3 - tirant cu filet dreapta; 4 - levier.



Rezolvare:

Momentul de antrenare a levierului ancorei este egal cu suma momentelor de frecare din asamblările filetate,

$$M_t = 2 F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') = 2 F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}\left(\operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} + \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) =$$

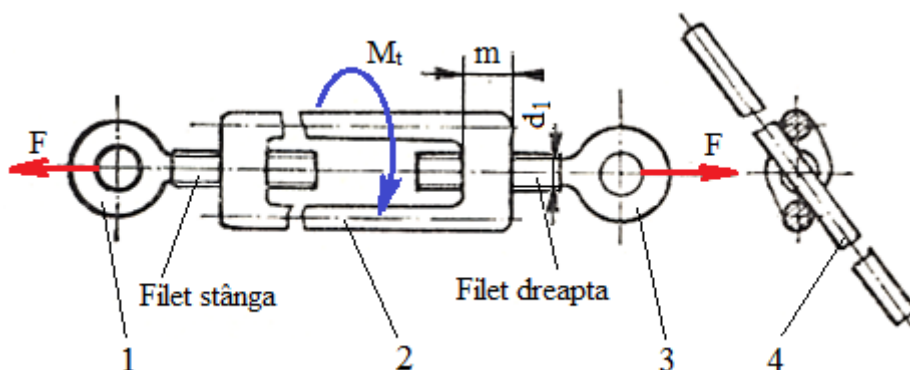
$$= 2 \cdot 3000 \frac{12,701}{2} \operatorname{tg}\left(\operatorname{arctg} \frac{2}{\pi 12,701} + \operatorname{arctg} \frac{0,12}{\cos \frac{60}{2}}\right) = 7239,85 \text{ Nmm.}$$

16.

Forța capabilă a ancorei, din condiția de rezistență la tracțiune a tiranților, $F > 16,2 \text{ kN}$.

Se dau: diametrul nominal al filetului $d = 14 \text{ mm}$; diametrul interior al filetului tiranților $d_1 = 11,825 \text{ mm}$; materialul tiranților este oțel C45 îmbunătățit ($250 \dots 300 \text{ HB}$, $\sigma_{02} = 480 \text{ MPa}$); coeficientul de siguranță, $c = 2,5$; factorul care ia în considerare solicitarea de torsiune care apare la strângerea asamblării filetate, $\beta = 1,3$.

Structura constructivă: 1 - tirant cu filet stânga; 2 - corp; 3 - tirant cu filet dreapta; 4 - levier.



Rezolvare:

Forța capabilă a ancorei, din condiția de rezistență la tracțiune,

$$\frac{\beta F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \sigma_{at}$$

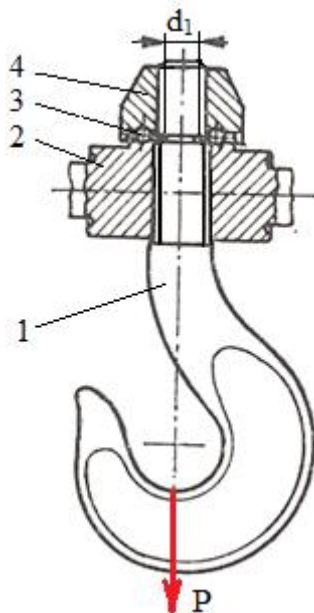
$$F = \frac{\pi d_1^2}{4 \beta} \sigma_{at} = \frac{\pi d_1^2}{4 \beta} \frac{\sigma_{02}}{c} = \frac{\pi \cdot 11,825^2}{4 \cdot 1,3} \frac{480}{2,5} = 16219,97 \text{ N.}$$

17.

Diametrul interior al filetului porțiunii filetate a cârligului, din condiția de rezistență la tracțiune a tije filetate, $d_1 = 35,68 \text{ mm}$.

Se dau: greutatea ridicată $P = 120 \text{ kN}$; materialul cârligului este C45 îmbunătățit ($250 \dots 300 \text{ HB}$, $\sigma_{02} = 480 \text{ MPa}$); coeficientul de siguranță, $c = 4$.

Structura constructivă: 1 - cârlig; 2 - grindă; 3 - lagăr (pivotal) cu rostogolire; 4 - piuliță.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la tracțiune,

$$\frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \sigma_{at},$$

rezultă diametrul interior al filetului,

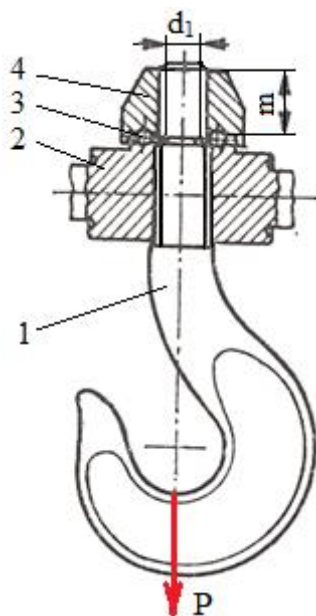
$$d_1 = \sqrt{\frac{4 P}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 P}{\pi \frac{\sigma_{02}}{c}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 120000}{\pi \frac{480}{4}}} = 35,68 \text{ mm}.$$

18.

Forța ce poate fi ridicată de cârligul unei macarale, din condiția de rezistență la strivire a asamblării filetate, $P < 142 \text{ kN}$.

Se dau: diametrul nominal al filetului (metric) $d = 42 \text{ mm}$; lungimea porțiunii filetate a piuliței $m = 31,5 \text{ mm}$; diametrul interior al filetului piuliței $D_1 = 37,129 \text{ mm}$; pasul filetului $p = 4,5 \text{ mm}$; materialul cârligului este C45 îmbunătățit (250...300 HB, $\sigma_{02} = 480 \text{ MPa}$); materialul piuliței este oțel E335; se consideră $\sigma_{as} = 0,2 \sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - cârlig; 2 - grindă; 3 - lagăr cu rostogolire; 4 - piuliță.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire a asamblării filetate,

$$\frac{P}{\frac{\pi (d^2 - D_1^2)}{4} z} = \frac{4 P p}{\pi (d^2 - D_1^2) m} \leq \sigma_{as},$$

se obține,

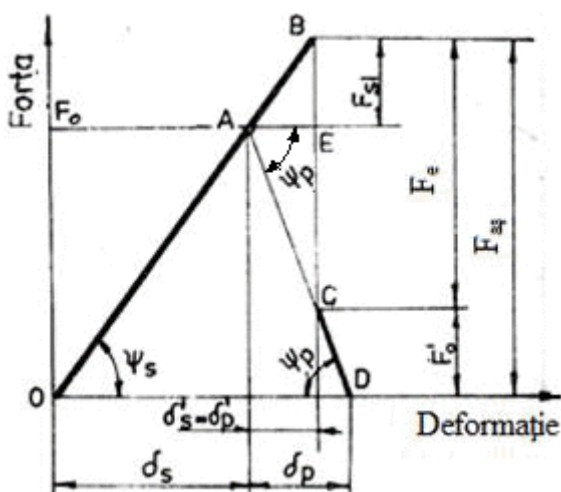
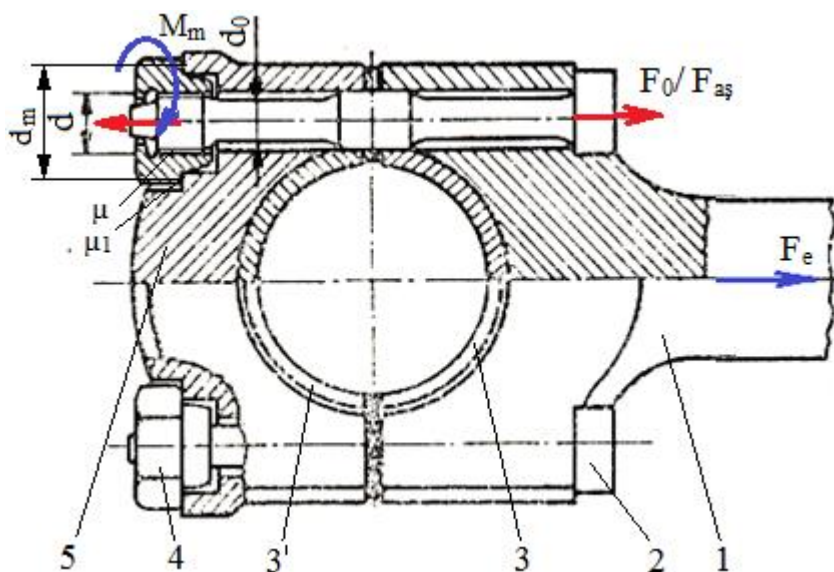
$$P = \frac{\pi (d^2 - D_1^2) m \sigma_{as}}{4 p} = \frac{\pi (42^2 - 37,129^2) 31,5 \cdot 0,2 \cdot 335}{4 \cdot 4,5} = 141976,52 \text{ N.}$$

19.

Forța axială totală din șurub după aplicarea forței exterioare, $F_{aș} = 1990 \text{ N}$.

Se dau: forța externă (de exploatare) $F_e = 3,6 \text{ kN}$; forța de prestrângere la montaj $F_0 = 1450 \text{ N}$; numărul de șuruburi $n = 2$; rigiditatea asamblării $\chi = 0,3$; diametrul nominal al filetului $d = 14 \text{ mm}$; diametrul mediu al filetului $d_2 = 12,701 \text{ mm}$; diametrul interior al filetului șurubului $d_1 = 11,825 \text{ mm}$; diametrul mediu al suprafeței de contact dintre piuliță și capacul bielei $d_m = 18 \text{ mm}$; pasul filetului $p = 2 \text{ mm}$; materialul șurubului este din grupa 10.9; coeficienții de frecare $\mu = 0,12$, $\mu_1 = 0,15$.

Structura constructivă: 1- bielă; 2 - șurub cu secțiuni variabile; 3, 3' - semicuzineți, 4 - piuliță cu secțiune variabilă, 5 - capac bielă.



Rezolvare:

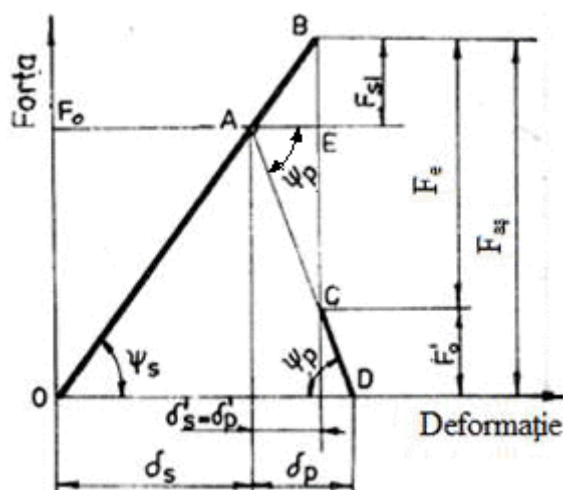
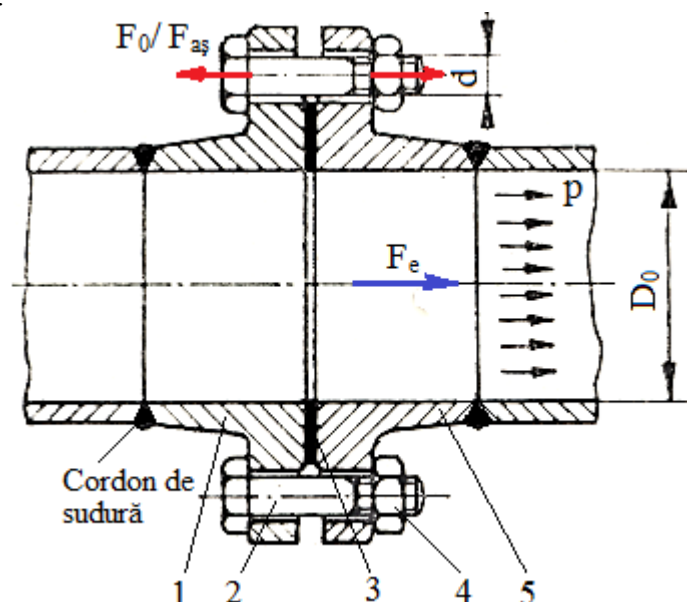
$$F_{aș} = F_0 + \chi F_e/n = 1450 + 0,3 \cdot 3600/2 = 1990 \text{ N.}$$

20.

Forța axială de strângere remanentă în exploatare (după aplicarea forței exterioare), $F'_0 = 304,76 \text{ N}$.

Se dau: forța de prestrângere (montaj) $F_0 = 3250 \text{ N}$; presiunea fluidului $p = 3 \text{ MPa}$; numărul de șuruburi $n = 6$; rigiditatea asamblării $\chi = 0,25$; diametrul conductei $D_0 = 100 \text{ mm}$.

Structura constructivă: 1, 5 - flanșe de racordare conducte; 2 - șurub de fixare; 3 - garnitură de etanșare; 4 - piuliță.



Rezolvare:

Forța axială de strângere remanentă în exploatare (după aplicarea forței exterioare),

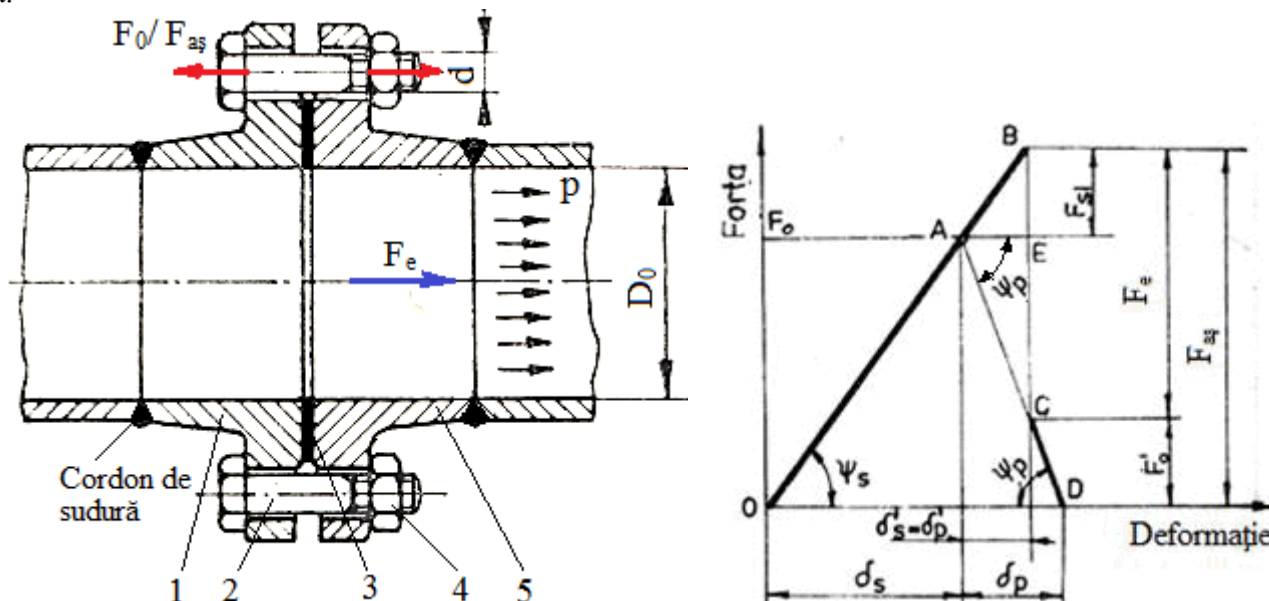
$$F'_0 = F_0 - (1-\chi) F_e/n = F_0 - (1-\chi) \frac{p \frac{\pi D_0^2}{4}}{n} = 3250 - (1-0,25) \frac{3 \frac{\pi 100^2}{4}}{6} = 304,76 \text{ N.}$$

21.

Tensiunea de tracțiune din tija filetată a șurubului în etapa de exploatare (conducta este sub presiune), $\sigma_t > \sigma_{at}$ (tensiunea admisibilă la tracțiune).

Se dau: forța axială totală dintr-un șurub după aplicarea forței exterioare $F_{aș} = 3,85 \text{ kN}$; numărul de șuruburi $n = 6$; diametrul nominal al filetului $d = 10 \text{ mm}$; diametrul interior al filetului șurubului $d_1 = 8,376 \text{ mm}$; materialul șurubului este din grupa 4.6; coeficientul de frecare $\mu = 0,15$; coeficientul de siguranță $c = 3,5$.

Structura constructivă: 1, 5 - flanșe de racordare conducte; 2 - șurub de fixare; 3 - garnitură de etanșare; 4 - piuliță.



Rezolvare:

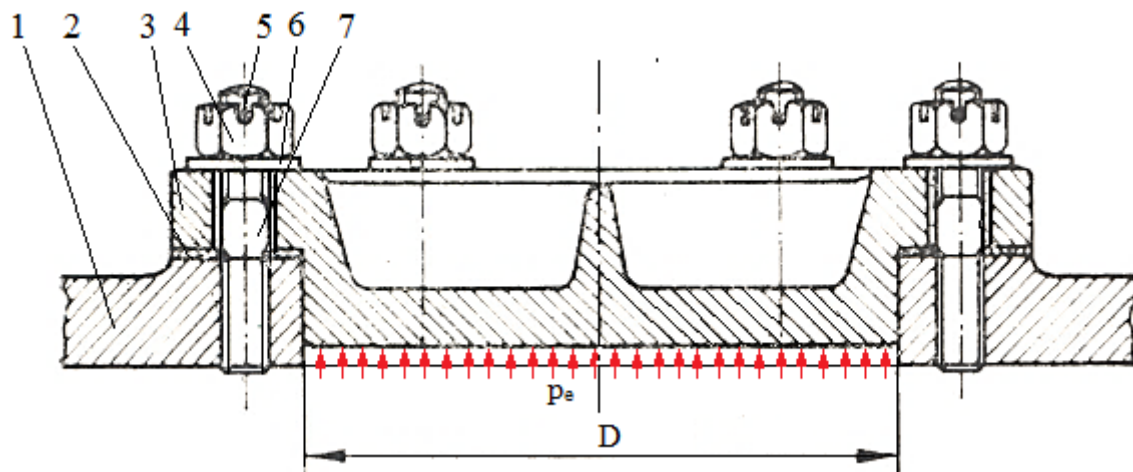
$$\sigma_t = \frac{4 F_{aș}}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 3850}{\pi 8,376^2} = 69,87 \text{ MPa} > \sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 240/3,5 = 68,57 \text{ MPa.}$$

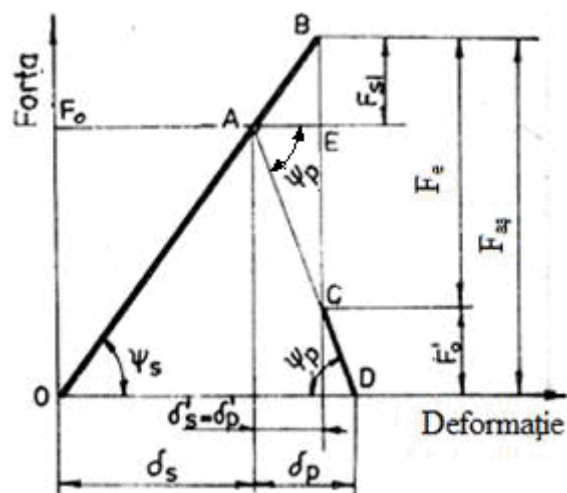
22.

Forța axială de strângere remanentă în exploatare (după aplicarea forței exterioare), $F'_0 = 207 \text{ N}$.

Se dau: forța de prestrângere a asamblării filetate $F_0 = 8,35 \text{ kN}$, numărul de șuruburi $n = 10$; presiunea fluidului $p_e = 4 \text{ N/mm}^2$; rigiditatea asamblării $\chi = 0,2$; diametrul suprafeței capacului în contact cu fluidul $D = 180 \text{ mm}$.

Structura constructivă: 1 - recipient (rezervor) cilindric; 2 - garnitură de etanșare; 3 - capac; 4 - piuliță crenelată; 5 - cui spintecat; 6 - șaibă plată; 7 - prezon.





Rezolvare:

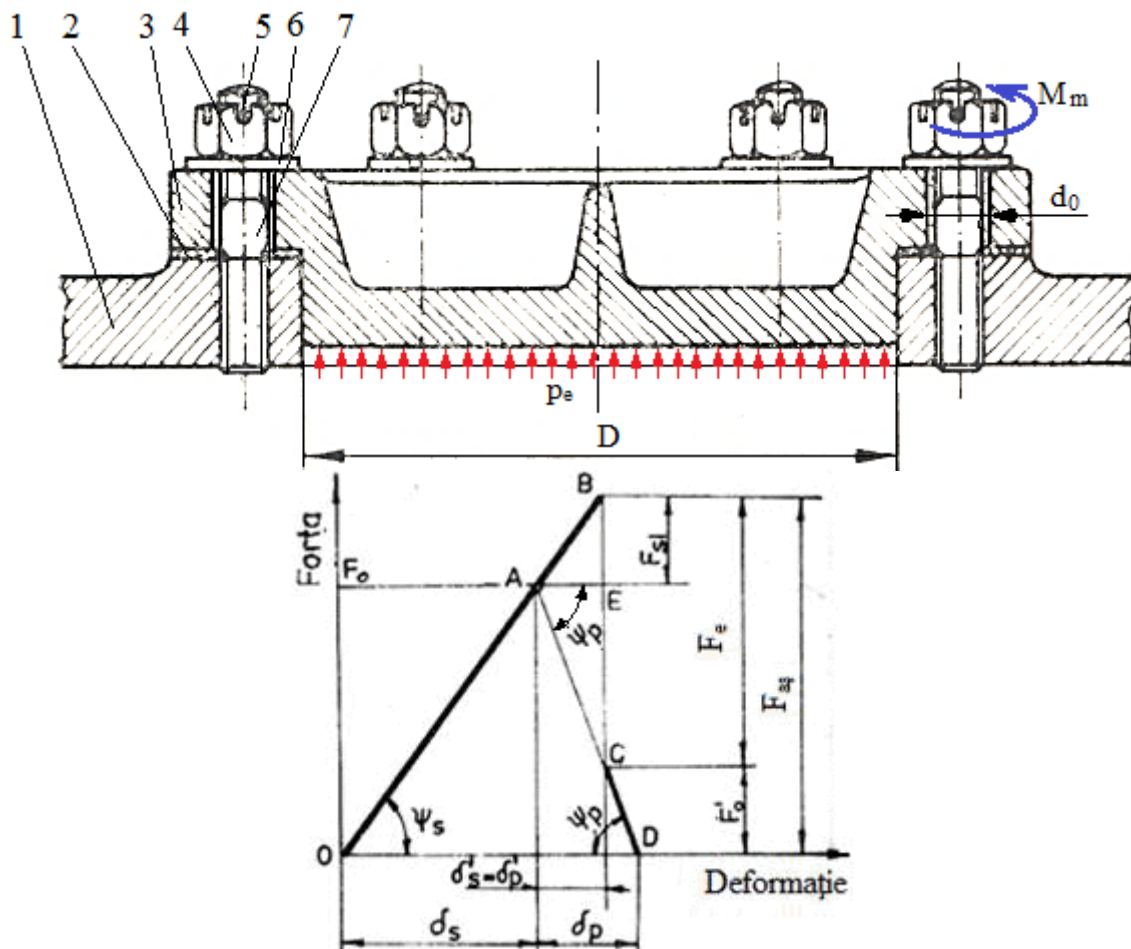
$$F'_0 = F_0 - (1-\chi) F_e/n = F_0 - (1-\chi) \frac{p_e \frac{\pi D^2}{4}}{n} = 8350 - (1 - 0,2) \frac{4 \frac{\pi 180^2}{4}}{10} = 207 \text{ N.}$$

23.

Momentul de strângere a piulițelor asamblărilor cu prezon, în etapa de prestrângere (de montaj), $M_m \geq 6 \text{ Nm}$.

Se dau: forța de pretensionare a asamblării cu șurub $F_0 = 2 \text{ kN}$; rigiditatea asamblării $\chi = 0,2$; diametrul mediu al filetului (metric), $d_2 = 9,026 \text{ mm}$; pasul filetului $p = 1,5 \text{ mm}$; diametrul găurii de trecere $d_0 = 11 \text{ mm}$; dimensiunea cheii de strângere $S = 17 \text{ mm}$; coeficientul de frecare din filet $\mu = 0,2$; coeficientul de frecare dintre piuliță și șaibă $\mu_1 = 0,25$; pentru calculul momentului de pivotare se va folosi relația simplificată.

Structura constructivă: 1 - recipient (rezervor) cilindric; 2 - garnitură de etanșare; 3 - capac; 4 - piuliță crenelată; 5 - cui spintecat; 6 - șaibă plată; 7 - prezon.



Rezolvare:

Momentul de strângere a piuliței asamblării cu prezon, la montaj când forța externă este nulă (presiunea fluidului este zero),

$$M_m = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') + \mu_1 F_0 \frac{d_m}{2} = F_0 \left(\frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \left(\arctg \frac{p}{\pi d_2} + \arctg \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) + \mu_1 \frac{S+d_0}{4} \right) =$$

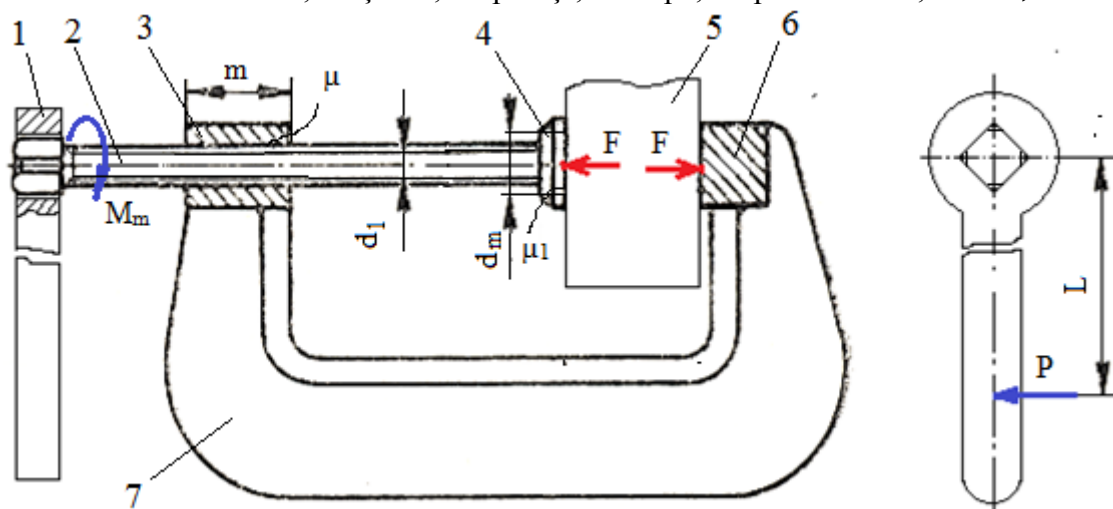
$$2000 \left(\frac{9,026}{2} \operatorname{tg} \left(\arctg \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} + \arctg \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}} \right) + 0,25 \frac{17+11}{4} \right) = 6093,615 \text{ Nmm.}$$

24.

Lungimea porțiunii filetate a asamblării filetate, $m = 13,28 \text{ mm}$.

Se dau: forța de strângere $F = 5 \text{ kN}$; diametrul nominal al filetului $d = 16 \text{ mm}$; diametrul mediu al filetului $d_m = 14,7 \text{ mm}$; diametrul interior al filetului din corpul 7, $D_1 = 13,5 \text{ mm}$; pasul filetului $p = 2 \text{ mm}$; coeficientul de frecare $\mu = 0,12$; presiunea admisibilă pe suprafețele în contact (unse cu unsoare consistentă), $p_a = 13 \text{ N/mm}^2$.

Structura constructivă: 1 - manivelă; 2 - șurub; 3 - piuliță; 4 - cupă; 5 - piesa strânsă; 6 - bac; 7 - corp.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire a asamblării filetate,

$$\frac{F}{\frac{\pi}{4}(d^2 - D_1^2)z} \leq p_a,$$

rezultă,

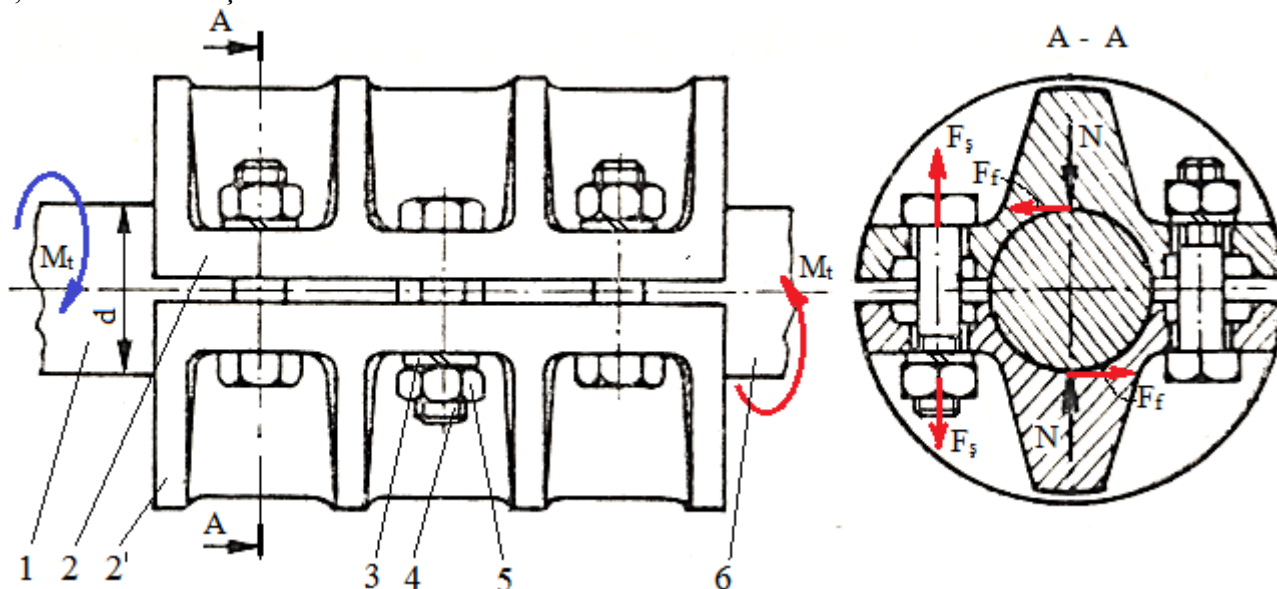
$$m = z p = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d^2 - D_1^2)p_a} p = \frac{5000}{\frac{\pi}{4}(16^2 - 13,5^2)13} 2 = 13,28 \text{ mm.}$$

25.

Forța axială care încarcă un șurub de fixare a semicuplajelor, $F_{a\varphi} = 2058,33 \text{ N}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis de cuplaj $M_t = 38 \text{ Nm}$; coeficientul de frecare $\mu = 0,2$; numărul de șuruburi $n = 6$; diametrul arborilor $d = 20 \text{ mm}$; factorul de siguranță la alunecare $\beta_a = 1,3$.

Structura constructivă: 1 - arbore de intrare; 2, 2' - semicuplaje; 3 - șaibă Grower; 4 - șurub cu filet metric; 5 - piuliță; 6 - arbore de ieșire.



Rezolvare:

Forța axială care încarcă un șurub de fixare a semicuplajelor, din condiția transmiterii momentului de torsiune prin frecare,

$$F_f d = \mu N d = \mu n F_s d \geq \beta_a M_t,$$

se determină din relația,

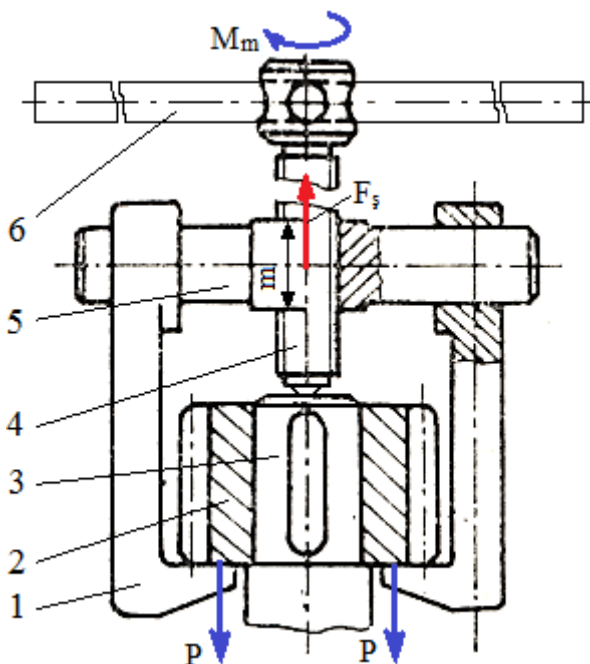
$$F_s = \frac{\beta_a M_t}{\mu n d} = \frac{1,3 \cdot 38000}{0,2 \cdot 6 \cdot 20} = 2058,33 \text{ N}.$$

26.

Diametrul interior al filetului trapezoidal al șurubului preseii de extracție, $d_1 = 9,59 \text{ mm}$.

Se dau: forța preluată de un braț extractor $P = 4 \text{ kN}$; materialul elementelor filetate este oțel E360; factorul care ia în considerare solicitarea de torsiune a tijei filetate, $\beta = 1,3$; coeficientul de siguranță, $c = 2,5$.

Structura constructivă: 1 - braț extractor; 2 - roată dințată presată pe arbore; 3 - arbore; 4 - șurub cu filet trapezoidal; 5 - piuliță cu brațe; 6 - manivelă de antrenare.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la tracțiune, considerând efectul solicitării de torsiune prin factorul β , rezultă diametrul interior al filetului trapezoidal al șurubului,

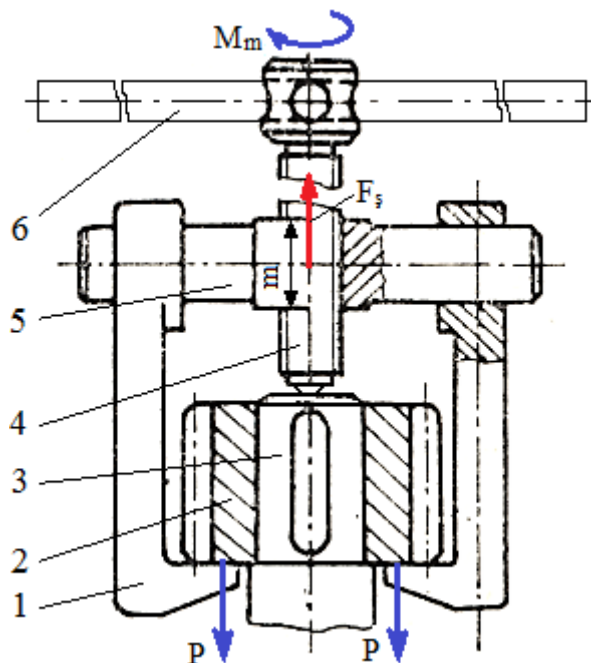
$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \beta F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \beta 2 P}{\pi \frac{\sigma_{02}}{c}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 2 \cdot 4000}{\pi \frac{360}{2,5}}} = 9,59 \text{ mm}.$$

27.

Tensiunea echivalentă din tija filetată a șurubului 4, $\sigma_e > \sigma_{ac}$ (tensiunea admisibilă la compresie).

Se dau: momentul de antrenare a levierului ancorei $M_m = 12,5 \text{ Nm}$; forța preluată de un braț extractor $P = 5,8 \text{ kN}$; diametrul nominal al filetului $d = 16 \text{ mm}$; diametrul mediu al filetului $d_2 = 14 \text{ mm}$; diametrul interior al filetului $d_1 = 11,5 \text{ mm}$; pasul filetului $p = 4 \text{ mm}$; unghiul filetului $\alpha = 30^\circ$; materialul elementelor filetate este oțel E360; coeficientul de siguranță, $c = 3$; coeficientul de frecare $\mu = 0,12$.

Structura constructivă: 1 - braț extractor; 2 - pinion (roată dințată mică) presat pe arbore; 3 - arbore; 4 - șurub cu filet trapezoidal; 5 - piuliță cu brațe; 6 - manivelă de antrenare.



Rezolvare:

Tensiunea maximă din tija filetată, considerând solicitarea compusă tracțiune-torsiune, conform teoriei a III-a, este

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \tau_t^2} = \sqrt{\left(\frac{4 F_s}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_m}{\pi d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 2 P}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_m}{\pi d_1^3}\right)^2} =$$

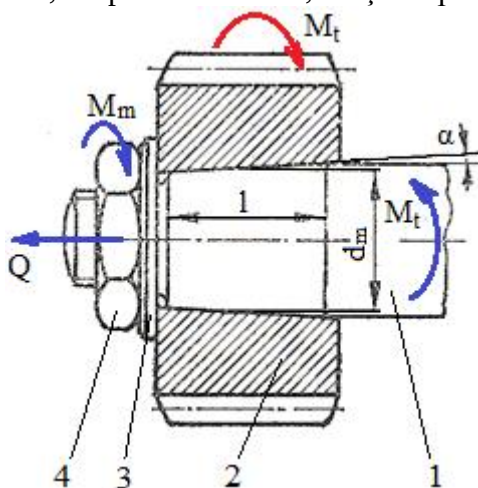
$$\sqrt{\left(\frac{4 \cdot 2 \cdot 5800}{\pi 11,5^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 \cdot 12500}{\pi 11,5^3}\right)^2} = 139,57 \text{ MPa} > \sigma_{ac} = \sigma_{02}/c = 360/3 = 120 \text{ MPa}.$$

28.

Tensiunea echivalentă din tronsonul filetat al arborelui, $\sigma_e < \sigma_{at}$.

Se dau: forța necesară de strângere $Q = 15 \text{ kN}$; momentul de frecare din filet (de înșurubare) $M_f = 45 \text{ Nm}$; dimensiunile filetului M24: diametrul nominal $d = 24 \text{ mm}$, diametrul mediu $d_2 = 22,051 \text{ mm}$, diametrul interior $d_1 = 20,752 \text{ mm}$, pasul $p = 3 \text{ mm}$; diametrul interior al șaibei $d_0 = 26 \text{ mm}$; arborele este executat din oțel E295; coeficientul de siguranță, $c = 4$.

Structura constructivă: 1 - cap de arbore; 2 - pinion cilindric; 3 - șaibă plată; 4 - piuliță.



Rezolvare:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \tau_t^2} = \sqrt{\left(\frac{4 Q}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_f}{\pi d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 15000}{\pi \cdot 20,752^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 \cdot 45000}{\pi \cdot 20,752^3}\right)^2} =$$

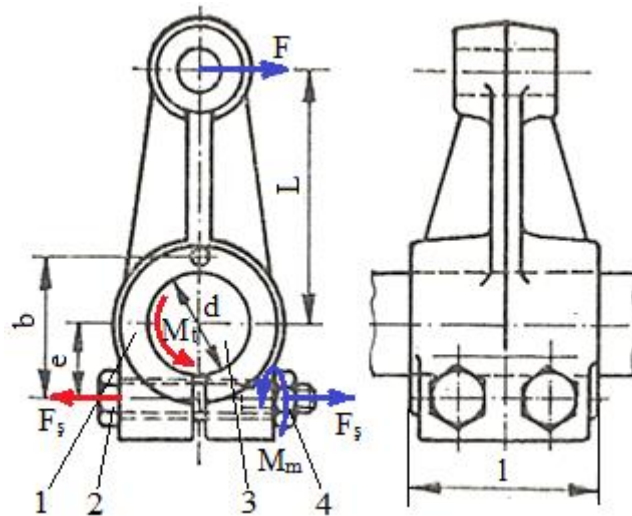
$$\sqrt{1966,81 + 2630,66} = 67,8 \text{ MPa} < \sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 295/4 = 73,75 \text{ MPa}.$$

29.

Diametrul interior al filetului șurubului, $d_1 = 7,42$ mm.

Se dau: forța de strângere a unui șurub, $F_s = 7,1$ kN; diametrul arborelui $d = 30$ mm; materialul șuruburilor este din grupa 8.8; factorul care ia în considerare existența solicitării de torsiune la strângere $\beta = 1,3$; coeficientul de siguranță $c = 3$.

Structura constructivă: 1 - levier; 2 - șurub de fixare; 3 - arbore; 4 - piuliță.



Rezolvare:

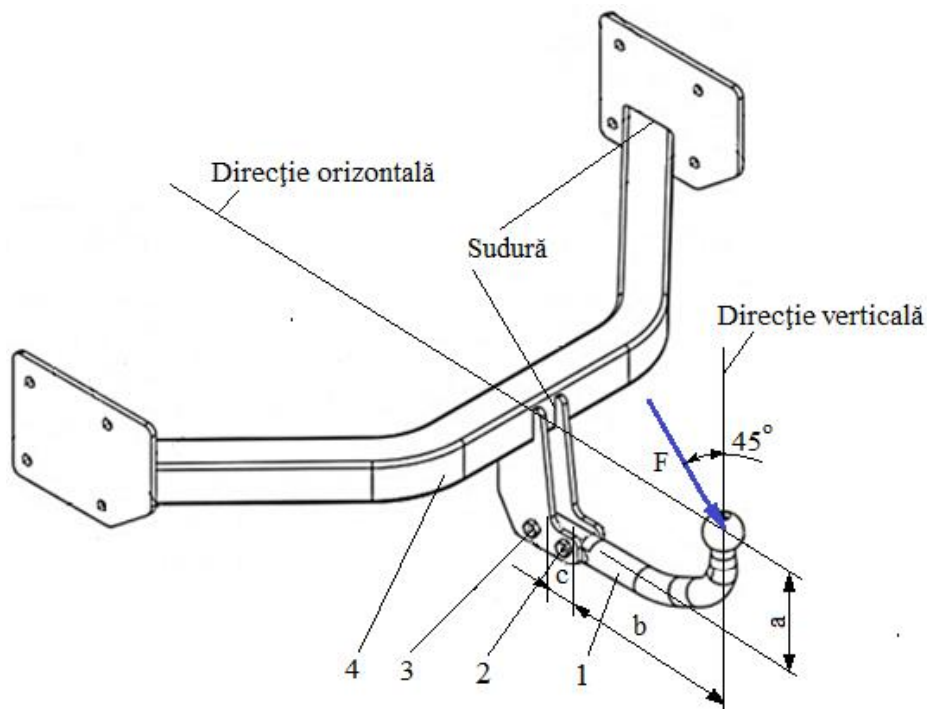
$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \beta F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \beta F_s}{\pi \frac{\sigma_{02}}{c}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 7100}{\pi \frac{640}{3}}} = 7,42 \text{ mm.}$$

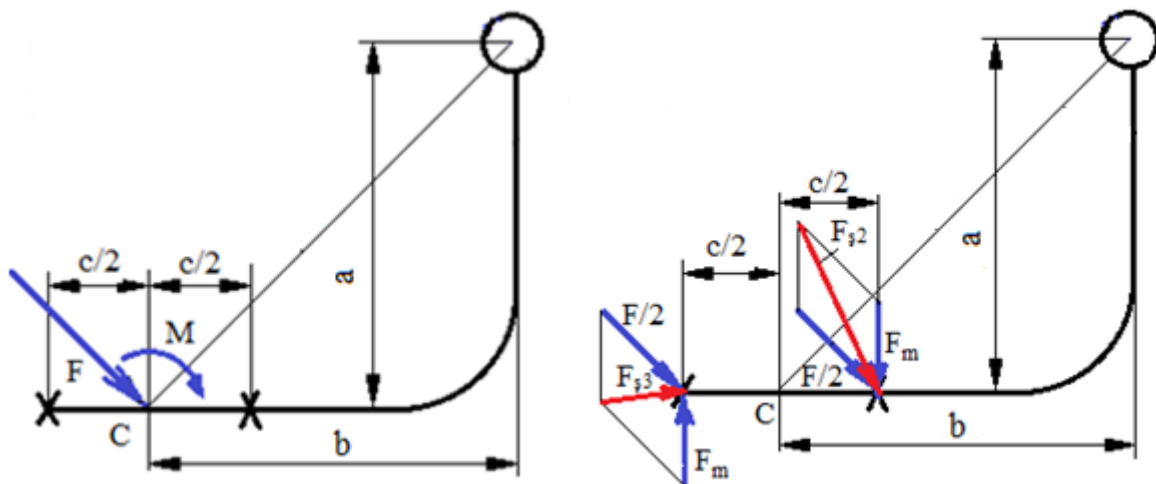
30.

Forța transversală din asamblarea cu șurub 2, $F_{s2} = 17888,4$ N.

Se dau: forța de acțiune asupra cârligului $F = 10$ kN; forța transversală generată de momentul M , $F_m = 14$ kN;

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2, 3 - șuruburi de fixare; 4 - subansamblu bară de remorcare.





Rezolvare:

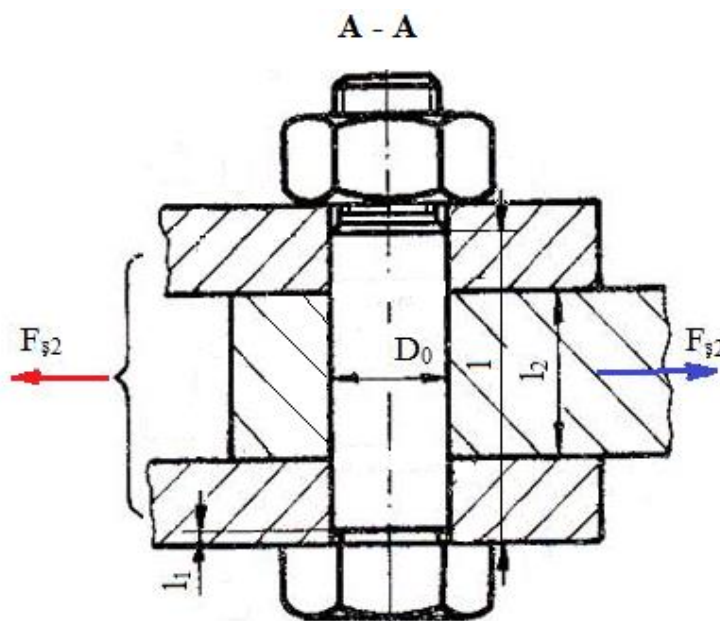
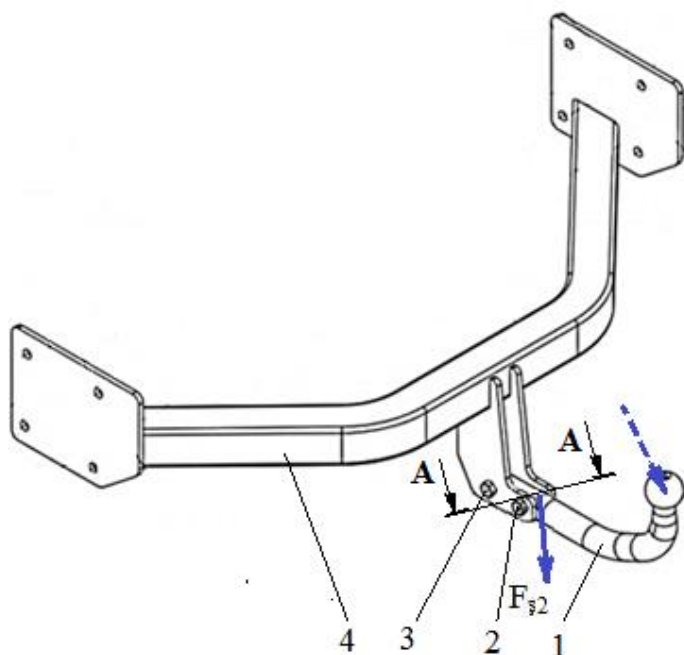
$$F_{\text{ș}2} = \sqrt{\left(\frac{F}{2}\right)^2 + F_m^2 + 2 \left(\frac{F}{2}\right) F_m \cos 45^\circ} = \sqrt{\left(\frac{10000}{2}\right)^2 + 14000^2 + 2 \left(\frac{10000}{2}\right) 14000 \cos 45^\circ} = 17888,4 \text{ N.}$$

31.

Tensiunea de forfecare din tija șurubului 2, $\tau_f > \tau_{af}$.

Se dau: forța transversală de acțiune asupra șurubului 2, $F_{\text{ș}2} = 31,5 \text{ kN}$; diametrul tijei șurubului $D_0 = 14 \text{ mm}$; materialul șurubului este din grupa 6.8; se va considera: tensiunea admisibilă la forfecare $\tau_{af} = 0,6 \sigma_{at}$, coeficientul de siguranță $c = 3$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2, 3 - șuruburi de fixare; 4 - subansamblu bară de remorcare.



Rezolvare:

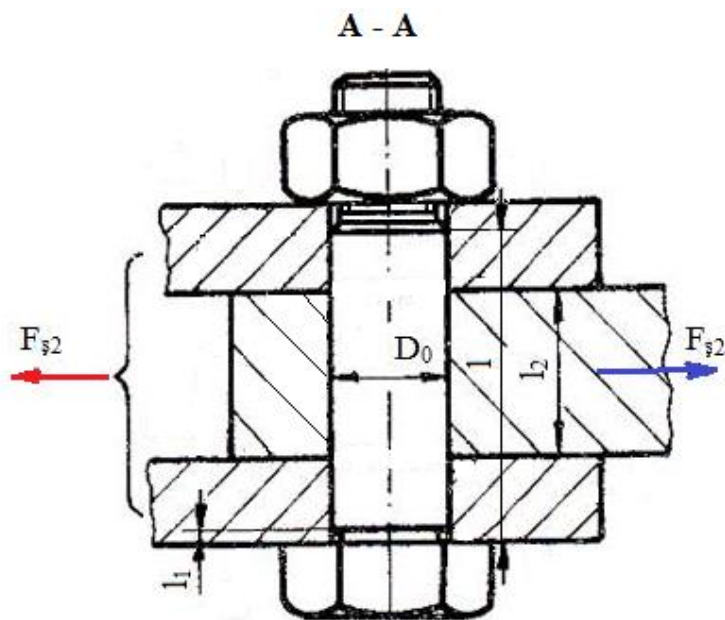
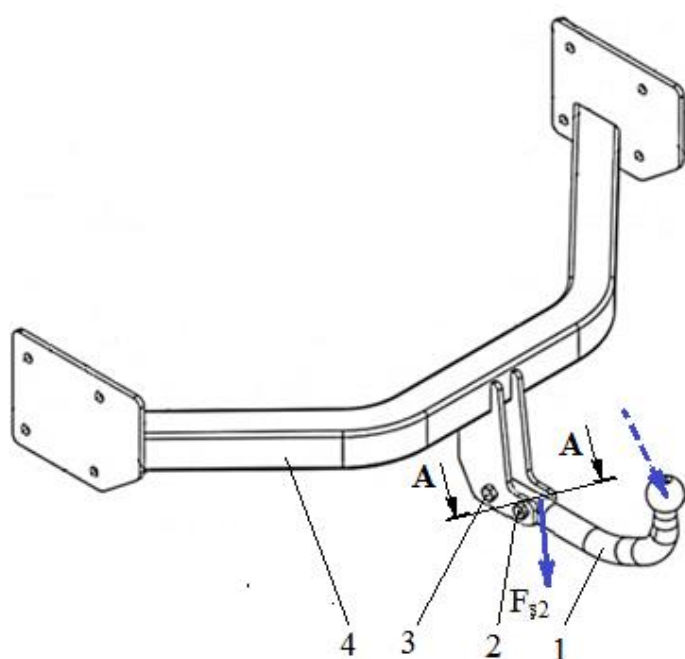
$$\tau_f = \frac{\frac{F_{\text{ș}2}}{2}}{\frac{\pi D_0^2}{4}} = \frac{2 \cdot 31500}{\pi 14^2} = 102,31 \text{ MPa} > \tau_{af} = 0,6 \sigma_{at} = 0,6 \sigma_{02}/c = 0,6 \cdot 480/3 = 96 \text{ MPa.}$$

32.

Lungimea zonei de contact dintre tija șurubului 2 și cârligul de remorcare 1, $l_2 = 13,54 \text{ mm}$.

Se dau: forța transversală de acțiune asupra șurubului 2, $F_{\text{ș}2} = 19,5 \text{ kN}$; diametrul tijei șurubului $D_0 = 10 \text{ mm}$; materialul brațelor barei de remorcare este S275; materialul cârligului este C45 oțel îmbunătățit ($\sigma_{02} = 480 \text{ MPa}$); materialul șurubului este din grupa 6.6; se consideră $\sigma_{as} = 0,4 \sigma_{as}$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2, 3 - șuruburi de fixare; 4 - subansamblu bară de remorcare.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{F_{s3}}{D_0 l_2} \leq \sigma_{as},$$

rezultă lungimea minimă a zonei de contact dintre tija șurubului 3 și cârligul de remorcare 1,

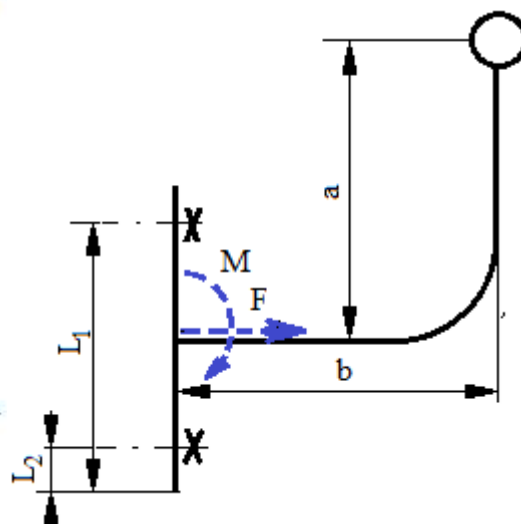
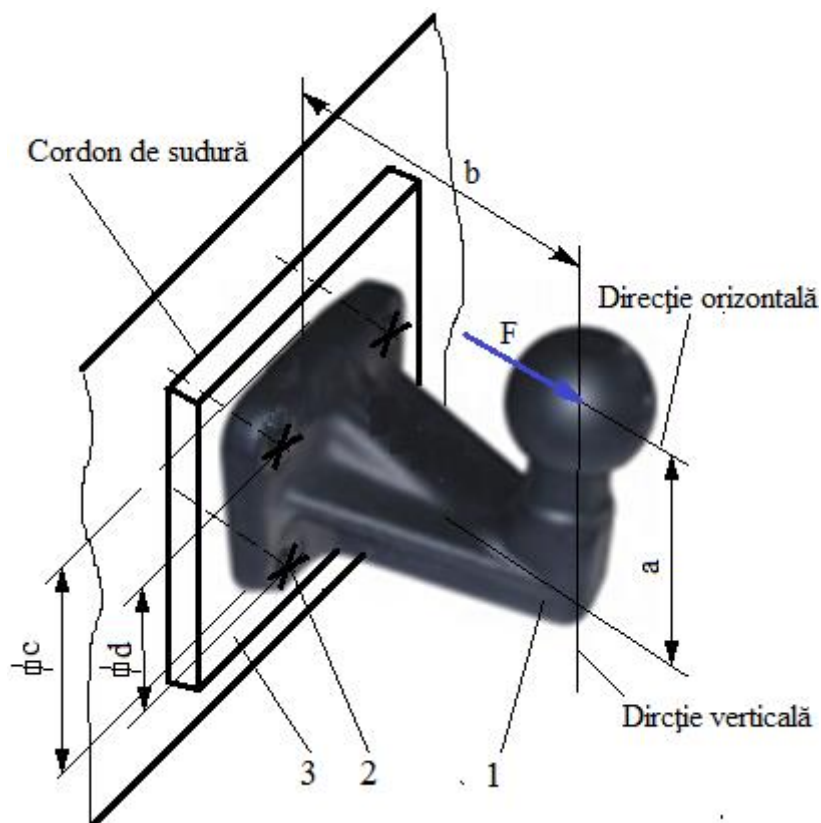
$$l_2 = \frac{F_{s3}}{\sigma_{as} D_0} = \frac{19500}{0,4 \cdot 360 \cdot 10} = 13,54 \text{ mm}.$$

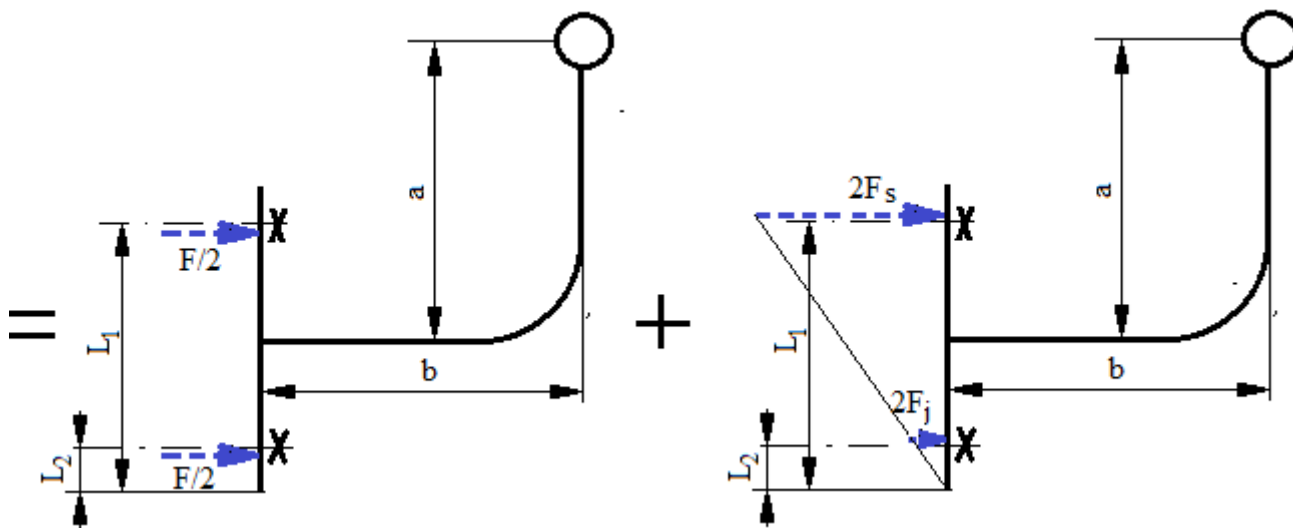
33.

Forța axială care apare în fiecare șurub din rândul de jos, generată de momentul M din centrul asamblării, $F_j = 2724,3 \text{ N}$.

Se dau: forța de acțiune asupra cârligului $F = 24 \text{ kN}$; dimensiuni ale cârligului: $a = b = 140 \text{ mm}$, $d = 80$, $c = 110 \text{ mm}$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șurub de fixare; 3 - subansamblu bară de remorcare.





Rezolvare:

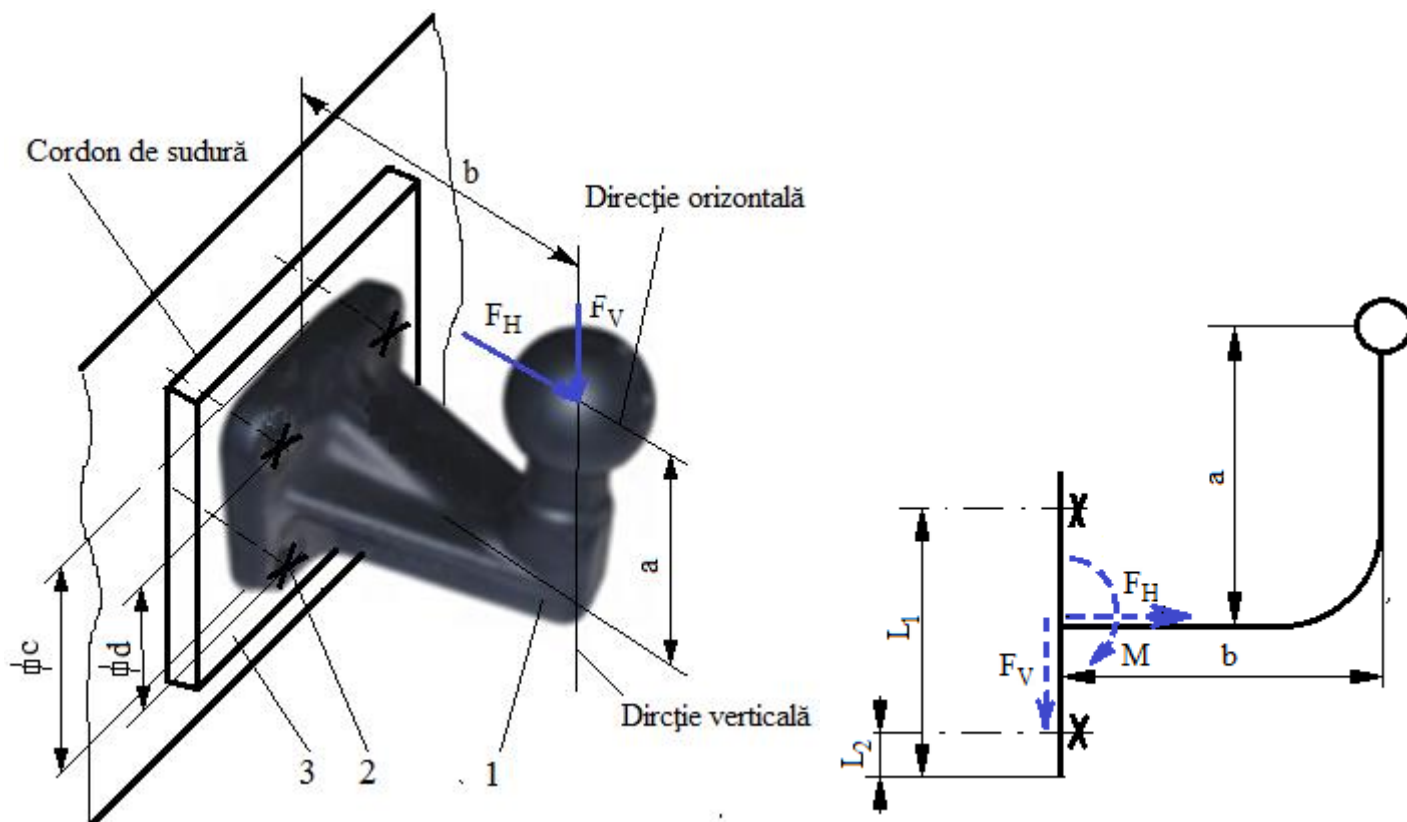
$$F_j = \frac{M}{2} \frac{L_2}{L_1^2 + L_2^2} = \frac{Fa}{2} \frac{\frac{c-d}{2}}{\left(d + \frac{c-d}{2}\right)^2 + \left(\frac{c-d}{2}\right)^2} = \frac{24000 \cdot 140}{2} \frac{\frac{110-80}{2}}{\left(80 + \frac{110-80}{2}\right)^2 + \left(\frac{110-80}{2}\right)^2} = 2724,3 \text{ N.}$$

34.

Momentul forțelor F_H și F_V în centrul asamblării cu șuruburi, $M = 3,37 \text{ kNm}$.

Se dau: forțele orizontală și verticală de acțiune asupra cârligului $F_H = 18,5 \text{ kN}$ și respectiv, $F_V = 11,5 \text{ kN}$; dimensiuni ale cârligului: $a = 120 \text{ mm}$; $b = 100 \text{ mm}$, $d = 80$, $c = 110 \text{ mm}$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șurub de fixare; 3 - subansamblu bară de remorcare.



Rezolvare:

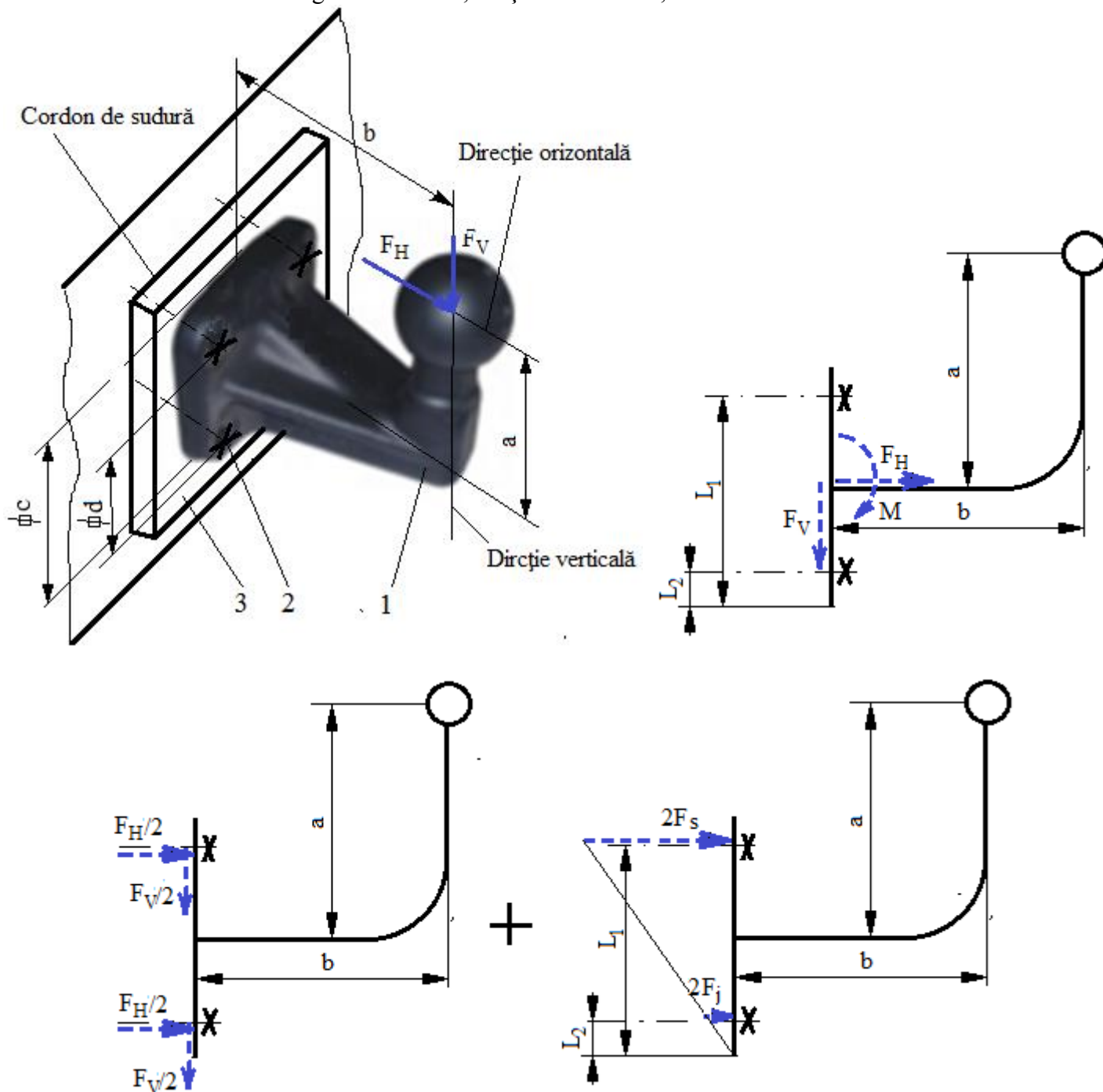
Forțele de acțiune F_H și F_V se reduc în centrul asamblării cu șuruburi la forțele F_H și F_V și momentul, $M = aF_H + bF_V = 120 \cdot 18500 + 100 \cdot 11500 = 3\,370\,000 \text{ Nmm}$.

35.

Forța axială care apare în fiecare șurub din rândul de jos, generată de momentul M din centrul asamblării, $F_j = 2091,89$ N.

Se dau: momentul din centrul asamblării $M = 2580$ Nm; dimensiuni ale cârligului: $a = 120$ mm; $b = 100$ mm, $d = 80$, $c = 110$ mm.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șurub de fixare; 3 - subansamblu bară de remorcare.



Rezolvare:

Forța axială care apare în fiecare șurub din rândul de jos, generată de momentul M din centrul asamblării,

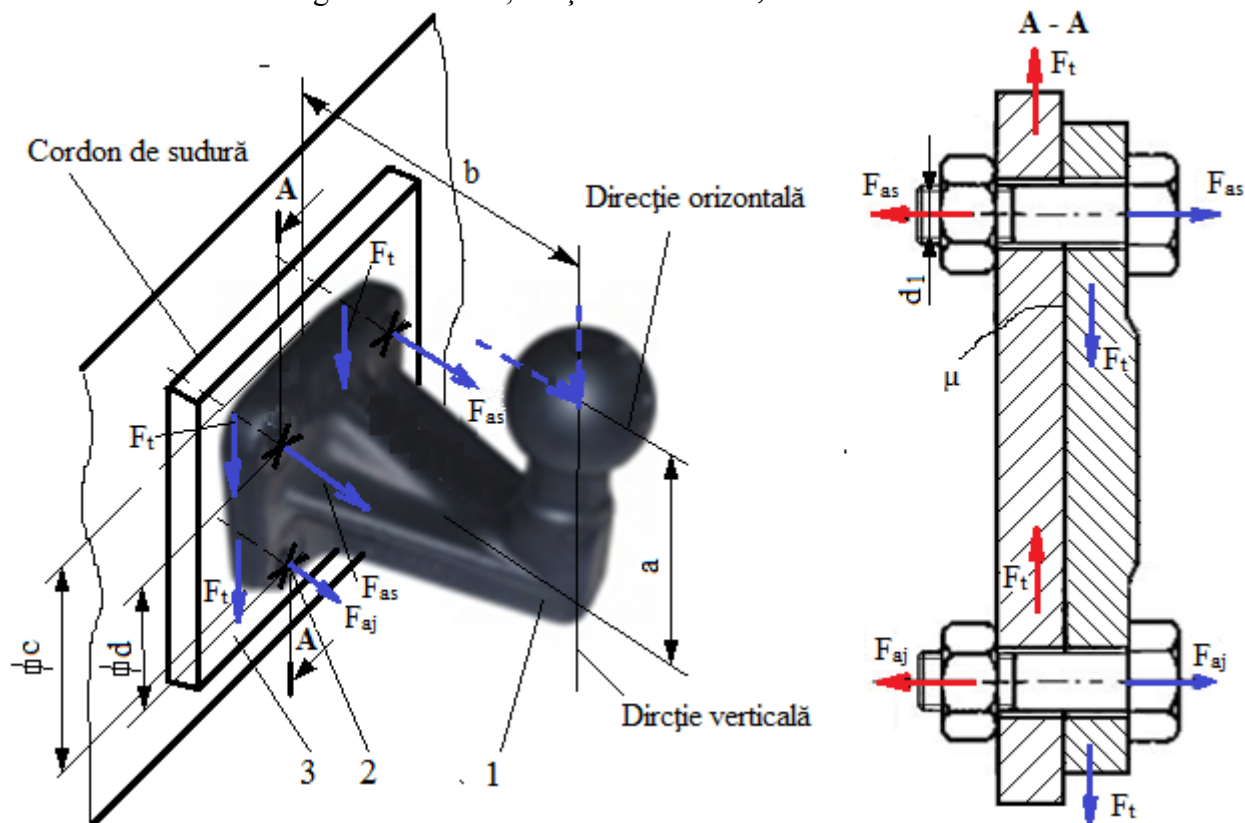
$$F_j = \frac{M}{2} \frac{L_1}{L_1^2 + L_2^2} = \frac{M}{2} \frac{\frac{c-d}{2}}{\left(d + \frac{c-d}{2}\right)^2 + \left(\frac{c-d}{2}\right)^2} = \frac{2580000}{2} \frac{\frac{110-80}{2}}{\left(80 + \frac{110-80}{2}\right)^2 + \left(\frac{110-80}{2}\right)^2} = 2091,89 \text{ N.}$$

36.

Diametrul interior al filetului șuruburilor din rândul de sus, din condiția de rezistență la tracțiune, $d_1 = 11,56$ mm.

Se dau: forța axială totală $F_{ats} = 31,5 \text{ kN}$; coeficientul de siguranță $c = 3$; materialul șuruburilor este din grupa 10.9; nu se ia în considerare solicitarea de torsiune care apare la înșurubare.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șurub de fixare; 3 - subansamblu bară de remorcare.



Rezolvare:

Diametrul interior al filetului șuruburilor din partea de sus a flanșei cârligului, din condiția de rezistență la tracțiune,

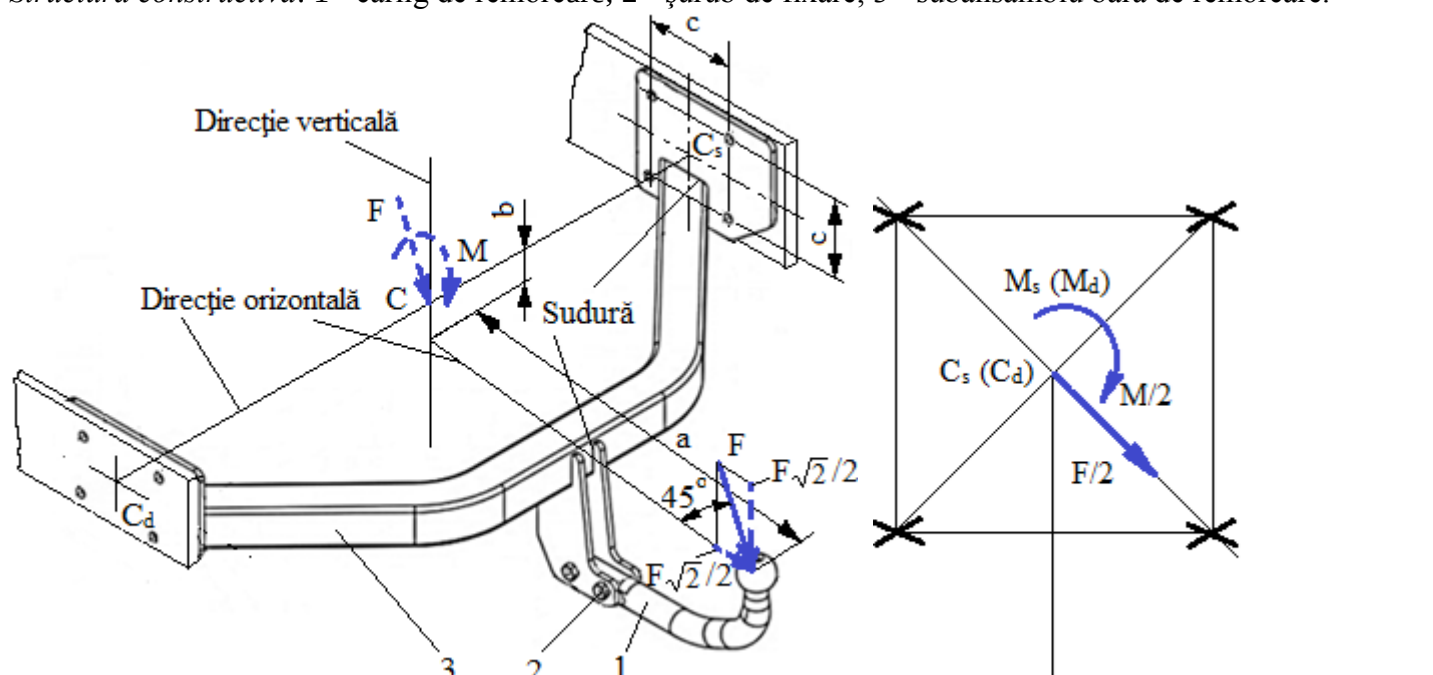
$$d_1 = \sqrt{\frac{4 F_{ts}}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 F_{ts}}{\pi \frac{\sigma_{02}}{c}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 31500}{\pi \frac{900}{3}}} = 11,56 \text{ mm}.$$

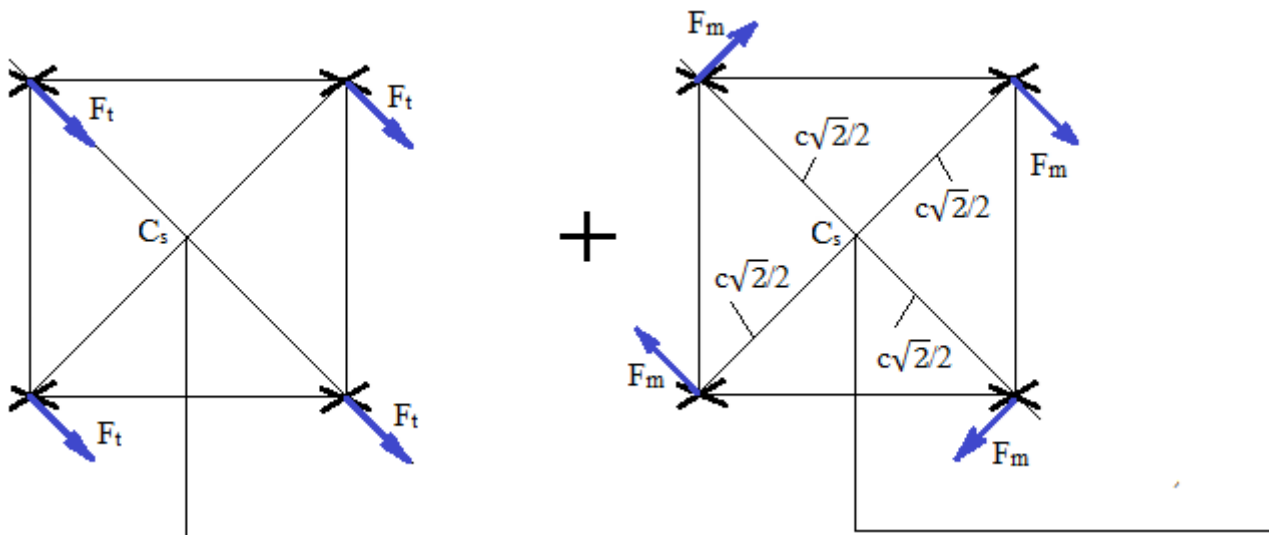
37.

Momentul M din centrul dispozitivului de remorcare C încarcă asamblările cu șurub cu forța transversală $F_m = 875,04 \text{ N}$.

Se dau: momentul din centrul dispozitivului de remorcare $M = 396 \text{ Nm}$, dimensiunea $c = 80 \text{ mm}$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șurub de fixare; 3 - subansamblu bară de remorcare.





Rezolvare:

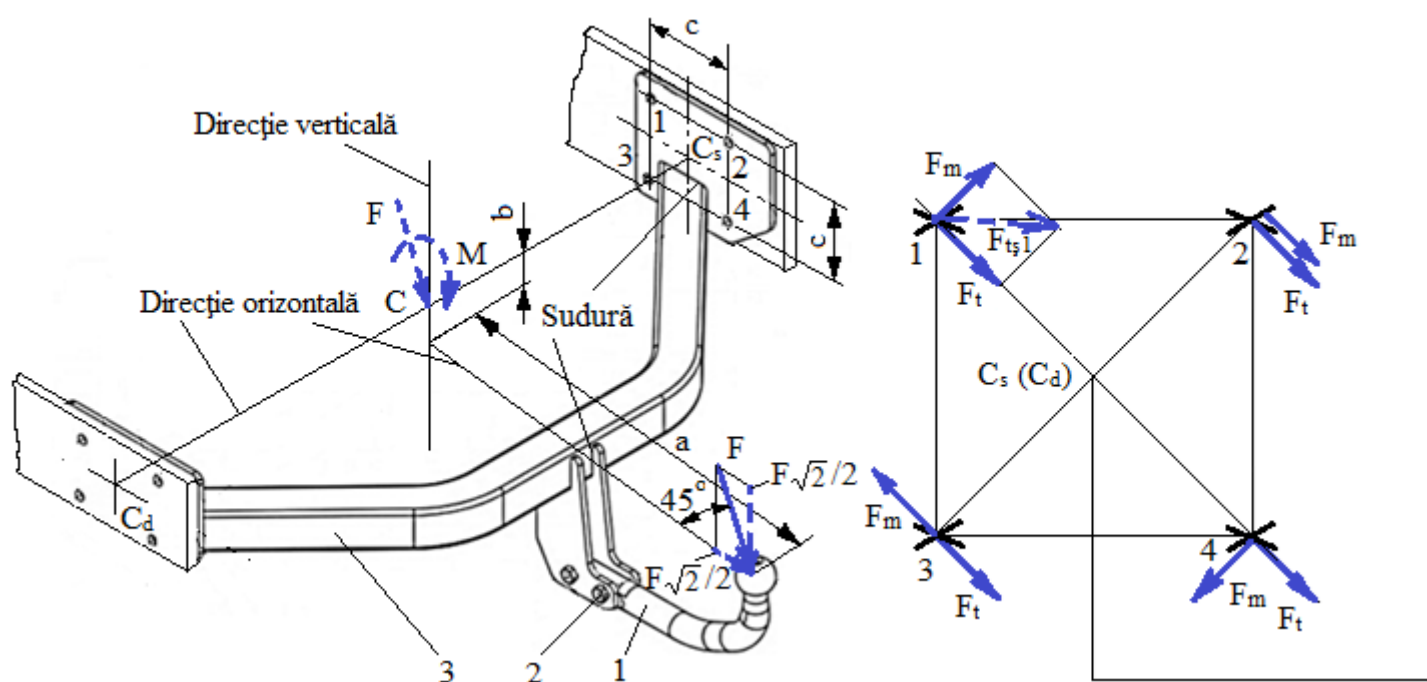
$$F_m = \frac{M_s}{4 c \frac{\sqrt{2}}{2}} = \frac{M_d}{4 c \frac{\sqrt{2}}{2}} = \frac{\frac{M}{2}}{4 c \frac{\sqrt{2}}{2}} = \frac{M}{4 c \sqrt{2}} = \frac{396000}{4 \cdot \sqrt{2} \cdot 80} = 875,04 \text{ N.}$$

38.

Forța transversală totală care încarcă asamblarea cu șurub din locașul 3, $F_{t\gamma 3} = 5787,5 \text{ N}$.

Se dau: forța de acțiune asupra cârligului, $F = 14,5 \text{ kN}$; forța transversală din asamblările cu șurub generată de momentul M , $F_m = 7,6 \text{ kN}$; dimensiuni ale cârligului: $a = 180 \text{ mm}$, $b = 100 \text{ mm}$, $c = 80 \text{ mm}$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șurub de fixare; 3 - subansamblu bară de remorcare.



Rezolvare:

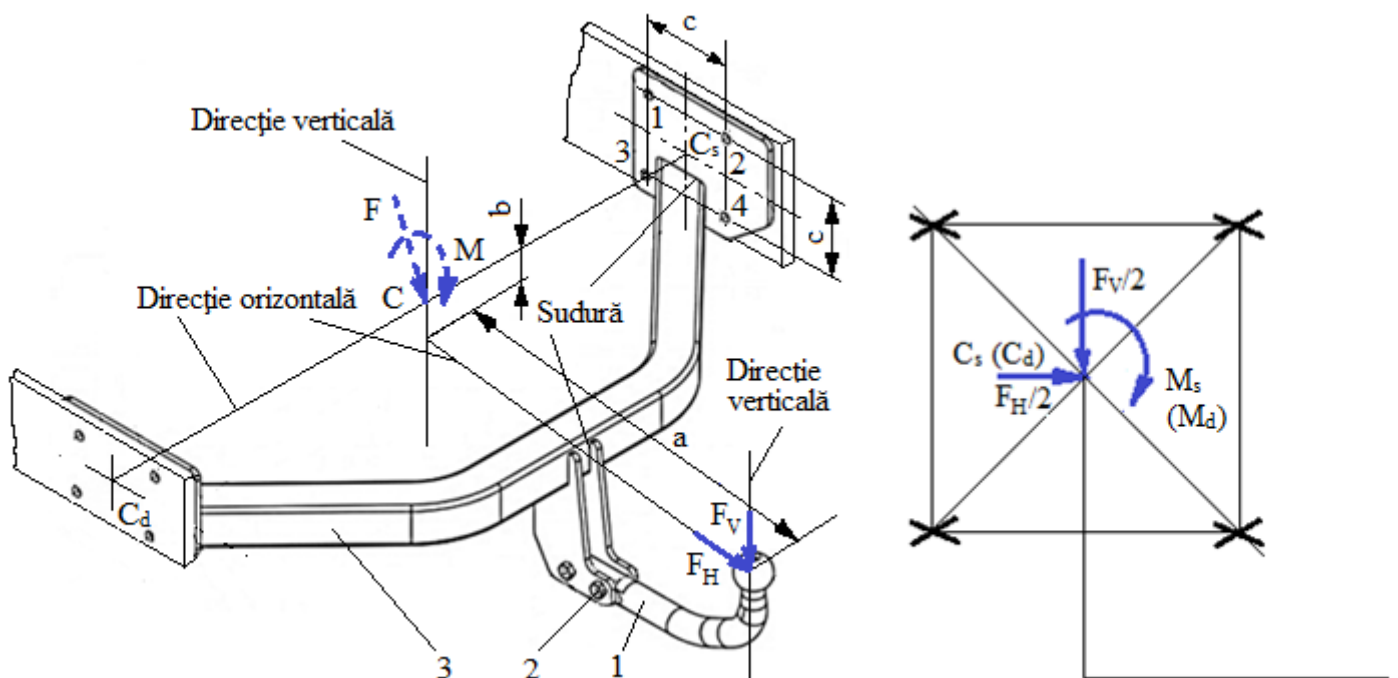
$$F_{t\gamma 3} = -F/8 + F_m = -14500/8 + 7600 = 5787,5 \text{ N.}$$

39.

Forța de acțiune F din centrul C se reduce în centrele flanșelor C_s și C_d , la forțele $F_H/8$, $F_V/8$ și momentele, $M_s = M_d = 142,5 \text{ Nm}$.

Se dau: forța orizontală de acțiune asupra cârligului, $F_H = 4,5 \text{ kN}$; forța verticală de acțiune asupra cârligului, $F_V = 3,5 \text{ kN}$; dimensiuni ale dispozitivului: $a = 210 \text{ mm}$, $b = 100 \text{ mm}$, $c = 80 \text{ mm}$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șurub de fixare; 3 - subansamblu bară de remorcare.



Rezolvare:

Forța de acțiune F din centrul C se reduce în centrele flanșelor C_s și C_d , la forțele $F_H/8$, $F_V/8$ și momentele, $M_s = M_d = M/2 = (F_V \cdot a - F_H \cdot b)/2 = (3500 \cdot 210 - 4500 \cdot 100)/2 = 142500 \text{ Nmm}$.

40.

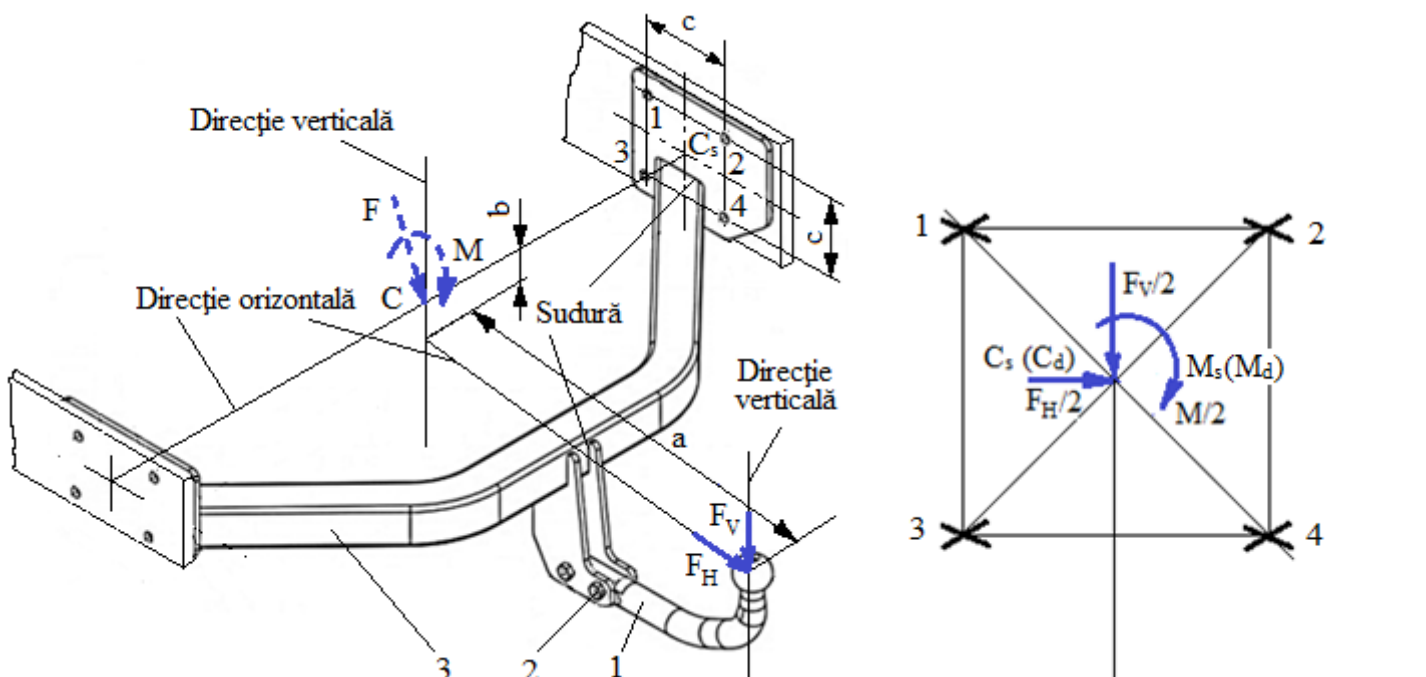
Forța transversală totală care încarcă asamblarea cu șurub din locașul 3, $F_{t\dot{3}} = 3593,98 \text{ N}$.

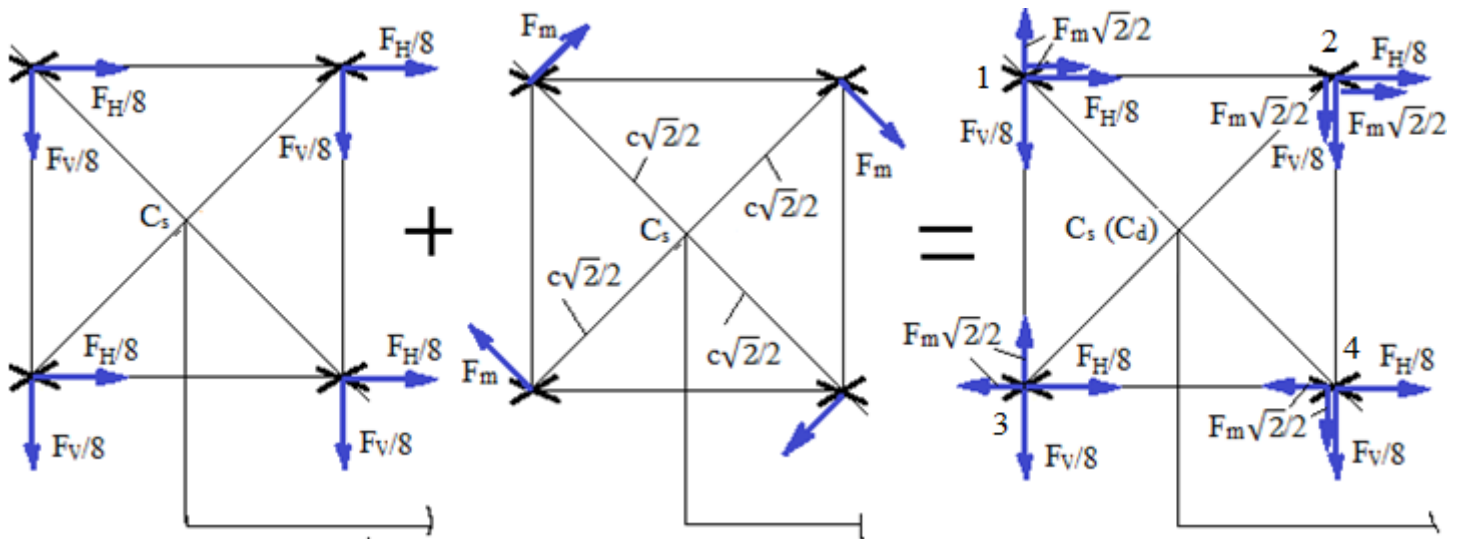
Se dau: forța orizontală de acțiune asupra cârligului $F_H = 4,5 \text{ kN}$; forța verticală de acțiune asupra cârligului $F_V = 3,5 \text{ kN}$; forța transversală din asamblările cu șurub generată de momentul M , $F_m = 4,3 \text{ kN}$; dimensiuni ale dispozitivului: $a = 210 \text{ mm}$, $b = 100 \text{ mm}$, $c = 80 \text{ mm}$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șurub de fixare; 3 - subansamblu bară de remorcare.

Rezolvare:

$$F_{t\dot{3}} = \sqrt{\left(\frac{F_H}{8} - F_m \frac{\sqrt{2}}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_V}{8} - F_m \frac{\sqrt{2}}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4500}{8} - 4300 \frac{\sqrt{2}}{2}\right)^2 + \left(4300 \frac{\sqrt{2}}{2} - \frac{3500}{8}\right)^2} = 3593,98 \text{ N}.$$



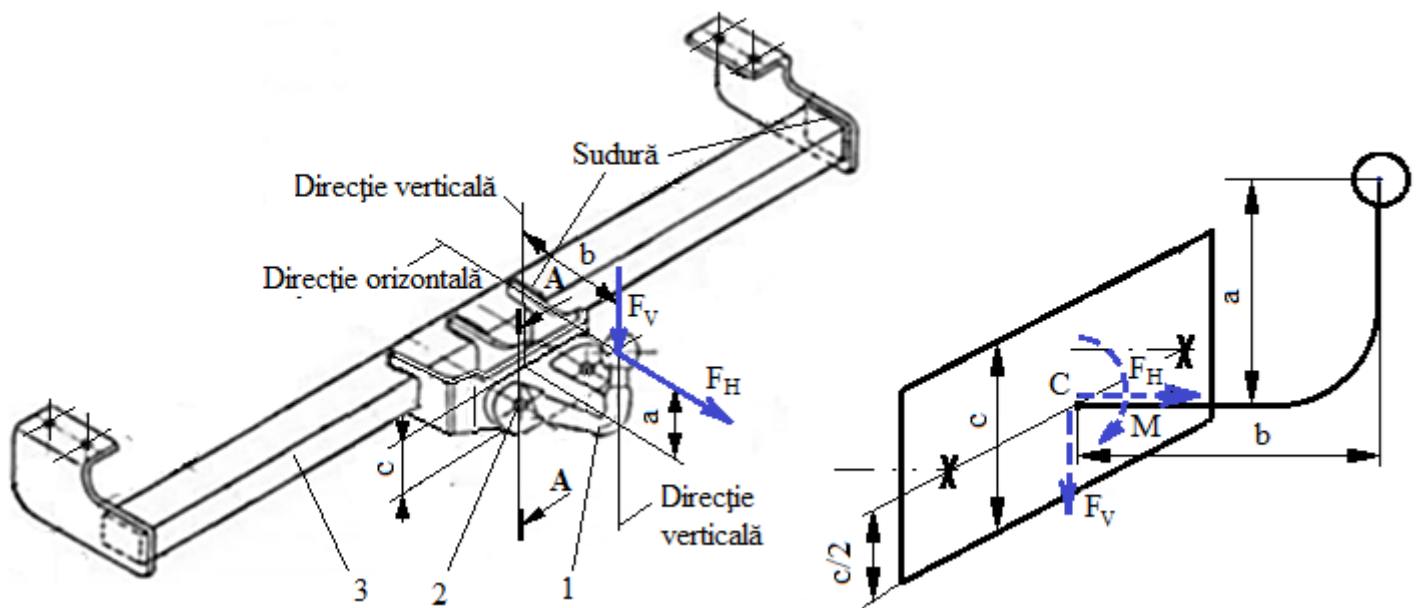


41.

Forțele de acțiune F_H și F_V se reduc în centrul asamblării cu șuruburi C la forțele F_H , F_V și momentul, $M = 1,41$ kNm.

Se dau: forțele de acțiune asupra cârligului $F_H = 8,5$ kN și $F_V = 6,5$ kN; dimensiuni ale cârligului: $a = 120$ mm, $b = 60$, $c = 80$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șurub de fixare; 3 - subansamblu bară de remorcare.



Rezolvare:

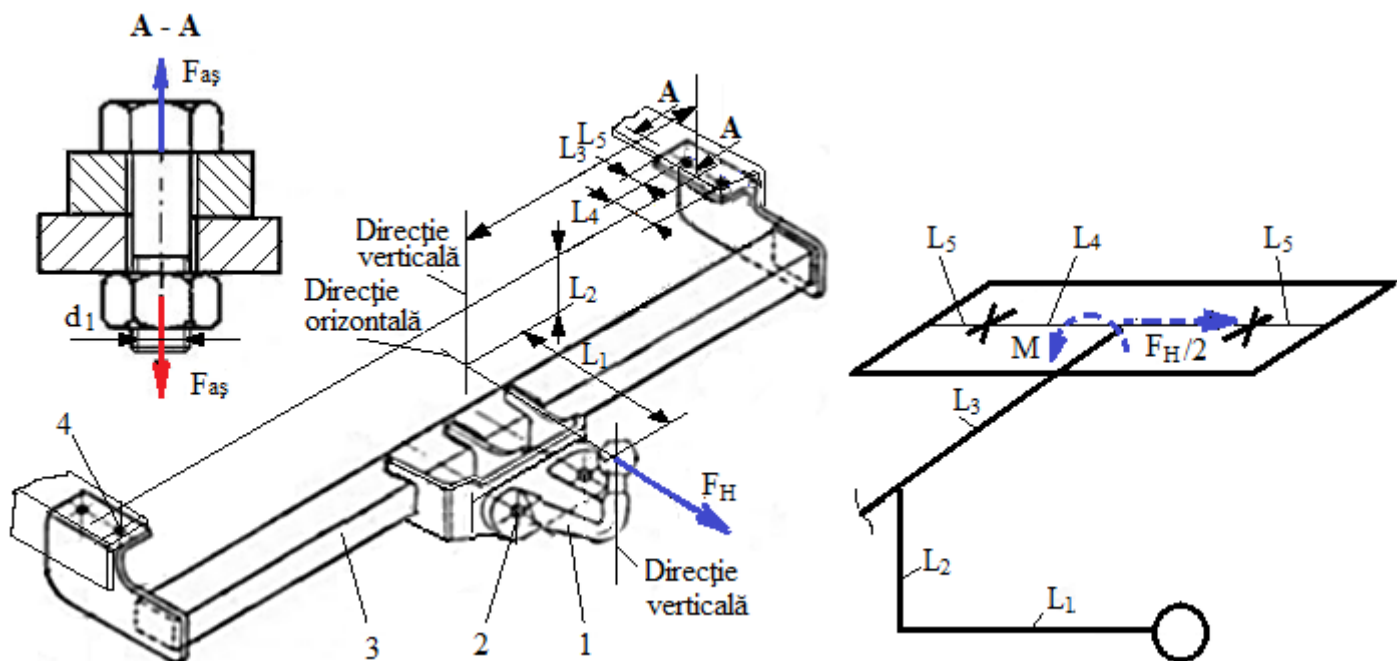
Forțele de acțiune F_H și F_V se reduc în centrul asamblării cu șuruburi C la forțele F_H , F_V și momentul, $M = F_H \cdot a + F_V \cdot b = 8500 \cdot 120 + 6500 \cdot 60 = 1\,410\,000$ Nmm.

42.

Forța de acțiune F_H se reduce în centrul asamblării cu șuruburi (din dreapta sau din stânga) la forța $F_H/2$ și momentul, $M = 580$ Nm.

Se dau: forța orizontală de acțiune asupra cârligului $F_H = 14,5$ kN; dimensiuni: $L_1 = 175$ mm; $L_2 = 80$ mm, $L_3 = 350$ mm, $L_4 = 100$ mm, $L_5 = 60$ mm.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șuruburi de fixare cârlig; 3 - subansamblu bară de remorcare; 4 - șuruburi de fixare subansamblu bară de remorcare.



Rezolvare:

Forța de acțiune F_H se reduce în centrul asamblării cu șuruburi (din dreaptă sau din stânga) la forța $F_H/2$ și momentul,

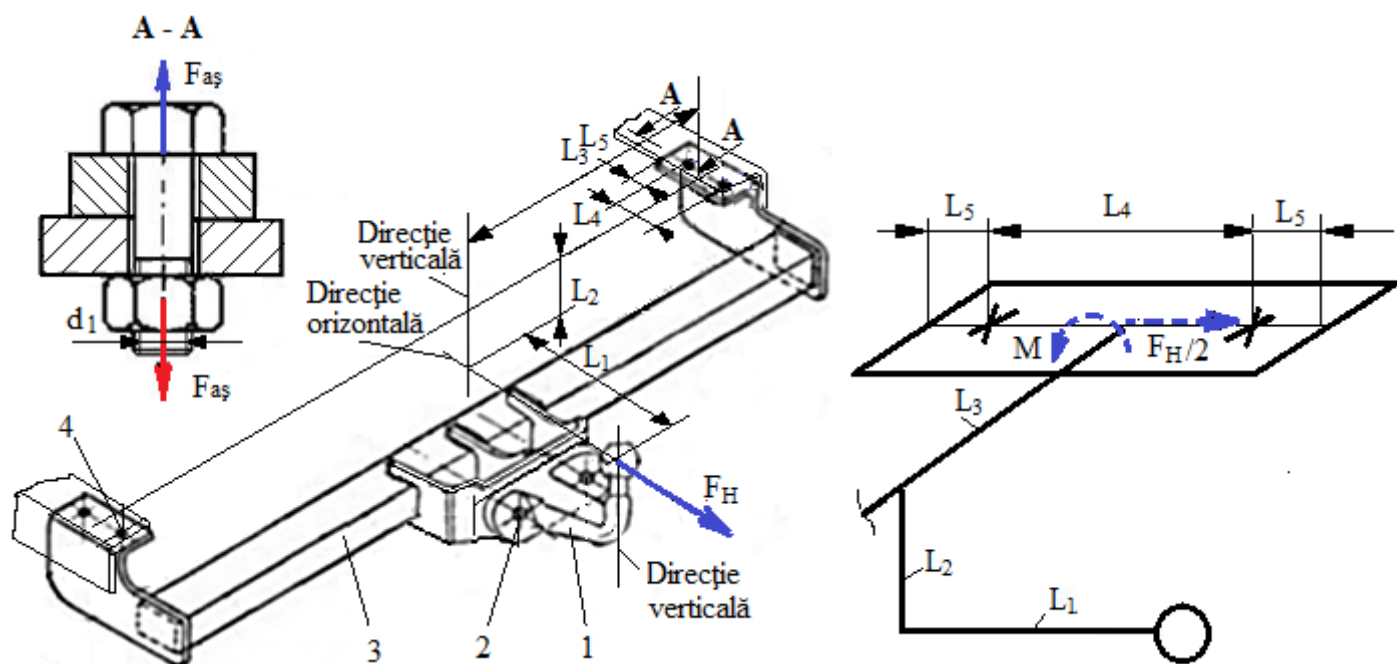
$$M = \frac{F_H}{2} L_2 = \frac{14500}{2} 80 = 580000 \text{ Nmm.}$$

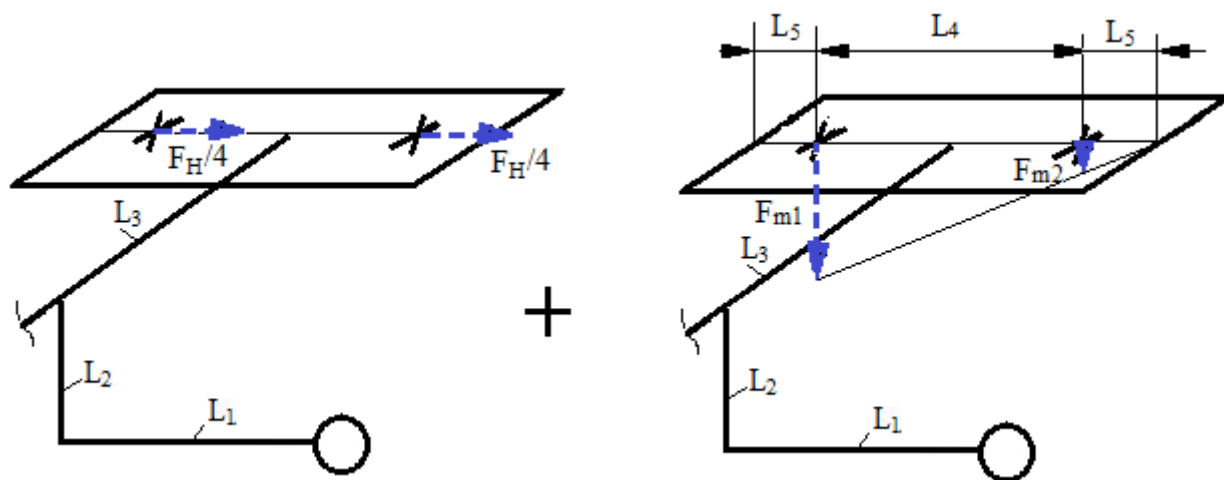
43.

Forța axială totală care apare în șurubul din spate (locașul 2), pentru transmiterea forței exterioare F_H , $F_{aș} = 15031,25 \text{ N}$.

Se dau: forța orizontală de acțiune asupra cârligului $F_H = 8,5 \text{ kN}$; forța axială care apare în șurubul din față, generată de momentul M din centrul asamblării, $F_{m2} = 1,75 \text{ kN}$; dimensiuni: $L_1 = 175 \text{ mm}$; $L_2 = 80 \text{ mm}$, $L_3 = 350 \text{ mm}$, $L_4 = 100 \text{ mm}$, $L_5 = 60 \text{ mm}$; coeficientul de siguranță la alunecare $\beta_a = 1,25$; coeficientul de frecare $\mu = 0,2$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șuruburi de fixare cârlig; 3 - subansamblu bară de remorcare; 4 - șuruburi de fixare subansamblu bară de remorcare.





Rezolvare:

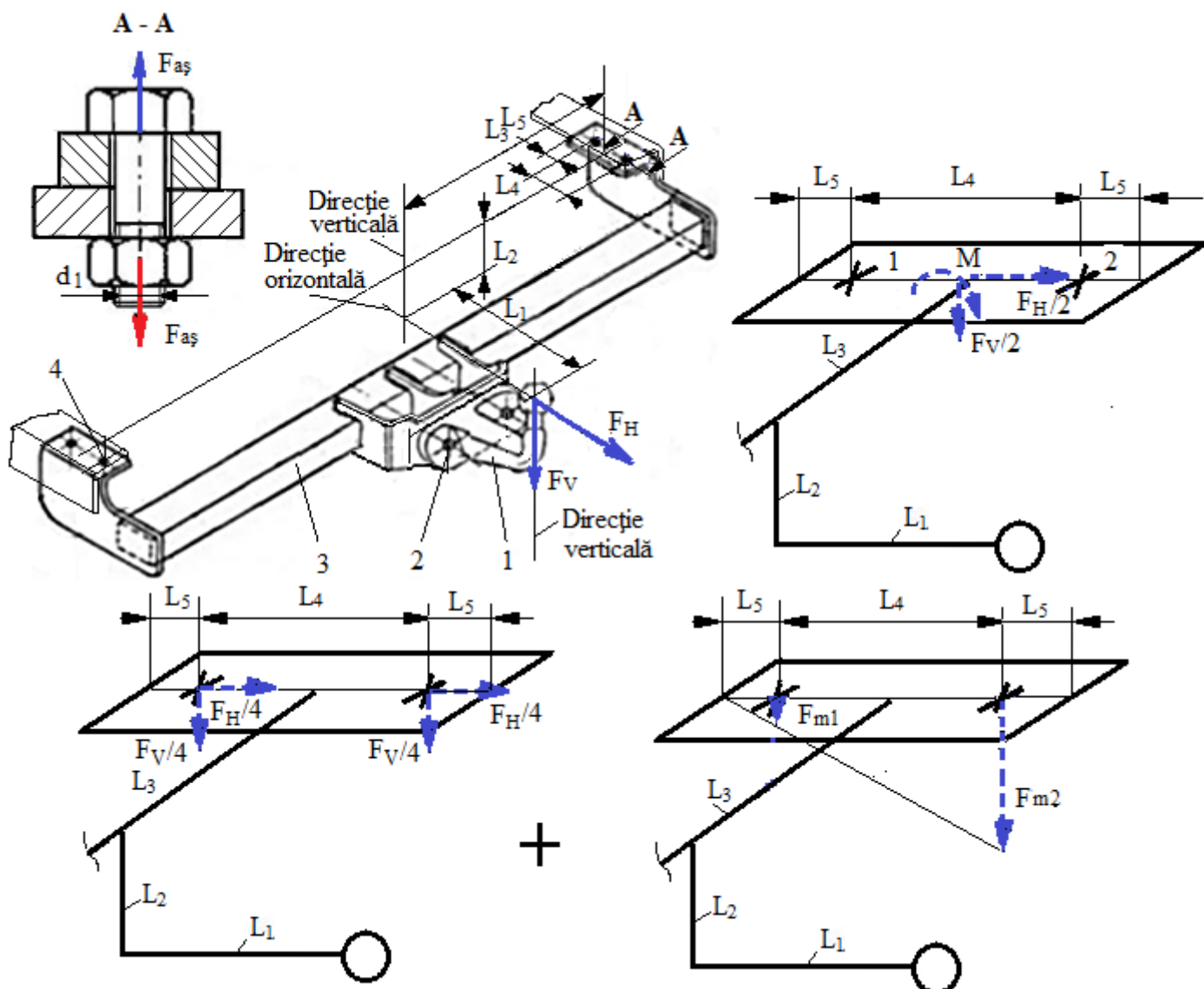
$$F_{a\varphi} = F_{m2} + \frac{F_H \beta_a}{4 \mu} = 1750 + \frac{8500 \cdot 1,25}{4 \cdot 0,2} = 15031,25 \text{ N.}$$

44.

Forța axială care apare în șurubul din față (locașul 1), generată de momentul M din centrul asamblării, $F_{m1} = 1235,29 \text{ N}$.

Se dau: momentul din centrul asamblării $M = 546 \text{ Nm}$; dimensiuni: $L_1 = 135 \text{ mm}$; $L_2 = 70 \text{ mm}$, $L_3 = 350 \text{ mm}$, $L_4 = 90 \text{ mm}$, $L_5 = 50 \text{ mm}$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2 - șuruburi de fixare cârlig; 3 - subansamblu bară de remorcare; 4 - șuruburi de fixare subansamblu bară de remorcare.



Rezolvare:

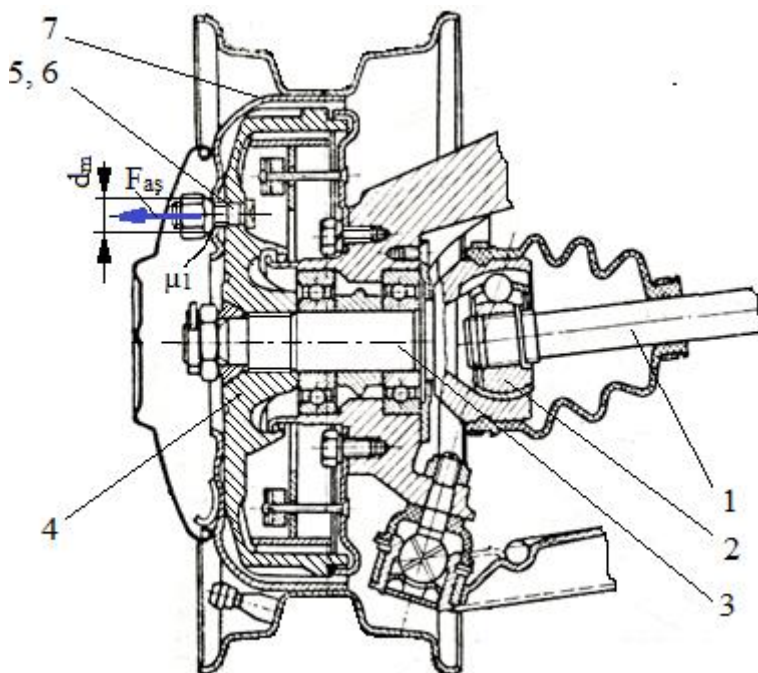
$$F_{m1} = M \frac{L_4 + L_5}{(L_4 + L_5)^2 + L_5^2} = 546000 \frac{50}{(90 + 50)^2 + 50^2} = 1235,29 \text{ N.}$$

45.

Forța axială capabilă a unui prezon de fixare a jantei, $F_{aș} = 36453,96 \text{ N}$.

Se dau: dimensiuni filet metric M18x1,5: $d = 18 \text{ mm}$; $d_2 = 17,026 \text{ mm}$; $d_1 = 16,376 \text{ mm}$; numărul de șuruburi, $n = 5$; materialul prezonului este din grupa 10.9; coeficientul de siguranță, $c = 4$; factorul care ia în considerare solicitarea de torsiune care apare la strângerea asamblării filetate, $\beta = 1,3$.

Structură constructivă: 1 - arbore planetar; 2 - cuplaj unghiular; 3 - arbore antrenare; 4 - butuc roată; 5 - prezon; 6 - piuliță; 7 - jantă.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la tracțiune,

$$\frac{\beta F_{aș}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \sigma_{at},$$

se obține forța axială capabilă a unui prezon,

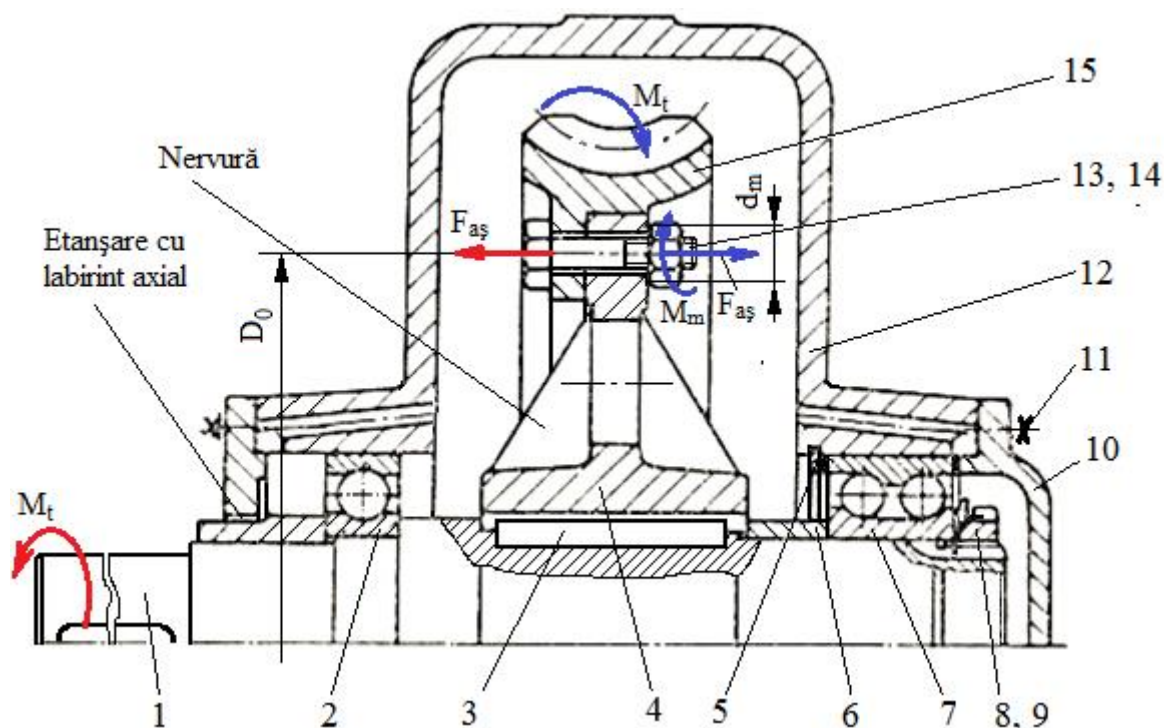
$$F_{aș} = \frac{\pi d_1^2}{4 \beta} \sigma_{at} = \frac{\pi d_1^2}{4 \beta} \frac{\sigma_{02}}{c} = \frac{\pi 16,376^2}{4 \cdot 1,3} \frac{900}{4} = 36453,96 \text{ N.}$$

46.

Momentul de strângere a piuliței asamblării cu șurubul 13, $M_m < 22,25 \text{ Nm}$.

Se dau: forța axială din șurubul 13, $F_{aș} = 5,2 \text{ kN}$; dimensiuni ale filetului M12: $d = 12 \text{ mm}$, diametrul mediu $d_2 = 10,863 \text{ mm}$, diametrul interior $d_1 = 10,106 \text{ mm}$, pasul $p = 1,75 \text{ mm}$; diametrul găurii de trecere $d_0 = 13 \text{ mm}$; dimensiunea cheii de strângere $S = 19 \text{ mm}$; diametrul cercului de dispunere a șuruburilor, $D_0 = 190 \text{ mm}$; numărul de șuruburi, $n = 6$, coeficientul de frecare din filet, $\mu = 0,25$; coeficientul de frecare dintre piuliță și elementul 4, $\mu_1 = 0,3$.

Structura constructivă: 1 - arbore de ieșire; 2 - rulment radial cu bile; 3 - pană paralelă; 4 - corp roată melcată; 5 - inel elastic de tip alezaj; 6 - distanțier; 7 - rulment radial-axial cu bile dublu; 8 - piuliță canelată pentru arbore; 9 - șaibă de asigurare; 10 - capac; 11 - șurub de fixare capac; 12 - carcasă reductor; 13 - șurub de fixare montat cu joc; 14 - piuliță; 15 - coroană roată melcată.



Rezolvare:

Momentul de strângere a piuliței asamblării filetate,

$$M_m = F_{aș} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') + \mu_1 F_{aș} \frac{d_m}{2} = F_{aș} \left(\frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} + \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) + \mu_1 \frac{S+d_0}{4} \right) =$$

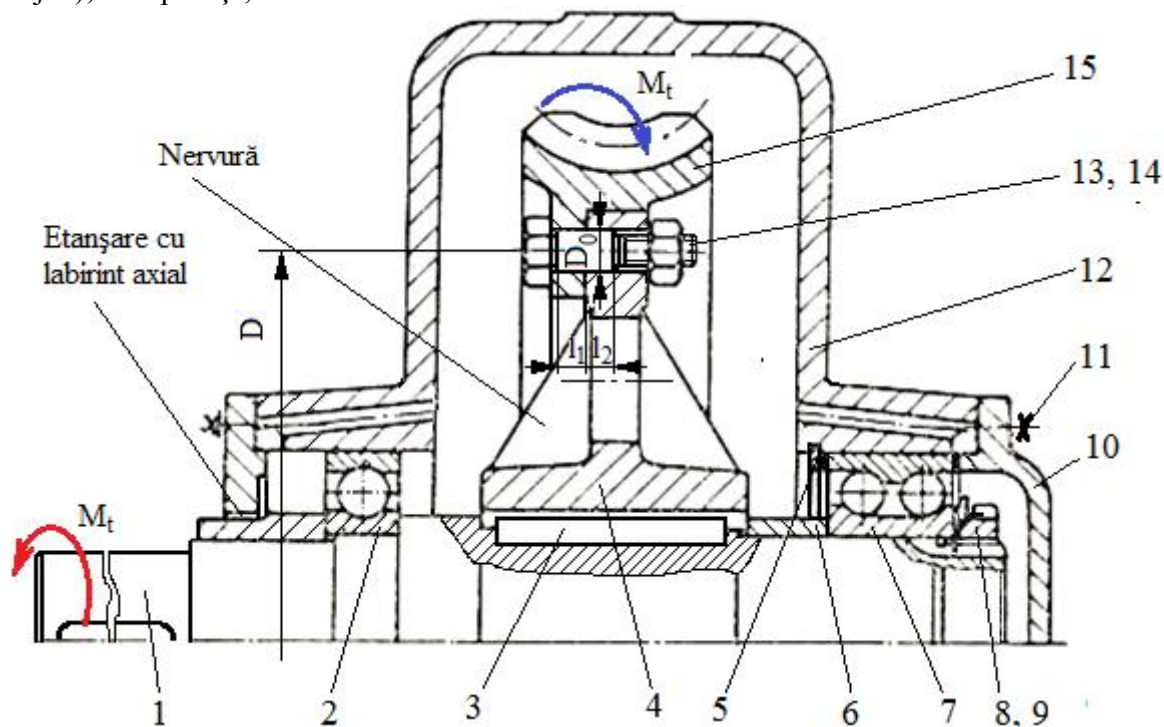
$$= 5200 \left(\frac{10,863}{2} \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} + \operatorname{arctg} \frac{0,25}{\cos \frac{60}{2}} \right) + 0,3 \frac{19+13}{4} \right) = 22225,86 \text{ Nmm.}$$

47.

Diametrul tijei șurubului 13, din condiția de rezistență la forfecare, $D_0 = 6,16 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 375 \text{ Nm}$; diametrul cercului de dispunere a șuruburilor, $D = 105 \text{ mm}$; numărul de șuruburi, $n = 3$; materialul șurubului este din grupa 5.8; se va considera tensiunea admisibilă de forfecare $\tau_{af} = 0,6 \sigma_{at}$; coeficientul de siguranță $c = 3$.

Structura constructivă: 1 - arbore de ieșire; 2 - rulment radial cu bile; 3 - pană paralelă; 4 - corp roată melcată; 5 - inel elastic de tip alezaj; 6 - distanțier; 7 - rulment radial-axial cu bile dublu; 8 - piuliță canelată pentru arbore; 9 - șaibă de asigurare; 10 - capac; 11 - șurub de fixare capac; 12 - carcasă reductor; 13 - șurub de păsuire (montat fără joc); 14 - piuliță; 15 - coroană roată melcată.



Rezolvare:

Forța transversală care încarcă șurubul 13 montat fără joc, din ecuația de momente,

$$n F_{ts} \frac{D}{2} = M_t,$$

$$F_{ts} = \frac{2 M_t}{n D}.$$

Diametrul tijei șurubului 13, din condiția de rezistență la forfecare,

$$\frac{F_{ts}}{\frac{\pi D_0^2}{4}} \leq \tau_{af},$$

se determină cu relația,

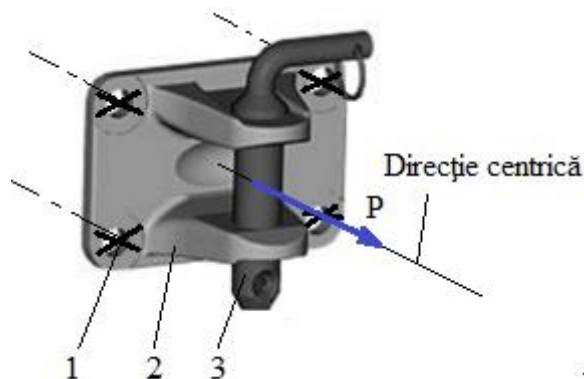
$$D_0 = \sqrt{\frac{4 F_{ts}}{\pi \tau_{af}}} = \sqrt{\frac{8 M_t}{\pi n D 0,6 \cdot \frac{\sigma_{02}}{c}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 8 \cdot 375000}{\pi \cdot 3 \cdot 105 \cdot 0,6 \cdot 400}} = 6,16 \text{ mm}.$$

48.

Forța transmisă de asamblarea cu șuruburi care fixează cârligul de remorcare de șasiu, $P > 51 \text{ kN}$.

Se dau: dimensiunile filetului M 12 al șuruburilor: $d = 12 \text{ mm}$; $d_2 = 10,863 \text{ mm}$; $d_1 = 10,106 \text{ mm}$; $p = 1,75 \text{ mm}$; materialul șuruburilor este din grupa 8.8; coeficientul de siguranță, $c = 4$.

Structura constructivă: 1 - șurub de fixare cu filet metric; 2 - cârlig de remorcare; 3 - bolț.



Rezolvare:

Forța capabilă transmisă de asamblările cu șuruburi 1 care fixează cârligul de remorcare de șasiu, ținând cont de condiția rezistenței la tracțiune a unui șurub,

$$\frac{F_{as}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \sigma_{at},$$

se determină din relațiile:

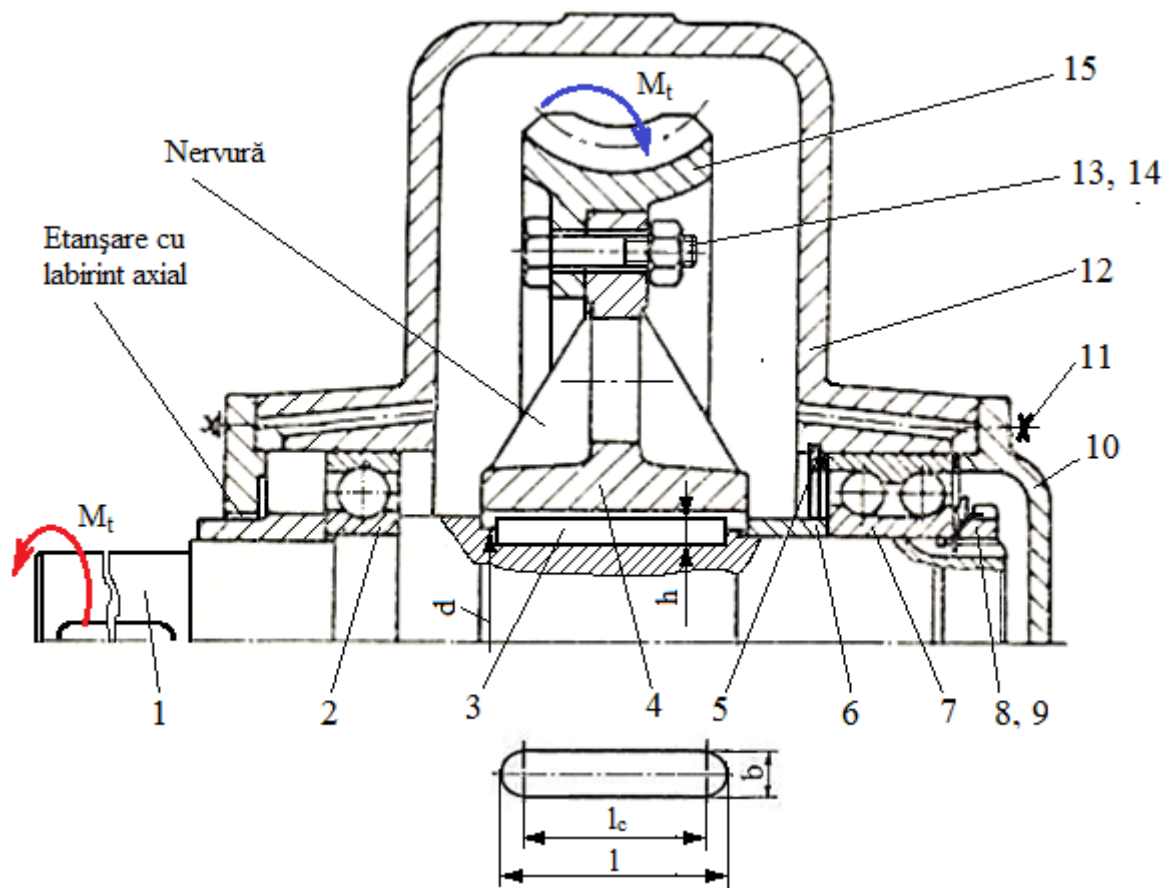
$$P = 4 F_{as} = 4 \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_{at} = 4 \frac{\pi d_1^2}{4} \frac{\sigma_{02}}{c} = \frac{\pi 10,106^2 \cdot 640}{4} = 51336,76 \text{ N}.$$

49.

Presiunea de contact care apare în asamblarea cu pana paralelă, $p > \sigma_{as}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 405 \text{ Nm}$; diametrul arborelui $d = 48 \text{ mm}$; dimensiunile penei: lățimea $b = 14 \text{ mm}$, înălțimea $h = 9 \text{ mm}$, lungimea penei $l = 74 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la strivire $\sigma_{as} = 50 \text{ MPa}$ (încărcare cu sarcini alternante și cu șocuri).

Structura constructivă: 1 - arbore de ieșire; 2 - rulment radial cu bile; 3 - pană paralelă; 4 - corp roată melcată; 5 - inel elastic de tip alezaj; 6 - distanțier; 7 - rulment radial-axial cu bile dublu; 8 - piuliță canelată pentru arbore; 9 - șaibă de asigurare; 10 - capac; 11 - șurub de fixare capac; 12 - carcasă reductor; 13 - șurub de fixare (montat cu joc); 14 - piuliță; 15 - coroană roată melcată.



Rezolvare:

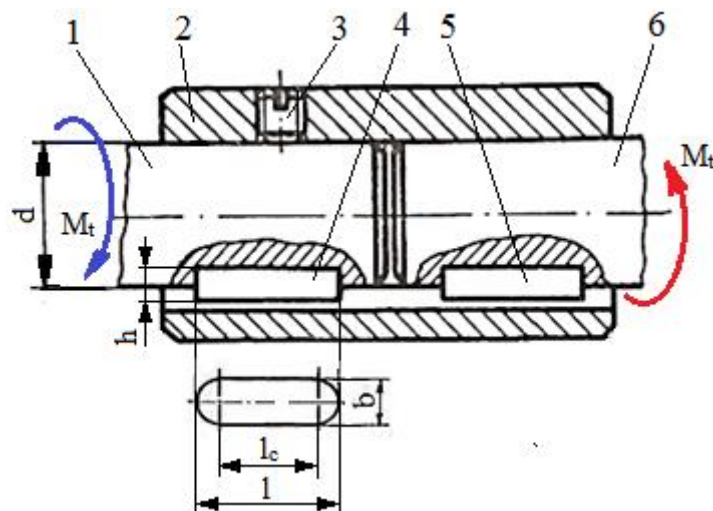
$$p = \frac{4 M_t}{d h l_c} = \frac{4 M_t}{d h (l-b)} = \frac{4 \cdot 405000}{48 \cdot 9 (74-14)} = 62,5 \text{ MPa} > \sigma_{as} = 50 \text{ MPa}.$$

50.

Momentul capabil transmis de cuplaj, din condiția de rezistență la strivire a asamblării cu pană paralelă, $M_{t\text{cap}} = 49 \text{ Nm}$.

Se dau: diametrul arborelui $d = 25 \text{ mm}$; dimensiunile secțiunii transversale a penei (corespunzătoare diametrului arborelui): lățimea penei, $b = 8 \text{ mm}$, înălțimea $h = 7 \text{ mm}$, lungimea $l = 24 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la strivire (corespunzătoare variației pulsatorii a sarcinii), $\sigma_{as} = 70 \text{ N/mm}^2$.

Structura constructivă: 1 - arbore de intrare; 2 - manșon; 3 - știft filetat pentru fixarea axială; 4, 5 - pană paralelă; 6 - arbore de ieșire.



Rezolvare:

Momentul capabil al asamblării cu pană paralelă, din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{4 M_t}{d h l_c} \leq \sigma_{as},$$

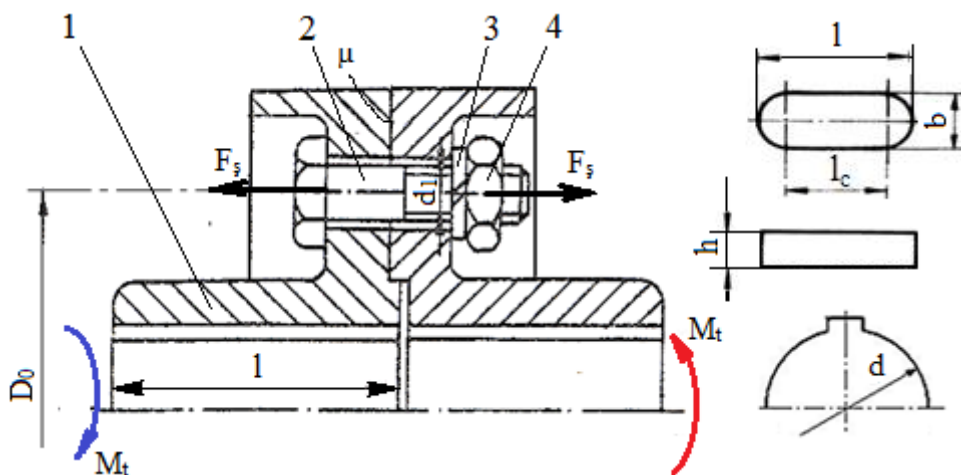
$$M_{t \text{ cap}} = \frac{d h l_c \sigma_{as}}{4} = \frac{d h (l-b) \sigma_{as}}{4} = \frac{25 \cdot 7 \cdot (24-8) \cdot 70}{4} = 49000 \text{ Nmm}.$$

51.

Lungimea butucului semicuplajului conducător/conduit al cuplajului cu șuruburi montate cu joc, din condiția de rezistență la strivire a penei paralele, $l = 33,85 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 95 \text{ Nm}$; diametrul alezajului butucului $d = 28 \text{ mm}$; dimensiunile secțiunii transversale a penei (corespunzătoare diametrului arborelui): lățimea, $b = 8 \text{ mm}$, înălțimea $h = 7 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la strivire (corespunzătoare variației alternante și cu șocuri a sarcinii), $\sigma_{as} = 75 \text{ N/mm}^2$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - șurub de fixare (metric); 3 - șaibă Grower (de asigurare împotriva autodesfacerii); 4 - piuliță.



Rezolvare:

$$l = l_c + b = \frac{4 M_t}{d h \sigma_{as}} + b = \frac{4 \cdot 95000}{28 \cdot 7 \cdot 75} + 8 = 33,85 \text{ mm}.$$

52.

Momentul capabil al asamblării cu pană paralelă, din condiția de rezistență la strivire, $M_{t \text{ cap}} = 275,4 \text{ Nm}$.

Se dau: diametrul tronsonului arborelui cu pană paralelă, $d = 48 \text{ mm}$; dimensiuni pană: lățimea $b = 14$, înălțimea $h = 9 \text{ mm}$, lungimea $l = 65 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la strivire a asamblării $\sigma_{as} = 50 \text{ MPa}$ (sarcini alternante și cu șocuri).

Structura constructivă: 1 - arbore intermediar; 2 - corp roată melcată (din oțel); 3 - coroană roată melcată (din bronz); 4 - pană paralelă; 5 - rulment radial-axial cu role conice; 6 - capac; 7 - șurub de fixare; 8 - șaibă Grower; 9 - știft filetat (pentru asigurarea asamblării presate).

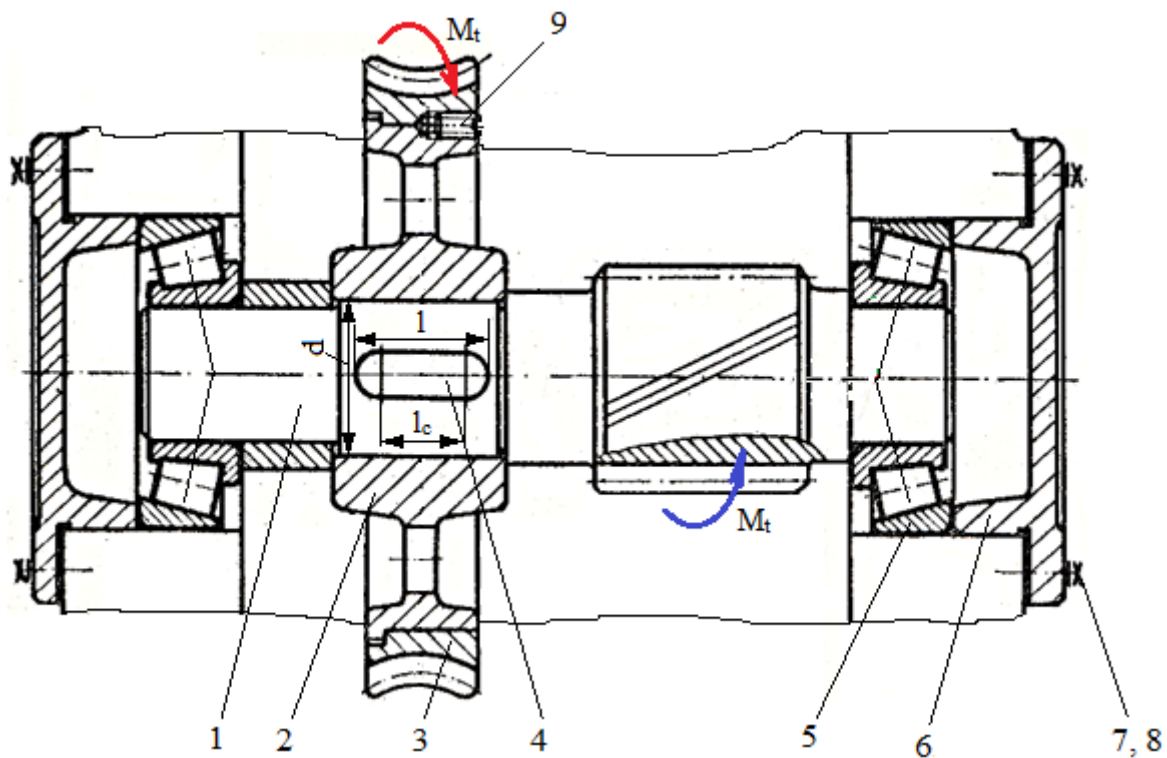
Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{4 M_t}{d h l_c} \leq \sigma_{as},$$

rezultă momentul capabil al asamblării cu pană paralelă,

$$M_{t \text{ cap}} = \frac{d h l_c \sigma_{as}}{4} = \frac{d h (l-b) \sigma_{as}}{4} = \frac{48 \cdot 9 \cdot (65-14) \cdot 50}{4} = 275400 \text{ Nmm}.$$

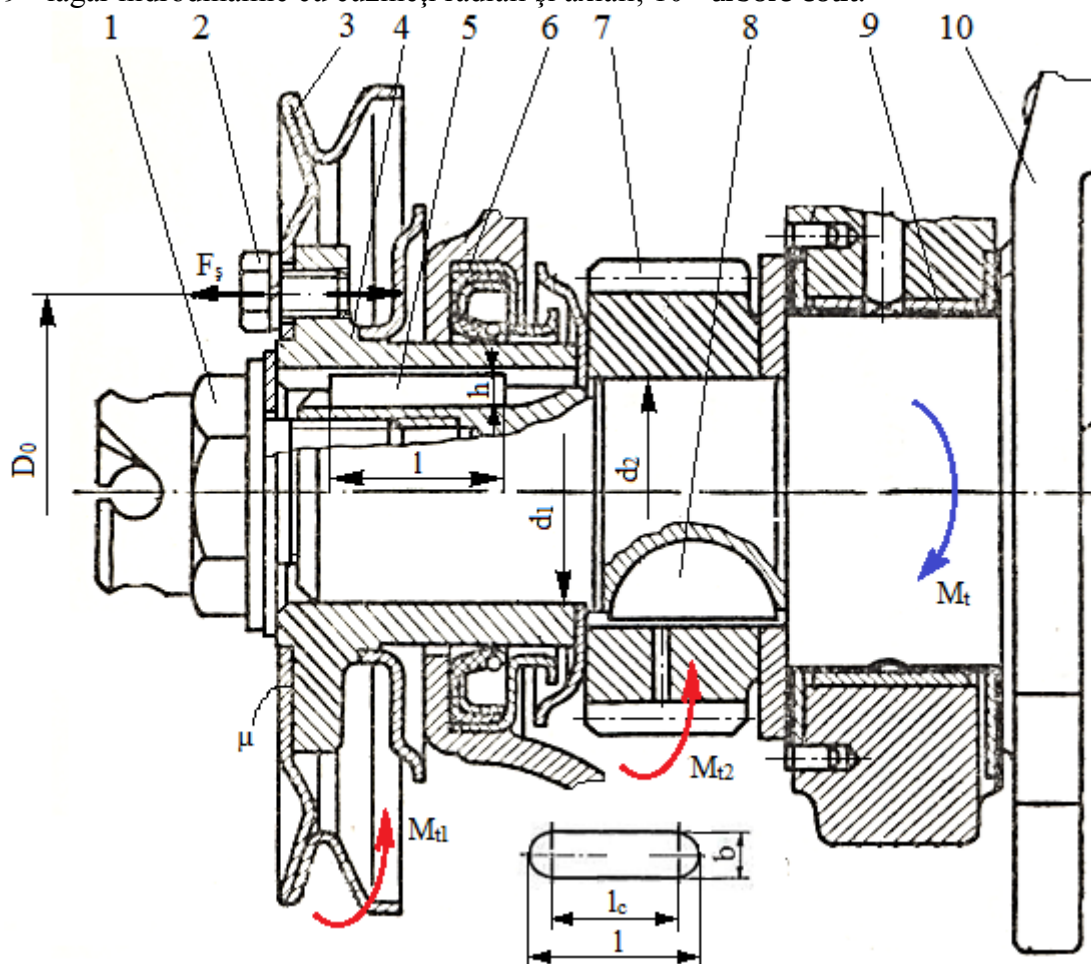


53.

Lungimea necesară a penei paralele, din condiția de rezistență la strivire, $l = 19,14 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_{t1} = 19,5 \text{ Nm}$; diametrul arborelui $d_1 = 25 \text{ mm}$; dimensiunile secțiunii transversale a penei (corespunzătoare diametrului arborelui): lățimea $b = 8 \text{ mm}$, înălțimea $h = 7 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la strivire (corespunzătoare variației alternante și cu șocuri a sarcinii), $\sigma_{as} = 40 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - șurub pentru antrenarea manuală a arborelui cotit; 2 - șurub montat cu șoc pentru asamblarea roții de cureauă pe butuc; 3 - roată de cureauă trapezoidală; 4 - butuc cu flanșă; 5 - pană paralelă; 6 - garnitură manșetă de etanșare; 7 - roată cu dantură cilindrică (pentru antrenarea subsistemului de distribuție); 8 - pană disc; 9 - lagăr hidrodinamic cu cuzineți radiali și axiali; 10 - arbore cotit.



Rezolvare:

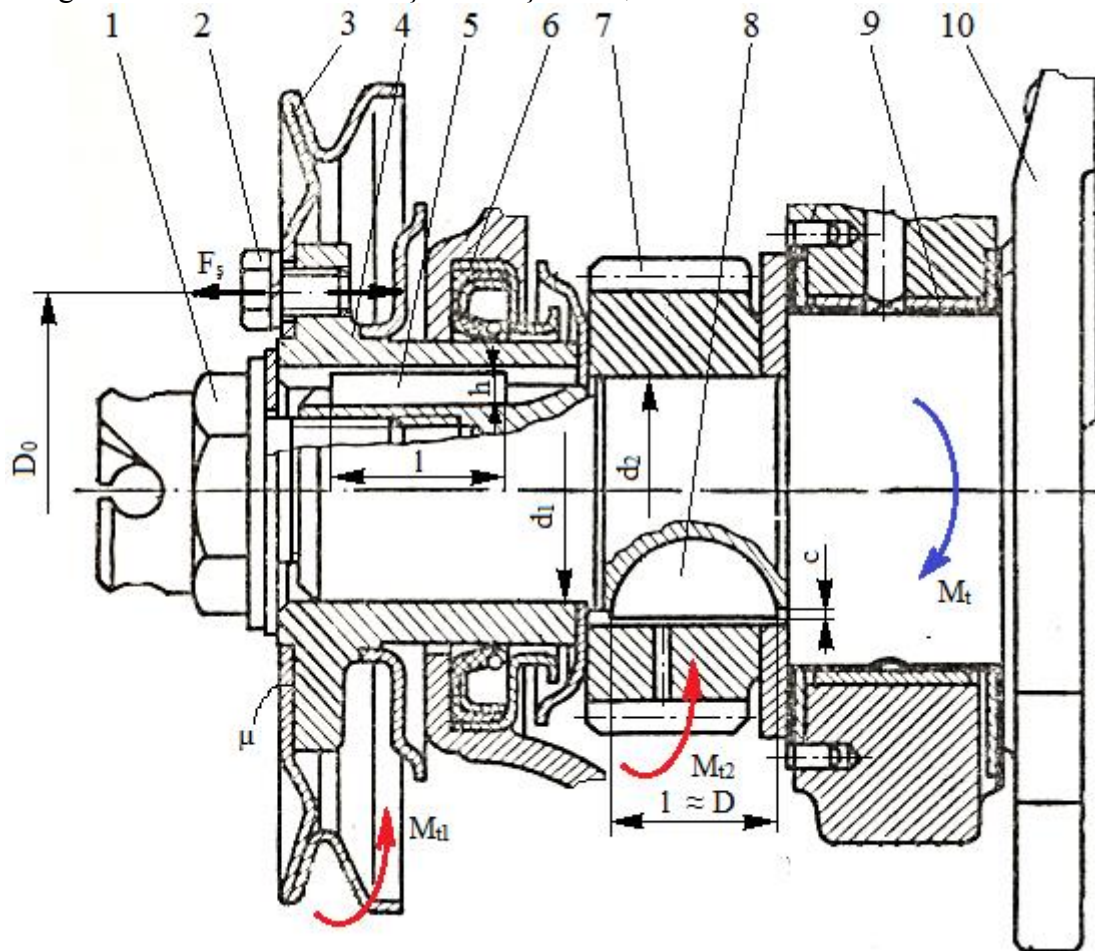
$$l = l_c + b = \frac{4 M_{t1}}{d_1 h \sigma_{as}} + b = \frac{4 \cdot 19500}{25 \cdot 7 \cdot 40} + 8 = 19,14 \text{ mm.}$$

54.

Lungimea penei disc, $l \approx D = 27,52 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune $M_{t2} = 57,8 \text{ Nm}$; diametrul arborelui $d_2 = 35 \text{ mm}$; dimensiunile penei disc (corespunzătoare diametrului arborelui): lățimea $b = 10 \text{ mm}$, înălțimea penei în contact cu butucul roții $c = 3 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la strivire (corespunzătoare variației alternante și cu șocuri a sarcinii), $\sigma_{as} = 40 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - șurub pentru antrenarea manuală a arborelui cotit; 2 - șurub montat cu șoc pentru asamblarea roții de curea pe butuc; 3 - roată de curea trapezoidală; 4 - butuc cu flanșă; 5 - pană paralelă; 6 - garnitură manșetă de etanșare; 7 - roată cu dantură cilindrică (pentru antrenarea subsistemului de distribuție); 8 - pană disc; 9 - lagăr hidrodinamic cu cuzineți radiali și axiali; 10 - arbore cotit.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{2 M_t}{d D c} = \frac{2 M_{t2}}{d_2 D c} \leq \sigma_{as}$$

rezultă lungimea penei disc,

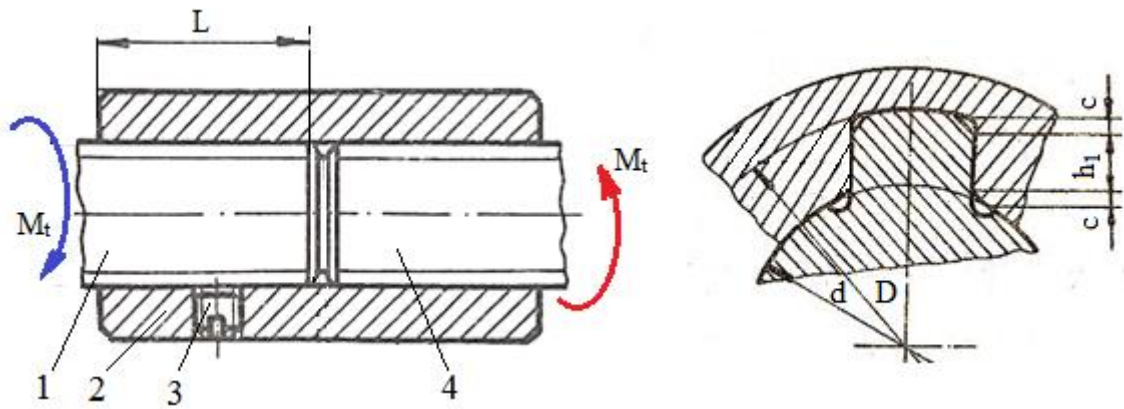
$$D = \frac{2 M_{t2}}{d_2 c \sigma_{as}} = \frac{2 \cdot 57800}{35 \cdot 3 \cdot 40} = 27,52 \text{ mm.}$$

55.

Diametrul interior al canelurii, din condiția de rezistență la torsiune a arborelui, $d = 25,14 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 31,2 \text{ Nm}$; tensiunea admisibilă la torsiune (convențională) a materialului arborelui $\tau_{at} = 30 \text{ MPa}$; factorul concentratorului de tensiuni (calcul la oboseală), $\beta_k = 1,5$.

Structura constructivă: 1 - arbore de intrare; 2 - manșon; 3 - știft filetat pentru fixarea axială; 4 - arbore de ieșire.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la torsiune a arborelui,

$$\frac{16 \beta_k M_t}{\pi d^3} \leq \tau_{at},$$

rezultă diametrul interior,

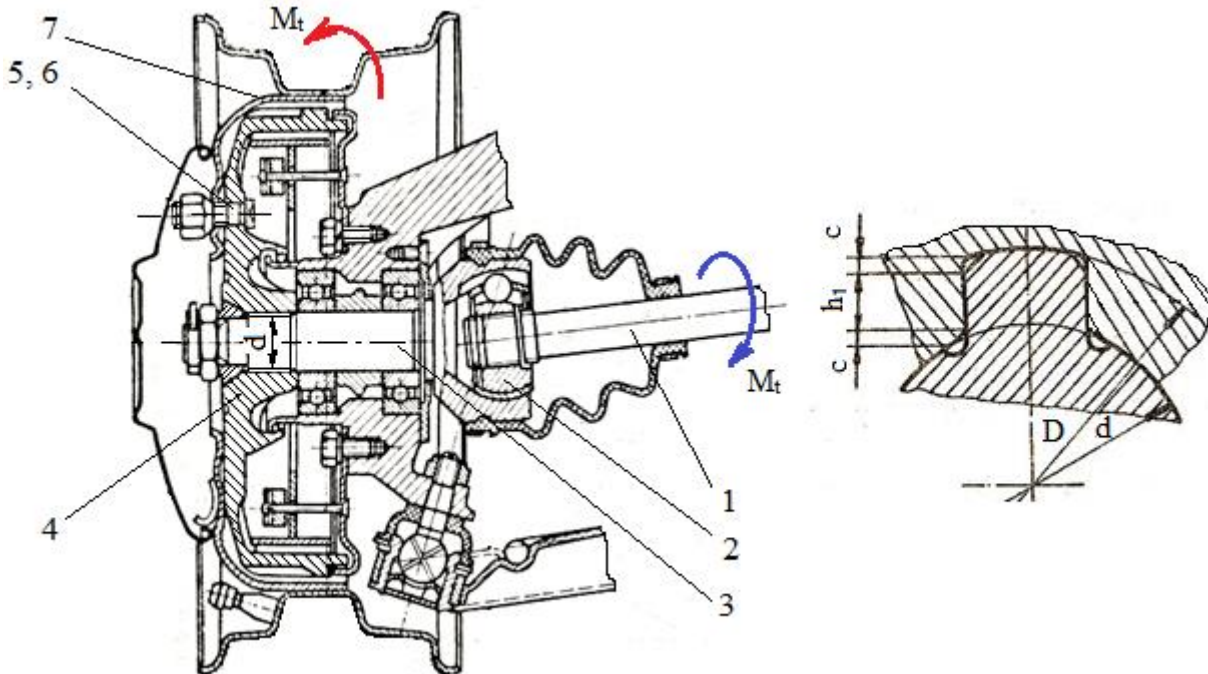
$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \beta_k M_t}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3 \cdot 31200}{\pi \cdot 30}} = 25,14 \text{ mm.}$$

56.

Diametrul interior al canelurii, din condiția de rezistență la torsiune a arborelui 3, $d = 32,82 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 125 \text{ Nm}$; tensiunea admisibilă la torsiune (convențională) a materialului arborelui $\tau_{at} = 45 \text{ MPa}$; factorul concentratorului de tensiuni (calcul la oboseală), $\beta_k = 2,5$.

Structură constructivă: 1 - arbore planetar; 2 - cuplaj unghiular; 3 - arbore antrenare; 4 - tambur roată; 5 - prezon; 6 - piuliță; 7 - jantă.



Rezolvare:

Diametrul interior al canelurii, din condiția de rezistență la torsiune a arborelui 3,

$$\frac{16 \beta_k M_t}{\pi d^3} \leq \tau_{at}, \text{ rezultă,}$$

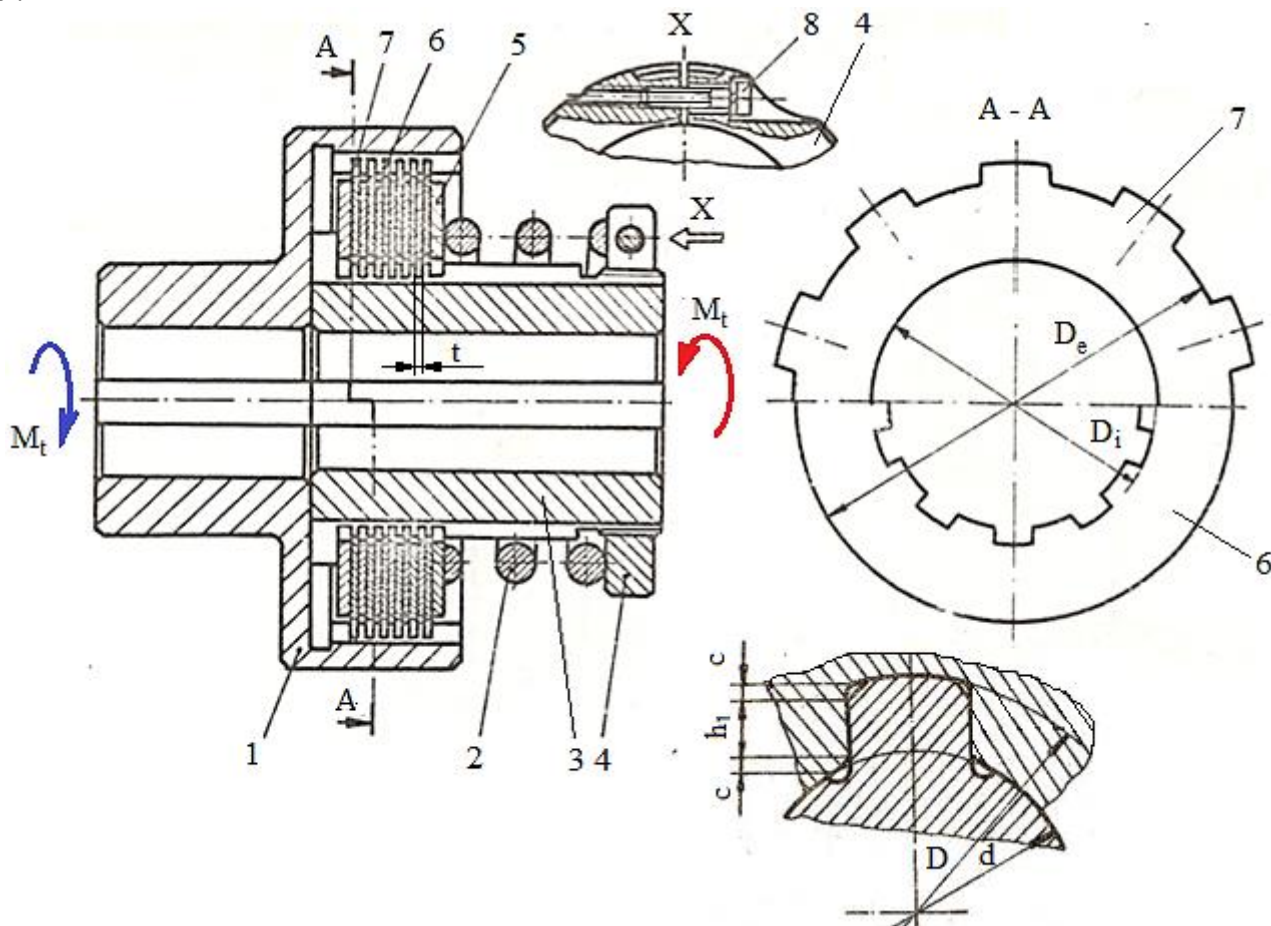
$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \beta_k M_t}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,5 \cdot 125000}{\pi \cdot 45}} = 32,82 \text{ mm.}$$

57.

Presiunea de contact în asamblarea prin canelura a semicuplajului 3 cu un disc de fricțiune 6, $p < p_a$.

Se dau: momentul de torsiune, $M_t = 67,5 \text{ Nm}$; numărul de discuri conducătoare (cu canelură la interior) $z_2 = 5$; canelură dreptunghiulară a semicuplajului are dimensiunile, $8 \times 56 \times 65$ ($z \times d \times D$), teșitura canelurii $c = 0,5 \text{ mm}$; grosimea unui disc $t = 2,5 \text{ mm}$; presiunea admisibilă a lubrifiantului (cuplare sub sarcină), $p_a = 10 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - arc elicoidal cilindric de compresie; 3 - semicuplaj condus; 4 - piuliță de reglare; 5 - disc de presiune; 6 - disc condus, 7 - disc conducător, 8 - șurub de blocare a piuliței.



Rezolvare:

Presiunea de contact a unui disc de fricțiune în canelura semicuplajului condus,

$$p = \frac{\frac{4 M_t}{D+d}}{0,75 z \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) z_2 t} = \frac{\frac{4 \cdot 67500}{56+65}}{0,75 \cdot 8 \left(\frac{65-56}{2} - 2 \cdot 0,5 \right) 5 \cdot 2,5} = 8,5 \text{ MPa} < p_a.$$

58.

Lungimea butucului canelat din componența subansamblului discului ambreiajului, $L = 30,22 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 480 \text{ Nm}$; dimensiunile canelurii: diametrul exterior $D = 65 \text{ mm}$; diametrul interior $d = 56 \text{ mm}$; numărul de caneluri $z = 8$; tensiunea admisibilă de strivire $\sigma_{as} = 25 \text{ MPa}$ pentru condiții de funcționare grele (sarcini cu șocuri în ambele sensuri și vibrații).

Structura constructivă: 1 - arbore cotit; 2 - șurub de pășuire (montat fără joc); 3 - piuliță crenelată asigurată cu cui spintecat; 4 - volant; 5 - subansamblul discului ambreiajului; 6 - carcasa ambreiajului; 7 - coroană dințată; 8 - pârghie de debreiere; 9 - rulment axial (de presiune); 10 - arborele de intrare al cutiei de viteze; 11 - arc elicoidal cilindric.

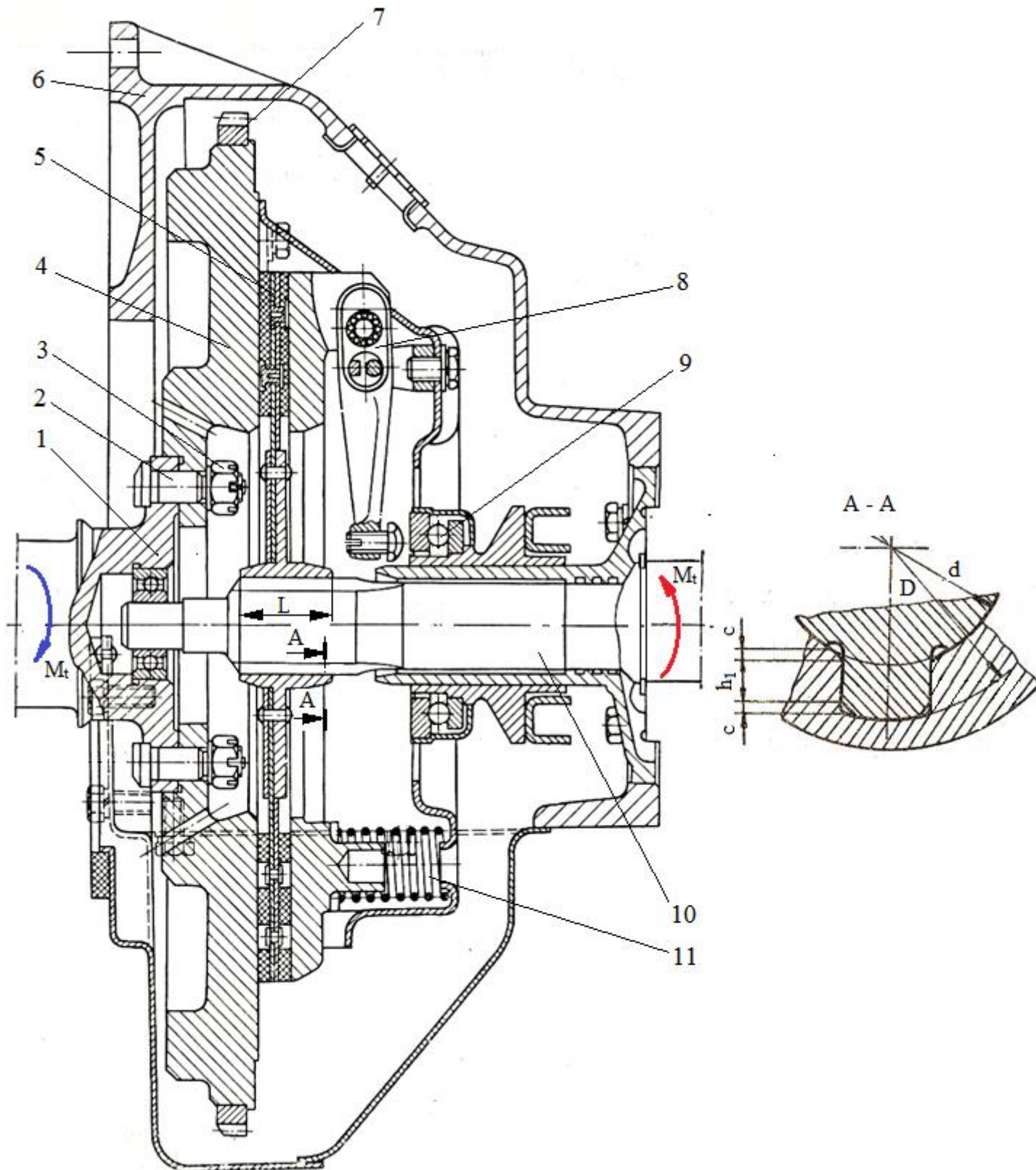
Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{\frac{4 M_t}{z(D+d)}}{0,75 \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) L} \leq \sigma_{as},$$

rezultă lungimea butucului canelat,

$$L = \frac{4 M_t}{0,75 z (D+d) \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) \sigma_{as}} = \frac{4 \cdot 480000}{0,75 \cdot 8 (65+56) \left(\frac{65-56}{2} - 2 \cdot 0,5 \right) 25} = 30,22 \text{ mm.}$$

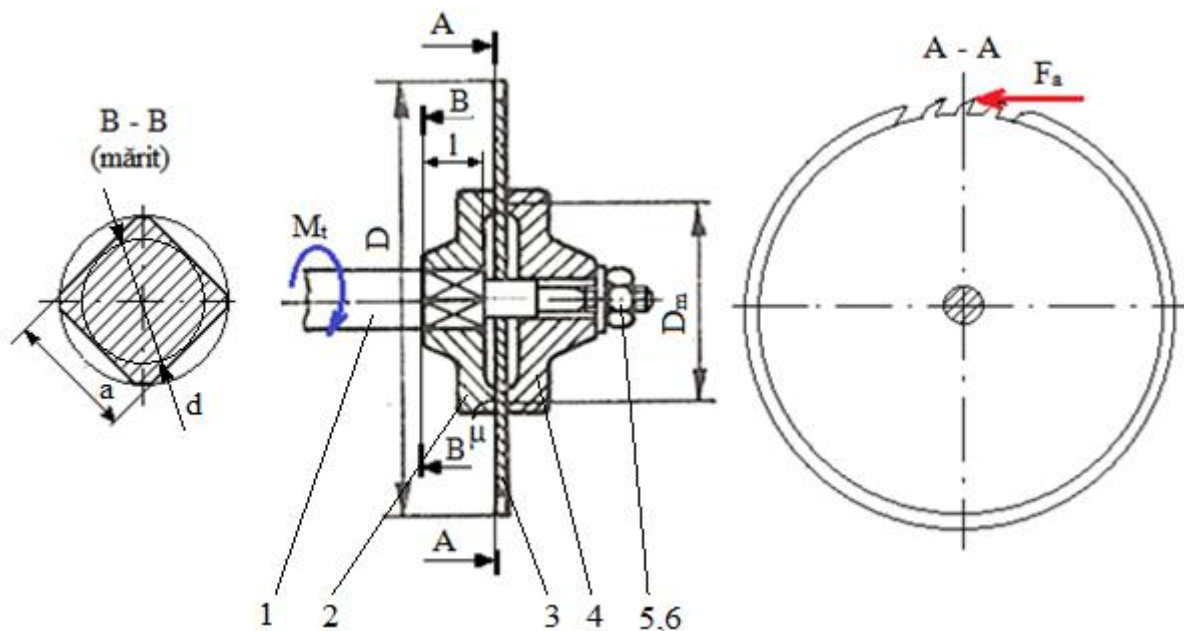


59.

Latura pătratului asamblării profilate, din condiția de rezistență la strivire, $a = 30,25 \text{ mm}$.

Se dau: forța de așchiere (tăiere), $F_a = 750 \text{ N}$; diametrul exterior al pânzei circulare, $D = 480 \text{ mm}$; lungimea asamblării $l = 16 \text{ mm}$; materialul flanșei de antrenare, E295; materialul arborelui, C45 îmbunătățit la $HB = 250$ și $\sigma_{02} = 450 \text{ N/mm}^2$; se va considera $\sigma_{as} = 0,25\sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - arbore, 2 - flanșă de antrenare cu asamblare arbore-butuc profilată (cu profil pătrat), 3 - pânză de circular, 4 - flanșă de strângere, 5, 6 - piuliță, respectiv șaibă.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{3 M_t}{a^2 l} \leq \sigma_{as},$$

rezultă,

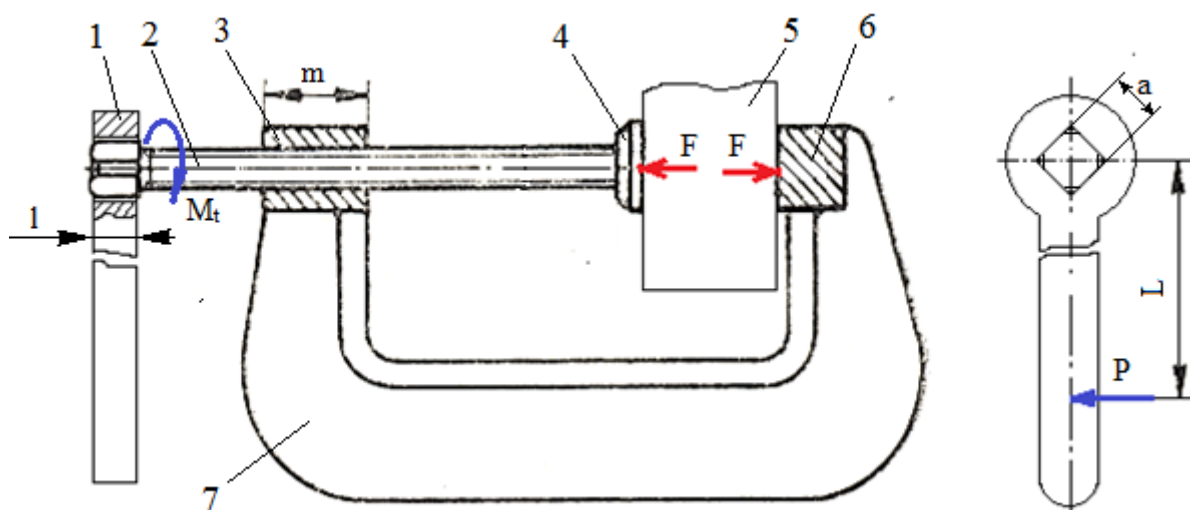
$$a = \sqrt{\frac{3 M_t}{l \cdot \sigma_{as}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot F_a \cdot D}{l \cdot 0,25 \cdot \sigma_{02}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 750 \cdot 480}{16 \cdot 0,25 \cdot 295}} = 30,25 \text{ mm.}$$

60.

Lungimea asamblării profilate după contur pătrat (grosimea manivelei), din condiția de rezistență la strivire, $l = 6,23 \text{ mm}$.

Se dau: forța de antrenare a manivelei $P = 200 \text{ N}$; brațul manivelei $L = 180 \text{ mm}$; latura pătratului, $a = 17 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la strivire pentru materialul cel mai moale (manivelă și șurub), $\sigma_{as} = 60 \text{ N/mm}^2$.

Structura constructivă: 1 - manivelă; 2 - șurub; 3 - piuliță; 4 - cupă; 5 - piesa strânsă; 6 - bac; 7 - corp.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{3 M_t}{a^2 l} \leq \sigma_{as},$$

rezultă,

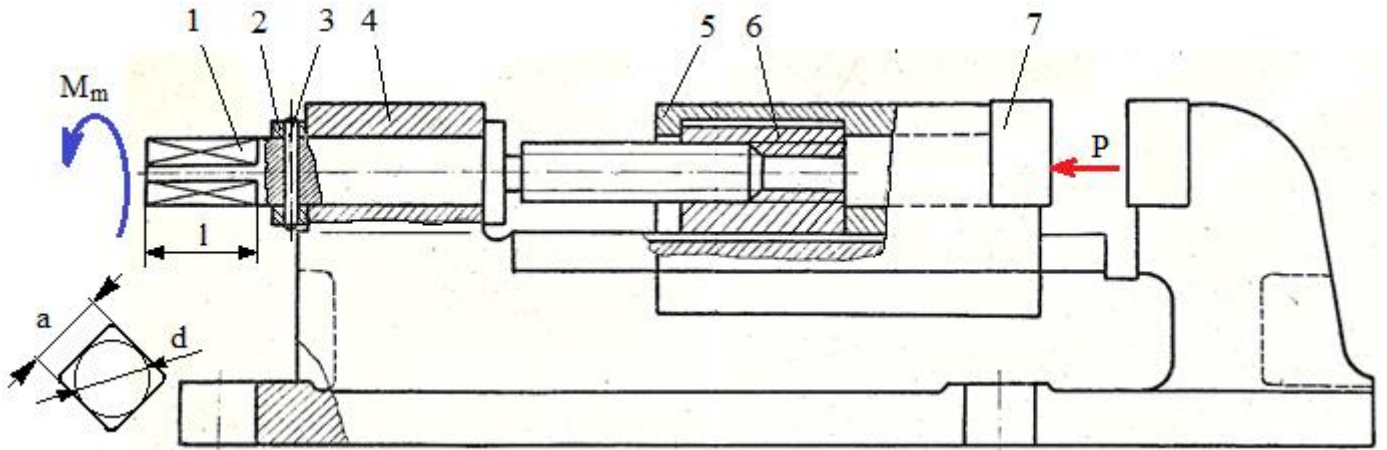
$$l = \frac{3 M_t}{a^2 \sigma_{as}} = \frac{3 P L}{a^2 \sigma_{as}} = \frac{3 \cdot 200 \cdot 180}{17^2 \cdot 60} = 6,23 \text{ mm.}$$

61.

Latura pătratului asamblării profilate, din condiția de rezistență la strivire, $a = 14,48 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de antrenare, $M_m = 54,5 \text{ Nm}$; lungimea asamblării profilate $l = 13 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la strivire pentru materialul cel mai moale (manivelă și șurub), $\sigma_{as} = 60 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - șurub; 2 - rondelă; 3 - știft cilindric; 4 - corp menghină; 5 - sanie; 6 - piuliță; 7 - bac.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{3 M_t}{a^2 l} \leq \sigma_{as}, \text{ rezultă,}$$

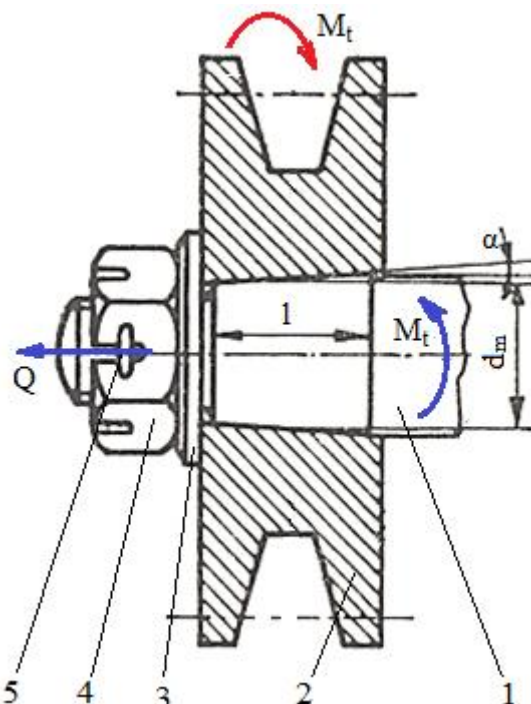
$$a = \sqrt{\frac{3 M_t}{l \cdot \sigma_{as}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 54500}{13 \cdot 60}} = 14,48 \text{ mm}.$$

62.

Momentul capabil transmis de asamblarea de strângere pe con, din condiția de rezistență la strivire a asamblării cu strângere pe con, $M_t < 34,5 \text{ Nm}$.

Se dau: lungimea asamblării (tronsonului conic al arborelui) $l = 12 \text{ mm}$; diametrul mediu al asamblării $d_m = 18 \text{ mm}$; coeficientul de frecare din asamblare $\mu = 0,15$; coeficientul de siguranță la patinare $\beta_a = 1,25$; materialul roții de curea este S235; arborele este executat din oțel, E360; se va considera $\sigma_{as} = 0,2\sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - cap de arbore; 2 - roată de curea (trapezoidală); 3 - șaibă plată; 4 - piuliță; 5 - cui spintecat.



Rezolvare:

Momentul capabil transmis, din condiția de rezistență la strivire a asamblării prin strângere pe con,

$$\frac{2 \beta_a M_t}{\pi \mu d_m^2 l} \leq \sigma_{as},$$

se determină din relația,

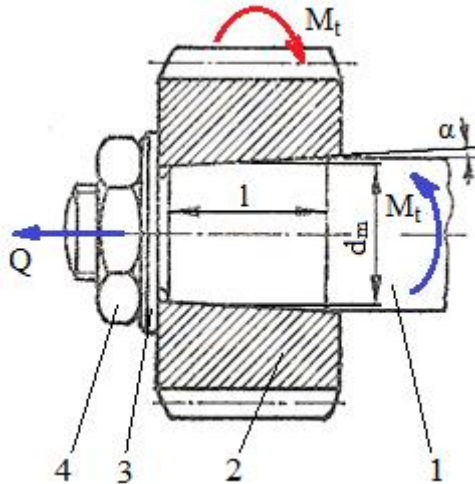
$$M_t = \frac{\pi \mu d_m^2 l \sigma_{as}}{2 \beta_a} = \frac{\pi \cdot 0,15 \cdot 18^2 \cdot 0,2 \cdot 12 \cdot 235}{2 \cdot 1,25} = 34444,92 \text{ Nmm}.$$

63.

Diametrul mediu al arborelui asamblării cu strângere pe con, din condiția de rezistență la torsiune, $d_m = 29,66$ mm.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 82$ Nm; tensiunea admisibilă la torsiune (convențională) a materialului arborelui $\tau_{at} = 40$ MPa; factorul concentratorului de tensiuni (calcul la oboseală), $\beta_k = 1,5$.

Structura constructivă: 1 - cap de arbore; 2 - pinion cilindric; 3 - șaibă plată; 4 - piuliță.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la torsiune,

$$\frac{16 \beta_k M_t}{\pi d_m^3} \leq \tau_{at},$$

rezultă diametrul mediu al arborelui asamblării cu strângere pe con,

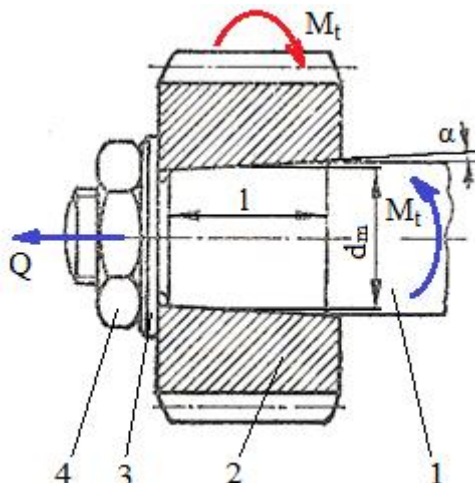
$$d_m = \sqrt[3]{\frac{16 \beta_k M_t}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,5 \cdot 82000}{\pi \cdot 40}} = 29,66 \text{ mm}.$$

64.

Presiunea de contact din asamblarea cu strângere pe con, $p > \sigma_{as}$.

Se dau: momentul de torsiune $M_t = 173$ Nm; lungimea asamblării (tronsonului conic al arborelui) $l = 22$ mm; diametrul mediu al asamblării $d_m = 24$ mm; coeficientul de frecare din asamblare $\mu = 0,15$; coeficientul de siguranță la patinare $\beta_a = 1,4$; materialul roții dințate este 40Cr10 îmbunătățit (HB = 270...300) cu $\sigma_{02} = 420$ MPa; arborele este executat din oțel, E335.

Structura constructivă: 1 - cap de arbore; 2 - pinion cilindric; 3 - șaibă plată; 4 - piuliță.



Rezolvare:

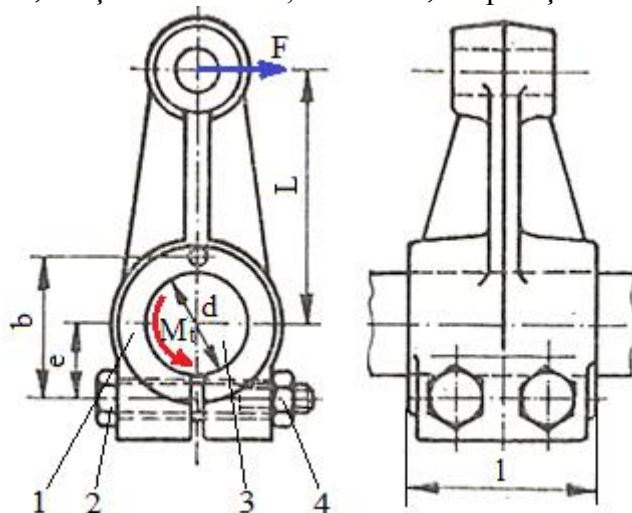
$$p = \frac{2 \beta_a M_t}{\pi \mu d_m^2 l} = \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 173000}{\pi \cdot 0,15 \cdot 24^2 \cdot 22} = 81,12 \text{ MPa} > \sigma_{as} = 0,2 \sigma_{02} = 0,2 \cdot 335 = 67 \text{ MPa}.$$

65.

Momentul capabil transmis de asamblarea cu strângere pe cilindru (brățară articulată), din condiția de rezistență la strivire, $M_t = 0,59 \text{ MNmm}$.

Se dau: diametrul arborelui $d = 40 \text{ mm}$; lungimea asamblării $l = 30 \text{ mm}$; coeficientul de frecare din asamblare $\mu = 0,2$; coeficientul de siguranță la patinare $\beta_a = 1,2$; materialul levierului este oțel, E295; arborele este executat din oțel, 40Cr10 îmbunătățit ($HB = 270 \dots 300$), cu $\sigma_{02} = 420 \text{ MPa}$; se va considera $\sigma_{as} = 0,25 \sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - levier; 2 - șurub de fixare; 3 - arbore; 4 - piuliță.



Rezolvare:

Momentul capabil transmis de asamblarea cu strângere pe cilindru (brățară articulată), din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{\beta_a M_t}{\mu d^2 l} \leq \sigma_{as},$$

se determină din relația,

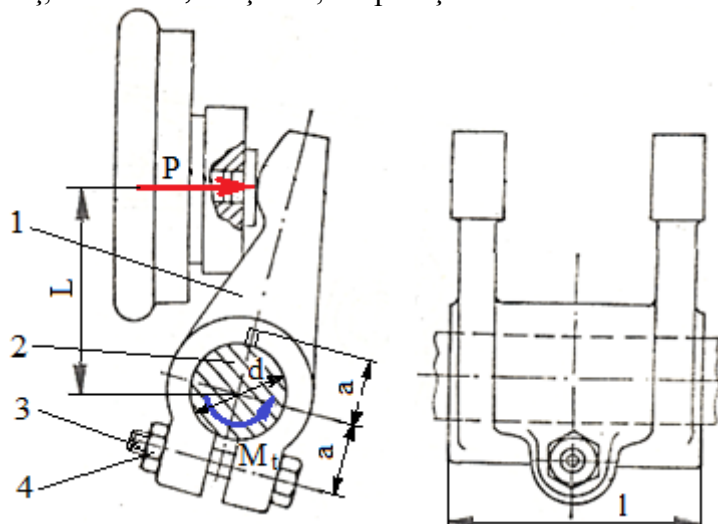
$$M_t = \frac{\mu d^2 l \sigma_{as}}{\beta_a} = \frac{0,2 \cdot 40^2 \cdot 30 \cdot 0,25 \cdot 295}{1,2} = 590000 \text{ Nmm}.$$

66.

Presiunea de contact din asamblarea cu strângere pe cilindru (brățară articulată), $p > \sigma_{as}$.

Se dau: forța de reacțiune asupra brațului $P = 1,85 \text{ kN}$; distanța de la forța P la axa arborelui, $L = 80 \text{ mm}$; lungimea asamblării $l = 24 \text{ mm}$; diametrul arborelui $d = 25 \text{ mm}$; coeficientul de frecare din asamblare $\mu = 0,15$; coeficientul de siguranță la patinare $\beta_a = 1,3$; tensiunea admisibilă la strivire a materialului cel mai moale din asamblarea cu strângere, $\sigma_{as} = 80 \text{ N/mm}^2$.

Structura constructivă: 1 - braț; 2 - arbore; 3 - șurub; 4 - piuliță.



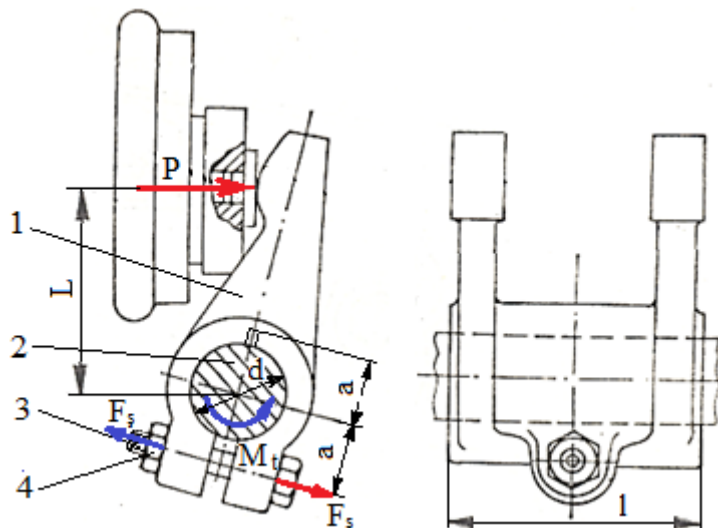
Rezolvare:

$$P = \frac{\beta_a M_t}{\mu d^2 l} = \frac{\beta_a P L}{\mu d^2 l} = \frac{1,3 \cdot 1850 \cdot 80}{0,15 \cdot 25^2 \cdot 24} = 85,51 \text{ MPa} > \sigma_{as}.$$

67.

Forța axială de strângere a șurubului asamblării cu strângere pe cilindru (brățară articulată), $F_{as} = 7,56 \text{ kN}$.
 Se dau: forța de reacțiune asupra brațului $P = 420 \text{ N}$; distanța de la forța P la axa arborelui, $L = 60 \text{ mm}$; diametrul arborelui $d = 20 \text{ mm}$; coeficientul de frecare din asamblare $\mu = 0,2$; coeficientul de siguranță la patinare $\beta_a = 1,2$; tensiunea admisibilă la strivire a materialului cel mai moale din asamblarea cu strângere, $\sigma_{as} = 70 \text{ N/mm}^2$.

Structura constructivă: 1 - braț; 2 - arbore; 3 - șurub; 4 - piuliță.



Rezolvare:

$$F_{as} = \frac{\beta_a a M_t}{\mu z d b} = \frac{\beta_a P L}{\mu d} = \frac{1,2 \cdot 420 \cdot 60}{0,2 \cdot 20} = 7560 \text{ N}.$$

68.

Strângerea necesară corectată din asamblarea presată, $S_c > S_m$ (strângerea medie efectivă din asamblare, $(S_{max} - S_{min})/2$).

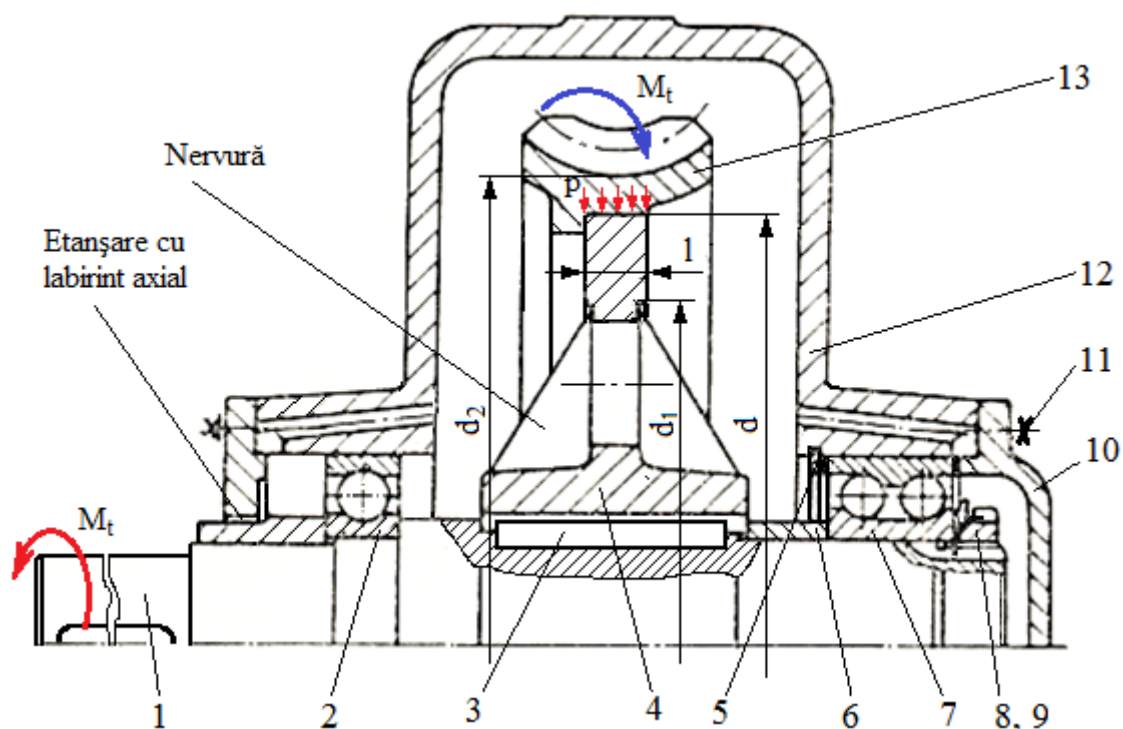
Se dau: strângerea teoretică necesară $S = 65 \mu\text{m}$; ajustajul asamblării: $\Phi 120 \text{ H7/r6}$; $\Phi 120_0^{+0,035} / \Phi 120_{+0,057}^{+0,086}$; rugozitatea suprafeței arborelui $R_{a \max} = 1,6 \mu\text{m}$; rugozitatea suprafeței butucului $R_{b \max} = 3,2 \mu\text{m}$; coeficientul de dilatație termică al materialului arborelui (oțel) $\alpha_a = 1,1 \cdot 10^{-5} [1/^\circ\text{C}]$; coeficientul de dilatație termică al materialului butucului (bronz) $\alpha_b = 1,5 \cdot 10^{-5} [1/^\circ\text{C}]$; temperatura de exploatare $t_a = t_b = 75^\circ\text{C}$; temperatura de montaj $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Structura constructivă: 1 - arbore de ieșire; 2 - rulment radial cu bile; 3 - pană paralelă; 4 - corp roată melcată; 5 - inel elastic de tip alezaj; 6 - distanțier; 7 - rulment radial-axial cu bile dublu; 8 - piuliță canelată pentru arbore; 9 - șaibă de asigurare; 10 - capac; 11 - șurub de fixare capac; 12 - carcasă reductor; 13 - coroană roată melcată.

Rezolvare:

Strângerea corectată necesară,

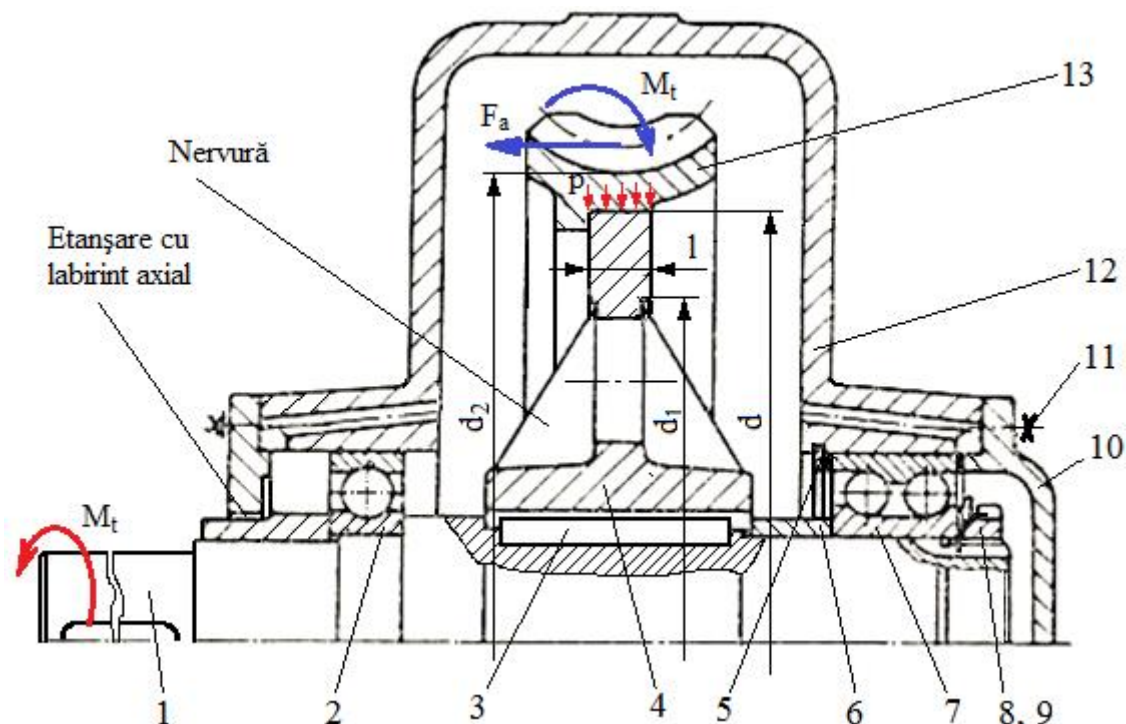
$$S_c = S + S_n + S_t = S + 1,2 (R_{a \max} + R_{b \max}) + [\alpha_b (t_b - t_0) - \alpha_a (t_a - t_0)] d \cdot 10^3 = 65 + 1,2 (3,2 + 1,6) + [1,5 \cdot 10^{-5} (75 - 20) - 1,1 \cdot 10^{-5} (75 - 20)] 120 \cdot 10^3 = 98,26 \mu\text{m} > S_m = (S_{max} - S_{min})/2 = (86 + 22)/2 = 54 \mu\text{m}.$$



69.

Presiunea necesară din asamblarea presată, $p > p_{cb}$ (presiunea de contact la limita de curgere admisă de butuc).
Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 2915 \text{ Nm}$; forța axială $F_a = 49,76 \text{ kN}$; dimensiunile diametrale ale asamblării presate: $d = 150 \text{ mm}$, $d_1 = 132 \text{ mm}$, $d_2 = 172 \text{ mm}$; lungimea asamblării $l = 20 \text{ mm}$; materialul coroanei roții melcate este bronz BzAl 9T cu $\sigma_{02b} = 190 \text{ MPa}$; corpul roții melcate se realizează din oțel turnat cu $\sigma_{02a} = 260 \text{ MPa}$; coeficientul de frecare din asamblarea presată, $\mu = 0,15$ (bronz/oțel).

Structura constructivă: 1 - arbore de ieșire; 2 - rulment radial cu bile; 3 - pană paralelă; 4 - corp roată melcată; 5 - inel elastic de tip alezaj; 6 - distanțier; 7 - rulment radial-axial cu bile dublu; 8 - piuliță canelată pentru arbore; 9 - șaibă de asigurare; 10 - capac; 11 - șurub de fixare capac; 12 - carcasă reductor; 13 - coroană roată melcată.



Rezolvare:

Presiunea necesară în asamblarea presată, din condiția transmiterii momentului de torsiune și forței axiale prin frecare,

$$\sqrt{\left(\frac{2 M_t}{d}\right)^2 + F_a^2} \leq \mu \pi d L p,$$

se determină cu relația,

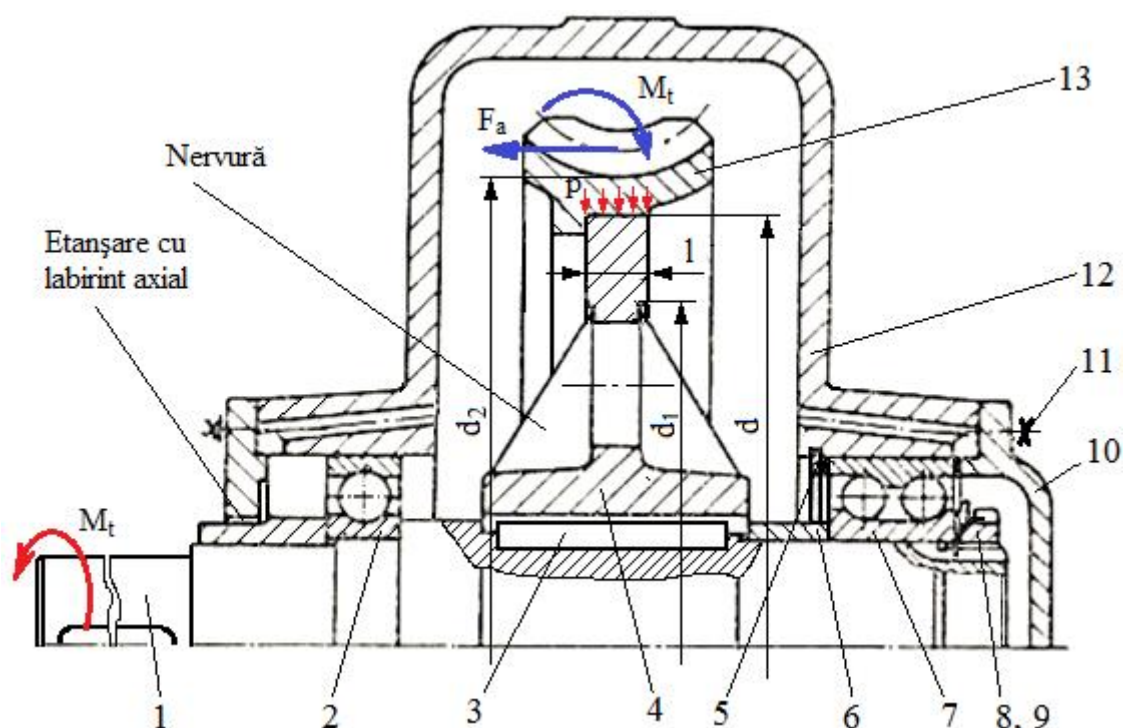
$$p = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 M_t}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\mu \pi d L} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot 2915000}{150}\right)^2 + 49760^2}}{0,15 \cdot \pi \cdot 150 \cdot 20} = 44,66 \text{ MPa} > p_{cb} = \frac{d_2^2 - d^2}{2 d_2^2} \sigma_{02b} = \frac{172^2 - 150^2}{2 \cdot 172^2} 190 = 22,75 \text{ MPa}.$$

70.

Forța de depresare a asamblării cu strângere proprie, $F_{dpr} > 45238 \text{ N}$.

Se dau: presiunea din asamblare $p = 24 \text{ MPa}$; dimensiunile diametrice ale asamblării presate: $d = 150 \text{ mm}$, $d_1 = 130 \text{ mm}$, $d_2 = 172 \text{ mm}$; lungimea asamblării $l = 20 \text{ mm}$; coeficientul de frecare la depresare, $\mu_{dpr} = 0,2$ (bronz/oțel).

Structura constructivă: 1 - arbore de ieșire; 2 - rulment radial cu bile; 3 - pană paralelă; 4 - corp roată melcată; 5 - inel elastic de tip alezaj; 6 - distanțier; 7 - rulment radial-axial cu bile dublu; 8 - piuliță canelată pentru arbore; 9 - șaibă de asigurare; 10 - capac; 11 - șurub de fixare capac; 12 - carcasă reductor; 13 - coroană roată melcată.



Rezolvare:

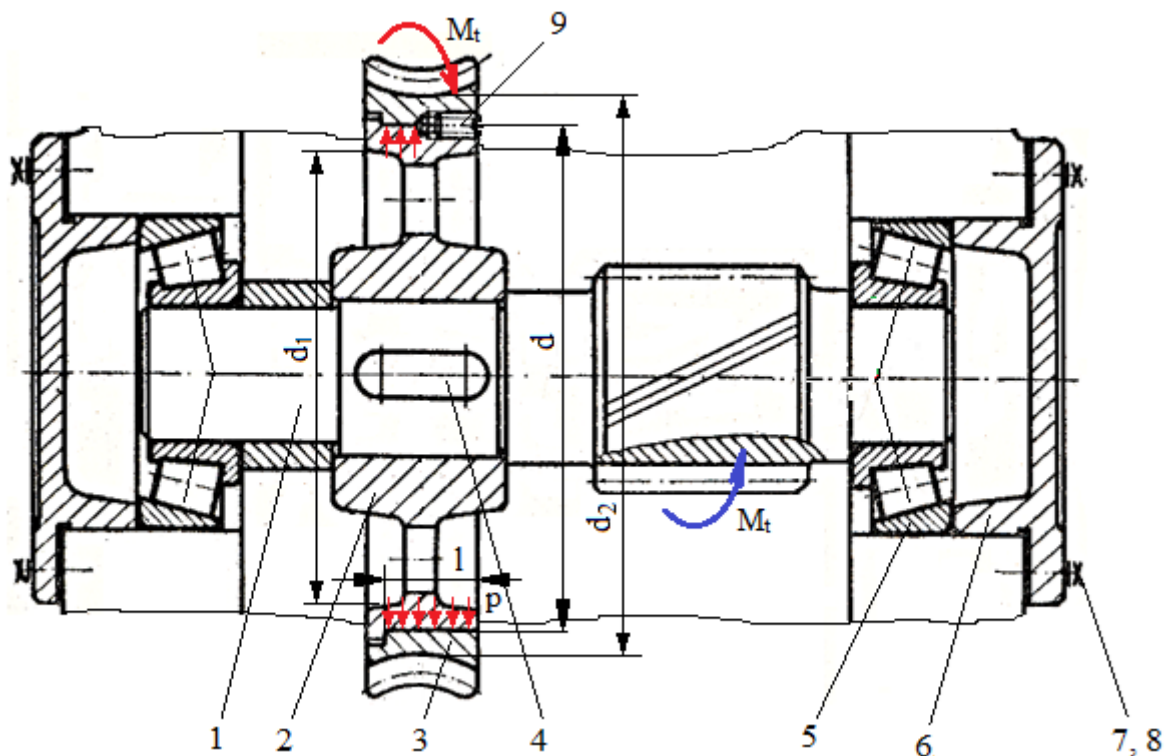
$$F_{dpr} = \mu_{dpr} \pi d l p = 0,2 \cdot \pi \cdot 150 \cdot 20 \cdot 24 = 45238,93 \text{ N}.$$

71.

Strângerea necesară corectată din asamblarea presată, $S_c > S_m$ (strângerea medie efectivă din asamblare, $(S_{max} - S_{min})/2$).

Se dau: strângerea teoretică necesară $S = 75 \mu\text{m}$; ajustajul asamblării: $\Phi 100 \text{ H7/r6}$; $\Phi 100_0^{+0,035} / \Phi 100_{+0,051}^{+0,076}$; rugozitatea suprafeței arborelui $R_{a \max} = 1,6 \mu\text{m}$; rugozitatea suprafeței butucului $R_{b \max} = 3,2 \mu\text{m}$; coeficientul de dilatație termică al materialului arborelui (oțel) $\alpha_a = 1,1 \cdot 10^{-5} [1/^\circ\text{C}]$; coeficientul de dilatație termică al materialului butucului (bronz) $\alpha_b = 1,5 \cdot 10^{-5} [1/^\circ\text{C}]$; temperatura în exploatare, $t_a = t_b = 280^\circ\text{C}$; temperatura la montaj, $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Structura constructivă: 1 - arbore intermediar; 2 - corp roată melcată (din oțel); 3 - coroană roată melcată (din bronz); 4 - pană paralelă; 5 - rulment radial-axial cu role conice; 6 - capac; 7 - șurub de fixare; 8 - șaibă Grower; 9 - știft filetat (pentru asigurarea asamblării presate).



Rezolvare:

Strângerea corectată necesară,

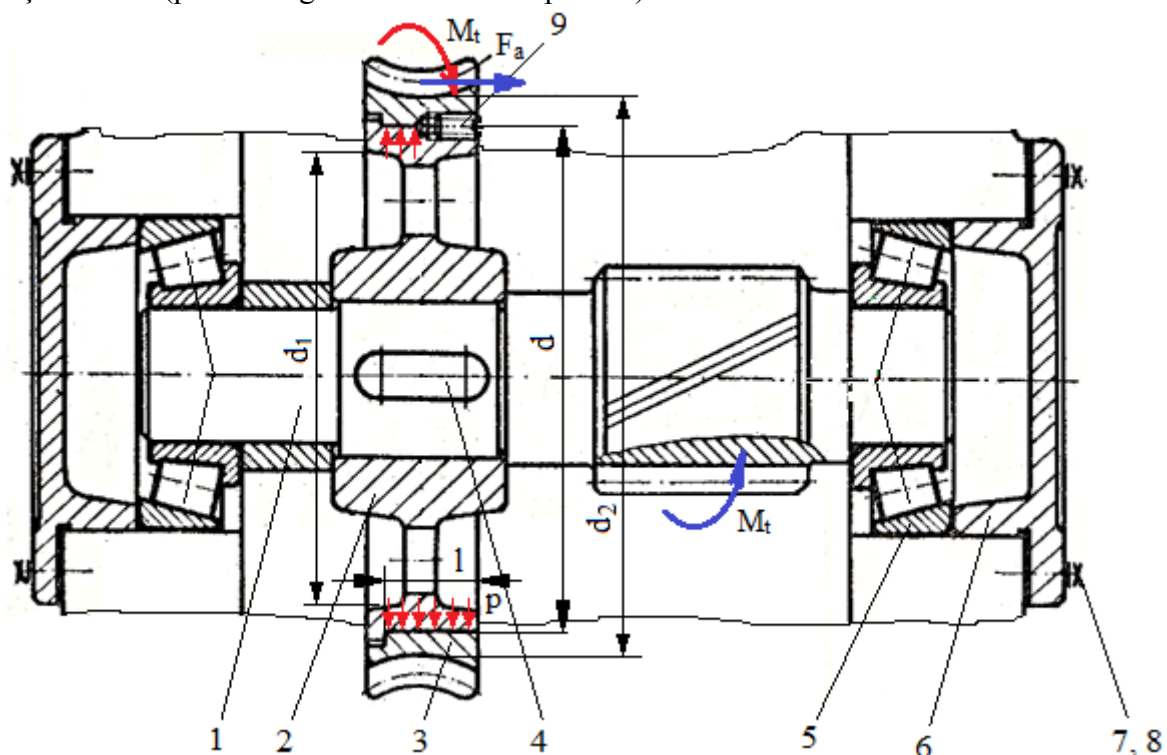
$$S_c = S + S_n + S_t = S + 1,2 (R_{a \max} + R_{b \max}) + [\alpha_b (t_b - t_0) - \alpha_a (t_a - t_0)] d \cdot 10^3 = 75 + 1,2 (3,2 + 1,6) + [1,5 \cdot 10^{-5} (280 - 20) - 1,1 \cdot 10^{-5} (280 - 20)] 100 \cdot 10^3 = 184,76 \mu\text{m} > S_m = (S_{\max} - S_{\min})/2 = (86+22)/2 = 54 \mu\text{m}.$$

72.

Presiunea necesară din asamblarea presată, $p > p_{cb}$ (presiunea de contact la limita de curgere admisă de butuc).

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 815 \text{ Nm}$; forța axială $F_a = 39,75 \text{ kN}$; dimensiunile diametrale ale asamblării presate: $d = 160 \text{ mm}$, $d_1 = 140 \text{ mm}$, $d_2 = 180 \text{ mm}$; lungimea asamblării $l = 26 \text{ mm}$; materialul coroanei roții melcate este bronz BzAl 9T cu $\sigma_{02b} = 140 \text{ MPa}$; corpul roții melcate se realizează din oțel S185; coeficientul de frecare din asamblarea presată, $\mu = 0,14$ (bronz/oțel).

Structura constructivă: 1 - arbore intermediar; 2 - corp roată melcată (din oțel); 3 - coroană roată melcată (din bronz); 4 - pană paralelă; 5 - rulment radial-axial cu role conice; 6 - capac; 7 - șurub de fixare; 8 - șaibă Grower; 9 - știft filetat (pentru asigurarea asamblării presate).



Rezolvare:

Presiunea necesară în asamblarea presată, din condiția transmiterii momentului de torsiune și forței axiale prin frecare,

$$\sqrt{\left(\frac{2 M_t}{d}\right)^2 + F_a^2} \leq \mu \pi d L p,$$

se determină cu relația,

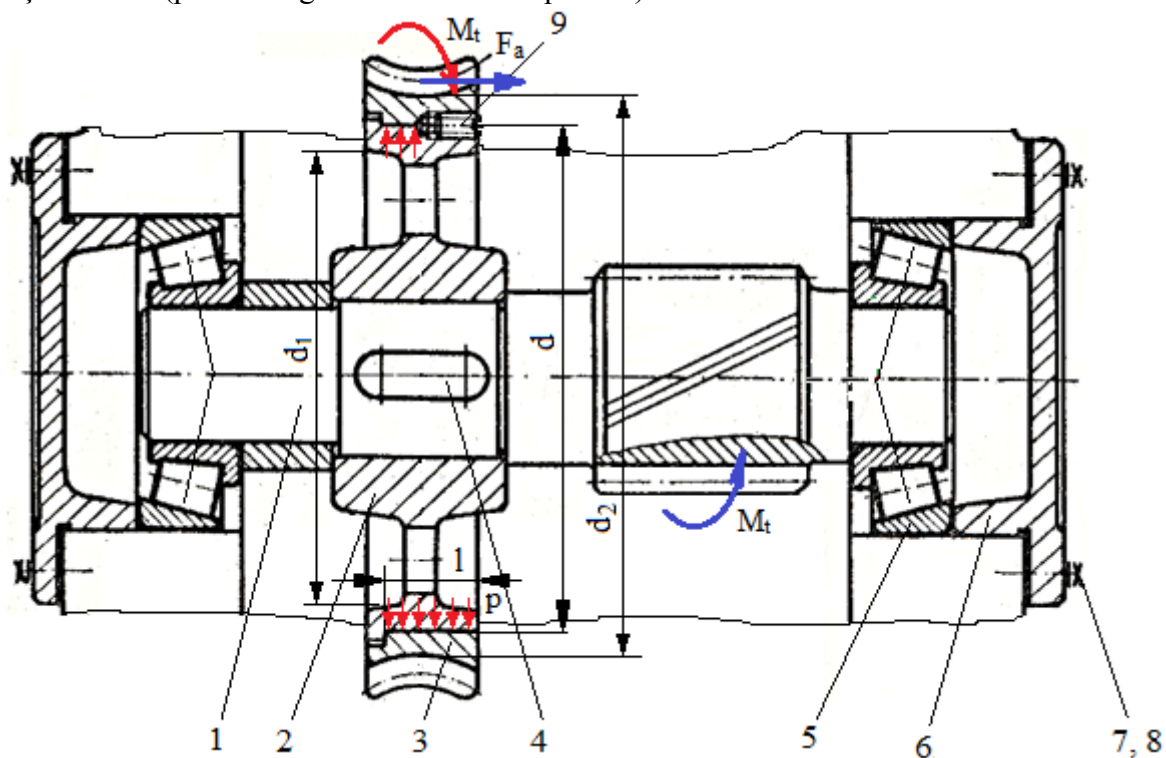
$$p = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 M_t}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\mu \pi d L} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot 955000}{160}\right)^2 + 39750^2}}{0,14 \cdot \pi \cdot 160 \cdot 26} = 22,68 \text{ MPa} > p_{cb} = \frac{d_2^2 - d^2}{2 d_2^2} \sigma_{02b} = \frac{180^2 - 160^2}{2 \cdot 180^2} 140 = 14,69 \text{ MPa}.$$

73.

Forța de depresare a asamblării cu strângere proprie, $F_{dpr} < 45,35 \text{ kN}$.

Se dau: presiunea din asamblare $p = 24 \text{ MPa}$; dimensiunile diametrale ale asamblării presate: $d = 150 \text{ mm}$, $d_1 = 130 \text{ mm}$, $d_2 = 172 \text{ mm}$; lungimea asamblării $l = 20 \text{ mm}$; coeficientul de frecare la depresare, $\mu_{dpr} = 0,2$ (bronz/oțel).

Structura constructivă: 1 - arbore intermediar; 2 - corp roată melcată (din oțel); 3 - coroană roată melcată (din bronz); 4 - pană paralelă; 5 - rulment radial-axial cu role conice; 6 - capac; 7 - șurub de fixare; 8 - șaibă Grower; 9 - știft filetat (pentru asigurarea asamblării presate).



Rezolvare:

Forța de depresare a asamblării cu strângere proprie,

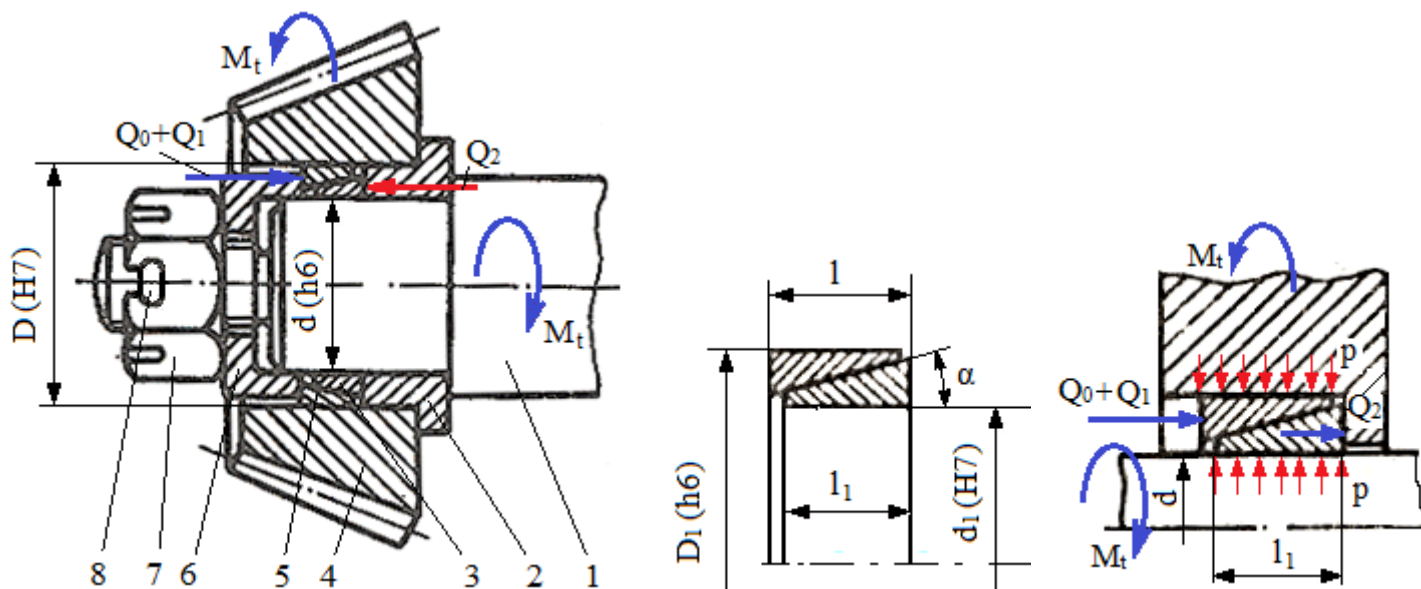
$$F_{pr} = \mu_{dpr} \pi d l p = 0,2 \cdot \pi \cdot 150 \cdot 20 \cdot 24 = 45238,93 \text{ N}.$$

74.

Presiunea pe suprafețele de contact dintre arbore și inelul interior, $p > \sigma_{as}$.

Se dau: forța de strângere $Q_1 = 7,1 \text{ kN}$; diametrul arborelui, $d = 35 \text{ h6 } (35_{-0,013}^0) \text{ mm}$; lungimea de contact a inelelor $l_1 = 7 \text{ mm}$; unghiul inelelor $\alpha = 15^\circ$; coeficientul de frecare dintre inele și din contactele interior/exterior, $\mu = 0,2$; coeficientul de siguranță la patinare $\beta_a = 1,4$; arborele este executat din oțel E295; se va considera $\sigma_{as} = 0,25 \sigma_{02}$; materialul inelelor are rezistență mai mare decât materialele arborelui și butucului; se vor considera coeficienții de frecare cu arborele și cu butucul, $\mu_1 = \mu_2 = \mu$.

Structura constructivă: 1 - cap de arbore; 2 - bușă; 3 - inel exterior; 4 - pinion conic; 5 - inel interior; 6 - șaibă; 7 - piuliță crenelată; 8 - cui spintecat.



Rezolvare:

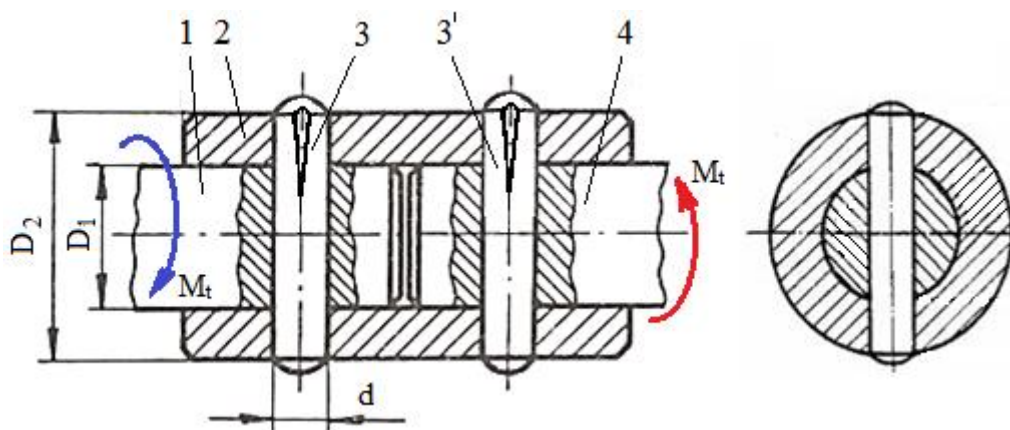
$$p = \frac{\mu_1 Q_1 d}{\pi d l_1 [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \mu_2]} = \frac{0,2 \cdot 7100 \cdot 35}{\pi \cdot 35 \cdot 7 [\operatorname{tg}(15 + \operatorname{arctg} 0,2) + 0,2]} = 92,98 \text{ MPa} > \sigma_{as} = 0,25 \sigma_{02} = 0,25 \cdot 295 = 73,75 \text{ MPa}.$$

75.

Diametrul știftului, din condiția de rezistență la strivire a asamblării arbore - știft, $d = 6,82 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune, $M_t = 68,5 \text{ Nm}$; diametrul arborelui, $D_1 = 30 \text{ mm}$; știftul este executat din oțel, E335; materialul arborelui, oțel C45 îmbunătățit (250...300 HB), are rezistența la curgere $\sigma_{02} = 480 \text{ MPa}$; se consideră, $\sigma_{as} = 0,2 \sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - arbore de intrare; 2 - manșon (butuc); 3 - știft cilindric cu creștătură pentru fixarea axială; 4 - arbore de intrare.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire a asamblării arbore - știft,

$$\frac{6 M_t}{d D_1^2} \leq \sigma_{as},$$

rezultă diametrul știftului,

$$d = \frac{6 M_t}{D_1^2 \cdot \min(\sigma_{as}^a, \sigma_{as}^s)} = \frac{6 \cdot 68500}{30^2 \cdot 0,2 \cdot 335} = 6,82 \text{ mm}.$$

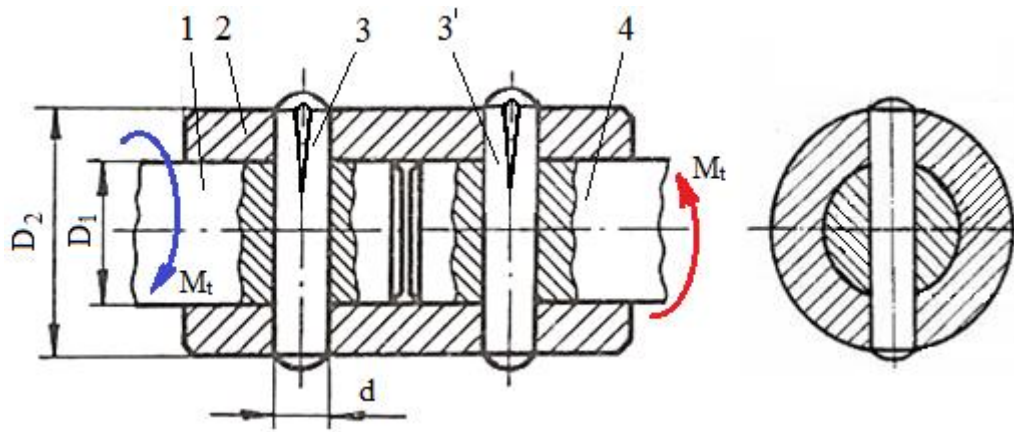
76.

Diametrul știftului, din condiția de rezistență la forfecare, $d = 5,57 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 78,5 \text{ Nm}$; diametrul arborilor $D_1 = 30 \text{ mm}$; diametrul exterior al manșonului $D_2 = 42 \text{ mm}$; știftul este executat din oțel, E335; coeficientul de siguranță de calcul $c = 2,5$; se consideră, $\tau_{af} = 0,8 \sigma_{at}$.

Structura constructivă: 1 - arbore de intrare; 2 - manșon (butuc); 3 - știft cilindric cu creștătură pentru fixare

împotriva demontării; 4 - arbore de intrare.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la forfecare,

$$\frac{4 M_t}{\pi D_1 d^2} \leq \tau_{af},$$

rezultă diametrul știftului,

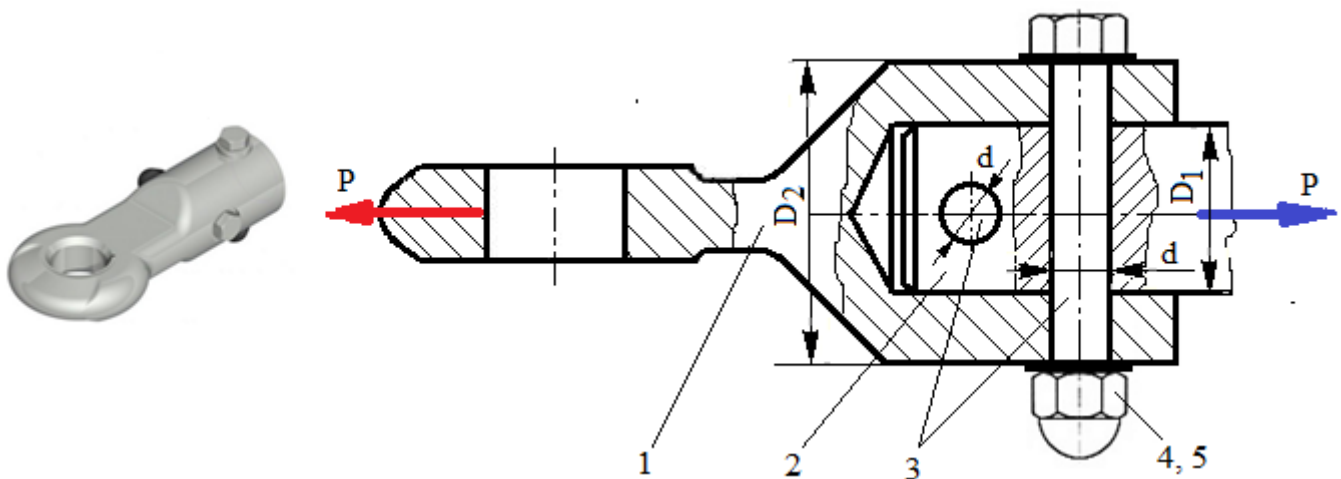
$$d = \sqrt{\frac{4 M_t}{\pi D_1 \tau_{af}}} = \sqrt{\frac{4 c M_t}{\pi D_1 0,8 \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 78500 \cdot 2,5}{\pi \cdot 30 \cdot 0,8 \cdot 335}} = 5,57 \text{ mm}.$$

77.

Forța capabilă transmisă de asamblarea cu știfturi, din condiția de rezistență la tracțiune a barei de tractare, $P \leq 28,61 \text{ kN}$.

Se dau: diametrul barei de tractare, $D_1 = 25 \text{ mm}$; diametrul știftului $d = 8 \text{ mm}$; materialul barei de tractare este oțel E295; coeficientul de siguranță, $c = 3$.

Structura constructivă: 1 - cap bară de tractare; 2 - bară de tractare; 3 - știft transversal; 4 - piuliță; 6 - șaibă.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la tracțiune a barei de tractare în secțiunea din zona unui știft,

$$\sigma_t = \frac{P}{\frac{\pi D_1^2}{4} - D_1 d} < \sigma_{at},$$

rezultă,

$$P = \left(\frac{\pi D_1^2}{4} - d D_1 \right) \sigma_{at} = \left(\frac{\pi D_1^2}{4} - d D_1 \right) \sigma_{02}/c = \left(\frac{\pi 25^2}{4} - 8 \cdot 25 \right) 295/3 = 28602,6 \text{ N}.$$

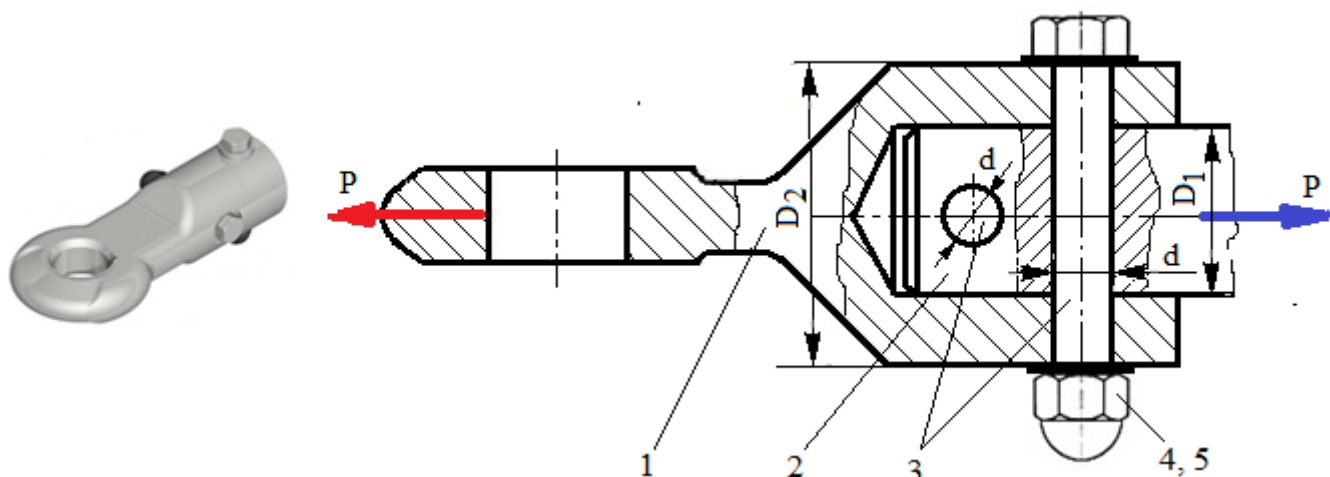
78.

Presiunea din zonele de contact cap bară de tractare-știft, $p < \sigma_{as}$.

Se dau: forța de tractare $P = 20,5 \text{ kN}$; diametrul barei de tractare, $D_1 = 25 \text{ mm}$; diametrul știfturilor $d = 8 \text{ mm}$; diametrul exterior al corpului capului de tractare $D_2 = 40 \text{ mm}$; materialul corpului barei de tractare este E295;

știftul este executat din oțel E335; se consideră $\sigma_{as} = 0,3 \sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - corp cap bară de tractare; 2 - bară de tractare; 3 - știft transversal; 4 - piuliță; 6 - șaibă.



Rezolvare:

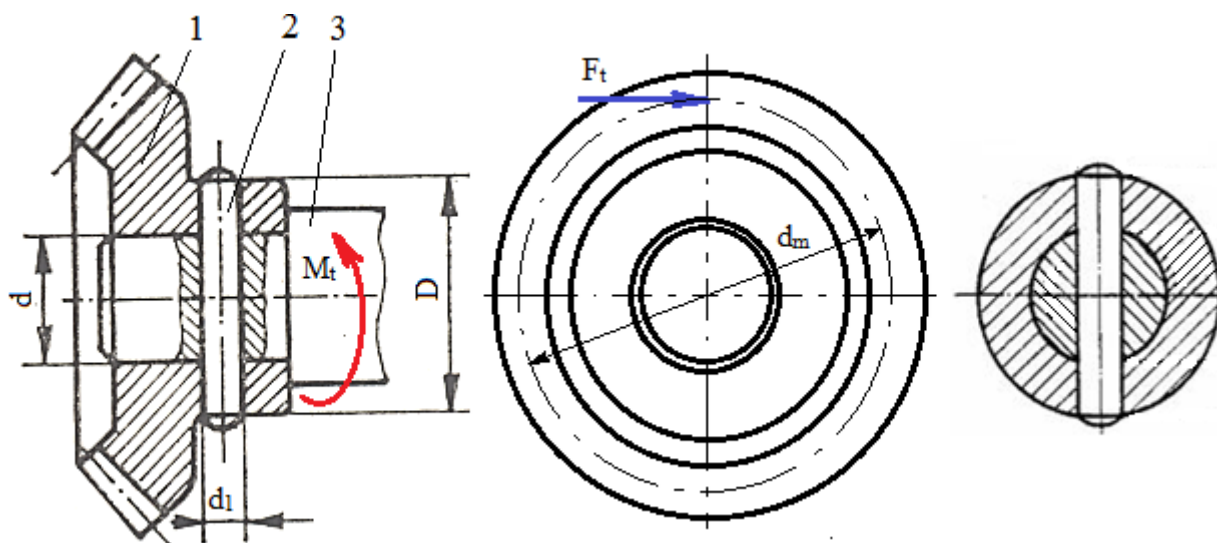
$$P = \frac{P}{2 d (D_2 - D_1)} = \frac{20500}{2 \cdot 8 (40 - 25)} = 85,41 \text{ MPa} < \sigma_{as} = 0,3 \sigma_{02} = 0,3 \cdot 295 = 88,5 \text{ MPa}.$$

79.

Diametrul știftului, din condiția de rezistență la strivire a asamblării arbore-știft, $d_1 = 10,23 \text{ mm}$.

Se dau: forța tangențială $F_t = 5,2 \text{ kN}$; diametrul de divizare median $d_m = 68 \text{ mm}$; diametrul arborelui $d = 36 \text{ mm}$; materialul știftului este E360; materialul arborelui, oțel C45 îmbunătățit (200...250 HB), are rezistența la curgere $\sigma_{02} = 320 \text{ MPa}$; se consideră, $\sigma_{as} = 0,25 \sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - roată dințată conică; 2 - știft cilindric; 3 - cap de arbore.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire a legăturii arbore-știft,

$$\frac{6 M_t}{d_1 d^2} \leq \sigma_{as},$$

rezultă diametrul știftului,

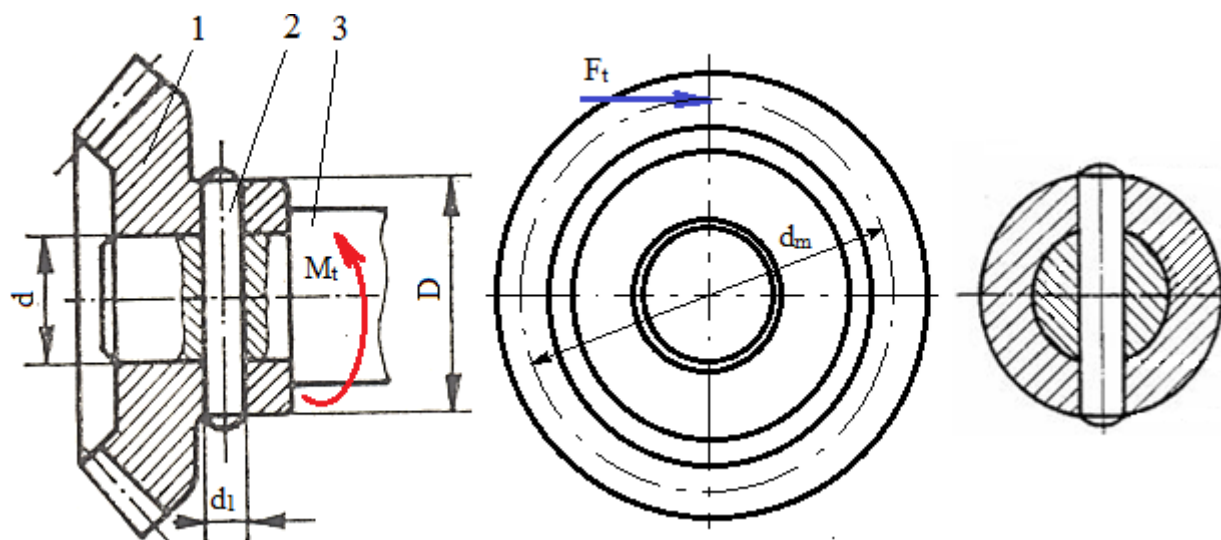
$$d_1 = \frac{6 M_t}{d^2 \cdot \min(\sigma_{as}^a, \sigma_{as}^s)} = \frac{6 F_t d_m}{2 d^2 \cdot \min(\sigma_{as}^a, \sigma_{as}^s)} = \frac{6 \cdot 5200 \cdot 68}{2 \cdot 36^2 \cdot 0,25 \cdot 320} = 10,23 \text{ mm}.$$

80.

Tensiunea de forfecare din știft, $\tau_f \leq \tau_{af}$.

Se dau: forța tangențială $F_t = 8,54 \text{ kN}$; diametrul de divizare median $d_m = 52 \text{ mm}$; diametrul arborelui $d = 32 \text{ mm}$; diametrul știftului $d_1 = 10 \text{ mm}$; diametrul exterior al butucului $D_2 = 46 \text{ mm}$; știftul este executat din oțel

E335 cu $\tau_{af} = 0,75\sigma_{at}$ (σ_{at} - tensiunea admisibilă la tracțiune); coeficientul de siguranță la tracțiune $c = 2,5$.
Structura constructivă: 1 - roată dințată conică; 2 - știft cilindric; 3 - cap de arbore.



Rezolvare:

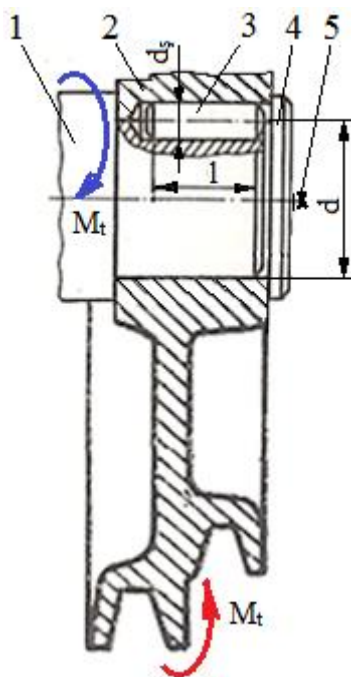
$$\tau_f = \frac{4 M_t}{\pi d d_1^2} = \frac{2 F_t d_m}{\pi d d_1^2} = \frac{2 \cdot 8540 \cdot 52}{\pi \cdot 32 \cdot 10^2} = 88,35 \text{ MPa} < \tau_{af} = 0,75 \sigma_{at} = 0,75 \sigma_{02}/c = 0,75 \cdot 335/2,5 = 100,5 \text{ MPa}.$$

81.

Lungimea necesară a știftului longitudinal al asamblării arbore-butuc, din condiția de rezistență la strivire, $l = 22,53 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 73 \text{ Nm}$; diametrul arborelui $d = 30 \text{ mm}$; diametrul știftului $d_s = 6 \text{ mm}$; materialul știftului este oțel C45 îmbunătățit cu rezistența la curgere $\sigma_{02} = 420 \text{ MPa}$; arborele și roata sunt executate din oțel E360; se va considera $\sigma_{as} = 0,2 \sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - cap de arbore; 2 - roată pentru curele trapezoidale; 3 - știft cilindric; 4 - capac; 5 - șurub de fixare și șaibă.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{4 M_t}{z d d_s l} \leq \sigma_{as},$$

rezultă lungimea necesară a știftului,

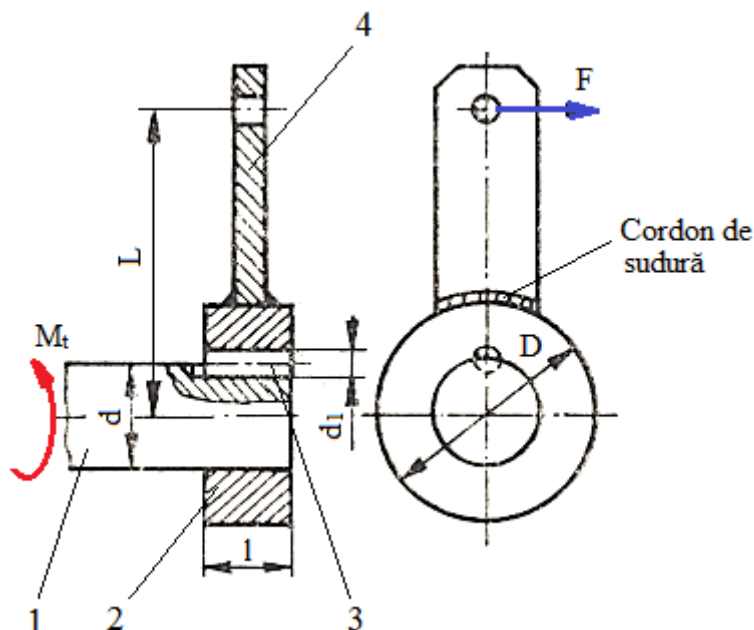
$$l = \frac{4 M_t}{z d d_s \sigma_{as}} = \frac{4 \cdot 73000}{1 \cdot 30 \cdot 6 \cdot 0,2 \cdot 360} = 22,53 \text{ mm.}$$

82.

Forța de antrenare a manivelei, din condiția de rezistență la strivire a asamblării arbore-butuc cu știft longitudinal, $F = 53,28 \text{ N}$.

Se dau: diametrul arborelui $d = 15 \text{ mm}$; diametrul știftului $d_s = 4 \text{ mm}$; lungimea știftului $l = 12 \text{ mm}$; lungimea brațului manivelei $L = 125 \text{ mm}$; materialul știftului, oțel E360; arborele și butucul sunt executate din oțel S185; se consideră, $\sigma_{as} = 0,2 \sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - cap de arbore; 2 - butuc; 3 - știft cilindric; 4 - manivelă.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire a asamblării arbore-butuc cu știft longitudinal,

$$\frac{4 M_t}{z d d_s l} \leq \sigma_{as},$$

rezultă forța de antrenare a manivelei,

$$F = \frac{M_t}{L} = \frac{z d d_s l \sigma_{as}}{4 L} = \frac{1 \cdot 12 \cdot 4 \cdot 15 \cdot 0,2 \cdot 185}{4 \cdot 125} = 53,28 \text{ N.}$$

83.

Forța capabilă a capului barei de tractare 3, din condiția de rezistență la strivire în contact cu bolțul 1, $P = 21708 \text{ N}$.

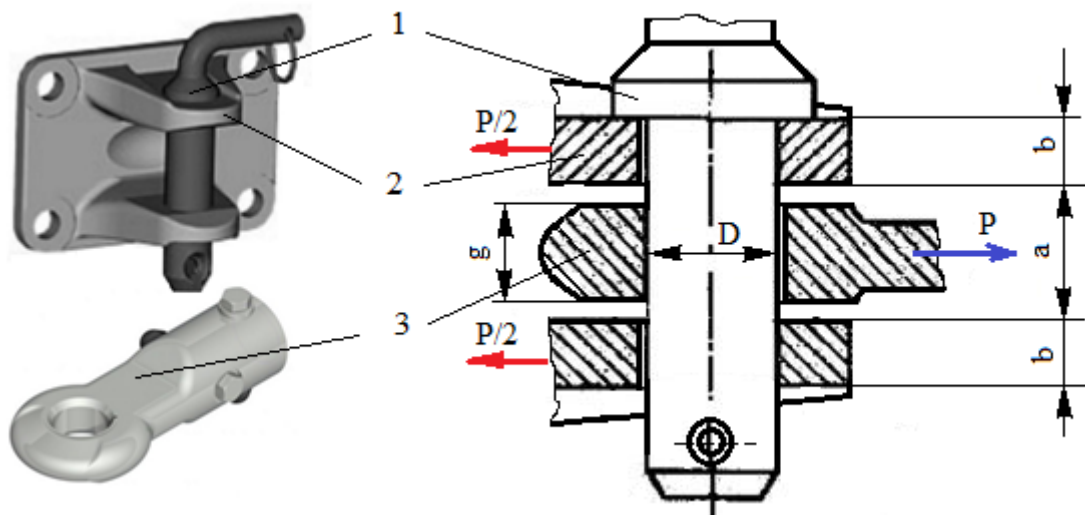
Se dau: diametrul bolțului $D = 18 \text{ mm}$; grosimea ochiului capului barei de tractare $g = 15 \text{ mm}$; materialul bolțului, oțel E335; rezistența la curgere a materialului elementelor 2 și 3, $\sigma_{02} = 380 \text{ MPa}$; se va considera distribuția cosinusoidală a presiunilor în zona de contact și $\sigma_{as} = 0,3 \sigma_{02}$; se consideră distribuția cosinusoidală a presiunii.

Structura constructivă: 1 - bolț; 2 - cârlig de remorcare; 3 - cap bară de tractare.

Rezolvare:

$$\frac{P}{0,8 \cdot D \cdot g} \leq \sigma_{as \min},$$

$$P = 0,8 D g \sigma_{as \min} = 0,8 \cdot 18 \cdot 15 \cdot 0,3 \cdot 335 = 21708 \text{ N.}$$

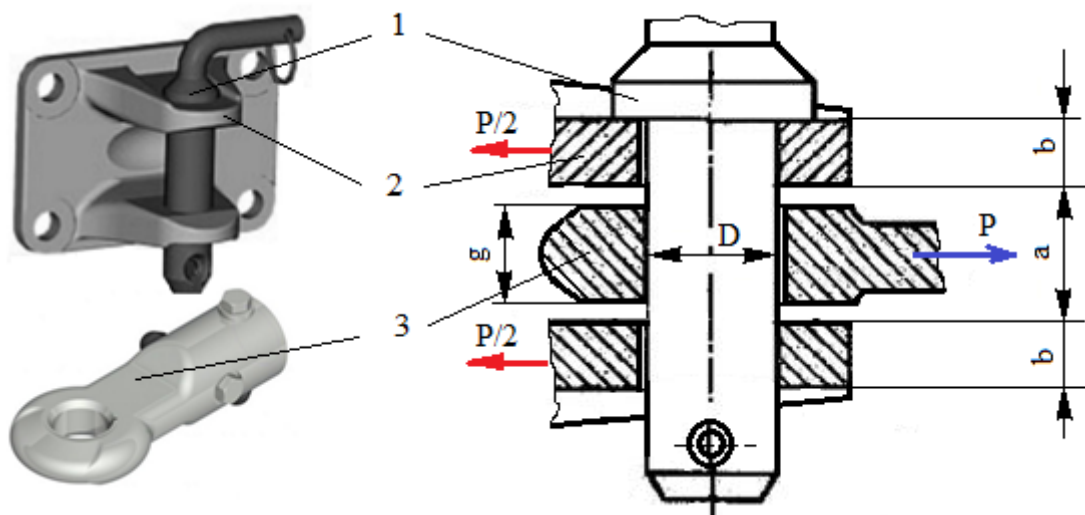


84.

Tensiunea de forfecare din bolt, $\tau_f > \tau_{af}$.

Se dau: forța de tractare $P = 27 \text{ kN}$; diametrul boltului $D = 18 \text{ mm}$; grosimea ochiului capului barei de tractare $g = 15 \text{ mm}$; materialul boltului, oțel E335; rezistența la curgere a materialului elementelor 2 și 3, $\sigma_{02} = 380 \text{ MPa}$; se va considera, $\tau_{af} = 0,6 \sigma_{at}$ (σ_{at} - tensiunea admisibilă la tracțiune); coeficientul de siguranță la solicitarea de tracțiune $c = 4$.

Structura constructivă: 1 - bolt; 2 - cârlig de remorcare; 3 - cap bară de tractare.



Rezolvare:

Diametrul boltului, din condiția de rezistență la forfecare,

$$\tau_f = \frac{P}{2 \cdot \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{2P}{\pi D^2} = \frac{2 \cdot 27000}{\pi 18^2} = 53,05 \text{ MPa} > \tau_{af} = 0,6 \sigma_{at} = 0,6 \sigma_{02}/c = 0,6 \cdot 335/4 = 50,25 \text{ MPa}.$$

85.

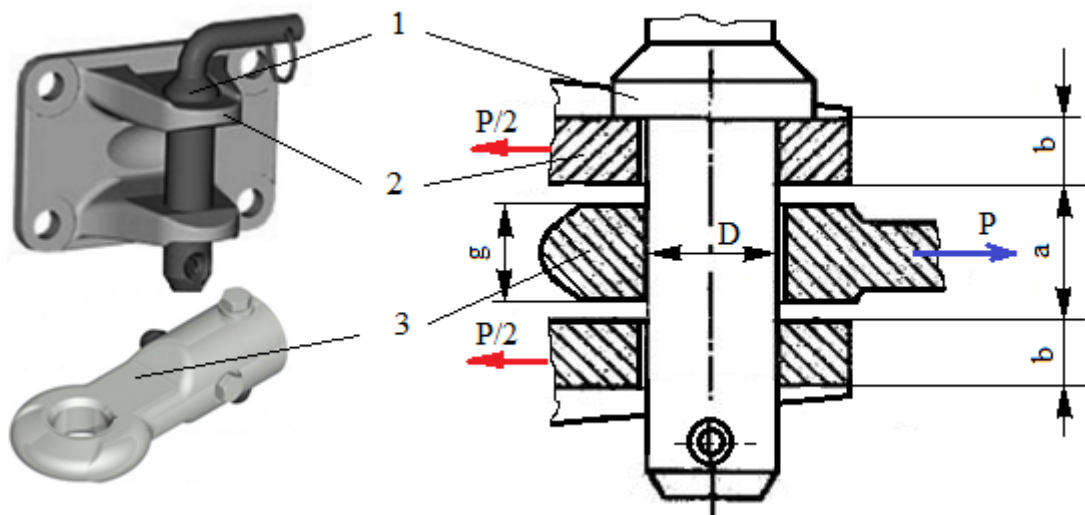
Tensiunea de strivire în zona de contact a boltului cu brațul cârligului de remorcare, $\sigma_s > \sigma_{as}$.

Se dau: forța de tractare, $P = 21 \text{ kN}$; diametrul boltului $D = 18 \text{ mm}$; grosimea brațului cârligului de remorcare $b = 10 \text{ mm}$; materialul boltului, oțel E295; rezistența la curgere a materialului elementelor 2 și 3 $\sigma_{02} = 280 \text{ MPa}$; se va considera distribuția cosinusoidală a presiunilor în zona de contact și $\sigma_{as} = 0,25 \sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - bolt; 2 - cârlig de remorcare; 3 - cap bară de tractare.

Rezolvare:

$$\sigma_s = \frac{P}{2 \cdot 0,8 \cdot D \cdot b} = \frac{21000}{2 \cdot 0,8 \cdot 18 \cdot 10} = 72,91 \text{ MPa} > \sigma_{as} = 0,25 \sigma_{02} = 0,25 \cdot 280 = 70 \text{ MPa}.$$

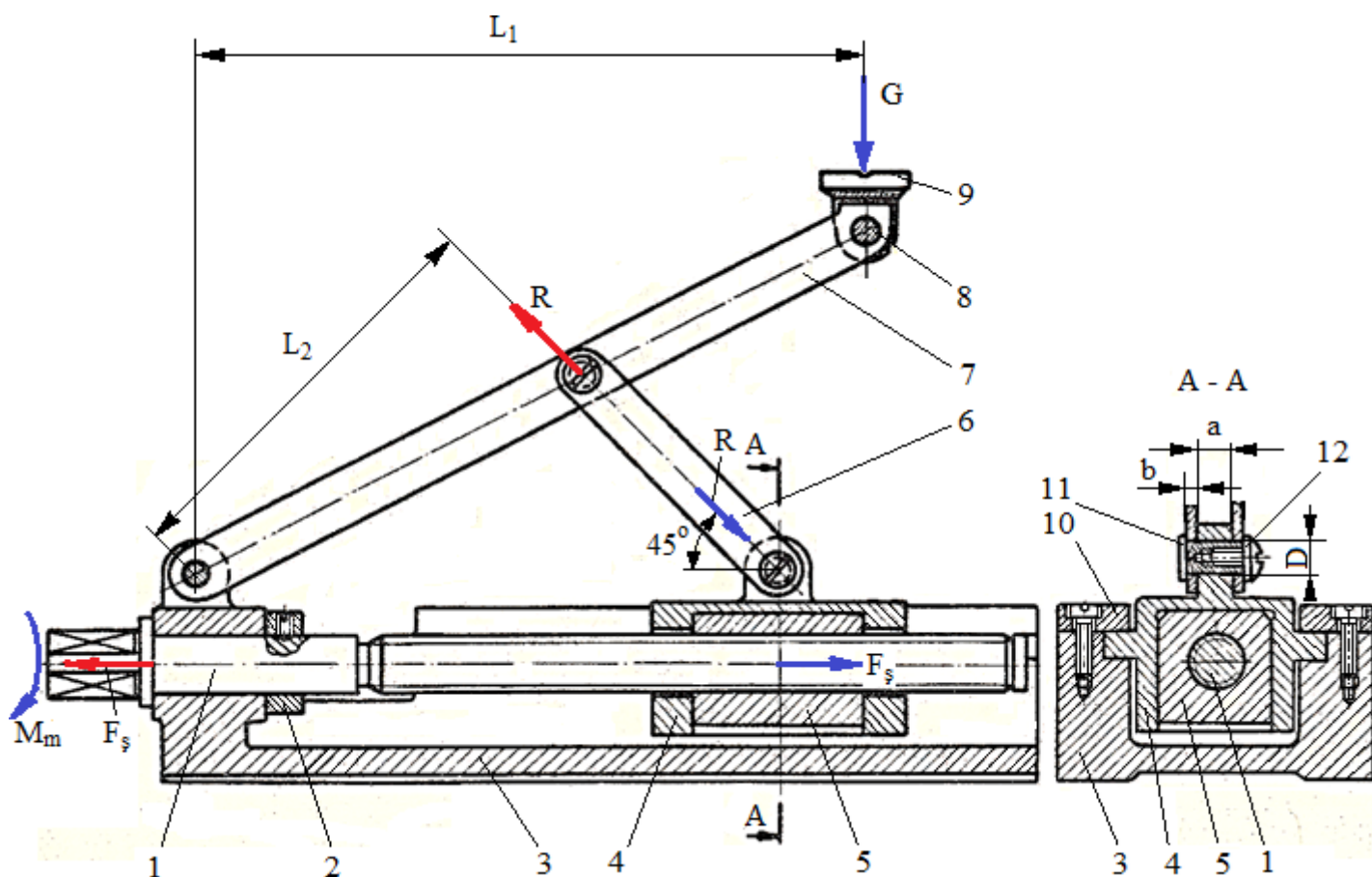


86.

Grosimea pârghiilor 6, din condiția de rezistență la strivire în contact cu bolțul 11, $b = 6,49$ mm.

Se dau: greutatea de ridicat $G = 6,7$ kN; lungimile $L_1 = 420$ mm, $L_2 = 280$ mm; diametrul bolțului $D = 15$ mm; materialul pârghiilor este E295; materialul bolțului E335; se va considera $\sigma_{as} = 0,35\sigma_{02}$ și distribuția presiunii uniformă.

Structura constructivă: 1 - șurub cu filet trapezoidal; 2 - inel de fixare axială a șurubului; 3 - corp; 4 - suport piuliță; 5 - piuliță; 6 - pârghie I; 7 - pârghie II; 8 - bolț 7-9; 9 - cupă; 10 - riglă de ghidare; 11 - bolț 6-4; 12 - șurub de fixare axială.



Rezolvare:

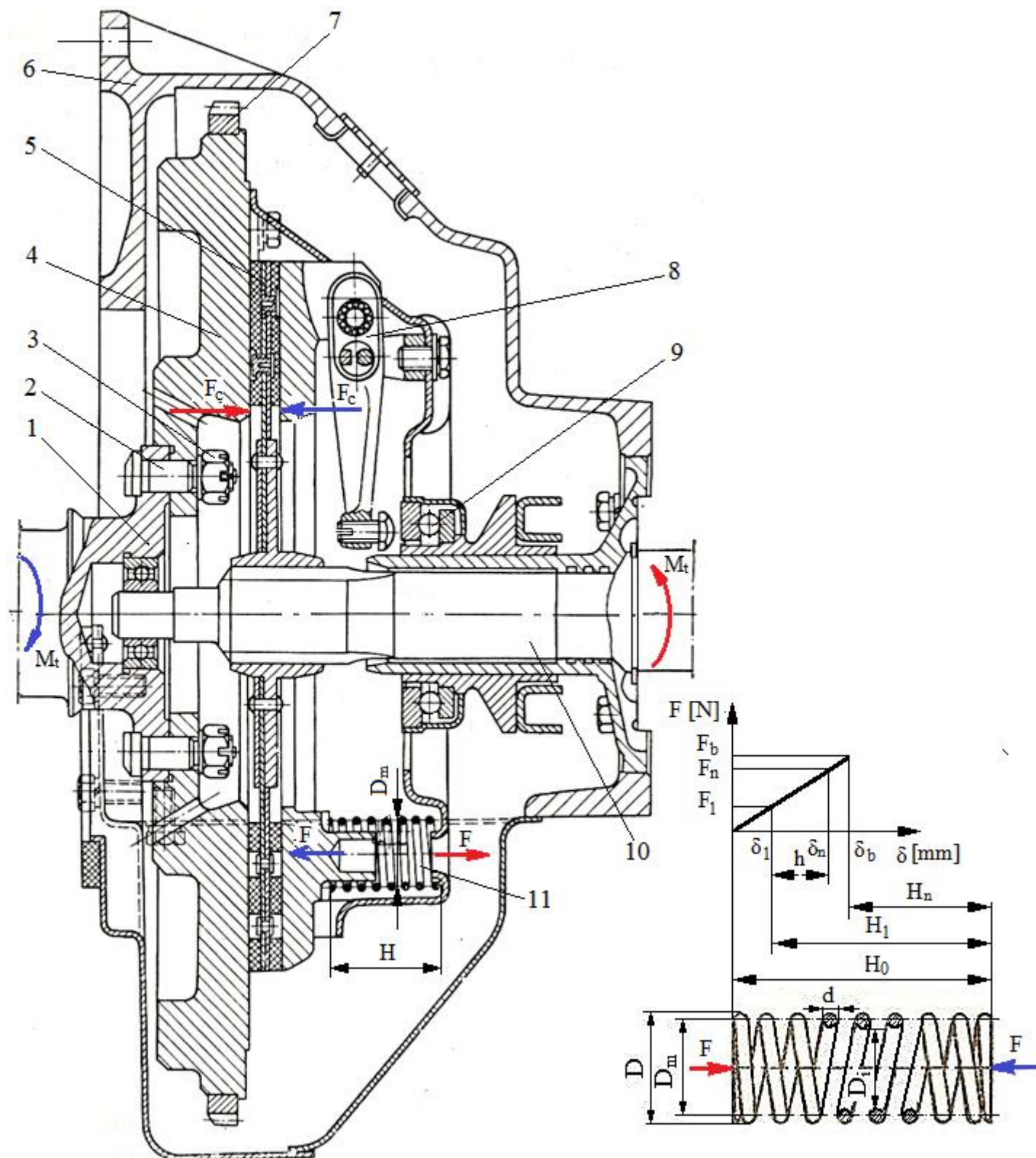
Grosimea pârghiilor 6, din condiția de rezistență la strivire în contact cu bolțul, ținând cont de ecuația de momente $G L_1 = R L_2$,

$$b = \frac{G \frac{L_1}{L_2}}{2 D \sigma_{as}} = \frac{G L_1}{L_2 D 0,35 \sigma_{02}} = \frac{6700 \cdot 420}{280 \cdot 15 \cdot 0,35 \cdot 295} = 6,49 \text{ mm.}$$

Forța totală de apăsare generată de arcurile elicoidale cilindrice montate periferic, din condiția de rezistență la torsiune a spirelor, $F_c \leq 6961,5 \text{ N}$.

Se dau: numărul de arcuri periferice $z_a = 12$; diametrul mediu al arcului $D_m = 50 \text{ mm}$; diametrul spirei, $d = 5 \text{ mm}$; factorul de concentrare a tensiunilor de torsiune $K = 1,1$; materialul arcului, 60Si15, are tensiunea admisibilă la torsiune, $\tau_{at} = 650 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - arbore cotit; 2 - șurub de păsiure (montat fără joc); 3 - piuliță crenelată asigurată cu cui spintecat; 4 - volant; 5 - subansamblul discului ambreiajului; 6 - carcasa ambreiajului; 7 - coroană dințată; 8 - pârghie de debreiere; 9 - rulment axial (de presiune); 10 - arborele de intrare al cutiei de viteze; 11 - arc elicoidal cilindric de compresiune.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la torsiune a spirelor,

$$K \frac{8 F_n D_m}{\pi d^3} \leq \tau_{at},$$

se obține forța totală de apăsare,

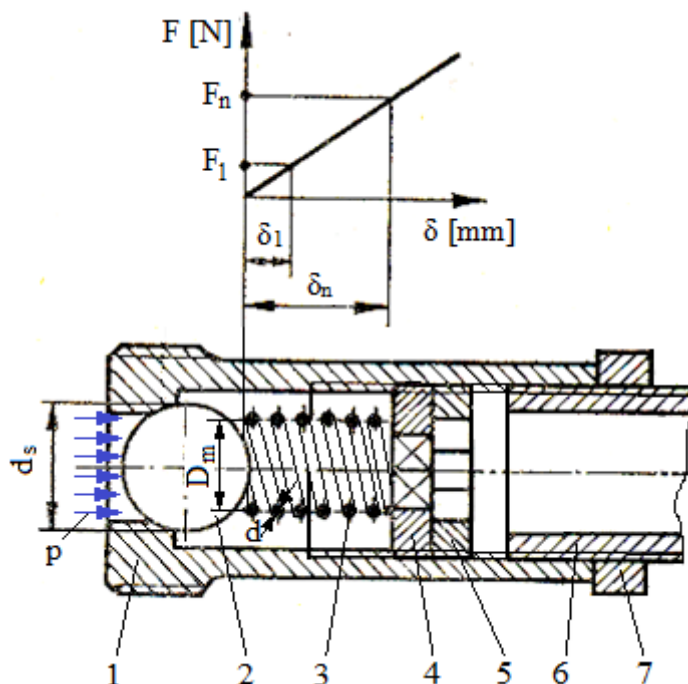
$$F_c = z_a F_n = z_a \frac{\pi d^3 \tau_{at}}{8 K D_m} = 12 \frac{\pi 5^3 650}{8 \cdot 1,1 \cdot 50} = 6961,48 \text{ N}.$$

88.

Diametrul spirei arcului supapei, din condiția de rezistență la torsiune, $d = 1,28 \text{ mm}$.

Se dau: presiunea maximă de lucru, $p = 0,5 \text{ N/mm}^2$ (5 bari); diametrul orificiului supapei $d_s = 12 \text{ mm}$; materialul sârmei, oțel 56Si7, are tensiunea admisibilă la torsiune $\tau_{at} = 630 \text{ N/mm}^2$; indicele arcului $i = 6$; factorul de concentrare a tensiunilor de torsiune $K = 1,2$.

Structura constructivă: 1 - corp supapă de trecere; 2 - bilă; 3 - arc cilindric de compresiune; 4 - piuliță de reglare cu pasul filetului 1,25 mm; 5 - contrapiuliță; 6 - cap țeavă; 7 - piuliță blocare corp supapă.



Rezolvare:

Ținând cont că $D_m = i d$, forța corespunzătoare presiunii maxime de lucru, $F_n = \frac{\pi d_s^2}{4} p$ și de condiția de

rezistență la torsiune, $K \frac{8 F_n i}{\pi d^2} \leq \tau_{at}$,

rezultă diametrul spirei arcului,

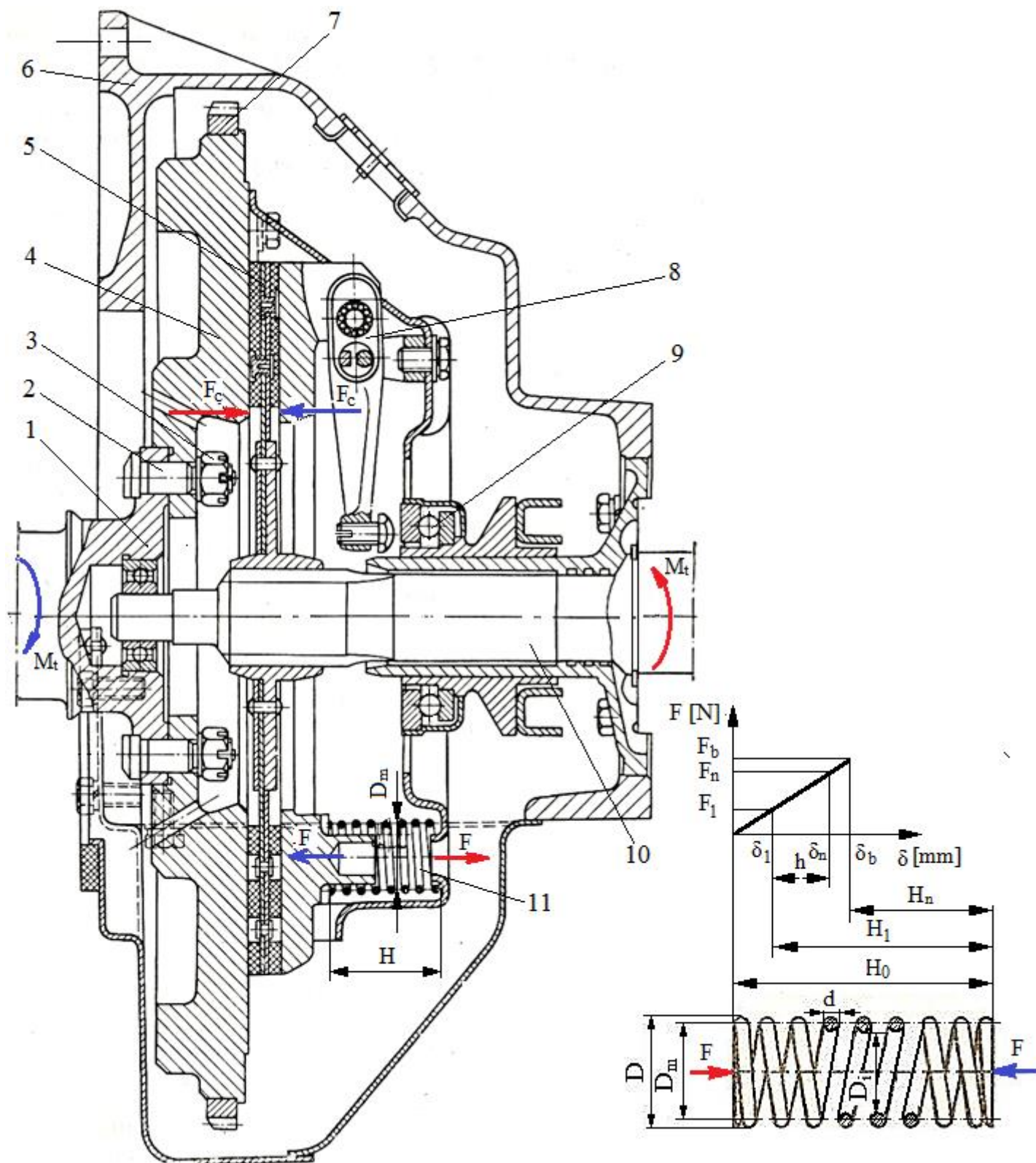
$$d = \sqrt{\frac{8 K F_n i}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt{\frac{8 K d_s^2 p i}{4 \tau_{at}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 1,2 \cdot 12^2 \cdot 0,5 \cdot 6}{4 \cdot 630}} = 1,28 \text{ mm}.$$

89.

Numărul de spire active ale arcului elicoidal cilindric, montat periferic, $n = 4,92$.

Se dau: forța totală de cuplare (apăsare în starea cuplat) $F_c = 8,5 \text{ kN}$; numărul de arcuri periferice $z_a = 12$; diametrul mediu $D = 48 \text{ mm}$; săgeata arcului $\delta_n = 28 \text{ mm}$; diametrul spirei, $d = 6 \text{ mm}$; materialul arcului, oțel 60Si15, are modulul de elasticitate transversal, $G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - arbore cotit; 2 - șurub de păsuiure (montat fără joc); 3 - piuliță crenelată asigurată cu cui spintecat; 4 - volant; 5 - subansamblul discului ambreiajului; 6 - carcasa ambreiajului; 7 - coroană dințată; 8 - pârghie de debreiere; 9 - rulment axial (de presiune); 10 - arborele de intrare al cutiei de viteze; 11 - arc elicoidal cilindric de compresiune.



Rezolvare:

Din relațiile

$$\delta_n = \frac{8 F_n D_m^3 n}{G d^4} \text{ și}$$

$$F_n = F_c / z_a,$$

rezultă,

$$n = \frac{G d^4 \delta_n z_a}{8 F_c D_m^3} = \frac{8,5 \cdot 10^4 \cdot 6^4 \cdot 28 \cdot 12}{8 \cdot 8500 \cdot 48^3} = 4,92.$$

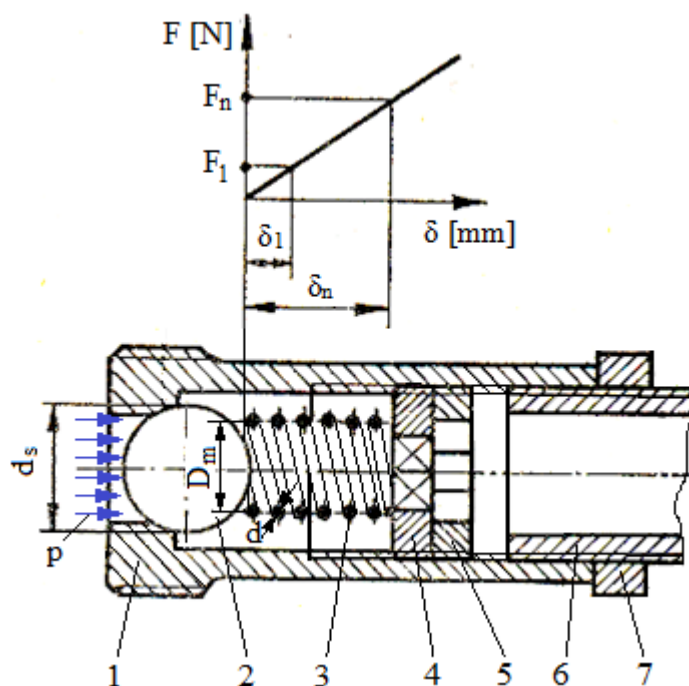
90.

Numărul de spire active ale arcului supapei, $n = 8,69$.

Se dau: presiunea de lucru $p_n = 0,5 \text{ MPa}$ (5 bari); diametrul orificiului supapei $d_s = 12 \text{ mm}$; materialul sârmei,

oțel 56Si7, are modulul de elasticitate transversal $G = 8,5 \cdot 10^4$ MPa; diametrul spirei arcului $d = 2$ mm; indicele arcului $i = 6$; săgeata maximă (corespunzătoare presiunii maxime de deschidere), $\delta_n = 5$ mm.

Structura constructivă: 1 - corp supapă de trecere; 2 - bilă; 3 - arc cilindric de compresiune; 4 - piuliță de reglare; 5 - contrapiuliță; 6 - cap țevă; 7 - piuliță blocare corp supapă.



Rezolvare:

Numărul de spire active, ținând cont că $D_m = id$ și că forța corespunzătoare presiunii maxime de lucru a supapei,

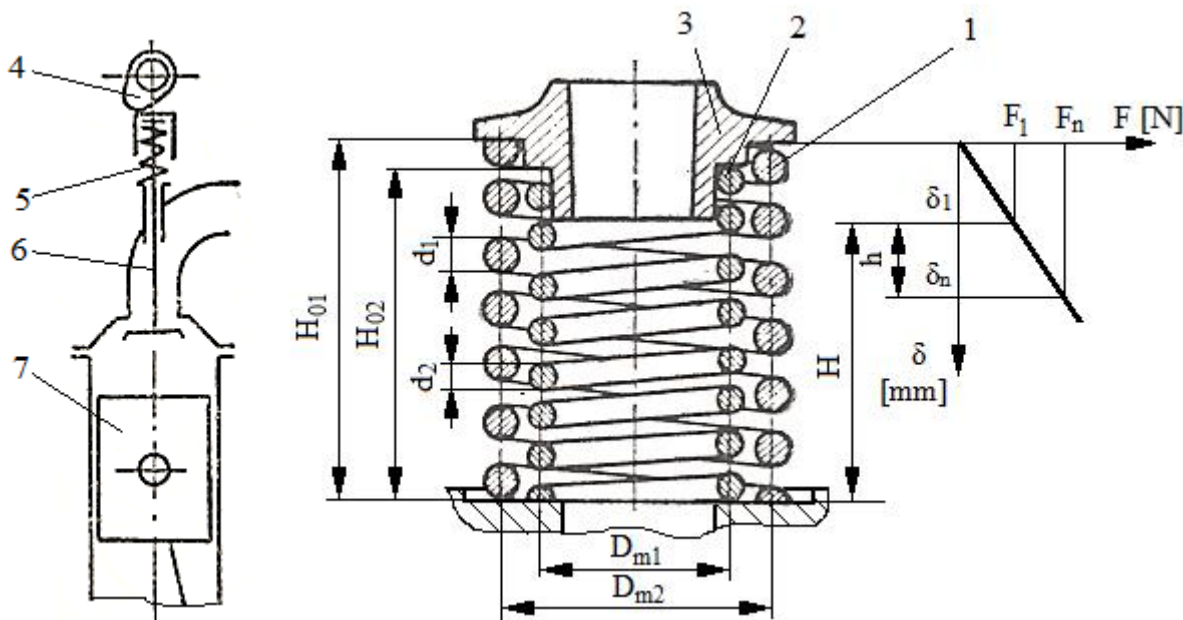
$$F_n = \frac{\pi d_s^2}{4} p_n, \text{ rezultă din relațiile, } n = \frac{G d \delta_n}{8 F_n i^3} = \frac{G d \delta_n}{8 \frac{\pi d_s^2}{4} p_n i^3} = \frac{8,5 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 5}{8 \frac{\pi 12^2}{4} 0,5 \cdot 6^3} = 8,69.$$

91.

Rigiditatea arcului 1, $k_1 = 2,72$ N/mm.

Se dau: diametrele spirelor $d_1 = 4$ mm, $d_2 = 3$ mm; diametrele medii, $D_{m1} = 50$ mm, $D_{m2} = 40$ mm; numerele spirelor $n_1 = 8$, $n_2 = 6$; cursa arcurilor $h = 10$ mm; modulul de elasticitate transversal al materialului arcurilor, $G = 8,5 \cdot 10^4$ MPa.

Structura constructivă: 1, 2 - arc cilindric de compresiune; 3 - discul arcurilor supapei; 4 - arbore cu came; 5 - sistem cu 2 arcuri montate în paralel (pentru evitarea rezonanței); 6 - supapă; 7 - piston.



Rezolvare:

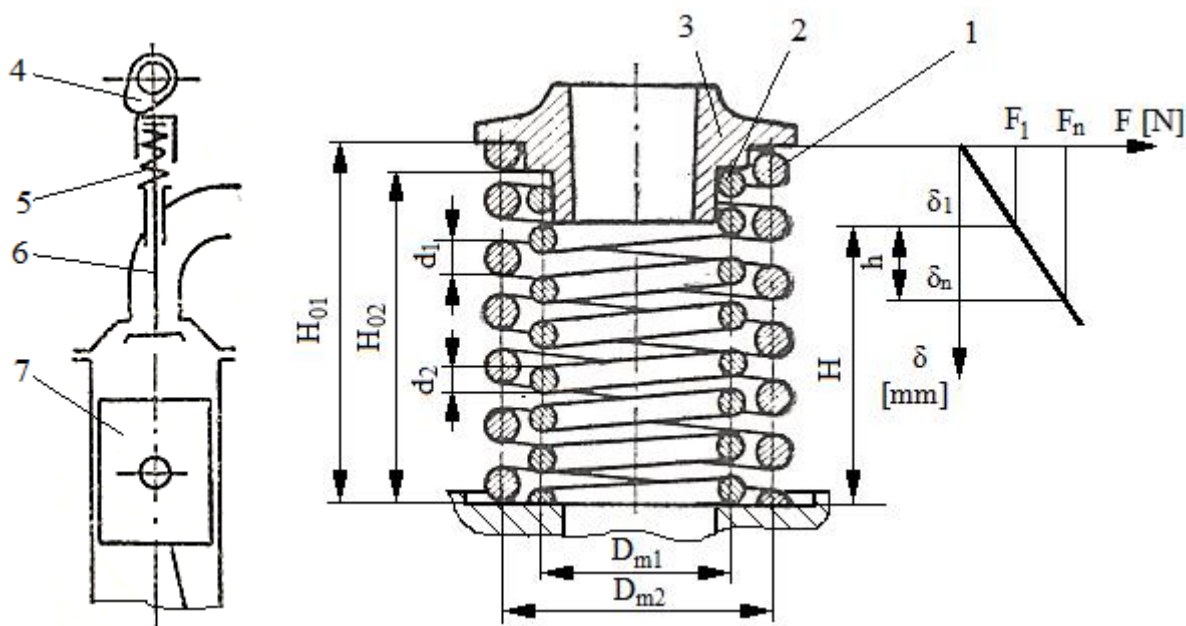
$$k_1 = \frac{G d_1^4}{8 n_1 D_{m1}^3} = \frac{8,5 \cdot 10^4 \cdot 4^4}{8 \cdot 8 \cdot 50^3} = 2,72 \text{ N/mm.}$$

92.

Tensiunea maximă care apare în arcul 1 (când supapa este deschisă), $\tau_{t1 \max} = 206,9 \text{ MPa}$.

Se dau: forța care acționează asupra arcului 1 (când supapa este deschisă) $F_{n1} = 80 \text{ N}$; cursa sistemului de arcuri, $h = 10 \text{ mm}$; diametrele spirelor $d_1 = 4 \text{ mm}$, $d_2 = 3 \text{ mm}$; diametrele medii, $D_{m1} = 50 \text{ mm}$, $D_{m2} = 40 \text{ mm}$; numerele spirelor $n_1 = 8$, $n_2 = 6$; rigiditățile arcurilor $k_1 = 2 \text{ N/mm}$, $k_2 = 2,5 \text{ N/mm}$; lungimea pachetului de arcuri după precomprimare $H = 65 \text{ mm}$; cursa arcurilor $h = 10 \text{ mm}$; factorul de concentrare a tensiunilor de torsiune $K = 1,3$; materialul arcurilor, 60Si15, are tensiunea admisibilă la torsiune, $\tau_{at} = 650 \text{ N/mm}^2$.

Structura constructivă: 1 - arc cilindric de compresiune; 2 - discul arcurilor supapei; 3 - arbore cu came; 4 - sistem cu 2 arcuri montate în paralel (pentru evitarea rezonanței); 5 - supapă; 6 - piston.



Rezolvare:

Tensiunea maximă care apare în arcul 1 (când supapa este deschisă),

$$\tau_{t1 \max} = \frac{8}{\pi} K \frac{D_{m1}}{d_1^3} F_{n1} = \frac{8}{\pi} 1,3 \frac{50}{4^3} 80 = 206,9 \text{ MPa.}$$

93.

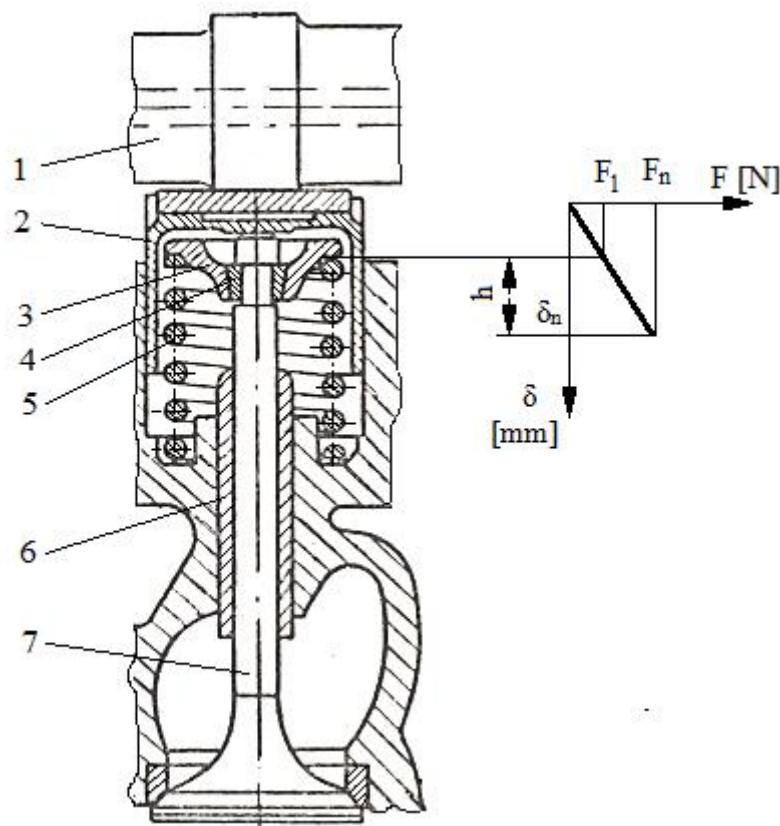
Rigiditatea arcului, $k = 12,81 \text{ N/mm}$.

Se dau: forța de încărcare maximă, $F_n = 205 \text{ N}$; forța de pretensionare la montaj, $F_1 = 0,5 F_n$; cursa arcului la deschiderea supapei, $h = 8 \text{ mm}$.

Structura constructivă: 1 - arbore cu came; 2 - tachet; 3 - discul arcului supapei; 4 - galet; 5 - arc de supapă; 6 - bușă de ghidare supapă; 7 - supapă.

Rezolvare: Rigiditatea arcului,

$$k = \frac{F_n - F_1}{h} = \frac{205 - 0,5 \cdot 205}{8} = 12,81 \text{ N/mm.}$$

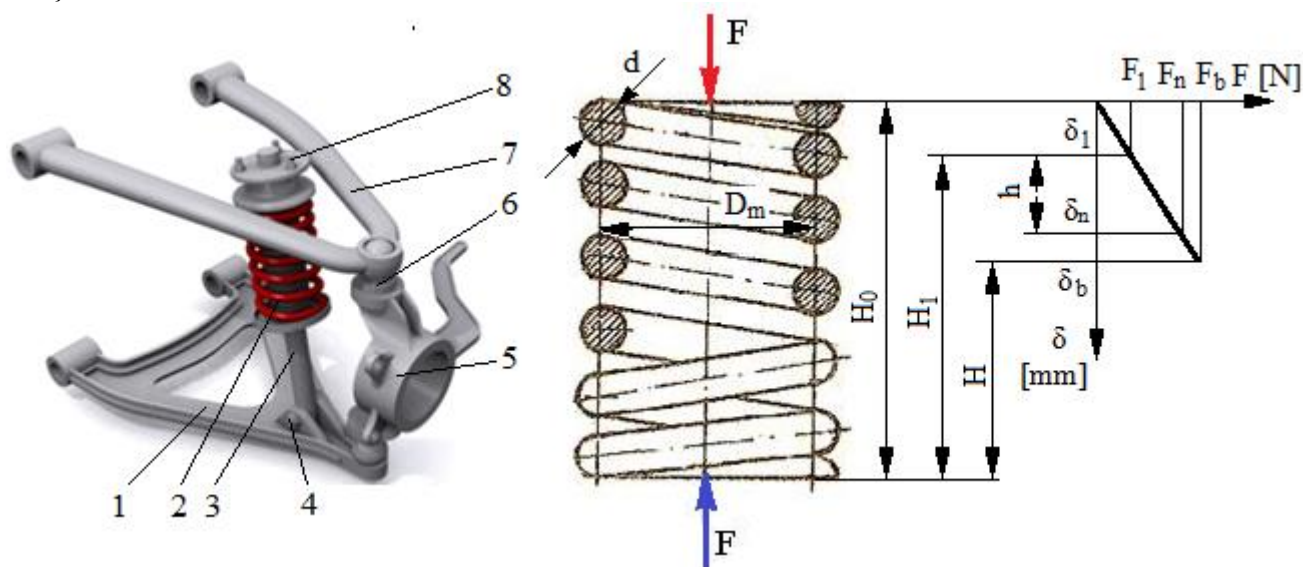


94.

Diametrul spirei arcului elicoidal cilindric de compresiune, $d \leq 9$ mm.

Se dau: indicele arcului $i = 9$; rigiditatea arcului $k = 16$ N/mm, modulul de elasticitate transversal al materialului $G = 8,3 \cdot 10^4$ MPa; numărul de spire $n = 8$.

Structura constructivă: 1 - braț inferior, 2 - arc elicoidal cilindric; 3 - amortizor telescopic; 4 - asamblare cu bolt; 5 - fuzetă; 6 - subansamblu pivot sferic superior (inferior); 7 - braț superior; 8 - subansamblu flanșă de fixare la șasiu.



Rezolvare:

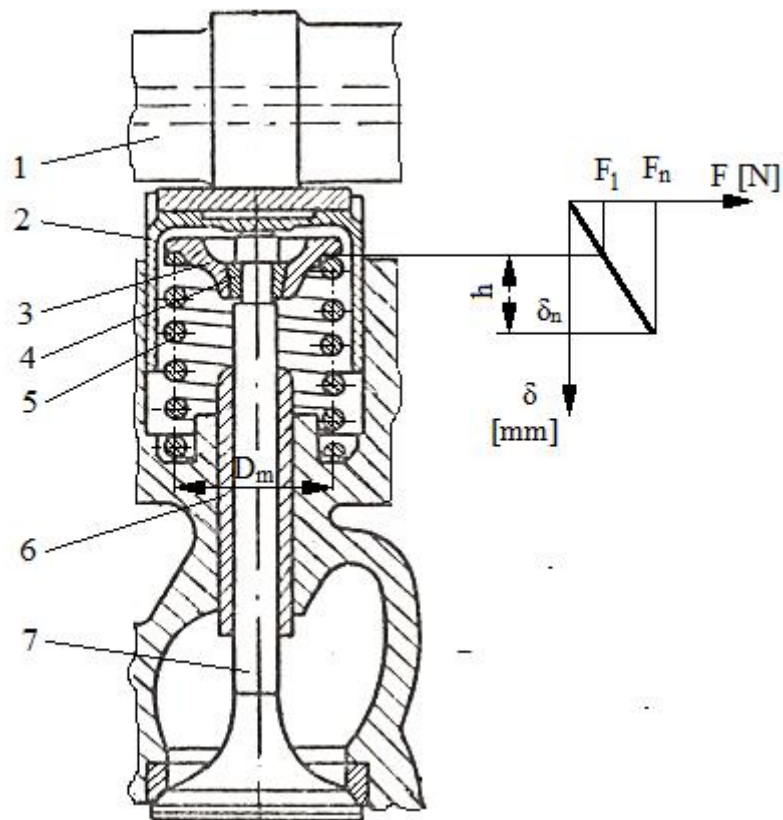
$$d = \frac{8 k n i^3}{G} = \frac{8 \cdot 16 \cdot 8 \cdot 9^3}{8,3 \cdot 10^4} = 8,99 \text{ mm.}$$

95.

Rigiditatea arcului, $k < 15,72$ N/mm.

Se dau: forța de lucru maximă, $F_n = 220$ N; forța minimă care încarcă arcul la montaj, $F_1 = 0,5F_n$; cursa arcului la deschiderea supapei, $h = 7$ mm; diametrul mediu $D_m = 24$ mm.

Structura constructivă: 1 - arbore cu came; 2 - tachet; 3 - discul arcului supapei; 4 - galet; 5 - arc de supapă; 6 - bușă de ghidare supapă; 7 - supapă.



Rezolvare:

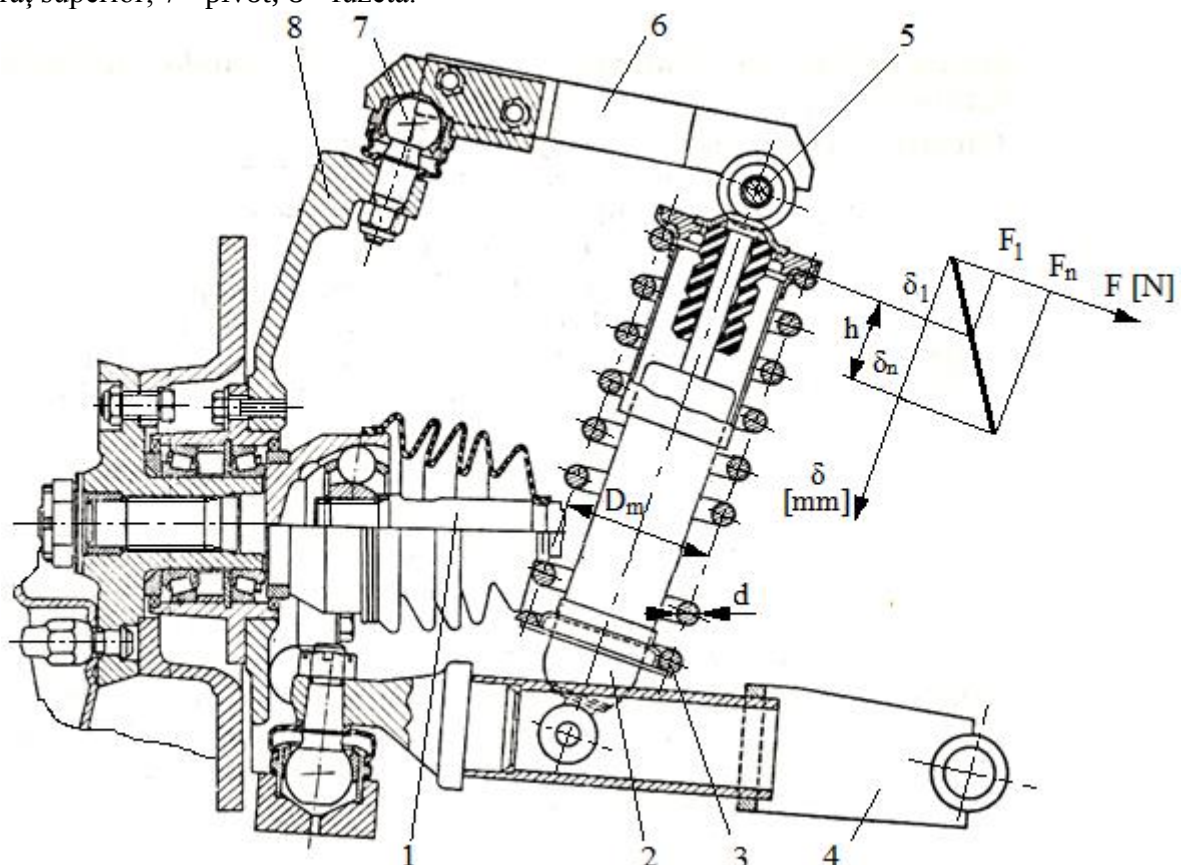
$$k = \frac{F_n - F_1}{h} = \frac{220 - 0,5 \cdot 220}{7} = 15,71 \text{ N/mm.}$$

96.

Forța capabilă preluată de arcul elicoidal de compresiune, din condiția de rezistență la torsiune a spirei, $F_n \leq 1072,63 \text{ N}$.

Se dau: diametrul mediu $D_m = 90 \text{ mm}$; diametrul spirei $d = 8 \text{ mm}$; materialul, oțel 51VCr11, are tensiunea admisibilă de rupere la torsiune $\tau_{at} = 600 \text{ MPa}$; factorul de concentrare a tensiunilor de torsiune $K = 1,25$.

Structura constructivă: 1 - arbore planetar; 2 - amortizor; 3 - arc cilindric elicoidal; 4 - braț inferior; 5 - bucășă și bolț; 6 - braț superior; 7 - pivot; 8 - fuzetă.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la torsiune a spirei,

$$K \frac{8 F_n D_m}{\pi d^3} \leq \tau_{at},$$

rezultă forța capabilă preluată de arc,

$$F_n = \frac{\pi d^3 \tau_{at}}{8 K D_m} = \frac{\pi 8^3 \cdot 600}{8 \cdot 1,25 \cdot 90} = 1072,33 \text{ N}.$$

97.

Numărul de spire active ale arcului, $n = 9,95$.

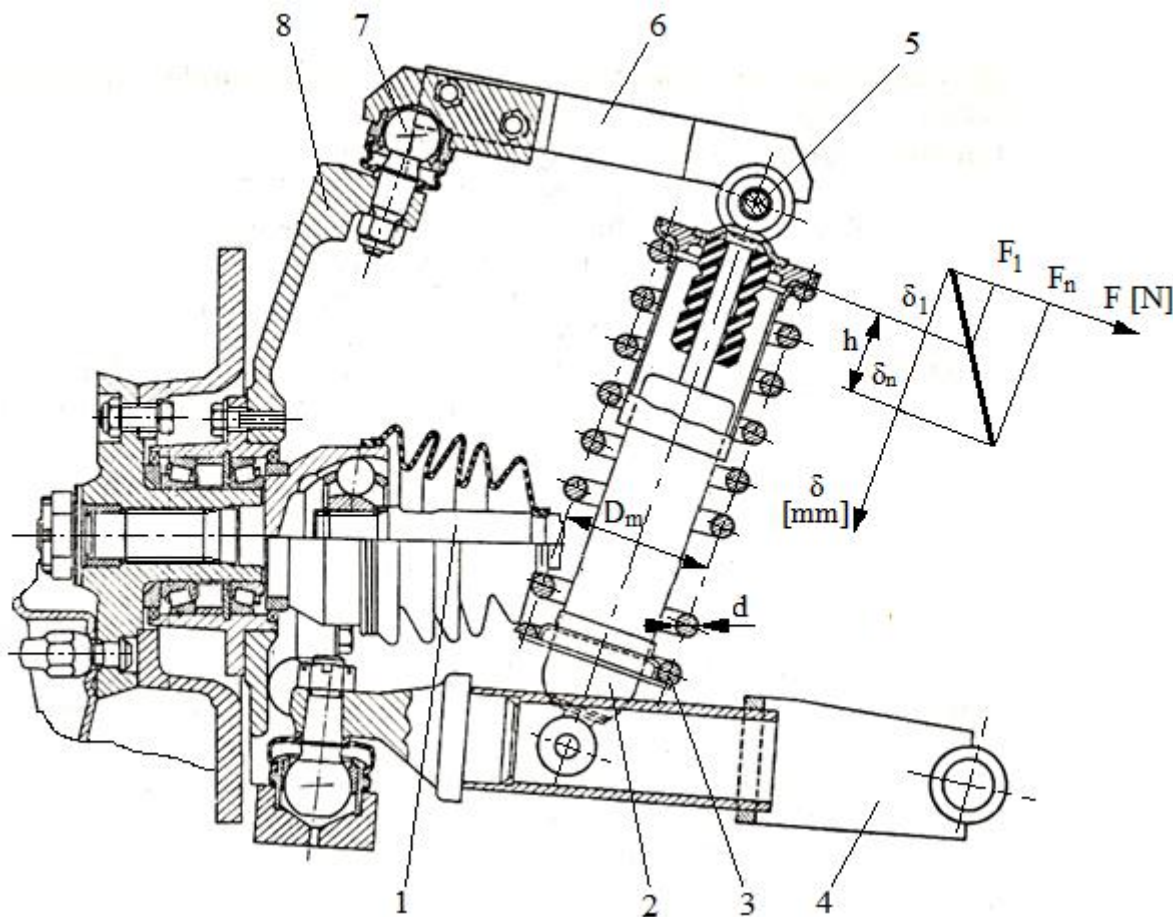
Se dau: diametrul mediu $D_m = 90 \text{ mm}$; diametrul spirei $d = 8 \text{ mm}$; materialul arcului este 60Si15 cu modulul de elasticitate transversal, $G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ MPa}$; rigiditatea arcului $k = 6 \text{ N/mm}$.

Structura constructivă: 1 - arbore planetar; 2 - amortizor; 3 - arc cilindric elicoidal; 4 - braț inferior; 5 - bușă și bolț; 6 - braț superior; 7 - pivot; 8 - fuzetă.

Rezolvare:

Numărul de spire active ale arcului,

$$n = \frac{G d^4}{8 k D_m^3} = \frac{8,5 \cdot 10^4 \cdot 8^4}{8 \cdot 6 \cdot 90^3} = 9,95.$$

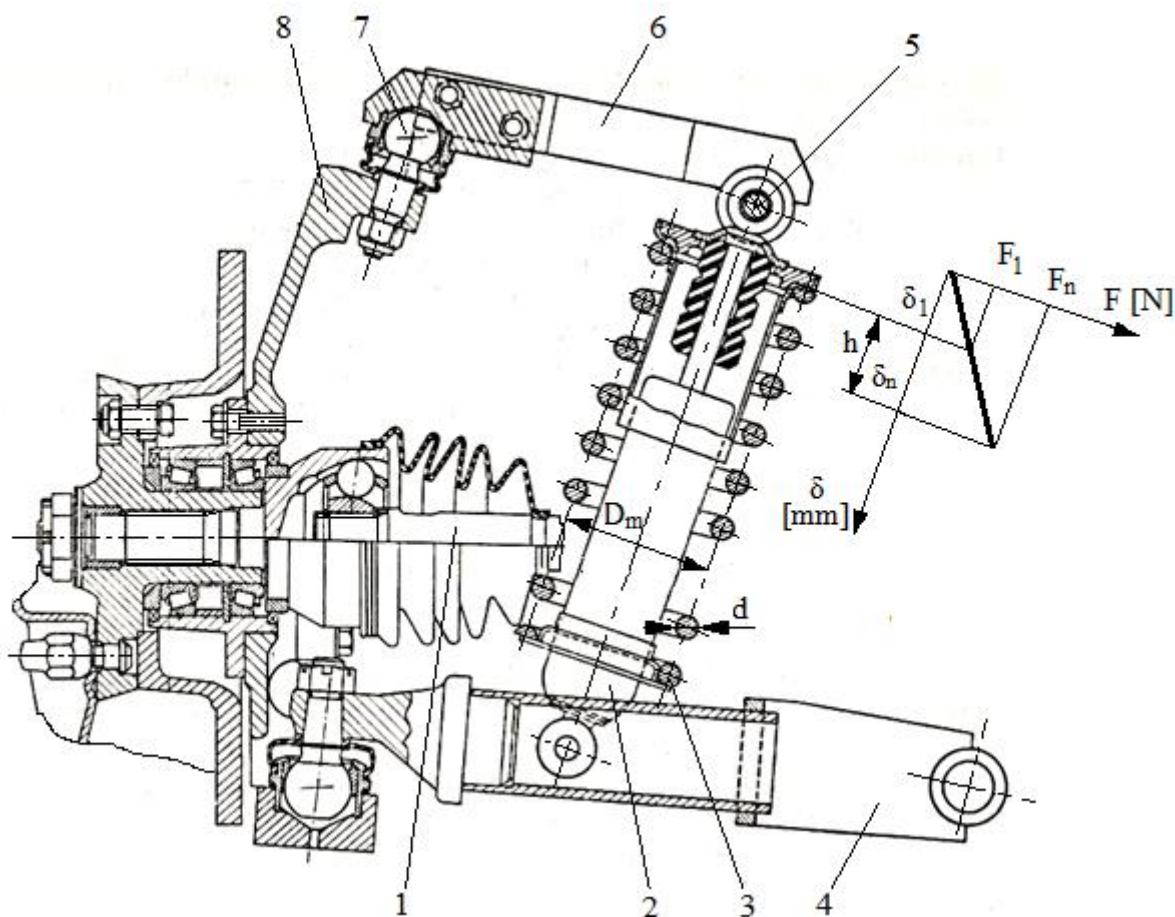


98.

Diametrul spirei, $d \leq 7,95 \text{ mm}$.

Se dau: forța de lucru $F_n = 1,8 \text{ kN}$; forța de pretensionare $F_1 = 0,1 F_n$; cursa arcului $h = 190 \text{ mm}$; diametrul mediu al arcului $D_m = 85$; modulul de elasticitate transversal al materialului $G = 8,4 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$.

Structura constructivă: 1 - arbore planetar; 2 - amortizor; 3 - arc cilindric elicoidal; 4 - braț inferior; 5 - bușă și bolț; 6 - braț superior; 7 - pivot; 8 - fuzetă.



Rezolvare:
Din relațiile,

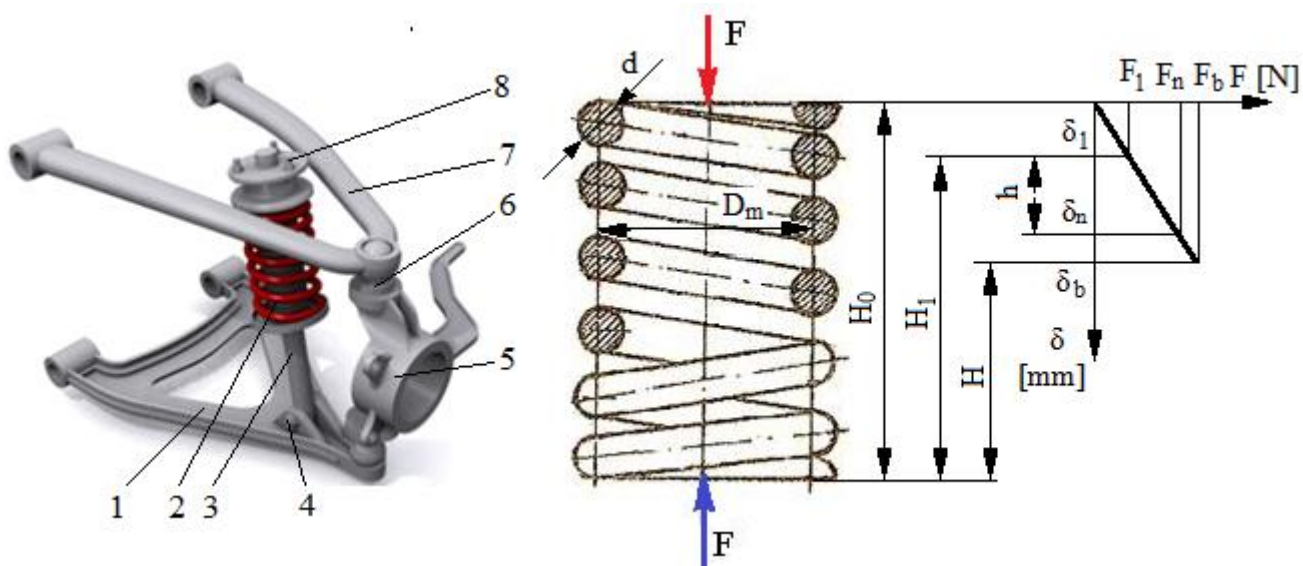
$$k = \frac{F_n - F_1}{h} = \frac{G d^4}{8 n D_m^3}, \text{ rezultă, } d = \sqrt[4]{\frac{8 n D_m^3 (F_n - F_1)}{h G}} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 8 \cdot 85^3 (1800 - 0,1 \cdot 1800)}{190 \cdot 8,4 \cdot 10^4}} = 7,95 \text{ mm.}$$

99.

Numărul de spire active, $n = 6,76$.

Se dau: forța de lucru $F_n = 3 \text{ kN}$; forța de pretensionare $F_1 = 0,1 F_n$; diametrul spirei $d = 8 \text{ mm}$; diametrul mediu al arcului $D_m = 80$; cursa arcului $h = 220 \text{ mm}$; modulul de elasticitate transversal al materialului $G = 8,3 \cdot 10^4 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - braț inferior, 2 - arc elicoidal cilindric; 3 - amortizor telescopic; 4 - asamblare cu bolt; 5 - fuzetă; 6 - subansamblu pivot sferic superior (inferior); 7 - braț superior; 8 - subansamblu flanșă de fixare la șasiu.



Rezolvare:

Din relațiile,

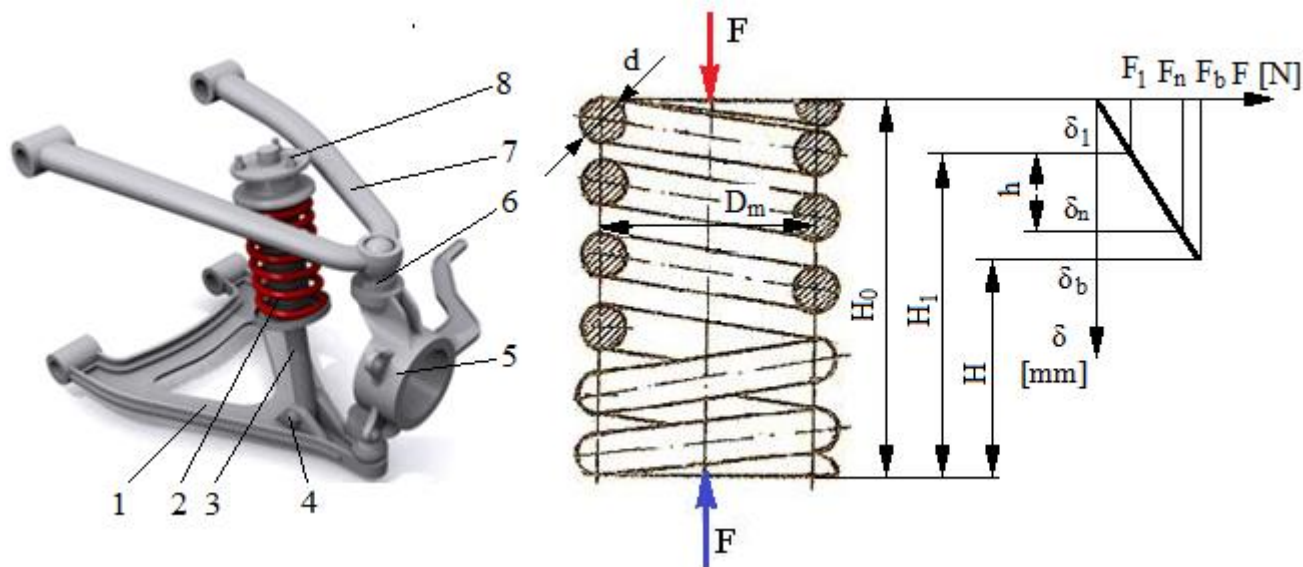
$$k = \frac{F_n - F_1}{h} = \frac{G d^4}{8 n D_m^3}, \text{ rezultă, } n = \frac{G d^4 h}{8 D_m^3 (F_n - F_1)} = \frac{8,3 \cdot 10^4 \cdot 8^4 \cdot 220}{8 \cdot 80^3 (3000 - 0,1 \cdot 3000)} = 6,76.$$

100.

Forța din arc la montaj, $F_1 = 307,5 \text{ N}$.

Se dau: rigiditatea arcului $k = 25 \text{ N/mm}$, materialul arcului, oțel 60Si15, are modulul de elasticitate transversal, $G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ MPa}$; săgeata arcului la montaj $\delta_1 = 15,5 \text{ mm}$; numărul de spire $n = 8$.

Structura constructivă: 1 - braț inferior, 2 - arc elicoidal cilindric; 3 - amortizor telescopic; 4 - asamblare cu bolt; 5 - fuzetă; 6 - subansamblu pivot sferic superior (inferior); 7 - braț superior; 8 - subansamblu flanșă de fixare la șasiu.



Rezolvare:

$$F_1 = k \delta_1 = 25 \cdot 15,5 = 397,5 \text{ N}.$$

101.

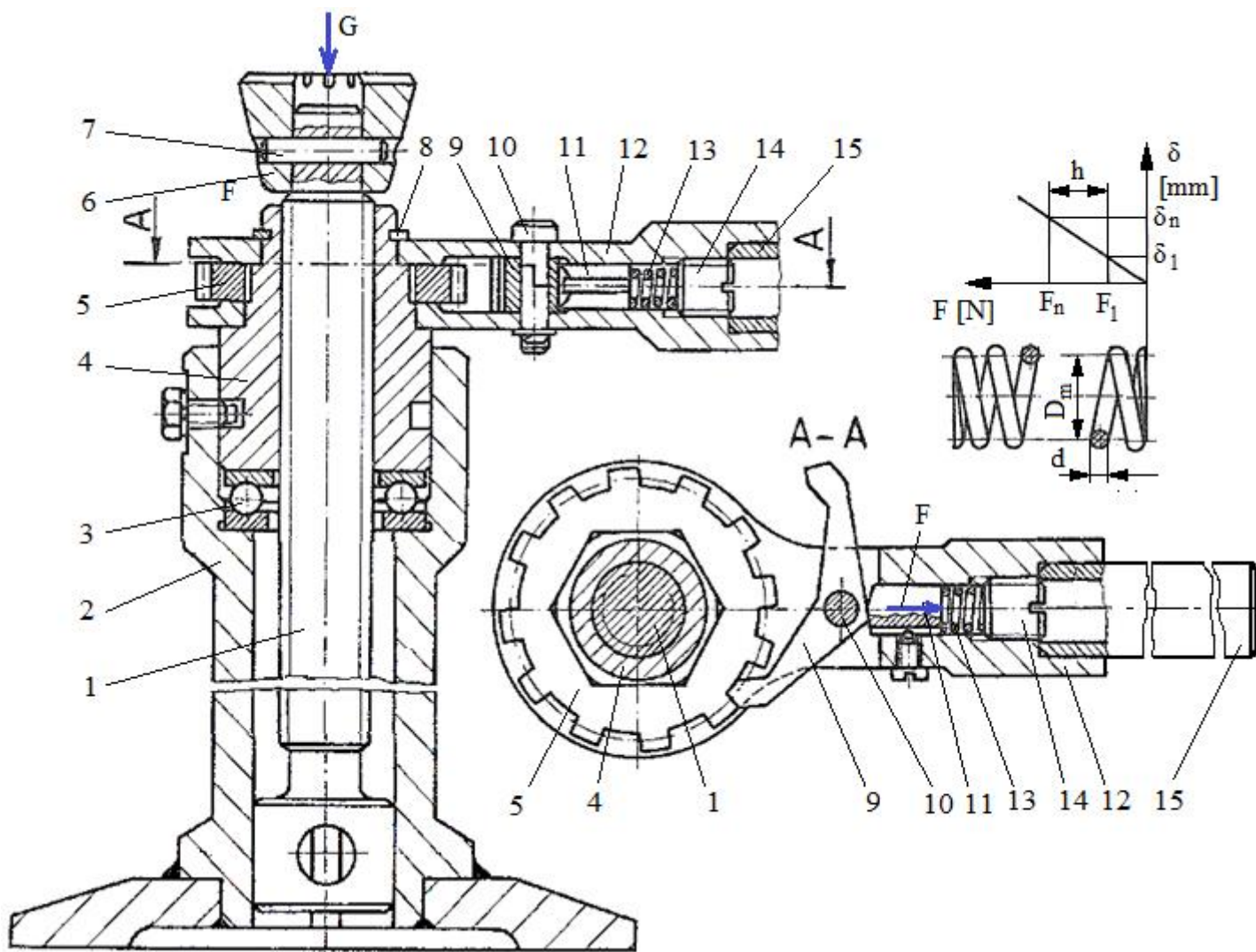
Tensiunea de torsiune maximă din spira arcului, $\tau_t > \tau_{at}$.

Se dau: forța maximă $F_n = 35 \text{ N}$; diametrul spirei $d = 1,2 \text{ mm}$; indicele arcului $i = 9$; numărul de spire active $n = 5$; materialul arcului este 60Si15 cu tensiunea admisibilă la torsiune $\tau_{at} = 620 \text{ N/mm}^2$; factorul de concentrare a tensiunilor de torsiune $K = 1 + 1,6/i$.

Structura constructivă: 1 - șurub principal cu filet trapezoidal (nerotitor); 2 - corp cric; 3 - rulment axial cu bile (cu simplu efect, preia forța axială într-un singur sens); 4 - piuliță rotitoare (cu profil hexagonal la exterior); 5 - roată de clichet (cu alezaj hexagonal); 6 - cupă; 7 - știft cilindric; 8 - inel elastic (pentru fixare axială); 9 - clichet; 10 - clichet; 11 - indexor; 12 - corp clichet; 13 - arc elicoidal cilindric de compresiune; 14 - dop filetat; 15 - prelungitor (manivelă).

Rezolvare:

$$\tau_t = \frac{8 K F_n i}{\pi d^2} = \frac{8 \left(1 + \frac{1,6}{i}\right) F_n i}{\pi d^2} = \frac{8 \left(1 + \frac{1,6}{9}\right) 35 \cdot 9}{\pi 1,2^2} = 656,07 \text{ MPa} > \tau_{at}.$$

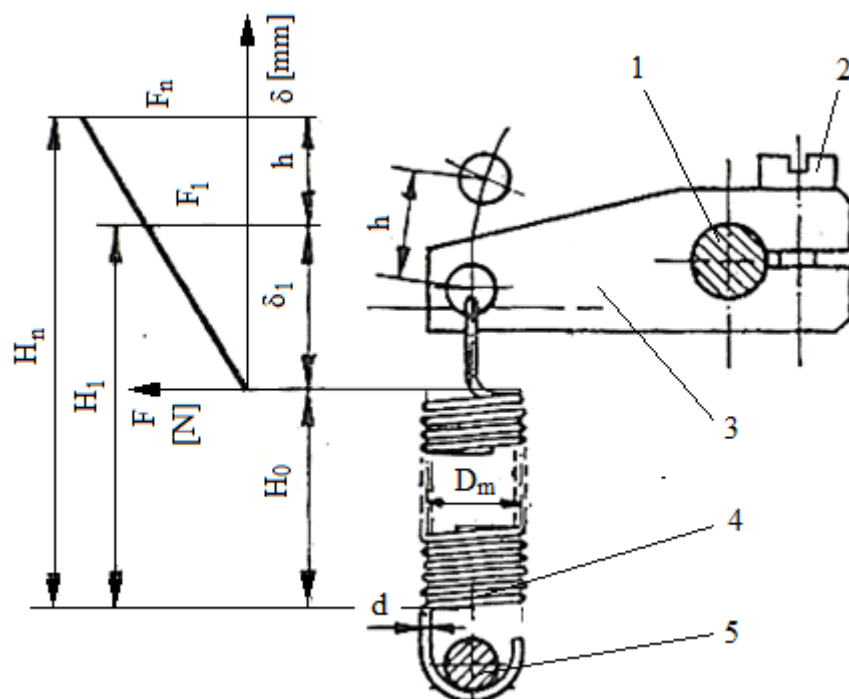


102.

Diametrul spirei arcului elicoidal cilindric de tracțiune, din condiția de rezistență la torsiune, $d = 2,15 \text{ mm}$.

Se dau: forța maximă de încărcare $F_n = 0,15 \text{ kN}$; diametrul mediu al arcului $D_m = 12 \text{ mm}$; materialul arcului este 60Si15 cu tensiunea de torsiune admisibilă $\tau_{at} = 650 \text{ MPa}$; factorul de concentrare a tensiunilor de torsiune $K = 1,4$.

Structura constructivă: 1 - arbore; 2 - șurub de fixare; 3 - braț cu brățară elastică; 4 - arc elicoidal de tracțiune; 5 - reazem.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la torsiune,

$$K \frac{8 F_n D_m}{\pi d^3} \leq \tau_{at},$$

rezultă diametrul spirei arcului (elicoidal cilindric de tracțiune),

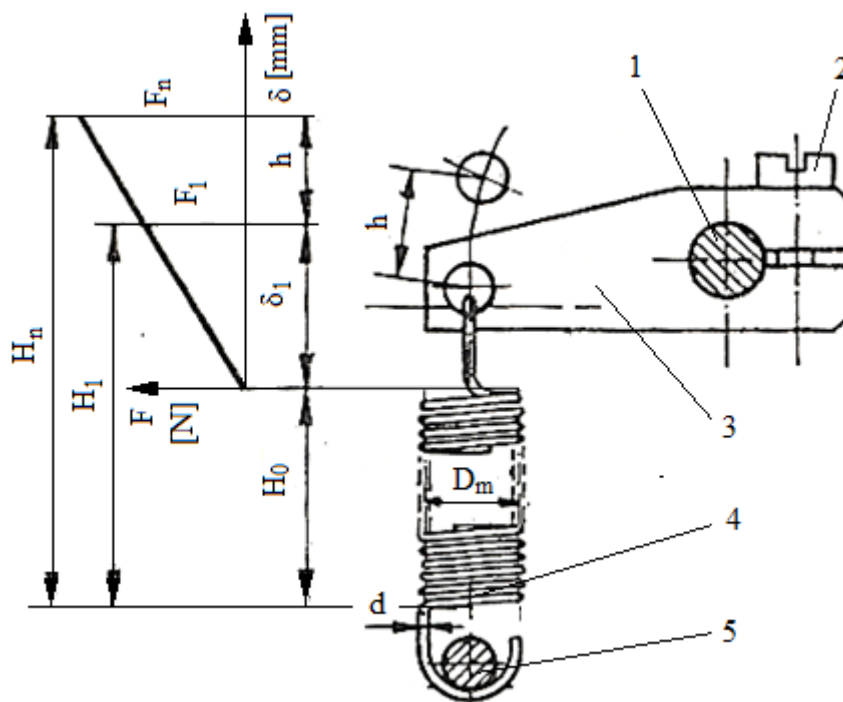
$$d = \sqrt[3]{\frac{8 K F_n D_m}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,4 \cdot 150 \cdot 12}{\pi \cdot 650}} = 2,15 \text{ mm}.$$

103.

Cursa arcului, $h = 18,13 \text{ mm}$.

Se dau: forța maximă de încărcare $F_n = 150 \text{ N}$; forța de pretensionare la montaj, $F_1 = 20 \text{ N}$; diametrul spirei $d = 1,8 \text{ mm}$; diametrul mediu al arcului $D_m = 12 \text{ mm}$; numărul de spire $n = 9$; materialul arcului este 60Si15 cu modulul de elasticitate transversal $G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - arbore; 2 - șurub de fixare; 3 - braț cu brățară elastică; 4 - arc elicoidal de tracțiune; 5 - reazem.



Rezolvare:

Din relațiile,

$$k = \frac{F_n - F_1}{h} = \frac{G d^4}{8 n D_m^3},$$

rezultă,

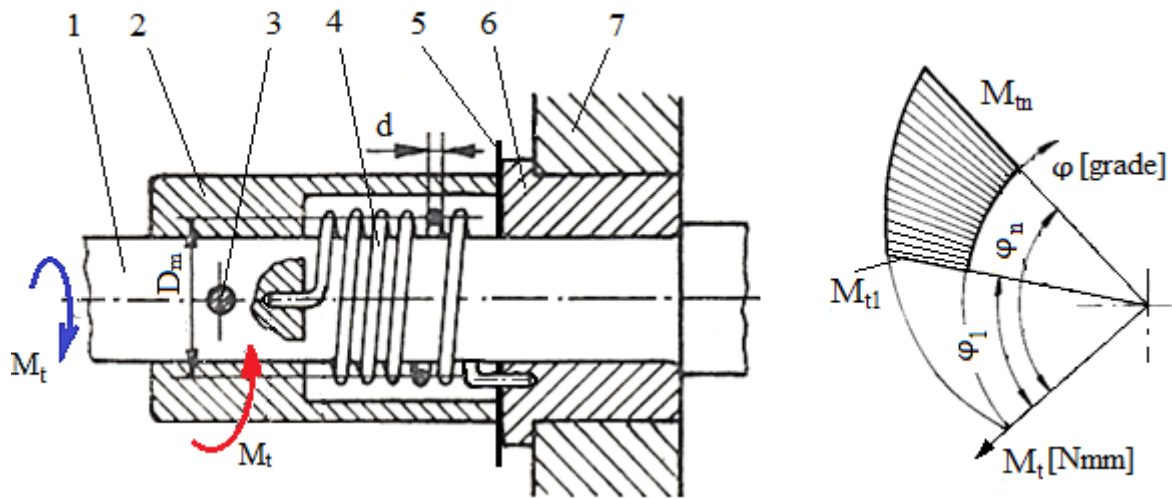
$$h = \frac{8 n D_m^3 (F_n - F_1)}{G d^4} = \frac{8 \cdot 9 \cdot 12^3 (150 - 20)}{8,5 \cdot 10^4 \cdot 1,8^4} = 18,13 \text{ mm}.$$

104.

Momentul maxim de încărcare a arcului elicoidal cilindric de torsiune, din condiția de rezistență la încovoiere, $M_{in} < 563,48 \text{ Nmm}$.

Se dau: diametrul spirei arcului, $d = 2 \text{ mm}$; diametrul mediu, $D_m = 30 \text{ mm}$; materialul arcului are modulul de elasticitate longitudinal $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ și tensiunea admisibilă la torsiune $\tau_{at} = 660 \text{ N/mm}^2$; factorul de concentrare a tensiunilor de încovoiere $K_1 = 1,15$; se va considera tensiunea admisibilă la încovoiere $\sigma_{ai} = 1,25 \tau_{at}$.

Structura constructivă: 1 - arbore; 2 - rondelă indicatoare; 3 știft cilindric montat transversal; 4 - arc elicoidal de torsiune; 5 - cadran de vizualizare a unghiului; 6 - suport fix; 7 - carcasă.



Rezolvare:

Din relația,

$$\sigma_{ai} = K_f \frac{32 M_{tn}}{\pi d^3} \leq \sigma_{ai},$$

rezultă,

$$M_{tn} = \frac{\pi d^3 \sigma_{ai}}{32 K_f} = \frac{\pi 2^3 1,25 \cdot 660}{32 \cdot 1,15} = 563,44 \text{ Nmm}.$$

105.

Numărul de spire, $n = 6,51$.

Se dau: momentul de pretensionare în poziția inițială $M_{t1} = 250 \text{ Nmm}$; momentul maxim $M_{tn} = 1,2 \text{ Nm}$; diametrul sârmei $d = 3 \text{ mm}$, diametrul mediu $D_m = 30 \text{ mm}$; cursa arcului $\varphi = 40^\circ$; materialul arcului are modulul de elasticitate longitudinal, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - arbore; 2 - rondelă indicatoare; 3 știft cilindric montat transversal; 4 - arc elicoidal de torsiune; 5 - cadran de vizualizare a unghiului; 6 - suport fix; 7 - carcasă.

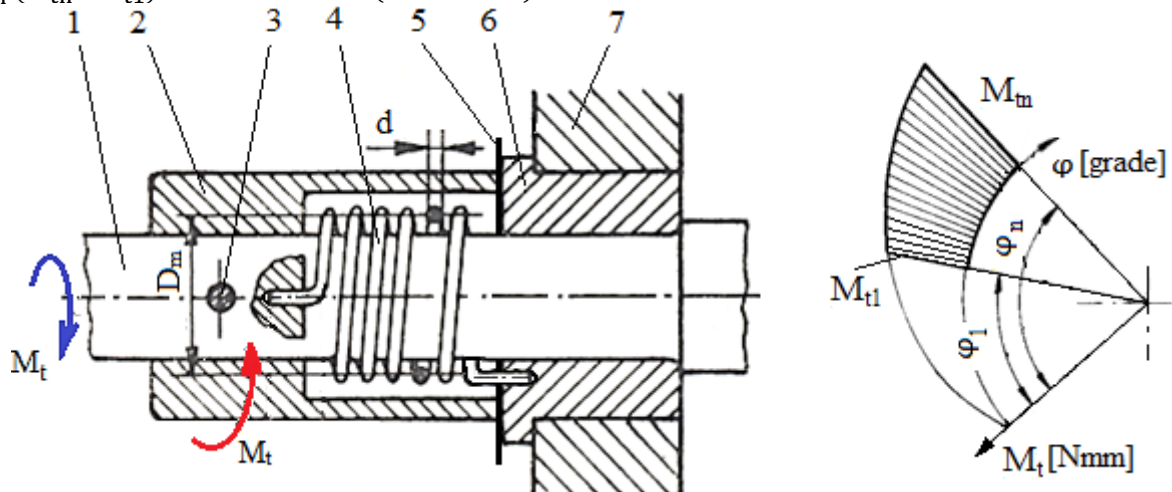
Rezolvare:

Din relațiile,

$$k = \frac{M_{tn} - M_{t1}}{\varphi} = \frac{E d^4}{64 n D_m},$$

rezultă,

$$n = \frac{E d^4 \varphi}{64 D_m (M_{tn} - M_{t1})} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3^4 \cdot 40 \pi}{64 \cdot 30 \cdot 180 (1200 - 250)} = 6,51.$$



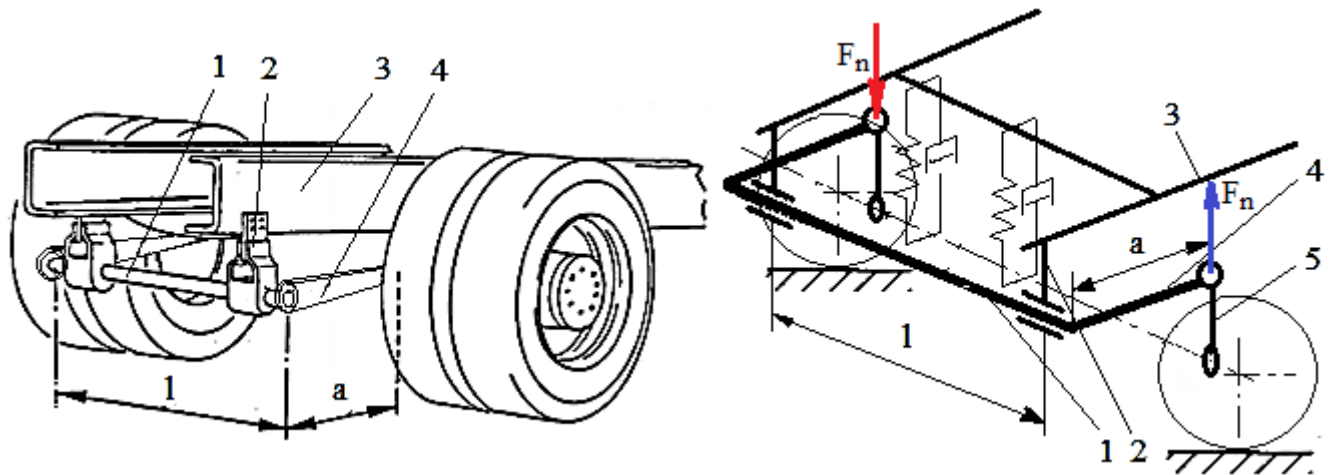
106.

Săgeata arcului bară de torsiune la nivelul capului brațului 4, $\delta_n = 196,76 \text{ mm}$.

Se dau: forța de acțiune asupra brațului $F_n = 2,8 \text{ kN}$; diametrul barei 18 mm ; lungimea barei $l = 1,15 \text{ m}$; lungimea brațului $a = 230 \text{ mm}$; materialul arcului are modulul de elasticitate transversal $G = 8,4 \cdot 10^4 \text{ MPa}$ și

tensiunea admisibilă la torsiune $\tau_{at} = 660 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - arc bară de stabilizare; 2 - suport; 3 - șasiu; 4 - braț; 5 - bieleță antiruliu.



Rezolvare:

$$\delta_n = \frac{32 F_n a^2 l}{\pi d^4 G} = \frac{32 \cdot 2800 \cdot 230^2 \cdot 1150}{\pi 18^4 \cdot 8,4 \cdot 10^4} = 196,76 \text{ mm}.$$

107.

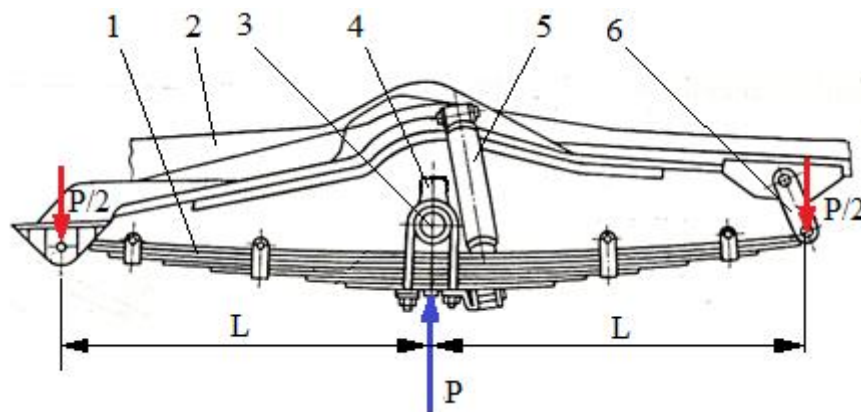
Energia acumulată de arcul în foi, $L \leq 1101,55 \text{ J}$.

Se dau: forța de acțiune a punții $P = 12,5 \text{ kN}$; lungimea brațelor $L = 510 \text{ mm}$; lățimea foilor de arc $b = 50 \text{ mm}$; grosimea foilor de arc $h = 8 \text{ mm}$; numărul de foi $n = 7$; foile arcului sunt din oțel de arc 51VCr11 cu $\sigma_{af} = 900 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - arc în foi; 2 - șasiu; 3 - punte spate; 4 - tampon din cauciuc; 5 - amortizor; 6 - braț articulat de legare la șasiu.

Rezolvare:

$$L = \frac{2 P^2 L^3}{n E b h^3} = \frac{2 \cdot 12500^2 \cdot 510^3}{7 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 50 \cdot 8^3} = 1101547,55 \text{ mJ}.$$

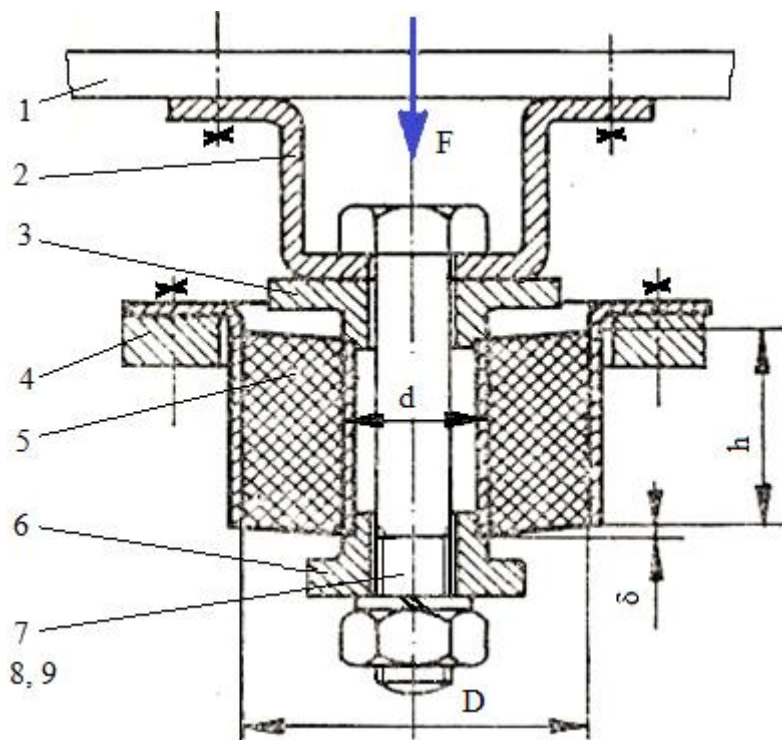


108.

Tensiunea de forfecare maximă din arcul bucsă, $\tau_{fmax} > \tau_{af}$.

Se dau: forța de încărcare $F = 14,5 \text{ kN}$; diametrul interior $d = 30 \text{ mm}$; diametrul exterior $D = 55 \text{ mm}$; înălțimea $h = 40 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la forfecare a cauciucului $\tau_{af} = 3 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - cadru (șasiu); 2 - suport; 3 - inel superior; 4 - reazem; 5 - arc bucsă de forfecare; 6 - inel inferior; 7 - șurub de fixare; 8 - piuliță; 9 - șaibă Grower.



Rezolvare:

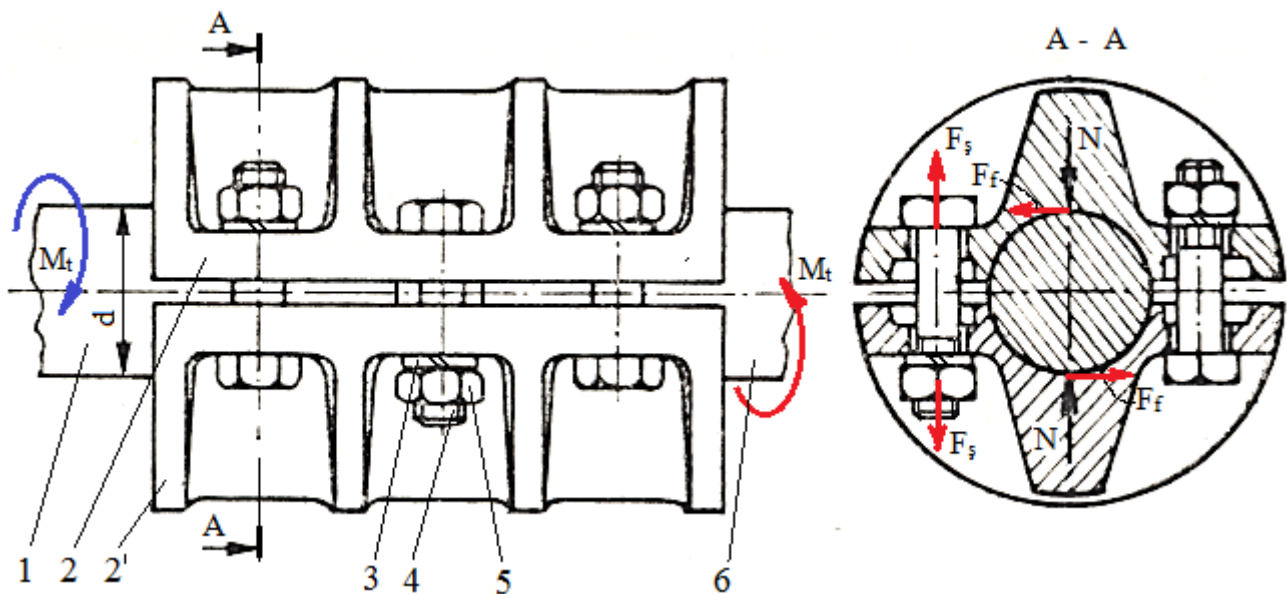
$$\tau_{\text{fmax}} = \frac{F}{\pi d h} = \frac{14500}{\pi \cdot 30 \cdot 40} = 3,85 \text{ MPa} > \tau_{\text{af.}}$$

109.

Diametrul arborilor, din condiția de rezistență la torsiune, $d = 22,545 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune nominal transmis $M_t = 45 \text{ Nm}$; factorul concentratorului de tensiuni $\beta_k = 1,5$; tensiunea admisibilă convențională la torsiune, $\tau_{\text{at}} = 30 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - arbore de intrare; 2, 2' - semicuple; 3 - șaibă Grower; 4 - șurub cu filet metric; 5 - piuliță; 6 - arbore de ieșire.



Rezolvare:

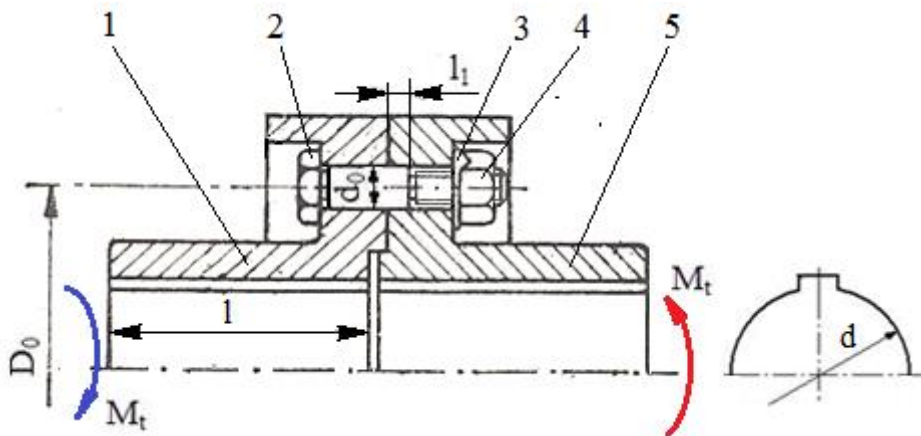
$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \beta_k M_t}{\pi \tau_{\text{at}}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5 \cdot 45000}{\pi \cdot 30}} = 22,545 \text{ mm}.$$

110.

Diametrul tijei șuruburilor de păsuire, din condiția de rezistență la forfecare, $d_0 = 4,7$ mm.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 175$ Nm; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,25$; diametrul cercului de dispunere a șuruburilor $D_0 = 70$ mm; numărul de șuruburi $z_s = 3$; materialul șurubului este din grupa 5.6; se consideră $\tau_{af} = 0,4\sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - șurub de păsuire (montat fără joc); 3 - șaibă de asigurare împotriva desfacerii; 4 - piuliță; 5 - semicuplaj condus.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la forfecare,

$$\frac{2 M_{tc}}{z_s D_0} \leq \tau_{af},$$

rezultă diametrul tijei șuruburilor,

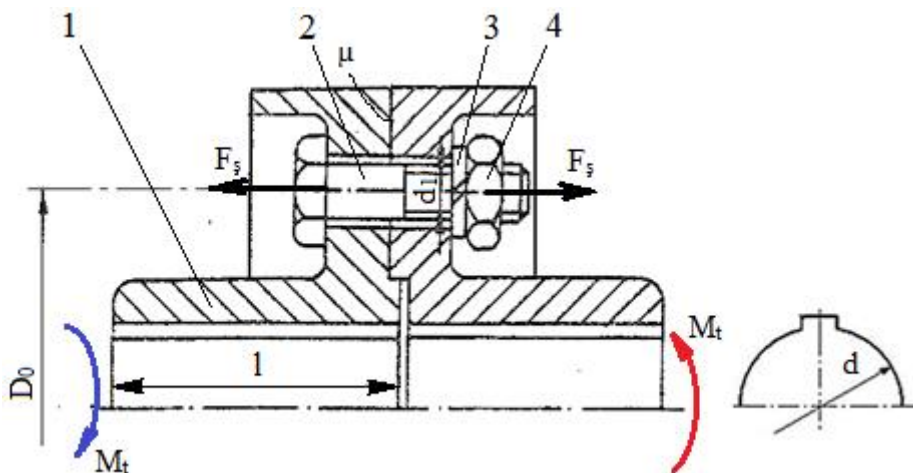
$$d_0 = \sqrt{\frac{8 M_t K_s}{\pi z_s D_0 \tau_{af}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 1,25 \cdot 175000}{\pi \cdot 3 \cdot 70 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 4,7 \text{ mm.}$$

111.

Diametrul interior al filetului șuruburilor montate cu joc, $d_1 = 9,5$ mm.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 115$ Nm; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,4$; diametrul cercului de dispunere a șuruburilor $D_0 = 82$ mm; numărul de șuruburi $z_s = 4$; coeficientul de frecare $\mu = 0,2$; factorul care ține cont de solicitarea de torsiune (apare la înșurubare) a tijei șurubului la torsiune, $\beta = 1,3$; materialul șurubului este din grupa 6.6; se consideră coeficientul de siguranță $c = 4$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - șurub de fixare (metric); 3 - șaibă Grower (de asigurare împotriva autodesfacerii); 4 - piuliță.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la tracțiune și, ținând cont de condiția de transmitere a momentului de torsiune prin frecare,

$$M_t K_s = \mu F_s z_s \frac{D_0}{2},$$

rezultă diametrul interior al filetului șurubului montat cu joc,

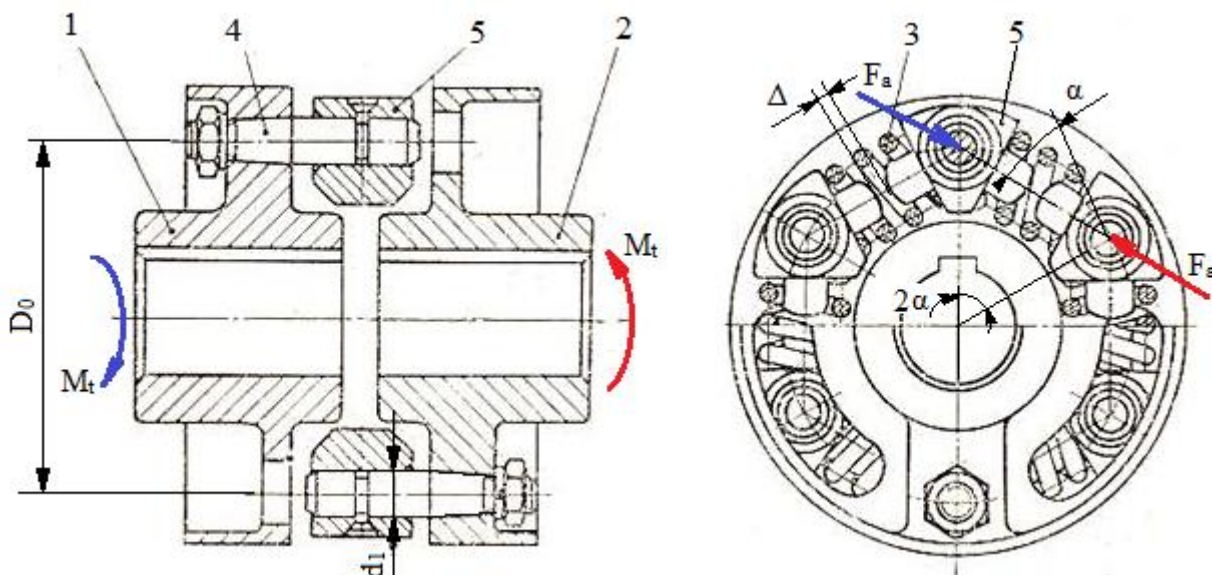
$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \beta F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \beta \frac{2 M_t K_s}{\mu z_s D_0}}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{8 \beta M_t K_s c}{\pi \mu z_s D_0 \sigma_{02}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 1,3 \cdot 115000 \cdot 1,4 \cdot 4}{\pi \cdot 0,2 \cdot 4 \cdot 82 \cdot 360}} = 9,5 \text{ mm}.$$

112.

Forța de încărcare maximă a arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune, $F_a = 397,22 \text{ N}$.

Se dau: momentul de torsiune nominal transmis $M_t = 48 \text{ Nm}$, diametrul de dispunere al bolțurilor $D_0 = 120 \text{ mm}$; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,35$; unghiul dintre bolțuri în starea cuplajului blocat ($\Delta = 0$), $2\alpha = 50^\circ$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - semicuplaj condus 3 - arcuri elicoidale de compresiune; 4 - bolțuri; 5 - segmenti.



Rezolvare:

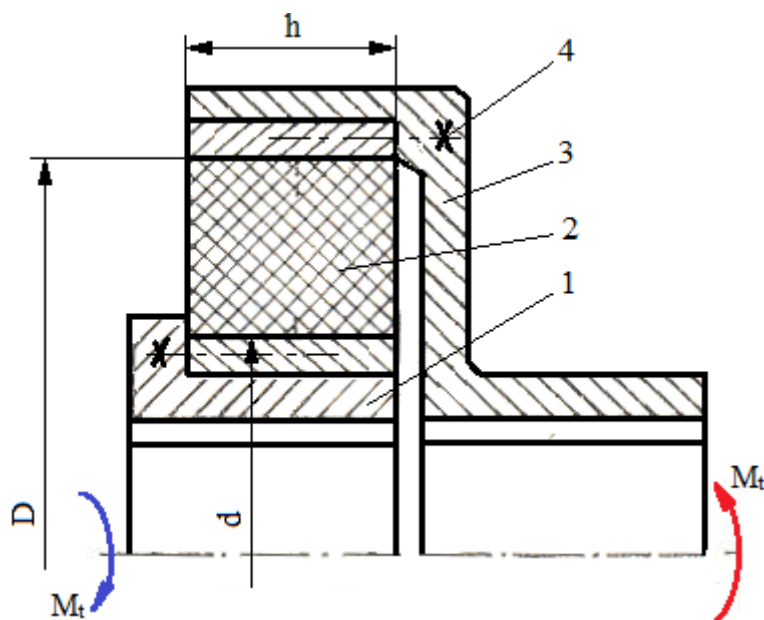
$$F_a = \frac{2 K_s M_{tc}}{D_0 z \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 1,35 \cdot 48000}{120 \cdot 3 \cos 50/2} = 397,22 \text{ N}.$$

113.

Diametrul interior al bușei din cauciuc, din condiția de rezistență la forfecare, $d = 38,54 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune maxim transmis $M_t = 70 \text{ Nm}$; dimensiuni ale elementului elastic: diametrul exterior $D = 100 \text{ mm}$; lungimea $h = 15 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la forfecare a cauciucului $\tau_{af} = 2,5 \text{ MPa}$; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,25$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - element elastic din cauciuc; 3 - semicuplaj condus; 4 - șuruburi de fixare montate cu joc.



Rezolvare:

Din relația,

$$M_t = \frac{\pi d^2 h \tau_{af}}{2 K_s},$$

rezultă,

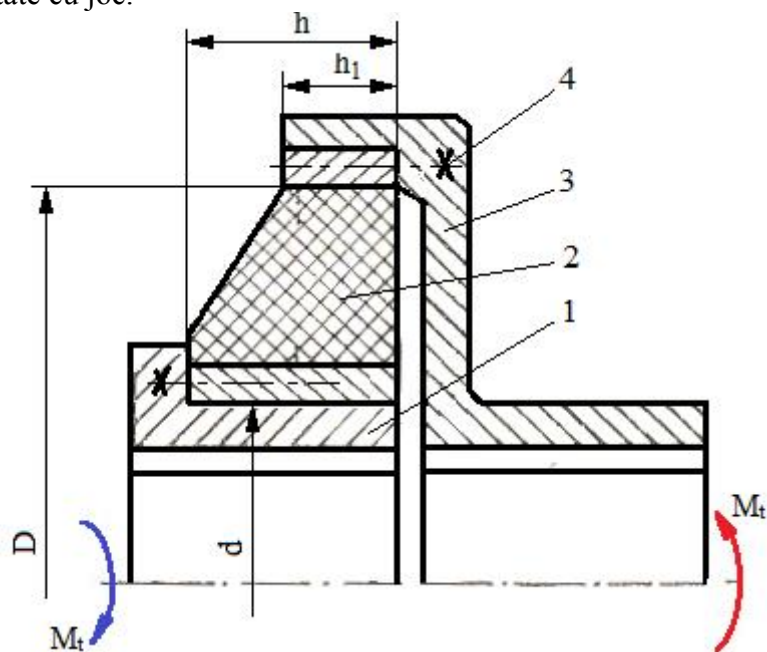
$$d = \sqrt{\frac{2 K_s M_t}{\pi h \tau_{af}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,25 \cdot 70000}{\pi \cdot 15 \cdot 2,5}} = 38,54 \text{ mm}.$$

114.

Diametrul interior al arcului din cauciuc, din condiția de rezistență la forfecare, $d = 51,34 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune, $M_t = 115 \text{ Nm}$; dimensiunile arcului din cauciuc: lungimea la interior $h = 20 \text{ mm}$; diametrul exterior $D = 100 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la forfecare a cauciucului $\tau_{af} = 2,5 \text{ MPa}$; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,8$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - element elastic (arc) din cauciuc; 3 - semicuplaj condus; 4 - șuruburi de fixare montate cu joc.



Rezolvare:

Din condiția de rezistență la forfecare,

$$\tau_f = \frac{2 K_s M_t}{\pi d^2 h} \leq \tau_{af},$$

rezultă diametrul interior al arcului din cauciuc,

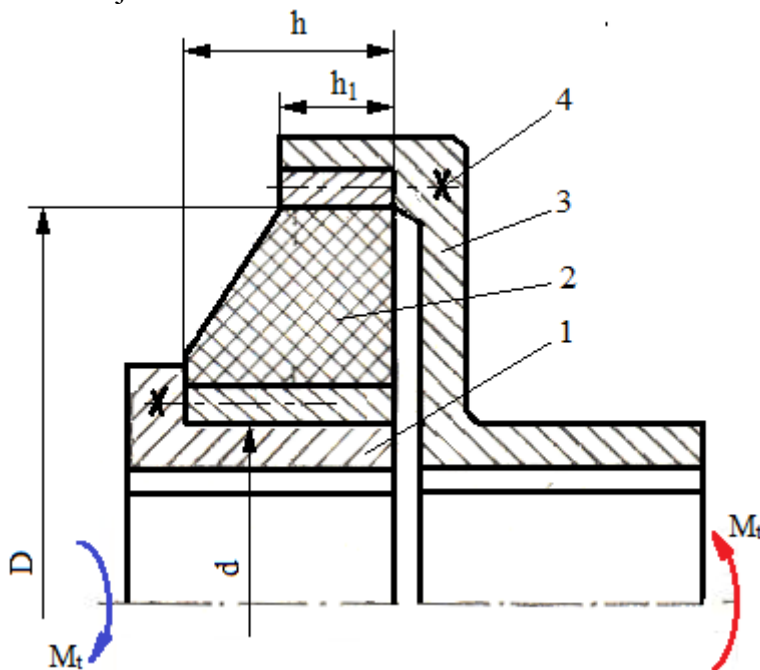
$$d = \sqrt{\frac{2 K_s M_t}{\pi h \tau_{af}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,8 \cdot 115000}{\pi 20 \cdot 2,5}} = 51,34 \text{ mm.}$$

115.

Tensiunea de forfecare în zona cilindrică exterioară cu diametrul D , $\tau_f \geq \tau_{af}$

Se dau: momentul de torsiune, $M_t = 118 \text{ Nm}$; dimensiunile arcului din cauciuc: diametrul interior $d = 50 \text{ mm}$; lungimea la interior $h = 20 \text{ mm}$; lungimea la exterior $h_1 = 5 \text{ mm}$; diametrul exterior $D = 100 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la forfecare a cauciucului $\tau_{af} = 2,5 \text{ MPa}$; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,8$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - element elastic (arc) din cauciuc; 3 - semicuplaj condus; 4 - șuruburi de fixare montate cu joc.



Rezolvare:

$$\tau_f = \frac{2 K_s M_t}{\pi D^2 h} = \frac{2 K_s M_t}{\pi D^2 h} = \frac{2 \cdot 1,8 \cdot 118000}{\pi 100^2 \cdot 5} = 2,7 \text{ MPa} > \tau_{af}.$$

116.

Lungimea zonei de contact a bolțului cuplajului elastic, din condiția de rezistență la strivire în zona de contact cu semicuplajul condus, $l_1 \geq 3 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 145 \text{ Nm}$; diametrul cercului de dispunere a știfturilor $D_0 = 75 \text{ mm}$; diametrul bolțului $d_b = 8 \text{ mm}$; numărul de știfturi $z_b = 4$; materialul bolțului este C45 cu $\sigma_{as} = 90 \text{ MPa}$; materialul semicuplajului conducător/condus este E295; tensiunea admisibilă la strivire a materialului manșonului (inelului) din cauciuc este $\sigma_{as} = 5 \text{ MPa}$; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,5$; se consideră $\sigma_{as} = 0,2 \sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - inel elastic pentru fixare axială; 3 - manșon din cauciuc; 4 - știft cilindric cu creștătură pentru fixare axială; 5 - semicuplaj condus.

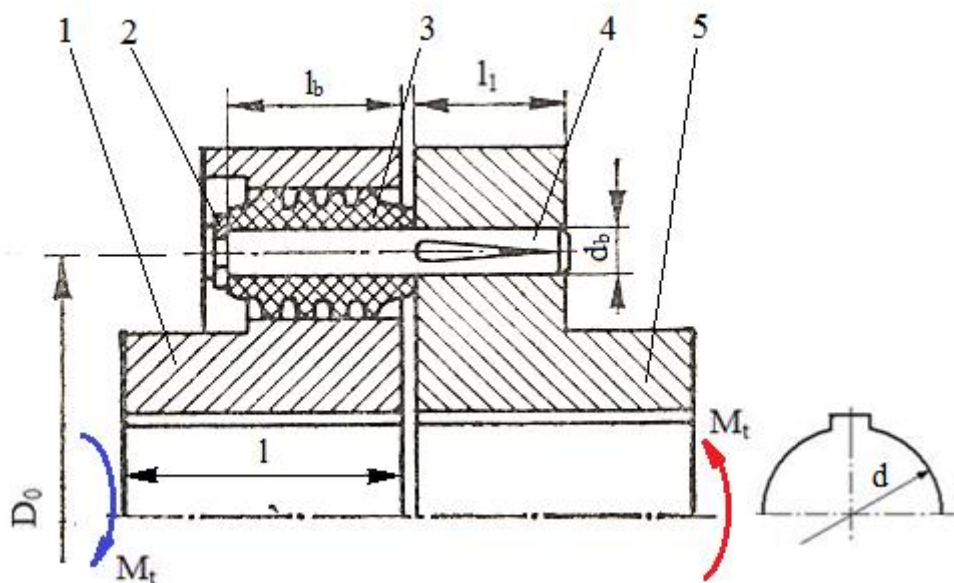
Rezolvare:

Din condiția de rezistență la strivire în zona de contact cu semicuplajul condus,

$$\frac{2 M_{tc}}{z_b D_0 d_b l_1} \leq \sigma_{as},$$

rezultă lungimea,

$$l_1 = \frac{2 M_{tc}}{z_b D_0 d_b \sigma_{as}} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 145000}{4 \cdot 75 \cdot 8 \cdot 0,2 \cdot 295} = 3,07 \text{ mm.}$$

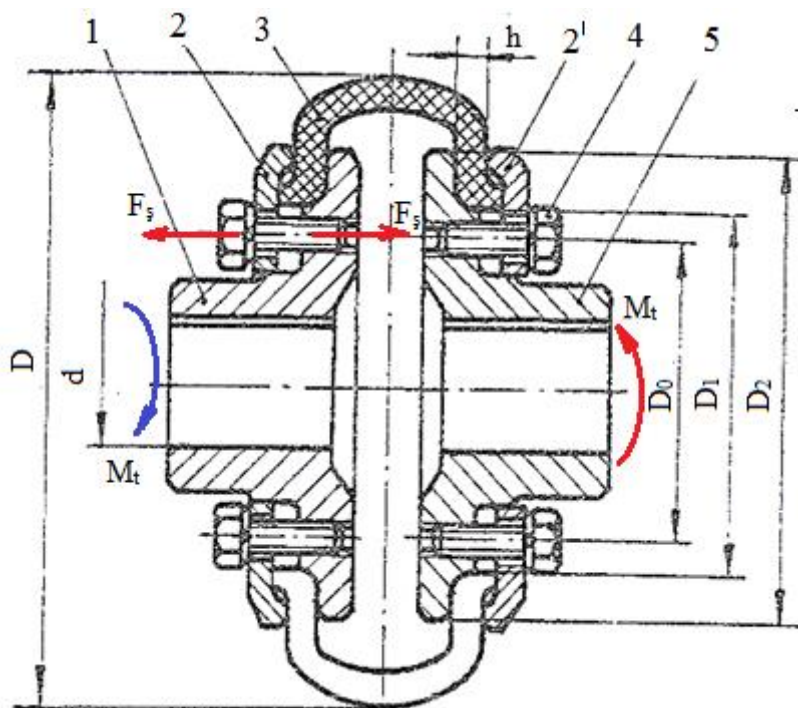


117.

Momentul de torsiune capabil transmis de cuplajul cu bandaj din cauciuc, $M_t = 378,4 \text{ Nm}$.

Se dau: forța de strângere a unui șurub $F_s = 4,3 \text{ kN}$; coeficientul de frecare dintre bandaj (din cauciuc) și semicuplaj sau disc (din oțel) $\mu = 0,3$; numărul de șuruburi $z_s = 4$; numărul suprafețelor de frecare $i = 2$; diametrul exterior al suprafețelor de frecare $D_2 = 120 \text{ mm}$; diametrul interior al suprafețelor de frecare $D_1 = 100 \text{ mm}$; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,5$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2, 2' - discuri de strângere; 3 - bandaj din cauciuc; 4 - șuruburi de fixare; 5 - semicuplaj condus.



Rezolvare:

Momentul de torsiune transmis, ținând cont de condiția de transmitere prin frecare a momentului de torsiune,

$$M_t K_s \leq \mu i z_s F_s \frac{D_1 + D_2}{4}$$

rezultă,

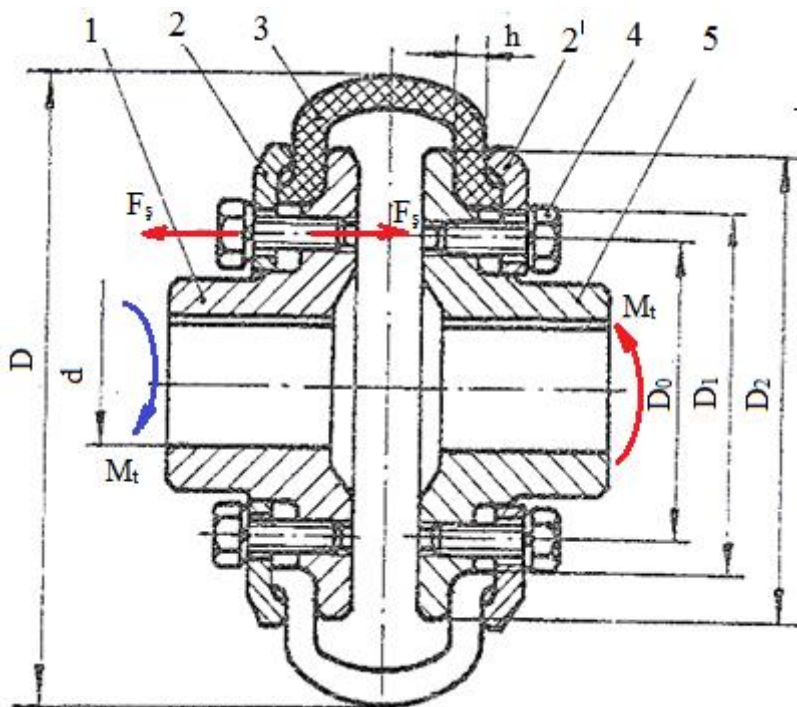
$$M_t = \mu i z_s F_s \frac{D_1 + D_2}{4 K_s} = 0,3 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4300 \frac{100 + 120}{4 \cdot 1,5} = 378400 \text{ Nmm}.$$

118.

Tensiunea de strivire a manșonului din cauciuc, $\sigma_s > \sigma_{as}$.

Se dau: forța de strângere a unui șurub $F_s = 6,9 \text{ kN}$; coeficientul de frecare dintre bandaj (din cauciuc) și semicuplaj sau disc (din oțel) $\mu = 0,3$; numărul de șuruburi $z_s = 4$; diametrul exterior al suprafețelor de frecare $D_2 = 120 \text{ mm}$; grosimea manșonului $h = 5 \text{ mm}$; diametrul interior al suprafețelor de frecare $D_1 = 100 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la strivire a cauciucului $\sigma_{as} = 6,5 \text{ MPa}$; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,4$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2, 2' - discuri de strângere; 3 - bandaj din cauciuc; 4 - șuruburi de fixare; 5 - semicuplaj condus.



Rezolvare:

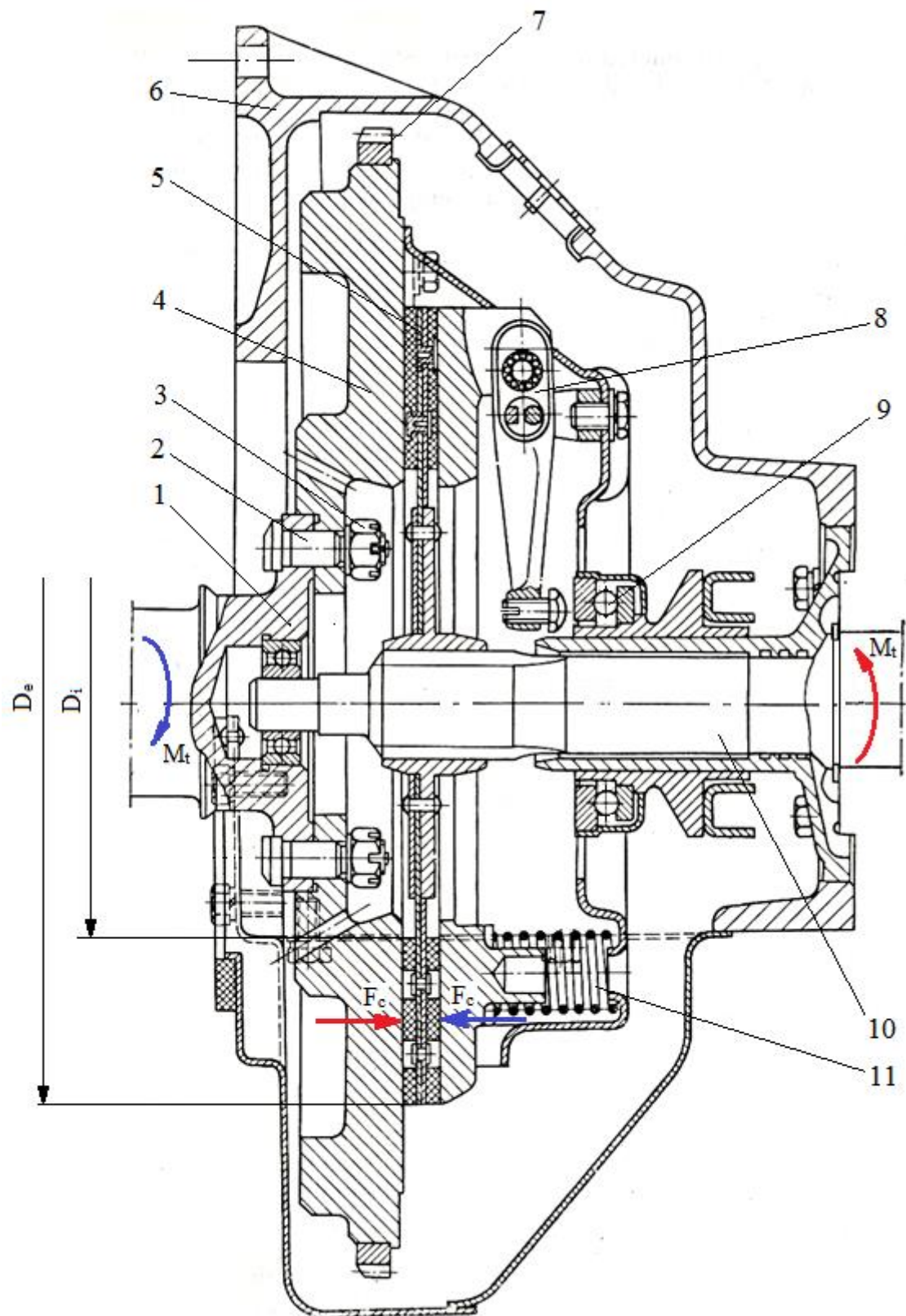
$$\sigma_s = \frac{4 F_s z_s}{\pi (D_2^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot 6900 \cdot 4}{\pi (120^2 - 100^2)} = 7,99 \text{ MPa} > \sigma_{as}.$$

119.

Presiunea pe suprafețele de frecare, respectând ipoteza distribuției uniforme a acesteia, $p < \sigma_{as}$.

Se dau: forța de cuplare $F_c = 5,8 \text{ kN}$; diametrul exterior al suprafeței de frecare $D_e = 290 \text{ mm}$; diametrul interior al suprafeței de frecare $D_i = 240 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă de contact (strivire) $\sigma_{as} = 0,4 \text{ MPa}$ (garnitură de fricțiune din rășini sintetice cu fibră de carbon); coeficientul de frecare $\mu = 0,4$.

Structura constructivă: 1 - arbore cotit; 2 - șurub de pasiure (montat fără joc); 3 - piuliță crenelată asigurată cu cui spintecat; 4 - volant; 5 - subansamblul discului ambreiajului; 6 - carcasa ambreiajului; 7 - coroană dințată; 8 - pârghie de debrere; 9 - rulment axial (de presiune); 10 - arborele de intrare al cutiei de viteze; 11 - arc elicoidal cilindric.



Rezolvare:

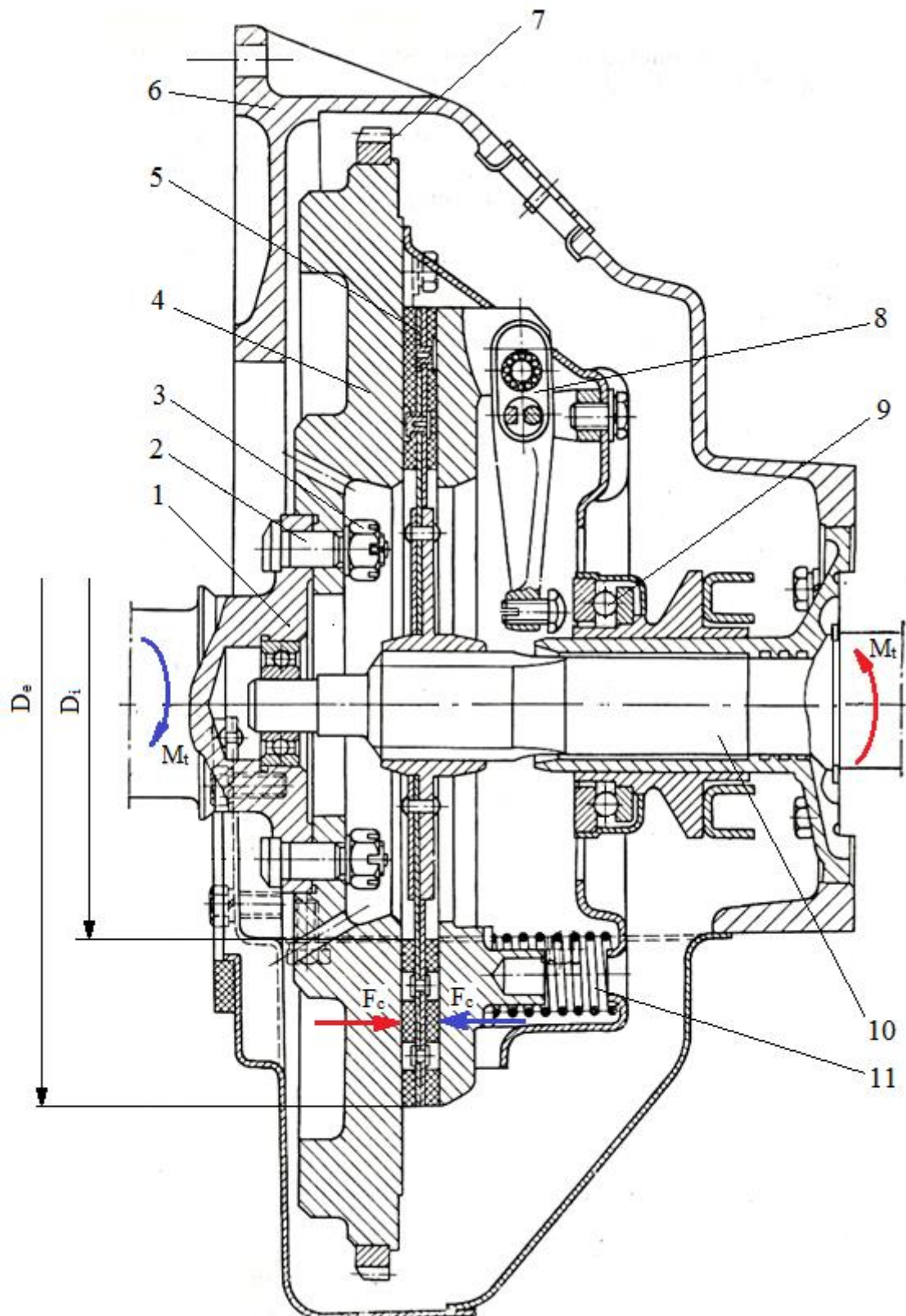
$$p = \frac{F_c}{\frac{\pi (D_e^2 - D_i^2)}{4}} = \frac{4 \cdot 5800}{\pi (290^2 - 240^2)} = 0,28 \text{ MPa} < \sigma_{as}$$

120.

Diametrul mediu al suprafețelor de frecare, respectând ipoteza presiunii uniforme, $D_m = 224,3 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune $M_t = 325 \text{ Nm}$; factorul de lățime optim $\psi_{opt} = 0,27$; tensiunea admisibilă de contact (strivire) $\sigma_{as} = 0,4 \text{ MPa}$ (garnitură de fricțiune din rășini sintetice cu fibră de carbon); coeficientul de frecare $\mu = 0,4$ (fără ungere); coeficientul de siguranță al ambreiajului $K_s = 1,5$.

Structura constructivă: 1 - arbore cotit; 2 - șurub de păsuire (montat fără joc); 3 - piuliță crenelată asigurată cu cui spintecat; 4 - volant; 5 - subansamblul discului ambreiajului; 6 - carcasa ambreiajului; 7 - coroană dințată; 8 - pârghie de debreiere; 9 - rulment axial (de presiune); 10 - arborele de intrare al cutiei de viteze; 11 - arc elicoidal cilindric.



Rezolvare:

Diametrul mediu al suprafețelor de frecare, respectând ipoteza presiunii uniforme, din relația,

$$\frac{\pi}{2} i \mu \sigma_{as} \Psi D_m^3 \geq M_{tc}$$

devine,

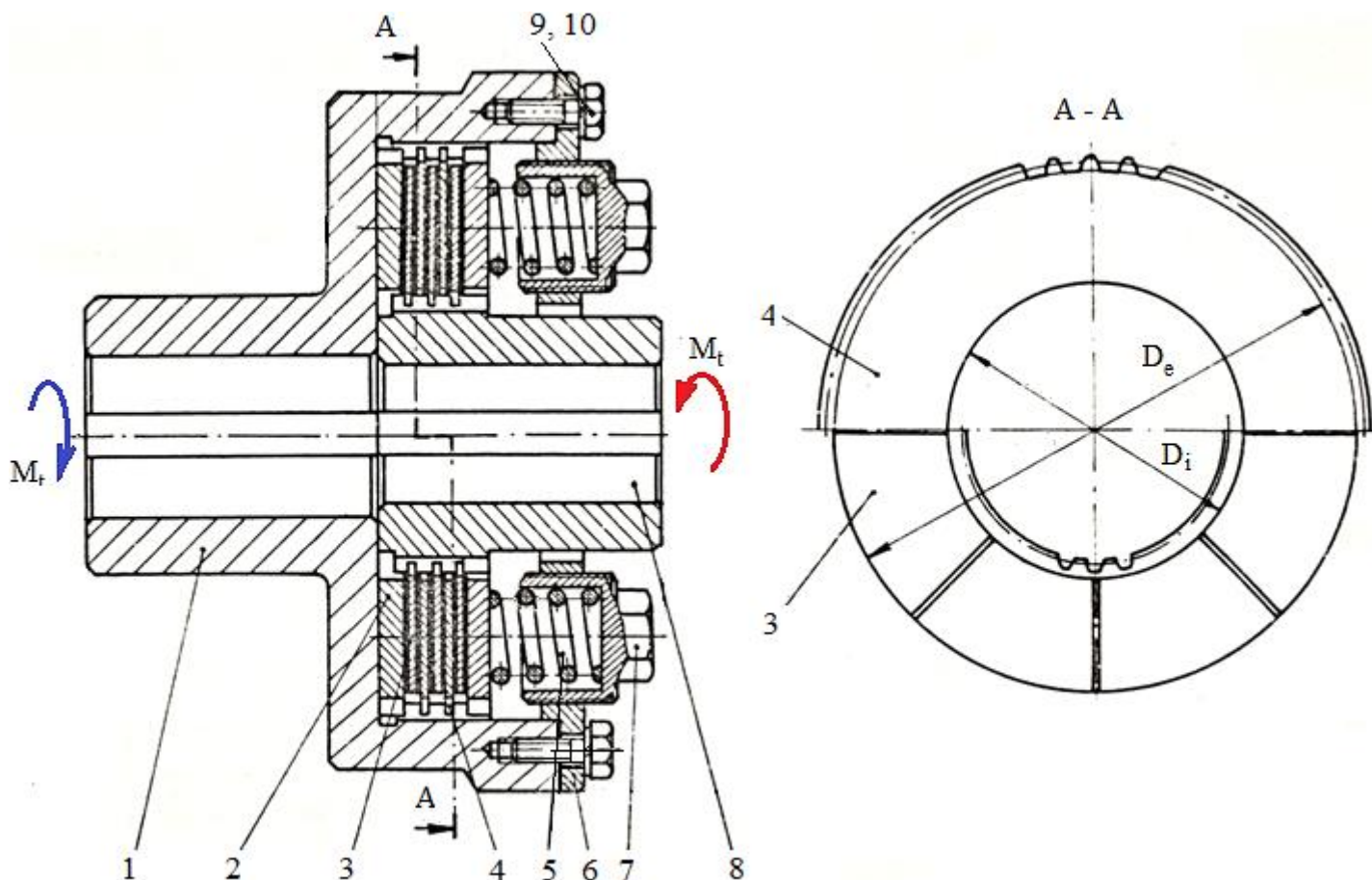
$$D_m = \sqrt[3]{\frac{2 M_t K_s}{i \mu \sigma_{as} \Psi}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 325000 \cdot 1,5}{2 \cdot 0,4 \cdot 0,4 \cdot 0,27}} = 224,3 \text{ mm.}$$

121.

Momentul de torsiune transmis din condiția de limitare a acestuia, respectând ipoteza uzurii uniforme, $M_t = 291815,8 \text{ Nmm}$.

Se dau: factorul de siguranță la întrerupere $K_{s1} = 1,1$; factorul de lățime optim $\psi_{opt} = 0,27$; coeficientul de frecare cu ungere $\mu = 0,25$; presiunea admisibilă $p_a = 0,3 \text{ MPa}$; numărul suprafețelor de frecare $i = 4$; diametrul mediu al suprafețelor de frecare $D_m = 120 \text{ mm}$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - disc de presiune; 3 - disc conducător (din oțel); 4 - disc condus (placat cu material sinterizat); 5 - arc elicoidal de compresiune, 6 - capac, 7 - șurub de reglare, 8 - semicuplaj condus, 9 - șurub de fixare, 10 - șaibă Grower.



Rezolvare:

Momentul de torsiune transmis, din condiția de limitare a acestuia ($M_{tlim} = K_{s1} M_t$)

$$M_{tlim} = \frac{\pi}{2} i \mu p_a \Psi (1 - \Psi) D_m^3$$

rezultă,

$$M_t = \frac{\pi \mu p_a i \psi (1 - \psi) D_m^3}{K_{s1}} = \frac{\pi \cdot 0,25 \cdot 0,3 \cdot 4 \cdot 0,27 \cdot (1 - 0,27) \cdot 120^3}{1,1} = 291815,8 \text{ Nmm}.$$

122.

Numărul de suprafețe de frecare necesar, din condiția de limitare a momentului de torsiune transmis, respectând ipoteza uzurii uniforme, $i \leq 4$.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 392,5 \text{ Nm}$; factorul de siguranță la întrerupere $K_{s1} = 1,1$; diametrul exterior al suprafețelor de contact $D_e = 140 \text{ mm}$; diametrul interior al suprafețelor de contact $D_i = 100 \text{ mm}$; coeficientul de frecare $\mu = 0,24$; presiunea admisibilă a lubrifiantului $p_a = 0,3 \text{ MPa}$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - disc de presiune; 3 - disc conducător (din oțel); 4 - disc condus (placat cu material sinterizat); 5 - arc elicoidal de compresiune, 6 - capac, 7 - șurub de reglare, 8 - semicuplaj condus, 9 - șurub de fixare, 10 - șaibă Grower.

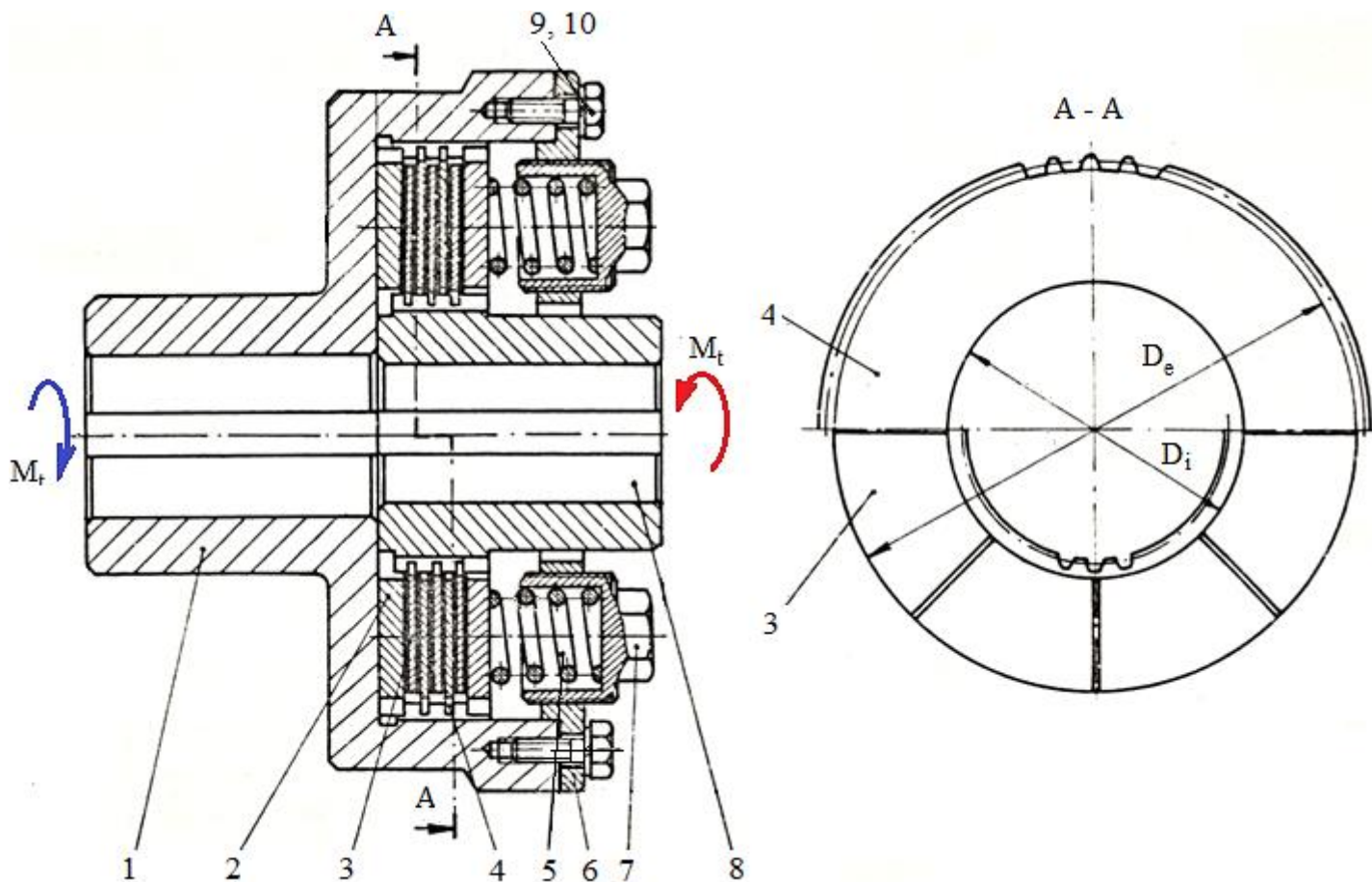
Rezolvare:

Din condiția de limitare a momentului de torsiune transmis,

$$M_{tlim} = K_{s\dot{i}} M_t = \pi i \mu p_a b D_i \frac{D_m}{2} = \pi i \mu p_a \frac{D_e - D_i}{2} D_i \frac{D_e + D_i}{2},$$

rezultă numărul suprafețelor de frecare necesar,

$$i = \frac{2 M_t K_{s\dot{i}}}{\pi \mu p_a D_i (D_e^2 - D_i^2)} = \frac{2 \cdot 392500 \cdot 1,1}{\pi \cdot 0,24 \cdot 0,3 \cdot 100 (140^2 - 100^2)} = 3,98.$$



123.

Diametrul cercului de dispunere a știfturilor de forfecare, $d_1 \leq 81,5$ mm.

Se dau: momentul de torsiune $M_t = 95$ Nm; numărul de știfturi $z = 3$; materialul știftului este E235 cu tensiunea la rupere prin forfecare $\tau_r = 65$ MPa; diametrul știfturilor de forfecare $d_1 = 4$ mm; coeficientul de siguranță la întrerupere, $K_{s\dot{i}} = 1,05$.

Structura constructivă: 1 - arbore, 2 - semicuplaj conducător, 3 - pană paralelă, 4 - capac filetat, 5 - pastilă conducătoare, 6 - știft de forfecare, 7 - roată dințată cilindrică condusă, 8 - pastilă condusă, 9 - cuzinet (lagăr cu alunecare care ghidează subansamblu roată după forfecarea știfturilor).

Rezolvare:

Din condiția limitării momentului de torsiune transmis prin ruperea știfturilor de forfecare,

$$M_{tlim} = K_{s\dot{i}} M_t = z \tau_r \frac{\pi d_1^2}{4} \frac{D_0}{2},$$

rezultă diametrul cercului de dispunere a știfturilor de forfecare,

$$D_0 = \frac{8 K_{s\dot{i}} M_t}{\pi z \tau_r d_1^2} = \frac{8 \cdot 1,05 \cdot 95000}{\pi \cdot 3 \cdot 65 \cdot 4^2} = 81,41 \text{ mm}.$$

