

POLITEHNIKA PULA
Visoka tehničko-poslovna škola s p.j.
Stručni studij politehnike

Elementi strojeva 2
Projektni zadatak

Kristijan Cetina*

Pula, 8. travnja 2018.

Sažetak

U ovom radu predstavljam proračun strojnog sklopa - vratila prijenosnika snage i pripadajućih ležajeva koji je zadan kao sastavni dio kolegija Elementi strojeva 2.

*kcetina@politehnika-pula.hr, JMBAG: 2424011721

Sadržaj

1	Uvod	2
2	Proračun sklopa	2
2.1	Zadani parametri	2
2.2	Projektni proračun sklopa	2
2.3	Konstruiranje sklopa	3
2.4	Proračun reakcija u ležajevima	4
2.5	Izbor valjnih ležajeva i proračun stvarne trajnosti	5
2.6	Proračun momenata savijanja i naprezanja	7
	Literatura	10

1 Uvod

Ovaj projektni zadatak nastoj je kao obavezni zadatak u sklopu kolegija Elementri strojeva 2 koji se održava pod vodstvom prof. dr. sc. Božidara Križana na stručnom studiju politehnike na Politehnici Pula.

U ovom radu obrađen je proračun vratila prijenosnika snage s pripadajućim ležajevima. Prema zadatku bilo je potrebno odrediti dimenzije vratila i ležaja te odabrati prikladni ležaj u odnosu na postavljene zahtjeve prenosa snage i traženu minimalnu trajnost.

2 Proračun sklopa

2.1 Zadani parametri

Prema projektnom zadatku zadani su sljedeći parametri sklopa:

Snaga koju prenose zupčanik i vratilo

Brzina vrtnje

Materijal vratila

Korjeni promjer zupčanika

Diobeni promjer zupčanika

Tjemeni promjer zupčanika

Širina zupčanika

Faktor sigurnosti

Hrapavost površine na kritičnim mjestima

Razmak ležajeva

Razmak između središta ležaja A

i središta zupčanika

Minimalna trajnost ležajeva

$$P = 23kW$$

$$800min^{-1}$$

$$Ck45 \Rightarrow R_{dt0} = 340 \frac{N}{mm^2}$$

$$d_f = 96,25mm$$

$$d = 110mm$$

$$d_a = 121mm$$

$$b_z = 115mm$$

$$\nu_d = 1,3$$

$$R_a = 0,8\mu m$$

$$l = 165mm$$

$$a = 80mm$$

$$L_{10hmin} = 12000sati$$

2.2 Projektni proračun sklopa

U projektnom proračunu sklopa ne uzima se u obzir svi detalji sklopa kao niti koncentracije lokalnog naprezanja, ali se zato uzima značajno veći faktor sigurnosti kako bi kompenzirali za izostavljene faktore. U projektnom proračunu za određivanje početnog promjera vratila uzeti su u obzir samo snaga koja se prenosi i materijal od kojeg se izrađuje vratilo. Kao mjerodavne vrijednosti uzete su torzijsko naprezanje koje mora biti manje od dopuštenog, a faktor sigurnosti je usvojen $\nu = 12$. Kao glavni uvjet uzet je kriterij čvrstoće

pri kojem torzijsko naprezanje mora biti manje od dopuštenog pri čemu torzijsko naprezanje možemo izraziti pomoću izraza

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} \quad (1)$$

pri čemu je W_p za okrugli puni popreči presjek jednak

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} \quad (2)$$

Okretni moment koji se prenosi izračunat je pomoću sljedećeg izraza

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (3)$$

pri čemu je kružna frekvencija $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$, a n je izražen u okretajima u sekundi [s^{-1}]. Uvršavanjem poznatih podataka u (3) dobije se okretni moment

$$T = \frac{60 \cdot 23 \times 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 800}$$

$$T = \mathbf{274,5 \text{ Nm}}$$

Promjer vratila je izračunat pomoću izraza

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot \nu}{R_{dt0} \cdot \pi}} \quad (4)$$

Uvršavanjem poznatih podataka u izraz (4) dobije se početni promjer vratila d_1

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 274,5 \times 10^3 \cdot 12}{340 \cdot \pi}}$$

$$d_1 \geq \mathbf{36,68mm}$$

2.3 Konstruiranje sklopa

Prema tablici standardnih dimenzija krajeva cilindričnog vratila prema normi DIN 748 usvojena je dimenzija **38x80 DIN 748** ($\phi 38k6$). Maksimalni radijus prijelaza je $r_{max} = 1mm$.

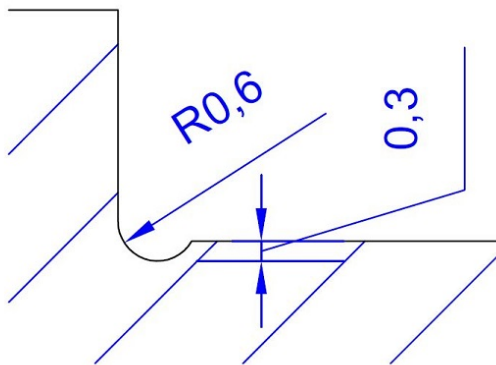
Prema tablici standardnih dimenzija uložnih pera po DIN 6885 normi usvojeno je pero

DIN6885 – A10 × 8 × 70 – E295.

Dimenzija d_2 je zbog standardnih dimenzija ležajeva usvojena **d₂ = 40mm**

Žlijeb za izlaz alata

Prema normi DIN 509 prema d_2 usvojene su dimenzije za izlaz alata $\rho_1 = 0,6mm$, $t_1 = 0,3mm$. Na slici 1 prikazan je žlijeb za izlaz alata.



Slika 1: Skica žlijeba za izlaz alata

Visina bočnog oslonca ležaja

Kao vrijednost visine bočnog oslonca ležaja usvojena je vrijednost $h = 3,5mm$. Promjer d_3 je izračunat kao $d_3 = d_2 + 2 \cdot h = 47mm$. Vrijednost radijusa zakrivljenja ρ_2 je usvojen $\rho_2 = 5mm$.

2.4 Proračun reakcija u ležajevima

Tangencijalna sila između zupčanika je izračunata pomoću momenta koji se prenosi i promjera zupčanika

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{2T}{d} \\ F_t &= \frac{2 \cdot 274,5 \times 10^3 Nmm}{mm} \\ F_t &= 4990,9N \end{aligned}$$

Radikalna sila je izračunata pomoću tangencijalne sile i poznatog kuta zahvata zubaca zupčanika koji iznosi $\alpha_n = 20^\circ$

$$\begin{aligned} F_r &= F_t \cdot \tan \alpha_n \\ F_r &= 4990,9 \cdot \tan 20^\circ \\ F_r &= 1816,5N \end{aligned}$$

Kako sile međusobno djeluju pod pravim kutem njihova rezultanta se može izračunati po Pitagorinom poučku kao korijen zbroja kvadrata sila

$$F = \sqrt{T_t^2 + F_r^2}$$

$$F = \sqrt{4990,9^2 + 1816,5^2}$$

$$F = \mathbf{5311,2N}$$

Reakcija u osloncu B izračunata je pomoću uvijeta ravnoteže sume momenta oko oslonca A

$$F_B = \frac{F \cdot 80mm}{168mm}$$

$$F_B = \frac{5311,2N \cdot 80mm}{168mm}$$

$$F_B = \mathbf{2575,1N}$$

reakcija u osloncu A izračunata je pomoću uvijeta ravnoteže sustava u kojem je suma sila i reakcija jednaka nuli

$$F_A = F - F_B$$

$$F_A = 5311,2 - 2575,1$$

$$F_A = \mathbf{2736,1N}$$

2.5 Izbor valjnih ležajeva i proračun stvarne trajnosti

Trajnost ležajeva se može proračunati po izrazu

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F} \cdot f_t \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (5)$$

pri čemu je C - dinamička nosivost ležaja, p - eksponent vijeka trajanja. Za kuglične ležajeve $p = 3$ i f_t - temperaturni faktor. Za $\vartheta < 150^\circ C \Rightarrow f_t = 1$.

Iz izraza (5) može se izračunati minimalna potrebna dinamička nosivost ležaja

$$C = \frac{F}{f_t} \cdot \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}}$$

$$C = \frac{2736,1}{1} \cdot \sqrt[3]{\frac{12000 \cdot 60 \cdot 800}{10^6}}$$

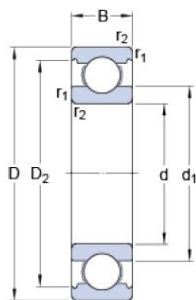
$$C \cong \mathbf{22,8kN}$$

Nakon pregleda kataloških podataka dostupnih ležajeva odabran je ležaj **SKF 6208** koji ima dinamičku nosivost od $C = 32,5kN$.

6208

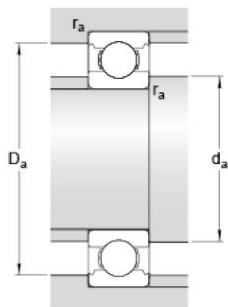
SKF Explorer

Dimensions



d	40	mm
D	80	mm
B	18	mm
d ₁	52.6	mm
D ₂	69.8	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 47	mm
D _a	max. 73	mm
r _a	max. 1	mm

Slika 2: Tehnički podaci odabranog ležaja SKF 6208

Proračun stvarne trajnosti

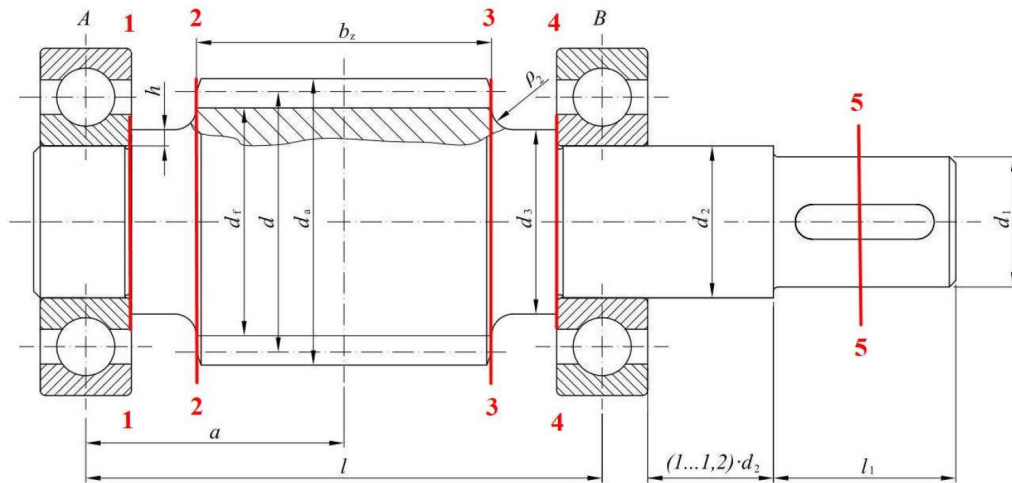
Po izrazu (5) sada se može izračunati stvarna trajnost za odabrani ležaj

$$L_{10h} = \left(\frac{32500}{2736,1} \cdot 1 \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 800}$$

$$L_{10h} = \mathbf{34915h}$$

2.6 Proračun momenata savijanja i naprezanja

U nastavku su dani proračuni momenata savijanja i naprezanja za svaki kritični presjek naznačen na slici 3.



Slika 3: Prikaz kritičnih presjeka na vratilu

$$\begin{aligned}
 M_{S1} &= F_A \cdot \frac{B}{2} = 2736,1 \cdot \frac{18}{2} = 24624,9 \text{ Nmm} \\
 M_{S2} &= F_A \cdot \left(a - \frac{b_z}{2} \right) = 2736,1 \cdot \left(80 - \frac{115}{2} \right) = 61562,3 \text{ Nmm} \\
 M_{S3} &= F_B \cdot \left(l - a - \frac{b_z}{2} \right) = 2575,1 \cdot \left(165 - 80 - \frac{115}{2} \right) = 70815,3 \text{ Nmm} \\
 M_{S4} &= F_B \cdot \frac{B}{2} = 2575,1 \cdot \frac{18}{2} = 23175,9 \text{ Nmm} \\
 M_{S5} &= 0
 \end{aligned}$$

Geometrijske karakteristike poprečnih presjeka - W

$$\begin{aligned}
 W_1 = W_4 &= \frac{d_2^3 \cdot \pi}{32} = \frac{40^3 \cdot \pi}{32} = 6283,2 \text{ mm}^3 \\
 W_2 = W_3 &= \frac{d_3^3 \cdot \pi}{32} = \frac{47^3 \cdot \pi}{32} = 10192,8 \text{ mm}^3
 \end{aligned}$$

Polarni momenti otpora - W_p

$$W_{p2} = W_{p3} = \frac{d_3^3 \cdot \pi}{16} = \frac{47^3 \cdot \pi}{16} = 20385,6 \text{ mm}^3$$

$$W_{p4} = \frac{d_2^3 \cdot \pi}{16} = \frac{40^3 \cdot \pi}{16} = 12566,4 \text{ mm}^3$$

$$W_{p5} = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16} = \frac{38^3 \cdot \pi}{16} = 10774,1 \text{ mm}^3$$

presjek 1-1

$$\sigma_{s1} = \frac{M_{S1}}{W_1} = \frac{24624,9}{6283,2} = 3,9 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

presjek 2-2

$$\sigma_{s2} = \frac{M_{S2}}{W_2} = \frac{61562,3}{10192,8} = 6 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{t2} = \frac{T}{W_{p2}} = \frac{274,5 \times 10^3}{20385,6} = 13,5 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{ekv2} = \sqrt{\sigma_{s2}^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot \tau_{t2})^2}$$

$$\sigma_{ekv2} = \sqrt{6^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot 13,5)^2} = 17,5 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

presjek 3-3

$$\sigma_{s3} = \frac{M_{S3}}{W_3} = \frac{70815,3}{10192,8} = 7 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{t3} = \frac{T}{W_{p3}} = \frac{274,5 \times 10^3}{20385,6} = 13,5 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{ekv3} = \sqrt{\sigma_{s3}^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot \tau_{t3})^2}$$

$$\sigma_{ekv3} = \sqrt{7^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot 13,5)^2} = 17,8 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

presjek 4-4

$$\sigma_{s4} = \frac{M_{S4}}{W_4} = \frac{23175,9}{12566,4} = 1,8 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{t4} = \frac{T}{W_{p4}} = \frac{274,5 \times 10^3}{6283,2} = 3,7 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{ekv4} = \sqrt{\sigma_{s4}^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot \tau_{t4})^2}$$

$$\sigma_{ekv4} = \sqrt{3,7^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot 21,9)^2} = 26,8 \frac{N}{mm^2}$$

presjek 5-5

$$\tau_{t5} = \frac{T}{W_{p4}} = \frac{274,5 \times 10^3}{10774,1} = 25,5 \frac{N}{mm^2}$$

Literatura

- [1] B. Križan, *Interna skripta iz kolegija Elementi strojeva 2 za konstrukcijske vježbe*. Politehnika Pula, 2018.