

Prijenosnik pogona radnog stroja s osiguranjem od preopterećenja

Čulina, Marko

Undergraduate thesis / Završni rad

2020

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:268571>

Rights / Prava: [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-24**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Preddiplomski stručni studij strojarstva

Završni rad

**PRIJENOSNIK POGONA RADNOG STROJA S
OSIGURANJEM OD PREOPTEREĆENJA**

Rijeka, srpanj 2020.

Marko Čulina

00230797289

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Preddiplomski stručni studij strojarstva

Završni rad

**PRIJENOSNIK POGONA RADNOG STROJA S
OSIGURANJEM OD PREOPTEREĆENJA**

Mentor: prof.dr.sc. Marina Franulović

Rijeka, srpanj 2020.

Marko Čulina

00230797289

IZJAVA

U skladu s člankom 9. Pravilnika o završnom radu, završnom ispitu i završetku stručnih studija na Tehničkom fakultetu u Rijeci izjavljujem da sam samostalno izradio završni rad pod nazivom „*Prijenosnik pogona radnog stroja s osiguranjem od preopterećenja*“ prema uputama za pisanje završnog/diplomskog rada objavljenima na službenoj stranici Tehničkog fakulteta Rijeka. Rad je izrađen pod mentorstvom prof.dr.sc. Marine Franulović, kojoj se ovim putem zahvaljujem kao i svojoj obitelji na velikoj podršci.

Rijeka, 30. svibnja 2019.

Zavod: **Zavod za konstruiranje u strojarstvu**
Predmet: **Konstruiranje**

ZADATAK ZA ZAVRŠNI RAD

Pristupnik: **Marko Čulina (0023079728)**
Studij: **Preddiplomski stručni studij strojarstva**

Zadatak: **Prijenosnik pogona radnog stroja s osiguranjem od preopterećenja /
Transmission for the machine drive with torque limiter**

Opis zadatka:

Potrebno je projektirati dvostupanjski reduktor s prijenosnim omjerom 10,5 za pogon radnog stroja s ograničenjem snage do 7,5 kW stožastom taranom spojkom. Pogon se ostvaruje pomoću elektromotora brzine vrtnje 2940 min⁻¹, preko elastične spojke. Prvi stupanj reduktora je spreg cilindričnih zupčanika s ravnim zubima, dok su u drugom stupnju cilindrični zupčanici s kosim zubima, gdje je potrebno omogućiti da aksijalna sila malog zupčanika drugog stupnja osigurava postavljeno ograničenje. Rad treba obuhvatiti koncept rješenja, opis dijelova sustava, potrebne proračune i tehničku dokumentaciju. Završni rad mora biti napisan prema Uputama za pisanje završnog rada koje su objavljene na web stranicama Preddiplomskog stručnog studija strojarstva.

Polje znanstvenog područja: **Strojarstvo**

Grana znanstvenog područja: **Opće strojarstvo (konstrukcije)**

Zadatak uručen pristupniku: 18. ožujka 2019.
Rok za predaju rada: 21. svibnja 2020.

Mentor:


Prof. dr. sc. Marina Franulović

Predsjednik povjerenstva za
završni ispit:


Prof. dr. sc. Goran Cukor

Sveučilište u Rijeci
TEHNIČKI FAKULTET
Broj: 09-11/13.
Rijeka, 25.2.2020.

Temeljem Članka 31. Statuta Tehničkog fakulteta, povodom zamolbe *Marka Čuline* za produljenjem roka važenja *zadatka za završni rad* na preddiplomskom stručnom studiju strojarstva Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, donosim sljedeće

RJEŠENJE

MARKU ČULINI, studentu preddiplomskog stručnog studija strojarstva Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, odobrava se produljenje roka važenja postojećeg zadatka za završni rad nakon svibnja ove godine. Student je dužan ovo rješenje uvezati u rad iza izvornika zadatka.

Obrazloženje

Produljenje roka važenja zadatka za završni rad odobrava se studentu jer ima zadatak za završni rad s navedenim rokom važenja zadatka do svibnja tekuće godine.

Dekan


Prof. dr. sc. Duško Pavletić

Uputa o pravnom lijeku:

Protiv ovog rješenja nezadovoljna stranka može podnijeti, putem Službe studentske evidencije, žalbu dekanu Fakulteta, u roku od 7 dana od dana primitka rješenja

Co:

- Student

- Predsjednik Povjerenstva za završne ispite preddiplomskog stručnog studija strojarstva prof. dr. sc. Robert Basan

- Služba studentske evidencije



SADRŽAJ:

1.	UVOD.....	1
2.	PRORAČUN OSNOVNIH PARAMETARA	2
2.1.	Zadani parametri	2
2.2.	Prijenosni omjeri zupčanika.....	3
2.3.	Definiranje brzine vrtnje vratila, određivanje snage i momenta	5
3.	PROJEKTNI PRORAČUN ZUPČASTOG PARA Z_{34}	7
3.1	Razmak osi, diobeni promjer, teoretski razmak osi i širina zupčanika	7
3.2.	Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom i normalnom presijeku, te pogonski zahvatni kut u čeonom presijeku	12
3.3.	Suma i raspodjela sume faktora pomaka profila prema postupku MAAG	13
3.4.	Promjeri i stupanj pokrivanja profila	14
3.5.	Relativna debljina vrha zuba u normalnom presijeku.....	15
4.	PROJEKTNI PRORAČUN ZUPČASTOG PARA Z_{12}	17
4.1	Razmak osi, diobeni promjer, teoretski razmak osi i širina zupčanika	17
4.2.	Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom i normalnom presijeku, te pogonski zahvatni kut u čeonom presijeku	22
4.3.	Suma i raspodjela sume faktora pomaka profila prema postupku MAAG	23
4.4.	Promjeri i stupanj pokrivanja profila	24
4.5.	Relativna debljina vrha zuba u normalnom presijeku.....	25
5.	KONTROLNI PRORAČUN ZUPČASTOG PARA Z_{34}	27
6.	KONTROLNI PRORAČUN ZUPČASTOG PARA Z_{12}	32
7.	IZBOR ULJA ZA PODMAZIVANJE	37
8.	SILE U OZUBLJENJU	38
9.	PRORAČUN VRATILA I TRAJNOSTI LEŽAJEVA	40
10.	IZBOR SPOJKI	74
11.	ZAKLJUČAK.....	78
12.	LITERATURA	79
13.	POPIS OZNAKA	80
14.	SAŽETAK I KLJUČNE RIJEČI	82
15.	POPIS SLIKA.....	83
16.	POPIS TABLICA	84
17.	PRILOZI.....	84

1. UVOD

Prije detaljne analize i konstrukcije dvostupanjskog reduktora, neizbježno je ne spomenuti zupčanike. Povijest zupčanika seže još prije nove ere, gdje su se zupčanici koristili u antičkom dobu u Egiptu i Mezopotamiji za navodnjavanje zemljišta. Pokretači takvih uređaja najčešće su bile životinje. 380 godina prije nove ere, za vrijeme Aristotela javljaju se prvi pisani zapisi o zupčanicima. Prvi zupčanici izrađivali su se ručno, dok je prvi stroj za izradu zupčanika imao oblik tračne pile s kojom se izrezivala uzubina.

Zupčanik je strojni dio u obliku kotača s ravnomjerno raspoređenim zubima koji se u većini slučajeva koriste za prijenos gibanja te snage i to primjenom sile na zubima drugog zupčanika. Prema međusobnom položaju osi, dijelimo ih u tri glavne grupe: zupčanici čije su osi paralelne, zupčanici čije se osi sijeku i zupčanici čije su osi mimoilazne.

Zupčanici se koriste kod malih brzina rotacije pa sve do $100\ 000\ \text{min}^{-1}$, poput brze centrifuge. Zupčani prijenosi najčešće rade kao reduktori, a mogu raditi i kao multiplikatori. U današnje vrijeme reduktori su neizostavna komponenta kod velikog broja strojeva, bilo po pitanju smanjenja broja okretaja ili povećanju okretnog momenta.

Zadatak završnog rada je konstruirati i napraviti dvostupanjski reduktor radnog stroja uz zadani prijenosni omjer i ograničenje snage stožastom tarnom spojkom. Pogon se ostvaruje pomoću elektromotora i elastične spojke. Nakon izrade proračuna osnovnih podataka, proračunate su dimenzije zupčastog para Z_{34} i Z_{12} , odabrano je ulje za podmazivanje, zatim je provedena kontrola vratila te su odabrani ležajevi. U konačnici je dano konstrukcijsko rješenje prema dobivenim parametrima.

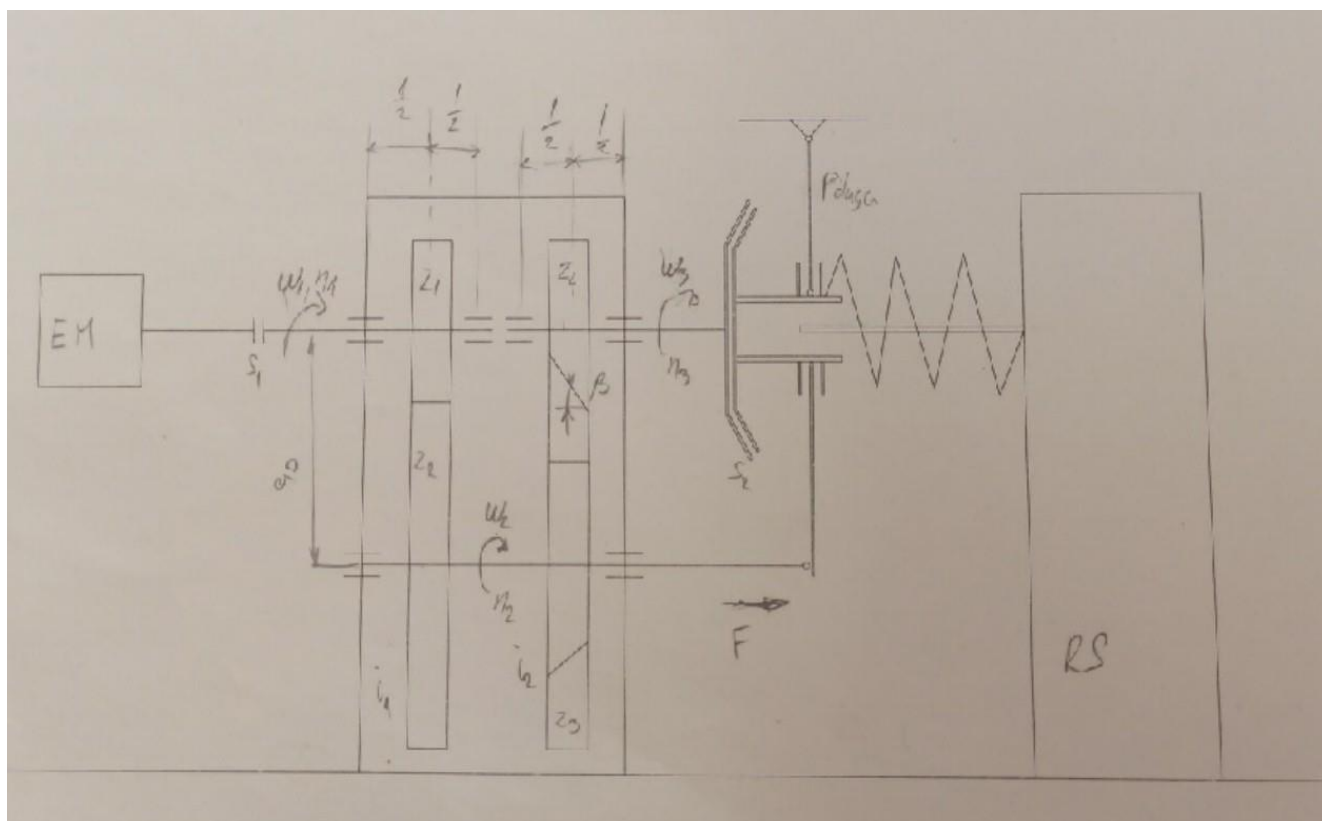
2. PRORAČUN OSNOVNIH PARAMETARA

U ovom poglavlju prikazani su zadani parametri, shematski prikaz zadanog zadatka, izračunati prijenosni omjeri zupčanika, te definirana brzina vrtnje vratila, snage i momenta.

2.1. Zadani parametri

Izlazna snaga:	$P_{izl} = 7.5 \text{ kW}$
Ulazni broj okretaja:	$n_1 = 2940 \text{ min}^{-1}$
Prijenosni omjer:	$i = 10.5$
Ozubljenje:	ravno-koso

Prvi stupanj reduktora je spreg cilindričnih zupčanika s ravnim zubima, dok su u drugom stupnju cilindrični zupčanici s kosim zubima, gdje je potrebno omogućiti da aksijalna sila malog zupčanika drugog stupnja osigurava postavljeno ograničenje.



Slika 2.1. Shematski prikaz zadatka

2.2. Prijenosni omjeri zupčanika

Prijenosni omjer i_{II} II. stupnja (cilindrični zupčanici sa kosim zubima) može se odabrati prema preporuci [5]:

Za zupčanike s rijetkim maksimalnim opterećenjem:

$$i_{II} \approx 1,98 \cdot \sqrt[3]{i_{uk}\psi_b} - 1$$

Za zupčanike trajno visokoopterećenog reduktora:

$$i_{II} \approx 2,36 \cdot \sqrt[3]{i_{uk}\psi_b} - 1$$

Pretpostavlja se da će bokovi zubi zupčanika drugog stupnja biti kaljeni, na osnovu čega se može pretpostaviti faktor širine zuba $\psi_b=0.6$

Pretpostavit ćemo da je reduktor trajno visoko opterećen stoga je:

$$i_{II} \approx 2,36 \cdot \sqrt[3]{i_u \cdot \psi_b} - 1 = 2,36 \cdot \sqrt[3]{10,5 \cdot 0,6} - 1 = 3,359$$

Odabir prijenosnog omjera drugog stupnja vrši se kao odabir geometrijski bližeg broja, stoga uzimamo $i_{II} = 3,55$ prema tablici u nastavku.

Tablica 2.1. Tablica prijenosnih omjera[6]

Red	Nazivni prijenosni omjeri																			
$R20/2$ $q = 1,25$			1,12				1,0				1,80				2,24				2,80	
$R = 20$ $q = 1,12$	1		1,12		1,25		1,40		1,60		1,80		2,0		2,24		2,50		2,80	
$R = 40$ $q = 1,06$	1	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,0	2,12	2,24	2,36	2,50	2,65	2,80	3,00
Red	Nazivni prijenosni omjeri (nastavak)																			
$R20/2$ $q = 1,25$			3,55				4,50				5,60				7,10				9,0	
$R = 20$ $q = 1,12$	3,15		3,55		4,0		4,50		5,0		5,60		6,30		7,10		8,0		9,0	
$R = 40$ $q = 1,06$	3,15	3,35	3,55	3,75	4,0	4,25	4,50	4,75	5,0	5,30	5,60	6,0	6,30	6,70	7,10	7,50	8,0	8,50	9,0	9,50

Usporedba pretpostavljenog faktora širine zuba za cilindrične zupčanike II. stupnja s preporučenim vrijednostima [2]:

Faktor širine zuba za cementirane, kaljene ili nitrirane zube:

$$\psi_b = \frac{b}{d_1} = (0.1 \dots 0.3 \dots 0.5) + \frac{i_{II}}{20}$$

Preporučeni faktor širine za kaljeni bok zuba:

$$\psi_b = \frac{b}{d_1} = (0.1 \dots 0.3 \dots 0.5) + \frac{3.55}{20} = 0.276 \dots 0.478 \dots 0.678$$

Odgovara pretpostavljenom faktoru širine: $\psi_b=0.6$

Prijenosni omjer prvog stupnja (cilindrični zupčanici s ravnim zubima)

$$i_1 = \frac{i}{i_{II}} = \frac{10.5}{3.55} = 2.958$$

U svrhu zadržavanja realnog ukupnog prijenosnog omjera unutar 2.5% odstupanja od zadanog bira se standardni prijenosni omjer I. stupnja

$$i_1 = 3$$

Ukupni prijenosni omjer

$$i_{uk} = i_1 \cdot i_{II} = 3 \cdot 3.55 = 10.65$$

Uobičajeno dopušteno odstupanje prijenosnih omjera:

$$\Delta i = \begin{cases} \pm 2,5\% \text{ za } i < 4,5 \\ \pm 4\% \text{ za } i \geq 5 \end{cases}$$

Stvarno odstupanje

$$\Delta i = \frac{i_{uk} - i}{i} \cdot 100\% = \frac{10.65 - 10.5}{10.5} \cdot 100\% = 1.428\%$$

Odstupanje prijenosnog omjera je unutar dopuštenih vrijednosti.

2.3. Definiranje brzine vrtnje vratila, određivanje snage i momenta

Kako bi mogli odrediti brzinu vrtnje vratila, snage i momenta, najprije moramo odabrati elektromotor. Elektromotor je uređaj koji pretvara električnu energiju u mehanički rad.

Ulazni parametri za izbor elektromotora:

- na izlaznom vratilu potrebno je osigurati snagu od 7.5 kW
- zadana brzina vrtnje na ulazu: 2940 min⁻¹

Uzevši u obzir sve gubitke u sklopu (gubici na ležajevima, gubici po vratilu i za par zupčanika) pretpostavlja se da gubici iznose 10%, potrebna snaga elektromotora računa se kao:

$$P_{EM} = P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{7500}{0,90} = 8333.333 \text{ W}$$

Na temelju prethodno dobivene vrijednosti zaključuje se da minimalna snaga elektromotora ne smije biti manja od 8333.333 W.

Prema tome odabran je elektromotor iz kataloga elektromotora Končar [7]:

Tip motora: 5AZ 132M-2

Snaga: 9.5 kW

Nazivni moment: 31 Nm

Brzina vrtnje: 2920 min⁻¹

Omjer nazivnog i maksimalnog moment: $\frac{M_{MAX}}{M_n} = 3.6$

Masa: 56 kg

Kutna brzina na ulaznom vratilu se računa kao:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 2920}{30} = 305.782 \text{ s}^{-1}$$

Kutna brzina na međuvratilu:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1} = \frac{305.782}{3} = 101.927 \text{ s}^{-1}$$

Brzina vrtnje na izlazu:

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{II}} = \frac{n_1}{i_{uk}} = \frac{2920}{10.5} = 278.095 \text{ min}^{-1}$$

Brzina vrtnje gonjenog vratila prvog stupnja:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{2920}{3} = 973.333 \text{ min}^{-1}$$

Gonjeni zupčanik prvog stupnja i pogonski zupčanik drugog stupnja imaju jednaku brzinu vrtnje jer se nalaze na istom vratilu odnosno međuvratilu.

Kutna brzina na izlazu

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{\pi \cdot 278.095}{30} = 29.107 \text{ s}^{-1}$$

Moment na ulaznom vratilu:

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{9500}{305.782} = 31.068 \text{ Nm}$$

Moment na međuvratilu:

$$T_2 = \frac{P}{\omega_2} = \frac{9500}{101.927} = 93.204 \text{ Nm}$$

Moment na izlaznom vratilu:

$$T_3 = \frac{P}{\omega_3} = \frac{9500}{29.107} = 326.379 \text{ Nm}$$

3. PROJEKTNI PRORAČUN ZUPČASTOG PARA Z₃₄

Koristeći različite pretpostavke projektni proračun služi za orijentaciju. Kod zupčastog para Z₃₄ postoji nepovoljnije opterećenje ($T_1 < T_2$; gdje je moment na prvom spregu cilindričnih zupčanika sa ravnim zubima manji od momenta na drugom spregu cilindričnih zupčanika sa kosim zubima) te je potrebno prvo kod njega proračunati razmak osi koji je jednak i kod para Z₁₂ pošto se radi o koaksijalnoj izvedbi ulaza i izlaza snage. Proračun zupčastog para Z₃₄ napravljen prema Vrcan Ž. i Siminiati D. [2].

3.1 Razmak osi, diobeni promjer, teoretski razmak osi i širina zupčanika

Razmak osi

Kada je poznat ulazni moment (u našem slučaju $T_2 = 93.204$ Nm), razmak osi računa se prema izrazu (3.1):

$$a \geq K_2 \cdot (i_z + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_{bd}} \cdot \frac{i_z + 1}{i_z} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{\sigma_{H\min}}{\sigma_{H\lim}}\right)^2} \quad (3.1)$$

gdje je:

K_2 – faktor ozubljenja za kose zube 320

i_z – usvojeni prijenosni omjer 3.55

ψ_{bd} – faktor širine zupčanika; za zupčanike sa otvrdnutim zubima (cementirani i kaljeni)

$$\psi_{bd} = 0.678$$

Tablica 3.1. Položaj i toplinska obrada zupčanika [2]

POLOŽAJ ZUPČANIKA	TOPLINSKA OBRADA ZUPČANIKA			
	normaliziran i otpušten HB < 180	poboljššan HB > 200	cementiran plameno / indukcijски kaljen	nitričan
	$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$			
simetričan	≤ 1.6	≤ 1.4	≤ 1.1	≤ 0.8
nesimetričan	≤ 1.3	≤ 1.1	≤ 0.9	≤ 0.6
konzolni	≤ 0.8	≤ 0.7	≤ 0.6	≤ 0.4

Faktor širine zupčanika prema tablici 3.1. zadovoljava uvjet položaja i toplinske obrade zupčanika ≤ 1.1

K_A – faktor primjene koji je ovisan o kombinaciji pogonskog i radnog stroja

Tablica 3.2. Faktor primjene K_A [2]

POGONSKI STROJ	RADNI STROJ			
	jednakomjeran rad	umjereni udari	jači udari	snažni udari
jednakomjeran rad	1	1.25	1.5	1.75
lagani udari	1.1	1.35	1.6	1.85
umjereni udari	1.25	1.5	1.75	2 i više
jaki udari	1.5	1.75	2	2.25 i više

Prema tablici 3.2. , pod pretpostavkom: pogonski stroj umjereni udari, radni stroj umjereni udari usvojeno $K_A = 1.5$

K_V – faktor dodatnih dinamičkih opterećenja, uzeti vrijednost $K_V = 1.1$

$K_{H\alpha}$ – faktor raspodjele opterećenja uzduž para zuba u zahvatu, uzeti vrijednost $K_{H\alpha} = 1.1$

$K_{H\beta}$ – faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba koji ovisi o faktoru širine zupčanika, položaju zupčanika i tvrdoći

Tablica 3.3. Faktor raspodjele opterećenja $K_{H\beta}$ uzduž boka zuba [2]

POLOŽAJ ZUPČANIKA	TVRDOĆA HB	Vrijednosti $K_{H\beta}$					
		$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$					
		0.2	0.4	0.6	0.8	1.2	1.6
simetričan	≤ 350	1.01	1.02	1.03	1.04	1.07	1.11
	> 350	1.01	1.02	1.04	1.07	1.16	1.26
nesimetričan	≤ 350	1.03	1.05	1.07	1.12	1.20	1.28
	> 350	1.06	1.12	1.20	1.30	1.48	X
konzolni	≤ 350	1.08	1.17	1.28	X	X	X
	> 350	1.22	1.44	X	X	X	X

Prema tablici 3.3. za simetričan položaj zupčanika, usvojena je vrijednost $K_{H\beta}=1.03$

$S_{H\min}$ – minimalna vrijednost sigurnosti na pitting, $S_{H\min} = 1$

$\sigma_{H\lim}$ – trajna dinamička čvrstoća površine boka zuba

Tablica 3.4. Karakteristike materijala za zupčanike [1]

No.	O Z N A K A			TVRD. BOKA HB/HRC	DINAM. ČVRSTOĆA N/mm ²			MATERIJAL		UPORABA
	DIN – EN	DIN	HRN		BOK σ_{Hlim}	KORIJEV σ_{FE}	TIP	TERM. OBRADA		
1	EN-GJL-200	GG 20	SL 20	180 HB	300	80		sivi lijev	bez TO - lamelarni grafit	mala opter. i male brz. kompliciraniji oblici
2	EN-GJL-250	GG 25	SL25	220 HB	360	110				slično gore ali veća
3	GJMB-350	GTS 35	CTeL 35	150 HB	320	330		temper lijev	ferit	čvrst. zuba, viša cijena
4	GJMB-650	GTS 65	CTeL 65	220 HB	460	410			perlit	
5	EN-GJS-400-15	GGG 40	NL 40	180 HB	370	370		nodularni lijev	ferit	veća čvrst., mog. term.
6	EN-GJS-600-3	GGG 60	NL 60	250 HB	490	450			ferit/perlit	obrada, visoka cijena
7	EN-GJS-1000-2	GGG 100	NL 100	350 HB	700	520			austenit	malo trošenje, viša c.
8	GS 52.1	GS 52	Č0545	160 HB	320	280		čelični lijev	normaliziran	veći dijelovi, teže ljevanje
9	GS 60.1	GS 60	Č0645	180 HB	380	320				
10	E295	St 50	Č0545	160 HB	370	320		konstrukcijski čelik	normaliziran	klasični konstrukcijski čelici, jeftini, bez značajne nosivosti
11	E335	St 60	Č0645	190 HB	430	350				
12	E360	St 70	Č0745	210 HB	460	410				
13	C45E N	Ck 45	Č1531	190 HB	530	410		uglični konstrukcijski č.	normaliziran	slično gore, cijena veća za 60%
14	C60 EN	Ck 60	Č1731	210 HB	530	430				
15	34CrMo4 QT	34CrMo4	Č4731	270 HB	530	520		legirani konstrukcijski čelik	poboljšan (kaljen + otpuštan)	često korišteni čelici, karakteristike im se mogu mjenjati izborom temp. otpuštanja
16	42CrMo4 QT	42CrMo4	Č4732	300 HB	600	570				
17	34CrNiMo6 QT	34CrNiMo6	Č5431	310 HB	600	690				
17.1	30CrNiMo8 QT	30CrNiMo8	Č5432	310 HB	600	590				
							KALJEN	NEKALJ.		
18	C45E	Ck45	Č1531	53-60 HRC	1030	540	280	čelik za autogeno ili indukc. kaljenje	površinski kaljen na zahtjevanu tvrdocu	rotaciono kalj., b < 20 rotaciono ili pojedinač. kaljenje pojedinačno kaljenje
19	34CrMo4	34CrMo4	Č4731	48-55-57 HRC	1070	860	320			
20	42CrMo4	42CrMo4	Č4732	52-56-60 HRC	1170	720	380			
21	34CrNiMo6	34CrNiMo6	Č5431	48-55-57 HRC	1270	760	420			
22	42CrMo4 QT	42CrMo4	Č4732	52 HRC	1070		770	čelik za nitiranje	nitiran u sohoj kupki plinsko nitiranje	dub. nitr. < 0,6; m < 16 R _m < 700; m < 10 mm slično gore, nešto povećana cijena
23	16MnCr5 QT	16MnCr5	Č4320	52 HRC	1110		810			
24	31CrMoV9 QT	31CrMoV9	Č4734	60 HRC	1230		840			
25	15CrMoV5.9 QT	15CrMoV5.9	-	62 HRC	1270		860			
26	C45E N	Ck45	Č1530	42-43-45 HRC	710		620	č. za poboljšanje nitrokarbur. ili karbonitr.	normaliziran nitrokarburiran	d < 300 mm; m < 6 mm d < 600 mm; m < 6 mm d < 800 mm; m < 10 mm zupč. mjerjača brzina
27	16MnCr5 N	16MnCr5	Č4320	52-53-55 HRC	770		650			
28	42CrMo4 QT	42CrMo4	Č4732	48-56-57 HRC	830		680			
29	34Cr4 QT	34Cr4	Č4130	55-58-60 HRC	1350		900			
30	C15	C15	Č1220	58-61-62 HRC	1400		830			
31	16MnCr5	16MnCr5	Č4320	58-61-62 HRC	1470		860			stand. mat.; m < 20 mm
31.1	20MnCr5	20MnCr5	Č4321	58-61-62 HRC	1480		860	čelik za cementaciju	cementacija + kaljenje	m > 16 mm; kod udar. opter. za m > 5 mm
32	15CrNi6	15CrNi6	Č5420	58-61-62 HRC	1490		920			
32.1	18CrNi6	18CrNi6	Č5421	58-61-62 HRC	1500		930			
33	17CrNiMo6	17CrNiMo6	Č5420	58-61-62 HRC	1510		1000			
33.1	20MoCr4	20MoCr4	Č4721	58-61-62 HRC	1500		860			

Prema HRN normi odabran je materijal Č1531 i $\sigma_{Hlim} = 1030 \text{ N/mm}^2$

$$a \geq 320 \cdot (3.55 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{107.005}{0.678} \cdot \frac{3.55+1}{3.55} \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.03 \cdot \left(\frac{1}{1030}\right)^2}$$

$$a \geq 98.615 \text{ mm}$$

Tablica 3.5. Standardni razmaci osi zupčanika [2]

a [mm]	50 63 80 100 125 (140) 160 (180) 200 (224) 250 (280) 315 (355) 400 (450) 500 (560) 630 710 800 1000
----------	--

Usvaja se standardni razmak osi $a = 125 \text{ mm}$

Nakon usvajanja standardnog razmaka osi, slijedi odabir modula. Normalni modul m_n za zupčanike sa tvrdim bokovima zubi izračunava se:

$$m_n \approx 0,1 \cdot \frac{a \cdot i_z}{(1 + i_z)^2}$$

$$m_n \approx 0,1 \cdot \frac{125 \cdot 3.55}{(1 + 3.55)^2} \approx 2.143 \text{ mm}$$

Tablica 3.6. Standardni normalni moduli prema DIN 868 [2]

Stupanj prioriteta	Standardni modul m_n , mm
1. prioritet	1 1.25 1.5 2 2.5 3 4 5 6 8 10 12 16 20 25 32 40 50 60
2. prioritet	1.25 1.375 1.75 2.25 2.75 3.5 4.5 5.5 7 9 11 14 18 22 38 36

Izračunati modul odabire se prema najbližem standardnom modulu prema DIN 868 (tablica 3.6.), stoga je u našem primjeru usvojen $m_n = 2.25$

Izbor nagiba zuba β odabran je prema tablici u nastavku:

Tablica 3.7. Kutovi nagiba zubi prvog prioriteta kod izrade zupčanika odvalnim dubljenjem DIN 3978 [5]

Standardni moduli m_n [mm] prema DIN 868					
(prioritet)		(prioritet)		(prioritet)	
1	1,125	1,25	1,375	1,5	1,75
2	2,25	2,5	2,75	3	3,5
4	4,5	5	5,5	6	7
8	9	10	11	12	14
Kutovi nagiba zubi β [°] 1-vog prioriteta prema DIN 3978					
26,7437 ⁽¹⁾	30,4144	34,2289	38,2249	42,4542	-
25,1507	28,5630	32,0900	35,7588	39,6057	-
23,5782	26,7437	30,0000	33,3670	36,8699	44,4270
22,0243	24,9530	27,9532	31,0392	34,2289	41,0145
20,4873	23,1880	25,9445	28,7671	31,6682	37,7705
18,9656	21,4461	23,9695	26,5434	29,1764	34,6631
17,4576	19,7246	22,0243	24,3620	26,7437	31,6682
15,9620	18,0216	20,1065	22,2176	24,3620	28,7671
14,4775	16,3348	18,2100	20,1055	22,0243	25,9445
13,0029	14,6625	16,3348	18,0216	19,7246	23,1880
11,5370	13,0029	14,4775	15,9620	17,4578	20,4873
10,0787	11,3543	12,6356	13,9234	15,2185	17,8334
8,6269	9,7151	10,8069	11,9027	13,0029	15,2185
7,1808	8,0840	8,9893	9,8969	10,8069	12,6356
5,7392	6,4594	7,1808	7,9032	8,6269	10,0787
-	-	5,3794	5,9192	6,4594	7,5418
⁽¹⁾ Kut $\beta > 20^\circ$ treba izbjegavati zbog većih aksijalnih sila.					

S obzirom da kut $\beta > 20^\circ$ treba izbjegavati radi većih aksijalnih sila, usvojena je vrijednost $\beta = 19.7246^\circ$

Broj zubi pogonskog zupčanika izračunat će se kao:

$$z_3 = \frac{2 \cdot a \cdot \cos\beta}{(i_z + 1) \cdot m_n}$$

$$z_3 = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 19.7246^\circ}{(3.55 + 1) \cdot 3} = 22.987$$

Broj se zaokružuje na manji cijeli broj $z_3 = 23$

Broj zubi gonjenog zupčanika izračunat će se kao:

$$z_4 = i_z \cdot z_3$$

$$z_4 = 3.55 \cdot 23 = 81.65$$

usvojena vrijednost $z_4 = 81$

Odabrani brojevi zubi nemaju zajedničkog djelitelja, pa odabir zadovoljava.

Točan (računski) prijenosni omjer zapravo je omjer usvojenih brojeva zubi:

$$u = i = \frac{z_4}{z_3} = \frac{81}{23} = 3.522$$

Odstupanje računskog prijenosnog omjera od usvojenog prijenosnog omjera je:

$$\Delta i = \left(1 - \frac{i_z}{i}\right) = \left(1 - \frac{3.55}{3.522}\right) = -0.008$$

Uz uvjet da je $i < 4.5$ dozvoljeno odstupanje Δi je $-0.025 \dots +0.025$, stoga je ovdje riječ o dopuštenom odstupanju.

Diobeni promjer

$$d_3 = \frac{m_n \cdot z_3}{\cos\beta} = \frac{2.25 \cdot 23}{\cos 19.7246^\circ}$$

$$d_3 = 54.976 \text{ mm}$$

$$d_4 = \frac{m_n \cdot z_4}{\cos\beta} = \frac{2.25 \cdot 81}{\cos 19.7246^\circ}$$

$$d_4 = 193.610 \text{ mm}$$

Teoretski razmak osi

$$a_d = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{54.976 + 193.610}{2}$$

$$a_d = 124.293 \text{ mm}$$

Razmak osi mora biti veći od teoretskog razmaka osi ($a_d < a$)

$$a - a_d = 0 \dots 5 \text{ mm}$$

$$a - a_d = 125 - 124.293 = 0.707 \text{ mm}$$

Širina zupčanika

$$b = b_3 = \psi_{b_d} \cdot d_3 = 0.678 \cdot 54.976 = 37.246 \text{ mm}$$

$$b_4 = b + (2 \dots 10)$$

$$b_4 = 37.246 + 6 = 43.246 \text{ mm}$$

Odabrana širina manjeg zupčanika $b = b_3 = 31.5 \text{ mm}$ (prema redu $R=20$)

Odabrana širina većeg zupčanika $b_4 = 31.5 \text{ mm}$ (prema redu $R=20$)

Usvojena je manja vrijednost širine zupčanika kako bi faktori sigurnosti bili manji, daljnjim smanjivanjem širine zupčanika ne bi se zadovoljio uvjet sigurnosti na pitting.

Stupanj prekrivanja koraka za kose zube:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_3 \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_n} = \frac{31.5 \cdot \sin(19.7246^\circ)}{\pi \cdot 2.25} = 1.505$$

3.2. Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom i normalnom presijeku, te pogonski zahvatni kut u čeonom presijeku

Zahvatni kut na diobenom promjeru u normalnom presijeku $\alpha_n = 20^\circ$, dok se zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presijeku računa kao:

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) = \arctan\left(\frac{\tan(20^\circ)}{\cos(19.7246^\circ)}\right) = 21.139^\circ$$

Pogonski zahvatni kut u čeonom presijeku iznosi:

$$\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a_d}{a} \cdot \cos\alpha_t\right) = \arccos\left(\frac{124.293}{125} \cdot \cos 21.139^\circ\right)$$

$$\alpha_{wt} = 21.962^\circ$$

3.3. Suma i raspodjela sume faktora pomaka profila prema postupku MAAG

Suma faktora pomaka profila računa se kao:

$$x_3 + x_4 = \frac{\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t}{2\tan\alpha_n} (z_3 + z_4) < 1.5$$

$$\text{inv}\alpha_{wt} = \tan\alpha_{wt} - \frac{\pi \cdot \alpha_{wt}}{180} = \tan 21.962^\circ - \frac{\pi \cdot 21.962^\circ}{180} = 0.020 \text{ rad}$$

$$\text{inv}\alpha_t = \tan\alpha_t - \frac{\pi \cdot \alpha_t}{180} = \tan 21.139^\circ - \frac{\pi \cdot 21.139^\circ}{180} = 0.018 \text{ rad}$$

$$x_3 + x_4 = \frac{0.020 - 0.018}{2\tan 0.349} (23 + 81)$$

$$x_3 + x_4 = 0.678 < 1.5$$

Raspodjela sume faktora pomaka profila prema postupku MAAG (kosi zubi) (3.2)

$$Z_{n3} = \frac{Z_3}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \tag{3.2}$$

$$Z_{n4} = \frac{Z_4}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta}$$

gdje je

β_b - kut nagiba boka zuba temeljenom na krugu

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha_n) = \arcsin(\sin 19.7246^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 18.348^\circ$$

$$Z_{n3} = \frac{23}{\cos^2 18.348^\circ \cdot \cos 19.7246^\circ} = 24.032$$

$$Z_{n4} = \frac{81}{\cos^2 18.348^\circ \cdot \cos 19.7246^\circ} = 84.634$$

$$x_3 = \frac{x_3 + x_4}{2} + \frac{[1 - (x_3 + x_4)] \ln i}{2 \ln \left(\frac{z_{n3} \cdot z_{n4}}{100} \right)} = \frac{0.678}{2} + \frac{[1 - 0.678] \ln 3.522}{2 \ln \left(\frac{24.032 \cdot 84.634}{100} \right)} = 0.406$$

$$x_4 = (x_3 + x_4) - x_3 = 0.678 - 0.406 = 0.272$$

3.4. Promjeri i stupanj pokrivanja profila

Promjeri preko korijena zuba

$$d_{f3} = m_n \left(\frac{z_3}{\cos \beta} + 2x_3 - 2.5 \right) = 3 \left(\frac{23}{\cos 19.7246^\circ} + 2 \cdot 0.406 - 2.5 \right) = 51.179 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = m_n \left(\frac{z_4}{\cos \beta} + 2x_4 - 2.5 \right) = 3 \left(\frac{81}{\cos 19.7246^\circ} + 2 \cdot 0.272 - 2.5 \right) = 189.208 \text{ mm}$$

Promjeri preko glave zuba

$$d_{a3} = 2a - d_{f4} - 0.5m_n = 2 \cdot 125 - 189.208 - 0.5 \cdot 2.25 = 59.667 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = 2a - d_{f3} - 0.5m_n = 2 \cdot 125 - 51.179 - 0.5 \cdot 2.25 = 197.696 \text{ mm}$$

Promjeri temeljnih krugova

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 54.976 \cdot \cos 21.139^\circ = 51.276 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 193.610 \cdot \cos 21.139^\circ = 180.581 \text{ mm}$$

Promjeri pogonskih krugova

$$d_{w3} = \frac{2a}{i+1} = \frac{2 \cdot 125}{3.522+1} = 55.288 \text{ mm}$$

$$d_{w4} = 2a - d_{w3} = 2 \cdot 125 - 55.288 = 194.712 \text{ mm}$$

Stupanj prekrivanja profila

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{2.25}{\cos 19.7246^\circ} = 2.390$$

$$\mathcal{E}_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} - 2a \sin \alpha_w t}{2\pi m_t \cos \alpha_t}$$

$$\mathcal{E}_\alpha = \frac{\sqrt{59.667^2 - 51.276^2} + \sqrt{189.208^2 - 180.581^2} - 2 \cdot 125 \cdot \sin 21.962^\circ}{2\pi \cdot 2.390 \cdot \cos 21.139^\circ} = 1.247$$

Kod kosih zubi, stupanj prekrivanja profila mora biti >1.1 , u našem slučaju uvjet je zadovoljen jer je $1.247 > 1.1$

3.5. Relativna debljina vrha zuba u normalnom presijeku

Ovom kontrolom se izbjegava prevelika zašiljenost zuba, a računa se (3.3):

$$S_{an3} = d_{a3} \left(\frac{\pi + 4x_3 \tan \alpha_n}{2z_3} + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_{at3} \right) \cos \beta_{a3} \quad (3.3)$$

gdje je:

α_{at3} - kut zahvata na vrhu zuba

$$\alpha_{at3} = \arccos \frac{d_{b3}}{d_{a3}} = \arccos \frac{51.276}{59.667} = 30.754^\circ$$

$$\beta_{a3} = \arctan \left(\frac{d_{a3}}{d_3} \tan \beta \right) = \arctan \left(\frac{59.667}{54.976} \right) \cdot \tan 19.7246^\circ = 21.263^\circ$$

$$\text{inv} \alpha_{at3} = \tan \alpha_{at3} - \frac{\pi \alpha_{at3}}{180} = \tan 30.754^\circ - \frac{\pi \cdot 30.754^\circ}{180} = 0.053 \text{ rad}$$

$$S_{an3} = 59.667 \left(\frac{\pi + 4 \cdot 0.406 \cdot \tan 0.349}{2 \cdot 23} + 0.018 - 0.053 \right) \cdot \cos 0.371 = 2.257 \text{ mm}$$

Relativna debljina vrha zuba iznosi:

$$S'_{an3} = \frac{S_{an3}}{m_n} = \frac{2.257}{2.25} = 1.003 > 0.4$$

Uvjet je zadovoljen, zato jer vrijedi da je relativna debljina vrha zuba veća od minimalne dozvoljene debljine vrha zuba $S'_{an3} > S'_{min}$

Vrijednost minimalne debljine zuba $S'_{min} = 0.4$ je uzeta za cementirane, kaljene (otvrdnute) zube.

$$\alpha_{at4} = \arccos \frac{d_{b4}}{d_{a4}} = \arccos \frac{180.581}{189.208} = 24.016^\circ$$

$$\beta_{a4} = \arctan \left(\frac{d_{a4}}{d_4} \tan \beta \right) = \arctan \left(\frac{189.208}{193.610} \cdot \tan 19.7246^\circ \right) = 20.108^\circ$$

$$\text{inv} \alpha_{at4} = \tan \alpha_{at4} - \frac{\pi \alpha_{at4}}{180} = \tan 24.016^\circ - \frac{\pi \cdot 24.016^\circ}{180} = 0.026 \text{ rad}$$

$$S_{an4} = d_{a4} \left(\frac{\pi + 4x_4 \tan \alpha_n}{2z_4} + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_{at4} \right) \cos \beta_{a4}$$

$$S_{an4} = 197.696 \left(\frac{\pi + 4 \cdot 0.272 \cdot \tan 0.349}{2 \cdot 81} + 0.018 - 0.026 \right) \cdot \cos 0.351$$

$$S_{an4} = 2.438 \text{ mm}$$

$$S'_{an4} = \frac{S_{an4}}{m_n} = \frac{2.438}{2.25} = 1.084 > 0.4$$

Uvjet je zadovoljen, zato jer vrijedi da je relativna debljina vrha zuba veća od minimalne dozvoljene debljine vrha zuba $S'_{an4} > S'_{min}$

Vrijednost minimalne debljine zuba $S'_{min} = 0.4$ je uzeta za cementirane, kaljene (otvrdnute) zube.

4. PROJEKTI PRORAČUN ZUPČASTOG PARA Z₁₂

Koristeći različite pretpostavke projektni proračun ima orijentacijski karakter. Proračun zupčastog para Z₁₂ napravljen prema Vrcan Ž. i Siminiati D. [2].

4.1 Razmak osi, diobeni promjer, teoretski razmak osi i širina zupčanika

Razmak osi

Kada je poznat ulazni moment ($T_2 = 31.068 \text{ Nm}$) razmak osi računa se prema izrazu (4.1):

$$a \geq K_2 \cdot (i_z + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_{bd}} \cdot \frac{i_z + 1}{i_z} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{S_{H \min}}{\sigma_{H \lim}}\right)^2} \quad (4.1)$$

gdje je:

K_2 – faktor ozubljenja za kose zube 360

i_z – usvojeni prijenosni omjer 3

ψ_{bd} – faktor širine zupčanika; za zupčanike sa otvrdnutim zubima (cementirani i kaljeni):

$$\psi_{bd} \approx 0.5 + \frac{i_z}{20} = 0.5 + \frac{3}{20} = 0.650$$

Tablica 4.1. Položaj i toplinska obrada zupčanika [2]

POLOŽAJ ZUPČANIKA	TOPLINSKA OBRADA ZUPČANIKA			
	normaliziran i otpušten HB < 180	poboljšan HB > 200	cementiran plameno / indukcijski kaljen	nitiran
	$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$			
simetričan	≤ 1.6	≤ 1.4	≤ 1.1	≤ 0.8
nesimetričan	≤ 1.3	≤ 1.1	≤ 0.9	≤ 0.6
konzolni	≤ 0.8	≤ 0.7	≤ 0.6	≤ 0.4

Prema tablici 4.1. faktor širine zupčanika zadovoljava uvjet položaja i toplinske obrade zupčanika ≤ 1.1

K_A – faktor primjene koji je ovisan o kombinaciji pogonskog i radnog stroja

Tablica 4.2. Faktor primjene K_A [2]

POGONSKI STROJ	RADNI STROJ			
	jednakomjeran rad	umjereni udari	jači udari	snažni udari
jednakomjeran rad	1	1.25	1.5	1.75
lagani udari	1.1	1.35	1.6	1.85
umjereni udari	1.25	1.5	1.75	2 i više
jaki udari	1.5	1.75	2	2.25 i više

Prema tablici 4.2. pod pretpostavkom: pogonski stroj umjereni udari, radni stroj jači udari usvojeno $K_A = 1.5$

K_V – faktor dodatnih dinamičkih opterećenja, uzeti vrijednost $K_V = 1.1$

$K_{H\alpha}$ – faktor raspodjele opterećenja uzduž para zuba u zahvatu, uzeti vrijednost $K_{H\alpha} = 1.1$

$K_{H\beta}$ – faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba koji ovisi o faktoru širine zupčanika, položaju zupčanika i tvrdoći

Tablica 4.3. Faktor raspodjele opterećenja $K_{H\beta}$ uzduž boka zuba [2]

POLOŽAJ ZUPČANIKA	TVRDOĆA HB	Vrijednosti $K_{H\beta}$					
		$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$					
		0.2	0.4	0.6	0.8	1.2	1.6
simetričan	≤ 350	1.01	1.02	1.03	1.04	1.07	1.11
	> 350	1.01	1.02	1.04	1.07	1.16	1.26
nesimetričan	≤ 350	1.03	1.05	1.07	1.12	1.20	1.28
	> 350	1.06	1.12	1.20	1.30	1.48	X
konzolni	≤ 350	1.08	1.17	1.28	X	X	X
	> 350	1.22	1.44	X	X	X	X

Prema tablici 4.3. za simetričan položaj zupčanika, usvojena je vrijednost $K_{H\beta}=1.03$

$S_{H \min}$ – minimalna vrijednost sigurnosti na pitting, $S_{H \min} = 1$

$\sigma_{H \lim}$ – trajna dinamička čvrstoća površine boka zuba

Tablica 4.4. Karakteristike materijala za zupčanike [1]

No.	O Z N A K A			TVRD. BOKA HB/HRC	DINAM. ČVRSTOĆA N/mm ²		MATERIJAL		UPORABA
	DIN – EN	DIN	HRN		BOK σ_{Hlim}	KORIJEV σ_{FE}	TIP	TERM. OBRADA	
1	EN-GJL-200	GG 20	SL 20	180 HB	300	80	sivi	bez TO - lamelarni grafit	mala opter. i male brz. kompliciraniji oblici
2	EN-GJL-250	GG 25	SL25	220 HB	360	110	lijev		
3	GJMB-350	GTS 35	CTeL 35	150 HB	320	330	temper lijev	ferit	slično gore ali veća
4	GJMB-650	GTS 65	CTeL 65	220 HB	460	410		perlit	čvrst. zuba, viša cijena
5	EN-GJS-400-15	GGG 40	NL 40	180 HB	370	370	nodularni lijev	ferit	veća čvrst., mog. term.
6	EN-GJS-600-3	GGG 60	NL 60	250 HB	490	450		ferit/perlit	obrada, visoka cijena
7	EN-GJS-1000-2	GGG 100	NL 100	350 HB	700	520		austenit	malo trošenje, viša c.
8	GS 52.1	GS 52	ČL0545	180 HB	320	280	čelični lijev	normaliziran	veći dijelovi, teže ljevanje
9	GS 60.1	GS 60	ČL0645	180 HB	380	320			
10	E295	St 50	Č0545	160 HB	370	320	konstrukcijski čelik	normaliziran	klasični konstrukcijski čelici, jeftini, bez znatne nosivosti
11	E335	St 60	Č0645	190 HB	430	350			
12	E360	St 70	Č0745	210 HB	460	410			
13	C45E N	Ck 45	Č1531	190 HB	530	410	ugljični konstrukcijski č.	normaliziran	slično gore, cijena veća za 60%
14	C60 EN	Ck 60	Č1731	210 HB	530	430			
15	34CrMo4 QT	34CrMo4	Č4731	270 HB	530	520	legirani konstrukcijski čelik	poboljšan (kaljen + otpuštan)	često korišteni čelici, karakteristike im se mogu mjenjati izborom temp. otpuštanja
16	42CrMo4 QT	42CrMo4	Č4732	300 HB	600	570			
17	34CrNiMo6 QT	34CrNiMo6	Č5431	310 HB	600	690			
17.1	30CrNiMo8 QT	30CrNiMo8	Č5432	310 HB	600	590			
					KALJEN	NEKALJ.			
18	C45E	Ck45	Č1531	53-60 HRC	1030	540	čelik za autogeno ili indukc. kaljenje	površinski kaljen na zahtjevanu tvrdoću	rotaciono kalj., b<20
19	34CrMo4	34CrMo4	Č4731	48-55-57 HRC	1070	860			rotaciono ili pojedinač. kaljenje
20	42CrMo4	42CrMo4	Č4732	52-56-60 HRC	1170	720			pojedinačno kaljenje
21	34CrNiMo6	34CrNiMo6	Č5431	48-55-57 HRC	1270	760			
22	42CrMo4 QT	42CrMo4	Č4732	52 HRC	1070	770	čelik za nitiranje	nitiran u soloj kupki	dub. nitr. < 0,6; m<16
23	16MnCr5 QT	16MnCr5	Č4320	52 HRC	1110	810		plinsko nitiran	R _{0.2} < 700; m < 10 mm
24	31CrMo9 QT	31CrMo9	Č4734	60 HRC	1230	840			slično gore, nešto povećana cijena
25	15CrMoV5.9 QT	15CrMoV5.9	-	62 HRC	1270	860			
26	C45E N	Ck45	Č1530	42-43-45 HRC	710	620	č. za poboljšanje nitrokarbur. ili karbonitr.	normaliziran	d<300 mm; m<6 mm
27	16MnCr5 N	16MnCr5	Č4320	52-53-55 HRC	770	650		nitrokarburiran	d<600 mm; m<6 mm
28	42CrMo4 QT	42CrMo4	Č4732	48-56-57 HRC	830	680			d<600 mm; m<10 mm
29	34Cr4 QT	34Cr4	Č4130	55-58-60 HRC	1350	900		karbonitriran	zupč. mjenjača brzina
30	C15	C15	Č1220	58-61-62 HRC	1400	830			
31	16MnCr5	16MnCr5	Č4320	58-61-62 HRC	1470	860			stand. mat.; m<20 mm
31.1	20MnCr5	20MnCr5	Č4321	58-61-62 HRC	1480	860	čelik za cementaciju	cementacija + kaljenje	m > 16 mm; kod udar. opter. za m>5 mm
32	15CrNi6	15CrNi6	Č5420	58-61-62 HRC	1490	920			
32.1	18CrNi8	18CrNi8	Č5421	58-61-62 HRC	1500	930			
33	17CrNiMo6	17CrNiMo6	Č4520	58-61-62 HRC	1510	1000			
33.1	20MoCr4	20MoCr4	Č4721	58-61-62 HRC	1500	860			

Prema HRN normi odabran je materijal Č4732 i $\sigma_{Hlim} = 830 \text{ N/mm}^2$

$$a \geq 320 \cdot (3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{31.068}{0.650} \cdot \frac{3+1}{3} \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.03 \cdot \left(\frac{1}{830}\right)^2}$$

$$a \geq 80.228 \text{ mm}$$

Tablica 4.5. Standardni razmaci osi zupčanika [2]

a [mm]	50 63 80 100 125 (140) 160 (180) 200 (224) 250 (280) 315 (355) 400 (450) 500 (560) 630 710 800 1000
----------	--

Usvaja se standardni razmak osi od zupčastog para drugog sprega $a = 125 \text{ mm}$ da bi se zadovoljila koaksijalna izvedba prijenosnika snage.

Nakon usvajanja standardnog razmaka osi, slijedi odabir modula. Normalni modul m_n za zupčanike sa tvrdim bokovima zubi izračunava se:

$$m_n \approx 0,1 \cdot \frac{a \cdot i_z}{(1 + i_z)^2}$$

$$m_n \approx 0,1 \cdot \frac{125 \cdot 3}{(1 + 3)^2} = 2.344 \text{ mm}$$

Tablica 4.6. Standardni normalni moduli prema DIN 868 [2]

Stupanj prioriteta	Standardni modul m_n , mm
1. prioritet	1 1.25 1.5 2 2.5 3 4 5 6 8 10 12 16 20 25 32 40 50 60
2. prioritet	1.25 1.375 1.75 2.25 2.75 3.5 4.5 5.5 7 9 11 14 18 22 38 36

Izračunati modul odabire se prema najbližem standardnom modulu prema DIN 868 (tablica 4.6., stoga je u našem primjeru usvojen $m_n = 2.5$

Izbor nagiba zuba β odabran je prema tablici u nastavku:

Tablica 4.7. Kutovi nagiba zubi prvog prioriteta kod izrade zupčanika odvalnim dubljenjem DIN 3978 [5]

Standardni moduli m_n [mm] prema DIN 868					
(prioritet)		(prioritet)		(prioritet)	
1	1,125	1,25	1,375	1,5	1,75
2	2,25	2,5	2,75	3	3,5
4	4,5	5	5,5	6	7
8	9	10	11	12	14
Kutovi nagiba zubi β [°] 1-vog prioriteta prema DIN 3978					
26,7437 ⁽¹⁾	30,4144	34,2289	38,2249	42,4542	-
25,1507	28,5630	32,0900	35,7588	39,6057	-
23,5782	26,7437	30,0000	33,3670	36,8699	44,4270
22,0243	24,9530	27,9532	31,0392	34,2289	41,0145
20,4873	23,1880	25,9445	28,7671	31,6682	37,7705
18,9656	21,4461	23,9695	26,5434	29,1764	34,6631
17,4576	19,7246	22,0243	24,3620	26,7437	31,6682
15,9620	18,0216	20,1065	22,2176	24,3620	28,7671
14,4775	16,3348	18,2100	20,1055	22,0243	25,9445
13,0029	14,6625	16,3348	18,0216	19,7246	23,1880
11,5370	13,0029	14,4775	15,9620	17,4578	20,4873
10,0787	11,3543	12,6356	13,9234	15,2185	17,8334
8,6269	9,7151	10,8069	11,9027	13,0029	15,2185
7,1808	8,0840	8,9893	9,8969	10,8069	12,6356
5,7392	6,4594	7,1808	7,9032	8,6269	10,0787
-	-	5,3794	5,9192	6,4594	7,5418

⁽¹⁾ Kut $\beta > 20^\circ$ treba izbjegavati zbog većih aksijalnih sila.

S obzirom da kut $\beta > 20^\circ$ treba izbjegavati radi većih aksijalnih sila, usvojena je vrijednost $\beta = 0^\circ$

Broj zubi pogonskog zupčanika izračunat će se kao:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{(i_z + 1) \cdot m_n}$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 0^\circ}{(3 + 1) \cdot 2.5} = 25$$

Broj se zaokružuje na manji cijeli broj $z_1 = 25$

Broj zubi gonjenog zupčanika izračunat će se kao:

$$z_2 = i_z \cdot z_1$$

$$z_2 = 3 \cdot 25 = 75$$

usvojena vrijednost $z_2 = 74$

Točan (računski) prijenosni omjer zapravo je omjer usvojenih brojeva zubi:

$$u = i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{74}{25} = 2.96$$

Odstupanje računskog prijenosnog omjera od usvojenog prijenosnog omjera je:

$$\Delta i = \left(1 - \frac{i_z}{i}\right) = \left(1 - \frac{3}{2.96}\right) = -0.0135$$

Uz uvjet da je $i < 4.5$ dozvoljeno odstupanje Δi je $-0.025 \dots +0.025$, stoga je ovdje riječ o dopuštenom odstupanju.

Diobeni promjer

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2.5 \cdot 25}{\cos 0^\circ}$$

$$d_1 = 62.5 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2.5 \cdot 74}{\cos 0^\circ}$$

$$d_2 = 185 \text{ mm}$$

Teoretski razmak osi

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{62.5 + 185}{2}$$

$$a_d = 123.75 \text{ mm}$$

Razmak osi mora biti veći od teoretskog razmaka osi ($a_d < a$)

$$a - a_d = 0 \dots 5 \text{ mm}$$

$$a - a_d = 125 - 123.75 = 1.250 \text{ mm}$$

Širina zupčanika

$$b = b_1 = \psi_{b_d} \cdot d_1 = 0.650 \cdot 62.5 = 40.625 \text{ mm}$$

Odabrana širina zupčanika $b = b_1 = 20 \text{ mm}$

Širina zupčanika smanjena kako bi se približila vrijednost faktora sigurnosti loma, odnosno kako bi faktor bio što bliži dozvoljenoj vrijednosti 5.

$$b_2 = b + (2 \dots 10)$$

$$b_2 = 40.625 + 6 = 46.625 \text{ mm}$$

Stupanj prekrivanja koraka za ravne zube:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_1 \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_n} = \frac{20 \cdot \sin(0^\circ)}{\pi \cdot 2.5} = 0$$

4.2. Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom i normalnom presijeku, te pogonski zahvatni kut u čeonom presijeku

Zahvatni kut na diobenom promjeru u normalnom presijeku $\alpha_n = 20^\circ$, dok se zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presijeku računa kao:

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) = \arctan\left(\frac{\tan(20^\circ)}{\cos(0^\circ)}\right) = 20^\circ$$

Pogonski zahvatni kut u čeonom presijeku iznosi:

$$\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a_d}{a} \cdot \cos\alpha_t\right) = \arccos\left(\frac{123.75}{125} \cdot \cos 20^\circ\right)$$

$$\alpha_{wt} = 21.519^\circ$$

4.3. Suma i raspodjela sume faktora pomaka profila prema postupku MAAG

Suma faktora pomaka profila računa se kao:

$$x_1 + x_2 = \frac{\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t}{2\tan\alpha_n} (z_1 + z_2) < 1.5$$

$$\text{inv}\alpha_{wt} = \tan\alpha_{wt} - \frac{\pi \cdot \alpha_{wt}}{180} = \tan 21.519^\circ - \frac{\pi \cdot 21.519^\circ}{180} = 0.019 \text{ rad}$$

$$\text{inv}\alpha_t = \tan\alpha_t - \frac{\pi \cdot \alpha_t}{180} = \tan 20^\circ - \frac{\pi \cdot 20^\circ}{180} = 0.0149 \text{ rad}$$

$$x_1 + x_2 = \frac{0.019 - 0.0149}{2\tan 0.3491} (25 + 74)$$

$$x_1 + x_2 = 0.518 < 1.5$$

Raspodjela sume faktora pomaka profila prema postupku MAAG (kosi zubi) (4.2)

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \tag{4.2}$$

$$Z_{n2} = \frac{Z_2}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta}$$

gdje je

β_b kut nagiba boka zuba temeljenom na krugu

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha_n) = \arcsin(\sin 0^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 0^\circ$$

$$Z_{n1} = \frac{25}{\cos^2 0^\circ \cdot \cos 0^\circ} = 25 \quad x_1 = \frac{x_1 + x_2}{2} + \frac{[1 - (x_1 + x_2)] \ln i}{2 \ln \left(\frac{z_{n1} \cdot z_{n2}}{100} \right)} = \frac{0.518}{2} + \frac{[1 - 0.518] \ln 2.960}{2 \ln \left(\frac{25 \cdot 74}{100} \right)} = 0.349$$

$$Z_{n2} = \frac{74}{\cos^2 0^\circ \cdot \cos 0^\circ} = 74$$

$$x_2 = (x_1 + x_2) - x_1 = 0.518 - 0.349 = 0.169$$

4.4. Promjeri i stupanj pokrivanja profila

Promjeri preko korijena zuba

$$d_{f1} = m_n \left(\frac{z_1}{\cos\beta} + 2x_1 - 2.5 \right) = 2.5 \left(\frac{25}{\cos 0^\circ} + 2 \cdot 0.349 - 2.5 \right) = 57.994 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = m_n \left(\frac{z_2}{\cos\beta} + 2x_2 - 2.5 \right) = 2.5 \left(\frac{74}{\cos 0^\circ} + 2 \cdot 0.169 - 2.5 \right) = 179.598 \text{ mm}$$

Promjeri preko glave zuba

$$d_{a1} = 2a - d_{f2} - 0.5m_n = 2 \cdot 125 - 179.598 - 0.5 \cdot 2.5 = 69.152 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 2a - d_{f1} - 0.5m_n = 2 \cdot 125 - 57.994 - 0.5 \cdot 2.5 = 190.756 \text{ mm}$$

Promjeri temeljnih krugova

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha_t = 62.5 \cdot \cos 20^\circ = 58.731 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha_t = 185 \cdot \cos 20^\circ = 173.843 \text{ mm}$$

Promjeri pogonskih krugova

$$d_{w1} = \frac{2a}{i+1} = \frac{2 \cdot 125}{2.96+1} = 63.131 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = 2a - d_{w1} = 2 \cdot 125 - 63.131 = 186.869 \text{ mm}$$

Stupanj prekrivanja profila

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{2.5}{\cos 0^\circ} = 2.5$$

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b2}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b1}^2} - 2a \sin\alpha_w t}{2\pi m_t \cos\alpha_t}$$

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{69.152^2 - 173.843^2} + \sqrt{190.756^2 - 173.843^2} - 2 \cdot 125 \cdot \sin 21.519^\circ}{2\pi \cdot 2.5 \cdot \cos 20^\circ} = 1.58$$

U slučaju ravnih zubi, stupanj prekrivanja profila mora biti >1.25 , u našem slučaju uvjet je zadovoljen.

4.5. Relativna debljina vrha zuba u normalnom presijeku

Ovom kontrolom se izbjegava prevelika zašiljenost zuba, a računa se (4.3):

$$S_{an1} = d_{a1} \left(\frac{\pi + 4x_1 \tan \alpha_n}{2z_1} + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_{at1} \right) \cos \beta_{a1} \quad (4.3)$$

gdje je:

α_{at1} kut zahvata na vrhu zuba

$$\alpha_{at1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \arccos \frac{58.731}{69.152} = 31.864^\circ$$

$$\beta_{a1} = \arctan \left(\frac{d_{a1}}{d_1} \tan \beta \right) = \arctan \left(\frac{69.512}{62.5} \cdot \tan 0^\circ \right) = 0^\circ$$

$$\text{inv} \alpha_{at1} = \tan \alpha_{at1} - \frac{\pi \alpha_{at1}}{180} = \tan 31.864^\circ - \frac{\pi \cdot 31.864^\circ}{180} = 0.065^\circ$$

$$S_{an1} = 69.152 \left(\frac{\pi + 4 \cdot 0.349 \cdot \tan 0.3491}{2 \cdot 25} + 0.0149 - 0.065 \right) \cdot \cos 0^\circ = 1.552 \text{ mm}$$

Relativna debljina vrha zuba iznosi:

$$S'_{an1} = \frac{S_{an1}}{m_n} = \frac{1.552}{2.5} = 0.621 > 0.4$$

Uvjet je zadovoljen, zato jer vrijedi da je relativna debljina vrha zuba veća od minimalne dozvoljene debljine vrha zuba, $S'_{an1} > S'_{min}$. Vrijednost minimalne debljine zuba $S'_{min} = 0,4$ je uzeta za cementirane, kaljene (otvrdnute) zube.

$$\alpha_{at2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \arccos \frac{173.843}{197.756} = 24.309^\circ$$

$$\beta_{a2} = \arctan \left(\frac{d_{a2}}{d_2} \tan \beta \right) = \arctan \left(\frac{190.756}{185} \cdot \tan 0^\circ \right) = 0^\circ$$

$$\text{inv} \alpha_{at2} = \tan \alpha_{at2} - \frac{\pi \alpha_{at2}}{180} = \tan 24.309^\circ - \frac{\pi \cdot 24.309^\circ}{180} = 0.027 \text{ rad}$$

$$S_{an2} = d_{a2} \left(\frac{\pi + 4x_2 \tan \alpha_n}{2z_2} + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_{at2} \right) \cos \beta_{a2}$$

$$S_{an2} = 190.756 \left(\frac{\pi + 4 \cdot 0.169 \cdot \tan 0.3491}{2 \cdot 74} + 0.0149 - 0.027 \right) \cdot \cos 0^\circ$$

$$S_{an2} = 1.977 \text{ mm}$$

$$S'_{an2} = \frac{S_{an2}}{m_n} = \frac{1.977}{2.5} = 0.791 > 0.4$$

Uvjet je zadovoljen, zato jer vrijedi da je relativna debljina vrha zuba veća od minimalne dozvoljene debljine vrha zuba, $S'_{an2} > S'_{min}$

Vrijednost minimalne debljine zuba $S'_{min} = 0,4$ je uzeta za cementirane, kaljene (otvrdnute) zube.

5. KONTROLNI PRORAČUN ZUPČASTOG PARA Z₃₄

Nakon definiranja osnovnih veličina preko projektnog proračuna, vrši se kontrolni proračun koji je izrađen prema Vrcan Ž. i Siminiati D. [2].

Nosivost boka zuba

Kontaktni pritisak (Hertzov) na bokovima spregnutih zupčanika računa se kao (5.1):

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\beta Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{bd} \frac{i+1}{i} K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}} \text{ [MPa]} \quad (5.1)$$

gdje je:

$$Z_E - \text{faktor modula elastičnosti za čelik} \quad Z_E = 190\sqrt{\text{MPa}}$$

Z_H - faktor zone

$$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t} \sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\tan\alpha_{wt}}} = \frac{1}{\cos 21.139^\circ} \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 18.348^\circ}{\tan 21.962^\circ}} = 2.236$$

Z_β - faktor nagiba zuba

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 19.7246^\circ} = 0.970$$

Z_ε - faktor utjecaja prekrivanja

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}} = \sqrt{\frac{1}{1.247}} = 0.895$$

F_t - tangencijalna sila

$$F_t = \frac{2000T_2}{d_3} = \frac{2000 \cdot 93.204}{54.976} = 3390.737 \text{ N}$$

$K_A = 1.5$ – faktor primjene ovisan o kombinaciji pogonskog i radnog stroja koji je jednak kao u projektnom proračunu

$K_{H\alpha} = 1.1$ - faktor raspodjele opterećenja uzduž para zuba u zahvatu

K_v - faktor dodatnih dinamičkih naprežanja nastalih netočnošću izrade

$$K_v = K_{v\beta} = 1 + Q^2 v_1 z_3 \cdot 10^{-5} = 1 + 8^2 \cdot 2.802 \cdot 23 \cdot 10^{-5} = 1.041$$

v_1 – obodna brzina zupčanika

$$v_1 = \frac{d_3 \cdot n_2}{19100} = \frac{54.976 \cdot 973.333}{19100} = 2.802 \text{ ms}$$

Za vrijednost $v_1 < 4$ $Q = 8$ - kvaliteta ozubljenja (srednje glodano)

$$R_z = 6.3 \mu\text{m} - \text{hrapavost boka zuba}$$

$K_{H\beta}$ - faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba

$$K_{H\beta} = 1.17 + 0.18 \left(\frac{b}{d_3} \right)^2 + 0.0005b = 1.17 + 0.18 \left(\frac{31.5}{54.976} \right)^2 + 0.0005 \cdot 31.5 = 1.248$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2.236 \cdot 0.970 \cdot 0.895 \sqrt{\frac{3390.737}{31.5 \cdot 54.976} \frac{3.522+1}{3.522} 1.5 \cdot 1.041 \cdot 1.1 \cdot 1.248}$$

$$\sigma_H = 856.684 \text{ MPa}$$

Sigurnost na pitting (5.2)

$$S_H = \frac{\sigma_{H\text{lim}}}{\sigma_H} Z_L Z_V Z_R Z_X Z_W > S_{H\text{min}} \quad (5.2)$$

gdje je:

Z_L - utjecaj maziva

Z_V - utjecaj brzine

Z_R - utjecaj hrapavosti boka

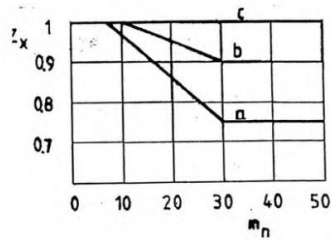
$Z_L Z_V Z_R = Z_{LVR}$ hidroelastično-tribomehanički faktor koji za brušene zupčanike ima vrijednost 1

$Z_w = 1$ - faktor povećanja čvrstoće

$Z_X = 1$ - faktor utjecaja veličine očitane iz dijagrama u nastavku, ako je $m_n = 2.25$

Oznake u dijagramu se odnose na:

- a – leg. čelici za nitriranje, karbonitriranje
- b – č. za cementaciju, č. za plameno ili indukciono kaljenje
- c – legirani č. za poboljšanje, leg. ČL, sivi lijev, nodularni lijev



Slika 5.1. Dijagram za osnovne grupe materijala[1]

Za Č1531 $\sigma_{Hlim} = 1030 \text{ N/mm}^2$

$$S_H = \frac{1030}{856.684} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1.202 > S_{Hmin} (1 \dots 1.5)$$

Uvjet je zadovoljen, jer je $S_H > S_{Hmin}$.

Nosivost korijena zuba(5.3)

Proračun se radi za svaki zupčanik zasebno, jer djelujuće naprezanje je različito za pogonski i gonjeni zupčanik (pogonski ima šire zube).

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \quad (5.3)$$

gdje je:

Y_{FS} - faktor zahvata na vrhu zuba

$$Y_{FS} \approx 4.08 + 0.18x^2 + \frac{7.63}{z_n} - 15.94 \frac{x}{z_n}$$

Y_β - faktor kuta nagiba

$$Y_\beta = 1 - \frac{\epsilon_\beta \beta}{120} = 1 - \frac{1.505 \cdot 19.7246}{120} = 0.752$$

Y_ϵ - faktor stupnja prekrivanja profila

$$Y_\epsilon = 0.25 + 0.75 \frac{\cos^2 \beta}{\epsilon_\alpha} = 0.25 + 0.75 \frac{\cos^2 19.7246^\circ}{1.247} = 0.782$$

$K_{F\alpha} \approx 1.1$ - faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu

$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{0.9}$ - faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba

$$K_{F\beta} = 1.248^{0.9} = 1.220$$

Proračun za pogonski zupčanik:

$$Y_{FS3} \approx 4.08 + 0.18 \cdot 0.678^2 + \frac{7.36}{27.575} - 15.94 \frac{0.678}{27.575} \approx 4.152$$

$$z_{n3} \approx \frac{z}{\cos^3 \beta} \approx \frac{23}{\cos^3 19.7246^\circ} \approx 27.575 \quad \text{- fiktivni broj zuba za pogonski zupčanik}$$

$$Y_{\beta 3} = 0.752$$

$$Y_{\varepsilon 3} = 0.782$$

$$K_{F\alpha 3} \approx 1.1$$

$$K_{F\beta} = 1.220$$

$$\sigma_{F3} = \frac{3390.737}{31.5 \cdot 2.25} \cdot 4.152 \cdot 0.752 \cdot 0.782 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.220$$

$$\sigma_{F3} = 259.198 \text{ MPa}$$

Proračun za gonjeni zupčanik:

$$Y_{FS4} \approx 4.08 + 0.18 \cdot 0.272^2 + \frac{7.36}{97.110} - 15.94 \frac{0.272}{97.110} \approx 4.015$$

$$z_{n4} \approx \frac{z}{\cos^3 \beta} \approx \frac{81}{\cos^3 19.7246^\circ} \approx 97.110 \quad \text{- fiktivni broj zuba za gonjeni zupčanik}$$

$$Y_{\beta 4} = 0.752$$

$$Y_{\varepsilon 4} = 0.782$$

$$K_{F\alpha 4} \approx 1.1$$

$$K_{F\beta} = 1.220$$

$$\sigma_{F4} = \frac{3390.737}{31.5 \cdot 2.25} \cdot 4.015 \cdot 0.752 \cdot 0.782 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.220$$

$$\sigma_{F4} = 250.657 \text{ MPa}$$

Sigurnost protiv loma (5.4)

$$S_F = \frac{\sigma_{FE}}{\sigma_F} \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X \geq S_{Fmin} \quad (5.4)$$

gdje je:

σ_{FE} - dinamička čvrstoća korijena zuba $\sigma_{FE} = 540 \text{ N/mm}^2$

$Y_\delta \approx 1$ - faktor osjetljivosti materijala na koncentratore naprezanja

$Y_R = 1$ - utjecaj hrapavosti prijelaznog dijela korijena zuba.

$Y_X = 1$ - faktor veličine zupčanika za $m_n < 5$

$$S_{F3} = \frac{540}{259.198} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2.083 \geq S_{Fmin} (1.4...2)$$

$$S_{F4} = \frac{540}{250.657} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2.154 \geq S_{Fmin} (1.4...2)$$

$S_{Fmin} (1.4...2)$ - za normalne industrijske reduktore kod kojih je faktor K_A procijenjen

U našem slučaju S_{F3} i S_{F4} su veći od S_{Fmin} , što bi značilo da zupčanici zadovoljavaju uvjete sigurnosti loma.

6. KONTROLNI PRORAČUN ZUPČASTOG PARA Z₁₂

Nakon definiranja osnovnih veličina preko projektnog proračuna, vrši se kontrolni proračun koji je izrađen prema Vrcan Ž. i Siminiati D. [2].

Nosivost boka zuba

Kontaktni pritisak (Hertzov) na bokovima spregnutih zupčanika računa se kao (6.1):

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\beta Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{bd} \frac{i+1}{i} K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}} \text{ [MPa]} \quad (6.1)$$

gdje je:

$$Z_E - \text{faktor modula elastičnosti za čelik} \quad Z_E = 190\sqrt{\text{MPa}}$$

Z_H - faktor zone

$$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t} \sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\tan\alpha_{wt}}} = \frac{1}{\cos 20^\circ} \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 0^\circ}{\tan 21.519^\circ}} = 2.397$$

Z_β - faktor nagiba zuba

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 0^\circ} = 1$$

Z_ε - faktor utjecaja prekrivanja

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.581}{3}} = 0.898$$

F_t - tangencijalna sila

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 31.068}{62.5} = 994.173 \text{ N}$$

$K_A = 1.5$ – faktor primjene ovisan o kombinaciji pogonskog i radnog stroja koji je jednak kao u projektnom proračunu

$K_{H\alpha} = 1.1$ - faktor raspodjele opterećenja uzduž para zuba u zahvatu

K_V - faktor dodatnih dinamičkih naprezanja nastalih netočnošću izrade

$$K_V = K_{V\beta} = 1 + 1.8Q^2 v_1 z_1 \cdot 10^{-5} = 1 + 1.8 \cdot 6^2 \cdot 9.555 \cdot 25 \cdot 10^{-5} = 1.155$$

v_1 – obodna brzina zupčanika

$$v_1 = \frac{d_1 \cdot n_1}{19100} = \frac{62.5 \cdot 2920}{19100} = 9.555 \text{ ms}$$

Za vrijednost $v_1 < 12$ $Q = 6$ - kvaliteta ozubljenja (brušeno)

$$R_z = 2 \mu\text{m} - \text{hrapavost boka zuba}$$

$K_{H\beta}$ - faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba

$$K_{H\beta} = 1.17 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.0005b = 1.17 + 0.18 \left(\frac{20}{62.5} \right)^2 + 0.0005 \cdot 20 = 1.198$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2.397 \cdot 1 \cdot 0.898 \sqrt{\frac{994.173 \cdot 2.96 + 1}{20 \cdot 62.5 \cdot 2.96}} 1.5 \cdot 1.155 \cdot 1.1 \cdot 1.198$$

$$\sigma_H = 622.148 \text{ MPa}$$

Sigurnost na pitting (6.2)

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} Z_L Z_V Z_R Z_X Z_W > S_{Hmin} \quad (6.2)$$

gdje je:

Z_L - utjecaj maziva

Z_V - utjecaj brzine

Z_R - utjecaj hrapavosti boka

$Z_L Z_V Z_R = Z_{LVR}$ hidroelastično-tribomehanički faktor koji za brušene zupčanike ima vrijednost

1

$Z_W = 1$ - faktor povećanja čvrstoće

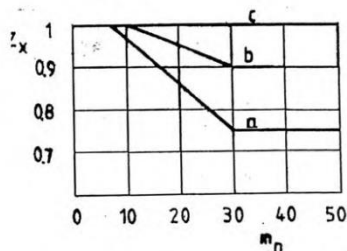
$Z_X = 1$ - faktor utjecaja veličine očitane iz dijagrama u nastavku, ako je $m_n = 2.5$

Oznake u dijagramu se odnose na:

a – leg. čelici za nitriranje, karbonitriranje

b – č. za cementaciju, č. za plameno ili indukciono kaljenje

c – legirani č. za poboljšanje, leg. ČL, sivi lijev, nodularni lijev



Slika 6.1. Dijagram za osnovne grupe materijala[1]

Za Č4732 $\sigma_{Hlim} = 830 \text{ N/mm}^2$

$$S_H = \frac{830}{622.148} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1.334 > S_{Hmin} (1 \dots 1.5)$$

Uvjet je zadovoljen, jer je $S_H > S_{Hmin}$.

Nosivost korijena zuba(6.3)

Proračun se radi za svaki zupčanik zasebno, jer djelujuće naprezanje je različito za pogonski i gonjeni zupčanik (pogonski ima šire zube).

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \quad (6.3)$$

gdje je:

Y_{FS} - faktor zahvata na vrhu zuba

$$Y_{FS} \approx 4.08 + 0.18x^2 + \frac{7.63}{z_n} - 15.94 \frac{x}{z_n}$$

Y_β - faktor kuta nagiba

$$Y_\beta = 1 - \frac{\epsilon_\beta \beta}{120} = 1 - \frac{0 \cdot 0^\circ}{120} = 1$$

Y_ϵ - Faktor stupnja prekrivanja profila

$$Y_\epsilon = 0.25 + 0.75 \frac{\cos^2 \beta}{\epsilon_\alpha} = 0.25 + 0.75 \frac{\cos^2 0^\circ}{1.581} = 0.725$$

$K_{F\alpha} \approx 1.1$ - faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu

$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{0.9}$ - faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba

$$K_{F\beta} = 1.198^{0.9} = 1.177$$

Proračun za pogonski zupčanik:

$$Y_{FS1} \approx 4.08 + 0.18 \cdot 0.349^2 + \frac{7.36}{25} - 15.94 \frac{0.349}{25} \approx 4.185$$

$$z_{n1} \approx \frac{z}{\cos^3 \beta} \approx \frac{25}{\cos^3 0^\circ} \approx 25 \quad \text{- fiktivni broj zuba za pogonski zupčanik}$$

$$Y_{\beta 1} = 1$$

$$Y_{\varepsilon 1} = 0.725$$

$$K_{F\alpha 1} \approx 1.1$$

$$K_{F\beta} = 1.177$$

$$\sigma_{F1} = \frac{994.173}{20 \cdot 2.5} \cdot 4.185 \cdot 1 \cdot 0.725 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.177$$

$$\sigma_{F2} = 128.777 \text{ MPa}$$

Proračun za gonjeni zupčanik:

$$Y_{FS2} \approx 4.08 + 0.18 \cdot 0.170^2 + \frac{7.36}{74} - 15.94 \frac{0.170}{74} \approx 4.080$$

$$z_{n2} \approx \frac{z}{\cos^3 \beta} \approx \frac{74}{\cos^3 0^\circ} \approx 74 \quad \text{- fiktivni broj zuba za gonjeni zupčanik}$$

$$Y_{\beta 2} = 1$$

$$Y_{\varepsilon 2} = 0.725$$

$$K_{F\alpha 4} \approx 1.1$$

$$K_{F\beta} = 1.177$$

$$\sigma_{F4} = \frac{994.173}{20 \cdot 2.5} \cdot 4.080 \cdot 1 \cdot 0.725 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 1.1 \cdot 1.177$$

$$\sigma_{F4} = 125.558 \text{ MPa}$$

Sigurnost protiv loma (6.4)

$$S_F = \frac{\sigma_{FE}}{\sigma_F} \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X \geq S_{Fmin} \quad (6.4)$$

gdje je:

σ_{FE} - dinamička čvrstoća korijena zuba $\sigma_{FE} = 680 \text{ N/mm}^2$

$Y_\delta \approx 1$ - faktor osjetljivosti materijala na koncentratore naprezanja

$Y_R = 1$ - utjecaj hrapavosti prijelaznog dijela korijena zuba.

$Y_X = 1$ - faktor veličine zupčanika za $m_n < 5$

$$S_{F1} = \frac{680}{128.777} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 5.280 \geq S_{Fmin} (2...4)$$

$$S_{F2} = \frac{680}{125.558} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 5.416 \geq S_{Fmin} (2...4)$$

$S_{Fmin} (2...4)$ - za normalne industrijske reduktore kod kojih je faktor K_A procijenjen

U našem slučaju S_{F1} i S_{F2} su veći od S_{Fmin} , što bi značilo da zupčanici zadovoljavaju uvjete sigurnosti loma.

7. IZBOR ULJA ZA PODMAZIVANJE

U ovom poglavlju je napravljen proračun izbora ulja za podmazivanje, te je odabrano odgovarajuće ulje. Izračun napravljen prema Vrcan Ž. i Siminiati D. [2].

Obodna brzina na diobenom krugu

$$\text{za } Z_{12} \quad v_1 = \frac{d_1 \cdot n_1}{19100} = \frac{62.5 \cdot 2920}{19100} = 9.555 \text{ m/s}$$

$$\text{za } Z_{34} \quad v_3 = \frac{d_3 \cdot n_3}{19100} = \frac{54.976 \cdot 973.333}{19100} = 2.802 \text{ m/s}$$

Tangencijalna sila

$$\text{za } Z_{12} \quad F_t = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 31.068}{62.5} = 994.173 \text{ N}$$

$$\text{za } Z_{34} \quad F_t = \frac{2000T_2}{d_3} = \frac{2000 \cdot 93.204}{54.976} = 3390.737 \text{ N}$$

Stribeckov pritisak

$$\text{za } Z_{12} \quad k_s = \frac{3F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i_1+1}{i_1} = \frac{3 \cdot 994.173}{20 \cdot 62.5} \cdot \frac{2.96+1}{2.96} = 3.192 \text{ MPa}$$

$$\text{za } Z_{34} \quad k_s = \frac{3F_t}{b \cdot d_3} \cdot \frac{i_2+1}{i_2} = \frac{3 \cdot 3390.737}{31.5 \cdot 54.976} \cdot \frac{3.522+1}{3.522} = 7.542 \text{ MPa}$$

Potrebna viskoznost ulja

$$\text{za } Z_{12} \quad v_{40} = 208 \left(\frac{k_s}{v_1} \right)^{0.418} = 208 \left(\frac{3.192}{9.555} \right)^{0.418} = 131.532 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

$$\text{za } Z_{34} \quad v_{40} = 208 \left(\frac{k_s}{v_3} \right)^{0.418} = 208 \left(\frac{7.542}{2.802} \right)^{0.418} = 314.658 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

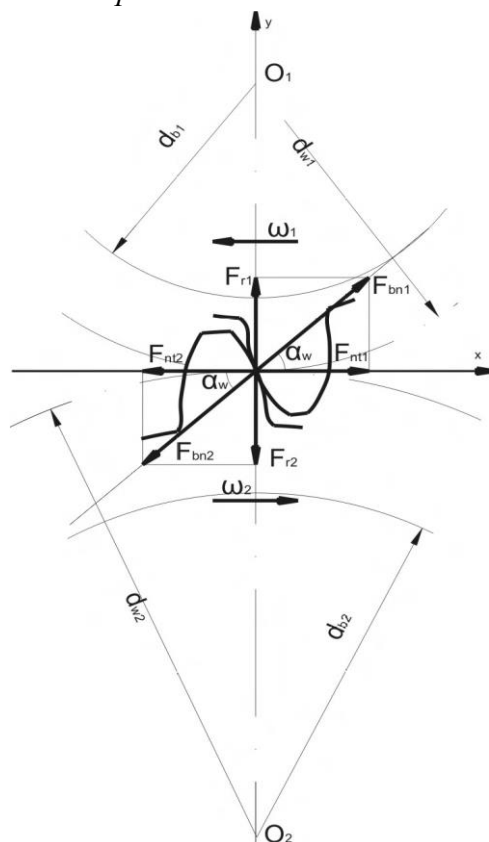
Tablica 7.1. Tablica za izbor ulja [2]

ISO VG	INA	MOBIL	SHELL	ESSO
68	EPOL SP 68	Mobilgear 626	X	Spartan EP 68
100	EPOL SP 100	Mobilgear 627	Omala 100	Spartan EP 100
150	EPOL SP 150	Mobilgear 629	Omala 150	Spartan EP 150
220	EPOL SP 220	Mobilgear 630	Omala 220	Spartan EP 220
320	EPOL SP 320	Mobilgear 632	Omala 320	Spartan EP 320

Odabrano ulje: INA EPOL SP 320

8. SILE U OZUBLJENJU

Sile u zupčastom paru cilindričnih zupčanika



Slika 8.1. Shematski prikaz sila u ozubljenju [2]

Sile u smjeru zahvatne linije

za zupčasti par Z_{12}

$$F_{bn} = F_{bn1} = F_{bn2} = \frac{F_t}{\cos\alpha_{wt}} = \frac{994.173}{\cos 21.519^\circ} = 1068.663 \text{ N}$$

za zupčasti par Z_{34}

$$F_{bn} = F_{bn3} = F_{bn4} = \frac{F_t}{\cos\alpha_{wt}} = \frac{3390.737}{\cos 21.963^\circ} = 3656.075 \text{ N}$$

Obodne sile $F_{wt1} = F_{wt2}$

za zupčasti par Z_{12}

$$F_{wt} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 31.068}{63.131 \cdot 10^{-3}} = 984.239 \text{ N}$$

za zupčasti par Z_{34}

$$F_{wt} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 93.204}{55.289 \cdot 10^{-3}} = 3371.521 \text{ N}$$

Radijalne sile

za zupčasti par Z_{12}

$$F_r = F_{r1} = F_{r2} = F_{bn} \cdot \sin\alpha_w = F_{wt} \cdot \tan\alpha_w$$

$$F_r = 984.239 \cdot \tan 21.519^\circ = 388.079 \text{ N}$$

za zupčasti par Z_{34}

$$F_r = F_{r1} = F_{r2} = F_{bn} \cdot \sin\alpha_w = F_{wt} \cdot \tan\alpha_w$$

$$F_r = 3371.521 \cdot \tan 21.963^\circ = 1359.651 \text{ N}$$

Aksijalne sile

za zupčasti par Z_{12}

$$F_a = F_{wt} \cdot \tan\beta_w$$

$$F_a = 984.239 \cdot \tan 0^\circ = 0 \text{ N}$$

$$\tan\beta_w = \frac{a}{a_d} \tan\beta = \frac{125}{123.75} \cdot \tan 0^\circ = 0^\circ$$

za zupčasti par Z_{34}

$$F_a = F_{wt} \cdot \tan\beta_w$$

$$F_a = 3371.521 \cdot 0.352 = 1186.775 \text{ N}$$

$$\tan\beta_w = \frac{a}{a_d} \tan\beta = \frac{125}{124.293} \cdot \tan 19.2746^\circ = 0.352$$

U daljnjem proračunu korištene su vrijednosti sila dobivene prema podacima iz programa KissSoft-a.

9. PRORAČUN VRATILA I TRAJNOSTI LEŽAJEVA

Ulazno vratilo

Pogonski podaci za proračun za ulazno vratilo su sljedeći:

Snaga: $P = 9.5 \text{ kW} = 9.500 \text{ W}$

Brzina vrtnje: $n = 2920 \text{ min}^{-1}$

Materijal: Č 4732

Za ulazno vratilo odabrane je materijal Č 4732 jer se vratilo izrađuje skupa sa zupčanikom.

Širina glavine stožastog zupčanika: $b_s = 20 \text{ mm}$

Diobeni promjer stožastog zupčanika: $d_{1s} = 62.5 \text{ mm}$

Sile na bokovima zuba ravnog zupčanika : $F_r = 361.8 \text{ N}$

$$F_t = 994.2 \text{ N}$$

$$F_a = 0 \text{ N}$$

Faktor sigurnosti je omjer dopuštenog naprezanja i maksimalnog stvarnog naprezanja u elementu konstrukcije u radu. Budući da je ovdje riječ o vratilu koje će biti opterećeno savijanjem i uvijanjem treba uzeti veći faktor sigurnosti od $S = (10...15)$ pa je uzeta sredina.

$$S = 12$$

Dinamička čvrstoća (prema tablici mehaničkih karakteristika materijala za materijal Č 4732:

$$R_{dto} = 560 \text{ N/mm}^2$$

Dopušteno torzijsko naprezanje se računa u odnosu na trajnu dinamičku čvrstoću:

$$\tau_{dop} = \frac{R_{dto}}{S} = \frac{560}{12} = 46.667 \text{ N/mm}^2$$

Kutna brzina vratila iznosi:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2920}{60} = 305.782 \text{ min}^{-1}$$

Okretni moment računa se iz omjera snage i kutne brzine:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{9500}{305.782} = 31.068 \text{ Nm}$$

Minimalni promjer vratila iznosi:

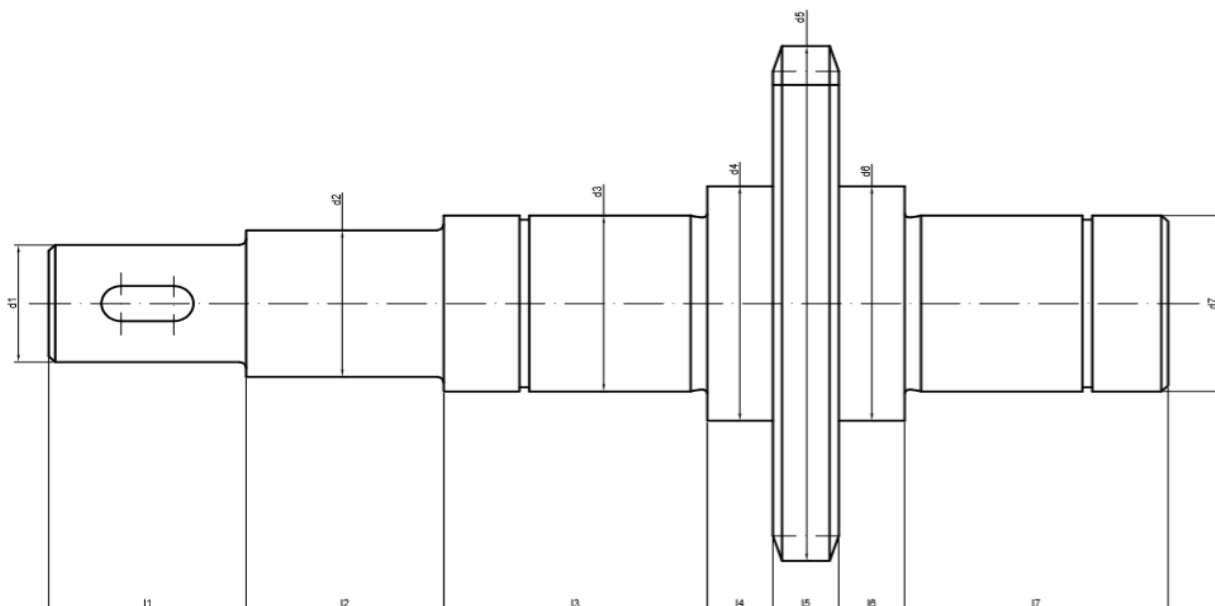
$$d_{\text{pr}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{\text{dop}}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 31.068 \cdot 10^3}{\pi \cdot 46.667}} = 15.023 \text{ mm}$$

Usvojeni promjer: $d_{\text{pr}} = \mathbf{20 \text{ mm}}$ prema nizu R20 (prvi veći broj)

Dimenzioniranje vratila

Vratilo se dimenzionira s obzirom na izračunati minimalni promjer i funkcionalnost vratila. Potrebno je odabrati promjere tako da se na njima mogu postaviti standardizirani konstrukcijski elementi.

Odabir promjera i duljina ulaznog vratila



Slika 9.1. Odabir promjera i duljina ulaznog vratila

$$d_1 = d_{\text{pr}} = 20 \text{ mm}$$

$$d_2 = d_1 + 5 \text{ mm} = 20 + 5 = 25 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_{\text{ležaja}} = d_2 + 5 = 25 + 5 = 30 \text{ mm}$$

$$d_4 = d_3 + 10 \text{ mm} = 30 + 10 = 40 \text{ mm}$$

$$d_5 = d_{\text{zupčanika}} = 69.155 \text{ mm}$$

$$d_6 = d_4 = 40 \text{ mm}$$

$$d_7 = d_3 = 30 \text{ mm}$$

$$l_1 = 30 \text{ mm}$$

$$l_2 = 30 \text{ mm}$$

$$l_3 = l_{\text{ležaja+uskočnik}} = 27+3.7+1=31.7 \text{ mm}$$

$$l_4 = 5 \text{ mm}$$

$$l_5 = l_{\text{zupčsnika}} = 20 \text{ mm}$$

$$l_6 = 5 \text{ mm}$$

$$l_7 = l_{\text{ležaja+uskočnik}} = 27+3.7+1=31.7 \text{ mm}$$

Pero

Pero će se koristiti za prijenos momenta sa vratila na priključeni uređaj (stroj, reduktor, itd.), pa se odabire iz norme DIN 6885, za područje promjera od 17 do 22 mm, tipa A.

Uloženo pero DIN 6885 – A 6x6x14

Širina - $b = 6 \text{ mm}$

Visina - $h = 6 \text{ mm}$

Dubina utora u vratilu - $t_1 = 3.5 \text{ mm}$

Dubina utora u glavini - $t_2 = 2.8 \text{ mm}$

Izračun nosive duljine pera L:

Za udarno opterećenje - $p_{\text{dop}} = 120 \text{ MPa}$

$$L \geq \frac{2000 \cdot T}{d(h-t) \cdot p_{\text{dop}}} = \frac{2000 \cdot 31.068}{20 \cdot (6 - 3.5) \cdot 120} = 10.356 \text{ mm}$$

Po normi duljina pera je od 14 do 70 mm za taj promjer, a radi olakšavanja izrade pera uzeto je pero standardne dužine od 14 mm, čime se zadovoljava uvjet $l < 0,8 \cdot d$

Usvojeno: $L = 14 \text{ mm}$

Radijalna brtva

Radijalna brtva se odabire iz norme DIN 3760, tip A, izrađena iz fluor-kaučuka (FKM = Viton)

Radijalna brtva DIN 3760 – A25x40x7 - FKM

Promjer vratila – $d_2 = 25 \text{ mm}$

Vanjski promjer brtve - $d_2 = 40 \text{ mm}$

Širina brtve - $b = 7 \pm 0.2 \text{ mm}$

Uskočnik

Prema normi DIN 471 uzimaju se podaci za uskočnik kod promjera vratila $d_3 = d_7 = 30$ mm

Uskočnik DIN 471 – 30x1.5

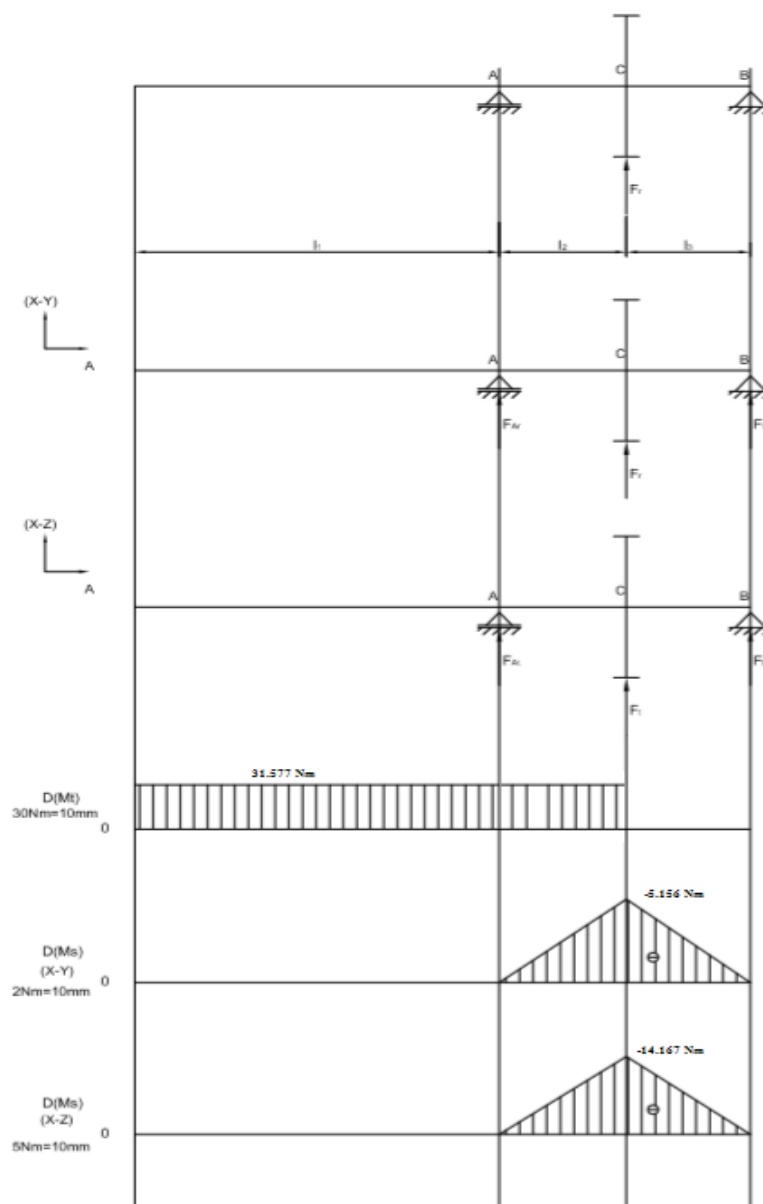
Promjer vratila - $d_3 = d_7 = 30$ mm

Promjer utora - $d_u = 28,6$ mm

Širina uskočnika - $s = 1.5$ mm

Koriste se dva uskočnika, zbog toga što imamo dva ležaja.

Proračun momenata savijanja i torzije



Slika 9.2. Dijagrami momenata savijanja i torzije

Ravnina x-y

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{RS} \cdot L_2 + F_{BR} \cdot (L_2 + L_3) = 0$$

$$F_{BR} = \frac{-F_{RS} \cdot L_2}{(L_2 + L_3)} = \frac{-361.8 \cdot 28.5}{(28.5 + 28.5)} = -180.9 \text{ N} - \text{krivo pretpostavljen smjer sile}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{AS} = F_{BA} \Rightarrow F_{BA} = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{AR} + F_{RS} + F_{BR} = 0 \Rightarrow F_{AR} = -F_{BR} - F_{RS}$$

$$F_{AR} = 180.9 - 361.8 = -180.9 \text{ N} - \text{krivo pretpostavljen smjer sile}$$

Ravnina x-z

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{TS} \cdot L_2 + F_{BT} \cdot (L_2 + L_3) = 0$$

$$F_{BT} = \frac{-F_{TS} \cdot L_2}{L_1 + L_2} = \frac{-994.2 \cdot 28.5}{28.5 + 28.5} = -497.1 \text{ N} - \text{krivo pretpostavljen smjer sile}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{AT} + F_{TS} + F_{BT} = 0$$

$$F_{AT} = -F_{BT} - F_{TS}$$

$$F_{AT} = 497.1 - 994.2 = -497.1 \text{ N} - \text{krivo pretpostavljen smjer sile}$$

$$F_A = \sqrt{F_{AR}^2 + F_{AT}^2} = \sqrt{180.9^2 + 497.1^2} = 528.993 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{F_{BR}^2 + F_{BT}^2} = \sqrt{180.9^2 + 497.1^2} = 528.993 \text{ N}$$

Momenti savijanja

Ravnina x-y

$$M_A^L = 0$$

$$M_C^L = F_{AR} \cdot L_2 = -180.9 \cdot 28.5 \cdot 10^{-3} = -5.156 \text{ Nm}$$

$$M_B^D = 0$$

Ravnina x-z

$$M_A^L = 0$$

$$M_C^L = F_{AT} \cdot L_2 = -497.1 \cdot 28.5 \cdot 10^{-3} = -14.167 \text{ Nm}$$

$$M_B^D = 0$$

$$M_{S1} = 0$$

$$M_{S2} = \sqrt{M_{F2}(xy)^2 + M_{F2}(xy)^2} = \sqrt{(F_{AR} \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2 + (F_{AT} \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$M_{S2} = \sqrt{(180.9 \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2 + (497.1 \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2} = 6.78 \text{ Nm}$$

$$M_{S3} = \sqrt{M_{Fa}(xy)^2 + M_{Fa}(xy)^2} = \sqrt{(F_{AR} \cdot L_2)^2 + (F_{AT} \cdot L_2)^2}$$

$$M_{S3} = \sqrt{5.156^2 + 14.167^2} = 15.076 \text{ Nm}$$

Kritički presjeci ulaznog vratila

Prema normi DIN 743 potrebno je izvršiti kontrolu plastične deformacije vratila u kritičnim presjecima. Nakon što je vratilo dimenzionirano potrebno je izraditi dijagrame momenata savijanja i torzije te utvrditi kritične presjeke vratila.

Kritični presjek 1 (na peru):

$$\tau_t = \frac{T}{W_P} \leq \tau_{dop}$$

$$\tau_{t_1} = \frac{T}{\frac{d_{pr}^3 \pi}{16}} = \frac{31.068 \cdot 10^3}{\frac{20^3 \pi}{16}} = 19.779 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{s1} = 0 \text{ N/mm}$$

Kritični presjek 2 (na ležaju):

$$\tau_{t_2} = \frac{T}{\frac{d_{pr}^3 \pi}{16}} = \frac{31.068 \cdot 10^3}{\frac{30^3 \pi}{16}} = 5.860 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{s2} = \frac{M_{S2}}{W}; W = \frac{d^3 \pi}{32} \Rightarrow \sigma_{s2} = \frac{M_{S2}}{\frac{d^3 \pi}{32}} = \frac{6.78 \cdot 10^3}{\frac{30^3 \cdot \pi}{32}} = 2.558 \text{ N/mm}^2$$

Kritični presjek 3 (na zupčaniku):

$$\tau_{t3} = \frac{T}{\frac{d_{pr}^3 \pi}{16}} = \frac{31.068 \cdot 10^3}{\frac{69.155^3 \pi}{16}} = 0.478 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{s3} = \frac{M_{S3}}{W}; W = \frac{d^3 \pi}{32} \Rightarrow \sigma_{s3} = \frac{M_{S3}}{\frac{d^3 \pi}{32}} = \frac{14.167 \cdot 10^3}{\frac{69.155^3 \cdot \pi}{32}} = 0.436 \text{ N/mm}^2$$

Kontrolni proračun ulaznog vratila

Faktor primjene za strojeve sa umjerenim udarima u radu: $K_A = 1.5$

Maksimalno tangencijalno naprezanje uzrokovano torzijom za 1. kritičan presjek:

$$\tau_{t1} \cdot K_A = \tau_{t1\max} \Rightarrow \tau_{t1\max} = 19.779 \cdot 1.5 = 29.669 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno vlačno naprezanje uzrokovano savijanjem za 1. kritičan presjek: $\sigma_{s1} = 0$

Vlačno naprezanje savijanjem je jednako nuli, jer u ovom presjeku nema savijanja.

Maksimalno tangencijalno naprezanje uzrokovano torzijom za 2. kritičan presjek:

$$\tau_{t2} \cdot K_A = \tau_{t2\max} \Rightarrow \tau_{t2\max} = 5.860 \cdot 1.5 = 8.79 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno vlačno naprezanje uzrokovano savijanjem za 2. kritičan presjek:

$$\sigma_{s2} \cdot K_A = \sigma_{s2\max} \Rightarrow \sigma_{s2\max} = 2.558 \cdot 1.5 = 3.837 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje uzrokovano torzijom za 3. kritičan presjek:

$$\tau_{t3} \cdot K_A = \tau_{t3\max} \Rightarrow \tau_{t3\max} = 0.478 \cdot 1.5 = 0.717 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno vlačno naprezanje uzrokovano savijanjem za 3. kritičan presjek:

$$\sigma_{s3} \cdot K_A = \sigma_{s3\max} \Rightarrow \sigma_{s3\max} = 0.436 \cdot 1.5 = 0.654 \text{ N/mm}^2$$

Nazivna granica tečenja pri torziji i savijanju iznosi:

Visina stvarne granice tečenja R_e (odnosno $R_{p0.2}$) u odnosu na nazivnu granicu tečenja R_{eN} , koja je određena za ispitnu epruvetu promjera 16 mm, ovisi o izmjerama osovine/vratila i uzima se u obzir tehnološkim faktorom K_t :

$$K_t = 1, R_{etN} = 625 \text{ N/mm}^2, R_{esN} = 1080 \text{ N/mm}^2;$$

$$R_{et} = R_{etN} \cdot K_t = 625 \cdot 1 = 625 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{es} = R_{esN} \cdot K_t = 1080 \cdot 1 = 1080 \text{ N/mm}^2$$

Kako je vratilo opterećeno torzijom i savijanjem, faktori sigurnosti biti će:

$$S_{p1} = \frac{R_{et}}{\tau_{t1\max}} = \frac{625}{29.669} \Rightarrow S_{p1} = 21.976$$

$$S_{p1} \geq 1.2 \text{ Zadovoljava}$$

$$S_{p2} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{s2\max}}{R_{es}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t2\max}}{R_{et}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{3.837}{1080}\right)^2 + \left(\frac{8.79}{625}\right)^2}} \Rightarrow S_{p2} = 68.938$$

$$S_{p2} \geq 1.2 \text{ Zadovoljava}$$

$$S_{p3} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{s3\max}}{R_{es}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t3\max}}{R_{et}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{0.654}{1080}\right)^2 + \left(\frac{0.717}{625}\right)^2}} \Rightarrow S_{p3} = 770.883$$


$$S_{p3} \geq 1.2 \text{ Zadovoljava}$$

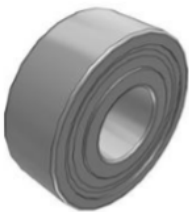
Vratilo je predimenzionirano, te je moguće uzeti lošiji materijal od odabranog koji bi i dalje zadovoljavao faktore sigurnosti ili bi se ovom vratilu mogle smanjiti same dimenzije.

Odabir ležajeva

Odabran je ležaj 62306-2RS1 uzet sa SKF-a. Trajnost ležaja je veća od 100 000 sati, zbog čega će se ležajevi promijeniti nakon određenog vremenskog perioda, odnosno promijeniti će se nakon 2 godine iz sigurnosnih razloga.

$$L_h > 100\,000 \text{ h}$$


Generated from www.skf.com on 2020-04-26



62306-2RS1

Deep groove ball bearings

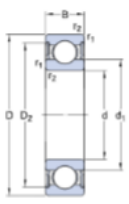
Bearing data

[Tolerances](#),
Normal (metric), P6, P5, Normal (inch),
[Radial internal clearance](#),
Matched bearing pairs, Stainless steel
d < 10 mm, Other bearings

Bearing interfaces

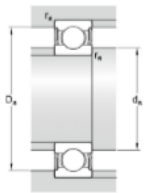
[Seat tolerances for standard conditions](#),
[Tolerances and resultant fits](#)

Technical Specification



DIMENSIONS

d	30 mm
D	72 mm
B	27 mm
d ₁	= 44.6 mm
D ₂	= 61.88 mm
r _{1,2}	min. 1.1 mm



ABUTMENT DIMENSIONS

d _a	min. 37 mm
d _a	max. 44.5 mm
D _a	max. 65 mm
r _a	max. 1 mm

Slika 9.3. Specifikacija ležaja iz SKF-a

SKF			Generated from www.skf.com on 2020-04-26
CALCULATION DATA			
Basic dynamic load rating	C		28.1 kN
Basic static load rating	C ₀		16 kN
Fatigue load limit	P _u		0.67 kN
Limiting speed			6300 r/min
Calculation factor	k _r		0.03
Calculation factor	f ₀		13.1
MASS			
Mass bearing			0.5 kg

Slika 9.4. Specifikacija ležaja iz SKF-a

Trajnost ležajeva [1]:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \geq L_{h \min} \quad (9.1)$$

Dinamička nosivost ležaja $C = 28.1 \text{ kN}$

Statička nosivost $C_0 = 16 \text{ kN}$

Radijalno opterećenje ležaja u osloncu iznosi $F_r = 361.8 \text{ N}$

Aksialno opterećenje ležaja u osloncu iznosi $F_a = 0 \text{ N}$

Faktor dodira $k=3$

Brzina vrtnje $n_2 = 2920 \text{ min}^{-1}$

Ekvivalentno opterećenje za ležaj iznosi $P = F_r$

Tablica 9.1. Ekvivalentno opterećenje ležaja [2]

Vrsta ležaja	Ekvivalentno opterećenje P [N]		
	Kuglični	Cilindrični	Stožasti
$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$P = F_r$	$P = F_r$	$P = F_r + Y_1 F_a$
$\frac{F_a}{F_r} > e$	$P = X F_r + Y F_a$	$P = 0.92 F_r + Y F_a$	$P = 0.67 F_r + Y_2 F_a$

U ovom slučaju postoji opterećenje sa aksijalnom silom te je potrebno ispitati da li je aksijalna sila značajna ili ju se može zanemariti. Potrebno je ispuniti uvjete:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$e = 0.51 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0}\right)^{0.23}$$

Ako je vrijednost $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ onda je vrijednost faktora $X = 1$, a faktora $Y = 0$

$$\frac{0}{332.9} \leq e$$

Dobije se vrijednost $0 \leq e$

$$e = 0.51 \cdot \left(\frac{0}{95000}\right)^{0.23} = 0$$

Ekvivalentno opterećenje u ležaju iznosi

$$P = Fr = 332.9 \text{ N}$$

Trajnost ležaja:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{28100}{361.8}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2920} = 2674109.398 \text{ h}$$

Trajnost ležaja je zadovoljena.

Međuvratilo

Pogonski podaci za proračun međuvratila su sljedeći:

Snaga: $P = 9.5 \text{ kW} = 9500 \text{ W}$

Brzina vrtnje: $n = 973.333 \text{ min}^{-1}$

Materijal: Č 1531

Širina glavine ravnog zupčanika: $b_s = 20 \text{ mm}$

Širina glavine stožastog zupčanika: $b_s = 31.5 \text{ mm}$

Diobeni promjer ravnog zupčanika: $d_{1s} = 185 \text{ mm}$

Diobeni promjer stožastog zupčanika: $d_{1s} = 54.976 \text{ mm}$

Sile na bokovima zuba ravnog zupčanika : $F_{rs1} = 361.8 \text{ N}$

$$F_{ts1} = 994.2 \text{ N}$$

$$F_{as1} = 0 \text{ N}$$

Sile na bokovima zuba stožastog zupčanika: $F_{rs2} = 1311.1 \text{ N}$

$$F_{ts2} = 3390.7 \text{ N}$$

$$F_{as2} = 1215.7 \text{ N}$$

Faktor sigurnosti je omjer dopuštenog naprezanja i maksimalnog stvarnog naprezanja u elementu konstrukcije u radu. Budući da je to vratilo koje će biti opterećeno savijanjem i uvijanjem treba uzeti veći faktor sigurnosti od $S = (10...15)$ pa je uzeta sredina.

$$S = 12$$

Dinamička čvrstoća (prema tablici mehaničkih karakteristika materijala za materijal Č 1531:

$$R_{dto} = 340 \text{ N/mm}^2$$

Dopušteno torzijsko naprezanje se računa u odnosu na trajnu dinamičku čvrstoću:

$$\tau_{dop} = \frac{R_{dto}}{S} = \frac{340}{12} = 28.333 \text{ N/mm}^2$$

Kutna brzina vratila iznosi:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 973.3}{60} = 101.924 \text{ min}^{-1}$$

Okretni moment računa se iz omjera snage i kutne brzine:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{9500}{101.924} = 93.207 \text{ Nm}$$

Minimalni promjer vratila iznosi:

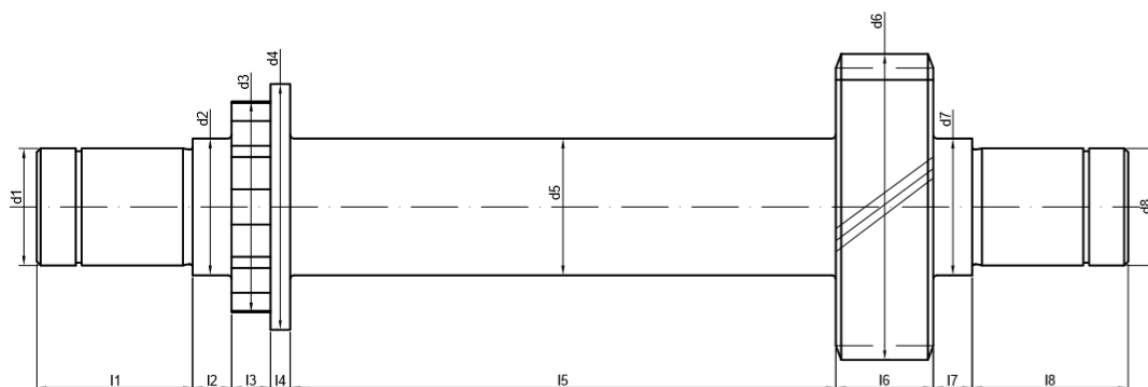
$$d_{pr} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{dop}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 93.207 \cdot 10^3}{\pi \cdot 28.333}} = 25.588 \text{ mm}$$

Usvojeni promjer: $d_{pr} = \mathbf{30 \text{ mm}}$ prema nizu R20 za lakši odabir ležaja

Dimenzioniranje međuvratila

Vratilo se dimenzionira s obzirom na izračunati minimalni promjer i funkcionalnost vratila. Potrebno je odabrati promjere tako da se na njih mogu postaviti standardizirani konstrukcijski elementi.

Odabir promjera i duljine međuvratila



Slika 9.5. Odabir promjera i duljine međuvratila

$$d_1 = d_{\text{ležaja}} = 30 \text{ mm}$$

$$d_2 = d_1 + 5 \text{ mm} = 30 + 5 = 35 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_{\text{ozubljenja}} = 46 \text{ mm}$$

$$d_4 = 65 \text{ mm}$$

$$d_5 = d_2 = 35 \text{ mm}$$

$$d_6 = d_{\text{zupčanika}} = 59.667 \text{ mm}$$

$$d_7 = d_2 = 35 \text{ mm}$$

$$d_8 = d_1 = d_{\text{ležaja}} = 30 \text{ mm}$$

$$l_1 = l_{\text{ležaja+uskočnik}} = 27 + 3.7 + 1 = 31.7 \text{ mm}$$

$$l_2 = 10 \text{ mm}$$

$$l_3 = l_{\text{ozubljenja}} = 22 \text{ mm}$$

$$l_4 = 5 \text{ mm}$$

$$l_5 = 85 \text{ mm}$$

$$l_6 = b_{\text{zupčanika}} = 31.5 \text{ mm}$$

$$l_7 = 10 \text{ mm}$$

$$l_8 = l_1 = 31.7 \text{ mm}$$

Ožljebljenje

Prema normi DIN 5463 uzeti su podaci za srednje tešku izvedbu ožljebljenog spoja, tipa A, centriran na unutarnjem promjeru ili boku.

Ožljebljeno vratilo A 8x46x54 DIN 5463

Unutarnji promjer - $d_1 = 46$ mm

Vanjski promjer - $d_2 = 54$ mm - promjer zuba

Širina klina - $b = 9$ mm

Broj klinova - $n = 8$

Visina ožljebljenja:

$$H = 0.5 \cdot (d_2 - d_1) = 0.5 \cdot (54 - 46) = 4 \text{ mm}$$

Srednji promjer:

$$d_{\text{SR}} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{46 + 54}{2} = 50 \text{ mm}$$

Uskočnik

Prema normi DIN 471 uzimaju se podaci za uskočnik kod promjera vratila $d_1 = d_8 = d_{\text{ležaja}} = 30$ mm

Uskočnik DIN 471 – 30x1,5

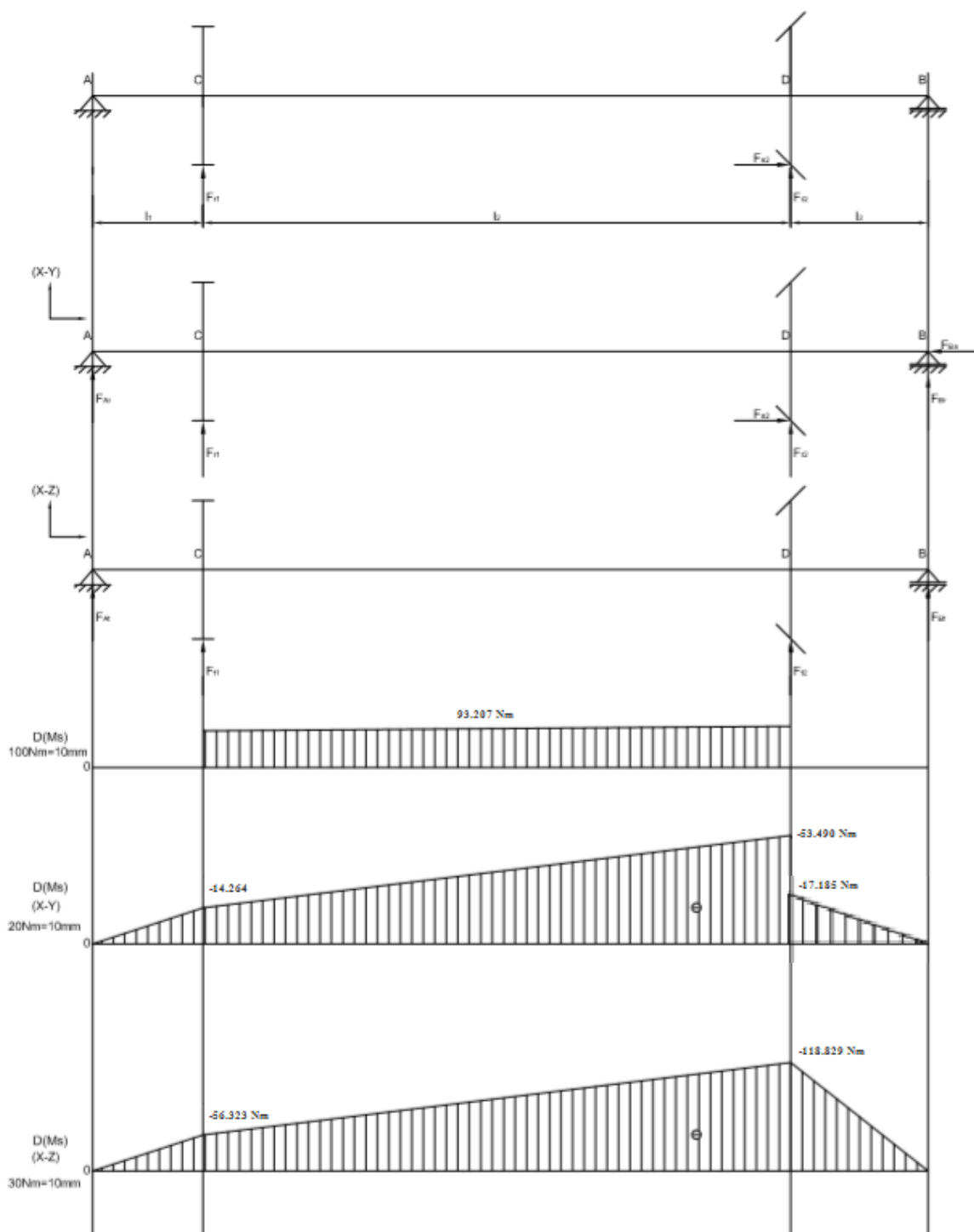
Promjer vratila - $d_1 = d_8 = 30$ mm

Promjer utora - $d_u = 28,6$ mm

Širina uskočnika - $s = 1,5$ mm

Koriste se dva uskočnika, zbog toga što imamo dva ležaja.

Proračun momenata savijanja i torzije



Slika 9.6. Dijagrami momenata savijanja i torzije

Ravnina x-y

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{RS1} \cdot L_1 + F_{RS2} \cdot (L_1 + L_2) + F_{AS2} \cdot r_{ds2} + F_{BR} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0$$

$$F_{BR} = \frac{-F_{RS1} \cdot L_1 - F_{RS2} \cdot (L_1 + L_2) - F_{AS2} \cdot r_{ds2}}{(L_1 + L_2 + L_3)} = \frac{-361.8 \cdot 36.85 - 1311.1 \cdot (36.85 + 117) - 1215.7 \cdot 29.834}{(36.85 + 117 + 41.6)}$$

$F_{BR} = -1285.824$ N - krivo pretpostavljen smjer sile

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{AS2} = F_{BA} \Rightarrow F_{BA} = 1215.7 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{AR} + F_{RS1} + F_{RS2} + F_{BR} = 0 \Rightarrow F_{AR} = -F_{BR} - F_{RS1} - F_{RS2}$$

$F_{AR} = 1285.824 - 361.8 - 1311.1 = -387.076$ N – krivo pretpostavljen smjer sile

Ravnina x-z

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{TS1} \cdot L_1 + F_{TS2} \cdot (L_1 + L_2) + F_{BT} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0$$

$$F_{BT} = \frac{-F_{TS1} \cdot L_1 - F_{TS2} \cdot (L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{-994.2 \cdot 36.85 - 3390.7 \cdot (36.85 + 117)}{36.85 + 117 + 41.6}$$

$F_{BT} = -2856.462$ N – krivo pretpostavljen smjer sile

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{AT} + F_{TS1} + F_{TS2} + F_{BT} = 0$$

$$F_{AT} = -F_{BT} - F_{TS1} - F_{TS2}$$

$F_{AT} = 2856.462 - 994.2 - 3390.7 = -1528.438$ N – krivo pretpostavljen smjer sile

$$F_A = \sqrt{F_{AR}^2 + F_{AT}^2} = \sqrt{387.076^2 + 1528.438^2} = 1576.714 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{F_{BR}^2 + F_{BT}^2} = \sqrt{1285.824^2 + 2856.462^2} = 3132.526 \text{ N}$$

Momenti savijanja

Ravnina x-y

$$M_A^L = 0$$

$$M_C^L = F_{AR} \cdot L_1 = -387.076 \cdot 36.85 \cdot 10^{-3} = -14.264 \text{ Nm}$$

$$M_D^D = F_{BR} \cdot L_3 = -1285.824 \cdot 41.6 \cdot 10^{-3} = -53.490 \text{ Nm}$$

$$M_D^D(F_{AS2}) = F_{BR} \cdot L_3 + F_{AS2} \cdot r_{ds2} = -1285.824 \cdot 41.6 \cdot 10^{-3} + 1215.7 \cdot 29.864 \cdot 10^{-3} = -17.185 \text{ Nm}$$

$$M_B^D = 0$$

Ravnina x-z

$$M_A^L = 0$$

$$M_C^L = F_{AT} \cdot L_1 = -1528.438 \cdot 36.85 \cdot 10^{-3} = -56.323 \text{ Nm}$$

$$M_D^D = F_{BT} \cdot L_3 = -2856.462 \cdot 41.6 \cdot 10^{-3} = -118.829 \text{ Nm}$$

$$M_B^D = 0$$

$$M_{S1} = \sqrt{M_{F1(xy)}^2 + M_{F1(xy)}^2} = \sqrt{(F_{AR} \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2 + (F_{AT} \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$M_{S1} = \sqrt{(387.076 \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2 + (1528.438 \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2} = 15.767 \text{ Nm}$$

$$M_{S2} = \sqrt{M_{Fa(xy)}^2 + M_{Fa(xy)}^2} = \sqrt{(F_{AR} \cdot L_1)^2 + (F_{AT} \cdot L_1)^2}$$

$$M_{S2} = \sqrt{(387.076 \cdot 36.85 \cdot 10^{-3})^2 + (1528.438 \cdot 36.85 \cdot 10^{-3})^2} = 58.101 \text{ Nm}$$

$$M_{S3} = \sqrt{M_{Fb(xy)}^2 + M_{Fb(xy)}^2} = \sqrt{(F_{BR} \cdot L_3)^2 + (F_{BT} \cdot L_3)^2}$$

$$M_{S3} = \sqrt{(1285.824 \cdot 41.6 \cdot 10^{-3})^2 + (2856.462 \cdot 41.6 \cdot 10^{-3})^2} = 130.313 \text{ Nm}$$

Kritični presjeci vratila

Prema normi DIN 743 potrebno je izvršiti kontrolu plastične deformacije vratila u kritičnim presjecima. Nakon što je vratilo dimenzionirano potrebno je izraditi dijagrame momenata savijanja i torzije te utvrditi kritične presjeke vratila.

Kritični presjek 1 (na ležaju):

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} \leq \tau_{dop}$$

$$\tau_{t_1} = \frac{T}{\frac{d_{pr}^3 \pi}{16}} = \frac{93.207 \cdot 10^3}{\frac{30^3 \pi}{16}} = 17.581 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{s1} = \frac{M_{s1}}{W}; W = \frac{d^3 \pi}{32} \Rightarrow \sigma_{s1} = \frac{M_{s1}}{\frac{d^3 \pi}{32}} = \frac{15.767 \cdot 10^3}{\frac{30^3 \cdot \pi}{32}} = 5.948 \text{ N/mm}^2$$

Kritični presjek 2 (na ravnom zupčaniku):

$$\tau_{t_2} = \frac{T}{\frac{d_{pr}^3 \pi}{16}} = \frac{93.207 \cdot 10^3}{\frac{46^3 \pi}{16}} = 4.877 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{s2} = \frac{M_{s2}}{W}; W = \frac{d^3 \pi}{32} \Rightarrow \sigma_{s2} = \frac{M_{s2}}{\frac{d^3 \pi}{32}} = \frac{58.101 \cdot 10^3}{\frac{46^3 \cdot \pi}{32}} = 6.080 \text{ N/mm}^2$$

Kritični presjek 3 (na kosom zupčaniku):

$$\tau_{t3} = \frac{T}{\frac{d_{pr}^3 \pi}{16}} = \frac{93.207 \cdot 10^3}{\frac{59.667^3 \pi}{16}} = 2.235 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{s3} = \frac{M_{s3}}{W}; W = \frac{d^3 \pi}{32} \Rightarrow \sigma_{s3} = \frac{M_{s3}}{\frac{d^3 \pi}{32}} = \frac{130.313 \cdot 10^3}{\frac{59.667^3 \cdot \pi}{32}} = 6.249 \text{ N/mm}^2$$

Kontrolni proračun međuvratila

Faktor primjene za strojeve sa srednjim udarima u radu: $K_A=1.5$

Maksimalno tangencijalno naprezanje uzrokovano torzijom za 1. kritičan presjek:

$$\tau_{t1} \cdot K_A = \tau_{t1\max} \Rightarrow \tau_{t1\max} = 17.751 \cdot 1.5 = 26.372 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno vlačno naprezanje uzrokovano savijanjem za 1. kritičan presjek:

$$\sigma_{s1} \cdot K_A = \sigma_{s1\max} \Rightarrow \sigma_{s1\max} = 5.948 \cdot 1.5 = 8.922 \text{ N/mm}^2$$

Vlačno naprezanje savijanjem je jednako nuli, jer u ovom presjeku nema savijanja.

Maksimalno tangencijalno naprezanje uzrokovano torzijom za 2. kritičan presjek:

$$\tau_{t2} \cdot K_A = \tau_{t2\max} \Rightarrow \tau_{t2\max} = 4.877 \cdot 1.5 = 7.316 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno vlačno naprezanje uzrokovano savijanjem za 2. kritičan presjek:

$$\sigma_{s2} \cdot K_A = \sigma_{s2\max} \Rightarrow \sigma_{s2\max} = 6.080 \cdot 1.5 = 9.120 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje uzrokovano torzijom za 3. kritičan presjek:

$$\tau_{t3} \cdot K_A = \tau_{t3\max} \Rightarrow \tau_{t3\max} = 2.235 \cdot 1.5 = 3.353 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno vlačno naprezanje uzrokovano savijanjem za 3. kritičan presjek:

$$\sigma_{s3} \cdot K_A = \sigma_{s3\max} \Rightarrow \sigma_{s3\max} = 6.249 \cdot 1.5 = 9.374 \text{ N/mm}^2$$

Nazivna granica tečenja pri torziji i savijanju iznosi:

Visina stvarne granice tečenja R_e (odnosno $R_{p0.2}$) u odnosu na nazivnu granicu tečenja R_{eN} , koja je određena za ispitnu epruvetu promjera 16 mm, ovisi o izmjerama osovine/vratila i uzima se u obzir tehnološkim faktorom K_t :

$$K_t = 1, R_{etN} = 340 \text{ N/mm}^2, R_{esN} = 590 \text{ N/mm}^2 ;$$

$$R_{et} = R_{etN} \cdot K_t = 340 \cdot 1 = 340 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{es} = R_{esN} \cdot K_t = 590 \cdot 1 = 590 \text{ N/mm}^2$$

Kako je vratilo opterećeno torzijom i savijanjem, faktori sigurnosti biti će:

$$S_{p1} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{S1\max}}{R_{es}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t1\max}}{R_{et}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{8.922}{590}\right)^2 + \left(\frac{26.372}{340}\right)^2}} \Rightarrow S_{p1} = 12.654$$

$S_{p1} \geq 1.2$ Zadovoljava

$$S_{p2} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{S2\max}}{R_{es}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t2\max}}{R_{et}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{9.120}{590}\right)^2 + \left(\frac{7.316}{340}\right)^2}} \Rightarrow S_{p2} = 37.744$$

$S_{p2} \geq 1.2$ Zadovoljava

$$S_{p3} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{S3\max}}{R_{es}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t3\max}}{R_{et}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{9.374}{590}\right)^2 + \left(\frac{3.353}{340}\right)^2}} \Rightarrow S_{p3} = 53.476$$

$S_{p3} \geq 1.2$ Zadovoljava

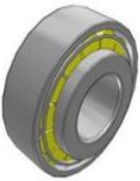
Vratilo je predimenzionirano, te je moguće uzeti lošiji materijal od odabranog koji bi i dalje zadovoljavao faktore sigurnosti ili bi se ovom vratilu mogle smanjiti same dimenzije.

Odabir ležajeva

Odabran je ležaj 32306 uzet sa SKF-a. Trajnost ležaja je veća od 100 000 sati, zbog čega će se ležajevi promijeniti nakon određenog vremenskog perioda, odnosno promijeniti će se nakon 2 godine iz sigurnosnih razloga.

$$L_h > 100\,000 \text{ h}$$

SKF® Generated from www.skf.com on 2020-04-28




32306
Popular item
SKF Explorer
Tapered roller bearings, single row

Bearing data
Tolerances: Normal and CL7C, CLN, Normal and CL, deviating width

Bearing interfaces
Said tolerances for standard conditions; Tolerances and resultant fit

Technical Specification

Dimension series 2FD



DIMENSIONS

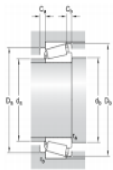
d	30 mm
D	72 mm
T	28.75 mm
d ₁	≈ 48.7 mm
B	27 mm
C	23 mm
r _{1,2}	min. 1.5 mm
r _{3,4}	min. 1.5 mm
a	17.569 mm

ABUTMENT DIMENSIONS

d _a	max. 39 mm
d _b	min. 38 mm
D _a	min. 59 mm

SKF® Page 1 of 4

SKF® Generated from www.skf.com on 2020-04-28



D _a	max. 65 mm
D _b	min. 66 mm
C _a	min. 4 mm
C _b	min. 5.5 mm
r _a	max. 1.5 mm
r _b	max. 1.5 mm

CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	95 kN
Basic static load rating	C ₀	85 kN
Fatigue load limit	P _k	9.65 kN
Reference speed		7500 r/min
Limiting speed		10000 r/min
Calculation factor	e	0.31
Calculation factor	Y	1.9
Calculation factor	Y ₀	1.1

MASS

Mass bearing	0.55 kg
--------------	---------

SKF® Page 2 of 4

Slika 9.7. Specifikacija ležaja iz SKF-a

Trajnost ležajeva [1]:

Trajnost ležajeva na međuvratilu

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \geq L_{h \min}$$

Dinamička nosivost ležaja:

$$C = 95 \text{ kN}$$

Statička nosivost:

$$C_0 = 85 \text{ kN}$$

Radijalno opterećenje ležaja u osloncu iznosi

$$F_r = 1311.1 \text{ N}$$

Aksijalno opterećenje ležaja u osloncu iznosi:

$$F_a = 1215.7 \text{ N}$$

Faktor dodira

$$k = 3.33$$

Brzina vrtnje

$$n_2 = 973.333 \text{ min}^{-1}$$

Ekvivalentno opterećenje za ležaj iznosi

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

U ovom slučaju imamo opterećenje sa aksijalnom silom te je potrebno ispitati jeli aksijalna sila značajna ili ju se može zanemariti. Potrebno je ispuniti uvjete:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$e = 0.51 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0}\right)^{0.23}$$

Ako je vrijednost $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ onda je vrijednost faktora $X = 1$, a Faktora $Y = 0$

Kad je vrijednost faktora $\frac{F_a}{F_r} > e$ tada se uzima vrijednost faktora $X = 0.67$ a vrijednost faktora Y se izračunava prema formuli:

$$\frac{1215.7}{1311.1} \leq e$$

Dobije se vrijednost $0.927 \leq e$

$$e = 0.51 \cdot \left(\frac{1215.7}{95000}\right)^{0.23} = 0.187$$

Pošto je vrijednost faktora manja od izračunate vrijednosti potrebno je izračunati faktor Y .

Faktor Y se računa prema formuli:

$$Y = 0.866 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0}\right)^{-0.23}$$

$$Y = 0.866 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0}\right)^{-0.23} = 0.866 \cdot \left(\frac{1215.7}{95000}\right)^{-0.23} = 2.360$$

Ekvivalentno opterećenje u ležaju iznosi

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.67 \cdot 1311.1 + 2.360 \cdot 1215.7 = 3747.489 \text{ N}$$

Trajnost ležaja:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{95000}{3747.489}\right)^{3.33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 973.333} = 810683.784 \text{ h}$$

Trajnost ležaja je zadovoljena.

Izlazno vratilo

Pogonski podaci za proračun za izlazno vratilo su sljedeći:

Snaga: $P = 9.5 \text{ kW} = 9500 \text{ W}$

Brzina vrtnje: $n = 276.4 \text{ min}^{-1}$

Materijal: Č 0545

Širina glavine cilindričnog zupčanika s kosim zubima: $b_s = 31.5 \text{ mm}$

Diobeni promjer cilindričnog zupčanika s kosim zubima: $d_{1s} = 193.610 \text{ mm}$

Sile na bokovima zuba cilindričnog zupčanika s kosim:

$$F_{rs} = 1311.1 \text{ N}$$

$$F_{ts} = 3390.7 \text{ N}$$

$$F_{as} = 1215.7 \text{ N}$$

Faktor sigurnosti je omjer dopuštenog naprezanja i maksimalnog stvarnog naprezanja u elementu konstrukcije u radu. Budući da je to vratilo koje će biti opterećeno savijanjem i uvijanjem treba uzeti veći faktor sigurnosti od $S = (10...15)$ pa je uzeta sredina.

$$S = 12$$

Dinamička čvrstoća (prema tablici mehaničkih karakteristika materijala za materijal Č 0545):

$$R_{dto} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Dopušteno torzijsko naprezanje se računa u odnosu na trajnu dinamičku čvrstoću:

$$\tau_{dop} = \frac{R_{dto}}{S} = \frac{205}{12} = 17.083 \text{ N/mm}^2$$

Kutna brzina vratila iznosi:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 276.4}{60} = 28.945 \text{ min}^{-1}$$

Okretni moment računa se iz omjera snage i kutne brzine:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{9500}{28.945} = 328.209 \text{ Nm}$$

Minimalni promjer vratila iznosi:

$$d_{pr} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{dop}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 328.209 \cdot 10^3}{\pi \cdot 17.083}} = 46.081 \text{ mm}$$

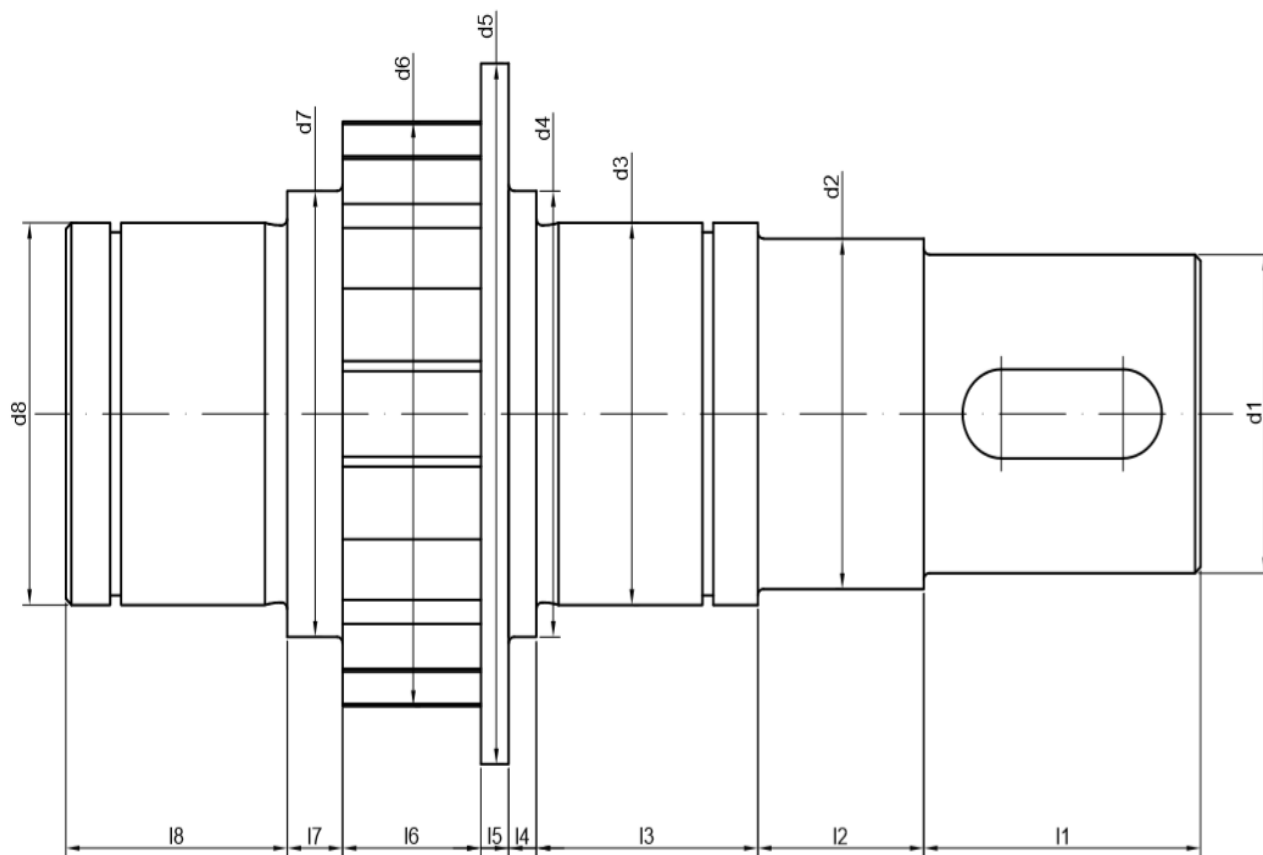
Usvojeni promjer: $d_{pr} = 50 \text{ mm}$ prema nizu R20 (prvi veći broj)

Dimenzioniranje vratila

Vratilo se dimenzionira s obzirom na izračunati minimalni promjer i funkcionalnost vratila.

Potrebno je odabrati promjere tako da se na njima mogu postaviti standardizirani konstrukcijski elementi.

Odabir promjera i duljine izlaznog vratila



Slika 9.8. Promjer i duljina izlaznog vratila

$$d_1 = d_{pr} = 50 \text{ mm}$$

$$d_2 = d_1 + 5 \text{ mm} = 50 + 5 = 55 \text{ mm}$$

$$d_3 = d_{ležaja} = d_2 + 5 = 55 + 5 = 60 \text{ mm}$$

$$d_4 = d_3 + 10 \text{ mm} = 60 + 10 = 70 \text{ mm}$$

$$d_5 = d_{ožljebljenja} = 82 > \text{ za promjer od 82 mm se odabire ožljebljenje}$$

$$d_6 = d_{komada} = 100 \text{ mm}$$

$$d_7 = d_4 = 70 \text{ mm}$$

$$d_8 = d_3 = 60 \text{ mm}$$

$$l_1 = l_{pera} + 20 \text{ mm} = 40 + 20 = 50 \text{ mm}$$

$$l_2 = b_{brtve} + 12 \text{ mm} = 8 + 22 = 30 \text{ mm}$$

$$l_3 = l_{ležaja+uskočnik} = 30 + 6.65 + 1 = 37.65 \text{ mm}$$

$$l_4 = 5 \text{ mm}$$

$$l_5 = 5 \text{ mm}$$

$$l_6 = l_{\text{širina zupčanika}} = 31.5 \text{ mm}$$

$$l_7 = l_4 = 10 \text{ mm}$$

$$l_8 = l_3 = 37.65 \text{ mm}$$

Pero

Pero će se koristiti za prijenos momenta sa vratilo na priključeni uređaj (stroj, reduktor, itd.), pa se odabire iz norme DIN 6885, za područje promjera od 44 do 50 mm, tipa A

Uloženo pero DIN 6885 – A 14x9x36

Širina - $b = 14 \text{ mm}$

Visina - $h = 9 \text{ mm}$

Dubina utora u vratilu - $t_1 = 5.5 \text{ mm}$

Dubina utora u glavini - $t_2 = 3.8 \text{ mm}$

Izračun nosive duljine pera L:

Za pulzirajuće opterećenje, za čelik, - $p_{dop} = 120 \text{ MPa}$

$$L \geq \frac{2000 \cdot T}{d(h-t) \cdot p_{dop}} = \frac{2000 \cdot 328.209}{50 \cdot (9 - 5.5) \cdot 120} = 31.258 \text{ mm}$$

Po normi duljina pera je od 36 do 160 mm za taj promjer, a radi olakšavanja izrade pera uzeto je pero standardne dužine 36 mm, te se time zadovoljava uvjet $l < 0,8 \cdot d$.

Usvojeno: $L = 36 \text{ mm}$

Radijalna brtva

Odobire se iz norme DIN 3760, tip A, izrađena iz fluor-kaučuka (FKM = Viton)

Radijalna brtva DIN 3760 – A55x70x8 - FKM

Promjer vratila – $d_2 = 55$ mm

Vanjski promjer brtve - $d_2 = 70$ mm

Širina brtve - $b = 8 \pm 0.2$ mm

Ožlijebljenje

Prema normi DIN 5463 uzeti su podaci za srednje tešku izvedbu ožlijebljenog spoja, tipa A, centriran na unutarnjem promjeru ili boku

Ožlijebljeno vratilo A 10x82x92 DIN 5463

Unutarnji promjer - $d_1 = 82$ mm

Vanjski promjer - $d_2 = 92$ mm - promjer zuba

Širina klina - $b = 12$ mm

Broj klinova - $n = 10$

Visina ožlijebljenja:

$$H = 0.5 \cdot (d_2 - d_1) = 0.5 \cdot (92 - 82) = 5 \text{ mm}$$

Srednji promjer:

$$d_{\text{SR}} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{82 + 92}{2} = 87 \text{ mm}$$

Uskočnik

Prema normi DIN 471 uzimaju se podaci za vanjski uskočnik kod promjera vratila $d_4 = d_8 = 40$ mm

Uskočnik DIN 471 – 60x2

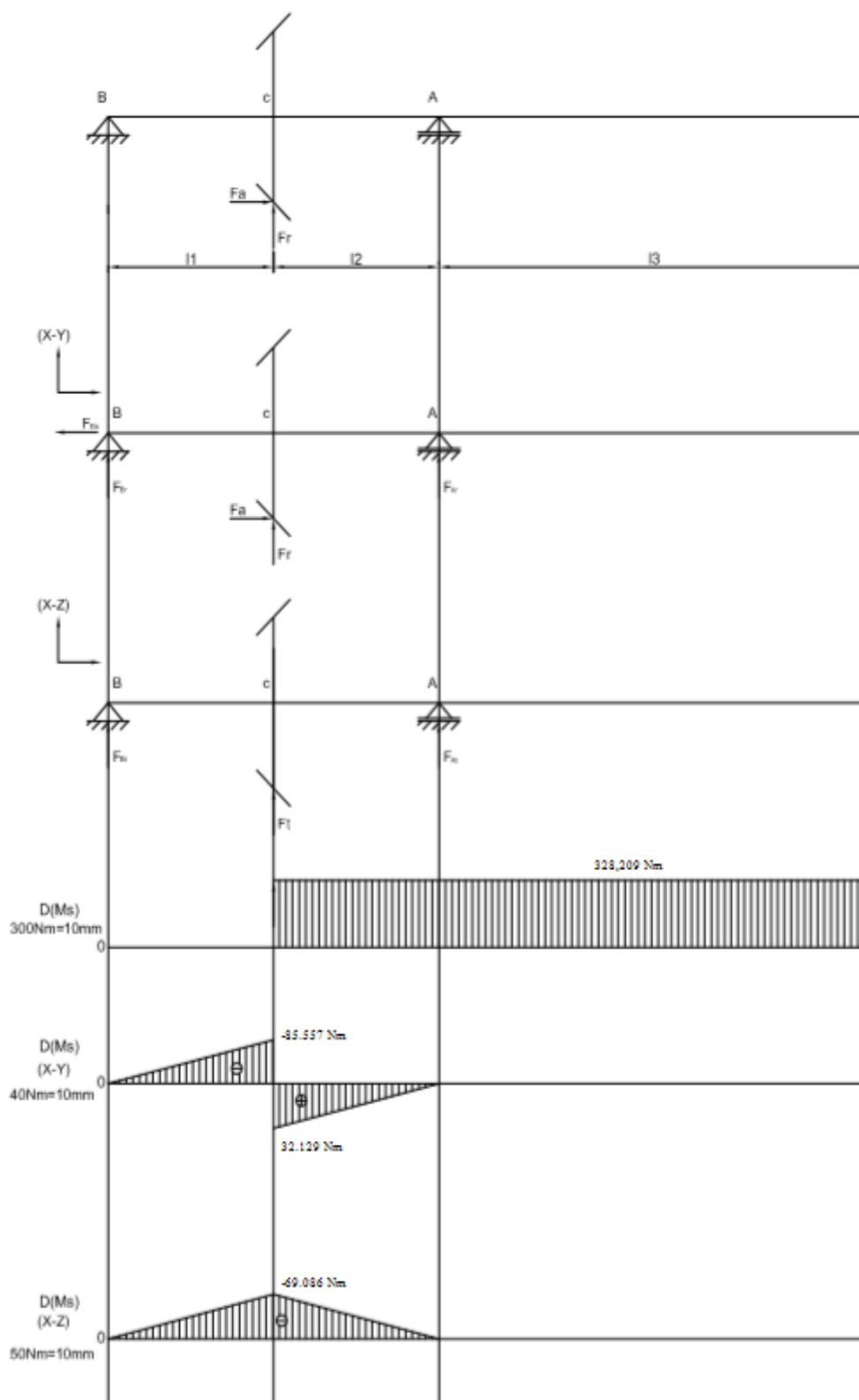
Promjer vratila – $d_3 = d_8 = 60$ mm

Promjer utora - $d_u = 57$ mm

Širina uskočnika - $s = 2$ mm

Koriste se dva uskočnika, zbog toga sto imamo dva ležaja.

Proračun momenta savijanja i torzije



Slika 9.9. Dijagrami momenata savijanja i torzije

Ravnina x-y

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{RS} \cdot L_2 - F_{AS} \cdot r_{ds} + F_{BR} \cdot (L_1 + L_2) = 0$$

$$F_{BR} = \frac{F_{AS} \cdot r_{ds} - F_{RS} \cdot L_2}{(L_1 + L_2)} = \frac{1215.7 \cdot 96.805 - 1311.1 \cdot 40.75}{(40.75 + 40.75)} = 788.448 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{AS} = F_{BA} \Rightarrow F_{BA} = 1215.7 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{AR} + F_{RS} + F_{BR} = 0 \Rightarrow F_{AR} = -F_{BR} - F_{RS}$$

$$F_{AR} = -788.448 - 1311.1 = -2099.548 \text{ N} - \text{krivo pretpostavljen smjer sile}$$

Ravnina x-z

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{TS} \cdot L_2 + F_{BT} \cdot (L_1 + L_2) = 0$$

$$F_{BT} = \frac{-F_{TS} \cdot L_2}{L_1 + L_2} = \frac{-3390.7 \cdot 40.75}{40.75 + 40.75} = -1695.350 \text{ N} - \text{krivo pretpostavljen smjer sile}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{AT} + F_{TS} + F_{BT} = 0$$

$$F_{AT} = -F_{BT} - F_{TS}$$

$$F_{AT} = 1695.350 - 3390.7 = -1695.350 \text{ N} - \text{krivo pretpostavljen smjer sile}$$

$$F_A = \sqrt{F_{AR}^2 + F_{AT}^2} = \sqrt{2099.548^2 + 1695.350^2} = 2700.462 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{F_{BR}^2 + F_{BT}^2} = \sqrt{788.448^2 + 1695.350^2} = 1869.722 \text{ N}$$

Momenti savijanja:

Ravnina x-y

$$M_A^D = 0$$

$$M_C^D = F_{AR} \cdot L_2 = -2099.548 \cdot 40.75 \cdot 10^{-3} = -85.557 \text{ Nm}$$

$$M^D(F_{AS}) = F_{AR} \cdot L_2 + F_{AS} \cdot r_{ds} = -2099.548 \cdot 40.75 \cdot 10^{-3} + 1215.7 \cdot 96.805 \cdot 10^{-3} = 32.129 \text{ Nm}$$

$$M_B^L = 0$$

Ravnina x-z

$$M_A^D = 0$$

$$M_C^D = F_{AT} \cdot L_2 = -1695.350 \cdot 40.75 \cdot 10^{-3} = -69.086 \text{ Nm}$$

$$M_B^D = F_{AT} \cdot (L_1 + L_2) + F_{TS} \cdot L_1 = -1695.350 \cdot (40.75 \cdot 10^{-3} + 40.75 \cdot 10^{-3}) + 3390.7 \cdot 40.75 \cdot 10^{-3} = 0 \Rightarrow 0 = 0$$

$$M_{S1} = 0$$

$$M_{S2} = \sqrt{M_{F2}(xy)^2 + M_{F2}(xy)^2} = \sqrt{(F_{AR} \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2 + (F_{AT} \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$M_{S2} = \sqrt{(2099.548 \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2 + (1695.350 \cdot 10 \cdot 10^{-3})^2} = 6.160 \text{ Nm}$$

$$M_{S3} = \sqrt{M_{Fa}(xy)^2 + M_{Fa}(xy)^2} = \sqrt{(F_{AR} \cdot L_2)^2 + (F_{AT} \cdot L_2)^2}$$

$$M_{S3} = \sqrt{(2099.548 \cdot 40.75 \cdot 10^{-3})^2 + (1695.350 \cdot 40.75 \cdot 10^{-3})^2} = 109.967 \text{ Nm}$$

Kritični presjeci vratila

Prema normi DIN 743 potrebno je izvršiti kontrolu plastične deformacije vratila u kritičnim presjecima. Nakon što je vratilo dimenzionirano potrebno je izraditi dijagrame momenata savijanja i torzije te utvrditi kritične presjeke vratila.

Kritični presjek 1 (na peru):

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} \leq \tau_{dop}$$

$$\tau_{t_1} = \frac{T}{\frac{d_{pr}^3 \pi}{16}} = \frac{328.209 \cdot 10^3}{\frac{50^3 \pi}{16}} = 13.372 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{s1} = 0 \text{ N/mm}$$

Kritični presjek 2 (na ležaju):

$$\tau_{t_2} = \frac{T}{\frac{d_{pr}^3 \pi}{16}} = \frac{328.209 \cdot 10^3}{\frac{60^3 \pi}{16}} = 7.739 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{s2} = \frac{M_{s2}}{W}; W = \frac{d^3 \pi}{32} \Rightarrow \sigma_{s2} = \frac{M_{s2}}{\frac{d^3 \pi}{32}} = \frac{6.160 \cdot 10^3}{\frac{60^3 \cdot \pi}{32}} = 0.290 \text{ N/mm}^2$$

Kritični presjek 3 (na ožljebljenju):

$$\tau_{t3} = \frac{T}{\frac{d_{pr}^3 \pi}{16}} = \frac{328.209 \cdot 10^3}{\frac{82^3 \pi}{16}} = 3.032 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{s3} = \frac{M_{s3}}{W}; W = \frac{d^3 \pi}{32} \Rightarrow \sigma_{s3} = \frac{M_{s3}}{\frac{d^3 \pi}{32}} = \frac{109.967 \cdot 10^3}{\frac{82^3 \cdot \pi}{32}} = 2.032 \text{ N/mm}^2$$

Kontrolni proračun izlaznog vratila

Faktor primjene za strojeve sa srednjim udarima u radu: $K_A=1,5$

Maksimalno tangencijalno naprezanje uzrokovano torzijom za 1. kritičan presjek:

$$\tau_{t1} \cdot K_A = \tau_{t1\max} \Rightarrow \tau_{t1\max} = 13.372 \cdot 1.5 = 20.058 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno vlačno naprezanje uzrokovano savijanjem za 1. kritičan presjek $\sigma_{s1} = 0$

Vlačno naprezanje savijanjem je jednako nuli, jer u ovom presjeku nema savijanja.

Maksimalno tangencijalno naprezanje uzrokovano torzijom za 2. kritičan presjek:

$$\tau_{t2} \cdot K_A = \tau_{t2\max} \Rightarrow \tau_{t2\max} = 7.739 \cdot 1.5 = 11.609 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno vlačno naprezanje uzrokovano savijanjem za 2. kritičan presjek:

$$\sigma_{s2} \cdot K_A = \sigma_{s2\max} \Rightarrow \sigma_{s2\max} = 0.290 \cdot 1.5 = 0.435 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje uzrokovano torzijom za 3. kritičan presjek:

$$\tau_{t3} \cdot K_A = \tau_{t3\max} \Rightarrow \tau_{t3\max} = 3.032 \cdot 1.5 = 4.548 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalno vlačno naprezanje uzrokovano savijanjem za 3. kritičan presjek:

$$\sigma_{s3} \cdot K_A = \sigma_{s3\max} \Rightarrow \sigma_{s3\max} = 2.032 \cdot 1.5 = 3.048 \text{ N/mm}^2$$

Nazivna granica tečenja pri torziji i savijanju iznosi:

Visina stvarne granice tečenja R_e (odnosno $R_{p0.2}$) u odnosu na nazivnu granicu tečenja R_{eN} , koja je određena za ispitnu epruvetu promjera 16 mm, ovisi o izmjerama osovine/vratila i uzima se u obzir tehnološkim faktorom K_t :

$$K_t = 1, R_{etN} = 205 \text{ N/mm}^2, R_{esN} = 355 \text{ N/mm}^2;$$

$$R_{et} = R_{etN} \cdot K_t = 205 \cdot 1 = 205 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{es} = R_{esN} \cdot K_t = 355 \cdot 1 = 355 \text{ N/mm}^2$$

Kako je vratilo opterećeno torzijom i savijanjem, faktori sigurnosti biti će:

$$S_{p1} = \frac{R_{et}}{\tau_{t1\max}} = \frac{205}{20.058} \Rightarrow S_{p1} = 10.220$$

$$S_{p1} \geq 1.2 \text{ Zadovoljava}$$

$$S_{p2} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{S2\max}}{R_{es}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t2\max}}{R_{et}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{0.435}{355}\right)^2 + \left(\frac{11.609}{205}\right)^2}} \Rightarrow S_{p2} = 17.655$$

$$S_{p2} \geq 1.2 \text{ Zadovoljava}$$

$$S_{p3} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{S3\max}}{R_{es}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t3\max}}{R_{et}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{3.048}{355}\right)^2 + \left(\frac{4.548}{205}\right)^2}} \Rightarrow S_{p3} = 42.037$$

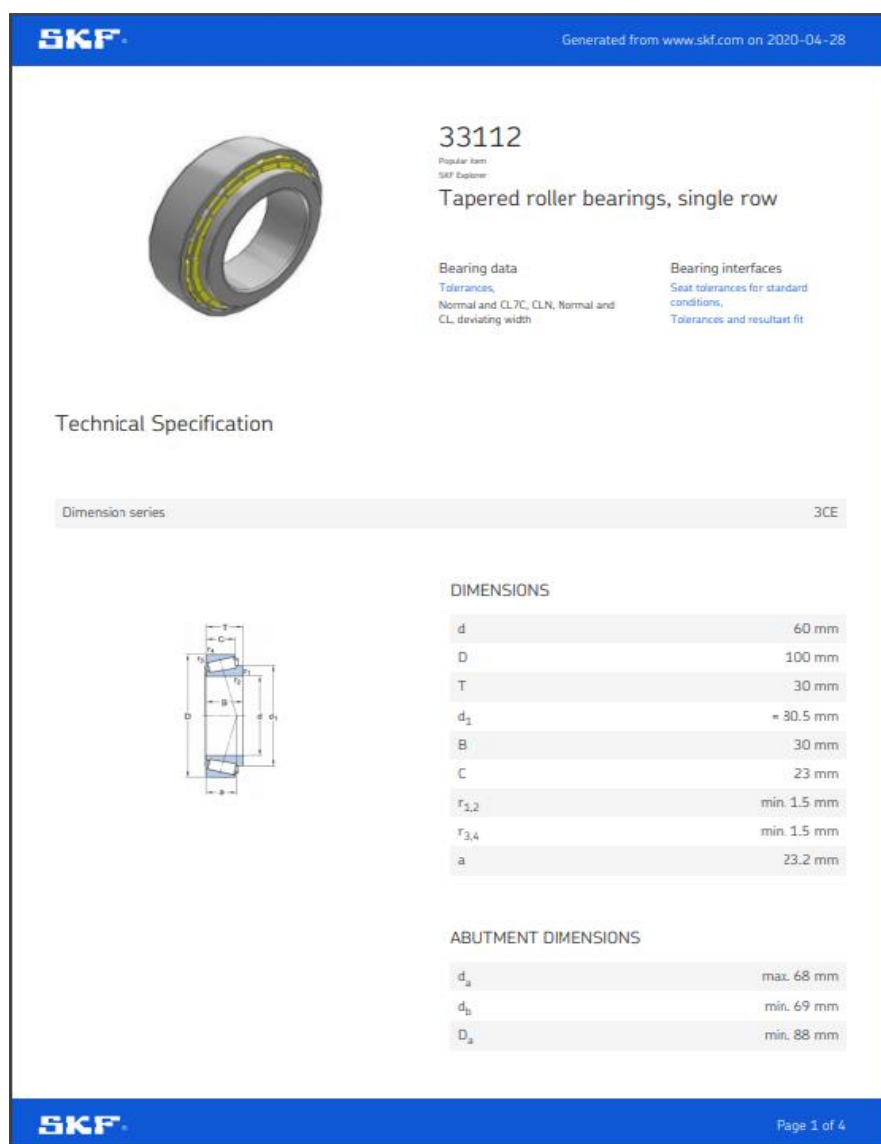
$$S_{p3} \geq 1.2 \text{ Zadovoljava}$$

Vratilo je predimenzionirano, te je moguće uzeti lošiji materijal od odabranog koji bi i dalje zadovoljavao faktore sigurnosti ili bi se ovom vratilu mogle smanjiti same dimenzije.

Odabir ležajeva

Odabran je ležaj 33112 uzet sa SKF-a. Trajnost ležaja je veća od 100 000 sati, zbog čega će se ležajevi promijeniti nakon određenog vremenskog perioda, odnosno promijeniti će se nakon 2 godine iz sigurnosnih razloga.

$$L_h > 100\ 000\ \text{h}$$



Generated from www.skf.com on 2020-04-28

33112

Popular item
SKF Explorer

Tapered roller bearings, single row

Bearing data
Tolerances,
Normal and CL7C, CLN, Normal and
CL, deviating width

Bearing interfaces
Seat tolerances for standard
conditions,
Tolerances and resultant fit

Technical Specification

Dimension series: 3CE

DIMENSIONS

d	60 mm
D	100 mm
T	30 mm
d ₁	≈ 30.5 mm
B	30 mm
C	23 mm
r _{1,2}	min. 1.5 mm
r _{3,4}	min. 1.5 mm
a	23.2 mm


ABUTMENT DIMENSIONS

d _a	max. 68 mm
d _b	min. 69 mm
D _a	min. 88 mm

Page 1 of 4

Slika 9.10. Specifikacija ležaja iz SKF-a

SKF
Generated from www.skf.com on 2020-04-28



D _a	max. 92 mm
D _b	min. 96 mm
C _a	min. 5 mm
C _b	min. 7 mm
r _a	max. 1.5 mm
r _b	max. 1.5 mm

CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	144 kN
Basic static load rating	C ₀	170 kN
Fatigue load limit	P _u	19.6 kN
Reference speed		5300 r/min
Limiting speed		6300 r/min
Calculation factor	e	0.4
Calculation factor	Y	1.5
Calculation factor	Y ₀	0.8

MASS

Mass bearing	0.92 kg
--------------	---------

SKF
Page 2 of 4

Slika 9.11. Specifikacija ležaja iz SKF-a

Trajnost ležajeva [1]:

Trajnost ležajeva na izlaznom vratilu

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \geq L_{h \min}$$

Dinamička nosivost ležaja:

$$C = 144 \text{ kN}$$

Statička nosivost:

$$C_0 = 170 \text{ kN}$$

Radijalno opterećenje ležaja u osloncu iznosi

$$F_r = 1311.1 \text{ N}$$

Aksijalno opterećenje ležaja u osloncu iznosi

$$F_a = 1215.7 \text{ N}$$

Faktor dodira

$$k=3.33$$

Brzina vrtnje

$$n_3 = 276.4 \text{ min}^{-1}$$

Ekvivalentno opterećenje za ležaj iznosi $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$

U ovom slučaju imamo opterećenje sa aksijalnom silom te je potrebno ispitati da li je aksijalna sila značajna ili ju se može zanemariti. Potrebno je ispuniti uvjete:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$e = 0.51 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0}\right)^{0.23}$$

Ako je vrijednost $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ onda je vrijednost faktora $X = 1$, a Faktora $Y = 0$

Kad je vrijednost faktora $\frac{F_a}{F_r} > e$ tada se uzima vrijednost faktora $X = 0.67$, a vrijednost faktora

Y se izračunava prema formuli:

$$\frac{1215.7}{1311.1} \leq e$$

Dobije se vrijednost $0.927 \leq e$

$$e = 0.51 \cdot \left(\frac{1215.7}{144000}\right)^{0.23} = 0.170$$

Pošto je vrijednost faktora manja od izračunate vrijednosti potrebno je izračunati faktor Y .

Faktor Y se računa prema formuli:

$$Y = 0.866 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0}\right)^{-0.23}$$

$$Y = 0.866 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0}\right)^{-0.23} = 0.866 \cdot \left(\frac{1215.7}{144000}\right)^{-0.23} = 2.597$$

Ekvivalentno opterećenje u ležaju iznosi

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.67 \cdot 1311.1 + 2.597 \cdot 1215.7 = 4035.610 \text{ N}$$

Trajnost ležaja:

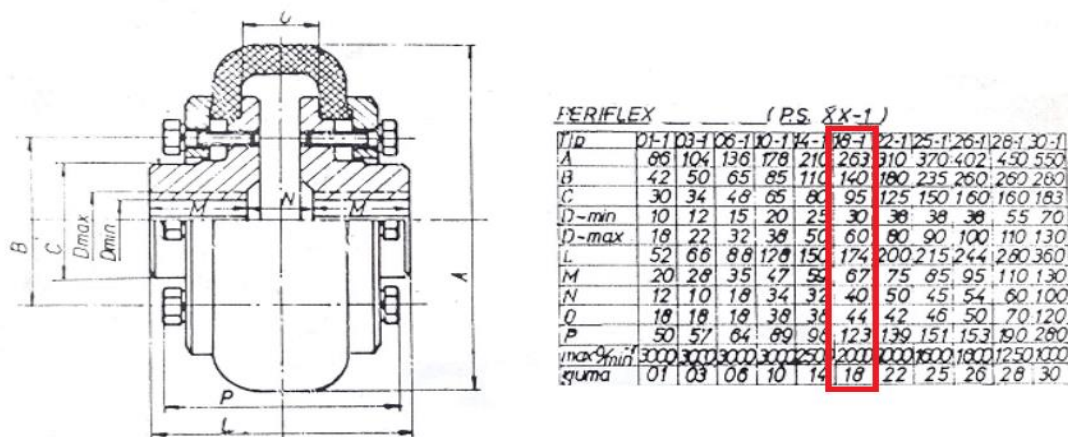
$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{144000}{4035.610}\right)^{3.33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 276.4} = 8912103.233 \text{ h}$$

Trajnost ležajeva je zadovoljena.

10. IZBOR SPOJKI

Izbor elastične spojke

Odabire se spojka preko ulaznog momenta u reduktor. Ulazni moment u elastičnu spojku iznosi 35.668 Nm, te je zadovoljen uvjet da je moment pri trajnom opterećenju manji od dozvoljenog koji za odabranu spojku iznosi 900 Nm, a moment pri trajnom opterećenja iznosi 300 Nm. Odabire se spojka od tvrtke Periflex, model P.S. 18-1, koja je prikazan na Slici 10.1, a njezine karakteristike su prikazane u Tablici 10.1. [8].



Slika 10.1. Prikaz odabirane spojke [8]

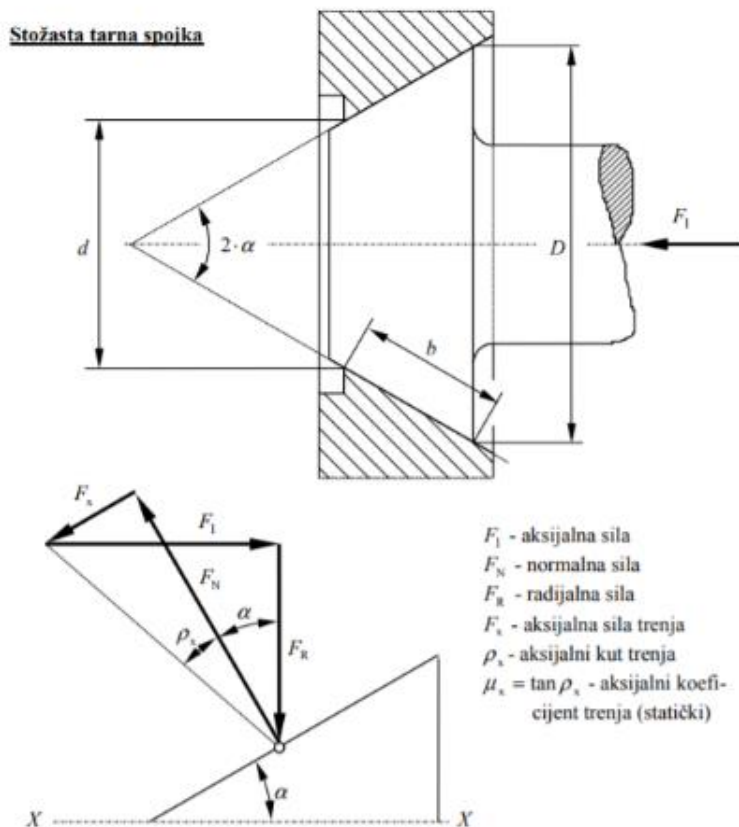
Odabrana spojka imat će isti promjer kao i izlazno vratilo na elektromotoru, koje iznosi 42 mm, dok će na drugi promjer se staviti adapter vanjskog promjera 30 mm, a njegov unutarnji promjer će iznositi 20 mm koji je jednak promjeru ulaznog vratila u reduktor.

Tablica 10.1. Karakteristike odabrane spojke [9]

VELIČINA SPOJKE		1-1	3-1	6-1	10-1	14-1	18-1	22-1	25-1	28-1
		1-4	3-4	6-4	10-4	14-4	18-4	22-4	25-4	28-4
		1-5	3-5	6-5	10-5	14-5	18-5	22-5	25-5	28-5
Moment pri trajnom opterećenju (Nm)		5	10	30	70	150	300	600	1200	2400
Najveći moment kod kratkotrajnog opterećenja (Nm)		13	30	80	200	450	900	1750	3500	7000
D		86	104	136	178	210	263	310	370	402
D1		42	50	65	85	110	140	180	235	260
D2		30	34	48	65	80	95	125	150	160
D3		10	12	15	20	25	30	38	38	38
A		12	10	8	22	20	24	20	22	24
L2		18	18	18	38	38	44	42	46	50
L1		50	57	64	69	98	123	139	151	153
Max. brz. ulazanja gumenog obruča (v)		5	6	6	5	8,5	6,5	6,3	5,2	5,3
Najveći broj okretaja (min ⁻¹)		3000	3000	3000	3000	2500	2000	2000	1600	1600
GRADNJA 1	L	52	68	88	128	150	174	200	215	244
	B	20	28	35	47	59	67	75	85	95
GRADNJA 4	L	72	90	136	194	252	260	330	345	364
	B	30	40	60	80	110	110	140	150	155
GRADNJA 6	L	62	78	113	161	201	217	265	280	304
	B	20	28	35	47	59	67	75	85	95
VELIČINA OBRUČA		1-112	3-182	6-212	10-262	14-312	18-361	22-412	25-462	28-512

Izbor stožaste spojke

U ovom dijelu napravljen je proračun za odabranu tarnu stožastu spojku, prikazanu na Slici 10.2., a proračun je napravljen prema Obsinger B. [10]



Slika 10.2. Prikaz spojke [10]

Zadani parametri:

Kut	$\alpha = 22.5^\circ$
Aksijalna sila	$F_a = 1215.7 \text{ N}$
Aksijalni kut trenja	$\rho_x = 24.662^\circ$
Unutarnji promjer	$d = 50 \text{ mm}$
Vanjski promjer	$D = 75 \text{ mm}$

Aksijalni koeficijent trenja statički:

$$\mu_x = \tan \rho_x = \tan 24.662^\circ = 0.459$$

Suma projekcija sila na os X-X:

$$F_1 - F_N \cdot \sin \alpha - F_x \cdot \cos \alpha = 0$$

Za aksijalnu silu trenja F_x :

$$F_x = \mu_x \cdot F_N$$

Slijedi:

$$F_1 - F_N \cdot (\sin \alpha + \mu_x \cdot \cos \alpha) = 0$$

$$F_x = \frac{F_1}{\sin \alpha + \mu_x \cdot \cos \alpha}$$

$$F_N = \frac{1215.7}{\sin 22.5^\circ + 0.459 \cdot \cos 22.5^\circ} = 1506.921 \text{ N}$$

Površina dodira:

$$A_1 = \frac{\pi}{\sin \alpha} \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} = \frac{\pi}{\sin 22.5^\circ} \cdot \frac{75^2 - 50^2}{4} = 6413.576 \text{ mm}^2 = 0.006413576 \text{ m}^2$$

Širina:

$$b = \frac{1}{\sin \alpha} \cdot \frac{D - d}{2} = 32.664 \text{ mm}$$

Srednji promjer:

$$d_m = \frac{D - d}{2} = 62.5 \text{ mm}$$

Pritisak:

$$p = \frac{F_A}{A_1} = \frac{F_1}{A_1} \cdot \frac{1}{\sin \alpha + \mu_x \cdot \cos \alpha} = p_1 \cdot k_1$$

gdje je:

p_1 – aksijalni pritisak

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1 \cdot \sin \alpha} = \frac{1215.7}{0.006413576 \cdot \sin 22.5^\circ} = 495320.737 \text{ Pa}$$

k_1 – korekcijski faktor

$$k_1 = \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha + \mu_x \cdot \cos \alpha} = \frac{\sin 22.5^\circ}{\sin 22.5^\circ + 0.459 \cdot \cos 22.5^\circ} = 0.474$$

Zatim pritisak iznosi:

$$p = 495320.737 \cdot 0.474 = 234782.029 \text{ Pa}$$

Obodna sila trenja na promjeru d_m :

$$F_T = \mu \cdot p \cdot A_1 = \mu_x \cdot k_1 \cdot p_1 \cdot A_1 = 0.459 \cdot 0.474 \cdot 495320.737 \cdot 0.006413576 = 691.159 \text{ N}$$

Isključni moment spojke:

$$T_K = F_T \cdot \frac{d_m}{2} \Rightarrow T_K = \mu_x \cdot k_1 \cdot p_1 \cdot A_1 \cdot \frac{d_m}{2} \quad \text{ili} \quad T_K = \mu_x \cdot k_1 \cdot \frac{F_1}{\sin \alpha} \cdot \frac{d_m}{2}$$

$$T_K = 0.459 \cdot 0.474 \cdot \frac{1215.7}{\sin 22.5^\circ} \cdot \frac{0.065}{2} = 22.463 \text{ Nm}$$

11. ZAKLJUČAK

Cilj ovog završnog rada bio je projektirati dvostupanjski reduktor. Uz zadane osnovne parametre, najprije je bilo potrebno krenuti od proračuna zupčanika drugog sprega, jer se na drugom spregu javljaju veća opterećenja. Na drugom spregu se nalaze kosi zubi kod zupčanika, a na prvom spregu ravni zubi zupčanika. Izvršeni su kontrolni proračuni zupčanika, te je proračunata nosivost korijena i boka zuba. Odabrano je ulje za podmazivanje gdje je izračunata obodna brzina diobenog kruga i tangencijalne sile na zupčastim parovima koje utječu na viskoznost ulja. Zupčanici su smješteni na ukupno tri vratila, ulazno, međuvratilo i izlazno kod kojih je bilo potrebno izračunati sigurnosti u kritičnim presjecima. Kod ulaznog vratila odabrani su kuglični ležajevi zato što nema opterećenja na aksijalne sile, a kod međuvratila i izlaznog vratila odabrani su konični valjkasti ležajevi. Reduktor je prema proračunu predimenzioniran te je optimizacija reduktora izvršena u programu KISSsoft.

12. LITERATURA

1. Orlić, Ž.; „Reduktor-proračun geometrije i nosivosti cilindričnih zupčanika“, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 2001.
2. Vrcan Ž.; Siminiati D.; „Jednostupanjski zupčani reduktor“, Tehnički fakultet Rijeka, Stručni studij strojarstva
3. Lijović I.; „Planetarni prijenosnik“, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2013.
4. Križan, B.; „Osnove proračuna i oblikovanja konstrukcijskih elemenata“, Zagreb, 2008.
5. Obsieger B.; „Prijenosi za zupčanicima“, Rijeka, 2003.
6. Oberšmit E.; „Ozubljenja i zupčanicima“, Zagreb, 1982.
7. Katalog: Elektromotori, Končar-Mes d.d, 2009.
8. Periflex d.o.o.: Periflex spojke PS, s Interneta, <https://www.pumpe.hr/periflex-spojke>, 01. svibnja 2020.
9. Periflex d.o.o.: „Tehnička dokumentacija“, s Interneta, <https://www.pumpe.hr/dokumentacija/category/118-spojke>, 01. svibnja 2020
10. Obsieger B.; „Spojke“, Rijeka, 2001.

13. POPIS OZNAKA

a	razmak osi, mm
a_d	teoretski razmak osi, mm
b	širina, mm
C	dinamična nosivost ležaja, N
C_0	statička nosivost ležaja, N
d	promjer, mm
d_a	promjer preko glave zuba, mm
d_b	promjer na temeljnoj kružnici, mm
d_f	promjer preko korijena zuba, mm
d_v	minimalno potreban promjer vratila, mm
d_w	promjer pogonskog kruga, mm
E	modul elastičnosti, N/mm ²
F	sila, N
F_a	aksijalna sila, N
F_r	radijalna sila, N
F_t	tangencijalna sila, N
h	visina, mm
i	prijenosni omjer
i_1	prijenosni omjer prvog stupnja
i_2	prijenosni omjer drugog stupnja
k_s	Stribeckov pritisak, N/mm ²
k_z	broj zubi preko kojih se mjeri bočna zračnost
K_A	faktor primjene
$K_{F\alpha}$	faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu
$K_{F\beta}$	faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba
$K_{H\alpha}$	faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu
$K_{H\beta}$	faktor širine za proračun nosivosti boka zuba
K_v	dinamički faktor
l_t	dužina uloženog pera, mm
L_h	trajnost ležaja, h
m	modul, mm
m_n	modul u normalnom presjeku, mm
m_t	kosi modul, mm
M_s	moment savijanja, Nm
n	broj okretaja, min ⁻¹
P	snaga, W
r	polumjer, mm
S_{an}	debljina vrha zuba u normalnom presjeku, mm
S_F	faktor sigurnosti protiv loma

S_H	faktor sigurnosti boka zuba (sigurnost na pitting)
S_{Hmin}	minimalni faktor sigurnosti boka zuba
T	okretni moment, Nm
T_{sn}	širina tolerancijskog polja debljine zuba
v	obodna brzina na diobenom krugu, m/s
W_k	nazivna vrijednost preko k_z
x	pomak profila
Y_{FS}	faktor primjene na vrhu zuba
Y_R	faktor utjecaja hrapavosti korijena
Y_X	faktor veličine zupčanika na nosivost korijena
Y_β	faktor kuta nagiba
Y_ε	faktor stupnja prekrivanja profila
z	broj zubi
z_n	fiktivan broj zubi
Z_E	faktor elastičnosti, N/mm ²
Z_H	faktor trajnosti
Z_h	faktor zone, utjecaj oblika boka zuba
Z_{LVR}	hidroelastični-tribomehanički faktor
Z_X	faktor utjecaja veličine zupčanika
Z_β	faktor nagiba zuba
Z_ε	faktor utjecaja prekrivanja
Z_ρ	faktor dodira
α_n	kut zahvatne crte u normalnom presjeku
α_t	zahvatni kut u čeonom presjeku
α_{at}	kut zahvata na vrhu zuba
α_{wt}	pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku
β	kut nagiba zuba
β_a	kut nagiba na zubu preko glave
β_b	kut nagiba zuba na osnovnom krugu
ε_α	stupanj prekrivanja profila
ε_β	stupanj prekrivanja profila
η_z	iskoristivost ozubljenja
ν	viskozitet, mm ² /s
ν_{40}	viskozitet ulja na 40°C, mm ² /s
σ_F	naprezanje na savijanje u korijenu zuba, N/mm ²
σ_{FE}	korigirana dinamička čvrstoća korijena zuba, N/mm ²
σ_{Flim}	dinamička čvrstoća korijena zuba, N/mm ²
σ_H	kontaktni pritisak na boku zuba, N/mm ²
σ_{HP}	dopušteni pritisak na boku zuba, N/mm ²
σ_{Hlim}	dinamička čvrstoća boka zuba, N/mm ²
ω	obodna brzina, rad/s
ψ	faktor širine zupčanika
Δi	razlika prijenosnih omjera, %

14. SAŽETAK I KLJUČNE RIJEČI

Ovim radom projektiran je dvostupanjski koaksijalni prijenosnik snage. Uz zadane osnovne parametre napravljen je proračun i kontrolni proračun zupčanika prvog i drugog sprega. Na drugom spregu se nalaze kosi zubi kod zupčanika, a na prvom spregu ravni zubi zupčanika. Odabrano je ulje za podmazivanje gdje je izračunata obodna brzina diobenog kruga i tangencijalne sile na zupčastim parovima koje utječu na viskoznost ulja. Zupčanici su smješteni na ukupno tri vratila, ulazno, međuvratilo i izlazno kod kojih je bilo potrebno izračunati sigurnosti u kritičnim presjecima. Reduktor je prema samom proračunu predimenzioniran te je optimizacija reduktora izvršena u programu KISSsoft.

Ključne riječi:

Koaksijalni prijenosnik snage, Zupčanik, Reduktor, Prijenosni omjer, Razmak osi, Vratilo

ABSTRACT

In this final paper we designed a two-stage coaxial power transmission. With the given basic parameters, a calculation and a control calculation of the first and second coupling gears were made. The second coupling gear has angled teeth, and the first coupling gear has straight teeth. Lubricating oil was selected where the circumferential speed of the camshaft and the tangential forces on a pair of gears affecting the viscosity of the oil were calculated. The gears were located on a total of three shafts, an input, intermediate shaft and an output shaft where it was necessary to calculate safety in critical sections. The gearbox was oversized according to the calculation itself, and the gearbox was optimized in KISSsoft.

Keywords:

Coaxial power transmission, Gear, Reduction gear, Transmission ratio, Center distance, Shaft

15. POPIS SLIKA

Slika 2.1. Shematski prikaz zadatka

Slika 5.1. Dijagram za osnovne grupe materijala

Slika 6.1. Dijagram za osnovne grupe materijala

Slika 8.1. Shematski prikaz sila u ozubljenju

Slika 9.1. Odabir promjera i duljina ulaznog vratila

Slika 9.2. Dijagrami momenata savijanja i torzije

Slika 9.3. Specifikacija ležaja iz SKF-a

Slika 9.4. Specifikacija ležaja iz SKF-a

Slika 9.5. Odabir promjera i duljine međuvratila

Slika 9.6. Dijagrami momenata savijanja i torzije

Slika 9.7. Specifikacija ležaja iz SKF-a

Slika 9.8. Promjer i duljina izlaznog vratila

Slika 9.9. Dijagrami momenata savijanja i torzije

Slika 9.10. Specifikacija ležaja iz SKF-a

Slika 9.11. Specifikacija ležaja iz SKF-a

Slika 10.1. Prikaz odabirane spojke

Slika 10.2. Prikaz spojke

16. POPIS TABLICA

Tablica 2.1. Tablica prijenosnih omjera

Tablica 3.1. Položaj i toplinska obrada zupčanika

Tablica 3.2. Faktor primjene K_A

Tablica 3.3. Faktor raspodjele opterećenja $K_{H\beta}$ uzduž boka zuba

Tablica 3.4. Karakteristike materijala za zupčanike

Tablica 3.5. Standardni razmaci osi zupčanika

Tablica 3.6. Standardni normalni moduli prema DIN 868

Tablica 3.7. Kutovi nagiba zubi prvog prioriteta kod izrade zupčanika odvalnim dubljenjem DIN 3978

Tablica 4.1. Položaj i toplinska obrada zupčanika

Tablica 4.2. Faktor primjene K_A

Tablica 4.3. Faktor raspodjele opterećenja $K_{H\beta}$ uzduž boka zuba

Tablica 4.4. Karakteristike materijala za zupčanike

Tablica 4.5. Standardni razmaci osi zupčanika

Tablica 4.6. Standardni normalni moduli prema DIN 868

Tablica 4.7. Kutovi nagiba zubi prvog prioriteta kod izrade zupčanika odvalnim dubljenjem DIN 3978

Tablica 7.1. Tablica za izbor ulja

Tablica 9.1. Ekvivalentno opterećenje ležaja

Tablica 10.1. Karakteristike odabrane spojke

17. PRILOZI

1. Proračun iz programa KISSsoft
2. Tehnička dokumentacija