

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

A

1.

Relațiile de verificare la solicitarea de încovoiere a dinților unui angrenaj conic neortogonal cu dantură curbă sunt:

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP1}, \quad \sigma_{F2} \leq \sigma_{FP2},$$

în care,

$$\sigma_{F1,2} = \frac{2 T_1 z_1 K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta}{b_{1,2} d_{e1}^2 (1 - \psi_d \sin \delta_1)^2 \cos \beta_m} Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2} \quad [\text{MPa}] \text{ este tensiunea efectivă la încovoiere a dintelui}$$

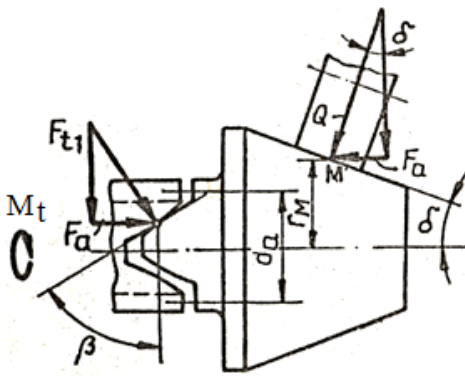
pinionului, respectiv, roții și

$$\sigma_{FP1,2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 1,2} Y_{N1,2} Y_{ST}}{S_{F \text{ min}}} Y_{\delta 1,2} Y_{R1,2} Y_x \quad [\text{MPa}] - \text{tensiunea admisibilă la încovoiere pentru pinion, respectiv, roată.}$$

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],

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



B

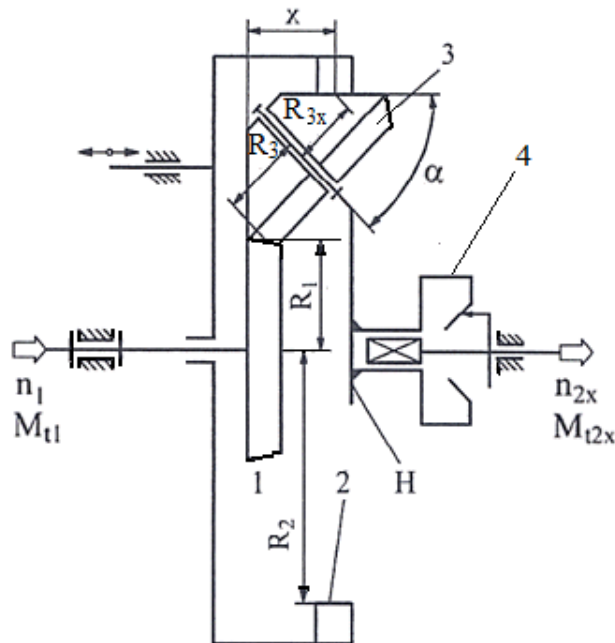
1.

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

$$i_x = 1 - \frac{R_2}{R_2} \frac{R_1}{R_{3x}},$$

$$i_{\min} = n_{2\min}/n_{1\max} = 1 - (R_3/R_1)/(R_2/R_{3\min}) \text{ și, respectiv,}$$

$$i_{\max} = n_{2\max}/n_{1\min} = 1 - (R_3/R_1)/(R_2/R_{3\max}).$$



2.

Relația de dimensionare a suprafeței de răcire a carcasei, din condiția de menținere a proprietăților de ungere a uleiului, este

$$S = \frac{(1-\eta)P_1 \cdot 10^3}{k_t (1+\psi) (t_{umax} + t_o)} \quad [m^2]$$

C

1.

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

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

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

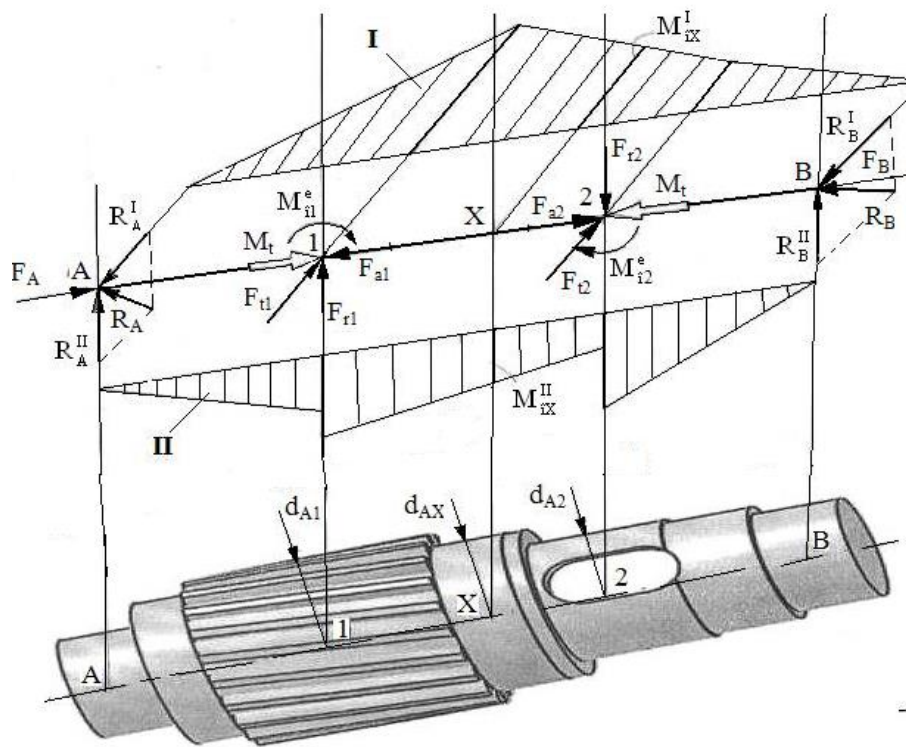
$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{N1,2}}{S_{Hmin}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X$, tensiunile admisibile la contact pentru pinion și roată, unde, σ_{Hlim} [MPa] – tensiunea limită la contact, S_{Hmin} – factorul minim de siguranță, Z_x – factorul dimensional, Z_w – factorul durității, Z_v – factorul de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

2.

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

$$\sigma_{iX} = \frac{16 M_{iX}}{\pi (d_A^X)^3},$$

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

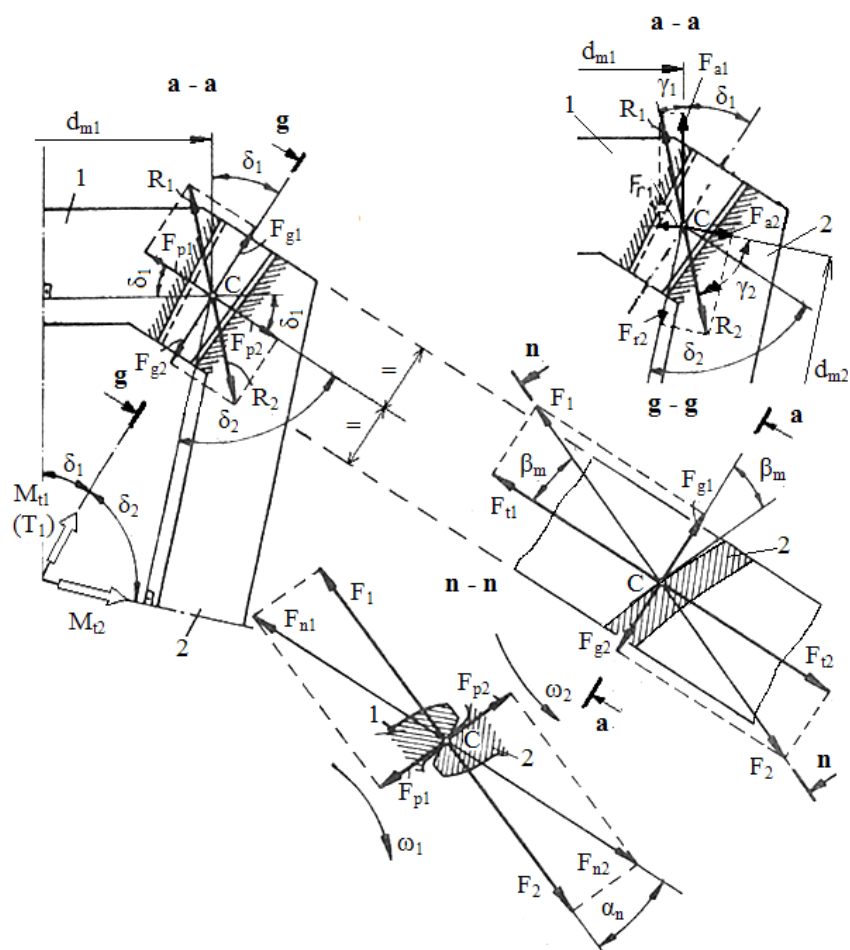


D

1.

Relația de calcul a forței normale din angrenajul conic este

$$F_n = \frac{T_1}{d_{m1} \cos \beta_m \cos \alpha_n}$$

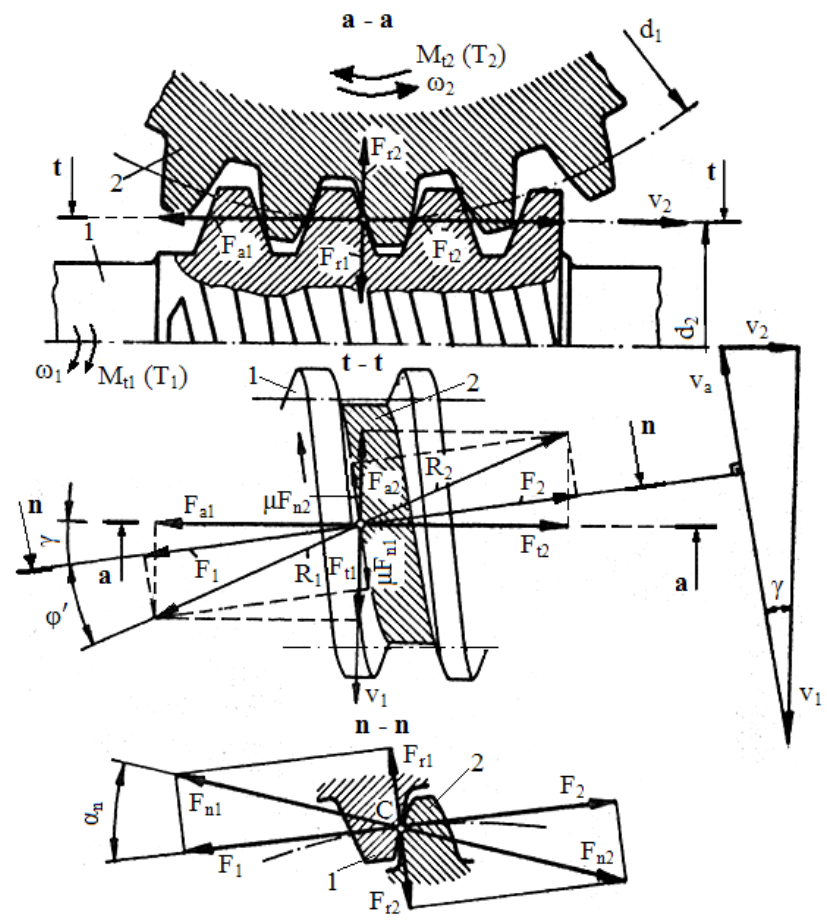


2.

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

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

în care, $\varphi' = \arctg \frac{\mu}{\cos \alpha_n}$

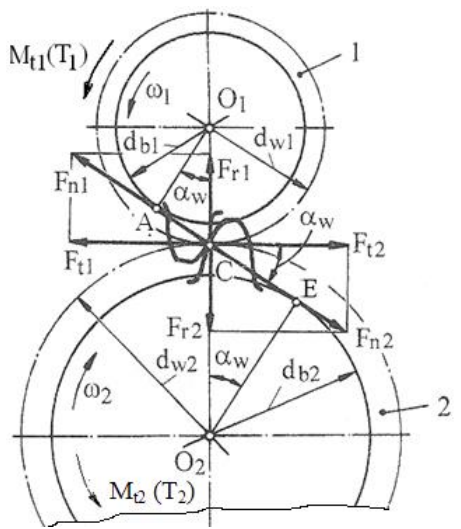


E

1.

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

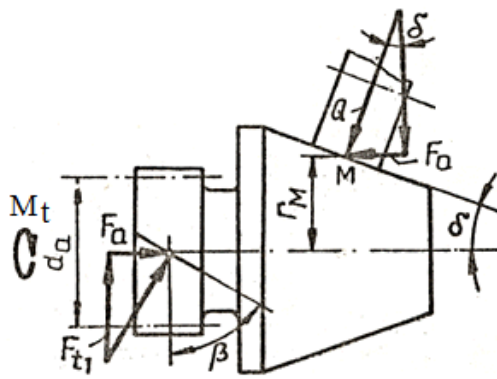
$$F_r = \frac{2 T_1}{d_{w1}} \operatorname{tg} \alpha_w$$



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],

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

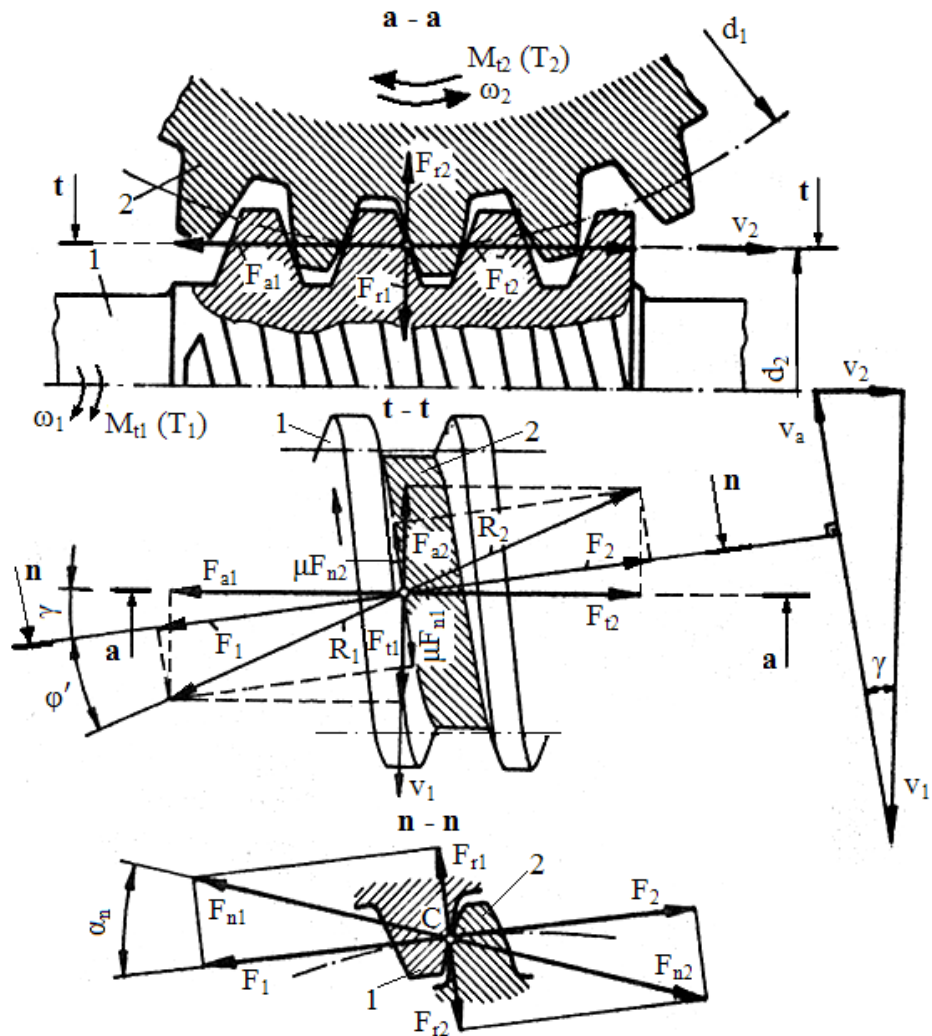


F

1.

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

$$F_{a1} = \frac{2 T_2}{d_2},$$



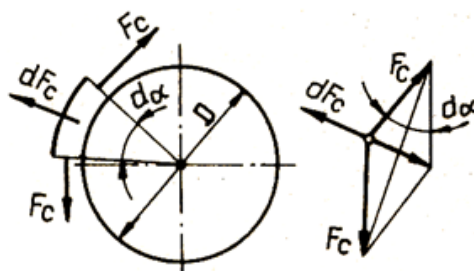
2.

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

$$i_x = 1 - \frac{R_3}{R_1} \frac{R_2}{R_{2x}},$$

$$i_{\min} = 1 - (R_3/R_1)/(R_2/R_{3\min}) \text{ și, respectiv, } i_{\max} = 1 - (R_3/R_1)/(R_2/R_{3\max})..$$

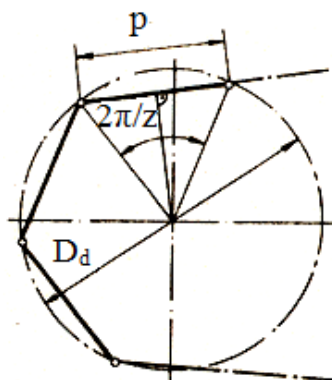
Forța centrifugă care solicită suplimentar cureaua la întindere se determină cu relația,
 $F_c = \rho v^2 A_c$.



2.

Relațiile de calcul a diametrelor de divizare ale roților de lanț sunt:

$$D_{d1,2} = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z_{1,2}}}.$$



I

1.

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

$$a = 0,6 \left(1 + \frac{q}{z_2} \right)^3 \sqrt[3]{T_2 \frac{z_2}{q} K_A K_v K_{H\beta} \left(\frac{Z_E Z_H}{\sigma_{HP2}} \right)^2},$$

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

în care, [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 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.

2.

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

$$d_{e1} = \sqrt{\frac{2T_1 K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_d (1 - \psi_d \sin \delta_1)^2} \left(\frac{Z_E Z_H}{\sigma_{HP}} \right)^2 \frac{\sin \Sigma}{u \sin \delta_1}}$$

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

$$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x$$

[MPa], 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 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.

J

1.

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

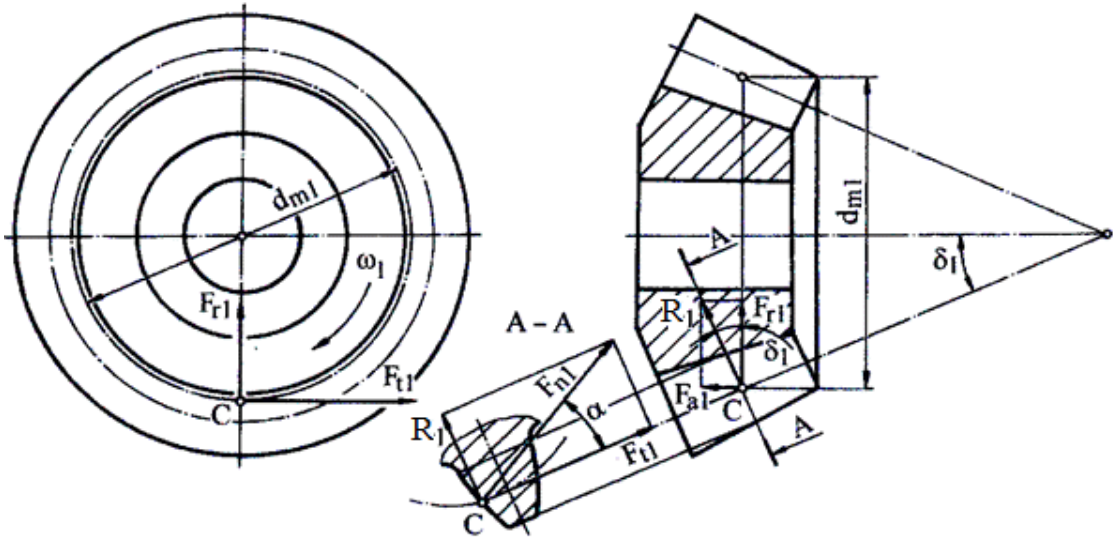
$\sigma_H \leq \sigma_{HP1,2}$,
 în care,

$\sigma_H = Z_E Z_\epsilon Z_H \sqrt{\frac{2T_1}{b d_1^2} K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{u \pm 1}{u}}$ [MPa] este tensiunea efectivă la contact și $\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x$
 [MPa] - tensiunea admisibilă la contact pentru pinion, respectiv, roată.

2.

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

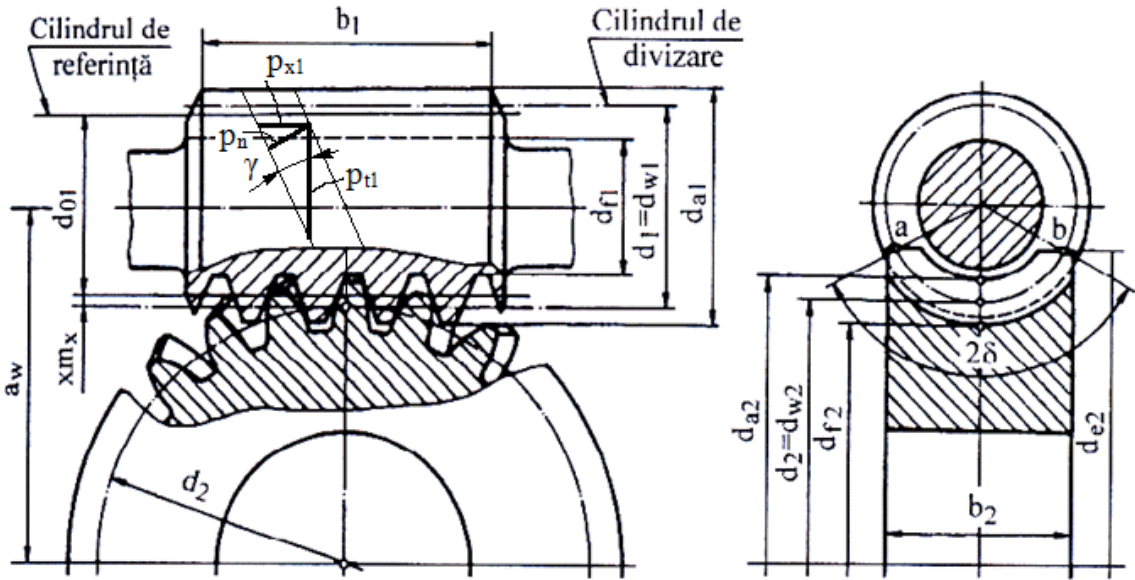
$F_{r2} = \frac{2 T_1}{d_{m1}} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$



K

1.

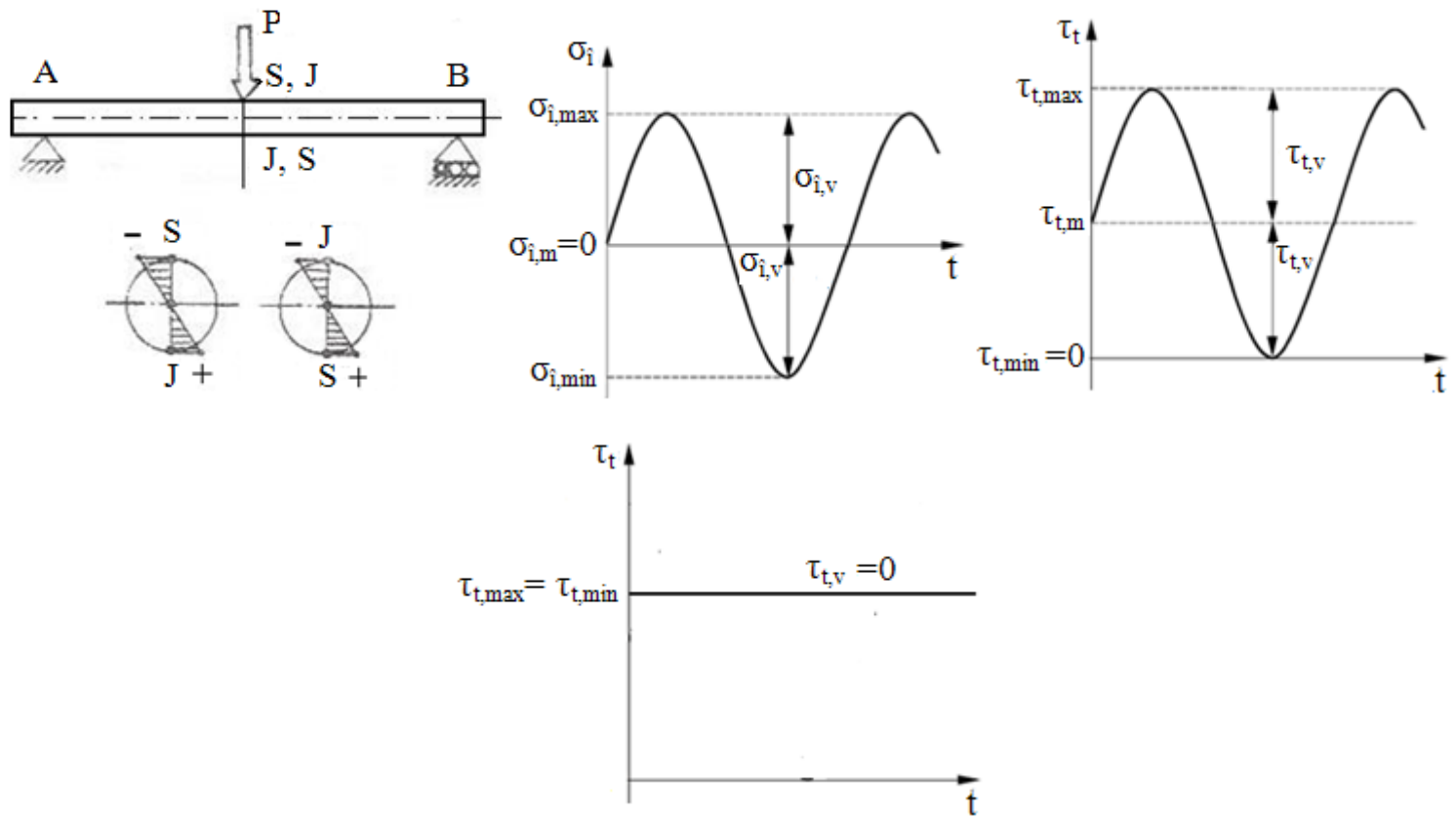
Diametrul cercului de divizare al roții melcate se calculează cu relația:
 $d_2 = m_x (z_2 + 2x)$,



2.

Relația de calcul a tensiunii echivalente [MPa] din secțiunea transversală X a unui arbore drept este

$\sigma_{eX} = \sqrt{(\sigma_{iX} + \sigma_{cX})^2 + 4 (\alpha \tau_{tX})^2}$



L

1.

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

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

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 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.

2.

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

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_m z_1^2 \sigma_{HP}^2} (Z_E Z_\varepsilon Z_H)^2 \frac{u+1}{u}}$$

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

$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X$ [MPa], 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 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 roții.