

Să se identifice starea de adevăr (A) sau de fals (F) a afirmațiilor următoare:

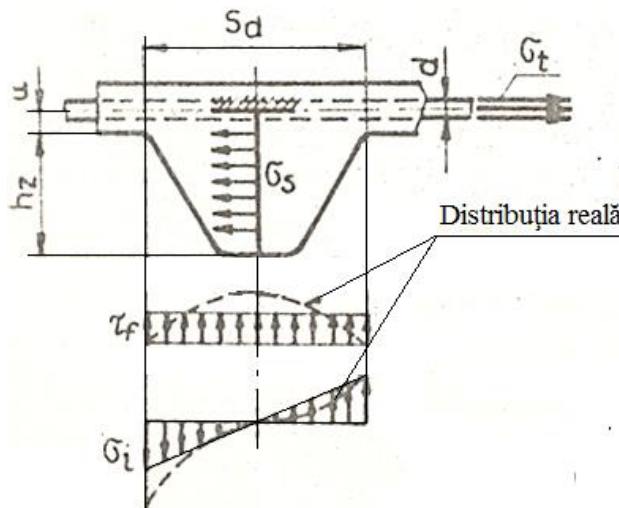
**A**

1.

Relațiile de calcul a tensiunii de forfecare la baza dintelui unei curele dințate precum și de verificare la forfecare a acestuia sunt:

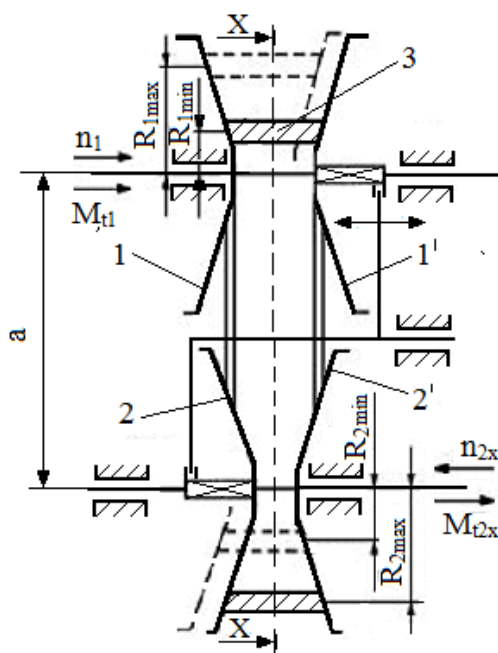
$$\tau_f = \frac{F_u}{z_e b S_d} \leq \tau_{af}$$

în care,  $z_{e1,2} = \frac{\beta_{1,2}}{2\pi} z_{1,2}$  - numerele dinților activi pe roata conducătoare, respectiv condusă.



2.

Rapoartele de transmitere (instantaneu, minim, maxim) ale variatorului cu conuri deplasabile și element (inel) rigid din fig. sunt:  $i_x = R_{2x}/R_{1x}$ ,  $i_{min} = n_{2min}/n_{1max} = R_{2max}/R_{1min}$  și, respectiv,  $i_{max} = n_{2max}/n_{1min} = R_{2max}/R_{1max}$ .

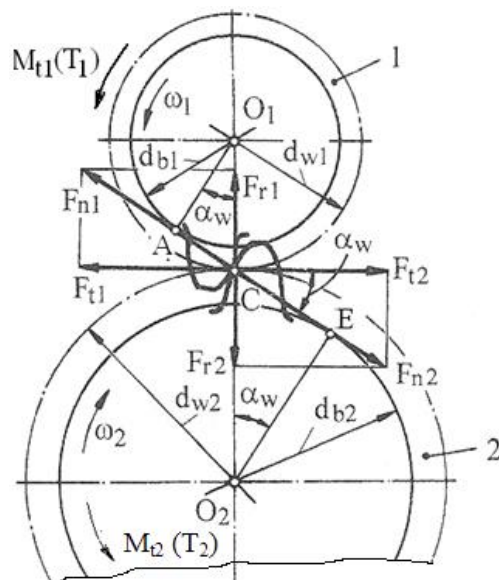


**B**

1.

Relația de calcul a forței tangențiale din angrenajul cilindric cu dantură dreaptă este

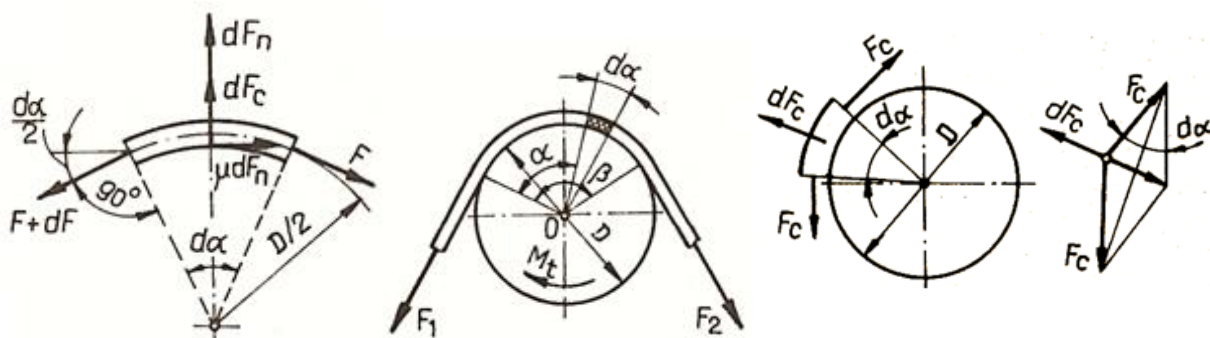
$$F_t = \frac{2 T_1}{d_{w1}}$$



2.

Relația lui Euler pentru forțele din ramurile curelei este,

$$\frac{F_1 + F_c}{F_2 + F_c} = e^{\mu \beta}.$$

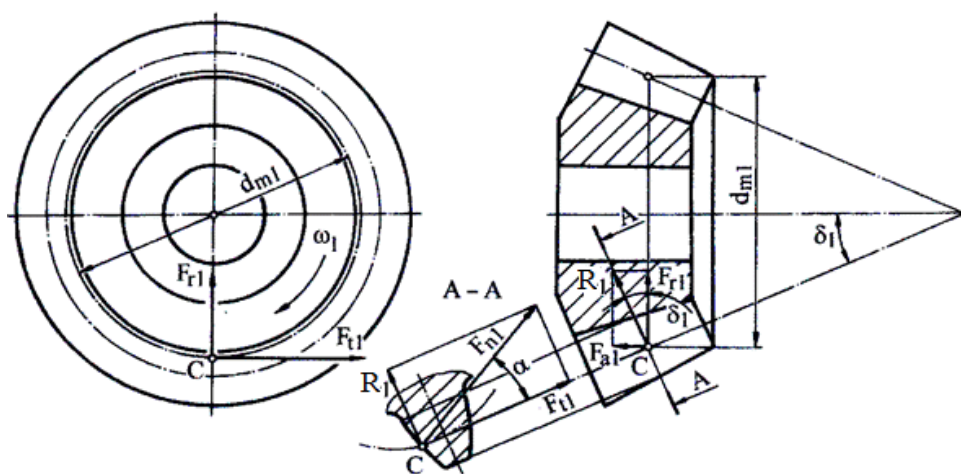


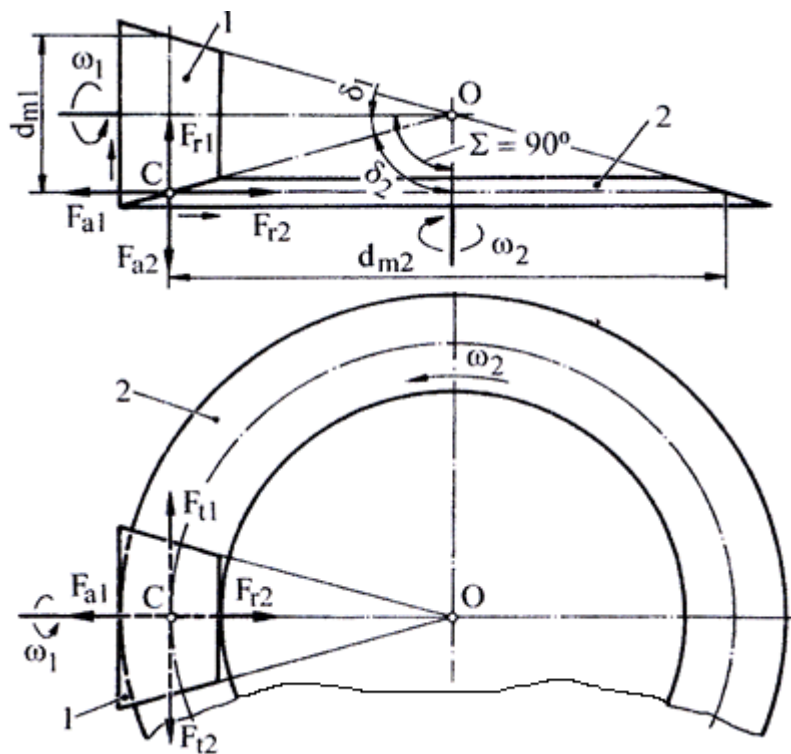
C

1.

Relația de calcul a forței radiale ce acționează asupra pinionului unui angrenaj conic ortogonal cu dantură dreaptă este:

$$F_{r1} = \frac{2 T_1}{d_{m1}} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1.$$





2.

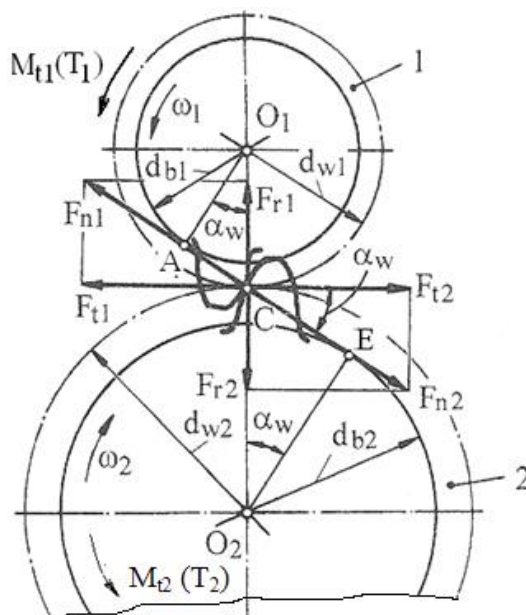
Angrenajul este mecanismul compus din două roți dințate care transmite mișcarea de rotație și momentul de torsiune prin angrenare - contactul direct și continuu al profilelor conjugate ale dinților; transmiterea momentului de torsiune se face prin frecare.

**D**

1.

Relația de calcul a forței normale din angrenajul cilindric cu dantură dreaptă este

$$F_n = \frac{T_1}{d_{w1} \cos \alpha_w}$$



2.

Relația de verificare la solicitarea de contact a unui angrenaj cilindric cu dantură înclinată este

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP1,2},$$

în care,

$$\sigma_H = \frac{Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta}{a_w} \sqrt{\frac{T_1}{2b} K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{(u \pm 1)^3}{u}} \quad [\text{N/mm}] \text{ este tensiunea efectivă la contact și}$$

$$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X \quad [\text{N/mm}] \text{ - tensiunea admisibilă la contact pentru pinion, respectiv, roată.}$$

## E

1.

Relația de verificare la solicitarea de contact a unui angrenaj cilindric cu dantură înclinată este,

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP1,2},$$

în care,

$$\sigma_H = Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta \sqrt{\frac{2T_1}{b d_1^2} K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{u \pm 1}{u}} \quad [\text{MPa}] \text{ este tensiunea efectivă la contact și}$$

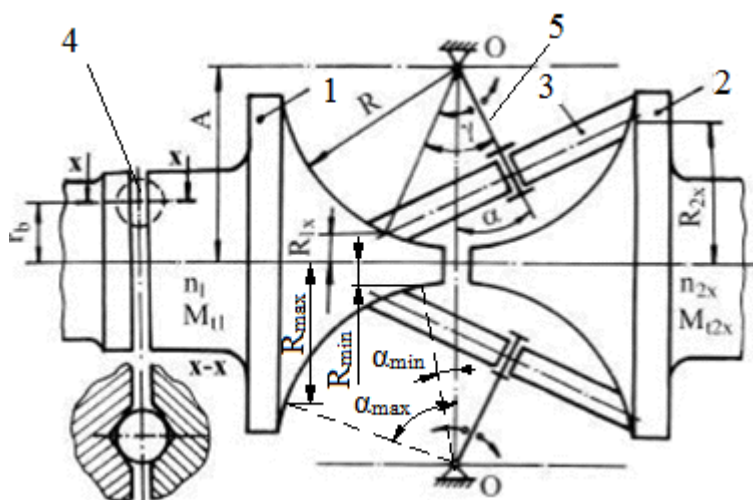
$$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x \quad [\text{MPa}] - \text{tensiunea admisibilă la contact pentru pinion, respectiv, roată.}$$

2.

Rapoartele de transmitere (instantaneu, minim, maxim) ale variatorului toroidal semicomplet din fig sunt:

$$i_x = \frac{A - R \cos(\gamma \pm \alpha)}{A - R \cos(\gamma \mp \alpha)},$$

$$i_{\min} = n_1/n_{2\max} = R_{\min}/R_{\max} \text{ și, respectiv, } i_{\max} = n_1/n_{2\min} = R_{\max}/R_{\min}.$$



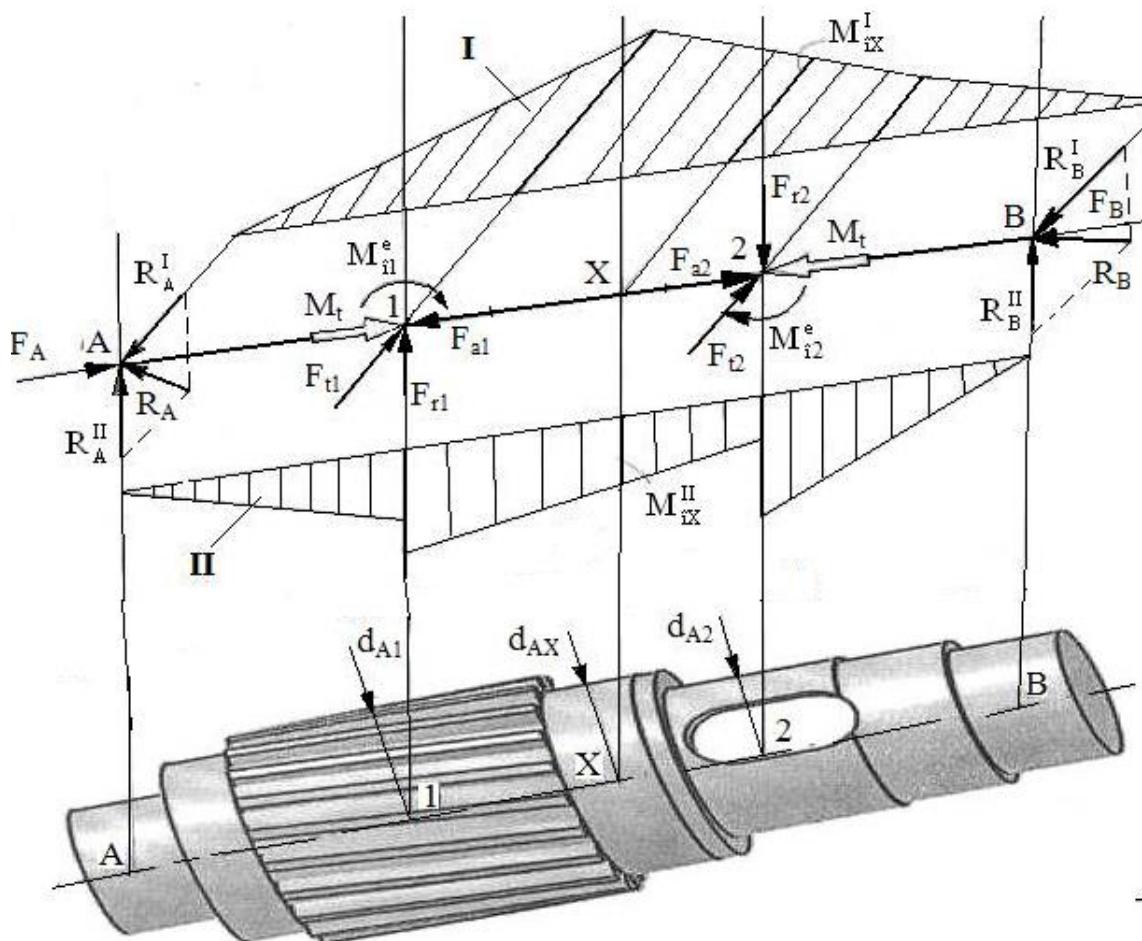
## F

1.

Relația de calcul a tensiunilor de încovoiere [MPa] din secțiunea transversală X este

$$\sigma_{ix} = \frac{32 M_{ix}}{\pi (d_A^X)^3},$$

unde  $M_{ix} = \sqrt{(M_{ix}^I)^2 + (M_{ix}^{II})^2}$  [Nmm] este momentul de încovoiere rezultat.

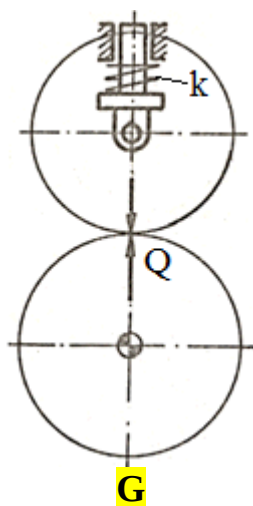


2.

Schema subsistemului de apăsare cu forță constantă evidențiază deplasări relative a axei roții conducătoare ce permite încărcarea directă a zonei de contact cu forța,

$$Q = \frac{k}{\delta_0},$$

generată de forța elastică generată de un arc.



1.

Relația de dimensionare din solicitarea de contact a unui angrenaj melcat cilindric este

$$d_2 = 1,16 \sqrt[3]{T_1 \frac{z_2}{q} K_A K_v K_H \beta \left( \frac{Z_E Z_H}{\sigma_{HP2}} \right)^2},$$

în care,  $\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x$ , [MPa] este tensiunea admisibilă la contact a roții melcate unde:  $\sigma_{H \lim}$  [MPa] – tensiunea limită la contact a materialului roții melcate;  $S_{H \min}$  – factorul minim de siguranță;  $Z_x$  – factorul dimensional;



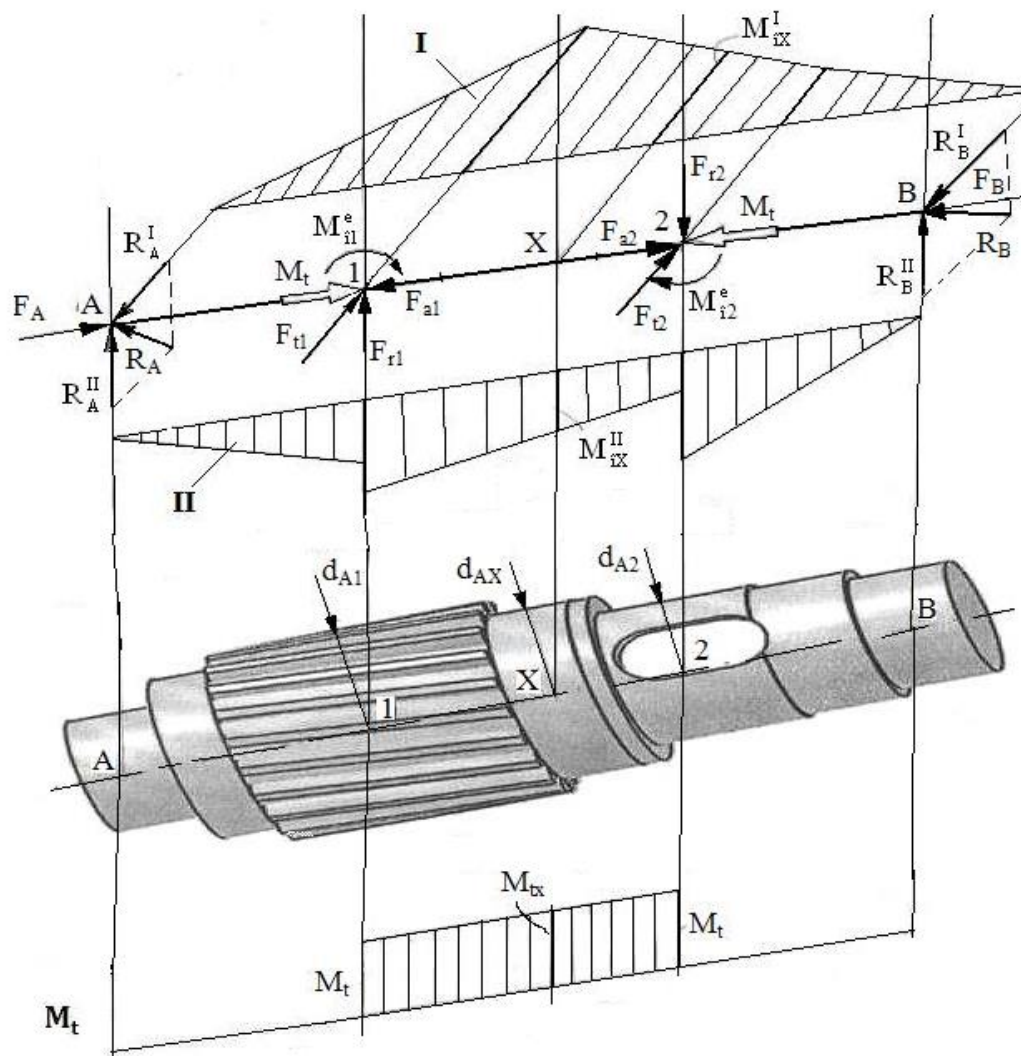
$Z_w$  – factorul durităților;  $Z_v$  – factorul de viteză;  $Z_R$  – factorul rugozităților flancurilor;  $Z_L$  – factorul lubrifiantului;  $Z_{N2}$  – factorul numărului ciclurilor de solicitare ale roții melcate.

2.

Relația de dimensionare la solicitarea de contact a unui angrenaj cilindric cu dantură dreaptă poate fi

$$\sigma_{eX} = \frac{\sqrt{(M_{tX})^2 + (\alpha M_{iX})^2}}{W_\tau}$$

$$\text{unde, } M_{iX} = \sqrt{(M_{iX}^I)^2 + (M_{iX}^{II})^2}$$



H

1.

Relația de dimensionare la solicitarea de contact a unui angrenaj cilindric cu dantură dreaptă poate fi

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_d \sigma_{HP}^2}} (Z_E Z_\epsilon Z_H)^2 \frac{u+1}{u}$$

în care,  $\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2})$  [MPa] – tensiunea admisibilă la contact a angrenajului cu

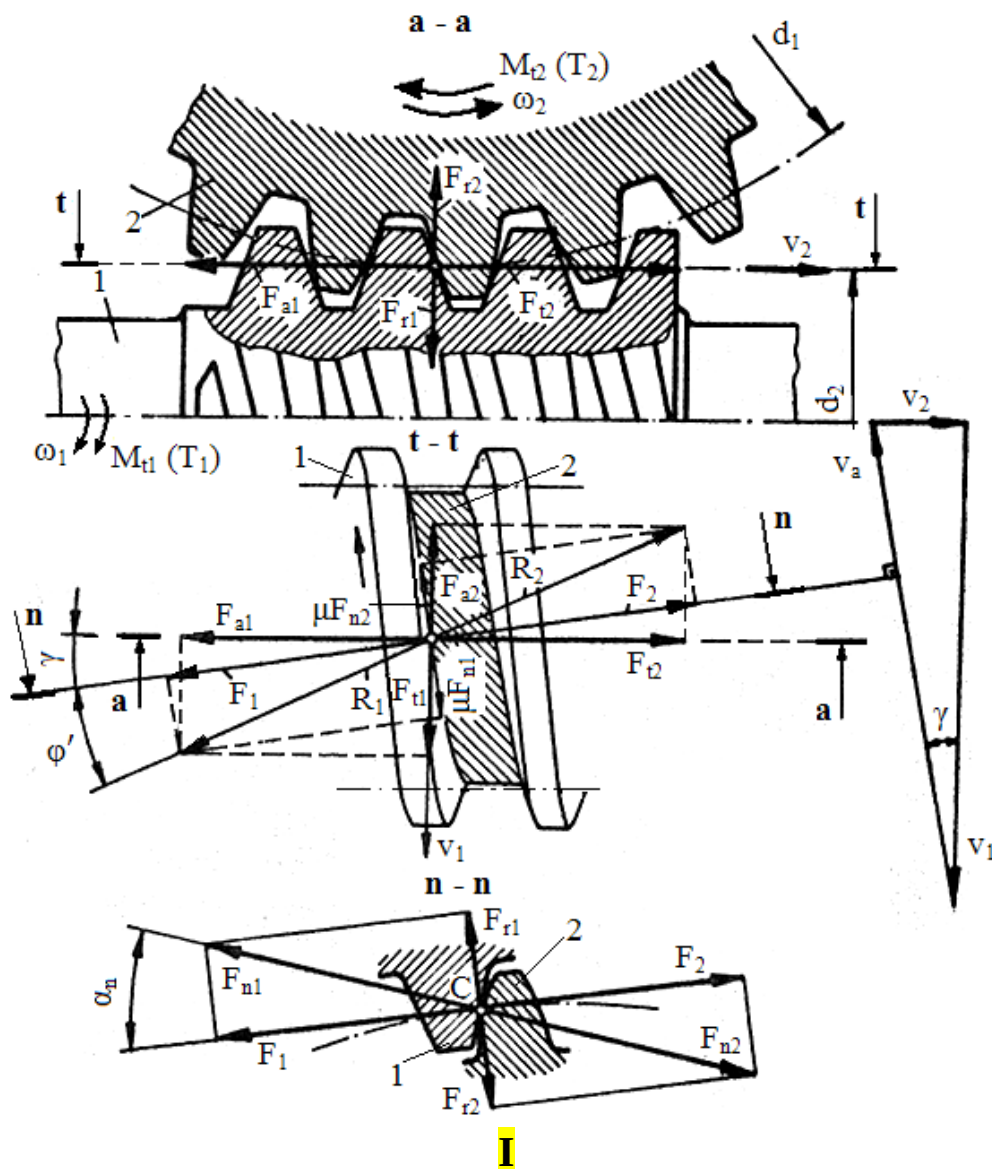
$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{N1,2}}{S_{Hmin}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x$ , tensiunile admisibile la contact pentru pinion și roată, unde,  $\sigma_{Hlim}$  [MPa] – tensiunea limită la contact,  $S_{Hmin}$  – factorul minim de siguranță,  $Z_x$  – factorul dimensional,  $Z_w$  – factorul durităților,  $Z_v$  – factorul de viteză,  $Z_R$  – factorul rugozităților flancurilor,  $Z_L$  – factorul lubrifiantului,  $Z_{N1,2}$  – factorii numerelor ciclurilor de solicitare ale pinionului și roții.

2.

Relațiile de dependență între forțelor tangențiale ce acționează asupra melcului și roții melcate ale angrenajului melcat cilindric este:

$$F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

în care,  $\gamma$  [°] - unghiul elicei melcului,  $\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \alpha_n}$  [°] - unghiul de frecare redus.



1.

Relația de dimensionare la solicitarea de contact a unui angrenaj cilindric cu dantură dreaptă poate fi,

$$a_w = \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_V K_H \beta K_H \alpha}{2 \psi_a u \sigma_{HP}^2}} (Z_E Z_\epsilon Z_H)^2$$

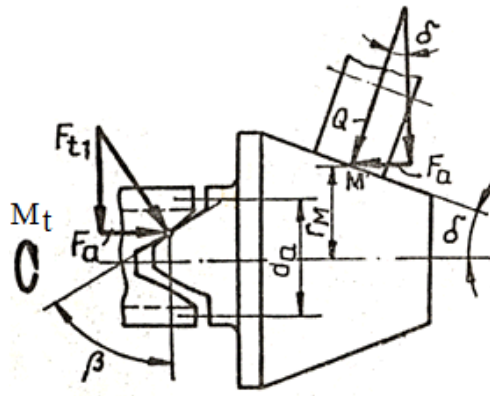
în care,  $\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2})$  [MPa] – tensiunea admisibilă la contact a angrenajului cu

$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X$ , tensiunile admisibile la contact pentru pinion și roată, unde  $\sigma_{H \lim}$  [MPa] – tensiunea limită la contact,  $S_{H \min}$  – factorul minim de siguranță,  $Z_X$  – factorul dimensional,  $Z_W$  – factorul durităților,  $Z_V$  – factorul de viteză,  $Z_R$  – factorul rugozităților flancurilor,  $Z_L$  – factorul lubrifiantului,  $Z_{N1,2}$  – factorii numerelor ciclurilor de solicitare ale pinionului și roții.

2.

Subsistemul de apăsare automată din figura folosit pentru transmisiile cu roți de fricțiune cu axe concurente sau încrucișate generează o forță axială (dependentă de momentul de torsiune transmis) care ca urmare a deplasării axiale a roții de fricțiune generează forța de apăsare [N],

$$Q = \frac{2 M_t}{d_a \sin \delta \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}.$$

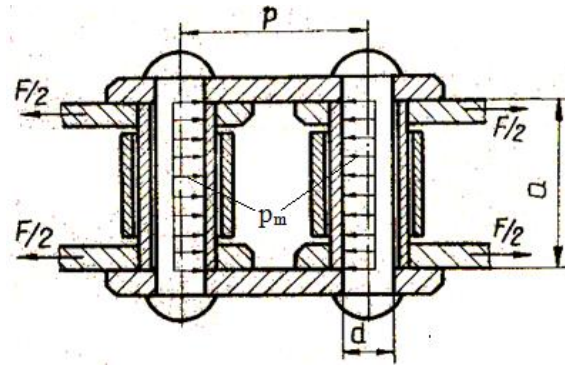


**J**

1.

Presiunea maximă de contact,

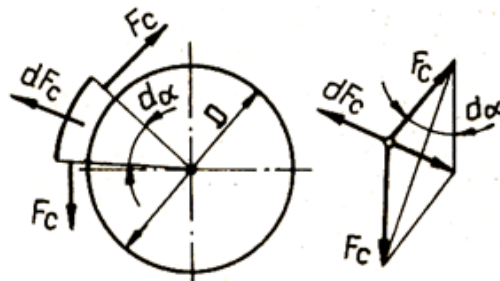
$$p_m = k_e \frac{F_u}{a d^2} \leq p_a.$$



2.

Forța centrifugă cauzată de mișcarea de rotație a elementului de curea înfășurat pe roată se poate calcula cu relația,

$$dF_c = dm a_n = \rho A_c \frac{D}{2} d\alpha \frac{v^2}{\frac{D}{2}} = \rho A_c v^2 d\alpha.$$



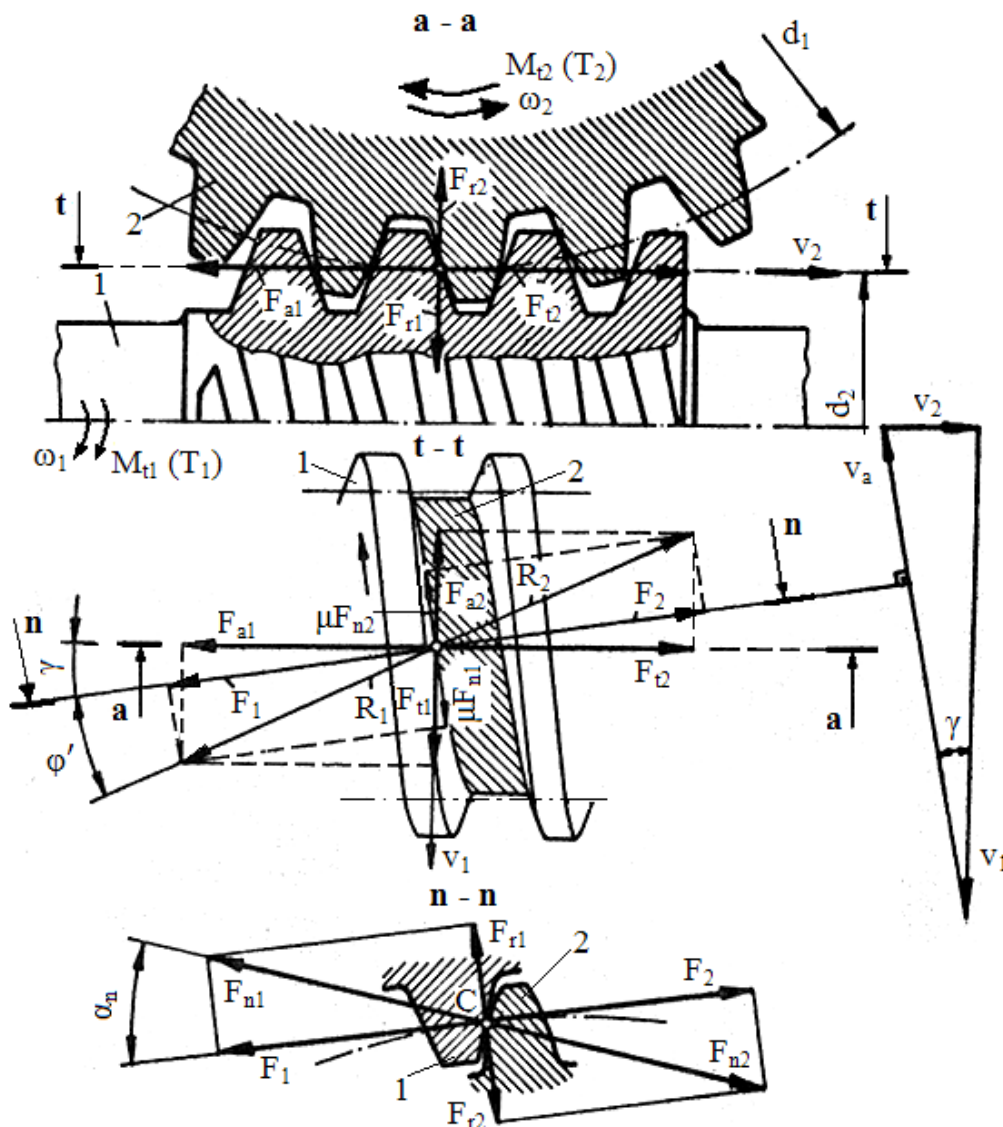
**K**

1.

Relația de calcul a forței axiale ce acționează asupra roții melcate a angrenajului melcat cilindric este:

$$F_{a2} = \frac{T_1}{d_1},$$





2.

Relația de dimensionare la solicitarea de contact a unui angrenaj conic ortogonal cu dantură dreaptă poate fi

$$d_{e1} = \sqrt{1+u^2}^3 \sqrt{\frac{2T_1 K_A K_V K_H \beta}{\psi_d (\sqrt{1+u^2} - \psi_d)^2 u} \left( \frac{Z_E Z_H}{\sigma_{HP}} \right)^2}$$

în care,  $\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2})$  [MPa] – tensiunea admisibilă la contact a angrenajului cu

$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{N1,2}}{S_{Hmin}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X$  [MPa], tensiunile admisibile la contact pentru pinion și roată, unde,  $\sigma_{Hlim}$  [MPa] – tensiunea limită la contact,  $S_{Hmin}$  – factorul minim de siguranță,  $Z_X$  – factorul dimensional,  $Z_W$  – factorul durității,  $Z_V$  – factorul de viteză,  $Z_R$  – factorul rugozităților flancurilor,  $Z_L$  – factorul lubrifiantului,  $Z_{N1,2}$  – factorii numerelor ciclurilor de solicitare ale pinionului și, respectiv, roții.

## L

1.

Relația de determinare a factorului de transfer al căldurii necesar pentru răcirea unui angrenaj melcat cilindric, din condiția de menținere a proprietăților de ungere a uleiului, este

$$k_t = \frac{S(1-\eta)P_1 10^3}{(1+\psi)(t_{umax}-t_o)}$$

2.

Relația de dimensionare din solicitarea de contact a unui angrenaj melcat cilindric este

$$m_x = 1,16 \sqrt[3]{\frac{T_2}{z_2^2 q} K_A K_v K_{H\beta} \left( \frac{Z_E Z_H}{\sigma_{HP2}} \right)^2},$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x,$$

este tensiunea admisibilă la contact a roții melcate unde:  $\sigma_{H \lim}$  [MPa] –

tensiunea limită la contact a materialului roții melcate;  $S_{H \min}$  – factorul minim de siguranță;  $Z_x$  – factorul dimensional;  $Z_w$  – factorul durității;  $Z_v$  – factorul de viteză;  $Z_R$  – factorul rugozităților flancurilor;  $Z_L$  – factorul lubrifiantului;  $Z_{N2}$  – factorul numărului ciclurilor de solicitare ale roții melcate.