

TEHNIČKA ŠKOLA RUĐERA BOŠKOVIĆA
VINKOVCI

MARKO MARIĆ

**PRORAČUN I KONSTRUKCIJA JEDNOSTUPANJSKOGA REDUKTORA S KOSIM
ZUPCIMA**

ZAVRŠNI STRUČNI RAD

Vinkovci, 2008. god.

TEHNIČKA ŠKOLA RUĐERA BOŠKOVIĆA
VINKOVCI

**PRORAČUN I KONSTRUKCIJA JEDNOSTUPANJSKOGA REDUKTORA S KOSIM
ZUPCIMA**

ZAVRŠNI STRUČNI RAD

UČENIK:

Marko Marić, IV^a

MENTOR:

Ivo Ivić, dipl. ing. stroj.

Vinkovci, 2008. god.

POPIS OZNAKA I SIMBOLA

- P_1 - snaga na ulazu [kW]
 P - stvarna snaga [kW]
 β - kut nagiba zupca
 α_n - kut dodirnice
 i - prijenosni omjer
 z_1 - broj zubaca manjeg zupčanika
 z_2 - broj zubaca većeg zupčanika
 n_1 - broj okretaja pogonskog zupčanika [min^{-1}]
 n_2 - broj okretaja gonjenog zupčanika [min^{-1}]
 m_n - normalni modul [mm]
 ψ - koeficijent širine zupca
 c - koeficijent opterećenja zupca [N/cm^2]
 c_0 - koeficijent osnovnog opterećenja zupca [N/cm^2]
 ξ_1 - koeficijent čvrstoće
 ξ_2 - koeficijent pogona
 ξ_3 - koeficijent obrade
 v - obodna brzina [m/s]
 d_{01} - diobeni promjer manjeg zupčanika [mm]
 d_{g1} - vanjski promjer manjeg zupčanika [mm]
 d_{k1} - unutarnji promjer manjeg zupčanika [mm]
 b - širina zupca [mm]
 b_n - stvarna širina zupca [mm]
 c - tjemena zračnost [mm]
 j - bočna zračnost [mm]
 s - debljina jednog zupca [mm]
 t_n - normalni korak [mm]
 l - osni razmak
 e - širina ozubljenja [mm]
 p_1 - dodirni tlak [N/cm^2]
 M_t - moment torzije [Ncm]
 σ_{vd} - dopušteno naprezanje na vlak [N/cm^2]
 F_r - radijalna sila [N]

F_0 - obodna sila [N]

F_a - aksijalna sila [N]

M_s - moment savijanja [Ncm]

$M_s (cx)^L$ - moment savijanja s lijeva od zupčanika [Ncm]

$M_s (cx)^D$ - moment savijanja s desna od zupčanika [Ncm]

M_{si} - imaginarni moment savijanja [Ncm]

d_1 - promjer pogonskog vratila [mm]

L_h - vijek trajanja ležaja [h]

L - trajnost ležaja [okretaja]

C - dinamička nosivost ležaja [kN]

d_{02} - diobeni promjer većeg zupčanika [mm]

d_{g2} - vanjski promjer većeg zupčanika [mm]

d_{k2} - unutarnji promjer većeg zupčanika [mm]

d_2 - promjer gonjenog vratila [mm]

UVODNA RIJEČ:

Moj završni rad je rezultat četverogodišnjeg školovanja, prvi i odgovorni samostalni rad, a sigurno i jedan od pravaca za budućnost. Nadam se da sam uspio, jer sam se zaista potrudio da dokažem sebi i drugima da ovo nije teško. Završni rad posvećujem roditeljima i djevojci koji sa nestrpljenjem očekuju završetak srednjoškolskog obrazovanja. Koristim priliku zahvaliti se profesoru Ivi Iviću na strpljenju i vremenu koje je provodio sa mnom na konzultacijama.

SADRŽAJ

	Str.
1. ZADATAK	7
2. UVOD NA RIJEČ.....	8
Reduktori	8
Konstrukcija i podmazivanje	11
3. PRORAČUN	13
Odabir broja zubaca zupčanika	13
Iskoristivost stupanja prijenosa reduktora.....	14
Izbor materijala zupčanika	14
Proračun glavnih mjera pogonskog zupčanika.....	15
Proračun i analiza sila koje opterećuju pogonsko vratilo.....	19
Odabir ležaja u osloncima pogonskog vratila	23
Odabir ležaja u osloncu A_1	23
Odabir ležaja u osloncu B_1	24
Proračun glavnih mjera gonjenog zupčanika	25
Proračun i analiza sila koje opterećuju gonjenog vratila.....	28
Odabir ležaja u osloncima gonjenog vratila.....	28
Odabir ležaja u osloncu A_2	29
Odabir ležaja u osloncu B_2	29
4. ZAKLJUČAK	31
5. LITERATURA	32

Završni stručni rad

Tema broj: 2

Zanimanje: STROJARSKI TEHNIČAR

učenik: Marko Marić

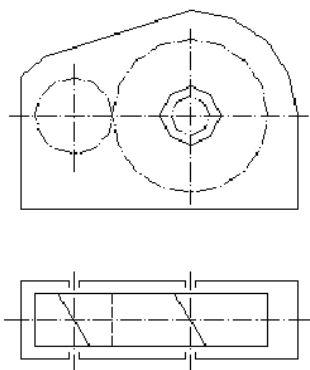
Proračun i konstrukcija jednostupanjskoga reduktora s kosim zupcima

Zadatak:

Konstruirati jednostupanjski reduktor sa cilindričnim zupčanicima i kosim zupcima. Reduktor služi za pogon centrifugalne crpke, a pokreće ga elektromotor.

Ulazni podaci za konstrukciju i proračun:

- Snaga elektromotora:	$P = 13 \text{ kW}$
- Broj okretaja na ulazu:	$n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$
- Prijenosni omjer:	$i_1 = 73/26$
- Ozubljenje zubaca je evolventno:	$\alpha = 20^\circ$
- Kut nagiba zupca:	$\beta = 12^\circ$
- Vijek trajanja kotrljajućih ležaja:	$T = 4500 \text{ h}$



Kućište reduktora je dvodijelno, lijevane izvedbe. Elementi reduktora su opterećeni dvosmjerno – promjenljivim dinamičkom opterećenjem (III).

Odabрати materijal zupčanika.

Sadržaj zadatka obraditi prema logici zadataka – naslovnica, izjava, popis vrijednosti, sadržaj, podaci za zadatak, uvod, proračun, zaključak, literatura, crteži i prilozi.

Konstrukcija:

1. Izraditi sklopni crtež s pravilno popunjenom sastavnicom
2. Izraditi radionički crtež pogonskog zupčanika i vratila
3. Izraditi crtež dvodijelnog kućišta u lijevanoj izvedbi s glavnim mjerama

Sve jedinice izraziti u ISO normama.

Prilozi – sva dostupna literatura.

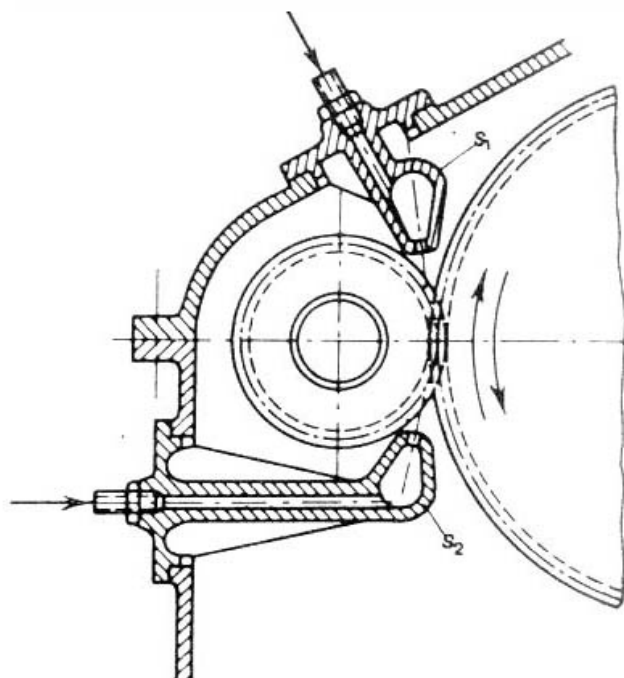
2. UVOD

2.1 Reduktori

Pod pojam reduktora podrazumijeva se zupčasti ili pužni prijenosnik smješten u zasebno kućište. Zadatak reduktora je prenošenje snage od nekoga pogonskog stroja na određeni radni stroj uz odgovarajuću promjenu zakretnog momenta. Pri tome se, najčešće brzina vrtnje umanjuje ili reducira. Najjednostavniji su od ovih uređaja međusobno spregnuti parovi zupčanika uležišteni u nekom nosaču ili obočju. Oni nisu samostalne jedinice, već su najčešće dijelovi nekog stroja u koji se njihovi zupčanici ugrađuju...

2.2 Konstrukcija i podmazivanje reduktora

Kućište reduktora obično je od lijevanog željeza (Sl 14 ili Sl 18). Kućište reduktora u zavarenoj izvedbi (obično od JUS Č.0300) izrađuje se u pojedinačnoj proizvodnji. Da bi se omogućila montaža, kućište reduktora obično je dvodijelno, ponekad i višedijelno., kako je vidljivo na slici 1.



Slika 1. – Podmazivanje jednostupanjskoga reduktora

3. PRORAČUN

3.1 Odabir broja zubaca zupčanika

Iz da tog prijenosnog omjera $i = 73/26$, iz tog prijenosnog omjera može se izvući broj zubaca manjeg zupčanika $z_1 = 26$, a broj zubaca većeg zupčanika iznosi $z_2 = 73$.

Stvarni prijenosni omjer reduktora:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{73}{26} = 2,81$$

Broj okretaja gonjenog zupčanika:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1500}{2,81} = 534 \text{ min}^{-1}$$

3.2 Iskoristivost stupnja prijenosa reduktora

U radu zupčanika zbog međusobnog klizanja bokova u zahvatu se stvara trenje, a posljedice je trošenje bokova na radnoj dužini i zagrijavanje zubaca. Mehanička energija upotrebljena za prijenos time je smanjena jer se jedan njezin dio pretvara u toplinsku energiju. Svaki zupčani par ima i ležaj gdje se također gubi dio mehaničke energije prijenosa.

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_1$$

η_z – iskoristivost zupčastog para

η_1 – iskoristivost ležaja

Ukupna iskoristivost para zupčanika sa normalnim obrađenim zupcima i uz normalno podmazivanje $\eta = 0,92 - 0,94$, u daljnjem računanju usvajam $\eta = 0,93$. stvarna snaga koja se prenosi sa zupčanika na vratilo u prijenosu:

$$P_1 = P = 13kW$$

$$P = \eta \cdot P_1 = 0,93 \cdot 13 = 12,1kW$$

3.3 Izbor materijala zupčanika

Odabire se:

1. Manji zupčanik (jedan), usvajam čelik za poboljšanje Č.1731 čija je lomna čvrstoća
 $\sigma = 800N/mm^2$
2. Veći zupčanik (dva), usvajam čelik za poboljšavanje Č.1331 čija je lomna čvrstoća
 $\sigma = 500N/mm^2$

Zupci su obrađeni i podmazani, pogon je normalan i trajan.

3.4 Proračun glavnih mjera pogonskog zupčanika

Normalni modul:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{600000 \cdot P_1}{\psi \cdot c \cdot z_1 \cdot n_1}} \quad [cm]$$

Koeficijent širine zupca $\psi = 15 - 25$ za čelik, brušeni i glačani zupci; trajan pogon.

Odabirem vrijednost $\psi = 15$

Koeficijent opterećenja zupca:

$$c = c_0 \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \quad [N/cm^2]$$

Koeficijent osnovnog opterećenja zupca c_0 H.2. slika 2.40

Obodna brzina:

$$v = \frac{d_{01} \cdot \pi \cdot n_1}{60}, \text{ pretpostavljena brzina je } 3 \text{ m/s}$$

Prema slici 2.40 [1] $c_0 = 650 \text{ N/cm}^2$

Koeficijent čvrstoće $\xi_1 = 2,8 - 3,3$

...

$$c = c_0 \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 = 650 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 1,3 = 2535 N / cm^2$$

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{600000 \cdot P_1}{\psi \cdot c \cdot z_1 \cdot n_1} \cdot \cos \beta} = \sqrt[3]{\frac{600000 \cdot 12,1}{15 \cdot 2535 \cdot 26 \cdot 1500} \cdot 0,97815}$$

$$m_n = \sqrt[3]{0,00479} = 0,17 cm = 1,7 mm$$

Usvaja se standardni modul $m_n = 1,75$ mm i $t = 5,495$

Diobeni promjer:

$$d_{01} = m_n \cdot \frac{z_1}{\cos \beta} = 1,75 \cdot \frac{26}{\cos 12^\circ} = 1,75 \cdot \frac{26}{0,97815} = 46,52 mm$$

Kontrola obodne brzine:

$$v = \frac{d_{01} \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{0,04652 \cdot 3,14 \cdot 1500}{60} = 3,652 m / s$$

Dobivena vrijednost obodne brzine je u granicama $\pm 50\%$ od pretpostavljene obodne brzine koja iznosi 3m/s.

Vanjski promjer:

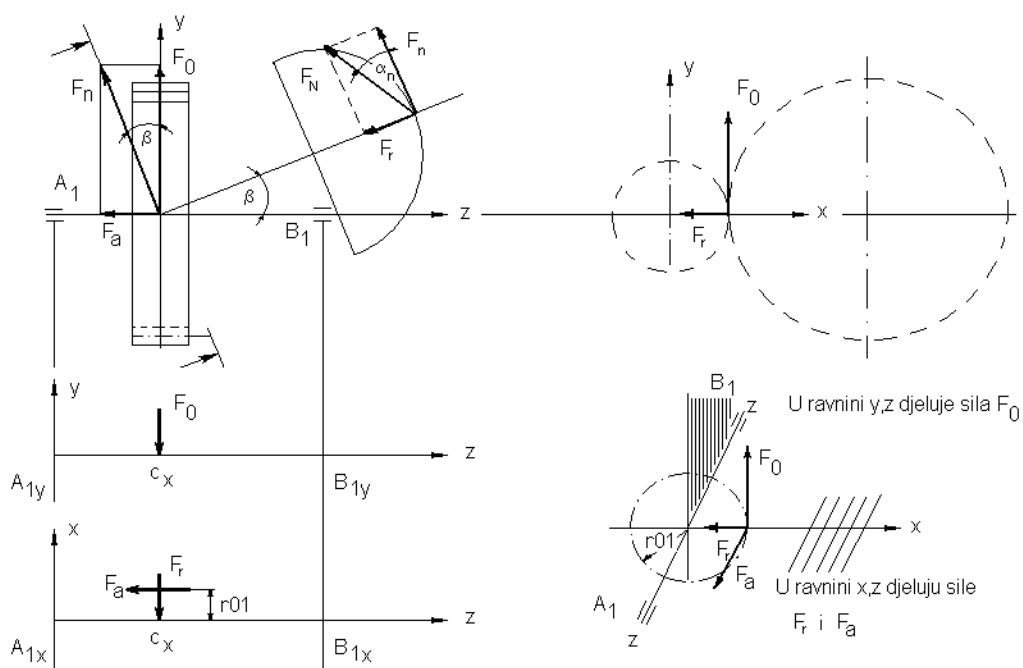
$$d_{g1} = m_n \cdot \left(\frac{z_1}{\cos \beta} + 2 \right) = 1,75 \cdot \left(\frac{26}{\cos 12^\circ} + 2 \right) = 1,75 \cdot \left(\frac{26}{0,97815} + 2 \right) = 50,02 mm$$

Unutarnji promjer:

$$d_{k1} = m_n \cdot \left(\frac{z_1}{\cos \beta} - 2,4 \right) = 1,75 \cdot \left(\frac{26}{\cos 12^\circ} - 2,4 \right) = 1,75 \cdot \left(\frac{26}{0,97815} - 2,4 \right) = 42,32 mm$$

...

3.5 Proračun i analiza sila koje opterećuju pogonsko vratilo



Slika 2. Analiza slika i opterećenja u vratilu

Vratilo čelnika, prikazano na slici 2., sa kosim zupcima je prostorno opterećen nosač, izložen savijanju kod okomitih (radijalnih) i vodoravnih (aksijalnih) sila, uvijanju (torziji) kod okretnog momenta, vlaku odnosno tlaku kod vodoravnih sila. Prostorni sustav sila može se riješiti ako se opterećenja razlože u tri pravca (x, y, z).

...

Obodna sila

$$F_0 = \frac{M_{t1}}{r_{01}} = \frac{8276,67}{2,326} = 3558,33N$$

Aksijalna sila

$$F_a = F_0 \cdot \operatorname{tg} \beta = 3558,33 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ = 3558,33 \cdot 0,21256 = 756,36N$$

Radijalna sila

...

Reakcije u osloncima

$$\sum MB_{1x} = 0$$

$$A_{1x} \cdot 17 - F_r \cdot 8,5 + F_a \cdot r_{o1} = 0$$

$$A_{1x} = \frac{F_r \cdot 8,5 - F_a \cdot r_{o1}}{17} = \frac{1324,1 \cdot 8,5 - 756,36 \cdot 2,326}{17} = 558,56 N$$

...

Moment savijanja s lijeva od zupčanika

$$M_s (cx)^L = A_{1x} \cdot 8,5 = 558,56 \cdot 8,5 = 4747,76 Ncm$$

...

Moment je veći jer je mjerodavan u daljnjem računu

$$M_s = \sqrt{M_s (cy)^2 + M_s [(cx)^L]^2} = \sqrt{(15122,95)^2 + (4747,76)^2} = 15850,71 Ncm$$

Imaginarni moment savijanja (uzima se u obzir naprezanje od savijanja i naprezanje na torziju):

$$M_{si} = 0,975 \cdot M_s + 0,25 \cdot M_t$$

...

Promjer pogonskog vratila

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10M_{si}}{\sigma_{sd}}} \quad [cm]$$

Za materijal pogonskog vratila odabirem Č.1731 njegova lomna čvrstoća $\sigma_L = 800 N/mm^2$ i treći slučaj opterećenja. Dopušteno savijanje $\sigma_{sd} = 6000 N/cm^2$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 17523,61}{6000}} = \sqrt[3]{29,21} = 3,1 = 31 mm$$

Usvaja se standardni promjer pogonskog vratila $d_1 = 35 mm$

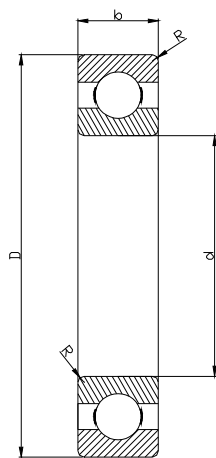
3.6 Odabir ležaja u osloncima pogonskog vratila

Reakcije u osloncima A_1 i B_1

$$A_1 = \sqrt{A_{1x}^2 + A_{1y}^2} = \sqrt{1779,17^2 + 558,56^2} = 1864,79 N$$

Odabire se jednoredni kuglični ležaj s radijalnim dodirom niza BC02 i to 35BC02 prikazan na slici 3.

$$d = 35mm \quad D = 72mm \quad b = 17mm \quad r = 2mm \quad c_0 = 13,7kN \quad c = 19,6kN$$



Slika 3. - jednoredni kuglični ležaj s radijalnim dodirom

Kontrola trajnosti odabranog ležaja

$$L = \left(\frac{c}{F}\right)^3 = \left(\frac{19,6}{1,86479}\right)^3 = (10,511)^3 = 1161,27 \quad [10^6 \text{ okreteja}]$$

...

3.6.2 Odabir ležaja u osloncu B_1

...

3.7 Proračun glavnih mjera gonjenog zupčanika

...

3.8 Proračun i analiza sila koje opterećuju gonjeno vratilo

...

3.9 Odabir ležaja u osloncima gonjenog vratila

...

4. ZAKLJUČAK

U skladu s odabranom temom završnoga stručnog rada "Proračun i konstrukcija jednostupanjskoga reduktora s kosim zupcima" ustanovio sam da reduktori su vrlo važni uređaji u širokom području strojarstva pa se pred njih postavlja različiti zadatci, a njihova podjela je vrlo složena. Kod proračuna reduktora moraju se paziti oko proračuna zupčanika pri izračunu ozubljenja i dijelova zupčanog para. Proračun reduktora nije lagan posao i treba uložiti puno truda da se napravi proračun.

5. LITERATURA

1. Eduard Hercigonja, *Elementi strojeva 1*, Školska knjiga Zagreb, 1996.
2. Eduard Hercigonja, *Elementi strojeva 2*, Školska knjiga Zagreb, 1996.
3. Bojan Kraut, *Strojarski priručnik*, Tehnička knjiga Zagreb, 1989.
4. Predavanja, Strojarske konstrukcije I. i II. za 3. i 4. razred