

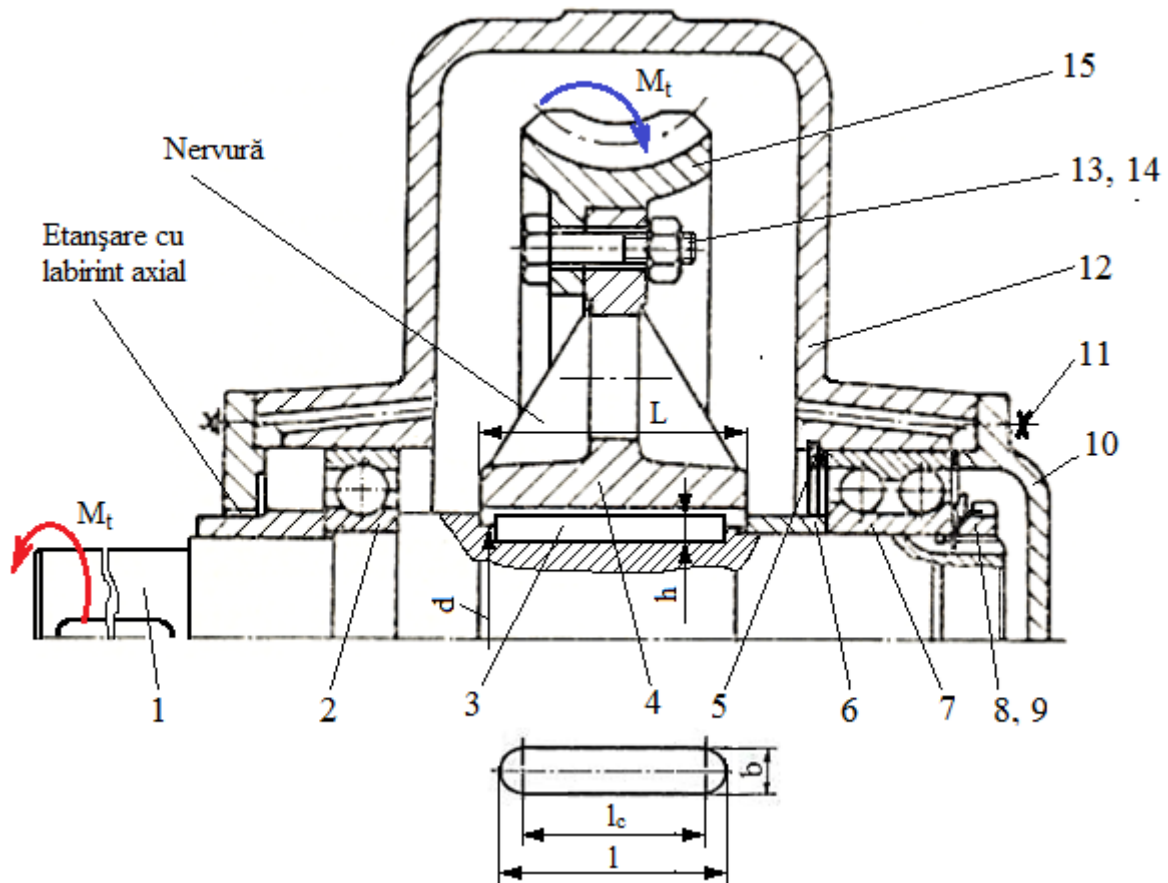
I_5. ASAMBLĂRI CU PENE ȘI PRIN CANELURI

I_5.1

Să se dimensioneze și verifice asamblarea cu pană paralelă.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 295 \text{ Nm}$; tensiunea admisibilă la strivire din asamblarea cu pană paralelă, $\sigma_{as} = 45 \text{ MPa}$ (încărcare cu sarcini alternante cu șocuri); tensiunea admisibilă la torsiune (convențională) a materialului arborelui $\tau_{at} = 35 \text{ MPa}$; tensiunea admisibilă la forfecare a materialului penei $\tau_{af} = 85 \text{ MPa}$; factorul concentratorului de tensiuni (calcul la oboseală), $\beta_k = 2,5$.

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:

a. Predimensionarea arborelui în zona penei

Diametrul arborelui, din condiția de rezistență la torsiune, ținând cont de efectul solicitării de oboseală prin factorul β_k ,

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

rezultă,

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \beta_k M_t}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,5 \cdot 295000}{\pi \cdot 35}} = 47,52 \text{ mm. Se adoptă, } d = 50 \text{ mm.}$$

b. Dimensiunile secțiunii penei

Din STAS 1071, în funcție de diametrul arborelui, se aleg dimensiunile secțiunii transversale ale penei de tip A: lățimea $b = 14 \text{ mm}$; înălțimea $h = 9 \text{ mm}$.

c. Dimensionarea penei

Lungimea necesară de calcul a penei, din condiția de rezistență la strivire,

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

rezultă,

$$l_c = \frac{4 M_t}{d h \sigma_{as}} = \frac{4 \cdot 295000}{50 \cdot 9 \cdot 45} = 58,27 \text{ mm.}$$

d. Adoptarea lungimii penei

Deoarece lungimea de calcul a penei este mai mare decât lungimea butucului ($l_c > B$), se adoptă două pene dispuse la 180° fiecare cu lungimea standardizată $l > l_c/2 + b = 58,27/2 + 14 = 43,13$ mm. Se adoptă $l = 45$ mm.

e. Verificarea la forfecare

Tensiunea de forfecare care apare într-o pană paralelă,

$$\tau_f = \frac{M_t}{d b (l - b)} = \frac{295000}{50 \cdot 14 (45 - 14)} = 13,59 \text{ MPa.}$$

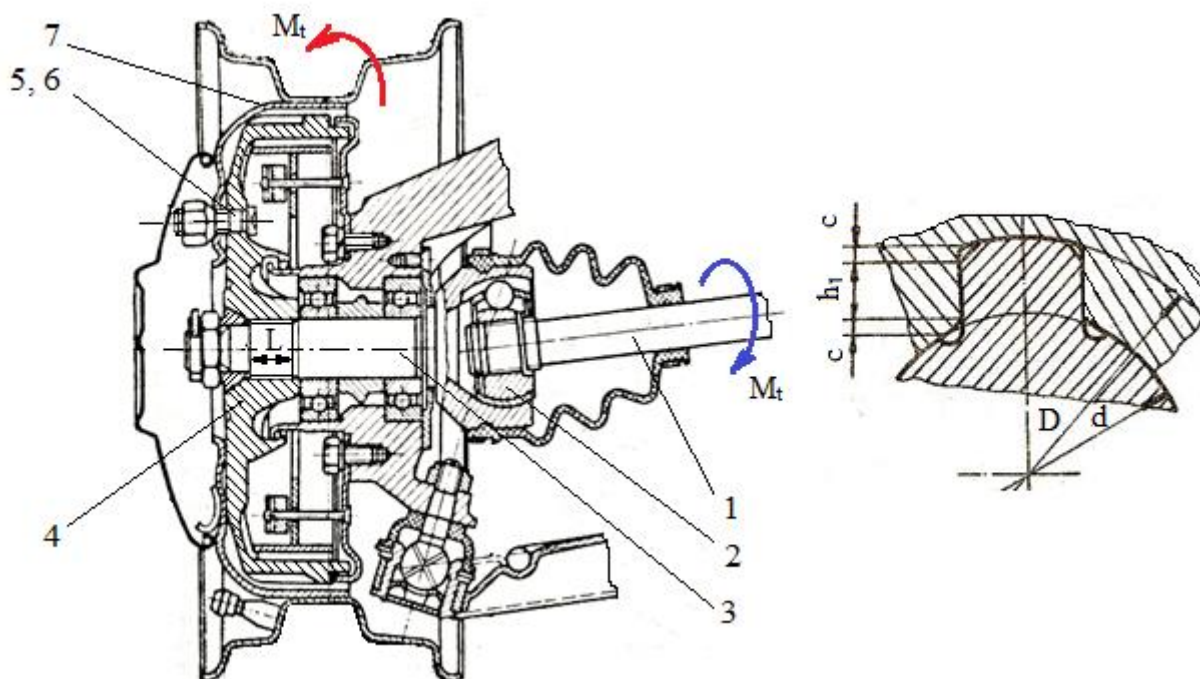
Verificarea la forfecare a penei: $\tau_f < \tau_b$, $13,59 < 85$ (se verifică).

I_5.2

Să se dimensioneze asamblarea prin caneluri dreptunghiulare.

Se dau: Momentul de torsiune transmis $M_t = 0,2$ kNm; tensiunea admisibilă la strivire (condiții de lucru grele), $\sigma_{as} = 50$ MPa; tensiunea admisibilă la torsiune (convențională) a materialului arborelui $\tau_{at} = 45$ MPa; factorul concentratorului de tensiuni (calcul la oboseală), $\beta_k = 1,4$.

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



Rezolvare:

a. Predimensionarea arborelui în zona canelurii

Diametrul arborelui (interior al canelurii), din condiția de rezistență la torsiune, ținând cont de efectul solicitării de oboseală prin factorul β_k ,

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

rezultă,

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \beta_k M_t}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,4 \cdot 200000}{\pi \cdot 45}} = 31,645 \text{ mm. Se adoptă, } d = 32 \text{ mm.}$$

b. Dimensiunile secțiunii canelurii

Din STAS 1769, în funcție de diametrul arborelui, se aleg dimensiunile secțiunii transversale ale canelurii dreptunghiulare 8x32x38 (seria mijlocie): diametrul exterior $D = 38$ mm; diametrul interior $d = 32$ mm; numărul de caneluri $z = 8$, lungimea țesiturii $c = 0,2$ mm;

c. Dimensionarea canelurii

Din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{4 M_t}{D+d} \leq \sigma_{as},$$

se obține lungimea necesară a canelurii,

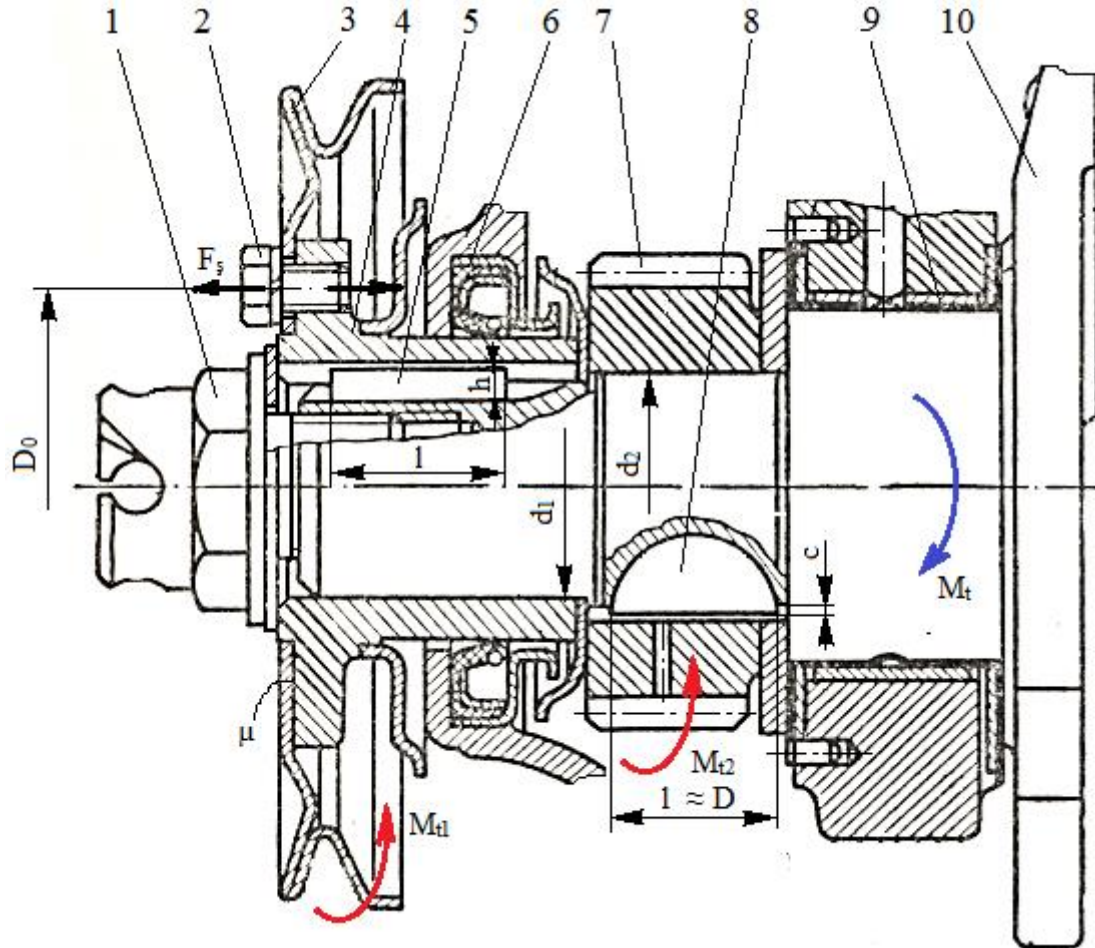
$$L = \frac{4 M_t}{0,75 z \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) \sigma_{as}} = \frac{4 \cdot 200000}{0,75 \cdot 8 \cdot \left(\frac{38-32}{2} - 2 \cdot 0,2 \right) 50} = 14,65 \text{ mm. Se adoptă } L = 18 \text{ mm.}$$

I_5.3

Să se dimensioneze și verifice asamblările cu pene (paralelă și disc).

Se dau: momentul de torsiune transmis de asamblarea arbore-butuc cu pană paralelă, $M_{t1} = 72 \text{ Nm}$; momentul de torsiune transmis de arbore, $M_t = 190 \text{ Nm}$; tensiunea admisibilă la strivire din asamblările cu pene (corespunzătoare variației pulsatorii a sarcinii), $\sigma_{as} = 80 \text{ MPa}$. tensiunea admisibilă la torsiune (convențională) a materialului arborelui $\tau_{at} = 35 \text{ MPa}$; tensiunea admisibilă la forfecare a materialului penei paralele $\tau_{af} = 85 \text{ MPa}$; factorul concentratorului de tensiuni (calcul la oboseală), $\beta_k = 1,5$.

Structura constructivă: 1 - șurub pentru antrenarea manuală a arborelui cotit; 2 - șurub montat cu joc 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 cizineți radiali și axiali; 10 - arbore cotit.



Rezolvare:

a. Predimensionarea arborelui în zonele penelor

Din condiția de rezistență la torsiune, ținând cont de efectul solicitării de oboseală prin factorul β_k ,

$$\frac{16 \beta_k M_t}{\pi d_1^3} \leq \tau_{at},$$

rezultă, diametrul arborelui în zona penei paralele,

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \beta_k M_{t1}}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5 \cdot 72000}{\pi \cdot 35}} = 25,05 \text{ mm}$$

și diametrul arborelui în zona penei disc,

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \beta_k (M_t - M_{t1})}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5 \cdot (190000 - 72000)}{\pi \cdot 35}} = 29,53 \text{ mm. Se adoptă, } d_1 = 29,53 \text{ mm. Se adoptă, } d_1 = 28 \text{ mm și } d_2 = 35 \text{ mm.}$$

b. Adoptarea dimensiunilor penelor

Din STAS 1071, în funcție de diametrul arborelui, se aleg dimensiunile secțiunii transversale ale penei paralele de tip C: lățimea $b = 8 \text{ mm}$; înălțimea $h = 7 \text{ mm}$.

Din STAS 1012, în funcție de diametrul arborelui, se aleg dimensiunile penei disc: lățimea penei, $b = 10 \text{ mm}$, înălțimea penei în contact cu butucul roții $c = 3 \text{ mm}$; lungimea penei $l \approx D = 32 \text{ mm}$;

c. Dimensionarea penei paralele

Lungimea necesară de calcul a penei paralele, din condiția de rezistență la strivire,

$$\frac{4 M_{t1}}{d h l_c} \leq \sigma_{as},$$

rezultă,

$$l_c = \frac{4 M_t}{d h \sigma_{as}} = \frac{4 \cdot 72000}{28 \cdot 7 \cdot 80} = 18,37 \text{ mm.}$$

d. Adoptarea lungimii penei paralele

Lungimea standardizată, $l > l_c = 18,37 \text{ mm}$. Se adoptă, $l = 20 \text{ mm}$.

e. Verificarea la forfecare a penei paralele

Tensiunea de forfecare care apare în pana paralelă,

$$\tau_f = \frac{2 M_{t1}}{d b l} = \frac{2 \cdot 72000}{28 \cdot 8 \cdot 20} = 32,14 \text{ MPa.}$$

Verificarea la forfecare a penei paralele: $\tau_f < \tau_{af}, 32,14 < 80$ (se verifică).

f. Verificarea la strivire a penei disc

Tensiunea de strivire care apare în asamblarea cu pană disc,

$$\sigma_s = \frac{2 (M_t - M_{t1})}{d_2 D c} = \frac{2 (190000 - 72000)}{35 \cdot 32 \cdot 3} = 70,23 \text{ MPa.}$$

Verificarea la strivire a penei disc: $\sigma_s < \sigma_{as}, 70,23 < 80$ (se verifică).