

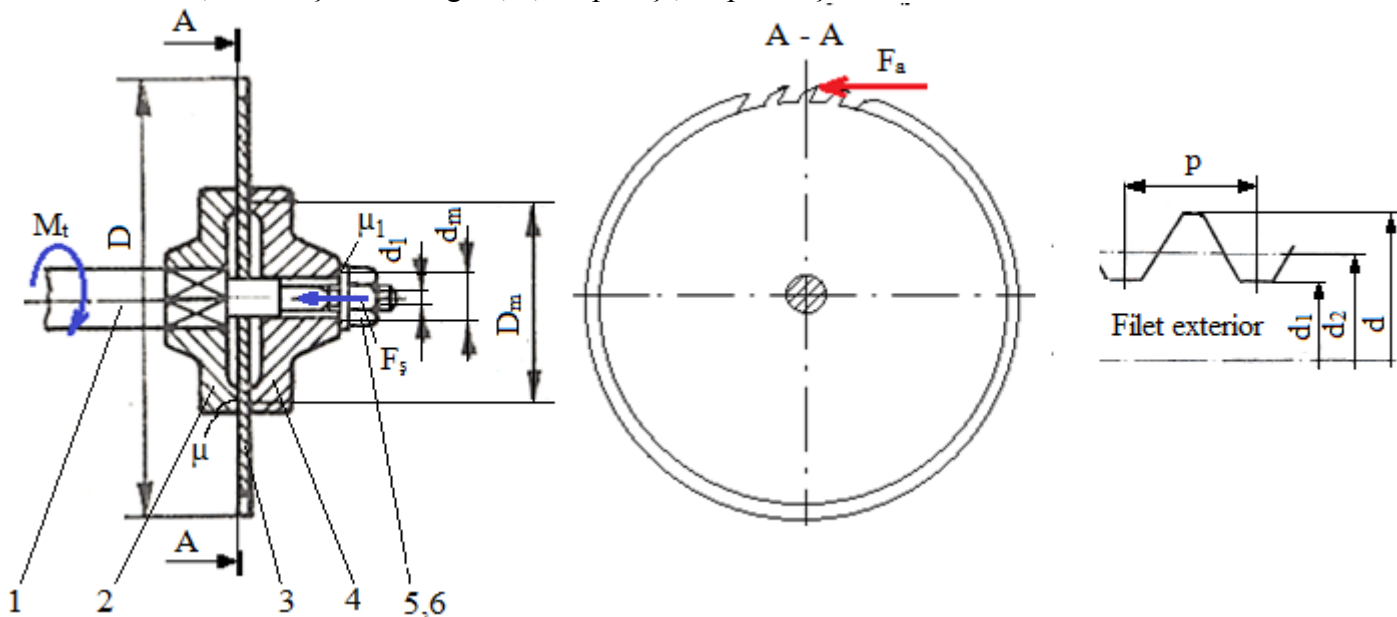
I_4. ASAMBLĂRI FILETATE ȘI CU ȘURUBURI

I_4.1

Să se dimensioneze și verifice asamblarea filetată de strângere a pânzei de circular.

Se dau: forța de așchiere (tăiere), $F_a = 800$ N; diametrul exterior al pânzei circulare, $D = 450$ mm; diametrul mediu al suprafețelor de frecare, $D_m = 100$ mm; rezistența la curgere a materialului arborelui, $\sigma_{02} = 335$ MPa (oțel E335); coeficientul de siguranță, $c = 3$; factorul care ia în considerare solicitarea de torsiune care apare la strângerea asamblării filetate, $\beta = 1,3$; diametrul mediu al suprafeței de contact dintre piuliță și șaibă, $d_m = 21,5$ mm; coeficienții de frecare: $\mu = \mu_1 = 0,2$.

Structura constructivă: 1 - arbore, 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:

a. Forța din șurub

Din condiția de transmitere a momentului de torsiune de antrenare prin frecare,

$$M_t \leq \mu F_s \frac{D_m}{2},$$

rezultă,

$$F_s = \frac{M_t}{\mu \frac{D_m}{2}} = \frac{F_a \frac{D}{2}}{\mu \frac{D_m}{2}} = \frac{F_a D}{\mu D_m} = \frac{800 \cdot 450}{0,2 \cdot 100} = 18000 \text{ N}.$$

b. Diametrul interior necesar al filetului șurubului

Din condiția de rezistență la tracțiune,

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

ținând cont că tensiunea admisibilă la tracțiune, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c$, se determină diametrul interior al filetului șurubului,

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \beta F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \beta F_s}{\pi \frac{\sigma_{02}}{c}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 18000}{\pi \frac{335}{3}}} = 16,33 \text{ mm}.$$

c. Dimensiunile filetului metric

Se adoptă filet metric (unghiul filetului, $\alpha = 60^\circ$) cu pas fin, M18x1,5 cu următoarele dimensiuni: diametrul exterior (nominal) $d = 18$ mm; diametrul interior $d_1 = 16,376$ mm, diametrul mediu $d_2 = 17,026$ mm, pasul $p = 1,5$ mm; în vederea autostrângerii asamblării se adoptă direcția filetului pe stânga, deci nu mai este nevoie să se verifice condiția de autofixare.

d. Momentul de înșurubare (frecare din filet)

$$M_m = F_s \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') = F_s \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}\left(\operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} + \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) = 18000 \frac{16,376}{2} \operatorname{tg}\left(\operatorname{arctg} \frac{1,5}{\pi \cdot 16,376} + \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}}\right) = 38593,93$$

Nmm.

e. Tensiunea echivalentă din zona filetată

Ținând cont de solicitarea compusă tracțiune și torsiune, conform teoriei tensiunii tangențiale maxime, tensiunea echivalentă se determină cu relația,

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4 F_s}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_m}{\pi d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 18000}{\pi \cdot 16,376^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 \cdot 38593,93}{\pi \cdot 16,376^3}\right)^2} = 123,759 \text{ MPa.}$$

f. Verificarea la solicitări compuse

Tensiunea admisibilă la tracțiune a materialului arborelui, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 335/3 = 111,67 \text{ MPa}$.

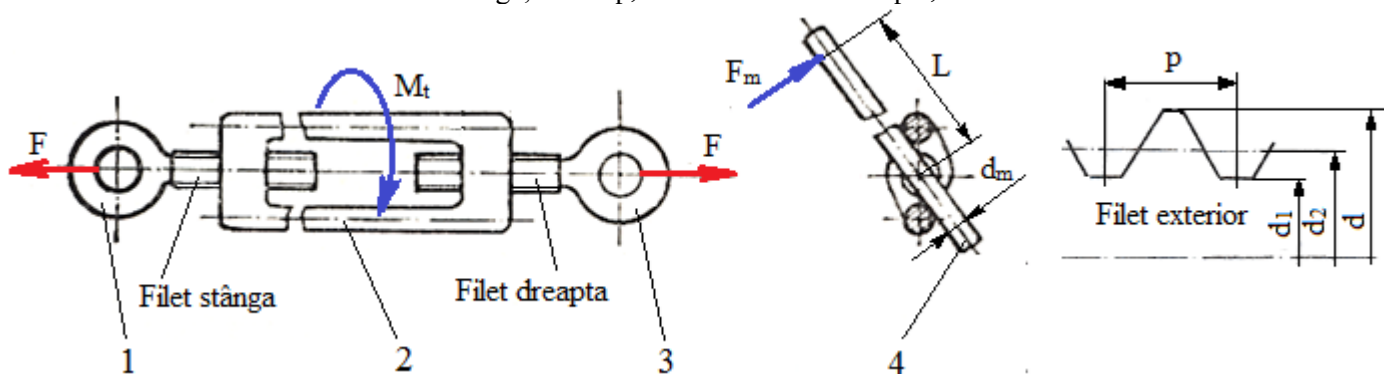
Verificarea la solicitări compuse, $\sigma_e \leq \sigma_{at}$, $123,759 > 111,67$ (nu se verifică); se impune adoptarea unui filet cu dimensiuni mai mari și/sau adoptarea unui material cu rezistența la curgere mai mare și apoi reverificarea la solicitări compuse.

I_4.2

Să se determine sarcina capabilă de tractare a ancorei; să se verifice asamblările filetate; să se dimensioneze levierul de antrenare.

Se dau: forța de antrenare manual a levierului, $F_m = 0,2 \text{ kN}$; dimensiuni ale filetului: 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 și levierului, oțel E360; coeficientul de frecare, $\mu = 0,18$; coeficientul de siguranță, $c = 3$; factorul care ia în considerare solicitarea de torsiune care apare în timpul rotirii corpului 2 sub sarcină, $\beta = 1,5$; tensiunea admisibilă la încovoiere, $\sigma_{ai} = 1,1 \sigma_{at}$.

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



Rezolvare:

a. Sarcina capabilă

Din condiția de rezistență la tracțiune (considerând și efectul torsiunii prin factorul β),

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

ținând cont că tensiunea admisibilă la tracțiune, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c$, rezultă sarcina capabilă,

$$F = F_s = \frac{\pi d_1^2 \sigma_{02}}{4 c \beta} = \frac{\pi \cdot 11,825^2 \cdot 360}{4 \cdot 3 \cdot 1,5} = 8785,82 \text{ N.}$$

b. Momentul de antrenare a levierului

Momentul de frecare dintr-o asamblare filetată (momentul de înșurubare),

$$M_i = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}\left(\operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} + \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) = 8785,82 \frac{11,825}{2} \operatorname{tg}\left(\operatorname{arctg} \frac{2}{\pi \cdot 11,825} + \operatorname{arctg} \frac{0,18}{\cos \frac{60}{2}}\right) = 13747,25$$

Nmm.

Momentul de antrenare a levierului,

$$M_t = 2 M_i = 2 \cdot 13747,25 = 27494,5 \text{ Nmm.}$$

c. Tensiunea echivalentă din zona filetată

Ținând cont de solicitarea compusă tracțiune și torsiune (apare în timpul antrenării corpului 2 sub sarcină), conform teoriei tensiunii tangențiale maxime, tensiunea echivalentă se determină cu relația,

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4 F_s}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_i}{\pi d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 8785,82}{\pi \cdot 11,825^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 \cdot 13747,25}{\pi \cdot 11,825^3}\right)^2} = 116,49 \text{ MPa.}$$

d. Verificarea la solicitări compuse

Tensiunea admisibilă la tracțiune a materialului tiranților, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 360/3 = 120 \text{ MPa}$.

Verificarea la solicitări compuse, $\sigma_e \leq \sigma_{at}$, $116,49 < 120$ (se verifică).

e. Lungimea brațului levierului

Din ecuația de momente a corpului 2, $M_t = F_m L$, rezultă,

$$L = \frac{M_t}{F_m} = \frac{27494,5}{200} = 137,47 \text{ mm.}$$

f. Diametrul levierului de antrenare

Din condiția de rezistență la încovoiere,

$$\sigma_i = \frac{M_{i\max}}{W_z} = \frac{32 F_m L}{\pi d_m^3} \leq \sigma_{af},$$

rezultă,

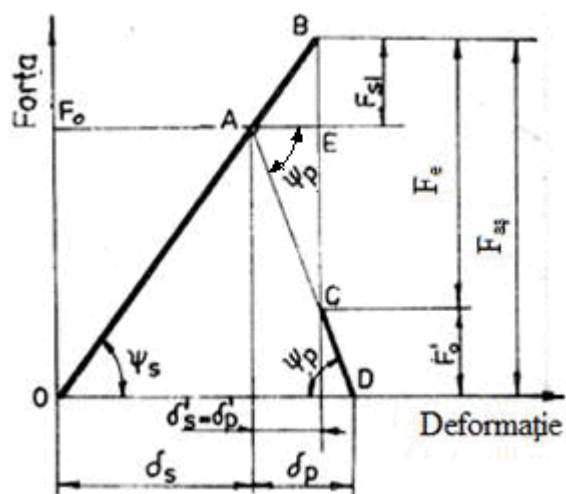
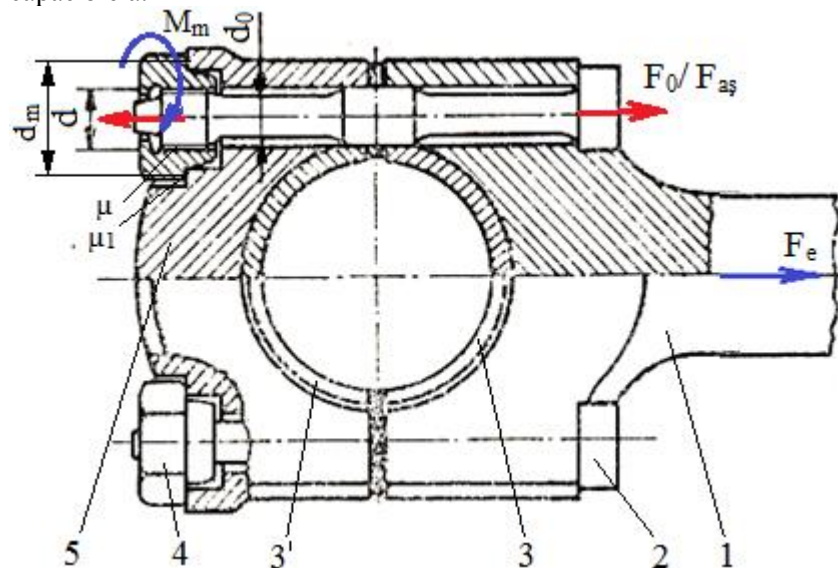
$$d_m = \sqrt[3]{\frac{32 F_m L c}{1,1 \pi \sigma_{02}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 200 \cdot 137,47 \cdot 3}{1,1 \pi \cdot 360}} = 12,85 \text{ mm.}$$

I_4.3

Pentru asamblarea cu șuruburi a capului bielei unui motor cu ardere internă se cer: forța de prestrângere, momentul de strângere la montaj a șuruburilor; diametrul minim al șurubului, forța axială remanentă de strângere a capului bielei în exploatare; verificarea șurubului.

Se dau: forța externă (de exploatare) $F_e = 4,2 \text{ kN}$; numărul de șuruburi $n = 2$; rigiditatea asamblării $\chi = 0,28$; dimensiuni ale filetului metric: diametrul nominal $d = 14 \text{ mm}$, diametrul mediu $d_2 = 12,701 \text{ mm}$; diametrul interior $d_1 = 11,825 \text{ mm}$; pasul $p = 2 \text{ mm}$; diametrul mediu al suprafeței de contact dintre piuliță și capacul bielei $d_m = 18 \text{ mm}$; materialul șurubului, oțel din grupa 6.8; coeficienții de frecare $\mu = 0,2$, $\mu_1 = 0,25$; coeficientul de siguranță, $c = 3$.

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



Rezolvare:

a. Forța de prestrângere a asamblărilor cu șuruburi

Din condiția de menținere a jocului constant în lagărul (de alunecare) cu cuzineți, $F'_0 > 0$, rezultă,

$$F_0 > \frac{F_e}{n} (1 - \chi) = \frac{4200}{2} (1 - 0,28) = 1512 \text{ N.}$$

Se adoptă, pentru menținerea sigură a jocului constant în lagărul cu cuzineți, $F_0 = 2 \text{ kN}$.

b. Momentul de strângere a șuruburilor la montaj

Momentului de înșurubare (frecare din filet),

$$M_i = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} + \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}) = 2000 \frac{12,701}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \frac{2}{\pi 12,701} + \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}}) = 3611,6 \text{ Nmm.}$$

Momentului de frecare de pivotare dintre bacul mobil și piesa strânsă se determină cu relația simplificată,

$$M_p = \mu_1 F_0 \frac{d_m}{2} = 0,25 \cdot 2000 \frac{10}{2} = 2500 \text{ Nmm.}$$

Momentul de strângere cu manivela,

$$M_m = M_i + M_p = 3611,6 + 2500 = 6111,6 \text{ Nmm.}$$

c. Forța totală din șuruburi

În faza de exploatare, în șuruburi apare forța axială,

$$F_{as} = F_0 + \frac{F_e}{n} = 2000 + \frac{4200}{2} = 4100 \text{ N.}$$

d. Diametrul minim al șurubului

Din condiția de rezistență la tracțiune a șurubului, în faza de exploatare,

$$\frac{4 F_{as}}{\pi d_0^2} \leq \sigma_{at},$$

ținând cont că tensiunea admisibilă la tracțiune, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c$, se determină diametrul interior al filetului șurubului,

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4 F_{as}}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 c F_{as}}{\pi \sigma_{02}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 4100}{\pi \cdot 640}} = 4,95 \text{ mm. Se adoptă, } d_0 = 8 \text{ mm.}$$

e. Forța axială remanentă

În exploatare capul bieiei va fi strâns cu forța,

$$F'_0 = F_0 - \frac{F_e}{n} (1 - \chi) = 2000 - \frac{4200}{2} (1 - 0,28) = 488 \text{ N.}$$

f. Tensiunea echivalentă maximă din șuruburi la montaj

Ținând cont de solicitarea compusă tracțiune și torsiune (apare în timpul strângerii piuliței), conform teoriei tensiunii tangențiale maxime, tensiunea echivalentă maximă se determină cu relația,

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4 F_0}{\pi d_0^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_1}{\pi d_0^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 2000}{\pi \cdot 8^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 \cdot 3611,6}{\pi \cdot 8^3}\right)^2} = 82,13 \text{ MPa.}$$

g. Verificarea la solicitări compuse a șuruburilor în faza de montaj

Tensiunea admisibilă la tracțiune a materialului șuruburilor, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 480/3 = 120 \text{ MPa.}$

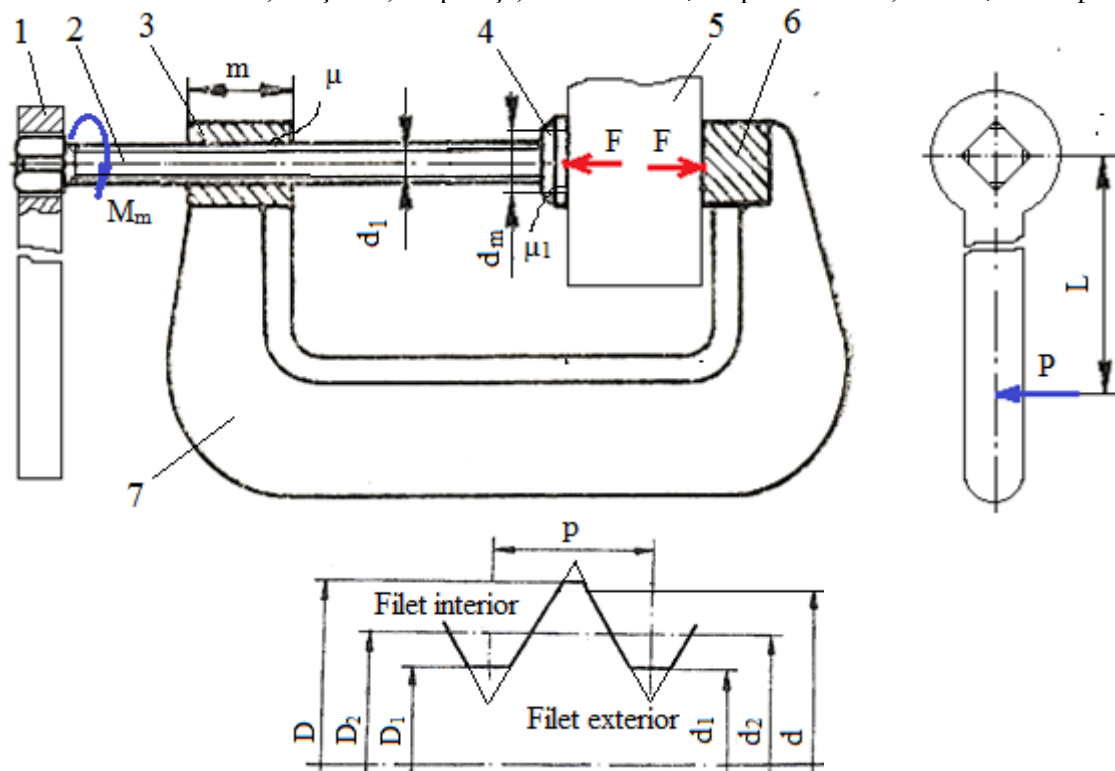
Verificarea la solicitări compuse, $\sigma_e \leq \sigma_{at}$, $82,13 < 120$ (se verifică).

I_4.4

Să se dimensioneze și să se verifice asamblarea filetată a menghinei de mână.

Se dau: forța de strângere, $F = 5 \text{ kN}$; diametrul mediu al suprafeței de contact dintre bacul mobil și piesa strânsă, $d_m = 20 \text{ mm}$; lungimea activă a brațului manivelei, $L = 140 \text{ mm}$; materialul șurubului, oțel E335; materialul corpului, oțel E295; tensiunea admisibilă la strivire $\sigma_{as} = 0,25 \sigma_{02}$; coeficienții de frecare, $\mu = 0,18$ și $\mu_1 = 0,2$; coeficientul de siguranță, $c = 3$; factorul care ia în considerare solicitarea de torsiune care apare în timpul rotirii corpului 2 sub sarcină, $\beta = 1,3$; se va considera $\sigma_{as} = 0,25 \sigma_{02}$.

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



Rezolvare:

a. Diametrul interior necesar al filetului șurubului

Din condiția de rezistență la compresiune (considerând și efectul torsiunii prin factorul β),

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

ținând cont că tensiunea admisibilă la compresiune, $\sigma_{ac} = \sigma_{02}/c$, rezultă,

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \beta F}{\pi \sigma_{ac}}} = \sqrt{\frac{4 \beta c F}{\pi \sigma_{02}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 3 \cdot 5000}{\pi \cdot 335}} = 8,6 \text{ mm.}$$

b. Dimensiunile filetului metric

Se adoptă filet metric (unghiul filetului, $\alpha = 60^\circ$) cu pas normal, M12 cu următoarele dimensiuni: $d = D = 12 \text{ mm}$, $d_1 = D_1 = 10,106 \text{ mm}$, $d_2 = D_2 = 10,863 \text{ mm}$, $p = 1,75 \text{ mm}$.

c. Lungimea zonei filetate din corp

Din condiția de rezistență la strivire a asamblării,

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

considerând tensiunea admisibilă la strivire $\sigma_{as} = 0,25 \sigma_{02min}$ se obține numărul de spire necesar,

$$z = \frac{4F}{\pi (d^2 - D_1^2) \sigma_{as}} = \frac{4F}{\pi (d^2 - D_1^2) 0,25 \sigma_{02min}} = \frac{4 \cdot 5000}{\pi (12^2 - 10,106^2) 0,25 \cdot 295} = 2,06 \text{ spire.}$$

Se adoptă, din considerente de bună ghidare a șurubului, $z = 8$ spire.

Lungimea zonei filetate, $m = z p = 8 \cdot 1,75 = 14 \text{ mm}$.

d. Momentul de antrenare șurubului

Momentului de înșurubare (frecare din filet)

$$M_i = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} + \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}) = 5000 \frac{10,863}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg}(\frac{2}{\pi 10,863} + \operatorname{arctg} \frac{0,18}{\cos \frac{60}{2}}) = 7325,36 \text{ Nmm.}$$

Momentului de frecare de pivotare dintre bacul mobil și piesa strânsă se determină cu relația simplificată,

$$M_p = \mu_1 F \frac{d_m}{2} = 0,2 \cdot 5000 \frac{20}{2} = 10000 \text{ Nmm.}$$

Momentul de strângere cu manivela,

$$M_m = M_i + M_p = 17325,36 \text{ Nmm.}$$

e. Tensiunea echivalentă din șurub

Ținând cont de solicitarea compusă compresiune și torsiune (apare în timpul strângerii piesei), conform teoriei tensiunii tangențiale maxime, tensiunea echivalentă maximă se determină cu relația,

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4\left(\frac{16M_i}{\pi d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 5000}{\pi \cdot 10,863^2}\right)^2 + 4\left(\frac{16 \cdot 7325,36}{\pi \cdot 10,863^3}\right)^2} = 58,67 \text{ MPa.}$$

f. Verificarea la solicitări compuse a șuruburilor în faza de montaj

Tensiunea admisibilă la compresiune a materialului șurubului, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 335/3 = 111,67 \text{ MPa}$.

Verificarea la solicitări compuse, $\sigma_e \leq \sigma_{at}$, $58,67 < 111,67$ (se verifică).

g. Forța de antrenare a manivelei

Din ecuația de momente, $M_m = P L$, rezultă,

$$P = \frac{M_m}{L} = \frac{17325,36}{140} = 123,75 \text{ N.}$$

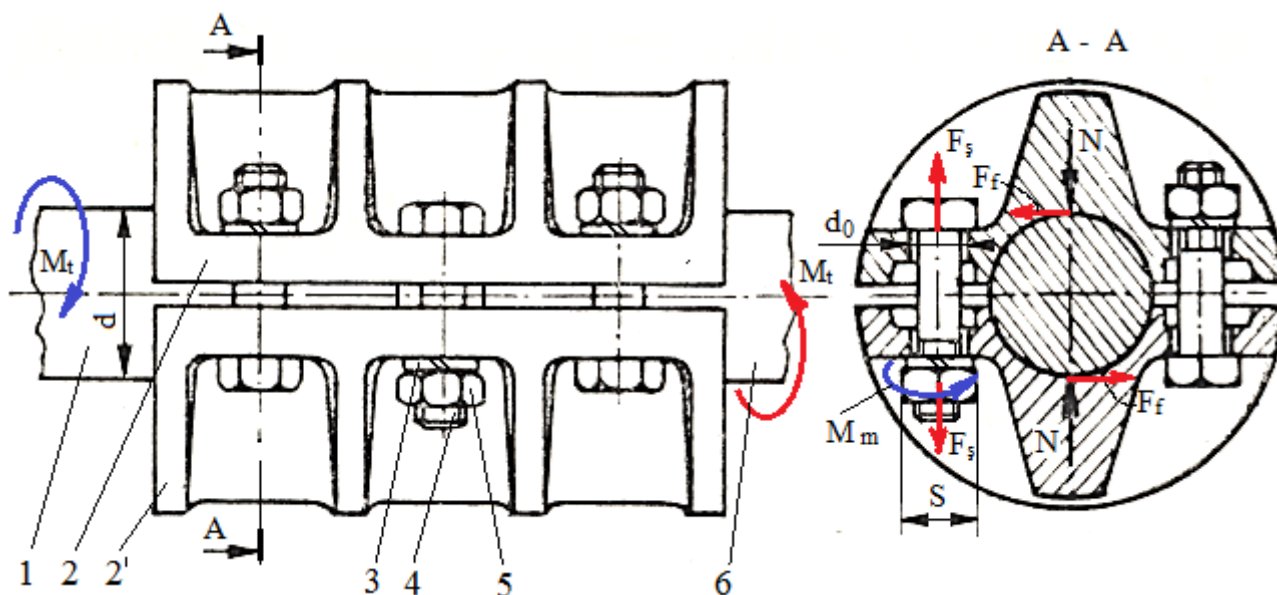
Deoarece, $P < 200 \text{ N}$ (valoare recomandată prin regulile de securitatea muncii), manivela poate fi antrenată manual.

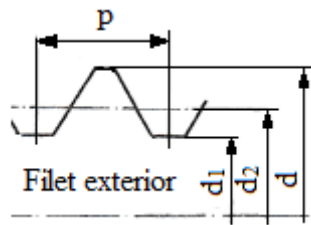
I_4.5

Să se dimensioneze asamblările cu șuruburi de strângere a semicuplajelor.

Se dau: momentul de torsiune transmis de cuplaj, $M_t = 48 \text{ Nm}$; numărul de șuruburi $n = 6$; diametrul arborilor $d = 24 \text{ mm}$; diametrul găurii de trecere, $d_0 = 6,6 \text{ mm}$; materialul șurubului, oțel din grupa 6.8; factorul de siguranță la alunecare, $\beta_a = 1,3$; factorul care ia în considerare solicitarea de torsiune care apare în timpul rotirii corpului 2 sub sarcină, $\beta = 1,4$; dimensiunea cheii de strângere a piulițelor, $S = 10 \text{ mm}$; coeficientul de frecare din filet $\mu = 0,2$; coeficientul de frecare dintre piuliță și șaiba Grower, $\mu_1 = 0,25$;

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





Rezolvare:

a. Forța axială din șurub

Din condiția transmiterii momentului de torsiune prin frecare,

$$\mu n F_s d \geq \beta_a M_t$$

se obține forța axială din șurub,

$$F_s = \frac{\beta_a M_t}{\mu n d} = \frac{1,3 \cdot 48000}{0,2 \cdot 6 \cdot 24} = 2166,67 \text{ N.}$$

b. Dimensionare șuruburi

Diametrul interior al filetului șuruburilor, din condiția de rezistență la tracțiune,

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

considerând efectul solicitării de torsiune prin factorul β și ținând cont că tensiunea admisibilă la tracțiune, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/C$, rezultă diametrul interior necesar al șurubului,

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \beta F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \beta c F_s}{\pi \sigma_{02}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,4 \cdot 3 \cdot 2166,67}{\pi \cdot 480}} = 4,91 \text{ mm.}$$

c. Dimensiunile filetului metric

Se adoptă filet metric (unghiul filetului, $\alpha = 60^\circ$) cu pas normal, M6 cu următoarele dimensiuni: diametrul nominal, $d = 6 \text{ mm}$; diametrul interior, $d_1 = 4,917 \text{ mm}$; diametrul mediu, $d_2 = 5,35 \text{ mm}$; pasul, $p = 1 \text{ mm}$.

d. Momentul de strângere a piuliței

Momentul de strângere cu cheia, ca sumă a momentului de înșurubare (frecare din filet) și momentului de frecare de pivotare dintre piuliță și șaiba Grower, se determină cu relația,

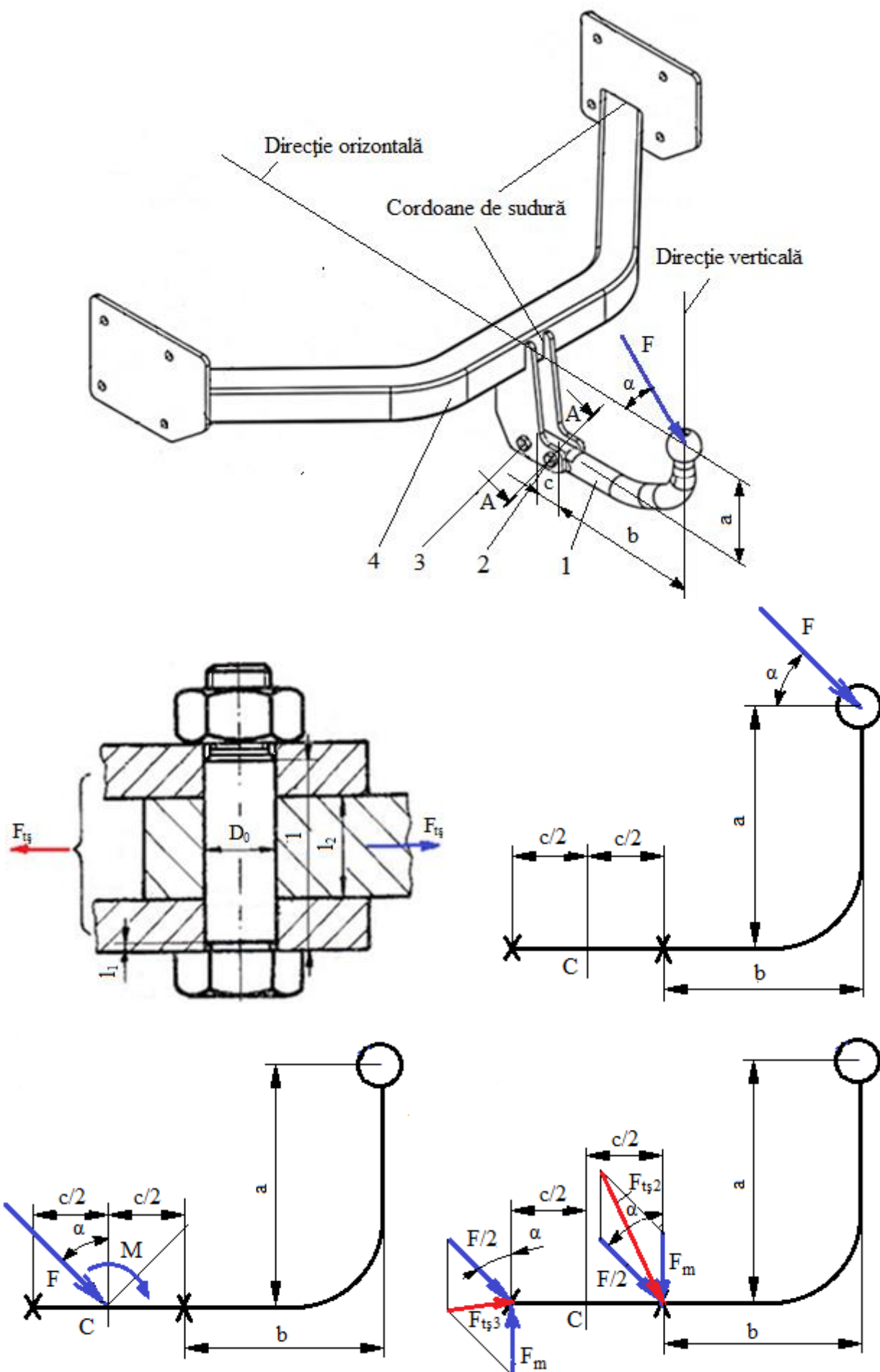
$$M_m = F_s \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') + \mu_1 F_s \frac{d_0 + S}{4} = F_s \left(\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} + \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}) + \mu_1 \frac{d_0 + S}{4} \right) = 2166,67 \left(\frac{5,35}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \frac{1}{\pi \cdot 5,35} + \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}}) + 0,25 \frac{6,6 + 10}{4} \right) = 3954,7 \text{ Nmm.}$$

I_4.6

Să se dimensioneze și verifice șuruburile (2 și 3) de fixare a cârligului de subansamblul bară de remorcare.

Se dau: forța de acțiune asupra cârligului $F = 6 \text{ kN}$; unghiul direcției forței F , $\alpha = 45^\circ$; distanța pe verticală a șurubului 2 față de centrul sferei, $a = 140 \text{ mm}$; distanța pe orizontală a șurubului 2 față de centrul sferei, $b = 100 \text{ mm}$; distanța dintre șuruburi, $c = 80 \text{ mm}$; lungimea tijei șurubului $l = 50 \text{ mm}$; lungimea degajării dinspre capul șurubului $l_1 = 1 \text{ mm}$, grosimea cârligului în zona asamblărilor $l_2 = 28 \text{ mm}$; materialul brațelor barei de remorcare este oțel S275; materialul cârligului, oțel C45 îmbunătățit (270...300 HB) cu $\sigma_{02} = 480 \text{ MPa}$; materialul șurubului, oțel din grupa 6.8 are $\tau_{af} = 90 \text{ MPa}$; se consideră tensiunea admisibilă la strivire $\sigma_{as} = 0,3 \sigma_{02}$.

Structura constructivă: 1 - cârlig de remorcare; 2, 3 - șuruburi de fixare păsuite (montate fără joc); 4 - subansamblu bară de remorcare.



Rezolvare:

a. Momentul forței F în centrul asamblărilor C

$$M = F a \cos \alpha + F (b + c/2) \sin \alpha = 6000 (140 \cos 45^\circ + (100 + 80/2) \sin 45^\circ) = 1187939,39 \text{ Nmm.}$$

b. Forța cuplului echivalent cu momentul M

$$F_m = M/c = 1187939,39 / 80 = 14849,24 \text{ N.}$$

c. Forțele transversale din asamblările cu șuruburi

Forța transversală din asamblarea șurubului 2,

$$F_{t\varphi 2} = \sqrt{\left(\frac{F}{2}\right)^2 + F_m^2 + 2 \left(\frac{F}{2}\right) F_m \cos \alpha} = \sqrt{\left(\frac{6000}{2}\right)^2 + 14849,24^2 + 2 \frac{6000}{2} 14849,24 \cos 45^\circ} = 17103,21 \text{ N}$$

Forța transversală din asamblarea șurubului 3,

$$F_{t\varphi 3} = \sqrt{\left(\frac{F}{2}\right)^2 + F_m^2 + 2 \left(\frac{F}{2}\right) F_m \cos(180 - \alpha)} = \sqrt{\left(\frac{6000}{2}\right)^2 + 14849,24^2 + 2 \frac{6000}{2} 14849,24 \cos(180 - 45^\circ)} = 12903,49 \text{ N}$$

d. Diametrul tijei șurubului

Din condiția de rezistență la strivire a asamblării cu șurubul cel mai solicitat, în contact cu cârligul, respectiv cu brațele barei de remorcare,

$$\frac{F_{t\varphi \max}}{D_0 \min(l_2, l-l_2-l_1)} \leq \sigma_{as},$$

rezultă diametrul tijei, considerând $F_{t\varphi \max} = F_{t\varphi 2}$ și tensiunea admisibilă la strivire $\sigma_{as} = 0,3 \sigma_{02 \min}$ (rezistența la curgere a materialului mai moale din zona de contact), rezultă,

$$D_0 = \frac{F_{t\varphi 2}}{0,3 \sigma_{02 \min} \min(l_2, l-l_2-l_1)} = \frac{17103,21}{0,3 \cdot 275 \cdot \min(28, 50-28-1)} = 9,87 \text{ mm.}$$

Se adoptă, $D_0 = 12 \text{ mm}$.

e. Verificarea șurubului la forfecare

Tensiunea efectivă de forfecare din tija șurubului,

$$\tau_f = \frac{2 F_{t\varphi \max}}{\pi D_0^2} = \frac{2 \cdot 19557,6}{\pi 12^2} = 86,46 \text{ MPa.}$$

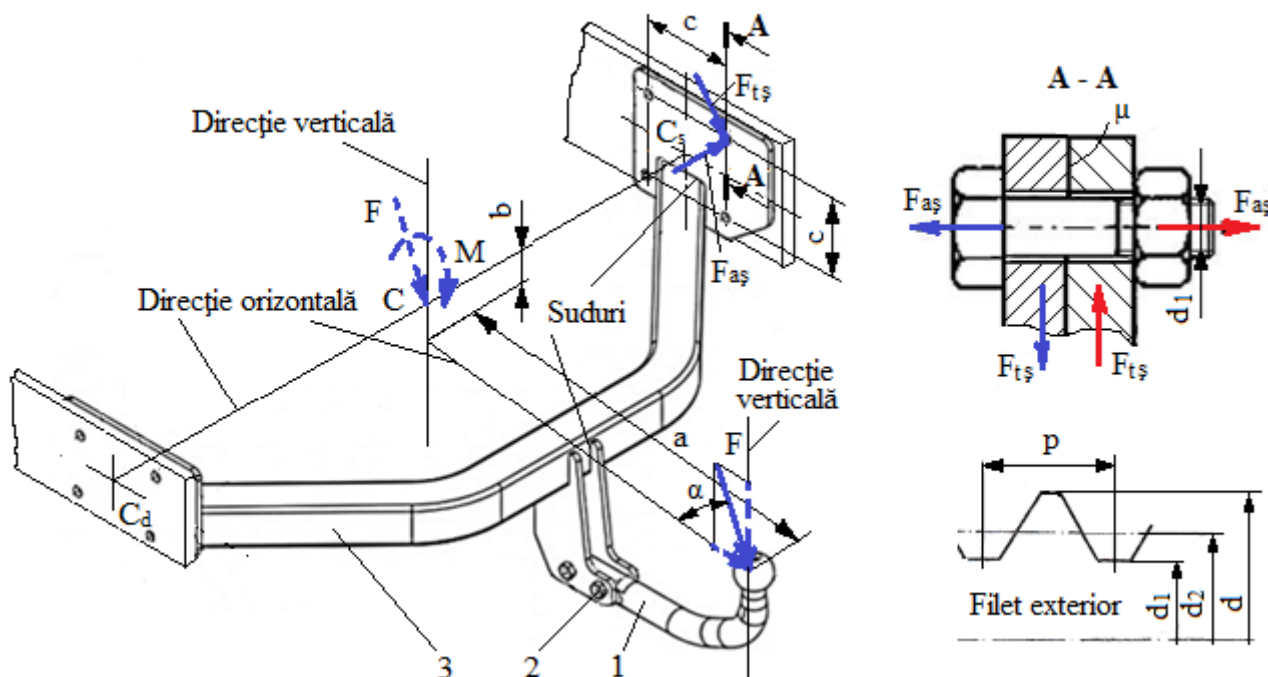
Verificarea șurubului la forfecare: $\tau_f \leq \tau_{af}$; $86,46 < 90$ (se verifică).

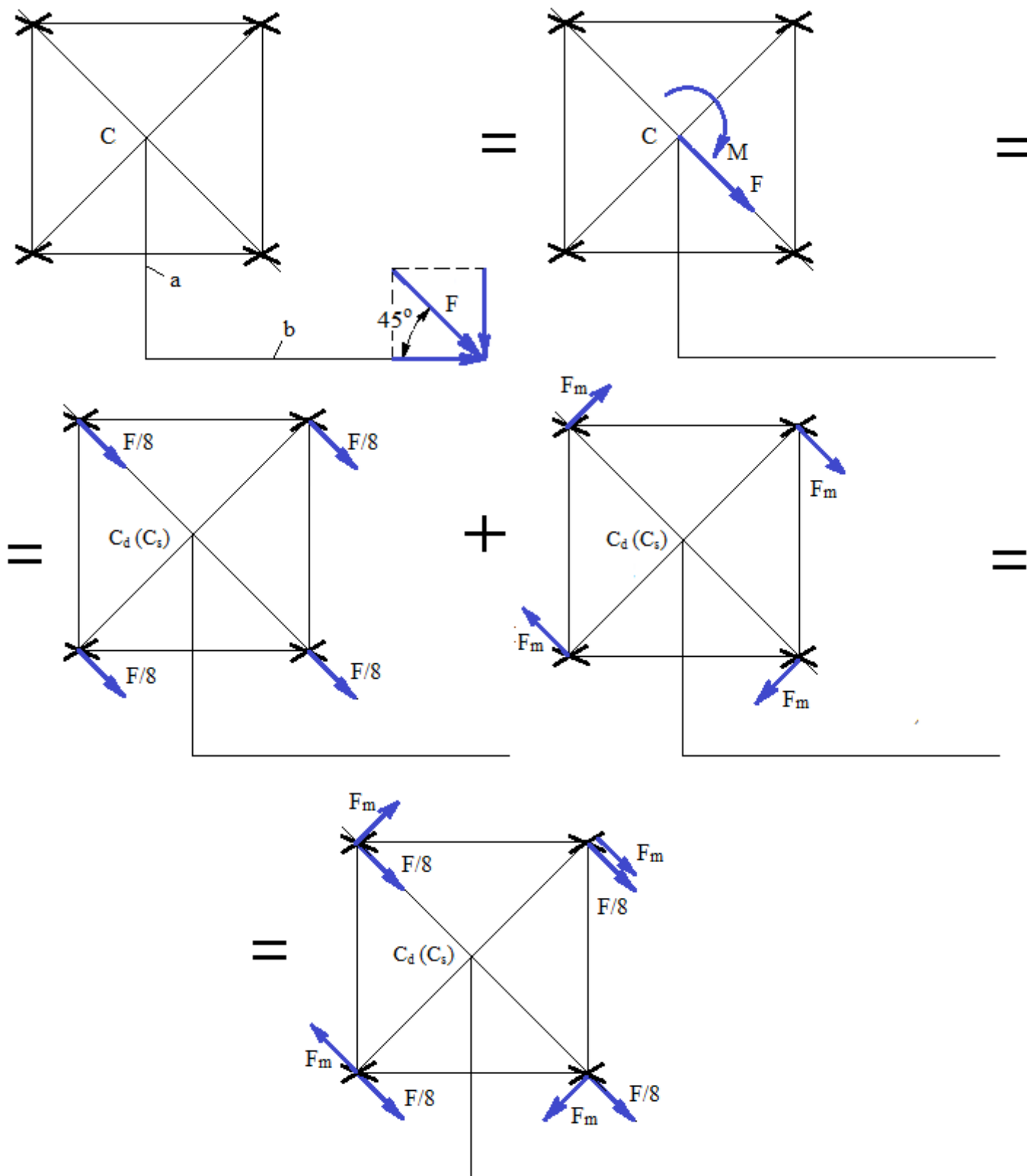
I_4.7

Să se dimensioneze și verifice șuruburile de fixare a subansamblului de remorcare de cadrul autoturismului.

Se dau: forța de acțiune asupra cârligului $F = 8 \text{ kN}$; unghiul direcției forței F , $\alpha = 45^\circ$; dimensiuni de calcul ale dispozitivului de remorcare: $a = 220 \text{ mm}$, $b = 120 \text{ mm}$, $c = 80 \text{ mm}$; numărul de șuruburi necesare pentru asamblarea unei flanșe $n = 4$; coeficientul de siguranță la alunecare $\beta_a = 1,1$; coeficientul de frecare din filet și dintre flanșa dispozitivului de remorcare și cadru, $\mu = 0,2$; factorul care ia în considerare solicitarea de torsiune a tijei filetate în cazul strângerii șurubului $\beta = 1,2$; materialul șurubului, oțel din grupa 10.9; se va considera coeficientul de siguranță, $c = 2,5$; coeficientul de frecare dintre piuliță și piesa strânsă, $\mu_1 = 0,25$.

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





Rezolvare:

a. Momentul forței F în centrul dispozitivului de remorcare C

$$M = F b \cos 45^\circ + F a \sin 45^\circ = 8000 (120 \cos 45^\circ + 220 \sin 45^\circ) = 1923330,44 \text{ Nmm.}$$

b. Forța transversală din asamblările cu șurub generată de momentul M

$$F_m = \frac{M \cos 45^\circ}{8 \cdot c/2} = \frac{1923330,44 \cos 45^\circ}{4 \cdot 80} = 4250 \text{ N.}$$

c. Forța transversală maximă

Asamblarea cu șurub din partea de sus spate este încărcat cu forța transversală maximă,

$$F_{t\text{ș max}} = \frac{F}{8} + F_m = \frac{8000}{8} + 4250 = 5250 \text{ N.}$$

d. Forța axială de strângere a asamblării cu încărcare transversală maximă

Ținând cont de condiția transmiterii forței prin frecare prin asamblarea cu șurub montat cu joc încărcată cu forța transversală maximă,

$$\mu F_{as} = \beta_a F_{ts},$$

se obține forța axială de strângere,

$$F_{as} = \frac{\beta_a F_{ts \max}}{\mu} = \frac{1,1 \cdot 5250}{0,2} = 28875 \text{ N}.$$

e. Dimensionarea șurubului cu încărcare transversală maximă

Diametrul interior al filetului șuruburilor, din condiția de rezistență la tracțiune a șurubului cu încărcarea transversală maximă,

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

considerând efectul solicitării de torsiune prin factorul β și ținând cont că tensiunea admisibilă la tracțiune, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c$, rezultă diametrul interior necesar al șurubului,

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \beta F_{as}}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \beta c F_{as}}{\pi \sigma_{02}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,2 \cdot 2,5 \cdot 28875}{\pi \cdot 900}} = 11,07 \text{ mm}.$$

f. Dimensiunile filetului metric

Se adoptă filet metric (unghiul filetului, $\alpha = 60^\circ$) cu pas normal, M14 cu următoarele dimensiuni: diametrul nominal, $d = 14$ mm; diametrul interior, $d_1 = 11,835$ mm; diametrul mediu, $d_2 = 12,7$ mm; pasul, $p = 2$ mm; dimensiunea hexagonului piuliței $S = 22$ mm; diametrul găurii de trecere $d_0 = 16$ mm.

g. Momentul de strângere a piuliței

Momentul de înșurubare (frecare din filet)

$$M_i = F_{as} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') = F_{as} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} + \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}) = 28875 \frac{12,7}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \frac{2}{\pi \cdot 12,7} + \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}}) = 52139,1 \text{ Nmm}.$$

Momentul de frecare de pivotare dintre bacul mobil și piesa strânsă se determină cu relația simplificată,

$$M_p = \mu_1 F_{as} \frac{d_0 + S}{4} = 0,25 \cdot 28875 \frac{22 + 16}{4} = 68578,125 \text{ Nmm}.$$

Momentul de strângere a piuliței cu cheia dinamometrică,

$$M_m = M_i + M_p = 52139,1 + 68578,125 = 120717,225 \text{ Nmm}.$$

a. Tensiunea echivalentă din șurub

Ținând cont de solicitarea compusă tracțiune și torsiune (apare în timpul strângerii piuliței), conform teoriei tensiunii tangențiale maxime, tensiunea echivalentă maximă se determină cu relația,

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4 F_{as}}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_i}{\pi d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 28875}{\pi \cdot 12,7^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 \cdot 52139,1}{\pi \cdot 12,7^3}\right)^2} = 345,22 \text{ MPa}.$$

b. Verificarea la solicitări compuse a șuruburilor în faza de montaj

Tensiunea admisibilă la tracțiune a materialului șuruburilor, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 900/2,5 = 360 \text{ MPa}$.

Verificarea la solicitări compuse, $\sigma_e \leq \sigma_{at}$, $345,22 < 360$ (se verifică).

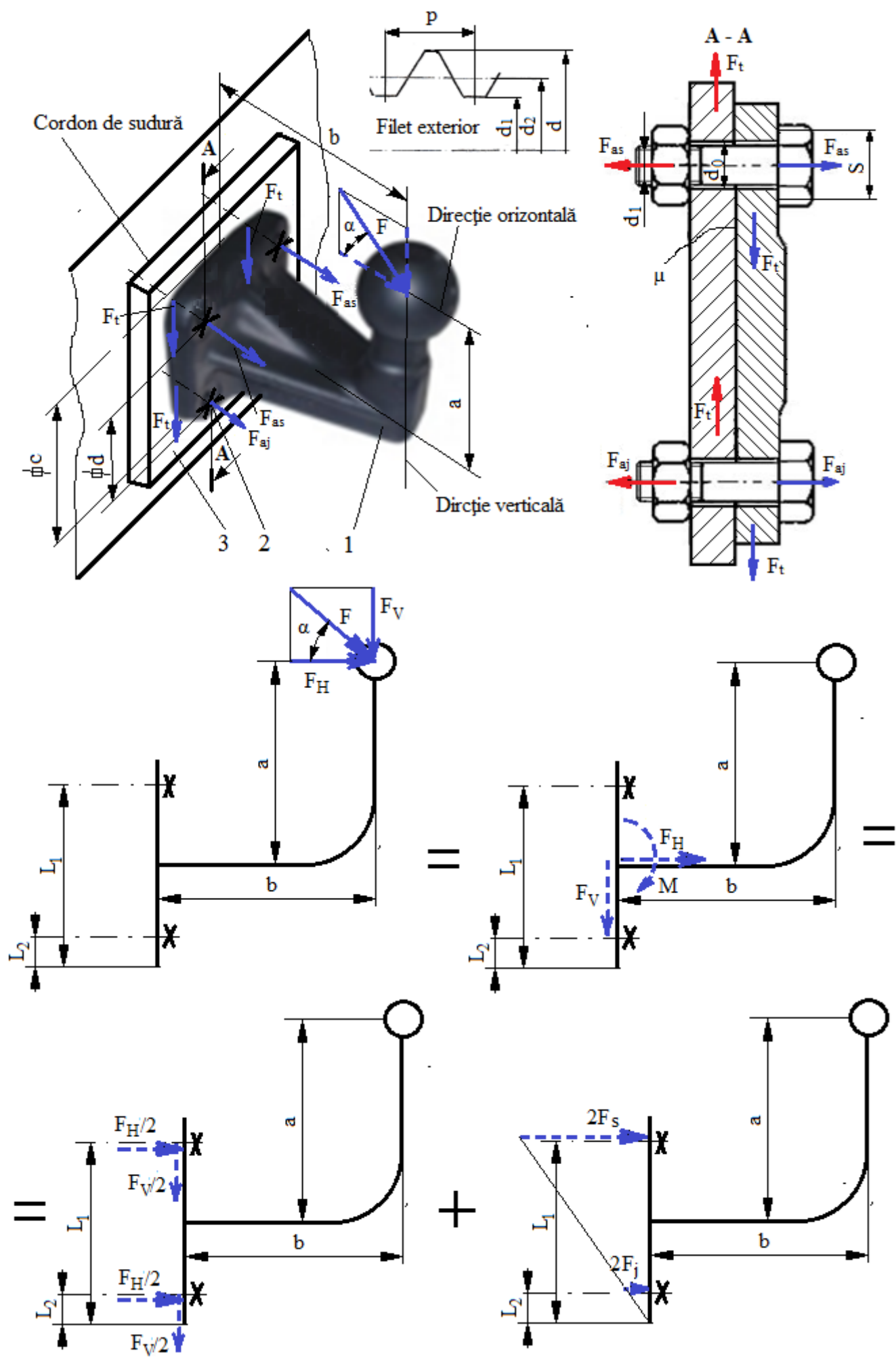
I_4.8

Să se dimensioneze și verifice șuruburile de fixare a cârligului

Se dau: forța de acțiune asupra cârligului $F = 12 \text{ kN}$; unghiul direcției forței F , $\alpha = 30^\circ$; dimensiuni ale cârligului: $a = 125 \text{ mm}$; $b = 110 \text{ mm}$; $c = 90$; $d = 120 \text{ mm}$; coeficientul de siguranță $c = 3$; materialul șuruburilor este din grupa 10.8.

coeficientul de siguranță la alunecare $\beta_a = 1,15$; coeficientul de frecare din filet și dintre flanșa cârligului și dispozitivul de remorcă, $\mu = 0,2$; materialul șurubului, oțel din grupa 10.8; se va considera coeficientul de siguranță, $c = 3$; coeficientul de frecare dintre piuliță și flanșă, $\mu_1 = 0,25$.

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



Rezolvare:

a. Momentul forței F în centrul flanșei cârligului

Componentele forței F după direcțiile orizontală și verticală,

$$F_H = F \cos \alpha = 12000 \cos 30^\circ = 10392,3 \text{ N},$$

$$F_V = F \sin \alpha = 12000 \sin 30^\circ = 6000 \text{ N}.$$

Forța de acțiune F cu componentele F_H și F_V se reduce în centrul asamblării cu șuruburi la forțele F_H și F_V și momentul, $M = a F_H + b F_V = 125 \cdot 10392,3 + 110 \cdot 6000 = 1959037,5 \text{ Nmm}$.

b. Forțele axiale din șuruburi

Forțele axiale din șuruburi generate de momentul M, ținând cont că forțele din șuruburile de sus F_s și de jos F_j sunt proporționale cu distanțele L_1, L_2 ($F_s = K L_1, F_j = K L_2$) și de ecuația de momente în raport cu marginea inferioară a flanșei cârligului, $M = 2 F_s L_1 + 2 F_j L_2$, se determină cu relațiile:

$$F_s = \frac{M}{2} \frac{L_1}{L_1^2 + L_2^2} = \frac{M}{2} \frac{d + \frac{c-d}{2}}{\left(d + \frac{c-d}{2}\right)^2 + \left(\frac{c-d}{2}\right)^2} = \frac{1959037,5}{2} \frac{120 + \frac{120-90}{2}}{\left(120 + \frac{120-90}{2}\right)^2 + \left(\frac{120-90}{2}\right)^2} = 7167,21 \text{ N}.$$

pentru șuruburile din partea de sus și

$$F_j = \frac{M}{2} \frac{L_2}{L_1^2 + L_2^2} = \frac{M}{2} \frac{\frac{c-d}{2}}{\left(d + \frac{c-d}{2}\right)^2 + \left(\frac{c-d}{2}\right)^2} = \frac{1959037,5}{2} \frac{\frac{120-90}{2}}{\left(120 + \frac{120-90}{2}\right)^2 + \left(\frac{120-90}{2}\right)^2} = 796,36 \text{ N}.$$

pentru șuruburile din partea de jos.

Forțele axiale totale din șuruburi se obțin cu relațiile:

$$F_{as} = \frac{F_H}{4} + F_s = \frac{10392,3}{4} + 7167,21 = 9765,285 \text{ N},$$

pentru șuruburile din partea de sus și

$$F_{aj} = \frac{F_H}{4} + F_j = \frac{10392,3}{4} + 796,36 = 3394,435 \text{ N},$$

pentru șuruburile din partea de jos.

c. Forțele transversale din șuruburi

$$F_t = \frac{F_V}{4} = \frac{6000}{4} = 1500 \text{ N}.$$

d. Forța axială totală maximă din șuruburi

Ținând cont de condiția transmiterii forțelor transversale prin frecare de asamblările cu șuruburi montate de la partea superioară (cel mai încărcate axial),

$$\mu F_{as}^t = \beta_a F_t,$$

se obține forța axială de strângere necesară pentru transmiterea forței transversale,

$$F_{as}^t = \frac{\beta_a F_t}{\mu} = \frac{1,15 \cdot 1500}{0,2} = 8625 \text{ N}.$$

Forța axială totală maximă din șuruburile din partea de sus,

$$F_{as \max} = F_{as} + F_{as}^t = 9765,285 + 8625 = 18390,285 \text{ N}.$$

h. Dimensionarea șurubului încărcat cu forța axială totală maximă

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

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

ținând cont că tensiunea admisibilă la tracțiune, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c$, rezultă diametrul interior necesar al șurubului,

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 F_{as \max}}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 c F_{as \max}}{\pi \sigma_{02}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 18390,285}{\pi 800}} = 9,37 \text{ mm}.$$

i. Dimensiunile filetului metric

Se adoptă filet metric (unghiul filetului, $\alpha = 60^\circ$) cu pas normal, M12 cu următoarele dimensiuni: diametrul nominal, $d = 12 \text{ mm}$; diametrul interior, $d_1 = 10,106 \text{ mm}$; diametrul mediu, $d_2 = 10,863 \text{ mm}$; pasul, $p = 1,75 \text{ mm}$; dimensiunea hexagonului piuliței $S = 17 \text{ mm}$; diametrul găurii de trecere $d_0 = 13,5 \text{ mm}$.

j. Momentul de strângere a piuliței

Momentului de înșurubare (frecare din filet), considerând forța axială de strângere necesară pentru transmiterea forței transversale prin frecare,

$$M_i = F_{as}^t \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') = F_{as}^t \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}\left(\operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} + \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) = 8625 \frac{10,863}{2} \operatorname{tg}\left(\operatorname{arctg} \frac{2}{\pi 10,863} + \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}}\right) = 13379,47$$

Nmm.

Momentul de frecare de pivotare dintre bacul mobil și piesa strânsă se determină cu relația simplificată,

$$M_p = \mu_1 F_{as} \frac{d_0 + S}{4} = 0,25 \cdot 8625 \frac{13,5 + 17}{4} = 16980,47 \text{ Nmm}.$$

Momentul de strângere a piulițelor cu cheia dinamometrică, la montajul cârligului,

$$M_m = M_i + M_p = 13379,47 + 16980,47 = 30359,94 \text{ Nmm}.$$

c. Tensiunea echivalentă maximă din șuruburi la montajul cârligului

Ținând cont de solicitarea compusă tracțiune și torsiune (apare în timpul strângerii piulițelor la montaj), conform teoriei tensiunii tangențiale maxime, tensiunea echivalentă maximă din șuruburi se determină cu relația,

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4 F_{as}^t}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_1}{\pi d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 8625}{\pi \cdot 10,863^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 \cdot 13379,47}{\pi \cdot 10,863^3}\right)^2} = 141,29 \text{ MPa.}$$

d. Verificarea la solicitări compuse a șuruburilor în faza de montaj a cârligului

Tensiunea admisibilă la tracțiune a materialului șuruburilor, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 800/3 = 266,67 \text{ MPa}$.

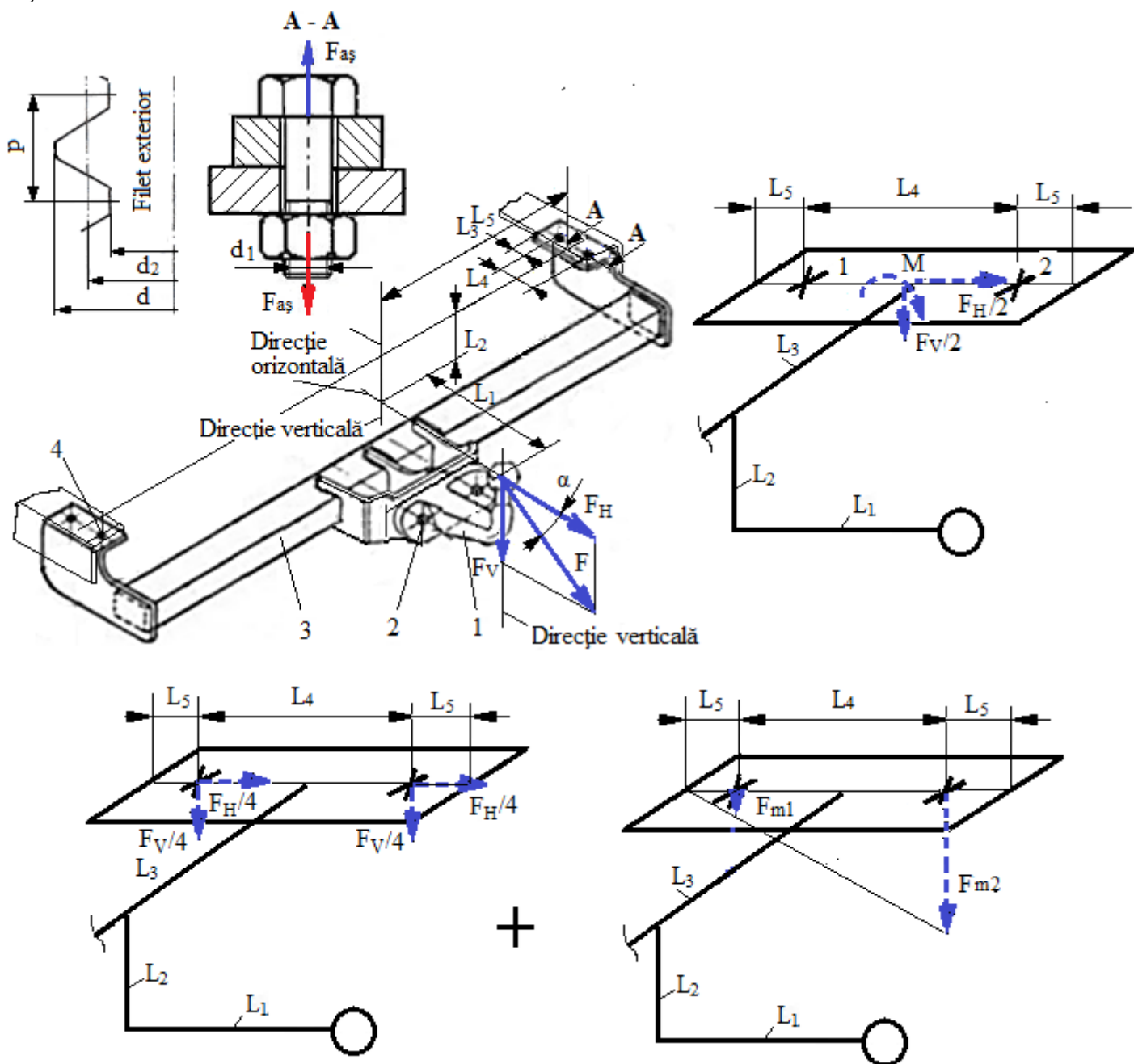
Verificarea la solicitări compuse, a șuruburilor din partea de sus, $\sigma_e \leq \sigma_{at}$, $141,29 < 266,67$ (se verifică).

I_4.9

Să se dimensioneze și verifice șuruburile de fixare (4) a dispozitivului de remorcare la cadrul automobilului.

Se dau: forța de acțiune asupra cârligului $F = 9 \text{ kN}$; unghiul direcției forței F , $\alpha = 30^\circ$; dimensiuni ale barei de remorcare: $L_1 = 155 \text{ mm}$; $L_2 = 70 \text{ mm}$, $L_3 = 320 \text{ mm}$, $L_4 = 100 \text{ mm}$, $L_5 = 60 \text{ mm}$; materialul șurubului este din grupa 10.9; se va considera coeficientul de siguranță, $c = 3$; coeficientul de siguranță la alunecare $\beta_a = 1,15$; coeficientul de frecare din filet și dintre flanșa cârligului și dispozitivul de remorcare, $\mu = 0,2$; coeficientul de frecare dintre piuliță și flanșă, $\mu_1 = 0,25$.

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:

a. Momentul forței F în centrele flanșelor de prindere

Componentele forței F după direcțiile orizontală și verticală,

$$F_H = F \cos \alpha = 9000 \cos 30^\circ = 7794,23 \text{ N},$$

$$F_V = F \sin \alpha = 9000 \sin 30^\circ = 4500 \text{ N}.$$

Forța de acțiune F cu componentele F_H și F_V se reduce în centrele flanșelor forțele $F_H/2$ și $F_V/2$ și momentul,

$$M = \frac{F_H L_2 + F_V L_1}{2} = \frac{7794,23 \cdot 70 + 4500 \cdot 155}{2} = 621548,05 \text{ Nmm}.$$

e. Forțele axiale din șuruburi

Forțele axiale din șuruburi generate de momentul M, ținând cont că forțele sunt proporționale cu distanțele $L_4 + L_5$, L_5 ($F_s = K (L_4 + L_5)$, $F_j = K L_5$) și de ecuația de momente în raport cu marginea din față a flanșei, $M = 2 F_{m2} (L_4 + L_5) + 2 F_{m1} L_5$, se determină cu relațiile:

$$F_{m2} = M \frac{L_4 + L_5}{(L_4 + L_5)^2 + L_5^2} = 621548,05 \frac{100 + 60}{(100 + 60)^2 + 60^2} = 3405,745 \text{ N},$$

pentru șuruburile din spate și

$$F_{m1} = M \frac{L_5}{(L_4 + L_5)^2 + L_5^2} = 621548,05 \frac{60}{(100 + 60)^2 + 60^2} = 1277,15 \text{ N},$$

pentru șuruburile din față.

Forțele axiale totale din șuruburi se obțin cu relațiile:

$$F_{a1} = \frac{F_V}{4} + F_{m1} = \frac{4500}{4} + 1277,15 = 2402,15 \text{ N},$$

pentru șuruburile din față și

$$F_{a2} = \frac{F_V}{4} + F_{m2} = \frac{4500}{4} + 3405,745 = 4530,745 \text{ N},$$

pentru șuruburile din spate.

f. Forțele transversale din șuruburi

$$F_t = \frac{F_H}{4} = \frac{7794,23}{4} = 1948,56 \text{ N}.$$

g. Forța axială totală maximă din șuruburi

Ținând cont de condiția transmiterii forțelor transversale prin frecare de asamblările cu șuruburi din spate (cel mai încărcate axial),

$$\mu F_{as}^t = \beta_a F_t,$$

se obține forța axială de strângere necesară pentru transmiterea forței transversale,

$$F_{a2}^t = \frac{\beta_a F_t}{\mu} = \frac{1,15 \cdot 1948,56}{0,2} = 11207,22 \text{ N}.$$

Forța axială totală maximă din șuruburile din partea de sus,

$$F_{as} = F_{a2} + F_{a2}^t = 4530,745 + 11207,22 = 15737,965 \text{ N}.$$

k. Dimensionarea șurubului încărcat cu forța axială totală maximă

Diametrul interior al filetului șuruburilor din spate, din condiția de rezistență la tracțiune,

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

ținând cont că tensiunea admisibilă la tracțiune, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c$, rezultă diametrul interior necesar al șurubului,

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 F_{as}}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 c F_{as}}{\pi \sigma_{02}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 15737,965}{\pi \cdot 900}} = 8,172 \text{ mm}.$$

l. Dimensiunile filetului metric

Se adoptă filet metric (unghiul filetului, $\alpha = 60^\circ$) cu pas normal, M10 cu următoarele dimensiuni: diametrul nominal, $d = 10 \text{ mm}$; diametrul interior, $d_1 = 8,376 \text{ mm}$; diametrul mediu, $d_2 = 9,026 \text{ mm}$; pasul, $p = 1,5 \text{ mm}$; dimensiunea hexagonului piuliței $S = 13 \text{ mm}$; diametrul găurii de trecere $d_0 = 11 \text{ mm}$.

m. Momentul de strângere a piulițelor

Momentul de înșurubare (frecare din filet), considerând forța axială de strângere necesară pentru transmiterea forței transversale prin frecare,

$$M_i = F_{a2}^t \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') = F_{a2}^t \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} + \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}) = 11207,22 \frac{9,026}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} + \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}}) = 14533,61$$

Nmm.

Momentul de frecare de pivotare dintre bacul mobil și piesa strânsă se determină cu relația simplificată,

$$M_p = \mu_1 F_{a2}^t \frac{d_0 + S}{4} = 0,25 \cdot 11207,22 \frac{11 + 13}{4} = 16810,83 \text{ Nmm}.$$

Momentul de strângere a piulițelor cu cheia dinamometrică, la montajul cârligului,

$$M_m = M_i + M_p = 14533,61 + 16810,83 = 31344,44 \text{ Nmm}.$$

e. Tensiunea echivalentă maximă din șuruburi la montajul cârligului

Ținând cont de solicitarea compusă tracțiune și torsiune (apare în timpul strângerii piulițelor la montaj), conform teoriei

tensiunii tangențiale maxime, tensiunea echivalentă maximă din șuruburi se determină cu relația,

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4 F_{a2}^t}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_1}{\pi d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 11207,22}{\pi \cdot 9,026^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 \cdot 14533,61}{\pi \cdot 9,026^3}\right)^2} = 266,85 \text{ MPa.}$$

f. Verificarea la solicitări compuse a șuruburilor în faza de montaj a cârligului

Tensiunea admisibilă la tracțiune a materialului șuruburilor, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 900/3 = 300 \text{ MPa}$.

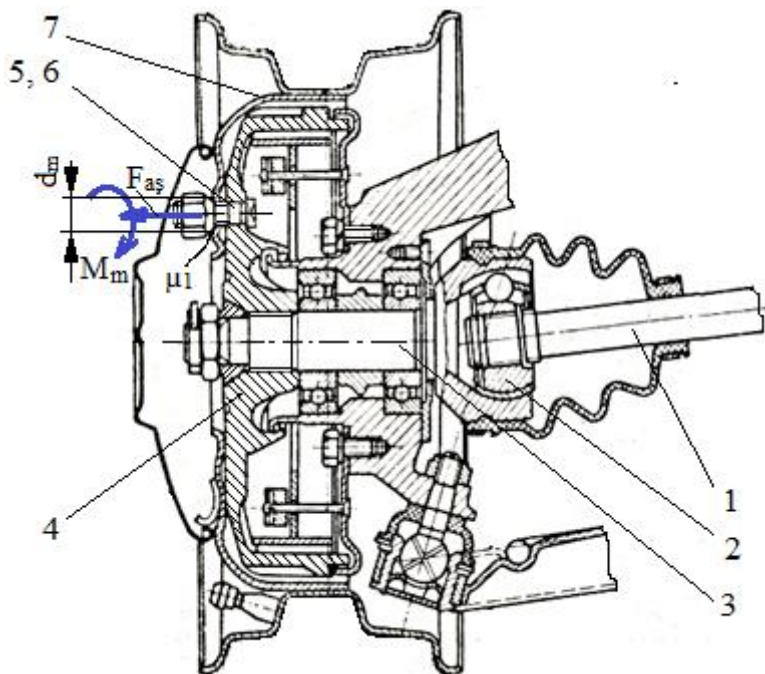
Verificarea la solicitări compuse, a șuruburilor din partea de sus, $\sigma_e \leq \sigma_{at}$, $266,85 < 300$ (se verifică).

I_4.10

Să se determine forța capabilă și momentul la cheie a asamblării cu prezon pentru fixarea jantei.

Se dau: dimensiunile filetului 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 10.8; coeficientul de siguranță, $c = 3$; factorul care ia în considerare solicitarea de torsiune care apare la strângerea asamblării filetate, $\beta = 1,25$; diametrul mediu al suprafeței de așezare, $d_m = 23 \text{ mm}$; coeficientul de frecare din filet $\mu = 0,2$; coeficientul de frecare dintre piuliță și jantă, $\mu_1 = 0,25$; pentru calculul momentului de pivotare se va folosi relația simplificată.

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



Rezolvare:

a. Forța axială capabilă a unui prezon

Din condiția de rezistență la tracțiune, considerând și efectul torsiunii care apare la strângere prin factorul β ,

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

se obține,

$$F_{aș} = \frac{\pi d_1^2}{4 \beta} \sigma_{at} = \frac{\pi d_1^2}{4 \beta} \frac{\sigma_{02}}{c} = \frac{\pi 16,376^2}{4 \cdot 1,25} \frac{800}{3} = 44932,88 \text{ N.}$$

b. Momentul de strângere la cheie

$$M_m = F_{aș} \frac{d_2}{2} \text{tg}(\beta_2 + \varphi') + \mu_1 F_{aș} \frac{d_m}{4} = F_{aș} \left(\frac{d_2}{2} \text{tg}(\arctg \frac{p}{\pi d_2} + \arctg \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}) + \mu_1 \frac{d_m}{4} \right) = 44932,88 \left(\frac{17,026}{2} \text{tg}(\arctg \frac{1,5}{\pi 17,026} + \arctg \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}}) + 0,25 \frac{23}{4} \right) = 164301,44 \text{ Nmm}; \text{ se adoptă momentul la cheie } M_m = 165 \text{ Nm.}$$

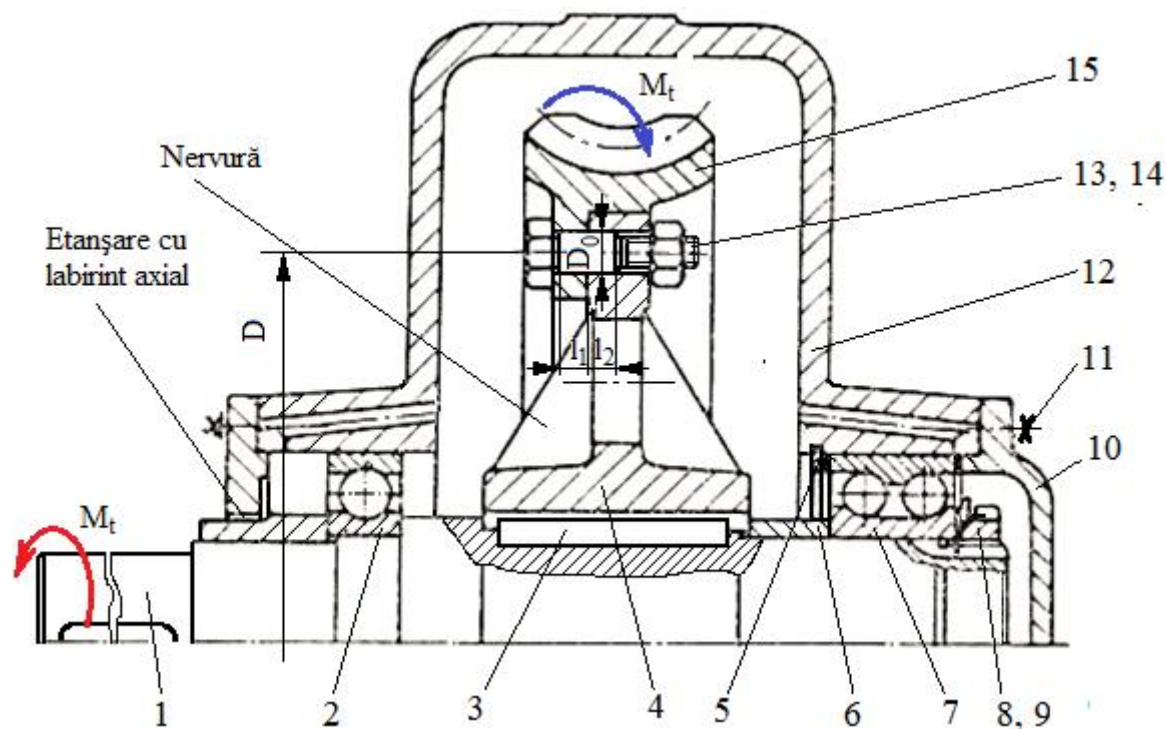
4.1.

Să se dimensioneze și verifice asamblările cu șurub de fixare a coroanei melcate pe discul corpului roții melcate.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 1980 \text{ Nm}$; diametrul cercului de dispunere a șuruburilor, $D = 120 \text{ mm}$; numărul de șuruburi, $n = 3$; diametrul tijei șurubului $D_0 = 8 \text{ mm}$; lungimile tronsoanelor în contact dintre șurub și elementul 15, respectiv 4, $l_1 = 10 \text{ mm}$, $l_2 = 8 \text{ mm}$; materialul roții melcate, bronz cu aluminiu (BzAl) cu $\sigma_{as} = 125 \text{ MPa}$;

materialul corpului roții melcate, oțel îmbunătățit C45 (HB = 250 ... 300, $\sigma_{02} = 400$ MPa); materialul șurubului, oțel din grupa 6.8 cu tensiunea admisibilă la forfecare $\tau_{af} = 90$ MPa; se consideră $\sigma_{as} = 0,2\sigma_{02}$; presiunea în zonele de contact se consideră distribuită uniform.

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:

a. Forța transversală care încarcă asamblările cu șurub

Din ecuația de momente,

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

forța transversală care încarcă șurubul 13 montat fără joc,

$$F_{ts} = \frac{2 M_t}{n D} = \frac{2 \cdot 198000}{3 \cdot 80} = 1650 \text{ N}$$

a. Dimensionarea șurubului

Din condițiile de rezistență la strivire a asamblării cu șurub păsuie:

$$\frac{F_{ts}}{D_0 l_1} \leq \min(\sigma_{as}^r, \sigma_{as}^s),$$

în zona contactului șurubului cu coroana melcată 15, și

$$\frac{F_{ts}}{D_0 l_2} \leq \min(\sigma_{as}^c, \sigma_{as}^s),$$

în zona contactului șurubului cu corpul 4,

rezultă relația,

$$D_0 = \max\left(\frac{F_{ts}}{l_1 \min(\sigma_{as}^r, \sigma_{as}^s)}, \frac{F_{ts}}{l_2 \min(\sigma_{as}^c, \sigma_{as}^s)}\right),$$

din care, considerând că tensiunile de curgere ale materialelor șurubului, coroanei melcate 15 și corpului 4 au valorile, $\sigma_{02}^s = 480$ MPa, $\sigma_{02}^r = 125$ MPa și, respectiv, $\sigma_{02}^c = 400$ MPa se obține diametrul tijei șurubului,

$$D_0 = \max\left(\frac{F_{ts}}{l_1 \cdot 0,2 \min(\sigma_{02}^r, \sigma_{02}^s)}, \frac{F_{ts}}{l_2 \cdot 0,2 \min(\sigma_{02}^c, \sigma_{02}^s)}\right) = \max\left(\frac{1650}{10 \cdot 0,2 \min(125, 480)}, \frac{1650}{8 \cdot 0,2 \min(400, 480)}\right) = \max(6,6, 2,57) = 6,6 \text{ mm.}$$

b. Verificarea șurubului la forfecare

Tensiunea efectivă de forfecare din tija șurubului,

$$\tau_f = \frac{2 F_{ts}}{\pi D_0^2} = \frac{2 \cdot 1650}{\pi 8^2} = 16,41 \text{ MPa.}$$

Verificarea șurubului la forfecare: $\tau_f \leq \tau_{af}$; $16,41 < 90$ (se verifică).