

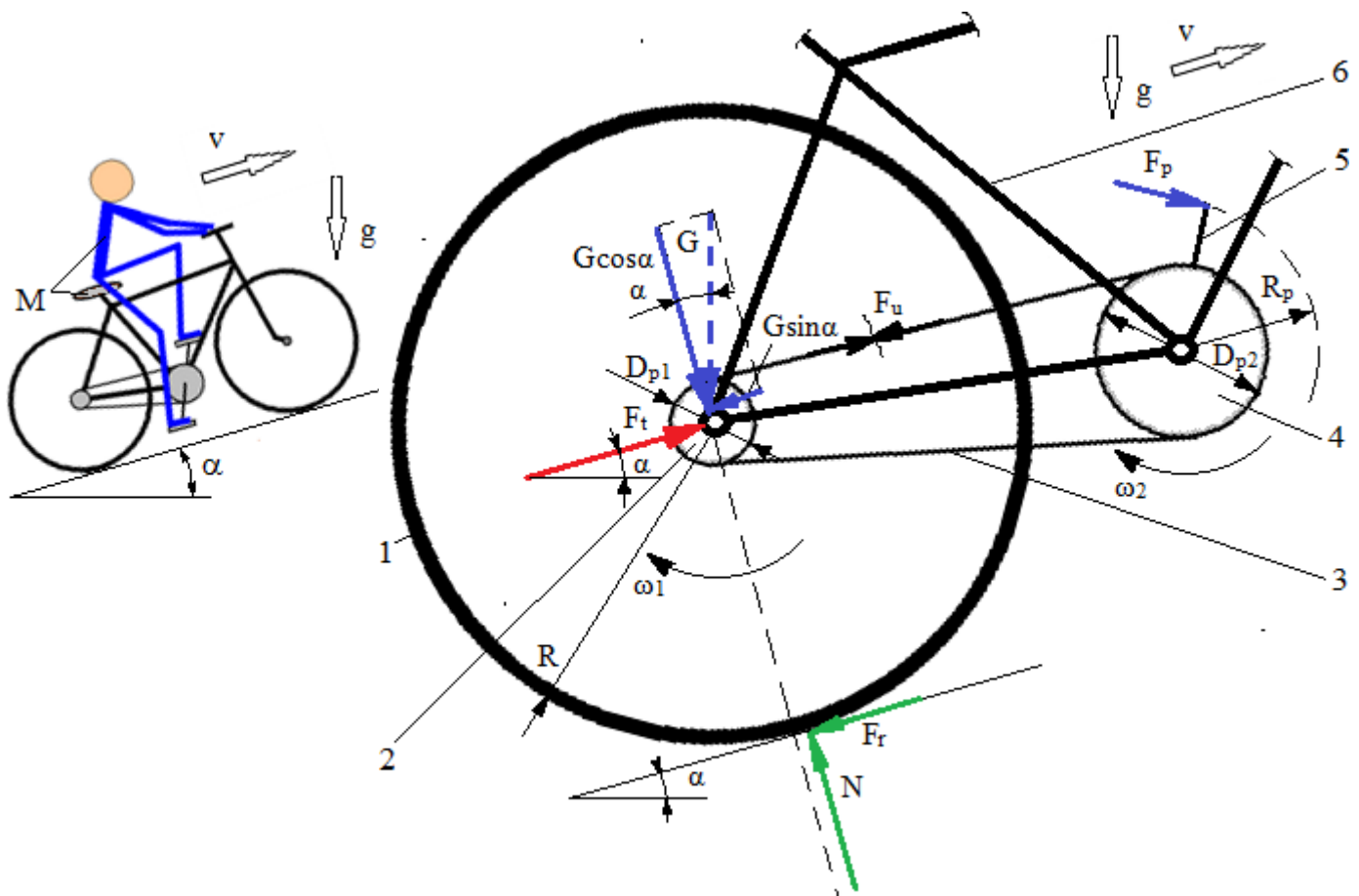
II_9. TRANSMISII PRIN LANȚURI

II_9.1

Să se determine parametri cinetostatici ai transmisiei cu lanț ai unei biciclete cu o singură viteză care urcă în pantă cu viteză constantă.

Se dau: panta, $p = 5\%$ ($\sin\alpha = 0,05$); masa biciclistului și bicicletei, $M = 85$ kg; viteza medie de deplasare, $v = 8$ km/h (constantă); raza de rulare a roții, $R = 547$ mm; lungimea brațului pedalei $R_p = 175$ mm; coeficientul de frecare de rostogolire (rulare), $\mu_r = 0,015$; randamentul transmisiei prin lanț, $\eta = 0,92$; numărul de dinți ai roții 2, $z_2 = 46$; numărul de dinți ai roții conducătoare, $z_1 = 17$; pasul lanțului $p = 12,7$ mm ($1/2''$); lățimea $w = 3,2$ mm ($1/8''$); greutatea totală (biciclist și bicicletă) acționează prin centrul roții spate (roata față este descărcată); accelerația gravitațională $g = 10$ m/s²; se neglijează forțele inerțiale (de greutate proprie și centrifugale); factorul de exploatare $k_e = 1,5$ (ungere periodică)

Structura constructivă: 1 - roată spate; 2 - roată condusă (pinion); 3 - lanț cu bucle și role; 4 - roată conducătoare; 5 - braț pedală; 6 - cadru.



Rezolvare:

a. Vitezele unghiulare și turațiile

Vitezele unghiulare ale roților de lanț:

$$\omega_1 = \frac{v}{R} = \frac{8}{3,6 \cdot 0,547} = 4,062 \text{ rad/s,}$$

pentru roata de lanț condusă (ce antrenează roata spate),

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} = \frac{v}{R} \frac{z_1}{z_2} = \frac{8}{3,6 \cdot 0,547} \frac{17}{46} = 1,5014 \text{ rad/s,}$$

pentru roata de lanț conducătoare (motoare antrenată de pedale).

Turațiile roților de lanț,

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \omega_1 = \frac{30}{\pi} 4,062 = 38,79 \text{ rot/min,}$$

pentru roata de lanț condusă (ce antrenează roata spate),

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \omega_2 = \frac{30}{\pi} 1,5014 = 14,34 \text{ rot/min.}$$

pentru roata de lanț conducătoare (motoare, antrenată de pedale).

b. Forțe în transmisie

Din ecuațiile de echilibru a forței de tracțiune (împingere),

$$F_t = G \sin \alpha + F_r = M_g \sin \alpha + \mu_r N = M_g \sin \alpha + \mu_r M_g \cos \alpha,$$

și a puterilor,

$$P_2 = P_1 \eta, \quad M_2 \omega_2 = F_t v \eta, \quad F_p R_p \omega_2 = F_t v; \quad F_p R_p \omega_2 = (M_g \sin \alpha + \mu_r M_g \cos \alpha) v \eta,$$

rezultă, forța de acțiune medie asupra pedalei,

$$F_p = \frac{(M_g \sin \alpha + \mu_r M_g \cos \alpha) v \eta}{\omega_2 R_p} = \frac{(85 \cdot 10 \cdot 0,05 + 0,015 \cdot 85 \cdot 10 \sqrt{1 - 0,05^2}) \frac{8}{3,6} \cdot 0,92}{1,5014 \cdot 0,175} = 429,78 \text{ N.}$$

c. Momentul de torsiune la roata conducătoare (pedalier)

$$M_{t2} = F_p R_p = 429,78 \cdot 175 = 75211,5 \text{ Nmm.}$$

d. Parametri geometrici

Diametrele de divizare ale roților,

$$D_{d1} = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z_1}} = \frac{12,57}{\sin \frac{\pi}{17}} = 68,408343 \text{ mm,}$$

pentru roata de lanț condusă (ce antrenează roata spate),

$$D_{d2} = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z_2}} = \frac{12,57}{\sin \frac{\pi}{46}} = 184,1963 \text{ mm,}$$

pentru roata de lanț conducătoare (motoare, antrenată de pedale).

e. Viteza medie a lanțului

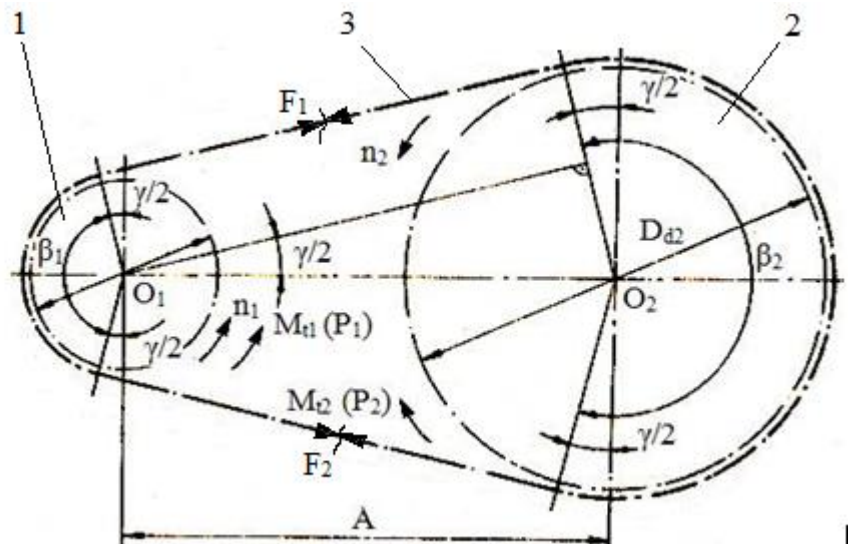
$$v_m = \omega_1 \frac{D_{d1}}{2 \cdot 1000} = 4,062 \frac{68,408}{2 \cdot 1000} = 0,138 \text{ m/s.}$$

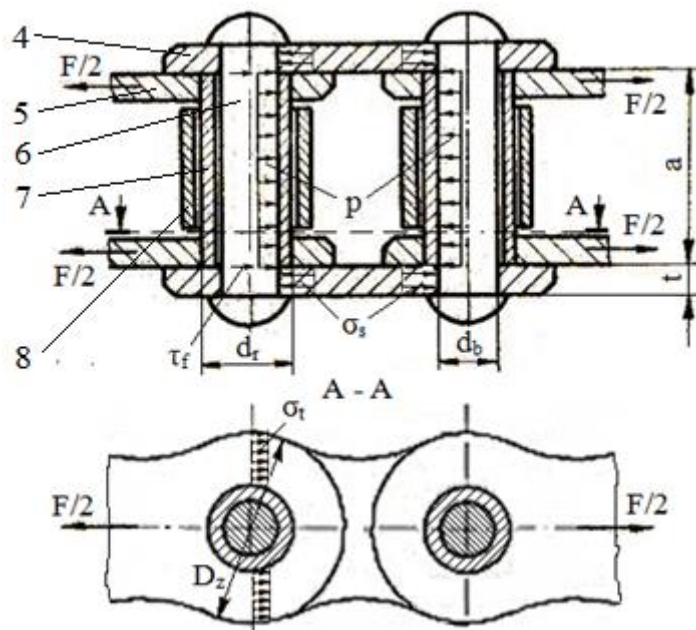
II_09.2

Să se determine parametrii geometrici, cinematici, forțele și tensiunile ai transmisiei cu lanț cu role cu un singur rând de zale a unei motociclete.

Se dau: numărul de dinți al pinionului 2, $z_1 = 19$; puterea $P = 10 \text{ CP}$; turația, $n_1 = 2650 \text{ rot/min}$; raportul de transmitere $i = 3$; pasul, $p = 15,975 \text{ mm}$ ($3/8''$); numărul de articulații (zale) ale lanțului, $z = 104$; greutatea specifică, $q = 9,5 \text{ N/m}$; lungimea bucșei, $a = 13,41 \text{ mm}$; grosimea ecliselor, $t = 1,5 \text{ mm}$; diametrul bolțului (interior al bucșei) $d_b = 5,13 \text{ mm}$; diametrul exterior bucșei (interior al rolei), $d_r = 7,92 \text{ mm}$; diametrul eclisei interioare în zona de fixare pe bucșă, $D_z = 10,5 \text{ mm}$; presiunea admisibilă la strivire a peliculei de lubrifianț, $p_a = 15 \text{ MPa}$; tensiunea admisibilă la strivire a materialelor bolțului și ecliselor $\sigma_{as} = 80 \text{ MPa}$; tensiunea admisibilă la forfecare a materialului bolțului $\tau_{af} = 45 \text{ MPa}$; tensiunea admisibilă la tracțiune a materialelor ecliselor $\sigma_{at} = 150 \text{ MPa}$; factorul de exploatare, $k_e = 1,3$; se neglijează efectele greutateii proprii; se va considera: accelerația gravitațională, $g = 9,8 \text{ m/s}^2$; randamentul $\eta = 1$.

Structura constructivă: 1 - roată de lanț conducătoare; 2 - roată de lanț condusă; 3 - lanț cu bucșe și role; 4 - eclisă exterioară; 5 - eclisă interioară; 6 - bolț; 7 - bucșă; 8 - rolă.





Rezolvare:

a. Numărul de dinți ai roții conduse

$$z_2 = i z_1 = 3 \cdot 19 = 57 \text{ dinți.}$$

b. Parametri geometrici

Diametrele de divizare ale roților

$$D_{d1} = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z_1}} = \frac{15,975}{\sin \frac{\pi}{19}} = 97,057 \text{ mm,}$$

pentru roata de lanț conducătoare;

$$D_{d2} = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z_2}} = \frac{15,975}{\sin \frac{\pi}{57}} = 289,845 \text{ mm,}$$

pentru roata de lanț condusă.

Distanța dintre axe,

$$A = \frac{p}{4} \left[z - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(z - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \pi} \right)^2} \right] =$$

$$\frac{15,975}{4} \left[104 - \frac{19+57}{2} + \sqrt{\left(104 - \frac{19+57}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{57-19}{2 \pi} \right)^2} \right] = 518,16 \text{ mm.}$$

c. Viteza medie

$$v_m = \frac{\pi n_1}{30} \frac{D_{d1}}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 2650}{30} \frac{97,057}{2 \cdot 1000} = 13,467 \text{ m/s.}$$

d. Momentul de torsiune la intrare

Momentul de torsiune la roata de lanț conducătoare,

$$M_{t1} = \frac{30 P_1}{\pi n_1} 10^6 = \frac{30}{\pi} \frac{10}{1,36 \cdot 2650} 10^6 = 26496,38 \text{ Nmm.}$$

e. Forțe în transmisie

Forța utilă (transmisă),

$$F_u = \frac{2 M_{t1}}{D_{d1}} = \frac{2 \cdot 26496,38}{97,057} = 546 \text{ N.}$$

Forța de întindere din cauza forțelor centrifuge,

$$F_c = \frac{q v_m^2}{g} = \frac{9,5 \cdot 13,467^2}{9,8} = 175,8 \text{ N.}$$

Forța din ramura pasivă,

$$F_2 = F_c = 175,8 \text{ N}$$

Forța maximă din ramura activă,

$$F_1 = F_u + F_c = 546 + 175,8 = 721,8 \text{ N.}$$

f. Verificarea la strivire a legăturii bolt-bucșă

Presiunea de contact din articulațiile bolt-bucșă,

$$p = k_e \frac{F}{a d_b} = k_e \frac{F_1}{a d_b} = 1,3 \frac{721,8}{13,41 \cdot 5,13} = 13,64 \text{ MPa.}$$

Verificare la strivire (pentru evitarea neîntreruperii peliculei de lubrifiant): $p \leq p_a$; $13,64 < 15$ (se verifică).

g. Verificarea la strivire bolț-eclisă exterioară

Tensiunea de strivire în legătura bolț-eclisă,

$$\sigma_s = \frac{F}{2 d_b t} = \frac{F_1}{2 d_b t} = \frac{721,8}{2 \cdot 5,13 \cdot 1,5} = 46,9 \text{ MPa.}$$

Verificare la strivire: $\sigma_s \leq \sigma_{as}$; $46,9 < 80$ (se verifică).

h. Verificarea la forfecare a bolțului

$$\tau_f = \frac{2 F}{\pi d_b^2} = \frac{2 F_1}{\pi d_b^2} = \frac{2 \cdot 721,8}{\pi \cdot 5,13^2} = 17,46 \text{ MPa.}$$

Verificare la forfecare: $\tau_f \leq \tau_{af}$; $17,46 < 45$ (se verifică).

i. Verificarea la tracțiune a eclisei interioare

Tensiunea de tracțiune maximă din eclisa interioară (în zona bușei),

$$\sigma_t = \frac{F}{2t(D_z - d_r)} = \frac{F_1}{2t(D_z - d_r)} = \frac{721,8}{2 \cdot 1,5 \cdot (10,5 - 7,92)} = 93,25 \text{ MPa.}$$

Verificare la tracțiune: $\sigma_t \leq \sigma_{at}$; $93,25 < 150$ (se verifică).