



UNIVERZITET U BANJOJ LUCI
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ



Mr Đorđe Miltenović, dipl. inž. maš.

**ISTRAŽIVANJE TERMIČKE STABILNOSTI
I HABANJA PUŽNIH PRENOSNIKA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Banja Luka, 2017



UNIVERSITY OF BANJA LUKA
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING



M.Sc. Đorđe Miltenović

**RESEARCH OF THERMAL STABILITY
AND WEAR OF WORM GEAR**

DOCTORAL DISSERTATION

Banja Luka, 2017

INFORMACIJE O MENTORU I DISERTACIJI

1. Mentor: Dr Siniša Kuzmanović, redovni profesor Fakulteta tehničkih nauka u Novom Sadu

2. Naslov doktorske disertacije: Istraživanje termičke stabilnosti i habanja pužnih prenosnika

3. Rezime

Pužni prenosnici imaju niz prednosti u odnosu na ostale tipove prenosnika (veliki prenosni odnos, kompaktna konstrukcija, stalan prenosni odnos, velika nosivost, prigušenje vibracija, pouzdanost u radu, itd) te zbog toga imaju veliku primenu kako za prenos snage (posebno kod kratkotrajnih pogona) tako i za prenos kretanja. Područje primene pužnih prenosnika su alatne mašine, transportni uređaji i vozila prvenstveno za prenos snage, kao i kod finopodešavajućih i preciznih uređaja za prenos kretanja.

Nedostatak pužnih prenosnika što je između spregnutih bokova postoji relativno veliko klizanje, što ima za posledicu gubitke snage koja se usled trenja pretvara u toplotu, dovodi do habanja i utiče na termičku stabilnost u radu. Sprovedena teorijska istraživanja nosivosti većeg broja najčešće korišćenih pužnih prenosnika pokazuju da su najveća ograničenja nosivosti prenosnika vezana za habanje bokova pužnog para odnosno njihovu termičku stabilnost. U radu su prikazana i eksperimentalna istraživanja izvedena na pužnom prenosniku sa osnim rastojanjem od $a = 30$ mm i prenosnim odnosom $i = 40$. Puž je izrađen od čelika 16MnCr5, cementiran i brušen a pužni zupčanik od kalajne bronce CuSn12Ni2-C-GCB. U toku ispitivanja merene su vrednosti obrtnog momenta na ulazu i izlazu iz prenosnika, kao i temperatura ulja i temperatura okoline. Na ovaj način za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta ustaljeni su tokovi promene stepena iskorišćenja, koeficijenta trenja spregnutih bokova pužnog para, radne temperature ulja i uvećanja radne temperature u odnosu na temperaturu okoline.

Na kraju je izvršeno modeliranje pužnog prenosnika i izvršena termička simulacija sa ciljem sagledavanja njegove termičke stabilnosti. Pokazano je da je na osnovu poznatih vrednosti koeficijenta trenja termičkom simulacijom primenom MKE moguće odrediti raspodelu temperature u prenosniku i njegovim elementima, što je jako važno sa aspekta inženjerske prakse.

4. Ključne reči: pužni prenosnik, habanje, termička stabilnost, termička simulacija

5. Naučna oblast: Mašinstvo

6. Naučno polje: Prenosnici snage i kretanja

7. Klasifikaciona oznaka: T 210

8. Tip odabrane licence kreativne zajednice: CC BY-NC-SA

INFORMACIJE O MENTORU I DISERTACIJI

1.Mentor: Prof. PhD Siniša Kuzmanović, full professor of Faculty of Technical Sciences Novi Sad

2. Title of the doctoral dissertation: Research of thermal stability and wear of worm gear

3. Abstrakt

Due to its advantages over other types of transmission (wide-ratio transmission, compact design, accurate kinematic gear ratio, significant capacity, damped vibrations, functional reliability, etc.) worm gears are widely used both for power and movement transmission. The scope of worm gear application encompasses machine tools, transport equipment and vehicles primarily intended for power transmission, as well as fine-tuning and precision devices for movement transmission.

A disadvantage of worm gears is reflected in a relatively large slippage between flanks that leads to the loss of power which, due to friction, is converted into heat, which consequently results in wear and affects thermal stability when working. The conducted theoretical research concerning the load of a large number of the most frequently used worm gears shows that the most common gear capacity limitations are related to worm gear flank wear, i.e. to their thermal stability. The paper also presents the experimental research conducted on a worm gear with axial distance of $a = 30$ mm and transmission ratio $i = 40$. The wormshaft was made of the 16MnCr5 steel, cemented and sanded, while worm gear was made of the CuSn12Ni2-C-GCB tin bronze. In the course of research the authors measured the levels of torque at entrance and exit gates, as well as oil and ambient temperature. Thus, for different values of the output torque the researchers have established the efficiency change flows, the friction coefficient of worm gear flanks, the working oil temperature and the increase of working temperature in comparison to ambient temperature.

Finally, the researchers carried out a modelling of a worm gear pair and ran a numerical simulation with the aim of identifying maximum local strain on tooth flanks and thermal stability of worm gears. It has been shown that it is possible to determine the thermal stability of gears by means of numerical simulation on the basis of the established values of the friction coefficient, which is very important in terms of engineering practice.

4. Key words: worm gear, wear, thermal stability, thermal simulation

5. Scientific field: Mechanical Engineering

6. Specialty: Power transmission

7. Classification code: T 210

8. Chosen Creative Commons licence type: CC BY-NC-SA

ZAHVALNOST AUTORA

Želim najpre da se zahvalim svom mentoru dr Siniši Kuzmanoviću, redovnom profesoru Fakulteta tehničkih nauka u Novom Sadu, za stalnu i nesebičnu podršku i savete tokom izrade doktorske disertacije. Svojim znanjem i praktičnim iskustvom iz ove oblasti doprineo je kvalitetu urađene disertacije.

Takođe dugujem zahvalnost svom prvom mentoru dr Milosavu Đurđeviću, vanrednom profesoru Mašinskog fakulteta u Banjoj Luci na pomoći oko definisanja teme doktorske disertacije i njenom prihvatanju na Mašinskom fakultetu u Banjoj Luci. Nažalost, profesor Đurđević je umro jula meseca 2014.godine, što je prekinulo našu dalju saradnju na izradi doktorske disertacije.

Želim takođe da se zahvalim dr Milanu Baniću, docentu Mašinskog fakulteta u Nišu, na pomoći oko primene FEM kod termičke simulacije i određivanja temperaturne raspodele pužnog prenosnika.

Dugujem zahvalnost i dr Milanu Tici, docentu Mašinskog fakulteta u Banjoj Luci, na korisnim savetima oko završne izrade doktorske disertacije.

Hvala članovima komisije koji su odgovorno i kritički postupili na konačnom uobličavanju doktorske disertacije.

U Nišu, 25 decembra 2016.

Mr Đorđe Miltenović, dipl.inž.maš.

SADRŽAJ

1. UVOD.....	1
2. STANJE ISTRAŽIVANJA I TEHNIKE	6
3. CILJ RADA.....	10
3.1. ZNAČAJ ISTRAŽIVANJA	10
3.2. RADNA HIPOTEZA I CILJ ISTRAŽIVANJA	11
4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA.....	14
4.1. GEOMETRIJSKE MERE PUŽA.....	14
4.1.1 Osno rastojanje	15
4.1.2 Prenosni odnos	16
4.1.3 Stepen sprezanja pužnog para	17
4.1.4 Merodavne ravni preseka	18
4.1.5 Geometrijske mere puža	19
4.2. OBLICI BOKOVA ZUBACA PUŽA I TIPOVI CILINDRIČNIH	26
4.3. GEOMETRIJSKE MERE PUŽNOG ZUPČANIKA	34
4.3.1 Prečnik podeone kružnice.....	35
4.3.2 Prečnik srednje kružnice.....	35
4.3.3 Podeoni korak.....	36
4.3.4 Pomeranje profila	36
4.3.5 Debljina zupca s_2 na podeonoj kružnici pužnog zupčanika.....	37
4.3.6 Visina zupca	38
4.3.7 Prečnik temene kružnice.....	39
4.3.8 Prečnik podnožne kružnice.....	39
4.3.9 Spoljašnji prečnik	39
4.3.10 Radijus udubljenja.....	40
4.3.11 Širina pužnog zupčanika.....	40
4.3.12 Širina venca pužnog zupčanika	41
4.3.13 Konstrukciono izvođenje puža i pužnog zupčanika	41
5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA	42
5.1. TIPOVI OŠTEĆENJA I KRITERIJUMI PRORAČUNA NOSIVOSTI	42
5.1.1 Razaranje bokova usled pitinga.....	43
5.1.2 Habanje bokova zubaca	44
5.1.3 Lom zupca pužnog zupčanika u podnožju	45
5.1.4 Zagrevanje pužnog prenosnika.....	46
5.1.5 Razaranje usled zaribavanja	46
5.1.6 Savijanje vratila puža	47
5.1.7 Međusobna zavisnost graničnih stanja	47

5.1.8 Merodavni stepeni sigurnosti	48
5.1.9 Izbor pužnih prenosnika iz kataloga proizvođača	48
5.2. MERODAVNE POLAZNE VELIČINE ZA PRORAČUN NOSIVOSTI	50
5.2.1 Geometrijski podaci.....	50
5.2.2 Faktor radnih uslova	52
5.3. SILE NA ZUPCIMA PUŽNOG PARA.....	52
5.4. MERODAVNE FIZIČKE VELIČINE ZA PRORAČUN NOSIVOSTI.....	55
5.4.1. Parametri	55
5.4.2 Srednji pritisak na bokovima zubaca.....	56
5.4.3 Minimalna srednja debljina uljnog filma.....	57
5.4.4 Put habanja	58
5.4.5 Određivanje kinematske viskoznosti	58
5.5. GUBICI ENERGIJE I STEPEN ISKORIŠĆENJA.....	58
5.5.1 Gubici snage u ležajima.....	59
5.5.2 Gubici snage pri praznom hodu.....	60
5.5.3 Gubici snage u zaptivačima.....	60
5.5.5 Gubici snage u pužnom paru	60
5.5.6 Srednji koeficijent trenja	61
5.6. NOSIVOST U ODNOSU NA HABANJE.....	62
5.6.1 Stepen sigurnosti	62
5.6.2 Debljina pohabanog sloja boka zupca	62
5.6.3 Kritična debljina pohabanog sloja	64
5.7. NOSIVOST U ODNOSU NA PITING.....	65
5.7.1 Stepen sigurnosti	65
5.7.2 Srednji površinski pritisak na bokovima zubaca	65
5.7.3 Kritični površinski pritisak na bokovima zubaca	66
5.8. STEPEN SIGURNOSTI PROTIV SAVIJANJA VRATILA PUŽA	67
5.8.1 Stepen sigurnosti	68
5.8.2 Stvarna vrednost ugiba	68
5.9. NOSIVOST PODNOŽJA ZUBACA	69
5.9.1 Stepen sigurnosti	69
5.9.2 Radni napon od smicanja u podnožju zupca	69
5.9.3 Kritični napon od smicanja u podnožju zupca.....	71
5.10. PROVERA ZAGREVANJA PUŽNOG PARA	71
5.10.1 Stepen sigurnosti	71
5.10.2 Radna temperatura ulja.....	72
5.10.3 Kritična temperatura ulja.....	72
5.10.4 Toplotni kapacitet pužnih prenosnika	73
5.11. IZRADA PUŽNIH ZUPČANIKA	73
5.11.1 Postupci izrade	74
5.11.2. Izbor alata	76

5.11.3. Materijali za izradu puževa i pužnih zupčanika	76
5.12. PROGRAMSKI PAKET ZA PRORAČUN GEOMETRIJE I NOSIVOSTI.....	77
6. TEORIJSKA ISTRAŽIVANJA HABANJA I TERMIČKE STABILNOSTI.....	84
6.1. HABANJE PUŽNIH PAROVA.....	84
6.1.1. Habanje pužnih parova kao tribološki proces.....	84
6.1.2. Tok procesa habanja i pitinga.....	88
6.1.3. Habanje i slika nošenja pužnih parova	89
6.2. TERMIČKA STABILNOST PRENOSNIKA	91
6.2.1. Uloga podmazivanja.....	91
6.2.2. Radna temperatura ulja i stepen iskorišćenja	92
6.3. ANALIZA NOSIVOSTI PUŽNIH PRENOSNIKA	94
6.3.1. Prenosnik a-63	95
6.3.2. Prenosnik a-100.....	103
6.3.3. Prenosnik a-250.....	112
6.3.4. Granice nosivosti prenosnika	121
7. EKSPERIMENTALNA ISTRAŽIVANJA HABANJA I RADNE TEMPERATURE	123
7.1. ISPITNI STO I MERNA OPREMA	123
7.2. ISPITANI ZUPČANICI.....	125
7.2.1. Geometrijski podaci.....	125
7.2.2 Sredstvo za podmazivanje	129
7.2.3. Materijal pužnog para.....	130
7.3. STEPEN ISKORIŠĆENJA PUŽNOG PRENOSNIKA	131
7.3.1 Uкупni stepen iskorišćenja prenosnika	131
7.3.2. Gubici snage u ležajevima – SKF postupak proračuna	132
7.3.2.1 Moment trenja kotrljanja.....	133
7.3.2.2 Moment trenja klizanja	135
7.3.2.3 Faktor debljine uljnog filma.....	137
7.3.2.4 Faktor potiskivanja maziva	138
7.3.2.5 Gubici od strujanja kod podmazivanja potapanjem	138
7.3.3 Gubici u zaptivačima - SKF postupak proračuna.....	140
7.3.4. Gubici snage u ležajevima i zaptivačima za eksperimentalne uslove	141
7.3.4. Gubici snage u ozubljenju	144
7.3.5. Koeficijent trenja pužnog para	146
7.4. TERMIČKA STABILNOST PRENOSNIKA	147
7.4.1. Radna temperatura ulja.....	147
8. TERMIČKA ANALIZA PRENOSNIKA PRIMENOM MKE.....	151
8.1 UVOD U TERMIČKU ANALIZU.....	151
8.2 KONTAKTNI PROBLEMI	151
8.3. TERMIČKA SIMULACIJA	152

8.3.1 Uvod	152
8.3.2 Određivanje radne temperature u pužnom paru analitičkim putem.....	153
8.3.3 Određivanje raspodele temperature u pužnom prenosniku primenom MKE	155
9. ZAKLJUČNA RAZMATRANJA	164
10. OZNAKE	170
11. LITERATURA.....	176
PRILOG 1.....	180
PRILOG 2.....	184

1. UVOD

Mehanički prenosnici snage prenose mehaničku energiju od pogonske do radne mašine za obavljanje predviđene funkcije. Najčešće se koriste zupčasti prenosnici i oni učestvuju sa preko 80% ukupno prenešene mehaničke energije [N3].

Postoje zupčanici sa pravim zupcima, sa kosim zupcima, sa strelastim zupcima, sa krivim zupcima i sl. Prema položaju osa obrtanja spregnutih zupčanika svi zupčasti parovi mogu se razvrstati na:

- zupčaste parove sa paralelnim osama - cilindrični zupčasti parovi,
- zupčaste parove čije se ose obrtanja sekut - konusni zupčasti parovi,
- zupčaste parove sa osama koje se mimoilaze.
- saosni (cikloidni i harmonijski).

Od zupčastih parova sa mimoilaznim osama u primeni su:

- pužni zupčasti parovi sa cilindričnim pužem (sl.1.1a),
- pužni zupčasti parovi sa globoidnim pužem (sl. 1.1b)
- konusno pužni zupčasti par (spiroidni) (sl.1.1c)
- hipoidni zupčanici (sl. 1.1d),
- hiperboloidni evolventni zupčanici (sl.1.1e),
- pužni hiperboloidni zupčasti par (sprega puža sa cilindričnim zupčanikom) (sl.1.1f).

Početak razvoja pužnih prenosnika datira još iz antičkog doba. Prvi zapisi datiraju još od Arhimeda (3.v.p.n.e.) [H1]. Pužni prenosnici danas imaju relativno široko područje primene, naročito kod kratkotrajnih pogona.

Pužni par je hiperboloidni zupčasti par čije se ose ukrštaju najčešće pod uglom od 90^0 . Mali zupčanik kod pužnih parova naziva se puž, a veliki pužni zupčanik. Puž ima oblik sličan navojnom vretenu, dok je oblik pužnog zupčanika prilagođen obliku puža.

Pužni prenosnici spadaju u kategoriju zavojno kotrljajnih prenosnika. Kod najčešće industrijske primene koristi se pužni par, koji se sastoji od cilindričnog ili globoidnog puža. Kod cilindričnih pužnih parova, temena i podnožna površina puža su u obliku kružnih cilindara, a temena i

podnožna površina pužnog zupčanika su prilagođene podnožnoj i temenoj površini puža i imaju oblik kružnih torusa (sl.1.2). Kod globoidnih pužnih parova, temene i podnožne površine i puža i pužnog zupčanika imaju oblik delova kružnih torusa, koji su međusobno prilagođeni jedni drugima.

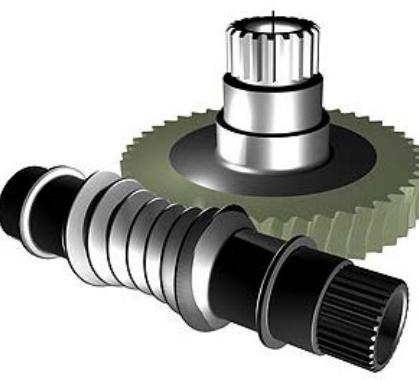
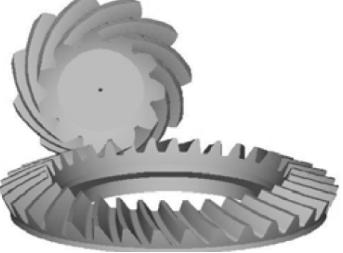
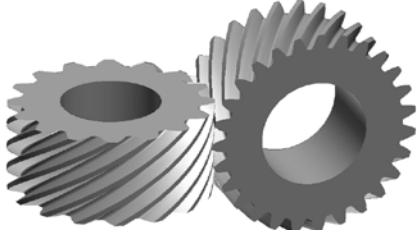
Zbog znatnih prednosti koje imaju, pužni prenosnici imaju široko područje primene, naročito kod kratkotrajnih pogona. Najvažnija njihova prednost je veliki prenosni odnos, koji se u jednom stepenu može ostvariti u dijapazonu $i = 5$ do $i = 70$. Na taj način moguće je primenom pogonskih elektromotora ostvariti veoma veliko područje izlaznih brojeva obrtaja.

I sa ekološkog aspekta pužni prenosnici imaju prednosti. Naime, zbog linijskog dodira spregnutih bokova praćeno relativno velikim klizanjem i zbog većeg stepena sprezanja ostvaruje se sloj ulja između spregnutih bokova pa dolazi do smanjenja unutrašnjih dinamičkih sila i šuma, uz prigušenje vibracija. Ova prednost prvenstveno se odnosi na pužne prenosnike sa većim stepenom iskorišćenja.

Pužni prenosnici imaju i zadovoljavajuću nosivost. To omogućuje istovremeni zahvat većeg broja zubaca (najčešće 2...4) i linijski dodir spregnutih bokova. U katalozima proizvođača pužnih prenosnika nalaze se snage do 300 kW. Kod pužnih parova postoji mogućnost izvođenja samokočivih i nesamokočivih pogona. Primenom samokočivih prenosnika moguća je primena bez ugradnje kočnice, što utiče na cenu izvedenih konstrukcija.

Veliko klizanje između spregnutih bokova puža i pužnog zupčanika dovodi do lokalnih visokih površinskih pritisaka, što zahteva primenu materijala pužnih parova koji su otporni na oštećenje od zaribavanja. Moguće rešenje pri tome je kombinacija mekih i tvrdih materijala pužnog para. Zbog toga se kod savremenih konstrukcionalnih rešenja najčešće pužni zupčanik izrađuje od kalajne bronce a puž od kaljenog i brušenog čelika. Nedostatak ovakvog rešenja je niska čvrstoća i visoka cena izrade pužnog zupčanika.

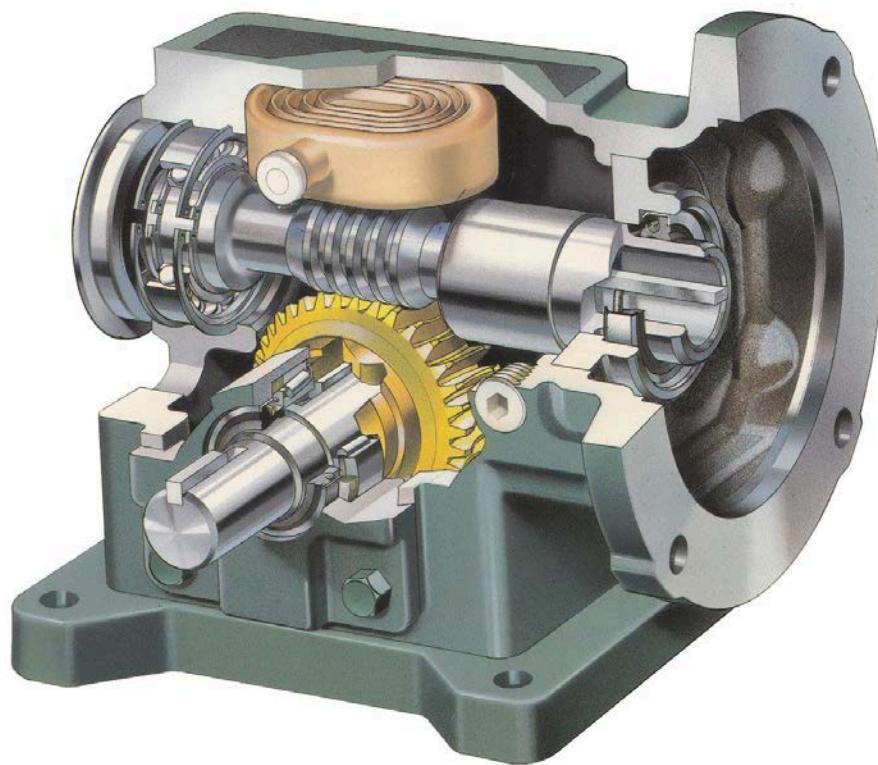
Pužni prenosnici imaju relativno nizak stepen iskorišćenja. Mnogobrojna istraživanja u ovoj oblasti poslednjih godina [L2, B2, C2, M1] omogućila su značajno poboljšanje stepena iskorišćenja. Tako postoje rešenja sa stepenom iskorišćenja iznad 0,9. Ovako visoki stepen iskorišćenja može se postići kroz:

	
<i>a) pužni zupčasti parovi sa cilindričnim pužem</i>	<i>b) pužni zupčasti parovi sa globoidnim pužem</i>
	
<i>c) konusno pužni zupčasti par (spiroidni)</i>	<i>d) hipoidni zupčasti par</i>
	
<i>e) hiperboloidni evolventni zupčasti par</i>	<i>f) pužni hiperboloidni zupčasti par</i>

Sl.1.1. Zupčasti parovi sa mimoilaznim osama [M8]

- veoma visoki kvalitet i tačnost izrade,
- primenu odgovarajuće kombinacije materijala (kaljene i brušene radne površine puža od čelika, i visoko kvalitetne bronze za venac pužnog zupčanika),

- kruto uležištenje vratila pužnog para i veoma precizna montaža,
- odlično podmazivanje najčešće hipoidnim uljima,
- konstrukciono rešenje sa potrebnom termičkom stabilnošću (hlađenjem).

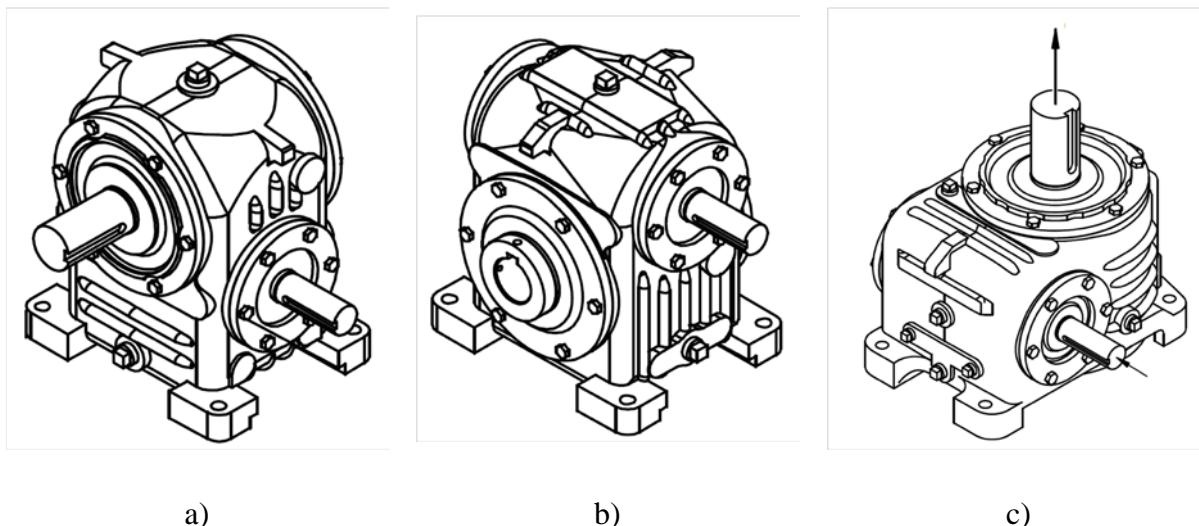


Sl.1.2 Cilindrični pužni prenosnik visoke nosivosti

Pužni prenosnici jako pogodni za primenu kod grananja energije, jer je dovod i odvod snage i na pužu i na pužnom zupčaniku moguć je sa obe strane. Primenom pužnog para sa desnom i levom zavojnicom, moguća je promena smera okretanja pužnog zupčanika bez konstrukcionih izmena.

S obzirom na stepen iskorišćenja pužnih prenosnika neophodno je konstrukcionim merama obezbediti odgovarajuće hlađenje, tako da se gubici snage odvedu u okolnu sredinu. Hlađenje se može obezbediti ugradnjom odgovarajućih rebara na kućišu, ugradnjom ventilatora na pužnom vratilu, a ukoliko to nije dovoljno vrši se dodatno hlađenje ulja preko cirkulacionog sistema podmazivanja.

Zavisno od režima rada i učestanosti uključivanja i isključivanja menja se radna temperatura prenosnika i vazduha u kućištu. Ugradnjom oduška na kućištu prenosnika sprečava se povećanje pritiska vazduha unutar kućišta i eventualno isticanje ulja iz kućišta prenosnika. Kada prenosnik radi na otvorenom u uslovima visoke vlažnosti, postoji mogućnost kondenzovanja vlage u prenosniku. Zbog toga se ugrađuje odgovarajuća dijafagma, čime se sprečava mešanje spoljašnjeg i unutrašnjeg vazduha.



Sl.1.3 Konstrukcione varijante pužnih prenosnika a) horizontalno izlazno vratilo pužnog zupčanika varijanta sa klinom, puž sa donje strane; b) horizontalno izlazno vratilo pužnog zupčanika varijanta sa klinom, puž sa gornje strane; c) vertikalno izlazno vratilo pužnog zupčanika varijanta sa klinom, puž sa strane [C5]

Zavisno od područja primene, postoje veliki broj konstrukcionih varijanti pužnih prenosnika. Najčešća varijanta je pužni prenosnik sa stopalima i pužem postavljenim sa donje strane (sl.1.3,a). Ova varijanta obezbeđuje dobro podmazivanje i stabilan rad. Ulazno pužno vratilo najčešće je rukavac sa klinom, ali su takođe česte varijante da se prenosnik direktno preko prirubnice vezuje sa elektromotorom. Takođe su prisutne varijante da je vratilo pužnog zupčanika šuplje i da se direktno nasadno ugrađuje na radnu mašinu.

Varijanta sa vertikalnim izlaznim vratilom pužnog zupčanika (sl.1.3,c) takođe je često prisutna u inženjerskoj praksi.

2. STANJE ISTRAŽIVANJA I TEHNIKE

Početni radovi o sprezanju pužnih parova potiču od Stribeck-a [S3] i Ernst-a [E1]. Zapažena istraživanja u ovoj oblasti potiču od Niemann-a [N2], Webera i Maushake [W4]. Osnove proračuna geometrije, kao i dodirne linije date su u radovima Wilkesmann-a [W5] i Predkija [P1]. U njima je dat tačan analitički postupak za određivanje ekvivalentnog radijusa krivine.

Proračun nosivosti pužnih parova bazira se danas na osnovama DIN 3996 [D4], gde su uvedeni bezdimenzionalni fizički parametri. Ovi parametri zavise uglavnom od geometrije ozubljenja i nije ih moguće direktno meriti. To su parametar pritiska p_m^* , parametar debljine uljnog filma h^* i parametar srednjeg puta klizanja s^* . Parametre p_m^* i h^* definisao je Predki [P1], a parameter s^* Neupert [N1]. Nacrt standarda za proračun nosivosti cilindričnih pužnih prenosnika DIN 3996 izdat avgusta 2005.godine [D3] sa izvesnim korekcijama izdat je septembra 2012.godine. Sada predstavlja zvanični standard za proračun nosivosti cilindričnih pužnih prenosnika sa ukrštenim osama pod pravim uglom [D4].

Sadašnja aktuelna saznanja vezana za nosivost pužnih parova koriste srednji površinski pritisak bokova σ_{Hlim} od izlaznog obrtnog momenta T_2 kao merodavni kriterijum za proračun nosivosti bokova. Pri tome se podrazumeva da pužni par ima punu sliku nošenja, što je po pravilu ispunjeno tek posle izvesnog vremena uhodavanja. Preduslov za tačno određivanje nosivosti bokova pužnih parova u odnosu na habanje su tačna saznanja o lokalnom naprezanju bokova zubaca za različite uslove sprezanja.

Weber i Maushake [W4] su došli do zaključka da pužni parovi kod nedovoljnog hidrodinamičkog podmazivanja odnosno malog uljnog filma rade u uslovima mešovitog trenja. To znači da se naprezanje bokova ne određuje prema hidrodinamičkoj teoriji podmazivanja, već prema Hercovoj teoriji odnosno zavisno od odnosa radijusa krivine i karakteristika materijala u kontaktu. Lokalna kontaktna naprezanja pojedinih bokova zubaca zavise dakle od raspodele opterećenja na parove zubaca u sprezi kao i od raspodele opterećenja duž dodirne linije.

Mathiak [M2] istražuje nosivost bokova i podnožja pužnog zupčanika i definiše Welerovu liniju za različite materijale s obzirom na nosivost podnožja zupca.

2. STANJE ISTRAŽIVANJA I TEHNIKE

U radu [H4] istraživana je nosivost i stepen iskorišćenja različitih oblika bokova pužnog zupčanika uzimajući u obzir tvrdoču i dubinu otvrdnjavanja. Istraživanjem se došlo do zaključka da od svih oblika bokova, najveću nosivost i najmanje habanje ima pužni par oblika ZC. Takođe su u radu date vrednosti parametara za određivanje stepena iskorišćenja različitih tipova pužnih parova. Ovaj pristup kasnije je usvojen za proračun stepena iskorišćenja prema DIN 3996 standardu za proračun nosivosti cilindričnih pužnih prenosnika [D3].

U radu [W1] istraživana je nosivost pužnih prenosnika sa čeličnim pužem i pužnim zupčanicima od plastičnih masa primenom metode konačnih elemenata.

Raspodela opterećenja zavisi od deformacija u kompletном prenosniku, pri čemu treba uzeti u obzir sledeće veličine:

- Hercovi pritisci/deformacije
- Elastične deformacije zubaca
- Elastične deformacije na mestu spoja vratila sa telom zupčanika
- Elastične deformacije tela pužnog zupčanika
- Elastične deformacije sklopa uležištenja vratila
- Elastične deformacije kućišta prenosnika.

Primena teorijskih saznanja kod pužnih parova je dosta komplikovana. Prema modelu Weber-a i Maushake [W4] dodir bokova zubaca razmatra se na elementarni način preko ekvivalentnih cilindara, koji se predstavlja preko ekvivalentnog cilindra i ravni. Pojednostavljeno se uvodi pretpostavka da je Stribekov pritisak K_H jednog pužnog para konstantan duž svih dodirnih linija koje se istovremeno nalaze u sprezi. Ovakav pristup bazira se na pretpostavci da kod neravnomerne raspodele opterećenja, lokalna preopterećenja dovode do brzog lokalnog habanja sve dok ne dođe do ravnomerne raspodele opterećenja.

Navedena istraživanja pokazala su da:

- kod pogona pužnim prenosnicima nisu poznati slučajevi da nema habanja bokova zubaca;

2. STANJE ISTRAŽIVANJA I TEHNIKE

- bokovi zubaca pužnih parova ne mogu se kroz klizno habanje toliko izmeniti da ne bude ispunjen osnovni zakon sprezanja, kao što je slučaj kod sporohodih cilindričnih evolventnih zupčanika.

Postoji međusobna zavisnost između pojedinih oštećenja pužnog para. Tako na primer razvoj pitinga može biti zaustavljen kroz uvećano habanje bokova zubaca. Ako je kod pužnog para kritično habanje, onda piting igra sekundarni značaj [S1]. Ukoliko je pak kritično oštećenje usled pitinga, onda habanje nije merodavni kriterijum proračuna.

Postoji i međusobna zavisnost između habanja i loma zupca u podnožju. Kroz habanje smanjuje se debljina zupca pužnog zupčanika, što povećava opasnost loma zupca u podnožju.

Steingröver [S1] je izvršio istraživanja nosivosti pužnih prenosnika u odnosu na zaribavanje i habanje sa pužnim zupčanicom od nodularnog liva EN-GJS-400-15. Istraživanja su pokazala da je pri sprezanju sa pužem od poboljšanog čelika kritično habanje bokova zubaca a ne zaribavanje.

Hermes [H1] je izvršio istraživanje termičke stabilnosti pužnih prenosnika kod nestacionarnih uslova eksploatacije sa kratkovremenim preopterećenjem.

Termičku stabilnost, stepen iskorišćenja i oštećenje od pitinga pužnih prenosnika pri podmazivanju mašću istraživao je Monz [S4]. Pokazao je da habanje povoljno utiče na sliku nošenja i u eksploatacionim uslovima sprečava pojavu pitinga.

U radu [H3] izvršena su istraživanja uticaja oblika profila spregnutih bokova na uslove sprezanja i podmazivanja. Pokazano je da je moguće povećanje nosivosti pužnih prenosnika primenom konveksno-konkavnih oblika spregnutih bokova.

U radu [M1] istraživane su vrednosti koeficijenta trenja u zoni sprezanja bokova pužnog para. Pokazano je da se u principu radi o mešovitom trenju, gde značajan uticaj ima pritisak i tok promene temperature u zoni kontakta. Rezultati su verifikovani eksperimentalnim istraživanjima.

U radu [B2] istraživane su mogućnosti predviđanja stanja radnih površina bokova zubaca pužnih zupčanika, sa aspekta habanja i termičke stabilnosti za stacionarne radne uslove. Autori zaključuju da je na ovaj način moguće povećati nosivost prenosnika.

2. STANJE ISTRAŽIVANJA I TEHNIKE

Na osnovu opsežnih eksperimentalnih istraživanja u radu [S5] prikazan je metod simulacije procesa u zoni sprezanja i identifikacije radnih parametara kod lokalnog kontakta spregnutih bokova pužnog para.

U radu [O1] na osnovu eksperimentalnih istraživanja prikazan je postupak simulacije i optimizacije triboloških konstrukcionih parametara u cilju dobijanja prenosnika sa visokim stepenom iskorišćenja. Optimizacijom pojedinih konstrukcionih parametara, autori su uspeli da za prenosnik sa prenosnim odnosom $i = 20$ dobiju stepen iskorišćenja $\eta = 0,9$.

3. CILJ RADA

3.1. ZNAČAJ ISTRAŽIVANJA

U odnosu na druge tipove prenosnika pužni prenosnici imaju sledeće prednosti:

- Mogućnost ostvarivanja velikog prenosnog odnosa jednog pužnog para. Pri redukciji brojeva obrtaja prenosni odnos kreće se u granicama $5 \leq u \leq 70$ (za male snage moguće je ostvariti prenosni odnos i do $u \leq 1000$).
- Smanjenje unutrašnjih dinamičkih sila i šuma, uz prigušenje vibracija.
- Zavisno od geometrije mogu se izvesti kao samokočeći i nesamokočeći prenosnici.
- U zavisnosti od željenog smera okretanja, puž može biti izведен sa desnom i levom zavojnicom, što omogućuje promenu smera okretanja pužnog zupčanika bez konstrukcionih izmena.
- Male gabaritne dimenzije.

Primenjuju se kod transportnih uređaja, kod alatnih mašina, u vozilima, kao i kod finopodešavajućih i preciznih uređaja za prenos kretanja kao bezazorni prenosnici [K6]. Pužni prenosnici malih snaga imaju veliku primenu kod automobila i kućnih uređaja mahom kod kratkotrajnih pogona. Kod automobila srednje klase ugrađeno je preko stotinu ovakvih prenosnika za podizanje prozora, za podešavanje sedišta, pogon brisača, za pomoćna kretanja kod motora, itd. Zbog toga se njihovom pouzdanom radu u eksploatacionim uslovima i niskoj ceni proizvodnje posvećuje izuzetna pažnja.

Dosadašnja istraživanja u ovoj oblasti pokazuju da u njihovom radu mogu da se javе veći broj graničnih stanja koja mogu da se identifikuju na osnovu stanja radnih površina. Nosivost pužnih prenosnika uglavnom je ograničena obimom habanja spregnutih bokova, koje je usko povezano uticajem termičkih naprezanja triba sistema spregnuti bokovi - sredstvo za podmazivanje. Dakle značaj istraživanja u ovom radu ogleda se u povećanju nosivosti i raspoloživog resursa pužnih prenosnika u eksploatacionim uslovima.

3. CILJ RADA

3.2. RADNA HIPOTEZA I CILJ ISTRAŽIVANJA

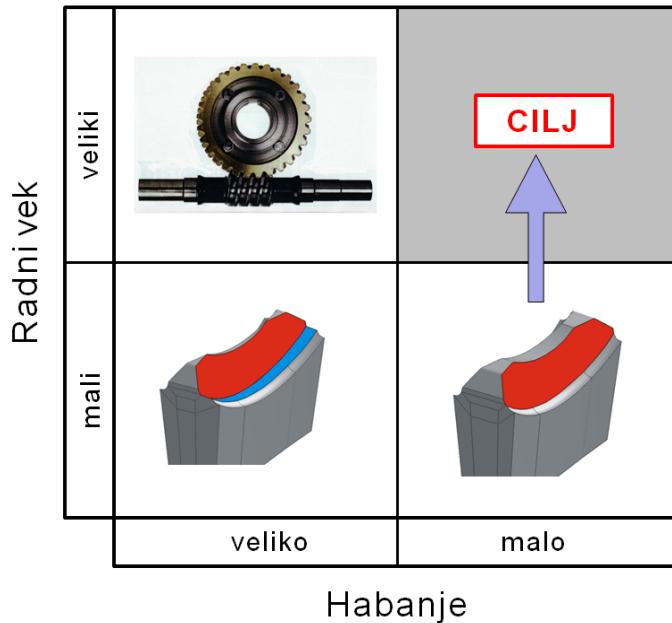
Za realizaciju navedenih istraživanja postavljaju se sledeće radne hipoteze:

1. Na obim i tok procesa habanja pužnih prenosnika pored geometrije i применjenog materijala, dominantni uticaj imaju lokalni Hercovi površinski pritisci, sredstvo za podmazivanje i termička stabilnost prenosnika.
2. Izrada 3D modela pužnog prenosnika i njegovih elemenata za termičku simulaciju primenom MKE.
3. Eksperimentalnim istraživanjima moguće je verifikovati razvijeni model pužnog prenosnika za termičku simulaciju primenom MKE, koji bi imao adekvatnu primenu u inženjerskoj praksi.
4. Svrha razvoja programa za termičku simulaciju primenom MKE je stvaranje mogućnosti dobijanja raspodele temperature u kompletном prenosniku sa ciljem sagledavanja termičkog stanja kompletног prenosnika i identifikacije kritičnih mesta sa aspekta zagrevanja i habanja.

Osnovni ciljevi istraživanja:

- Analiza stanja istraživanja pužnih prenosnika u odnosu na habanje spregnutih bokova i u odnosu na termičku stabilnost prenosnika.
- Proračun nosivosti za reprezentativne familije pužnih prenosnika prema najnovijem važećem standardu i identifikacija graničnih stanja i raspoloživog resursa.
- Eksperimentalna istraživanja radne temperature i stepena iskorišćenja pužnih prenosnika.
- Izrada modela pužnog prenosnika za FE kontaktnu analizu.
- Razvoj postupka za termičku simulaciju primenom MKE u cilju dobijanja raspodele temperature u prenosniku i njegovim elementima uz eksperimentalnu verifikaciju dobijenih rezultata.

3. CILJ RADA



Sl.3.1. Cilj – smanjenjem habanja povećati radni vek

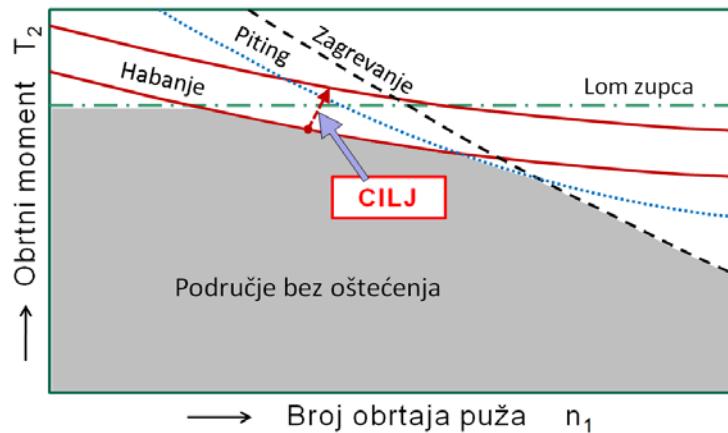
Cilj rada predstavljen je vizuelno na slici 3.1. Identifikacijom uticajnih parametara i definisanjem postupka određivanja radne temperature i koeficijenta trenja može direktno da se utiče na radni vek pužnog prenosnika, odnosno može se radni vek povećati. Naravno ovo nije jednostavan zadatak, jer na radni vek utiču brojni uticajni faktori, koje treba precizno odrediti.

Na sl.3.2 cilj rada predstavljen je vizuelno i sa aspekta nosivosti. Naime, kod pužnih prenosnika se pri izradi koriste različite kombinacije materijala. Najčešće se pužni zupčanik izrađuje od kalajne bronce a puž od kaljenog i brušenog čelika. Kriterijum nosivosti pužnih prenosnika je obrtni moment na pužnom zupčaniku, odnosno izlazni obrtni moment, koji se neposredno predaje radnoj mašini. Vrednosti izlaznog obrtnog momenta ograničene su graničnim stanjima koja mogu nastati u toku eksploatacije prenosnika. Najčešća granična stanja su:

- razaranje bokova zubaca usled pitinga,
- habanje bokova zubaca,
- lom zupca pužnog zupčanika u podnožju,

3. CILJ RADA

- zagrevanje odnosno narušavanje toplotne stabilnosti prenosnika,
- zaribavanje.



Sl.3.2. Cilj – smanjenjem habanja povećati nosivost pužnog prenosnika

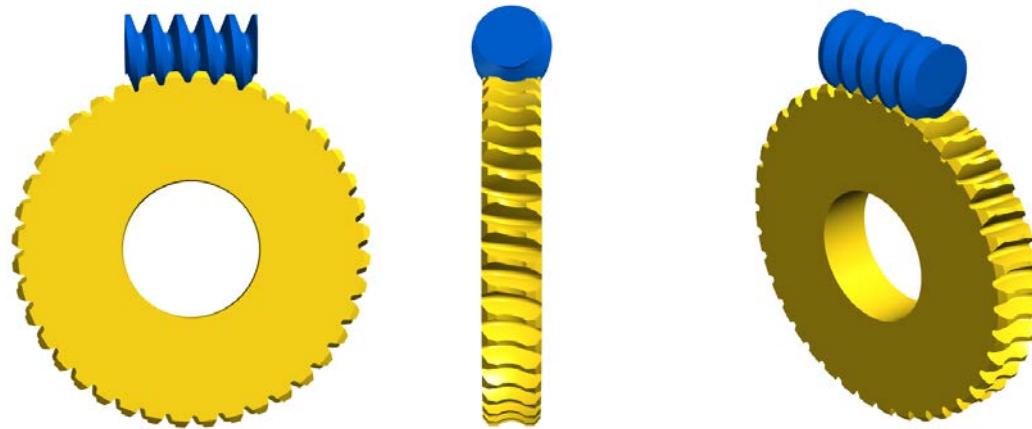
Najčešći oblik razaranja bokova zubaca vezan je za habanje i termičku stabilnost pužnih prenosnika. Ovo je naročito izraženo za područje srednje učestanosti obrtanja puža odnosno pogonske mašine. Prema tome definisanjem postupka određivanja radne temperature i koeficijenta trenja može se uticati na uticajne parametre na proces habanja, što pruža mogućnost povećanja nosivosti prenosnika, odnosno dobijanja većeg izlaznog obrtnog momenta, što je i cilj istraživanja u ovom radu.

4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA

4.1. GEOMETRIJSKE MERE PUŽA

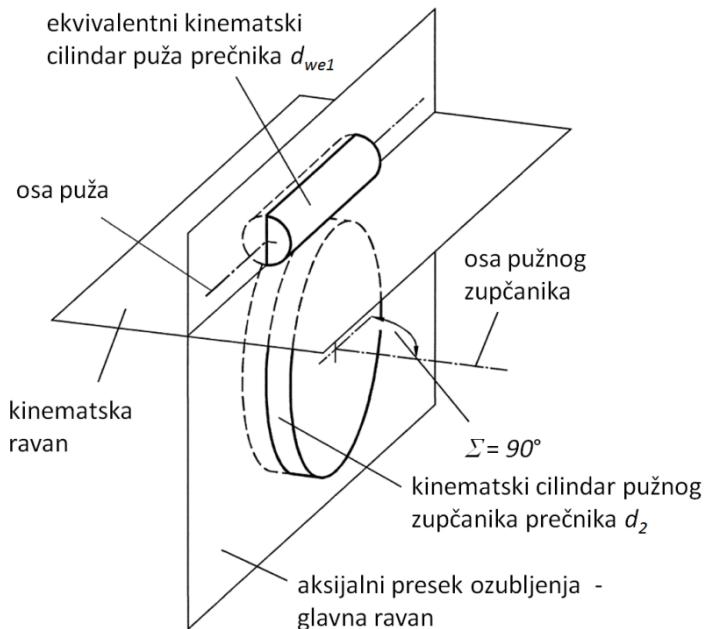
Kod cilindričnog pužnog para puž ima cilindrični oblik, a pužni točak ima globoidni oblik (sl. 4.1). Puž i pužni točak dodiruju se po liniji u oblasti dodirnice bokova zubaca. Geometrijske mere cilindričnih pužnih parova definisane su standardom DIN 3975 [D2].

Okretanje puža oko sopstvene ose može se zameniti translacijom u pravcu ove ose. Kod razmatranja kinematike pužnog para značajnu ulogu igra glavna ravan pužnog para i kinematska ravan. **Glavna ravan pužnog para** definiše se kao ravan koja je upravna na osu pužnog zupčanika i u njoj leži osa puža. Ona predstavlja aksijalni presek ozubljenja (sl. 4.2).



Sl. 4.1 Cilindrični pužni par

Pri okretanju puža pomera se aksijalni presek zubaca puža, što dovodi do rotacije pužnog zupčanika. U glavnoj ravni pužnog para leži kinematska kružnica pužnog zupčanika d_2 . Obimna brzina kinematske kružnice pužnog zupčanika jednaka je aksijalnoj brzini pomeranja preseka zubaca puža. Kinematska kružnica pužnog zupčanika određuje položaj kinematskog cilindra oko ose pužnog zupčanika.



Sl. 4.2. Aksijalni presek i kinematska ravan pužnog para [N2]

Kinematska ravan je zajednička tangencijalna ravan ekvivalentnog kinematskog cilindra puža i kinematskog cilindra pužnog zupčanika.

4.1.1 Osno rastojanje

Najmanje rastojanje između osa zupčanika pužnog para predstavlja osno rastojanje a (sl. 4.3). Ugao između osa pužnog para je najčešće 90° . Određuje se kao zbir poluprečnika srednjih cilindara puža d_{m1} i pužnog zupčanika d_{m2} , odnosno:

$$a = \frac{d_{m1} + d_{m2}}{2} = m_x \frac{q + z_2 + 2x}{2} \quad (4.1)$$

Može da se odredi i kao zbir poluprečnika ekvivalentnog cilindra puža d_{we1} i podeonog cilindra pužnog zupčanika d_2 :

$$a = \frac{d_{we1} + d_2}{2} \quad (4.2)$$

4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA

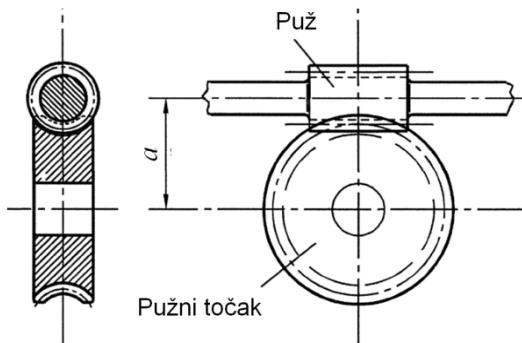
4.1.2 Prenosni odnos

Odnos učestanosti obrtanja na ulaznom (pogonskom) elementu n_{ul} (kod pužnog para to je najčešće puž) i učestanosti obrtanja na izlaznom (gonjenom) elementu n_{izl} (najčešće pužni zupčanik) predstavlja radni prenosni odnos, odnosno:

$$i = \frac{n_{ul}}{n_{izl}} \quad (4.3)$$

Pored radnog prenosnog odnosa i definiše se i kinematski prenosni odnos u . Prema DIN 3975 [D2] kinematski prenosni odnos (Zähnezahlverhältnis) jednak je odnosu brojeva zubaca pužnog zupčanika i brojeva zubaca puža, bez obzira koji je element pogonski a koji gonjeni. Prema tome kinematski prenosni odnos u određuje se prema:

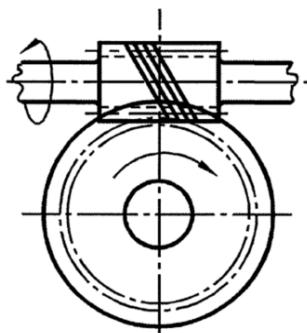
$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.4)$$



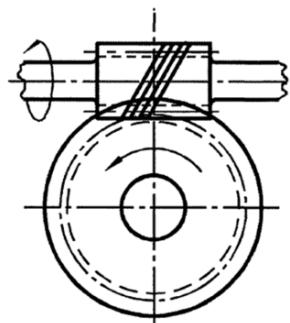
Sl. 4.3. Osno rastojanje pužnog para

Ukoliko je puž pogonski a pužni zupčanik gonjeni element, onda su radni i kinematski prenosni odnos u međusobno jednaki $i = u$. Ukoliko pužni prenosnik radi kao multiplikator, tada je pužni točak pogonski (što se retko dešava kod pužnih prenosnika) onda je $i = 1/u$.

Svrha uvođenja kinematskog prenosnog odnosa je da se proračun nosivosti prenosnika izvodi na isti način i za reduktore i za multiplikatore.



desni smer zavojnice puža



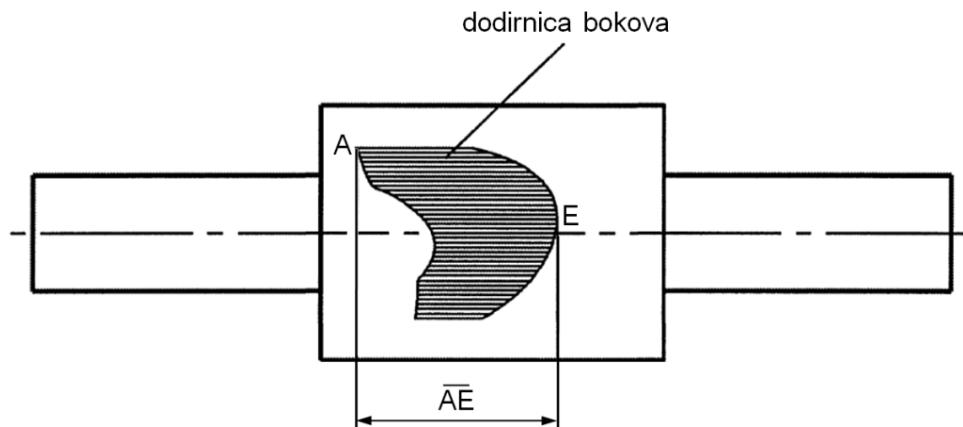
levi smer zavojnice puža

Sl. 4.4. Smer okretanja pužnog zupčanika za desni i levi smer zavojnice puža

Smer okretanja pužnog zupčanika zavisi od smera zavojnice puža. Na sl. 4.4 prikazan je smer okretanja pužnog zupčanika za levu i desnu zavojnicu puža.

4.1.3 Stepen sprezanja pužnog para

Kod pužnog para može da se definiše dodirnica bokova zubaca. To je prostorna zakrivljena površina koja predstavlja geometrijsko mesto svih tačaka dodira spregnutih bokova. Na sl.4.5. Prikazana je projekcija dodirnice bokova na kinematsku ravan.



Sl. 4.5. Dodidnica bokova i projekcija aktivne dužine dodirnice AE [D2]

4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA

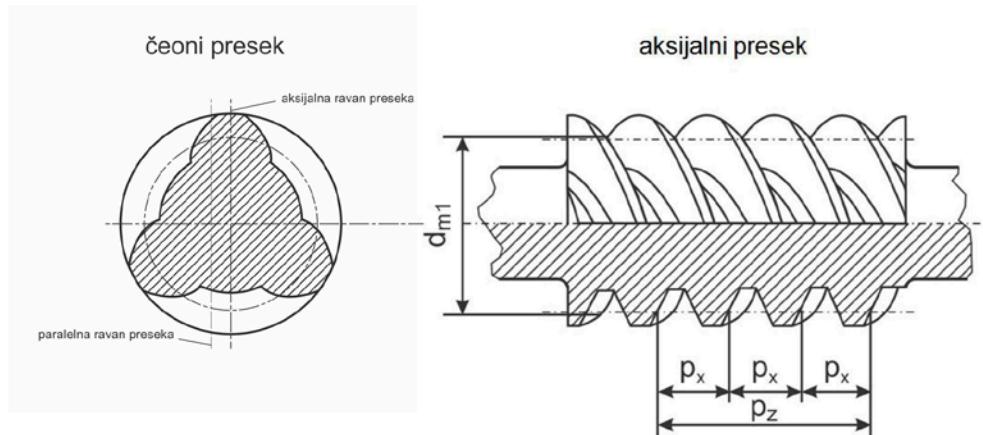
Može se definisati i stepen sprezanja pužnog para ε kao srednja vrednost broja parova spregnutih zubaca. Sračunava se kao odnos projekcije aktivne dužine dodirnice u kinematskoj ravni AE i aksijalnog koraka p_x , odnosno:

$$\varepsilon = \frac{\overline{AE}}{p_x} \quad (4.5)$$

4.1.4 Merodavne ravni preseka

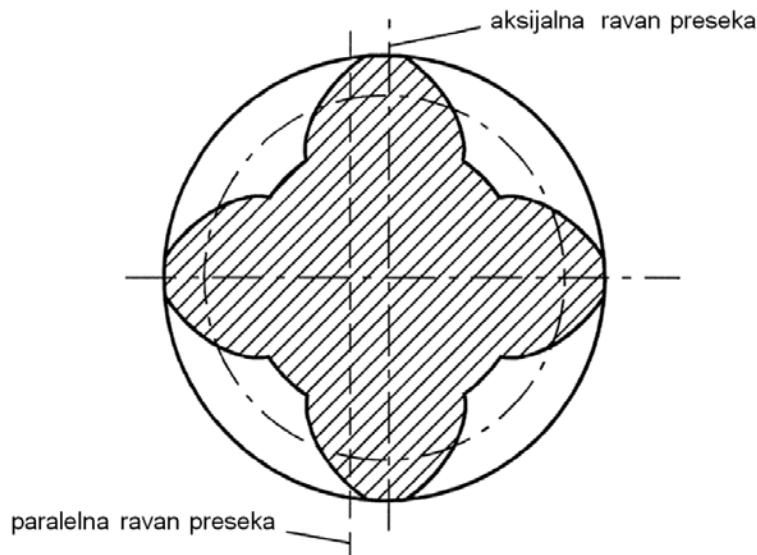
Za geometriju i nosivost pužnih parova važne veličine su linije bokova zubaca puža kao i čeoni, aksijalni, paralelni i normalni presek puža.

- **Linije bokova zubaca** su linije koje nastaju u preseku bokova zubaca puža i cilindara oko ose puža.
- **Čeoni presek puža** određen je presekom ravni, koja je upravna na osu puža (sl.4.6). Veličine u ovom preseku označavaju se indeksom „t“.
- **Aksijalni presek puža** određen je presekom ravni koja prolazi kroz osu puža (sl.4.6 i 4.7). Veličine u ovom preseku označavaju se indeksom „x“.



Sl. 4.6. Čeoni i aksijalni presek puža sa $z_1 = 3$

- **Paralelni presek puža** predstavlja podužni presek puža sa ravni koja je paralelna aksijalnom ravni preseka (sl.4.7).

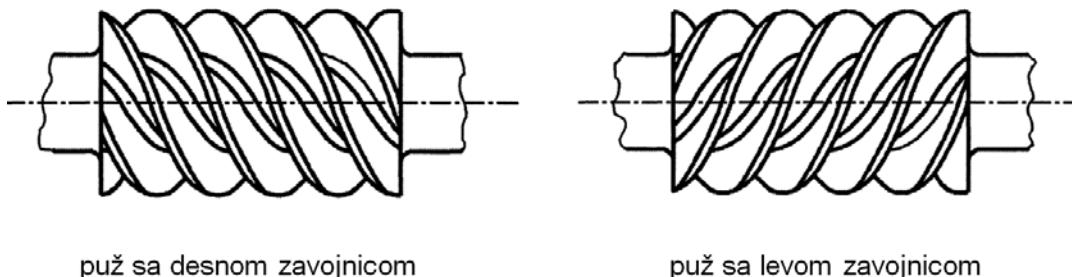


Sl. 4.7. Položaj aksijalne i paralelne ravni preseka na čeonom preseku puža

- **Normalni presek puža** predstavlja presek puža sa ravni koja je upravna na bočnu liniju na srednjem cilindru puža. Normalna ravan preseka je nagnuta za ugao uspona zavojnice na srednjem cilindru γ_m u odnosu na aksijanu ravan preseka ozubljenja. Veličine u ovom preseku označavaju se indeksom „n“.

4.1.5 Geometrijske mere puža

Broj zubaca puža predstavlja broj navoja koji se istovremeno obavijaju oko ose puža (sl.4.6 i 4.7). U čeonom preseku jasno se uočava broj zubaca puža z_I ($z_I = 1$ - jednohodi puž, $z_I = 2, 3, 4\dots$ višehodi puž). Broj zubaca puža z_I najčešće se kreće u granicama $z_I = 1\dots6$. Kako zavojnica zubaca puža može biti desna i leva, to se razlikuju puževi sa desnom i levom zavojnicom (sl.4.8).



Sl. 4.8. Smerovi zavojnica kod puža

4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA

Aksijalni korak puža p_x definiše se kao rastojanje presečne tačke bokova dva susedna zupca mereno u pravcu ose puža (sl.4.6). Određuje se prema:

$$p_x = m_x \cdot \pi \quad (4.6)$$

Sa m_x u izrazu (4.6) označen je aksijalni modul puža, koji se dakle definiše kao odnos

$$m_x = \frac{p_x}{\pi} \quad (4.7)$$

Vrednosti aksijalnog modula m_x su standardizovane, dakle biraju se iz reda standardnih brojeva.

Korak profila u normalnom preseku određuje se prema:

$$p_n = m_n \cdot \pi \quad (4.8)$$

gde je m_n normalni modul. Između molula u normalnom i aksijalnom preseku postoji zavisnost:

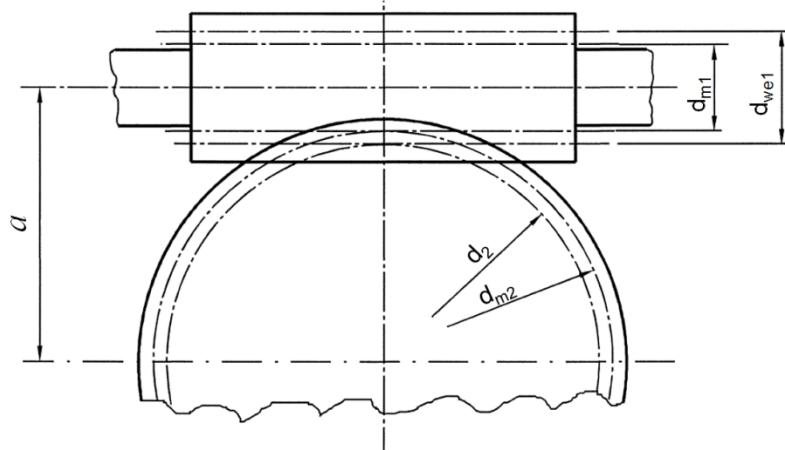
$$m_n = m_x \cdot \cos \gamma_m \quad (4.9)$$

Hod zavojnice puža p_z predstavlja visinu uspona i definiše se kao rastojanje istoimenih bokova istog navoja (zupca) mereno u aksijalnom preseku odnosno u pravcu ose puža (sl.4.6). Hod zavojnice puža p_z čine z_1 aksijalnih koraka p_x , te se prema tome određuje prema:

$$p_z = z_1 \cdot p_x = z_1 \cdot m_x \cdot \pi \quad (4.10)$$

Kod istraživanja kinematike i postupaka izrade pužnih prenosnika, značajnu ulogu igra paralelni presek puža i pužnog zupčanika. U paralelnom preseku može se puž posmatrati kao zupčasta letva, koja se kotrlja bez klizanja po kinematskom cilindru pužnog zupčanika. Pri tome je kod bezazornih prenosnika debljina zupca puža na ekvivalentnom kinematskom cilindru jednaka lučnoj širini međuzublja pužnog zupčanika na podeonom cilindru. Na sl.4.9 prikazani su ekvivalentni prečnik kinematske kružnice d_{we1} i prečnik podeone kružnice d_2 pužnog zupčanika.

4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA



Sl. 4.9. Ekvivalentni prečnik kinematske kružnice d_{we1} i prečnik podeone kružnice d_2

Ekvivalentni prečnik kinematske kružnice d_{we1} određuje se prema:

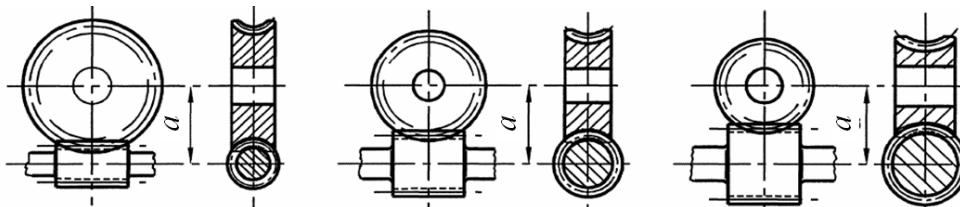
$$d_{we1} = 2a - d_2 \quad (4.11)$$

Srednji cilindar je merodavna veličina za veličinu puža (sl.4.6). Prečnik srednje kružnice puža shodno izrazu (4.1) i sl.4.9 određuje se prema:

$$d_{m1} = 2a - d_{m2} \quad (4.12)$$

Odnos srednje kružnice puža d_{m1} i aksijalnog modula puža m_x predstavlja pužni broj q odnosno

$$q = \frac{d_{m1}}{m_x} \quad (4.13)$$



$$q = 7; \gamma_m = 8,7^0$$

$$q = 10; \gamma_m = 5,7^0$$

$$q = 17; \gamma_m = 3,4^0$$

Sl. 4.10. Promena dimenzija pužnog para za isto osno rastojanje a , isti prenosni odnos i kao i isti broj zubaca puža z_1 , ali za različite vrednosti pužnog broja q [D2]

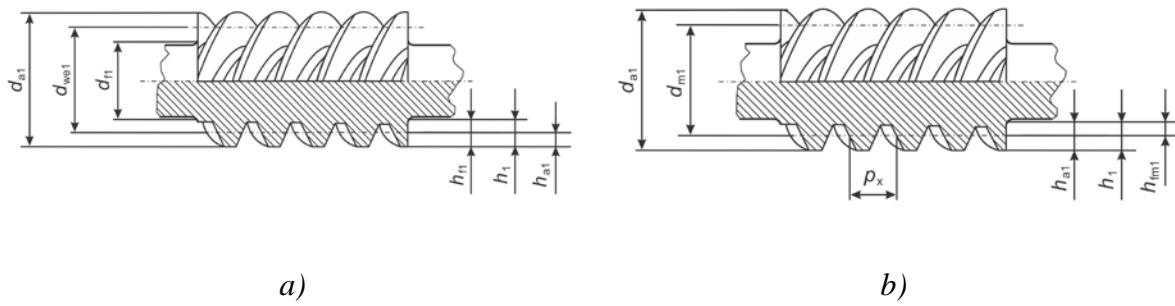
4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA

Pužni broj q je veoma važna veličina kod razmatranja geometrije i nosivosti pužnog para. Naziva se i „faktor veličine“ jer određuje radikalne dimenzije puža, nezavisno od veličine pužnog zupčanika. Shodno sl. 4.10 za isto osno rastojanje vrednosti pužnog broja iznose $q = 7, 10$ i 17 . Pri tome se menja i ugao zavojnice na srednjem cilindru γ_m . Vrednosti pužnog broja su standardizovane i kreću se u granicama $q = 7 \dots 20$. Za brzohode pužne prenosnike biraju se manje vrednosti pužnog broja, a za sporohode veće vrednosti.

Ugao zavojnice na srednjem cilindru γ_m je ugao između tangente bočne linije zupca puža na srednjem cilindru i čone ravni preseka (sl. 4.8). Određuje se prema sledećim izrazima:

$$\tan \gamma_m = \frac{m_x \cdot z_1}{d_{m1}} \quad (4.14)$$

$$\tan \gamma_m = \frac{z_1}{q} \quad (4.15)$$



Sl. 4.11. Visine zupca puža u odnosu na prečnik ekvivalentne kinematske kružnice (a), i u odnosu na prečnik srednje kružnice (b)

Visina zupca h_1 predstavlja radikalno rastojanje između podnožne i temene kružnice puža (sl. 4.11,a). Određuje se prema sledećem izrazu:

$$h_1 = \frac{1}{2} (d_{a1} - d_{f1}) = h_{a1} + h_{f1} \quad (4.16)$$

Temeni visina zupca puža h_{a1} je radikalno rastojanje između poluprečnika temene kružnice i poluprečnika ekvivalentne kinematske kružnice puža (sl. 4.11,a). Određuje se prema sledećem izrazu:

$$h_{a1} = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_{we1}) \quad (4.17)$$

Podnožna visina zupca puža h_{f1} je radijalno rastojanje između poluprečnika ekvivalentne kinematske kružnice i poluprečnika podnožne kružnice puža (sl. 4.11,*a*). Određuje se prema sledećem izrazu:

$$h_{f1} = \frac{1}{2}(d_{we1} - d_{f1}) \quad (4.18)$$

Mogu se definišati i visine zupca u odnosu na srednji prečnik. **Temena visina zupca puža u odnosu na srednji prečnik** h_{am1} predstavlja radijalno rastojanje između poluprečnika temene i srednje kružnice puža (sl. 4.11,*b*). Vrednosti h_{am1} sračunavaju se prema sledećim izrazima:

$$h_{am1} = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_{m1}) \quad (4.19)$$

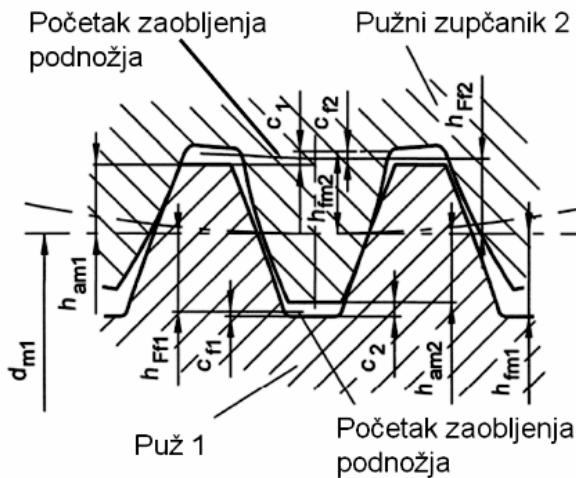
$$h_{am1} = h_{am1}^* \cdot m_x \quad (4.20)$$

Faktor temene visine zupca najčešće iznosi

$$h_{am1}^* = 1 \quad (4.21)$$

pri čemu mora biti ispunjen uslov

$$h_{am1}^* \leq h_{Ff2}^* \quad (4.22)$$



Sl. 4.12. Sprega zubaca puža i pužnog zupčanika [D2]

Podnožna visina zupca puža u odnosu na srednji prečnik h_{fm1} predstavlja radijalno rastojanje između poluprečnika srednje i podnožne kružnice puža (sl. 4.11,b i 4.12). Vrednosti h_{fm1} sračunavaju se prema sledećim izrazima:

$$\begin{aligned} h_{fm1} &= \frac{1}{2}(d_{m1} - d_{f1}) \\ h_{fm1} &= m_x \cdot (h_{Ff1}^* - c_{f1}^*) \\ h_{fm1} &= h_{Ff1} + c_{f1} \end{aligned} \quad (4.23)$$

Faktor oblika podnožja h_{Ff1}^* i faktor zazora podnožja c_{f1}^* najčešće iznose:

$$h_{Ff1}^* = 1 ; \quad c_{f1}^* = 0,2$$

Za **ZI** puž mora biti ispunjen uslov:

$$h_{fm1} \leq \frac{d_{m1} - d_{b1}}{2} \quad (4.24)$$

Prečnik temene kružnice puža d_{a1} može da se odredi na više načina (sl. 4.11):

$$d_{a1} = d_{we1} + 2h_{a1} = d_{m1} + 2h_{am1} \quad (4.25)$$

$$d_{a1} = d_{m1} + 2h_{am1}^* \cdot m_x \quad (4.26)$$

4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA

Shodno sl. 4.11, **prečnik podnožne kružnice** puža d_{f1} određuje se prema (sl. 4.11,a):

$$d_{f1} = d_{we1} - 2h_{f1} \quad (4.27)$$

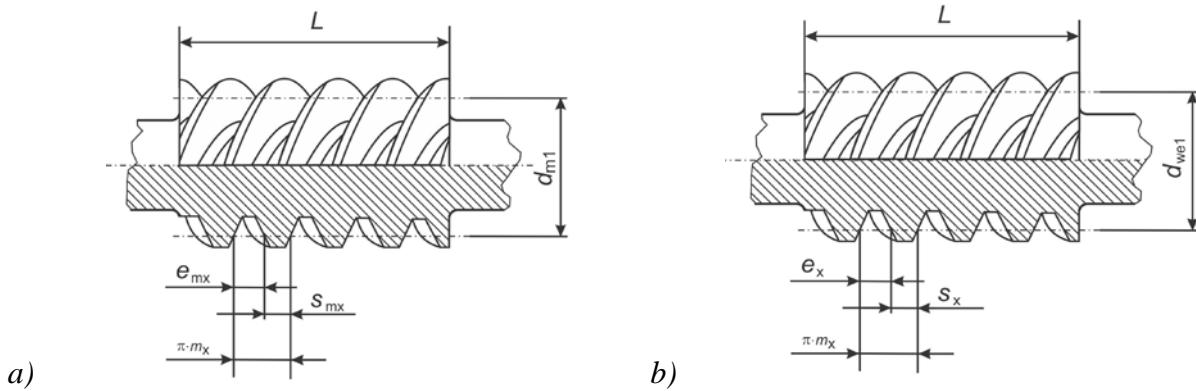
$$d_{f1} = d_{m1} - 2h_{fm1} \quad (4.28)$$

Debljina zupca s_{mx} u aksijalnom preseku srednjeg cilindra (sl. 4.13,a) određuje se prema sledećim izrazima:

$$s_{mx} = p_x \cdot s_{mx}^* = \pi \cdot m_x \cdot s_{mx}^* \quad (4.29)$$

$$s_{mx} + e_{mx} = m_x \cdot \pi \quad (4.30)$$

Faktor debljine zupca najčešće iznosi $s_{mx}^* = 0,5$.



Sl. 4.13. Debljina zupca i širina međuzublja puža na srednjem cilindru (a) i ekvivalentnom kinematskom cilindru (b)

Širina meduzublja e_{mx} na srednjem cilindru (sl. 4.13,a) iznosi:

$$e_{mx} = m_x \cdot \pi - s_{mx} \quad (4.31)$$

$$e_{mx} = m_x \cdot \pi \left(1 - s_{mx}^*\right) \quad (4.32)$$

Kod bezazornih pužnih prenosnika mora biti ispunjen uslov, da je debljina zupca na ekvivalentnom kinematskom cilindru jednaka širini međuzublja pužnog zupčanika na podeonom cilindru. Zbog toga je od značaja određivanje debljine zupca i širine međuzublja na ekvivalentnom kinematskom cilindru. Shodno slici 4.13,b važi jednačina:

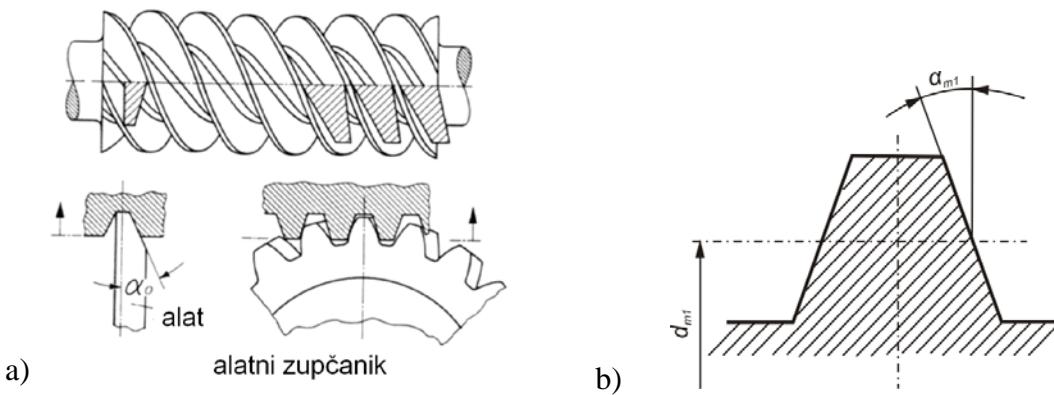
$$s_x + e_x = m_x \cdot \pi \quad (4.33)$$

4.2. OBLICI BOKOVA ZUBACA PUŽA I TIPOVI CILINDRIČNIH PUŽNIH PAROVA

Bokovi zubaca puža kod cilindričnih pužnih parova nastaju pri kružnom zavojnom kretanju alata sa pravolinijskom reznom ivicom duž njegove podužne ose, te su prema tome bokovi zubaca puža helikoidne površine. Ugao između normale na podužnu osu alata i pravolinijske rezne ivice alata naziva se ugao alata α_0 , i najčešće ovaj ugao iznosi $\alpha_0 = 20^\circ$. Pored toga u primeni su i alati sa uglovima $22,5^\circ$, 25° i 30° . Promenom položaja alata u odnosu na obradak, menjaju se oblici bokova zubaca. Standardom je predviđeno 5 različitih tipova pužnih parova, koji će nadalje biti prikazani.

1. **ZA-puž** (Z dolazi od nemačke reči „cilindar“ (Zylinder), a sa A je označen oblik boka zupca puža prema DIN 3975 [D2]). Profil zubaca puža u aksijalnom preseku je trapeznog oblika (sl. 4.14,b), a u radijalnoj ravni ima oblik arhimedove spirale. Zbog toga se ovaj puž naziva i arhimedov puž. Ugao alata α_0 leži u aksijalnoj ravni, tako da je jednak uglu profila zupca u čeonom preseku $\alpha_0 = \alpha$ (sl. 4.14,a). Pravolinijska rezna ivica alata i bok zupca leže u aksijalnom preseku, tako da seku podužnu osu puža.

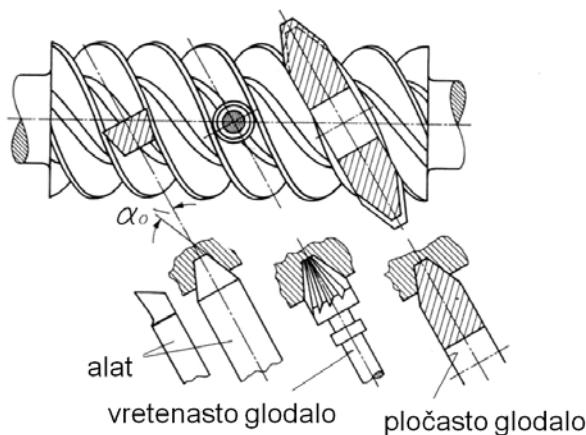
Kod izrade boka puža oblika A alat trapeznog preseka je tako postavljen da njegova pravolinijska rezna ivica leži u aksijalnoj ravni. Izrađuje se glodanjem ili brušenjem alatima odgovarajućeg profila.



Sl.4.14. Oblik ZA puža (a) i aksijalni presek zupca puža (b) [N2]

2. **ZN-puž** (prema DIN 3975 [D2] ovakav oblik boka puža označava se sa **N**). Kod **ZN** puža ugao alata α_0 leži u ravni normalnoj na bokove zubaca (sl. 4.15) tako da je $\alpha_0 = \alpha_n$. U **normalnom preseku** pravolinijska rezna ivica alata i bokovi zubaca puža međusobno se poklapaju, tako da ne seku podužnu osu puža. **ZN**-puž je spiralni puž. Profili zubaca puža u normalnom preseku su trapeznog oblika.

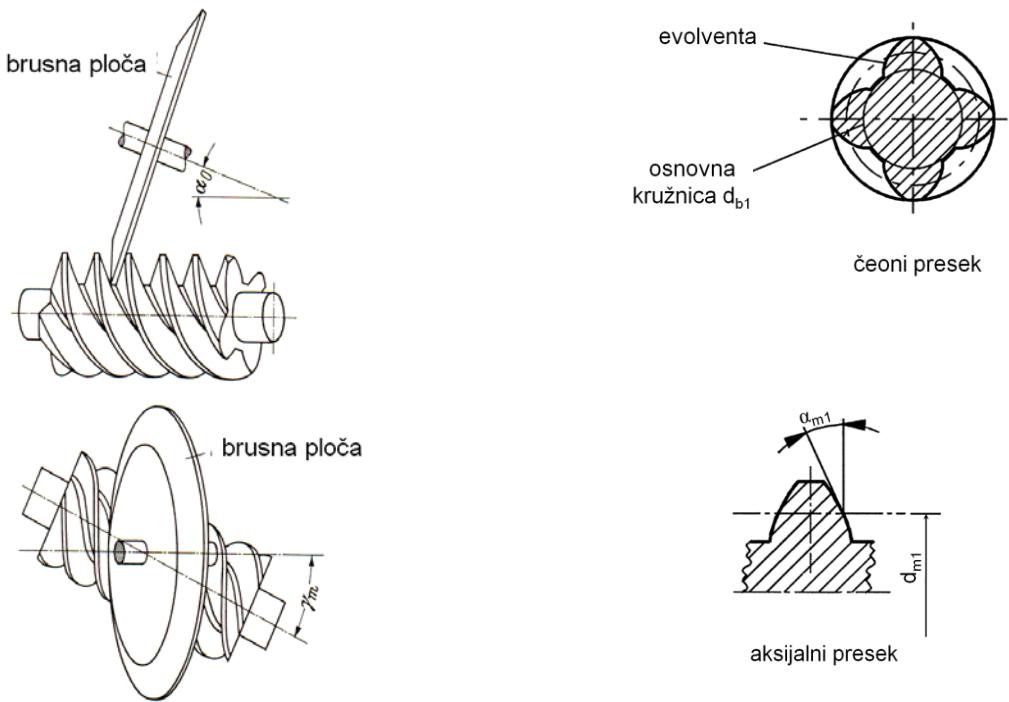
Oblik boka zupca N nastaje pri izradi alatom trapeznog preseka, koji je nagnut pod uglom γ_m u odnosu na radijalni presek. Prema tome profil alata određuje profil zubaca puža u normalnom preseku. Približno isti profil se dobija i obradom vretenastim glodačem sa pravolinijskom reznom ivicom (sl. 4.15).



Sl.4.15. ZN-puž [N2]

3. **ZI-puž** (prema DIN 3975 [D2] ovakav oblik boka puža označava se sa **I**). Kod **ZI** puža bokovi zubaca puža u čeonom preseku su u obliku evolvente, pa se ovaj puž naziva i evolventni puž. Ugao alata α_0 leži u ravni normalnoj na bokove zubaca (sl. 4.16) tako da je $\alpha_0 = \alpha_n$.

4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA



Sl. 4.16. ZI puž [D2]

Oblik boka I nastaje brušenjem brusnom pločom, čija je osa u odnosu na podužnu osu puža zaokrenuta za ugao γ_m , a u drugoj ravni nagnuta za ugao α_0 .

Prečnik osnovne kružnice puža d_{b1} određuje se prema sledećim izrazima:

$$d_{b1} = d_{m1} \cdot \tan \gamma_m / \tan \gamma_b \quad (4.34)$$

$$d_{b1} = \frac{m_x \cdot z_1}{\tan \gamma_b} \quad (4.35)$$

Ugao zavojnice na osnovnom cilindru γ_b određuje se preko ugla zavojnice na srednjem cilindru γ_m i ugla alata α_0 prema:

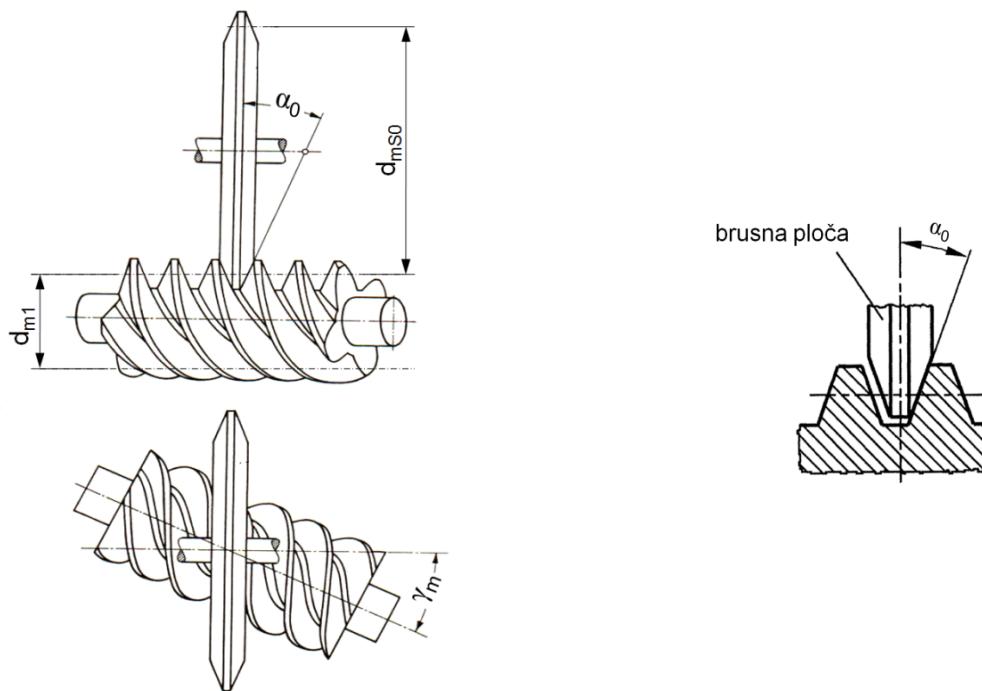
$$\cos \gamma_b = \cos \gamma_m \cdot \cos \alpha_0 \quad (4.36)$$

4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA

Napadni ugao α_{m1} na srednjoj kružnici u aksijalnom preseku puža određuje se prema sledećem izrazu:

$$\tan \alpha_{m1} = \frac{\tan \alpha_0}{\cos \gamma_m} \quad (4.37)$$

4. **ZK-puž** (prema DIN 3975 [D2] ovakav oblik boka puža označava se sa **K**). U **aksijalnom preseku** ZK-puž ima konveksni oblik boka zupca. Bokovi zubaca puža dodiruju dvostruki konus alata, čija je rezna ivica postavljena pod uglom α_0 u odnosu na normalu na osu puža, a osa se ukršta sa osom puža pod uglom γ_m . Bok oblika **K** nastaje obradom pomoću konusnog alata prečnika d_{mSO} (sl. 4.17) čija je osa zaokrenuta za ugao γ_m u odnosu na osu puža i koji se zavojno kreće i obrađuje međuzublje puža.



Sl. 4.17. **ZK** puž [D2]

4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA

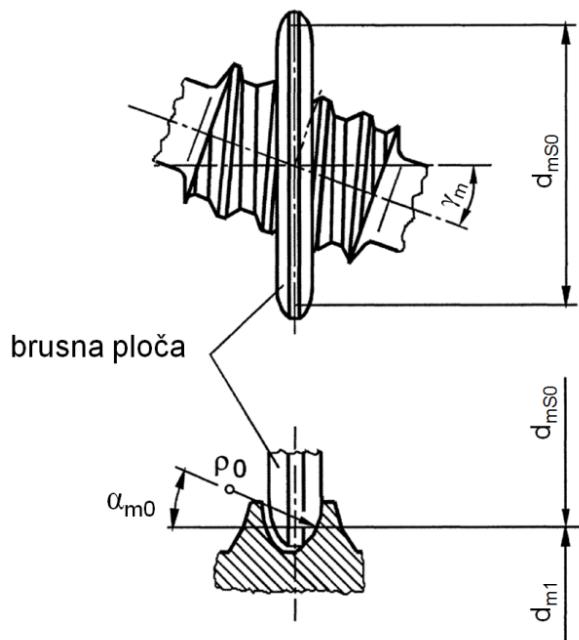
Oblik boka zupca puža zavisi od prečnika d_{m50} i širine brusne ploče. Ugao alata α_0 jednak je napadnom uglu na srednjoj kružnici u normalnom preseku $\alpha_n = \alpha_0$.

5. **ZC** - puž (prema DIN 3975 [D2] ovakav oblik boka puža označava se sa **C**). **ZC** – puž izrađuje se alatom kružnog profila sa radijusom zaobljenja ρ_0 , tako da ima konkavne bokove u aksijalnom preseku (sl. 4.18). Kod izrade osa alata nagnuta je pod uglom γ_m u odnosu na osu puža. Prednosti ovog puža su bolje podmazivanje, veća nosivost bokova i manji energetski gubici. Ovaj tip puža poznat je i pod nazivom CAVEX.

Prema tome bok puža tipa **ZA** je pravolinijski u aksijalnom preseku, a u normalnom preseku ima blago izdubljenu krivu. Bokovi **ZN**-puža su u normalnom preseku prave linije, a u aksijalnom preseku blago izdubljene krive. **ZI** i **ZK**-puževi imaju i u normalnom i u aksijalnom preseku blago ispupčenje, pri čemu **ZI** -puž ima evolventni bok.

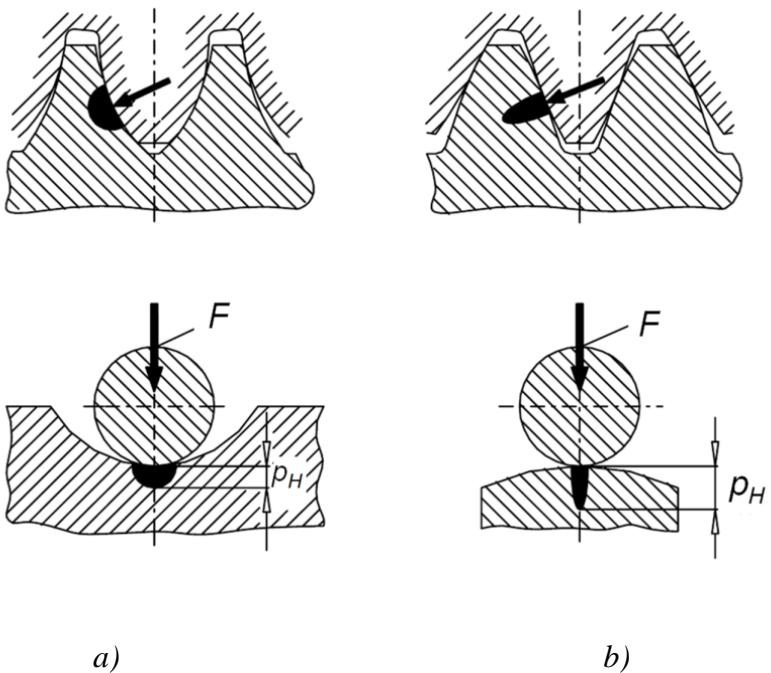
Pužni parovi tipa **ZA**, **ZN**, **ZK** i **ZI** imaju približno istu nosivost i gubitke energije i slični su u pogledu stvaranja sloja ulja između spregnutih bokova. Oblik alata za brušenje bokova zubaca teže se podešava za puževe tipa **ZA** i **ZN** u odnosu na puževe tipa **ZK**. Najjednostavniji za brušenje i za kontrolu su puževi tipa **ZI**, pa se oni i češće primenjuju.

Pužni parovi tipa **ZC** imaju povoljniji oblik u pogledu mogućnosti stvaranja uljnog filma između spregnutih bokova, pa zbog toga imaju i veću nosivost i manje energetske gubitke. Pomeranjem profila alata povećava im se nosivost, ali raste i mikro neravnomernost u prenosu kretanja.



Sl. 4.18. ZC-puž [D2]

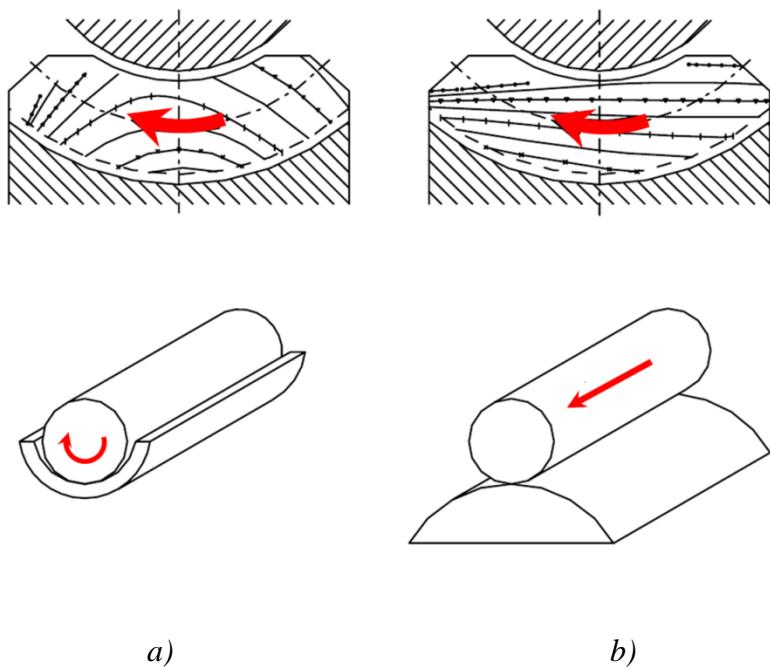
ZC - puž profil ima karakteristični profil što mu daje niz prednosti u odnosu na ostale tipove pužnih prenosnika [F1]. Bokovi zubaca puža imaju konkavni (izdubljeni) oblik, a bokovi zubaca pužnog zupčanika konveksni (ispupčeni). Kod sprezanja konkavne i konveksne površine, Hercov površinski pritisak je znatno manji nego kod sprezanja ravne i ispupčene površine, što je slučaj kod ostalih tipova prenosnika (sl.4.19).



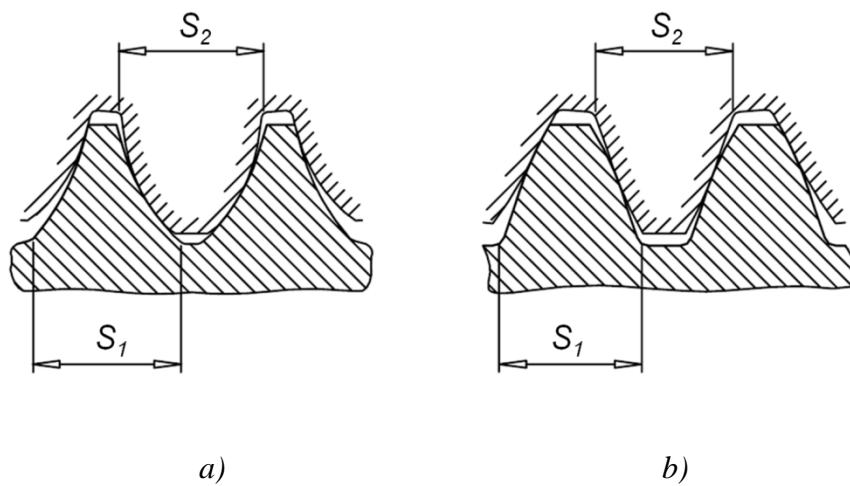
Sl.4.19. Hercov pritisak kod Cavex (a) i konvencionalnog (b) profila [F1]

Sledeća prednost CAVEX profila vezana je za položaj linija dodira u odnosu na pravac klizanja. Kod konvencionalnih tipova pužnih parova linije dodira su postavljene u pravcu klizanja spregnutih bokova. Kod CAVEX profila linije dodira stoje skoro pravougaono u odnosu na pravac klizanja (sl.4.20). Na ovaj način znatno je povoljnije stvaranje pritiska u ulju, odnosno formiranje uljnog filma dovoljne debljine, što smanjuje habanje spregnutih bokova. Prema tome i sa aspekta podmazivanja ovakav profil ima prednost.

CAVEX profil je povoljniji i sa aspekta izdržljivosti podnožja zubaca. Naime zbog konkavno-konveksnog oblika CAVEX profil ima veći poprečni presek podnožja zubaca pužnog zupčanika S_2 u odnosu na ostale tipove pužnih prenosnika (sl.4.21).



Sl.4.20. Linije dodira i pravac klizanja kod CAVEX (a) i konvencionalnog (b) profila [F1]



Sl.4.21. Debljina podnožja zubaca kod CAVEX (a) i konvencionalnog (b) profila [F1]

4. GEOMETRIJSKE MERE I TIPOVI CULINDRIČNIH PUŽNIH PRENOSNIKA

Dužina puža L

Dužina puža L je rastojanje dva čeona preseka, između kojih postoje kompletni bokovi zubaca puža (sl. 4.13). Dužina puža određuje se iz uslova da svi zupci pužnog zupčanika koji se nalaze u zahvatu mogu nesmetano da prenose oprterećenje. Iz tog uslova dužina puža određuje se prema:

$$L \geq 2 \sqrt{\left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2 - \left(a - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} \quad (4.38)$$

Ovaj uslov ispunjen je i ukoliko se dužina puža odredi prema:

$$L \approx 2,5 \cdot m \sqrt{z_2 - 1} \quad (4.39)$$

4.3. GEOMETRIJSKE MERE PUŽNOG ZUPČANIKA

Dimenzije pužnog zupčanika prilagođene su obliku puža, tako da su globoidnog oblika. Napadni ugao i debljina zupca pužnog zupčanika određene su odgovarajućim merama zubaca puža u kinematskoj ravni. Oblici zubaca pužnog zupčanika zavise od oblika zubaca puža, a ovo je ispunjeno izborom odgovarajućeg alata za izradu pužnog zupčanika, pri čemu važnu ulogu igra broj zubaca pužnog zupčanika i osno rastojanje pužnog para.

Izrazi za određivanje dimenzija pužnog zupčanika odnose se na nazivne mere, dok su stvarne mere definisane preko tolerancija. Veličine koje se odnose na pužni zupčanik imaju indeks „2“.

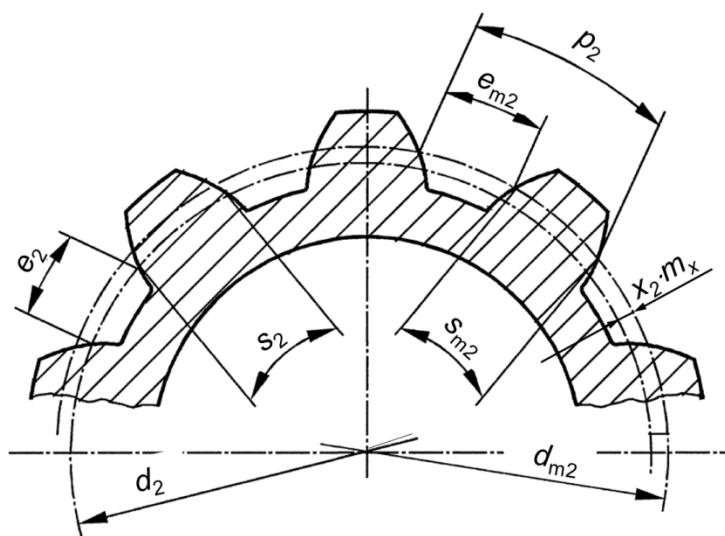
Čeoni modul pužnog zupčanika m_t jednak je aksijalnom modulu puža m_x , odnosno $m_t = m_x$.

Nagib zubaca pužnog zupčanika mora da odgovara nagibu zubaca puža. Na primer, desni puž uparuje se sa desnim nagibom zubaca pužnog zupčanika.

4.3.1 Prečnik podeone kružnice

Podeona i kinematska kružnica pužnog zupčanika uvek se međusobno poklapaju. Lučna širina međuzublja e_2 na prečniku podeone kružnice pužnog zupčanika, jednaka je debljini zupca puža s_x na ekvivalentnom kinematskom cilindru. Saglasno tome je i korak pužnog zupčanika na podeonoj kružnici, jednak aksijalnom koraku puža. Prečnik podeone kružnice d_2 određuje se prema:

$$d_2 = m_x \cdot z_2 \quad (4.40)$$



Sl. 4.22. Osnovne mere pužnog zupčanika [D2]

4.3.2 Prečnik srednje kružnice

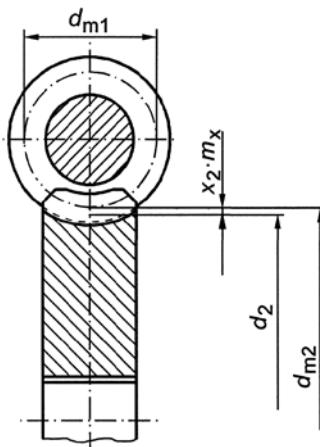
Srednji cilindar pužnog zupčanika je referentna veličina za sve mere pužnog zupčanika. Prečnik srednje kružnice d_{m2} određuje se prema sledećem izrazu:

$$\begin{aligned} d_{m1} &= q \cdot m_x \\ d_{m2} &= d_2 + 2xm_x = m_x(z_2 + 2x) \end{aligned} \quad (4.41)$$

4.3.3 Podeoni korak

Podeoni korak p_2 je dužina luka na podeonoj kružnici između dva susedna leva ili desna boka zupca (sl. 4.22). Nominalna mera podeonog koraka pužnog zupčanika p_2 jednaka je nominalnoj meri aksijalnog koraka puža p_x . Prema tome podeoni korak p_2 određuje se prema:

$$p_2 = p_x = m_x \cdot \pi = \frac{p_z}{z_1} \quad (4.42)$$



Sl. 4.23. Osnovne mere pužnog zupčanika

4.3.4 Pomeranje profila

Pomeranje profila $x_2 \cdot m_x$ vrši se samo na pužnom zupčaniku i definiše se kao radijalno rastojanje između srednje i podeone kružnice pužnog zupčanika (sl. 4.22 i 4.23). Veličina x_2 naziva se koeficijent pomeranja profila pužnog zupčanika. Pomeranje profila $x_2 \cdot m_x$ određuje se prema sledećim izrazima:

$$x_2 \cdot m_x = \frac{1}{2}(d_{m2} - d_2) = a - \frac{1}{2}(d_{m1} + d_2) = a - \frac{q + z_2}{2} m_x \quad (4.43)$$

Prema tome koeficijent pomeranja profila pužnog zupčanika $x_2 \cdot m_x$ može se odrediti prema:

$$x_2 = \frac{2a - d_{m1} - m_x \cdot z_2}{2m_x} \quad (4.44)$$

Pomeranje profila izvodi se radi postizanja potrebnog osnog rastojanja pužnog prenosnika, ali zavisno od vrste materijala utiče i na nosivost pužnih parova.

4.3.5 Debljina zupca s_2 na podeonoj kružnici pužnog zupčanika

Debljina zupca s_2 u aksijalnom preseku ozubljenja na podeonoj kružnici je dužina kružnog luka između bokova zupca pužnog zupčanika (sl. 4.22). Za teorijski bezazorno ozubljenje važe izrazi:

$$s_2 = e_x \quad (4.45)$$

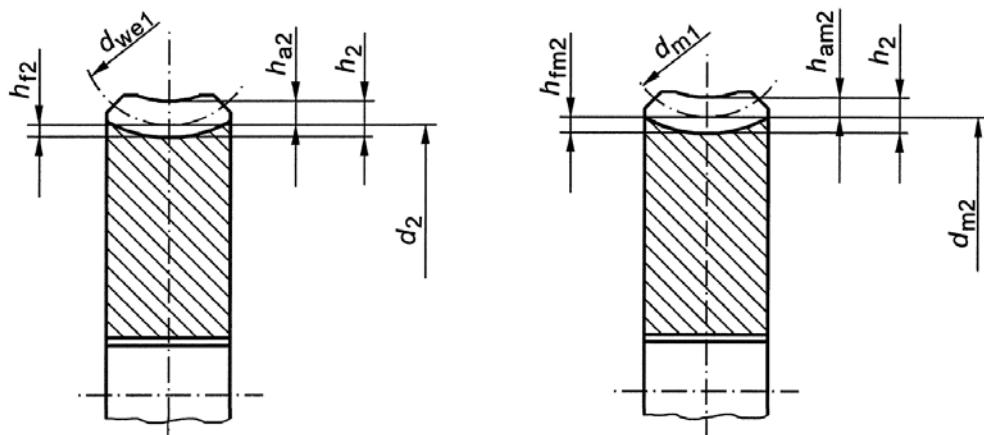
$$s_2 + s_x = m_x \cdot \pi \quad (4.46)$$

Ukoliko postoji između bokova kružni bočni zazor j_t , onda važi:

$$s_2 + s_x + j_t = m_x \cdot \pi \quad (4.47)$$

Lučna širina međuzublja e_2 predstavlja lučno rastojanje između dva susedna zupca pužnog zupčanika na podeonoj kružnici.

Može se definisati i debljina zupca s_{m2} na srednjoj kružnici pužnog zupčanika kao dužina kružnog luka između bokova zupca pužnog zupčanika na srednjoj kružnici (sl. 4.22). Saglasno tome lučna širina međuzublja e_{m2} predstavlja lučno rastojanje između dva susedna zupca pužnog zupčanika na srednjoj kružnici.



Sl. 4.24. Visina zupca i prečnici pužnog zupčanika [D2]

4.3.6 Visina zupca

Visina zupca h_2 je radijalno rastojanje između temene i podnožne kružnice pužnog zupčanika. Shodno slici 4.24 određuje se prema:

$$h_2 = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_{f2}) \quad (4.48)$$

Visina temenog dela zupca h_{a2} u odnosu na podeonu kružnicu

Visina temenog dela zupca h_{a2} predstavlja radijalno rastojanje između temene i podeone kružnice pužnog zupčanika. Vrednosti h_{a2} određuju se prema (sl. 4.24):

$$h_{a2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_{f2}) \quad (4.49)$$

Visina temenog dela zupca h_{am2} u odnosu na srednju kružnicu

Visina temenog dela zupca h_{am2} predstavlja radijalno rastojanje između temene i srednje kružnice pužnog zupčanika. Visina h_{am2} može se odrediti prema sledećem izrazu (sl. 4.24):

$$h_{am2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_{m2}) = h_{am2}^* \cdot m_x \quad (4.50)$$

Faktor temene visine zupca najčešće iznosi $h_{am2}^* = 1$ pri čemu mora biti ispunjen uslov:

$$h_{am2}^* \leq h_{Ff1}^*$$

Visina podnožnog dela zupca h_{f2} u odnosu na podeonu kružnicu

Visina podnožnog dela zupca h_{f2} predstavlja radijalno rastojanje između podeone i podnožne kružnice pužnog zupčanika. Proračun h_{f2} izvodi se prema (sl. 4.24):

$$h_{f2} = \frac{1}{2}(d_2 - d_{f2}) \quad (4.51)$$

Visina podnožnog dela zupca h_{fm2} u odnosu na srednju kružnicu

Visina podnožnog dela zupca h_{fm2} predstavlja radijalno rastojanje između srednje i podnožne kružnice pužnog zupčanika. Visina h_{fm2} može da se odredi prema sledećim izrazima (sl. 4.24):

$$h_{fm2} = \frac{1}{2}(d_{m2} - d_{f2}) = m_x(h_{Ff2}^* + c_{f2}^*) \quad (4.52)$$

$$h_{fm2} = h_{Ff2} + c_{f2} = m_x \cdot h_{fm2}^* \quad (4.53)$$

Faktore h_{Ff2}^* i c_{f2}^* bira konstruktor. Polazne vrednosti: $h_{Ff2}^* = 1$; $c_{f2}^* = 0,2$.

4.3.7 Prečnik temene kružnice

Shodno sl. 4.24 prečnik temene kružnice d_{a2} određuje se prema sledećim izrazima:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \quad (4.54)$$

$$d_{a2} = d_{m2} + 2h_{am2} \quad (4.55)$$

4.3.8 Prečnik podnožne kružnice

Shodno sl. 4.24 prečnik podnožne kružnice d_{f2} određuje se prema sledećim izrazima:

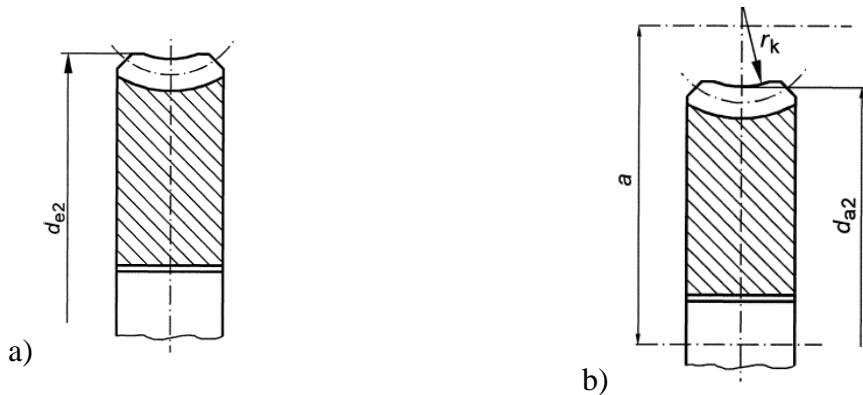
$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} \quad (4.56)$$

$$d_{f2} = d_{m2} - 2h_{fm2} \quad (4.57)$$

4.3.9 Spoljašnji prečnik

Spoljašnji prečnik d_{e2} je cilindrični deo pužnog zupčanika (sl. 4.25). To je ustvari najveći prečnik pužnog zupčanika i određuje se prema:

$$d_{e2} \approx d_{a2} + m_x \quad (4.58)$$



Sl. 4.25. Merodavni prečnici pužnog zupčanika [D2]

4.3.10 Radijus udubljenja

Radijus udubljenja r_k je radijus temene površine zupca po dužini zupca pužnog zupčanika, koji se dobija pri izradi. Shodno sl. 4.25,b određuje se prema:

$$r_k \geq a - \frac{d_{a2}}{2} \quad (4.59)$$

4.3.11 Širina pužnog zupčanika

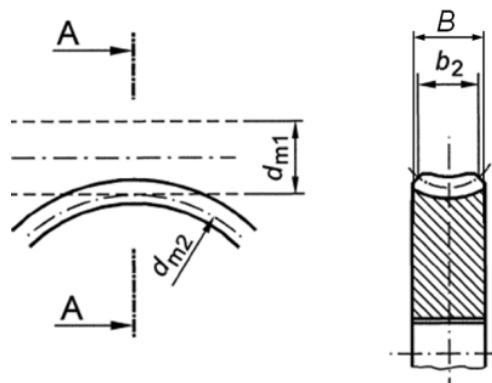
Širina pužnog zupčanika b_2 predstavlja tetivnu dužinu preseka srednjeg cilindra puža i bokova zubaca pužnog zupčanika u čeonoj ravni puža (presek A-A na sl. 4.23).

Najveća širina pužnog zupčanika $b_{2\max}$ dobija se kada se krajnje tačke dodira bokova zubaca i srednjeg cilindra puža nalaze na spoljašnjem cilindru prečnika d_{e2} . Iz tog uslova sledi:

$$b_2 \leq b_{2\max} = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{m1}}{2}\right)^2 - \left(a - \frac{d_{e2}}{2}\right)^2} \quad (4.60)$$

Širina pužnog zupčanika b_2 može približno da se odredi prema:

$$b_2 \approx 2 \cdot m_x \cdot \left(0,5 + \sqrt{q+1}\right) \quad (4.61)$$



Sl. 4.26. Širina pužnog zupčanika

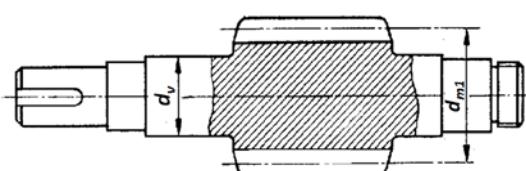
4.3.12 Širina venca pužnog zupčanika

Širina venca B pužnog zupčanika određuje se konstruktivno prema (sl. 4.26):

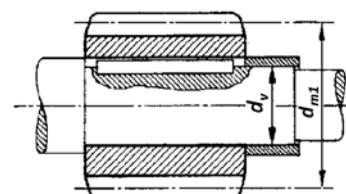
$$B = b_2 + (0,8 \dots 1,2) \cdot m_x \quad (4.62)$$

4.3.13 Konstrukciono izvođenje puža i pužnog zupčanika

Kod konstrukcionog izvođenja puž se najčešće izrađuje izjedna sa vratilom (sl.4.27,a). Ređa su konstrukciona izvođenja, da se puž izrađuje posebno, a zatim sa vratilom spaja pomoću klina (sl.4.27,b).

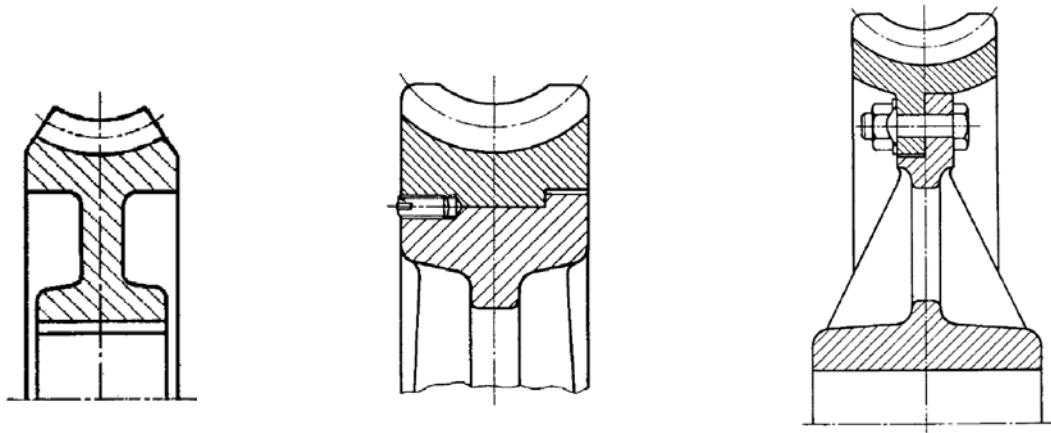


a) Izjedna sa vratilom



b) Veza sa vratilom pomoću klina

Sl.4.27. Konstrukciono izvođenje puža [M8]



a) Izrada livenjem

b) Veza venca i tela
presovanim sklopom

c) Veza zavrtnjevima

Sl.4.28. Konstrukciono izvođenje pužnog zupčanika [M8]

Kod izrade pužnog zupčanika, ređi su slučajevi izrade izjedna livenjem (sl.4.28,b). Najčešće se posebno izrađuje venac, a onda sa telom spaja presovanim spojem uz dodatno obezbeđenje uvrtnim zavrtnjem (navojnom čivijom - sl.4.28,b) ili pomoću zavrtnjeva (sl.4.28,c).

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.1. TIPOVI OŠTEĆENJA I KRITERIJUMI PRORAČUNA NOSIVOSTI

U radnim uslovima dolazi do sprezanja bokova puža i pužnog zupčanika i prenošenja radnih opterećenja. Pri tome se odvijaju procesi koji imaju za posledicu različite vrste oštećenja, koja mogu dovesti do razaranja vitalnih nosećih delova prenosnika.

Između spregnutih bokova prenosi se odgovarajuća normalna sila F_N , koja dovodi do znatnih površinskih pritisaka. Ovi pritisci tokom rada mogu dovesti do razaranja bokova zubaca usled pitinga.

Između spregnutih bokova postoji znatno klizanje, što ima za posledicu habanje bokova i znatne gubitke energije. Energija se pri tome pretvara u toplotu, koja dovodi do zagrevanja prenosnika, narušavanja njegovog ispravnog rada, a u kritičnim slučajevima i do zaribavanja.

Podnožje zubaca pužnog zupčanika, izloženo je složenom naprezanju gde dominira naprezanje na savijanje i smicanje. DIN 3996 [D4] preporučuje proveru stepena sigurnosti protiv loma zupca u podnožju u odnosu na smicanje.

Kod većih prenosnih odnosa rastojanje između oslonaca puža može biti veliko i ono može imati za posledicu suviše veliki ugib vratila puža usled savijanja, što dovodi do narušavanja ispravnog sprezanja. Pri tome, naročito u periodu nedovoljnog podmazivanja bokova, sile na bokovima zubaca se znatno povećaju, pa dolazi do plastičnih deformacija vratila puža od savijanja.

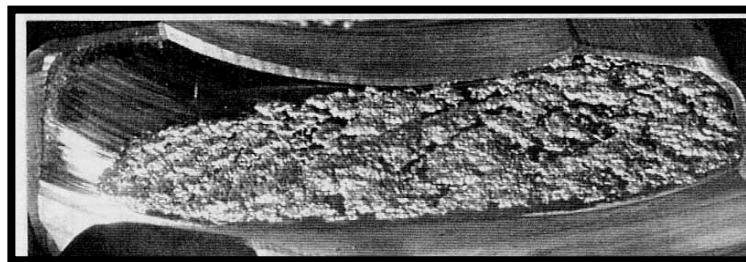
Prema tome kod pužnih parova mogu da uoče sledeća granična stanja:

- razaranje bokova zubaca usled pitinga,
- habanje bokova zubaca,
- lom zupca pužnog zupčanika u podnožju,
- zagrevanje,
- zaribavanje,
- savijanje vratila puža.

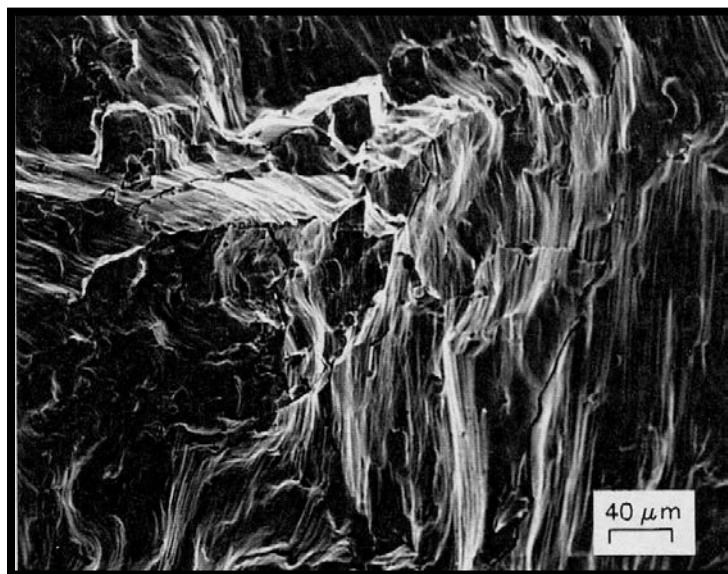
5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.1.1 Razaranje bokova usled pitinga

Kao posledica velikih površinskih pritisaka i zamora materijala na bokovima zubaca pužnog zupčanika nastaju oštećenja u obliku malih jamica i rupica (sl.5.1,a). Ovakva vrsta razaranja bokova zubaca naziva se **piting** (engl. „*pitting*”, nem. „*Griibchen*“). U praksi je javljaju dve vrste pitinga:



a) Oštećenje od pitinga na boku zupca pužnog zupčanika



b) Oštećenje od pitinga – uvećana slika

Sl. 5.1. Oštećenje boka zupca usled pitinga [B1]

- **Početni** stadijum nastajanja pitinga (engl. „*initial pitting*”, nem. „*Einlaufgriibchen*“), javlja se u fazi razrade i uhodavanja prenosnika. Sa bokova zubaca odvajaju se sitni delovi u obliku ljuspica. Ova vrsta pitinga ima pozitivni efekat jer dovodi do ravnomernije raspodele opterećenja i poboljšanja slike nošenja. Kod nepromenjenih

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

radnih uslova ova vrsta pitinga vremenom opada i na kraju prestaje dalji proces oštećenja bokova zubaca. Zbog toga se ova vrsta oštećenja naziva i **degresivni piting**.

- **Progresivni** stadijum nastajanja pitinga (engl. „*destructive pitting*”, nem. „*Fortschreitende Grübchen*“), javlja se kod srednje i visoko opterećenih pužnih parova. Ukoliko je početni piting ne zaustavi već se oštećena površina (sl.5.1) dalje uvećava a istovremeno smanjuje noseća površina spregnutih bokova, onda dolazi do pojave progresivnog pitinga. Početna oštećenja u obliku rupica šire se u jamice a posledica toga je promena oblika boka zupca. To dovodi do naglog habanja bokova, a zatim i do loma zupca. Kod nadzora radne ispravnosti pužnih parova kao granično oštećenje uzima se razaranje od 30-50% boka zupca usled pitinga (sl.5.1) [B1]. U tom slučaju nije više moguć ispravan rad prenosnika.

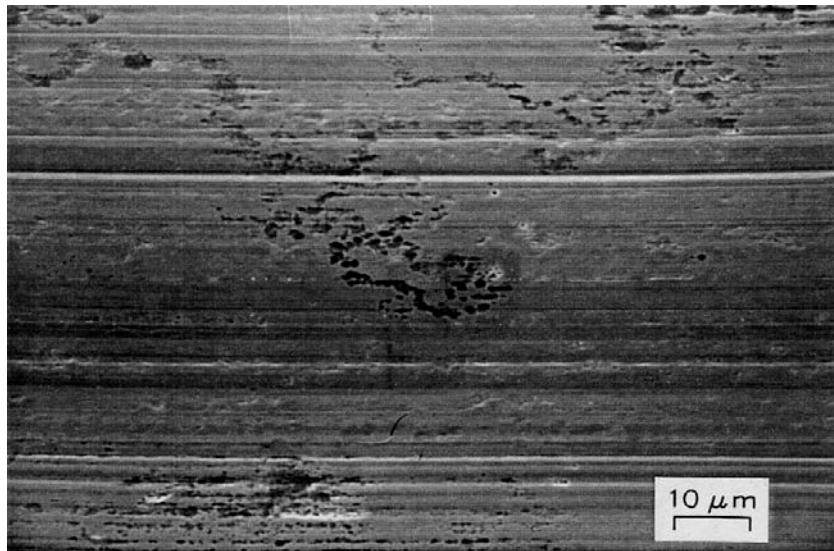
Kao mogući uzroci nastajanja pitinga mogu biti:

- prisustvo čvrstih tela (kontaminanata) u ulju,
- mikro zavarivanje vrhova neravnina bokova pri sprezanju,
- kavitacija,
- zatezne sile između ulja i metala pri naglom rasterećenju pritisnutih površina,
- hemijska aktivnost / napon-pukotina-korozija,
- izdvajanje kiselina iz sredstava za podmazivanje.

5.1.2 Habanje bokova zubaca

Habanje je proces kontinualnog skidanja materijala usled čega dolazi do smanjenja debljine zupca. U početnoj fazi habanje ima pozitivni efekat, jer dovodi do skidanja suvišnog materijala i međusobnog prilagođavanja oblika bokova, uz kasniji prestanak daljeg habanja. Međutim, u slučajevima većeg intenziteta habanja, kriterijum radnog veka može biti nosivost u odnosu na habanje. Habanje u velikoj meri zavisi od eksploatacionih uslova. Do uvećanja efekta habanja dolazi zbog promene smera obrtanja, nestacionarnih uslova i režima rada kao i često uključivanje i isključivanje prenosnika (sl.5.2). Efekat habanja može se umanjiti termohemijskim i mehaničkim postupcima obrade bokova zubaca puža, kao što su cementacija, brušenje, poliranje.

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA



Sl.5.2. Oštećenje boka zupca usled habanja (uveličano) [S1]

Habanje u znatnoj meri zavisi i od sredstva za podmazivanje. Kod primene mineralnih ulja bitan uticaj na habanje ima viskoznost ulja. Postoji obrnuta proporcionalnost između intenziteta habanja i ISO-VG klase. Ulja manje viskoznosti za posledicu imaju veće habanje u odnosu na ulja veće viskoznosti.

Sintetička ulja (ISO-VG-220) u svim radnim uslovima daju manji intenzitet habanja u odnosu na mineralna ulja bilo koje viskoznosti. Treba međutim uzeti u obzir da aditivi ovih ulja često nepovoljno utiču na pojavu drugih graničnih stanja (piting, zaribavanje).

5.1.3 Lom zupca pužnog zupčanika u podnožju

Zupci puža imaju zavojni oblik tako da su radni naponi u podnožju manji u odnosu na radne napone u podnožju pužnog zupčanika. Pored toga i materijal puža ima veću nosivost u odnosu na materijal pužnog zupčanika. U podnožju zupca pužnog zupčanika vlada složeno naprezanje gde dominira naprezanje na smicanje i savijanje.

U praksi do pojave loma zupca pužnog zupčanika dolazi vrlo retko. To su uglavnom slučajevi pojave udarnih preopterećenja, što izaziva pojavu napona većih od statičke čvrstoće materijala. Habanje takođe bitno utiče na lom zupca jer se time smanjuje njegov poprečni presek. Prema tome, blagovremenim uočavanjem kritične debljine pohabanog sloja, može se sprečiti lom zupca pužnog zupčanika.

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.1.4 Zagrevanje pužnog prenosnika

U toku sprezanja između bokova zubaca puža i pužnog zupčanika postoji znatno klizanje. Posledica toga je da se znatna količina mehaničke energije pretvara se u toplotnu energiju, koja se preko kućišta odvodi na okolinu. Za ispravan rad prenosnika bitno je da se uspostavi toplotna stabilnost prenosnika kada je odvedena toplota jednaka energiji koja se u toku rada pretvara u toplotu, odnosno da radna temperatura bude manja od dozvoljene. Ukoliko to nije slučaj onda dolazi do porasta radne temperature i narušavanja normalnog režima rada. Pri tome se menjaju mazive karakteristika ulja, što kasnije ima za posledicu razaranje zubaca i oštećenje zaptivača. Zbog toga je neophodna provera zagrevanja pužnog prenosnika. Kod nadzora radne ispravnosti to se proverava merenjem radne temperature.



Zaribavanje na boku zupca puža od poboljšanog čelika



Zaribavanje na boku zupca pužnog zupčanika od nodularnog liva

Sl. 5.3. Oštećenje od zaribavanja na bokovima zubaca puža i pužnog zupčanika [S1]

5.1.5 Razaranje usled zaribavanja

Kod prenosnika sa viskom učestanošću obrtanja (preko 5.000 min^{-1}) javlja se velika brzina klizanja između spregnutih bokova. Lokalno preopterećenje uz nedovoljno podmazivanje odnosno kod podmazivanja uljem neodgovarajućih mazivih karakteristika može doveti do oštećenja bokova poznatog pod nazivom zaribavanje. Razaranje usled zaribavanja može da se javi i usled neadekvatne slike nošenja odnosno narušene geometrije pri sprezanju. Do zaribavanja dolazi i na bokovima zubaca puža i na bokovima zubaca pužnog zupčanika. Tipični oblici oštećenja usled zaribavanja prikazani su na sl.6. Ako dođe do oštećenja usled zaribavanja kod kombinacije materijala čelik/SL onda je proces do totalnog razaranja vrlo brz i ne može se

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

sprečiti. Kod kombinacije materijala čelik/bronza međutim posle kratkotrajnog oštećenja usled zaribavanja može kasnije doći do zaustavljanja procesa i nesmetanog daljeg rada.

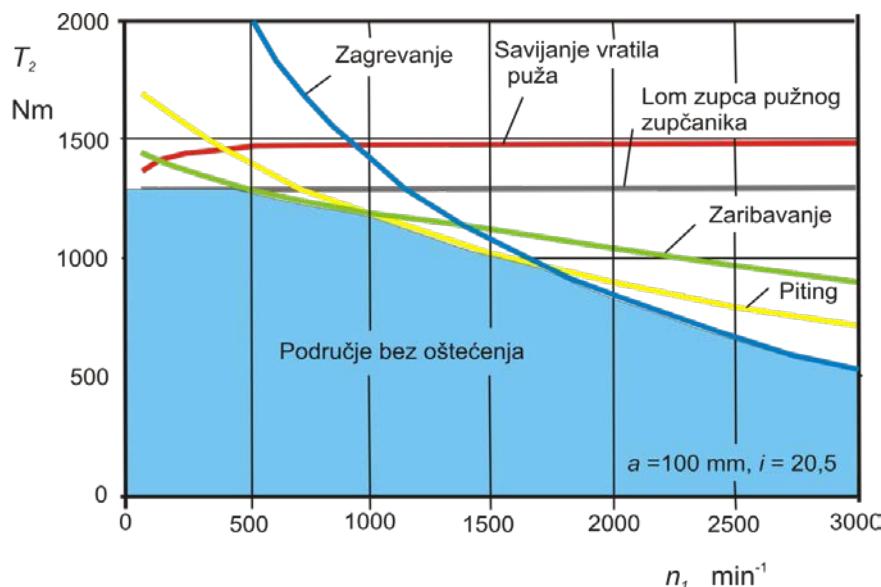
5.1.6 Savijanje vratila puža

U toku sprezanja zubaca puža i pužnog zupčanika dolazi do pojave sila, koje dovode do znatnog savijanja vratila puža. Uzrok tome je tanko vratilo i relativno veliko rastojanje između oslonaca. Ugib vratila, koji pri tome nastaje, može da dovede do smetnji pri sprezanju, što dodatno povećava sile na bokovima zubaca. Do povećanja sila na bokovima zubaca dolazi i u slučaju nedovoljnog podmazivanja zbog porasta sile trenja. U uslovima promene opterećenja i učestanosti obrtanja dolazi do smanjenja traga nošenja i lokalnog preopterećenja bokova zubaca, a posledica može biti savijanje vratila puža.

Nadzor radne ispravnosti sastoji se u kontroli slike nošenja i ispravnog sprezanja odnosno praćenja toplotne stabilnosti prenosnika.

5.1.7 Međusobna zavisnost graničnih stanja

Između pojedinih oštećenja kod pužnog para postoji međusobna zavisnost. Proces nastajanja pitinga može biti zaustavljen kroz uvećano habanje bokova zubaca. Ukoliko je kod pužnog para kritično habanje, onda piting igra sekundarni značaj. Ako je pak kritično oštećenje usled pitinga, onda habanje nije merodavni kriterijum proračuna.



Sl. 5.4. Granice nosivosti pužnog para [M8]

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

Postoji i međusobna zavisnost između habanja i loma zupca u podnožju, jer se pri habanju smanjuje debljina zupca pužnog zupčanika

5.1.8 Merodavni stepeni sigurnosti

Ograničenja u pogledu obrtnog momenta pužnog zupčanika s obzirom na moguća granična stanja prikazana su na sl. 5.4. Prema tome pri proračunu nosivosti pužnih prenosnika treba izvršiti proveru:

- stepena sigurnosti protiv razaranja bokova zubaca usled pitinga - S_H ,
- stepena sigurnosti protiv habanja bokova zubaca - S_W ,
- stepena sigurnosti protiv loma zupca u podnožju - S_F ,
- stepena sigurnosti u odnosu na zagrevanje - S_T ,
- stepena sigurnosti u odnosu na savijanje vratila puža S_δ .

Na granična stanja pužnih prenosnika utiče veliki broj uticajnih faktora. Ukoliko ovi uticajni faktori ne mogu tačno da se odrede, onda se uzimaju veće vrednosti stepena sigurnosti. Zbog toga je jako bitno da se kod određivanja stepena sigurnosti detaljno razmotre sledeći uticajni faktori:

1. Koliko sigurno su uzete vrednosti opterećenja?
2. Koliko su sigurne pretpostavke o radnim uslovima?
3. Kakve posledice imaju slučajevi oštećenja?

5.1.9 Izbor pužnih prenosnika iz kataloga proizvođača

U katalozoma proizvođača pužnih prenosnika ([R3], [C5], [F1]) data su detaljna uputstva za njihov izbor i ugradnju. Kod izbora prenosnika potrebno je poznavati sledeće podatke:

- Snaga pogonske mašine P_M u kW
- Broj obrtaja pogonske mašine n_M u min^{-1}
- Prenosni odnos i
- Potrebni izlazni obrtni moment T_2 u Nm
- Maksimalni izlazni obrtni moment T_{2A} Nm
- Broj časova rada dnevno
- Broj startova po času

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

- Procentualni rad po satu
- Temperaturu okoline.

a) Prenosnici sa evolventnim profilom - ZI

Vrednosti snage i obrtnog momenta koje su date u katalozima proizvođača odnose se na nominalne vrednosti, gde nisu uzeti u obzir eksploatacioni uslovi. Zbog toga se kod izbora pužnih prenosnika snaga odnosno obrtni moment multipliciraju pogonskim faktorom f_s . Pogonski faktor uzima u obzir eksploatacione uslove, odnosno vrstu opterećenja, trajanje pogona, učestanost uključivanja, itd. Kod izbora prenosnika potrebno je da bude ispunjen uslov

$$P_{N2} \geq P_2 \cdot f_s$$

Gde je P_{N2} nominalna izlazna snaga data u katalozima proizvođača a P_2 proračunata izlazna snaga pužnog prenosnika. Vrednosti pogonskog faktora f_s date su u katalozima proizvođača prenosnika. Kod izbora mora biti ispunjen i uslov sa aspekta toplotnog kapacitata prenosnika – izraz (5.82).

b) Prenosnici sa cavex profilom ZC

Kod izbora CAVEK prenosnika potrebno je najpre odrediti sledeće faktore.

f_1	-	faktor radnih uslova, koji uzima u obzir vrstu radne mašine
f_2	-	faktor maksimalnog obrtnog momenta koji uzima u obzir pojavu udarnih opterećenja po času rada
f_3	-	faktor vrste maziva
f_4	-	faktor starta koji uzima u obzir broj uključivanja prenosnika po času
f_5	-	faktor okolne temparature
f_6	-	faktor promenljivosti opterećenja, koji uzima u obzir promenu smera izlaznog obrtnog momenta
f_7	-	faktor koji se bira iz kataloške tabele

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

Zatim se izlazni obrtni moment uvećava za 20% i iz kataloga bira odgovarajući prenosnik sa prvim većim nominalnim obrtnim momentum T_{2N} .

Za definisani prenosni odnos potrebno je da pužni prenosnik ima zadovoljavajuću nosivost. Da bi izabrani prenosnik imao zadovoljavajuću nosivost potrebno je da budu ispunjeni sledeći uslovi:

$$\text{I: } T_N \geq T_2 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3$$

$$\text{II: } T_N \geq T_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_7$$

$$\text{III: } T_{2\max} \geq T_{2A} \cdot f_2 \cdot f_3$$

$$\text{IV: } T_{2\max^*} \geq T_{2A} \cdot f_2 \cdot f_6$$

Oznake:

T_{2A}	-	maksimalni izlazni obrtni moment kod uključivanja i isključivanja
$T_{2\max}$	-	dozvoljeni kratkovremeni maksimalni obrtni moment
$T_{2\max^*}$	-	dozvoljeni kratkovremeni maksimalni obrtni moment za niži broj obrtaja n_1 dat u tabeli

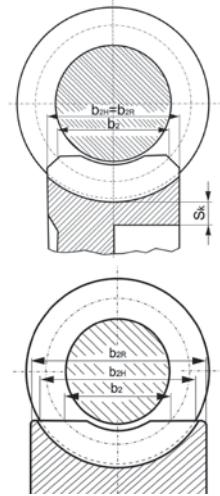
5.2. MERODAVNE POLAZNE VELIČINE ZA PRORAČUN NOSIVOSTI PUŽNIH PRENOSNIKA

5.2.1 Geometrijski podaci

Kod proračuna nosivosti pužnih prenosnika neophodno je raspolagati polaznim veličinama datim u tabeli 5.1.

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

Tabela 5.1. Polazni podaci za proračun nosivosti

Veličina	Oznaka	Dimenzija	Primedba/slika
1. Geometrijski podaci			
➤ Osno rastojanje	a	mm	
➤ Širina pužnog zupčanika	b_2	mm	
➤ Širina venca pužnog zupčanika	b_{2R}	mm	
➤ Srednji prečnik puža	d_{m1}	mm	
➤ Srednji prečnik pužnog zupčanika	d_{m2}	mm	
➤ Aksijalni modul puža	m_x	mm	
➤ Broj zubaca puža	z_1	-	
➤ Broj zubaca pužnog zupčanika	z_2	-	
➤ Koeficijent pomeranja profila	x	-	
➤ Ugao alata	α_0	stopen	
2. Opterećenje			
➤ Nominalni izlazni obrtni moment	T_{2N}	Nm	
➤ Faktor radnih uslova	K_A	-	
➤ Broj obrtaja vratila puža	n_1	min^{-1}	
3. Podaci za proračun stepena iskorišćenja i stepena sigurnosti u odnosu na habanje i piting			
➤ Materijal puža	-	-	
➤ Materijal pužnog zupčanika	-	-	
➤ Gustina ulja	ρ_{oil}	kg/dm^3	
➤ Kinematska viskoznost ulja na 40°C	ν_{40}	mm^2/s	
4. Podaci za proračun stepena sigurnosti u odnosu na savijanje vratila puža			
➤ Rastojanje oslonaca vratila puža	l_1	mm	
➤ Rastojanje puža od oslonca A	l_{11}	mm	
➤ Rastojanje puža od oslonca B	l_{12}	mm	
5. Podaci za proračun stepena sigurnosti podnožja pužnog zupčanika			
➤ Prečnik podnožne kružnice	d_{f2}	mm	

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.2.2 Faktor radnih uslova

Faktor radnih uslova K_A uzima u obzir dodatne sile koje opterećuju pužni prenosnik u toku eksploatacije. Tu se pre svega misli na uticaj pogoske i radne mašine, kao i inercijalne mase, krutosti i prigušenja u sistemu pogonska mašina – prenosnik – radna mašina. Po mogućству treba ga odrediti preko spektra opterećenja i hipoteza o akumulaciji oštećenja. Za praktične proračune najčešće se određuje prema tabeli P2-1 u prilogu 2.

Merodavni ulazni i izlazni obrtni momenti za proračun nosivosti pužnih parova dobijaju se preko faktora radnih uslova K_A i nominalnog ulaznog i izlaznog obrtnog momenta:

$$T_1 = T_{1N} \cdot K_A; \quad T_2 = T_{2N} \cdot K_A \quad (5.1)$$

5.3. SILE NA ZUPCIMA PUŽNOG PARA

Između spregnutih bokova zubaca puža i pužnog zupčanika u kinematskoj tački C deluje normalna sila F_N , a u pravcu bočne linije i sila trenja $F = \mu \cdot F_N$. Komponente ovih sila u aksijalnom, radijalnom i tangentnom pravcu (sl. 5.5), predstavljaju aksijalnu F_{xm} , obimnu F_{tm} i radijalnu F_{rm} silu u odnosu na puž ($F_{xm1}, F_{tm1}, F_{rm1}$) odnosno pužni zupčanik ($F_{xm2}, F_{tm2}, F_{rm2}$).

Za slučaj da je puž pogonski, sile na srednjem cilindru puža, odnosno srednjoj kružnici pužnog zupčanika određuju se prema sledećim izrazima:

- ◆ nominalne obimne sile

$$F_{tm1} = 2000 \cdot \frac{T_1}{d_{m1}} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m1} \cdot \eta_z \cdot u}; \quad F_{tm2} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m2}} = 2000 \cdot \frac{T_1 \cdot \eta_z \cdot u}{d_{m2}} \quad (5.2)$$

- ◆ aksijalne sile

$$F_{xm1} = \frac{F_{tm1}}{\tan(\gamma_m + \rho_z)}; \quad F_{xm2} = F_{tm2} \cdot \tan(\gamma_m + \rho_z) \quad (5.3)$$

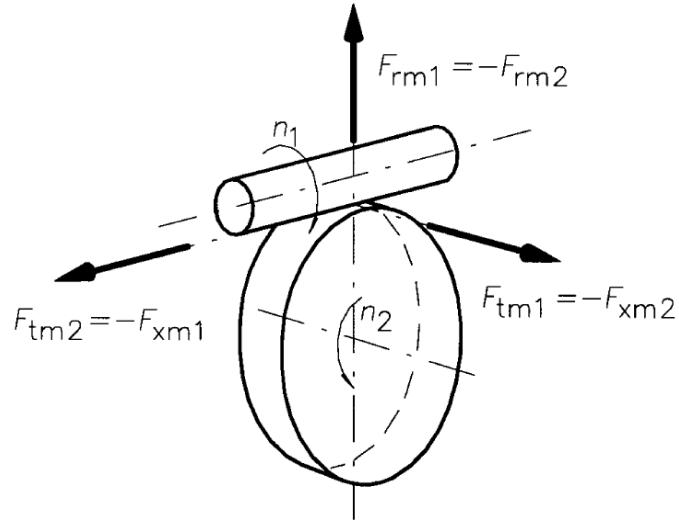
5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

- ◆ radijalne sile ($F_{rm1} = F_{rm2}$)

$$F_{rm1} = F_{tm1} \cdot \frac{\cos \rho_z \cdot \tan \alpha_0}{\sin(\gamma_m + \rho_z)}; \quad F_{rm2} = F_{tm2} \cdot \frac{\cos \rho_z \cdot \tan \alpha_0}{\cos(\gamma_m + \rho_z)} \quad (5.4)$$

Shodno slici 5.5 smer obimne sile na pužnom zupčaniku (gonjeni zupčanik) poklapa se sa smerom obimne brzine u tački dodira, dok je kod puža (kao pogonskog zupčanika) suprotno. Aksijalna sila na pužu ima isti pravac i intenzitet kao i obimna sila na pužnom zupčaniku, ali je suprotnog smera. Isti slučaj je i sa aksijalnom silom na pužnom zupčaniku i obimnom silom na pužu, odnosno važi:

$$F_{xm1} = F_{tm1}; \quad F_{tm1} = F_{xm2}.$$



Sl. 5.5. Sile na pužnom paru

Određivanje sila na pužnom paru za slučaj da je pužni zupčanik pogonski vrši se prema sledećim izrazima:

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

- ◆ nominalne obimne sile

$$F_{tm1} = 2000 \cdot \frac{T_1}{d_{m1}} = 2000 \cdot \frac{T_2 \cdot \eta'_z}{d_{m1} \cdot u}; \quad F_{tm2} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m2}} = 2000 \cdot \frac{T_1 \cdot u}{d_{m2} \cdot \eta'_z} \quad (5.5)$$

- ◆ aksijalne sile

$$F_{xm1} = -F_{tm1} / \tan(\gamma_m + \rho_z) = -F_{tm2}; \quad F_{xm2} = -F_{tm2} \cdot \tan(\gamma_m + \rho_z) = -F_{tm1} \quad (5.6)$$

- ◆ radijalne sile ($F_{rm1} = F_{rm2}$)

$$F_{rm1} = F_{tm1} \cdot \frac{\cos \rho_z \cdot \tan \alpha_0}{\sin(\gamma_m - \rho_z)}; \quad F_{rm2} = F_{tm2} \cdot \frac{\cos \rho_z \cdot \tan \alpha_0}{\cos(\gamma_m - \rho_z)} \quad (5.7)$$

U izrazima (5.2) – (5.7) označeni su sa:

T_1, T_2	- obrtni momenti na pužu, odnosno pužnom zupčaniku prema (5.1);
d_{m1}, d_{m2}	- prečnici srednjeg cilindra puža, odnosno srednje kružnice pužnog zupčanika;
ρ_z	- ugao trenja za koeficijent trenja u pužnom paru μ_z : $\rho_z = \arctan \mu_z$
α_0	- ugao alata;
γ_m	- ugao zavojnice na srednjem cilindru puža;
u	- kinematski prenosni odnos.

Prikaz smerova sila i smera zavojnice pužnog para detaljno je prikazan na sl.7.12.

Brzina klizanja na srednjoj kružnici

Za proračun nosivosti pužnih prenosnika merodavna je brzina klizanja v_{km} na srednjoj kružnici puža, koja se određuje prema:

$$v_{km} = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma_m} \quad (5.8)$$

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.4. MERODAVNE FIZIČKE VELIČINE ZA PRORAČUN NOSIVOSTI PUŽNIH PAROVA

5.4.1. Parametri

Bezdimenzijske fizičke veličine za proračun nosivosti pužnih parova prvi je uveo Predki [P1] a ovaj pristup je dopunio Neupert [N1]. Ovakav pristup proračuna nosivosti pužnih parova kasnije je postao sastavni deo standarda DIN 3996 [D4]. Uvedeni su sledeći bezdimenzionalni parametri:

p_m^* - parametar srednjeg Hercovog površinskog pritiska;

h^* - parametar srednje debljine uljnog filma;

s^* - parametar srednjeg puta klizanja.

Navedeni parametri su funkcije geometrijskih veličina ozubljenja. Po metodi C [D4] ovi parametri određuju se prema izrazima (5.9) – (5.14).

➤ Parametar srednjeg Hercovog površinskog pritiska p_m^*

- za puževe oblike **ZА, ZИ, ZК, ZН**

$$p_m^* = 0,1794 + 0,2389 \cdot \frac{a}{d_{m1}} + 0,0761 \cdot x \cdot |x|^{3,18} + 0,0536 \cdot q - \\ - 0,00369 \cdot z_2 - 0,01136 \cdot \alpha_0 + 44,9814 \cdot \frac{x + 0,005657}{z_2} \cdot \left(\frac{z_1}{q} \right)^{2,6872} \quad (5.9)$$

- za puževe oblike **ZC**

$$p_m^* = 0,1401 + 0,1866 \cdot \frac{a}{d_{m1}} + 0,0595 \cdot x \cdot |x|^{3,18} + 0,0419 \cdot q - \\ - 0,00288 \cdot z_2 - 0,0089 \cdot \alpha_0 + 35,1417 \cdot \frac{x + 0,005657}{z_2} \cdot \left(\frac{z_1}{q} \right)^{2,6872} \quad (5.10)$$

➤ Parametar srednje debljine uljnog filma h^*

- za puževe oblike **ZА, ZИ, ZК, ZН**

$$h^* = -0,393 + 2,9157 \cdot 10^{-6} \cdot (z_2)^{-0,0847} \cdot \alpha_0^{0,0595} \cdot (7,947 \cdot 10^{-7} \cdot x + 5,927 \cdot 10^{-5}) \cdot \\ \cdot ((1 - 0,038 \cdot q) \cdot q + 65,576) \cdot \left(\left(108,8547 \cdot \frac{z_1}{q} - 1 \right) \cdot \frac{z_1}{q} - 3294,921 \right) \cdot \\ \cdot ((3,291 \cdot 10^{-3} \cdot B + 1) \cdot B - 13064,58), \quad B = \sqrt{6 \cdot m_x \cdot d_{m1} - 9 \cdot m_x^2 + m_x} \quad (5.11)$$

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

- za puževe oblika **ZC**

$$h^* = -0,511 + 3,7904 \cdot 10^{-6} \cdot (z_2)^{-0,0847} \cdot \alpha_0^{0,0595} \cdot (7,947 \cdot 10^{-7} \cdot x + 5,927 \cdot 10^{-5}) \cdot \\ \cdot ((1 - 0,038 \cdot q) \cdot q + 65,576) \cdot \left(\left(108,8547 \cdot \frac{z_1}{q} - 1 \right) \cdot \frac{z_1}{q} - 3294,921 \right) \cdot \\ \cdot ((3,291 \cdot 10^{-3} \cdot B + 1) \cdot B - 13064,58), \quad B = \sqrt{6 \cdot m_x \cdot d_{m1} - 9 \cdot m_x^2 + m_x} \quad (5.12)$$

➤ **Parametar srednjeg puta klizanja s^***

- za puževe oblika **ZA, ZI, ZK,ZN**

$$s^* = 0,78 + 0,21 \cdot u + 5,6 / \tan \gamma_m \quad (5.13)$$

- za puževe oblika **ZC**

$$s^* = 0,94 + 0,25 \cdot u + 6,7 / \tan \gamma_m \quad (5.14)$$

5.4.2 Srednji pritisak na bokovima zubaca

Srednji pritisak na bokovima zubaca predstavlja merodavni radni napon i određuje se prema:

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{p_m^* \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot E_{red}}{a^3}} \quad (5.15)$$

gde je E_{red} ekvivalentni modul elastičnosti:

$$E_{red} = \frac{2}{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2} \quad (5.16)$$

Za različite vrste materijala vrednosti modula elastičnosti E_1 i E_2 , Puasonovog broja ν_1 i ν_2 kao i ekvivalentnog modula elastičnosti E_{red} date su u Prilogu 2 tabela P2-2.

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.4.3 Minimalna srednja debljina uljnog filma

Za određivanje minimalne srednje debljine uljnog filma koristi se izraz Dowson/Higinson [D4]:

$$h_{\min m} = 21h^* \cdot \frac{c_\alpha^{0,6} \cdot \eta_{0M}^{0,7} \cdot n_1^{0,7} \cdot a^{1,39} \cdot E_{red}^{0,03}}{T_2^{0,13}} \quad (5.17)$$

Faktor c_α uzima u obzir vrstu sredstva za podmazivanje. Određuje se prema sledećim izrazima [D4]:

$$\triangleright \text{ za mineralna ulja} \quad c_\alpha = 1,7 \cdot 10^{-8} \quad (5.18)$$

$$\triangleright \text{ za poliglikol} \quad c_\alpha = 1,3 \cdot 10^{-8} \quad (5.19)$$

$$\triangleright \text{ za polialfaolefin} \quad c_\alpha = 1,4 \cdot 10^{-8} \quad (5.20)$$

Dinamička viskoznost ulja za pritisak okoline p_0 i temperaturu zupca pužnog zupčanika ϑ_M određuje se prema:

$$\eta_{0M} = \frac{\nu_M \cdot \rho_{oilM}}{1000} \quad (5.21)$$

Kinematska viskoznost ulja ν_M određuje se iz dijagrama viskozitet-temperatura za temperaturu zupca pužnog zupčanika ϑ_M .

Gustina ulja ρ_{oilM} za temperaturu zupca pužnog zupčanika ϑ_M može da se odredi prema:

$$\rho_{oilM} = \frac{\rho_{oil15}}{1 + k_\rho (\vartheta_M - 15^\circ)} \quad (5.22)$$

gde je ρ_{oil15} gustina ulja na 15°C .

Konstanta k_ρ sredstva za podmazivanje određuje se prema sledećim izrazima [D4]:

$$\triangleright \text{ za mineralna ulja} \quad k_\rho = 7,0 \cdot 10^{-4} \quad (5.23)$$

$$\triangleright \text{ za poliglikol} \quad k_\rho = 7,7 \cdot 10^{-4} \quad (5.24)$$

$$\triangleright \text{ za polialfaolefin} \quad k_\rho = 7,6 \cdot 10^{-4} \quad (5.25)$$

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.4.4 Put habanja

Put habanja s_{Wm} određuje se kao proizvod broja promena ciklusa opterećenja na pužnom zupčaniku N_L i puta klizanja boka puža unutar Hercovog kontakta boka pužnog zupčanika s_{gm} odnosno:

$$s_{Wm} = s_{gm} \cdot N_L = s^* \cdot \frac{\sigma_{Hm} \cdot a}{E_{red}} \cdot N_L \quad (5.26)$$

Broj promena ciklusa opterećenja na pužnom zupčaniku N_L za radni vek L_h iznosi:

$$N_L = L_h \cdot \frac{n_1 \cdot 60}{u} \quad (5.27)$$

5.4.5 Određivanje kinematske viskoznosti

Određivanje kinematske viskoznosti ν_ϑ za temperaturno područje maziva ϑ između $0,1^\circ\text{C}$ i 100°C vrši se na osnovu kinematske viskoznosti na 40°C i kinematske viskoznosti na 100°C prema:

$$\nu_\vartheta = 10^C - 0,7 \quad (5.28)$$

gde je: $C = 10^{A \cdot \log(\vartheta + 273) + B}$

$$A = -13,129 \cdot \log\left(\frac{\log(\nu_{40} + 0,7)}{\log(\nu_{100} + 0,7)}\right) \quad (5.29)$$

$$B = \log(\log(\nu_{40} + 0,7)) - 2,496 \cdot A$$

Konstante A , B i C koriste se za određivanje kinematske viskoznosti ulja na radnoj temperaturi kod proračuna nosivosti pužnih prenosnika u odnosu na habanje.

5.5. GUBICI ENERGIJE I STEPEN ISKORIŠĆENJA

Ukupni gubici energije odnosno snage kod pužnih prenosnika sastoje se od gubitaka snage usled otpora klizanju pužnog para u toku sprezanja P_{Gz} , gubitaka snage u ležajima P_{GL} , gubitaka snage pri praznom hodu P_{GO} i gubitaka snage u zaptivačima P_{GD} , odnosno:

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

$$P_G = P_{Gz} + P_{GL} + P_{GO} + P_{GD} \quad (5.30)$$

U izrazu (5.30) nije uzeta u obzir snaga ventilatora ili pumpe ukoliko su ovi uređaji ugrađeni.

Ukupni stepen iskorišćenja pužnog prenosnika za slučaj da je puž pogonski određuje se prema:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_G} \quad (5.31)$$

U izrazu (5.31) označeni su sa:

P_I	-	snaga na pužu;
P_2	-	snaga na pužnom zupčaniku;
P_G	-	ukupni gubici snage u prenosniku.

Na stepen iskorišćenja utiču veći broj parametara, a najveći uticaj imaju materijali puža i pužnog zupčanika, sredstvo za podmazivanje, tip puža i uslovi eksploracije. Tako na primer sa povećanjem obimne brzine lakše se stvara uljni film između spregnutih bokova, pa samim tim raste i stepen iskorišćenja. Tip puža, kao i vrsta sredstva za podmazivanje takođe utiču na stepen iskorišćenja.

5.5.1 Gubici snage u ležajima

Gubici snage u ležajima približno mogu da se odrede prema [N2]:

- za ugrađena 4 kotrljajna ležaja $P_{GL} = P_I (0,005...0,01)$,
- za ugrađena 4 klizna ležaja $P_{GL} = P_I (0,02...0,03)$.

Prema merenjima izvedenim na jednostepenim pužnim prenosnicima sa kotrlajnim ležajima [N1], gubici snage iznose:

- uležištenje sa oba fiksna oslonca

$$P_{GL} = 0,03 \cdot P_2 \cdot a^{0,44} \cdot \frac{u}{d_{m2}} \quad (5.32)$$

- uležištenje sa fiksnim i aksijalno slobodnim osloncem

$$P_{GL} = 0,013 \cdot P_2 \cdot a^{0,44} \cdot \frac{u}{d_{m2}} \quad (5.33)$$

Za tačno određivanje gubitaka snage u ležajima svrsishodno je koristiti SKF proračun [S2].

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.5.2 Gubici snage pri praznom hodu

Za slučaj da je podmazivanje pužnog para potapanjem, da je puž postavljen sa donje strane i da su ugrađeni kotrljajni ležaji, gubici snage pri praznom hodu P_{GO} određuju se prema [N1]:

$$P_{G0} = 0,89 \cdot 10^{-4} \cdot a \cdot n_1^{4/3} \quad (5.34)$$

5.5.3 Gubici snage u zaptivačima

Gubici snage u radijalnim zaptivnim prstenovima pužnog vratila zavise od ostvarenog pritiska između vratila i prstenova. Približno mogu da se odrede prema [D4]:

$$P_{GD} = 11,78 \cdot 10^{-6} \cdot d_{ml}^2 \cdot n_1 \quad (5.35)$$

Zbog male učestanosti obrtanja vratila, gubici snage od zaptivača na vratilu pužnog zupčanika mogu se zanemariti.

5.5.5 Gubici snage u pužnom paru

Snaga koja se gubi na savlađivanje otpora klizanju spregnutih bokova pužnog para iznosi:

$$P_{Gz} = F_N \cdot \mu_z \cdot v_{km} \quad (5.36)$$

gde je:

F_N	-	normalna sila na boku zupca;
μ_z	-	koeficijent trenja pužnog para;
v_{km}	-	srednja brzina klizanja (5.8).

Stepen iskorišćenja pužnog para za ugao zavojnice na srednjem cilindru puža γ_m i za ugao trenja $\rho = \arctan \mu_{zm}$ iznosi

- za slučaj da je puž pogonski

$$\eta_z = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \arctan \mu_{zm})} \quad (5.37)$$

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

- za slučaj da je pužni zupčanik pogonski

$$\eta'_z = \frac{\tan(\gamma_m - \arctan \mu_{zm})}{\tan \gamma_m} \quad (5.38)$$

5.5.6 Srednji koeficijent trenja

Srednji koeficijent trenja μ_{zm} zavisi od brzine klizanja, vrste spregnutih materijala, debljine uljnog filma kao i od hrapavosti i oblika bokova zubaca. Određuje se eksperimentalno [D4]. Kao opitni pužni par za eksperimentalno određivanje stepena iskorišćenja, korišćen je cementirani i brušeni puž sa hrapavošću $R_{z0} = 3 \mu m$ i pužni zupčanik od kalajne bronze.

Srednji koeficijent trenja pužnog para μ_{zm} određuje se prema:

$$\mu_{zm} = \mu_{0T} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R \quad (5.39)$$

Koeficijent trenja opitnog pužnog para μ_{0T} određuje se zavisno od brzine klizanja i vrste ulja prema izrazima [D4] datim u tabeli P-T2 – prilog P2.

Faktor veličine Y_S uzima u obzir uticaj osnog rastojanja a i određuje se prema:

$$Y_S = \sqrt{\frac{100}{a}} \quad (5.40)$$

Za $a < 65 \text{ mm}$ uzima se $a = 65 \text{ mm}$.

Za $a > 250 \text{ mm}$ uzima se $a = 250 \text{ mm}$.

Uticaj geometrije zupčanika na debljinu uljnog filma uzima se u obzir preko faktora geometrije Y_G koji se određuje prema:

$$Y_G = \sqrt{\frac{0,07}{h^*}} \quad (5.41)$$

Merodavna vrednost za srednju debljinu uljnog filma h^* određuje se prema izrazu (5.11) odnosno (5.12).

Faktor razlike spregnutih materijala Y_W određuje prema tabeli T-P2.4 u prilogu P2 [N2].

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

Uticaj hrapavosti bokova puža na vrednost koeficijenta trenja uzima se u obzir preko faktora hrapavosti Y_R [D1]:

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{R_{al}}{0,5}} \approx \sqrt[4]{\frac{R_{zI}}{3}} \quad (5.42)$$

Veličine R_{al} i R_{zI} označavaju srednje aritmetičko odstupanje mikroprofila i srednja hrapavost bokova zubaca projektovanog puža. Ukoliko se ne raspolaže podacima o hrapavosti, R_{zI} zavisno od vrste obrade može se uzeti:

- kod obrade brušenjem $R_{zI} \leq 3...4 \text{ } \mu\text{m};$
- kod obrade glodanjem $R_{zI} \leq 10 \text{ } \mu\text{m}.$

Kod podmazivanja pužnih prenosnika tehničkom mašću, uzima se $\rho \approx 6^\circ$.

Ukoliko su vrednosti stepena iskorišćenja η_z , odnosno η_z' poznate, onda se gubitak snage u pužnom paru određuje prema:

- za slučaj da je puž pogonski $P_{Gz} = P_1(1 - \eta_z) \quad (5.43)$

- za slučaj da je pužni zupčanik pogonski $P_{Gz} = P_2(1 - \eta_z') \quad (5.44)$

5.6. NOSIVOST U ODNOSU NA HABANJE

5.6.1 Stepen sigurnosti

Stepen sigurnosti u odnosu na habanje određuje se kao odnos dozvoljene δ_{Wlimn} i stvarne δ_{Wn} debljine pohabanog sloja u normalnom preseku:

$$S_W = \frac{\delta_{Wlimn}}{\delta_{Wn}} \geq S_{Wmin} = 1,1 \quad (5.45)$$

5.6.2 Debljina pohabanog sloja boka zupca

Debljina pohabanog sloja u normalnom preseku zupca δ_{Wn} , posledica je abrazivnog habanja. Postupak određivanja δ_{Wn} definisan je u [N1] na osnovu eksperimentalnih ispitivanja. Određuje se prema:

$$\delta_{Wn} = J_W \cdot s_{Wm} \quad (5.46)$$

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

gde je s_{Wm} put habanja koji se određuje prema (5.26). Sa J_W označen je intenzitet habanja:

$$J_W = J_{OT} \cdot W_{ML} \cdot W_{NS} \quad (5.47)$$

J_{OT}	-	osnovni intenzitet habanja (srednja vrednost);
W_{ML}	-	faktor podmazivanja i vrste materijala;
W_{NS}	-	faktor starta.

Osnovni intenzitet habanja J_{OT} zavisi od vrste materijala i načina podmazivanja i određuje se prema izrazima datim u tabeli P2-3. Faktor podmazivanja i vrste materijala W_{ML} određuje se prema tabeli P2-4 [D4]: .

Faktor starta W_{NS} uzima u obzir uticaj višestrukog uključivanja na habanje. Zavisno od broja uključivanja po času N_S određuje se prema:

$$W_{NS} = 1 + 0,015 \cdot N_S \leq 3 \quad (5.48)$$

Za trajni rad uzima se $N_S = 0$, odnosno $W_{NS} = 1$.

U izrazima za određivanje osnovnog intenziteta habanja J_{OT} (tabeli P2-3) sa K_W označen je parametar debljine uljnog filma. Određuje se prema:

$$K_W = h_{minm} \cdot W_S \cdot W_H \quad (5.49)$$

Minimalna srednja debljina uljnog filma h_{minm} određuje se prema (5.17), a faktor strukture sredstva za podmazivanje W_S iznosi:

$$\begin{aligned} \text{za mineralno ulje} & \quad W_S = 1 \\ \text{za sintetičko ulje i polialfaolefin} & \quad W_S = \frac{1}{\eta_{0M}^{0,35}} \end{aligned} \quad (5.50)$$

Dinamička viskoznost ulja η_{0M} na temperaturi pužnog zupčanika ϑ_M određuje se prema (5.17).

Faktor pritiska W_H iznosi:

- za pužni zupčanik od bronze

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

$$W_H = 1 \quad \text{za} \quad \sigma_{Hlim} < 450 \text{ N/mm}^2$$

$$W_H = \left(\frac{400}{\sigma_{Hm}} \right)^{4,5} \quad \text{za} \quad \sigma_{Hlim} \geq 450 \text{ N/mm}^2 \quad (5.51)$$

- za pužni zupčanik od sivog ili nodularnog liva

$$W_H = \left(\frac{300}{\sigma_{Hm}} \right)^{1,4} \quad (5.52)$$

Srednji pritisak na bokovima zubaca σ_{Hm} pužnog para određuje se prema izrazu (5.15).

5.6.3 Kritična debljina pohabanog sloja

Postoje više kriterijuma za određivanje kritične debljine pohabanog sloja [D4]. Nadalje će biti navedena 4 kriterijuma (a - d), pri čemu sa aspekta nosivosti pužnog para kriterijumi a) i b) moraju biti neizostavno ispunjeni.

- Ovaj kriterijum uzima u obzir temenu debljinu pužnog zupčanika. U toku habanja bokova zubaca smanjuje se temena debljina zupca. Po ovom kriterijumu temena debljina zupca ne sme ni u kom slučaju da bude nula, kada dolazi do pojave šiljatog zupca. To će biti ispunjeno ukoliko debljina pohabanog sloja u normalnom preseku δ_{Wlimn} bude maksimalno jednaka debljini temenog dela zupca u normalnom preseku. Iz tog uslova dozvoljena debljina pohabanog sloja u normalnom preseku δ_{Wlimn} iznosi:

$$\delta_{Wlimn} = m_x \cdot \cos \gamma_m \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot \tan \alpha_0 \right) \quad (5.53)$$

- Prema ovom kriterijumu debljina pohabanog sloja povezana je sa stepenom sigurnosti podnožja zupca S_{Fmin} . Naime, zbog habanja zupca pužnog zupčanika smanjuje se debljina zupca u podnožju. Za vrednost debljine pohabanog sloja u čeonom preseku Δs za predviđeni radni vek, iz izraza (5.27) dobija se dozvoljena debljina pohabanog sloja u normalnom preseku:

$$\delta_{Wlimn} = \Delta s \cdot \cos \gamma_m \quad (5.54)$$

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

- c) Dozvoljena debljina pohabanog sloja po ovom kriterijumu određuje se iz uslova da masa pohabanog sloja Δm ne pređe unapred zadatu graničnu vrednost Δm_{lim} . Iz tog uslova dobija se:

$$\delta_{W\limn} = \frac{\Delta m_{lim}}{A_{fl} \cdot \Delta_{Rad}} \quad (5.55)$$

Ukupna površina boka zupca A_{fl} izložena habanju iznosi:

$$A_{fl} = \frac{z_2 \cdot 2 \cdot m_x \cdot d_{m1} \cdot \arcsin(b_{2R}/d_{al})}{\cos \gamma_m \cdot \cos \alpha_0} \quad (5.56)$$

Gustina materijala pužnog zupčanika Δ_{Rad} određuje se prema [N2] - tabela P2-5.

- d) Ovde se kao kriterijum za dozvoljenu debljinu pohabanog sloja $\delta_{W\limn}$ koristi dozvoljeni bočni zazor. Vrednosti dozvoljenog bočnog zazora zadaju se unapred iz uslova odgovarajuće sigurnosti u radu za predviđeni radni vek, što će biti ispunjeno ukoliko je:

$$\delta_{W\lim} \cong 0,3 \cdot m_x$$

Prema tome kritična debljina pohabanog sloja u normalnom preseku $\delta_{W\limn}$ iznosi:

$$\delta_{W\limn} = 0,3 \cdot m_x \cdot \cos \gamma_m \quad (5.57)$$

5.7. NOSIVOST U ODNOSU NA PITING

5.7.1 Stepen sigurnosti

Stepen sigurnosti protiv razaranja bokova zubaca usled pitinga određuje se kao odnos kritičnog σ_{Hkr} i srednjeg površinskog pritiska σ_{Hm} na bokovima zubaca:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hkr}}{\sigma_{Hm}} \geq S_{H_{min}} = 1,0 \quad (5.58)$$

5.7.2 Srednji površinski pritisak na bokovima zubaca

Srednji površinski pritisak na bokovima zubaca σ_{Hm} određuje se zavisno od parametra srednjeg Hercovog površinskog pritiska p_m^* (izrazi (5.9) i (5.10)) i izlaznog obrtnog momenta T_2 prema izrazu (5.15).

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.7.3 Kritični površinski pritisak na bokovima zubaca

Kod proračuna nosivosti u odnosu na piting za kritični napon usvaja se dinamička izdržljivost bokova σ_{Hlim} , koja je određena za razaranje bokova na oko 50% dodirne površine zubaca posle 25000 sati rada pri konstantnom obrtnom momentu i pri određenoj brzini klizanja i broju obrtaja pužnog zupčanika n_2 . Vrednosti dinamičke izdržljivosti bokova σ_{Hlim} za određene materijale date su u tabeli P2-6 u prilogu 2.

Za konkretne radne uslove vrednosti σ_{Hlim} koriguju se faktorima, odnosno:

$$\sigma_{Hkr} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_u \cdot Z_L \quad (5.59)$$

gde su:

Z_h	-	faktor radnog veka (5.60);
Z_v	-	faktor brzine klizanja (5.61);
Z_s	-	faktor veličine (5.62);
Z_u	-	faktor prenosnog odnosa (5.63), (5.64);
Z_L	-	faktor podmazivanja.

Za radni vek L_h u časovima, faktor radnog veka Z_h određuje se prema:

$$Z_h = \sqrt[6]{\frac{25000}{L_h}} \leq 1,6 \quad (5.60)$$

Faktor brzine klizanja Z_v određuje se zavisno od srednje brzine klizanja v_{km} (5.8) prema:

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_{km}}} \quad (5.61)$$

Faktor veličine Z_s zavisi od osnog rastojanja a (4.1). Određuje se prema:

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a}} \quad (5.62)$$

Faktor prenosnog odnosa Z_u određuje se prema

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

$$Z_u = \left(\frac{u}{20,5} \right)^{\frac{1}{6}} \quad \text{za} \quad u < 20,5 \quad (5.63)$$

$$Z_u = 1 \quad \text{za} \quad u \geq 20,5 \quad (5.64)$$

Faktor podmazivanja Z_L iznosi:

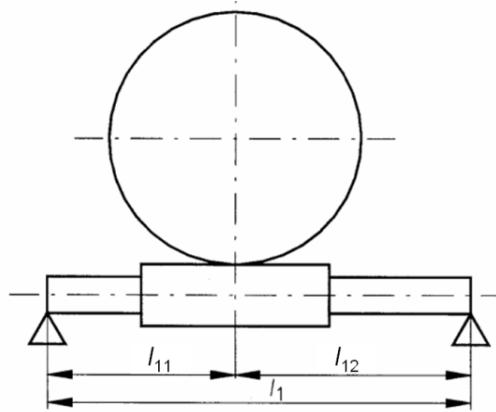
$Z_L = 1$ - za sintetička ulja (poliglikol);

$Z_L = 0.89$ - za mineralna ulja;

$Z_L = 0.94$ - za polialfaolefin.

5.8. STEPEN SIGURNOSTI PROTIV SAVIJANJA VRATILA PUŽA

Vratilo puža opterećeno je (sl.5.5) radijalnom silom F_{rm} (5.5) i obimnom silom F_{tm1} (5.7). Zbog relativno velikog rastojanja između oslonaca vratila puža, ove sile izazivaju znatno savijanje vratila. Aksijalna sila na pužu dovodi do neznatnih deformacija vratila puža, pa se najčešće zanemaruje. Usled savijanja dolazi do ugiba vratila, koji može da dovede do smetnji pri sprezanju odnosno do smanjenja slike nošenja i nedovoljnog podmazivanja. Obimna sila zavisi od sile trenja na bokovima zubaca, tako da u slučaju nedovoljnog podmazivanja raste sila trenja, pa se postojeći ugib vratila puža dalje uvećava. Ovo može dovesti do lokalnog preopterećenja bokova zubaca i plastičnih deformacija vratila puža od savijanja. Zbog toga je neophodna provera savijanja vratila puža.



Sl. 5.6. Položaj puža na vratilu

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.8.1 Stepen sigurnosti

Stepen sigurnosti protiv savijanja vratila puža određuje se prema:

$$S_\delta = \frac{\delta_{\lim}}{\delta_m} \geq S_{\delta \min} = 1 \quad (5.65)$$

δ_{\lim}	-	kritična vrednost ugiba (5.68)
δ_m	-	stvarna vrednost ugiba (5.66) i (5.67)

5.8.2 Stvarna vrednost ugiba

Stvarna vrednost ugiba δ_m zavisi od radijalne F_{rm} i obimne F_{tm1} sile i kod nesimetričnog položaja puža između oslonaca (sl.5.6) iznosi [D4]:

$$\delta_m = 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot l_{11}^2 \cdot l_{12}^2 \cdot F_{tm2} \cdot \frac{\sqrt{\tan^2(\gamma_m + \rho) + \tan^2 \alpha_0 / \cos^2 \gamma_m}}{(1,1 \cdot d_{f1})^4 \cdot l_1} \quad (5.66)$$

Kod simetričnog položaja puža između oslonaca ($l_{11} = l_{12}$) ugib vratila puža određuje se prema [D4]:

$$\delta_m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot l_{11}^3 \cdot F_{tm2} \cdot \frac{\sqrt{\tan^2(\gamma_m + \rho) + \tan^2 \alpha_0 / \cos^2 \gamma_m}}{(1,1 \cdot d_{f1})^4} \quad (5.67)$$

Kritične vrednosti ugiba zadaju se u odnosu na aksijalni modul m_x i na osnovu praktičnog iskustva iznose:

$$\delta_{\lim} = 0,04 \sqrt{m_x} \quad (5.68)$$

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.9. NOSIVOST PODNOŽJA ZUBACA

5.9.1 Stepen sigurnosti

S obzirom na oblik zubaca kod pužnih parova opasni su radni naponi samo u podnožju zubaca pužnog zupčanika, jer su oni manje otporni i manje izdržljivi u odnosu na zupce puža. Stepen sigurnosti protiv zamornog loma zupca pužnog zupčanika u podnožju iznosi:

$$S_F = \frac{\tau_{Fkr}}{\tau_F} \geq S_{F\min} = 1,1 \quad (5.69)$$

τ_F	-	radni napon od smicanja u podnožju zupca (5.70)
τ_{Fkr}	-	kritični napon od smicanja u podnožju zupca (5.78)

5.9.2 Radni napon od smicanja u podnožju zupca

U podnožju zupca pužnog zupčanika vlada složeno naprezanje, gde dominira naprezanje na smicanje i savijanje. Za proračun nosivosti podnožja zubaca kao merodavni napon uzima se tangentni napon od smicanja, ali se i savijanje uzima u obzir preko faktora oblika Y_F . Shodno tome radni napon u podnožju zupca τ_F određuje se prema [D4]:

$$\tau_F = \frac{F_{tm2}}{b_{2H} \cdot m_x} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K \quad (5.70)$$

Y_ε	-	faktor stepena sprezanja (5.71);
Y_F	-	faktor oblika zupca (5.72);
Y_γ	-	faktor uspona (5.75);
Y_K	-	faktor debljine venca pužnog zupčanika (5.76), (5.77);
b_{2H}	-	merodavna širina venca pužnog zupčanika (sl.30)
m_x	-	aksijalni modul (4.7)
F_{tm2}	-	obimna sila na srednjem prečniku pužnog zupčanika (5.2)

Faktor stepena sprezanja Y_ε uzima u obzir raspodelu ukupne obimne sile na parove spregnutih zubaca. Za najveći broj slučajeva u praksi uzima se:

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

$$Y_e = 0,5 \quad (5.71)$$

Faktor oblika zupca Y_F uzima u obzir raspodelu opterećenja po širini zupca kao i uvećanje naprezanja zbog habanja podnožja zupca, odnosno umanjenja poprečnog preseka zupca u podnožju. Određuje se prema:

$$Y_F = \frac{2,9 \cdot m_x}{s_{f12}} \quad (5.72)$$

Srednja debljina zupca u podnožju u čeonom preseku s_{f12} određuje se prema

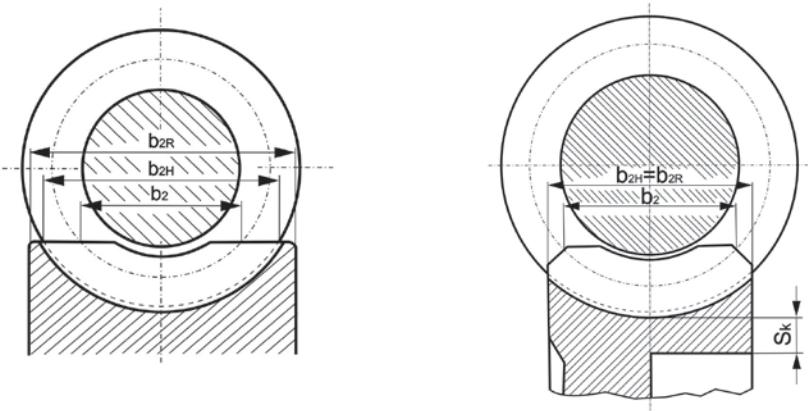
$$s_{f12} = 1,06 \cdot \left[\frac{m_x \cdot \pi}{2} - \Delta s + (d_{m2} - d_{f2}) \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \gamma_m} \right] \quad (5.73)$$

Debljina pohabanog sloja u čeonom preseku Δs određuje se prema debljini pohabanog sloja u normalnom preseku δ_{Wn} (izraz (5.46)) prema:

$$\Delta s = \frac{\delta_{Wn}}{\cos \gamma_m} \quad (5.74)$$

Faktor uspona Y_γ uzima u obzir uticaj ugla uspona srednje zavojnice γ_m na uvećanje opterećenja zupca a samim tim i napona u podnožju:

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos \gamma_m} \quad (5.75)$$



Sl.5.7. Geometrijske mere venca pužnog zupčanika [D4]

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

Faktor debljine venca pužnog zupčanika Y_K uzima u obzir uticaj debljine venca pužnog zupčanika s_k (sl.5.7) na radni napon u podnožju zupca:

$$Y_K = 1 \quad \text{za} \quad s_k / m_x \geq 2 \quad (5.76)$$

$$Y_K = 1,043 \cdot \ln \left(5,218 \cdot \frac{m_x}{s_k} \right) \quad \text{za} \quad 1 \leq s_k / m_x < 2 \quad (5.77)$$

5.9.3 Kritični napon od smicanja u podnožju zupca

Kritični napon od smicanja u podnožju zupca pužnog zupčanika τ_{Fkr} određuje se prema:

$$\tau_{Fkr} = \tau_{FlimT} \cdot Y_{NL} \quad (5.78)$$

τ_{FlimT}	-	trajna smicajna izdržljivost (tabela P2-6);
Y_{NL}	-	faktor radnog veka (tabela P2-7).

Vrednosti trajne smicajne izdržljivosti τ_{FlimT} za različite materijale date su u tabeli P2-6 (prilog 2). Uvećanje nosivosti pužnog para za rad u oblasti vremenske izdržljivosti uzima se u obzir preko faktora radnog veka Y_{NL} . Kod pužnog zupčanika izrađenog od bronce u radu dolazi do znatnih plastičnih deformacija i shodno tome do pogoršanja kvaliteta dodirnih površina bokova zubaca. Prema DIN 3996 [D4] u tabeli P2-7 (prilog 2) date su preporuke za izbor Y_{NL} za slučaj pogoršanja kvaliteta dodirnih površina i manji broj ciklusa promena opterećenja na zupcima pužnog zupčanika.

5.10. PROVERA ZAGREVANJA PUŽNOG PARA

Kod porasta radne temperature pužnog prenosnika naglo opada vek trajanja sredstva za podmazivanje, aditivi ulja se razgrađuju, dok osovinski zaptivači na vratilima brzo propadaju. Pored toga dolazi i do promene dimenzija pužnog para. Zbog toga je provera zagrevanja prenosnika od izuzetnog značaja.

5.10.1 Stepen sigurnosti

Stepen sigurnosti u odnosu na zagrevanje pužnog prenosnika određuje se prema:

$$S_T = \frac{\vartheta_{S\lim}}{\vartheta_S} \geq S_{T\min} = 1,1 \quad (5.79)$$

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

$\vartheta_{S\lim}$	-	kritična temperatura ulja (5.81)
ϑ_S	-	radna temperatura ulja (5.80)

5.10.2 Radna temperatura ulja

Prema DIN 3996 [D4] metoda B, radna temperatura ulja ϑ_S određuje se prema:

$$\vartheta_S = \vartheta_0 + \frac{1}{k_G \cdot A_G} \cdot P_G \quad (5.80)$$

ϑ_0	-	temperatura okoline;
k_G	-	koeficijent prelaza toplove u $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$;
A_G	-	merodavna površina kućišta prenosnika;
P_G	-	gubici snage prenosnika.

Koeficijent prelaza toplove k_G zavisi od konstrukcije prenosnika, eksploracionih uslova vezanih za strujanje vazduha kao i od brojeva obrtaja vratila puža. Zavisnost koeficijenta prelaza toplove od osnog rastojanja je dosta složena. Prenosnici sa manjim osnim rastojanjem (50 mm do 65 mm) imaju relativno visoki koeficijent prelaza toplove. Sa porastom osnog rastojanja koeficijent prelaza toplove opada, ali kod velikih vrednosti osnog rastojanja i učestanosti obrtanja pužnog vratila preko 1000 min^{-1} ponovo raste. Treba takođe praviti razliku između prenosnika sa i bez ventilatora za hlađenje. Kod prenosnika sa malim osnim rastojanjem vrednosti koeficijenta prelaza toplove su kod prenosnika sa ventilatorom za 30% veće nego kod prenosnika bez ventilatora. Sa porastom brojeva obrtaja vratila puža i porastom osnog rastojanja ova razlika je još veća. Merenjem na prenosnicima sa osnim rastojanjem od 63 mm do 400 mm, i brojeva obrtaja vratila puža od 60 min^{-1} do 3000 min^{-1} dobijene su vrednosti koeficijenta prelaza toplove u granicama od $5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ do $50 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

5.10.3 Kritična temperatura ulja

Preporučuje se da se vrednosti kritične temperature ulja uzmu iz kataloga proizvođača. U nedostatku takvih podataka može približno da se uzme:

- za mineralna ulja $\vartheta_{S\lim} = 90^\circ\text{C}$

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

- za polialfaolefin $\vartheta_{s\lim} = 100^\circ C$ (5.81)
- za poliglikol $\vartheta_{s\lim} = 100^\circ C \text{ do } 120^\circ C$

Radi kompenzacije pritiska u prenosniku zbog zagrevanja ulja, ugrađuju se odgovarajući odušci i dijafragme.

5.10.4 Toplotni kapacitet pužnih prenosnika

U katalozima proizvođača pužnih prenosnika jedan od važnih parametara je toplotni kapacitet prenosnika. Određuje se preko maksimalne snage na ulazu, koja neće izazvati preopterećenje prenosnika. Maksimalna snaga na ulazu određuje se prema

$$P_t = P_{tN} \cdot f_t \quad (5.82)$$

Sa P_{tN} označena je nominalna ulazna snaga, koja neće izazvati preopterećenje prenosnika. Faktor toplote f_t kreće se u granicama $f_t = 1 \dots 2,5$ i određuje se zavisno od režima rada prema tebeli proivođača prenosnika.

5.11. IZRADA PUŽNIH ZUPČANIKA

Savremeni postupaci proizvodnje puževa izvode se na CNC alatnim mašinama. Kod takve proizvodnje puž ima skoro idealnu geometriju. Korekcija se uglavnom izvodi na boku pužnog zupčanika, ali je prisutna i korekcija temenog dela zupca puža.

Pužni zupčanici uglavnom se izrađuju postupkom relativnog kotrljanja (sl.5.8). Rezanje profila zubaca pužnog zupčanika vrše rezne ivice pužnog glodala, koji ima odgovarajući ugao i rezne žlebove. Rezna ivica sečiva glodala pri obrtnom kretanju opisuje jednu površinu, koja predstavlja zavojnu obvojnicu glodala. Zavojna obvojnica glodala treba da ima tačan oblik puža, koji se kasnije spreže sa pužnim zupčanicom, tako da se očekuje da noseća površina obuhvati kompletnan bok zupca. Pošto glodalo mora da se oštri, ono najčešće ima veći prečnik od puža.

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA



Sl.5.8. Izrada pužnih zupčanika postupkom relativnog kotrljanja

5.11.1 Postupci izrade

Izrada puževa izložena je u tački 4.2. Ovde će biti prikazane metode za izradu pužnih zupčanika.

Metode za izradu pužnih zupčanika baziraju se na principu odvalnog glodanja. Kretanje rezne ivice glodala kod svih postupaka glodanja ostvaruje se obrtnim kretanjem po helikoidnoj zavojnoj površini. Za **ZA**-puževe to je jedna kosa zatvorena zavojna površina, za **ZN** i **ZI** jedna kosa otvorena zavojna površina, dok je za **ZC** u **ZK** puževe zavojna površina jedne obrtne ravni. Helikoidna zavojna površina formira se putem odvalnog postupka obrade za izradu pužnog zupčanika. Prema načinu kretanja i konstrukcionom izvođenju, razlikuje se veći broj glodala i postupka glodanja.

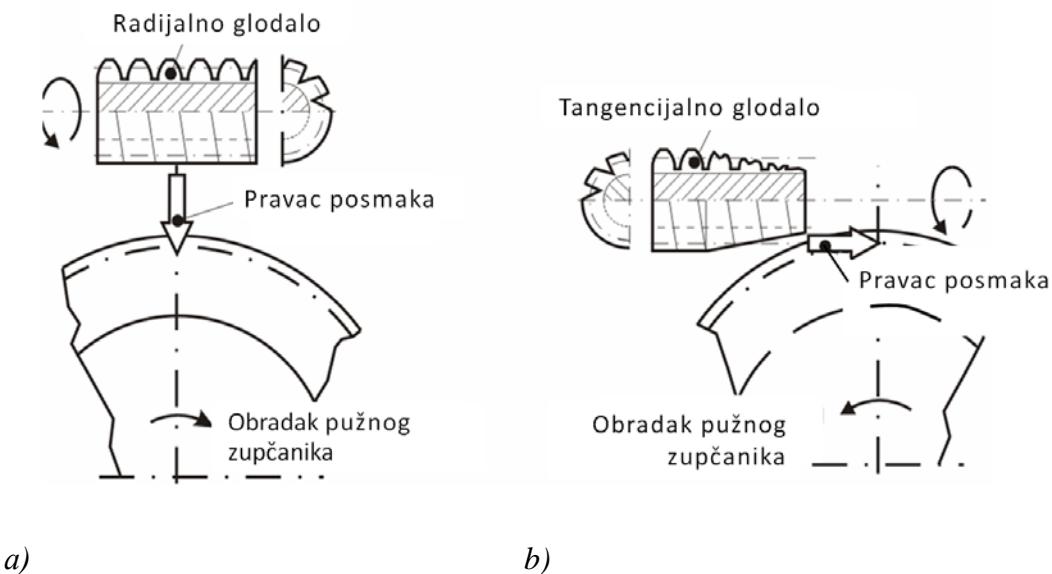
Izbor odvalnog glodala pužnog zupčanika vrši se prema postupku glodanja. Za radijalni postupak glodanja (sl.5.9,a) primenjuju se cilindrična glodala, koja se radijalno pomeraju prema pužnom zupčaniku sve do obrade kompletne visine zupca. Ali u cilju poboljšanja konture površine zubaca pužnog zupčanika mogu u manjem iznosu i aksijalno da se pomeraju. Ovaj postupak glodanja ima najmanje vreme obrade, tako da se primenjuje se kod odvalnih glodala pužnih zupčanika sa uglavima uspona do 8 stepeni [L1]. Treba imati u vidu da ovo glodalo mora imati minimalnu dužinu za kompletну lučnu dubinu prodora u obrađivani pužni zupčanik.

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

Kod tangencijalnog postupka glodanja (sl.5.9,b) glodala za obradu pužnog zupčanika namenjena su za jednohode i višehode pužne prenosnike. Preduslov primene ovog postupka je da glodalica ima glavu za tangentni postupak obrade. Glodalo ima relativno dugačak režući deo, što omogućuje rezanje ili samo jedan ili dva režuća zuba po hodu glodala. Na kvalitet glodanjem obrađenog ozubljenja može da se utiče izborom odgovarajućeg tangentnog pomeranja. Nedostaci ove metode obrade su duže vreme glodanja, pri čemu glodalo mora tokom cele dubine obrade da se tangencijalno pomera u odnosu na pužni zupčanik.

Jednostavniji oblici glodala za tangencijalni postupak obrade su jedno - ili višehoda glodala sa udarnim zupcima. To su pločasta glodala (oblik diska), koji imaju samo jedan zubac za glodanje po hodu. Glodala sa udarnim zupcima su relativno jednostavni i jeftini alati. Nedostak je što je njihov učinak pri obradi relativno mali.

Kod pužnih prenosnika visoke tačnosti posle prethodne obrade glodanjem primenjuje se i završna obrada brijanjem. Alat u obliku puža ima dodatak za završnu obradu od samo nekoliko desetih delova milimetra, minimalni slobodni ugao i visoki broj zubaca za obradu. Da bi se dobila dobra slika nošenja, potrebno je da dimenzije alata odgovaraju dimenzijama glodala za prethodnu obradu.



Sl.5.9. Radikalni (a) i tangencialni (b) postupak izrade pužnog zupčanika [M8]

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

5.11.2. Izbor alata

Mere glodala pužnog zupčanika nisu standardizovane, već moraju da odgovaraju tehničkim podacima pužnog prenosnika i postupku obrade. Za izradu i izbor alata neophodni su sledeći podaci:

- aksijalni modul ili aksijalni korak,
- ugao izrade (napadni ugao),
- prečnik srednjeg cilindra puža,
- broj zubaca (hodova) puža,
- smer zavojnice,
- oblik boka prema DIN 3975 [D2] (A, N, K ili I – vidi tačku 4.2).

5.11.3. Materijali za izradu puževa i pužnih zupčanika

Od materijala za izradu pužnog para zahteva se da imaju:

- dobru izdržljivost u odnosu na habanje i piting,
- male otpore klizanju, čime se omogućuje visok stepen iskorišćenja pužnog para,
- dobru toplotnu provodljivost, radi efikasnog hlađenja.

Puž se izrađuje od legiranih čelika čija tvrdoća bokova sa cementacijom ide do 62 HRC. Za manja opterećenja i manje brzine klizanja ($v_k < 3 \text{ m/s}$) mogu da se koriste i čelici za poboljšanje.

Za izradu pužnog zupčanika koriste se:

- centrifugalno livena kalajna bronza (DIN EN 1982);
- aluminijumske bronze i mesing (prvenstveno C.CuAl10Ni i C.CuZn25Al5),
- perlitni sivi i nodularni liv (EN-GJS-400-15), ali prvenstveno za male brzine klizanja $v_k \leq 2 \text{ m/s}$.

Najbolji rezultati dobijaju se izradom puža od kaljenog (cementiranog) čelika sa brušenim zupcima i pužnog zupčanika od centrifugalno livenih kalajnih bronzi sa

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

dodatkom nikla. Za kvalitetne pužne prenosnike najčešće se primenjuje kombinacija materijala 16MnCr5/C.CuSn12Ni.

Karakteristike standardnih materijala za izradu pužnih parova date su u prilogu P2.6 i P2.8.

5.12. PROGRAMSKI PAKET ZA PRORAČUN GEOMETRIJE I NOSIVOSTI PUŽNIH PAROVA

Za proračun geometrije i nosivosti pužnih parova razvijen je programski paket u programu Microsoft Excel 2013 (Excel 15.0). Program je urađen prema teorijskim osnovama datim u poglavljima 4 i 5, odnosno prema izrazima (4.1)-(4.62) i (5.1)-(5.87). Zbog aplikativnog značaja program se mahom zasniva na standardima DIN 3974-2 [D1], DIN 3975 [D2] i DIN 3996 [D4].

Programski paket ima sledeće mogućnosti:

- proračun tačne geometrije puža i pužnog zupčanika,
- proračun parametara opterećenja pužnog para,
- proračun bezdimenzionalih fizičkih veličina za proračun nosivosti,
- proračun gubitaka energije pužnog prenosnika,
- proračun nosivosti u odnosu na habanje,
- proračun nosivosti u odnosu na piting,
- proračun stepena sigurnosti u odnosu na savijanje vratila puža,
- proračun nosivosti podnožja zubaca,
- proračun stepena sigurnosti u odnosu na zagrevanje.

Tok proračuna izvodi se prema algoritmu prikazanom na sl.5.10. Program je namenjen za završni proračun pužnog prenosnika, tako da se najpre prema podacima datim u prilogu P1 koncipira prenosnik. Zatim se utvrđuju svi relevantni podaci o prenosniku, koji predstavljaju ulazne podatke programa (sl.5.11). Ovi podaci obuhvataju:

1. **Geometrijske podatke** (osno rastojanje, tip puža, brojevi zubaca, ugao alata, aksijalni modul, prečnik srednje kružnice puža, prečnike podnožnih kružnica puža i pužnog zupčanika, faktor debljine zupca puža, širinu venca pužnog zupčanika, širinu pužnog

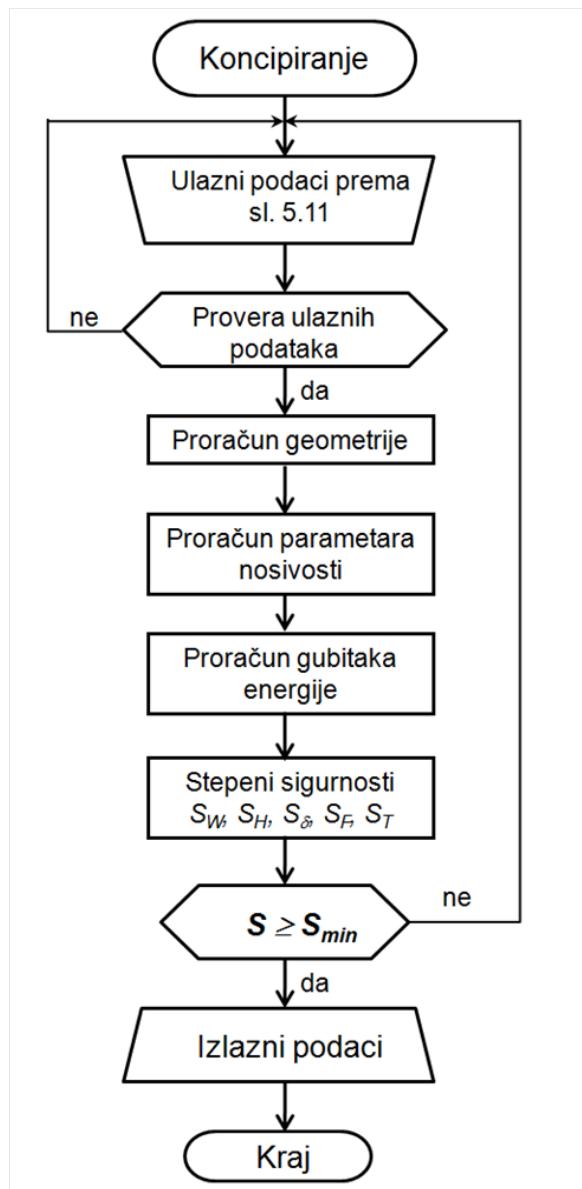
5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

zupčanika, debljinu venca pužnog zupčanika, hrapavost i kvalitet izrade puža i pužnog zupčanika).

2. **Opterećenje prenosnika** (broj obrtaja puža, da li se radi o multiplikatoru ili reduktoru, nominalni izlazni obrtni moment, faktor radnih uslova, rastojanje oslonca vratila puža i način uležištenja, broj polazaka po času i predviđeni radni vek).
3. **Podatke o materijalu** (modul elastičnosti materijala puža, Puasonov broj materijala puža, materijal pužnog zupčanika, modul elastičnosti materijala pužnog zupčanika i Puasonov broj materijala pužnog zupčanika).
4. **Podatke o mazivu i načinu podmazivanja** (sredstvo za podmazivanje, način podmazivanja, kinematska viskoznost ulja na 40°C, kinematska viskoznost ulja na 100°C, gustina ulja na 15°C temperatura okoline, da li je ugrađen ventilator na vratilu puža). Ukoliko je predviđeno podmazivanje ubrizgavanjem ulja pod pritiskom, unose se i sledeći podaci: temperatura ulja pri ubrizgavanju, razlika temperature u hladnjaku i količina ulja ubrizgavanja.

Posle unošenja svih potrebnih ulaznih podataka, softver vrši proveru tačnosti unesenih podataka, i to da li su parametri uneseni na valjani način i da li se nalaze u granicama realnih odnosno mogućih vrednosti. Zatim se vrši softverska provera mogućnosti izvođenja ovako definisanog konstrukcionog rešenja. Ukoliko postoje bilo kakve greške u geometriji pužnog para, program daje informacije da se izvrši potrebna korekcija ulaznih podataka. Zatim se izvodi kompletan proračun pritiskom na zeleno polje „START – PRORACUN NOSIVOSTI“.

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA



Sl.5.10. Algoritam toka proračuna pužnih prenosnika

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

Geometrijski podaci			
Osno rastojanje	a	160	mm
Tip puža		ZI	-
Broj zubaca puža	z1	2	-
Broj zubaca pužnog zupčanika	z2	48	-
Ugao alata	α_0	20	$^{\circ}$
Aksijalni modul	mx	5	mm
Prečnik srednje kružnice puža	dm1	80	mm
Prečnik podnožne kružnice puža	df1	68	mm
Prečnik podn. kruž. pužnog zupč.	df2	228	mm
Faktor debljine zupca puža	smx*	0.5	-
Širina venca pužnog zupčanika	b2R	52	mm
Širina pužnog zupčanika	b2H	47	mm
Debljina venca pužnog zupčanika	sk	20	mm
Hrapavost puža	Ra1	0.8	μm
Kvalitet novog pužnog zupčanika		7	-
Kvalitet pohabanog pužnog zupčanika		7	-

Opterećenje			
Broj obrtaja puža	n1	480	1/min
Pogonski		Puž	-
Nominalni obrtni moment puž,zupč.	T2N	1536	Nm
Faktor radnih uslova	KA	1	-
Rastojanje oslonca vratila puža 1	I11	90	mm
Rastojanje oslonca vratila puža 2	I12	90	mm
Način uležištenja vratila puža		F-S	-
Broj startova / času	NS	0	-
Radni vek	Lh	10000	h

Podaci o materijalu			
Modul elastičnosti materijala puža	E1	210000	N/mm ²
Puasonov broj materijala puža	v1	0.3	-
Materijal pužnog zupčanika		CuSn12Ni2-C-GZ	-
Modul elastičnosti mat. pužnog zupč.	E2	98100	N/mm ²
Puasonov broj mat. pužnog zupčanika	v2	0.35	-

Podaci o mazivu			
Sredstvo za podmazivanje		Polyglykol	-
Način podmazivanja		Podmazivanje pot.(puž potopljen)	-
Kinematska viskoznost na 40 °C	v40	220	mm ² /s
Kinematska viskoznost na 100 °C	v100	37	mm ² /s
Gustina na 15 °C	poil15	1.025	kg/dm ³
Temperatura okoline	Tu	20	°C
Ventilator na vratilu puža		Da	-
samo kod podmaz. ubrizgavanjem			
Temperatura ubrizgavanja	TE	20	°C
Razlika temperature u hladnjaku	ΔT_{oil}	30	°C
Količina ubrizgavanja	Qoil	0.05	dm ³ /s

Sl.5.11. Ulagani podaci programa za proračun nosivosti pužnih prenosnika

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

Geometrijski podaci			
Naziv veličine	Oznaka	Jed.mere	Vrednost
Osnovo rastojanje	a	mm	160
Tip puža		-	ZI
Broj zubaca puža	z1	-	2
Broj zubaca pužnog zupčanika	z2	-	48
Prenosni odnos	u	-	24
Ugao alata	a0	°	20
Aksijalni modul	mx	mm	5
Hod zavojnice puža	pz	mm	31.416
Aksijalni korak	px	mm	15.708
Ekviv.prečnik kinem.kružnice puža	dwe1	mm	80
Podeone kružnice zupčanika	d2	mm	240
Prečnik srednje kružnice puža	dm1	mm	80
Prečnik srednje kružnice zupčanika	dm2	mm	240
Puzni broj	q	-	16
Ugao zavojnice na srednjem cilindru	gamam	°	7.125
Koefficijent pomeranja profila	x2	-	0
Faktor temene visine zupca	h*am1	-	1
Visina temenog dela zupca puža	ham1	mm	5
Faktor oblika podnožja	h*Ff1	-	1
Faktor zazora podnožja	c*f1	-	0.2
Visina podnožnog dela zupca puža	hfm1	mm	6
Visina zupca puža	h1	mm	11
Prečnik temene kružnice puža	da1	mm	90
Faktor debljine zupca puža	smx*	-	0.5
Debljina zupca u ak.pr.sred.cilindra	smx	mm	7.854
Širina međuzublja na sred.cilindru	emx	mm	7.854
Faktor temene visine zupca	h*am2	-	1
Visina temenog dela zupca zupčanika	ham2	mm	5
Faktor oblika podnožja	h*Ff2	-	1
Faktor zazora podnožja	c*f2	-	0.2
Visina podnožnog dela zupca zupčan.	hfm2	mm	6
Visina zupca pužnog zupčanika	h2	mm	11
Prečnik temene kružnice zupčanika	da2	mm	250
Prečnik podnožne kružnice puža	df1	mm	68
Prečnik podn. kruž. pužnog zupčanika	df2	mm	228
Dužina puža	L	mm	110.11
Spoljasnji prečnik pužnog zupčanika	de2	mm	255
Širina pužnog zupčanika	b2	mm	47
Širina vencu pužnog zupčanika	B	mm	52

Sl.5.12. Izlazni podaci o geometriji pužnog prenosnika

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

Vrednost osnog rastojanja i pužnog broja može se uzeti iz reda preporučenih geometrijskih mera prema DIN 3974-2 [D1], ali je dopuštena i mogućnost korišćenja proizvoljnih vrednosti van standarda. Veći broj ulaznih parametara biraju se automatski iz baze podataka (materijal pužnog zupčanika, način uležištenja vratila, način hlađenja prenosnika, vrsta ulja, način podmazivanja, pogonski zupčanik i dr.).

Po završenom proračunu dobijaju se izlazni podaci, koji su razvrstani u 4 kategorije:

- Kompletni geometrijski podaci** – sl.5.12 (tip puža, osno rastojanje, aksijalni modul, hod zavojnice puža, aksijalni korak, prečnici srednjih kružnica puža i pužnog zupčanika, pužni broj, ekvivalentni prečnik kinematske kružnice puža, prečnik podeone kružnice pužnog zupčanika, ugao zavojnice na srednjem cilindru, koeficijent pomeranja profila, faktori temene visine zupca puža i pužnog zupčanika, visina temenog dela zupca puža i pužnog zupčanika, faktori oblika podnožja, faktori zazora podnožja, visina podnožnog dela zupca puža i pužnog zupčanika, visina zupca puža i pužnog zupčanika, prečnici temenih kružnica puža i pužnog zupčanika, faktor debljine zupca puža, debljina zupca i širina međuzublja u aksijalnom preseku srednjeg cilindra, prečnici podnožnih kružnica puža i pužnog zupčanika, dužina puža, spoljašnji prečnik pužnog zupčanika, širina venca pužnog zupčanika, širina pužnog zupčanika).

Merodavni parametri za proračun nosivosti			
Naziv parametra	Oznaka	Jed.mere	Vrednost
Parametar Hercovog pritiska	pm*	-	1.1105
Parametar srednje debljine uljnog filma	h*	-	0.0648
Parametar srednjeg puta klizanja	s*	-	50.62
Srednji koeficijent trenja	muezm	-	0.0277
Ugao trenja	ρz	stepen	1.587
Temperatura mase zupca	TM	°C	53.79
Kinematska viskoznost ulja	nueM	mm ² /s	49.43
Dinamička viskoznost ulja	eta0M	Ns/m ²	0.1339
Srednji pritisak na bokovima zubaca	sigmaHm	N/mm ²	414.88
Minim. srednja debljina uljnog filma	hminm	μm	0.297
Put habanja	swm	m	205761637.8
Broj ciklusa opterećenja zupčanika	NL	-	12000000
Debljina pohabanog sloja	deltaWn	mm	0.2127
Radni vek	Lh	h	10000

Sl.5.13. Izlazni podaci – parametri za proračun nosivosti

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

2. **Merodavni parametri za proračun nosivosti** – sl.5.13 (parametar Hercovog pritiska, parametar srednje debljine uljnog filma, parametar srednjeg puta klizanja, srednji koeficijent trenja, ugao trenja, temperatura mase zupca, kinematska viskoznost ulja, dinamička viskoznost ulja, srednji pritisak na bokovima zubaca, minimalna srednja debljina uljnog filma, put habanja, broj ciklusa opterećenja pužnog zupčanika, debljina pohabanog sloja na boku pužnog zupčanika, radni vek).
3. **Gubici energije, stepen iskorišćenja i opterećenja** – sl.5.14 (brojevi obrtaja vratila puža i pužnog zupčanika, snaga na pužu i pužnom zupčaniku, obrtni momenti na pužu i pužnom zupčaniku, stepen iskorišćenja pužnog para, gubici snage u pužnom paru, stepen iskorišćenja prenosnika, ukupni gubici energije, obimne, aksijalne i radijalne sile na pužu i pužnom zupčaniku).
4. **Merodavni stepeni sigurnosti** – sl.5.15 (stepen sigurnosti u odnosu na habanje po kriterijumu granične temene debljine zupca pužnog zupčanika, stepen sigurnosti u odnosu na habanje po kriterijumu graničnog bočnog zazora, stepen sigurnosti u odnosu na piting, stepen sigurnosti u odnosu na savijanje vratila puža, stepen sigurnosti podnožja zupca za nove zupce, stepen sigurnosti podnožja zupca za pohabane zupce, stepen sigurnosti u odnosu na zagrevanje).

Gubici energije i stepen iskorišćenja			
Naziv veličine	Oznaka	Jed.mere	Vrednost
Broj obrtaja puža	n1	1/min	480
Broj obrtaja pužnog zupčanika	n2	1/min	20.00
Snaga na pužu	P1	W	4006.17
Obrtni moment na pužu	T1	Nm	79.70
Stepen iskorišćenja pužnog para	etaz	-	0.8231
Gubici snage u pužnom paru	PGz	W	660.36
Stepen iskorišćenja prenosnika	etaP	-	0.803
Ukupni gubici energije	PG	W	789.08
Snaga na pužnom zupčaniku	P2	W	3217.09
Obrtni moment na pužnom zupčaniku	T2	Nm	1536
Obimna sila na pužu	Ftm1	N	1992.44
Obimna sila na pužnom zupčaniku	Ftm2	N	12800.00
Aksijalna sila na pužu	Fxm1	N	1992.44
Aksijalna sila na pužnom zupčaniku	Fxm2	N	12800.00
Radijalna sila na pužu	Frm1	N	6816.78
Radijalna sila na pužnom zupčaniku	Frm2	N	6816.78

Sl.5.14. Izlazni podaci - gubici energije i stepen iskorišćenja

5. NOSIVOST PUŽNIH PRENOSNIKA

Kod proračuna nosivosti najvažniji su podaci o stepenima sigurnosti pužnog prenosnika. Ukoliko je neki od sračunatih stepena sigurnosti manji od granične vrednosti, onda se to jasno signalizira dodatnim upozorenjem crvenom bojom.

Stepeni sigurnosti		Vrednosti	
Stepen sigurnosti	Oznaka	računske	granične
Habanje (gran. tem. debljina zupca)	S_W	19.66	1.1
Habanje (granični bočni zazor)	S_W	7.00	1.1
Bok zupca (piting)	S_H	1.71	1
Savijanje vratila puža	S_δ	47.45	1
Podnožja zupca (nov)	S_F	3.25	1.1
Podnožja zupca (pohaban)	S_F	3.19	1.1
Termička stabilnost	S_T	4.12	1.1

Sl.5.15. Izlazni podaci – stepeni sigurnosti

6. TEORIJSKA ISTRAŽIVANJA HABANJA I TERMIČKE STABILNOSTI PUŽNIH PRENOSNIKA

6.1. HABANJE PUŽNIH PAROVA

6.1.1. Habanje pužnih parova kao tribološki proces

Površine mašinskih elemenata koje su u međusobnom kontaktu i relativno se kreću jedna u odnosu na drugu, u toku vremena menjaju svoje osobine. Dolazi do promene geometrije, veličine, strukture i svojstva površinskih slojeva. Intenzitet i karakter ovih promena zavise od:

- uslova opterećenja,
- količine kretanja,
- prirode materijala elemenata koji su u kontaktu,
- eksploatacionih uslova,
- sastava i svojstava maziva,
- radne temperature,
- okolne sredine, itd.

Pri međusobnom kretanju dve površine odvijaju se tribološki procesi pri čemu nastaju fizičke i hemijske promene. Tokom vremena tribološki procesi dovode do promene u geometriji, sastavu materijala i energetskim izlaznim efektima: trenje, habanje, brzina, temperatura i dinamičko ponašanje.

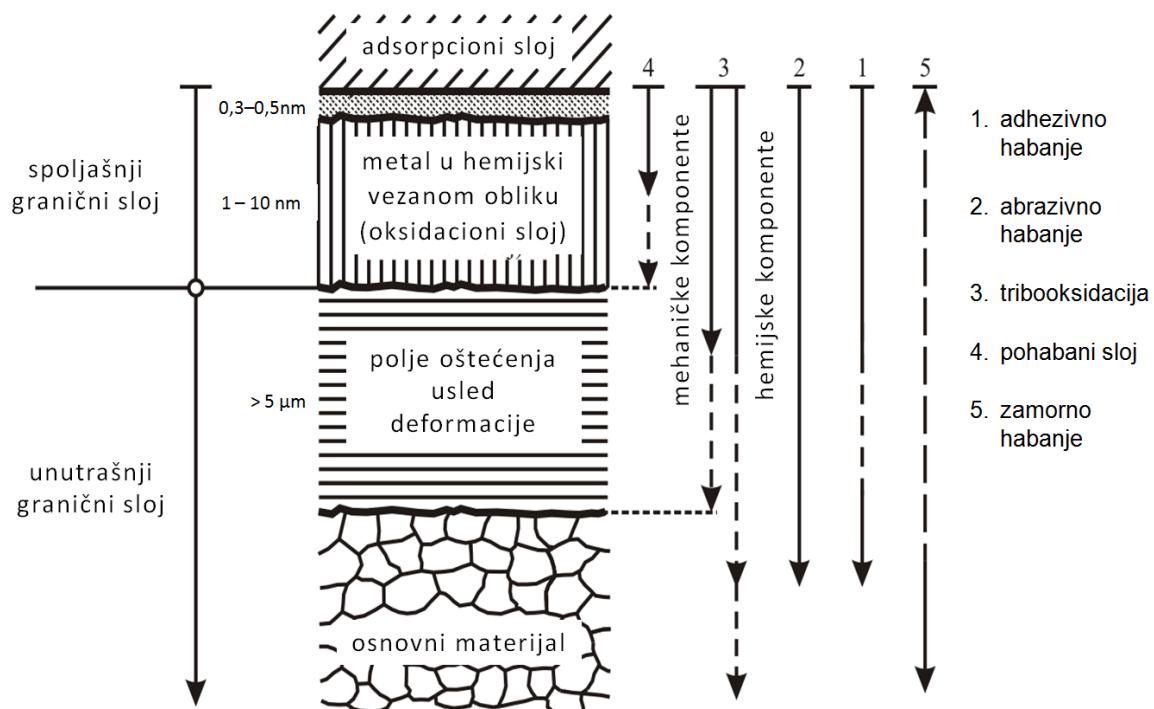
Tehničke površine mašinskih delova su njihove stvarne površine. Sastoje se od većeg broja tankih slojeva koje pokrivaju osnovni materijal (sl. 6.1). Mogu zajednički da se obuhvate preko tankog spoljašnjeg graničnog sloja debljine nekoliko nanometra ($1 \text{ nm} = 10^{-9} \text{ m}$). Spoljašnji granični sloj sastoji se od adsoppcionog sloja debljine do $0,5 \text{ nm}$ i oksidacionog sloja debljine do 10 nm . Iza spoljašnjeg graničnog sloja nalazi se unutrašnji granični sloj, koji se sastoji od deformisanog sloja i osnovnog materijala [B1].

Tribološka naprezanja baziraju se na kontaktu pri međusobnom relativnom kretanju. Ona se koncentrišu na samu površinu kotrljajućeg tela, deluju i po dubini materijala i vremenom utiču na mikroskopsku promenu strukture zbog međusobnog relativnog kretanja tela. Oštećenja mikro

i makro strukture materijala nastaju posle odgovarajućeg trajanja relativnog kretanja izraženog preko broja prelaza. Kod razmatranja triboloških naprezanja neophodno je uzeti u obzir strukturu dodirnih površina i procese koji se odvijaju u kontaktu.

Dva osnovna fenomena u tribologiji su trenje i habanje.

Trenje u opštem slučaju može da se definiše kao pojava otpora u zoni kontakta elemenata tribosistema (spoljašnje trenje) ili u unutrašnjoj strukturi čvrstih tela, tečnosti i gasova (unutrašnje trenje) izloženih dejstvu spoljašnjih sila. Spoljašnje trenje javlja se u zonama kontakta elemenata tribosistema pri njihovom relativnom kretanju (klizanju) uz prisustvo normalnog opterećenja. Može da se definiše i kao tangencijalni otpor relativnom kretanju dva tela koja su u međusobnom kontaktu.

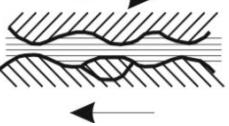
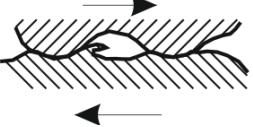
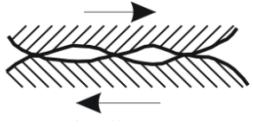
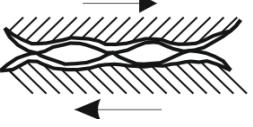


Sl.6.1. Struktura metalne površine i dubinsko delovanje različitih oblika habanja [B1]

Tribološka naprezanja baziraju se na kontaktu pri međusobnom relativnom kretanju. Ona se koncentrišu na samu površinu kotrljajućeg tela, deluju i po dubini materijala i vremenom utiču na mikroskopsku promenu strukture zbog međusobnog relativnog kretanja tela. Oštećenja mikro

i makro strukture materijala nastaju posle odgovarajućeg trajanja relativnog kretanja izraženog preko broja prelaza. Kod razmatranja triboloških naprezanja neophodno je uzeti u obzir strukturu dodirnih površina i procese koji se odvijaju u kontaktu.

Tabela 6.1. Šematski prikaz glavnih oblika habanja

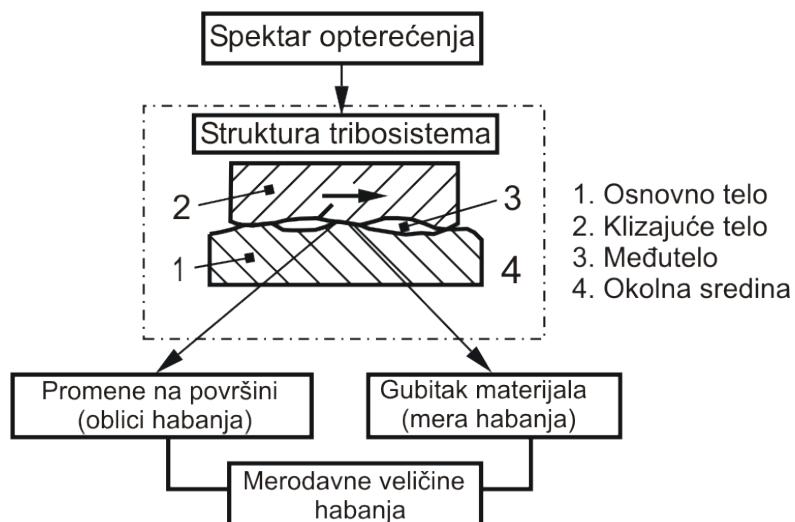
Vrsta habanja	Slika	Oblik oštećenja
Oštećenje površine Vrsta habanja koja nastaje kao posledica permanentnog naizmenično promenljivog ili udarnog opterećenja. Najčešće se javlja kod kotrlajnih ležaja -habanje usled kotrljanja.		Mikrorisevi, piting
Abrazija Vrsta habanja koja nastaje pri kretanju tvrdih čestica ili tvrdih vrhova neravnina po površini čvrstih tela.		Krateri, brazde, jamice
Adhezija Habanje koje nastaje zbog raskida friкционih veza u zoni kontakta čvrstih tela i prenosa materijala sa jedne na drugu površinu i okolinu.		Brazde, rupice,
Tribooksidacija Vrsta habanja (tribohemijska reakcija) gde se stvara međusloj (oksid) kao posledica hemijske reakcije i njegovog oštećenja tokom kretanja. Primer tribooksidacije je kontaktna (fretting) korozija		Produkti reakcije (slojevi, čestice)

Dva osnovna fenomena u tribologiji su trenje i habanje.

Trenje u opštem slučaju može da se definiše kao pojava otpora u zoni kontakta elemenata tribosistema (spoljašnje trenje) ili u unutrašnjoj strukturi čvrstih tela, tečnosti i gasova (unutrašnje trenje) izloženih dejstvu spoljašnjih sila. Spoljašnje trenje javlja se u zonama kontakta elemenata tribosistema pri njihovom relativnom kretanju (klizanju) uz prisustvo normalnog opterećenja. Može da se definiše i kao tangencijalni otpor relativnom kretanju dva tela koja su u međusobnom kontaktu.

Habanje predstavlja progresivni gubitak materijala sa kontaktnih površina elemenata tribosistema pri njihovom relativnom kretanju. DIN 50320 [D6] definiše habanje na sledeći način: «Habanje je skidanje materijala sa površine čvrstog tela, izazvano mehaničkim uzrocima odnosno kroz kontakt pri relativnom kretanju materijala u čvrstom, tečnom ili gasovitom stanju.»

U tabeli 6.1 prikazan je šematski mehanizam habanja sa oblicima oštećenja koja ih prate. Na sl. 6.1 prikazane su i zone dubinskog delovanja različitih oblika habanja.



Sl. 6.2. Tribosistem [B1]

Trenje i habanje su rezultat istih triboloških procesa koji se odvijaju u kontaktu dva tela. Tribološki procesi su dosta složeni i obuhvataju različite vidove trenja, habanja i deformacije na različitim nivoima. U cilju uticaja na osobine površina u kontaktu, potrebno je sistematsko razumevanje mehanizama koji se javljaju u tribokontaktu.

Kod pužnih parova proces habanja i proces stvaranja pitinga su međusobno povezani. Za bolje razumevanje ove povezanosti kontakt podmazanih bokova zubaca može se razmatrati kao tribološki sistem koji je apstraktno prikazan na sl. 6.2. Između osnovnog i klizajućeg tela nalazi se međumaterijal kao i okolina sa odgovarajućim uticajima. Naizmenično delovanje karakterišu trenje i promena strukture sistema. Ove zavisnosti mogu da se prikažu preko spektra opterećenja u okviru tribosistema, gde zajedno deluju mnogobrojne veličine (opterećenje, kotrljanje, klizanje, tok kretanja, brzina, temperatura, naprezanje).

Skidanje materijala u tribosistemu posledica je zajedničkog delovanja svih pratećih elemenata vezanih za habanje tehničkog sklopa odnosno konstrukcije.

Prikazani proces habanja ređe se sreće u čistoj formi. Češće zajedno deluju dva ili tri mehanizma **istovremeno**, sa različitim međusobnim udelenom i sa odgovarajućim promenama u toku trajanja naprezanja. Kod varijacije parametara naprezanja treba računati sa **principijelnim promenama delujućih mehanizama habanja** (tabela 6.1). Ne postoje tačni podaci o merodavnom radnom veku pužnih parova vezanom za prelaz između oštećenja zbog abrazivnog kliznog habanja i pitinga.

Kod abrazivnog habanja skidanje materijala nastaje zbog grebanja i mikro razaranja osnovnog tela kroz tvrda i hrapava ispuštenja klizajućeg tela ili tvrdih delova međumaterijala. Takav mehanizam habanja sreće se onda, kada je od oba habanju izložena materijala jedan znatno tvrdi i hrapaviji od drugog. Tvrda površinska ispuštenja od hrapavosti jednog tela izazivaju kod materijala mekšeg tela lokalne plastične deformacije. U toku međusobnog klizanja dolazi do mikro procesa rezanja praćenog pojmom brazdi ili odvajanja sitnih delova materijala. Otpornost materijala u odnosu na abraziono habanje raste linearno sa njegovom tvrdoćom. Postoji i proces plastičnog ojačanja materijala i stvaranja prirodnog zaštitnog sloja protiv habanja praćen otpornošću materijala na gnjećenje i smicanje kod pritisnih i tangentnih opterećenja.

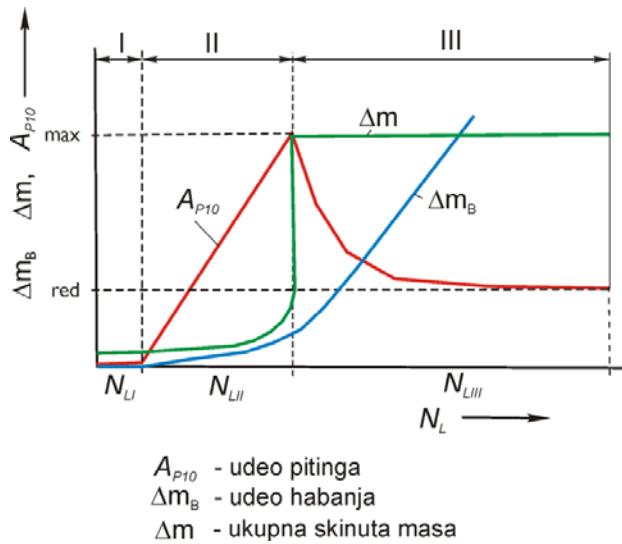
6.1.2. Tok procesa habanja i pitinga

Na sl. 6.3 prikazan je tok procesa habanja i pitinga spregnutih bokova pužnog para u toku vremena kod podmazivanja sintetičkim uljem. Sa slike mogu da se uoče tri faze:

- Faza I – faza početka nastajanja pitinga. U ovoj fazi do broja promena ciklusa opterećenja N_{LI} javlja se malo početno oštećenje od pitinga, a habanja skoro i da nema.

- Faza II – faza razvoja pitinga. U ovoj fazi dolazi do porasta oštećenja od pitinga, a tok porasta je približno linearan. Na kraju ove faze posle broja promena ciklusa oštećenja N_{LII} ($N_{LII} = 3 \dots 5 \times N_{LI}$) piting po svom intenzitetu dobija maksimum. Habanje se u ovoj fazi javlja u manjoj meri
- Faza III – faza habanja. U ovoj fazi dolazi do naglog porasta habanja uz istovremenu redukciju obima pitinga. Zbog povećanja noseće površine bokova zubaca obim habanja se smanjuje i u daljem toku rada ostaje približno konstantan. Površina oštećenja od pitinga se smanjuje na otprilike $A_{P10red} = 3 \dots 30\%$, a ukupni iznos skidanja materijala sa bokova zubaca Δm_B za obe vrste oštećenja ostaje približno konstantna [W2].

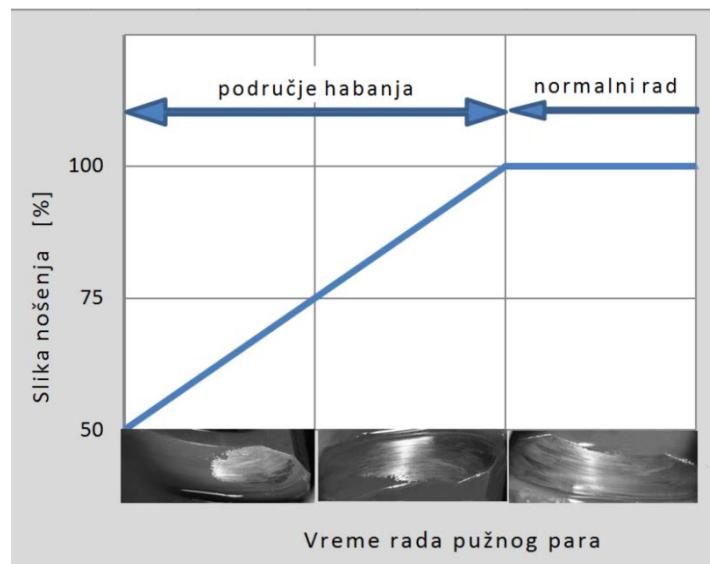
Najčešća ograničenja nosivosti pužnih parova vezani su za habanje bokova zubaca pužnog zupčanika. Prikazani tok faza razvoja ovih oštećenja pokazuje da je habanje u velikoj meri povezano sa pojmom pitinga, odnosno između ova dva oštećenja postoji uzajamna zavisnost.



Sl. 6.3. Tok procesa habanja i pitinga [W2]

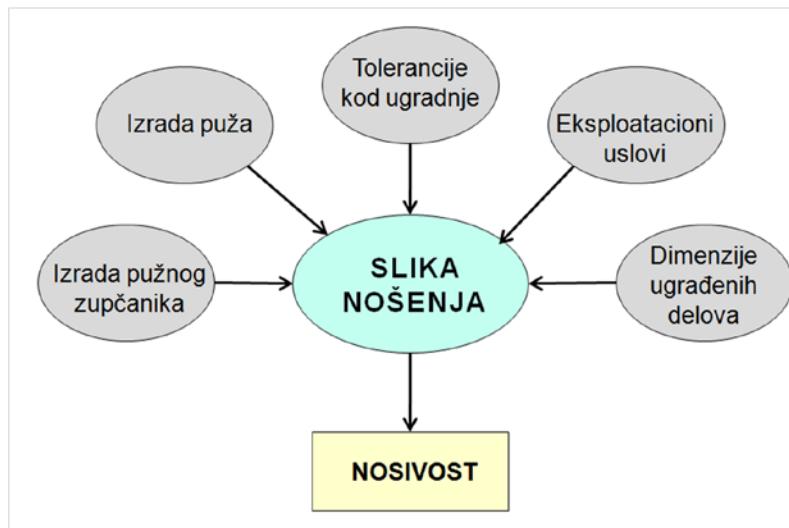
6.1.3. Habanje i slika nošenja pužnih parova

Na radni vek pužnog prenosnika odlučujući uticaj ima podmazivanje između spregnutih bokova i slike nošenja. Pri rotaciji puža dolazi do laganog habanja spregnutih bokova pužnog para što ima za posledicu promenu geometrije u zoni kontakta puža i pužnog zupčanika. Zona habanja označava se kao slika nošenja. Od slike nošenja u velikoj meri zavisi uspešno ispunjenje radne funkcije, stepen iskorišćenja i radni vek prenosnika.



Sl. 6.4. Promena slike nošenja u toku razrade

U periodu razrade postoji samo delimični dodir (Sl. 6.4), što dovodi do intenzivnog habanja spregnutih bokova u zoni dodira. Po dostizanju slike nošenja od 100%, smanjuju se Hercovi površinski pritisci, tako da u radu nastaje stacionarno stanje, praćeno mešovitim trenjem i minimalnim habanjem.



Sl. 6.5. Uticajne veličine na sliku nošenja pužnog prenosnika [M3]

Nosivost kod pužnih prenosnika proporcionalan je ostvarenoj slici nošenja spregnutih bokova. Na oblik i položaj slike nošenja utiču veći broj parametara (sl. 6.5) kao što su postupak i tačnost izrade, stvarna geometrija kućišta prenosnika, izbor načina uležištenja i uslovi eksploatacije.

6.2. TERMIČKA STABILNOST PRENOSNIKA

6.2.1. Uloga podmazivanja

Za ispravan rad pužnih prenosnika i ispunjenje predviđene radne funkcije bitnu ulogu ima toplotna stabilnost prenosnika, a ona u najvećoj meri zavisi od sredstva za podmazivanje. Između spregnutih bokova zubaca puža i pužnog zupčanika postoji znatno klizanje, pri čemu se značajna količina mehaničke energije pretvara u toplotu. Ova toplota se preko kućišta i ulja odvodi u okolnu sredinu. Prema tome, toplotna stabilnost prenosnika je obezbeđena ukoliko je odvedena toplota jednaka energiji koja se u toku rada pretvara u toplotu. Za energetske gubitke važnu ulogu igra primjeno ulje i njegova radna temperatura. Viskoznost ulja zavisi od temperature. Međutim i sama viskoznost ulja bitno utiče na procese u zoni kontakta, a samim tim i na temperature. Optimalno podmazivanje za izabранo ulje može se obezbediti samo u odgovarajućem području radne temperature.

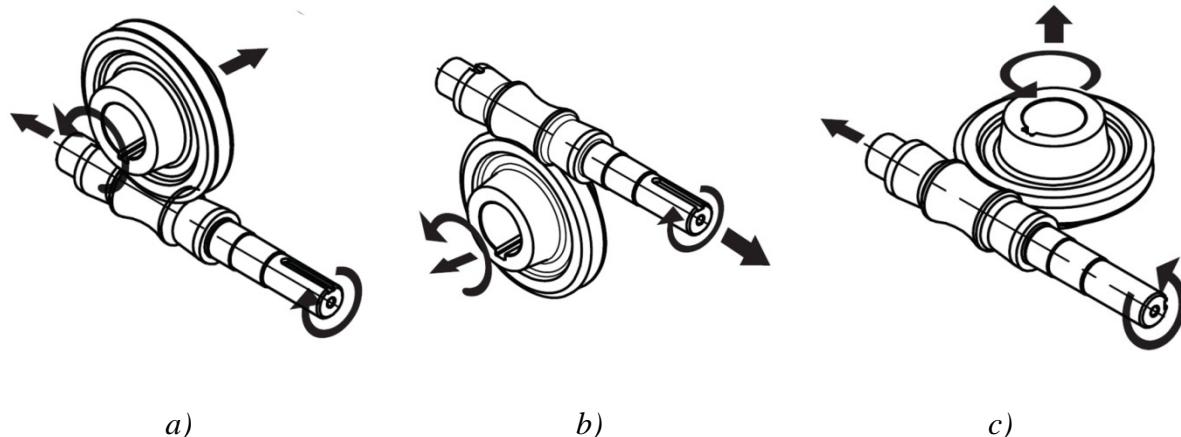
Može se zaključuti da ulje kod prenosnika može da obezbedi adekvatno podmazivanje samo do dozvoljene granične temperature. Termičko preopterećenje dovodi do oštećenja ulja. Posledice su nagli porast habanja pužnog zupčanika, dalji porast temperature ulja ϑ_s , oštećenje zaptivača vratila kao i povećana opasnost od zaribavanja. U praksi to znači otkaz i havarija prenosnika. Upravo kod definisanja prenosnika je poznavanje temperature ulja ϑ_s od presudnog značaja. Prenosnik mora da radi i u dozvoljenim uslovima njegove nosivosti. Naročito kod nestacionarnog rada sa kratkotrajnim preopterećenjima treba obavezno obezbediti termičku stabilnost prenosnika.

Temperatura ulja merodavna je i za energetske gubitke prenosnika. Kod stacionarnih uslova eksploatacije (konstantni broj obrtaja i konstantni obrtni moment) gubici energije su konstantni. U tom slučaju moguće je uspostaviti direktnu zavisnost između uvećanja temperature ulja u odnosu na sobnu temperaturu i gubitaka energije, odnosno gubitaka na trenje u zoni kontakta. I sama viskoznost ulja utiče na radnu temperaturu ulja. Ulja veće viskoznosti obrazuju deblji uljni film u zoni podmazivanja, ali je on uslovljen visokim strujanjem, što ima za posledicu povećanje temperature i smanjenje viskoznosti.

Kod konstrukcionog izvođenja pužnih prenosnika javljaju se najčešće 3 varijante:

1. Puž postavljen sa donje strane (sl.6.6,a),

2. Puž postavljen sa gornje strane (sl.6.6,b),
3. Puž postavljen sa strane. (sl.6.6,c),



*Sl.6.6 Konstrukciono izvođenje pužnih prenosnika:
a) puž sa donje strane; b) puž sa gornje strane; c) puž sa strane*

Ukoliko se podmazivanje izvodi dovođenjem ulja pod pritiskom u zonu sprezanja, onda sa aspekta podmazivanja i odvođenja toplote nema velike razlike između navedenih varijanti.

Kod podmazivanja potapanjem najpovoljnija je prva varijanta jer je zona sprezanja pužnog para potopljena u ulju, obezbeđeno je dobro podmazivanje a toplota se direktno preko ulja odvodi u okolnu sredinu. Druga varijanta je sa aspekta podmazivanja i odvođenja toplote nepovoljnija jer se podmazivanje izvodi rasprskavanjem ulja. Slična situacija je i kod treće varijante. Postoji i preporuka da se kod obimnih brzina $v_{tl} < 1 \text{ m/s}$ puž može da postavi sa strane, a kod $v_{tl} < 5 \text{ m/s}$ sa gornje strane [N2].

6.2.2. Radna temperatura ulja i stepen iskorišćenja

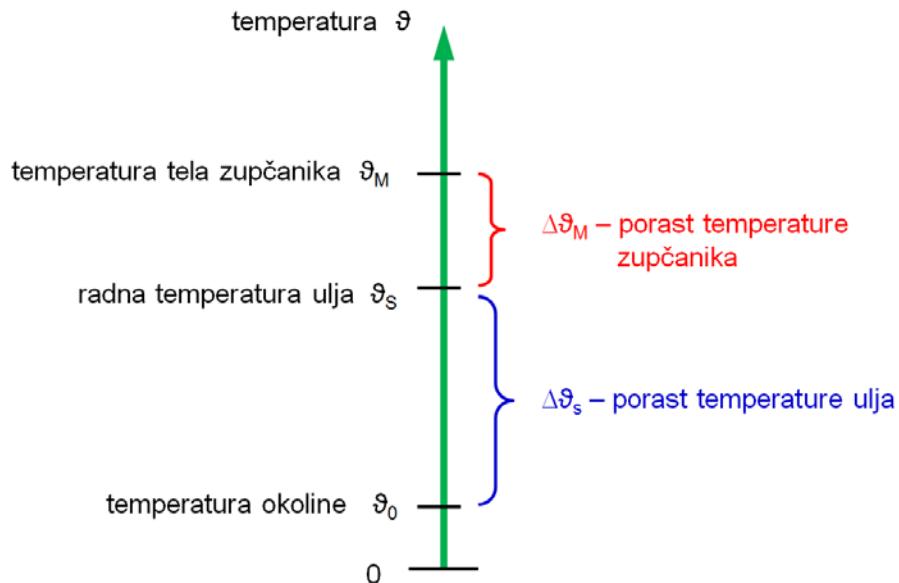
Radna temperatura ulja ϑ_S ima najveći uticaj na stvaranje uljnog filma u zoni kontakta. Sa povećanjem radne temperature ulja opada njegova viskoznost, a u isto vreme smanjuje se debljina uljnog filma, pa postoji opasnost pojave mešovitog ili polutečnog trenja. Prema tome debljina uljnog filma ima odlučujuću ulogu na habanje i podmazivanje u zoni kontakta pužnog para.

Radna temperature ulja ϑ_s utiče i na gubitke energije celog prenosnika. Veličina i karakteristike dodirne površine u zoni sprezanja (hrapavost, vrsta materijala, tačnost izrade) utiču na trenje, a samim tim i na radnu temperaturu.

Zagrevanje ulja u toku rada – porast temperature u odnosu na temperaturu okoline $\Delta\vartheta_s$ dobija se kao razlika između radne temperature ulja ϑ_s i temperature okoline ϑ_0 , (sl.6.6) odnosno

$$\Delta\vartheta_s = \vartheta_s - \vartheta_0 \quad (6.1)$$

Variranje temperature okoline takođe utiče na radnu temperaturu, odnosno viskoznost ulja. Podmazivanje pužnih prenosnika najčešće se izvodi uljem, jer ono lakše dolazi u zonu kontakta i lakše ostvaruje potreban uljni film. Na taj način dolazi i do smanjenja habanja.



Sl.6.6. Temperature merodavne za proračun

Radi određivanja gubitaka u pužnom paru, potrebno je najpre odrediti gubitke u ležajima i zaptivačima. Ako se gubici u ležajima i zaptivačima označe sa P_{GLD} onda izraz (5.29) dobija oblik:

$$P_G = P_{GO} + P_{GLD} + P_{Gz} \quad (6.2)$$

Dodatna temperatura ulja $\Delta\vartheta_S$ posledica je gubitaka snage u pužnom paru, ležajima i zaptivačima. Radi održanja termičke stabilnosti prenosnika, gubici energije u pužnom paru bivaju preko ulja i kućišta odvedeni u okolnu sredinu, odnosno važi:

$$P_G = \Delta\vartheta_S \cdot k_G \cdot A_G \quad (6.3)$$

U izrazu (6.3) sa k_G označen je koeficijent prelaza topline, a sa A_G merodavna površina kućišta za odvođenje topline u okolnu sredinu.

Prema tome dodatna temperatura ulja $\Delta\vartheta_S$ može da se odredi prema

$$\Delta\vartheta_S = \frac{P_G}{k_G \cdot A_G} \quad (6.4)$$

Ako se sa P_2 označi izlazna snaga a sa P_1 ulazna snaga pužnog prenosnika, onda se se ukupni stepen iskorišćenja može odrediti kao

$$\eta_{\Sigma} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_G} \quad (6.5)$$

Shodno izrazu (5.37) stepen iskorišćenja pužnog para može da se odredi preko koeficijenta trenja μ_{zm} prema

$$\eta_z = \frac{\tan\gamma_m}{\tan(\gamma_m + \arctan \mu_{zm})} \quad (6.6)$$

O koeficijentu prelaza topline bilo je reči u tački 5.10.2. Za ispitni prenosnik (sl.7.1) koeficijent prelaza topline k_G eksperimentalno je određen [W3] i iznosi:

$$k_G = 0,00784 \cdot n_1 + 25,62 \quad (6.7)$$

6.3. ANALIZA NOSIVOSTI PUŽNIH PRENOSNIKA

Za analizu nosivosti pužnih prenosnika razmatrana je familija prenosnika a-63, a-100 i a-250 čije su karakteristike date u tabelama 6.2-6.4. Izvršen je proračun nosivosti pužnog prenosnika prema teorijskim osnovama prikazanim u poglavljju 5, pomoću programa za proračun nosivosti prikazanom u tački 5.12. Proračun nosivosti izvršen je u odnosu na:

- habanje,
- piting,
- lom zupca u podnožju,
- termičku stabilnost.

Kritična debljina pohabanog sloja određena po kriterijumu a), odnosno preko temene debljine pohabanog sloja – izraz (5.53).

Radi sveobuhvatnog sagledavanja nosivosti pužnih prenosnika po različitim kriterijumima varirani su sledeći parametri (tabele 6.2-6.4):

- Osno rastojanje ($a = 63 \text{ mm}$; $a = 100 \text{ mm}$; $a = 250 \text{ mm}$);
- Prenosni odnos ($i = 10$; $i = 20$; $i = 30$; $i = 40$)
- Brojevi obrtaja puža ($n_I = 200 \text{ min}^{-1}$; $n_I = 500 \text{ min}^{-1}$; $n_I = 1000 \text{ min}^{-1}$; $n_I = 1500 \text{ min}^{-1}$; $n_I = 2000 \text{ min}^{-1}$);
- Materijal pužnog zupčanika (CuSn12-C-GZ; CuAl10Fe5Ni5-C-GZ; EN-GJS-400-15);
- Vrsta ulja (mineralno, sintetičko);
- Način podmazivanja (potapanjem, pod pritiskom).

Rezultati proračuna prikazani su u dijagramima – slike 6.7-6.24.

6.3.1. Prenosnik a-63

Rezultati proračuna nosivosti pužnog prenosnika a-63 (detaljni podaci o prenosniku prikazani su u tabeli 6.2) dati su na 3 različita tipa dijagrama (linijski, stubasti i 3D površinski) prikazanih na slikama 6.7-6.12.

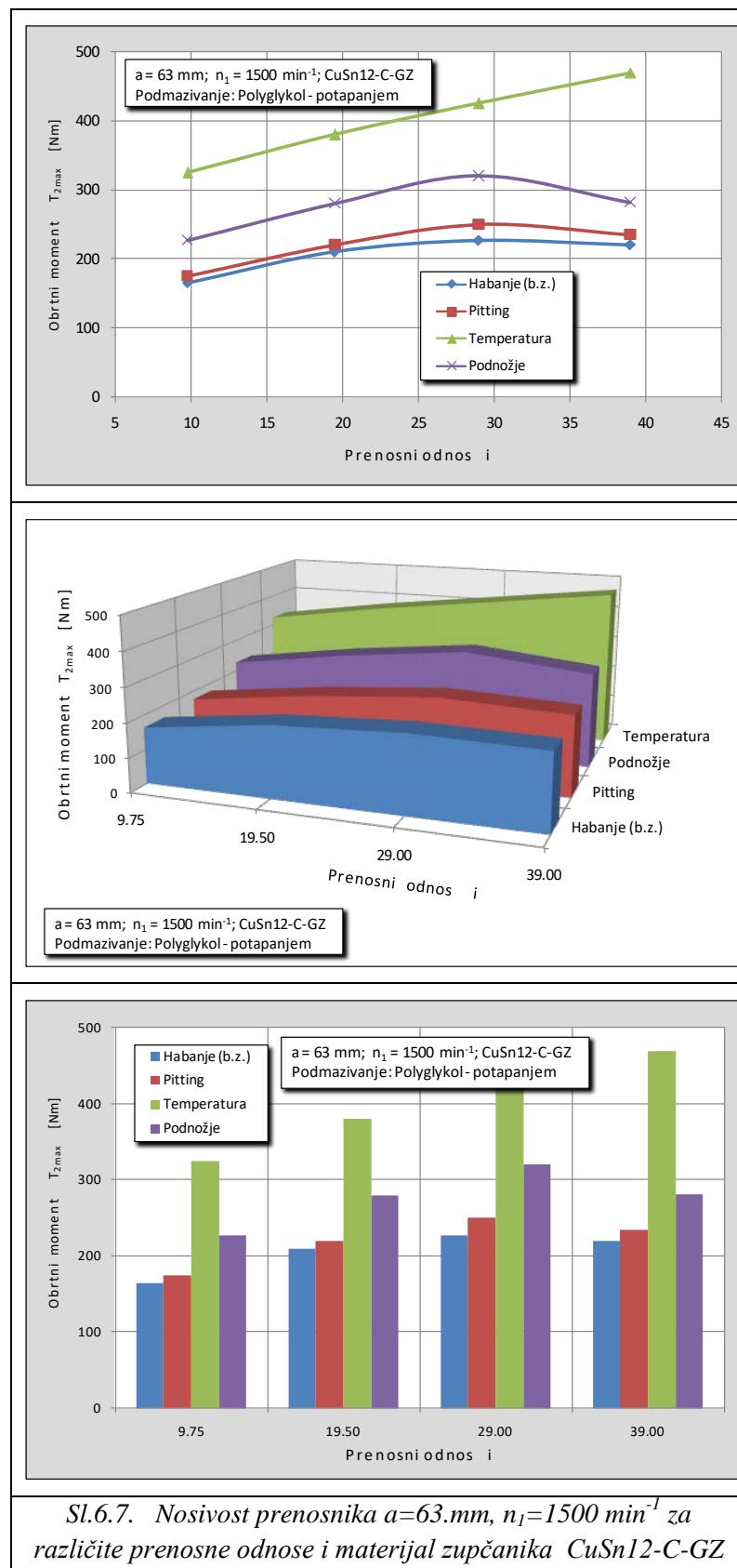
Kod prenosnika sa pužem od legiranog čelika i pužnim zupčanikom od kalajne bronze *CuSn12-C-GZ* može se zaključiti sledeće:

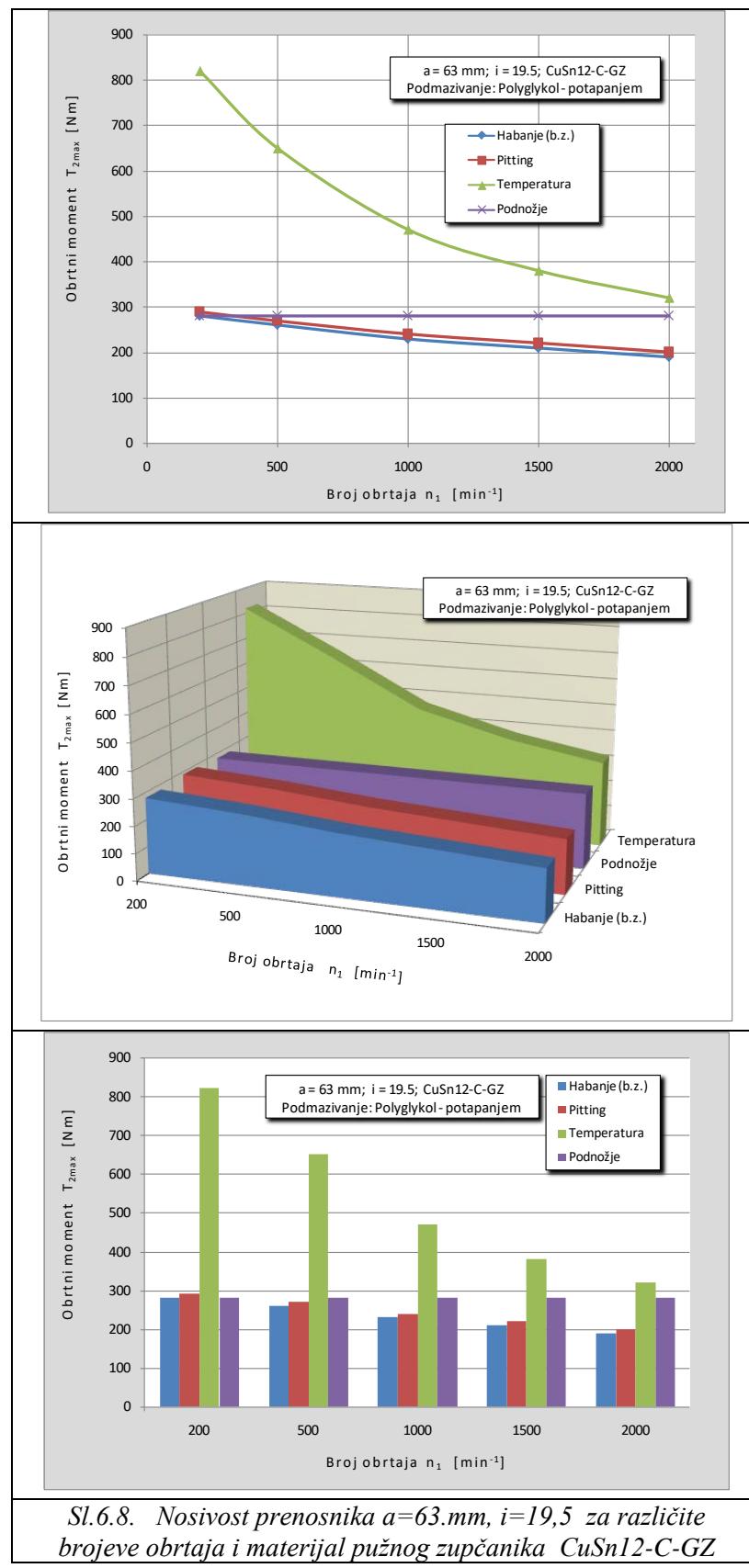
- I kod variranja prenosnog odnosa ($i = 9.75$; $i = 19.5$; $i = 29$; $i = 39$) i kod variranja brojeva obrtaja ($n_I = 200 \text{ min}^{-1}$; $n_I = 500 \text{ min}^{-1}$; $n_I = 1000 \text{ min}^{-1}$; $n_I = 1500 \text{ min}^{-1}$; $n_I = 2000 \text{ min}^{-1}$), odnosno brzine klizanja ($v_{km} = 0,28 \text{ m/s}$; $v_{km} = 0,71 \text{ m/s}$; $v_{km} = 1,41 \text{ m/s}$; $v_{km} = 2,12 \text{ m/s}$; $v_{km} = 2,82 \text{ m/s}$) nosivost prenosnika ograničena je habanjem.
- Posle habanja kod prenosnika a-63 kritična je nosivost u odnosu na izdržljivost bokova zupaca odnosno pitingom, što potvrđuje napred navedeni stav da su oštećenja od habanja i oštećenja od pitinga međusobno povezana.

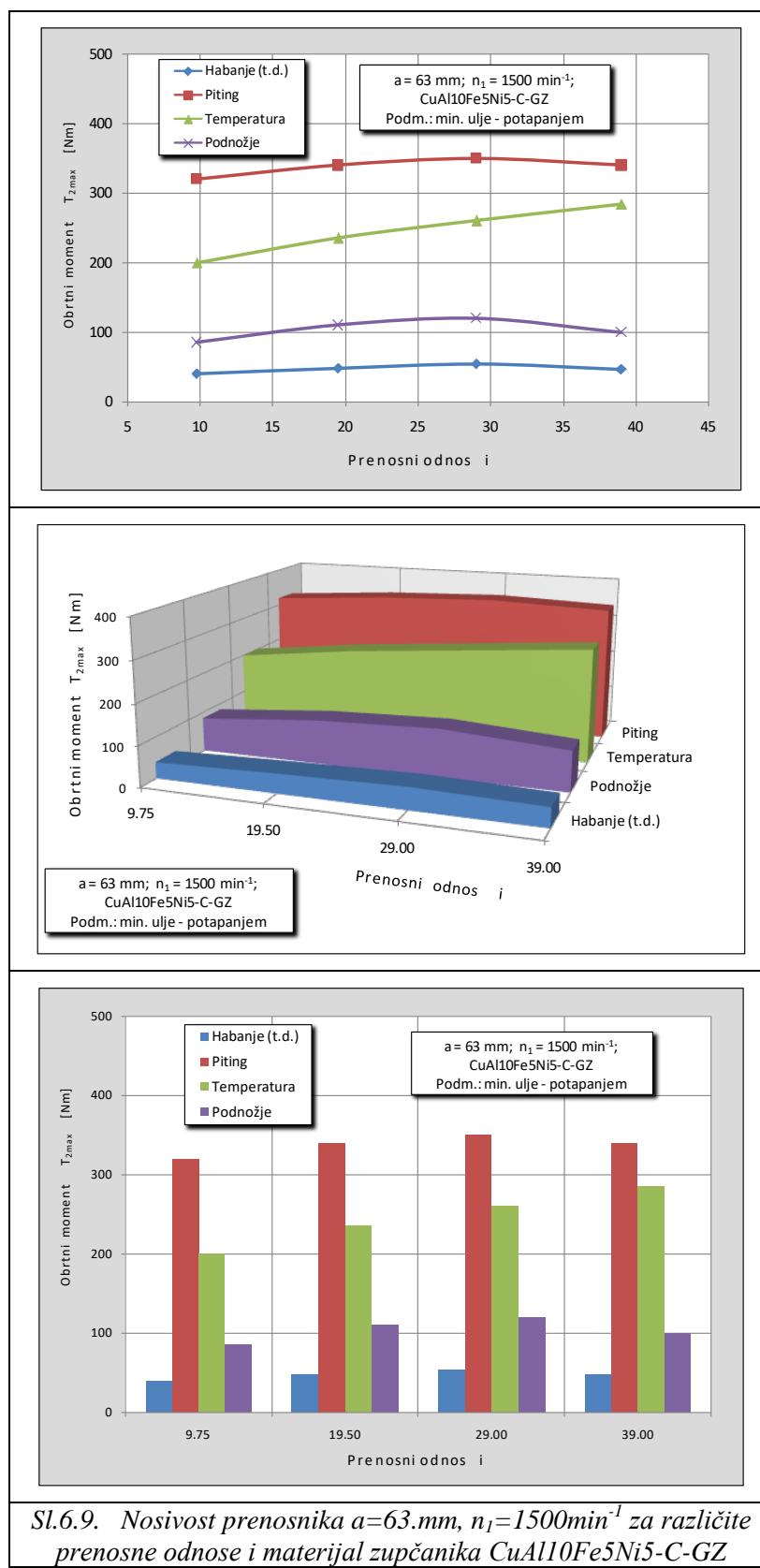
- Kod variranja prenosnog odnosa i za konstantne brojeve obrtaja $n_I = 1500 \text{ min}^{-1}$ optimalna nosivost dobija se za područje prenosnog odnosa $i = 20\text{-}30$.
- Za prenosni odnos $i = 19.5$ i variranja brojeva obrtaja, odnosno brzine klizanja skoro po svim kriterijumima dobija se ujednačena nosivost, što je dobro sa aspekta iskorišćenja resursa prenosnika.

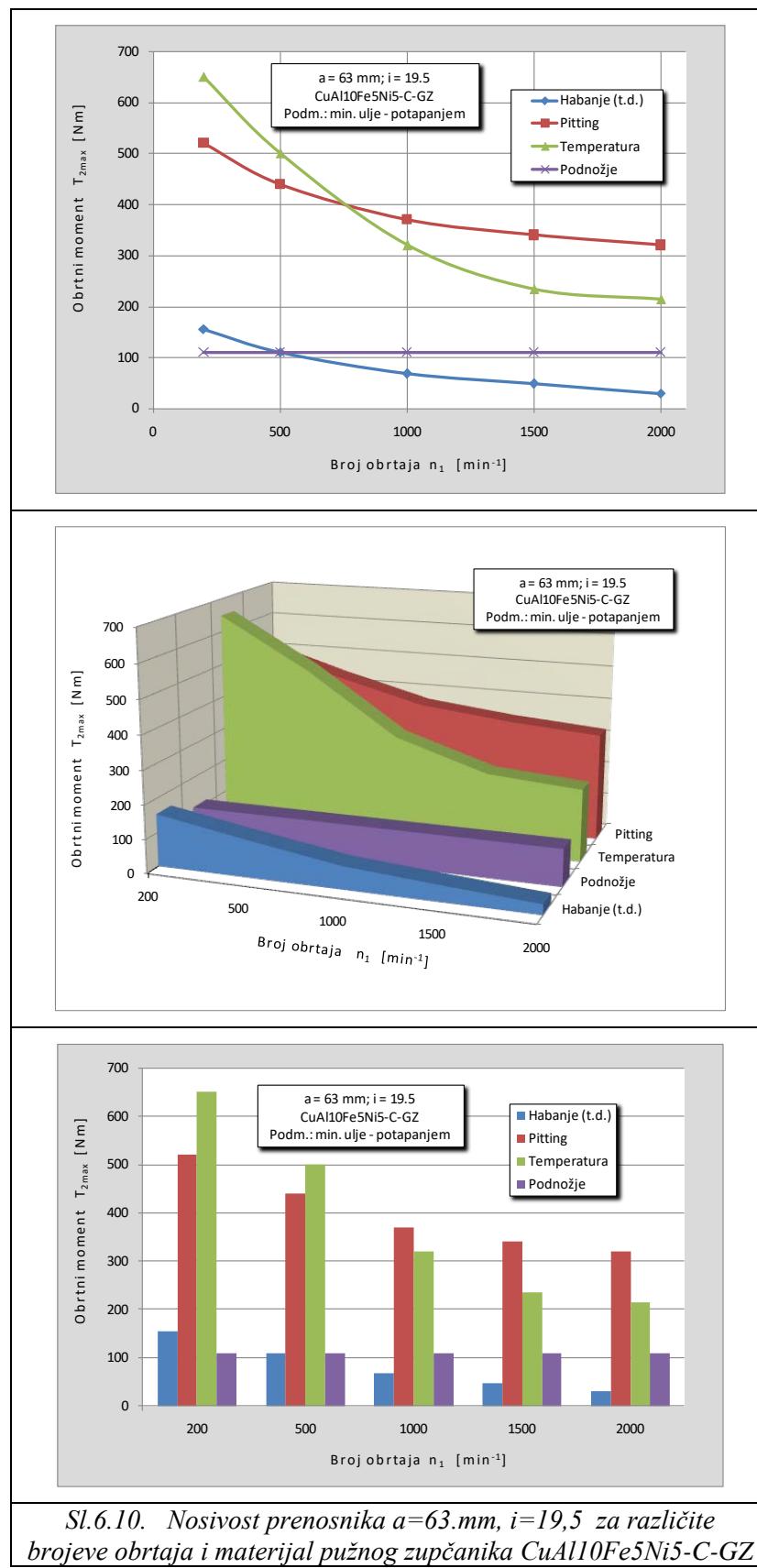
Tabela 6.2. Podaci o prenosniku a-63 ($a = 63 \text{ mm}$)

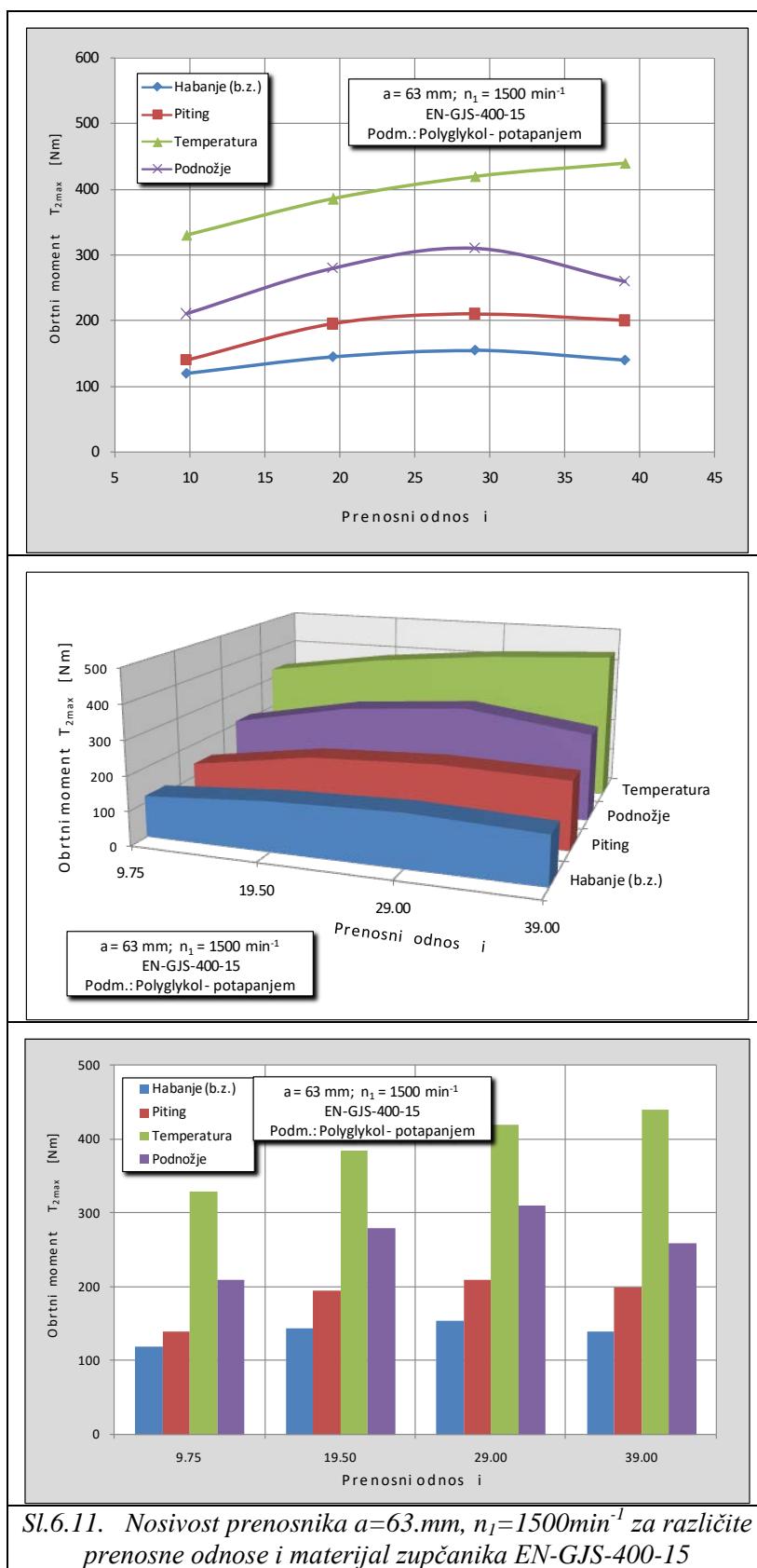
Prenosni odnos	u		9.75	19.5	29	39	
Osno rastojanje	a	mm	63	63	63	63	
Tip puža			ZI	ZI	ZI	ZI	
Radni vek	L_h	h		10000			
Broj obrtaja vratila puža	n_I	min^{-1}	200; 500; 1000; 1500; 2000				
Broj zubaca puža	z_1		4	2	1	1	
Broj zubaca pužnog zupčanika	z_2		39	39	29	39	
Ugao alata	α_0	°	20	20	20	20	
Aksijalni modul	m_x	mm	2.5	2.5	3.15	2.5	
Srednji prečnik puža	d_{ml}	mm	26.5	26.5	33.5	26.5	
Podnožni prečnik puža	d_{fl}	mm	20.5	20.5	25.94	20.5	
Podnožni prečnik pužnog zupčanika	d_{f2}	mm	93.5	93.5	84.94	93.5	
Hrapavost puža	R_{al}	µm	0.8	0.8	0.8	0.8	
Rastojanje puža od oslonca A	l_{I1}	mm	60	60	60	60	
Rastojanje puža od oslonca B	l_{I2}	mm	60	60	60	60	
Kinematska viskoznost ulja na 40°C	ν_{40}	mm^2/s	Minera- lno ulje	674	Sinteti- čko ulje	220	
Kinematska viskoznost ulja na 100°C	ν_{100}	mm^2/s		36.9		41	
Gustina ulja na 15°C	ρ_{oil15}	kg/dm^3		0.929		1.046	
Materijal puža			16MnCr5				
Materijal pužnog zupčanika			CuSn12-C-GZ; CuAl10Fe5Ni5-C-GZ; EN-GJS-400-15				

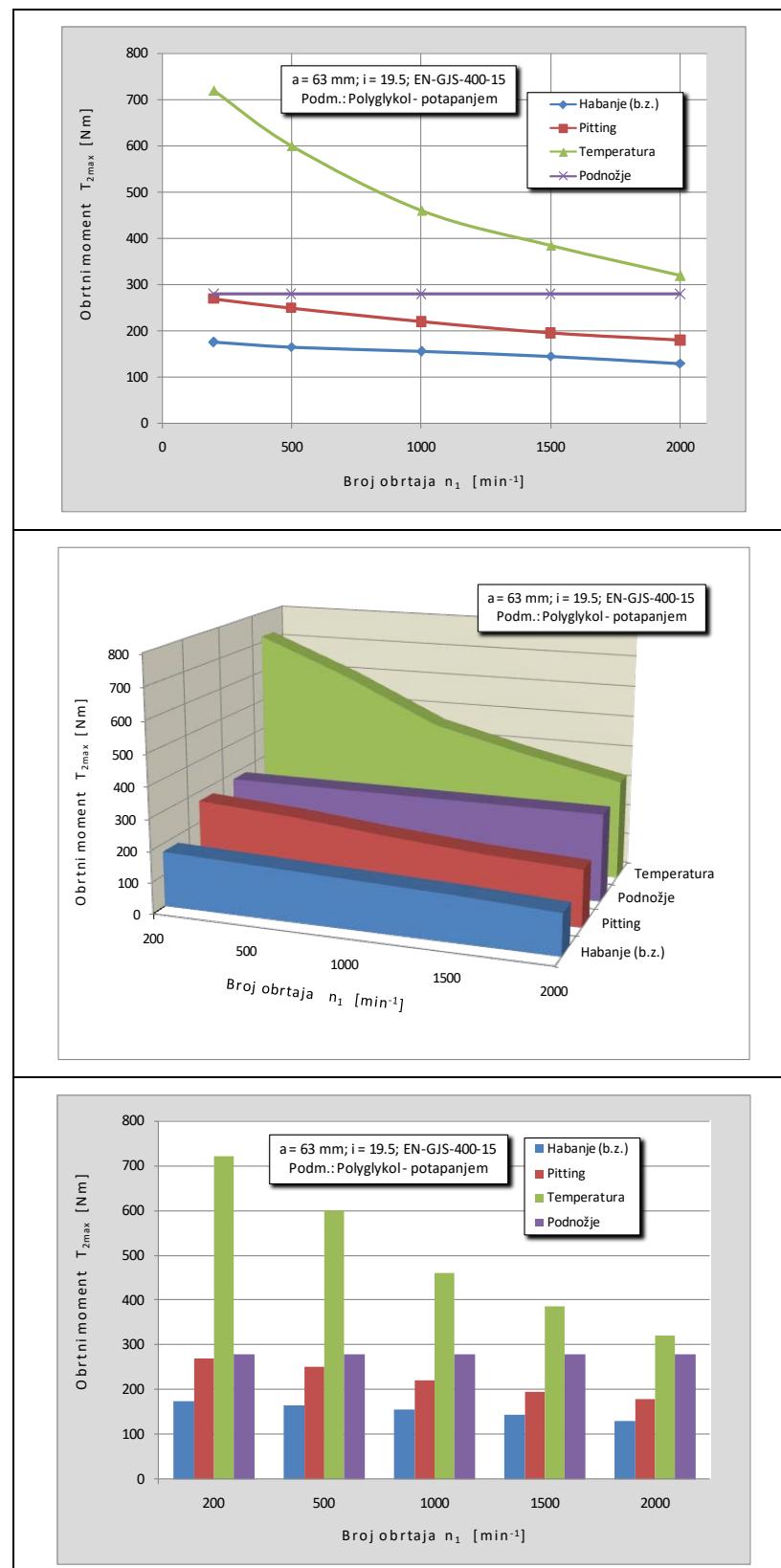












Sl.6.12. Nosivost prenosnika $a=63\text{mm}$, $i=19,5$ za različite brojeve obrtaja i materijal zupčanika EN-GJS-400-15

Kod pužnog prenosnika sa pužem od legiranog čelika i pužnim zupčanikom od Al bronze *CuAl10Fe5Ni5-C-GZ* može se zaključiti sledeće:

- Kod variranja prenosnog odnosa ($i = 9.75; i = 19.5; i = 29; i = 39$) nosivost prenosnika ograničena je habanjem. U odnosu na nosivost po kriterijumu habanja, nosivost podnožja u proseku je 2x veća, nosivost u odnosu na termičku stabilnost 5x, a nosivost bokova zubaca 7x.
- Slična situacija je i kod variranja brojeva obrtaja, sa izuzetkom kod nižih brojeva obrtaja ($n_I \leq 500 \text{ min}^{-1}$), gde je kritična izdržljivost podnožja zubaca.
- I kod variranja prenosnog odnosa i kod variranja brojeva obrtaja po svim kriterijumima proračuna dobija se neujednačena nosivost.

Kod pužnog prenosnika sa pužem od legiranog čelika i pužnim zupčanikom od nodularnog liva *EN GJS-400-15* može se zaključiti sledeće:

- Kod variranja prenosnog odnosa ($i = 9.75; i = 19.5; i = 29; i = 39$) nosivost prenosnika ograničena je habanjem. Nosivost po kriterijumu habanja manja je za 25% u odnosu na nosivost bokova zubaca, za 47% u odnosu na izdržljivost podnožja, i za 65% u odnosu na termičku stabilnost. Slična situacija je i kod variranja brojeva obrtaja vratila puža.
- Kod variranja prenosnog odnosa i za konstantne brojeve obrtaja $n_I = 1500 \text{ min}^{-1}$ optimalna nosivost dobija se za područje prenosnog odnosa $i = 20-30$.
- I kod variranja prenosnog odnosa i kod variranja brojeva obrtaja po svim kriterijumima proračuna dobija se prilično dobra ujednačenost nosivosti.

6.3.2. Prenosnik a-100

Proračun nosivosti pužnog prenosnika a-100 izведен je na sličan način kao i proračun nosivosti prenosnika a-63. Detaljni podaci o prenosniku dati su u tabeli 6.2, a rezultati proračuna prikazani su na 3 različita tipa dijagrama (linijski, stubasti i 3D površinski) na slikama 6.13-6.18.

Tabela 6.3. Podaci o prenosniku a-100 ($a = 100 \text{ mm}$)

Prenosni odnos	u		10.33	20.5	29	40	
Osno rastojanje	a	mm	100	100	100	100	
Tip puža			ZI	ZI	ZI	ZI	
Radni vek	L_h	h		10000			
Broj obrtaja vratila puža	n_1	min^{-1}	200; 500; 1000; 1500; 2000				
Broj zubaca puža	z_1		3	2	1	1	
Broj zubaca pužnog zupčanika	z_2		31	41	29	40	
Ugao alata	α_0	°	20	20	20	20	
Aksijalni modul	m_x	mm	5	4	5	4	
Srednji prečnik puža	d_{m1}	mm	45	36	53.175	40	
Podnožni prečnik puža	d_{f1}	mm	33	26.4	41.175	30.4	
Podnožni prečnik pužnog zupčanika	d_{f2}	mm	143	154.4	134.82	150.4	
Hrapavost puža	R_{a1}	μm	0.8	0.8	0.8	0.8	
Rastojanje puža od oslonca A	l_{11}	mm	90	90	90	90	
Rastojanje puža od oslonca B	l_{12}	mm	90	90	90	90	
Kinematska viskoznost ulja na 40°C	ν_{40}	mm^2/s	Minera- lno ulje	674	Sinteti- čko ulje	220	
Kinematska viskoznost ulja na 100°C	ν_{100}	mm^2/s		36.9		41	
Gustina ulja na 15°C	ρ_{oil15}	kg/dm^3		0.929		1.046	
Materijal puža			16MnCr5				
Materijal pužnog zupčanika			CuSn12-C-GZ; CuAl10Fe5Ni5-C-GZ; EN-GJS-400-15				

Kod prenosnika a-100 sa pužem od legiranog čelika pužnim zupčanika od kalajne bronce *CuSn12-C-GZ* može se zaključiti sledeće:

- Kod variranja prenosnog odnosa ($i = 10.33; i = 20.5; i = 29; i = 40$) nosivost prenosnika ograničena je izdržljivošću bokova zubaca, odnosno pitingom. Kod variranja brojeva obrtaja ($n_1 = 200 \text{ min}^{-1}; n_1 = 500 \text{ min}^{-1}; n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}; n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}; n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$), odnosno brzine klizanja ($v_{km} = 0,39 \text{ m/s}; v_{km} = 0,97 \text{ m/s}; v_{km} = 1,93 \text{ m/s}; v_{km} = 2,90 \text{ m/s}; v_{km} = 3,86 \text{ m/s}$) nosivost prenosnika ograničena je pitingom i habanjem.
- Kod variranja prenosnog odnosa i za konstantne brojeve obrtaja $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ optimalna nosivost dobija se za područje prenosnog odnosa $i = 20-30$.

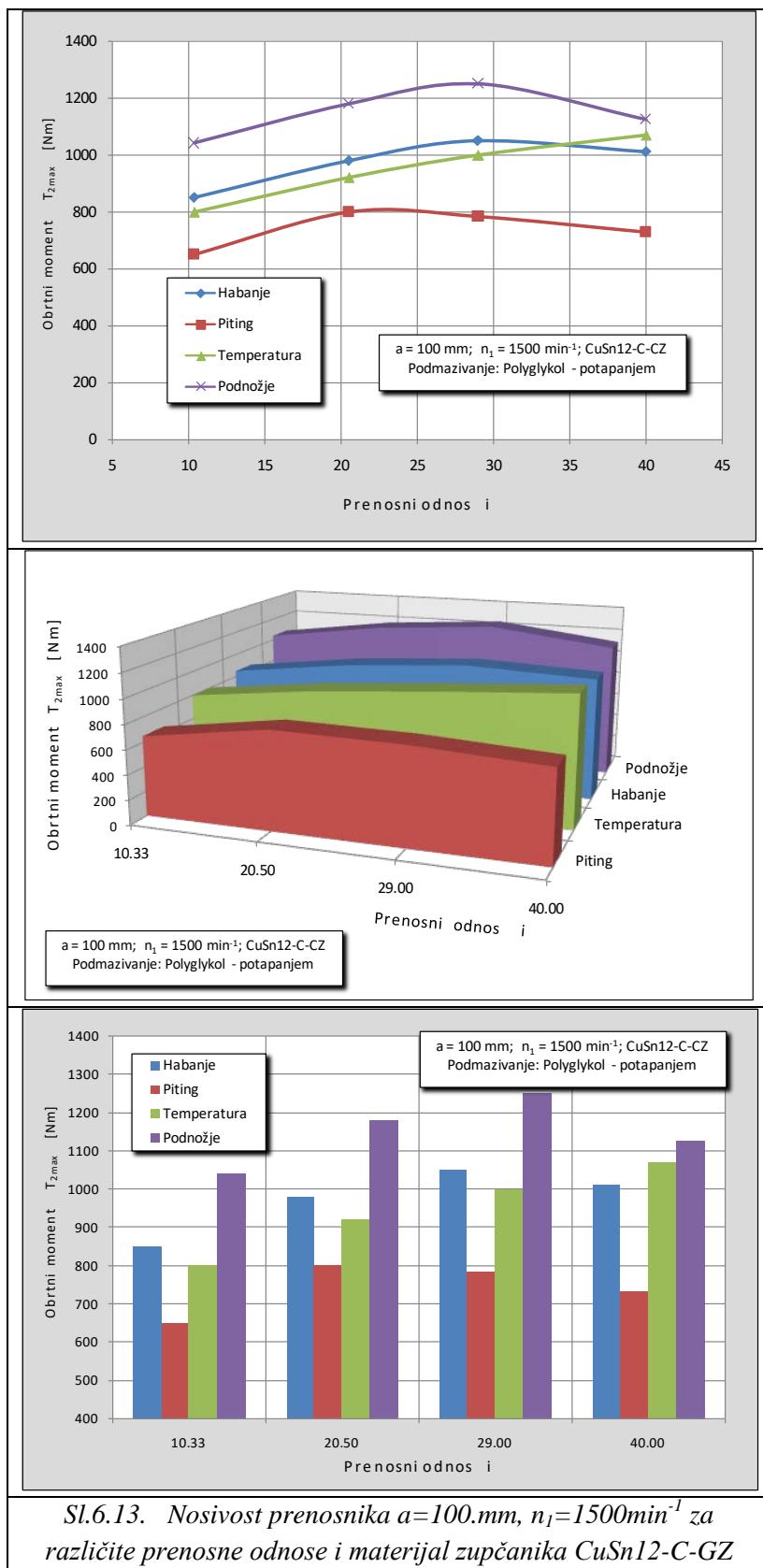
- Za prenosni odnos $i = 20.5$ i variranja brojeva obrtaja, odnosno brzine klizanja skoro po svim kriterijumima proračuna dobija se ujednačena nosivost, što nije slučaj kod variranja prenosnog odnosa.

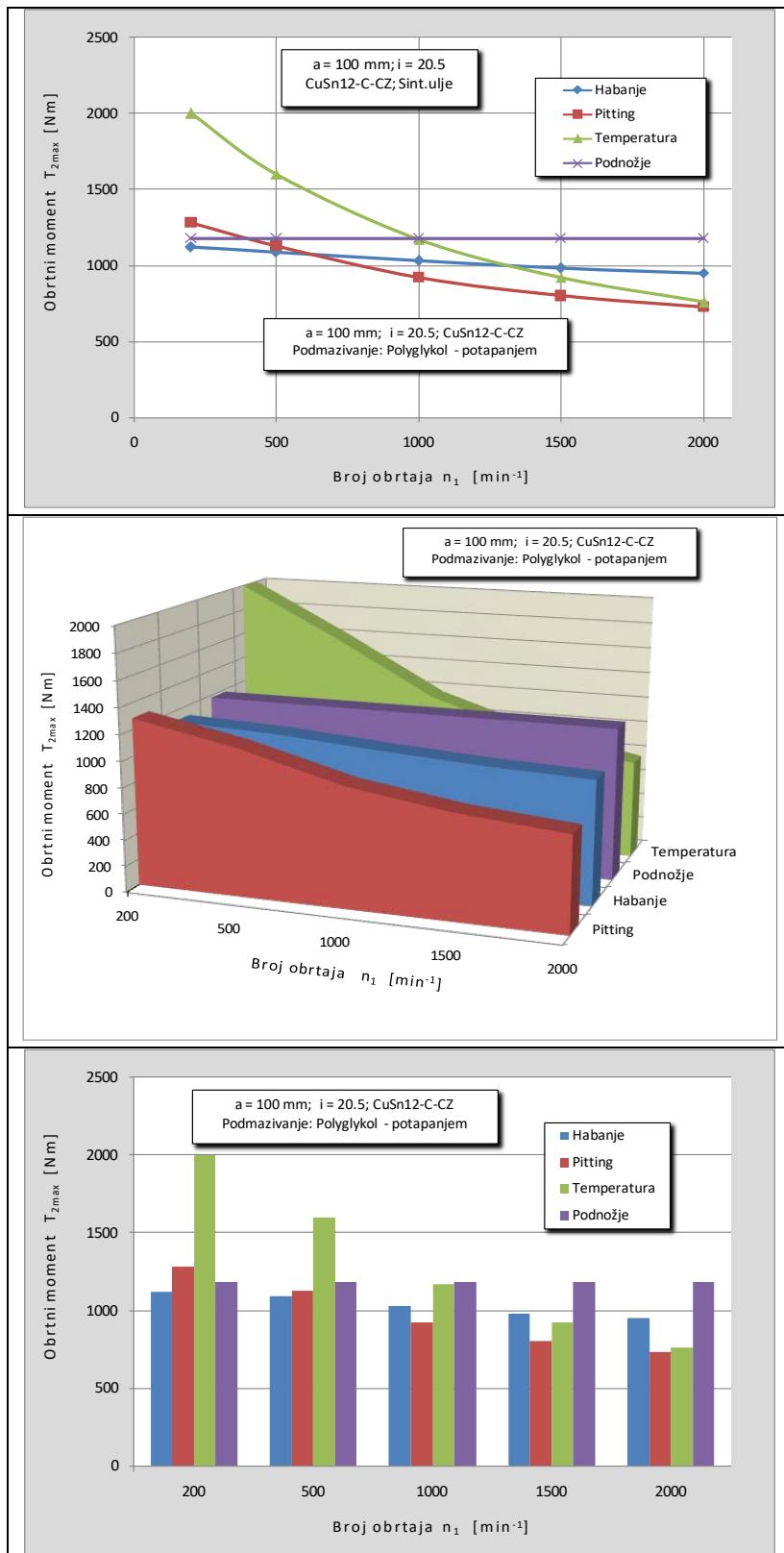
Kod pužnog prenosnika a-100 sa pužem od legiranog čelika i pužnim zupčanikom od Al bronze *CuAl10Fe5Ni5-C-GZ* može se zaključiti sledeće:

- Kod variranja prenosnog odnosa ($i = 10.33$; $i = 20.5$; $i = 29$; $i = 40$) nosivost prenosnika ograničena je habanjem. U odnosu na nosivost po kriterijumu habanja, nosivost podnožja i nosivost u odnosu na termičku stabilnost u proseku je 2x veća, a nosivost bokova zubaca 5x.
- Slična situacija je i kod variranja brojeva obrtaja, sa izuzetkom kod nižih brojeva obrtaja ($n_I \leq 600 \text{ min}^{-1}$), gde je kritična izdržljivost podnožja zubaca.
- I kod variranja prenosnog odnosa i kod variranja brojeva obrtaja po svim kriterijumima proračuna dobija se neujednačena nosivost. Samim tim raspoloživi resursi prenosnika nisu u dovoljnoj meri iskorišćeni.

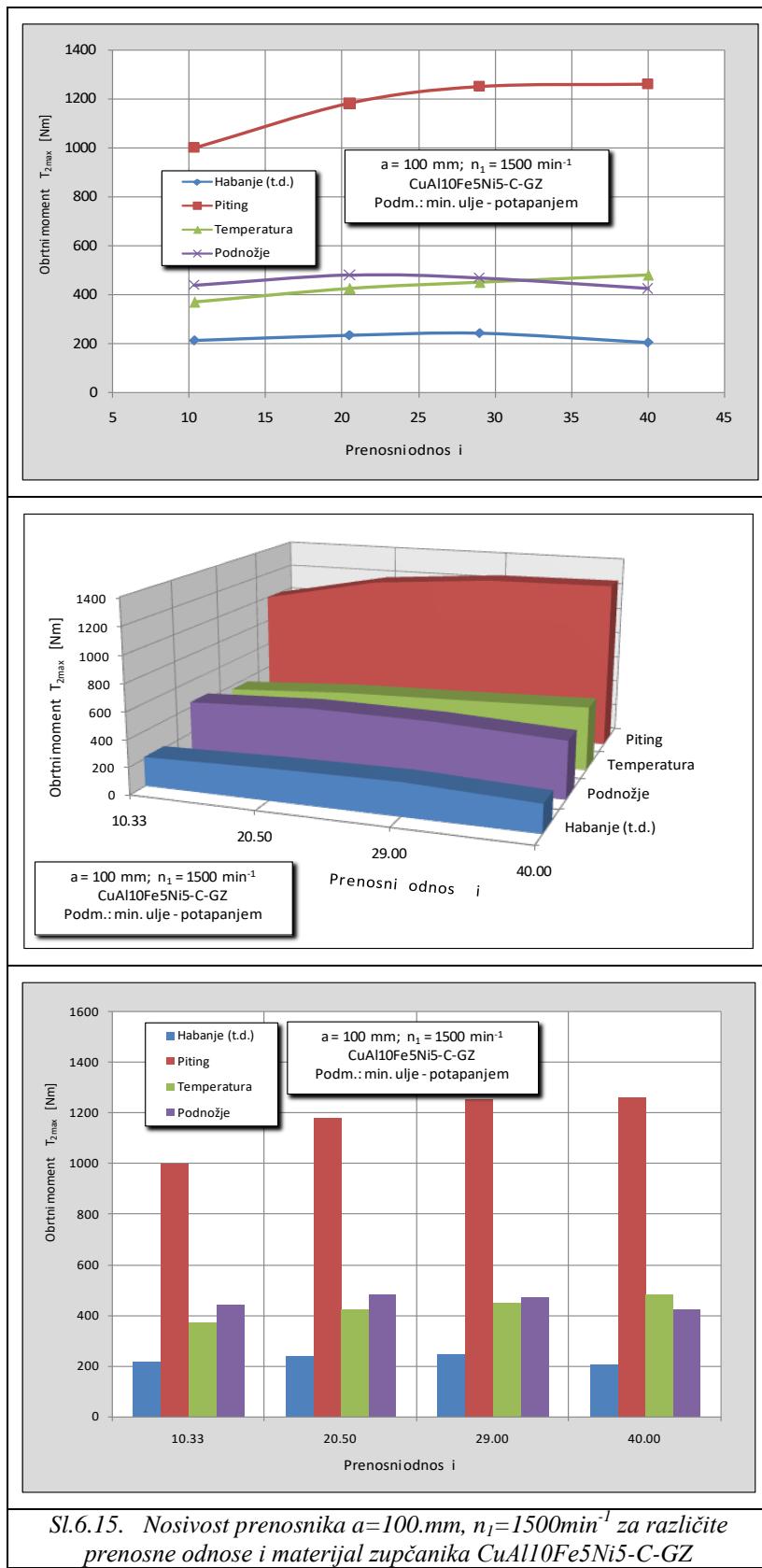
Kod pužnog prenosnika a-100 sa pužem od legiranog čelika i pužnim zupčanikom od nodularnog liva *EN-GJS-400-15* može se zaključiti sledeće:

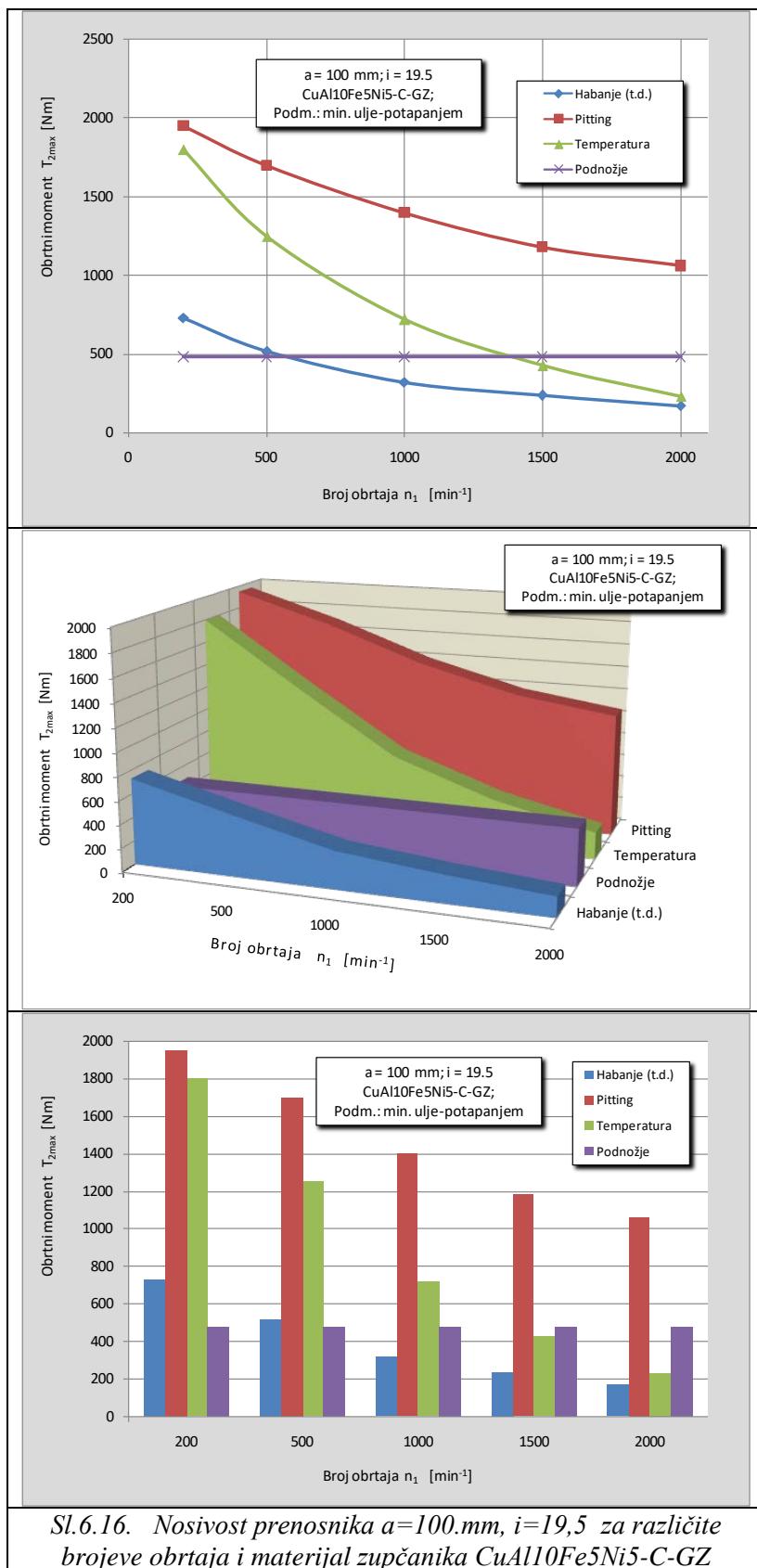
- I kod variranja prenosnog odnosa i kod variranja brojeva obrtaja nosivost prenosnika ograničena je izdržljivošću u odnosu na habanje i u odnosu na pojavu pitinga.
- Nosivost prenosnika u odnosu na habanje i u odnosu na pojavu pitinga je približno ista i kod variranja prenosnog odnosa i kod variranja brojeva obrtaja.
- Kod variranja prenosnog odnosa i za konstantne brojeve obrtaja $n_I = 1500 \text{ min}^{-1}$ optimalna nosivost dobija se za područje prenosnog odnosa $i = 20-30$.

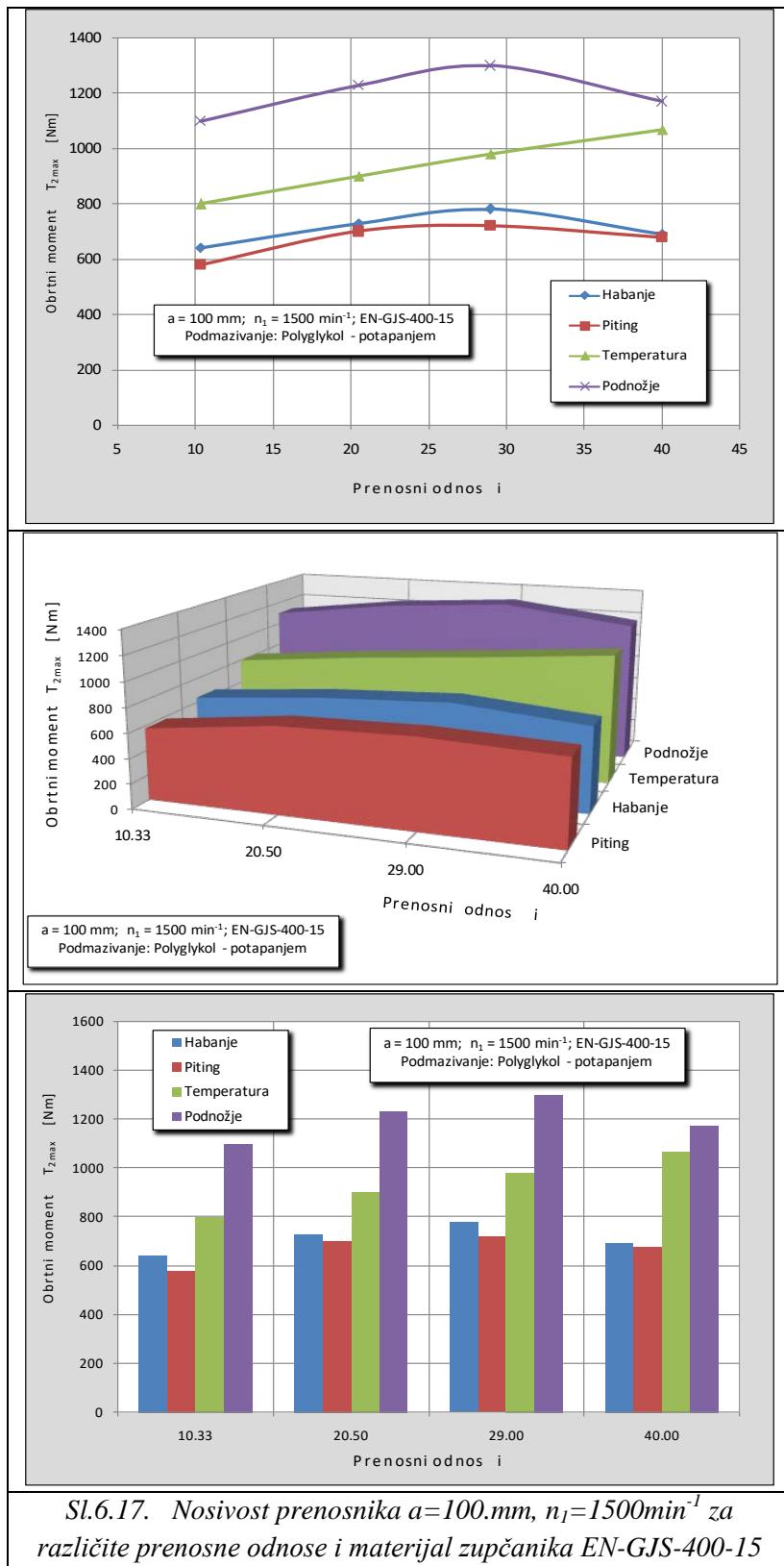


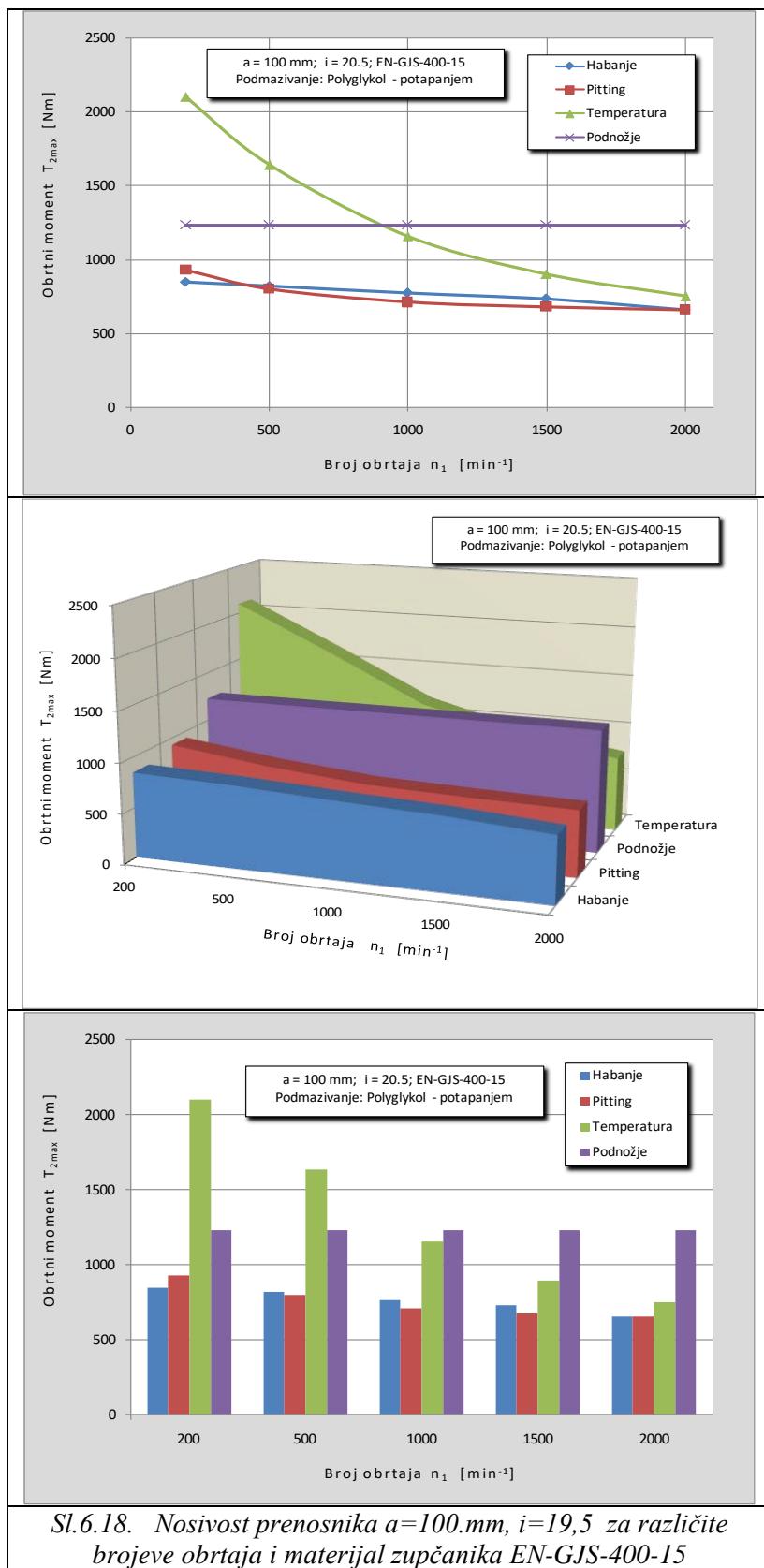


Sl.6.14. Nosivost prenosnika $a=100\text{mm}$, $i=19,5$ za različite brojeve obrtaja i materijal zupčanika CuSn12-C-GZ









6.3.3. Prenosnik a-250

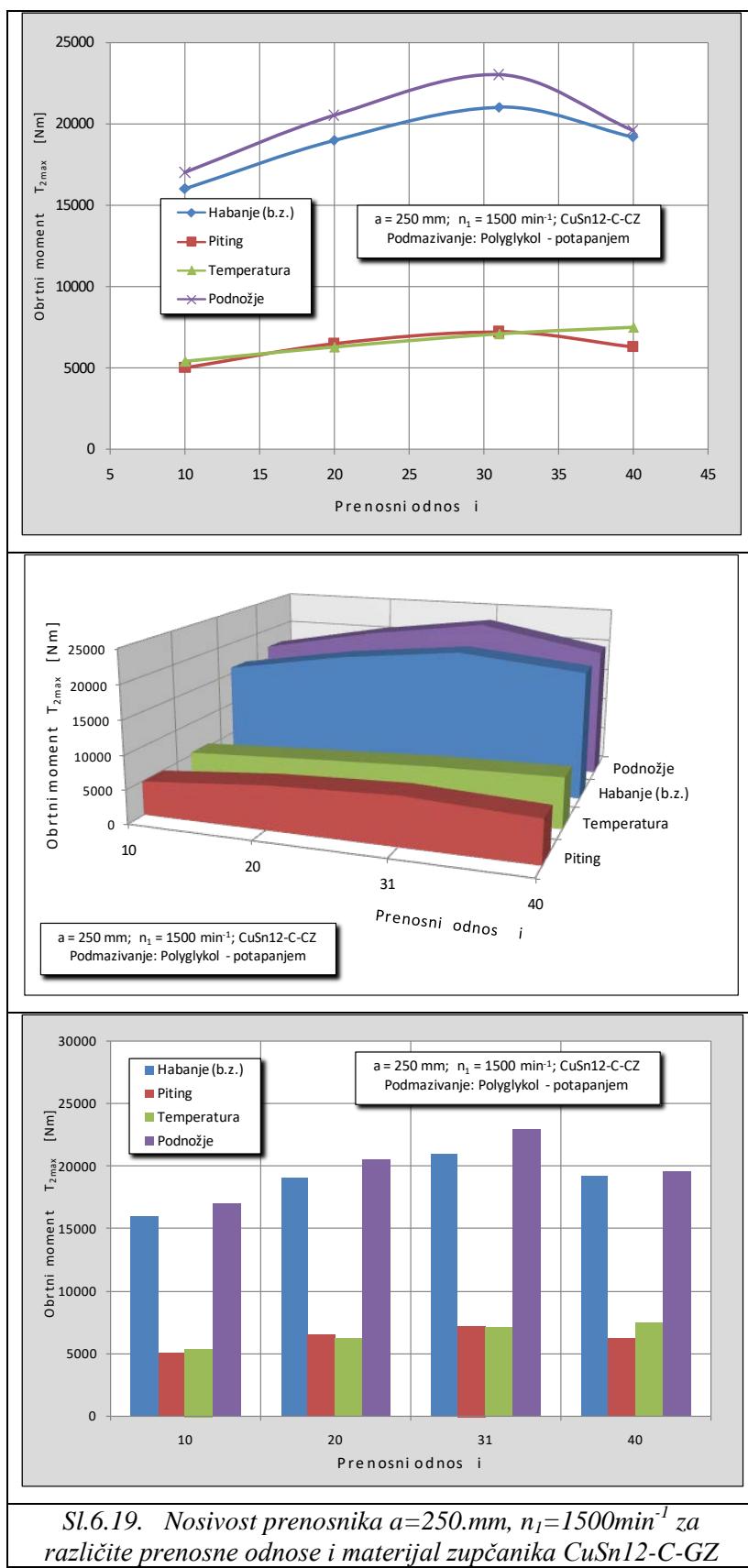
Proračun nosivosti pužnog prenosnika a-250 izveden je na sličan način kao i proračun nosivosti prenosnika a-63 i a-100. Detaljni podaci o prenosniku dati su u tabeli 6.4, a rezultati proračuna prikazani su na 3 različita tipa dijagrama (linijski, stubasti i 3D površinski) na slikama 6.19-6.24.

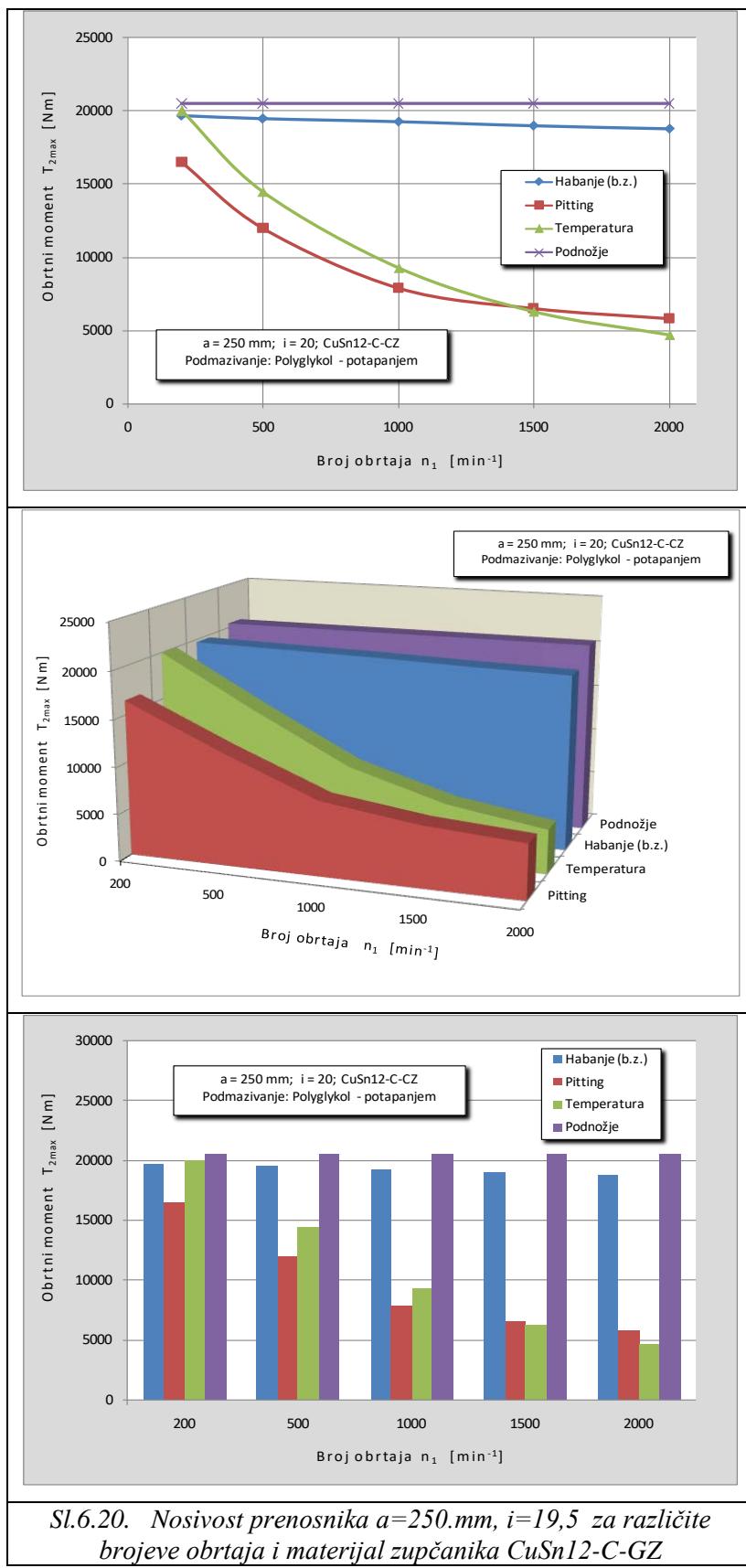
Tabela 6.4. Podaci o prenosniku a-250 ($a = 250 \text{ mm}$)

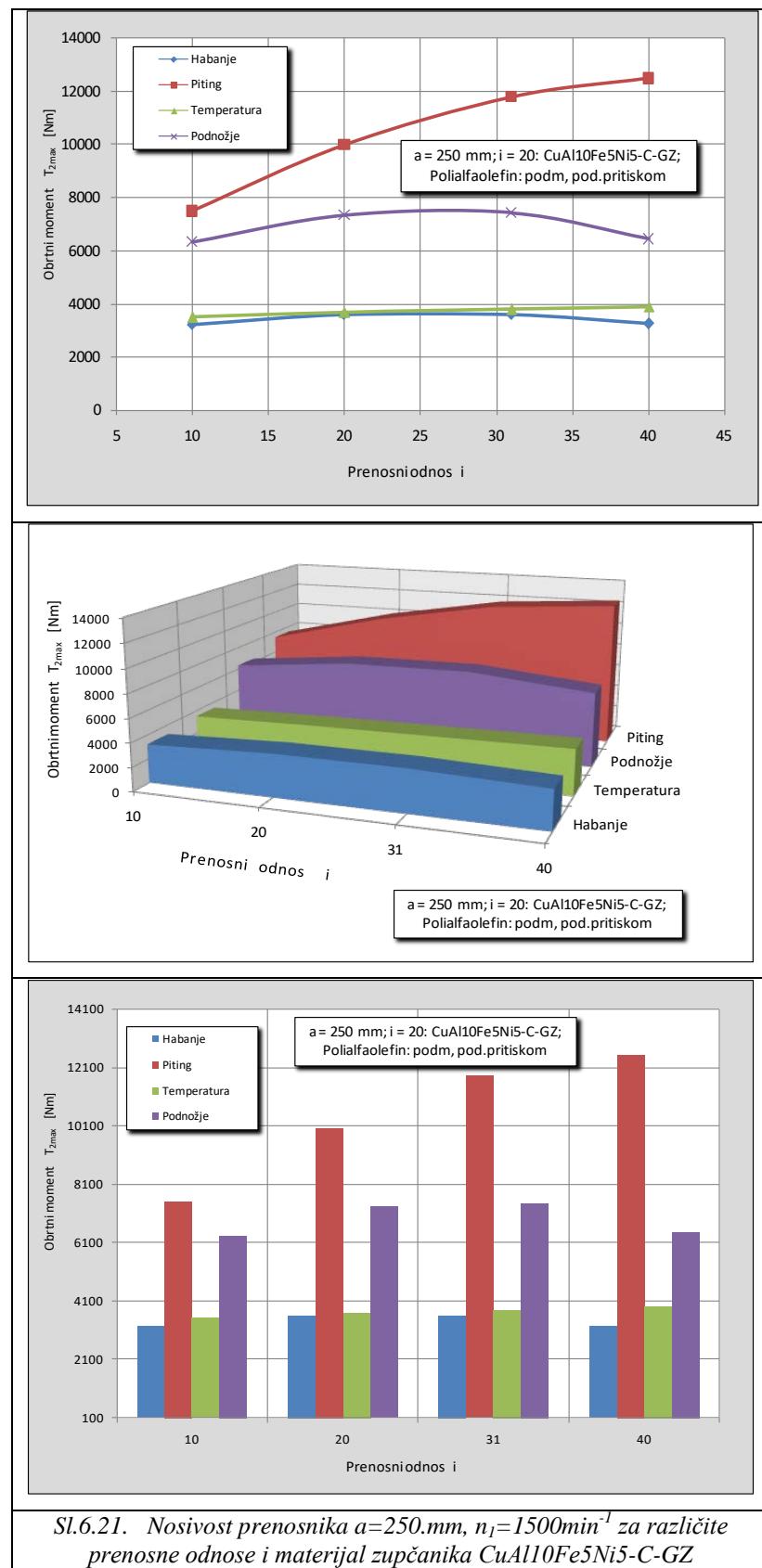
Prenosni odnos	u		10	20	31	40
Osno rastojanje	a	mm	250	250	250	250
Tip puža			ZI	ZI	ZI	ZI
Radni vek	L_h	h		10000		
Broj obrtaja vratila puža	n_1	min^{-1}	200; 500; 1000; 1500; 2000			
Broj zubaca puža	z_1		4	2	1	1
Broj zubaca pužnog zupčanika	z_2		40	40	31	40
Ugao alata	α_0	°	20	20	20	20
Aksijalni modul	m_x	mm	10	10	12.5	10
Srednji prečnik puža	d_{m1}	mm	95	95	112	95
Podnožni prečnik puža	d_{f1}	mm	71	71	82	71
Podnožni prečnik pužnog zupčanika	d_{f2}	mm	381	381	358	381
Hrapavost puža	R_{a1}	µm	0.8	0.8	0.8	0.8
Rastojanje puža od oslonca A	l_{11}	mm	200	200	200	200
Rastojanje puža od oslonca B	l_{12}	mm	200	200	200	200
Kinematska viskoznost ulja na 40°C	ν_{40}	mm^2/s	Minera- lno ulje	674	Sinteti- čko ulje	445
Kinematska viskoznost ulja na 100°C	ν_{100}	mm^2/s		36.9		40.1
Gustina ulja na 15°C	ρ_{roil15}	kg/dm^3		0.929		0.866
Materijal puža				16MnCr5		
Materijal pužnog zupčanika			CuSn12-C-GZ; CuAl10Fe5Ni5-C-GZ; EN-GJS-400-15			

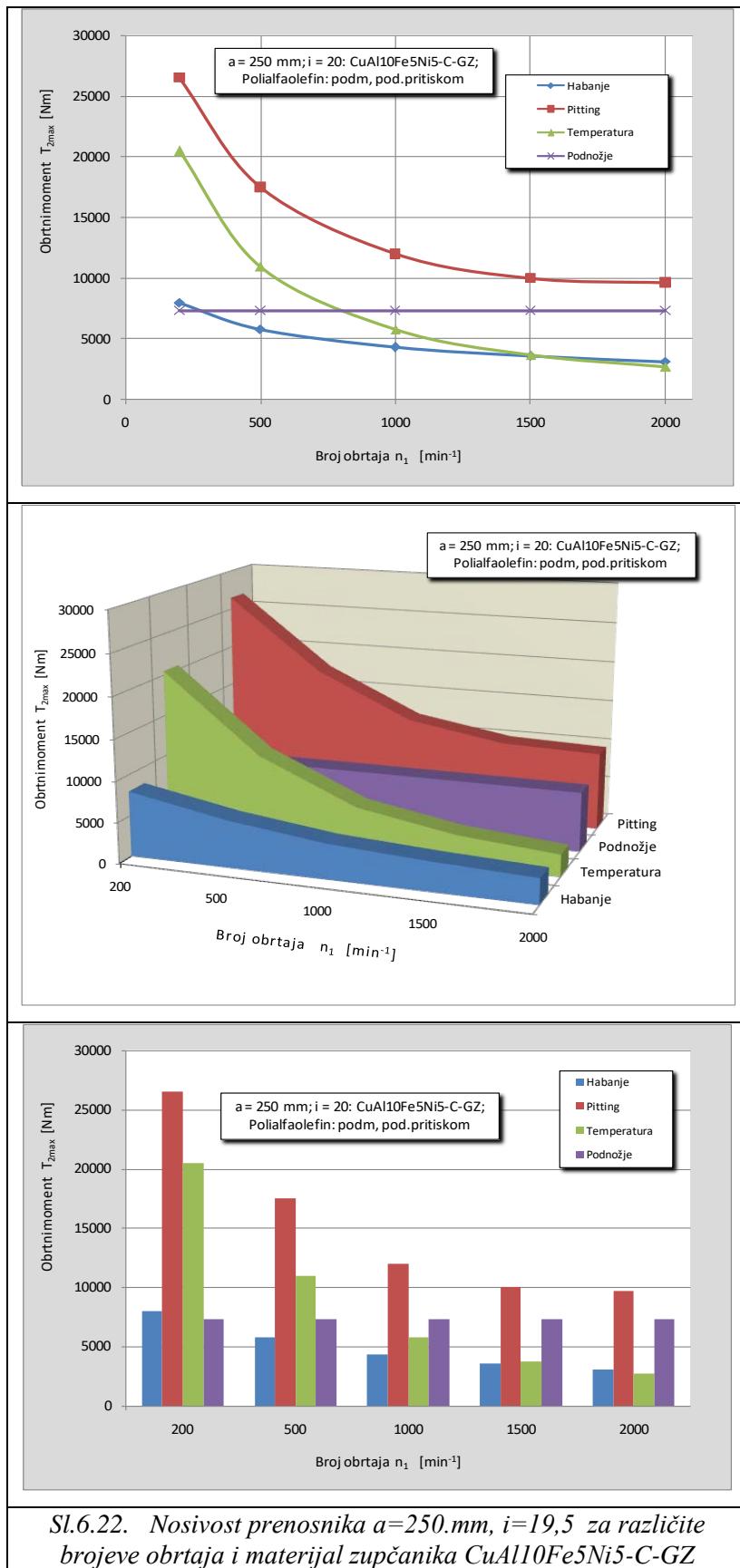
Kod prenosnika a-250 sa pužem od legiranog čelika i pužnim zupčanikom od kalajne bronce $CuSn12-C-GZ$ može se zaključiti sledeće:

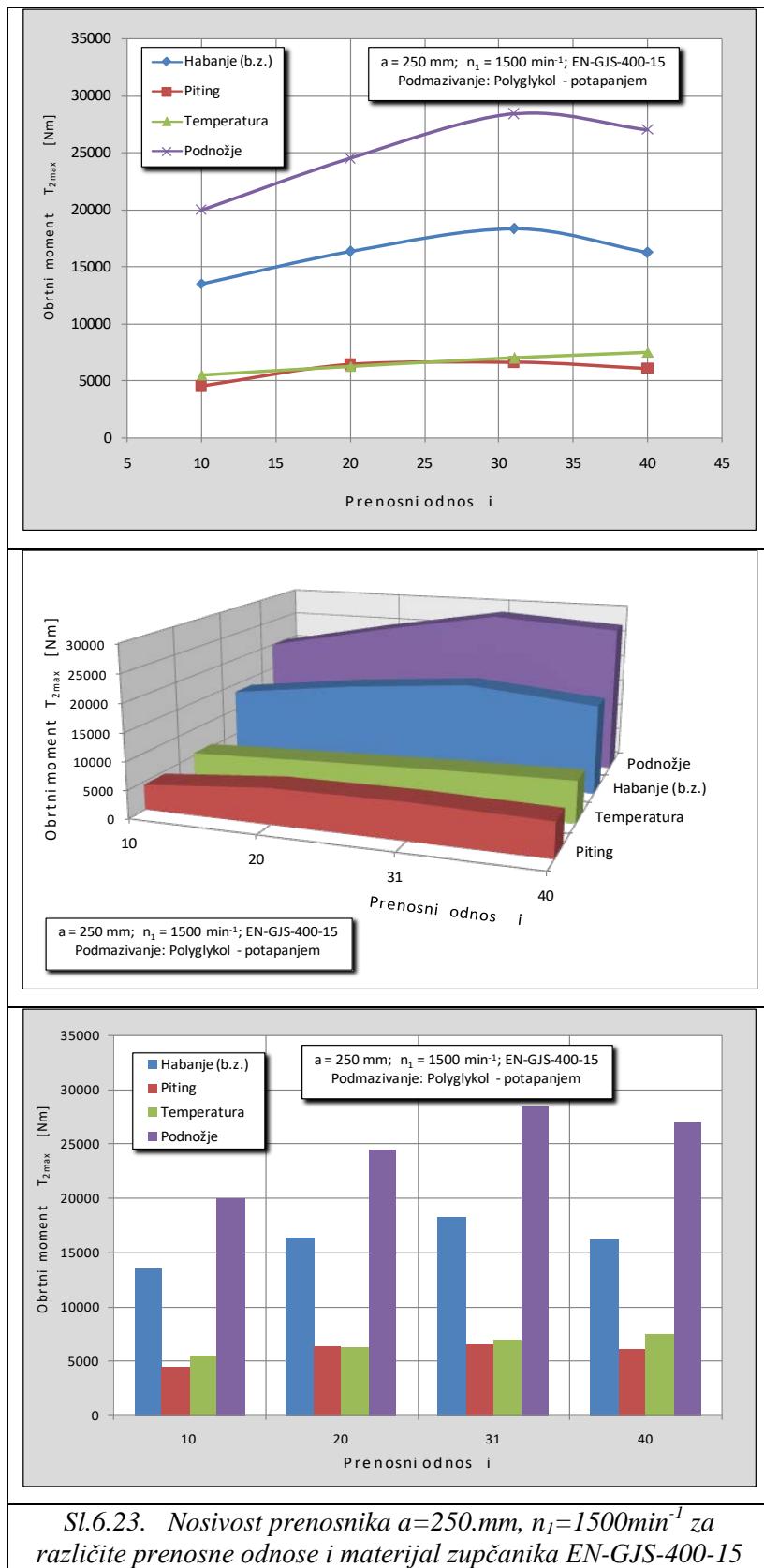
- Kod variranja prenosnog odnosa ($i = 10; i = 20; i = 31; i = 40$) nosivost prenosnika ograničena je izdržljivošću bokova zubaca, odnosno pitingom i termičkom stabilnošću. U odnosu na nosivost bokova zubaca i termičkom stabilnošću, nosivost u odnosu na habanje i u odnosu na izdržljivost podnožja zubaca je u proseku 3x veća.
- Kod variranja brojeva obrtaja ($n_I = 200 \text{ min}^{-1}; n_I = 500 \text{ min}^{-1}; n_I = 1000 \text{ min}^{-1}; n_I = 1500 \text{ min}^{-1}; n_I = 2000 \text{ min}^{-1}$), odnosno brzine klizanja ($v_{km} = 1,02 \text{ m/s}; v_{km} = 2,54 \text{ m/s}; v_{km} = 5,08 \text{ m/s}; v_{km} = 7,62 \text{ m/s}; v_{km} = 10,17 \text{ m/s}$) do učestanosti obrtanja $n_I \leq 1500 \text{ min}^{-1}$ nosivost prenosnika ograničena je pitingom a kod $n_I > 1500 \text{ min}^{-1}$ termičkom stabilnošću prenosnika.
- U proseku, približno istu nosivost imaju sa jedne strane u odnosu na piting i u odnosu na termičku stabilnost ($T_2 = 6.400 \text{ Nm}$), a sa druge strane u odnosu na habanje i u odnosu na izdržljivost podnožja zubaca ($T_2 = 19.400 \text{ Nm}$).

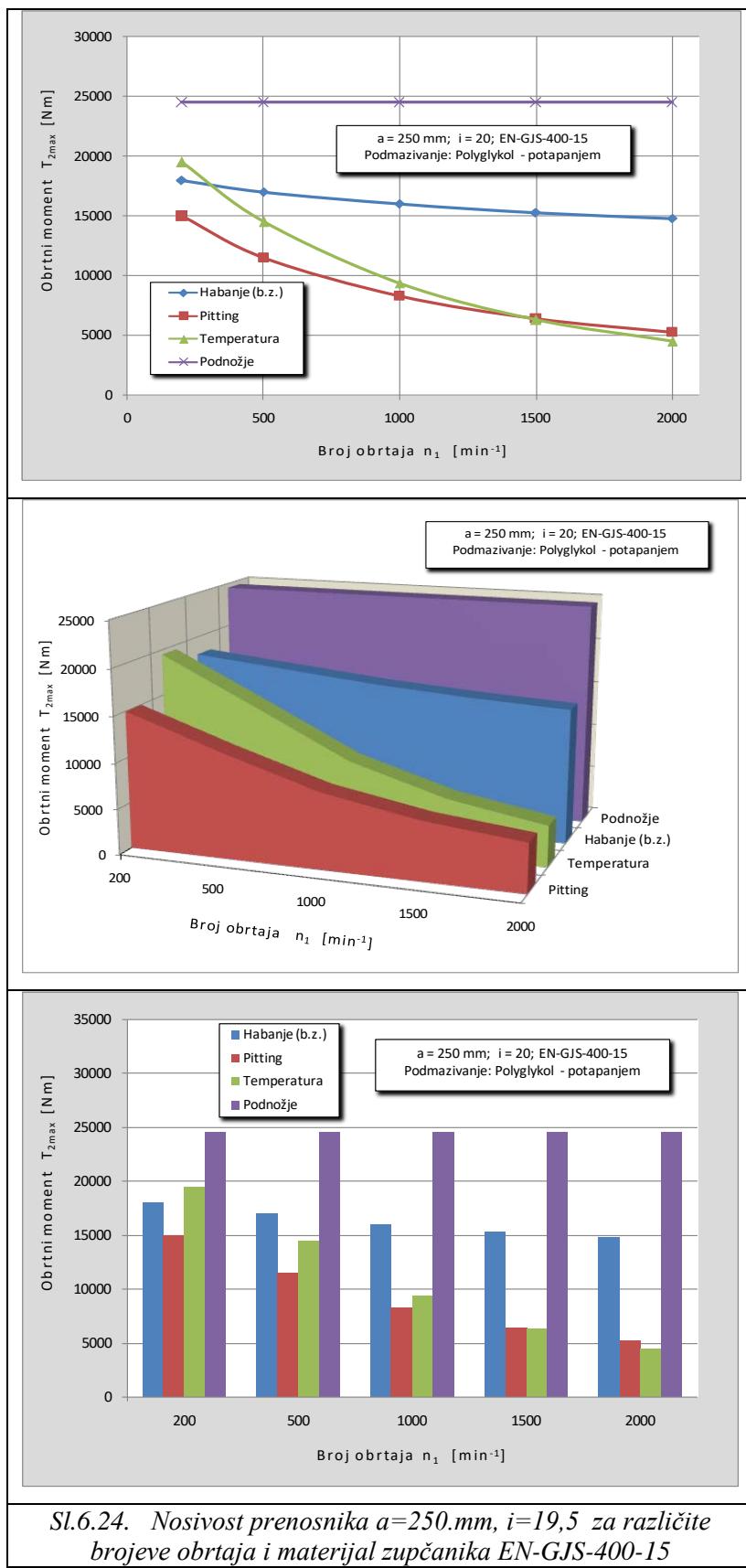












Kod pužnog prenosnika a-250 sa pužem od legiranog čelika i pužnim zupčanikom od Al bronze $CuAl10Fe5Ni5-C-GZ$ može se zaključiti sledeće:

- Kod variranja prenosnog odnosa ($i = 10; i = 20; i = 31; i = 40$) nosivost prenosnika ograničena je habanjem i termičkom stabilnošću prenosnika. Nosivost prenosnika u odnosu na habanje i u odnosu na termičku stabilnost je približno ista ($T_2 \approx 3.570 \text{ Nm}$).
- Kod variranja brojeva obrtaja do učestanosti obrtanja $n_I < 250 \text{ min}^{-1}$ nosivost prenosnika ograničena je izdržljivošću podnožja zubaca, za područje učestanosti obrtanja $n_I = 250 - 1500 \text{ min}^{-1}$ habanjem, a za $n_I > 1500 \text{ min}^{-1}$ termičkom stabilnošću prenosnika.
- I kod variranja prenosnog odnosa i kod variranja brojeva obrtaja po svim kriterijumima proračuna dobija se neujednačena nosivost.

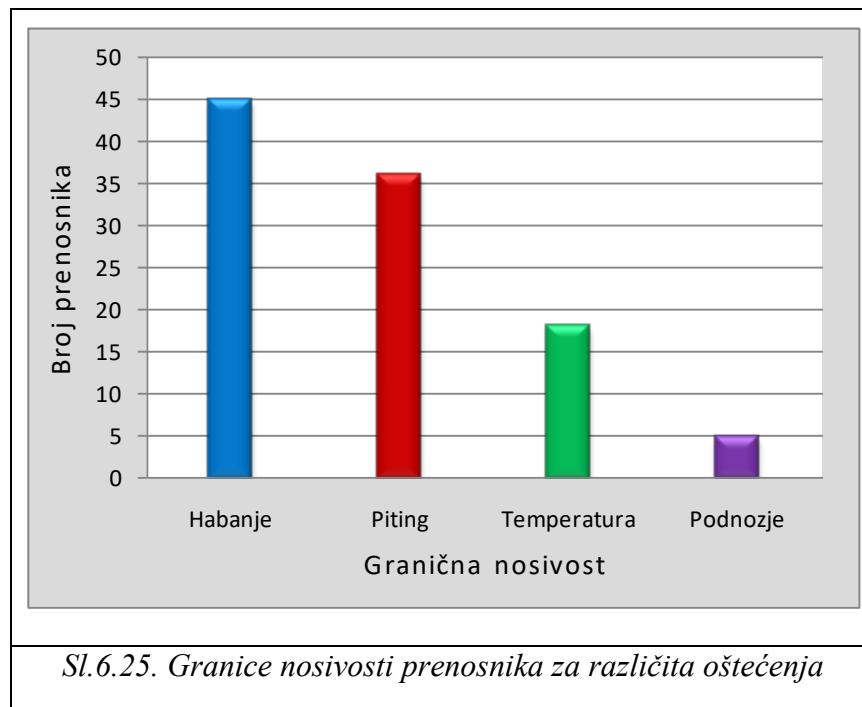
Tabela 6.5. Granice nosivosti prenosnika

No	Materijal pužnog zupčanika	Prenosni odnos/ Brojevi obrtaja	$a = 63 \text{ mm}$	$a = 100 \text{ mm}$	$a = 250 \text{ mm}$
1.	Kalajna bronza	$i = 10$	H (B); UN	B ; UN	T, B, NUN
2.		$i = 20$			B, NUN
3.		$i = 30$			
4.		$i = 40$			
5.		$n_I = 200 \text{ min}^{-1}$	H, B, UN	H; UN	B, NUN
6.		$n_I = 500 \text{ min}^{-1}$			
7.		$n_I = 1000 \text{ min}^{-1}$			
8.		$n_I = 1500 \text{ min}^{-1}$		B; UN	T, NUN
9.		$n_I = 2000 \text{ min}^{-1}$			
10.	AL bronza	$i = 10$	H; NUN	H; NUN	T, H, NUN
11.		$i = 20$			
12.		$i = 30$			
13.		$i = 40$			
14.		$n_I = 200 \text{ min}^{-1}$	P, NUN	P, NUN	P, NUN
15.		$n_I = 500 \text{ min}^{-1}$			H, NUN
16.		$n_I = 1000 \text{ min}^{-1}$			
17.		$n_I = 1500 \text{ min}^{-1}$	H, NUN	H, NUN	H, T, NUN
18.		$n_I = 2000 \text{ min}^{-1}$			T, NUN
19.	Nodularni liv	$i = 10$	H; ≈UN	B, H	T, B, NUN
20.		$i = 20$			
21.		$i = 30$			
22.		$i = 40$			
23.		$n_I = 200 \text{ min}^{-1}$	H; UN	B, H, ≈UN	B, NUN
24.		$n_I = 500 \text{ min}^{-1}$			
25.		$n_I = 1000 \text{ min}^{-1}$			
26.		$n_I = 1500 \text{ min}^{-1}$			B, T, NUN
27.		$n_I = 2000 \text{ min}^{-1}$			T, NUN

Oznake: **H** – habanje (45); **B** – nosivost bokova (piting-36); **P** – nosivost podnožja (5);
T – termička stabilnost (18); **UN** – ujednačena nosivost; **NUN** – neujednačena nosivost

Kod pužnog prenosnika a-250 sa pužem od legiranog čelika i pužnim zupčanikom od nodularnog liva *EN-GJS-400-15* može se zaključiti sledeće:

- I kod variranja prenosnog odnosa i kod variranja brojeva obrtaja nosivost prenosnika ograničena je izdržljivošću u odnosu na termičku stabilnost prenosnika i u odnosu na pojavu pitinga.
- Kod variranja prenosnog odnosa, nosivost prenosnika je približno ista u odnosu na termičku stabilnost prenosnika i u odnosu na pojavu pitinga ($T_2 \approx 6.240 \text{ Nm}$).
- Kod variranja brojeva obrtaja za konstantnu vrednost prenosnog odnosa $i = 20$ do učestanosti obrtanja $n_I \leq 1500 \text{ min}^{-1}$ nosivost prenosnika ograničena je pitingom a kod $n_I > 1500 \text{ min}^{-1}$ termičkom stabilnošću prenosnika.

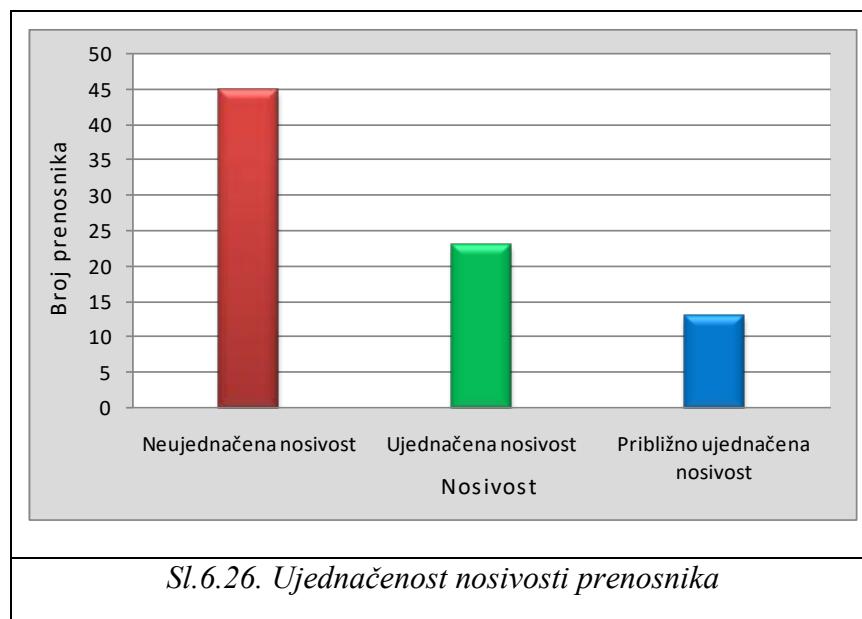


6.3.4. Granice nosivosti prenosnika

Uzimajući u obzir varijaciju prenosnog odnosa, brojeva obrtaja, materijal pužnog zupčanika i osno rastojanje ukupno je za analizu izvršen proračun 81 prenosnika. Na osnovu napred izložene analize u tabeli 6.5 prikazane su granice nosivosti prenosnika za različita oštećenja. Na slici 6.25 su ovi podaci prikazani stubastim dijagramom. Iz dijagrama se uočava da su najveća ograničenja

nosivosti prenosnika vezana za habanje bokova pužnog para (45). Na drugom su ograničenja vezana za piting (36), a na trećem mestu ograničenja vezana za termičku stabilnost prenosnika (18). Prema tome povećanje nosivosti u odnosu na habanje bitno utiče na nosivost kompletног prenosnika. Na taj način je moguće bolje iskorišćenje raspoloživih resursa pužnih prenosnika. Ova konstatacija je još značajnija ukoliko se uzme u obzir međusobna povezanost različitih vrsta oštećenja.

Sa aspekta iskorišćenja raspoloživih resursa pužnih prenosnika jako je bitno da prenosnik ima sličnu nosivost za sva granična stanja. To je u analizi označeno kao ujednačena (UN) odnosno neujednačena nosivost (NUN).



Od 81 prenosnika samo je kod 23 prenosnika ujednačena nosivost, kod 13 približno ujednačena, dok 45 prenosnika imaju neujednačenu nosivost (sl.6.26). Najbolje iskorišćenje raspoložvog resursa prenosnika dobijena je kod prenosnika sa pužnim zupčanikom od kalajne bronze. To je i razlog što većina proizvođača pužnih prenosnika koriste kombinaciju materijala - puž od kaljenog (cementiranog) čelika sa brušenim zupcima a pužni zupčanik od centrifugalno livenе kalajne bronze.

7. EKSPERIMENTALNA ISTRAŽIVANJA HABANJA I RADNE TEMPERATURE PUŽNIH PAROVA

7.1. ISPITNI STO I MERNA OPREMA

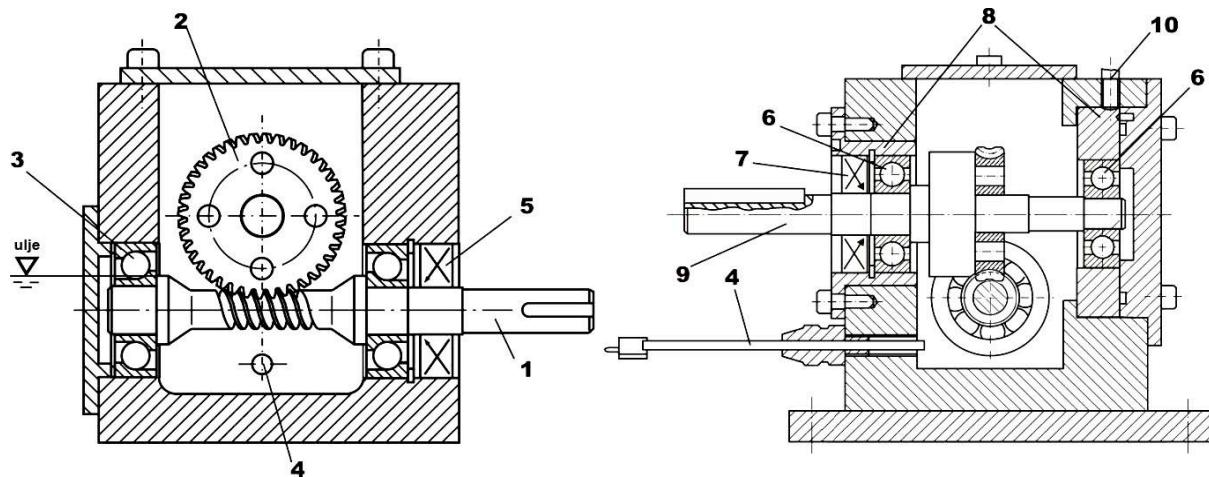
Za izvođenje eksperimenta korišćen je pužni prenosnik sa osnim rastojanjem od 30.mm. Aksijalni presek pužnog prenosnika prikazan je na sl.7.1. Eksperimentalna istraživanja izvršena su u laboratoriji RUB Univerziteta u Bohumu – SR Nemačka.

Uležištenje vratila puža izvedeno je sa 2 prstena kuglična ležaja sa kosim dodirom 7302 BEP u x rasporedu ugradnje. Puž je postavljen ispod pužnog zupčanika. Radna temperatura ulja merena je preko Ni-Cr-Ni termoelementa, koji je postavljen odmah ispod puža u blizini zone sprezanja pužnog para. Uležištenje vratila pužnog zupčanika izvedeno je sa 2 prstena kuglična jednoreda ležaja sa radijalnim dodirom 6007 2RS1 i 6302 2RS1. Ležajevi su postavljeni unutar ekscentričnih čaura, tako da je moguće podešavati osno rastojanje za 0,6mm.

Ispitni prenosnik postavljen je na ispitnom stolu – sl.7.2.

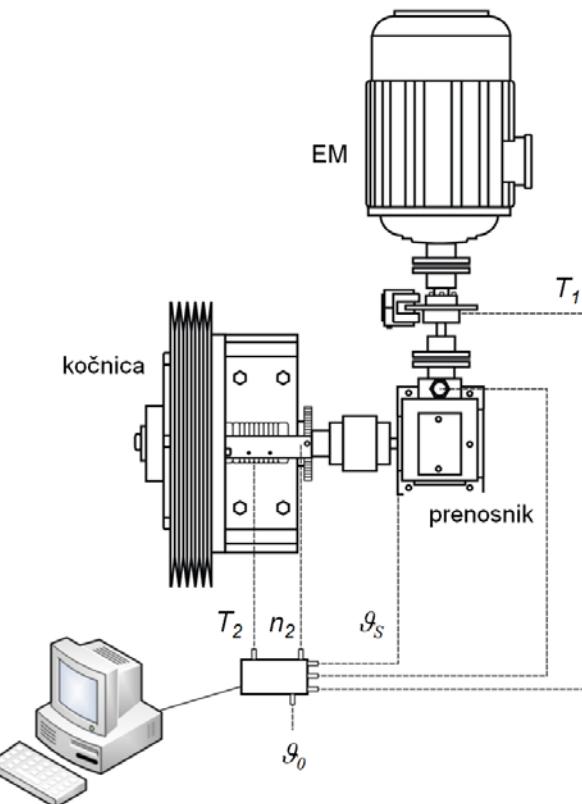
Pogon ispitnog stola izvodi se preko asinhronog motora naizmenične struje snage 2.5kW. Izlazni obrtni moment odvodi se preko magnetne spojnice, koja može da preuzme obrtni moment do 160Nm. I ulazna i izlazna spojica prenosnika je zupčasta spojica sa lučnim zupcima. Merenje izlaznog obrtnog momenta izvodi se preko mernog vratila sa kliznim prstenovima. Merni točak sa 60 zubaca omogućuje merenje brojeva obrtaja preko induktivnog senzora brojeva obrtaja.

Merenje temperature puža na ulaznoj strani prenosnika izvodi se preko senzora infra crvenog toplotnog zračenja (infracrveni termoelement). Radna temperatura ulja u prenosniku meri se preko Ni-Cr-Ni termoelementa. Akvizicija mernih podataka izvodi se preko mernih uređaja firme Delphin, sa uzorkovanjem do 1Hz. Računar automatski preuzima merene vrednosti i nadgleda rad ispitnog stola.



Sl.7.1 Ispitani prenosnik [W3]

1 – pužno vratilo; 2 – pužni zupčanik; 3 – prsteni kuglični ležaj sa kosim dodirom; 4 – termoelement; 5 – zaptivač vratila puža; 6 – prsteni kuglični radijalni ležaj; 7 – zaptivač vratila pužnog zupčanika; 8 – ekscentar čaure; 9 – vratilo pužnog zupčanika; 10 – čivija za fiksiranje ekscentar čaure.

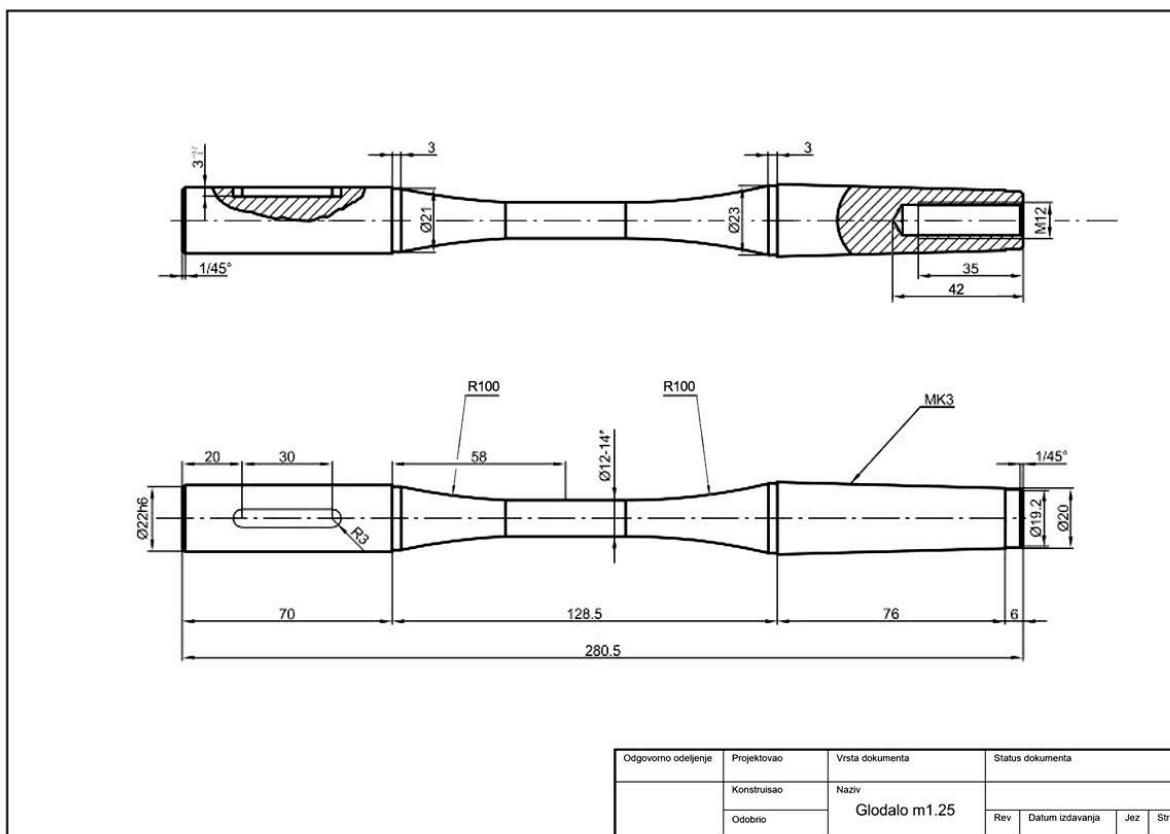


Sl.7.2 Šema ispitnog stola sa mernim mestima [W3]

7.2. ISPITANI ZUPČANICI

7.2.1. Geometrijski podaci

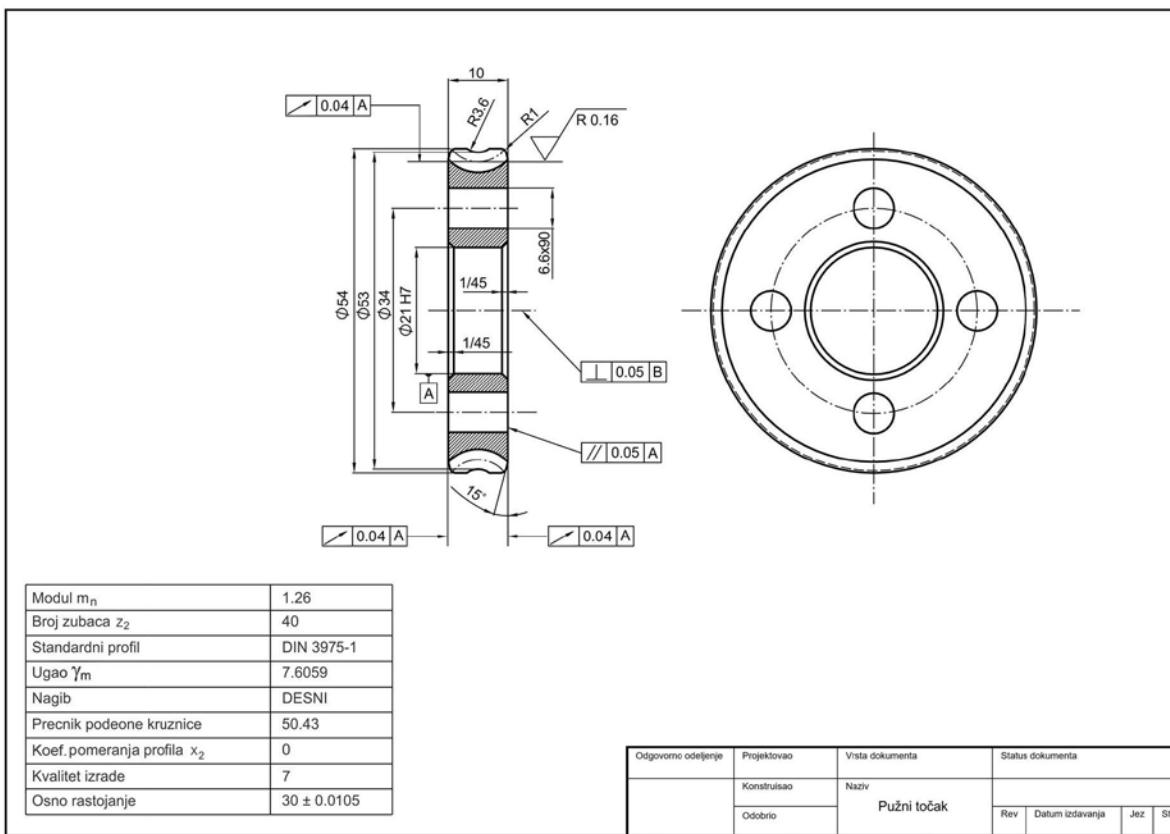
Eksperimentalna ispitivanja izvršena su pužnim parom čiji su podaci prikazani u tabeli 7.1. Za izradu pužnih zupčanika u Fabrici rezogn alata u Čačku izrađen je alat – glodalo (sl.7.4), prema crtežu prikazanom na sl.7.3. Pužni zupčanici prema radioničkom crtežu prikazanom na sl.7.5 izrađeni su u Specijalizovanoj mašinskoj radionici „CEMAT“ Gornji Matejevac, opština Pantelej - Niš. Slike pužnog zupčanika i puža, odnosno ispitnog pužnog para prikazane su na sl.7.7. Radionički crtež pužnog vratila prikazan je na sl.7.6.



Sl.7.3. Radionički crtež glodala za izradu pužnog zupčanika



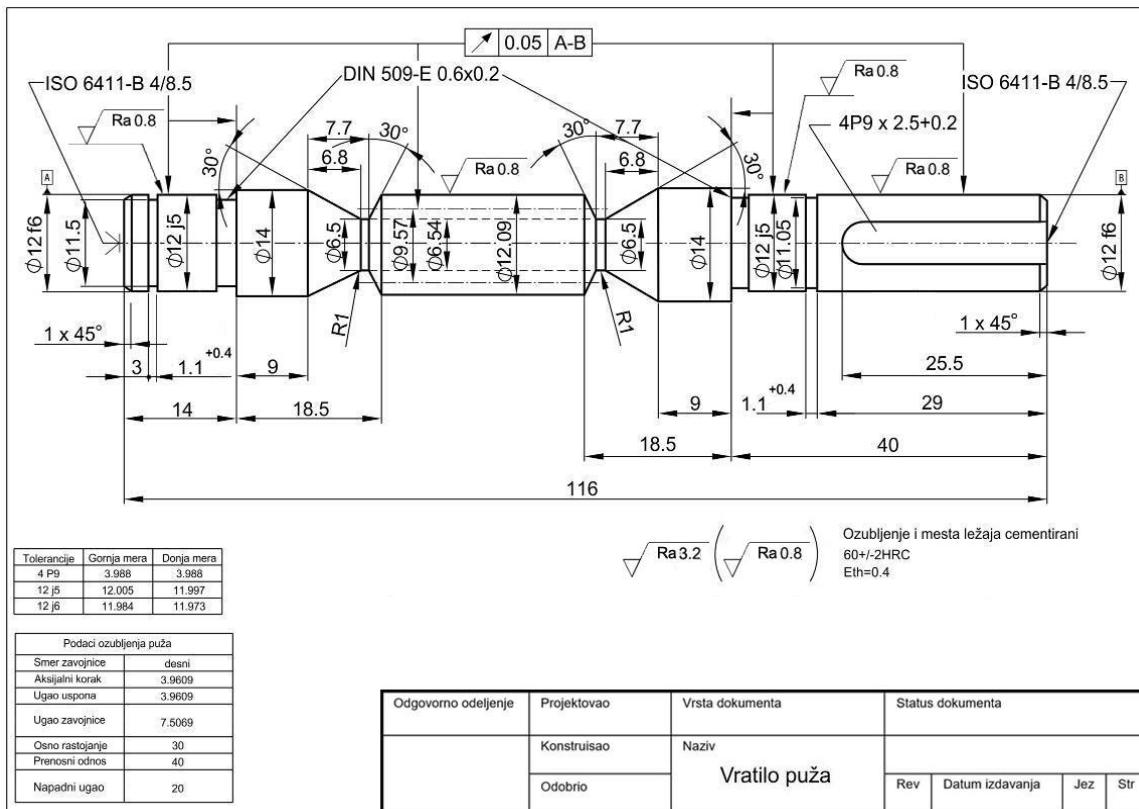
Sl.7.4. Slike glodala za izradu pužnog zupčanika



Sl. 7.5 Radionički crtež pužnog zupčanika

Tabela 7.1: Geometrijski podaci o pužnom paru za eksperimentalna istraživanja

Geometrijska veličina		Dimenzija	Puž	Pužni zupčanik
Tip puža i pužnog zupčanika		[-]	ZI - DIN 3975	DIN 867
Broj zubaca	$z_{1,2}$	[-]	1	40
Osno rastojanje	a	[mm]	30	
Normalni modul	m_n	[mm]	1,25	
Aksijalni modul	m_x	[mm]	1,2608	
Prenosni odnos	i	[-]	40	
Ugao zavojnice na srednjem cilin.	γ_m	[°]	7.507	
Ugao alata	α_n	[°]	20	
Širina zupčanika	$b_{1,2}$	[mm]	25	10
Smer zavojnice		[-]	desni	
Koeficijent pomeranja profila	x_2	[-]		0
Prečnici temenih kružnica	$d_{al,2}$	[mm]	12,09	52,95
Prečnici podnožnih kružnica	$d_{fl,2}$	[mm]	6,54	47,41
Visina podnožnog dela zupca	$h_{fp1,2}$	[mm]	1,5138	1,515
Visina temenog dela zupca	$h_{ap1,2}$	[mm]	1,2615	1,26
Aktivna dužina dodirnice	\overline{AE}	[mm]	6,833	
Stepen sprezanja pužnog para	ε_n	[-]	1,852	



Sl. 7.6 Radionički crtež pužnog vratila



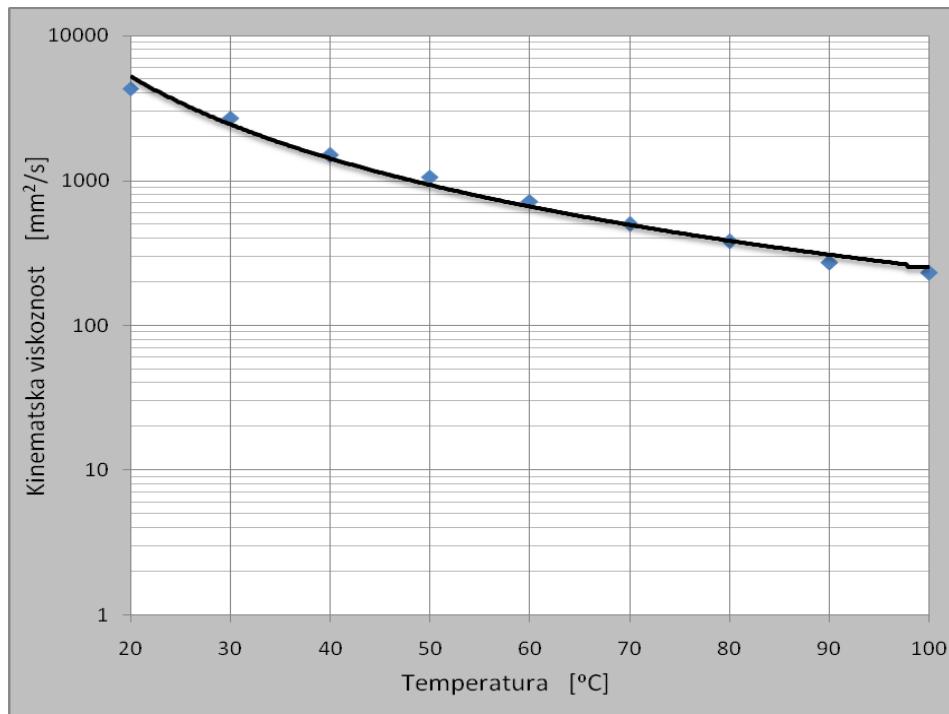
Sl.7.7 Ispitni pužni par

7.2.2 Sredstvo za podmazivanje

Kao sredstvo za podmazivanje ispitivanog pužnog para korišćeno je sintetičko ulje GH6-1500 firme Klüber [K1]. Ovo ulje ima odlične mazive karakteristike naročito kod nosivosti u odnosu na zaribavanje, a ima i dobar odnos viskoznost-temperatura. Ulje se bazira na poliglikolu, a aditiv GH6 smanjuje koeficijent trenja spregnutih bokova i namenjeno je prvenstveno za podmazivanje pužnih prenosnika sa kombinacijom materijala čelik/bronza. Podaci o ovom ulju dati su u tabeli 7.2.

Tabela 7.2: Osnovni podaci o sintetičkom ulju GH6-1500

VELIČINA	DIMENZIJA	VREDNOST
TEMPERATURNO PODRUČJE PRIMENE	[°C]	-20 do 160
GUSTINA NA 20°C	[g/cm ³]	1,08
KINEMATSKA VISKOZNOST NA 40°C ν_{40}	[mm ² /s]	1500
KINEMATSKA VISKOZNOST NA 100°C ν_{100}	[mm ² /s]	231

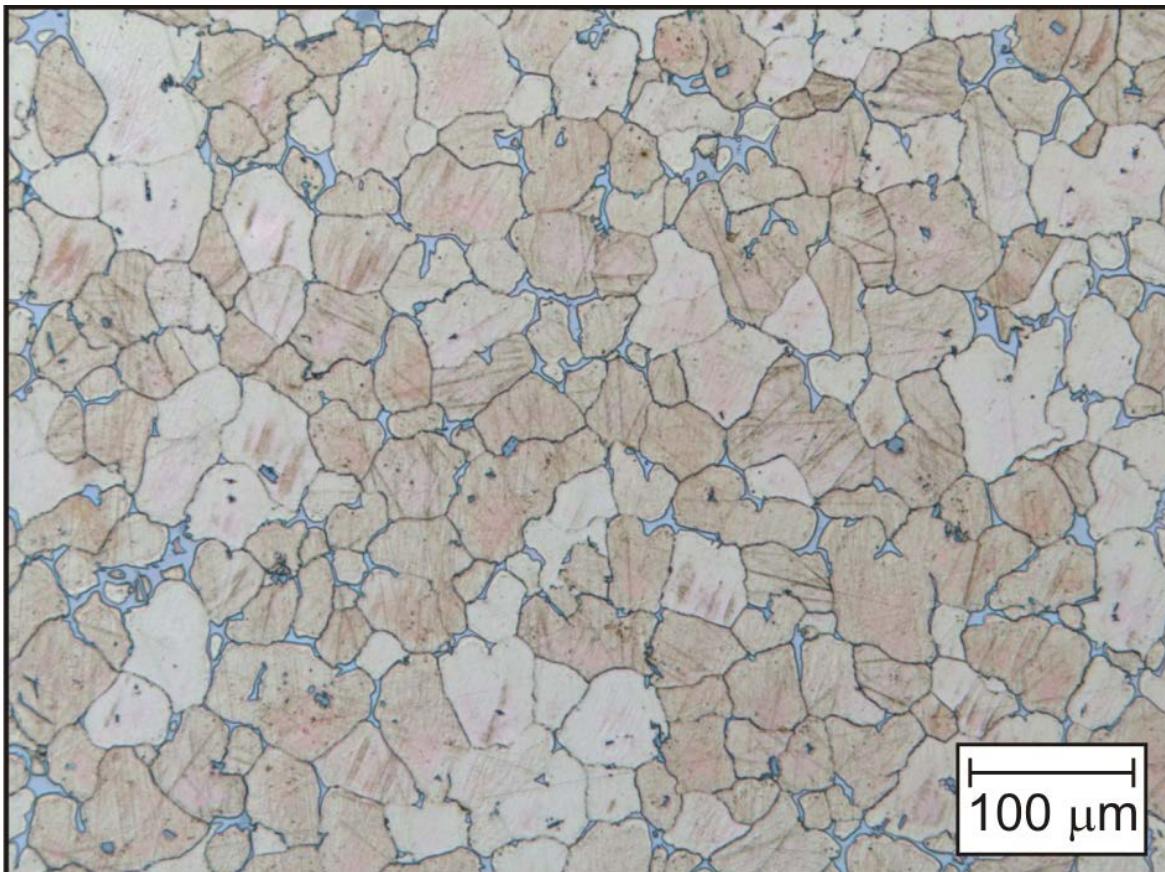


Sl.7.8. Dijagram zavisnosti kinematska viskoznost – temperaturna za ulje GH6 1500 [K1]

Veoma važna karakteristika ulja je da kod niskih temperatura ne gube maziva svojstva, a da kod visokih temperatura imaju visoku viskoznost. Ovaj uslov ispunjava ulje Klüber GH6 1500, za koje je na sl. 7.8 data zavisnost kinematska viskoznost – temperatura.

7.2.3. Materijal pužnog para

Ispitivani pužni par sastoji se od cilindričnog puža prema DIN 3975 [D2] i pužnog zupčanika prema DIN 3975-1 [D2], čiji su podaci dati u tabeli 7.1. Osno rastojanje prenosnika iznosi 30 mm. Radionički crteži puža i pužnog zupčanika prikazani su na sl. 7.4 i 7.5. Puž je izrađen od čelika 16MnCr5, cementiran na 0,4 mm i brušen. Pužni zupčanik izrađen je od kalajne bronze CuSn12Ni2-C-GCB. Na sl. 7.8 prikazan je mikroskopski snimak structure materijala pužnog zupčanika. Strukturu centrifugalno livene bronze CuSn12Ni2-C-GCB sa sadržajem 2% nikla odlikuje ravnomerna struktura sa finim zrnima bez posebnog usmerenja. Zrna su ekviaksijalna i ravnomerne veličine. Faza δ javlja se u obliku ostrva prvensteno postavljena na granicama zrna.



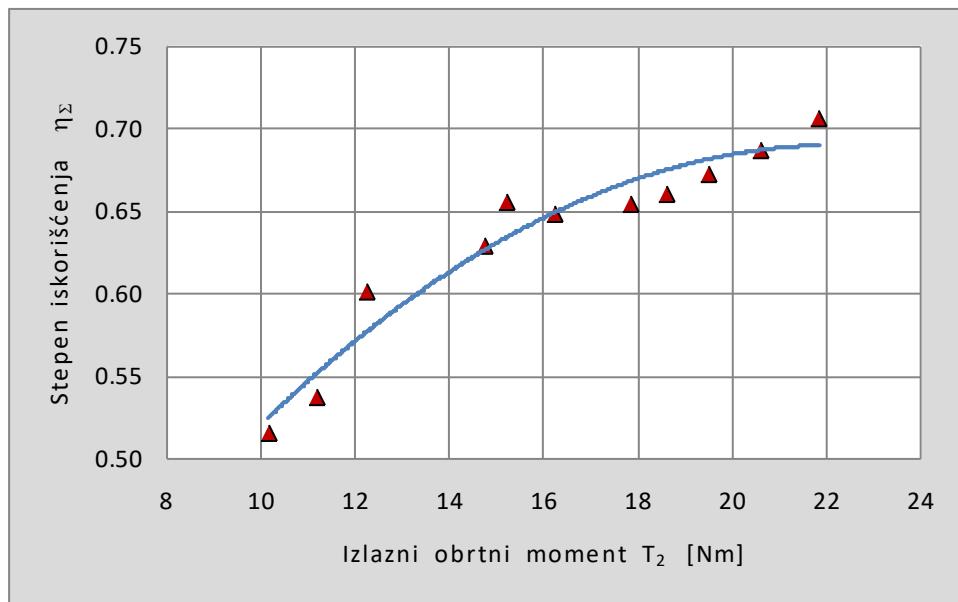
Sl.7.9. Mikroskopski snimak strukture legure CuSn12Ni2-C-GCB

7.3. STEPEN ISKORIŠĆENJA PUŽNOG PRENOSNIKA

7.3.1 Ukupni stepen iskorišćenja prenosnika

Stepen iskorišćenja pužnog prenosnika je veoma bitan paramatar kvaliteta prenosnika. Shodno izrazu (6.5) ukupni stepen iskorišćenja prenosnika η_{Σ} može se odrediti preko izmerenih vrednosti obrtnog momenta na izlazu T_2 i ulazu T_1 , odnosno:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot u} \quad (7.1)$$



Sl. 7.10. Ukupni stepen iskorišćenja prenosnika dobijen eksperimentalnim putem za broj obrtaja $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$ i za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2

Na sl.7.10 prikazan je dijagram zavisnosti ukupnog stepena iskorišćenja prenosnika η_{Σ} i izlaznog obrtnog momenta T_2 , dobijen na osnovu eksperimentalnih vrednosti za učestanost obrtanja $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$. U toku ispitivanja izlazni obrtni moment preko magnetne kočnice menjan je u granicama $T_2 = 10 \text{ Nm}$ do $T_2 = 22 \text{ Nm}$. Istovremeno su merene vrednosti obrtnog momenta na ulazu i izlazu iz prenosnika, kao i temperatura ulja i temperatura okoline. Vrednosti ukupnog stepena iskorišćenja određene su prema izrazu (7.1), i kreću se u granicama $\eta_{\Sigma} = 0,52 - 0,71$. Trend linija toka promene izlaznog obrtnog momenta pokazuje da sa povećanjem opterećenja raste ukupni stepen iskorišćenja prenosnika. Na ovakav tok promene utiču veći broj faktora, kao što su gubici snage u ležajima i zaptivačima, radna temperatura odnosno viskoznost

ulja na radnoj temperaturi, trenje i gubici snage u zoni kontakta spregnutih bokova. Zbog toga je za dalji tok razmatranja neophodno precizno odrediti gubitke snage u ležajima.

7.3.2. Gubici snage u ležajevima – SKF postupak proračuna

Kod prenosnika su stalno prisutni gubici snage u ležajima zbog pojave trenja klizanja i trenja kotrljanja na dodirnim površinama kotrljajnih tela i prstenova odnosno kolutova. Za određivanje ovih gubitaka poznati svetski proizvođač kotrljajnih ležaja firma SKF razvila je veoma precizan i pouzdan postupak proračuna. U opitnom prenosniku ugrađeni su SKF ležajevi. Uležištenje vratila pužnog zupčanika izvedeno je sa 2 prstena kuglična jednoreda ležaja sa radijalnim dodirom 6007 2RS1 i 6302 2RS1, dok je uležištenje vratila puža izvedeno je sa 2 prstena kuglična ležaja sa kosim dodirom 7302 BEP u x rasporedu ugradnje. Nadalje će biti izložen postupak proračuna gubitaka u ležajima i zaptivačima prema SKF postupku [S2].

Ukupni gubici snage u ležajima vratila puža i pužnog zupčanika jednaki su zbiru gubitaka snage svih ugrađenih ležaja A, B, C, i D , odnosno:

$$P_{GL} = P_{GLA} + P_{GLB} + P_{GLC} + P_{GLD} \quad (7.2)$$

Trenje koje se javlja u ležaju, dovodi do zagrevanja ležaja, što utiče na ukupni energetski bilans prenosnika, odnosno povećava radnu temperaturu prenosnika. Trenje prvenstveno zavisi od opterećenja ležaja, ali postoji i uticaj niza drugih faktora kao što su vrsta i veličina ležaja, broj obrtaja, vrsta i količina ulja kojim se ležaj podmazuje.

Ukupni otpori koji nastaju pri kotrljanju ležaja sastoje se iz:

- trenja kotrljanja i trenja klizanja na dodirnim površinama kotrljajnih tela i prstenova odnosno kolutova;
- trenja kotrljanja i trenja klizanja na dodirnim površinama kotrljajnih tela i vođica, odnosno držača kotrljajnih tela (kaveza);
- trenja u samom ulju kojim se podmazuje ležaj;
- trenja klizanja u zaptivačima ležaja.

Gubici snage usled trenja u jednom ležaju određuju se prema:

$$P_{GL} = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot M \cdot n \quad (7.3)$$

Oznake:

P_{GL}	-	gubici snage u W
M	-	ukupni moment trenja u Nmm
n	-	broj obrtaja u min^{-1}

Kod proračuna gubitaka u ležajima SKF postupak proračuna [S2] uzima u obzir ne samo karakteristike samog ležaja već i uslove eksploracije, gubitke trenja u samom ulju kao i granične uslove rada kod nižih brojeva obrtaja i niske viskoznosti ulja.

Uzimajući u obzir napred navedene uticaje, ukupni moment trenja u ležaju određuje se prema [S2]:

$$M = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (7.4)$$

Oznake:

M_{rr}	-	moment trenja kotrljanja u Nmm
M_{sl}	-	moment trenja klizanja u Nmm
M_{seal}	-	moment trenja zaptivaca u Nmm
M_{drag}	-	moment trenja u samom ulju kojim se podmazuje ležaj u Nmm
ϕ_{ish}	-	faktor debljine uljnog filma
ϕ_{rs}	-	faktor strujanja ulja

7.3.2.1 Moment trenja kotrljanja

Moment trenja kotrljanja M_{rr} obuhvata moment trenja kotrljanja na dodiru kotrljajnih tela sa stazama kotrljanja i moment trenja kotrljanja na dodiru kotrljajnih tela sa površinama vođica i kaveza. Određuje se prema [S2]:

$$M_{rr} = G_{rr} \cdot (v \cdot n)^{0,6} \quad (7.5)$$

Osnovna vrednost trenja kotrljanja G_{rr} zavisi od vrste ležaja i određuje se prema:

- prsteni kuglični jednoredi ležaji sa radijalnim dodjom

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_m^{1,96} \left(F_r + \frac{R_2}{\sin \alpha_F} F_a \right)^{0,54} \quad (7.6)$$

- prsteni kuglični ležaji sa kosim dodirom

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_m^{1,97} \left(F_r + R_3 \cdot d_m^4 \cdot n^2 + R_2 \cdot F_a \right)^{0,54} \quad (7.7)$$

Faktor oblika α_F zavisi od aksijalne sile ležaja F_a i od statičke nosivosti ležaja C_0 odnosno:

$$\alpha_F = 24,6 \cdot \left(\frac{F_a}{C_0} \right)^{0,24} \quad (7.8)$$

Tabela 7.3: Konstrukcioni parametri za momente trenja kotrljanja i klizanja

Red mera ležaja	R_1	R_2	R_3	S_1	S_2	S_3
Prsteni kuglični ležaji sa kosim dodirom	$5,03 \cdot 10^{-7}$	1,97	$1,9 \cdot 10^{-12}$	$1,3 \cdot 10^{-2}$	0,68	$1,91 \cdot 10^{-12}$
Prsteni kuglični ležaji sa radijalnim dodirom	2, 3	$4,4 \cdot 10^{-7}$	1,7	-	$2 \cdot 10^{-3}$	100
	42, 43	$5,4 \cdot 10^{-7}$	0,96	-	$3 \cdot 10^{-3}$	40
	60, 630	$4,1 \cdot 10^{-7}$	1,7	-	$3,73 \cdot 10^{-3}$	14,6
	62, 622	$3,9 \cdot 10^{-7}$	1,7	-	$3,23 \cdot 10^{-3}$	36,5
	63, 623	$3,7 \cdot 10^{-7}$	1,7	-	$2,84 \cdot 10^{-3}$	92,8
	64	$3,6 \cdot 10^{-7}$	1,7	-	$2,43 \cdot 10^{-3}$	198
	160, 161	$4,3 \cdot 10^{-7}$	1,7	-	$4,63 \cdot 10^{-3}$	4,25
	617, 618, 628, 637, 638	$4,7 \cdot 10^{-7}$	1,7	-	$6,5 \cdot 10^{-3}$	0,78
	619, 639	$4,3 \cdot 10^{-7}$	1,7	-	$4,75 \cdot 10^{-3}$	3,6

U izrazima 7.5 - 7.8 označeni su sa:

M_{rr}	-	moment trenja kotrljanja u Nmm
G_{rr}	-	moment trenja kotrljanja – osnovna vrednost u Nmm
v	-	kinematska viskoznost na radnoj temperaturi u mm^2/s
n	-	broj obrtaja u min^{-1}
d_m	-	srednji prečnik ležaja $d_m = 0,5(d + D)$ u mm
F_r	-	radijalna sila ležaja u N
F_a	-	aksijalna sila ležaja u N
R_1	-	konstrukcioni parametar za osnovnu vrednost momenta trenja kotrljanja
R_2	-	konstrukcioni parametar za osnovnu vrednost momenta trenja kotrljanja
R_3	-	konstrukcioni parametar za osnovnu vrednost momenta trenja kotrljanja
C_0	-	statička nosivost ležaja u N
α_F	-	faktor oblika za osnovnu vrednost momenta trenja kotrljanja i klizanja

Konstrukcioni parametri zavise od vrste ležaja. Kod prstenih kugličnih jednoredih ležaja sa radijalnim dodirom konstrukcioni parametri zavise od reda mera ležajeva. Vrednosti konstrukcionih parametara R_1 , R_2 i R_3 date su u tabeli 7.3.

7.3.2.2 Moment trenja klizanja

Moment trenja klizanja M_{sl} obuhvata moment trenja klizanja na dodiru kotrljajnih tela sa stazama kotrljanja i moment trenja klizanja na dodiru kotrljajnih tela sa površinama vođica i kaveza. Prema [S2] određuje se prema sledećem izrazu:

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (7.9)$$

Koeficijent trenja klizanja μ_{sl} , kod zadovoljavajuće debljine uljnog filma, može da se uzme $\mu_{sl} = \mu_{EHL}$. Za sve ležaje, izuzimajući cilindrične i konusne valjčane ležaje, određuje se prema:

- $\mu_{EHL} = 0,05$ kod podmazivanja mineralnim uljem;
- $\mu_{EHL} = 0,04$ kod podmazivanja sintetičkim uljem.

Za cilindrične i konusne valjčane ležaje važi:

- $\mu_{EHL} = 0,02$ za cilindrične valjčne ležaje;
- $\mu_{EHL} = 0,002$ za konusne valjčane ležaje.

Za tačnije proračune koeficijent trenja klizanja μ_{sl} određuje se prema:

$$\mu_{sl} = \left(1 - \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-6} \cdot (n \cdot v)^{1,4} \cdot d_m}} \right) \cdot \mu_{EHL} \quad (7.10)$$

Osnovna vrednost momenta trenja klizanja zavisi od vrste ležaja:

- prsteni kuglični jednoredi ležaji sa radijalnim dodirom

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{-0,145} \left(F_r^5 + \frac{S_2 \cdot d_m^{1,5}}{\sin \alpha_F} F_a^4 \right)^{1/3}; \quad \text{za } F_a > 0 \quad (7.11)$$

- prsteni kuglični ležaji sa kosim dodirom

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{0,26} \left[(F_r + S_3 \cdot d_m^4 \cdot n^2)^{4/3} + S_2 \cdot F_a^{4/3} \right] \quad (7.12)$$

U izrazima 7.9 - 7.12 označeni su sa:

M_{s1}	-	moment trenja klizanja u Nmm
G_{sl}	-	moment trenja klizanja – osnovna vrednost u Nmm
μ_{s1}	-	koeficijent trenja klizanja
μ_{EHL}	-	koeficijent trenja
v	-	kinematska viskoznost na radnoj temperaturi u mm^2/s
n	-	broj obrtaja u min^{-1}
d_m	-	srednji prečnik ležaja $d_m = 0,5(d + D)$ u mm
α_F	-	faktor oblika za osnovnu vrednost momenta trenja kotrljanja i klizanja
F_r	-	radijalna sila ležaja u N
F_a	-	aksijalna sila ležaja u N
S_1	-	konstrukcioni parametar za osnovnu vrednost momenta trenja klizanja
S_2	-	konstrukcioni parametar za osnovnu vrednost momenta trenja klizanja
S_3	-	konstrukcioni parametar za osnovnu vrednost momenta trenja klizanja

Konstrukcioni parametri zavise od vrste ležaja. Kod prstenih kugličnih jednoredih ležaja sa radijalnim dodirom konstrukcioni parametri zavise od reda mera ležajeva. Vrednosti konstrukcionih parametara S_1 , S_2 i S_3 date su u tabeli 7.3.

Kod ležaja sa zaptivačima sa dodirom postoje otpori trenja od zaptivača u samom ležaju. Za obostrano zaptivanje sa zaptivačima sa dodirom, moment otpora trenja od zaptivača M_{seal} iznosi:

$$M_{seal} = K_{s1} \cdot d_1^\beta + K_{s2} \quad (7.13)$$

Oznake:

M_{seal}	moment trenja kliznog zaptivača u Nmm
K_{s1}	konstrukcioni parametar momenta trenja kliznog zaptivača
K_{s2}	konstrukcioni parametar momenta trenja kliznog zaptivača
d_1	mera ležaja prema [S2] u mm
β	konstrukcioni eksponent momenta trenja kliznog zaptivača

Konstrukcioni eksponent i konstrukcioni parametri zavise od vrste ležaja. Kod prstenih kugličnih jednoredih ležaja sa radijalnim dodirom konstrukcioni parametri zavise od

prečnika spoljašnjeg prstena ležaja D . Vrednosti eksponenta β konstrukcionih parametara K_{s1} i K_{s2} date su u tabeli 7.4.

Tabela 7.4: Vrednosti parametara momenta trenja kliznih zaptivača

Red mera ležaja		β	K_{s1}	K_{s2}
Prsteni kuglični ležaji sa kosim dodirom		2	0,014	10
Prsteni kuglični ležaji sa radijalnim dodirom	$D \leq 62 \text{ mm}$	2,25	0,023	2
	$62 \text{ mm} < D \leq 80 \text{ mm}$	2,25	0,018	20
	$80 \text{ mm} < D \leq 100 \text{ mm}$	2,25	0,018	15
	$D > 100 \text{ mm}$	2,25	0,018	0

7.3.2.3 Faktor debljine uljnog filma

U zoni kontakta između kortljanih tela i staza kotrljanja kod ležaja sa dovoljnom količinom ulja, samo mala količina ulja stvara noseći uljni film. Jedan deo ulja se raspršuje, dok drugi deo u zoni kontakta formira noseći uljni sloj. Pri tome dolazi do naprezanja ulja na smicanje, što ima za posledicu zagrevanje i smanjenje viskoznosti ulja.

Faktor debljine uljnog filma ϕ_{ish} , koji uzima u obzir uslove eksploracije ležaja, određuje se prema [S2]:

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (n \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}} \quad (7.14)$$

Oznake:

ϕ_{ish}	-	faktor debljine uljnog filma
n	-	broj obrtaja u min^{-1}
d_m	-	srednji prečnik ležaja $d_m = 0,5(d + D)$ u mm
ν	-	kinematska viskoznost na radnoj temperaturi u mm^2/s

7.3.2.4 Faktor potiskivanja maziva

U eksploatacionim uslovima i kod podmazivanja uljem i kod podmazivanja mašću, usled kotrljanja kotrljajnih tela mazivo biva potisnuto u zoni kontakta. Broj obrtaja ležaja i viskoznost maziva omogućuju da se u zoni kontakta ostvari noseći sloj maziva. Pri tome nastaje moment trenja kotrljanja.

Faktor potiskivanja maziva ϕ_{rs} određuje se prema [S2]:

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{\frac{K_{rs} \cdot v \cdot n \cdot (d+D)}{\sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}}}}} \quad (7.15)$$

Oznake:

ϕ_{rs}	-	faktor potiskivanja maziva
n	-	broj obrtaja u min^{-1}
d	-	prečnik otvora ležaja, mm
D	-	spoljašnji prečnik ležaja, mm
v	-	kinematska viskoznost maziva na radnoj temperaturi, mm^2/s
K_{rs}	-	koeficijent načina podmazivanja: $K_{rs} = 3 \times 10^{-8}$ - kod podmazivanja uljem pod pritiskom ili potapanjem $K_{rs} = 6 \times 10^{-8}$ - kod podmazivanja mašću
K_z	-	konstrukcioni parametar za faktor potiskivanja maziva $K_z = 3,1$ za prsteni kuglični jednoredi ležaj sa radijalnim dodirom $K_z = 4,4$ za prsteni kuglični ležaj sa kosim dodirom

7.3.2.5 Gubici od strujanja kod podmazivanja potapanjem

Gubici od strujanja i rasprskavanja maziva imaju značajan udeo u ukupnom momentu otpora trenja. Kod SKF postupka proračuna [S2] uzimaju se u obzir preko momenta otpora trenja od strujanja maziva M_{drag} , koji se određuje prema sledećim izrazima:

- kuglični ležajevi

$$M_{drag} = V_M \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 \quad (7.16)$$

- valjčani ležajevi

$$M_{drag} = 10 V_M \cdot K_{roll} \cdot B \cdot d_m^4 \cdot n^2 \quad (7.17)$$

Oznake:

M_{drag}	-	moment otpora trenja od strujanja maziva, Nmm
V_M	-	parametar otpora maziva – prema dijagramu (sl. 7.11)
K_{ball}	-	koeficijent kugličnih ležaja
K_{roll}	-	koeficijent valjčanih ležaja
n	-	radni broj obrtaja, min^{-1}
d_m	-	srednji prečnik ležaja, mm
B	-	širina ležaja, mm

Koeficijenti ležaja određuju se prema [S2]:

- kuglični ležaji

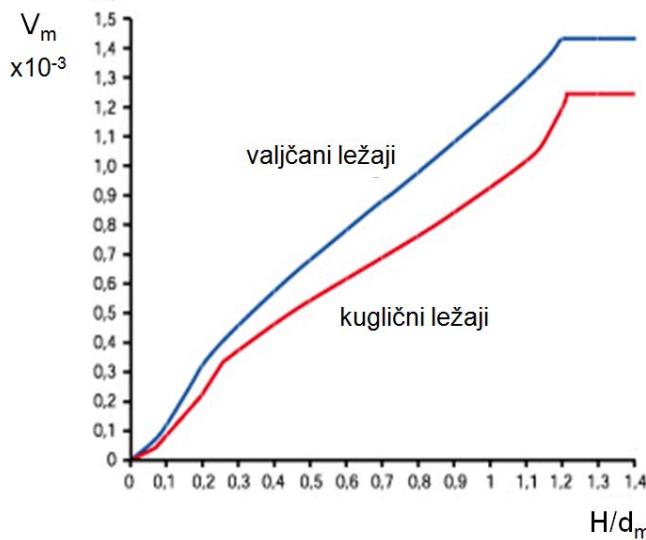
$$K_{ball} = \frac{i_{rw} \cdot K_Z \cdot (d + D)}{D - d} \cdot 10^{-12} \quad (7.18)$$

- valjčani ležaji

$$K_{roll} = \frac{K_L \cdot K_Z \cdot (d + D)}{D - d} \cdot 10^{-12} \quad (7.19)$$

Oznake:

i_{rw}	-	broj redova kuglica
K_Z	-	konstrukcioni parametar vrste ležaja
K_L	-	konstrukcioni parametar vrste valjčića ležaja
d	-	prečnik otvora ležaja, mm
D	-	spoljašnji prečnik ležaja, mm



Sl. 7.11. Parametri otpora maziva za kuglične i valjčane ležaje [S2]

7.3.3 Gubici u zaptivačima - SKF postupak proračuna

Gubici snage u zaptivačima vratila puža i pužnog zupčanika određuju se kao suma gubitaka svih zaptivača:

$$P_{GD} = P_{GDA} + P_{GDB} + P_{GDC} + P_{GDD} \quad (7.20)$$

Zaptivanje vratila prenosnika izvedeno je sa radijalnim zaptivačima reda B2FUD.

Gubici snage u zaptivaču prema SKF postupku [S2] određuju se prema:

$$P_{GD1} = 7,9169 \cdot F_{D,\rho} \cdot \left(\frac{d_w}{1000} \right)^2 \cdot \frac{n}{60} \quad (7.21)$$

Oznake:

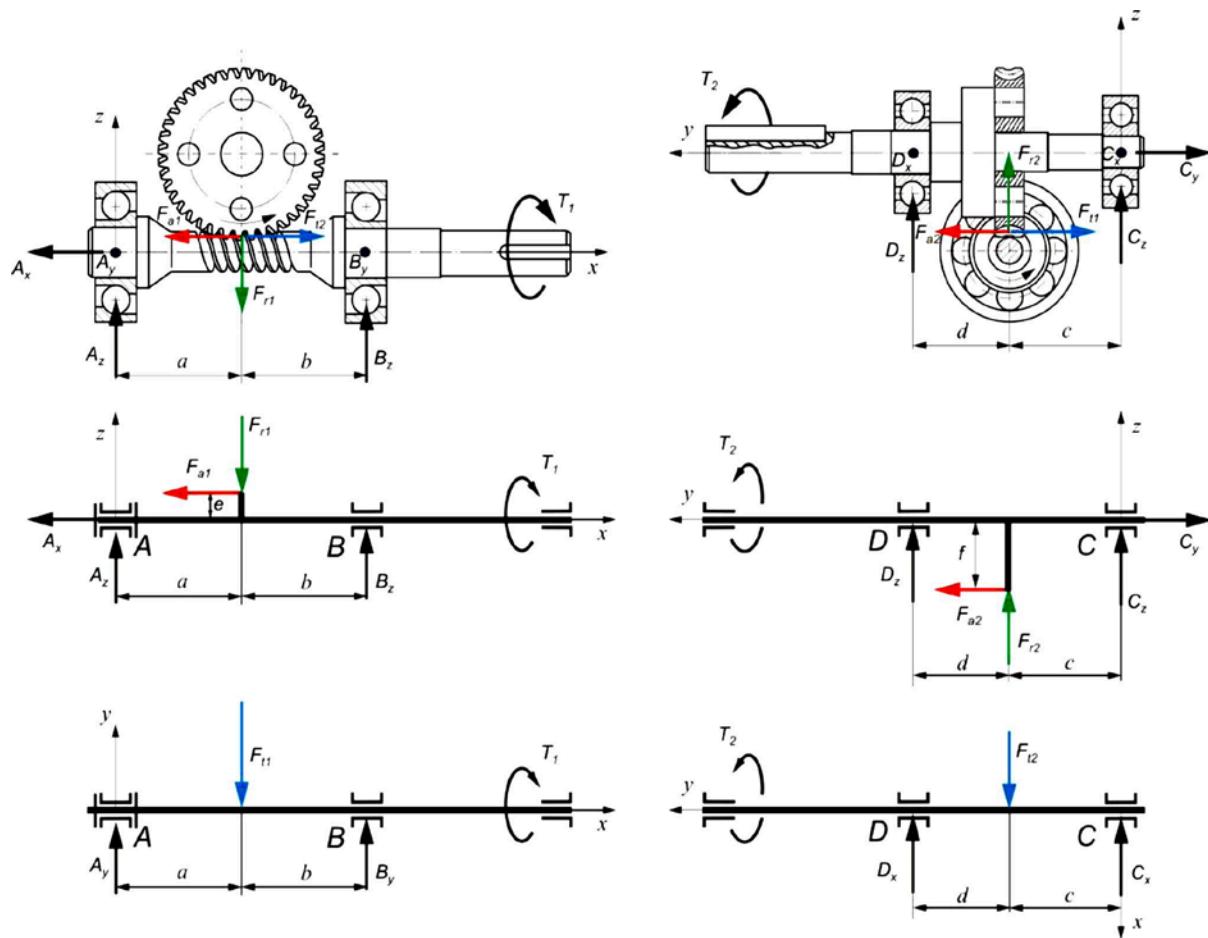
$F_{D,\rho}$	-	faktor uticaja ulja
d_w	-	prečnik vratila na mestu zaptivača, mm
n	-	broj obrtaja, min^{-1}

Faktor uticaja ulja $F_{D,\rho}$ u zavisnosti od viskoznosti ulja određuje se prema:

$F_{D,\rho} = 1,0$	za	$\nu \leq 8,5 \text{ mm}^2/\text{s}$
$F_{D,\rho} = \frac{2,3}{40} + \frac{\nu}{20}$	za	$8,5 \text{ mm}^2/\text{s} < \nu \leq 18,5 \text{ mm}^2/\text{s}$
$F_{D,\rho} = 1,5$	za	$\nu > 18,5 \text{ mm}^2/\text{s}$

7.3.4. Gubici snage u ležajevima i zaptivačima za eksperimentalne uslove

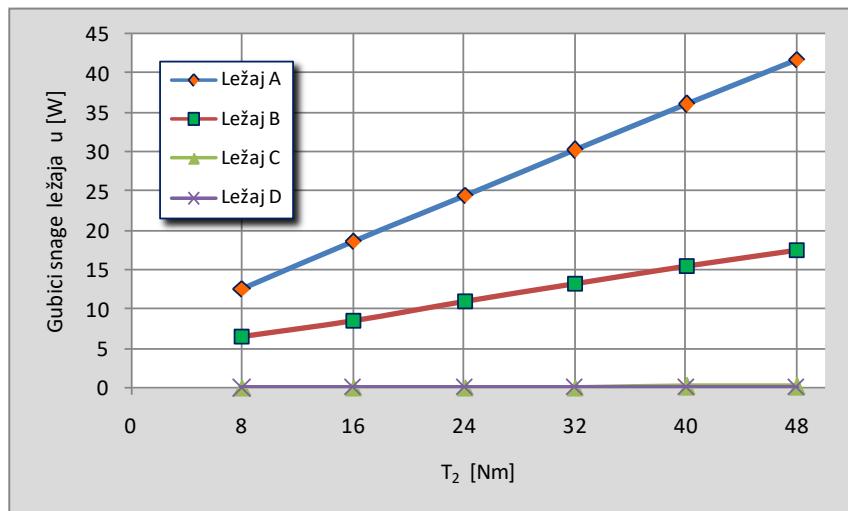
Za određivanje gubitaka snage u ležajima i zaptivačima, najpre su određeni otpori oslonaca vratila puža i pužnog zupčanika prema šemama sila (sl.7.12). Zatim su određeni gubici snage u ležajima i zaptivačima prema napred izloženom SKF postupku proračuna. Proračun je izveden prema SKF programskom modulu za određivanje gubitaka snage u ležajima i zaptivačima [S2].



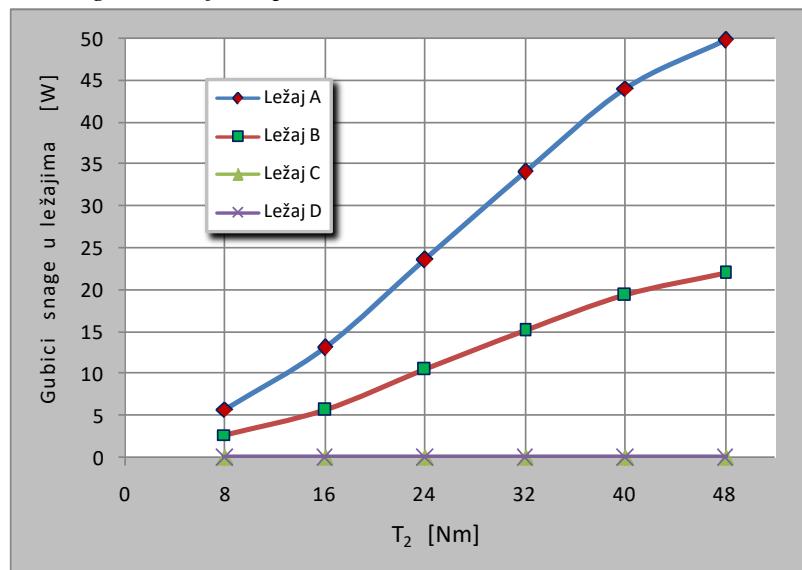
Sl. 7.12. Opterećenje i otpori oslonaca vratila puža i pužnog zupčanika

Rezultati proračuna gubitaka snage u ležajima za ulazni broj obrtaja $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$ i za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2 prikazani su na sl.7.13. Ležaj A pužnog vratila opterećen je i radijalnom i aksijalnom silom te su zbog toga gubici snage u ovom ležaju najveći. Vratilo pužnog zupčanika ima znatno manji broj obrtaja ($n_2 = 125 \text{ min}^{-1}$), pa su zbog toga i gubici u ležajima značajno manji u odnosu na gubitke ležaja pužnog vratila. Sa porastom opterećenja značajno rastu i gubici snage u ležajima.

Proračun gubitaka snage prikazan na sl.7.13 izveden je za konstantnu vrednost radne temperature ulja, tako da je dobijena linearna zavisnost gubici snage – opterećenje. Međutim treba imati u vidu da viskoznost ulja takođe utiče na gubitke snage. Viskoznost ulja menja se sa promenom temperature (sl.7.8). Sa porastom opterećenja raste i radna temperatura ulja a viskoznost ulja opada. Zbog toga je izvršen proračun gubitaka snage u ležajima za izmerene vrednosti radne temperature ulja. Rezultati proračuna prikazani su na sl.7.14, gde zavisnost gubici snage – opterećenje nije više linearna. Može se uočiti da je uticaj opterećenja na stepen iskorišćenja značajno veći nego uticaj promene viskoznosti ulja.

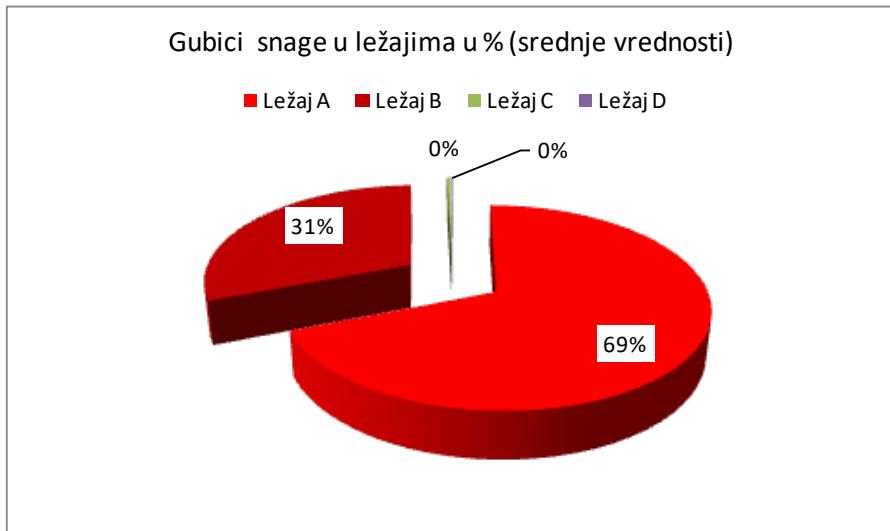
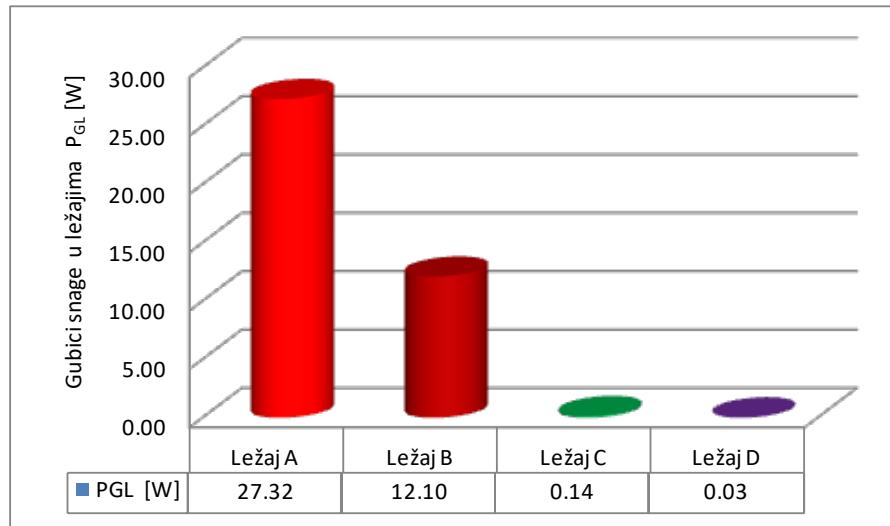


Sl.7.13. Gubici snage u ležajima prenosnika za konstantnu vrednost radne temperature ulja



Sl.7.14. Gubici snage u ležajima prenosnika za izmerene vrednosti radne temperature ulja

Na sl.7.15 prikazane su srednje vrednosti gubitaka snage u pojedinim ležajima u W i u procentima. Iz dijagrama se vidi da od ukupnih gubitaka snage u ležajima 69% iznose gubici snage u ležaju A, a 31% u ležaju B.



Sl.7.15. Srednje vrednosti gubitaka snage u ležajima pužnog prenosnika

Shodno izrazu 7.21 gubici snage u zaptivačima zavise od učestanosti obrtanja i od prečnika zaptivača. Gubici snage određeni prema ovom izrazu manji su od 1W.

7.3.4. Gubici snage u ozubljenju

Ukupni gubici snage u prenosnku obuhvataju gubitke snage u ležajevima P_{GL} , zaptivačima P_{GD} i gubitke snage u ozubljenju P_{Gz} , odnosno:

$$P_G = P_{Gz} + P_{GL} + P_{GD} \quad (7.22)$$

Predmet istraživanja su gubici snage u ozubljenju pužnog para, pa je shodno tome potrebno odrediti stepen iskorišćenja ozubljenja pužnog para η_z . Ulazna snaga ozubljenja pužnog para P_{Iz} dobija se kada se snaga elektromotora P_I umanji za gubitke snage koja je već potrošena u ležajima ($P_{GLA} + P_{GLB}$) i zaptivačima P_{GD1} pužnog vratila, odnosno:

$$P_{Iz} = P_I - P_{GLA} - P_{GLB} - P_{VD1} \quad (7.23)$$

Izlazna snaga ozubljenja pužnog para P_{2z} je snaga koja se prenosi na vratilo pužnog zupčanika. Dobija se kada se korisna snaga izlaznog vratila P_2 uveća za gubitke u ležajima ($P_{GLC} + P_{GLD}$) i zaptivačima P_{GD2} vratila pužnog zupčanika, odnosno:

$$P_{2z} = P_2 + P_{GLC} + P_{GLD} + P_{VD2} \quad (7.24)$$

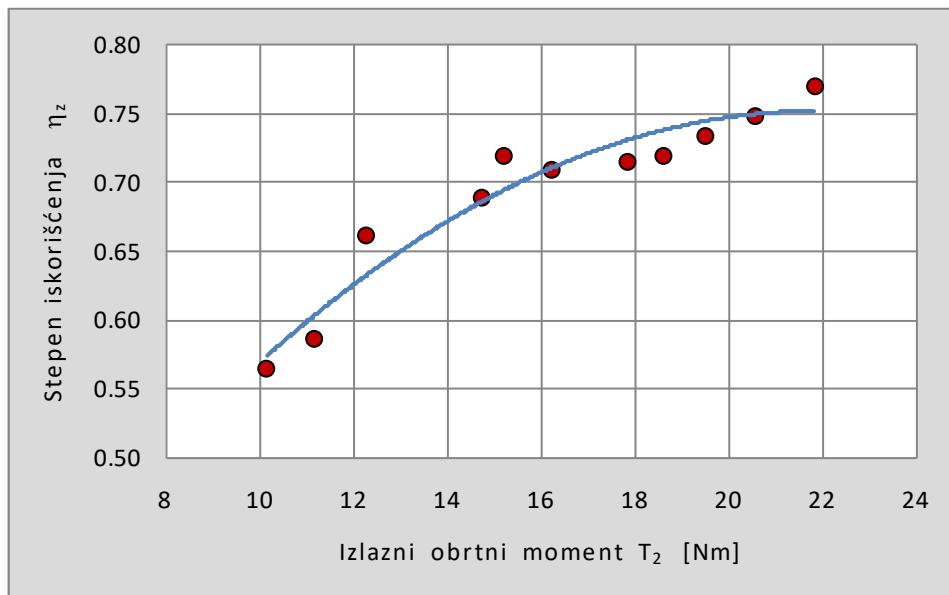
Stepen iskorišćenja ozubljenja pužnog para η_z određuje se kao odnos izlazne P_{2z} i ulazne P_{Iz} snage prema sledećem izrazu:

$$\eta_z = \frac{P_{2z}}{P_{Iz}} = \frac{P_2 + P_{GLC} + P_{GLD} + P_{GD2}}{P_I - P_{GLA} - P_{GLB} - P_{GD1}} \quad (7.25)$$

Za sve nivo opterećenja koji su korišćeni u eksperimentalnim uslovima ($T_2 = 10 \text{ Nm}$ do $T_2 = 22 \text{ Nm}$) prema napred izloženom SKF postupku [S2] određeni su gubici snage u svakom ležaju i zaptivačima. Za izmerene vrednosti obrtnog momenta pužnog prenosnika na ulazu T_I i izlazu T_2 određene su vrednosti stepena iskorišćenja ozubljenja pužnog para prema izrazu (7.25). Tok promene stepena iskorišćenja ozubljenja pužnog para u zavisnosti od opterećenja prikazan je na sl.7.16.

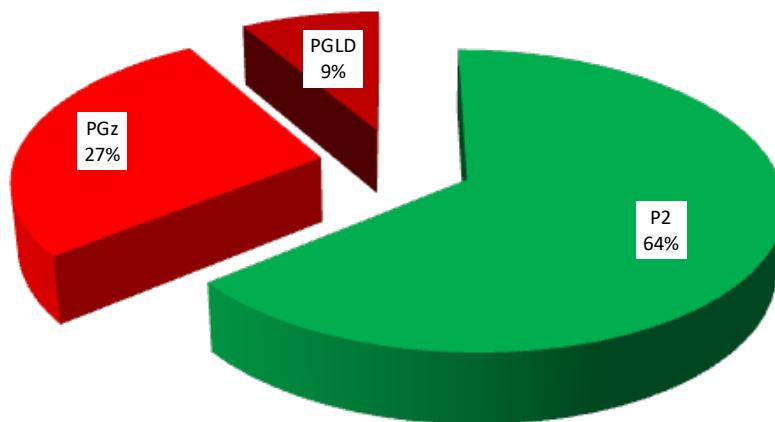
Vrednosti stepena iskorišćenja analiziranog ozubljenja pužnog para određene su prema izrazu (7.25), i kreću se u granicama $\eta_z = 0,56 - 0,77$. Trend linija toka promene izlaznog obrtnog

momenta pokazuje da sa povećanjem opterećenja raste stepen iskorišćenja ozubljenja pužnog para. Na ovakav tok utiče promena radne temperature što ima za posledicu promenu viskoznosti ulja a samim tim dolazi do promene koeficijenta trenja kao i gubitaka snage u zoni kontakta spregnutih bokova.



Sl. 7.16. Stepen iskorišćenja ozubljenja pužnog para dobijen eksperimentalnim putem za broj obrtaja $n_I = 5000 \text{ min}^{-1}$ i za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2

Raspodela ukupne snage



P_2 - korisna snaga na izlazu
 P_{Gz} - gubici snage u ozubljenju
 P_{GLD} - gubici snage u ležajima i zaptivačima

Sl. 7.17. Raspodela ukupne snage dovedene u pužni prenosnik

Na sl.7.17 prikazana je raspodela ukupne snage koja se od elektromotora dovodi u prenosnik. S obzirom da ova raspodela zavisi od opterećenja, dijagram je urađen za srednje vrednosti. Sa dijagrama se uočava da korisna snaga na izlaznom vratilu iznosi 64% a ostalo su gubici snage u ozubljenju (27%) i u ležajevima i zaptivačima (9%). Prema tome više od trećine ukupne snage prenosnika odlazi na gubitke i pretvara se u toplotu. Zbog toga je termička stabilnost ležaja od izuzetnog značaja, pa će ka ovom problemu biti usmerena dalja istraživanja.

7.3.5. Koeficijent trenja pužnog para

Za poznate vrednosti stepena iskorišćenja ozubljenja pužnog para η_z može se odrediti koeficijent trenja μ_{zm} pužnog para. Shodno izrazu (6.6)

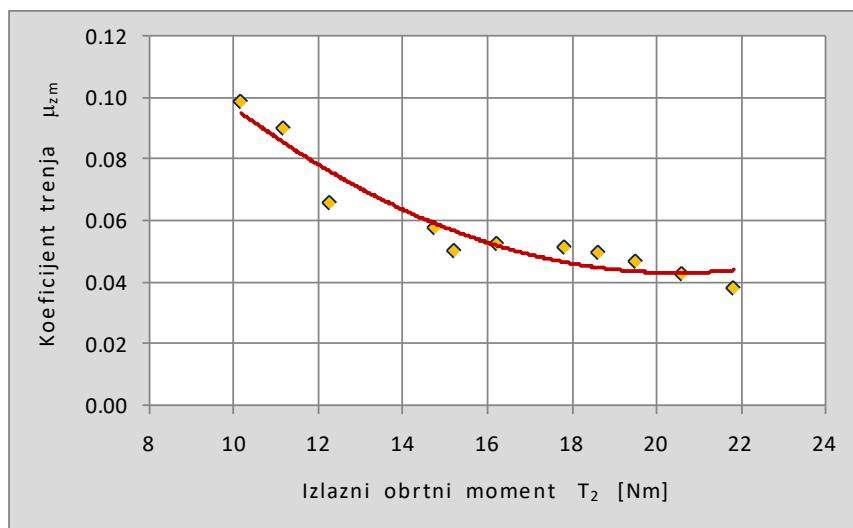
$$\eta_z = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \arctan \mu_{zm})}$$

dobija se izraz za određivanje koeficijenta trenja:

$$\mu_{zm} = \tan \left(\arctan \left(\frac{\tan \gamma_m}{\eta_z} \right) - \gamma_m \right) \quad (7.26)$$

Ugao trenja jednak je:

$$\mu_{zm} = \tan \rho_z \Rightarrow \rho_z = \arctan(\mu_{zm}) \quad (7.27)$$



Sl.7.18. Tok promene koeficijenta trenja μ_{zm} dobijen eksperimentalnim putem za broj obrtaja $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$ i za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2

Prema izrazu (7.26) određene su eksperimentalne vrednosti koeficijenta trenja pužnog para za vrednosti izlaznog obrtnog momenta $T_2 = 10 \text{ Nm}$ do $T_2 = 22 \text{ Nm}$. Tok promene koeficijenta trenja μ_{zm} za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2 prikazan je na sl.7.18. Sa slike se može uočiti da sa porastom opterećenja opadaju vrednosti koeficijenta trenja μ_{zm} . Maksimalna vrednost koeficijenta trenja iznosi $\mu_{zm} = 0,1$ za $T_2 = 10 \text{ Nm}$ a minimalna $\mu_{zm} = 0,04$ za $T_2 = 22 \text{ Nm}$.

7.4. TERMIČKA STABILNOST PRENOSNIKA

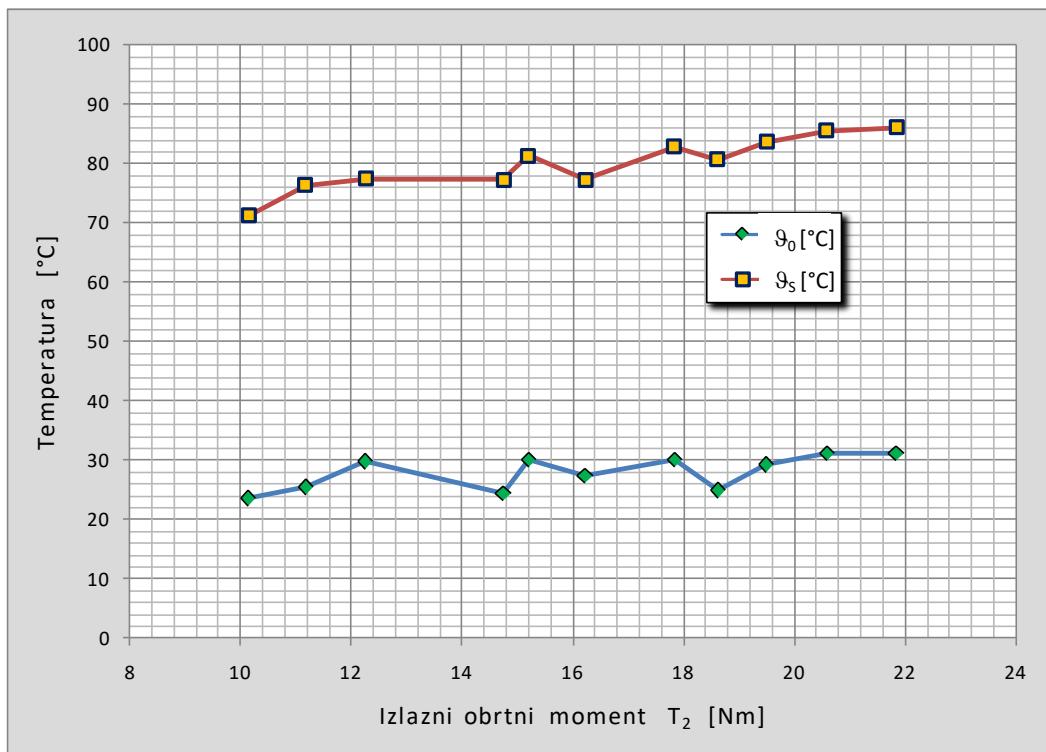
7.4.1. Radna temperatura ulja

Teorijska razmatranja značaja i uticaja radne temperature na izvršenje radne funkcije prenosnika data su u poglavlju 5. Za pouzdani rad pužnog prenosnika neophodno je da radna temperatura ulja bude u dozvoljenim granicama. Ukoliko to nije obezbeđeno može doći do oštećenja i havarije prenosnika. Zbog toga je jako bitno određivanje vrednosti radne temperature ulja ϑ_s .

Postoji međusobna uzajamna zavisnost između radne temperature ulja ϑ_s i stepena iskorišćenja prenosnika η_Σ , odnosno trenja dodirnih površina prenosnika. Viskoznost ulja takođe utiče na radnu temperaturu ulja. Ulja veće viskoznosti ostvaruju deblji uljni sloj između spregnutih bokova. Međutim ova ulja imaju i veće gubitke usled strujanja maziva (bućkanja), što uvećava radnu temperaturu i povratno smanjuje viskoznost ulja.

Kod eksperimentalnog prenosnika zona sprezanja puža i pužnog zupčanika je stalno potopljena u ulju, tako da postoji dobro podmazivanje i odvođenje toplotne.

U toku eksperimentalnih ispitivanja merena su temperatura ulja ϑ_s i temperatura okoline ϑ_0 . Izmerene vrednosti prikazane su na sl.7.19. Sa slike može da se uoči da kod promene izlaznog obrtnog momenta u granicama $T_2 = 10 \text{ Nm}$ do $T_2 = 22 \text{ Nm}$ radna temperatuta ulja menja u granicama $\vartheta_s = 71^\circ\text{C}$ do $\vartheta_s = 85^\circ\text{C}$. Dakle sa porastom opterećenja, rastu gubici energije a samim tim raste i radna temperatura ulja.

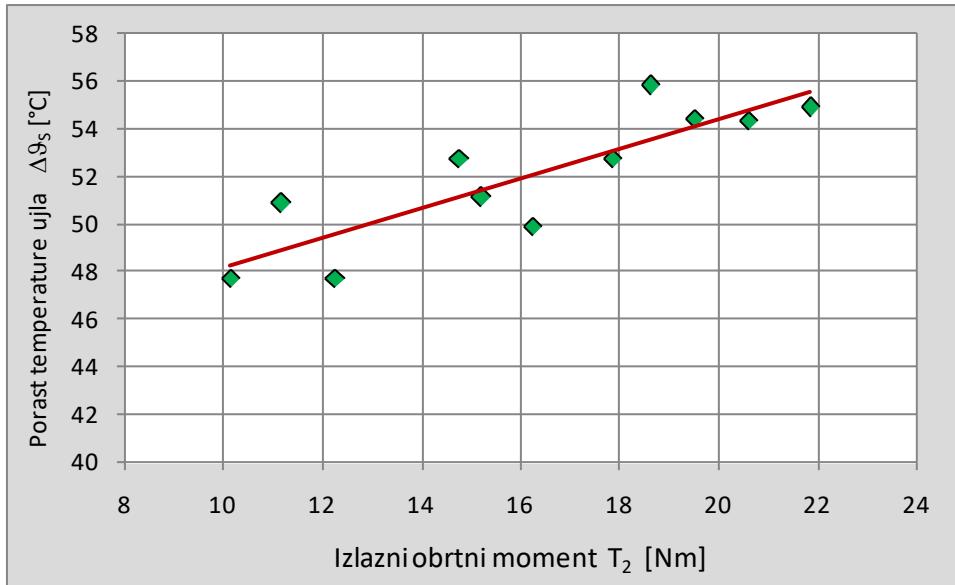


Sl.7.19. Tok promene temperature ulja ϑ_s i temperature okoline ϑ_0 dobijen eksperimentalnim putem za broj obrtaja $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$ i za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2

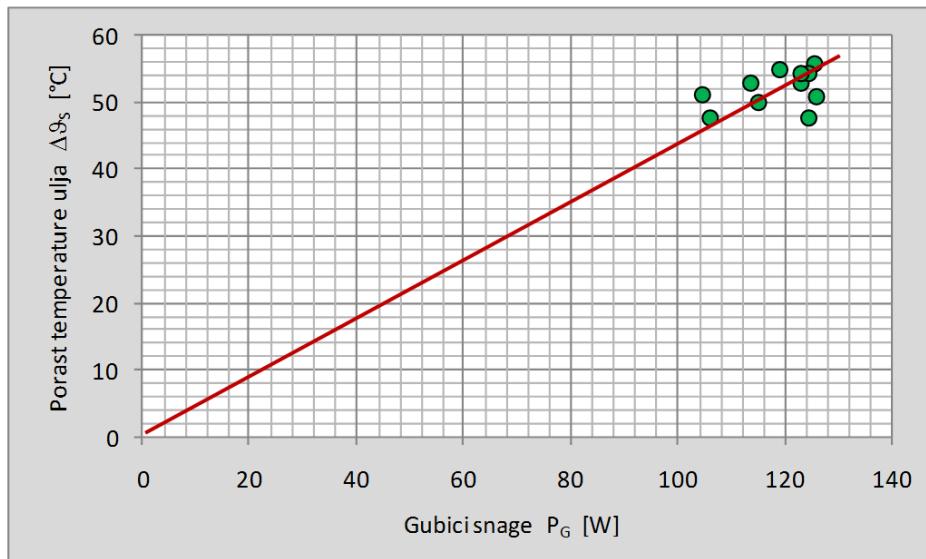
Za dalje razmatranje bitnu ulogu ima zagrevanje ulja u toku rada odnosno uvećanje temperature ulja u odnosu na temperaturu okoline $\Delta\vartheta_s$ - sl.6.6 odnosno izraz (6.1):

$$\Delta\vartheta_s = \vartheta_s - \vartheta_0 \quad (7.28)$$

Tok promene porasta temperature ulja $\Delta\vartheta_s$ dobijen prema izrazu (7.28) za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2 prikazan je na sl.7.20. Trend linija toka promene pokazuje da između porasta temperature ulja $\Delta\vartheta_s$ i izlaznog obrtnog momenta T_2 postoji linearna zavisnost. Kod porasta izlaznog obrtnog momenta T_2 kao posledica povećanih gubitaka snage, raste i temperatura ulja $\Delta\vartheta_s$. Najveća vrednost porasta temperature ulja $\Delta\vartheta_s = 55^\circ\text{C}$ dobijena je za vrednost izlaznog obrtnog momenta $T_2 = 22 \text{ Nm}$.

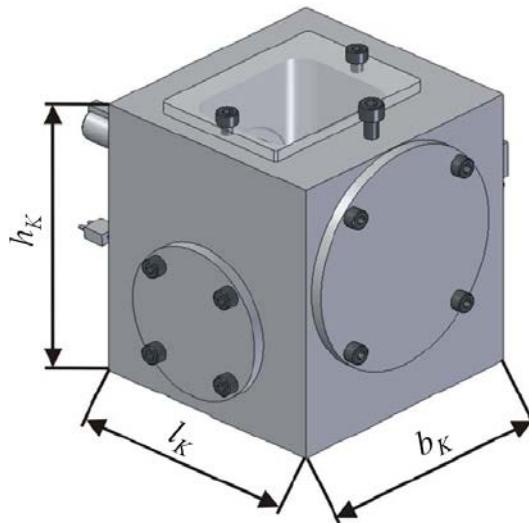


Sl.7.20. Tok promene porasta temperature ulja $\Delta\theta_s$ dobijen eksperimentalnim putem za broj obrtaja $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$ i za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2



Sl.7.21. Tok promene porasta temperature ulja $\Delta\theta_s$ dobijen eksperimentalnim putem za broj obrtaja $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$ i za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2

Na sl.7.21 prikazana je zavisnost između izmerenih vrednosti porasta temperature ulja $\Delta\theta_s$ i ukupnih gubitaka snage prenosnika P_G . Sa dijagrama može da se uoči da između $\Delta\theta_s$ i P_G postoji linearna zavisnost. Sa porastom obrtnog momenta rastu sile u ležajima i ozubljenju, a samim tim rastu i ukupni gubici snage.



Sl. 7.19. Dimenzije kućišta ispitivanog prenosnika

U zavisnosti od gubitaka snage u prenosniku P_G , koeficijenta prelaza toplote k_G (izraz 5.7) i površine kućišta preko koje se odvodi toplota u okolnu sredinu A_K , shodno izrazu (6.4), porast temperature ulja $\Delta\vartheta_S$ određuje se prema

$$\Delta\vartheta_S = \frac{P_G}{k_G \cdot A_K} = \frac{P_{GL} + P_{GD} + P_{Gz}}{k_G \cdot A_K} \quad (7.29)$$

Shodno sl.7.19 površina kućišta preko koje se odvodi toplota u okolnu sredinu A_K iznosi:

$$A_K = 2 \cdot (l_K \cdot h_K + b_K \cdot h_K) + l_K \cdot b_K \quad (7.30)$$

Zbog niskog stepena iskorišćenja pužnih prenosnika, snaga koju mogu da prenesu ograničena je sa aspekta njihovog zagrevanja. Ukoliko se ne može obezbediti odvođenje toplote prirodnim putem, primenjuju se razne konstrukcione mere. Radi povećanja površine preko koje se toplota odvodi u okolnu sredinu na kućištu prenosnika postavljaju se rebra po pravilu u pravcu strujanja vazduha. Dodatno odvođenje toplote može se postići postavljanjem ventilatora na pužnom vratilu. Obim odvođenja toplote u ovom slučaju zavisi od učestanosti obrtanja vratila puža. Tako na primer kod prenosnika srednje veličine za učestanost obrtanja vratila puža $n_1 = 100 \text{ min}^{-1}$ radna temperatura ulja opada za 5%. Za učestanost obrtanja vratila puža $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ radna temperatura ulja može da se smanji i do 50% [N2]. Za dalje povećanje odvođenja toplote može se primeniti cirkulaciono podmazivanje sa dodatnim hlađenjem ulja vodom.

8. TERMIČKA ANALIZA PRENOSNIKA PRIMENOM MKE I IDENTIFIKACIJA PROMENE UTICAJNIH PARAMETARA

8.1 UVOD

Bokovi puža i pužnog zupčanika imaju složen oblik, tako da je računsko određivanje napona i deformacija dosta komplikovano. Zbog složene konfiguracije helikoidnog oblika bokova zubaca pužnog para numerička simulacija primenom metode konačnih elemenata predstavlja kompleksan problem.

Osnova metode konačnih elemenata bazira se na diskretizaciji kontinuma (prostora) na konačan broj delova, odnosno elemenata. Na taj način se od početnog, veoma složenog problema, dobija konačan broj diskretizovanih i nezavisnih problema. Metodama i principima fizike uspostavljaju se između diskeretnih delova osnovne statičke, kinematičke, dinamičke i termodinamičke veze, koje se proširuju do granica kontinuma. Zatim se formira sistem diferencijalnih jednačina prema osnovnim principima fizike. Rešavanje diferencijalnih jednačina izvodi se numeričkim metodama, pri čemu se dobijaju pomeranja, unutrašnje sile, dinamički odgovor konstrukcije, temperature, brzine strujanja i strujno polje, itd. Metoda konačnih elemenata (MKE) primenjuje se za numeričku analizu problema u mehanici, mehanici fluida, termodinamici i dr.

8.2 KONTAKTNI PROBLEMI

Rešavanje kontaktnih problema pomoću MKE je dosta komplikovano, jer su u pitanju nelinearni problemi koji zahtevaju značajne kompjuterske resurse i njihovo adekvatno tretiranje. U rešavanju kontaktnih problema mogu da se javе sledeće poteškoće.

- Područje kontakta nije poznato u početnom trenutku analize. Kontaktna površina zavisi od većeg broja uticajnih faktora (opterećenje, materijal, ograničenja, ..) i zavisno od njih značajno se menja tokom same numeričke analize.
- Trenje se uzima u obzir preko nelinearnih zakona, što prouzrokuje probleme sa numeričkom konvergencijom rešenja.

U praksi mogu da se javе dve vrste kontaktnih problema:

- dodir krutog i elastičnog tela;

- dodir dva elastična tela.

Češće se javlja drugi slučaj gde su oba materijala kontaktnih tela deformabilni, odnosno imaju sličnu krutost, kao što je i slučaj kod pužnog para. Simulacija kontakta spregnutih bokova pužnog para zahteva izradu adekvatnog MKE modela i izbor odgovarajućih tipova konačnih elemenata. Pri analizi jedan od spregnutih bokova razmatra se kao „kontaktna” površina a drugi kao „ciljna” površina. Kada dođe do dodira kontaktnih tela, odnosno spregnutih bokova javljaju se kontaktne sile koje sprečavaju uzajamno prodiranje tela i izazivaju deformacije kontaktnih zona.

Za simulaciju kontakta u MKE razvijeni su različiti tipovi konačnih elemenata, koji prema kompleksnosti mogu podeliti u 4 kategorije:

1. kontaktni elementi tačka-tačka ("point-to-point gap elements");
2. kontaktni elementi tačka-linija ("point-to-line gap elements");
3. kontaktni elementi tačka-površina ("point-to-surface gap elements");
4. kontaktni elementi površina-površina ("surface-to-surface gap elements").

U inženjerskim analizama koje koriste metodu konačnih elemenata za rešavanje naponsko deformacionog stanja sa primenom kontaktnih uslova, potrebno i izuzetno važno precizno određivanje i praćenje naponskog stanja van kontaktne zone. To je i slučaj kod izučavanja naponsko deformacionog stanja spregnutih bokova pužnog para, jer je na taj način moguće sagledati i ostala granična stanja koja su bitna sa aspekta izvršenja radne funkcije prenosnika.

8.3.TERMIČKA SIMULACIJA

8.3.1 Uvod

Između spregnutih bokova puža i pužnog zupčanika postoji znatno klizanje, što ima za posledicu habanje bokova i znatne gubitke energije. Energija se pri tome pretvara u toplotu, koja dovodi do zagrevanja prenosnika i narušavanja njegovog ispravnog rada. Prema tome za ispunjenje radne funkcije prenosnika važnu ulogu ima toplotna stabilnost prenosnika. Količina energije koja se pretvara u toplotu u velikoj meri zavisi od koeficijenta trenja između spregnutih bokova. Zbog toga je jako bitno razmatranje toka procesa u tribu sistemu spregnuti bokovi – mazivo. Koeficijent trenja u zoni kontakta spregnutih bokova pužnog para zavisi od većeg broja

uticajnih faktora, kao što su: vrsta ulja, hrapavost spregnutih bokova, učestanost obrtanja odnosno brzina klizanja dodirnih površina, opterećenje, odnosno Hercovi površinski pritisci na dodirnim površinama, itd.

Precizno određivanje stepena iskorišćenja i radne temperature moguće je eksperimentalnim putem. Međutim konstruktoru je jako bitno da ove veoma bitne uticajne veličine za pouzdani rad prenosnika odredi još u fazi konstruisanja. U tom smislu neophodno je na osnovu eksperimentalnih rezultata definisati analitički postupak za određivanje stepena iskorišćenja i radne temperature prenosnika. Jedan od mogućih načina rešavanja ovog problema je da se na osnovu eksperimentalno određenih vrednosti koeficijenta trenja μ_{zm} u zoni kontakta spregnutih bokova i analitički izračunatog gubitka snage sprezanja pužnog para, kao i gubitaka snage u ležajevima i zaptivačima, primenom MKE odredi raspodela temperature prenosnika. Upoređenjem analitički dobijenih rezultata sa eksperimentalno dobijenim rezultatima bila bi izvršena verifikacija primjenjenog postupka.

8.3.2 Određivanje radne temperature u pužnom paru analitičkim putem

U toku sprezanja usled trenja dolazi do zagrevanja spregnutih zubaca pužnog para. Temperatura mase zupca je zbog toga veća u odnosu na radnu temperaturu ulja za $\Delta\vartheta_M$ (sl.6.6), odnosno iznosi:

$$\vartheta_M = \vartheta_s + \Delta\vartheta_M \quad (8.1)$$

Uvećanje (porast) temperature zupca zupčanika $\Delta\vartheta_M$ zavisi od gubitaka snage u pužnom paru P_{Gz} . Prema DIN 3996 [D4] određuje se prema:

$$\Delta\vartheta_M = \frac{P_{Gz}}{\alpha_L \cdot A_R} \quad (8.2)$$

Oznake:

P_{Gz}	-	gubici snage u pužnom paru;
α_L	-	koeficijent prelaza toplote;
A_R	-	merodavna površina hlađenja pužnog para.

Gubici snage u pužnom paru P_{Gz} određeni su eksperimentalno zavisno od opterećenja (sl.7.16), odnosno mogu se odrediti ako se ukupni gubici snage u prenosniku umanju za gubitke u ležajima i zaptivačima:

$$P_{Gz} = P_i(1 - \eta_{\Sigma}) - P_{GLD} \quad (8.3)$$

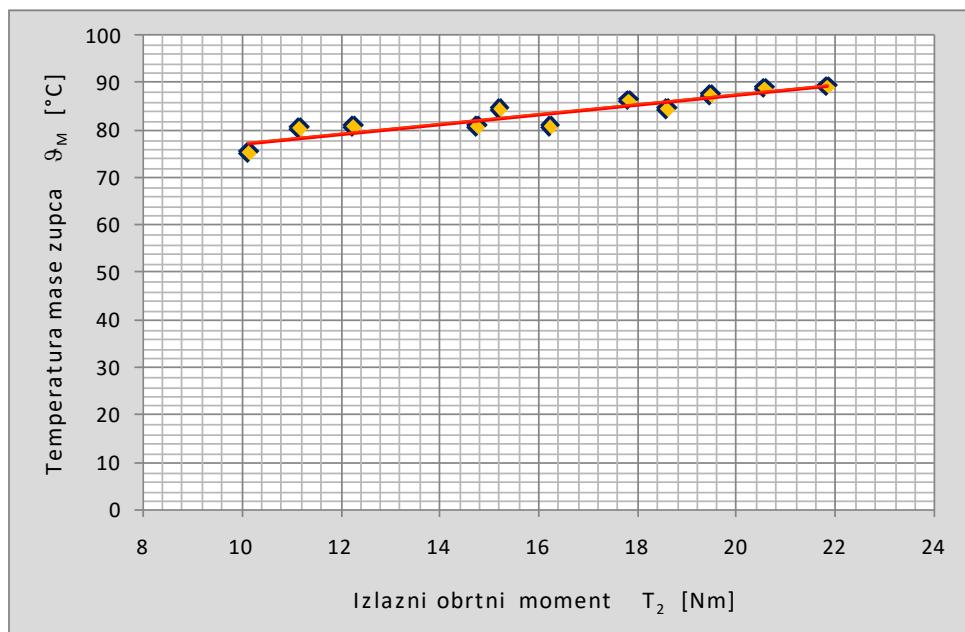
Prema DIN 3996 [D4] koeficijent prelaza toplove α_L određuje se zavisno od ulaznog broja obrtaja n_1 prema:

$$\alpha_L = c_k \cdot (1940 + 15 \cdot n_1) \quad (8.4)$$

Koeficijent c_k iznosi $c_k = 1$, ako je pužni točak potopljen, odnosno $c_k = 0,8$ ako je puž potopljen u ulju.

Merodavna površina hlađenja pužnog para A_R određuje se zavisno od širine b_{2R} i prečnika srednje kružnice d_{m2} prema [D4]:

$$A_R = b_{2R} \cdot d_{m2} \cdot 10^{-6} \quad (8.5)$$



Sl.8.1. Tok promene temperature mase zupca θ_M za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2

Tok promene temperature mase zupca ϑ_M dobijen prema izrazu (8.1) za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2 prikazan je na sl.8.1. Trend linija toka promene pokazuje da između temperature mase zupca ϑ_M i izlaznog obrtnog momenta T_2 postoji linearna zavisnost. Kod porasta izlaznog obrtnog momenta T_2 kao posledica povećanih gubitaka snage, raste i temperatura mase zupca ϑ_M .

Koeficijent trenja pužnog para određen je eksperimentalno za dijapazon izlaznog obrtnog momenta $T_2 = 10 \text{ Nm}$ do $T_2 = 22 \text{ Nm}$ (sl.7.18).

8.3.3 Određivanje raspodele temperature u pužnom prenosniku primenom MKE

Raspodela temperature u pužnom prenosniku primenom MKE određena je primenom softverskog paketa ANSYS WORKBENCH. ANSYS WORKBENCH je programski paket opšte namene koji se koristi za numeričke analize primenom metode konačnih elemenata. Softver sadrži jednačine koje upravljaju ponašenjem konačnih elemenata, rešava ih i daje rezultate funkcionisanja sistema tokom numeričke simulacije. Ovi rezultati mogu biti predstavljeni u tabelarnoj ili grafičkoj formi. ANSYS programski paket po rešavanju problema nudi tabelarni ili grafički prikaz dobijenih rezultata.

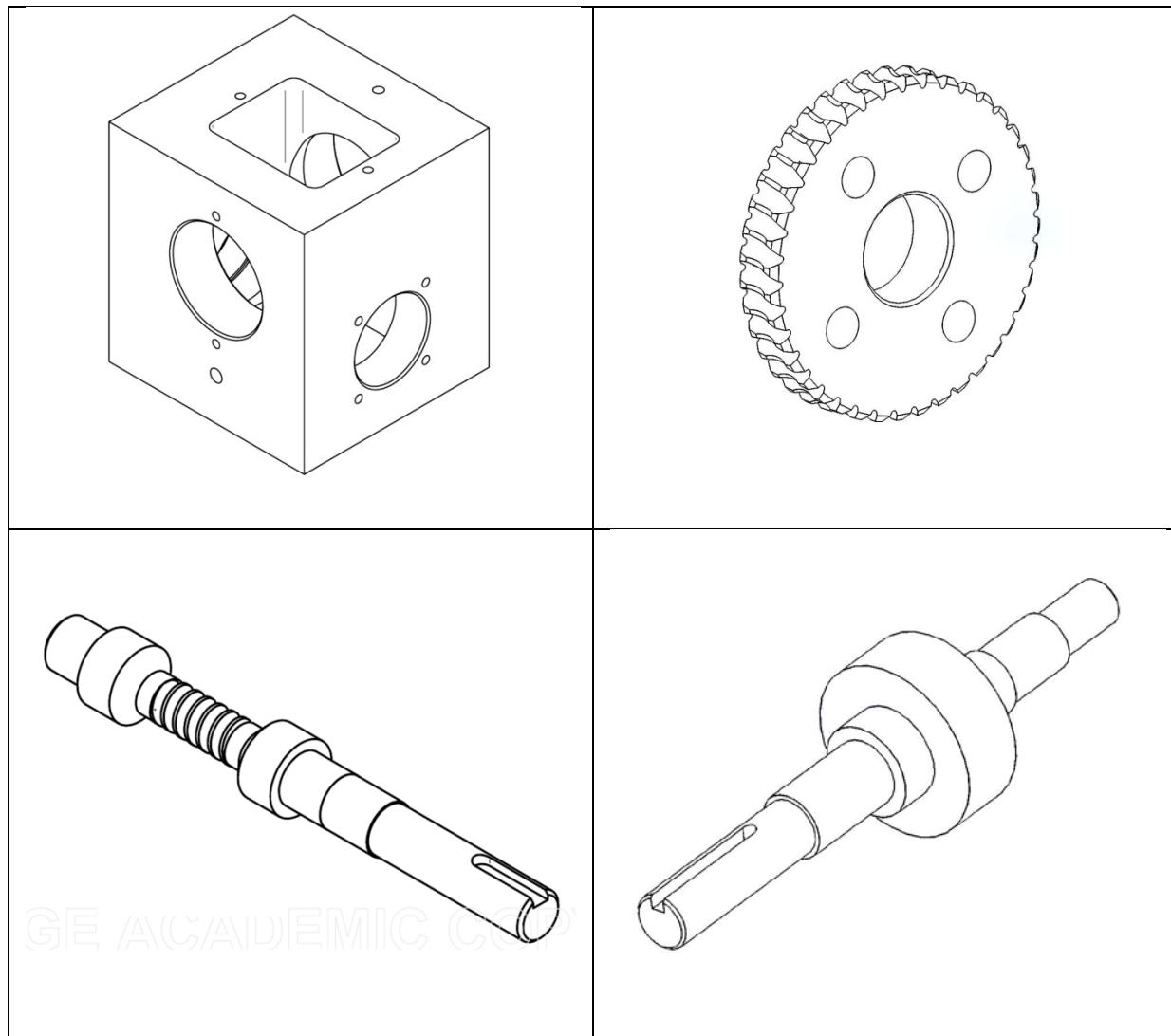
Pri rešavanju problema ANSYS programskim paketom koriste se sledeći koraci:

- Izrada geometrijskog modela
- Definisanje svojstava materijala
- Generisanje mreže (diskretizacija modela)
- Definisanje opterećenja i ograničenja
- Rešavanje problema
- Prikaz rezultata.

Analiza je definisana kao termička analiza u vremenskom domenu, odnosno korišćen je ANSYS modul za tranzijentnu termičku analizu. Zbog komplikovane geometrije puža i pužnog zupčanika u analizi su korišćeni konačni elementi višeg reda odnosno SOLID 226, ANSYS [A1] za generisanje mreže konačnih elemenata.

Kod trajnog pogona javlja se u pužnom prenosniku kompleksna raspodela temperature. Toplota koja nastaje u ležajima i pužnom paru kod stacionarnog pogona mora da se preko merodavne površine kućišta odvede u okolnu sredinu bez dodatnog hlađenja. Raspodela temperature između

izvora toplote i merodavne površine kućišta određena je provođenjem i prenosom toplote. Za provođenje toplote merodavna je toplotna provodljivost λ . Da bi se uzela u obzir razlika temperature kod prenosa toplote mora se odrediti koeficijent prelaza toplote α . Ovaj koeficijent ne zavisi samo od vrste materijala, već kao sistemska veličina zavisi od većeg broja parametara. Za određivanje raspodele temperature kao i relevantnih vrednosti koeficijenata prelaza toplote izrađeni su trodimenzionalni FEM modeli elemenata pužnog prenosnika (sl.8.2).

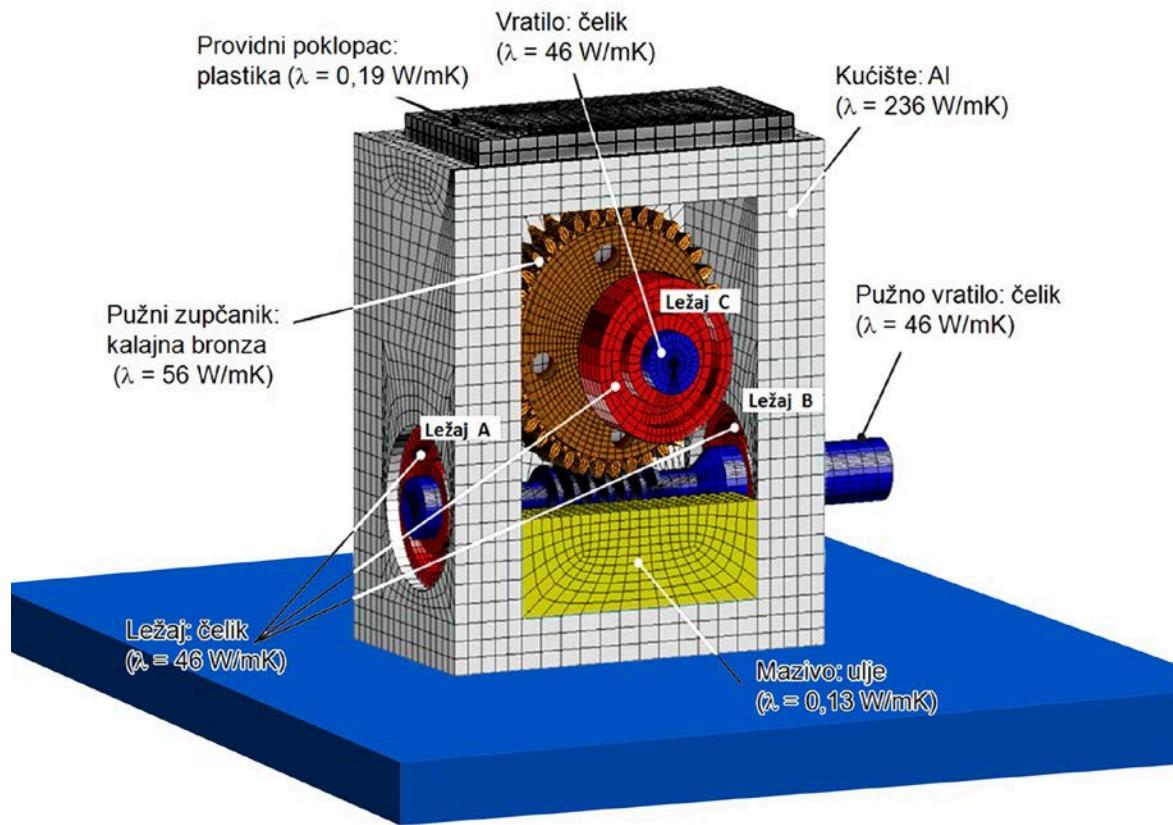


Sl.8.2. Trodimenzionalni geometrijski modeli elemenata pužnog prenosnika

Pored modela pužnog para ovaj model sadrži i modele svih vratila, ležaja, maziva i kućišta. FEM-model za termičku simulaciju prikazan je na sl.8.3.

Tabela 8.1 Granični uslovi za termičku FEM simulaciju

Radni parametri, granični uslovi	Oznaka	Dimenzija	Vrednosti
Koeficijent trenja pužnog para	μ_{zm}	-	0,038
Gubici snage u pužnom paru	P_{Gz}	W	85,1
Temperatura okoline	ϑ_0	°C	31,20
Gubici snage u ležaju A	P_{GLA}	W	10,05
Gubici snage u ležaju B	P_{GLB}	W	21,99
Gubici snage u ležaju C	P_{GLC}	W	0,08
Gubici snage u ležaju D	P_{GLD}	W	0,02
Gubici snage u zaptivaču ležaja A	P_{GDA}	W	0,48
Gubici snage u zaptivaču ležaja B	P_{GDB}	W	0,48
Gubici snage u zaptivaču ležaja C	P_{GDC}	W	0,48
Gubici snage u zaptivaču ležaja D	P_{GDD}	W	0,48
Koeficijent prelaza toplote sa kućišta i rukavca vratila pužnog zupčanika prema okolini	α_{ok}	W/m ² K	15
Koeficijent prelaza toplote sa rukavca vratila puža prema okolini	α_{ov}	W/m ² K	50
Koeficijent prelaza toplote sa temelja prema okolini	α_{ot}	W/m ² K	10

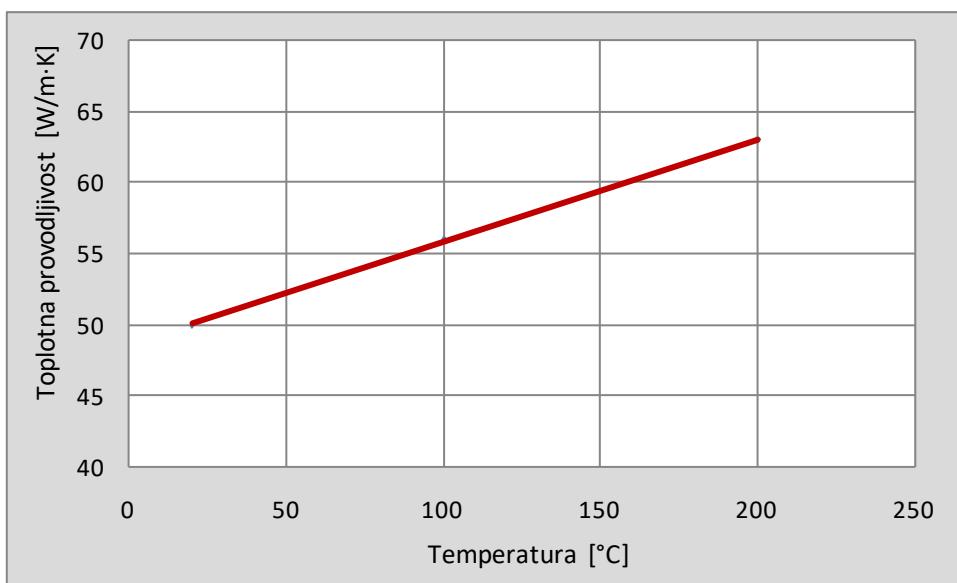


Sl.8.3. FEM model ispitivanog prenosnika

Podaci o termičkim karakteristikama materijala koji su korišćeni u analizi dati su u tabeli 8.2, odnosno sl.8.4. Pri analizi je uzeto u obzir i da se termičke karakteristike materijala menjaju sa temperaturom za sve materijale.

Tabela 8.2 Termičke karakteristike materijala koje su korišćene u analizi

Materijal	Specifični toplotni kapacitet J/(kgK)	Toplotna provodljivost W/(mK)	Koeficijent toplotnog širenja K ⁻¹
16MnCr5	434	60.5	$1,2 \cdot 10^{-5}$
CuSn12Ni2-C-GCB	na 20°C	376	$17,2 \cdot 10^{-6}$
	na 100°C	385	



Sl.8.4 Toplotna provodljivost za CuSn12Ni2-C-GCB

Za određivanje nepoznatih koeficijenata prelaza topline α i rezultujuće raspodele temperature u stacionarnom stanju, neophodno je raspolagati adekvatnim podacima (tabela 8.1). Kod ležajeva gubici snage određeni prema SKF postupku [S2] uvode se u FEM model kao prenos topline. Pored izmerenih vrednosti temperature okolne sredine ϑ_0 , potrebno je odrediti i gubitke snage pri sprezanju pužnog para i gubitke snage u zaptivačima. Koeficijent prelaza topline prema okolini na osnovu podataka dostupnih istraživanja iznosi $\alpha_{ok} = 12 - 15 \text{ W/m}^2\text{K}$ [B3,C4], pa je pri simulaciji korišćena vrednost $\alpha_{ok} = 15 \text{ W/m}^2\text{K}$. Na osnovu generisanih gubitaka snage u pužnom paru, ležajima i zaptivačima simulacijom su određene trenutna temperatura u tački dodira spregnutih bokova, temperatura mase zupca i raspodela temperature celokupnog pužnog prenosnika.

Generisana toplota u prenosniku odvodi se u okolnu sredinu preko relativno velike površine kućišta, a deo i preko temelja. Krajevi vratila imaju relativno malu površinu ali se i preko njih toplota odvodi u okolinu. Pošto se vratilo pužnog zupčanika sporo okreće, onda je udeo topline koja se konvekcijom (prelaženjem) odvodi preko njegove površine mali, tako da je pri simulaciji uzeta ista vrednost koeficijenta prelaza topline kao i kod kućišta. Iako prenos topline sa zupčanika na ulje i vazduh u prenosniku po svojoj prirodi spada u konvektivne procese, navedeni

proces je aproksimiran koduktivnim procesom. Ista aproksimacija je izvedena i u kontaktu ulja i vazduha u prenosniku i kućišta. Navedena aproksimacija je uvedena jer malo utiče na makroskopsku raspodelu temperature. U tabeli 8.3 dati su preovlađujući načini prenošenja topline između elemenata prenosnika.

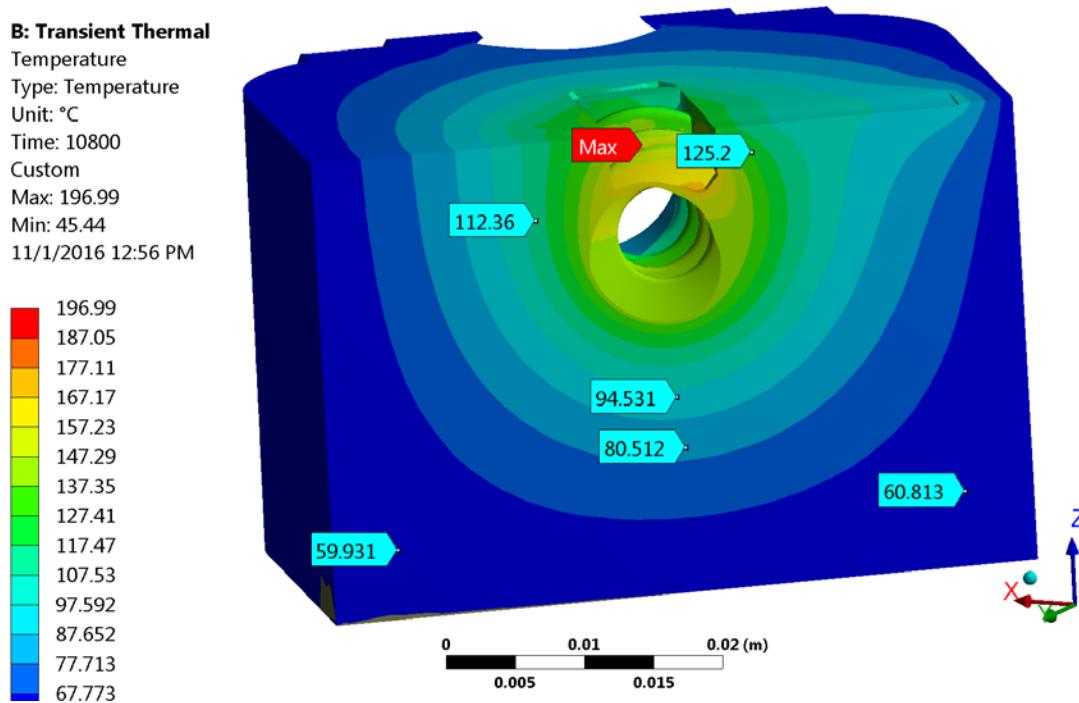
Tabela 8.3 Načini prenošenja topline kod pužnog prenosnika

Prenošenje topline	Preovlađujući način prenošenja topline
Konvekcija	Vratilo puža → okolina
	Kućište → okolina
	Providni poklopac → okolina
	Vratilo pužnog zupčanika → okolina
	Temelj → okolina
Kondukcija	Svi ostali elementi u kontaktu

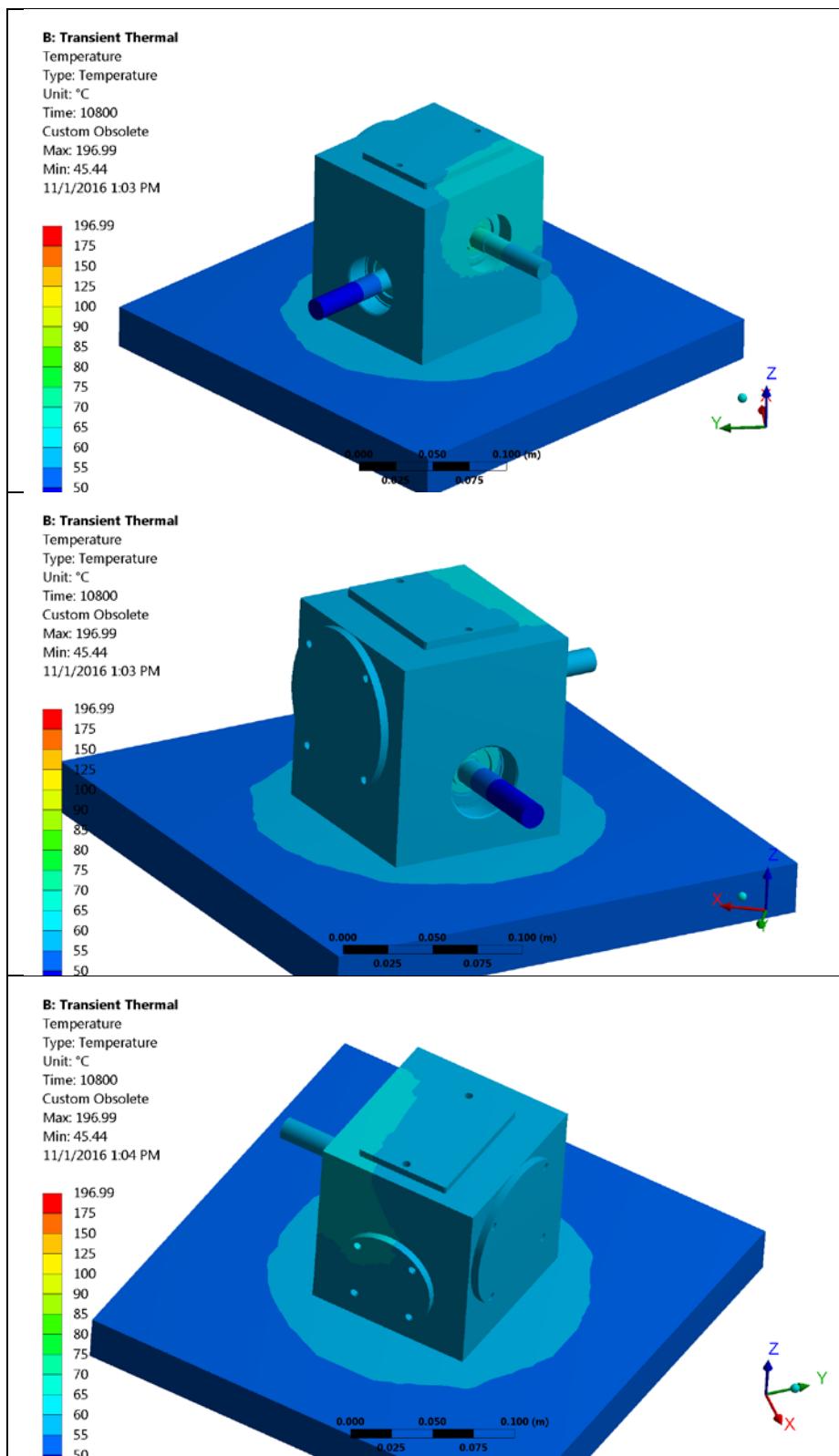
Na slikama 8.5 – 8.7 prikazani su rezultati temperaturne raspodele prenosnika, na pužnom zupčaniku i na kućištu prenosnika. Simulacija je urađena za izlazni obrtni moment $T_2 = 21.84 \text{ Nm}$ i za ulazni broj obrtaja $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$. Na sl.8.5 prikazana je raspodela temperature u preseku pužnog prenosnika. Vrednosti numerički određene temperature kreću se u dijapazonu od $125,2^\circ\text{C}$ do $59,93^\circ\text{C}$. Maksimalna temperatura $125,2^\circ\text{C}$ dobijena je u zoni sprezanja pužnog para, odnosno predstavlja trenutnu temperaturu u tački dodira spregnutih bokova, što je u saglasnosti sa sličnim istraživanjima u ovoj oblasti [L2]. Minimalna temperatura $59,93^\circ\text{C}$ odnosi se na temperaturu kućišta prenosnika. Na sl.8.7 prikazana je raspodela temperature na pužnom zupčaniku kao jednom od najvažnijih elemenata pužnog prenosnika. Sa slike može da se uoči, da je maksimalna temperatura u zoni sprezanja, što je saglasno sa

raspodelom dobijenom na sl.8.5. U ostalom delu obima pužnog zupčanika temperature varira od $90,381^{\circ}\text{C}$ do $94,765^{\circ}\text{C}$. Srednja vrednost dobijenih temperatura predstavlja temperaturu mase zupca i iznosi $\vartheta_M = 92,31^{\circ}\text{C}$. Eksperimentalno određene temperature mase zupca prikazane su na sl. 8.1. Za izlazni obrtni moment $T_2 = 21.84 \text{ Nm}$ temperatura mase zupca iznosi $\vartheta_M = 89,45^{\circ}\text{C}$. Prema tome termičkom simulacijom dobijena temperatura mase zupca je u velikoj meri saglasna sa eksperimentalno određenom vrednošću. Iz navedenog se može zaključiti da je ispravno predpostavljeno da se na osnovu analitički određenih gubitaka snage u prenosniku može primenom metode konačnih elemenata proceniti temperaturna raspodela celokupnog prenosnika pri eksploataciji.

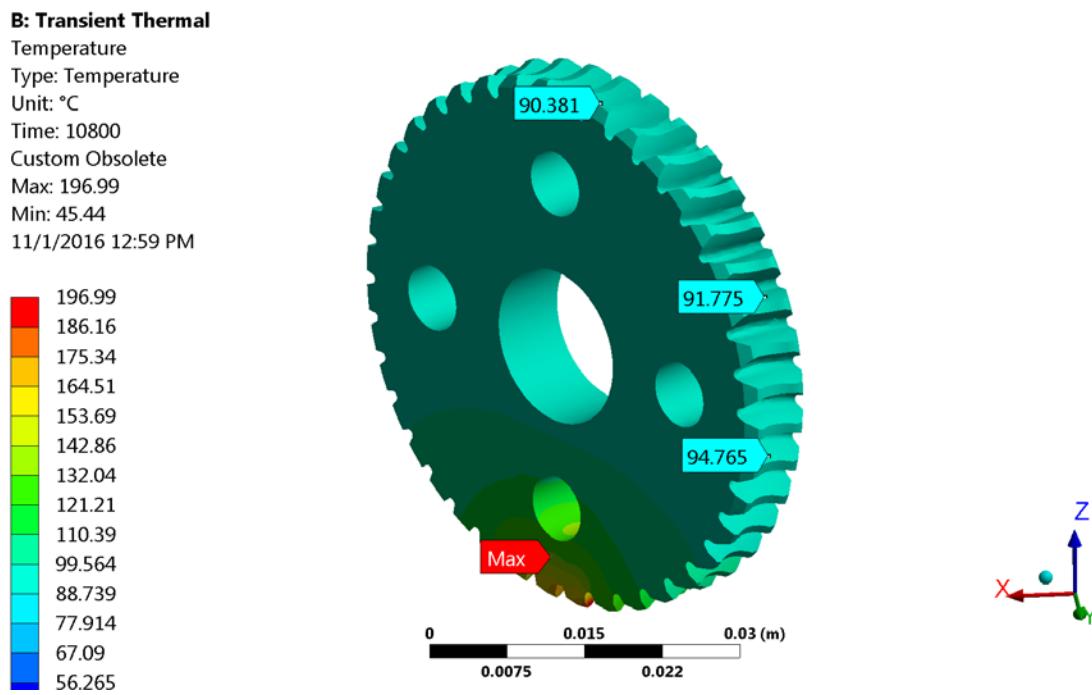
Na sl.8.6 prikazana je raspodela temperature na samom kućištu prenosnika kao i postolju odnosno temelju.



Sl.8.5. Raspodela temperature u preseku pužnog prenosnika dobijena termičkom simulacijom za $T_2 = 21.84 \text{ Nm}$ i $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$



Sl.8.6. Raspodela temperature na kućištu pužnog prenosnika dobijena termičkom simulacijom za $T_2 = 21.84 \text{ Nm}$ i $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$



Sl.8.7. Raspodela temperature na pužnom zupčaniku dobijena termičkom simulacijom za $T_2 = 21.84 \text{ Nm}$ i $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$

Na ovaj način moguće je sagledati termičko stanje kompletног prenosnika i ustanoviti kritična mesta sa aspekta zagrevanja i uspeшnog ispunjenja radne funkcije prenosnika. Ovo je od velikog značaja za inženjersku praksu, jer pruža mogućnost da se u fazi konstruisanja prenosnika dobiju relevantni podaci o ponašanju prenosnika u eksploracionim uslovima i da se blagovremeno izvrše potrebne korekcije konstrukcije bez skupih i dugotrajnih ispitivanja prototipa.

9. ZAKLJUČNA RAZMATRANJA

U okviru ove disertacije izvršena su istraživanja termičke stabilnosti i procesa habanja pužnih parova. S obzirom na svoje karakteristike pužni prenosnici imaju niz prednosti u odnosu na ostale tipove prenosnika. Prednosti se pre svega ogledaju u kompaktnoj konstrukciji, velikom prenosnom odnosu, pouzdanosti u radu, mogućnosti prigušenja vibracija, konstrukcione prednosti kod grananja i sumiranja energije, itd. Imaju široku primenu kod kratkotrajnih pogona alatnih mašina, transportnih uređaja, u vozilima prvenstveno za prenos snage, kao i kod finopodešavajućih i preciznih uređaja za prenos kretanja. Nedostatak pužnih prenosnika je relativno nizak stepen iskorišćenja što dovodi do velikog zagrevanja, habanja i smanjenog radnog veka. Prema tome bitan uticaj na uspešno ispunjenje radne funkcije prenosnika je termička stabilnost u radu zbog čega se istraživanju u ovoj oblasti posvećuje značajna pažnja.

Proračun nosivosti pužnih parova bazira se danas na osnovama DIN 3996 [D4], gde su uvedeni bezdimenzionalni fizički parametri, parametar pritiska p_m^* , parametar debljine uljnog filma h^* i parametar srednjeg puta klizanja s^* .

Sadašnja aktuelna saznanja vezana za nosivost pužnih parova koriste srednji površinski pritisak bokova σ_{Hlim} od izlaznog obrtnog momenta T_2 kao merodavni kriterijum za proračun nosivosti bokova. Preduslov za tačno određivanje nosivosti bokova pužnih parova u odnosu na habanje su tačna saznanja o lokalnom naprezanju bokova zubaca za različite uslove sprezanja.

Kod pogona pužnim prenosnicima nisu poznati slučajevi da nema habanja bokova zubaca. Istraživanja [W4] pokazuju da pužni parovi mahom rade u uslovima mešovitog trenja. To znači da se naprezanje bokova ne određuje prema hidrodinamičkoj teoriji podmazivanja, već prema Hercovoj teoriji odnosno zavisno od odnosa radijusa krivine i karakteristika materijala u kontaktu.

Istraživanja u radovima [M1], [B2] i [O1] pokazuju da površinski pritisak i tok promene temperature u zoni kontakta spregnutih parova imaju značajan uticaj na habanje pužnih parova.

Na osnovu napred izloženog i pregleda stanja tehnike u poglavlju 2, istraživanja u radu usmerena su na razmatranje i identifikaciju parametara vezanih za termičku stabilnost i procese habanja spregnutih bokova.

U poglavlju 4 detaljno su obrađeni standardni tipovi cilindričnih pužnih parova i identifikovane merodavne veličine za tačno određivanje geometrije puža i pužnog zupčanika.

U poglavlju 5 obrađena je nosivost cilindričnih pužnih prenosnika za sledeće kriterijume: razaranje bokova zubaca usled pitinga, habanje bokova zubaca, lom zupca pužnog zupčanika u podnožju, zagrevanje odnosno narušavanje toplotne stabilnosti prenosnika i savijanje vratila puža. Detaljno su prikazani postupci proračuna nosivosti prema DIN 3996 [D4]. Na osnovu teorijskih osnova prikazanih u poglavljima 4 i 5 odnosno standarda DIN 3974-2 [D1], DIN 3975 [D2] i DIN 3996 [D4], u programu Microsoft Excel 2013 (Excel 15.0) razvijen je programski paket za proračun geometrije i nosivosti pužnih parova. Programski paket ima sledeće mogućnosti: proračun tačne geometrije puža i pužnog zupčanika, proračun parametara opterećenja pužnog para, proračun bezdimenzionalih fizičkih veličina za proračun nosivosti, proračun gubitaka energije pužnog prenosnika, proračun nosivosti u odnosu na habanje, proračun nosivosti u odnosu na piting, proračun stepena sigurnosti u odnosu na savijanje vratila puža, proračun nosivosti podnožja zubaca i proračun stepena sigurnosti u odnosu na zagrevanje.

U poglavlju 6 najpre su prikazana su teorijska istraživanja habanja i termičke stabilnosti pužnih prenosnika, a zatim izvršena analiza nosivosti pužnih prenosnika.

Korišćenjem programa za proračun nosivosti (tačka 5.12) za izabrane reprezentativne familije pužnih prenosnika a-63, a-100 i a-250, izvršen je proračun nosivosti u odnosu na habanje, piting, lom zupca u podnožju i termičku stabilnost. U cilju sveobuhvatnog sagledavanja nosivosti pužnih prenosnika po različitim kriterijumima varirani su sledeći parametri: osno rastojanje, prenosni odnos, brojevi obrtaja puža, materijal pužnog zupčanika, vrsta ulja i način podmazivanja. Za analizu izvršen je proračun 81 prenosnika a rezultati proračuna prikazani su na 18 dijagrama. Rezultat analize prikazan je u tabeli 6.5 odnosno na slici 6.25. Analiza pokazuje da su najveća ograničenja nosivosti prenosnika vezana za habanje bokova pužnog para (45). Na drugom su ograničenja vezana za piting (36), a na trećem mestu ograničenja vezana za termičku stabilnost prenosnika (18). Prema tome povećanje nosivosti u odnosu na habanje bitno utiče na nosivost kompletног prenosnika. Ukoliko se uzme u obzir međusobna povezanost različitih vrsta

oštećenja, odnosno u ovom slučaju termička stabilnost prenosnika i habanje, to su istraživanja u ovoj oblasti jako značajna.

U analizi nosivosti pužnih prenosnika konstatovano je da je jako bitno da prenosnik ima sličnu nosivost za sva granična stanja, što je označeno kao ujednačena nosivost (UN). Analiza je pokazala da od 81 prenosnika samo je kod 23 prenosnika ujednačena nosivost, kod 13 približno ujednačena, dok 45 prenosnika imaju neujednačenu nosivost (sl.6.26). Najbolje iskorišćenje raspoloživog resursa prenosnika dobijena je kod prenosnika sa pužnim zupčanikom od kalajne bronce.

Rezultati eksperimentalnih istraživanja habanja i termičke stabilnosti pužnih prenosnika prikazani su u poglavlju 7. Eksperimentalna istraživanja izvedena su pužnom prenosniku sa osnim rastojanjem od $a = 30$ mm i prenosnim odnosom $i = 40$. Puž je izrađen od čelika 16MnCr5, cementiran i brušen, pužni zupčanik od kalajne bronze CuSn12Ni2-C-GCB.

Ispitivanja su izvršena za ulazni broj obrtaja $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$. Izlazni obrtni moment menjan je u granicama $T_2 = 10 \text{ Nm}$ do $T_2 = 22 \text{ Nm}$. U toku ispitivanja merene su vrednosti obrtnog momenta na ulazu i izlazu iz prenosnika, kao i temperatura ulja i temperatura okoline. Utvrđeno je da se ukupni stepen iskorišćenja prenosnika kreće se u granicama $\eta_{\Sigma} = 0,52 - 0,71$. Trend linija toka promene izlaznog obrtnog momenta (sl.7.10) pokazuje da sa povećanjem opterećenja raste ukupni stepen iskorišćenja prenosnika. Na ovakav tok promene utiču veći broj faktora, kao što su gubici snage u ležajima i zaptivačima, radna temperatura odnosno viskoznost ulja na radnoj temperaturi, trenje i gubici snage u zoni kontakta spregnutih bokova. Zatim je izvršeno precizno određivanje gubitaka snage u ležajima. Proračun je izведен za sve nivo opterećenja koja su korišćena u eksperimentalnim uslovima prema SKF programskom modulu za određivanje gubitaka snage u ležajima i zaptivačima [S2]. Zatim su određene vrednosti stepena iskorišćenja ozubljenja pužnog para prema izrazu (7.25).

Tok promene stepena iskorišćenja ozubljenja pužnog para u zavisnosti od opterećenja prikazan je na sl.7.16. Utvrđeno je dakle da se vrednosti stepena iskorišćenja ozubljenja pužnog para kreću u granicama $\eta_z = 0,56 - 0,77$. Trend linija toka promene izlaznog obrtnog momenta pokazuje da sa povećanjem opterećenja raste stepen iskorišćenja ozubljenja pužnog para. To je posledica

promene radne temperature usled čega dolazi do promene viskoznosti ulja a samim tim menja se i koeficijent trenja kao i gubici snage u zoni kontakta spregnutih bokova.

Raspodela ukupne snage koja se od elektromotora dovodi u prenosnik prikazana je na sl.7.17. Kako ova raspodela zavisi od opterećenja, dijagram je urađen za srednje vrednosti. Sa dijagraama se uočava da korisna snaga na izlaznom vratilu iznosi 64% a ostalo su gubici snage u ozubljenju (27%) i u ležajevima i zaptivačima (9%). Kako se više od trećine ukupne snage prenosnika pretvara se u toplotu, razmatranje termičke stabilnosti prenosnika je od izuzetnog značaja.

Eksperimentalne vrednosti koeficijenta trenja pužnog para za vrednosti izlaznog obrtnog momenta $T_2 = 10 \text{ Nm}$ do $T_2 = 22 \text{ Nm}$ određene su prema izrazu (7.26). Tok promene koeficijenta trenja μ_{zm} za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2 prikazan na sl.7.18 pokazuje da sa porastom opterećenja opadaju vrednosti koeficijenta trenja μ_{zm} . Maksimalna vrednost koeficijenta trenja iznosi $\mu_{zm} = 0,1$ za $T_2 = 10 \text{ Nm}$ a minimalna $\mu_{zm} = 0,04$ za $T_2 = 22 \text{ Nm}$.

Rezultati eksperimentalnih istraživanja termičke stabilnosti pužnih prenosnika prikazani su u poglavlju 7.4. Za promenu izlaznog obrtnog momenta u granicama $T_2 = 10 \text{ Nm}$ do $T_2 = 22 \text{ Nm}$ merena je temperatura ulja ϑ_S i temperatura okoline ϑ_0 , a dobijeni rezultati prikazani su na sl.7.19. Sa slike može da se uoči da kod promene izlaznog obrtnog momenta u granicama $T_2 = 10 \text{ Nm}$ do $T_2 = 22 \text{ Nm}$ radna temperatuta ulja menja u granicama $\vartheta_S = 71^\circ\text{C}$ do $\vartheta_S = 85^\circ\text{C}$, odnosno sa porastom opterećenja, rastu gubici energije a samim tim raste i radna temperature ulja.

Sa aspekta istraživanja bitnu ulogu ima zagrevanje ulja u toku rada odnosno uvećanje temperature ulja u odnosu na temperaturu okoline $\Delta\vartheta_S$ - izraz (6.1). Zavisnost uvećanja temperature ulja $\Delta\vartheta_S$ za različite vrednosti izlaznog obrtnog momenta T_2 prikazana na sl.7.20 je linearna. Dakle sa porastom izlaznog obrtnog momenta T_2 kao posledica povećanih gubitaka snage, raste i temperatura ulja $\Delta\vartheta_S$. Najveća vrednost porasta temperature ulja $\Delta\vartheta_S = 55^\circ\text{C}$ dobijena je za vrednost izlaznog obrtnog momenta $T_2 = 22 \text{ Nm}$.

Između izmerenih vrednosti porasta temperature ulja $\Delta\vartheta_S$ i ukupnih gubitaka snage prenosnika P_G postoji linearna zavisnost (sl.7.21).

U poglavlju 8 prikazana je numerička simulacija termičke stabilnosti pužnog prenosnika. Cilj je bio da se definiše postupak identifikacije zona generisanja toplote u pužnom prenosniku i odredi raspodela temperaturne u kompletном prenosniku. Verifikacija samog postupka izvršena je upoređenjem numerički i eksperimentalno dobijenih relevantnih parametara.

Za određivanje raspodele temperature kao i relevantnih vrednosti koeficijenata prelaza toplote izrađeni su trodimenzionalni FEM modeli elemenata pužnog prenosnika koji sadrži 3D modele svih vratila, ležaja, maziva i elemata kućišta. Odvođenje generisane toplote u prenosniku u okolnu sredinu vrši se preko relativno velike površine kućišta, a deo i preko temelja. FEM model raspodele simulirane temperature u prenosniku i pužnom zupčaniku prikazan je na slikama 8.5 i 8.7. Simulacija je urađena za izlazni obrtni moment $T_2 = 21.84 \text{ Nm}$ i za ulazni broj obrtaja $n_1 = 5000 \text{ min}^{-1}$. Vrednosti simulirane temperature kreću se u dijapazonu od $125,2^\circ\text{C}$ do $59,93^\circ\text{C}$. Maksimalna temperatura u zoni sprezanja iznosi $125,2^\circ\text{C}$ i predstavlja trenutnu temperaturu u tački dodira spregnutih bokova. Minimalna temperatura $59,93^\circ\text{C}$ dobijena je na kućištu prenosnika.

Temperatura mase zupca dobijena termičkom simulacijom (sl.8.7) iznosi $\vartheta_M = 92,31^\circ\text{C}$, a eksperimentalno određena temperatura mase zupca (sl.8.1) iznosi $\vartheta_M = 89,45^\circ\text{C}$. Prema tome termičkom simulacijom dobijena temperatura mase zupca je u velikoj meri saglasna eksperimentalnom vrednošću.

Na ovaj način moguće je sagledati termičko stanje kompletног prenosnika i ustanoviti kritična mesta sa aspekta zagrevanja i uspešnog ispunjenja radne funkcije prenosnika. Ovo je od velikog značaja za inženjersku praksu, jer pruža mogućnost da se u fazi konstruisanja prenosnika dobiju relevantni podaci o ponašanju prenosnika u eksploatacionim uslovima, i da se blagovremeno izvrše potrebne korekcije konstrukcije bez skupih i dugotrajnih ispitivanja prototipa.

Na osnovu napred izloženog može se uočiti doprinos disertacije u sledećem.

- Izvršena je detaljna analiza proračuna nosivosti reprezentativne familije pužnih prenosnika prema najnovijem važećem standardu i identifikovana granična stanja u pogledu njihove nosivosti. Grafička interpretacija sprovedene analize i smernice za praktičnu primenu pruža mogućnost izbora konstrukcionih parametara prenosnika sa najboljim iskorišćenjem njihovog raspoloživog resursa.

- Izvršena su eksperimentalna istraživanja stepena iskorišćenja i termičke stabilnosti i prikazan postupak analitičkog određivanja korelacionih zavisnosti između konstrukcionih parametara pužnih prenosnika i opterećenja (gubici snage relevantnih elemenata prenosnika, tok promene koeficijenta trenja pužnog para i tok promene porasta radne temperature ulja).
- Primenom metode konačnih elemenata izvršena je termička simulacija i dobijena raspodela temperature u prenosniku i njegovim elementima uz eksperimentalnu verifikaciju dobijenih rezultata.
- Prikazan je kompletan postupak eksperimentalno teorijskog pristupa, gde su teorijska razmatranja i eksperimentalni rezultati povezani sa FEM termičkom simulacijom. Na ovaj način moguće je na osnovu eksperimentalnih ispitivanja gubitaka snage odrediti raspodelu temperature kompletног prenosnika. Moguće je međutim sprovesti i obrnuti postupak, da se na osnovu izmerene temperature ili termovizijskog snimka odredi koeficijent trenja ozubljenja, odnosno stepen iskorišćenja pužnog para.
- Primena ovakvog načina proračuna je od značaja za inženjersku praksu jer pruža mogućnost dobijanja relevantnih podataka o prenosniku u fazi konstruisanja za optimalno iskorišćenje njihovog raspoloživog resursa.

Na osnovu prikazanih istraživanja mogu se odrediti sledeći pravci daljih istraživanja:

- Sprovođenje definisanog postupka eksperimentalno teorijskih istraživanja za niže brojeve obrtaja i manje prenosne odnose.
- Proširenje (primena) postupka termičke simulacije radi određivanja stepena iskorišćenja i gubitaka snage na osnovu termovizijskih snimaka.
- Primena postupka termičke simulacije radi dobijanja konstrukcije prenosnika sa optimalnim iskorišćenjem raspoloživog resursa sa aspekta nosivosti i radnog veka.
- Određivanje udela generisane toplote u pužu i pužnom zupčaniku primenom FEM termičke simulacije (particionisanje toplote puž/pužni zupčanik).

10. OZNAKE

U tabeli 10.1 prikazane su oznake, nazivi i jedinice veličina koje su korišćene u izrazima svih poglavlja.

Tabela 10.1. Oznake u izrazima, nazivi, jedinice

Oznaka	Naziv	Jedinica
a	Osno rastojanje	mm
b_2	Širina pužnog zupčanika prema DIN 3975	mm
b_{2H}	Širina pužnog zupčanika	mm
b_{2R}	Širina venca pužnog zupčanika	mm
c_0, c_1, c_2	Parametri za proračun temperature ulja	-
c_α	Faktor vrste sredstva za podmazivanje	-
d	Prečnik otvora ležaja	mm
d_{e2}	Spoljašnji prečnik pužnog zupčanika	mm
d_{f2}	Prečnik podnožne kružnice pužnog zupčanika	mm
d_{m1}	Prečnik srednje kružnice puža	mm
d_{m2}	Prečnik srednje kružnice pužnog zupčanika	mm
d_m	Srednji prečnik ležaja	mm
h	Visina zuba	mm
h_{min}	Minimalna debljina uljnog filma	µm
h^*	Parametar minimalne srednje debljine uljnog filma	-
h_a	Visina temenog dela zuba	mm
i	Radni prenosni odnos	-
i_{rw}	Broj redova kuglica kod ležaja	-
k_G	Koeficijent prelaza toplove	W/(m ² K)

Tabela 10.1. Oznake u izrazima, nazivi, jedinice (nastavak)

Oznaka	Oznaka	Oznaka
k_p	Konstanta sredstva za podmazivanje	-
l_1	Rastojanje oslonaca vratila puža	mm
l_{11}	Rastojanje puža od oslonca A	mm
l_{12}	Rastojanje puža od oslonca B	mm
m_n	Normalni modul puža	mm
m_x	Aksijalni modul puža	mm
Δm	Masa pohabanog sloja	mg
Δm_{lim}	Granična vrednost mase pohabanog sloja	mg
n_1	Broj obrtaja puža	min^{-1}
n_2	Broj obrtaja pužnog zupčanika	min^{-1}
p_m^*	Parametar srednjeg Hercovog površinskog pritiska	-
q	Pužni broj	-
s^*	Parametar srednjeg puta klizanja	-
s_{f12}	Srednja debljina zupca u podnožju u čeonom preseku	mm
s_{gm}	Srednji put klizanja	mm
s_{m2}	Debljina zupca na srednjoj kružnici pužnog zupčanika	mm
s_k	Debljina venca pužnog zupčanika	mm
s_{Wm}	Put habanja	mm
Δs	Debljina pohabanog sloja u čeonom preseku	mm
u	Kinematski prenosni odnos	-
v_{km}	Brzina klizanja na srednjoj kružnici puža	m/s
x_2	koeficijent pomeranja profila pužnog zupčanika	-
z_1	Broj zubaca puža	-
z_2	Broj zubaca pužnog zupčanika	.
A_K	Površina kućišta preko koje se odvodi toplota	m^2
A_R	Površina zupčanika preko koje se odvodi toplota	m^2
B	Širina ležaja	mm
C_0	Statička nosivost ležaja	N
E	Modul elastičnosti	N/mm^2

Tabela 10.1. Oznake u izrazima, nazivi, jedinice (nastavak)

Oznaka	Oznaka	Oznaka
E_1	Modul elastičnosti vratila puža	N/mm ²
E_2	Modul elastičnosti pužnog zupčanika	N/mm ²
E_{red}	Ekvivalentni modul elastičnosti	N/mm ²
F_r	Radijalna sila ležaja	N
F_a	Aksijalna sila ležaja	N
F_{xm1}	Aksijalna sila na pužu	N
F_{tm1}	Obimna sila na pužu	N
F_{rm1}	Radijalna sila na pužu	N
F_{xm2}	Aksijalna sila na pužnom zupčaniku	N
F_{tm2}	Obimna na pužnom zupčaniku	N
F_{rm2}	Radijalna na pužnom zupčaniku	N
$F_{D,\rho}$	Faktor uticaja ulja	-
G_{rr}	Moment trenja kotrljanja – osnovna vrednost	Nmm
G_{sl}	Moment trenja klizanja – osnovna vrednost	Nmm
J_{OT}	Osnovni intenzitet habanja	-
J_W	Intenzitet habanja	-
K_A	Faktor radnih uslova	-
K_W	Parametar debljine uljnog filma	-
K_{s1}, K_{s2}	Konstrukcioni parametri momenta trenja kliznih zaptivača	-
K_{rs}	Koeficijent načina podmazivanja	-
K_z	Konstrukcioni parametar za faktor potiskivanja maziva	-
K_{ball}	Koeficijent kugličnih ležaja	-
K_{roll}	Koeficijent valjčanih ležaja	-
K_Z	Konstrukcioni parametar vrste ležaja	-
K_L	Konstrukcioni parametar vrste valjčića ležaja	-
L_h	Radni vek prenosnika	h
M	Ukupni moment trenja u ležaju	Nmm
M_{rr}	Moment trenja kotrljanja u ležaju	Nmm
M_{sl}	Moment trenja klizanja u ležaju	Nmm
M_{seal}	Moment trenja zaptivača u ležaju	Nmm

Tabela 10.1. Oznake u izrazima, nazivi, jedinice (nastavak)

Oznaka	Naziv	Jedinica
M_{drag}	Moment trenja u samom ulju kojim se podmazuje ležaj	Nmm
N_L	Broj promena ciklusa opterećenja na pužnom zupčaniku	-
N_S	Broj uključivanja prenosnika po času	-
P_I	Snaga na pužnom vratilu	W
P_2	Snaga na pužnom zupčaniku	W
P_G	Ukupni gubici snage pužnog prenosnika	W
P_{Gz}	Gubici snage pužnog para u toku sprezanja	W
P_{GL}	Gubici snage u ležajima	W
P_{GO}	Gubici snage pri praznom hodu	W
P_{GD}	Gubici snage u zaptivačima	W
R_I, R_2, R_3	Konstrukcioni parametri ležaja za moment trenja kotrljanja	-
R_{al}	Srednje aritmetičko odstupanje mikroprofila bokova zubaca puža	µm
R_{zI}	Srednja hrapavost bokova zubaca puža	µm
S_W	Stepen sigurnosti u odnosu na habanje	-
S_H	Stepen sigurnosti u odnosu na piting	-
S_δ	Stepen sigurnosti protiv savijanja vratila puža	-
S_F	Stepen sigurnosti podnožja	-
S_T	Stepen sigurnosti u odnosu na zagrevanje	-
S_I, S_2, S_3	Konstrukcioni parametri ležaja za moment trenja klizanja	-
T_I	Obrtni momenti na pužu	Nm
T_2	Obrtni momenti na pužnom zupčaniku	Nm
T_{IN}	Nominalni obrtni momenti na pužu	Nm
T_{2N}	Nominalni obrtni momenti na pužnom zupčaniku	Nm
V_M	Parametar otpora maziva kod ležaja	-
W_H	Faktor pritiska	-
W_S	Faktor strukture sredstva za podmazivanje	-
W_{NS}	Faktor starta	-
W_{ML}	Faktor podmazivanja i vrste materijala	-

Tabela 10.1. Oznake u izrazima, nazivi, jedinice (nastavak)

Oznaka	Oznaka	Oznaka
Y_S	Faktor veličine	-
Y_W	Faktor razlike spregnutih materijala	-
Y_G	Faktor geometrije	-
Y_R	Faktor hraptavosti	-
Y_K	Faktor debljine venca pužnog zupčanika	-
Y_ε	Faktor stepena sprezanja	-
Y_F	Faktor oblika zupca	-
Y_γ	Faktor uspona	-
Y_{NL}	Faktor radnog veka	-
Z_h	Faktor radnog veka	-
Z_v	Faktor brzine klizanja	-
Z_S	Faktor veličine	-
Z_u	Faktor prenosnog odnosa	-
Z_L	Faktor podmazivanja	-
α_0	Ugao alata	°
α_F	Faktor oblika za osnovnu vrednost momenta	-
γ_m	Ugao zavojnice na srednjem cilindru puža	°
δ_{Wn}	Debljina pohabanog sloja u normalnom preseku zupca	mm
δ_{Wlimn}	Dozvoljena debljina pohabanog sloja u normalnom preseku	mm
δ_{lim}	Kritična vrednost ugiba pužnog vratila	mm
δ_m	Stvarna vrednost ugiba pužnog vratila	mm
η_Σ	Ukupni stepen iskorišćenja pužnog prenosnika	-
η_z	Stepen iskorišćenja pužnog para	-
η_{OM}	Dinamička viskoznost ulja	N·s/m ²
ϑ_0	Temperatura okoline	°C
ϑ_s	Radna temperatura ulja	°C
ϑ_M	Temperatura mase zupca	°C

Tabela 10.1. Oznake u izrazima, nazivi, jedinice (nastavak)

Oznaka	Oznaka	Oznaka
$\Delta \vartheta_S$	Uvećanje temperature u odnosu na temperaturu okoline	°C
$\Delta \vartheta_M$	Uvećanje temperature zupčanika	°C
ϑ_{Slim}	Kritična temperatura ulja	°C
μ_{zm}	Srednji koeficijent trenja pužnog para	-
ν_1	Puasonov koeficijent materijala puža	-
ν_2	Puasonov koeficijent materijala pužnog zupčanika	-
ν_{40}	Kinematska viskoznost ulja na 40°C	mm ² /s
ν_{100}	Kinematska viskoznost ulja na 100°C	mm ² /s
ν_M	Kinematska viskoznost ulja na temperaturi ϑ_M	mm ² /s
ν_ϑ	Kinematska viskoznost ulja na temperaturi ϑ	mm ² /s
ρ_{oilM}	Gustina ulja na temperaturi ϑ_M	kg/dm ³
ρ_{oil}	Gustina ulja	kg/dm ³
ρ_{oil15}	Gustina ulja na 15°C	kg/dm ³
ρ_{red}	Ekvivalentni radijus krivine	mm
ρ_z	Ugao trenja za srednji koeficijent trenja pužnog para	°
σ_H	Hercov površinski pritisak	N/mm ²
σ_{Hm}	Srednji pritisak na bokovima zubaca	N/mm ²
σ_{Hkr}	Kritični pritisak na bokovima zubaca	N/mm ²
σ_{Hlim}	Dinamička izdržljivost bokova zubaca	N/mm ²
τ_F	Radni napon od smicanja u podnožju zupca	N/mm ²
τ_{Fkr}	Kritični napon od smicanja u podnožju zupca	N/mm ²
τ_{FlimT}	Trajna smicajna izdržljivost	N/mm ²

11. LITERATURA

- [A1] **ANSYS theory manual [M]** ANSYS Inc., USA (2010).
- [B1] *Bernhard,R.: Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben.* Dissertation. TU München, 1996.
- [B2] *Berger,M., Sievers,B., Hermes, J.: Standardized Wear and Temperature Prediction for Worm Gears under Non-Steady Operating Conditions,* International Conference Gears. VDI-Society for Product and Process Design. October 5th to 7th, 2015, Munich, Germany, VDI Berichte 2255.1 - pp.483-492.
- [B3] *Böge, A., Handbuch Maschinenbau: Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik.* Springer Fachmedien Wiesbaden, 2011.
- [C1] *Clarke, A. Sharif, K. J. Evans H. P., Snidle, R. W.: Heat Partition in Rolling/Sliding Elastohydrodynamic Contacts,* Journal of Tribology, Volume 128 (1), Jul 19, 2005.
- [C2] *Carli, M.,Sharif, K.J., Ciulli, E., Evans, H.P., Snidle, R.W.: Thermal point contact EHL analysis of rolling/sliding contacts with experimental comparison showing anomalous film shapes.* Tribology International 42, 517–525, 2009.
- [C3] *Ciulli, E., Stadler, K., Draexl, T.: The influence of the slide-to-roll ratio on the friction coefficient and film thickness of EHD point contacts under steady state and transient conditions.* Tribology International 42, 526– 534, 2009.
- [C4] *Cerbe, G., Wilhelms, G., Technische Thermodynamik: Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen.* Gebundene Ausgabe – Hanser 2010.
- [C5] **Cone Drive Double Enveloping Worm Gear Units, Katalog**, 2011.
- [D1] **DIN 3974-2: Toleranzen für Schneckengetriebe-Verzahnungen**, 11/1995.
- [D2] **DIN 3975: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinder-Schneckengetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen**, 2/2007.
- [D3] **DIN 3996: Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen**, Entwurf - August/2005.
- [D4] **DIN 3996: Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen**, September/2012.
- [D5] *Dowson, D.; Higginson, G.R.: Elastohydrodynamic Lubrication.* Second edition, Oxford: Pergamon Press Ltd. 1977.
- [D6] **DIN 50320: Verschleiß: Begriffe – Systemanalyse von Verschleißvorgängen – Gliederung des Verschleißgebietes**, 12/1979.
- [E1] **Ernst, A.: Eingriffsverhältnisse der Schneckengetriebe.** Springer-Verlag Berlin, 1901.
- [F1] **Flender: CAVEX Schneckengetriebe**, Katalog, 2012.
- [H1] **Hermes, J.: Tragfähigkeit von Schneckengetrieben bei Anfahrvorgängen sowie Last- und Drehzahlkollektiven.** Dissertation Ruhr-Universität Bochum 2006.

11. LITERATURA

- [H2] Höhn, B-R., Michaelis, K., Weisel, Ch.: **Load capacity and efficiency of crossed helical worm gears**, International Conference on Gears - Gears 2010. VDI Berichte 2108.2 Munich. s.1221-1232, 2010.
- [H3] Hlebanja G.: **Parabolic worm-gearing contact circumstances**. Machine Design. vol. 3, No. 2, s. 75-78. 2011.
- [H4] Heilemann, J.: **Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe**, Dissertation, Technische Universität München, 2005.
- [I1] ISO/TC 60/SC 1/WG 7 N 308: **Worm gears — Worm profiles and gear mesh geometry**. BSI, 2011.
- [K1] Klübersynth GH 6: **Synthetic gear and high temperature oils based on KlüberComp Lube Technology**, 2014.
- [K2] Kuzmanović, S.; Rackov, M.: **Usual Possible Ways of Increasing of Speed Ratios Values of Universal Gear Reducers**, Acta Technica Napocensis (Applied Mathematics and Mechanics), No.52, Vol. III, Technical University of Cluj-Napoca, Romania, ISSN 1221-5872; str. 221-226
- [K3] Kuzmanović, S.; Vereš, M.: **New Development Trends of Universal Gear Reducers**, Proceedings of the 2nd International conference „Power Transmissions 2006“, 25-26. april 2006, University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences, Novi Sad, ISBN 86-85211-78-6; str. 1-6.
- [K4] Kuzmanović, S.; Rackov,M.: **Design Analysis of Housings of Universal Multistage Helical Motor Gear Units**, The 5th International Symposium on Graphic Engineering and Design – GRID'10, University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences, Novi Sad, Serbia, 11-12 November 2010, ISBN 978-86-7892- 294-7, str. 255-260.
- [K5] Kuzmanović, S.; Ianci,S.; Rackov,M.: **Analysis of Typical Method of Connection of Electric Motor and Gear Unit in the Frame of Universal Motor Gear Reducer**, Machine Design 2010, University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences / ADEKO / CEEPUS CII-RS-0304, CII-PL-0033, Novi Sad, 2010; ISSN 1821-1259; str. 141-146.
- [K6] Kuzmanović,S.; Rackov, M.; **Bezazorni prenosnici u vojnom mašinstvu**, Kumulativna naučnotehnička informacija; 2012, Vol.47, br.1, (101 str.), ISSN 1820-3418, ISBN 978-86-81123-51-5, COBISS.SR-ID 191448076
- [K7] Kuzmanović, S.; Trbojević, R.; Rackov, M.: **Analiza mogućnosti povećanja prenosnih odnosa zupčastih reduktora**, Drugi simpozijum o konstruisanju, oblikovanju i dizajnu KOD – 2002, Fakultet tehničkih nauka, Novi Kneževac, 22. maj 2002, str. 159-162
- [L1] Lutz, M.: **Methoden zur rechnerischen Ermittlung von Tragbildern an Schneckengetrieben**. Dissertation TU München, 2/2000.
- [L2] Lange, N.: **Hoch fresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphäroguss**. Dissertation TU München, 3/2000.
- [M1] Magyar, B., Sauer, B., Horák, P.: **Tribological Investigation of K Type Worm Gear Drives**. Acta Polytechnica Hungarica. Vol. 9, No. 6. s. 233-252, 2012.
- [M2] Miltenović V., Banić M., Miltenović A.: **Modern Approach for Load Capacity Calculation of Worm Gears**; 7TH INTERNATIONAL SYMPOSIUM CONSTRUCTION, SHAPING, DESIGN - KOD 2012, Proceedings, Balatonfüred, Hungary, 24-26.05.2012, pp. 55 - 64.

11. LITERATURA

- [M3] Miltenović, A.: **Untersuchungen der Verteilung von Hertzschen Pressungen an Zahnflanken des Schneckengetriebes**, Magisterarbeit, Niš 2005.
- [M4] Miltenović, A.: **Verschleißtragfähigkeitsberechnung von Schraubradgetrieben mit Schraubräder aus Sintermetall**, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2011.
- [M6] Miltenović Đ., Miltenović A.: **Determination of load spectrum at gear carrying capacity calculation**. Proc. of 2nd Internat. Conference POWER TRANSMISSIONS '06. 25th – 26th April, 2006. s. 85-90. Novi Sad, Serbia & Montenegro.
- [M7] Miltenović, Đ.: **Simulacija dinamičkog ponašanja i identifikacija spektara opterećenja vitalnih elemenata pogonskih sistema**. Magistarski rad, Mašinski fakultet u Nišu, Niš, 2004.
- [M8] Miltenović, V.: **Mašinski elementi - oblici, proračun, primena**. Univerzitet u Nišu - Mašinski fakultet, Niš, VII – prerađeno i dopunjeno izdanje 2009. str.762.
- [M9] Miltenović A., Banić M., Mijajlović M., Miltenović Đ.: **Tribological Aspects of Sintered Steel Gear in Application Worm - and - Gear Set**; 13TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON TRIBOLOGY – SERBIATRIB 2013, Proceedings (ISBN 978-86-86663-98-6), Kragujevac, Serbia, 15-17.05.2013, pp. 320 - 327.
- [M10] Miltenović Đ., Tica M., Miltenović A., Banić M.: **Load Capacity of Worm Gears with Compact Design**; 12TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ACCOMPLISHMENTS IN ELECTRICAL AND MECHANICAL ENGINEERING AND INFORMATION TECHNOLOGY – DEMI 2015, Proceedings (ISBN 978-99938-39-53-8), Banja Luka, Bosnia and Herzegovina. 29-30.05.2015, pp. 469 – 474.
- [M11] Miltenović Đ., Tica M., Miltenović A., Banić M., Živković S., Mišković Ž.: **Pitting of Teeth Flanks of Crossed Helical Gears Made from Sintered Steel**, Transactions of FAMENA XXXVIII-4. Faculty of mechanical engineering and naval architecture. Zagreb 2014, pp 77-88. UDC: 62-58:536.421.5:620.178.
- [M12] Miltenović, A., Milovančević, M., Miltenović, Đ.: **Optimal geometry of worm gear transmitters from loadcarrying capacity aspect**, Proc. of Monograph "Machine Design", on the occasion of the 48th anniversary of the Faculty of Technical Sciences 1960 – 2008. Editor: Faculty of Technical Sciences Novi Sad 2008. pp. 275-280.
- [M13] Miltenović, A., Milovančević, M., Miltenović, Đ.: **EHD Lubrication of worm gear pairs**, 5th International Symposium about Design in Mechanical Engineering. KOD-08, Novi Sad, 15-16 April 2008, pp. 129-134,
- [M14] Miltenović, Đ., Banić, M. Miltenović, A.: **Effect of Lubricants at Efficiency Coefficient of Worm Gear Transmitters**. 6th International Sym. about Forming and Design in mechanical Engineering – KOD 2010. (ISBN 978-86-7892-278-7) Novi Sad, pp. 163-166. 29-30 September 2010.
- [M15] Miltenović, V., Banić, M., Miltenović, A.: **Prediction of Heat Generation in Meshing of Crossed Helical Gears**, International Conference Gears. VDI-Society for Product and Process Design. Munich, Germany p.586-597, October 7th to 9th, 2013.
- [N1] Neupert, K.: **Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben**. Dissertation TU München, 1990.
- [N2] Niemann, G., Winter, H.: **Maschinenelemente III**: zweite Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1986.

11. LITERATURA

- [O1] *Oehler, M., Magyar,B., Sauer, B.: High efficiency worm gear drives 106, International Conference Gears.* VDI-Society for Product and Process Design., Munich, Germany, VDI Berichte 2255.2 - pp.937-948. October 5th to 7th, 2015.
- [P1] *Predki, W.: Hertzsche Drücke, Schmierspalthöhen und Wirkungsgrade von Schneckengetrieben.* Dissertation Ruhr-Universität Bochum 1982.
- [P2] *Pech, M.: Tragfähigkeit und Zahnverformung von Schraubradgetrieben der Werkstoffpaarung Stahl/Kunststoff.* Dissertation Ruhr-Universität Bochum 2011.
- [R1] *Rank, B.: Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben.* Dissertation TU München, 8/1996.
- [R2] *Rackov, M.; Kuzmanović, S.: Proposal of Assessment Method for the Conceptual Design of Universal Helical Gear Reducers,* The 7th International Scientific Conference RESEARCH AND DEVELOPMENT OF MECHANICAL ELEMENTS AND SYSTEMS, 27-28 April, 2011, Zlatibor, Srbija, ISBN 978-86-6055-012-7, str. 469 – 474.
- [R3] *ROSSI: A04 Schneckengetriebe und –getriebemotoren,* Edition December 2011.
- [S1] *Steingrüber, K.: Untersuchungen zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei ZylinderSchnecken-getrieben.* Dissertation TU München, 1993.
- [S2] *SKF: Hauptkatalog, Das Wälzlager-Handbuch für Studenten Neuwertig,* Januar 2014.
- [S3] *Stribeck, R.: Versuche mit Schneckengetrieben.* Z. VDI 41/42. 1898.
- [S4] *Stahl, K., Höhn, B.-R. Hermes, J., Monz, A.: Pitting Resistance of Worm Gears: Advanced Model for Contact Pattern of Any Size, Position, Flank Type.* Journal of GEAR TECHNOLOGY. s.44-49, 2012.
- [S5] *Sigmund,W., Stemplinger, J.P., Otto, M., Stahl, K.: Simulating the wear behaviour of worm gears with local contact patterns.* International Conference Gears. VDI-Society for Product and Process Design. Munich, Germany, VDI Berichte 2255.2 - pp.799-810. October 5th to 7th, 2015.
- [W1] *Wassermann, J.: Einflussgrößen auf die Tragfähigkeit von Schraubradgetrieben der Werkstoffpaarung Stahl/Kunststoff,* Dissertation, Ruhr- Universität Bochum, 2005.
- [W2] *Weisel, Ch.: Einfluss der Tragbildgröße und –lage auf den Wirkungsgrad und den Betriebsverschleiß bei Schneckengetrieben,* FVA-Heft Nr. 853, 2008
- [W3] *Wendt, T.: Tragfähigkeit von Schraubradgetrieben mit Schraubräder aus Sintermetall.* Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 2008.
- [W4] *Weber, C.; Maushake, W.: Untersuchung von Zylinderschneckengetrieben mit rechtwinklig sich kreuzenden Achsen.* Verlag Vieweg, Braunschweig, 1956.
- [W5] *Wilkesmann, H.: Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen.* Dissertation. TU München, 1974.

PRILOG 1

GEOMETRIJSKE MERE CILINDRIČNIH PUŽNIH PAROVA

Tabela P1-1. Geometrijske mere cilindričnih pužnih parova prema DIN 3975 [D2]

Modul <i>m</i>	<i>d_{m1}</i> stan. vr.	<i>z₁</i>	<i>p_x</i>	<i>q</i>	<i>d_{a1}</i>	<i>d_{f1}</i>	<i>γ_m</i>	Primedba
1	17	1	3.141	17.000	19	14.6	3.3664°	samokočeći
1.25	22.4	1	3.927	17.920	24.9	19.4	3.1939°	samokočeći
1.6	28	1	5.027	17.500	31.2	24.16	3.2705°	samokočeći
2	-	18	1	6.283	9.000	22	13.2	6.3402°
	22.4	-	1		11.200	26.4	17.6	5.1022°
	-	28	1		14.000	32	23.2	4.0855°
	35.5	-	1		17.750	39.5	30.7	3.2245°
	-	18	2		9.000	22	13.2	12.5289°
	22.4	-	2		11.200	26.4	17.6	10.1248°
	-	28	2		14.000	32	23.2	8.1301°
	-	18	4		9.000	22	13.2	23.9625°
	22.4	-	4		11.200	26.4	17.6	19.6536°
	-	28	4		14.000	32	23.2	15.9454°
2.5	22.4	-	6	7.854	11.200	26.4	18.4	28.1786°
	-	21.2	1		8.480	26.2	15.2	6.7256°
	26.5	-	1		10.600	31.5	20.5	5.3891°
	-	33.5	1		13.400	38.5	27.5	4.2678°
	42.5	-	1		17.000	47.5	36.5	3.3665°
	-	21.2	2		8.480	26.2	15.2	13.2706°
	26.5	-	2		10.600	31.5	20.5	10.6847°
	-	33.5	2		13.400	38.5	27.5	8.4889°
	-	21.2	4		8.480	26.2	15.2	25.2531°
	26.5	-	4		10.600	31.5	20.5	20.6742°
3.15	-	33.5	4	9.896	13.400	38.5	27.5	16.6242°
	26.5	-	6		10.600	31.5	21.6	29.5115°
	-	26.5	1		8.413	32.8	18.9	6.7789°
	33.5	-	1		10.635	39.8	25.9	5.3717°
	-	42.5	1		13.492	48.8	34.9	4.2389°
	53	-	1		16.492	59.3	45.4	3.4011°
	-	26.5	2		8.413	32.8	18.9	13.3739°
	33.5	-	2		10.635	39.8	25.9	10.6506°
	-	42.5	2		13.492	48.8	34.9	8.4317°
	-	26.5	4		8.413	32.8	18.9	25.4314°
4	33.5	-	4	12.566	10.635	39.8	25.9	20.6119°
	-	42.5	4		13.492	48.8	34.9	16.5113°
	33.5	-	6		10.635	39.8	27.4	29.4308°
	-	31.5	1		7.875	39.5	21.9	7.2371°
	40	-	1		10.000	48	30.4	5.7106°
	-	50	1		12.500	58	40.4	4.5739°
	67	-	1		16.750	75	57.4	3.4167°
	-	31.5	2		7.875	39.5	21.9	14.2500°
	40	-	2		10.000	48	30.4	11.3100°
	-	50	2		12.500	58	40.4	9.0902°
40	-	31.5	4	10.000	7.875	39.5	21.9	26.9275°
	40	-	4		10.000	48	30.4	21.8014°
	-	50	4		12.500	58	40.4	17.7447°
	40	-	6		10.000	48	32.3	30.9638°

Tabela P1-1. Geometrijske mere cilindričnih pužnih parova (nastavak)

Modul <i>m</i>	<i>d_{m1}</i> stan. vr.	<i>z₁</i>	<i>p_x</i>	<i>q</i>	<i>d_{a1}</i>	<i>d_{f1}</i>	<i>γ_m</i>	Primedba	
5	-	40	1	15.708	8.000	50	28	7.1250°	samokočeći
	50	-	1		10.000	60	38	5.7106°	
	-	63	1		12.600	73	51	4.5377°	
	85	-	1		17.000	95	73	3.3665°	
	-	40	2		8.000	50	28	14.0361°	
	50	-	2		10.000	60	38	11.3100°	
	-	63	2		12.600	73	51	9.0195°	
	-	40	4		8.000	50	28	14.0361°	
	50	-	4		10.000	60	38	21.8014°	
	-	63	4		12.600	73	51	17.6125°	
6.3	50	-	6		10.000	60	40.6	30.9638°	
	-	50	1	19.792	7.937	62.6	34.9	7.1814°	samokočeći
	63	-	1		10.000	75.6	47.9	5.7106°	
	-	80	1		12.698	92.6	64.9	4.5028°	
	112	-	1		17.778	124.6	96.9	3.2195°	
	-	50	2		7.937	62.6	34.9	14.1441°	
	63	-	2		10.000	75.6	47.9	11.3100°	
	-	80	2		12.698	92.6	64.9	8.9506°	
	-	50	4		7.937	62.6	34.9	26.7481°	
	63	-	4		10.000	75.6	47.9	21.8014°	
8	-	80	4	25.133	12.698	92.6	64.9	17.4844°	samokočeći
	63	-	6		10.000	75.6	50.9	30.9638°	
	-	63	1		7.875	79	43.8	7.2369°	
	80	-	1		10.000	96	60.8	5.7106°	
	-	100	1		12.500	116	80.8	4.5739°	
	140	-	1		17.500	156	120.8	3.2705°	
	-	63	2		7.875	79	43.8	14.2500°	
	80	-	2		10.000	96	60.8	11.3100°	
	-	100	2		12.500	116	80.8	9.0902°	
	-	63	4		7.875	79	43.8	26.9278°	
10	80	-	4	31.416	10.000	96	60.8	21.8014°	samokočeći
	-	63	4		12.500	116	80.8	17.7447°	
	80	-	6		10.000	96	64.8	30.9638°	
	-	75	1		7.500	95	51	7.5947°	
	95	-	1		9.500	115	71	6.0089°	
	-	118	1		11.800	138	94	4.8439°	
	170	-	1		17.000	190	146	3.3665°	
	-	75	2		7.500	95	51	14.9314°	
	95	-	2		9.500	115	71	11.8886°	
	-	118	2		11.800	138	94	9.6198°	
	-	75	4		7.500	95	51	28.0670°	
	95	-	4		9.500	115	71	22.8336°	
	-	118	4		11.800	138	94	18.7256°	
	95	-	6		9.500	115	76.8	32.2756°	

Tabela P1-1. Geometrijske mere cilindričnih pužnih parova (nastavak)

Modul <i>m</i>	<i>d_{m1}</i>		<i>z₁</i>	<i>p_x</i>	<i>q</i>	<i>d_{a1}</i>	<i>d_{f1}</i>	<i>γ_m</i>	Primedba
	stand.	vr.							
12.5	-	90	1	39.270	7.200	115	60	7.9072°	samokočeći
	112	-	1		8.960	137	82	6.3684°	
	-	140	1		11.200	165	110	5.1022°	
	212	-	1		16.960	237	182	3.3744°	
	-	90	2		7.200	115	60	15.5242°	
	112	-	2		8.960	137	82	24.0572°	
	-	140	2		11.200	165	110	10.1248°	
	-	90	4		7.200	115	60	29.5042°	
	112	-	4		8.960	137	82	24.0572°	
	-	140	4		11.200	165	110	19.6536°	
16	-	112	1	50.265	7.000	144	73.6	8.1300°	samokočeći
	140	-	1		8.750	172	101.6	6.5198°	
	-	180	1		11.250	212	141.6	5.0795°	
	280	-	1		17.500	312	241.6	3.2705°	
	-	112	2		7.000	144	73.6	15.9452°	
	140	-	2		8.750	172	101.6	12.8753°	
	-	180	2		11.250	212	141.6	10.0681°	
	-	112	4		7.000	144	73.6	29.7450°	
	140	-	4		8.750	172	101.6	24.5670°	
	-	180	4		11.250	212	141.6	19.5731°	
20	-	132	1	62.832	6.600	172	84	8.6156°	samokočeći
	170	-	1		8.500	210	122	6.7097°	
	-	212	1		10.600	252	164	5.3891°	
	340	-	1		17.000	380	292	3.3665°	
	-	132	2		6.600	172	84	16.8583°	
	170	-	2		8.500	210	122	13.2405°	
	-	212	2		10.600	252	164	10.6847°	
	-	132	4		6.600	172	84	31.2184°	
	170	-	4		8.500	210	122	25.2011°	
	-	212	4		10.600	252	164	20.6742°	

PRILOG 2

TABELE I DIJAGRAMI ZA ODREĐIVANJE PARAMETARA NOSIVOSTI PUŽNIH PRENOSNIKA

Tabela P2-1. Faktor radnih uslova K_A

Karakter promene obrtnog momenta radne mašine	Karakter promene obrtnog momenta pogonske mašine			
	ravnomeran	laki udari	umereni udari	jaki udari
	(elektromotori, parne i gasne turbine)	(hidro- i elektromotori, parne i gasne turbine, ali sa čestim uključivanjem i većim polaznim momentom)	(više-cilindrični klipni motori)	(jedno-cilindrični klipni motori)
ravnomeran	1,00	1,10	1,25	1,50
umereni udari	1,25	1,35	1,50	1,75
srednji udari	1,50	1,60	1,75	2,00
jaki udari	1,75	1,85	2,00	2,25
Klasifikacija radnih mašina prema karakteru promene obrtnog momenta				
Ravnometerna promena	generatori, ravnometerno opterećeni transporteri, pužni transporteri, laki elevatori, mašine za pakovanje, pogoni pomoćnog kretanja kod alatnih mašina, mešalice za materijale iste gustine i male viskoznosti, ventilatori, centrifugalne pumpe, teški elevatori □,			
Sa malim udarima	turbokompresori, centrifugalne pumpe, liftovi, lake dizalice, teški elevatori, mešalice za materijale iste gustine i veće viskoznosti, neravnometerno opterećeni transporteri, pogoni glavnih kretanja u alatnim mašinama, ekstruder, kalenderi, višecilindrične klipne pumpe, pumpe za doziranje,			
Sa srednjim udarima	ekstruder za gumu, teže dizalice i kranovi, mašine za obradu drveta, mešalice materijala nejednake gustine i velike viskoznosti, klipni kompresori, laki mlinovi sa kuglama, obrtne peći, jednocilindrične klipne pumpe			
Sa jakim udarima	rotorni bageri, bageri sa kašikama, teški mlinovi sa kuglama, drobilice, valjaoničke mašine, prese za cigle i briket, valjaonički stanovi za hladno valjanje, mašine za sečenje i prosecanje lima, uređaji za bušenje u naftnoj industriji, teške pumpe za doziranje, mašine gumarske industrije.			

Tabela P2-2. Izrazi za određivanje koeficijenta trenja μ_0 [D4]

No	Materijal pužnog zupč.	Ulje (podmazivanje)	Izraz
1.	Kalajna bronza Legure cinka Al-legura	Mineralno (pod pritiskom)	$\mu_0 = 0,028 + 0,026 \cdot (v_{km} + 0,17)^{-0,76} \leq 0,1$
2.		Polialfaolefin (pod pritiskom)	$\mu_0 = 0,026 + 0,017 \cdot (v_{km} + 0,17)^{-0,92} \leq 0,096$
3.		Poliglikol (pod pritiskom)	$\mu_0 = 0,02 + 0,02 \cdot (v_{km} + 0,2)^{-0,97} \leq 0,094$
4.		Mineralno (potapanjem)	$\mu_0 = 0,033 + 0,079 \cdot (v_{km} + 0,2)^{-1,55} \leq 0,1$
5.		Polialfaolefin (potapanjem)	$\mu_0 = 0,027 + 0,0056 \cdot (v_{km} + 0,15)^{-1,63} \leq 0,096$
6.		Poliglikol (potapanjem)	$\mu_0 = 0,024 + 0,0032 \cdot (v_{km} + 0,1)^{-1,71} \leq 0,094$
7.	Sivi liv Nodularni liv	Mineralno odn. polialfaolefin	$\mu_0 = 0,055 + 0,015 \cdot (v_{km} + 0,20)^{-0,87} \leq 0,1$
8.		Poliglikol	$\mu_0 = 0,034 + 0,015 \cdot (v_{km} + 0,19)^{-0,97} \leq 0,1$

Tabela P2-3. Izrazi za određivanje J_{0T} (srednja vrednost)

N°	Materijal pužnog zupč.	Ulje (podmazivanje)	Izraz
1.	Kalajna bronza	Mineralno (pod pritiskom)	$J_{0T} = 2,4 \cdot 10^{-11} \cdot K_W^{-3,1} \leq 400 \cdot 10^{-9}$
2.		Polialfaolefin (pod pritiskom)	$J_{0T} = 318 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-2,24}$
3.		Poliglikol (pod pritiskom)	$J_{0T} = 127 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-2,24}$
4.		Mineralno (potapanjem)	$J_{0T} = 6,5 \cdot 10^{-11} \cdot K_W^{-2,68} \leq 400 \cdot 10^{-9}$
5.		Polialfaolefin (potapanjem)	$J_{0T} = 558 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-1,91}$
6.		Poliglikol (potapanjem)	$J_{0T} = 223 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-1,91}$
7.	Al - bronza	Mineralno (srednje legirano)	$J_{0T} = 5,45 \cdot 10^{-9} \cdot K_W^{-1,23} \leq 400 \cdot 10^{-9}$
8.		Polialfaolefin	$J_{0T} = 16,6 \cdot 10^{-9} \cdot K_W^{-1,17}$
9.	Sivi liv Nodularni liv	Mineralno	$J_{0T} = 0,09 \cdot 10^{-9} \cdot K_W^{-3,7} \leq 400 \cdot 10^{-9}$
10.		Polialfaolefin	$J_{0T} = 0,09 \cdot 10^{-9} \cdot K_W^{-3,7} \leq 400 \cdot 10^{-9}$
11.		Poliglikol	$J_{0T} = 0,58 \cdot 10^{-9} \cdot K_W^{-1,58}$

Tabela P2-4. Faktor podmazivanja i vrste materijala W_{ML}

Puž: 16MnCr5 – DIN EN 10084		W_{ML}		
Materijal pužnog zupčanika	Standard	mineralno ulje	polialfa-olefin	poliglikol
CuSn12-GZ	DIN EN 1982	1,6 ¹⁾	1,6 ¹⁾	2,25 ²⁾
CuSn12Ni2-C-GZ		1,0 ¹⁾	1,0 ¹⁾	1,75 ²⁾
CuSn12Ni2-C-GC		4,1 ²⁾	4,1 ²⁾	4,1 ²⁾
CuAl10Fe5Ni5-C-GZ		1	1	-- ³⁾
EN-GJS-400-15	DIN EN 1563	1 ¹⁾	1 ¹⁾	1 ¹⁾
EN-GJL-250	DIN EN 1561	1 ¹⁾	1 ¹⁾	1 ¹⁾

¹⁾ rasipanje ± 25
²⁾ rasipanje ± 30
³⁾ neprimenljivo

Tabela P2-5. Gustina materijala pužnog zupčanika prema [N2]

Materijal pužnog zupčanika	Standard	Δ_{Rad} [mg/mm ³]
CuSn12-GZ	DIN EN 1982	8,6
CuSn12Ni2-C-GZ		8,8
CuSn12Ni2-C-GC		8,8
CuAl10Fe5Ni5-C-GZ		7,4
EN-GJS-400-15	DIN EN 1563	7,0
EN-GJL-250	DIN EN 1561	7,0

Tabela P2-6. Dinamička izdržljivost bokova σ_{Hlim} [N2] i trajna smicajna izdržljivost τ_{FlimT} [D4]

Materijal pužnog zupčanika	Standard	σ_{Hlim} N/mm ²	τ_{FlimT} N/mm ²
CuSn12-GZ	DIN EN 1982	425	92
CuSn12Ni2-C-GZ		520	100
CuSn12Ni2-C-GC		520	100
CuAl10Fe5Ni5-C-GZ		660 ^{a)}	128
EN-GJS-400-15	DIN EN 1563	490 ^{a)}	115
EN-GJL-250	DIN EN 1561	350 ^{a)}	70

^{a)} važi samo za brzine klizanja $v_{gm} < 0,5$ m/s.

GZ – centrifugalno livenje; GC - livenje u pesku

Tabela P2-7. Određivanje faktora radnog veka Y_{NL}

Materijal	Broj ciklusa opterećenja N_L	Y_{NL}
CuSn12-GZ i CuSn12Ni2-C-GZ(GC) kod pogoršanja na kvalitet 8	ispod $8,3 \cdot 10^5$	1,25
	od $8,3 \cdot 10^5$ do $3,0 \cdot 10^6$	$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$
	preko $3,0 \cdot 10^6$	1,0
CuSn12-GZ i CuSn12Ni2-C-GZ(GC) kod pogoršanja na kvalitet 9	ispod $2,3 \cdot 10^5$	1,5
	od $2,3 \cdot 10^5$ do $3,0 \cdot 10^6$	$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$
	preko $3,0 \cdot 10^6$	1,0
CuSn12-GZ i CuSn12Ni2-C-GZ(GC) kod pogoršanja na kvalitet 10	ispod $2,3 \cdot 10^5$	1,75
	od $2,3 \cdot 10^5$ do $3,0 \cdot 10^6$	$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$
	preko $3,0 \cdot 10^6$	1,0
CuSn12-GZ i CuSn12Ni2-C-GZ(GC) kod pogoršanja na kvalitet 11 CuAl10Fe5Ni2-C	ispod $4,0 \cdot 10^4$	2,0
	od $4,0 \cdot 10^4$ do $3,0 \cdot 10^6$	$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$
	preko $3,0 \cdot 10^6$	1,0
CuSn12-GZ i CuSn12Ni2-C-GZ(GC) kod pogoršanja na kvalitet 12 EN-GJS-400-15	ispod $4,0 \cdot 10^4$	2,5
	od $4,0 \cdot 10^4$ do $3,0 \cdot 10^6$	$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,16}$
	preko $3,0 \cdot 10^6$	1,0
EN-GJL-250	ispod $1,0 \cdot 10^3$	2,0
	od $1,0 \cdot 10^3$ do $3,0 \cdot 10^6$	$(3 \cdot 10^6/N_L)^{0,09}$
	preko $3,0 \cdot 10^6$	1,0

Tabela P2-8. Karakteristike materijala pužnog zupčanika

Materijal pužnog zupčanika	Standard	R_m N/mm ²	$R_{p0,2}$ N/mm ²	HB	ν_2	E N/mm ²	E_{red} N/mm ²	Z_E (N/mm ²) ^{1/2}	Y_W
CuSn12-GZ	DIN EN 1982	280	150	95	0,35	88300	140144	374,4	1,0
CuSn12Ni2-C-GZ		300	180	100	0,35	98100	150622	388	0,95
CuSn12Ni2-C-GC		280	160	90	0,35	98100	150622	388	0,95
CuAl10Fe5Ni5-C-GZ		790	300	160	0,35	122600	174053	417,2	1,1
EN-GJS-400-15	DIN EN 1563	790	500	260	0,3	175000	209790	458	1,0
EN-GJL-250	DIN EN 1561	300	120	250	0,3	98100	146955	383,3	1,05

Tabela P2-9. Parametri sintetičkih i mineralnih ulja

Vrsta ulja	Sintetičko - Polyglkol			Polyalfaolefin	Mineralno ulje		
EP-aditivi (legiranje)	srednje	visoko	visoko	srednje	srednje	srednje	visoko
Oznaka	S2/220	S3/220	S3/460	01/460	L4/460	L4/680	L5/220
Osnovno ulje	EO:PO = 0:1	EO:PO = 1:1	EO:PO = 1:1	Polyalfaolefin	-	-	-
ν_{40} mm ² /s	220	220	460	445	460	680	203
ν_{100} mm ² /s	37	41	82	40,1	27,3	37,3	18
ρ_{15} kg/dm ³	1,025	1,046	1,048	0,866	0,923	0,922	0,908
API-klasa	GL3	GL5	GL5	-	GL3	Gl3	GL5
EO:PO = etilenoksid : propilenoksid; API - American Petroleum Institute;							

ĐORĐE MILTENOVIĆ - BIOGRAFIJA

1. Lični podaci

Mesto rođenja: Leskovac
Datum rođenja: 03.01.1974.
Državljanstvo: SRB
Pol: muški
Nacionalnost: Srbin
Bračno stanje: oženjen

2. Osnovno obrazovanje

1980 – 1988 Osnovna škola „Učitelj Tasa“ Niš
1988 – 1992 Srednja tehnička škola „15. Maj“ Niš (smer – mašinski tehničar)
1992 Diploma srednje škole

3. Fakultetsko obrazovanje

1992 – 1998 Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu
Profil: Mašinske konstrukcije i mehanizacija
Srednja ocena u toku studija 7,40
1998 Diplomski rad "Proračun, izbor, konstrukciono izvođenje i savremeni trendovi razvoja kotrljajnih ležaja" (ocena diplomskog rada 10)

4. Poslediplomske studije

1999 – 2004 Poslediplomske studije na Mašinskom fakultetu u Nišu – smer Mašinske konstrukcije
(srednja ocena u toku studija 9,57)
2004 Magistarski rad: „Simulacija dinamičkog ponašanja i identifikacija spektra opterećenja vitalnih elemenata pogonskih sistema“. (magistarska teza odbranjena na Mašinskom fakultetu 08.06.2004.godine).

5. Dosadašnje angažovanje

1999 - 2005 **Viša tehnička tekstilna škola**, Leskovac
Stručni saradnik; predmet: Mašinski elementi
2005 -2012 **Viša tehnička tekstilna škola**, Leskovac
Predavač; predmeti: Mašinski elementi, Termodinamika

2009 **Visoka škola primenjenih strukovnih studija**, Vranje
Predavač; predmet: Mašinski elementi

6. Objavljeni radovi

Do sada ima 21 objavljeni rad na naučno stručnim skupovima u zemlji i inostranstvu i u časopisima.

Mr Đorđe Miltenović, dipl.inž.maš.

Adresa: Somborska 46, 18000 Niš
Tel: 018-225-887; 064-1530871
e-mail: milten2004@yahoo.com

Изјава 1

ИЗЈАВА О АУТОРСТВУ

Изјављујем
да је докторска дисертација

Наслов рада IISTRAŽIVANJE TERMIČKE STABILNOSTI I НАВАЊА
PUŽNIH PRENOŠNIKA

Наслов рада на енглеском језику RESEARCH OF THERMAL STABILITY AND
WEAR OF WORM GEAR

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да докторска дисертација, у целини или у дијеловима, није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

У Бањој Луци 17.01.2019

Потпис докторанта

Миланко Ђорђевић

Изјава 2

Изјава којом се овлашћује Универзитет у Бањој Луци
да докторску дисертацију учини јавно доступном

Овлашћујем Универзитет у Бањој Луци да моју докторску дисертацију под насловом

Istraživanje termičke stabilnosti i navanja pužinih prenosnika

која је моје ауторско дјело, учини јавно доступном.

Докторску дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у дигитални репозиторијум Универзитета у Бањој Луци могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (*Creative Commons*) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство
2. Ауторство – некомерцијално
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде
4. Ауторство – некомерцијално – дијелити под истим условима
5. Ауторство – без прераде
6. Ауторство – дијелити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

У Бањој Луци 17.01.2017.

Потпис докторанта

Милан Јорѓић

Изјава 3

Изјава о идентичности штампане и електронске верзије докторске дисертације

Име и презиме аутора

DORDE MILTENOVIĆ

Наслов рада

ISTRAŽIVANJE TERMIČKE STABILNOSTI I HABENGETA
PUŽNIH PRENOŠNIKA

Ментор

PROF. DR SINKA KUZMANOVIĆ

Изјављујем да је штампана верзија моје докторске дисертације идентична електронској верзији коју сам предао/ла за дигитални репозиторијум Универзитета у Бањој Луци.

У Бањој Луци 17.01.2012.

Потпис докторанта

Milutin Đapčić