

Reduktor za sporo okretanje dizel motora

Marković, Anton Ivan

Master's thesis / Diplomski rad

2024

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:190:767887>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-31**



Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Sveučilišni diplomski studij strojarstva

Diplomski rad

REDUKTOR ZA SPORO OKRETANJE DIZEL MOTORA

Mentor: Prof. dr. sc. Neven Lovrin

Komentor: Doc. dr. sc. Željko Vrcan

Rijeka, rujan, 2024.

Anton Ivan Marković
0035197378

Rijeka, 22.03.2024.

Zavod: Zavod za konstruiranje
Predmet: Prijenosnici snage

ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Anton Ivan Marković (0035197378)**
Studij: Sveučilišni diplomski studij strojarstva (2100)
Modul: Konstruiranje i mehatronika (2111)

Zadatak: **REDUKTOR ZA SPORO OKRETANJE DIZEL MOTORA / DIESEL ENGINE TURNING GEAR**

Opis zadatka:

Konstruirati planetni reduktor za sporo okretanje brodskog dizel motora pri njegovom servisiranju i kontroli. Planetni reduktor je preko ulaznog remenskog prijenosa pogonjen dvobrzinskim 4/8 polnopreklopnim elektromotorom napona 3x440 V, 60 Hz. Na izlaznom vratilu reduktora potrebno je osigurati max. zakretni moment od 20 000 Nm pri max. brzini vrtnje od 1,5 min⁻¹. Izraditi proračun i u Excel-u s mogućnošću promjene ulaznih podataka. Izraditi montažne i radioničke nacрте reduktora u dogovoru s mentorima.

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanja diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.

Zadatak uručen pristupniku: 20.03.2024.

Mentor:
prof. dr. sc. Neven Lovrin

Komentor:
izv. prof. dr. sc. Željko Vrcan

Predsjednik povjerenstva za
diplomski ispit:
izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

IZJAVA

kojom ja, Anton Ivan Marković, kao autor diplomskog rada naslova “Reduktor za sporo okretanje dizel motora” izjavljujem da sam diplomski rad samostalno izradio pod mentorstvom prof. dr. sc. Nevena Lovrina te doc. dr. sc. Željka Vrcana sukladno članku 8. Pravilnika o diplomskom radu, diplomskom ispitu i završetku diplomskih sveučilišnih studija Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci.

Anton Ivan Marković

SADRŽAJ

1. UVOD	4
1.1 Strojevi za sporo zakretanje brodskih motora	4
1.2 Remeni prijenos.....	6
1.3 Planetni prijenosnik.....	9
2. OSNOVNI PODACI PRIJENOSA	11
2.1 Zadani parametri prijenosa.....	11
2.2 Odabir elektromotora	12
2.3 Raspodjela prijenosnog omjera	14
2.4 Momenti torzije	16
3. PRORAČUN REMENOG PRIJENOSA	18
3.1 Odabir dimenzija remenog prijenosa	19
3.1.1 Broj okretaja i dimenzije remenica	19
3.1.2 Preporučeni osni razmak i odabrani osni razmak.....	19
3.1.3 Duljina remena	20
3.1.4 Obuhvatni kut.....	20
3.1.5 Broj remena	21
3.2 Odabrane remenice i remena.....	25
3.3 Sile remena	27
3.4 Kontrola na pojavljivanje savijanja.....	30
4. PRORAČUN PLANETNOG PRIJENOSA	31
4.1 Proračun I. stupnja planetnog prijenosa	31
4.1.1 Broj zubi zupčanika.....	31
4.1.2 Kontrola uvjeta planetnog prijenosa.....	31
4.1.3 Apsolutne i relativne brzine vrtnje	32

4.1.4	Kontrola ispravnosti prijenosnih omjera	33
4.1.5	Teoretski razmak osi.....	34
4.1.6	Izbor standardnog modula	35
4.1.7	Stvarni, izvedeni razmak osi	35
4.1.8	Diobeni promjeri i širina zupčanika	36
4.2	Proračun II. stupnja planetnog prijenosa.....	37
4.2.1	Broj zubi zupčanika.....	37
4.2.2	Kontrola uvjeta planetnog prijenosa.....	37
4.2.3	Apsolutne i relativne brzine vrtnje	38
4.2.4	Kontrola ispravnosti prijenosnih omjera	39
4.2.5	Teoretski razmak osi.....	40
4.2.6	Izbor standardnog modula	41
4.2.7	Stvarni, izvedeni razmak osi	41
4.2.8	Diobeni promjeri i širina zupčanika	41
5.	KONTROLA NOSIVOSTI PLANETNOG PRIJENOSA	43
5.1	Ulazni parametri reduktora.....	44
5.2	Vrijednosti za I. stupanj prijenosa	45
5.3	Vrijednosti za II. Stupanj prijenosa	46
5.4	Faktori sigurnosti.....	47
5.5	Kontrola osovinica planeta	48
5.5.1	Kontrola osovina prvog stupnja	48
5.5.2	Kontrola osovine drugog stupnja	49
5.6	Ulje za podmazivanje planetnog prijenosa.....	50
6.	PROJEKTNI PRORAČUN VRATILA.....	51
6.1	Pogonsko vratilo.....	52

6.2 Gonjeno vratilo	53
6.3 Izlazno vratilo prvog stupnja	54
6.4 izlazno vratilo reduktora	55
7. ODABIR I KONTROLA TRAJNOSTI LEŽAJA PLANENOG PRIJENOSA	56
7.1 Kontrola ležaja prvog stupnja	56
7.2 Trajnost ležaja drugog stupnja	57
7.3 Trajnost ležaja izlaznog vratila	58
8. KONTROLA PERA	59
8.1 Pero ulaznog vratila	60
8.2 Pero izlaznog vratila	60
8.3 Pero vratila gonjene remenice	61
9. ZAKLJUČAK	62
10. LITERATURA	63
POPIS SLIKA	64
POPIS TABLICA	65
POPIS OZNAKA I KRATICA	66
SAŽETAK	70
SUMMARY	71
PRILOZI	72

1. UVOD

1.1 Strojevi za sporo zakretanje brodskih motora

Za pogon velikih brodova potrebni su vrlo veliki brodski dizelski motori. Uzevši u obzir dimenzije dizelskih motora, gotovo je nemoguće vršiti ručno zakretanje vratila ili zamašnjaka istih. Vratilo i zamašnjak potrebno je, u nekim situacijama, zakrenuti prije pokretanja kako bi se provjerilo postoje li kakve fizičke prepreke koje bi mogle uzrokovati zakazivanje motora prilikom pokretanja. Iz tog razloga, na velikim brodskim motorima, mogu se pronaći i strojevi za sporo zakretanje brodskih motora. Ovi strojevi nalaze se u neposrednoj blizini zamašnjaka kako bi se što lakše, s pomoću ručnog mehanizma, doveli u zahvat sa zamašnjakom motora. Motori za sporo pokretanje motora najčešće se sastoje od elektromotora te reduktora vrlo visokog stupnja prijenosa.

Neke od glavnih zadataka strojeva za sporo zakretanje motora su:

- Zakretanje elemenata motora u odgovarajuću poziciju zbog remonta i servisa
- Omogućava zakretanje motora za puni krug prije samog paljenja
- Služi za izbacivanje vode, ulja i ostataka goriva iz motora prije paljenja
- Kako bi ulje za podmazivanje došlo do cilindra te ostatka motora prije paljenja.
- Povremeno zakretanje kako ne bi došlo do popuštanja koljenastog vratila što dovodi do oštećenja ležaja prilikom paljenja.
- Kada je brod usidren u luci, stroj za sporo okretanje potrebno je staviti u zahvat sa zamašnjakom kako se, uslijed djelovanja valova na propeler, osovina ne bi neželjeno zakretala.



Slika 1.1 Stroj za sporo okretanje s planetnim reduktorom [1]

Cilj rada je konstrukcija stroja za sporo okretanje dizel motora s pomoću elektromotora s reduktorom. Ukupna redukcija sustava postiže se remenskim prijenosom te dvostupanjskim planetnim reduktorom.

1.2 Remeni prijenos

Remeni prijenos koristi najmanje dvije remenice koje su povezane remenom. Jedna remenica je pogonska remenica, a druga je gonjena. Između remenice i remena mora postojati dovoljno trenje kako ne bi došlo do proklizavanja remena.



Slika 1.2 Stroj s remenim prijenosom [2]

Remeni prijenos sastoji se od pogonske remenice, gonjene remenice te remena. Ponekad je potrebno ubaciti i zatezač u obliku dodatne remenice kako bi se remen držao napetim. Postoji više izvedbi remena i remenica kao što su:

- Plosnato remenje i valjkaste remenice
- Klinasto remenje i remenice za klinasto remenje
- Zupčasti remen i remenica za zupčasto remenje

Remeni prijenos ima nekoliko karakterističnih prednosti za primjenu u reduktoru za sporo okretanje [3]:

- Jednostavna izvedba i mali broj dijelova sustava
- Lako održavanje
- Nije potrebno podmazivanje
- Elastično djelovanje ako dođe do naglog povećanja opterećenja ukoliko se u cilindru motora nađe fizička zapreka
- Visoka iskoristivost
- Mogućnost prijenosa snage na velike udaljenosti

Dok su glavni nedostaci:

- Težina i glomaznost konstrukcije
- Veliko opterećenje ležajeva

Prvi nedostatak, što su težina i glomaznost konstrukcije, gotovo i ne igraju ulogu pri pokretanju broskog motora uzevši u obzir da je sam motor velikih dimenzija, te konstruiranje velikog reduktora ne predstavlja veliki problem [4].



Slika 1.3 Stroj s plosnatim remenom [4]

Pokazalo se kako su plosnati remeni prijenosi s valjkastim remenicama po gotovo svemu, osim po složenosti održavanja, lošiji od klinastih remena i remenica [4]. Glavne prednosti klinastog remenja su:

- veći poprečni presjek remena, što znači i veća nosivost
- moguće korištenje više klinastih remena na istoj remenici
- mirniji i tiši rad
- uklonjena opasnost od sklizanja remena sa remenice
- smanjena opasnost od proklizavanja
- mogu se koristiti za postizanje dvostruko većeg prijenosnog omjera nego ravnim remenom
- nije potrebno spajanje remena

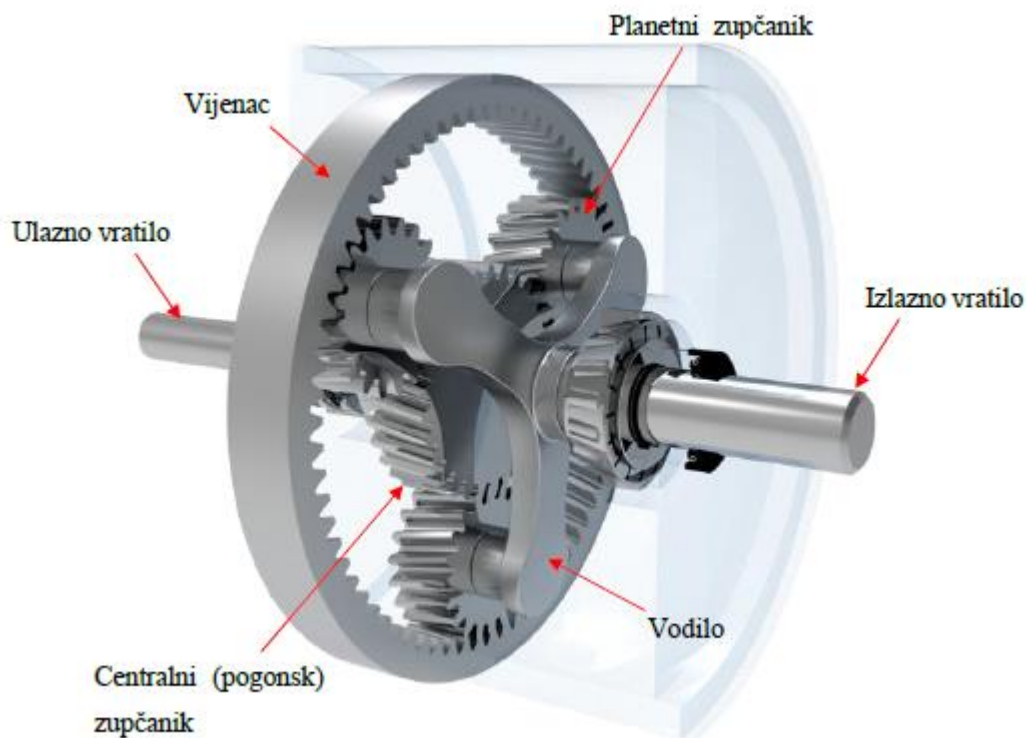


Slika 1.4 Stroj s klinastim remenjem [4]

1.3 Planetni prijenosnik

Planetni prijenosnik visoko je složen mehanički prijenosnik snage. Planetni prijenosnik sastoji se od 4 različite osnovne komponente koje su u pravilu jednostavne kada se izvode kao zasebne komponente. Njihovom kombinacijom dobiva se složeni planetni prijenosnik. Elementi planetnog prijenosa su:

- Centralni zupčanik s vanjskim ozubljenjem (sunčani)
- Planetni zupčanici, najčešće 3 ili više, koji također imaju vanjsko ozubljenje
- Centralni zupčanik s unutarnjim ozubljenjem (vijenac)
- Vodilo, koje povezuje sve navedene komponente.



Slika 1.5 Planetni prijenos s komponentama [5]

Prema definiciji, u planetnom prijenosniku vodilo se rotira dok je vijenac ili centralni zupčanik zakočen. Međutim, kako je planetni prijenos fleksibilan u primjeni, moguće je zakočiti bilo koji od članova prijenosa, ovisno o potrebama primjene koje se žele postići. Planetni reduktori, iz gore navedenih razloga, u teoriji su vrlo primjenjivi u raznim situacijama. Međutim, u praksi, zbog cijene izrade, tehničke složenosti te cijene održavanja cijelog prijenosnika, odabiru se druge vrste prijenosnika. Ipak nezamjenjivi su kada je potrebno postići velike prijenosne omjere i okretne

momente, a da dimenzije i masa prijenosnika ne bude prevelika. Tako su svoju primjenu, planetni prijenosnici našli u radnim strojevima, helikopterima, automobilima te kamionima.

Glavne prednosti planetnih reduktora su:

- Malene dimenzije i masa, a visoki prijenosni omjeri
- Mogu prenositi vrlo velike momente
- Mogu raditi s velikim brzinama okretaja
- Visoka efikasnost
- Jednoliko su opterećeni pri radu
- Jednoliko trošenje planetnog prijenosa
- Različitost primjene te širok raspon prijenosnih omjera

Glavni nedostaci planetnog prijenosa su:

- Visoka cijena razvoja i proizvodnje
- Velik broj dijelova te složenost izvedbe
- Teško i zahtjevno održavanje prijenosnika uz otežanu inspekciju dijelova
- Potreban velik broj ležajeva u sustavu što dodatno povećava troškove proizvodnje

2. OSNOVNI PODACI PRIJENOSA

Uzevši u obzir zahtjeve i karakteristike reduktora potrebno je definirati osnovne ulazne i izlazne parametre. Na temelju tih ulaznih i izlaznih parametara radi se proračun i dimenzioniranje elemenata reduktora. Cijeli sustav sastoji se od elektromotora, remenog prijenosa te planetnog prijenosa. Polazišna točka je odabir elektromotora nakon čega slijedi dimenzioniranje sustava.

2.1 Zadani parametri prijenosa

Projektni zadatak definira se kao dvostupanjski reduktor, gdje je prvi stupanj redukcije remeni prijenos, drugi stupanj je dvostupanjski planetni prijenos. Tip elektromotora definiran je kao dvobrzinski 4/8 polnopraklopni elektromotor. Ostali ulazni podaci prikazani su u tablici niže.

Tablica 2.1 Zadani parametri

ZADANI PARAMETRI	
Napon elektromotora	$U = 3x440 \text{ V}$
Frekvencija elektromotora	$f = 60 \text{ Hz}$
Zakretni moment na izlaznom vratilu	$T_{izl} = 20000 \text{ Nm}$
Brzina vrtnje na izlaznom vratilu	$n_{izl} = 1,5 \text{ min}^{-1}$

2.2 Odabir elektromotora

Zakretni moment na izlaznom vratilu i izlazna brzina vrtnje dovoljni su kako bi se mogla izračunati potrebna snaga elektromotora. Potrebno je prvo izračunati snagu na izlazu reduktora:

$$P_{izl} = T_{izl} \cdot \omega_{izl} = T_{izl} \cdot \frac{n_{izl} \cdot \pi}{30} \quad (2.1)$$

$$P_{izl} = 20000 \cdot \frac{1,5 \cdot \pi}{30}$$

$$P_{izl} = 3141,6 \text{ W} = 3,141 \text{ kW}$$

Pomoću poznate izlazne snage, može se odrediti snaga elektromotora za napon $U = 440 \text{ V}$ i frekvenciji $f = 60 \text{ Hz}$ prema formuli:

$$P_{EM} = \frac{P_{izl}}{\eta_{rem} \cdot \eta_{pl}} \quad (2.2)$$

$\eta_{rem} = 0,96$ – iskoristivost remenog prijenosa

$\eta_{pl} = 0,98^2 = 0,96$ – iskoristivost dvostupanjskog planetnog prijenosa

Snaga elektromotora iznosi:

$$P_{EM} = \frac{3141,6}{0,96 \cdot 0,96} = 3409 \text{ W} = 3,409 \text{ kW} \quad (2.3)$$

Odabran je motor iz kataloga tvrke KONČAR-MES d.d. za napon $U = 400 \text{ V}$ i frekvenciju $f = 50 \text{ Hz}$ što znači da se mora izračunati snaga motora pri naponu 400 V . Snaga pri gore navedenim parametrima računa se prema izrazu:

$$P_{EM(380)} = P_{EM(440)} \frac{U_{50}}{U_{60}} \quad (2.4)$$

- $U_{50} = 400 \text{ V}$ – iznos napona pri $f = 50 \text{ Hz}$

- $U_{60} = 440 \text{ V}$ – iznos napona pri $f = 60 \text{ Hz}$

Slijedi:

$$P_{EM(380)} = 3409 \cdot \frac{400}{440} = 3099 = 3,1 \text{ kW}$$

Izračunata snaga parametar je po kojem se odabire model trofaznog asinkronog kaveznog elektromotora s konstantnim momentum na obje brzine oznake 5AZP 160M-8/4 [6]. Pri manjim brzinama electromotor radi kao osmeropolni dok se pri većim brzinama uzima kao četveropolni [7].

Podatke iz kataloga potrebno je prilagoditi naponu $U = 440 \text{ V}$ i frekvenciji $f = 60 \text{ Hz}$ koristeći se gore navedenim izrazima. Prilagođeni parametri nalaze se u tablici ispod

Tablica 2.2 Karakteristike motora za 400V/50Hz i 440V/60Hz

5AZP 160M-8/4	2p=8	2p=4
Snaga elektromotora (pri $U = 400 \text{ V}$ i $f = 50 \text{ Hz}$)	4500 W	6000 W
Brzina vrtnje (pri $U = 400 \text{ V}$ i $f = 50 \text{ Hz}$)	720 min^{-1}	1450 min^{-1}
Snaga elektromotora (pri $U = 440 \text{ V}$ i $f = 60 \text{ Hz}$)	4950 W	6600 W
Brzina vrtnje (pri $U = 440 \text{ V}$ i $f = 60 \text{ Hz}$)	864 min^{-1}	1740 min^{-1}
Masa motora	65 kg	

2.3 Raspodjela prijenosnog omjera

Na elektromotor je vezan remeni prijenos čija se gonjena remenica koristi kao ulaz u planetni prijenos. Sustav se dakle sastoji od remenog i planetnog prijenosa. Ukupni omjer koji se mora zadovoljiti podijeljen je na ta dva člana. Kako bi se zaključio ukupni prijenosni omjer, potrebno je znati omjer ulazne i izlazne brzine vrtnje.

$$i_{uk} = \frac{n_{EM}}{n_{izl}} \quad (2.5)$$

$$i_{uk} = \frac{864}{1,5} = 576$$

Maksimalni prijenosni omjer remenog prijenosa iznosi 10, te se radi povećanja izbora remena i remenica odabire prijenosni omjer remena:

$$i_{rem} = 9$$

Slijedi kako je omjer planetnog prijenosa:

$$i_{pl} = \frac{i_{uk}}{i_{rem}} = \frac{576}{9} = 64 \quad (2.6)$$

Vrijednost omjera planetnog vrijednosti veličine 64 gotovo je neostvariv, međutim zadovoljen je uvjet maksimalnog opterećenja unutar područja $18 < i < 71$ [8]. Prijenosni omjer I. stupnja iznosi:

$$i_{pl,1}' = 1,068 \cdot i_{pl}^{0,577}$$
$$i_{pl,1}' = 1,068 \cdot 64^{0,577} = 12,569 \quad (2.7)$$

Međutim, takav prijenosni omjer nije predložen u tablici 7.1 (literature) te se za prvi stupanj uzima posljednji najveći planetni prijenosnik sa 3 planeta te tako usvajamo da je:

$$i_{pl,1}' = 8,75$$

Slijedi da je prijenosni omjer II. stupnja jednak:

$$i_{pl,2}' = \frac{i_{pl}}{i_{pl,1}'} = \frac{64}{8,75} = 7,314 \quad (2.8)$$

Prema literaturi, potrebno je odabrati najbliže moguće vrijednosti iz tablice 7.1, te je u ovom slučaju $i_{pl,1}' = 8,75$, a najbliža vrijednost za prijenosni omjer II. Stupnja je $i_{pl,2}' = 7,29$.

i_{IV}^3	Z_1	Z_2	$-Z_3$	i_{IV}^3	Z_1	Z_2	$-Z_3$
4,00	15	15	45	6,00	16	32	80
4,10	19	20	59	6,19	16	33	83
4,20	15	16	48	6,23	13	27	68
4,31	16	18	53	6,38	16	35	86
4,40	15	18	51	6,46	13	29	71
4,50	14	17	49	6,53	17	38	94
4,60	15	19	54	6,64	14	32	79
4,69	16	21	59	6,68	14	34	82
4,80	15	21	57	6,94	16	39	95
4,90	19	27	74	7,13	16	41	98
5,05	19	29	77	7,29	14	37	88
5,17	18	28	75	7,50	14	38	91
5,20	15	24	63	7,62	13	36	86
5,33	18	30	78	7,85	13	38	89
5,44	16	27	71	8,08	13	39	92
5,55	20	35	91	8,31	13	41	95
5,63	16	29	74	8,54	13	42	98
5,70	20	37	94	8,75	12	40	93
5,81	16	30	77	9,00	12	42	96

Slika 2.1 Kombinacije planetnih prijenosa s 3 planeta [8]

Ove odabrane vrijednosti odabrane su privremeno te služe samo odabiru zupčanika. Uzevši to u obzir, za najbliži prijenosni omjer I. stupnja reduktora $i=8,75$, broj zubiju na zupčaniku je sljedeći:

$$Z_3 = 12 - \text{centralni zupčanik}$$

$$Z_4 = 40 - \text{planetni zupčanik}$$

$$Z_5 = -93 - \text{zupčanik s unutarnjim ozubljenjem}$$

Unutarnji prijenosni omjer I. stupnja je:

$$u_{pl,1} = \frac{Z_5}{Z_3} = \frac{-93}{12} = 7,75 \quad (2.9)$$

Pravi prijenosni omjer računa se pomoću izraz koji uzima u obzir da je vijenac zakočen, a omjer je jednak onome sunčanog zupčanika na vodilo:

$$i_{pl,1} = i_{3v_1}^5 = 1 - u_{pl,1} = 1 - (-7,75) = 8,75 \quad (2.10)$$

Zatim je potrebno ponoviti postupak za II. Stupanj. Najbliži prijenosni omjer je $i=7,29$ što znači da su brojevi zubiju sljedeći:

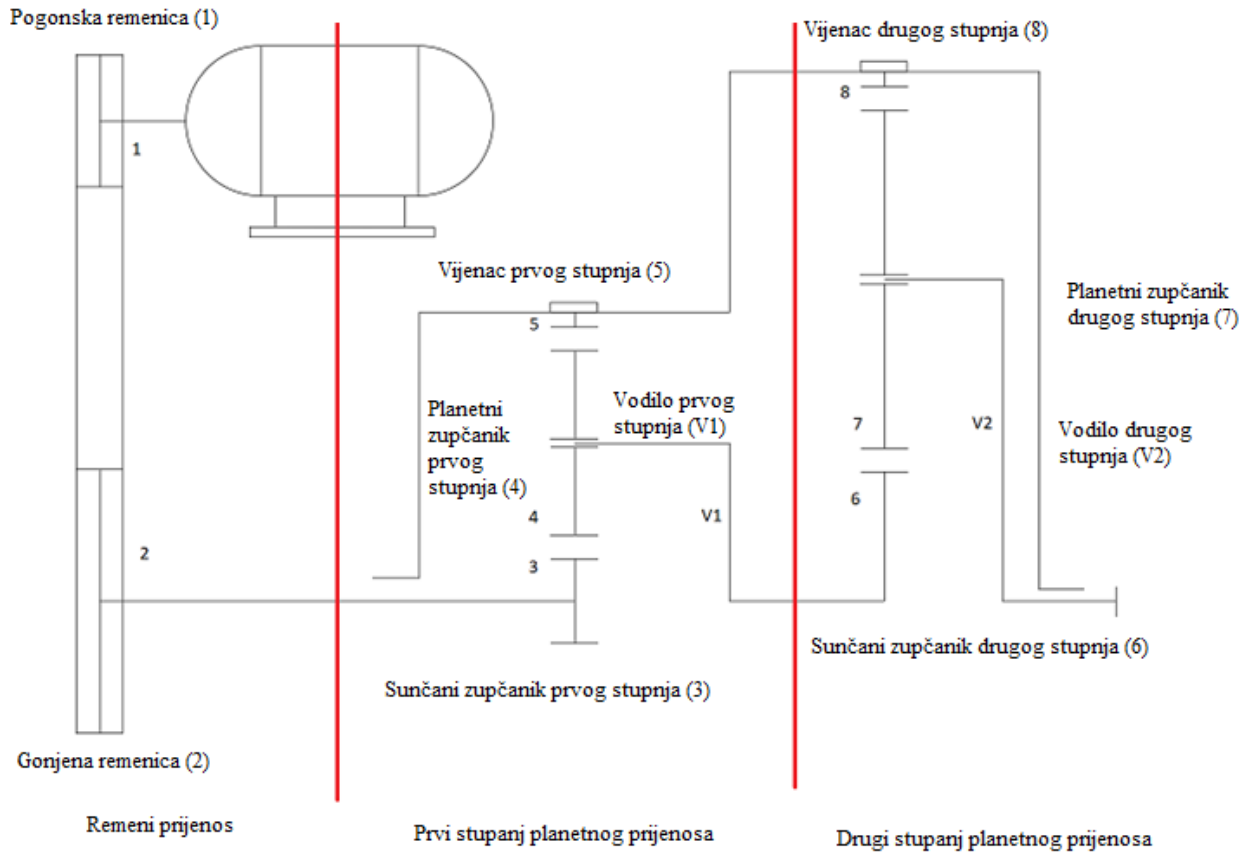
$$Z_6 = 14 - \text{centralni zupčanik}$$

$$Z_7 = 37 - \text{planetni zupčanik}$$

$$Z_8 = -88 - \text{zupčanik s unutarnjim ozubljenjem}$$

Pravi prijenosni omjer za II. Stupanj iznosi:

$$i_{pl,2} = i_{6v2}^8 = 1 - \frac{z_8}{z_6} = 1 - \frac{-88}{14} = -7,285 \quad (2.11)$$



Slika 2.2 Shematski prikaz reduktora

2.4 Momenti torzije

Kako bi se mogli odrediti promjeri vratila te kako bi se mogao izvršiti proračun. Momenti torzije osnovna su vrijednost proračuna prema kojoj se vrši dimenzioniranje gotovo svih komponenata sustava te je potrebno izračunati momente torzije na svim dijelovima

Vrijednost pogonskog vratila jest ona vrijednost koja se nalazi na samome početku reduktora, na izlazu iz elektromotora. Ona je jednaka momentu na prvoj remenici:

$$T_1 = T_{ul} = \frac{T_{izl}}{i_{uk} \cdot \eta_{rem} \cdot \eta_{pl}} \quad (2.12)$$

$$T_1 = T_{ul} = \frac{20000}{576 \cdot 0,96 \cdot 0,96} = 37,67 \text{ Nm}$$

Moment gonjene remenice, jednak je momentu torzije na ulazu u planetni prijenos te slijedi:

$$T_2 = T_{gonj} = T_{ul,pl} = T_3 \quad (2.13)$$

$$T_2 = \frac{T_{izl}}{i_{pl} \cdot \eta_{pl}}$$

$$T_2 = T_3 = \frac{20000}{64 \cdot 0,96} = 325,52 \text{ Nm}$$

Moment ulaznog vratila II. stupnja i momenta na vodilu jednaki su momentu izlaznog vratila I. stupnja što znači da je:

$$T_6 = T_{iz,pl}^1 = T_{V1} = T_{ul,pl}^2 \quad (2.14)$$

$$T_6 = T_{V1} = -i_{3V1}^5 \cdot T_2 = -8,75 \cdot 325,52 = -2848,3 \text{ Nm}$$

Moment vijenca prvog stupnja koji je vezan za kućište iznosi:

$$T_5 = -u_{pl,1} \cdot T_2 = -(-7,75) \cdot 325,52 = 2522,78 \text{ Nm} \quad (2.15)$$

Provjera ispravnosti momenata vrši se sljedećim izrazom:

$$T_3 + T_{V1} + T_5 = 0 \quad (2.16)$$

$$325,52 - 2848,3 + 2522,78 = 0$$

Gornja jednačba je istinita, što znači da su vrijednosti momenata ispravne.

Moment na vodilu II. Stupnja jednak je:

$$T_{V2} = -i_{6V2}^8 \cdot T_6 = -7,285 \cdot 2848,3 = -20749,865 \text{ Nm} \quad (2.17)$$

Moment na vijencu II. Stupnja iznosi:

$$T_8 = -i_{68}^{V2} \cdot T_6 = -(-6,285) \cdot 2848,3 = 17901,565 \text{ Nm} \quad (2.18)$$

Provjera ispravnosti momenata vrši se sljedećim izrazom:

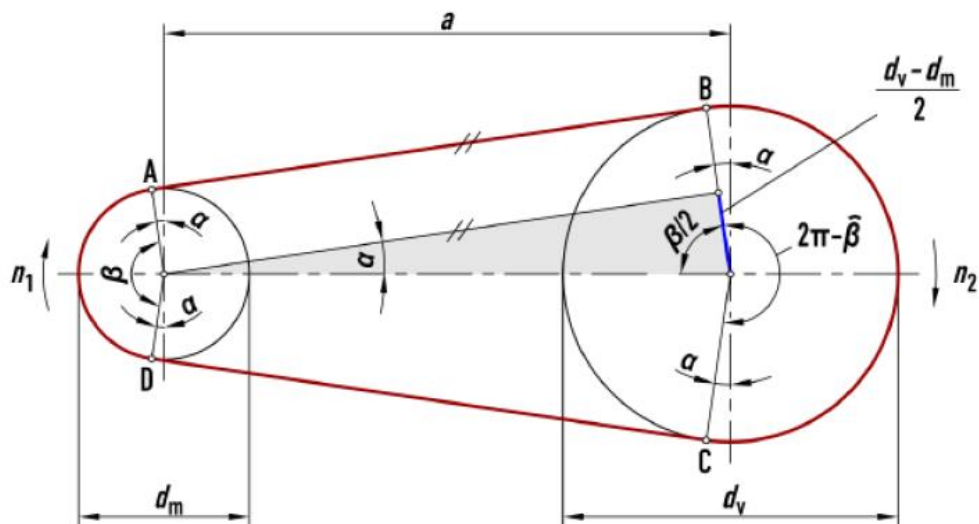
$$T_6 + T_{V2} + T_8 = 0 \quad (2.19)$$

$$2848,3 - 20749,865 + 17901,565 = 0$$

Ispravnost je potvrđena.

3. PRORAČUN REMENOG PRIJENOSA

Prvi stupanj prijenosa je onaj remenog prijenosa te prijenosni omjer iznosi 9. Za odabir remena i remenica korišten je službeni SKF kalkulator za remenje i remenice te će rezultati biti priloženi kao prilog. Remeni prijenos izveden je kao na slici niže, jer prilikom korištenja remenog prijenosa kao reduktora, pogonska remenica mora imati manji promjer nego gonjena remenica iz čega proizlaze sve druge dimenzije prijenosa.



Slika 3.1 Parametri remenog prijenosa [9]

3.1 Odabir dimenzija remenog prijenosa

3.1.1 Broj okretaja i dimenzije remenica

Poznato je kako je brzina vrtnje pogonske remenice jednaka brzini vrtnje pogonskog motora što znači da je brzina vrtnje jednaka $n_1 = 864 \text{ min}^{-1}$ čime se, uz pretpostavku prijenosnog omjera $i_{rem} = 9$, lako može izračunati broj okretaja gonjene remenice:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{rem}} \quad (3.1)$$

$$n_2 = \frac{864}{9}$$

$$n_2 = 96 \text{ min}^{-1}$$

Odabire se proizvoljni promjer pogonske remenice $d_1 = 90 \text{ mm}$ iz čega se lako može izračunati promjer gonjene remenice:

$$d_2 = d_1 \cdot i_{rem} \quad (3.2)$$

$$d_2 = 90 \cdot 9$$

$$d_2 = 810 \text{ mm}$$

d_1 – promjer pogonske remenice

d_2 – promjer gonjene remenice

3.1.2 Preporučeni osni razmak i odabrani osni razmak

Nakon odabira dimenzija pogonske i gonjene remenice, određuju se granice osnog razmaka. Osni razmak remenog prijenosa računa se prema formuli:

$$0,7 \cdot (d_1 + d_2) \leq a_{12} \leq 2 \cdot (d_1 + d_2) \quad (3.3)$$

$$0,7 \cdot (90 + 810) \leq a_{12} \leq 2 \cdot (90 + 810)$$

$$630 \text{ mm} \leq a_{12} \leq 1800 \text{ mm}$$

Odabrani razmak osi je 930 mm, što znači kako vrijedi:

$$a_{12} = 930 \text{ mm}$$

a_{12} – odabrani osni razmak

3.1.3 Duljina remena

Potrebno je izračunati koja duljina remena je potrebna kako bi se opasao oko pogonske i gonjene remenice.

$$L_w = 2 \cdot a_{12} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a_{12}} \quad (3.4)$$

$$L_w = 2 \cdot 930 + \frac{\pi}{2} \cdot (90 + 810) + \frac{(810 - 90)^2}{4 \cdot 930}$$

$$L_w = 3413,5 \text{ mm}$$

L_w – stvarna duljina remena

Usvojena duljina remena je:

$$L_w = 3415 \text{ mm}$$

Kako bi se osiguralo da je usvojena duljina remena dovoljna, potrebno je izračunati unutarnju duljinu remena. Za izračun unutarnje duljine remena, isčitavaju se vrijednosti unutarnjih promjera remenica te u ovom slučaju one iznose:

$$d_{u1} = 85 \text{ mm}$$

$$d_{u2} = 800 \text{ mm}$$

Unutarnja duljina remena računa se po sljedećem izrazu:

$$L_u = 2 \cdot a_{12} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{u1} + d_{u2}) + \frac{(d_{u2} - d_{u1})^2}{4 \cdot a_{12}} \quad (3.5)$$

$$L_u = 2 \cdot 930 + \frac{\pi}{2} \cdot (85 + 800) + \frac{(800 - 85)^2}{4 \cdot 930}$$

$$L_u = 3387 \text{ mm}$$

L_u – unutarnja duljina remena

3.1.4 Obuhvatni kut

Kut koji remen zatvara po obodu remenice manjeg promjera računa se pomoću izraza:

$$\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a_{12}} \quad (3.6)$$

$$\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{801 - 89}{2 \cdot 930}$$

$\beta = 2,356$ rad – obuhvatni kut u radijanima

$\beta = 134^{\circ}59'$ – obuhvatni kut u stupnjevima

3.1.5 Broj remena

Broj klinastih remena odabire se pomoću sljedećeg izraza:

$$Z = \frac{P \cdot C_{uk}}{P_{kr1}} \quad (3.7)$$

Z – broj klinastih remena

P – snaga na pogonskoj remenici

C_{uk} – ukupni korekcijski faktor

P_1 – jedinična snaga odabranog klinastog remena

Snaga na pogonskoj remenici jednaka je sljedećem izrazu:

$$P = T_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{mp,1}}{60} \quad (3.8)$$

$$P = 37,76 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{864}{60}$$

$$P = 3416,5 \text{ W}$$

Ukupni korekcijski faktor u sebi sadrži nekoliko varijabli koje je moguće isčitati iz tablica. Izraz za ukupni korekcijski faktor je:

$$C_{uk} = \frac{C_B}{C_L \cdot C_\beta} \quad (3.9)$$

- C_B – faktor primjene
- C_L – faktor duljine remena
- C_β – faktor obuhvatnog kuta

Faktor obuhvatnog kuta ovisi o dobijenom obuhvatnom kutu u stupnjevima te se interpoliranjem crveno zaokruženih vrijednosti [10]:

Faktor obuhvatnog kuta za KLINASTO remenje C_β																		
β	200°	190°	180°	170°	160°	150°	140°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	95°	90°	85°	80°
C_β	1,04	1,02	1,0	0,97	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,68	0,66	0,64

Slika 3.2 Faktor obuhvatnog kuta za klinastro remenje [10]

$$C_\beta = 0,87$$

Faktor primjene C_B određuje se prema tablici niže [10]:

Faktor primjene (pogonski faktor) C_B za PLOSNATO i KLINASTO remenje						
Radni strojevi	Pogonski strojevi					
	Grupa A za dnevno trajanje pogona u h			Grupa B za dnevno trajanje pogona u h		
	do 10	preko 10 do 16	preko 16	do 10	preko 10 do 16	preko 16
Lagani pogoni centrifugalne pumpe i kompresori, trakasti transporteri (za lagani materijal), ventilatori i pumpe	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Srednje teški pogoni škare za lim, preše, lančani i trakasti transporteri (za teški materijal), vibracijska sита, generatori, uzbuđivači, gnječilice, alati strojevi (tokarilice i brusilice), strojevi za pranje, strojevi za tisak, ventilatori i pumpe preko 7,4 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Teški pogoni mlinovi, klipni kompresori, visokoužinski bacači i udarni transporteri (pužasti transporteri, člankasti transporteri, elevatori s kablčima, elevatori sa žlicama), dizala, preše za brikete, tekstilni strojevi, strojevi za industriju papira, klipne pumpe, pumpe za bagera, galeri i mlinovi čekičari	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Vrlo teški pogoni visoko opterećeni mlinovi, drobilice, kalanderi, miješalice, vitla, kranovi i bageri	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Slika 3.3 Faktor primjene za plosnato i klinasto remenje [10]

$$C_B = 1,2$$

Faktor duljine remena ovisi o izračunatoj vrijednosti duljine remena te o grupi u kojoj se nalazi remeni prijenos. Uzevši uobzir ta dva parametra, vrijednost faktora duljine remena isčitava se iz sljedeće tablice [10]:

Faktor duljine remena c_L za beskonačni normalni klinasti remen DIN 2215 – prema DIN 2218														
Profil	Y (6)	Z (10)	A (13)	B (17)	C (22)	D (32)	E (40)	Y (6)	Z (10)	A (13)	B (17)	C (22)	D (32)	E (40)
l_w	280	422	660	943	1452	3225	4832	515	700	1730	2693	3802	8075	8082
l_d	265	400	630	900	1400	3150	4750	500	678	1700	2650	3750	8000	8000
c_L	0,97	0,87	0,81	0,81	0,81	0,86	0,91	1,11	0,97	1,00	1,03	1,00	1,06	1,02
l_w	295	447	740	1043	1652	3625	5082	545	732	1830	2843	4052	8575	8582
l_d	280	425	710	1000	1600	3550	5000	530	710	1800	2800	4000	8500	8500
c_L	0,98	0,88	0,82	0,84	0,84	0,89	0,92	1,13	0,99	1,01	1,05	1,02	1,07	1,03
l_w	315	472	830	1163	1852	4075	5382	865	822	2030	3193	4552	9075	9082
l_d	300	450	800	1120	1800	4000	5300	850	800	2000	3150	4500	9000	9000
c_L	1,00	0,89	0,85	0,86	0,85	0,91	0,94	1,25	1,00	1,03	1,07	1,04	1,08	1,05
l_w	350	497	930	1293	2052	4575	5682		922	2270	3593	5052	9575	9582
l_d	335	475	900	1250	2000	4500	5600		900	2240	3550	5000	9500	9500
c_L	1,02	0,90	0,87	0,88	0,88	0,93	0,95		1,03	1,06	1,10	1,07	1,10	1,06
l_w	355	522	1030	1443	2292	5075	6082		1072	2530	4043	5652	10075	10082
l_d	340	500	1000	1400	2240	5000	6000		1050	2500	4000	5600	10000	10000
c_L	1,03	0,91	0,89	0,90	0,91	0,96	0,96		1,06	1,09	1,13	1,09	1,11	1,07
l_w	370	552	1150	1643	2552	5675	6382		1142	2830	4543	6352	11275	11282
l_d	355	530	1120	1600	2500	5600	6300		1120	2800	4500	6300	11200	11200
c_L	1,04	0,93	0,91	0,93	0,93	0,98	0,97		1,08	1,11	1,15	1,12	1,14	1,10
l_w	415	582	1280	1843	2852	6375	6782		1272	3180	5043	7152	12575	12582
l_d	400	560	1250	1800	2800	6300	6700		1250	3150	5000	7100	12500	12500
c_L	1,06	0,94	0,93	0,95	0,95	1,00	0,99		1,11	1,13	1,18	1,15	1,17	1,12
l_w	440	622	1430	2043	3202	7175	7182		1422	4030	5643	8052	14075	14082
l_d	425	600	1400	2000	3150	7100	7100		1400	4000	5600	8000	14000	14000
c_L	1,07	0,95	0,96	0,98	0,97	1,03	1,00		1,14	1,20	1,20	1,18	1,20	1,15
l_w	465	652	1630	2283	3602	7575	7582		1622	5030	6343	10052	16075	16082
l_d	450	630	1600	2240	3550	7500	7500		1600	5000	6300	10000	16000	16000
c_L	1,08	0,96	0,99	1,00	0,98	1,05	1,01		1,17	1,25	1,23	1,23	1,22	1,18

Slika 3.4 Faktor duljine remena za beskonačni normalni klinasti remen [10]

Interpolacijom između ove dvije odabrane vrijednosti dolazi se do iznosa:

$$C_L = 1,15$$

Ukupni korekcijski faktor dobija se uvrštavanjem gore određenih vrijednosti:

$$C_{uk} = \frac{C_B}{C_L \cdot C_\beta} \tag{3.10}$$

$$C_{uk} = \frac{1,2}{1,15 \cdot 0,87}$$

$$C_{uk} = 1,2$$

Jedinična snaga remena isčitava se iz dolje navedene tablice:

Faster shaft speed	Rated power per belt for small pulley datum diameter [mm]										Additional power per belt for speed ratio				
	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	1,00 to 1,05	1,06 to 1,24	1,25 to 1,59	> 1,59
	r/min	kW										kW			
100	0,19	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29	0,32	0,34	0,37	0,40	0,43	0,00	0,01	0,02	0,02
200	0,33	0,37	0,41	0,45	0,49	0,53	0,58	0,62	0,67	0,73	0,78	0,00	0,02	0,04	0,05
300	0,47	0,52	0,58	0,63	0,69	0,75	0,82	0,88	0,96	1,03	1,11	0,01	0,03	0,05	0,07
400	0,59	0,66	0,73	0,80	0,87	0,96	1,04	1,12	1,22	1,32	1,43	0,01	0,04	0,07	0,09
500	0,70	0,79	0,88	0,96	1,05	1,15	1,26	1,36	1,48	1,59	1,73	0,01	0,05	0,09	0,11
600	0,81	0,91	1,02	1,12	1,22	1,34	1,46	1,58	1,72	1,86	2,02	0,01	0,06	0,11	0,14
700	0,91	1,03	1,15	1,27	1,38	1,52	1,66	1,80	1,96	2,11	2,29	0,02	0,07	0,13	0,16
720	0,93	1,05	1,17	1,29	1,41	1,56	1,70	1,84	2,00	2,16	2,35	0,02	0,08	0,13	0,16
800	1,01	1,14	1,28	1,41	1,54	1,70	1,85	2,01	2,18	2,36	2,56	0,02	0,08	0,15	0,18
900	1,10	1,25	1,40	1,54	1,69	1,86	2,04	2,21	2,41	2,60	2,82	0,02	0,09	0,16	0,20
960	1,16	1,31	1,47	1,63	1,78	1,96	2,14	2,33	2,53	2,74	2,98	0,02	0,10	0,18	0,22
1000	1,19	1,36	1,52	1,68	1,84	2,03	2,22	2,40	2,62	2,83	3,08	0,02	0,10	0,18	0,23
1100	1,28	1,46	1,63	1,81	1,98	2,19	2,39	2,59	2,83	3,06	3,32	0,03	0,11	0,20	0,25
1200	1,36	1,55	1,74	1,93	2,12	2,34	2,56	2,78	3,03	3,28	3,56	0,03	0,13	0,22	0,27
1300	1,44	1,65	1,85	2,05	2,25	2,49	2,72	2,96	3,23	3,49	3,80	0,03	0,14	0,24	0,29

Slika 3.5 Jedinična snaga klinastog remena [11]

$$P_1 = 1,4 \text{ kW}$$

Uvrštavanjem dobijenih vrijednosti u jednačbu za broj klinastih remena dobija se:

$$Z = \frac{P \cdot C_{uk}}{P_{kr1}} \quad (3.11)$$

$$Z = \frac{3416,5 \cdot 1,2}{1400}$$

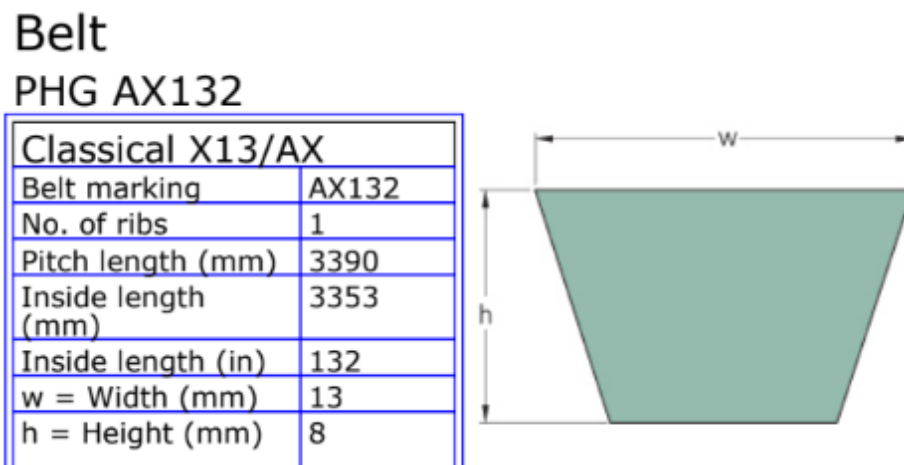
$$Z = 2,9$$

Broj remena dobija se zaokruživanjem vrijednosti na prvi veći broj te je usvojeni broj remena:

$$Z = 3$$

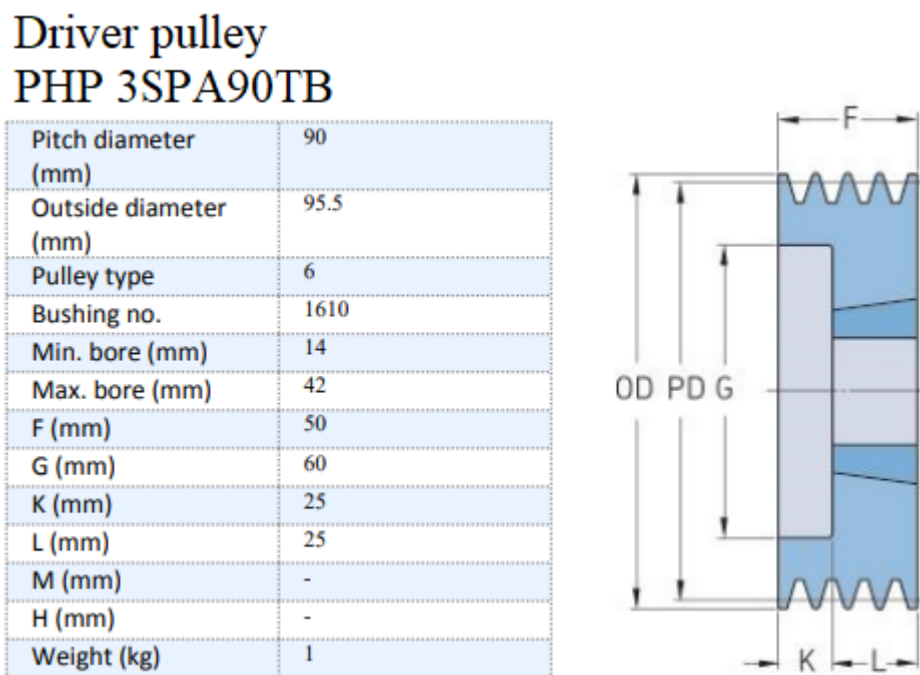
3.2 Odabrane remenice i remena

Obje remenice I remen odabrani su po kalkulatoru za remenice I remen proizvođača SKF. Odabran je remen PHG AX132 s dimenzijama prikazanim na slici [11]:



Slika 3.6 Dimenzije remena PHG AX132 [11]

Odabrana pogonska remenica je PHP 3SPA90TB sa dimenzijama prikazanim na slici [11]:

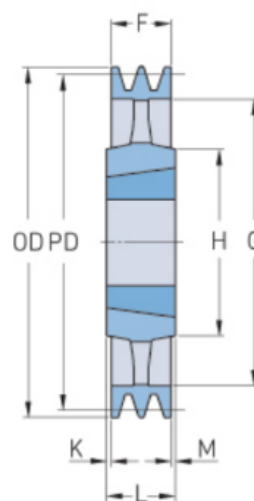


Slika 3.7 Dimenzije pogonske remenice PHP 3SPA90TB [11]

Dimenzije i karakteriske gonjene remenice prikazani su na slici [11]:

Driven pulley PHP 3SPA800TB

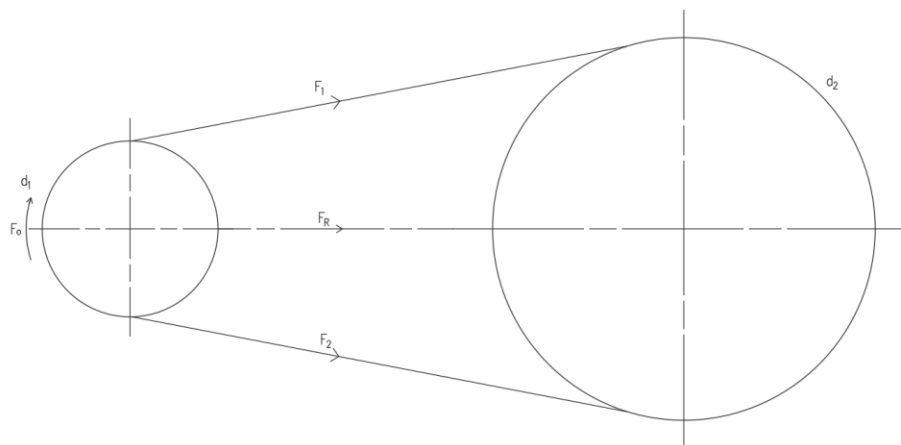
Pitch diameter (mm)	800
Outside diameter (mm)	805.5
Pulley type	4
Bush no.	3535
Min. bore (mm)	35
Max. bore (mm)	90
F	50
E	-
G	765
K	19.5
L	89
M	19.5
H	170
Weight (lbs.)	40.8



Slika 3.8 Dimenzije gonjene remenice PHP 3SPA800TB [11]

3.3 Sile remena

Potrebno je napraviti proračun sila remenog prijenosa.



Slika 3.9 Shema remenog prijenosa

Prvo je potrebno izračunati obodnu silu preko pogonske remenice:

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \quad (3.12)$$

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot 37,67}{0,089}$$

$$F_{o1} = 846,5 \text{ N}$$

F_{o1} – obodna sila pogonske remenice

Faktor trenja za klinasti remen potrebno je korigirati sa vrijednosti kuta utora remenice:

$$\mu_k = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)} \quad (3.13)$$

$\mu = 0,5$ – faktor trenja

$\varphi = 34^\circ$ - kut utora remenice

μ_k – korigirani faktor trenja

$$\mu_k = \frac{0,5}{\sin\left(\frac{34}{2}\right)} \quad (3.14)$$

$$\mu_k = 1,71$$

Modul remena računa se pomoću korigiranog faktora trenja te obuhvatnog kuta manje remenice u radjanima:

$$m = e^{\mu_k \cdot \beta} \quad (3.15)$$

$$m = e^{1,71 \cdot 2,356}$$

$$m = 56,2$$

Slijedi kako je sila na remenici:

$$F_{1a} = F_{o1} \cdot \frac{m}{m - 1} \quad (3.16)$$

$$F_{1a} = 846,5 \cdot \frac{56,2}{56,2 - 1}$$

$$F_{1a} = 861,835 \text{ N}$$

F_{1a} – sila na remenici

Sila F_{1b} na remenici računa se preko sljedećeg izraza:

$$F_{1b} = F_{1a} - F_{o1} \quad (3.17)$$

$$F_{1b} = 861,835 - 846,5$$

$$F_{1b} = 15,335 \text{ N}$$

Rezultantna sila na vratilu računa se prema sljedećem izrazu:

$$F_{R1} = \sqrt{F_{1a}^2 + F_{1b}^2 - 2 \cdot F_{1a} \cdot F_{1b} \cdot \cos(\beta)} \quad (3.18)$$

$$F_{R1} = \sqrt{861,835^2 + 15,335^2 - 2 \cdot 861,835 \cdot 15,335 \cdot \cos(134^\circ 59')}$$

$$F_{R1} = \sqrt{861,835^2 + 15,335^2 - 2 \cdot 861,835 \cdot 15,335 \cdot \cos(134^\circ 59')}$$

$$F_{R1} = 872,75 \text{ N}$$

F_{R1} – rezultantna sila na vratilu

Potrebno je također izračunati silu prednaprezanja remena u sva 3 remena. Sila prednaprezanja računa se sljedećim izrazom:

$$F_P = \frac{F_{o1}}{2} \cdot \frac{m + 1}{m - 1} \quad (3.19)$$

$$F_P = \frac{846,5}{2} \cdot \frac{56,2 + 1}{56,2 - 1}$$

$$F_P = 438,58 \text{ N}$$

F_P – sila prednaprezanja u sva 3 remena

Silu prednaprezanja potrebno je povećati za 50% prema SKF-om katalogu što znači da je sila prednaprezanja u remenima:

$$F_{P,SKF} = F_P \cdot 1,5 \quad (3.20)$$

$$F_{P,SKF} = 438,58 \cdot 1,5$$

$$F_{P,SKF} = 658 \text{ N}$$

Sila pritezanja u svakom pojedinom remenu dobija se sljedećim izrazom:

$$F_{P,SKF,R} = \frac{F_{P,SKF}}{Z} \quad (3.21)$$

$$F_{P,SKF,R} = \frac{658}{3}$$

$$F_{P,SKF,R} = 219,4 \text{ N}$$

$F_{P,SKF,R}$ – sila pritezanja za jedan remen

3.4 Kontrola na pojavljanje savijanja

Kontrola pojavljanja savijanja ovisi o brzini kojom remen putuje te stvarnoj duljini remena i broju remenica:

$$f_1 = z \cdot \frac{v_{rem}}{L_w} \leq f_{dop} \quad (3.22)$$

v_{rem} – brzina vrtnje remena

f_{dop} – 60 s^{-1} dopuštena frekvencija

$$v_{rem} = \frac{n_1}{60} \cdot d_1 \cdot \pi \quad (3.23)$$

$$v_{rem} = \frac{864}{60} \cdot 0,089 \cdot \pi$$

$$v_{rem} = 4,026 \text{ m/s}$$

$$f_1 = 3 \cdot \frac{4,026}{3,395} \leq f_{dop}$$

$$f_1 = 2,4 \text{ s}^{-1} \leq 60 \text{ s}^{-1}$$

Uvjet je zadovoljen.

4. PRORAČUN PLANETNOG PRIJENOSA

Nakon proračuna remenog prijenosa potrebno je napraviti proračun planetnog prijenosa. Planetni prijenos je dvostupanjski kao što je naglašeno u poglavlju 2.3. Kontrolni dio proračuna prikazan je u obliku ispisa iz programa “*Planetni prijenos*” autora Željka Orlića. Ostatak se izvodi prema literaturi [2].

4.1 Proračun I. stupnja planetnog prijenosa

4.1.1 Broj zubi zupčanika

Odabrani prijenosni omjer je $i_{pl,1} = 8,75$, broj zubi iznosi:

- $Z_3 = 12$ – centralni zupčanik
- $Z_4 = 40$ – planetni zupčanik
- $Z_5 = -93$ – zupčanik s unutarnjim ozubljenjem
- $p_1 = 3$ - broj planeta u I. stupnju prijenosa

4.1.2 Kontrola uvjeta planetnog prijenosa

Kako bi se osigurao zahvat zupčanika i montaža, potrebno je da su ispunjeni različiti kinematski i geometrijski uvjeti:

1. Uvjet koaksijalnosti – ovim uvjetom osigurava se da je razmak osi jednak te iz tog razloga mora vrijediti [8]:

$$Z_3 + 2 \cdot Z_4 + Z_5 = 0 \quad (4.1)$$

$$12 + 2 \cdot 40 - 93 = 0$$

$$-1 = 0$$

Uvjet koaksijalnosti nije zadovoljen, potrebno će biti korigirati zupčanike pomakom profila kako bi se osigurao ispravam zahvat u planetnom prijenosu.

2. Uvjet susjedstva – osni razmak planeta nužno je da bude veći od maksimalnog promjera planeta kako bi se izbjegao kontakt planeta:

$$(Z_3 + Z_4) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{p_1}\right) > Z_4 \quad (4.2)$$

$$(12 + 40) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) > 40$$

$$45 > 40$$

3. Uvjet montaže – osigurava zahvat planeta sa sunčanim zupčanikom:

$$K = \frac{Z_3 - Z_5}{p_1} = \text{cijeli broj} \quad (4.3)$$

$$K = \frac{12 - (-93)}{3} = 35 = \text{cijeli broj}$$

Uvjet je zadovoljen.

4.1.3 Apsolutne i relativne brzine vrtnje

Kako bi se ostale vrijednosti planetnog prijenosa mogle izračunati, potrebna je brzine vrtnje barem jednog člana. Kako su gonjena remenica i sunčani zupčanik vezani vratilom, njihova brzina vrtnje je jednaka što znači:

$$n_3 = n_2 = 96 \text{ min}^{-1}$$

Poznavajući gornji izraz, moguće je izračunati brzinu vrtnje vodila iz prijenosnog omjera prvog stupnja:

$$n_{V1} = \frac{n_3}{i_{pl,1}} = \frac{96}{8,75} = 10,97 \text{ min}^{-1} \quad (4.4)$$

U ovoj izvedbi planetnog prijenosa, vijenac je zakočen što znači kako mu je brzina vrtnje uvijek 0.

Osim apsolutnih brzina vrtnje, potrebno je izračunati i relativne brzine, poglavito onu odvaljivanja planeta po sunčanom zupčaniku. Vrijednost te relativne brzine računa se prema sljedećim izrazima:

$$n_{3V1} = n_3 - n_{V1} \quad (4.5)$$

$$n_{3V1} = 96 - 10,97$$

$$n_{3V1} = 85,03 \text{ min}^{-1}$$

Planeti će se rotirati oko statičnog vijenca brzinom:

$$n_{5V1} = n_5 - n_{V1} \quad (4.6)$$

$$n_{5V1} = 0 - 10,97$$

$$n_{5V1} = -10,97 \text{ min}^{-1}$$

Kako se planeti rotiraju i oko svoje osi i oko osi vodila, potrebno je izračunati relativnu brzinu vrtnje planeta na vodilu:

$$n_{4V1} = -(n_3 - n_{V1}) \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \quad (4.7)$$

$$n_{4V1} = -(96 - 10,97) \cdot \frac{12}{40}$$

$$n_{4V1} = -25,5 \text{ min}^{-1}$$

4.1.4 Kontrola ispravnosti prijenosnih omjera

Kako je prijenosni omjer prvog stupnja 8,75, to znači da je moment na vodilu 8,75 puta veći nego onaj na sunčanom zupčaniku. Moment na vijencu tada iznosi $8,75 \cdot 1 = 7,75$ puta veći od onog na vratilu sunčanog zupčanika.

S ovim vrijednostima lako je izračunati ostale prijenosne omjere.

1. Pogonski član na sunčani zupčanik 3

Prijenos na vodilo V1 uz zakočen vijenac 5:

$$i_{3V1}^5 = \frac{n_3}{n_{V1}} = \frac{8,75}{1} = 8,75 \quad (4.8)$$

Prijenos na vijenac 5 uz zakočeno vodilo V1:

$$i_{35}^{V1} = \frac{n_3}{n_5} = -\frac{7,75}{1} = -7,75 \quad (4.9)$$

2. Pogonski član na vodilo V1

Prijenos na sunčani zupčanik 3 uz zakočeni vijenac 5:

$$i_{V13}^5 = \frac{n_{V1}}{n_3} = \frac{1}{8,75} = 0,114 \quad (4.10)$$

Prijenos na vijenac 5 uz zakočeni sunčani zupčanik 3:

$$i_{V15}^3 = \frac{n_{V1}}{n_5} = \frac{7,75}{8,75} = 0,885 \quad (4.11)$$

3. Pogonski član je vijenac 5

Prijenos na sunčani zupčanik 3 uz zakočeno vodilo V1:

$$i_{53}^{V1} = \frac{n_5}{n_3} = -\frac{1}{7,75} = -0,13 \quad (4.12)$$

Prijenos na vodilu V1 uz zakočeni sunčani zupčanik 3:

$$i_{5V1}^3 = \frac{n_5}{n_{V1}} = \frac{8,75}{7,75} = 1,13 \quad (4.13)$$

Ispravnost prethodno izračunatih prijenosnih omjera određena je uvjetom:

$$i_{35}^{V1} \cdot i_{5V1}^3 \cdot i_{V13}^5 = -1 \quad (4.14)$$

$$-7,75 \cdot 1,13 \cdot 0,114 = -1$$

$$-1 = -1$$

Uvjet ispravnosti omjera je zadovoljen.

4.1.5 Teoretski razmak osi

Jedna od glavnih i osnovnih dimenzija reduktora je razmak osi zupčanika te se računa prema izrazu:

$$a' \geq K_2 \cdot (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T'_3}{\psi_{d1}} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1} \cdot K_A \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{S_H}{\sigma_{Hlim1}}\right)^2} \quad (4.15)$$

- $K_2 = 360$ – konstantno za ravne zube
- $u_1 = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{40}{12} = 3,34$ – omjer broja zubi zupčanika u zahvatu

Moment zahvata sunčanog zupčanika s planetom

$$T'_3 = \frac{T_3 \cdot k_\gamma}{p_1} \quad (4.16)$$

- $k_\gamma = 1,1$ - nejednolikost raspodjele opterećenja

$$T'_3 = \frac{325,25 \cdot 1,1}{3} = 119,26 \text{ Nm}$$

- $\psi_{d1} = \frac{b}{d_3} \approx 0,8$ – Faktor širine zupčanika
- $K_A = 1,25$ – Faktor primjene
- $K_{H\beta} = 1,2$ – Faktor raspodjele opterećenja po dužini zuba
- $S_H = 1,2$ – faktor sigurnosti na pitting
- $\sigma_{Hlim1} = 1270 \text{ N/mm}^2$ – dinamička čvrstoća boka zuba

$$a' \geq 360 \cdot (3,34 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{119,26}{0,8} \cdot \frac{3,34 + 1}{3,34} \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot \left(\frac{1,2}{1470}\right)^2}$$

$$a' \geq 99,53 \text{ mm}$$

Usvaja se prvi sljedeći cijeli broj što znači da je razmak osi I. stupnja:

$$a' = 100 \text{ mm}$$

4.1.6 Izbor standardnog modula

Izbor modula zupčanika vrši se pomoću teoretskog razmaka osi sljedećim izrazom:

$$m_n' = \frac{2 \cdot a'}{Z_3 + Z_4} \quad (4.17)$$

$$m_n' = \frac{2 \cdot 100}{12 + 40}$$

$$m_n' = 3,846 \text{ mm}$$

Potrebno je usvojiti najbliži standardni modul iz tablice niže prema 1. Prioritetu.

Tablica 4.1 Standardni moduli [8]

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

Usvojeni standardni modul je

$$m_{n1} = 4 \text{ mm}$$

4.1.7 Stvarni, izvedeni razmak osi

Vrijednost teoretskog razmaka osi računa se pomoću izraza:

$$a'_{34} = 0,5 \cdot m_{n1} \cdot (Z_3 + Z_4) \quad (4.18)$$

$$a'_{34} = 0,5 \cdot 4 \cdot (12 + 40)$$

$$a'_{34} = 104 \text{ mm}$$

Preporuča se odabrati nešto veći razmak osi nego što je vrijednost izračunata gornjim izrazom te se odabire prva sljedeća okrugla vrijednost. To znači da je odabrani razmak osi:

$$a_{34} = 105 \text{ mm}$$

4.1.8 Diobeni promjeri i širina zupčanika

Nakon odabira razmaka osi, potrebno je do kraja definirati i dimenzionirati zupčanike. Sve dimenzije ovise o broju zubiju zupčanika te odabranog modula. Tako slijedi da je:

$$d_3 = m_{n1} \cdot Z_3 = 4 \cdot 12 = 48 \text{ mm} \quad (4.19)$$

d_3 – diobeni promjer pogonskog zupčanika

$$d_4 = m_{n1} \cdot Z_4 = 4 \cdot 40 = 160 \text{ mm} \quad (4.20)$$

d_4 – diobeni promjer planeta

$$d_5 = m_{n1} \cdot Z_5 = 4 \cdot (-93) = 372 \text{ mm} \quad (4.21)$$

d_5 – diobeni promjer unutarnjeg ozubljenja

Širina zahvata zupčanika je također i širina vijenca i planeta, te ona iznosi:

$$b_l = \psi_{d1} \cdot d_3 = 0,8 \cdot 48 = 38,4 \text{ mm} \quad (4.22)$$

Usvaja se:

$$b_l = b_4 = b_5 = 39 \text{ mm}$$

Širina sunčanog zupčanika mora biti nešto veća od gore navedene širine koristi izraz:

$$b_3 = b_l + (2 \dots 10) \quad (4.23)$$

$$b_3 = 39 + 7$$

$$b_3 = 45 \text{ mm}$$

4.2 Proračun II. stupnja planetnog prijenosa

4.2.1 Broj zubi zupčanika

Odabrani prijenosni omjer je $i_{pl,2} = 7,29$, broj zubi iznosi:

- $Z_6 = 14$ – centralni zupčanik
- $Z_7 = 37$ – planetni zupčanik
- $Z_8 = -88$ – zupčanik s unutarnjim ozubljenjem
- $p_2 = 3$ - broj planeta u II. stupnju prijenosa

4.2.2 Kontrola uvjeta planetnog prijenosa

1. Uvjet koaksijalnosti:

$$Z_6 + 2 \cdot Z_7 + Z_8 = 0 \quad (4.24)$$

$$14 + 2 \cdot 37 - 88 = 0$$

$$0 = 0$$

Uvjet koaksijalnosti je zadovoljen.

2. Uvjet susjedstva:

$$(Z_6 + Z_7) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{p_2}\right) > Z_{47} \quad (4.25)$$

$$(14 + 37) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) > 37$$

$$44,16 > 37$$

Uvjet susjedstva je zadovoljen.

3. Uvjet montaže – osigurava zahvat planeta sa sunčanim zupčanikom

$$K = \frac{Z_6 - Z_8}{p_2} = \text{cijeli broj} \quad (4.26)$$

$$K = \frac{14 - (-88)}{3} = 34 = \text{cijeli broj}$$

Uvjet je zadovoljen.

4.2.1 Apsolutne i relativne brzine vrtnje

Brzina vrtnje sunčanog zupčanika jednaka je brzini vrtnje vodila I. stupnja planetnog prijenosa:

$$n_6 = n_{V1} = 10,67 \text{ min}^{-1}$$

Poznavajući gornji izraz, moguće je izračunati brzinu vrtnje vodila:

$$n_{V2} = \frac{n_6}{i_{pl,2}} = \frac{10,67}{7,29} = 1,5 \text{ min}^{-1} \quad (4.27)$$

U ovoj izvedbi planetnog prijenosa, vijenac je zakočen što znači kako mu je brzina vrtnje uvijek 0.

Osim apsolutnih brzina vrtnje, potrebno je izračunati i relativne brzine, poglavito onu odvaljivanja planeta po sunčanom zupčaniku. Vrijednost te relativne brzine računa se prema sljedećim izrazima:

$$n_{6V2} = n_6 - n_{V2} \quad (4.28)$$

$$n_{6V2} = 10,67 - 1,5$$

$$n_{6V2} = 9,17 \text{ min}^{-1}$$

Planeti će se rotirati oko statičnog vijenca brzinom:

$$n_{8V2} = n_8 - n_{V2} \quad (4.29)$$

$$n_{8V2} = 0 - 1,5$$

$$n_{8V2} = -1,5 \text{ min}^{-1}$$

Kako se planeti rotiraju i oko svoje osi i oko osi vodila, potrebno je izračunati relativnu brzinu vrtnje planeta u na vodilu:

$$n_{7V2} = -(n_6 - n_{V2}) \cdot \frac{Z_6}{Z_7} \quad (4.30)$$

$$n_{7V2} = -(10,67 - 1,5) \cdot \frac{14}{37}$$

$$n_{7V2} = -3,47 \text{ min}^{-1}$$

4.2.4 Kontrola ispravnosti prijenosnih omjera

Kako je prijenosni omjer stupnja 7,29, to znači da je moment na vodilu 7,29 puta veći nego onaj na sunčanom zupčaniku. Moment na vijencu tada iznosi $7,29 \cdot 1 = 6,29$ puta veći od onog na vratilu sunčanog zupčanika.

S ovim vrijednostima lako je izračunati ostale prijenosne omjere.

4. Pogonski član na sunčani zupčanik 6

Prijenos na vodilo V2 uz zakočen vijenac 8:

$$i_{6V2}^8 = \frac{n_6}{n_{V2}} = \frac{7,29}{1} = 7,29 \quad (4.31)$$

Prijenos na vijenac 8 uz zakočeno vodilo V1:

$$i_{68}^{V2} = \frac{n_6}{n_8} = -\frac{6,29}{1} = -6,29 \quad (4.32)$$

5. Pogonski član na vodilo V2

Prijenos na sunčani zupčanik 6 uz zakočeni vijenac 8:

$$i_{V26}^8 = \frac{n_{V2}}{n_6} = \frac{1}{7,29} = 0,137 \quad (4.33)$$

Prijenos na vijenac 8 uz zakočeni sunčani zupčanik 6:

$$i_{V28}^6 = \frac{n_{V2}}{n_8} = \frac{6,29}{7,29} = 0,862 \quad (4.34)$$

6. Pogonski član je vijenac 5

Prijenos na sunčani zupčanik 3 uz zakočeno vodilo V1:

$$i_{86}^{V2} = \frac{n_8}{n_6} = -\frac{1}{6,29} = -0,159 \quad (4.35)$$

Prijenos na vodilu V1 uz zakočeni sunčani zupčanik 3:

$$i_{8V2}^6 = \frac{n_8}{n_{V2}} = \frac{7,29}{6,29} = 1,16 \quad (4.36)$$

Ispravnost prethodno izračunatih prijenosnih omjera određena je uvjetom:

$$i_{68}^{V2} \cdot i_{8V2}^6 \cdot i_{V26}^8 = -1$$

(4.37)

$$-6,29 \cdot 1,16 \cdot 0,137 = -1$$

$$-1 = -1$$

Uvjet ispravnosti omjera je zadovoljen.

4.2.5 Teoretski razmak osi

Kao i za I. stupanj prijenosa, potrebno je izračunati razmak osi II. stupnja:

$$a' \geq K_2 \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T'_6}{\psi_{d2}} \cdot \frac{u_2 + 1}{u_2} \cdot K_A \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{S_H}{\sigma_{Hlim2}}\right)^2} \quad (4.38)$$

- $K_2 = 360$ – konstantno za ravne zube
- $u_2 = \frac{z_7}{z_6} = \frac{37}{14} = 2,64$ – omjer broja zubi zupčanika u zahvatu

Moment zahvata sunčanog zupčanika s planetom

$$T'_6 = \frac{T_6 \cdot k_\gamma}{p_2} \quad (4.39)$$

- $k_\gamma = 1,1$ - nejednolikost raspodjele opterećenja

$$T'_6 = \frac{2848,3 \cdot 1,1}{3} = 1044,4 \text{ Nm}$$

- $\psi_{d1} = \frac{b}{d_6} \approx 0,6$ – Faktor širine zupčanika
- $K_A = 1,25$ – Faktor primjene
- $K_{H\beta} = 1,2$ – Faktor raspodjele opterećenja po dužini zuba
- $S_H = 1,2$ – faktor sigurnosti na pitting
- $\sigma_{Hlim1} = 1270 \text{ N/mm}^2$ – dinamička čvrstoća boka zuba

$$a' \geq 360 \cdot (2,64 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1044,4}{0,6} \cdot \frac{2,64 + 1}{2,64} \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot \left(\frac{1,2}{1270}\right)^2}$$

$$a' \geq 193,5 \text{ mm}$$

Usvaja se prvi sljedeći cijeli broj što znači da je razmak osi II. stupnja:

$$a' = 194 \text{ mm}$$

4.2.6 Izbor standardnog modula

Izbor modula zupčanika vrši se pomoću teoretskog razmaka osi sljedećim izrazom:

$$m_n' = \frac{2 \cdot a'}{Z_6 + Z_7} \quad (4.40)$$

$$m_n' = \frac{2 \cdot 194}{14 + 37}$$

$$m_n' = 7,6 \text{ mm}$$

Potrebno je usvojiti najbliži standardni modul iz tablice niže prema 1. Prioritetu.

Tablica 4.2 Standardni moduli [8]

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

Usvojeni standardni modul je

$$m_{n2} = 8 \text{ mm}$$

4.2.7 Stvarni, izvedeni razmak osi

Vrijednost teoretskog razmaka osi računa se pomoću izraza:

$$a'_{67} = 0,5 \cdot m_{n2} \cdot (Z_6 + Z_7) \quad (4.41)$$

$$a'_{67} = 0,5 \cdot 8 \cdot (14 + 37)$$

$$a'_{67} = 204 \text{ mm}$$

Preporuča se odabrati nešto veći razmak osi nego što je vrijednost izračunata gornjim izrazom te se odabire prva sljedeća okrugla vrijednost. To znači da je odabrani razmak osi:

$$a_{67} = 205 \text{ mm}$$

4.2.8 Diobeni promjeri i širina zupčanika

Nakon odabira razmaka osi, potrebno je do kraja definirati i dimenzionirati zupčanike. Sve dimenzije ovise o broju zubiju zupčanika te odabranog modula. Tako slijedi da je:

$$d_6 = m_{n2} \cdot Z_6 = 8 \cdot 14 = 112 \text{ mm} \quad (4.42)$$

d_6 – diobeni promjer pogonskog zupčanika

$$d_7 = m_{n2} \cdot Z_7 = 8 \cdot 37 = 196 \text{ mm} \quad (4.43)$$

d_7 – diobeni promjer planeta

$$d_8 = m_{n2} \cdot Z_8 = 8 \cdot (-88) = 704 \text{ mm} \quad (4.44)$$

d_8 – diobeni promjer unutarnjeg ozubljenja

Širina zahvata zupčanika je također i širina vijenca i planeta, te ona iznosi:

$$b_{II} = \psi_{d2} \cdot d_6 = 0,6 \cdot 112 = 67,2 \text{ mm} \quad (4.45)$$

Usvaja se:

$$b_{II} = b_7 = b_8 = 70 \text{ mm}$$

Širina sunčanog zupčanika mora biti nešto veća od gore navedene širine te se računa po sljedećem izrazu:

$$b_6 = b_{II} + (2 \dots 10) \quad (4.46)$$

$$b_6 = 70 + 5$$

$$b_6 = 75 \text{ mm}$$

5. KONTROLA NOSIVOSTI PLANETNOG PRIJENOSA

Kontrola nosivosti planetnog dijela prijenosa napravljena je u Excel program “*Planetni prijenos*”. Program je preuzet s platforme “Merlin” s kolegija “Prijenosnici snage” na Tehničkom fakultetu Rijeka. Program funkcionira ubacivanjem poznatih i izračunatih parametara te računa sve potrebne vrijednosti kako bi se mogla odraditi kontrola nosivosti.

Zahtjevi koji se moraju zadovoljiti su S_H (faktor sigurnosti na pitting) te S_F (faktor sigurnosti na lom) za sve zahvate unutar planetnog prijenosa.

Potrebno je naglasiti kako su u programu zupčanici I. stupnja označavaju brojevima 1,2 i 3 u indeksu, dok se u ovom proračunu označavaju s brojevima 3,4 i 5. Isto vrijedi i za II. stupanj planetnog prijenosa.

5.1 Ulazni parametri reduktora

Tablica 5.1 Ulazni parametri reduktora

Naziv parametra	Oznaka i vrijednost
Brzina vrtnje na ulazu u reduktor	$n_3 = n_2 = 96 \text{ min}^{-1}$
Izlazna brzina vrtnje	$n_{izl} = 1,5 \text{ min}^{-1}$
Zahtijevana trajnost pri maksimalnom opterećenju	$L_h = 720 \text{ h}$
Broj zubi – zupčanik 1	$Z_3 = 12$
Broj zubi – zupčanik 2	$Z_4 = 40$
Broj zubi – zupčanik 3	$Z_5 = -93$
Broj planeta – prvi stupanj	$p_1 = 3$
Broj zubi – zupčanik 4	$Z_6 = 14$
Broj zubi – zupčanik 5	$Z_7 = 37$
Broj zubi – zupčanik 6	$Z_8 = -88$
Broj planeta – drugi stupanj	$p_2 = 3$
Moment na ulaznom vratilu	$T_2 = T_3 = 325,52 \text{ Nm}$

5.2 Vrijednosti za I. stupanj prijenosa

Tablica 5.2 Vrijednosti za I. stupanj prijenosa

Kut nagiba zuba	$\beta = 0^\circ$
Faktor širine zupčanika	$\psi_{d1} = 0,6$
Faktor primjene	$K_A = 1,25$
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	$K_{H\beta} = 1,2$
Zahtijevani faktor sigurnosti na pitting	$S_H = 1,2$
Materijal zupčanika 1	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 1	$\sigma_{Hlim1} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Kvaliteta ozubljenja zupčanika	$Q = 7$
Faktor utjecaja maziva, hrapavosti i brzine	$Z_{LRV} = 1$
Material zupčanika 2	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 2	$\sigma_{Hlim2} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 1	$\sigma_{FE1} = 760 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 2	$\sigma_{FE2} = 760 \text{ N/mm}^2$
Faktor promjene smjera opterećenja	$Y_{A1} = 1 \ Y_{A2} = 0,7 \ Y_{A3} = 1$
Material zupčanika 3	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 3	$\sigma_{Hlim2} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 3	$\sigma_{FE3} = 760 \text{ N/mm}^2$

5.3 Vrijednosti za II. Stupanj prijenosa

Tablica 5.3 Vrijednosti za II. Stupanj prijenosa

Kut nagiba zuba	$\beta = 0^\circ$
Faktor širine zupčanika	$\psi_{d2} = 0,6$
Faktor primjene	$K_A = 1,25$
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	$K_{H\beta} = 1,2$
Zahtijevani faktor sigurnosti na pitting	$S_H = 1,2$
Materijal zupčanika 4	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 4	$\sigma_{Hlim4} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Kvaliteta ozubljenja zupčanika	$Q = 7$
Faktor utjecaja maziva, hrapavosti i brzine	$Z_{LRV} = 1$
Material zupčanika 5	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 5	$\sigma_{Hlim5} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 4	$\sigma_{FE4} = 760 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 5	$\sigma_{FE5} = 760 \text{ N/mm}^2$
Faktor promjene smjera opterećenja	$Y_{A1} = 1 \ Y_{A2} = 0,7 \ Y_{A3} = 1$
Material zupčanika 6	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 6	$\sigma_{Hlim6} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 6	$\sigma_{FE6} = 760 \text{ N/mm}^2$

5.4 Faktori sigurnosti

Dolje u tablici nalaze se vrijednosti sigurnosnih faktora koji su postignuti gore navedenim vrijednostima:

Tablica 5.4 Faktori sigurnosti na pitting i lom

1. Stupanj	Zahvat			
	Sunčani – planet		Planet – vijenac	
Sigurnost na pitting	$S_{H1} = 1,30$	$S_{H2} = 1,55$	$S_{H2} = 2,77$	$S_{H3} = 2,96$
Sigurnost na lom	$S_{F1} = 4,74$	$S_{F2} = 3,35$	$S_{F2} = 4,04$	$S_{F3} = 6,04$
2. Stupanj	Zahvat			
	Sunčani - planet		Planet - vijenac	
Sigurnost na pitting	$S_{H4} = 1,67$	$S_{H5} = 1,96$	$S_{H5} = 1,54$	$S_{H6} = 1,73$
Sigurnost na lom	$S_{F4} = 4,13$	$S_{F5} = 3,57$	$S_{F5} = 4,03$	$S_{F6} = 6,48$

5.5 Kontrola osovinica planeta

Kako bi se povezali planeti sa vodilom, kroz planete prolaze osovine koje je potrebno provjeriti na savijanje za oba stupnja planetnog prijenosa. Mora vrijediti sljedeći izraz:

$$\sigma_S = \frac{M_S}{W} = \frac{16 \cdot F_{tV} \cdot l_{os}}{d_{os}^3 \cdot \pi} \leq \sigma_{sdop} \quad (5.1)$$

- F_{tV} – tangencijalna sila na osovinici [N]
- l_{os} – duljina osovine [mm]
- d_{os} – promjer osovine [mm]
- σ_{sdop} – dopušteno naprezanje na savijanje [N/mm²]

5.5.1 Kontrola osovinica prvog stupnja

Odabrani materijal je čelik Č0745 prema DIN EN 10083-1. Potreban podatak za isčitati je trajna dinamička čvrstoća na savijanje te ona iznosi:

$$R_{ds-1N} = 350 \text{ N/mm}^2$$

Potrebno je izračunati tangencijalnu silu na osovinu:

$$F_{tV1} = \frac{T_{V1} \cdot k_\gamma}{p_1 \cdot a_{34}} \quad (5.2)$$

$$F_{tV1} = \frac{2848,3 \cdot 1,1}{3 \cdot 0,105}$$

$$F_{tV1} = 9946,5 \text{ N}$$

Računska duljina osovine računa se izrazom:

$$l_{os1} = (1 \dots 2) \cdot b_3 \quad (5.3)$$

$$l_{os1} = 1,5 \cdot 45$$

$$l_{os1} = 67,5 \text{ mm}$$

Dopušteno naprezanje mora uzeti u obzir i faktor sigurnosti koji za savijanje iznosi $S = 4$ te se uvrštava u sljedeću formulu za dopušteno naprezanje

$$\sigma_{sdop} = \frac{R_{ds-1N}}{S} \quad (5.4)$$

$$\sigma_{sdop} = \frac{350}{4}$$

$$\sigma_{sdop} = 87,5 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je:

$$d_{os1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_{tV1} \cdot l_{os1}}{\sigma_{sdop} \cdot \pi}} \quad (5.5)$$

$$d_{os1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 9946,5 \cdot 67,5}{87,5 \cdot \pi}}$$

$$d_{os1} \geq 33,9 \text{ mm}$$

Usvojeni promjer osovine je:

$$d_{os1} \geq 50 \text{ mm}$$

5.5.2 Kontrola osovine drugog stupnja

Odabrani materijal je čelik Č0745 prema DIN EN 10083-1. Potreban podatak za isčitati je trajna dinamička čvrstoća na savijanje te ona iznosi:

$$R_{ds-1N} = 350 \text{ N/mm}^2$$

Potrebno je izračunati tangencijalnu silu na osovinu:

$$F_{tV2} = \frac{T_{V2} \cdot k_{\gamma}}{p_2 \cdot a_{67}} \quad (5.6)$$

$$F_{tV2} = \frac{20750 \cdot 1,1}{3 \cdot 0,205}$$

$$F_{tV2} = 37113,82 \text{ N}$$

Računska duljina osovine računa se izrazom:

$$l_{os2} = (1 \dots 2) \cdot b_6 \quad (5.7)$$

$$l_{os2} = 1,5 \cdot 75$$

$$l_{os2} = 112,5 \text{ mm}$$

Dopušteno naprezanje mora uzeti u obzir i faktor sigurnosti koji za savijanje iznosi $S = 4$ te se uvrštava u sljedeću formulu za dopušteno naprezanje:

$$\sigma_{sdop} = \frac{R_{ds-1N}}{S} \quad (5.8)$$

$$\sigma_{sdop} = \frac{350}{4}$$

$$\sigma_{sdop} = 87,5 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je:

$$d_{os2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_{tV2} \cdot 112.5}{\sigma_{sdop} \cdot \pi}} \quad (5.9)$$

$$d_{os2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 37113,8 \cdot 112.5}{87,5 \cdot \pi}}$$

$$d_{os2} \geq 62.5 \text{ mm}$$

Usvojeni promjer osovine je:

$$d_{os2} \geq 65 \text{ mm}$$

5.6 Ulje za podmazivanje planetnog prijenosa

Planetni prijenos potrebno je podmazivati uljem ili mazivom kako bi se smanjio utjecaj trenja, zagrijavanja, trošenja elemenata te štiti elemente od korozije. Kako je promjer zupčanika veći od 400 mm, potrebno je odabrati ulje viskoziteta $\nu_{40} = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$. Odabrano je mineralno ulje INA Epol SP220 prema web katalogu [12].

6. PROJEKTNI PRORAČUN VRATILA

Potrebno je izvršiti proračun svih vratila na torzijsko naprezanje jer vratila sudjeluju u prijenosu momenta. Momenti savijanja također su prisutni, međutim, glavno opterećenje javlja se zbog torzije, što znači da povećanjem faktora sigurnosti kod proračuna torzije, kompenzirana su i naprezanja savijanja. Dopušteno torzijsko naprezanje ovisi isključivo o odabranom materijalu i faktoru sigurnosti te se računa sljedećim izrazom:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0N}}{S} \quad (6.1)$$

- R_{dt0N} – trajna dinamička čvrstoća za torziju te ovisi o odabranom materijalu

- $S = 10$ – faktor sigurnosti

Vratila se računaju određivanjem minimalnog promjera vratila za dopušteno naprezanja uzevši u obzir torziju prema izrazu:

$$d_{vr} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T}{\tau_{tdop} \cdot \pi}} \quad (6.2)$$

6.1 Pogonsko vratilo

Za pogonsko vratilo odabire se materijal čelik Č0745 prema DIN EN 10025:

$$R_{dt0N} = 250 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je dopušteno naprezanje za torziju na vratilu:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0N}}{S} \quad (6.3)$$

$$\tau_{tdop} = \frac{250}{10}$$

$$\tau_{tdop} = 25,00 \text{ N/mm}^2$$

Moment na pogonskom vratilu poznat je od ranije te se može izračunati minimalni promjer pogonskog vratila:

$$d_{vr1} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_1}{\tau_{tdop} \cdot \pi}} \quad (6.4)$$

$$d_{vr1} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 37,76}{25,00 \cdot \pi}}$$

$$d_{vr1} \geq 19,163 \text{ mm}$$

Odabire se nešto veći minimalni promjer vratila kako bi odgovarao vratilu elektromotora:

$$d_{vr1} = 42 \text{ mm}$$

6.2 Gonjeno vratilo

Za gonjeno vratilo odabire se materijal čelik Č5431 prema DIN EN 10083-1:

$$R_{dt0N} = 400 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je dopušteno naprezanje za torziju na vratilu:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0N}}{S} \quad (6.5)$$

$$\tau_{tdop} = \frac{400}{10}$$

$$\tau_{tdop} = 40 \text{ N/mm}^2$$

Moment na gonjenom vratilu poznat je od ranije te se može izračunati minimalni promjer gonjenog vratila:

$$d_{vr2} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_2}{\tau_{tdop} \cdot \pi}} \quad (6.6)$$

$$d_{vr2} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 325,52}{40 \cdot \pi}}$$

$$d_{vr2} \geq 33,4 \text{ mm}$$

Odabire se nešto veći minimalni promjer vratila te se odabire sljedeći promjer vratila:

$$d_{vr2} = 34 \text{ mm}$$

U ovom slučaju, također mora vrijediti kako je promjer preko korijena zuba sunčanog zupčanika veći od minimalnog promjera vratila.

$$d_{f3} > d_{vr2} \quad (6.7)$$

$$38 \text{ mm} > 34 \text{ mm}$$

Uvjet je zadovoljen te se usvaja minimalni promjer vratila:

$$d_{vr2} = 34 \text{ mm}$$

6.3 Izlazno vratilo prvog stupnja

Za izlazno vratilo prvog stupnja, koje je ujedno i ulazno vratilo drugog stupnja, odabire se materijal čelik Č5431 prema DIN EN 10083-1:

$$R_{dt0N} = 400 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je dopušteno naprezanje za torziju na vratilu:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0N}}{S} \quad (6.8)$$

$$\tau_{tdop} = \frac{400}{10}$$

$$\tau_{tdop} = 40 \text{ N/mm}^2$$

Moment na pogonskom vratilu poznat je od ranije te se može izračunati minimalni promjer pogonskog vratila:

$$d_{vr3} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_6}{\tau_{tdop} \cdot \pi}} \quad (6.9)$$

$$d_{vr3} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 2848,3}{40 \cdot \pi}}$$

$$d_{vr3} \geq 71,3 \text{ mm}$$

Odabire se nešto veći minimalni promjer vratila te se odabire:

$$d_{vr3} = 85 \text{ mm}$$

U ovom slučaju također mora vrijediti kako je promjer preko korijena zuba sunčanog zupčanika drugog stupnja veći od odabranog minimalnog promjera vratila:

$$d_{f3} > d_{vr2} \quad (6.10)$$

$$92 \text{ mm} > 85 \text{ mm}$$

Uvjet je zadovoljen te se usvaja vrijednost minimalnog promjera vratila:

$$d_{vr3} = 85 \text{ mm}$$

6.4 izlazno vratilo reduktora

Za izlazno vratilo drugog stupnja odabire se materijal čelik Č5431 prema DIN EN 10025:

$$R_{dt0N} = 400 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je dopušteno naprezanje za torziju na vratilu:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0N}}{S} \quad (6.11)$$

$$\tau_{tdop} = \frac{250}{10}$$

$$\tau_{tdop} = 40 \text{ N/mm}^2$$

Moment na izlaznom vratilu poznat je od ranije te se može izračunati minimalni promjer izlaznog vratila:

$$d_{vr4} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_{V2}}{\tau_{tdop} \cdot \pi}} \quad (6.12)$$

$$d_{vr4} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 20749}{40 \cdot \pi}}$$

$$d_{vr4} \geq 138,5 \text{ mm}$$

Odabire se nešto veći minimalni promjer vratila te se usvaja:

$$d_{vr4} = 170 \text{ mm}$$

7. ODABIR I KONTROLA TRAJNOSTI LEŽAJA PLANENOG PRIJENOSA

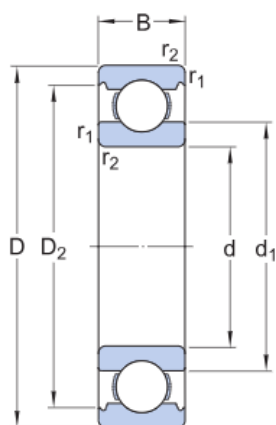
Za planetni prijenos moraju se odabrati i kontrolirati ležajevi osovina planeta. U ovome slučaju, aksijalnih sila nema što znači da je opterećenje ležaja samo radijalno.

7.1 Kontrola ležaja prvog stupnja

Radijalna sila jednaka je tangencijalnoj sili na osovini planeta, što znači kako vrijedi:

$$F_{ros1} = F_{tv1} = 10kN$$

Odabire se sferični valjkasti ležaj SKF-6012 [13]:



Dimensions

d	60 mm	Bore diameter
D	95 mm	Outside diameter
B	18 mm	Width
d ₁	≈ 71.3 mm	Shoulder diameter
D ₂	≈ 86.5 mm	Recess diameter
r _{1,2}	min. 1.1 mm	Chamfer dimension

Slika 7.1 Dimenzije kugličnog ležaja

Kako je tangencijalna sila jedina koja djeluje na ovaj ležaj, ekvivalentno opterećenje jednako je tangencijalnoj sili:

$$P_{ekv} = F_{tv1} = 10 \text{ kN}$$

Odabrani ležaj ima propisanu dinamičku nosivost iznosa:

$$C = 30,7 \text{ kN}$$

Kako bi se provjerila trajnost ležaja, vrijednosti se uvrštavaju u sljedeći izraz:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_{ekv}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

- n – brzina vrtnje ležaja

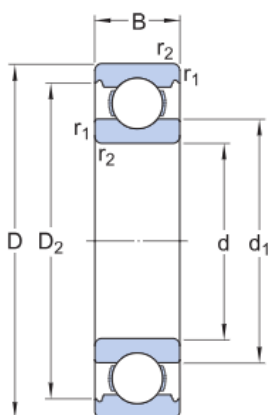
Uvjet je zadovoljen. Dodatno, ovaj ležaj će se koristiti i kao ležaj za gonjeno vratilo jer je promjer gonjenog vratila gotovo jednak kao i promjer na osovini planeta prvoga stupnja. Također, sila koja djeluje je jednaka.

7.2 Trajnost ležaja drugog stupnja

Radijalna sila jednaka je tangencijalnoj sili na osovini planeta, što znači kako vrijedi:

$$F_{ros2} = F_{tv2} = 37,113kN$$

Odabire se kuglični valjkasti ležaj SKF 6214 [13]:



Dimensions

d	70 mm	Bore diameter
D	125 mm	Outside diameter
B	24 mm	Width
d ₁	≈ 87.05 mm	Shoulder diameter
D ₂	≈ 111 mm	Recess diameter
r _{1,2}	min. 1.5 mm	Chamfer dimension

Slika 7.2 Dimenzije kugličnog ležaja

Kako je tangencijalna sila jedina koja djeluje na ovaj ležaj, ekvivalentno opterećenje jednako je tangencijalnoj sili:

$$P_{ekv} = F_{tv1} = 37,113 \text{ kN}$$

Odabrani ležaj ima propisanu dinamičku nosivost iznosa:

$$C = 63,7 \text{ kN}$$

Kako bi se provjerila trajnost ležaja, vrijednosti se uvrštavaju u sljedeći izraz:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_{ekv}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

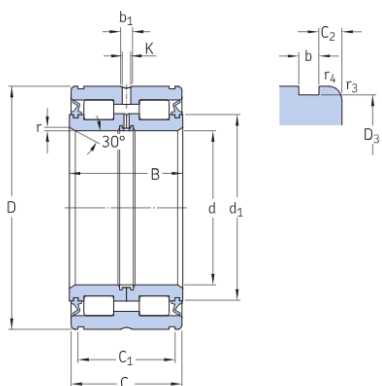
Uvjet je zadovoljen.

7.3 Trajnost ležaja izlaznog vratila

Moment na izlaznom vratilu jednak je momentu vodila drugog stupnja što znači da je tangencijalna sila:

$$F_{tV2} = 37,113 \text{ kN}$$

Odabire se dvostruki valjkasti ležaj SKF 319436 DA-2LS [13]:



Dimensions

d	180 mm	Bore diameter
D	240 mm	Outside diameter
B	80 mm	Width
C	79 mm	Outer ring width (sealed bearing)
d ₁	≈ 203 mm	Shoulder diameter inner ring
D ₃	236 mm	Snap ring groove diameter at outer ring
C ₁	71.2 mm	Distance between two snap ring grooves of the outer ring outside surface
	+ 0.2 mm	Tolerance for distance C ₁
C ₂	3.9 mm	Distance outer ring side face - snap ring groove (sealed bearing)
b	5.2 mm	Width snap ring groove outer ring
b ₁	7 mm	Width annular lubrication groove outer ring
K	4 mm	Diameter lubrication hole (outer ring)
r	min. 1.8 mm	Chamfer dimension (sealed bearing)
r _{3,4}	min. 0.6 mm	Chamfer dimension

Slika 7.3 Dimenzije dvostrukog valjkastog ležaja

Kako je tangencijalna sila jedina koja djeluje na ovaj ležaj, ekvivalentno opterećenje jednako je tangencijalnoj sili:

$$P_{ekv} = F_{tV1} = 37,113 \text{ kN}$$

Odabrani ležaj ima propisanu dinamičku nosivost iznosa:

$$C = 528 \text{ kN}$$

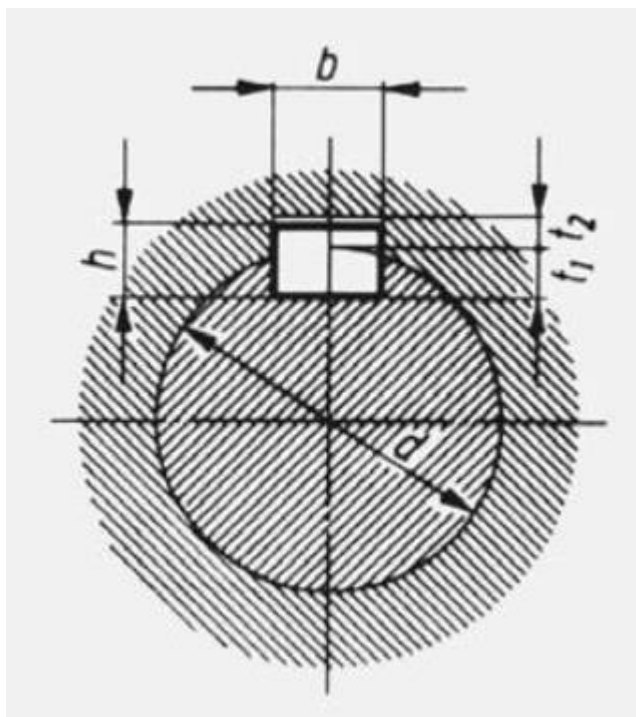
Kako bi se provjerila trajnost ležaja, vrijednosti se uvrštavaju u sljedeći izraz:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_{ekv}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

Uvjet je zadovoljen

8. KONTROLA PERA

Potrebno je napraviti proračun pera koje se nalazi na ulaznom i izlaznom vratilu reduktora. Na perima je najveće naprezanje na površinski pritisak nab ok zuba te se zbog toga, odabir pera vrši preko pritiska na boku zuba. Slika prikazuje presjek spoja vratila i glavine te su prikazane dimenzije pera potrebne za kontrolni proračun



Slika 8.1 Dimenzije uložnog pera [14]

Kako bi pero zadovoljilo proračun, potrebno je utvrditi duljinu pera koja se računa pomoću sljedeće formule:

$$l_p \geq \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot p_{dop} \cdot i} \quad (8.1)$$

8.1 Pero ulaznog vratila

Za kontrolu pera, potrebni su ulazni podaci za kontrolu pera:

- $T_1 = 37,67 \text{ Nm}$
- $d_{vr1} = 42 \text{ mm}$
- $t_{11} = 3 \text{ mm}$
- $b_{p1} = 6 \text{ mm}$
- $h_{p1} = 6 \text{ mm}$
- $p_{dop} = 160 \text{ N/mm}^2$

Duljina pera dobija se uvrštavanjem gornjih vrijednosti:

$$l_{p1} \geq \frac{2 \cdot T_1}{d_{vr1} \cdot (h_{p1} - t_{11}) \cdot p_{dop} \cdot i} \quad (8.2)$$

$$l_{p1} \geq \frac{2 \cdot 37,67 \cdot 10^3}{42 \cdot (6 - 3) \cdot 160 \cdot 1}$$

$$l_{p1} \geq 3,8 \text{ mm}$$

Prema DIN 6885 odabrano je pero duljine 15 mm

8.2 Pero izlaznog vratila

Za kontrolu pera, potrebni su ulazni podaci za kontrolu pera:

- $T_8 = 17901,565 \text{ Nm}$
- $d_{vr4} = 170 \text{ mm}$
- $t_{14} = 13,5 \text{ mm}$
- $b_{p4} = 40 \text{ mm}$
- $h_{p4} = 22 \text{ mm}$
- $p_{dop} = 160 \text{ N/mm}^2$

Duljina pera dobija se uvrštavanjem gornjih vrijednosti:

$$l_{p4} \geq \frac{2 \cdot T_8}{d_{vr4} \cdot (h_{p4} - t_{14}) \cdot p_{dop} \cdot i} \quad (8.3)$$

$$l_{p4} \geq \frac{2 \cdot 17901,565 \cdot 10^3}{170 \cdot (22 - 13,5) \cdot 160 \cdot 1}$$

$$l_{p4} \geq 154,9 \text{ mm}$$

Prema DIN 6885 odabrano je pero duljine 160 mm

8.3 Pero vratila gonjene remenice

Za kontrolu pera, potrebni su ulazni podaci za kontrolu pera:

- $T_2 = 325,52 \text{ Nm}$
- $d_{vr2} = 36 \text{ mm}$
- $t_{12} = 5,5 \text{ mm}$
- $b_{p2} = 14 \text{ mm}$
- $h_{p2} = 9 \text{ mm}$
- $p_{dop} = 160 \text{ N/mm}^2$

Duljina pera dobija se uvrštavanjem gornjih vrijednosti:

$$l_{p2} \geq \frac{2 \cdot T_2}{d_{vr2} \cdot (h_{p2} - t_{12}) \cdot p_{dop} \cdot i} \quad (8.4)$$

$$l_{p2} \geq \frac{2 \cdot 325,52 \cdot 10^3}{36 \cdot (9 - 5,5) \cdot 160 \cdot 1}$$

$$l_{p2} \geq 32,3 \text{ mm}$$

Prema DIN 6885 odabrano je pero duljine 35 mm.

9. ZAKLJUČAK

Cilj ovog rada projektiranje je reduktora koji služi za sporo okretanje brodskog dizel motora. Uvjet rada je koristiti remeni prijenos kao prvi stupanj reduktora, te planetni prijenos za drugi stupanj reduktora. Planetni prijenos izrađen je kao dvostupanjski planetni prijenosnik.

U zadatku su definirane vrijednosti za izlazno vratilo reduktora te je definirano kako je potrebno odabrati odgovarajući 4/8 polnopraklopni elektromotor. Odabirom elektromotora, moguće je izvršiti proračun reduktora. Potrebno je izračunati ukupni potrebni prijenosni omjer te ga podijeliti na remeni prijenos te na planetni prijenos. Nakon raspodjele prijenosnih omjera, potrebno je izračunati brzine vrtnje i momente na svim elementima u reduktoru kako bi se moglo izvesti dimenzioniranje elemenata.

Za remeni prijenos odabran je klinasti remen te remenice iz kataloga “SKF” proizvoda. Provjerom sila utvrđuje se kako remeni prijenos zadovoljava uvjete zadatka.

Za planetni prijenos odabire se dvostupanjski planetni prijenos te se izrađuje proračun za oba stupnja planetnog prijenosa. Kontrola nosivosti zupčanika vrši se pomoću Excel programa “ORLIĆ-PLANETNI PRIJENOS” te se odabirom materijala postižu zupčanici željenih karakteristika i nosivosti.

Potom se izvršava proračun osovina planeta te dimenzioniranje vratila reduktora, nakon čega se odabiru potrebni ležajevi, također iz “SKF” kataloga te se potom vrši kontrola nosivosti ležajeva.

Pomoću programskog alata “Autocad” izrađeni su montažni nacrti sklopa radionički nacrt glavnih dijelova.

10. LITERATURA

- [1] S interneta, [tornegear-katalog-3-530-K5-02.pdf \(eegholm.dk\)](#) , 25.08.2024
- [2] S interneta, [Belt Reduction Drive \(28 to 40 hp\) – Bandit Airdrives](#) , 20.08.2024
- [3] S interneta, [Engineering for Deck Officers – Turning Gear – ShipHappens \(wordpress.com\)](#) , 15.08.2024
- [4] S interneta, [Difference Between Flat Belt Drive and V-Belt Drive \(differencebox.com\)](#) , 10.08.2024
- [5] S interneta, [Planetary gear | 3D CAD Model Library | GrabCAD](#) , 20.08.2024
- [6] S interneta, KONČAR-MES, d.d.: Katalog “Elektromotori”, [katalog-elektromotori-2019-web.pdf \(koncar-mes.hr\)](#) , 05.08.2024
- [7] Antić Franko, Diplomski rad “Reduktor za sporo okretanje dizel motora”, Repozitorij, 18.07.2024
- [8] Orlić, Ž; Orlić, G.: “Planetni prijenosi”, Zigo, Rijeka, 2006.
- [9] Lukšić, Domagoj, Diplomski rad “Traktorski priključak za usitnjavanje kamena”, Repozitorij, 08.05.2024
- [10] Vučković, K: Remenski prijenos, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2018.
- [11] S interneta, SKF katalog, [skfftp.com/CategorySearch/Index/2](#) , 12.08.2024
- [12] S interneta, INA MAZIVA d.o.o., [INA_MAZIVA_KATALOG_125116.pdf \(ina-maziva.hr\)](#), 25.08.2024
- [13] S interneta, SKF katalog ležajeva , [0901d196802809de_pdf_preview_medium.pdf \(skf.com\)](#), 25.08.2024
- [14] S interneta, [DIN-Keys & Keyways to ISO - AVSLD International](#), 25.08.2024

POPIS SLIKA

Slika 1.1 Stroj za sporo okretanje s planetnim reduktorom

Slika 1.2 Stroj sa remenim prijenosom

Slika 1.3 Stroj sa plosnatim remenom

Slika 1.4 Stroj sa klinastim remenjem

Slika 1.5 Planetni prijenos sa komponentama

Slika 2.1 Kombinacije planetnih prijenosa s 3 planeta

Slika 2.2 Shematski prikaz reduktora

Slika 3.1 Parametri remenog prijenosa

Slika 3.2 Faktor obuhvatnog kuta za klinasto remenje

Slika 3.3 Faktor primjene za plosnato i klinasto remenje

Slika 3.4 Faktor duljine remena za beskonačni normalni klinasti remen

Slika 3.5 Jedinična snaga klinastog remena

Slika 3.6 Dimenzije remena PHG AX132

Slika 3.7 Dimenzije pogonske remenice PHP 3SPPA90TB

Slika 3.8 Dimenzije gonjene remenice PHP3SPA800TB

Slika 3.9 Shema remenog prijenosa

Slika 7.1 Dimenzije kugličnog ležaja

Slika 7.2 Dimenzije kugličnog ležaja

Slika 7.3 Dimenzije dvostrukog valjkastog ležaja

Slika 8.1 Dimenzije uložnog pera

POPIS TABLICA

Tablica 2.1 Zadani parametri

Tablica 2.2 Karakteristike motora za 400V/50Hz i 440V/60Hz

Tablica 4.1 Standardni moduli

Tablica 4.2 Standardni moduli

Tablica 5.1 Ulazni parametri reduktora

Tablica 5.2 Vrijednosti za I. stupanj prijenosa

Tablica 5.3 Vrijednosti za II. Stupanj prijenosa

Tablica 5.4 Faktori sigurnosti na pitting i lom

POPIS OZNAKA I KRATICA

Naziv	Oznaka	Mjerna jedinica
Napon elektromotora	U	V
Frekvencija elektromotora	f	Hz
Zakretni moment na izlaznom vratilu	T_{izl}	Nm
Brzina vrtnje na izlaznom vratilu	n_{izl}	min ⁻¹
Izlazna snaga reduktora	P_{izl}	kW
Snaga elektromotora	P_{EM}	kW
Iskoristivost remenog prijenosa	η_{rem}	-
Iskoristivost planetnog prijenosa	η_{pl}	-
Snaga elektromotora pri naponu 400V	$P_{EM(400)}$	kW
Snaga elektromotora pri 440V	$P_{EM(440)}$	kW
Napon pri 50Hz	U_{50}	V
Napon pri 60Hz	U_{60}	V
Ukupni prijenosni omjer	i_{uk}	-
Brzina okretaja elektromotora	n_{EM}	min ⁻¹
Prijenosni omjer remena	i_{rem}	-
Prijenosni omjer planetnog prijenosa	i_{pl}	-
Usvojeni prijenosni omjer I. planetarnog stupnja	$i_{pl,1}'$	-
Usvojeni prijenosni omjer II. planetarnog stupnja	$i_{pl,2}'$	-
Broj zubiju sunčanog zupčanika I. stupnja	Z_3	-
Broj zubiju planetnog zupčanika I. stupnja	Z_4	-
Broj zubi vijenca I. planetarnog stupnja	Z_5	-
Unutarnji prijenosni omjer I. stupnja	$u_{pl,1}$	-
Broj zubiju sunčanog zupčanika II. stupnja	Z_6	-
Broj zubiju planetnog zupčanika II. stupnja	Z_7	-
Broj zubi vijenca II. planetarnog stupnja	Z_8	-
Moment na pogonskoj remenici	T_1	Nm
Moment gonjene remenice	T_2	Nm
Moment ulaznog vratila II. stupnja	T_6	Nm
Moment iodila I. stupnja	T_{V1}	Nm
Moment vijenca prvog stupnja	T_5	Nm
Moment na vodilu II. stupnja	T_{V2}	Nm
Moment na vijencu II. stupnja	T_8	Nm
Promjer pogonske remenice	d_1	mm
Promjer gonjene remenice	d_2	mm
Osni razmak remenog prijenosa	a_{12}	mm
stvarna duljina remena	L_w	mm
Unutarnji promjer pogonske remenice	d_{u1}	mm
Unutarnji promjer gonjene remenice	d_{u2}	mm
Unutarnja duljina remena	L_u	mm

Obuhvatni kut	β	$^{\circ}$
Broj klinastih remena	Z	-
Ukupni korekcijski faktor	C_{uk}	-
Snaga na pogonskoj remenici	P	-
Jedinična snaga odabranog klinastog remena	P_1	-
Faktor primjene	C_B	-
Faktor duljine remena	C_L	-
Faktor obuhvatnog kuta	C_{β}	-
Obodna sila pogonske remenice	F_{o1}	N
Faktor trenja	μ	-
Kut utora remenice	φ	$^{\circ}$
Korigirani faktor trenja	μ_k	-
Faktor trenja	μ	-
Kut utora remenice	φ	$^{\circ}$
Modul remena	m	-
Sila na remenici	F_{1a}	N
Sila na remenici	F_{1b}	N
Rezultantna sila na vratilu	F_{R1}	N
Sila prednaprezanja u sva 3 remena	F_P	N
Sila pritezanja za jedan remen	$F_{P,SKF,R}$	N
Brzina vrtnje remena	v_{rem}	m/s
Dopuštena frekvencija remena	f_{dop}	s^{-1}
Faktor uvjeta montaže	K	-
Brzina odvaljivanja planeta po sunčanom zupčaniku	n_{3V1}	min^{-1}
Brzina rotacije planeta oko vijenca	n_{5V1}	min^{-1}
Relativna brzina vrtnje planeta na vodilu	n_{4V1}	min^{-1}
Prijenos na vodilu uz zakočen vijenac 5	i_{3V1}^5	-
Prijenosni omjer na vijenac uz zakočeno vodilo	i_{35}^{V1}	-
Teoretski razmak osi planetnog prijenosa	a'	mm
Omjer broja zubi zupčanika u zahvatu I. stupnja	u_1	-
Moment zahvata sunčanog zupčanika	T'_3	Nm
Nejednolikost raspodjele opterećenja	k_{γ}	-
Faktor širine zupčanika	ψ_{d1}	-
Faktor primjene	K_A	-
Faktor raspodjele opterećenja po dužini zuba	$K_{H\beta}$	-
Faktor sigurnosti na pitting	S_H	-
Dinamička čvrstoća boka zuba	σ_{Hlim1}	N/mm^2
Usvojeni preliminarni razmak osi	a'	mm
Standardni modul I. stupnja	m_{n1}	-
Teoretski razmak osi prijenosa I. stupnja	a'_{34}	mm
Usvojeni razmak osi I. stupnja	a_{34}	mm
Diobeni promjer pogonskog zupčanika I. stupnja	d_3	mm

Diobeni promjer planeta I. stupnja	d_4	mm
Diobeni promjer unutarnjeg ozubljenja I. stupnja	d_5	mm
Širina zahvata I. stupnja	b_I	mm
Širina sunčanog zupčanika	b_3	mm
Brzina odvaljivanja planeta po sunčanom zupčaniku	n_{6V2}	min ⁻¹
Brzina rotacije planeta oko vijenca	n_{8V2}	min ⁻¹
Relativna brzina vrtnje planeta na vodilu	n_{7V2}	min ⁻¹
Prijenos na vodilu uz zakočen vijenac 5	i_{6V2}^8	-
Prijenosni omjer na vijenac uz zakočeno vodilo	i_{68}^{V2}	-
Omjer broja zubi zupčanika II. stupnja	u_1	-
Moment zahvata sunčanog zupčanika s planetima II. stupnja	T'_6	Nm
Standardni modul II. stupnja	m_{n2}	-
Teoretski razmak osi prijenosa II. stupnja	a'_{67}	mm
Usvojeni razmak osi II. stupnja	a_{67}	mm
Diobeni promjer pogonskog zupčanika II. stupnja	d_6	mm
Diobeni promjer planeta II. stupnja	d_7	mm
Diobeni promjer unutarnjeg ozubljenja II. stupnja	d_8	mm
Širina zahvata I. stupnja	b_{II}	mm
Širina sunčanog zupčanika II. stupnja	b_6	mm
Broj planeta I. stupanj	p_1	-
Kvaliteta ozubljenja zupčanika	Q	-
Faktor utjecaja maziva, hrapavosti i brzine	Z_{LRV}	-
Zahtjevana vremenska trajnost pri maksimalnom opterećenju	L_h	h
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 2	σ_{Hlim2}	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 1	σ_{FE1}	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 2	σ_{FE2}	N/mm ²
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 3	σ_{Hlim3}	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 3	σ_{FE3}	N/mm ²
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 5	σ_{Hlim5}	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 4	σ_{FE4}	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 5	σ_{FE5}	N/mm ²
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 6	σ_{Hlim6}	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 6	σ_{FE6}	N/mm ²
Sigurnost na pitting	S_H	-
Sigurnost na lom	S_F	-
Tangencijalna sila na osovinici I. stupnja	F_{tV1}	N
Duljina osovine I. stupnja	l_{os1}	mm
Promjer osovine I. stupnja	d_{os1}	mm
Dopušteno naprezanje na savijanje I. stupnja	σ_{sdop1}	N/mm ²
Trajna dinamička čvrstoća na savijanje	R_{ds-1N}	N/mm ²
Tangencijalna sila na osovinici II. stupnja	F_{tV2}	N

Duljina osovine II. stupnja	l_{os2}	mm
Promjer osovine II. stupnja	d_{os2}	mm
Dopušteno naprezanje na savijanje II. stupnja	σ_{sdop2}	N/mm ²
Viskozitet ulja	ν_{40}	mm ² /s
Trajna dinamička čvrstoća	R_{dt0N}	N/mm ²
Dopušteno naprezanje za torziju	τ_{tdop}	N/mm ²
Minimalni promjer vratila	d_{vr}	mm
Radijalna sila na osovini planeta	F_{ros1}	N
Ekvivalentno opterećenje	P_{ekv}	kN
Nosivost ležaja	C	kN
Duljina pera	l_p	mm
Visina pera unutar vratila	t	mm
Širina utora za pero	b_p	mm

SAŽETAK

Tema ovog diplomskog rada projektiranje je planetno-remenog reduktora za sporo okretanje brodskog motora. Reduktor je izveden kao trostupanjski reduktor gdje je prvi stupanj redukcije izveden remenim prijenosom, dok su preostala dva stupnja izvedena kao dvostupanjski planetni prijenosnik. Okretanje se vrši pomoću elektromotora koji također ima i temeljnu ploču koja se montira na sam vijenac reduktora. Reduktor se zatim veže na zasebnu temeljnu ploču.

Rad je izvršen odabirom elektromotora, proračunom sila i brzina i odabirom kataloških elemenata za remeni prijenos, te proračunom zupčanika za planetni prijenos.

Zatim su odabrani standardni ležajevi, uložna pera, brtve te ostali elementi potrebni za rad reduktora.

Izrađeni su i potrebni radionički nacrti elemenata reduktora te radionički nacrti pojedinih dijelova.

Ključne riječi: Planetno-remeni reduktor, planetni prijenosnik, remeni prijenos, brodski dizel motor, zupčanik, prijenosni omjer

SUMMARY

The subject of this thesis is the design of a planetary-belt reducer for slow rotation of marine engine. The reducer is made as a three-stage reducer, first stage being the belt transmission, while the remaining two stages are made as a two-stage planetary gear. Rotation is engaged using an electric motor that also has a base plate mounted on the reducer.

The thesis was carried out by selecting an electric motor, calculating forces and speeds needed, after which the selecting of catalog elements for belt transmission and calculation of gears for planetary transmission was carried out.

Then, standard bearings, insert keys, seals and other elements necessary for the operation of the reducer were selected.

Necessary workshop drawings of reducer elements and workshop drawings of individual parts were also made.

Key words: Planetary-belt transmission, planetary transmission, belt transmission, marine diesel engine, gear, transmission rate.

PRILOZI

Prilog 1: Ispis proračuna nosivosti zupčanika

Prilog 2: Sklopni nacrt

Prilog 3: Radionički nacrt sunčanog zupčanika Z3

Prilog 4: Radionički nacrt izlaznog vratila

Prilog 5: Radionički nacrt sunčanog zupčanika Z6

Prilog 6: Radionički nacrt vodila I. stupnja

Prilog 7: Radionički nacrt vijenca Z5

Prilog 8: Radionički nacrt vijenca Z8

Prilog 9: Radionički nacrt zupčanika Z7

Prilog 10: Radionički nacrt osovine planetnog zupčanika Z7

Prilog 11: Radionički nacrt osovine planetnog zupčanika Z4

© ORLIĆ: PLANETNI PRIJENOS - OSNOVE

(smije se mijenjati samo podatke označene **plavom** bojom)

Korisnik: **ORLIĆ - primjer proračuna 2-stupanjskog planetnog redukt.**

Datum: 8/9/2024

Namjena: Osnovne raspodjele u 2-stup. reduktoru

ZADANO

Brzina vrtnje na ulazu u reduktor	n_1	96	min^{-1}
Izlazna brzina vrtnje (zahtijevana, priližno)	n_{izl}'	1.50	min^{-1}
Zahtijevani prijenosni omjer	i'	64.00	
Zahtijevana ekvivalentna trajnost pri max. opterećenju	L_h	2500	h
Brojevi zubi zupčanika - prvi stupanj $i_I = 8.75$	Z_1	12	
	Z_2	40	
	Z_3	-93	
	p	3	
- drugi stupanj $i_{II} = 7.29$	Z_4	14	
	Z_5	37	
	Z_6	-88	
	p	3	
Ukupan prijenosni omjer reduktora (postignuti)	i_R	63.75	
Stvarna izlazna brzina vrtnje	n_{izl}	1.5	min^{-1}

PRVI STUPANJ

- kontrola koaksijalnosti	$Z_1 + 2 * Z_2 + Z_3$	-1	
- kontrola susjedstva: $Z_2 + 2 < (Z_1 + Z_2) * \sin(180/p)$	42	45.0	
- kontrola montaže (cijeli broj)	K	35	
Specifični momenti			
1. član (sunčani zupčanik 1)		1	
2. član (vijenac 3)		-7.75	
3. član (vodilo V_I)		8.75	
Prijenosni omjeri:			
od 1 na V_I uz mirujuć 3	i_{1V_I}	8.75	
od 1 na 3 uz mirujuće vodilo V_I	i_{13}	-7.75	
od vodila V_I na 1 uz mirujuć 3	i_{V_I1}	0.11	
od vodila V_I na 3 uz mirujuć 1	i_{V_I3}	0.89	
od 3 na 1 uz mirujuće vodilo V_I	i_{31}	-0.13	
od 3 na vodilo V_I uz mirujuć 1	i_{3V_I}	1.13	
Kontrola umnoška prijenosnih omjera: $i_{13} * i_{3V_I} * i_{V_I1} = -1$		-1.000	
Relativne snage			
- odvaljivanje	ε_{odv}	88.57	%
- spojka	ε_{sp}	11.43	%
Moment na ulaznom vratilu reduktora	T_1	325.52	Nm
- moment na vodilu V_I	T_{V_I}	-2848.3	Nm
- moment na sunčanom zupčaniku 1	T_1	325.5	Nm
- moment na vijencu 3	T_3	2522.8	Nm
Kontrola proračuna momenata ($T_1 + T_3 + T_{V_I} = 0$)	ΣT	0.0	Nm
Moment na planetu 2	T_2	1085.1	Nm

Brzine vrtnje			
- sunčanog zupčanika 1	n_1	96	min^{-1}
- vodila V_I	n_{VI}	11.0	min^{-1}
- vijenca 3	n_3	0	min^{-1}
Relativne brzine vrtnje			
- zupčanika 1 prema vodilu V_I	n_{1VI}	85.0	min^{-1}
- zupčanika 3 prema vodilu V_I	n_{3VI}	-11.0	min^{-1}
- zupčanika 2 prema vodilu V_I	n_{2VI}	-25.5	min^{-1}

DRUGI STUPANJ

- kontrola koaksijalnosti	$Z_4+2*Z_5+Z_6$	0	
- kontrola susjedstva: $Z_5+2 < (Z_4+Z_5)*\sin(180/p)$	39	44.2	
- kontrola montaže (cijeli broj)	K	34	
Specifični momenti			
1. član (sunčani zupčanik 4)		1	
2. član (vijenac 6)		-6.286	
3. član (vodilo V_{II})		7.286	
Prijenosni omjeri:			
od 4 na V_{II} uz mirujuć 6	i_{4VII}	7.286	
od 4 na 6 uz mirujuće vodilo V_{II}	i_{46}	-6.286	
od vodila V_{II} na 4 uz mirujuć 6	i_{VII4}	0.137	
od vodila V_{II} na 6 uz mirujuć 4	i_{VII6}	0.863	
od 6 na 4 uz mirujuće vodilo V_{II}	i_{64}	-0.159	
od 6 na vodilo V_{II} uz mirujuć 4	i_{6VII}	1.159	
Kontrola umnoška prijenosnih omjera: $i_{46}*i_{6VII}*i_{VII4} = -1$		-1	
Relativne snage			
- odvajivanje	ε_{odv}	86.27	%
- spojka	ε_{sp}	13.73	%
Moment na ulaznom vratilu reduktora	T_4	2848.3	Nm
- moment na vodilu V_{II}	T_{VII}	-20751.9	Nm
- moment na sunčanom zupčaniku 4	T_4	2848.3	Nm
- moment na vijencu 6	T_6	17903.6	Nm
Kontrola proračuna momenata ($T_4+T_6+T_{VII} = 0$)	ΣT	0.0	Nm
Moment na planetu 5	T_5	7527.7	Nm
Brzine vrtnje:			
- sunčanog zupčanika 4	n_4	11.0	min^{-1}
- vodila V_{II}	n_{VII}	1.5	min^{-1}
- vijenca 6	n_6	0	min^{-1}
Relativne brzine vrtnje:			
- zupčanika 4 prema vodilu V_{II}	n_{4VII}	9.5	min^{-1}
- zupčanika 6 prema vodilu V_{II}	n_{6VII}	-1.5	min^{-1}
- zupčanika 5 prema vodilu V_{II}	n_{5VII}	-3.6	min^{-1}

© ORLIĆ: I. STUPANJ - ZAHVAT SUNČANI ZUPČANIK / PLANET

(smije se mijenjati samo podatke označene **plavom** bojom)

Korisnik: **ORLIĆ - primjer proračuna 2-stupanjskog planetnog red.**
 Kontrola: Z1/Z2

Datum: 8/9/2024

ZADANO (masnije štampane (**crno**) vrijednosti prenesene su iz Osnove)

Broj zubi (manji zupčanik)	Z_1	12	
	Z_2	40	
Omjer broja zubi (> 1)	u	3.33	
Relativna brzina vrtnje pogonskog vratila prema vodilu	n_{1V}	85.0	min^{-1}
Prenosivi moment u jednom zahvatu	$T_{1'}$	119.4	Nm
Kut nagiba zuba	β	0.00	$^\circ$
Konstanta ovisna o nagibu zuba	K	360	
Faktor širine zupčanika	Ψ_d	0.8	
Faktor primjene	K_A	1.25	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	$K_{H\beta}$	1.2	
Zahtjevani faktor sigurnosti na pitting	S_H	1.2	
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 1	σ_{Hlim1}	1270	N/mm^2
Termička obrada boka zuba		kaljen	

PRORAČUN RAZMAKA OSI I GEOMETRIJE ZUPČANOG PARA

Izračunati razmak osi za postavljene zahtjeve	a'	99.53	mm
Usvojeni privremeni računski razmak osi	a''	100	mm
Računska vrijednost modula	$m_{n'}$	3.846	mm
Usvojeni standardni modul	m_n	4.00	mm
Modul u čeonom presjeku - kosi modul	m_t	4.000	mm
Diobeni promjer	d_1	48.000	mm
	d_2	160.000	mm
Teoretski razmak osi	a_d	104.000	mm
Usvojeni izvedeni razmak osi	a	105.000	mm
Širina zupčanika - proračunata vrijednost	b'	38.4	mm
- usvojena radna širina zupčanika	$b = b_2$	39	mm
- širina pogonskog zupčanika	b_1	45	mm
Proračun faktora pomaka profila:			
- kut zahvata u normalnom presjeku	α_n	20	$^\circ$
- zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	α_t	20.0000	$^\circ$
- pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	α_{wt}	21.4490	$^\circ$
Zahvatni kut na V-cilindru pogonskog zupčanika	α_{vt1}	20.0000	$^\circ$
Zahvatni kut na V-cilindru gonjenog zupčanika	α_{vt2}	21.9241	$^\circ$

Suma faktora pomaka profila:

$\text{inv}\alpha_{\text{wt}}$	0.018527041
$\text{inv}\alpha_t$	0.014904384
X_1+X_2	0.259

Raspodjela faktora pomaka profila:

- faktor pomaka profila zupčanika 1	X_1	0.000
- faktor pomaka profila zupčanika 2	X_2	0.259

Promjer preko korijena zuba

d_{f1}	38.000	mm
d_{f2}	152.072	mm

Promjer preko glave zuba

$d_{a1'}$	55.928	mm
-----------	--------	----

- usvojeni

d_{a1}	56.000	mm
----------	---------------	----

- usvojeni

$d_{a2'}$	170.000	mm
-----------	---------	----

d_{a2}	170.000	mm
----------	----------------	----

Faktor radijalne zračnosti zupčanika u zahvatu

c^*_1	0.241
c^*_2	0.250

Promjer temeljnog kruga

d_{b1}	45.105	mm
d_{b2}	150.351	mm

Promjer pogonskog kruga

d_{w1}	48.462	mm
d_{w2}	161.538	mm

Stupanj prekrivanja profila

ε_α	1.513
----------------------	-------

Stupanj prekrivanja koraka

ε_β	0.000
---------------------	-------

NOSIVOST BOKA ZUBA

Faktor modula elastičnosti (čelik)

Z_E	190
-------	-----

Faktor zone

Z_H	2.40
-------	------

Kut nagiba zuba na temeljnom krugu

β_b	0.000	°
-----------	-------	---

Faktor nagiba zuba

Z_β	1.00
-----------	------

Faktor stupnja prekrivanja

Z_ε	0.91
-----------------	------

Tangencijalna sila

F_{t1}	4926	N
----------	------	---

Obodna brzina

v	0.22	m/s
-----	------	-----

Faktor primjene

K_A	1.25
-------	------

Kvaliteta ozubljenja zupčanika (DIN 3961)

Q	7
-----	----------

Faktor dodatnih din. opterećenja - ravni zubi

$K_{v\alpha}$	1.00
---------------	------

Faktor dodatnih din. opterećenja - kosi zubi

$K_{v\beta}$	1.00
--------------	------

Faktor raspodjele opterećenja na par zubi

$K_{H\alpha}$	1.10
---------------	------

Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba

$K_{H\beta}$	1.23
--------------	------

Naprezanje na pritisak na bokovima zuba

σ_H	999	N/mm ²
------------	-----	-------------------

Faktor utjecaja maziva, hrapavosti boka zuba i brzine		Z_{LRV}	1	
Faktor povećanja tvrdoće za zahvat tvrdi/meke		Z_W	1	
Faktor veličine zupčanika		Z_X	1	
Broj promjena opterećenja boka za trajanja L_h		N_{L1}	3.8E+07	
		N_{L2}	3.8E+06	
Faktor trajnosti - bok zuba		Z_{N1}	1.02	< 1,6
		Z_{N2}	1.22	< 1,6
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 1	16MnCr6	σ_{Hlim1}	1270	N/mm ²
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 2	16MnCr6	σ_{Hlim2}	1270	N/mm ²
Postignuta sigurnost na pitting		S_{H1}	1.30	
		S_{H2}	1.55	

NOSIVOST KORIJENA ZUBA

Fiktivni broj zubi zupčanika		Z_{n1}	12	
		Z_{n2}	40	
Faktor zahvata na vrhu zuba		Y_{FS1}	4.72	
		Y_{FS2}	4.18	
Faktor kuta nagiba zuba		Y_β	1	
Faktor stupnja prekrivanja		Y_ϵ	0.75	
Faktor raspodjele opterećenja na zube		$K_{F\alpha}$	1.10	
Faktor raspodjele uzduž zuba - korijen		$K_{F\beta}$	1.20	
Naprezanje na savijanje u korijenu zuba		σ_{F1}	160.2	N/mm ²
		σ_{F2}	163.7	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 1	kaljen	σ_{FE1}	760	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 2	kaljen	σ_{FE2}	760	N/mm ²
Faktor promjene smjera opterećenja		Y_{A1}	1	
		Y_{A2}	0.7	
Faktor utjecaja hrapavosti		Y_R	1	
Faktor veličine zupčanika		Y_X	1	
Broj promjena opterećenja korijena za trajanja L_h		N_{L1}	3.8E+07	
		N_{L2}	7.7E+06	
Faktor trajnosti - korijen zuba		Y_{N1}	1	< 2,5
		Y_{N2}	1	< 2,5
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 1		σ_{Fdop1}	760.0	N/mm ²
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 2		σ_{Fdop2}	532.0	N/mm ²
Postignuta sigurnost na lom		S_{F1}	4.74	
		S_{F2}	3.25	

ZAHVAT PLANET - VIJENAC

Kontrola: Z2/Z3

ZADANO

Broj zubi	Z_2	40	
	Z_3	-93	
Omjer broja zubi	u	-2.33	
Brzina vrtnje planeta prema vodilu	n_{2VI}	25.5	min^{-1}
Prenosivi moment u jednom zahvatu planet/vijenac	T_2'	398	Nm

PRORAČUN GEOMETRIJE ZUPČANOG PARA

Usvojeni standardni modul	m_n	4.00	mm
Modul u čeonom presjeku - kosi modul	m_t	4.00	mm
Diobeni promjer	d_2	160.000	mm
	d_3	-372.000	mm
Teoretski razmak osi	a_d	-106.0	mm
Usvojeni izvedeni razmak osi	a	-105	mm
Širina zupčanika	$b = b_2$	39	mm
	b_3	39	mm
Proračun faktora pomaka profila			
Kut zahvata u normalnom presjeku	α_n	20	°
Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	α_t	20.0000	°
Pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	α_{wt}	18.4424	°
Zahvatni kut na V-cilindru zupčanika - vijenca	α_{v13}	20.0615	°
Suma faktora pomaka profila:			
	$\text{inv}\alpha_{wt}$	0.011597267	
	$\text{inv}\alpha_t$	0.014904384	
	X_2+X_3	0.241	
Raspodjela faktora pomaka profila:			
- faktor pomaka profila zupčanika 2	X_2	0.259	
- faktor pomaka profila zupčanika 3	X_3	-0.018	
Promjer preko korijena zuba	d_{f2}	152.072	mm
	d_{f3}	-382.146	mm
Promjer preko glave zuba	d_{a2}	170.000	mm
	$d_{a3'}$	-364.072	mm
- usvojeni	d_{a3}	-365.000	mm
Faktor radijalne zračnosti zupčanika u zahvatu	c^*_2	0.268	
	c^*_3	0.381	
Promjer temeljnog kruga	d_{b2}	150.351	mm
	d_{b3}	-349.566	mm

Promjer pogonskog kruga	d_{w2}	161.538	mm
	d_{w3}	-371.538	mm
Stupanj prekrivanja profila	ε_{α}	1.73	
Stupanj prekrivanja koraka	ε_{β}	0.00	

NOSIVOST BOKA ZUBA

Faktor modula elastičnosti	Z_E	190	
Faktor zone	Z_H	2.61	
Faktor nagiba zuba	Z_{β}	1	
Faktor stupnja prekrivanja	Z_{ε}	0.87	
Tangencijalna sila	$F_{t2}=F_{t3}$	4926	N
Obodna brzina	v	0.22	m/s
Faktor primjene	K_A	1.25	
Kvaliteta ozubljenja	Q	7	
Faktor dodatnih din. opterećenja - ravni zubi	$K_{v\alpha}$	1.01	
Faktor dodatnih din. opterećenja - kosi zubi	$K_{v\beta}$	1.00	
Faktor raspodjele opterećenja na par zubi	$K_{H\alpha}$	1.1	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	$K_{H\beta}$	1.07	
Naprezanje na pritisak na bokovima zuba	σ_H	558.6	N/mm ²
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 2	σ_{Hlim2}	1270	N/mm ²
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 3	σ_{Hlim3}	1270 kaljen	N/mm ²
		C45E	
Broj promjena opterećenja boka za trajanja L_h	N_{L2}	3.8E+06	
	N_{L3}	1.6E+06	
Faktor trajnosti - bok zuba	Z_{N2}	1.22	< 1,6
	Z_{N3}	1.30	< 1,6
Postignuta sigurnost na pitting	S_{H2}	2.77	
	S_{H3}	2.96	

NOSIVOST KORIJENA ZUBA

Fiktivni broj zubi zupčanika	Z_{n2}	40	
	Z_{n3}	-93	
Faktor zahvata na vrhu zuba	Y_{FS2}	4.18	
	Y_{FS3}	3.99	
Faktor kuta nagiba zuba	Y_{β}	1.00	
Faktor stupnja prekrivanja	Y_{ε}	0.68	
Faktor raspodjele opterećenja na zube	$K_{F\alpha}$	1.1	
Faktor raspodjele uzduž zuba - korijen	$K_{F\beta}$	1.06	

Naprezanje na savijanje	σ_{F2}	131.8	N/mm ²
	σ_{F3}	125.8	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 2	kaljen	σ_{FE2}	760 N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 3	kaljen	σ_{FE3}	760 N/mm ²
Faktor promjene smjera opterećenja	Y_{A2}	0.7	
	Y_{A3}	1	
Faktor utjecaja hrapavosti	Y_R	1	
Faktor veličine zupčanika	Y_X	1	
Broj promjena opterećenja korijena za trajanja Lh	N_{L2}	7.7E+06	
	N_{L3}	4.9E+06	
Faktor trajnosti - korijen zuba	Y_{N2}	1	< 2,5
	Y_{N3}	1	< 2,5
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 2	σ_{Fdop2}	532	N/mm ²
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 3	σ_{Fdop3}	760	N/mm ²
Postignuta sigurnost na lom	S_{F2}	4.04	
	S_{F3}	6.04	

KONTROLNE MJERE ZUPČANIKA - teoretske vrijednosti

Zupčanik 1:

mjerni broj zubi:	k	2	W_k	18.385	mm
tetivna debljina zuba:			s_c	5.548	mm
visina do tetive:			h_c	2.990	mm

Zupčanik 2:

mjerni broj zubi:	k	5	W_k	56.088	mm
tetivna debljina zuba:			s_c	6.214	mm
visina do tetive:			h_c	3.869	mm

Zupčanik 3:

mjerni broj uzubina:	k	-11	W_k	-129.249	mm
tetivna debljina zuba:			s_c	5.595	mm
visina do tetive:			h_c	-4.518	mm

© ORLIĆ: II. STUPANJ - ZAHVAT SUNČANI ZUPČANIK / PLANET

(smije se mijenjati samo podatke označene **plavom** bojom)

Korisnik: **ORLIĆ - primjer proračuna 2-stupanjskog planetnog red.**
Kontrola: Z4/Z5

Datum: 8/9/2024

ZADANO (masnije štampane (**crno**) vrijednosti prenesene su iz Osnove)

Broj zubi (manji zupčanik)	Z ₄	14	
	Z ₅	37	
Omjer broja zubi (> 1)	u	2.64	
Relativna brzina vrtnje pogonskog vratila prema vodilu	n _{4V}	9.5	min ⁻¹
Prenosivi moment u jednom zahvatu	T _{4'}	1044.4	Nm
Kut nagiba zuba	β	0.00	°
Konstanta ovisna o nagibu zuba	K	360	
Faktor širine zupčanika	Ψ _d	0.6	
Faktor primjene	K _A	1.25	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	K _{Hβ}	1.2	
Zahijevani faktor sigurnosti na pitting	S _H	1.2	
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika Z4	16MnCr5 QT	σ _{Hlim4}	1270 N/mm ²
Termička obrada boka zuba Z4			nitriran

PRORAČUN RAZMAKA OSI I GEOMETRIJE ZUPČANOG PARA

Izračunati razmak osi za postavljene zahtjeve	a'	193.52	mm
Usvojeni privremeni računski razmak osi	a''	194	mm
Računska vrijednost modula	m _{n'}	7.608	mm
Usvojeni standardni modul	m _n	8	mm
Modul u čeonom presjeku - kosi modul	m _t	8	mm
Diobeni promjer	d ₄	112.000	mm
	d ₅	296.000	mm
Teoretski razmak osi	a _d	204.000	mm
Usvojeni izvedeni razmak osi	a	205.000	mm
Širina zupčanika - proračunata vrijednost	b'	67	mm
- usvojena radna širina zupčanika	b = b ₅	70	mm
- širina pogonskog zupčanika	b ₄	75	mm
Proračun faktora pomaka profila:			
Kut zahvata u normalnom presjeku	α _n	20	°
Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	α _t	20.0000	°
Pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	α _{wt}	20.7543	°
Zahvatni kut na V-cilindru pogonskog zupčanika	α _{vt4}	20.0000	
Zahvatni kut na V-cilindru gonjenog zupčanika	α _{vt5}	30.9853	

Suma faktora pomaka profila:

$\text{inv}\alpha_{\text{wt}}$	0.016721009
$\text{inv}\alpha_t$	0.014904384
X_4+X_5	0.127

Raspodjela faktora pomaka profila:

- faktor pomaka profila zupčanika 4	X_4	0.000
- faktor pomaka profila zupčanika 5	X_5	0.127

Promjer preko korijena zuba

d_{f4}	92.000	mm
d_{f5}	278.032	mm

Promjer preko glave zuba

- usvojeni	$d_{a4'}$	127.968	mm
	d_{a4}	128.000	mm
	$d_{a5'}$	314.000	mm
- usvojeni	d_{a5}	315.000	mm

Faktor radijalne zračnosti zupčanika u zahvatu

c^*_4	0.248
c^*_5	0.188

Promjer temeljnog kruga

d_{b4}	105.246	mm
d_{b5}	278.149	mm

Promjer pogonskog kruga

d_{w4}	112.549	mm
d_{w5}	297.451	mm

Stupanj prekrivanja profila

ε_α	1.596
----------------------	-------

Stupanj prekrivanja koraka

ε_β	0
---------------------	---

NOSIVOST BOKA ZUBA

Faktor modula elastičnosti

Z_E	190
-------	-----

Faktor zone

Z_H	2.44
-------	------

Kut nagiba zuba na temeljnom krugu

β_b	0.00	°
-----------	------	---

Faktor nagiba zuba

Z_β	1
-----------	---

Faktor stupnja prekrivanja

Z_ε	0.90
-----------------	------

Tangencijalna sila

F_{t4}	18650	N
----------	-------	---

Obodna brzina

v	0.06	m/s
-----	------	-----

Faktor primjene

K_A	1.25
-------	------

Kvaliteta ozubljenja (DIN 3961)

Q	6
-----	---

Faktor dodatnih din. opterećenja - ravni zubi

$K_{v\alpha}$	1.00
---------------	------

Faktor dodatnih din. opterećenja - kosi zubi

$K_{v\beta}$	1.00
--------------	------

Faktor raspodjele opterećenja na par zubi

$K_{H\alpha}$	1.00
---------------	------

Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba

$K_{H\beta}$	1.19
--------------	------

Naprezanje na pritisak na bokovima zuba

σ_H	921.5	N/mm ²
------------	-------	-------------------

Faktor utjecaja maziva, hrapavosti boka zuba i brzine	Z_{LRV}	1	
Faktor povećanja tvrdoće za zahvat tvrdi/meki	Z_W	1	
Faktor veličine zupčanika	Z_X	1	
Broj promjena opterećenja boka za trajanja L_h	N_{L4}	4.3E+06	
	N_{L5}	5.4E+05	
Faktor trajnosti - bok zuba	Z_{N4}	1.21	< 1,6
	Z_{N5}	1.42	< 1,6
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 4	σ_{Hlim4}	1270	N/mm ²
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 5	σ_{Hlim5}	1270	N/mm ²
			16MnCr5 QT
Postignuta sigurnost na pitting	S_{H4}	1.67	
	S_{H5}	1.96	

NOSIVOST KORIJENA ZUBA

Fiktivni broj zubi zupčanika	Z_{n4}	14	
	Z_{n5}	37	
Faktor zahvata na vrhu zuba	Y_{FS4}	4.63	
	Y_{FS5}	4.23	
Faktor kuta nagiba zuba	Y_β	1.00	
Faktor stupnja prekrivanja	Y_ϵ	0.72	
Faktor raspodjele opterećenja na zube	$K_{F\alpha}$	1.1	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba - korijen	$K_{F\beta}$	1.17	
Naprezanje na savijanje u korijenu zuba	σ_{F4}	178.6	N/mm ²
	σ_{F5}	163.2	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 4	σ_{FE4}	760	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 5	σ_{FE5}	760	N/mm ²
			nitrikan
Faktor promjene smjera opterećenja	Y_{A4}	1	
	Y_{A5}	0.7	
Faktor utjecaja hrapavosti	Y_R	1	
Faktor veličine zupčanika	Y_X	0.97	
Broj promjena opterećenja korijena za trajanja L_h	N_{L4}	4.3E+06	
	N_{L5}	1.1E+06	
Faktor trajnosti - korijen zuba	Y_{N4}	1	< 2,5
	Y_{N5}	1.13	< 2,5
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 4	σ_{Fdop4}	737.2	N/mm ²
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 5	σ_{Fdop5}	583.1	N/mm ²
Postignuta sigurnost na lom	S_{F4}	4.13	
	S_{F5}	3.57	

ZAHVAT PLANET - VIJENAC

Kontrola: Z5/Z6

ZADANO

Broj zubi	Z_5	37	
	Z_6	-88	
Omjer broja zubi	u	-2.38	
Brzina vrtnje planeta prema vodilu	n_{5VII}	3.6	min^{-1}
Prenosivi moment u jednom zahvatu planet/vijenac	T_5'	2760.1	Nm

PRORAČUN GEOMETRIJE ZUPČANOG PARA

Usvojeni standardni modul	m_n	8	mm
Modul u čeonom presjeku - kosi modul	m_t	8	mm
Diobeni promjer	d_5	296.000	mm
	d_6	-704.000	mm
Teoretski razmak osi	ad	-204.000	mm
Usvojeni izvedeni razmak osi	a	-205.000	mm
Širina zupčanika	$b = b_5$	70	mm
	b_6	70	mm
Proračun faktora pomaka profila			
Kut zahvata u normalnom presjeku	α_n	20	°
Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	α_t	20.0000	°
Pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	α_{wt}	20.7543	°
Zahvatni kut na V-cilindru zupčanika - vijenca	α_{vt6}	20.8848	
Suma faktora pomaka profila:	$\text{inv}\alpha_{wt}$	0.016721009	
	$\text{inv}\alpha_t$	0.014904384	
	X_5+X_6	-0.127	
Raspodjela faktora pomaka profila:			
- faktor pomaka profila zupčanika 5	X_5	0.127	
- faktor pomaka profila zupčanika 6	X_6	-0.254	
Promjer preko korijena zuba	d_{f5}	278.032	mm
	d_{f6}	-728.064	mm
Promjer preko glave zuba	d_{a5}	315.000	mm
	$d_{a6'}$	-692.032	mm
- usvojeni	d_{a6}	693.000	mm
Faktor radijalne zračnosti zupčanika u zahvatu	c^*_5	0.191	
	c^*_6	0.311	
Promjer temeljnog kruga	d_{b5}	278.149	mm
	d_{b6}	-661.544	mm

Promjer pogonskog kruga	d_{w5}	297.451	mm
	d_{w6}	-707.451	mm
Stupanj prekrivanja profila	$\varepsilon_{\alpha 2}$	1.84	
Stupanj prekrivanja koraka	ε_{β}	0	

NOSIVOST BOKA ZUBA

Faktor modula elastičnosti	Z_E	190	
Faktor zone	Z_H	2.44	
Faktor nagiba zuba	Z_{β}	1	
Faktor stupnja prekrivanja	Z_{ε}	0.85	
Tangencijalna sila	$F_{t5}=F_{t6}$	18650	N
Obodna brzina	v	0.06	m/s
Faktor primjene	K_A	1.25	
Kvaliteta ozubljenja	Q	6	
Faktor dodatnih din. opterećenja - ravni zubi	$K_{v\alpha}$	1.00	
Faktor dodatnih din. opterećenja - kosi zubi	$K_{v\beta}$	1.00	
Faktor raspodjele opterećenja na par zubi	$K_{H\alpha}$	1.00	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	$K_{H\beta}$	1.15	
Naprezanje na pritisak na boku zuba	σ_H	1171.3	N/mm^2
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 5	σ_{Hlim5}	1270	N/mm^2
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 6	σ_{Hlim6}	1270 kaljen	N/mm^2
Broj promjena opterećenja boka za trajanja L_h	N_{L5}	5.4E+05	
	N_{L6}	2.3E+05	
Faktor trajnosti - bok zuba	Z_{N5}	1.42	< 1,6
	Z_{N6}	1.60	< 1,6
Postignuta sigurnost na pitting	S_{H5}	1.54	
	S_{H6}	1.73	

NOSIVOST KORIJENA ZUBA

Fiktivni broj zubi zupčanika	Z_{n5}	37	
	Z_{n6}	-88	
Faktor zahvata na vrhu zuba	Y_{FS5}	4.23	
	Y_{FS6}	3.96	
Faktor kuta nagiba zuba	Y_{β}	1.00	
Faktor stupnja prekrivanja	Y_{ε}	0.66	
Faktor raspodjele opterećenja na zube	$K_{F\alpha}$	1.10	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba - korijen	$K_{F\beta}$	1.13	

Naprezanje na savijanje	σ_{F5}	144.7	N/mm ²
	σ_{F6}	135.4	N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 5	nitiran	σ_{FE5}	760 N/mm ²
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 6	kaljen	σ_{FE6}	760 N/mm ²
Faktor promjene smjera opterećenja	Y_{A5}	0.7	
	Y_{A6}	1	
Faktor utjecaja hrapavosti	Y_R	1	
Faktor veličine zupčanika	Y_X	0.97	
Broj promjena opterećenja korijena za trajanja Lh	N_{L5}	1.1E+06	
	N_{L6}	6.8E+05	
Faktor trajnosti - korijen zuba	Y_{N5}	1.13	< 2,5
	Y_{N6}	1.19	< 2,5
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 5	σ_{Fdop5}	583.1	N/mm ²
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 6	σ_{Fdop6}	877.3	N/mm ²
Postignuta sigurnost na lom	S_{F5}	4.03	
	S_{F6}	6.48	

KONTROLNE MJERE ZUPČANIKA - teoretske vrijednosti

Zupčanik 4:

mjerni broj zubi:	k	2	W_k	36.994	mm
tetivna debljina zuba:			s_c	11.096	mm
visina do tetive:			h_c	5.981	mm

Zupčanik 5:

mjerni broj zubi:	k	7	W_k	158.351	mm
tetivna debljina zuba:			s_c	11.749	mm
visina do tetive:			h_c	7.362	mm

Zupčanik 6:

mjerni broj uzubina:	k	-11	W_k	-259.229	mm
tetivna debljina zuba:			s_c	12.403	mm
visina do tetive:			h_c	-700.757	mm

ZUPČASTI PAROVI I. STUPNJA: 7 cd 25
 smije se promijeniti samo vrijednosti označene **plavom** bojom
 prema Tab. 6.9; 6.10 i 6.11

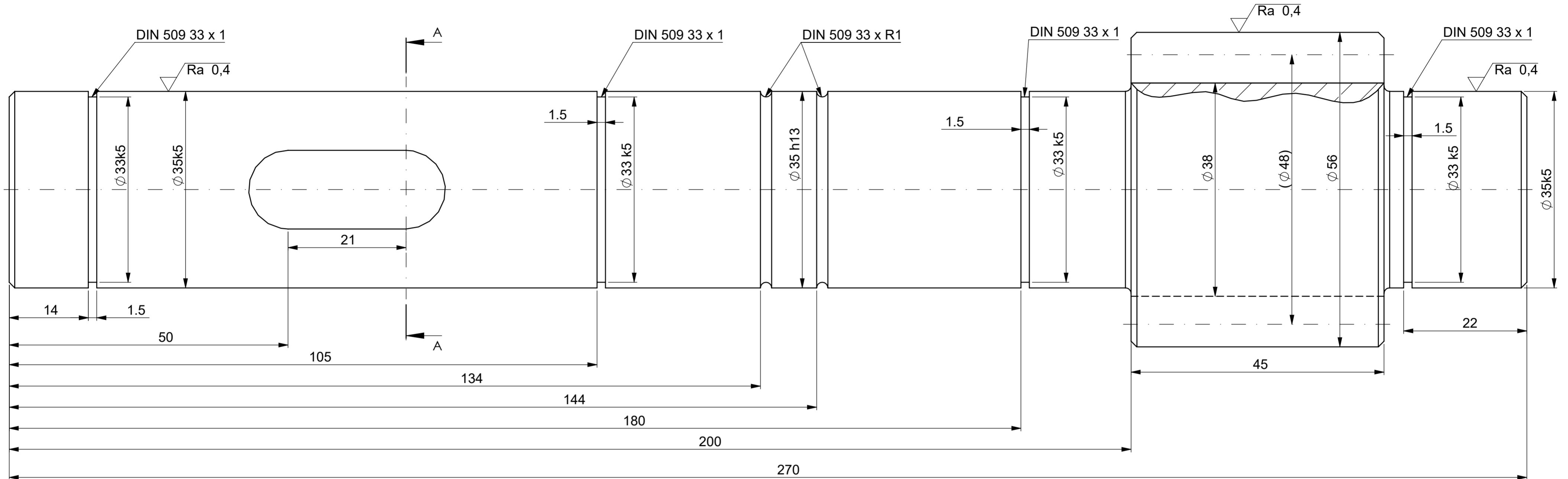
Datum: 8/9/2024

		ZUPČANIK BROJ		
		1	2	3
d	mm	48.000	160.000	-372.000
A _{sne}	μm	-70	-70	-95
T _{sn}	μm	40	40	50
A _{sni}	μm	-110	-110	-145
A _{ai}	μm	-15		
A _{ae}	μm	15		
j _{nmin}	μm	120	140	
j _{nmax}	μm	220	250	
k		2	5	-11
W _k	mm	18.385	56.088	-129.249
W _{kmax}	mm	18.319	56.022	-129.338
W _{kmin}	mm	18.282	55.985	-129.291
h _c	mm	2.990	3.869	-4.518
s _c	mm	5.548	6.214	5.595
s _{cmax}	mm	5.478	6.144	5.5
s _{cmin}	mm	5.438	6.104	5.45

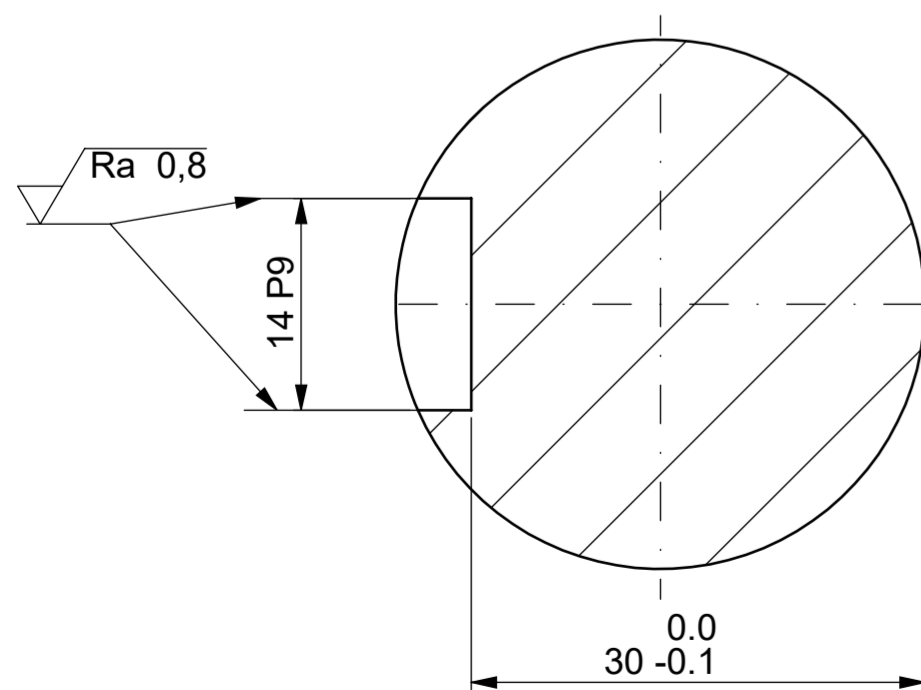
ZUPČASTI PAROVI II. STUPNJA: 7 c 25

		ZUPČANIK BROJ		
		4	5	6
d	mm	112.000	296.000	-704.000
A _{sne}	μm	-85	-85	-115
T _{sn}	μm	40	40	50
A _{sni}	μm	-125	-125	-165
A _{ai}	μm	-15		
A _{ae}	μm	15		
j _{nmin}	μm	150	180	
j _{nmax}	μm	250	280	
k		2	7	-11
W _k	mm	36.994	158.351	-259.229
W _{kmax}	mm	36.914	158.271	-259.337
W _{kmin}	mm	36.877	158.234	-259.384
h _c	mm	5.981	7.362	-700.757
s _c	mm	11.096	11.749	12.403
s _{cmax}	mm	11.011	11.664	12.288
s _{cmin}	mm	10.971	11.624	12.238

Ra 3,2 / Ra 0,8 / Ra 0,4



A-A (2 : 1)



NAPOMENA:

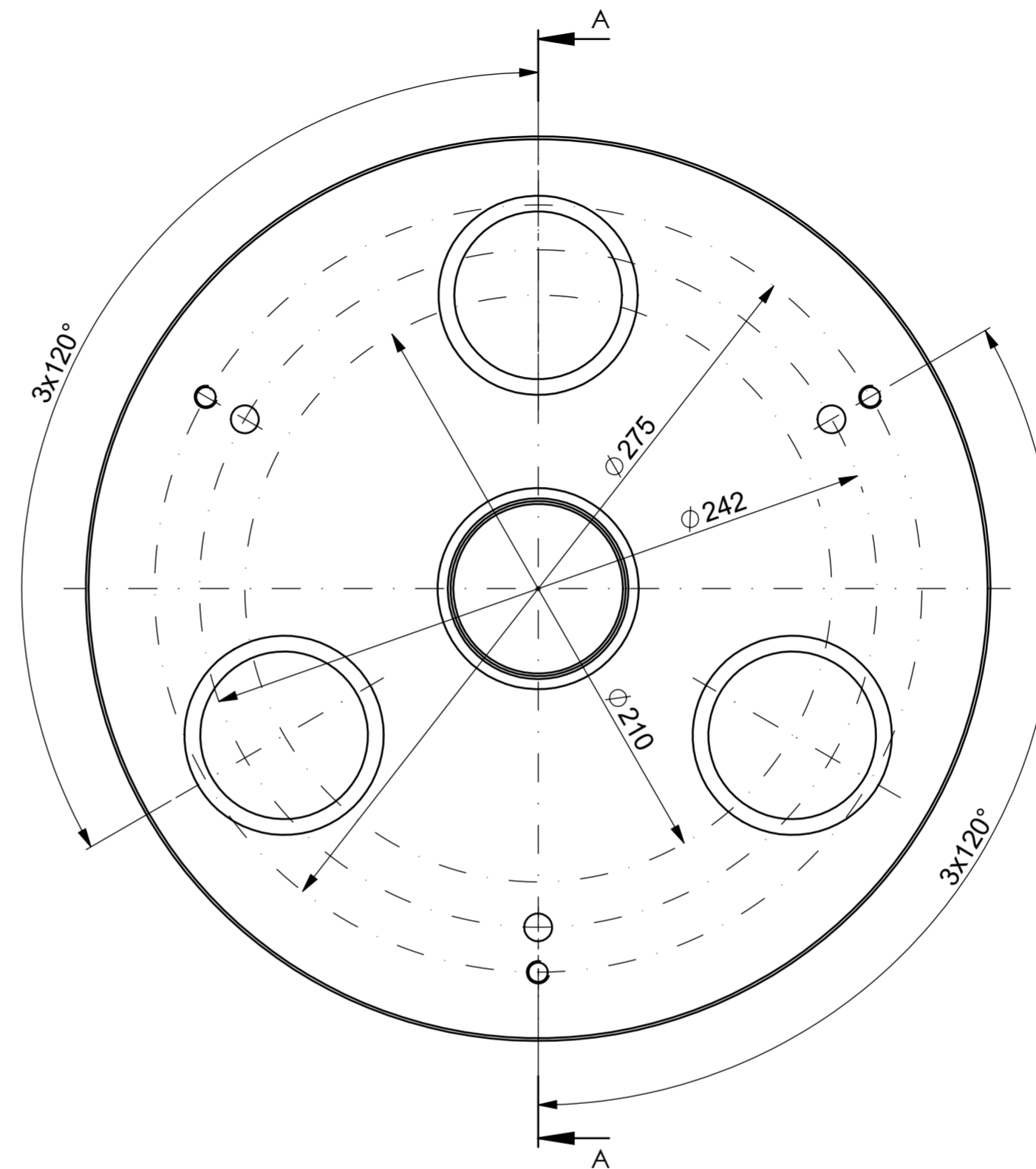
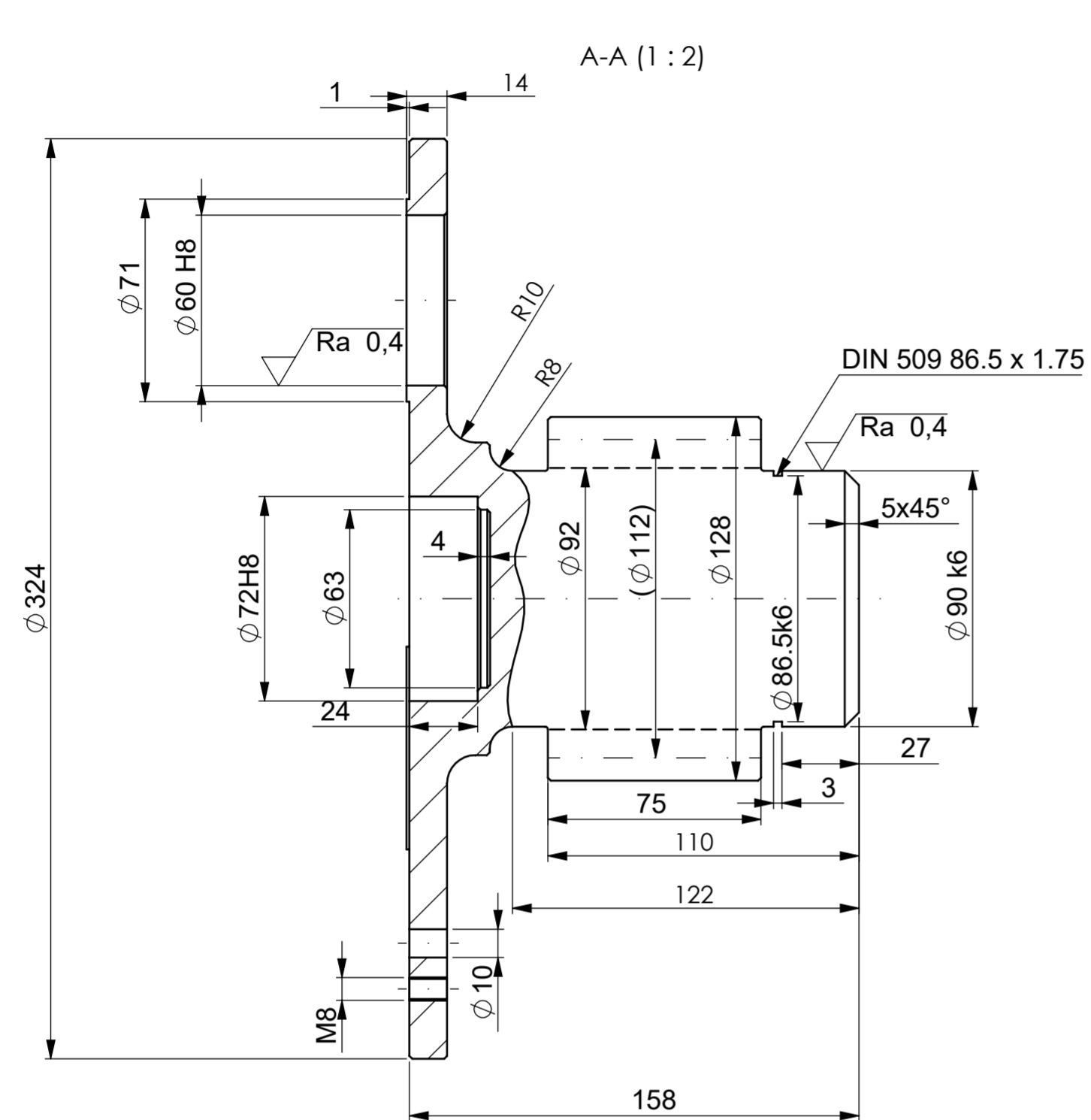
- Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°
- Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1
- Termička obrada boka zuba: kaljenje
- Materijal: Č5431

PODACI ZA IZRADU OZUBLJENJA Z3		
Naziv	Oznaka	Vrijednost
Razmak osi	a	105mm
Promjer preko glave zuba	d	56mm
Evolventni kut	α	20°
Modul	mn	4
Broj zubi	n	12
Kut nagib zuba	β	0
Promjer diobenog kruga	d	48mm
Promjer preko korijena zuba	d	38mm
Faktor pomaka profila	x	0
Visina zube od tetive	hc	2,99mm
Kvaliteta DIN 3961	Q	7
Tetivna debljina zuba	S	5,548mm
Odstupanje razmaka osi	Aa	$\pm 15 \mu\text{m}$
	jne	120 μm
Bočna zračnost	jni	220 μm

ISO-TOL	
14 P9	-0.018 -0.061
33 k5	+0.013 +0.002
35 k5	+0.013 +0.002
35 h13	+0 -0.39

Ime i prezime: Anton Ivan Marković		Datum: 3.9.2024	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo:
Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET		Polazište: Č5431	Broj crteža: 1/9	M 2:1
51000 RIJEKA, Vukovarska 58. HRVATSKA		Naziv dijela: Sunčani zupčanik Z3		

Ra 3,2 / Ra 0,4



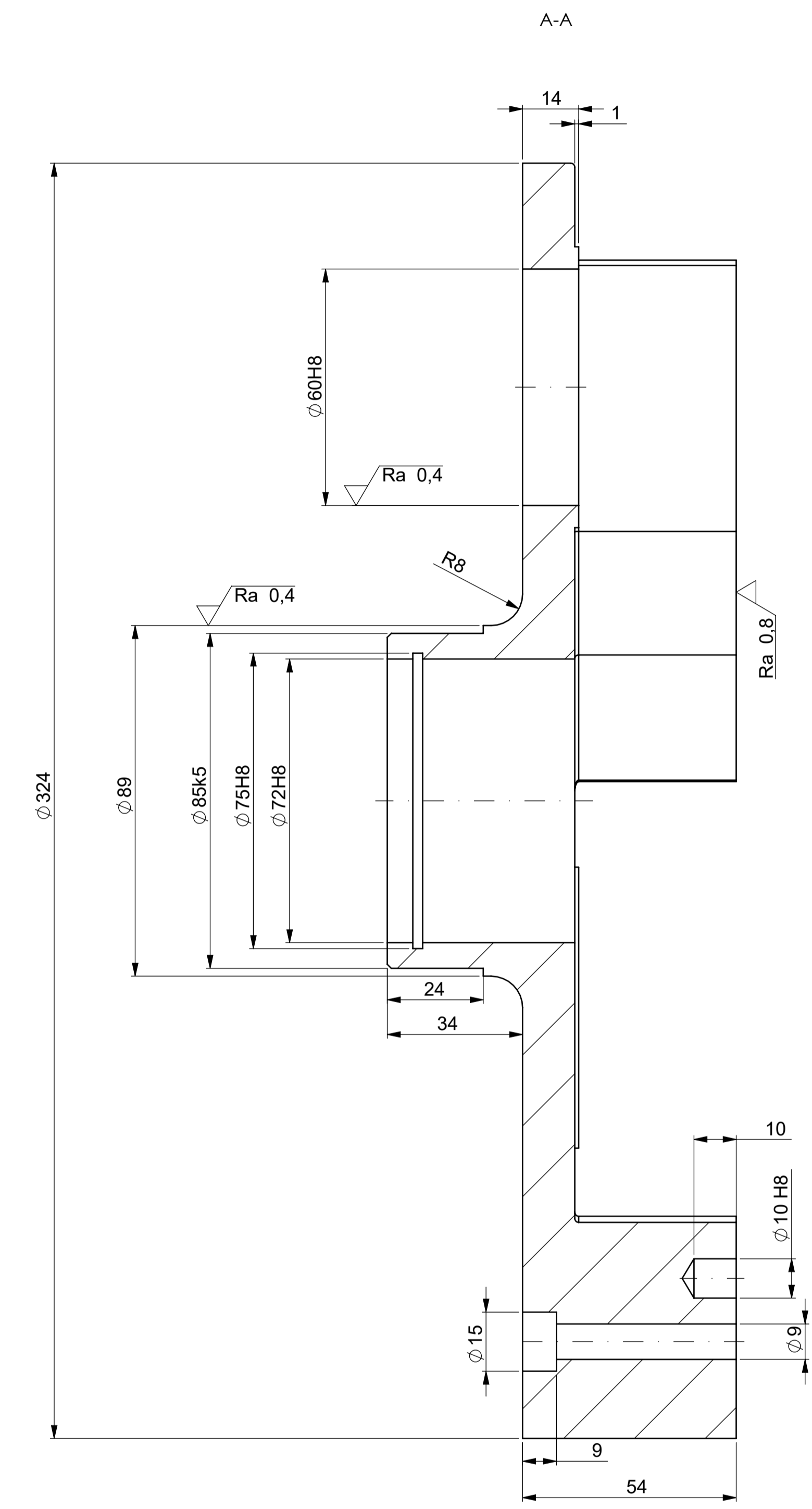
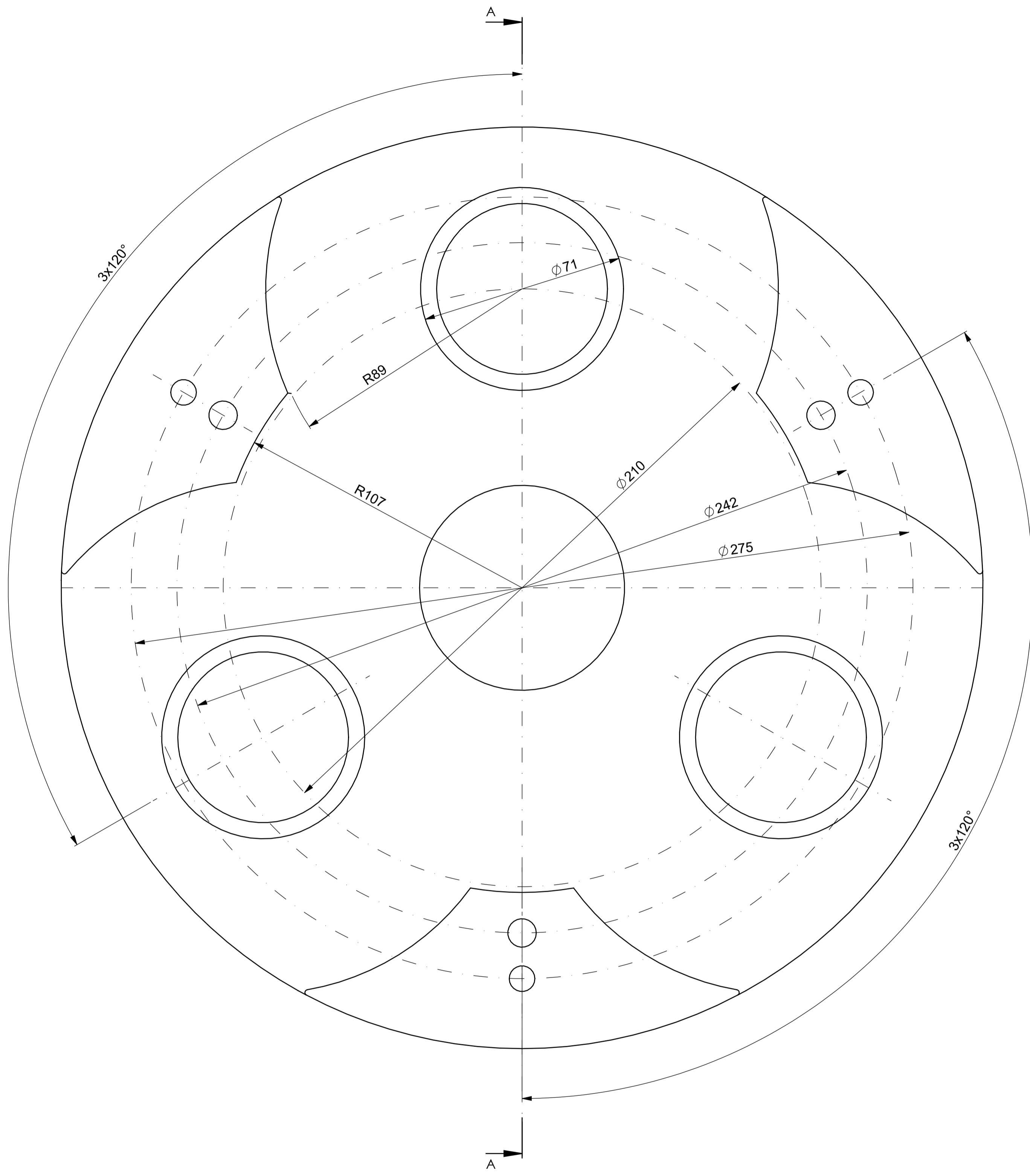
PODACI ZA IZRADU OZUBLJENJA Z6		
Naziv	Oznaka	Vrijednost
Razmak osi	a	205mm
Promjer preko glave zuba	d	128mm
Evolventni kut	α	20°
Modul	mn	8
Broj zubi	n	14
Kut nagib zuba	β	0
Promjer diobenog kruga	d	112mm
Promjer preko korijena zuba	d	92mm
Faktor pomaka profila	x	0
Visina zube od tetive	hc	5,981mm
Kvaliteta DIN 3961	Q	7
Tetivna debljina zuba	S	11,096mm
Odstupanje razmaka osi	Aa	$\pm 15 \mu\text{m}$
	jne	150 μm
Bočna zračnost	jni	250 μm

ISO-TOL	
$\phi 60 \text{ H8}$	+0,046 +0
$\phi 72 \text{ H8}$	+0,046 +0
$\phi 86.5 \text{ k6}$	+0,025 +0,003
$\phi 90 \text{ k6}$	+0,025 +0,003

NAPOMENA:
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1
 - Termička obrada boka zuba: kaljenje
 - Materijal: C5431

Ime i prezime: Anton Ivan Marković	Datum: 4.9.2024	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo: M 1:2
Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET	Polozicija: Č5431	Broj crteža: 3/9	
51000 RIJEKA, Vukovarska 58. HRVATSKA	Naziv dijela: Sunčani zupčanik Z6		

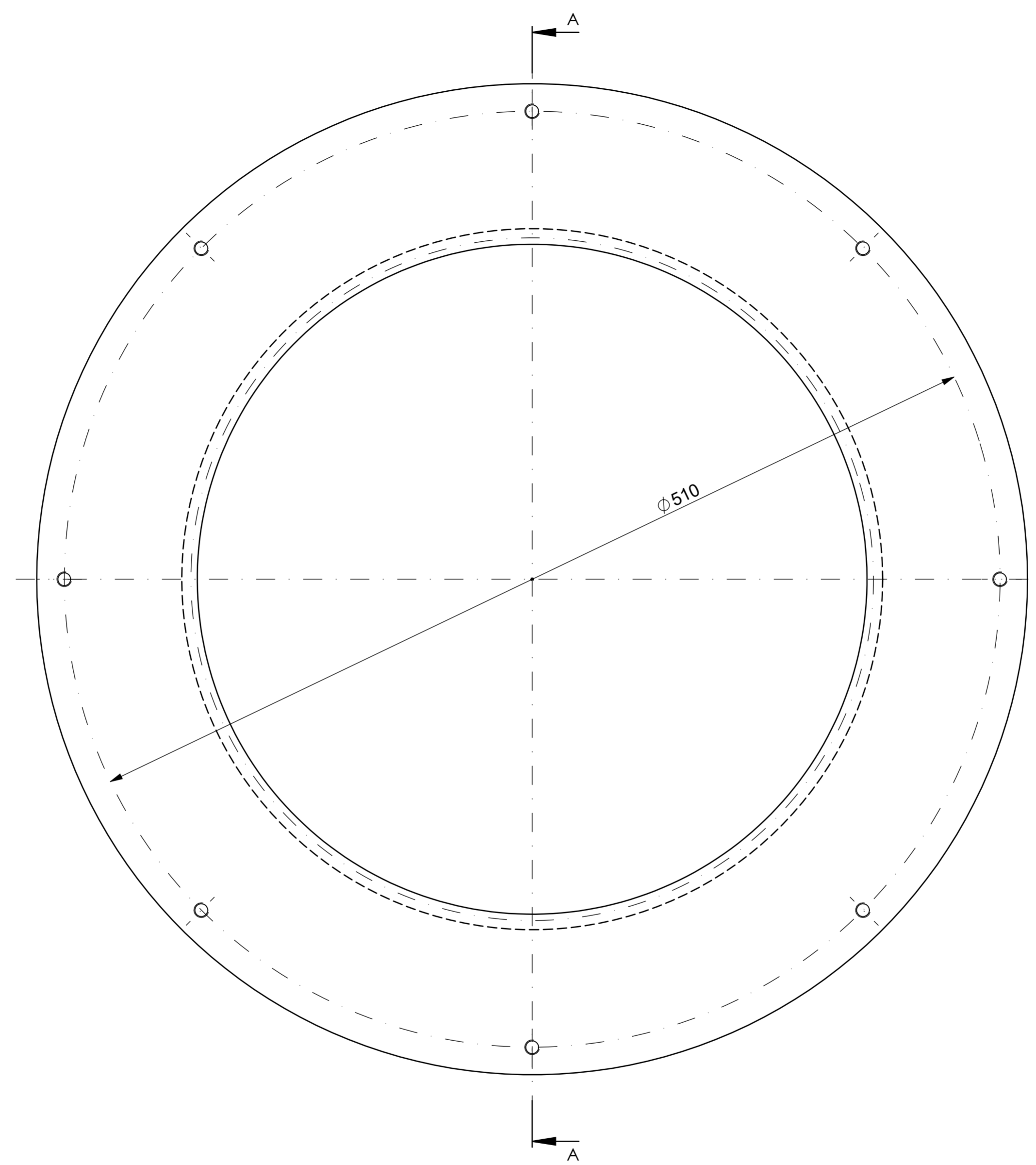
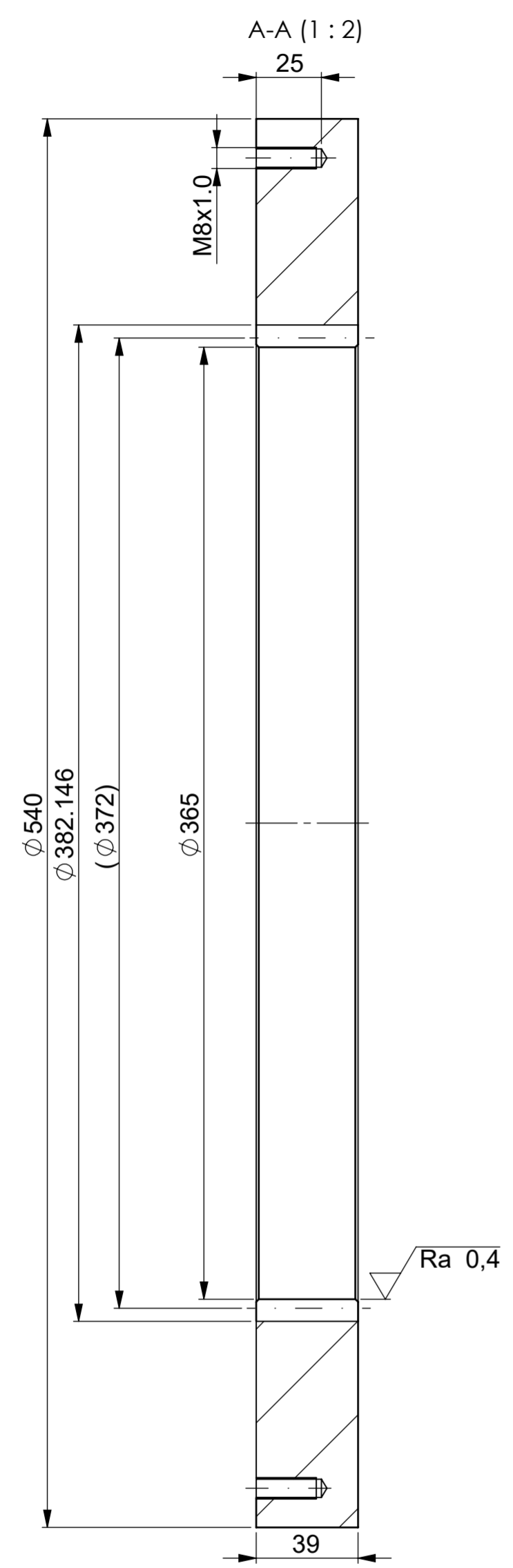
Ra 3,2 / Ra 0,8 / Ra 0,4



ISO-TOL	
Ø 10 H8	+0,022
	+0
Ø 60 H8	+0,046
	+0
Ø 72 H8	+0,046
	+0
Ø 75 H8	+0,046
	+0
Ø 85 k5	+0,018
	+0,002

Napomena:
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti s R1 mm
 - Materijal: C0745

Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET <small>51000 BJEŠKA, Vukovarska 58, HRVATSKA</small>	Ime i prezime: Anton Ivan Marković	Datum: 4.9.2024	Sklopni crtež (broj): /	Mjerilo: M 1:1
	Pozicija: Materijal: C0745	Broj crteža: 4/9	Naziv dijela: Vodilo I. stupnja	

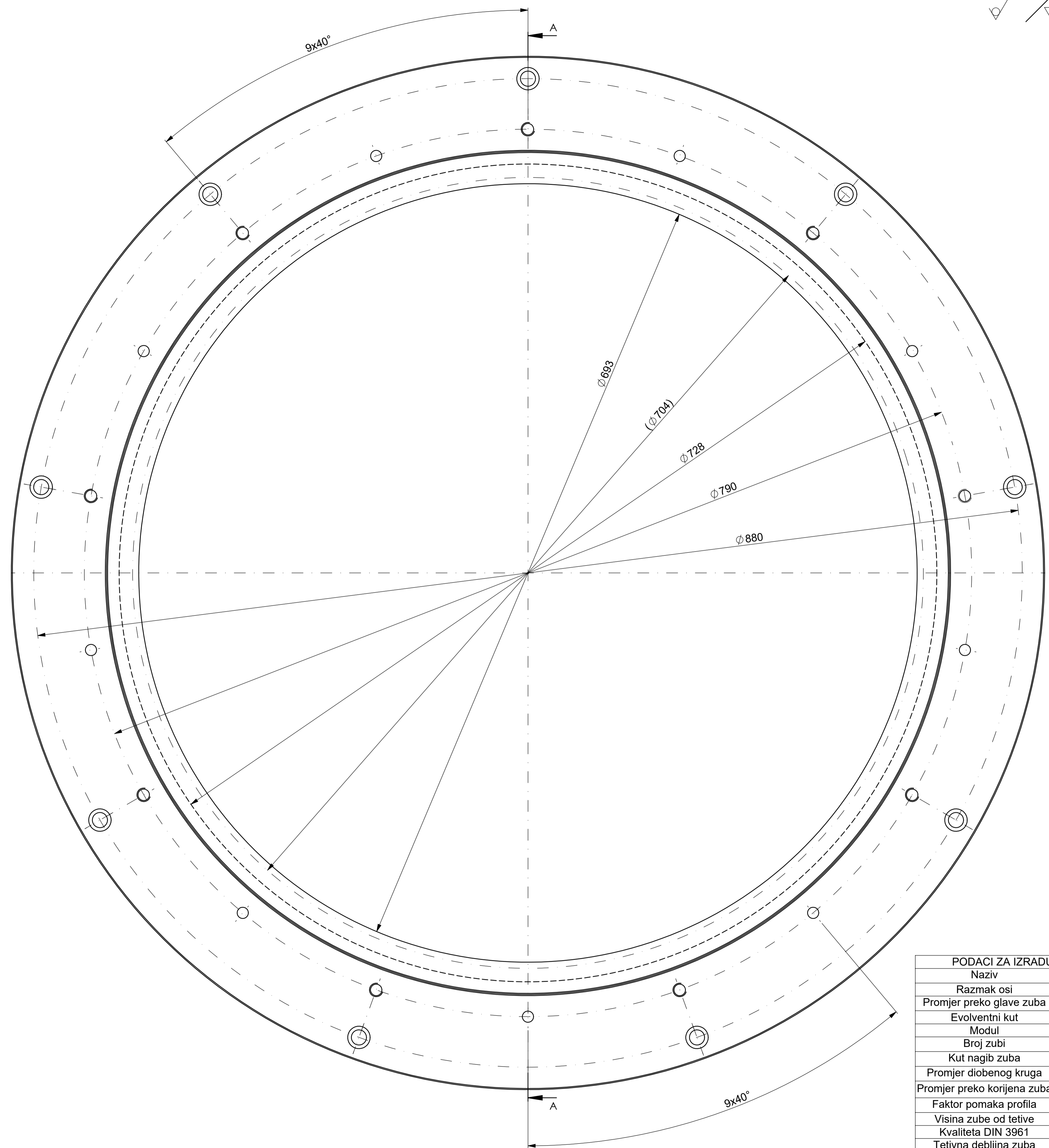
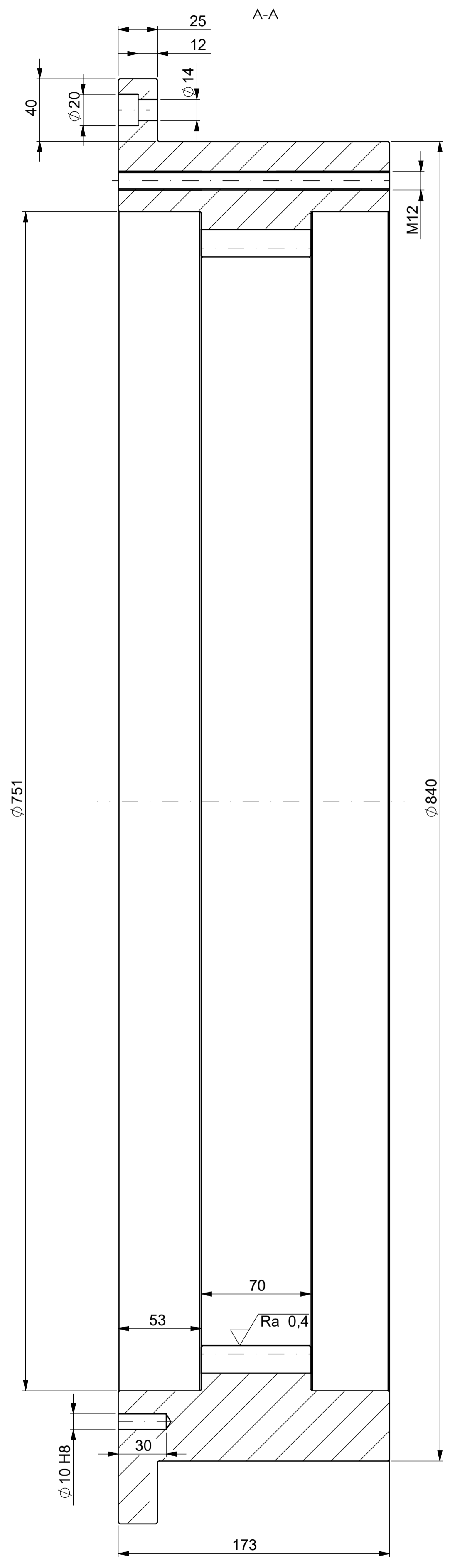


PODACI ZA IZRADU OZUBLJENJA Z5		
Naziv	Oznaka	Vrijednost
Razmak osi	a	-105mm
Promjer preko glave zuba	d	-365mm
Evolventni kut	α	20°
Modul	mn	4
Broj zubi	n	-93
Kut nagib zuba	β	0
Promjer diobenog kruga	d	-372mm
Promjer preko korijena zuba	d	-382,146mm
Faktor pomaka profila	x	-0,018
Visina zube od tetive	hc	-4,518
Kvaliteta DIN 3961	Q	7
Tetivna debljina zuba	S	5,595
Odstupanje razmaka osi	Aa	$\pm 15 \mu\text{m}$
Bočna zračnost	jne	140 μm
	jni	250 μm

NAPOMENA:
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°
 - Sva nekotirana zaobljena izvesti R1
 - Termička obrada boka zuba: kaljenje
 - Materijal: C5431

Ime i prezime: Anton Ivan Marković	Datum: 4.9.2024	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo: M 1:2
Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET 51000 RIJEKA, Vukovarska 58. HRVATSKA	Pozicija: Č5431 Broj crteža: 5/9	Naziv dijela: Vijenac Z5	

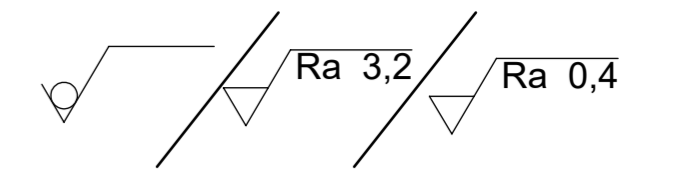
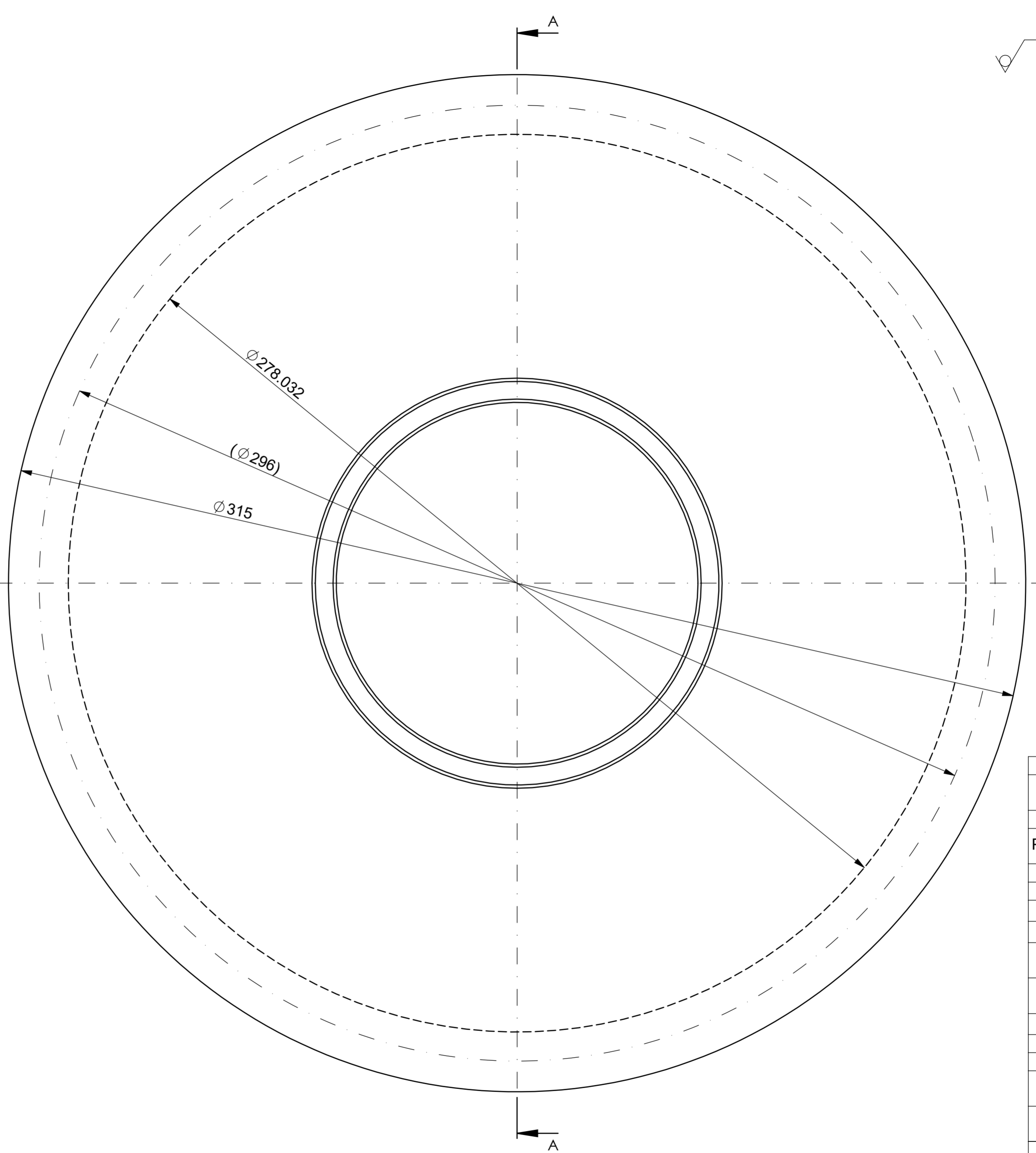
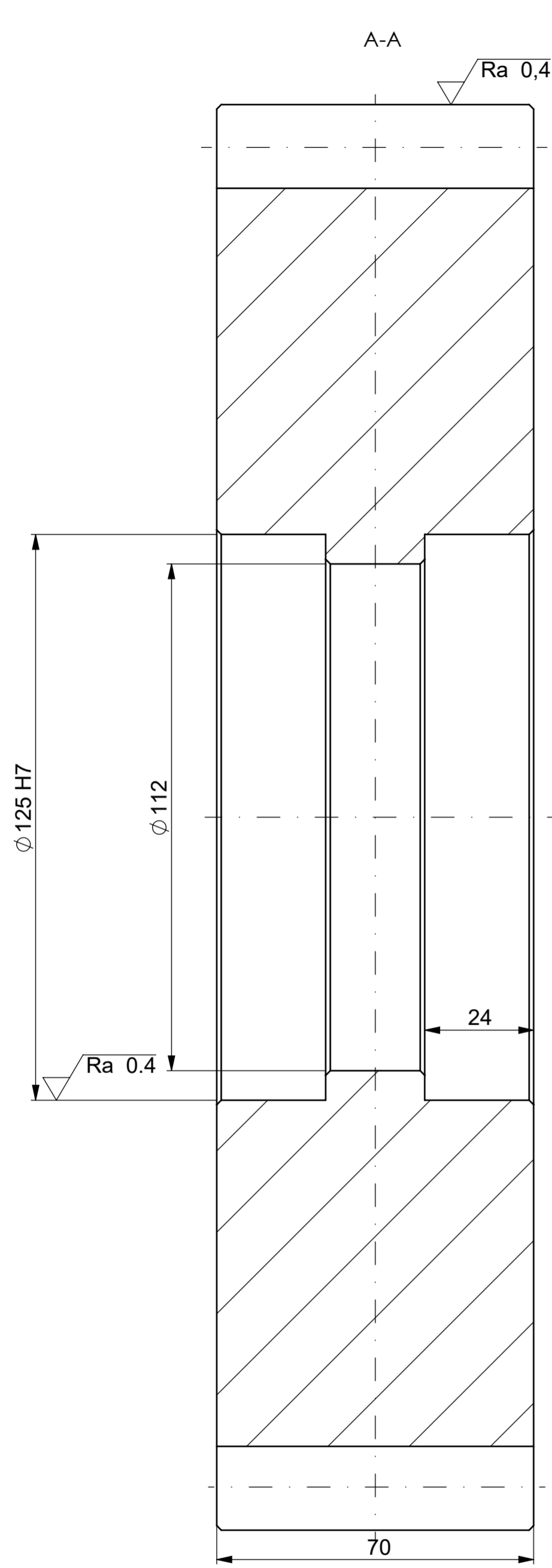
Ra 3,6 / Ra 0,4



PODACI ZA IZRADU OZUBLJENJA Z8		
Naziv	Oznaka	Vrijednost
Razmak osi	a	-205mm
Promjer preko glave zuba	d	693mm
Evolventni kut	α	20°
Modul	mn	8
Broj zubi	n	-88
Kut nagib zuba	β	0
Promjer diobenog kruga	d	-704mm
Promjer preko korijena zuba	d	-728mm
Faktor pomaka profila	x	-0,254
Visina zube od tetive	hc	-700,757mm
Kvaliteta DIN 3961	Q	7
Tetivna debljina zuba	S	12,403mm
Odstupanje razmaka osi	Aa	$\pm 15 \mu\text{m}$
	jne	180 μm
Bočna zračnost	jni	280 μm


NAPOMENA:
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1
 - Termička obrada boka zuba: kaljenje
 - Materijal: C5431

ISO-TOL		Ime i prezime: Anton Ivan Marković		Datum: 4.9.2024		Sklopni crtež (broj):		Mjerilo: M 1:2	
$\phi 10 H8$	+0,022	Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET		Materijal: C5431		Broj crteža: 6/9			
$\phi 10 H8$	+0	S1000 BJEKA, Vukovarska 58, HRVATSKA		Naziv dijela: Vijenac Z8					

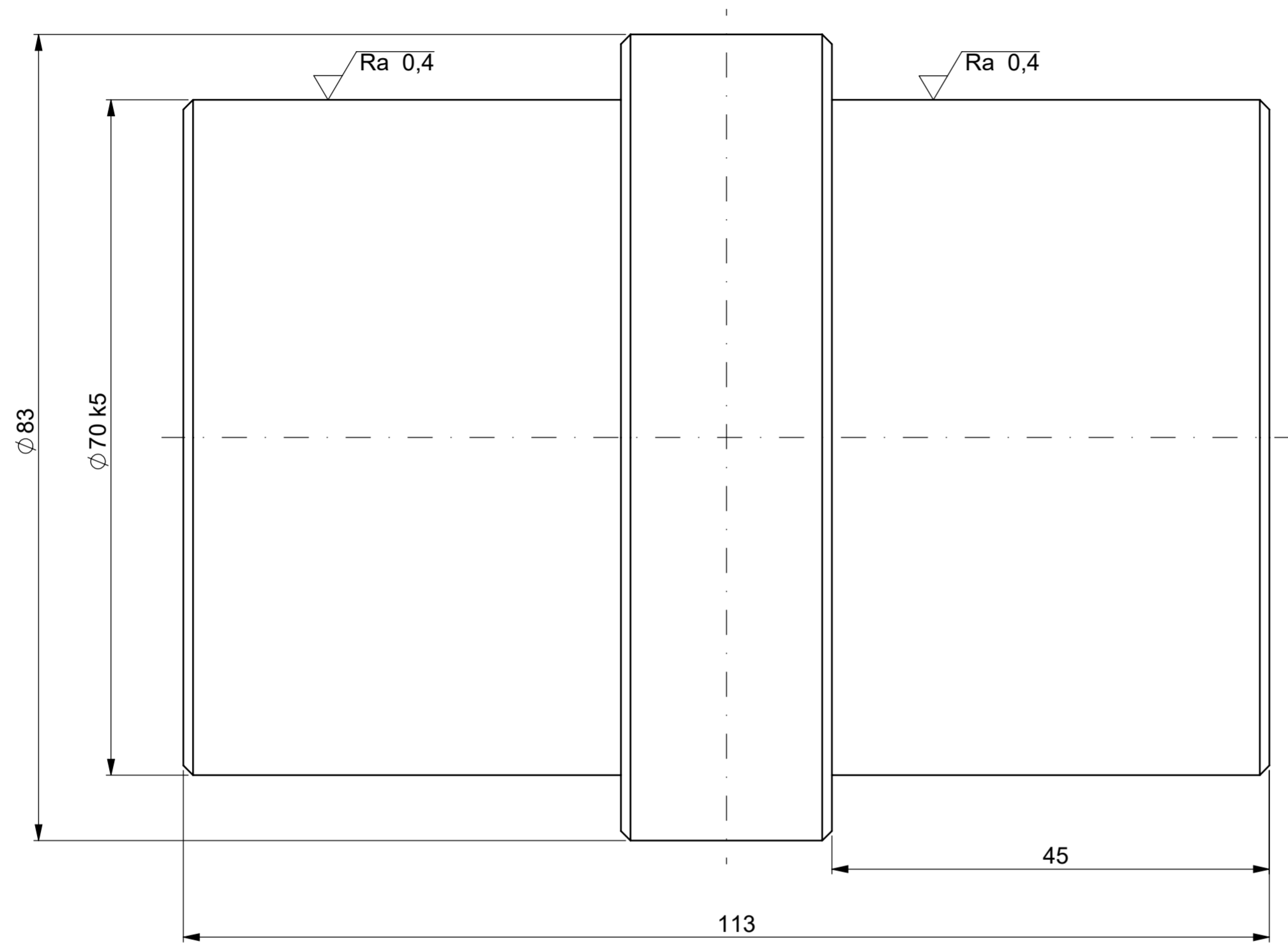


PODACI ZA IZRADU OZUBLJENJA Z7		
Naziv	Oznaka	Vrijednost
Razmak osi	a	-205mm
Promjer preko glave zuba	d	315mm
Evolventni kut	α	20°
Modul	mn	8
Broj zubi	n	37
Kut nagib zuba	β	0
Promjer diobenog kruga	d	296mm
Promjer preko korijena zuba	d	278,032mm
Faktor pomaka profila	x	0,127
Visina zube od tetive	hc	7,362mm
Kvaliteta DIN 3961	Q	7
Tetivna debljina zuba	S	11,749mm
Odstupanje razmaka osi	Aa	$\pm 15\ \mu\text{m}$
Bočna zračnost	jne	180 μm
	jni	280 μm


NAPOMENA:
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1
 - Termička obrada boka zuba: kaljenje
 - Materijal: C5431
 - Izraditi 3 komada

ISO-TOL		Ime i prezime: Anton Ivan Marković		Datum: 4.9.2024.		Sklopni crtež (broj):		Mjerilo: M 1:1	
$\phi 125\ H7$	+0,040	 Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET 51000 RIJEKA, Vukovarska 58. HRVATSKA	Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET		Materijal: Č5431		Broj crteža: 7/9		Naziv dijela: Planetni zupčanik Z7
	+0		Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET		Materijal: Č5431		Broj crteža: 7/9		

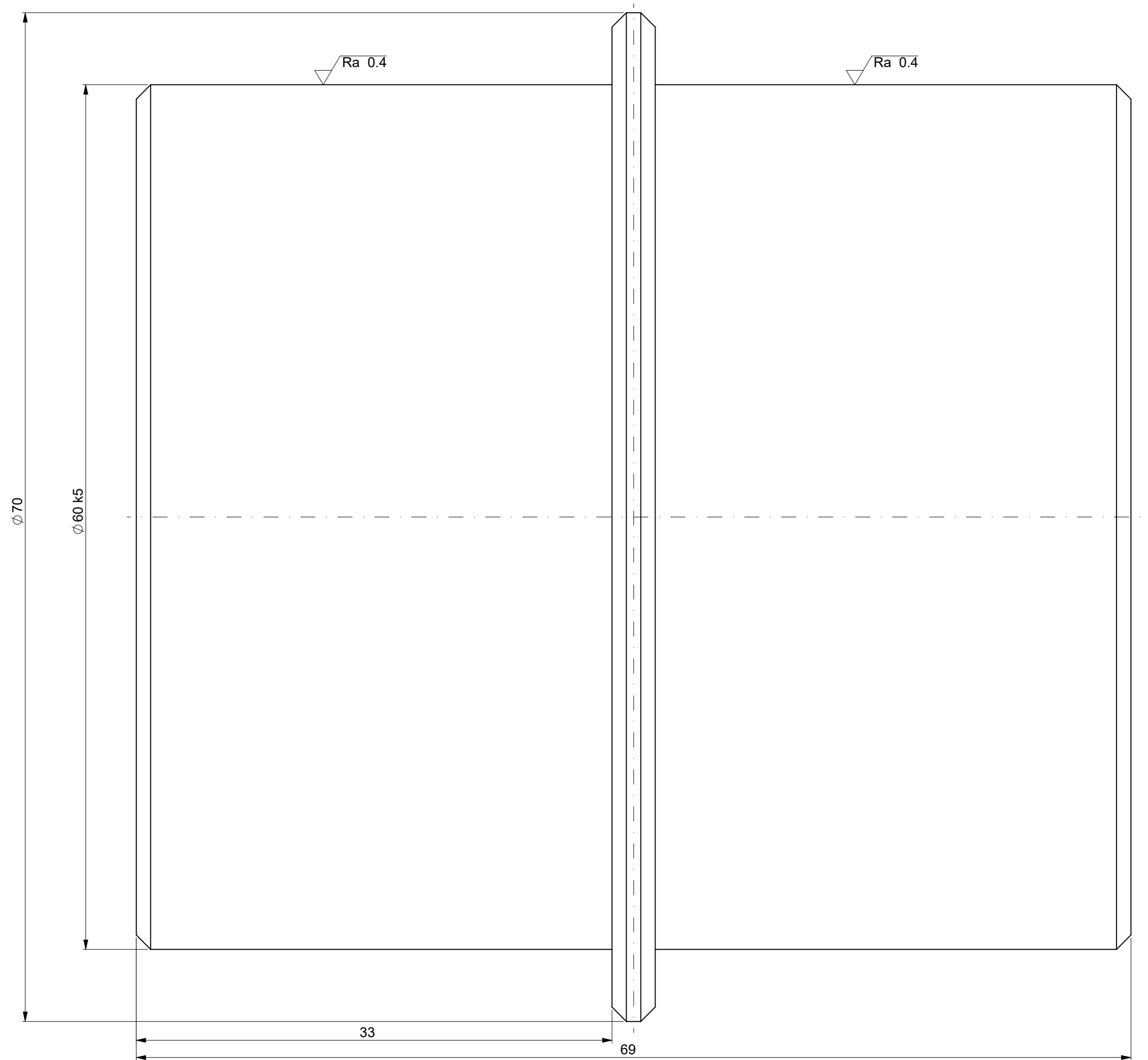

 Ra 3,2 / Ra 0,4



NAPOMENA:
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1
 - Materijal: C0745
 - Izraditi 3 komada

ISO-TOL		Ime i prezime: Anton Ivan Marković		Datum: 4.9.2024.	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo: M 2:1
Ø 70 k5	+0,015	 Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET 51000 RIJEKA, Vukovarska 58. HRVATSKA	Pozicija:	Materijal: Č4732	Broj crteža: 8/9	
	+0,002		Naziv dijela: Osovina planetnog zupčanika Z7			

Ra 3.2 / Ra 0.4



NAPOMENA:
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°
 - Izraditi 3 komada
 - Materijal Č0745

ISO TOL +0,015 +0,002		Ime i prezime: Anton Ivan Marković		Datum: 4.9.2024.	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo: M 5:1
		Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET	Pozicija:	Materijal: Č0745	Broj crteža: 9/9	Naziv dijela: Osovina planeta zupčanika Z4

