

PRORACUN PUZNOG PARA

ulazne vrednosti_ne menjati

Polazni podaci

velicine usvojene_mogu se menjati

A1 Nominalna snaga	$P = 5\text{kW}$	zadato	savet_ne menjati
A2 Broj obrtaja pogon. masine	$n_1 = 1450\text{min}^{-1}$	zadato	azurirati obavezno
A3 Prenosni odnos	$u = 21$	zadato	provera u prolazu
A4 Radni vek	$L_h = 25000\text{hr}$	zadato	definitivan uslov
A6 Broj pocetaka zavojnice puza	$z_1 = 2$	usvojeno, od 1 do 5	
A7 Broj zubaca puznog zupcanika	$z_2 = u \cdot z_1$	$z_2 = 42$	od 21 do 60
A8 Modul	$m = 7\text{mm}$	usvojeno, po JUS M.C1.015	Tab.4.2 str.98
A9 Puzni broj	$q = 8$	usvojeno, po standard. 8, 10, 12, 16, 20	
A10 Ugao nagiba profila	$\alpha_n = 20\text{deg}$	zadato, po JUS M.C1.018	
A11 Sirina puznog zupcanika	$b_2 = 50\text{mm}$	usvojeno	
A12 Kvalitet izrade	IT 7	zadato	
A13 Materijal puza	C.4320	zadato	
A14 Materijal gonjenog zupcanika	C.Cu Sn 12 Ni	zadato	
A15 Dinamicka izdrzljivost bokova puznog zupcanika		$\sigma_{Hlim} = 520 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Tab.4.6 str.135
A16 Dinamicka izdrzljivost podnozja puznog zupcanika		$\sigma_{Flim} = 337 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Tab.4.6 str.135
A17 Srednja hrapavost	$R_a = 1.6\mu\text{m}$	Tab.1.1 str.32 MEI	

Geometrija

B1 Ugao zavojnice na srednjem cilindru puza	$\gamma_m = \text{atan}\left(\frac{z_1}{q}\right)$	$\gamma_m = 14.036\text{ deg}$
B2 Modul u normalnom preseku	$m_n = m \cdot \cos(\gamma_m)$	$m_n = 6.791\text{ mm}$
B3 Koeficijent pomeranja profila	$x = 0$	zadato
	$x = 0 \text{ do } 1$ za ZH $x = -0.5 \text{ do } 0.5$ za ZI	
B4 Precnik srednje kruznice puza	$d_{m1} = q \cdot m$	$d_{m1} = 56\text{ mm}$
B5 Precnik srednje kruznice puznog zupcanika	$d_{m2} = m \cdot (z_2 + 2 \cdot x)$	$d_{m2} = 294\text{ mm}$
B6 Precnik podeone kruznice puza	$d_1 = d_{m1} + 2 \cdot x \cdot m$	$d_1 = 56\text{ mm}$
B7 Precnik podeone kruznice puznog zupcanika	$d_2 = m \cdot z_2$	$d_2 = 294\text{ mm}$
B 7i Osnovno rastojanje	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	$a = 175\text{ mm}$ (mora biti na petici ili nuli)

- B8 Precnik temene kruznice puza $da1 = dm1 + 2 \cdot m$ $da1 = 2.056 \times 10^3 \text{ mm}$
- B9 Precnik temene kruznice puznog zupcanika $da2 = d2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x)$ $da2 = 308 \text{ mm}$
- B10 Temeni zazor $c = 0.2 \cdot m$ $c = 1.4 \text{ mm}$
- B11 Precnik podnozne kruznice puza $df1 = dm1 - 2 \cdot (m + c)$ $df1 = 39.2 \text{ mm}$
- B12 Precnik podnozne kruznice puznog zupcanika $df2 = dm2 - 2 \cdot (m + c)$ $df2 = 277.2 \text{ mm}$
- B13 Duzina puza $b1r = \sqrt{da2^2 - d2^2}$ $b1r = 91.804 \text{ mm}$
- B14 Usvojena duzina puza $b1 = 120 \text{ mm}$

Opterećenje

- C1 Faktor spoljnih dinamičkih sila $KA = 1.1$ Tab.4.3 str.127
- C2 Koeficijent trenja opitnog para $\mu_0 = 0.03$ usvojeno
- C3 Ugao trenja $\rho = \text{atan}(\mu_0)$ $\rho = 1.718 \text{ deg}$
- C4 Ugao zavojnice na srednjem cilindru puza $\gamma_m = \text{atan}\left(\frac{z1}{q}\right)$ $\gamma_m = 14.036 \text{ deg}$
- C5 Stepen iskoristenja puznog para $\eta = \frac{\tan(\gamma_m)}{\tan(\gamma_m + \rho)}$ $\eta = 0.886$
- C6 Ugaona brzina pogonskog zupcanika $\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1$ $\omega_1 = 151.844 \text{ s}^{-1}$
- C7 Obrtni moment na pogonskom vratilu $T_1 = \frac{P}{\omega_1}$ $T_1 = 32.929 \text{ N}\cdot\text{m}$
- C8 Obrtni moment na gonjenom vratilu $T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta$ $T_2 = 612.781 \text{ N}\cdot\text{m}$
- C9 Nominalna obimna sila na puzu $F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$ $F_{t1} = 1.176 \times 10^3 \text{ N}$
- C10 Nominalna obimna sila na puznom zupcaniku $F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$ $F_{t2} = 4.169 \times 10^3 \text{ N}$
- C11 Aksijalna sila na puzu $F_{a1} = F_{t2}$
- C12 Aksijalna sila na puznom zupcaniku $F_{a2} = F_{t1}$
- C13 Radijalna sila na puzu $F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\tan(\alpha_n)}{\sin(\gamma_m + \rho)}$ $F_{r1} = 1.576 \times 10^3 \text{ N}$
- C14 Radijalna sila na puznom zupcaniku $F_{r2} = F_{r1}$

Nosivost u odnosu na cvrstocu bokova zubaca puznog zupcanika

- D1 Faktor elasticnosti materijala $ZE = 152.2 \sqrt{\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$ Tab.4.6 str.135
- D2 Faktor dodira $Z_p = 3.02$ Tab.4.7 str.135 za $\frac{dm1}{a} = 0.32$
- D3 Faktor veka $Z_h = \left(\frac{25000 \text{ hr}}{L_h}\right)^{\frac{1}{6}}$ $Z_h = 1$

D4 Broj obrtaja gonjenog vratila $n_2 = \frac{n_1}{u}$ $n_2 = 69.048 \text{ min}^{-1}$

D5 Faktor broja obrtaja $Z_n = \left(\frac{1}{7.5 \text{min} \cdot n_2 + 1} \right)^{\frac{1}{8}}$ $Z_n = 0.458$

D6 Kritični napon bokova zubaca puznog zup. $\sigma_{Hkr} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_H \cdot Z_n$ $\sigma_{Hkr} = 238.025 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

D7 Radni napon bokova zubaca $\sigma_H = Z_E \cdot Z_p \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_A}{a^3}}$ $\sigma_H = 163.01 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

D8 Stepen sigurnosti obzirom na bokove zupca $SH = \frac{\sigma_{Hkr}}{\sigma_H}$ **SH = 1.5** **zadovoljava**

D9 Dozvoljeni stepen sigurnosti protiv razaranja bokova zubaca **SHd = 1.2**

SHd = 1 do 1.3 preporuka

Nosivost u odnosu na cvrstocu podnozja zubaca puznog zupcanika

E1 Radni napon u podnozju zupca puznog zupcanika $\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_A}{b \cdot m_n}$ $\sigma_F = 13.504 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

E2 Kritični napon u podnozju zupca $\sigma_{Fkr} = \sigma_{Flim}$

E3 Stepen sigurnosti u odnosu na lom zupca $SF = \frac{\sigma_{Fkr}}{\sigma_F}$ **SF = 25** **zadovoljava**

E4 Dozvoljeni stepen sigurnosti protiv loma zubaca **SFd = 1.4** preporuka

ANALIZA OPTERECENJA ZUPCASTOG PRENOSNIKA



PRETHODNI PRORACUN POGONSKOG VRATILA

Sile i sheme opterećenja vratila



Rastojanje između oslonaca A i B

$$l_1 = 250 \cdot \text{mm}$$

usvojeno

A oslonac je nepokretan, B oslonac je pokretan

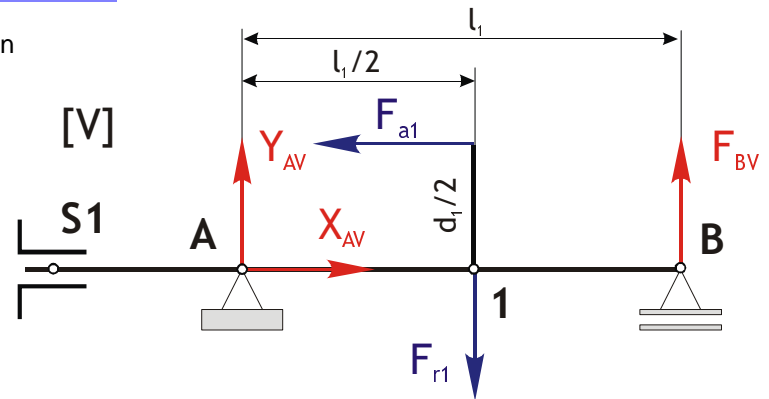
Otpori oslonaca u V ravni

Given

$$\sum X_i = 0 \quad X_{AV} - F_{a1} = 0$$

$$\sum Y_i = 0 \quad Y_{AV} - F_{r1} + F_{BV} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad -F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{BV} \cdot l_1 = 0$$



Otpori oslonaca su

$$X_{AV} = 4.169 \times 10^3 \text{ N}$$

$$Y_{AV} = 1.255 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{BV} = 321.349 \text{ N}$$

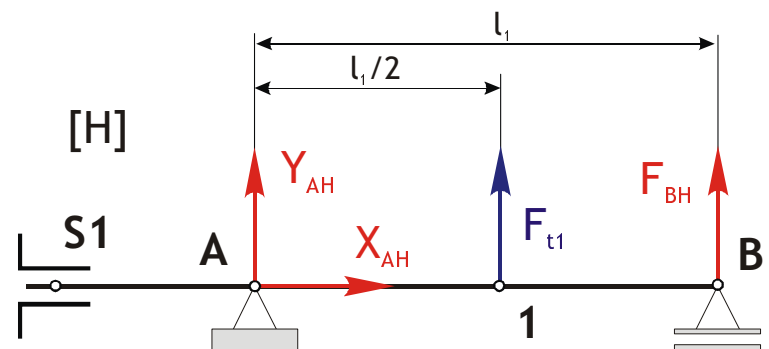
Otpori oslonaca u H ravni

Given

$$\sum X_i = 0 \quad X_{AH} = 0$$

$$\sum Y_i = 0 \quad Y_{AH} + F_{t1} + F_{BH} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad F_{t1} \cdot \frac{l_1}{2} + F_{BH} \cdot l_1 = 0$$



Otpori oslonaca su

$$X_{AH} = 0 \text{ N}$$

$$Y_{AH} = -588.011 \text{ N}$$

$$F_{BH} = -588.011 \text{ N}$$

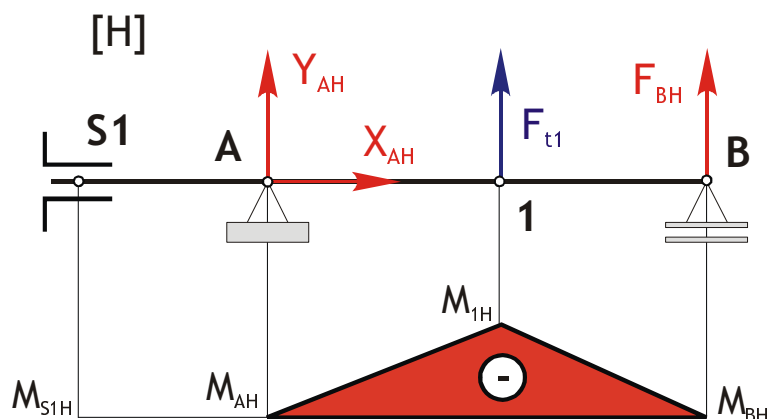
Momenti savijanja u H ravni

$$M_{S1H} = 0 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{AH} = 0 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{1H} = F_{BH} \cdot \frac{l_1}{2} \quad M_{1H} = -73.501 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BH} = 0 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$



Momenti savijanja u V ravni

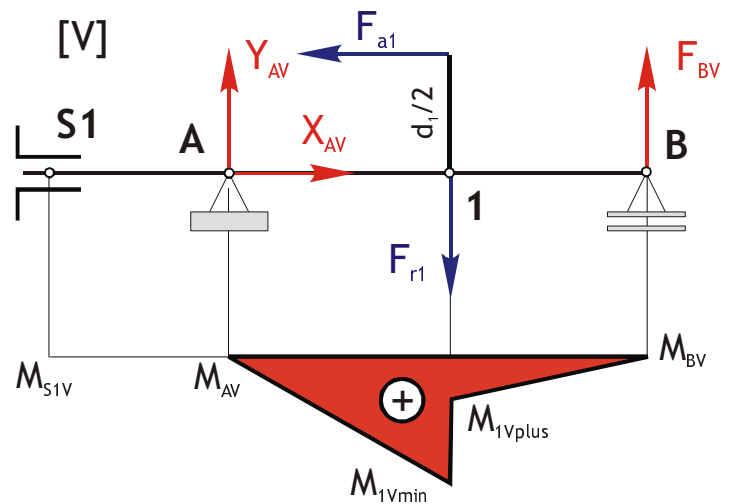
$$M_{s1V} = 0 \cdot N \cdot m$$

$$M_{AV} = 0 \cdot N \cdot m$$

$$M_{1Vmin} = Y_{AV} \cdot \frac{11}{2} \quad M_{1Vmin} = 156.889 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{1Vplus} = F_{BV} \cdot \frac{11}{2} \quad M_{1Vplus} = 40.169 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{BV} = 0 \cdot N \cdot m$$

**Rezultujući moment savijanja**

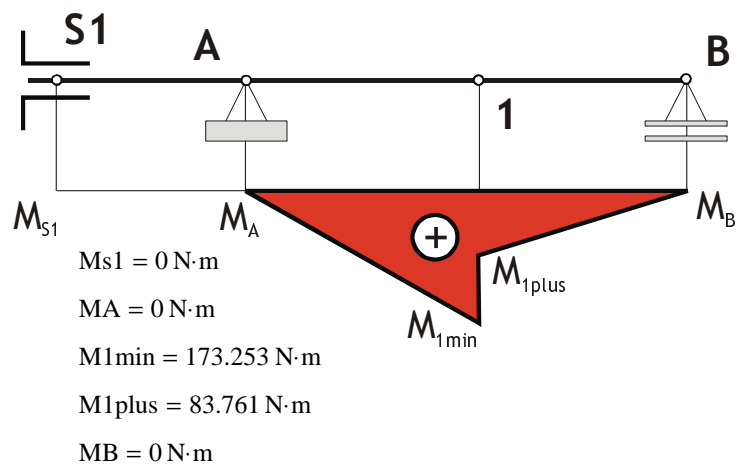
$$M_{s1} = \sqrt{M_{s1H}^2 + M_{s1V}^2}$$

$$M_A = \sqrt{M_{AH}^2 + M_{AV}^2}$$

$$M_{1min} = \sqrt{M_{1H}^2 + M_{1Vmin}^2}$$

$$M_{1plus} = \sqrt{M_{1H}^2 + M_{1Vplus}^2}$$

$$M_B = \sqrt{M_{BH}^2 + M_{BV}^2}$$

**Merodavni moment uvijanja**

$$T = T_1 \quad T = 32.929 \text{ N} \cdot m$$

Materijal vratila

Materijal vratila **C.0645**

Zatezna cvrstoca

$$R_m = 650 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

T.2.3.str.44 ME I

Savojna dinamička izdržljivost pri naizmenično promenljivom opterećenju

$$\sigma_{D(-)s} = 300 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

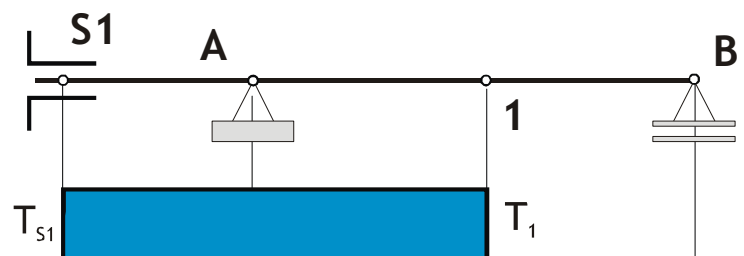
T.2.3.str.45 ME I

Uvojna dinamička izdržljivost pri jednosmernom promenljivom opterećenju

$$\tau_{D(0)u} = 210 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

T.2.3.str.45 ME I

Koeficijent svodjenja napona $\alpha = \frac{\sigma_{D(-)s}}{2 \cdot \tau_{D(0)u}} \quad \alpha = 0.714$



Idealni (svedeni) moment savijanja

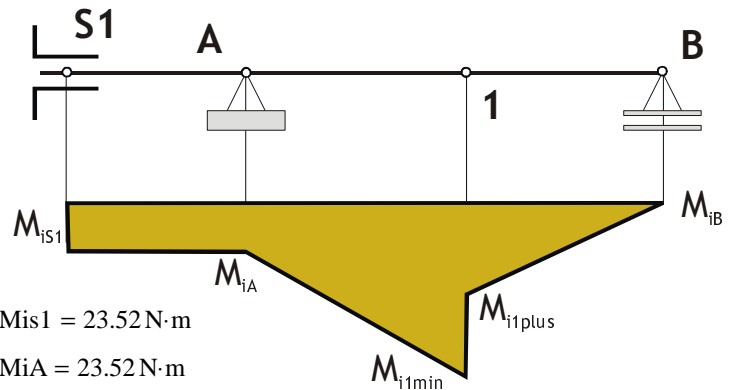
$$M_{is1} = \sqrt{M_{s1}^2 + (\alpha \cdot T)^2}$$

$$M_{iA} = \sqrt{M_A^2 + (\alpha \cdot T)^2}$$

$$M_{i1min} = \sqrt{M_{1min}^2 + (\alpha \cdot T)^2}$$

$$M_{i1plus} = \sqrt{M_{1plus}^2 + (\alpha \cdot T)^2}$$

$$M_{iB} = \sqrt{M_B^2}$$



$$M_{is1} = 23.52 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{iA} = 23.52 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{i1min} = 174.842 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{i1plus} = 87.001 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{iB} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Dozvoljeni napon

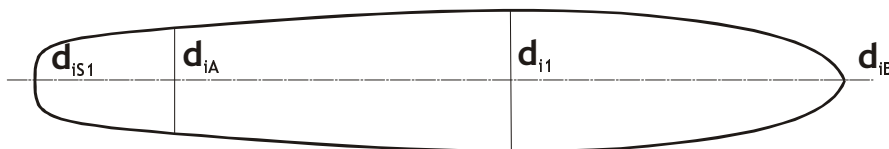
Stepen sigurnosti $S = 4$

Dozvoljeni napon na savijanje $\sigma_d = \frac{\sigma_{D(-1)s}}{S} \quad \sigma_d = 75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Idealni precnici

$$d_{is1} = \left(\frac{32 \cdot M_{is1}}{\pi \cdot \sigma_d} \right)^{\frac{1}{3}} \quad d_{is1} = 14.727 \text{ mm} \quad d_{i1} = \left(\frac{32 \cdot M_{i1plus}}{\pi \cdot \sigma_d} \right)^{\frac{1}{3}} \quad d_{i1} = 22.777 \text{ mm}$$

$$d_{iA} = \left(\frac{32 \cdot M_{iA}}{\pi \cdot \sigma_d} \right)^{\frac{1}{3}} \quad d_{iA} = 14.727 \text{ mm} \quad d_{iB} = \left(\frac{32 \cdot M_{iB}}{\pi \cdot \sigma_d} \right)^{\frac{1}{3}} \quad d_{iB} = 0 \text{ mm}$$

**Stvarni precnici**

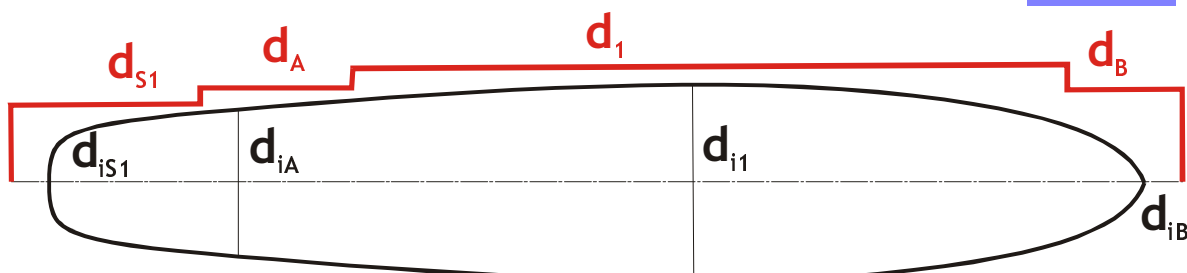
Zbog zleba za klin na mestu spojnice S1

$$d_{s1r} = 1.2 d_{is1} \quad d_{s1r} = 17.673 \text{ mm} \quad \text{iz konstruktivnih razloga} \quad d_{s1} = 20 \text{ mm}$$

Na mestu lezaja A, precnik vratila treba uskladiti sa standardnim precnicima za lezaj $d_A = 30 \text{ mm}$

Precnik vratila na mestu puza, uzimamo podnozni precnik puza $d_1 = d_{i1}$ $d_1 = 39.2 \text{ mm}$

Na mestu lezaja B, precnik vratila treba uskladiti sa standardnim precnicima za lezaj $d_B = 30 \text{ mm}$



PROVERA POGONSKOG VRATILA NA DINAMICKU IZDRZLJIVOST

Vrsimo u kritičnom preseku S1

- F1 Precnik vratila u kritičnom preseku $ds1 = 20 \text{ mm}$
- F2 Dubina zleba za klin $t = 3.5 \text{ mm}$ T.4.7.str.107 ME I
- F3 Poluprecnik zaobljenja zleba $r = 0.4 \text{ mm}$ T.4.7.str.107 ME I
- F4 Odnos $\frac{r}{t} = 0.114$
- F5 Geometrijski faktor koncentracije napona zbog zleba za klin $\alpha_k = 3.6$ SI.2.12b.str.47 ME I
- F6 Faktor osetljivosti materijala na koncentraciju napona $\eta_k = 1.1 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{mm}^2}{N} \cdot R_m$ $\eta_k = 0.715$
- F7 Efektivni faktor koncentracije napona $\beta_k = (\alpha_k - 1) \cdot \eta_k + 1$ $\beta_k = 2.859$
- F8 Faktor velicine preseka pri uvijanju $\xi_{1u} = 0.89$ T.2.4 str.49 ME I za $ds1 = 20 \text{ mm}$
- F9 Faktor stanja površine obrade $\xi_2 = 0.91$ SI.2.14.str.50 ME I
- F11 Aksijalni otporni moment preseka $W_x = \frac{(ds1 - t)^3 \cdot \pi}{32}$ $W_x = 441.013 \text{ mm}^3$
- F12 Polarni otporni moment preseka $W_o = 2 \cdot W_x$ $W_o = 882.027 \text{ mm}^3$
- F14 Napon uvijanja $\tau_{uS1} = \frac{T}{W_o}$ $\tau_{uS1} = 37.333 \frac{N}{\text{mm}^2}$
- F16 Stepen sigurnosti na uvijanje $S_{\tau S1} = \frac{\tau_{D(0)u} \cdot \xi_{1u} \cdot \xi_2}{\beta_k \cdot \tau_{uS1}}$ $S_{\tau S1} = 1.6$ **zadovoljava**
- F18 Dozvoljeni stepen sigurnosti $S_d = 1.5 \text{ do } 3$

IZBOR I PROVERA KLIHOVA

Za vezu sa spojnicom S1

- G2 Precnik vratila na mestu spojnice S1 $ds1 = 20 \text{ mm}$
- G3 Sirina klina $b = 6 \text{ mm}$ T.4.7.str.107 ME I
- G4 Visina klina $h = 6 \text{ mm}$ T.4.7.str.107 ME I
- G5 Dubina zleba za klin $t = 3.5 \text{ mm}$ T.4.7.str.107 ME I
- G6 Dubina zleba u glavcini $t_1 = h - t$ $t_1 = 2.5 \text{ mm}$
- G7 Duzina klina $l = 30 \text{ mm}$ stand. na str.108 ME I
- G8 Korisna duzina klina $l_k = l - b$ $l_k = 24 \text{ mm}$
- G9 Obimna sila na klinu $F_{tk1} = \frac{2 \cdot T_1}{ds1}$ $F_{tk1} = 3.293 \times 10^3 \text{ N}$
- G10 Površinski pritisak između klina i glavčine $p = \frac{F_{tk1}}{l_k \cdot t_1}$ $p = 54.881 \frac{N}{\text{mm}^2}$ **zadovoljava**

G11 Dozvoljeni površinski pritisak $p_d = 60 \frac{N}{mm^2}$
 $p_d = 75$ do $100 N/mm^2$ za glavčinu od celika
 $p_d = 45$ do $65 N/mm^2$ za glavčinu od SL

G12 Usvojen je klin **6 x 6 x 30 - C.0645 - JUS M.C2.060**

IZBOR I PROVERA LEZAJEVA

U osloncu A pretpostavljen lezaj **32306**

H1 Precnik rukavca lezaja **$d_A = 30 mm$**

H2 Spoljni precnik lezaja **$D = 72 mm$** T.2.6 str.57 ME II

H3 Sirina lezaja **$B = 27 mm$** T.2.6 str.57 ME II

H4 Radijus zaobljenja lezaja **$r = 1.5 mm$** T.2.6 str.57 ME II

H5 Dinamička nosivost lezaja **$C = 52 \times 10^3 \cdot N$** T.2.11 str.62 ME II

H6 Statička nosivost lezaja **$C_0 = 43 \times 10^3 \cdot N$** T.2.11 str.62 ME II

H7 Aksijalna sila u osloncu $F_{aA} = \sqrt{XAV^2 + XAH^2}$ $F_{aA} = 4.169 \times 10^3 N$

H8 Radijalna sila u osloncu $F_{rA} = \sqrt{YAV^2 + YAH^2}$ $F_{rA} = 1.386 \times 10^3 N$

H9 Odnos aksijalne i radijalne sile u osloncu $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 3.008$

H11 Koeficijent **$e = 0.30$** T.2.1.str.45 ME II

H12 Faktor radijalne sile **$X = 0.4$** T.2.1.str.45 ME II

H13 Faktor aksijalne sile **$Y = 2$** T.2.1.str.45 ME II

za $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} > e$

H14 Ekvivalentno dinamičko opterećenje $F_A = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}$ $F_A = 8.892 \times 10^3 N$

H15 Temperaturni faktor smanjenja nosivosti $f_t = 1$ str.46 ME II

H16 EkspONENT **$\alpha = \frac{10}{3}$**

$\alpha = 3$ za kuglicne lezaje
 $\alpha = 10/3$ za valjcane lezaje

H17 Vek lezaja u obrtima $L = \left(\frac{C \cdot f_t}{F_A} \right)^\alpha \cdot 10^6$ $L = 3.604 \times 10^8$

H19 Vek lezaja u casovima $L_{hA} = \frac{L}{n_1}$ **$L_{hA} = 4.142 \times 10^3 hr$** **ne zadovoljava**

H20 Preporučeni radni vek lezaja kod reduktora $L_h = 8.000$ do 45.000 casova

H21 Izabran je lezaj **32306 (30 x 72 x 27)** nije zadovoljavajući.

Preporučuje se pored ovog lezaja i ugradnja jednog aksijalnog lezaja koji će primati samo aksijalnu silu, što će olakšati posao radijalnom lezaju.
 Druga mogućnost je ugradnja dva radijalna lezaja u paru.

U osloncu B pretpostavljen lezaj **6006**

H1 Precnik rukavca lezaja **$d_B = 30\text{mm}$**

H2 Spoljni precnik lezaja **$D = 55\text{mm}$** T.2.6 str.57 ME II

H3 Sirina lezaja **$B = 13\text{mm}$** T.2.6 str.57 ME II

H4 Radijus zaobljenja lezaja **$r = 1.5\text{mm}$** T.2.6 str.57 ME II

H5 Dinamička nosivost lezaja **$C = 10.0 \times 10^3 \cdot N$** T.2.8 str.59 ME II

H6 Statika nosivost lezaja **$C_0 = 7.0 \times 10^3 \cdot N$** T.2.8 str.59 ME II

H7 Aksijalna sila u osloncu **$F_{aB} = 0$**

H8 Radijalna sila u osloncu $F_{rB} = \sqrt{F_{BV}^2 + F_{BH}^2}$ $F_{rB} = 670.091\text{ N}$

H14 Ekvivalentno dinamičko opterećenje $F_B = F_{rB}$ posto je aksijalna sila 0

H15 Temperaturni faktor smanjenja nosivosti $f_t = 1$ str.46 ME II

H16 EkspONENT **$\alpha = 3$**

$\alpha = 3$ za kuglicne lezaje
 $\alpha = 10/3$ za valjcane lezaje

H17 Vek lezaja u obrtima $L = \left(\frac{C \cdot f_t}{F_B}\right)^\alpha \cdot 10^6$ $L = 3.324 \times 10^9$

H19 Vek lezaja u casovima $L_{hB} = \frac{L}{n1}$ **$L_{hB} = 3.82 \times 10^4\text{ hr}$** **zadovoljava**

H21 Izabran je lezaj **6006 (30 x 55 x 13)**

PRETHODNI PRORACUN GONJENOG VRATILA

Sile i sheme opterećenja vratila

▶ Rastojanje između oslonaca **$l_2 = 120\text{mm}$** usvojeno

Oslonac C je pokretan, oslonac D je nepokretan

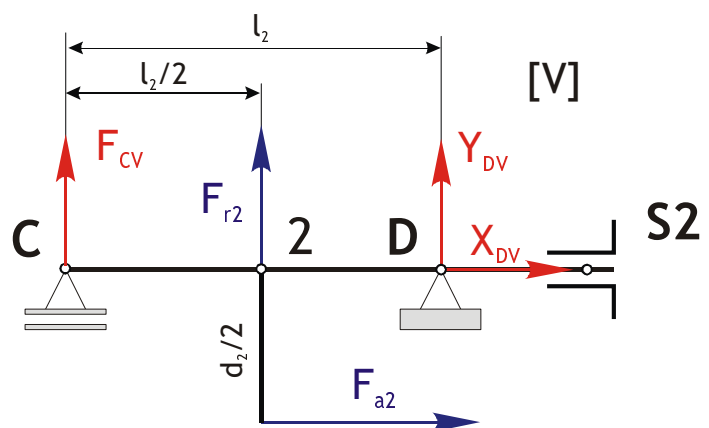
Otpori oslonaca u V ravni

Given

$$\sum X_i = 0 \quad X_{DV} + F_{a2} = 0$$

$$\sum Y_i = 0 \quad F_{CV} + F_{r2} + Y_{DV} = 0$$

$$\sum M_C = 0 \quad F_{r2} \cdot \frac{l_2}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + Y_{DV} \cdot l_2 = 0$$



▶

Otpori oslonaca su

$$F_{CV} = 652.397 \text{ N}$$

$$X_{DV} = -1.176 \times 10^3 \text{ N}$$

$$Y_{DV} = -2.229 \times 10^3 \text{ N}$$

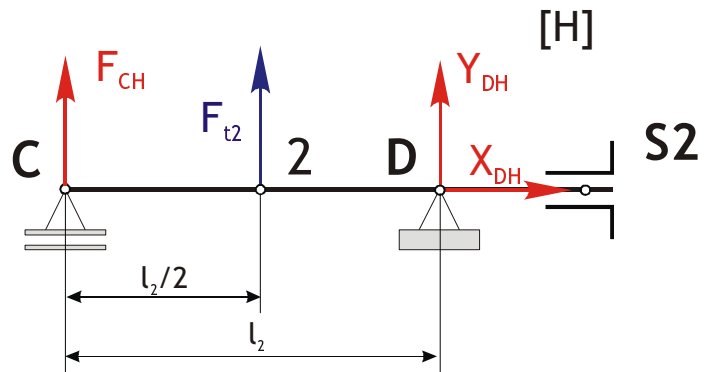
Otpori oslonaca u H ravni

Given

$$\sum X_i = 0 \quad X_{DH} = 0$$

$$\sum Y_i = 0 \quad F_{CH} + F_{t2} + Y_{DH} = 0$$

$$\sum M_c = 0 \quad F_{t2} \cdot \frac{l_2}{2} + Y_{DH} \cdot l_2 = 0$$



Otpori oslonaca su

$$F_{CH} = -2.084 \times 10^3 \text{ N}$$

$$X_{DH} = 0 \text{ N}$$

$$Y_{DH} = -2.084 \times 10^3 \text{ N}$$

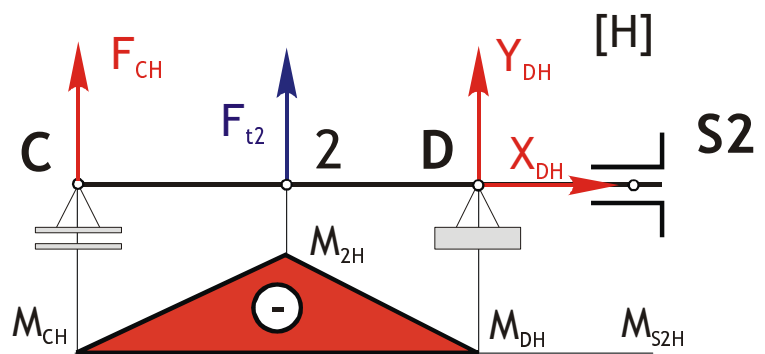
Momenti savijanja u H ravni

$$M_{CH} = 0 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_{2H} = F_{CH} \cdot \frac{l_2}{2} \quad M_{2H} = -125.057 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{DH} = 0 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_{S2H} = 0 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$



Momenti savijanja u V ravni

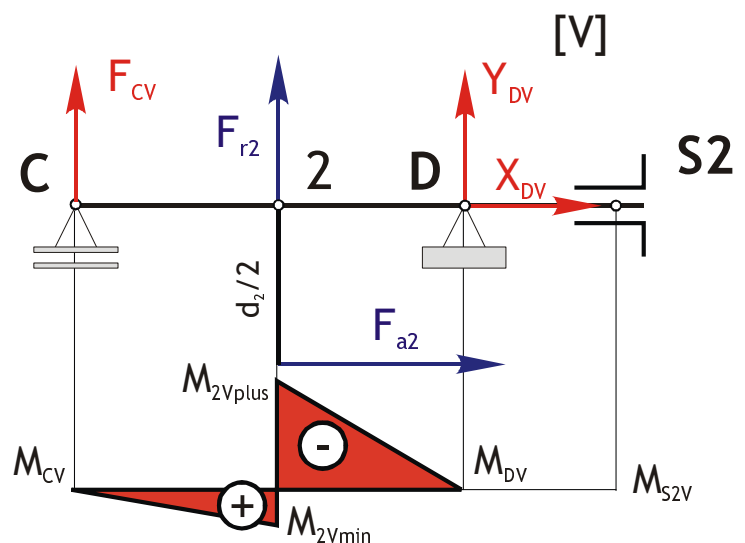
$$M_{CV} = 0 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_{2Vmin} = F_{CV} \cdot \frac{l_2}{2} \quad M_{2Vmin} = 39.144 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{2Vplus} = Y_{DV} \cdot \frac{l_2}{2} \quad M_{2Vplus} = -133.731 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{DV} = 0 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_{S2V} = 0 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$



Rezultujući moment savijanja

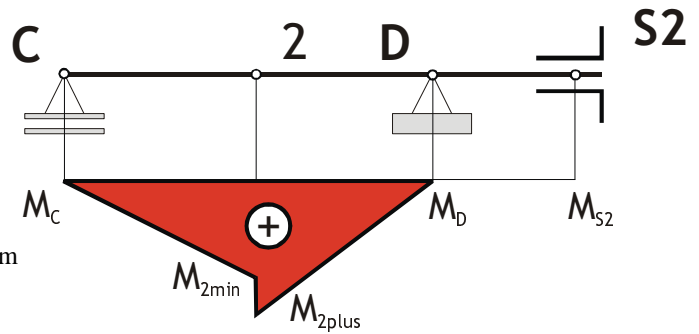
$$M_C = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV}^2} \quad M_C = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{2\min} = \sqrt{M_{2H}^2 + M_{2V\min}^2} \quad M_{2\min} = 131.04 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{2\text{plus}} = \sqrt{M_{2H}^2 + M_{2V\text{plus}}^2} \quad M_{2\text{plus}} = 183.094 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_D = \sqrt{M_{DH}^2 + M_{DV}^2} \quad M_D = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{S2} = \sqrt{M_{S2H}^2 + M_{S2V}^2} \quad M_{S2} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

**Merodavni moment uvijanja**

$$T = T_2 \quad T = 612.781 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Materijal vratila

Materijal vratila **C.0645**

Zatezna cvrstoca

$$R_m = 650 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{T.2.3.str.44 ME I}$$

Savojna dinamička izdržljivost pri naizmenično promenljivom opterećenju

$$\sigma_{D(-1)s} = 300 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{T.2.3.str.45 ME I}$$

Uvojna dinamička izdržljivost pri jednosmernom promenljivom opterećenju

$$\tau_{D(0)u} = 210 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{T.2.3.str.45 ME I}$$

$$\text{Koeficijent svodjenja napona} \quad \alpha = \frac{\sigma_{D(-1)s}}{2 \cdot \tau_{D(0)u}} \quad \alpha = 0.714$$

Idealni (svedeni) moment savijanja

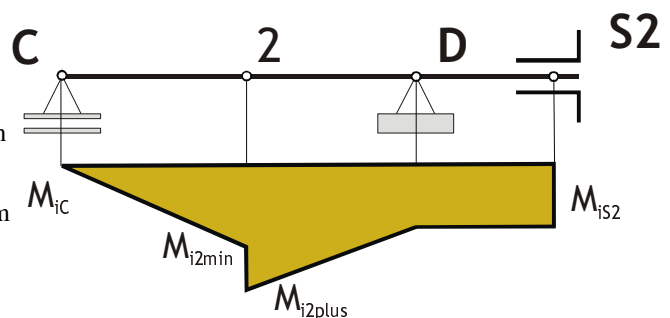
$$M_{iC} = \sqrt{M_C^2} \quad M_{iC} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{i2\min} = \sqrt{M_{2\min}^2 + (\alpha \cdot T)^2} \quad M_{i2\min} = 456.895 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{i2\text{plus}} = \sqrt{M_{2\text{plus}}^2 + (\alpha \cdot T)^2} \quad M_{i2\text{plus}} = 474.453 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{iD} = \sqrt{M_D^2 + (\alpha \cdot T)^2} \quad M_{iD} = 437.701 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{iS2} = \sqrt{M_{S2}^2 + (\alpha \cdot T)^2} \quad M_{iS2} = 437.701 \text{ N}\cdot\text{m}$$



Dozvoljeni napon

Stepen sigurnosti $S = 4$

Dozvoljeni napon na savijanje $\sigma_d = \frac{\sigma_{D(-1)S}}{S} \quad \sigma_d = 75 \frac{N}{mm^2}$

Idealni precnici

$$d_{iC} = \left(\frac{10 \cdot M_{iC}}{\sigma_d} \right)^{\frac{1}{3}} \quad d_{iC} = 0 \text{ mm} \quad d_{iD} = \left(\frac{10 \cdot M_{iD}}{\sigma_d} \right)^{\frac{1}{3}} \quad d_{iD} = 38.789 \text{ mm}$$

$$d_{i2} = \left(\frac{10 \cdot M_{i2plus}}{\sigma_d} \right)^{\frac{1}{3}} \quad d_{i2} = 39.845 \text{ mm} \quad d_{is2} = \left(\frac{10 \cdot M_{is2}}{\sigma_d} \right)^{\frac{1}{3}} \quad d_{is2} = 38.789 \text{ mm}$$



Stvarni precnici

Na mestu lezaja C, prečnik vratila treba uskladiti sa standardnim precnicima za lezaj **dC = 60 mm**

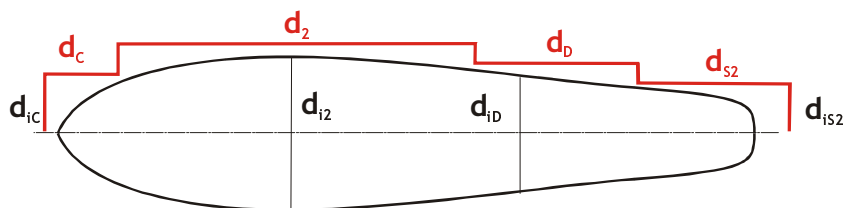
Zbog zleba za klin na mestu zupčanika 1

$$d_{2r} = 1.2 d_{i2} \quad d_{2r} = 47.814 \text{ mm} \quad \text{standardizovati na prvi veci} \quad d_2 = 70 \text{ mm}$$

Na mestu lezaja D, prečnik vratila treba uskladiti sa standardnim precnicima za lezaj **dD = 60 mm**

Zbog zleba za klin na mestu spojnice S2

$$d_{s2r} = 1.2 d_{is2} \quad d_{s2r} = 46.546 \text{ mm} \quad \text{standardizovati na prvi veci} \quad d_{s2} = 55 \text{ mm}$$



PROVERA GONJENOG VRATILA NA DINAMICKU IZDRZLJIVOST

Kritican presek 2

F1 Precnik vratila u kriticom preseku	$d_2 = 70 \text{ mm}$	
F2 Dubina zleba za klin	$t = 7.4 \text{ mm}$	T.4.7.str.107 ME I
F3 Poluprecnik zaobljenja zleba	$r = 0.6 \text{ mm}$	T.4.7.str.107 ME I
F4 Odnos	$\frac{r}{t} = 0.081$	
F5 Geometrijski faktor koncentracije napona zbog zleba za klin	$\alpha_k = 3.8$	Sl.2.12b.str.47 ME I
F6 Faktor osetljivosti materijala na koncentraciju napona	$\eta_k = 1.1 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \cdot R_m$	$\eta_k = 0.715$
F7 Efektivni faktor koncentracije napona	$\beta_k = (\alpha_k - 1) \cdot \eta_k + 1$	$\beta_k = 3.002$
F8 Faktor velicine preseka pri savijanju	$\xi_{1s} = 0.75$	T.2.4 str.49 ME I
F9 Faktor velicine preseka pri uvijanju	$\xi_{1u} = 0.73$	T.2.4 str.49 ME I
F10 Faktor stanja površine obrade	$\xi_2 = 0.91$	Sl.2.14.str.50 ME I
F11 Aksijalni otporni moment preseka	$W_x = \frac{(d_2 - 2 \cdot t)^3 \cdot \pi}{32}$	$W_x = 1.651 \times 10^4 \text{ mm}^3$
F12 Polarni otporni moment preseka	$W_o = 2 \cdot W_x$	$W_o = 3.303 \times 10^4 \text{ mm}^3$
F13 Napon savijanja	$\sigma_{s2} = \frac{M_{2plus}}{W_x}$	$\sigma_{s2} = 11.088 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
F14 Napon uvijanja	$\tau_{u2} = \frac{T}{W_o}$	$\tau_{u2} = 18.555 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
F15 Stepen sigurnosti na savijanje	$S_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{D(-1)s} \cdot \xi_{1s} \cdot \xi_2}{\beta_k \cdot \sigma_{s2}}$	$S_{\sigma 2} = 6.151$
F16 Stepen sigurnosti na uvijanje	$S_{\tau 2} = \frac{\tau_{D(0)u} \cdot \xi_{1u} \cdot \xi_2}{\beta_k \cdot \tau_{u2}}$	$S_{\tau 2} = 2.5$
F17 Stepen sigurnosti vratila na mestu K	$S_2 = \frac{S_{\sigma 2} \cdot S_{\tau 2}}{\sqrt{S_{\sigma 2}^2 + S_{\tau 2}^2}}$	$S_2 = 2.3$ zadovoljava
F18 Dozvoljeni stepen sigurnosti	$S_d = 1.5 \text{ do } 3$	

Kritični presek S2

F1 Precnik vratila u kritičnom preseku	$ds_2 = 55 \text{ mm}$		
F2 Dubina zleba za klin	$t = 6.2 \text{ mm}$	T.4.7.str.107 ME I	
F3 Poluprecnik zaobljenja zleba	$r = 0.5 \text{ mm}$	T.4.7.str.107 ME I	
F4 Odnos	$\frac{r}{t} = 0.081$		
F5 Geometrijski faktor koncentracije napona zbog zleba za klin	$\alpha_k = 3.8$	Sl.2.12b.str.47 ME I	
F7 Efektivni faktor koncentracije napona	$\beta_k = (\alpha_k - 1) \cdot \eta_k + 1$	$\beta_k = 3.002$	
F9 Faktor velicine preseka pri uvijanju	$\xi_{1u} = 0.73$	T.2.4 str.49 ME I	za $ds_2 = 55 \text{ mm}$
F10 Faktor stanja površine obrade	$\xi_2 = 0.91$	Sl.2.14.str.50 ME I	
F11 Aksijalni otporni moment preseka	$W_x = \frac{(ds_2 - t)^3 \cdot \pi}{32}$	$W_x = 1.141 \times 10^4 \text{ mm}^3$	
F12 Polarni otporni moment preseka	$W_o = 2 \cdot W_x$	$W_o = 2.282 \times 10^4 \text{ mm}^3$	
F14 Napon uvijanja	$\tau_{u2} = \frac{T}{W_o}$	$\tau_{u2} = 26.854 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
F16 Stepen sigurnosti na uvijanje	$S_{\tau 2} = \frac{\tau_{D(0)u} \cdot \xi_{1u} \cdot \xi_2}{\beta_k \cdot \tau_{u2}}$	$S_{\tau 2} = 1.7$	zadovoljava
F18 Dozvoljeni stepen sigurnosti	$S_d = 1.5 \text{ do } 3$		

IZBOR I PROVERA KLINOVA**Za vezu sa puznim zupčanikom**

G2 Precnik vratila na mestu puznog zupčanika	$d_2 = 70 \text{ mm}$		
G3 Sirina klina	$b = 20 \text{ mm}$	T.4.7.str.107 ME I	
G4 Visina klina	$h = 12 \text{ mm}$	T.4.7.str.107 ME I	
G5 Dubina zleba za klin	$t = 7.4 \text{ mm}$	T.4.7.str.107 ME I	
G6 Dubina zleba u glavčini	$t_2 = h - t$	$t_2 = 4.6 \text{ mm}$	
G7 Duzina klina	$l = 50 \text{ mm}$	stand. na str.108 ME I i prema sirini puznog zupčanika	$b_2 = 50 \text{ mm}$
G8 Korisna duzina klina	$l_k = l - b$	$l_k = 30 \text{ mm}$	
G9 Obimna sila na klinu	$F_{tk2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$	$F_{tk2} = 1.751 \times 10^4 \text{ N}$	
G10 Površinski pritisak između klina i glavčine	$p = \frac{F_{tk2}}{2 \cdot l_k \cdot t_2}$	$p = 63.435 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	zadovoljava
G11 Dozvoljeni površinski pritisak	$p_d = 75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$		
G12 Usvojena su dva klina	$20 \times 12 \times 100 - \text{C.0645} - \text{JUS M.C2.060}$		

Za vezu sa spojnicom S2G2 Precnik vratila na mestu spojnice S2 $d_{s2} = 55 \text{ mm}$ G3 Sirina klina $b = 16 \text{ mm}$ T.4.7.str.107 ME IG4 Visina klina $h = 10 \text{ mm}$ T.4.7.str.107 ME IG5 Dubina zleba za klin $t = 6.2 \text{ mm}$ T.4.7.str.107 ME IG6 Dubina zleba u glavcini $t_2 = h - t$ $t_2 = 3.8 \text{ mm}$ G7 Duzina klina $l = 80 \text{ mm}$ stand. na str.100 ME IG8 Korisna duzina klina $l_k = l - b$ $l_k = 64 \text{ mm}$ G9 Obimna sila na klinu $F_{tk2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{s2}}$ $F_{tk2} = 2.228 \times 10^4 \text{ N}$ G10 Površinski pritisak između klina i glavčine $p = \frac{F_{tk2}}{l_k \cdot t_2}$ $p = 91.624 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ **zadovoljava**G11 Dozvoljeni površinski pritisak $p_d = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za glavčinu spojnice od celikaG12 Usvojen je klin **16 x 10 x 80 - C.0645 - JUS M.C2.060****IZBOR I PROVERA LEZAJEVA****U osloncu C** pretpostavljen lezaj **6012**H1 Precnik rukavca lezaja $d_C = 60 \text{ mm}$ H2 Spoljni precnik lezaja $D = 95 \text{ mm}$ T.2.6 str.57 ME IIH3 Sirina lezaja $B = 18 \text{ mm}$ T.2.6 str.57 ME IIH4 Radijus zaobljenja lezaja $r = 2 \text{ mm}$ T.2.6 str.57 ME IIH5 Dinamička nosivost lezaja $C = 22.8 \times 10^3 \cdot \text{N}$ T.2.8 str.59 ME IIH6 Statička nosivost lezaja $C_0 = 19.3 \times 10^3 \cdot \text{N}$ T.2.8 str.59 ME IIH7 Aksijalna sila u osloncu $F_{aC} = 0$ H8 Radijalna sila u osloncu $F_{rC} = \sqrt{F_{CV}^2 + F_{CH}^2}$ $F_{rC} = 2.184 \times 10^3 \text{ N}$ H14 Ekvivalentno dinamičko opterećenje $F_C = F_{rC}$ posto je aksijalna sila 0H15 Temperaturni faktor smanjenja nosivosti $f_t = 1$ str.46 ME IIH16 Eksponent $\alpha = 3$ $\alpha = 3$ za kuglicne lezaje $\alpha = 10/3$ za valjcane lezaje

H17 Vek lezaja u obrtima $L = \left(\frac{C \cdot ft}{FC} \right)^\alpha \cdot 10^6$ $L = 1.138 \times 10^9$

H19 Vek lezaja u casovima $L_h = \frac{L}{n^2}$ $L_h = 2.746 \times 10^5$ hr **zadovoljava**

H21 Izabran je lezaj **6012 (60 x 95 x 18)**

U osloncu D pretpostavljen lezaj **6012** isti kao u osloncu C

H1 Precnik rukavca lezaja $dD = 60$ mm

H2 Spoljni precnik lezaja $D = 95$ mm T.2.6 str.57 ME II

H3 Sirina lezaja $B = 18$ mm T.2.6 str.57 ME II

H4 Radijus zaobljenja lezaja $r = 2$ mm T.2.6 str.57 ME II

H5 Dinamicka nosivost lezaja $C = 22.8 \times 10^3 \cdot N$ T.2.8 str.59 ME II

H6 Staticka nosivost lezaja $C_0 = 19.3 \times 10^3 \cdot N$ T.2.8 str.59 ME II

H7 Aksijalna sila u osloncu $F_{aD} = \sqrt{XDV^2 + XDH^2}$ $F_{aD} = 1.176 \times 10^3$ N

H8 Radijalna sila u osloncu $F_{rD} = \sqrt{YDV^2 + YDH^2}$ $F_{rD} = 3.052 \times 10^3$ N

H9 Odnos aksijalne i radijalne sile u osloncu $\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = 0.385$

H10 Odnos aksijalne sile u osloncu i staticke nosivosti lezaja $\frac{F_{aD}}{C_0} = 0.061$

H11 Koeficijent $e = 0.27$ T.2.1.str.45 ME II

H12 Faktor radijalne sile $X = 0.56$ T.2.1.str.45 ME II $\frac{F_{aD}}{F_{rD}} > e$

H13 Faktor aksijalne sile $Y = 1.65$ T.2.1.str.45 ME II

H14 Ekvivalentno dinamicko opterecenje $FD = X \cdot F_{rD} + Y \cdot F_{aD}$ $FD = 3.649 \times 10^3$ N

H15 Temperaturni faktor smanjenja nosivosti $f_t = 1$ str.29 ME I

H16 Eksponent $\alpha = 3$

$\alpha = 3$ za kuglicne lezaje
 $\alpha = 10/3$ za valjcane lezaje

H17 Vek lezaja u obrtima $L = \left(\frac{C \cdot ft}{FD} \right)^\alpha \cdot 10^6$ $L = 2.439 \times 10^8$

H19 Vek lezaja u casovima $L_h = \frac{L}{n^2}$ $L_h = 5.887 \times 10^4$ hr **zadovoljava**

H21 Izabran je lezaj **6012 (60 x 95 x 18)**