

1. VAJA

Krční nased

Strojní elementi 3

Připravil: asist. dr. Ivan Okorn, univ. dipl. inž.

Kazalo:

1. Definicija naloge in podatki	3
2. Minimalni tlak v krčnem nasedu.....	4
3. Napetosti v nasedu in maksimalni tlak.....	5
3.1 Napetosti v obročih.....	5
3.2 Maksimalni tlak v krčnem nasedu	6
4. Določitev nadmer.....	7
4.1 Teoretična minimalna in maksimalna nadmera.....	7
4.2 Dejanska minimalna in maksimalna nadmera.....	7
4.3 Izbira standardnega ujema	8
5. Montaža krčnega naseda	9
6. Oblikovanje krčnega naseda	10
7. Literatura	11

1. Definicija naloge in podatki

Gred enostopenjskega zobniškega gonila prenaša vrtilni moment $M_t = \dots \text{Nm}$. Manjši zobnik ima število zob $z_1 = \dots$ in modul $m = \dots \text{mm}$. Z gredjo je povezan s krčnim nasedom. Gred in pastorek sta izdelana iz jekla za poboljšanje 42CrMo4.

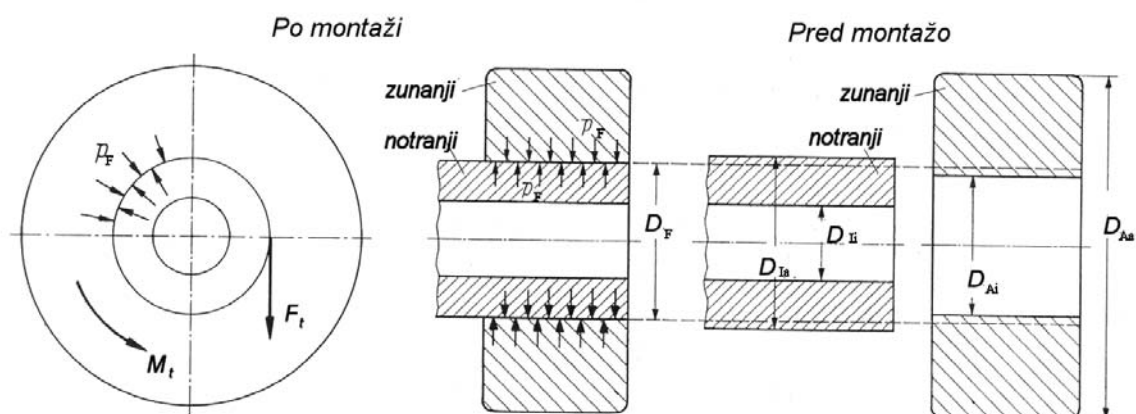
Zahteve naloge

- Določite dimenzije zobnika! Upoštevajte priporočila za valjaste zobnike! (Predloga SE2)
- Skicirajte vležajenje gredi. Gred oblikujte tako, da bo premer gredi pod zobnikom 5mm večji od premera pod ležaji. Na skici kotirajte pomembne mere!
- Določite toleranco gredi pod zobnikom in toleranco izvrtine zobnika!
- Izberite toleranco gredi pod ležajem (Predloga SE2)! Določite silo, ki jo lahko prenese nased valjčnega ležaja v aksialni smeri, napetosti v obroču pri največji nadmeri in dejansko zračnost ležaja po vgradnji!

Podatki

Grupa	$M_t[\text{Nm}]$	$m[\text{mm}]$	Z_1	Ležaj A	Ležaj B
1	700	6	22	6014	NU214
2	250	4	24	6011	NU211
3	500	5	24	6013	NU213
4	400	4	25	6012	NU212
5	200	3	26	6009	NU209
6	350	3	27	6211	NU211
7	800	6	27	6214	NU214
8	250	3	31	6010	NU210
9	450	4	29	6012	NU212
0	600	5	28	6213	NU313

2. Minimalni tlak v krčnem nasedu



Slika 1: Nastanek krčnega naseda

Iz pogoja, da mora biti sila trenja večja od obodne sile, določimo minimalni potrebni tlak p_{Fk} v krčnem nasedu.

$$(p_{Fk} \cdot \mu) \cdot \pi \cdot D_F \cdot l = \frac{2 \cdot M_{t \max} \cdot S_H}{D_F} \quad (1)$$

$$p_{Fk} = \frac{2 \cdot M_{t \max} \cdot S_H}{D_F^2 \cdot \mu \cdot \pi \cdot l}$$

$M_{t \max}$ Maksimalni vrtilni moment, ki se prenaša preko naseda

$$M_{t \max} = K_A \cdot M_m \quad (2)$$

K_A Koeficient obratovanja, ki upošteva sunke

M_m Nazivni vrtilni moment

μ Koeficient trenja (pri statični obremenitvi se upošteva koeficient trenja pri mirovanju, pri dinamični obremenitvi pa koeficient trenja pri gibanju)

S_H Varnost proti zdrsu, $S_H = 1,5-2$

l Dolžina naseda

V primeru, ko se preko naseda prenaša aksialna obremenitev, mora biti sila trenja večja od aksialne sile.

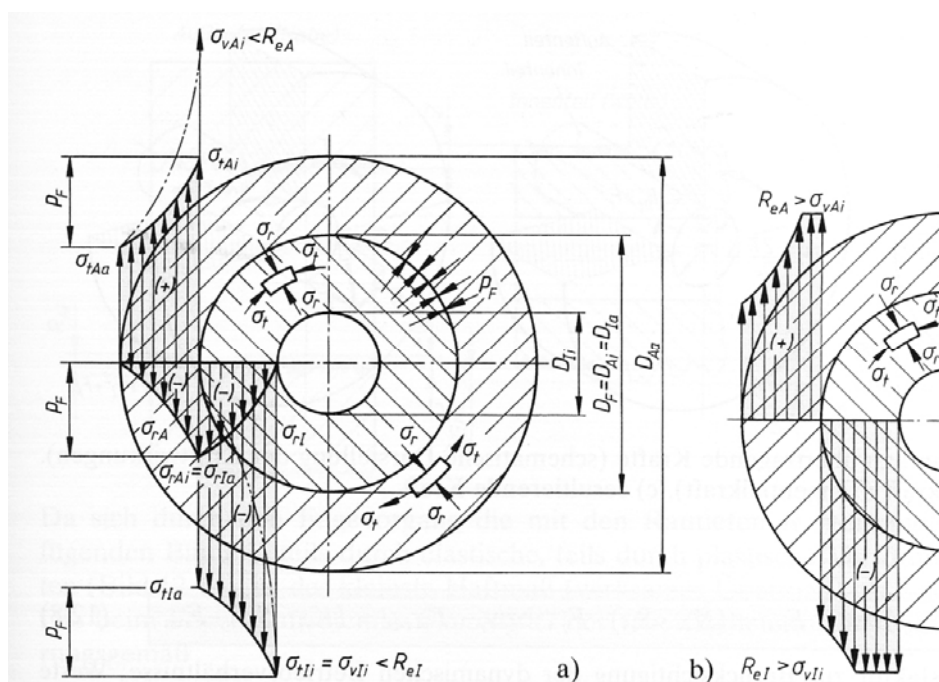
$$(p_{Fk} \cdot \mu) \cdot \pi \cdot D_F \cdot l = F_a \cdot S_H \quad (3)$$

$$p_{Fk} = \frac{F_a \cdot S_H}{\mu \cdot \pi \cdot D_F \cdot l}$$

3. Napetosti v nasedu in maksimalni tlak

3.1 Napetosti v obročih

Potek radialnih in tangencialnih napetosti v zunanjem in notranjem obroču prikazuje slika 2. Napetosti izračunamo po spodnjih enačbah.



Slika 2: Napetosti v krčnem nasedu

- Razmerja premerov

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{Aa}} \quad (4)$$

$$Q_I = \frac{D_{Ii}}{D_F} \quad (5)$$

- Napetosti v zunanjem obroču

$$\sigma_{tAi} = p_F \cdot \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} \quad (6)$$

$$\sigma_{tAa} = p_F \cdot \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} - p_F = p_F \cdot \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} - 1 \right) \quad (7)$$

$$\sigma_{rAi} = -p_F \quad (8)$$

- Napetosti v notranjem obroču

$$\sigma_{ti} = -\left(p_F \cdot \frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} + p_F\right) = -\frac{2 \cdot p_F}{1-Q_I^2} \quad (9)$$

$$\sigma_{ti} = -p_F \cdot \frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} \quad (10)$$

$$\sigma_{ra} = -p_F \quad (11)$$

Za poln notranji del (gred) velja

$$\sigma_r = \sigma_t = -p_F \quad (12)$$

- Primerjalne napetosti ([1],[4])

Pri izračunu je upoštevana modificirana hipoteza največjih strižnih napetosti.

$$\sigma_v = 2 \cdot \tau_{\max} = \sqrt{(\sigma_t - \sigma_r)^2 + 4\tau^2}$$

$$\tau_{\max} \leq \frac{R_p}{\sqrt{3}}$$

Napetost τ je zanemarljiva.

$$\sigma_{vAi} = \frac{2 \cdot p_F}{1-Q_A^2} \leq \frac{2 \cdot R_{eA}}{\sqrt{3} \cdot S_{FA}} \quad (13)$$

$$\sigma_{vIi} = \sigma_{ti} = \left| -\frac{2 \cdot p_F}{1-Q_I^2} \right| \leq \frac{2 \cdot R_{eI}}{\sqrt{3} \cdot S_{FI}} \quad (14)$$

R_e Meja plastičnosti materiala

S_F Varnost proti plastičnim deformacijam, $S_F \cong 1 \dots 1,3$ za žilave materiale, $S_F \cong 2 \dots 3$ za krhke materiale (namesto meje plastičnosti uporabimo natezno trdnost R_m)

3.2 Maksimalni tlak v krčnem nasedu

Z upoštevanjem enačb 13 in 14 določimo maksimalni tlak v krčnem nasedu, da ne pride do preobremenitve naseda.

- Za zunanji obroč

$$p_{FGA} \leq \frac{1-Q_A^2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_{eA}}{S_{FA}} \quad (15)$$

- Za notranji obroč

$$p_{FGI} \leq \frac{1-Q_I^2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_{eI}}{S_{FI}} \quad (16)$$

- Za poln notranji del (gred)

$$p_{FGI} \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_{eI}}{S_{FI}} \quad (17)$$

4. Določitev nadmer

4.1 Teoretična minimalna in maksimalna nadmera

Z upoštevanjem razširjenega Hookovega zakona

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \nu \cdot \sigma_r)$$

in enačbe za specifični raztezek v tangencialni smeri

$$\varepsilon_t = \frac{Z}{D_F}$$

dobimo izraz za izračun nadmere naseda

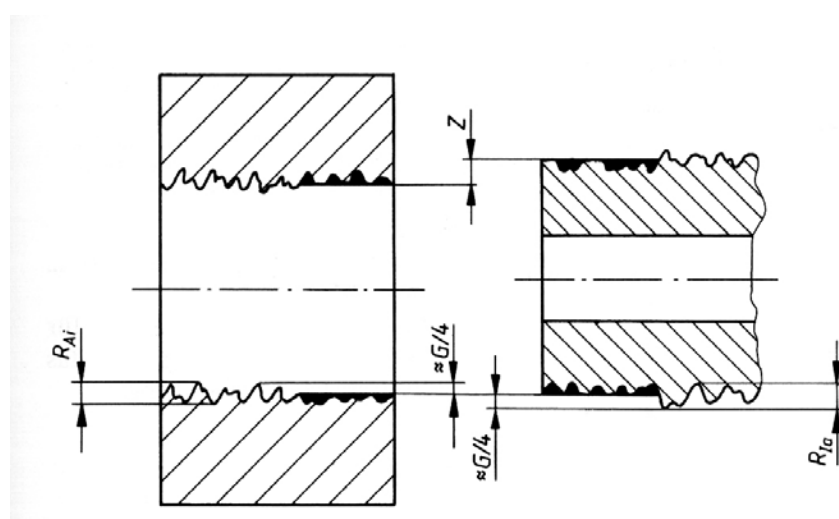
$$Z_k = p_{Fk} \cdot D_F \cdot \left[\frac{1}{E_I} \left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \nu_I \right) + \frac{1}{E_A} \left(\frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A \right) \right] \quad (18)$$

$$Z_g = p_{Fg} \cdot D_F \cdot \left[\frac{1}{E_I} \left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \nu_I \right) + \frac{1}{E_A} \left(\frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A \right) \right] \quad (19)$$

Z	Teoretična nadmera
E	Modul elastičnosti
ν	Razmerje prečne in vzdolžne specifične deformacije

4.2 Dejanska minimalna in maksimalna nadmera

Realne površine na katerih nalega zunanji obroč na notranjega so hrapave. Pri montaži nastanejo elastične in plastične deformacije vršičkov neravnin. Dejanska nadmera mora biti zaradi posedanja vršičkov zato večja od teoretične nadmere.



Slika 3: Posedanje neravnin

$$U_u = Z_k + G$$

$$U_u = Z_k + 2 \cdot (0,4 \cdot R_{zAi} + 0,4 \cdot R_{zIa}) = Z_k + 0,8(R_{zAi} + R_{zIa}) \quad (20)$$

$$U_o = Z_g + G$$

$$U_o = Z_g + 2 \cdot (0,4 \cdot R_{zAi} + 0,4 \cdot R_{zIa}) = Z_g + 0,8(R_{zAi} + R_{zIa}) \quad (21)$$

G Posedanje površine (upoštevane so priporočene vrednosti po DIN7190)

4.3 Izbira standardnega ujema

Najmanjšo nadmeru ujema P_{min} dobimo, ko je luknja izdelana na zgornjo mejno mero, notranji obroč (gred) pa na spodnjo mejno mero. Da je zagotovljen prenos vrtilnega momenta mora biti izpolnjen pogoj

$$P_{min} \geq U_u.$$

Največjo nadmero ujema U_{max} dobimo, ko je luknja izdelana na spodnjo mejno mero, notranji obroč (gred) pa na zgornjo mejno mero. Da ne pride do preobremenitve naseda mora biti izpolnjen pogoj

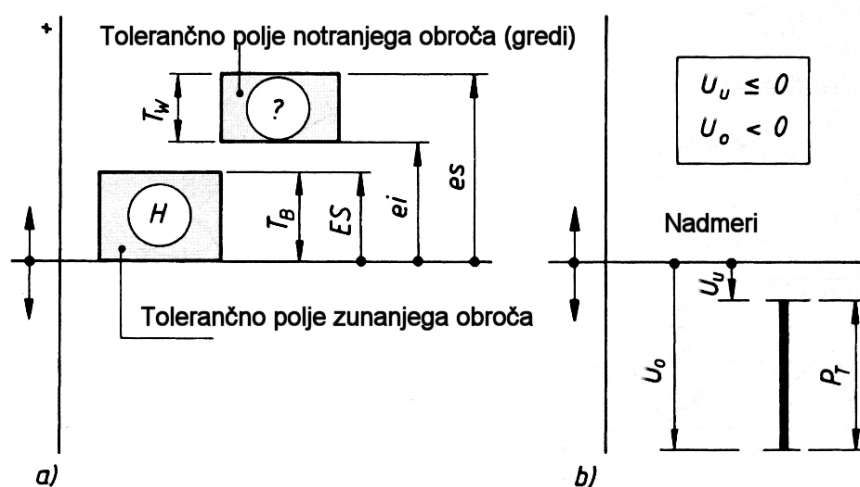
$$P_{max} \leq U_o.$$

Navedena pogoja upoštevamo pri določitvi tolerančnega polja zunanega in tolerančnega polja notranjega obroča z imensko mero D_F . Običajno izbiramo za luknjo tolerančno polje lege H ($EI = 0$).

- Nadmeri izraženi z odstopki

$$P_{min} = ei - ES$$

$$P_{max} = es - EI \quad (22)$$



Slika 3: Tolerančni polji naseda

5. Montaža krčnega naseda

Glede na način montaže razlikujemo vzdolžni krčni nased (za montažo potrebna aksialna sila) in prečni krčni nased (montaža s segrevanjem zunanjšega obroča ali ohlajanjem gredi).

- Sila za montažo

$$F_e = \pi \cdot D_F \cdot l \cdot \mu_e \cdot p_{Fg} \quad (23)$$

Sila se povečuje z večanjem globine vtiskanja.

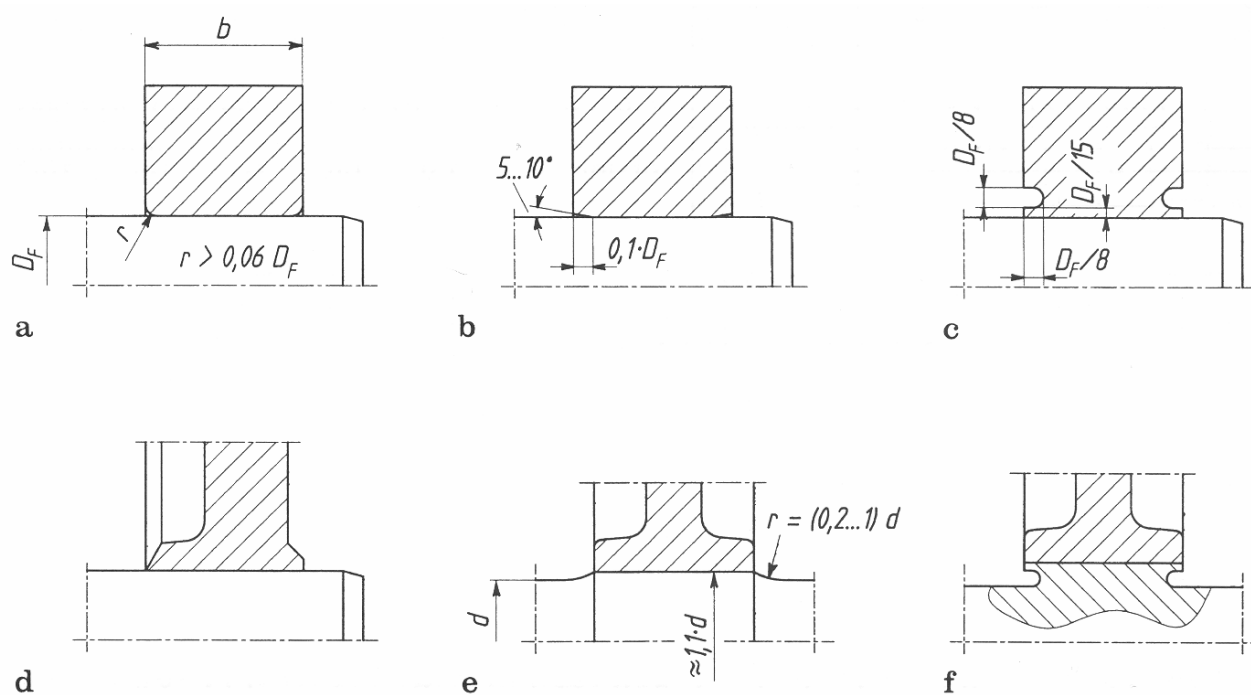
- Temperatura pri montaži

$$\vartheta_A = \vartheta + \frac{U_o + 0,001 \cdot D_F}{\alpha_A \cdot D_F} + \frac{\alpha_I}{\alpha_A} \cdot (\vartheta_I - \vartheta) \quad (24)$$

ϑ [°C]	Temperatura okolice
ϑ_A [°C]	Temperatura zunanjšega obroča pred montažo
ϑ_I [°C]	Temperatura notranjšega obroča pred montažo
α_A [1/K]	Razteznostni koeficient za material zunanjšega obroča
α_I [1/K]	Razteznostni koeficient za material notranjšega obroča

6. Oblikovanje krčnega naseda

Tlak ni enakomerno porazdeljen po širini pesta. Na robovih pesta je tlak bistveno večji od imenskega tlaka. Z ustreznim oblikovanjem gredi in pesta zmanjšamo tlak na robu in zmanjšamo zarezni učinek na gredi. Primeri oblikovanja so prikazani na sliki 5.



Slika 5: Oblikovanje krčnega naseda

7. Literatura

- [1] Matek, W., Muhs, D., Wittel, H., Becker, M., Voßiek, J.: Rollof/Matek Maschinenelemente, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2005.
- [2] Decker: Maschinenelemente, Carl Hanser Verlag, München, 2007.
- [3] Niemman, G., Winter, H., Höhn, B.-R.: Maschinenelemente, Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2005
- [4] Haberhauer, H., Bodenstein, F.: Maschinenelemente- Gestaltung, Berechnung, Anwendung, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2001.
- [5] DIN 7190: Presverbände-Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln, 2001