

MILAN D. TRBOJEVIĆ
MOMČILO R. JANKOVIĆ
JOVO Đ. VUGDELIJA
SLOBODAN Ž. IVKOVIĆ
VOJISLAV N. LATINOVIĆ

REDUKTORI

Naučna Knjiga • BEOGRAD

1.000,-

Milan D. Trbojević
Momčilo R. Janković
Jovo Đ. Vugdelija
Slobodan Ž. Ivković
Vojislav N. Latinović

PREDGOVOR

Prvo izdanje priručnika REDUKTORI objavljeno je u izdanju Naučne knjige u Beogradu 1952. godine. Knjiga je bila širokog obima i bila je namenjena studentima Matinskog fakulteta s ciljem da im omogući rad na vežbanjima na predmetu Osnovi konstruisanja. Ovo novo izdanje knjige pisano je sa istim ciljem. Dogovorom među članovima Kabineta za nauku, konstruisanje i naučni jezik, u skladu sa vidom daljnjeg rada u daljnjem vremenu, umidno mada iako malo razlika u odnosu na prvo izdanje, ali su ipak razlike u sadržaju i načinu izlaganja, kao i u izboru materijala i primjera, koje su uzete u obzir u ovom izdanju.

MILAN D. TRBOJEVIĆ
MOMČILO R. JANKOVIĆ
JOVO Đ. VUGDELIJA
SLOBODAN Ž. IVKOVIĆ
VOJISLAV N. LATINOVIĆ

Ovom priručnikom autori žele da izraze svoju zahvalnost profesorima i kolegama, posebno profesorima Rudarsko-geološkog fakulteta u Beogradu, na čelu sa profesorima rukovodilacima i saradnicima, koji su im pružili korisne sugestije i pomoć u toku izlaganja. Takođe, autori izražavaju zahvalnost profesorima Vojislavu Čuču, profesorima Matinskog fakulteta u Beogradu, na čelu sa profesorima rukovodilacima i saradnicima, koji su im pružili korisne sugestije i pomoć u toku izlaganja.

Beograd, 1971. godine

REDUKTORI

Izdavač

IDP „Naučna knjiga“

Beograd, Uzun-Mirkova 2

REDUKTORI

ČETVRTO IZDANJE

Recenzent

Bratoljub Milović, dipl. inž.

PREDGOVOR IZDANJU

U ovom izdanju priručnika REDUKTORI objavljeno je u izdanju Naučne knjige u Beogradu 1952. godine. Knjiga je bila širokog obima i bila je namenjena studentima Matinskog fakulteta s ciljem da im omogući rad na vežbanjima na predmetu Osnovi konstruisanja. Ovo novo izdanje knjige pisano je sa istim ciljem. Dogovorom među članovima Kabineta za nauku, konstruisanje i naučni jezik, u skladu sa vidom daljnjeg rada u daljnjem vremenu, umidno mada iako malo razlika u odnosu na prvo izdanje, ali su ipak razlike u sadržaju i načinu izlaganja, kao i u izboru materijala i primjera, koje su uzete u obzir u ovom izdanju.

Redaktor

Prof. dr Milan Trbojević

Za izdavača

Dr Blažo Petrović

Urednik

Bratoljub Petrović

Tehnički urednik

Gojzdana Krstić

Tiraž 500 primaka

Naučna knjiga

BEOGRAD, 1991.

Štampa: štamparija „Bakar“ - Bor

Milan D. Trbojević
Momčilo R. Janković
Jovo Đ. Vugdelija
Slobodan Ž. Ivković
Vojislav N. Latinović

REDUKTORI

Izdavač
IDP „Naučna knjiga“
Beograd, Uzun-Mirkova 5

Recenzent
Bratoljub Milović, dipl. inž

Redaktor
Prof. dr Milan Trbojević

Izdavača
Dr Blažo Perović

Urednik
Vojislav Đerić

Tehnički urednik
Borjana Krstić

Tiraž 500 primeraka

ISBN 86-23-43074-3

Štampano u: Štamparija „Bakar“—Bor

P R E D G O V O R

Prvo izdanje priručnika REDUKTORI objavljeno je u izdanju Naučne knjige u Beogradu 1952. godine. Knjiga je bila skromnog obima i bila je namenjena studentima Mašinskog fakulteta s ciljem da im olakša rad na vežbanjima na predmetu Osnovi konstruisanja. Ovo novo izdanje knjige pisano je sa istim ciljem. Dogovorom među članovima Kabineta za osnove konstruisanja, knjigu je pisalo više autora tako da ovog puta izlazi u vidu kolektivnog rada u daleko širem obimu. Niz crteža, primera proračuna i tablica biće, ubeden sam, pomoć ne samo studentima već i inženjerima u konstrukcionim i projektnim biroima.

Pri pisanju svakog kolektivnog rada neminovna je izvesna nehomogenost, oseća se razlika u shvatanju samog koncepta a i razlika u izlaganju, uprkos svih nastojanja da se rad što više ujednači. Siguran sam da i ovaj naš rad nije imun od ovih nedostataka pa želim unapred da se zahvalim svima onima koji nam upute svoju blagonaklonu kritiku. Sve primedbe u tom smislu biće s puno pažnje proučene i unesene u eventualno novo izdanje ove knjige.

Ovom prilikom autori žele da izraze svoju zahvalnost inž. Bratoljubu Miloviću, docentu Rudarsko-geološkog fakulteta u Beogradu, na uloženom trudu oko pregleda rukopisa i crteža i na korisnim sugestijama. Autori isto tako žele da izraze svoju zahvalnost Vojislavu Čiriću, studentu Mašinskog fakulteta u Beogradu, na savesno izvršenoj tehničkoj obradi crteža.

Beograd, januara 1976. god.

Milan D. Trbojević

PREDGOVOR II IZDANJU

U II izdanju knjige REDUKTORI tekst je u potpunosti saobražen Međunarodnom sistemu jedinica i mera (SI). U uvodnim razmatranjima dodata su dva numerička primera, u poglavlju Pogonski elementi primenjen je novi način proračuna zupčanika, poglavlje o reduktorskim kućicama izmenjeno je u celini i dodato je poglavlje 9 u kome je dat prikaz izvesnog broja izvedenih konstrukcija.

Kolegama, korisnicima ove knjige, unapred se zahvaljujemo na primedbama i sugestijama koje ćemo s puno pažnje proučiti i uvažiti pri eventualnom novom izdanju knjige.

Beograd, decembra 1983. god.

Dr Milan D. Trbojević

P R E D G O V O R

Prvo izdanje priručnika REDUKTORI IZDANO JE U LISBONU 1952. godine. Knjiga je bila namijenjena studentima i bila je namijenjena studentima. Ovo novo izdanje knjige predstavljamo kao preštampano drugo izdanje. Autori su se ograničili na manje izmene i dopune u tekstu.

PREDGOVOR III IZDANJU

Treće izdanje knjige REDUKTORI predstavlja preštampano drugo izdanje. Autori su se ograničili na manje izmene i dopune u tekstu.

Beograd, marta 1988. god.

Autori

PREDGOVOR IV IZDANJU

Četvrto izdanje knjige REDUKTORI predstavlja preštampano treće izdanje. Autori su se ograničili na manje izmene i dopune u tekstu.

Beograd, aprila 1991. god.

Autori

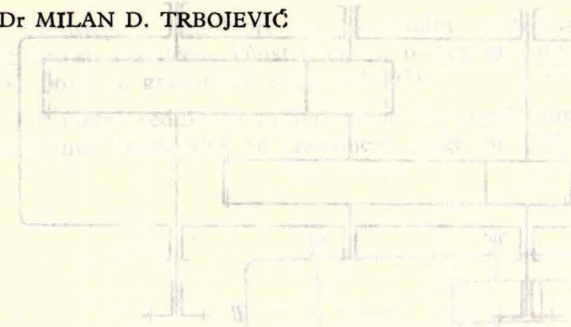
S A D R Ž A J

1.1.1. Modul pužnog para (m_g)	52
1.1.2. Prenosni odnos	52
1.1.3. Međuosno rastojanje (A)	53
1.1.4. Aksijalna dužina zavojnice (L_p) i nominalna dužina zubaca (L)	53
1.5. Materijal i izrada pužnih parova	54
1.5.1. Primeri proračunavanja elemenata pužnog prenosioca	54
Literatura	60
2. REDUKTORSKA VRATILA	61
2.1. Konstruisanje vratila	61
2.2. Materijali za vratila	64
2.3. Prethodni proračun vratila	64
2.4. Proračun vratila	66
2.4.1. Opterećenje vratila	66
2.4.2. Provera vratila na čvrstoću	68
2.4.3. Provera vratila na dinamičku izdržljivost	70
2.4.4. Krutost vratila pri savijanju	73
2.4.4.1. Određivanje ugiba i nagiba vratila	76
2.4.4.2. Provera vratila na krutost	78
2.4.5. Provera vratila s obzirom na kritični broj obrta	79
Literatura	81
3. LEŽIŠTA ZA REDUKTORE	82
3.1. Klizna ležišta	82
3.1.1. Primer proračunavanja kliznog ležišta	85
3.2. Kotrljajna ležišta	85
3.2.1. Ugradnja kotrljajnih ležišta	95
3.2.2. Primeri proračunavanja kotrljajnih ležišta	101
Literatura	102
4. KUĆICE	103
4.1. Opšta razmatranja	103

Predgovor	3
UVODNA RAZMATRANJA	7
0.1. Podela reduktora	7
0.1.1. Podela prema tipu reduktora	7
0.1.2. Podela prema položaju ulaznog i izlaznog vratila	7
0.1.3. Podela prema broju stepena prenosa	8
0.2. Konstruktivni oblici reduktora	8
0.2.1. Reduktori sa paralelnim vratilima	8
0.2.2. Reduktori sa vratilima koja se seku pod 90°	9
0.2.3. Reduktori sa vratilima koja se ukrštaju	10
0.3. Obeležavanje reduktora	11
0.4. Osnovni parametri reduktora	12
0.4.1. Prenosni odnos	12
0.4.2. Međuosno rastojanje	12
0.4.3. Snaga reduktora	12
0.4.4. Izbor reduktora	12
0.5. Planetni reduktori	13
Literatura	18
1. POGONSKI ELEMENTI	19
1.1. Zupčanići za paralelna vratila	19
1.1.1. Međuosno rastojanje	19
1.1.2. Modul zupčanog para	21
1.1.3. Prenosni odnos	21
1.1.4. Aksijalna dužina zubaca	22
1.2. Zupčanići za vratila čije se ose seku	23
1.2.1. Konično rastojanje	23
1.2.2. Modul koničnog zupčanog para	23
1.2.3. Prenosni odnos	23
1.2.4. Aktivna dužina zubaca	24
1.2.5. Broj zubaca	24
1.2.6. Uglovi podeonih konusa	24
1.2.7. Ugao nagiba zubaca	24
1.3. Materijal i izrada zupčanih parova	24
1.3.1. Primeri proračunavanja zupčanika	25
1.4. Pogonski elementi pužnog reduktora	50

4.1.1. Osnovi konstruisanja livenih delova	104	6.1. Maziva	135
4.1.2. Osnovi konstruisanja zavarenih elemenata	109	6.1.1. Izbor maziva za podmazivanje industrijskih reduktora	136
4.2. Osnovne koncepcije konstrukcije kućice	111	6.2. Sistemi podmazivanja reduktora	139
4.3. Konstruisanje kućice	112	6.3. Količina maziva u kućici reduktora	142
4.3.1. Obodi gornjeg i donjeg dela kućice	116	6.4. Zamena maziva	143
4.3.2. Stopala za pričvršćivanje reduktora za podlogu	118	6.5. Toplotni proračun reduktora	145
4.3.3. Konstrukcija gnezda za ležište	120	6.5.1. Prirodno hlađenje reduktora	145
4.3.4. Otvori za posmatranje	122	6.5.2. Veštačko hlađenje reduktora	146
4.3.5. Mere za povećanje krutosti kućice	122	6.5.3. Primeri proračunavanja	146
4.3.6. Zavrtnji na kućici	123	6.5.4. Cevna armatura	148
4.3.7. Ostali konstruktivni elementi	125	Literatura	152
4.4. Specifičnosti konstrukcije kućica pužnih reduktora	126	7. PRIMERI PRORAČUNAVANJA SA KONSTRUKTIVNIM REŠENJEM	153
4.5. Primer konstruisane kućice	127	Literatura	161
Literatura	129	8. PODACI O INDUSTRIJSKIM REDUKTORIMA (TABLICE)	162
5. ELEMENTI ZA ZAPTIVANJE	130	Literatura	174
Literatura	134	9. PRIMERI KONSTRUISANIH REDUKTORA	175
6. PODMAZIVANJE REDUKTORA	135	Literatura	177

Dr MILAN D. TRBOJEVIĆ



UVODNA RAZMATRANJA

U knjizi Reduktori razmatraju se samo reduktori sa konstantnim prenosnim odnosom, a nisu obuhvaćeni reduktori sa promenljivim prenosnim odnosom, tzv. menjači.

Pod pojmom reduktor podrazumeva se zupčasti ili pužni prenosnik smešten u zasebnu kućicu. Zadatak reduktora je da prenosi snagu od neke motorne na određenu konzumnu mašinu uz odgovarajuću promenu obrtnog momenta. Pri tom se, najčešće, brzina obrtanja umanjuje, redukuje.

Definicije opštih pojmova vezanih za pogonske elemente reduktora obuhvaćeni su standardima JUS, i to, za cilindrične zupčaste parove standardima

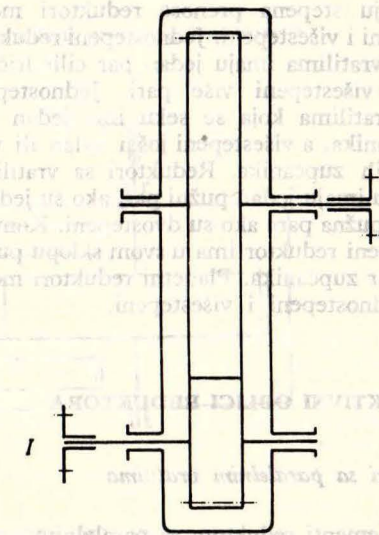
- JUS M.C1.011 Opšte definicije,
- JUS M.C1.012 Cilindrični zupčasti parovi,
- JUS M.C1.015 Standardni moduli,
- JUS M.C1.016 Standardni profil evolventnih zupčastih parova,
- JUS M.C1.030 Definicije odstupanja cilindričnih evolventnih zupčastih parova,
- JUS M.C1.031 Osnovni sistem tolerancija,
- JUS M.C1.032 Tolerancije tela zupčanika,
- JUS M.C1.033 Tolerancije za funkcionalnu kontrolu,
- JUS M.C1.034 Tolerancije mere preko zubaca,
- JUS M.C1.035 Tolerancije za pojedinačnu kontrolu.
- JUS M.C1.036 Tolerancije međusobnog položaja osa, i
- JUS M.C1.039 Podaci na crtežima; i za konične zupčanike standardom
- JUS M.C1.013 Konični zupčasti parovi

Elementi pužnog prenosnika su pužni zavrtnj i pužni zupčanik.

Vratilo reduktora kojim se snaga dovodi u reduktor zove se ulaznim, a ono kojim se odvodi iz reduktora izlaznim vratilom. Pri određivanju položaja ulaza snage u reduktor i izlaza snage iz reduktora, reduktor se posmatra u položaju u kome je ulazno vratilo ispred posmatrača. Tada ulaz snage može biti s leve ili s desne strane, ili, ponekad, i sa leve i sa desne

Kod reduktora sa vratilima koja se vrte u istom smeru, ulazno vratilo nalazi se ispred posmatrača, a izlazno vratilo iza njega. U reduktorima sa vratilima koja se vrte u suprotnim smerovima, ulazno vratilo može biti ispred posmatrača, a izlazno iza njega, ili obratno. U reduktorima sa vratilima koja se vrte u istom smeru, ulazno vratilo može biti ispred posmatrača, a izlazno iza njega, ili obratno. U reduktorima sa vratilima koja se vrte u suprotnim smerovima, ulazno vratilo može biti ispred posmatrača, a izlazno iza njega, ili obratno.

strane. Ovo važi i za izlaz snage koji takođe može biti samo s leve strane, samo s desne strane ili sa obe strane (sl. 01).



Sl. 01 — Orijentisani reduktor (ulazno vratilo nalazi se sa donje strane, ispred posmatrača (I), a izlazno s gornje strane, pozadi (II))

0.1. PODELA REDUKTORA

0.1.1. Podela prema tipu reduktora

Prema tipu reduktori se dele na reduktore sa paralelnim vratilima, sa vratilima koja se seku i sa vratilima koja se ukrštaju, mimoilaze. U zasebnu grupu spadaju planetni reduktori i tzv. motor-reduktori. Kod motor-reduktora motor zajedno sa reduktorom čini zasebnu pogonsku jedinicu.

0.1.2. Podela prema položaju ulaznog i izlaznog vratila

Prema položaju ulaznog i izlaznog vratila reduktori sa paralelnim vratilima dele se na reduktore sa vratilima u horizontalnoj ravni, sa vratilima u vertikalnoj ravni i u nekoj kosoj ravni.

Kod reduktora sa vratilima koja se seku, ulazno vratilo nalazi se obično u horizontalnoj ravni, dok izlazno vratilo može biti u horizontalnoj ili vertikalnoj ravni.

Kod reduktora sa vratilima koja se ukrštaju ulazno vratilo pužnog zavrtnja može biti ispod, iznad ili sa strane pužnog zupčanika. U prva dva slučaja vratilo pužnog zupčanika leži u horizontalnoj ravni, a u trećem u vertikalnoj ravni.

Reduktori sa paralelnim vratilima mogu imati ulazno i izlazno vratilo s jednim ili dva ulaza, odnosno izlaza. Ulazno vratilo reduktora sa vratilima koja se seku ili ukrštaju ima samo jedan ulaz, a izlazno jedan ili dva izlaza.

0.1.3. Podela prema broju stepeni prenosa

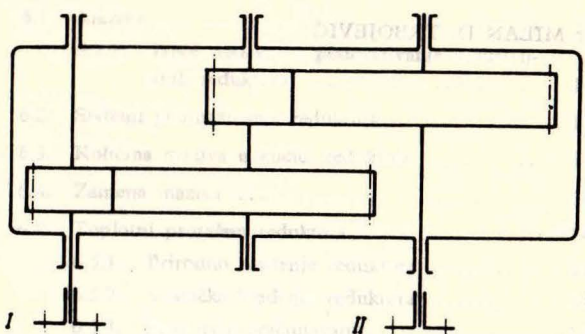
Prema broju stepena prenosa reduktori mogu biti jednostepeni i višestepeni. Jednostepeni reduktori sa paralelnim vratilima imaju jedan par cilindričnih zupčanika, a višestepeni više pari. Jednostepeni reduktor sa vratilima koja se seku ima jedan par koničnih zupčanika, a višestepeni još i jedan ili više pari cilindričnih zupčanika. Reduktori sa vratilima koja se ukrštaju imaju jedan pužni par, ako su jednostepeni, a dva pužna para ako su dvostepeni. Kombinovani dvostepeni reduktor ima u svom sklopu pužni i cilindrični par zupčanika. Planetni reduktori mogu takođe biti jednostepeni i višestepeni.

0.2. KONSTRUKTIVNI OBLICI REDUKTORA

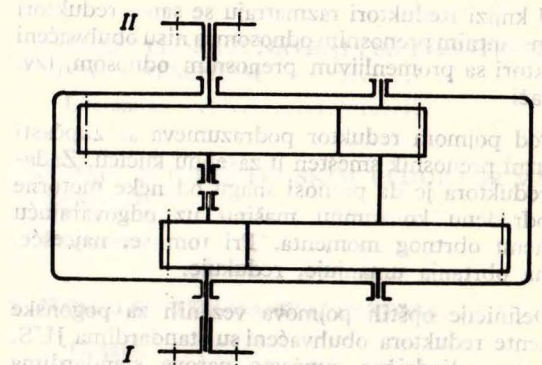
0.2.1. Reduktori sa paralelnim vratilima

Pogonski elementi reduktora sa paralelnim vratilima su cilindrični zupčanici s helikoidnim ili sa strelastim zupcima, ređe sa pravim zupcima. Dvostepeni reduktori sa paralelnim vratilima izvode se u razvučenoj konstrukciji (sl. 0.2) ili kao koaksijalni (sl. 0.3).

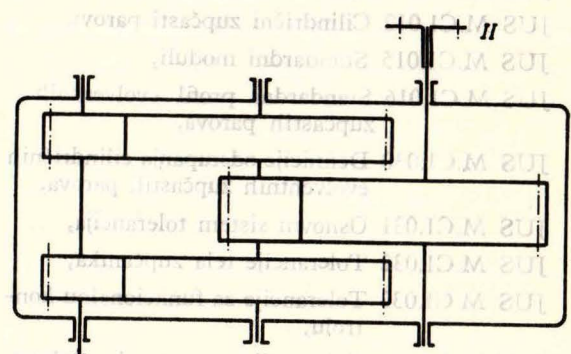
Obe navedene konstrukcije dvostepenih reduktora mogu biti bez „grananja“ snage i sa grananjem snage (sl. 0.4 i 05).



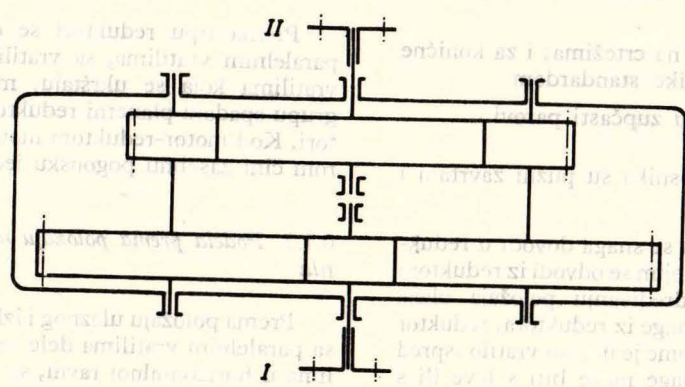
Sl. 02 – Dvostepeni reduktor razvučene konstrukcije



Sl. 03 – Dvostepeni koaksijalni reduktor



Sl. 04 – Dvostepeni reduktor razvučene konstrukcije sa grananjem snage



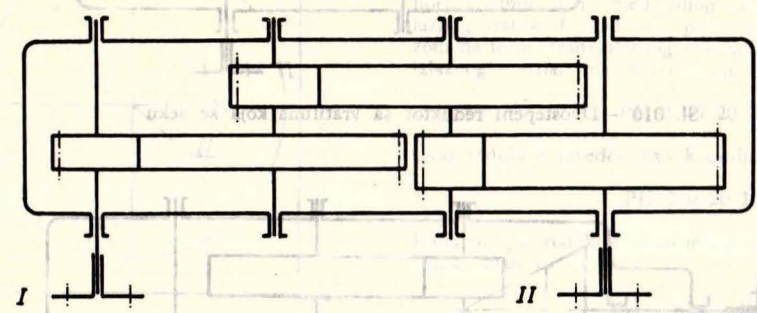
Sl. 05 – Dvostepeni koaksijalni reduktor sa grananjem snage

Trostepeni reduktori sa paralelnim vratilima obično su razvučene konstrukcije i to bez grananja (sl. 06) i sa grananjem snage (sl. 07).

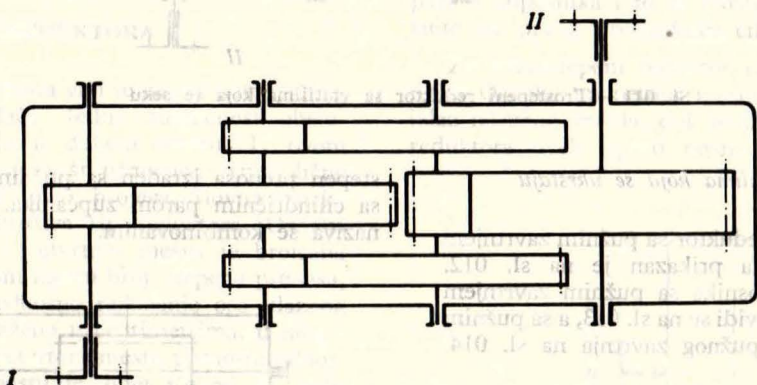
Planetni reduktori su reduktori sa paralelnim vratilima, koaksijalni, sa grananjem snage (sl. 022).

0.2.2. Reduktori sa vratilima koja se seku pod 90°

Jednostepeni reduktor sa vratilima koja se seku prikazan je na sl. 09, dok su na sl. 010 i 011 prikazani reduktori sa dva, odnosno tri stepena. Kod svih ovih

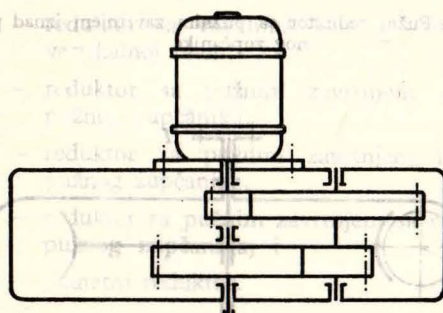


Sl. 06 – Trostepeni reduktor sa paralelnim vratilima razvučene konstrukcije



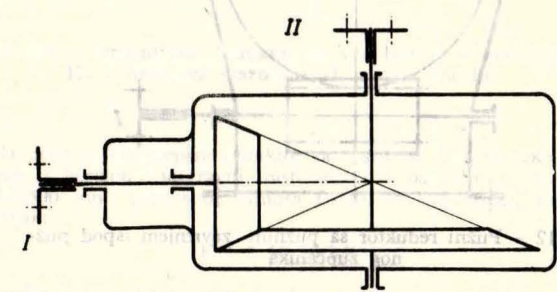
Sl. 07 – Trostepeni reduktor sa grananjem snage

Kod motor-reduktora prvi predajni zupčanik učvršćen je na vratilu elektromotora, dok su ostali zupčanici na svojim vratilima u kućici reduktora (sl. 08). Motor i kućica reduktora centrisani su i zavrtnjima spojeni u jednu celinu.



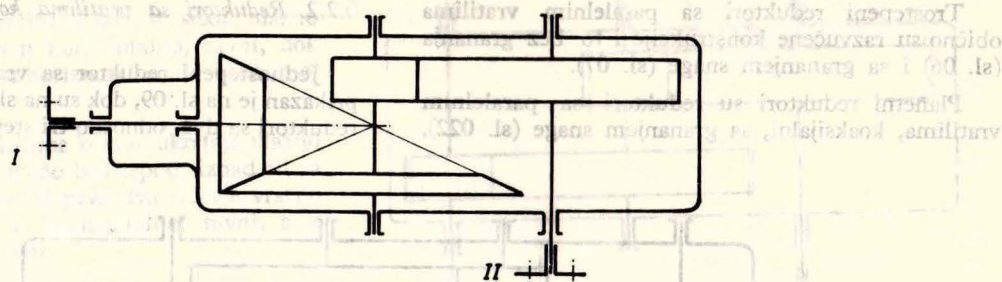
Sl. 08

reduktora osa ulaznog vratila ujedno je i podužna osa kućice reduktora. Ova osa deli kućicu na dva simetrična dela.

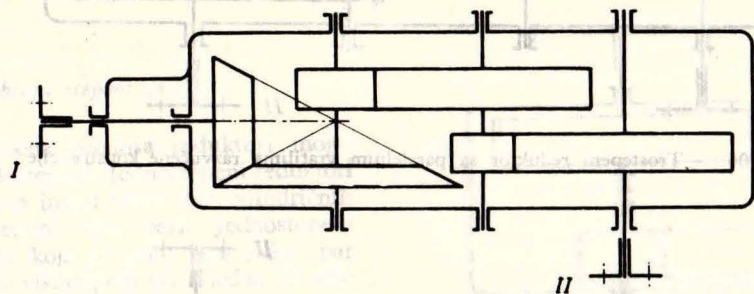


Sl. 09 – Jednostepeni reduktor sa vratilima koja se seku

Ovakvo rešenje omogućuje proizvoljan smeštaj prijemnog koničnog zupčanika na njegovom vratilu, s leve ili sa desne strane predajnog zupčanika (sl. 09).



Sl. 010 – Dvostepeni reduktor sa vratilima koja se seku

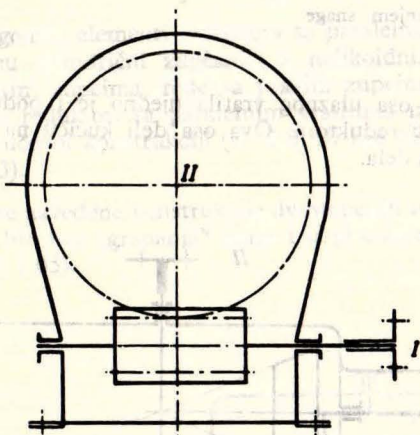


Sl. 011 – Trostepeni reduktor sa vratilima koja se seku

0.2.3. Reduktori sa vratilima koja se ukrštaju

Jednostepeni pužni reduktor sa pužnim zavrtnjem ispod pužnog zupčanika prikazan je na sl. 012. Varijanta ovakvog prenosioca sa pužnim zavrtnjem iznad pužnog zupčanika vidi se na sl. 013, a sa pužnim zupčanicom sa strane pužnog zavrtnja na sl. 014.

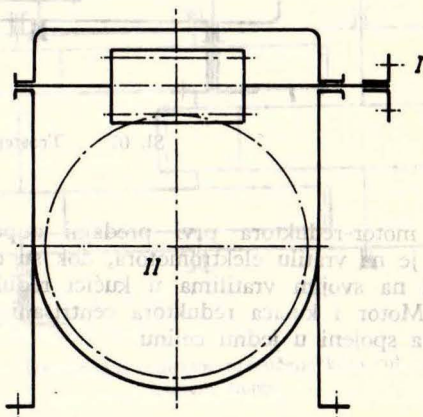
stepen prenosa izrađen sa pužnim parom, a drugi sa cilindričnim parom zupčanika. Ovakav reduktor naziva se kombinovanim.



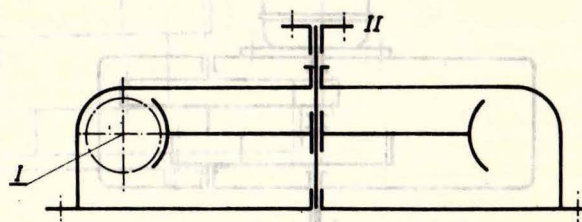
Sl. 012 – Pužni reduktor sa pužnim zavrtnjem ispod pužnog zupčanika

Dvostepeni pužni reduktor kod koga je u prvom stepenu prenosa pužni zavrtnj ispod pužnog zupčanika, a u drugom iznad pužnog zupčanika prikazan je na sl. 015.

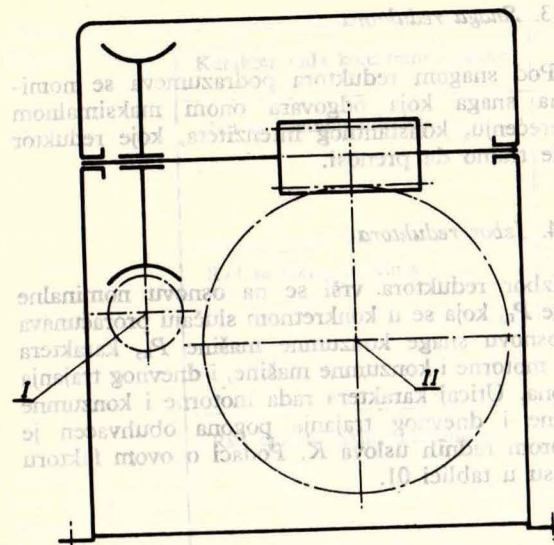
Pužni reduktori izrađuju se i u kombinaciji sa cilindričnim parom zupčanika. Tada je obično prvi



Sl. 013 – Pužni reduktor sa pužnim zavrtnjem iznad pužnog zupčanika



Sl. 014 – Pužni reduktor sa pužnim zavrtnjem sa strane pužnog zupčanika



Sl. 015 – Kombinovani dvostepeni reduktor

0.3. OBELEŽAVANJE REDUKTORA

Obeležavanje reduktora vrši se na različite načine, zavisno od proizvođača. Jedna mogućnost obeležavanja objašnjena je u daljem tekstu. U ovom slučaju obeležavanje se vrši primenom simbolične oznake sastavljene od slova i brojeva. Slovna oznaka na prvom mestu označava tip reduktora. Oznaka na drugom, trećem i četvrtom mestu je brojevana i znači: ona na drugom mestu broj stepena prenosa, na trećem mestu međuosno rastojanje osa ulaznog i izlaznog vratila, izraženo u centimetrima, u nominalnom iznosu, a na četvrtom mestu prenosni odnos. Oznaka na petom mestu je opet slovna, u vidu razlomka, i pokazuje međusobni položaj ulaznog vratila i izlaza izlaznog vratila.

Za slovnu oznaku na prvom mestu usvojena su dva slova i to:

- PH – reduktor sa paralelnim vratilima u horizontalnoj ravni,
- PV – reduktor sa paralelnim vratilima u vertikalnoj ravni,
- KH – reduktor sa vratilima koja se seku u horizontalnoj ravni,
- KV – reduktor sa vratilima koja se seku u vertikalnoj ravni,
- WA – reduktor sa pužnim zavrtnjem iznad pužnog zupčanika,
- WB – reduktor sa pužnim zavrtnjem ispod pužnog zupčanika,
- WS – reduktor sa pužnim zavrtnjem sa strane pužnog zupčanika, i
- PL – planetni reduktor.

Oznaka na drugom mestu je za jednostepeni reduktor 1, za dvostepeni 2 i za trostepeni reduktor 3.

Za koaksijalne reduktore oznaka na trećem mestu data je nulom. Oznaka na četvrtom mestu je iznos prenosnog odnosa. Oznaka na petom mestu sastoji se od kombinacija slova L i R, gde slovo L znači da je vratilo s leve strane „orijentisane kućice“, a R sa desne strane.

Na primer: Dvostepeni reduktor sa paralelnim vratilima u horizontalnoj ravni, međuosnog rastojanja osa ulaznog i izlaznog vratila $A=450$ mm, prenosnog odnosa $i=20$, sa ulazom na levoj strani ulaznog vratila i izlazom na desnoj strani izlaznog vratila, ima ovu oznaku

PH 2 45 20 L/R

Ovaj reduktor izveden kao koaksijalni imao bi oznaku

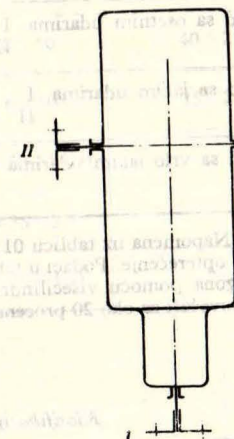
PH 2 0 20 L/R

Kada bi ovaj reduktor imao jedan ulaz sa desne strane i dva izlaza imao bi oznaku

PH 2 45 20 R/LR

Oznaka na trećem mestu kod reduktora tipa KH i KV znači međuosno rastojanje osa cilindričnih parova zupčanika i to za trostepeni reduktor rastojanje osa prvog i poslednjeg cilindričnog zupčanika.

Za jednostepeni reduktor tipa K ova oznaka je nula. Oznaka na petom mestu odnosi se samo na izlaz izlaznog vratila, dok je ulaz kod orijentisanog reduktora uvek ispred posmatrača. (sl. 016).



Sl. 016 – Orijentisani reduktor za vratila koja se seku (tip K; I označava ulazno, a II izlazno vratilo)

Na primer: Dvostepeni reduktor sa vratilima koja se seku i leže u horizontalnoj ravni, rastojanja osa paralelnih vratila $A=500$ mm, prenosnog odnosa $i=20$, sa dva izlaza, ima oznaku:

KH 2 50 20/LR

Analogno, oznaka pužnog reduktora imaće ovaj simbol

WB 1 25 12/L

što znači da se radi o jednostepenom pužnom reduktoru sa pužnim zavrtnjem ispod pužnog zupčanika (oznaka B), međuosnog rastojanja $A=250$ mm, prenosnog odnosa $i=12$, sa izlazom sa leve strane.

0.4. OSNOVNI PARAMETRI REDUKTORA

0.4.1. Prenosni odnos

Prenosni odnos reduktora je odnos brojeva obrta ulaznog i izlaznog vratila. Kod reduktora je prenosni odnos uvek veći od jedan i po pravilu je standardni broj.

0.4.2. Međuosno rastojanje

Međuosno rastojanje reduktora sa paralelnim vratilima je rastojanje osa ulaznog i izlaznog vratila. Kod reduktora sa vratilima koja se seku daje se samo međuosno rastojanje osa cilindričnih zupčanika. Kod pužnih reduktora to je najkraće rastojanje osa pužnog zavrtnja i pužnog zupčanika.

0.4.3. Snaga reduktora

Pod snagom reduktora podrazumeva se nominalna snaga koja odgovara onom maksimalnom opterećenju, konstantnog intenziteta, koje reduktor može trajno da prenosi.

0.4.4. Izbor reduktora

Izbor reduktora vrši se na osnovu nominalne snage P_n , koja se u konkretnom slučaju proračunava na osnovu snage konzumne mašine P_k , karaktera rada motorne i konzumne mašine, i dnevnog trajanja pogona. Uticaj karaktera rada motorne i konzumne mašine i dnevnog trajanja pogona obuhvaćen je faktorom radnih uslova K . Podaci o ovom faktoru dati su u tablici 01.

TABLICA 01

Faktor radnih uslova K

Karakter rada konzumne mašine	Dnevno trajanje pogona u časovima					
	1	2	4	8	16	24
Miran rad I II	0,6 0,7	0,7 0,8	0,8 0,9	1,0 1,1	1,2 1,4	1,5 1,7
Rad sa lakim udarima I II	0,75 0,8	0,85 0,9	1,0 1,1	1,1 1,3	1,3 1,6	1,65 2,0
Rad sa osetnim udarima I II	0,9 0,95	1,0 1,1	1,2 1,3	1,25 1,5	1,5 1,8	1,8 2,2
Rad sa jakim udarima I II	1,0 1,1	1,15 1,2	1,3 1,45	1,4 1,7	1,7 2,1	2,1 2,5
Rad sa vrlo jakim udarima I II	1,15 1,2	1,3 1,4	1,4 1,7	1,5 2,0	1,8 2,4	2,25 2,8

Napomena uz tablicu 01: Oznakom I označeno je jednosmerno opterećenje, a sa II reverzibilno opterećenje. Podaci u tablici odnose se na pogon pomoću elektromotora ili turbine; za slučaj pogona pomoću višecilindričnog motora sa unutrašnjim sagorevanjem podatke iz tablice treba povećati za oko 20 procenata.

TABLICA 02

Klasifikacija konzumnih mašina prema karakteru rada

Karakter rada konzumne mašine	Konzumne mašine
Miran rad	Mašine kod kojih je polazni moment $M_{polazni} \leq 2 \cdot M_{nominalni}$, kao, npr., duvaljke, električni generatori, obrtne pumpe, konvejeri, štamparske mašine, sortirne mašine, mašine za namatanje hartije i celuloze, mešalice za tečnosti, centrifuge, trakasti transporteri sa konstantnim opterećenjem.
Rad sa lakim udarima	Mašine kod kojih je polazni moment $M_{polazni} \leq 2,2 \cdot M_{nominalni}$, kao, npr., turbokompresori, Rutove duvaljke, mašine za savijanje lima, alatne mašine sa kružnim kretanjem, transporteri sa neravnomernim punjenjem, doboši za čišćenje u livnicama, mašine za pranje u tekstilnim fabrikama, mešalice u hemijskoj industriji.

(nastavak tablice 02)

Karakter rada konzumne mašine	Konzumne mašine
Rad sa osetnim udarima	Mašine kod kojih je polazni moment $M_{polazni} \leq 2,5 \cdot M_{nominalni}$, kao, npr., elevatori, mašine za obradu drveta, rotacione peći, mlinovi u industriji papira, mlinovi sa kuglama u industriji cementa, mešalice za beton, kovački čekići, klipni kompresori.
Rad sa jakim udarima	Mašine kod kojih je polazni moment $M_{polazni} = (2,8 \div 3) \cdot M_{nominalni}$, kao, npr., prese, mašine za prosecanje i istiskivanje, valjaonički stanovi za olovo, drobilice, žičare, bušilice u industriji nafte, stolovi za provlačenje žice, klipne pumpe sa lakšim zamajcima, otvorene mešalice za gumu.
Rad sa vrlo jakim udarima	Mašine kod kojih je polazni moment $M_{polazni} = (3 \div 3,5) \cdot M_{nominalni}$, kao, npr., drobilice za kamen, generatori za zavarivanje, valjci za valjanje gume, gateri, valjaonički stanovi, čekići sa oprugama, prese sa ekscentrima, prese za briketiranje, prese za izradu cigli, transporteri u valjaonicama.

Napomena uz tablicu 02: Navedeni podaci su orijentacioni. Zavisno od nominalne snage, prenosnog odnosa i željenog položaja vratila vrši se izbor reduktora na osnovu kataloga proizvođača ili se reduktor konstruiše na način objašnjen u daljem tekstu. Pri tom broj stepena prenosa zavisi od vrste reduktora (vidi tablicu 03).

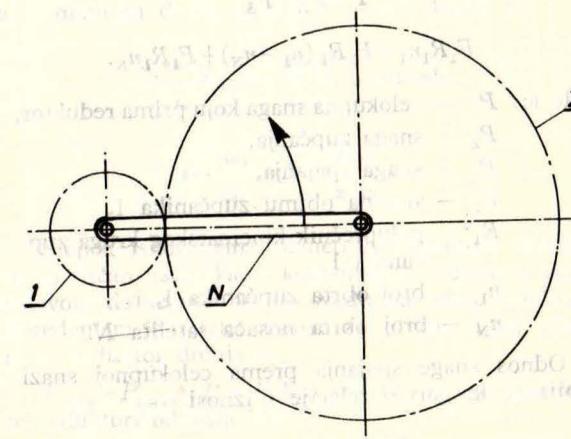
TABLICA 03

Prenosni odnos zavisno od stepena prenosa

Vrsta reduktora	Jednostepeni	Dvostepeni	Trostepeni
Reduktor sa paralelnim vratilima	$i \leq 9$	$i = 8 \div 50$	$i = 40 \div 250$
Reduktor sa vratilima koja se seku	$i = 2 \div 5,5$	$i = 6 \div 40$	$i = 25 \div 250$
Pužni reduktor	$i = 5 \div 70$	$i = 50 \div 8000$	
Pužni reduktor, kombinovan		$i = 35 \div 350$	
Planetni reduktor	$i = 5 \div 20$	$i = 20 \div 100$	

0.5. PLANETNI REDUKTORI

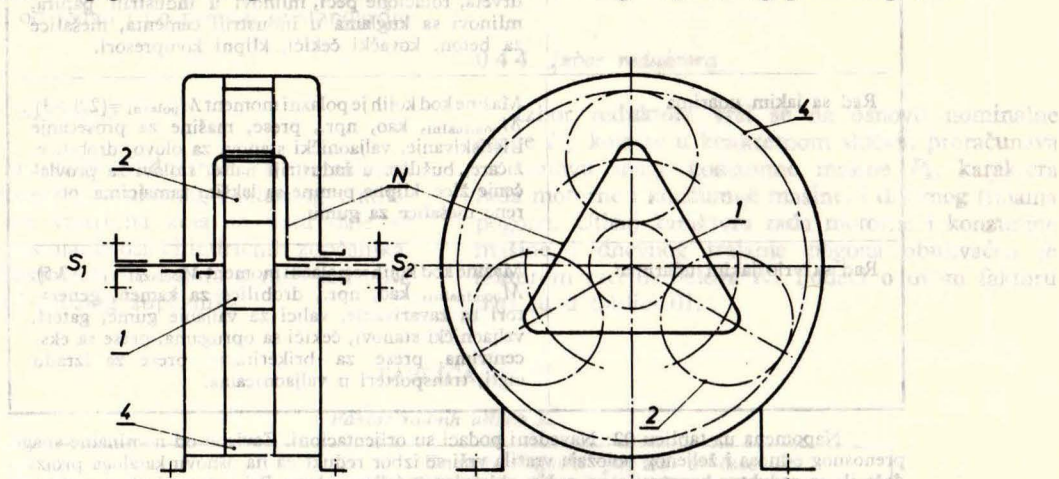
Reduktori kod kojih se izvesni zupčanici obrću oko svoje ose i još oko neke druge ose zovu se planetnim. Na sl. 017 prikazan je par zupčanika 1 i 2 sa ležištima u nosaču N . Ukoliko je nosač N nepokretan, zupčasti par predstavlja običan jednostepeni reduktor, međutim, ako se nosač N obrće oko ose zupčanika 1 obrtaće se zupčanik 2 oko svoje ose i oko ose zupčanika 1. Kod jednostepenog planetnog reduktora zupčanik 2 spregnut je ne samo sa zupčanikom 1 već i sa zupčanikom 4 sa unutrašnjim zupčanjem (sl. 018). Zupčanik 4 vezan je za stator i ne može da se obrće. Prilikom obrtanja zupčanika 1 obrće se i zupčanik 2, kao prijemni, i, zahvaljujući sprezi sa zupčanikom 4 prisiljava, posredstvom svoje ose smeštene u nosaču N , i nosač da se obrće. Snaga se u tom slučaju prenosi preko spojnice S_1 i vratila I na zupčanik 1 pa preko zupčanika 2 i njegove ose



Sl. 017 – Zupčasti par vezan nosačem N

na nosač N i spojnicu S_2 koja snagu prenosi dalje. Prilikom prolaza snage kroz reduktor broj obrta se reducira u određenom odnosu dok se obrtni moment poveća približno u recipročnom odnosu. Ovaj odnos je nešto manji od recipročne vrednosti prenosnog odnosa zbog gubitaka snage u reduktoru.

Odnos snage zupčanja prema celokupnoj snazi zavisi prema tome od prenosnog odnosa i kreće se u granicama od 0,555 do 0,91. Na osnovu ovoga može se zaključiti da su zupčanici planetnih reduktora manje opterećeni od zupčanika običnih reduktora jednake snage i jednakog prenosnog odnosa.



Sl. 018 – Princip rada planetnog prenosnika

Radi što racionalnijeg iskorišćavanja prostora snaga se kod planetnih reduktora redovno grana sa jednog sunčanog zupčanika 1 na više satelita 2 (obično 3). U tom slučaju, kod dobro izvedenih konstrukcija, svaki satelit prenosi 1/3 snage, ili, uopšteno 1/Z snage, ako je sa Z označen broj satelita.

Kod običnog zupčastog reduktora celokupna snaga prenosi se zupčanjem. Kod planetnog reduktora, međutim, usled jednosmernog obrtanja nosača satelita i sunčanog zupčanika deo snage prenosi se na sličan način kao pri prenošenju snage pomoću zupčaste spojnice. Onaj deo snage koji se prenosi kao kod običnog reduktora nazvaće se snagom zupčanja, a onaj drugi deo, koji se prenosi na način kao kod spojnice, snagom spajanja. Prema tome je celokupna snaga P jednaka

$$P = P_Z + P_S,$$

$$\text{ili } F_1 R_1 n_1 = F_1 R_1 (n_1 - n_N) + F_1 R_1 n_N.$$

Gde je: P – celokupna snaga koju prima reduktor,
 P_Z – snaga zupčanja,
 P_S – snaga spajanja,
 F_1 – sila na obimu zupčanika 1,
 R_1 – poluprečnik kinematskog kruga zupčanika 1,
 n_1 – broj obrta zupčanika 1, i
 n_N – broj obrta nosača satelita N .

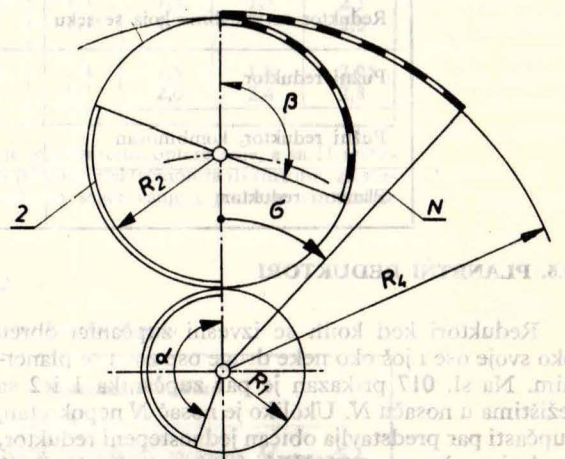
Odnos snage spajanja prema celokupnoj snazi dobija se iz gornje relacije i iznosi

$$P_S/P = n_N/n_1 = 1/i,$$

odnosno

$$P_Z/P = 1 - 1/i.$$

Prenosni odnos planetnih reduktora može se odrediti na više načina. Ako se npr. zamisli da je nosač satelita N pomeren za ugao σ zupčanik 2 biće zaokrenut za ugao β . (sl. 019). Pri tom je $R_4\sigma = R_2\beta$, odakle je $\beta = R_4\sigma/R_2$. Kada se zupčanik 2



Sl. 019 – Princip rada jednostepenog planetnog prenosnika u vezi s određivanjem prenosnog odnosa

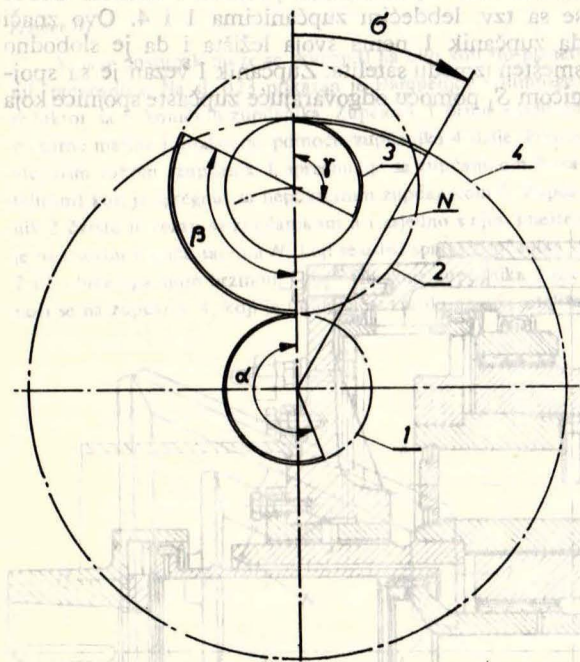
zaokrene za ugao β zaokrenuće se zupčanik 1 za ugao α , za koji važi odnos $R_2\beta = R_1\alpha$. Odavde je $\alpha = R_2\beta/R_1$. Međutim, ugao zaokretanja zupčanika 1 je veći jer se prilikom zaokretanja zupčanika 2 za ugao β zaokrene i centralna linija zupčanika 1 i 2 za ugao σ , tako da je ugao za koji se zaokrene zupčanik 1 jednak $\alpha + \sigma$. Prema tome se prenosni odnos do-

bija kao odnos uglova za koji se zaokreću zupčanik 1 i nosač satelita N i iznosi

$$i = \frac{\alpha + \sigma}{\sigma} = \frac{\alpha}{\sigma} + 1 = \frac{R_2 R_4}{R_1 R_2} + 1 = 1 + \frac{R_4}{R_1} = 1 + \frac{z_4}{z_1}.$$

Ovde su: R_1, R_2 i R_4 poluprečnici odgovarajućih kinematskih krugova zupčanika 1, 2 i 4, a z_1 i z_4 brojevi zuba zupčanika 1 i zupčanika 4.

Kod dvostepenog planetnog reduktora (sl. 020) zupčanik 2 čvrsto je spojen sa zupčanikom 3, (npr. ova dva zupčanika izrađena su izjedna). Zupčanik 2 spregnut je kao i kod jednostepenog reduktora sa zupčanikom 1, dok je zupčanik 3 spregnut sa nepokretnim zupčanikom 4 tako da je sada ugao γ ,



Sl. 020 – Princip rada dvostepenog planetnog prenosnika u vezi sa određivanjem prenosnog odnosa

za koji se zaokrene zupčanik 3 kada se nosač satelita pomeri za ugao σ , jednak $\gamma = R_4\sigma/R_3$. S obzirom da su zupčanici 2 i 3 čvrsto spojeni biće uglovi β i γ jednaki, pa je $R_2\gamma = R_1\alpha$, odnosno $\alpha = R_2\gamma/R_1$. Ugao zaokretanja zupčanika 1 iznosi pri tom kao i u prethodnom slučaju $\alpha + \sigma$, a prenosni odnos i

$$i = \frac{\alpha + \sigma}{\sigma} = \frac{\alpha}{\sigma} + 1,$$

odnosno

$$i = \frac{R_2\gamma}{R_1\sigma} + 1 = \frac{R_2 R_4}{R_1 R_3} + 1 = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

Vilisov (Willis) postupak za određivanje prenosnog odnosa zasniva se na činjenici da je ugaona brzina elemenata planetnog reduktora jednaka zbiru ugaonih brzina običnog prenosnika i ugaone brzine nosača satelita. Ako se pretpostavi da se ceo reduktor obrće ugaonom brzinom nosača satelita, jednakog intenziteta ali suprotnog smera, postići će se efekat kao da nosač satelita stoji nepokretan. Tada će za sve zupčaste parove važiti odnosi

$$\frac{\omega_1 - \omega_N}{\omega_2 - \omega_N} = -\frac{R_2}{R_1} = -\frac{z_2}{z_1} \text{ za slučaj običnog sprezanja}$$

i

$$\frac{\omega_1 - \omega_N}{\omega_2 - \omega_N} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{z_2}{z_1} \text{ za slučaj sprege zupčanika sa zupčastim vencem.}$$

Napišu li se odgovarajuće jednačine za sve zupčaste parove nekog reduktora i pomnože li se međusobno sve leve i sve desne strane tako dobijenih jednačina dobiće se odnos predajne i prijemne ugaone brzine, tj. prenosni odnos. Za prost planetni reduktor parcijalni prenosni odnosi su ovi

$$\frac{\omega_1 - \omega_N}{\omega_2 - \omega_N} = -\frac{z_2}{z_1} \quad \text{i} \quad \frac{\omega_2 - \omega_N}{\omega_4 - \omega_N} = \frac{z_4}{z_2}$$

Množenjem levih i desnih strana dobija se

$$\frac{\omega_1 - \omega_N}{\omega_4 - \omega_N} = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_2} = -\frac{z_4}{z_1}$$

a, s obzirom da je $\omega_4 = 0$ dobija se

$$\frac{\omega_1}{\omega_N} = 1 + \frac{z_4}{z_1}, \text{ kao i ranije.}$$

Za dvostepeni prenosnik Vilisov postupak daje

$$\frac{\omega_1 - \omega_N}{\omega_2 - \omega_N} = -\frac{z_2}{z_1} \quad \text{i} \quad \frac{\omega_3 - \omega_N}{\omega_4 - \omega_N} = \frac{z_4}{z_3}$$

a, s obzirom da je $\omega_3 = \omega_2$ i $\omega_4 = 0$ dobija se

$$\frac{\omega_1 - \omega_N}{-\omega_N} = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \text{ a odavde}$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_N} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

Stepen iskorišćenja planetnih reduktora dobija se na sličan način kao i kod običnih reduktora pod uslovom da se sve brzine svedu na nosač satelita. Poređenjem gubitaka trenja za običan i za planetni reduktor dobija se

$$P_{ulaz} - P_{izlaz} = P_r = F_1 R_1 n_1 \pi / 30 (1 - \eta_p), \text{ za planetni reduktor, odnosno}$$

$$P_{ulaz} - P_{izlaz} = P_r = F_1 R_1 n_{1,N} \pi / 30 (1 - \eta_0), \text{ za obični reduktor. Ovde je } n_{1,N} \text{ broj obrta } n_1 \text{ sveden na nosač satelita } N, \text{ tj. za slučaj kada nosač } N \text{ stoji a zupčanik 4 se obrće. Tada je } n_{1,N} = n_1 - n_N. \text{ Uzimajući ovo}$$

u obzir dobija se veza između stepena iskorišćenja običnog i planetnog reduktora u ovom obliku

$$\eta_P = \eta_0 + (1 + \eta_0) / i$$

Kako je drugi sabirak uvek veći od nule to je i $\eta_P > \eta_0$.

Pri izboru brojeva zubaca zupčanika u planetnim reduktorima moraju biti zadovoljena tri uslova.

Prvi se odnosi na mogućnost sklapanja i da bi ovaj uslov bio zadovoljen treba da je

$$z_1 + z_4 = M \cdot Z$$

Gde je M ceo broj, a Z broj satelita.

Drugi uslov odnosi se na koaksijalnost zupčanika 1 i 4. Prema ovom uslovu treba da je za jednostepeni reduktor

$$z_4 = z_1 + 2z_2$$

a za dvostepeni reduktor

$$z_4 = z_1 + z_2 + z_3$$

Treći uslov odnosi se na mogućnost smeštanja satelita i prema njemu treba da je

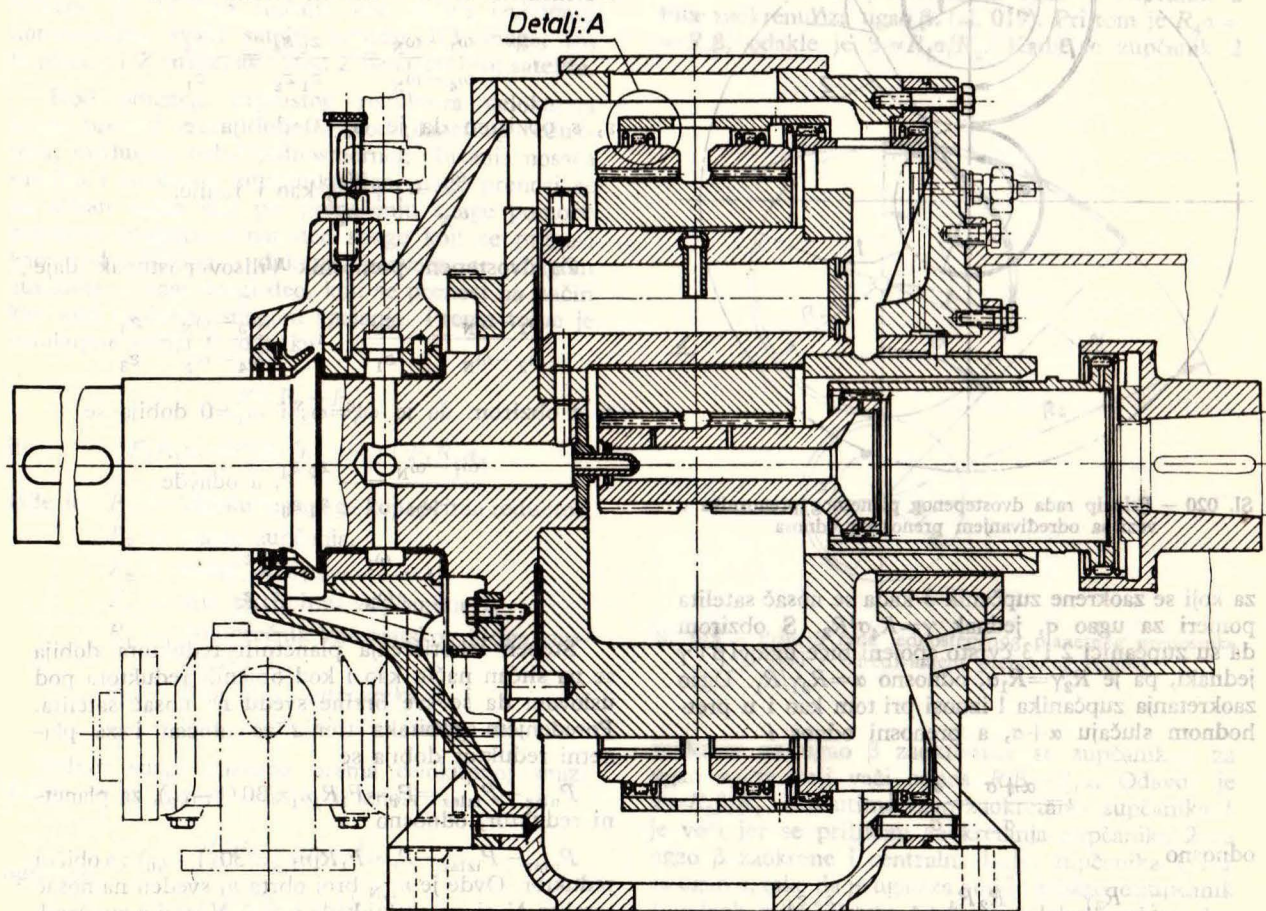
$$z_2 < (z_1 + z_3) \sin(\pi/Z)$$

Pri proračunavanju planetnih reduktora javljaju se izvesne specifičnosti. Zupčanik 1 spreže se jednovremeno sa Z satelita pa njegovi zupci bivaju pri svakom obrtu Z puta opterećivani. Međutim, intenzitet opterećenja odgovara delu snage P/Z . Ležišta satelita opterećena su usled prenošenja snage i usled dejstva centrifugalne sile koja se javlja pri obrtanju satelita oko zupčanika 1. Broj obrta satelita n_2 jednak je

$$n_2 = \frac{z_1}{2z_2} n_1$$

Ovaj broj obrta merodavan je pri proračunavanju ležišta satelita.

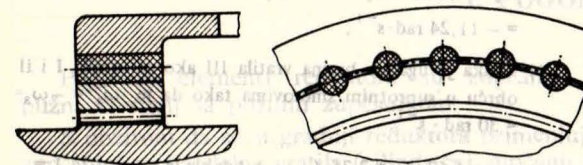
Da bi se obezbedila ravnomerna podela snage na sve satelite, savremeni planetni reduktori izvođe se sa tzv. lebdećim zupčanicima 1 i 4. Ovo znači da zupčanik 1 nema svoja ležišta i da je slobodno smešten između satelita. Zupčanik 1 vezan je sa spojnicom S_1 pomoću odgovarajuće zupčaste spojnice koja



Sl. 021 – Planetni prenosnik s lebdećim sunčanim zupčanicom i samopodešljivim nazupčanim vencem

mu omogućuje zauzimanje najpogodnijeg položaja u radu. Zupčanik 4 snabdeven je sa svoje spoljne strane zupcima koji su spregnuti sa zupcima držača isto kao kod spojnice sa zupcima. Držač je na sličan način vezan za stator reduktora (sl. 021). Na taj je način omogućeno da zupčanik 4 zauzme najpogodniji položaj kako bi se kompenzovale sve eventualne greške nastale pri izradi reduktora. Kod nekih konstrukcija zupčanik 4 ima umesto zubaca žlebove u koje se stavljaju čepovi od gume, slično kao kod elastičnih spojnice (sl. 022).

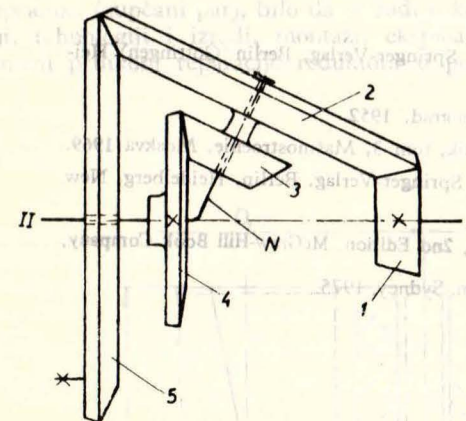
DETALJ: „A“



Sl. 022 – Čivije od gume za elastično vezivanje nazupčanog venca sa kućicom reduktora

Primer 01:

Vilisov postupak može se primeniti na bilo koji tip planetnih prenosnika. Na sl. 023 prikazan je Hampedjov (Humpage) reduktor sa 5 koničnih zupčanika. Zupčanik 1 prima snagu od motorne mašine i predaje je pomoću zupčanika 4 dalje. Prenos ide ovim tokom: zupčanik 1 spregnut je sa zupčanikom 2 (satelitom) koji je spregnut sa nepokretnim zupčanikom 5. Zupčanik 2 čvrsto je vezan sa zupčanikom 3 i zajedno s njim smešten je na osovini nosača satelita N , koji se usled sprege zupčanika 1, 2 i 5 obrće ugaonom brzinom ω_N . Obrtanje zupčanika 3 prenosi se na zupčanik 4, koji je uklinjen na vratilu nosača satelita.



Sl. 023 – Shema reduktora iz primera 01

Zadatak je da se za zadane brojeve zubaca zupčanika i za zadanu ugaonu brzinu zupčanika 1, uklinjenom na vratilu I, odredi ugaona brzina vratila II i prenosni odnos reduktora.

Podaci: $\omega_1 = 200 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$, $z_1 = 20$, $z_2 = 65$, $z_3 = 20$, $z_4 = 35$ i $z_5 = 75$.

a) Prvo se posmatra sprega zupčanika 1, 2 i 5 radi određivanja ugaone brzine nosača satelita. Prenosni odnos sprege zupčanika 1, 2 i 5 je

$$i_a = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \frac{z_5}{z_2} = -\frac{75}{20} = -\frac{15}{4}$$

Prema Vilisu je

$$i_a = \frac{\omega_1 - \omega_N}{\omega_5 - \omega_N} = \frac{200 - \omega_N}{0 - \omega_N} = -\frac{17}{4}$$

odakle je $\omega_N = 38,1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

b) Zatim se posmatra sprega zupčanika 1, 2, 3 i 4.

Prenosni odnos je za ovu spregu

$$i_b = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \frac{z_4}{z_3} = \left(-\frac{65}{20}\right) \cdot \frac{35}{20} = -5,69$$

Prema Vilisu je

$$i_b = \frac{\omega_1 - \omega_N}{\omega_4 - \omega_N} = \frac{200 - 38,1}{\omega_4 - 38,1} = -5,69$$

odakle je $\omega_4 = 9,65 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

Znak + ispred ugaone brzine ω_4 znači da se vratila I i II obrću u istom smeru.

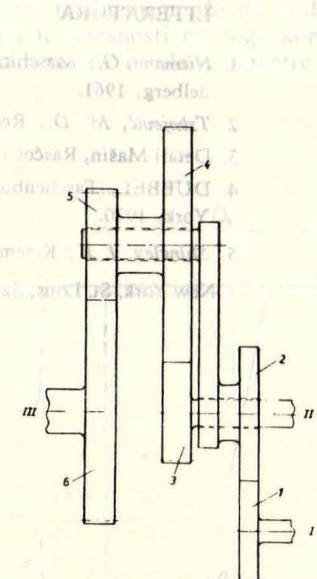
c) Celokupni prenosni odnos

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{200}{9,65} = 20,73$$

Navedeni prenosnik spada u grupu koaksijalnih prenosnika.

Primer 02:

Složeni planetni prenosnik, prikazan na sl. 024, sastoji se



Sl. 024 – Shema reduktora iz primera 02

od šest zupčanika, nosača satelita i tri vratila. Zupčanik 1 spregnut je pomoću zupčanika 2, slobodnog na vratilu II, sa nosačem satelita N . Zupčanik 3, uklinjen na vratilu II, u sprezi je sa zupčanikom 6 pomoću para satelitnih zupčanika 4 i 5, slobod-

nih na osovini nosača N . Iz sl. 025 vidi se da je $\omega_1 = \omega_I$, $\omega_2 = \omega_N$, $\omega_3 = \omega_{II}$ i $\omega_6 = \omega_{III}$.

Prema Vilisu je

$$i_a = \frac{\omega_3 - \omega_N}{\omega_6 - \omega_N} = \frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5}$$

Prenosni odnos zupčastog para 1 i 2 dat je ovom prostom relacijom

$$i_b = -\frac{\omega_1}{\omega_N} = \frac{z_2}{z_1}, \text{ odakle je } \omega_N = -\frac{z_1}{z_2} \omega_1$$

Kada se dobijeni podatak za ω_N uvrsti u obrazac za prenosni odnos i_a dobija se međusobna zavisnost ugaonih brzina ω_1 , ω_3 i ω_6 , odnosno ugaonih brzina vratila ω_I , ω_{II} i ω_{III} u ovom obliku:

$$\omega_3 = \frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5} \omega_6 + \frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5} \cdot \frac{z_1}{z_2} \omega_1 - \frac{z_1}{z_2} \omega_1 =$$

$$= \frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5} \omega_6 + \left(\frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5} - 1 \right) \cdot \frac{z_1}{z_2} \omega_1$$

U datom primeru je usvojeno da je $z_1 = 18$, $z_2 = 24$, $z_3 = 18$, $z_4 = 42$, $z_5 = 20$ i $z_6 = 40$. Obrazac za ω_3 sa ovim podacima ima ovaj oblik

$$\omega_3 = 4,67 \omega_6 + 2,75 \omega_1$$

Pomoću ovog obrasca mogu se rešavati razni slučajevi primene datog prenosnika i to:

1) slučaj da je vratilo III nepokretno ($\omega_6 = 0$). Pita se kolika će biti ugaona brzina vratila II ako je ugaona brzina vratila I = $100 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$\omega_3 = 2,75 \omega_1 = 2,75 \cdot 100 = 275 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1};$$

2) slučaj da je vratilo II nepokretno, a vratilo III se obrće ugaonom brzinom $\omega_{III} = 30 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ pa se traži ugaona brzina vratila I.

$$\omega_1 = -4,67 \cdot 30 / 2,75 = -50,95 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1};$$

3) kolika je ugaona brzina vratila III ako se vratila I i II obrću u istom smeru ugaonim brzinama $\omega_I = \omega_3 = 30 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$\omega_6 = 1/4,67 (\omega_3 - 2,75 \omega_1) = 1/4,67 \cdot (-1,75) \cdot 30 = -11,24 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1};$$

4) kolika je ugaona brzina vratila III ako se vratila I i II obrću u suprotnim smerovima tako da je $\omega_1 = -\omega_3 = 30 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$\omega_6 = 4,67 \omega_3 + 2,75 \cdot (-\omega_3), \text{ odakle je } \omega_6 = -24,1 = -24,1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Znak +, odnosno - u rezultatu proračuna ukazuje da se predajno i prijemno vratilo obrće u istom smeru (znak +), odnosno u suprotnom smeru (znak -).

Ovakvi prenosnici, kao ovaj u primeru 02, nailaze na primenu kod dizalica. Radi blokiranja pojedinih vratila ($\omega = 0$) vratila su snabdevena kočnicama, pa se blokiranjem kočnica postižu željene promene brzina, odnosno smerova obrtanja pojedinih vratila.

LITERATURA

1. Niemann, G.: Maschinenelemente, Zweiter Band, Springer-Verlag, Berlin (Göttingen) Heidelberg, 1961.
2. Trbojević, M. D.: Reduktori, Naučna knjiga, Beograd, 1952.
3. Detali Mašin, Rasčot i Konstruirovanie, Spravočnik, tom 3, Mašinstroenie, Moskva 1969.
4. DUBBEL, Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1970.
5. Shingley, J. E.: Kinematic Analysis of Mechanisms, 2nd Edition, McGraw-Hill Book Company, New York, St. Louis, San Francisco, Toronto, London, Sydney, 1975.

Dr MOMČILO R. JANKOVIĆ

1. POGONSKI ELEMENTI

Pogonski elementi reduktora su zupčanci i pužni zavrtanj sa pužnim zupčanicom.

S obzirom da se u gradnji reduktora primenjuju zupčanci za paralelna vratila (cilindrični zupčanci), zupčanci za vratila koja se seku (konični zupčanci), pužni parovi za vratila koja se ukrštaju, i s obzirom da se svi ovi elementi po svojim geometrijskim osobinama bitno razlikuju posmatračemo ih odvojeno.

1.1. ZUPČANICI ZA PARALELNA VRATILA

Od cilindričnih zupčanika za gradnju reduktora najviše su u primeni zupčanci sa helikoidnim (kosim) zupcima, kao i zupčanci sa strelastim zupcima, dok se zupčanci sa pravim zupcima zbog velike neravnomernosti u podeli opterećenja i šumnosti u radu ređe primenjuju i to isključivo na sporohodnim vratilima.

Pri svim razmatranjima posmatračemo se uvek par zupčanika (zupčani par), bilo da se radi o konstrukciji, tehnologiji i izradi, montaži, eksploataciji ili zameni prilikom reparacije reduktora u pogonu.

Osnovni geometrijski parametri cilindričnog zupčanog para su: međuosno rastojanje (A), standardni modul zupčanika (m_n), prenosni odnos (i) i aksijalna dužina zubaca (L) sl. 1.1.

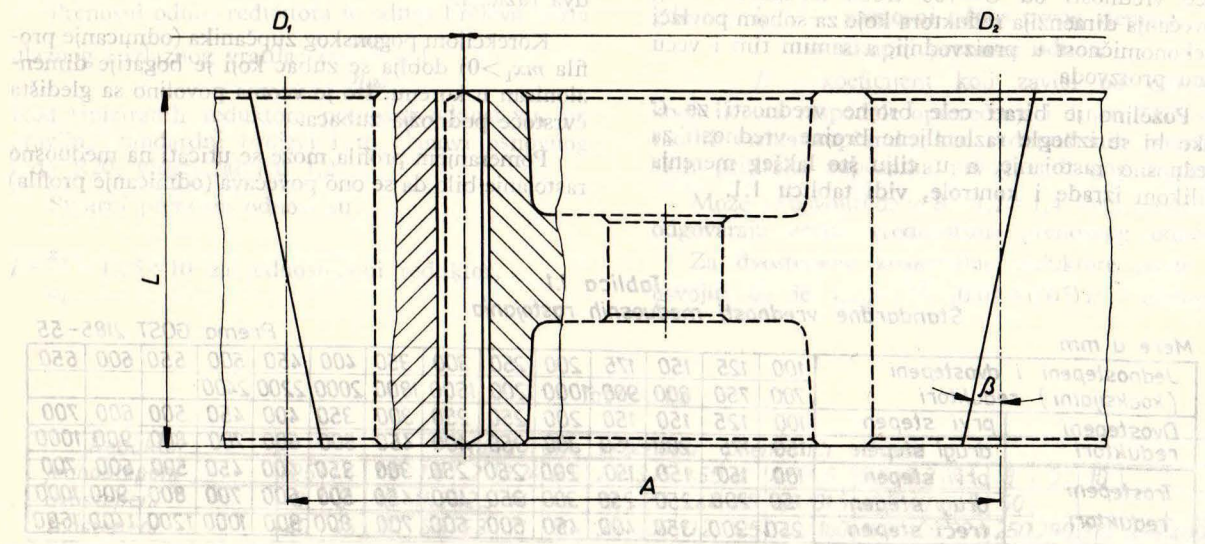
Dopunski geometrijski parametri su: zbir brojeva zubaca ($z_1 + z_2$), zbir faktora pomeranja profila ($x_1 + x_2$) i ugao nagiba helikoide zubaca (β).

1.1.1 Međuosno rastojanje

Kod zupčanika za paralelna vratila, kao i kod pužnog para za vratila koja se ukrštaju, međuosno rastojanje je najvažniji geometrijski parametar od čije veličine zavisi i veličina čitavog prenosnika (reduktora).

U većini slučajeva međuosno rastojanje nije zadato pa ga konstruktor bira prema svom nahodanju ili ga izračunava u zavisnosti od drugih usvojenih parametara.

Međuosno rastojanje može da bude i uslovljeno (zadato), pa u zavisnosti od toga konstruktor bira, odnosno izračunava ostale parametre.



Sl. 1.1 — Osnovne geometrijske mere cilindričnog zupčanog para sa helikoidnim zupcima

U masovnoj proizvodnji reduktora, za industrijske potrebe, grade se, u određenom domenu snaga, isključivo tipizirani reduktori, tj. čitave familije reduktora sa standardnim vrednostima međuosnih rastojanja. Na ovaj način omogućena je unifikacija većeg broja elemenata, u prvom redu kućica, zupčanika, vratila i ležišta.

Iz izraza za međuosno rastojanje nekorigovanih i korigovanih cilindričnih zupčanika sa helikoidnim zupcima:

$$A = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} \text{ odnosno}$$

$$A_k = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2) \cdot \cos \alpha_s}{2 \cos \beta \cos \alpha_{ds}}$$

vidi se zavisnost međuosnog rastojanja od ostalih geometrijskih parametara:

Izrazi: $\frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta}$ odnosno $\frac{z_1 + z_2 \cdot \cos \alpha_s}{2 \cos \beta \cos \alpha_{ds}}$

za jedan zupčani par su konstantni; ovde je:

α_s — ugao dodirnice u bočnoj ravni

$\alpha_n = 20^\circ$ — ugao nagiba standardnog profila prema JUS M.Cl.016

α_{ds} — ugao dodirnice u radu; $\text{inv } \alpha_{ds} =$

$$\frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \text{tg } \alpha_s + \text{inv } \alpha_s$$

A odnosno A_k može se izraziti kao proizvod nekog broja C i normalnog modula.

Prema tome međuosno rastojanje je: $A (A_k) = C m_n$ gde je

$$C = 50 \div 100$$

Za veće snage pri manjim prenosnim odnosima treba birati i manje vrednosti za C , dok pri manjim snagama i većim prenosnim odnosima treba birati veće vrednosti za C .

Za velike snage pri malim prenosnim odnosima mogu se birati i manje vrednosti od $C=50$, dok veće vrednosti od $C=100$ treba izbegavati zbog povećanja dimenzija reduktora koje za sobom povlači neekonomičnost u proizvodnji, a samim tim i veću cenu proizvoda.

Poželjno je birati cele brojne vrednosti za C kako bi se izbegle razlomljene brojne vrednosti za međuosno rastojanje, a u cilju što lakšeg merenja prilikom izrade i kontrole, vidi tablicu 1.1.

Za helikoidne zupce može se usvojiti ugao nagiba helikoide $\beta = (8-15)^\circ$. Veće vrednosti daju veći stepen sprežanja, ravnomerniju podelu opterećenja, miran i bešuman rad zupčanika, ali i veća dopunska (aksijalna) opterećenja ležišta. Date granice su kompromis povoljnih i nepovoljnih uslova. Optimalna vrednost nagiba helikoide je $\beta \approx 11^\circ$.

Za strelaste helikoidne zupce može se usvojiti ugao $\beta = (25 \div 40)^\circ$, a optimalna vrednost je $\beta \approx 30^\circ$.

Zbirni broj zubaca prilikom projektovanja može se birati proizvoljno, međutim, iz praktičnih razloga može se izračunati iz izraza:

$$\frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} = C, \text{ tj. } z_1 + z_2 = 2 C \cos \beta$$

Proizlazi da će zbirni broj zubaca biti uvek nešto manji od dvostruke usvojene konstante C za vezu međuosnog rastojanja i standardnog modula m_n ako se radi o helikoidnim zupcima; ili će biti dvostruka vrednost konstante C ako se radi o pravih zupcima. Poželjno je da taj broj bude neparan kako bi se sprežanje ostvarilo parnim brojem zubaca kod jednog i neparnim brojem kod drugog zupčanika. U ovom slučaju lakše je postići da brojevi zubaca ne budu među sobom deljivi što je preduslov za ravnomernije habanje zubaca.

Kako je prenosni odnos $i_{1-2} = \frac{z_2}{z_1}$, iz usvojenog zbirnog broja zubaca $z_1 + z_2$ može se izračunati broj zubaca $z_1 = \frac{z_1 + z_2}{1 + i_{1-2}}$. Dobijeni broj zubaca potrebno

je zaokružiti na najbliži ceo broj, kako bi se izbegle veće razlike stvarnog od zadatog prenosnog odnosa. Kod standardnih reduktora zbirni broj zubaca je konstantan za sve zupčane parove čime je omogućena unifikacija većeg broja montažnih elemenata.

U gradnji reduktora primenjuju se zupčanici bez korekcije, kao i korigovani zupčanici. Danas se sve više primenjuju korigovani zupčanici uglavnom iz dva razloga.

Korekcijom pogonskog zupčanika (odmicanje profila $m x_1 > 0$) dobija se zubac koji je bogatije dimenzionisan u korenu, što je veoma povoljno sa gledišta čvrstoće podnožja zubaca.

Pomeranjem profila može se uticati na međuosno rastojanje bilo da se ono povećava (odmicanje profila)

ili pak smanjuje (primicanje), što olakšava izradu i kontrolu najvažnije montažne mere kućice reduktora.

Zbirni faktor pomeranja može da bude $x_1 + x_2 = 0$ u slučaju nekorigovanih zupčanika, ili je $x_2 = -x_1$, tj. pogonski zupčanik se izrađuje sa odmicanjem profila a gonjeni sa primicanjem profila, bez uticaja na međuosno rastojanje.

Najčešće je $x_1 + x_2 > 0$ pri čemu može biti $x_2 \geq 0$. Varijanta sa $x_2 < 0$ se veoma retko upotrebljava i treba je izbegavati.

Pri izboru faktora pomeranja profila treba obratiti naročitu pažnju na x_{min} , kada se radi o korekciji zupčanika čiji su brojevi zubaca manji od graničnog broja zubaca, za slučaj bez podsecanja, kao i na x_{max} , da na temenom krugu zupčanika ne dođe do pojave šiljaka. Preporučuje se da vrednost x_{max} bude ona za koju će temena debljina zupca biti oko 0,2 m.

1.1.2 Modul zupčanog para

U gradnji reduktora modul zupčanog para se proračunava na osnovu poznatih obrazaca iz čvrstoće boka i podnožja zubaca, prema datim radnim uslovima, pa se zatim standardizuje (obično na prvu veću vrednost); ili se određuje prema zadatom, odnosno usvojenom međuosnom rastojanju, pa se za date radne uslove proverava stepen sigurnosti bokova odnosno podnožja zubaca.

Preporučuju se standardni moduli iz reda standardnih brojeva reda R 40 i to:

1,25 1,5 2 2,5 3 3,75 4 4,5 5 6 8 9 10 14 16 18 i 20 mm (JUS M. Cl. 015).

Izuzetno se mogu upotrebiti i vrednosti modula 3,5 7 i 12 mm koje ne pripadaju vrednostima standardnih brojeva.

1.1.3 Prenosni odnos

Prenosni odnos reduktora je odnos brojeva obrta ulaznog i izlaznog vratila: $i = \frac{n_{ul}}{n_{izl}} > 1$

Kod tipiziranih reduktora prenosni odnosi su, po pravilu, standardni brojevi i to članovi osnovnog reda R20, videti tablicu 1.2.

Stvarni prenosni odnosi su:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = 1,25 \div 10 \text{ za jednostepeni reduktor,}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 8 \div 50 \text{ za dvostepeni reduktor,}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = 40 \div 400 \text{ za trostepeni reduktor.}$$

Ovde se parni indeksi brojeva zubaca odnose na prijemne, a neparni na predajne brojeve zubaca zupčanika.

Kod pojedinih tipiziranih familija reduktora standardni prenosni odnosi razlikuju se od stvarnih za manje od $\pm 2,5\%$ pri $i = 1,25 \div 4,5$; za manje od $\pm 4\%$ pri $i \geq 5$.

Postavlja se pitanje kako treba raspodeliti ukupni prenosni odnos po stepenima dvostepene, odnosno trostepene redukcije. Za standardne dvostepene reduktore raspodela prenosnog odnosa po stepenima prenosa može se izvršiti prema tablici 1.3 (GOST 2185-55), pri čemu se obezbeđuje približno jednak vek zupčanika za oba stepena, ukoliko je materijal pravilno izabran. Ovo važi uz uslov preporučenih standardnih vrednosti međuosnih rastojanja prema tablici 1.1 (GOST 2185-55), kao i za uslov jednakih koeficijenata radne širine zupčanika prvog i drugog para

$$(\psi_A)_I = (\psi_A)_{II}; \quad \psi_A = \frac{L}{A}$$

gde su: L — radna širina (aksijalna dužina) zubaca,

A — međuosno rastojanje.

Pri ovome je prečnik gonjenog zupčanika drugog stepena D_g , veći od prečnika gonjenog zupčanika prvog stepena D_p .

Pri projektovanju dvostepenih horizontalnih ne-standardnih reduktora raspodela ukupnog prenosnog odnosa, uz uslov podjednagog potapanja gonjenih zupčanika u ulje za podmazivanje, može se izvršiti prema preporuci prof. A. I. Petrusoviča

$$i_{1-2} = \frac{\sqrt[3]{i^2}}{B} - (0,01 \div 0,05) i \text{ odnosno } i_{1-2} = \frac{\sqrt[3]{i^2}}{B}$$

gde su: i_{1-2} — prenosni odnos prvog stepena,

i — ukupni prenosni odnos,

B — koeficijent koji zavisi od odnosa:

koeficijenata raspodele opterećenja i dinamičkih sila radnih širina zupčanika kao i dopuštenih površinskih pritisaka zupčanika prvog i drugog stepena.

Može se usvojiti da je $B = 1,2 - 1,4$. Veće vrednosti odgovaraju većim vrednostima prenosnog odnosa.

Za dvostepene koaksijalne reduktore može se usvojiti da je: $i_{1-2} = \sqrt{i} - (0,01 \div 0,05) i$; odnosno

Tablica 1.1 Standardne vrednosti međuosnih rastojanja

Mere u mm		Prema GOST 2185-55													
Jednostepeni i dvostepeni (koaksijalni) reduktori		100	125	150	175	200	250	300	350	400	450	500	600	650	
		700	750	800	900	1000	1200	1600	1800	2000	2200	2400			
Dvostepeni reduktori	prvi stepen	100	125	150	150	200	250	250	300	350	400	450	500	600	700
	drugi stepen	150	175	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
Trostepeni reduktori	prvi stepen	100	150	150	150	200	250	250	300	350	400	450	500	600	700
	drugi stepen	150	200	250	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
	treći stepen	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600

Tablica 1.2

Reduktor	Standardne vrednosti prenosnih odnosa																				
jednostepeni	1,25	1,4	1,6	1,8	2	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4	4,5	5	5,6	6,3	7,1	8	9	10		
dvostepeni	8	9	10	11,2	12,5	14	15	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5	40	45	50				
trostepeni	40	45	50	55	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400

$i_{1-2} = \sqrt{i}$, s obzirom na zahtev podjednako potapanja gonjenih zupčanika u ulje za podmazivanje. Za dvostepene reduktore kod kojih se ose ulaznog i izlaznog vratila seku preporučuje se: $i_{1-2} = (0,22 \div \pm 0,28) i$.

Za standardne trostepene reduktore raspodela prenosnog odnosa po stepenima prenosa može se izvršiti prema tablici 1.3 (GOST 2185-55).

Tablica 1.3
Raspodela ukupnog prenosnog odnosa
Prema GOST 2185-55

Dvostepeni reduktor				Koaksijalni reduktor				Trostepeni reduktor				
<i>i</i>	<i>i</i> ₁₋₂	<i>i</i> ₃₋₄	<i>i</i> ₁₋₂ <i>i</i> ₃₋₄	<i>i</i>	<i>i</i> ₁₋₂	<i>i</i> ₃₋₄	<i>i</i> ₁₋₂ <i>i</i> ₃₋₄	<i>i</i>	<i>i</i> ₁₋₂	<i>i</i> ₃₋₄	<i>i</i> ₅₋₆	<i>i</i> ₁₋₂ <i>i</i> ₃₋₄ <i>i</i> ₅₋₆
8	2		8	8	2.5		7.87	40	2			40
9	2.24		8.96	9	2.8	3.15	8.82	45	2.24			44.8
10	2.5	4	10	10	3.15		9.92	50	2.5	4		50
11.2	2.8		11.2	11.2	2.8		11.2	56	2.8			56
12.5	3.15		12.6	12.5	3.15		12.6	63	3.15			63
14	3.15		14.17	14	3.55	4	14.2	71	3.15		5	70.87
16	3.55	4.5	15.97	16	4		16	80	3.15			79.87
18	4		18	18	4	4.5	18	90	4	4.5		90
20	4.5		20.25	20	4.5		20.25	100	4.5			101.25
22.4	4.5		22.5	22.4	4.5	5	22.5	112	5			112.5
25	5	5	25	25	5		25	125	5			126
28	5.6		28	28	5	5.6	28	140	5			140
31.5	6.3		31.5	31.5	5		31.5	160	5.6	5		156.8
35.5	6.3		35.28	35.5	5.6	6.3	35.28	180	6.3		5.6	176.4
40	7.1	5.6	39.76	40	6.3		39.69	200	6.3			197.67
45	8		44.8	45	6.3	7.1	44.73	224	6.3	5.6		222.26
50	9		50.4	50	7.1		50.41	250	7.1			250.49
Napomena 1: Ova tablica važi uz uslov $\gamma_A \leq 0.4$ dok za izvesne prenosne odnose može biti $\gamma_A \geq 4/(1+i)$ odnosno $\gamma_A \geq 5/(1+i)$				Napomena 2: Ova tablica data je za uslov približno jednakih prečnika gonjenih zupčanika (podjednako potapanje u ulje)				280	7.1	6.3	6.3	281.80
								315	8			317.52
								355	8	7.1		357.84
								400	9			402.57

1.1.4 Aksijalna dužina zubaca

Pod aksijalnom dužinom zubaca podrazumeva se spregnuta dužina zubaca zupčanog para.

U proračune zupčanika uvodi se koeficijent radne širine zupčanika predstavljen odnosom $\psi_A = \frac{L}{A}$. Pri projektovanju reduktora mogu se usvajati vrednosti za ψ_A prema tablici 1.4 gde je $v = \frac{D\pi n}{60}$ [m/s] — obimna brzina zupčanika na deonom krugu.

Takođe se u proračune može uvesti i koeficijent radne širine zupčanika predstavljen odnosom $\psi = \frac{L}{m}$ koji se veoma često primenjuje pri proračunavanju zupčanika.

Za helikoidne i strelaste zupce:

$$\psi = \frac{L}{m_n} = \frac{L\pi}{e_n} = \frac{L\pi}{e_a \sin \beta}$$

Tablica 1.4

Koeficijent širine ψ_A	0.20	0.25	0.30	0.40	0.50	0.60	0.80	1.20
reduktori	brzohodni $v = (8 \div 25) \text{ m/s}$			srednjih brzina $v = (2 \div 10) \text{ m/s}$			sporahodni $v = (1 \div 3) \text{ m/s}$	

Napomena uz tablicu: $v = \frac{D\pi n}{60}$ (m/s) — obimna brzina zupčanika

S obzirom na ravnomernost u podeli opterećenja, preporučuje se da odnos $\frac{L}{e_a}$ bude ceo broj,

gde su: e_n — normalni korak,
 e_a — aksijalni korak,

$\psi = 10 \div 20$ za dobro obrađene zupčanike na nedovoljno krutim vratilima,

$\psi \leq 25$ za dobro obrađene zupčanike na vratilima sa krutim osloncima,

$\psi = 30 \div 50$ za tačno obrađene zupčanike na krutim osloncima i vratilima.

U proračune se takođe može uvesti i odnos $\varphi = \frac{L}{D_1}$, gde su:

D_1 — kinematski (deoni) prečnik pogonskog zupčanika,

$\varphi = 1$ za zupčanike sa pravim i helikoidnim zupcima, nesimetrično postavljene između oslonaca,

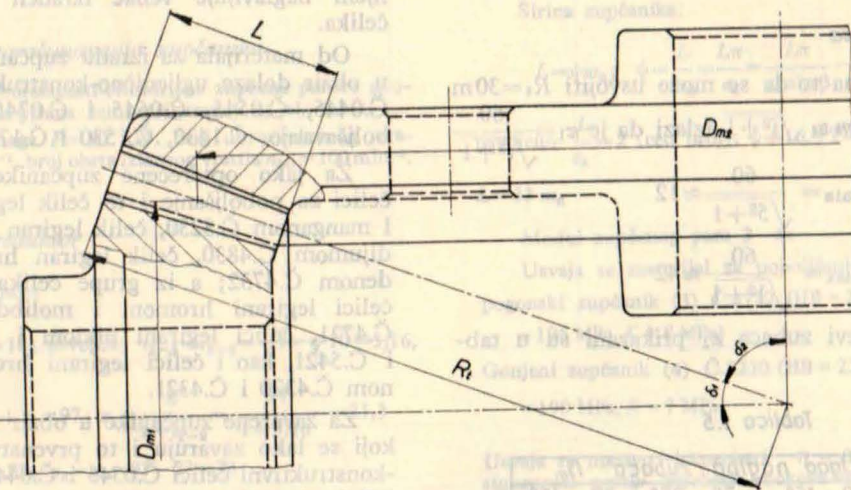
$\varphi = 1,5$ za zupčanike sa pravim i helikoidnim zupcima postavljene na sredini vratila.

Ako se modul zubaca, kao osnovni geometrijski parametar jednog zupčastog para, proračunava direktno, operisaće se koeficijentom ψ , a ako se proračunavanje vrši indirektnim putem preko međuosnog rastojanja ili preko kinematskog prečnika pogonskog zupčanika (Niman) operisaće se koeficijentom ψ_A , odnosno φ .

1.2 ZUPČANICI ZA VRATILA ČIJE SE OSE SEKU

Za gradnju reduktora kod kojih se ose prijemnog i predajnog vratila seku, primenjuju se konični zupčanici i to sa pravim, kosim i lučnim zupcima.

Kao i kod cilindričnih zupčanika i ovde ćemo posmatrati zupčani par. Osnovni geometrijski parametri jednog koničnog zupčanog para su: konično rastojanje (R_t), standardni modul (m), prenosni odnos (i) i aktivna dužina zubaca (L) (sl. 1.2). Dopusni geometrijski parametri su: broj zubaca ($z_1 + z_2$), uglovi podeonih konusa (δ_1 i δ_2) i ugao nagiba zubaca (β_m).



Sl. 1.2 — Osnovne geometrijske mere koničnog zupčanog para sa pravim zupcima

1.2.1 Konično rastojanje

Ako se zna standardni modul koničnog zupčanog para i prenosni odnos i može se izračunati konično rastojanje $R_t = 0,5 m z_1 \sqrt{i^2 + 1} = 0,5 m \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$, s ob-

zirom na to da se može usvojiti broj zubaca z_1 i da je prenosni odnos i zadat.

Orijentaciono se može usvojiti $R_t = 30 m$, a u granicama od 60 do 600 mm.

1.2.2 Modul koničnog zupčanog para

Modul koničnog zupčanog para se proračunava na osnovu poznatih obrazaca iz čvrstoće zupčanika. Razlikujemo dve vrednosti, i to spoljni modul (m) i srednji normalni modul (m_n) koji su dati sledećom vezom: $m_n = m \frac{\cos \beta_m}{1 + 0,5 \frac{L}{R_t}}$

Kod koničnih zupčanika sa pravim zupcima proračunava se srednji modul (m_m), a pomoću njega spoljni modul: $m = m_m + \frac{L \sin \delta_1}{z_1} = m_m + \frac{L \sin \delta_2}{z_2}$

Veza između proračunskog modula m_m pravih zubaca i proračunskog modula (m_n) kosih i lučnih zubaca data je izrazom: $m_m = \frac{m_n}{\cos \beta_m}$.

Za prave i kružne ("ZEROL") zupce $\beta_m = 0$.

Nekada se modul zupčanika usvaja pa se za date radne uslove proveravaju stepeni sigurnosti bokova, odnosno podnožja zubaca. Vrednosti preporučenih standardnih modula date su u članu 1.1.2.

1.2.3 Prenosni odnos

Stvarni prenosni odnos je:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = 1 \div 5 \text{ za jednostepeni reduktor,}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 5 \div 40 \text{ za dvostepeni reduktor,}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = 40 \div 300 \text{ za trostepeni reduktor.}$$

Konični zupčani par dolazi u obzir kod više-stepenog reduktora samo u prvom stepenu, dok se za drugi i treći stepen primenjuju cilindrični zupčani parovi.

1.2.4 Aktivna dužina zubaca

Pod aktivnom dužinom zubaca podrazumeva se deo spregnute veličine koničnog rastojanja. U proračune se uvodi koeficijent dužine zubaca $\psi = \frac{L}{m_m} = 6 \div 10$.

Veće vrednosti treba usvajati za precizniju i kvalitetniju izradu zubaca, odnosno savršeniju montažu. Često se uvodi i koeficijent $\psi_k = \frac{R_t}{L}$, odnosno njegova recipročna vrednost:

$$\gamma = \frac{1}{\psi_k} = \frac{L}{R_t} = 0,25 \div 0,33 \text{ — stepen punoće,}$$

$\psi_k = 3$ za redukcije $i = 1 \div 4$, ako je vratilo sa kotrljajnim ležištima,

$\psi_k = 4$ za redukcije $i > 4$,

$\psi_k = 4 \div 5$ za reduktore sa kliznim ležištima.

1.2.5 Broj zubaca

S obzirom na to da se može usvojiti $R_t = 30m$ i da je $R_t = 0,5m z_1 \sqrt{i^2 + 1}$ izlazi da je $z_1 = \frac{60}{\sqrt{i^2 + 1}}$

$$\text{za } i_{\max} = 5; (z_1)_{\min} = \frac{60}{\sqrt{5^2 + 1}} \approx 12$$

$$\text{za } i_{\min} = 1; (z_1)_{\max} = \frac{60}{\sqrt{1^2 + 1}} \approx 42$$

Minimalni brojevi zubaca z_1 prikazani su u tablici 1.5.

Tablica 1.5

Prenosni odnos i	Ugao nagiba zubaca β_m		
	$0 \div 15^\circ$	$20 \div 25^\circ$	$30 \div 40^\circ$
1	17	17	17
1,5	15	15	14
2	13	12	11
3	12	10	8

Ako se traži da šumnost bude manja, potrebno je da odnos $\frac{z_2}{z_1}$ ne bude ceo broj; međutim, kod preciznijih prenosnika, gde odstupanja od bočnog

zazora treba da budu što manja, potrebno je da odnos $\frac{z_2}{z_1}$ bude ceo broj.

1.2.6 Uglovi podeonih konusa

S obzirom na to da je osni ugao koničnog zupčanog para koji se primenjuje za gradnju reduktora isključivo $\delta = 90^\circ$, uglovi deonih konusa su:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2}; \quad \delta_1 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{1}{i}$$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = i = \frac{z_2}{z_1}; \quad \delta_2 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} i$$

1.2.7 Ugao nagiba zubaca

Ugao nagiba kosih zubaca koničnih zupčanika nalazi se najčešće u granicama $\beta_m = 20 \div 30$, a ugao nagiba lučnih zubaca najčešće je $\beta_m = 35^\circ$, videti tablicu 1.5.

1.3 MATERIJAL I IZRADA ZUPČANIH PAROVA

Zupčani za gradnje reduktora izrađuju se od čelika, kovanjem i livenjem; u slučaju kada je $D > 400$ mm telo zupčanika može biti od sivog liva ili od zavarenog čeličnog lima, na koji se presovanjem naglavljuje venac izraden od kvalitetnijeg čelika.

Od materijala za izradu zupčanika za reduktore u obzir dolaze ugljenično-konstruktivni čelici i to: Č.0445, Č.0545, Č.0645 i Č.0745; čelici za poboljšavanje: Č.1430, Č.1530 i Č.1730.

Za jako opterećene zupčanike primenjuju se čelici za poboljšanje i to čelik legiran silicijumom i manganom Č.3230, čelik legiran hromom i vanadijumom Č.4830, čelik legiran hromom i molibdenom Č.4732; a iz grupe čelika za cementaciju čelici legirani hromom i molibdenom Č.4720 i Č.4721, čelici legirani niklom i hromom Č.5420 i Č.5421, kao i čelici legirani hromom i manganom Č.4320 i Č.4321.

Za zavarene zupčanike u obzir dolaze materijali koji se lako zavaruju i to prvenstveno ugljenično-konstruktivni čelici Č.0345 i Č.0445, kao i legirani čelici sa malim procentualnim sastavom ugljenika.

Pri izboru materijala naročitu pažnju treba obratiti na tvrdoću.

Za predajne zupčanike (pogonske) treba da je oko HB = (2000 ... 2400) MPa, a za prijemne zupčanike (gonjene) oko HB = (1600 ... 2000) MPa.

Primenom raznih metoda površinskog oplemenjavanja, na površini se može postići i znatno veća tvrdoća čak HB = (4500 ... 5000) MPa.

Kompaktnost gradnje reduktora nalaže primenu zupčanika sa što manjim prečnicima i sa što većom

dužinom zubaca. Za ovakve zupčanike potrebna je veoma precizna izrada, što povećava cenu reduktora.

Pri izradi reduktora često se više polaže na sigurnost i ekonomičnost u pogonu nego na nabavnu cenu.

Zupci zupčanika za odgovornije reduktore obrađuju se glačanjem pa se zatim doteruju poliranjem na principu razrađivanja. Tvrdoća bokova treba da je preko HB = 5000 MPa.

Kvaliteti izrade zubaca za zupčanike reduktora su najčešće IT6, IT7, IT8 i IT9.

Zupčani do prečnika $D = 400$ mm izrađuju se kovanjem. Ako je $D < 2d$, gde je d — prečnik vratila na mestu zupčanika, zupčanik se izrađuje kovanjem iz jednog komada sa vratilom.

Za prečnike $D > 400$ mm zupčani se izrađuju livenjem. Oblik paoka ovih zupčanika zavisi od širine venca, odnosno od dužine zubaca. Glavčine zupčanika sa prečnikom $D > 2000$ mm rade se iz dva dela da bi se olakšalo livenje. Delovi se vezuju zavrtnjima, a glavčine im se ojačavaju navlačenjem prstenova za pritezanje. Na dvodelna livena tela zupčanika obično se navlače venci izradeni kovanjem ili valjanjem. U novije vreme veliki zupčani izrađuju se sve češće zavarivanjem pa se na zavareni trup navlači venac.

Za zupčanike s vencem naglavljenim presovanjem, treba računski proveriti presovani sklop, bez obzira na eventualnu primenu zavrtnja za obezbeđenje veze. Pri ovim razmatranjima potrebno je uzeti u obzir i dejstvo centrifugalne sile na venac zupčanika.

1.3.1 Primeri proračunavanja zupčanika

Primer 1.1: Proračunati cilindrične zupčane parove dvo-stepenih reduktora prema šemi prikazanoj na sl. 1.3

Merodavna snaga $P = 50$ kW, broj obrta ulaznog vratila $n_{u1} = 1000 \text{ min}^{-1}$, broj obrta izlaznog vratila $n_{iz1} = 100 \text{ min}^{-1}$.

a) Koaksijalni reduktor

Prenosni odnos:

$$i = \frac{n_{u1}}{n_{iz1}} = \frac{1000}{100} = 10; \text{ usvojeno } i_{1-2} = i_{3-4} = \sqrt{i} = \sqrt{10} = 3,16,$$

$$Z = z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = 97; z_1 = \frac{Z}{1 + i_{1-2}} = \frac{97}{1 + 3,16} = 23,3$$

usvojeno $z_1 = z_2 = 23; z_3 = z_4 = 97 - 23 = 74$

$$i = i_{1-2} \cdot i_{3-4} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \left(\frac{74}{23}\right)^2 = 3,217^2 = 10,35$$

Brojevi obrta:

$$n_{I} = n_{u1} = 1000 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{II} = \frac{n_{u1}}{i_{1-2}} = \frac{1000}{3,217} = 310,8 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{III} = n_{iz1} = \frac{n_{u1}}{i} = \frac{1000}{10,35} = 96,6 \text{ min}^{-1}$$

Međusno rastojanje:

Usvajaju se cilindrični zupčani sa helikoidnim zupcima i pozitivnim koeficijentom pomeranja profila za oba zupčanika:

$$A_k = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{ds}} = 50 m_n \text{ — usvojeno;}$$

usvojeno $\beta = 11^\circ; \cos \beta = 0,98163$

$$\frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_{ds}} = \frac{2 \cdot A_k \cos \beta}{m_n (z_1 + z_2)} = \frac{2 \cdot 50 \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 0,98163}{97} =$$

$= 1,012$

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{\operatorname{tg} \alpha_s}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 11^\circ} = \frac{0,36397}{0,98163} = 0,37078; \alpha_n = 20^\circ 20' 38''$$

$$\cos \alpha_n = 0,93763; \cos \alpha_{ds} = \frac{0,93763}{1,012} = 0,92651$$

$\alpha_{ds} = 22^\circ 06' 08''$

$\operatorname{inv} \alpha_n = \operatorname{inv} 20^\circ 20' 38'' = 0,015714$

$\operatorname{inv} \alpha_{ds} = \operatorname{inv} 22^\circ 06' 08'' = 0,020346$

Faktori pomeranja profila:

$$x_1 + x_2 = \frac{\operatorname{inv} \alpha_{ds} - \operatorname{inv} \alpha_n}{2 \operatorname{tg} \alpha_n} (z_1 + z_2) = \frac{0,020346 - 0,015714}{2 \cdot 0,37078} \cdot$$

$97 = 0,606$

$$\text{usvojeno } \frac{x_1}{z_2} = \frac{x_2}{z_1}; x_2 = \frac{x_1 + x_2}{1 + \frac{z_2}{z_1}} = \frac{0,606}{1 + 3,217} = 0,144 = x_4$$

$$x_1 = 0,606 - x_2 = 0,606 - 0,144 = 0,462 = x_3$$

Širina zupčanika:

$$L = \psi m_n; \psi = \frac{L}{m_n} = \frac{L \pi}{e_n} = \frac{L \pi}{e_n \sin \beta} = \frac{L \pi}{e_n \sin 11^\circ} \approx 16,5 \frac{L}{e_n}$$

usvojeno $\frac{L}{e_n} = 2$ (ceo broj); $\psi = 16,5 \cdot 2 = 33$

$L = 33 m_n$

Modul zupčanog para 3-4:

Usvaja se materijal za poboljšanje i to:

pogonski zupčanik (3) Č.4732 (HB = 2750 MPa, $\sigma_{dfo} = 195 \text{ MPa}, K = 8 \text{ MPa}$)

Gonjeni zupčanik (4) Č.3230 (HB = 2300 MPa, $\sigma_{dfo} = 190 \text{ MPa}, K = 7 \text{ MPa}$)

Usvaja se mazivo viskoznosti $\eta = 0,092 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ i stepen sigurnosti protiv gnječenja bokova $v = 1,5$.

Za ove podatke je:

$$m_n = \cos \beta \sqrt[3]{\frac{6,22 P_s (i+1) \cos \beta \xi_x}{i K_d \psi z_3^2 \omega_s}} =$$

$$= 0,98163 \sqrt[3]{\frac{6,22 \cdot 49 \cdot 10^3 \cdot 4,217 \cdot 0,98163 \cdot 0,922}{3,217 \cdot 5,33 \cdot 10^6 \cdot 33 \cdot 23^2 \cdot 32,55}} = 0,00483 \text{ m}$$

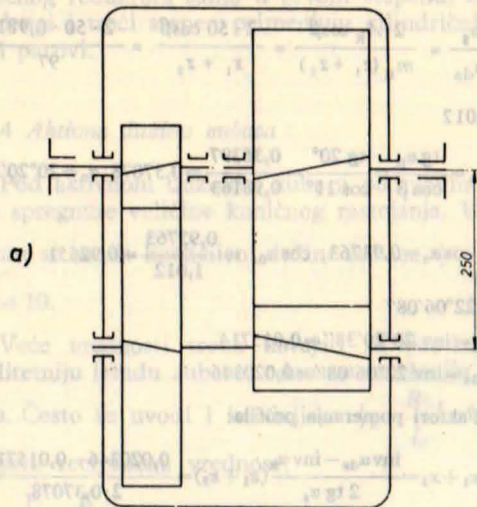
$$P = P_{mer} \cdot \eta_{1-2} = 50 \cdot 0,98 = 49 \text{ kW} = 49 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$\xi_x = \frac{0,6428}{\sin 2\alpha_{ds}} = \frac{0,6428}{\sin 44^\circ 12' 16''} = 0,922$$

$$K_d = \frac{K}{v} = \frac{8}{1,5} = 5,33 \text{ MPa} = 5,33 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$i = 3,217, \psi = 33, z_1 = z_2 = 23,$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_{II}}{30} = \frac{\pi \cdot 310,8}{30} = 32,55 \text{ s}^{-1}$$

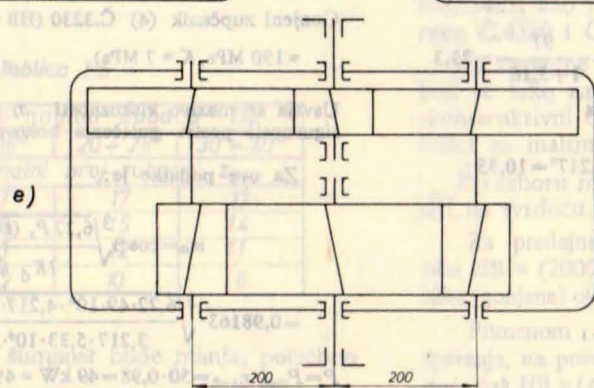
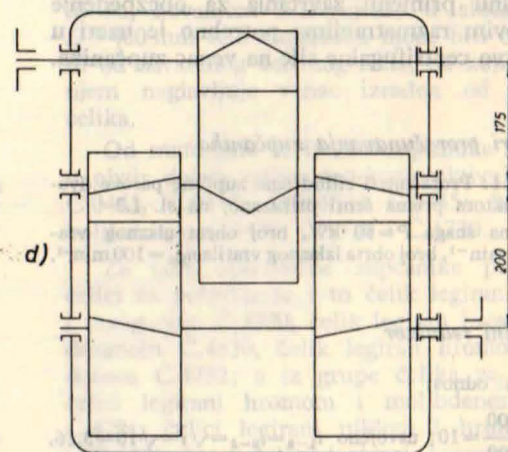
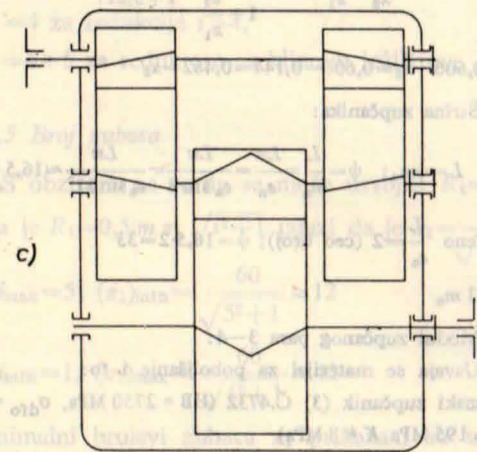
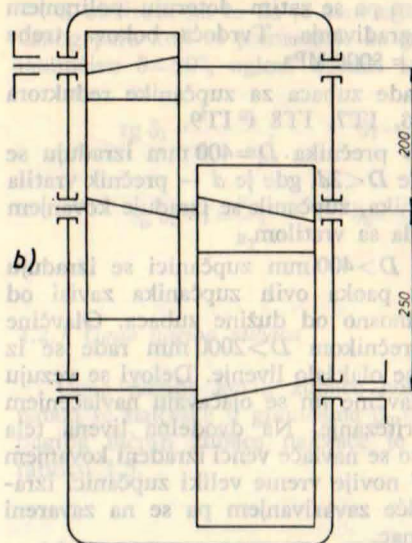


Usvaja se standardni modul $m_n = 5 \text{ mm}$

Osnovne geometrijske mere:

Međuosno rastojanje $A_k = 50 \text{ mm}$, $m_n = 50 \cdot 5 = 250 \text{ mm}$

širina zupčanika $L = \psi m_n = 33 \cdot 5 = 165 \text{ mm}$



Sl. 1.3

$$\text{Kinematski prečnik: } D_g = \frac{2A_k}{i+1} = \frac{2 \cdot 250}{3,217+1} = 118,568 \text{ mm}$$

Proračun zupčanog para 1-2

S obzirom na to da međuosna rastojanja prvog i drugog zupčanog para moraju biti jednaka (koaksijalni reduktor) moraju i moduli zupčanih parova da budu jednaki. Prema proračunatom modulu $m_n = 5 \text{ mm}$ može se odrediti materijal prvog zupčanog para i to za $\frac{L}{e_a} = 1$; $\psi = 16,5$ i za $\frac{L}{e_a} = 2$; $\psi = 33$

$$K_d = \frac{6,22 P_1 (i+1) \cos^4 \beta \xi_x}{i m_n^3 \psi z_1 \omega_1} = \frac{1}{\psi} \cdot \frac{6,22 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 4,217 \cdot 0,98163^4 \cdot 0,922}{3,217 \cdot 5^3 \cdot 10^{-9} \cdot 23^2 \cdot 105} = \frac{1}{\psi} \cdot 50,27 \text{ MPa}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_I}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} \approx 105 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{za } \psi = 16,5; K_d = \frac{50,27}{\psi} = \frac{50,27}{16,5} = 3,05 \text{ MPa}$$

$K = K_d v = 3,05 \cdot 1,5 = 4,575 \text{ MPa}$. Ovoj vrednosti koeficijenta izdržljivosti na pritisak odgovara čelik za poboljšanje Č.1730 sa $K = 4,8 \text{ MPa}$ sa stepenom sigurnosti

$$v = \frac{K}{K_d} = \frac{4,8}{3,05} = 1,57$$

Za drugu varijantu sa $\psi = 33$, $K_d = \frac{50,27}{33} = 1,52$, $K = K_d \cdot v = 1,52 \cdot 1,5 = 2,28 \text{ MPa}$ odgovarao bi čelik Č.0545 sa $K = 2,5 \text{ MPa}$ i sa stepenom sigurnosti

$$v = \frac{K}{K_d} = \frac{2,5}{1,52} = 1,64$$

Usvaja se materijal za poboljšanje i to: pogonski zupčanik (1) od Č.1730 (HB = 2430 MPa, $\sigma_{af0} = 165 \text{ MPa}$, $K = 4,8 \text{ MPa}$) i gonjeni zupčanik (2) sa Č.1530 (HB = 2060 MPa, $\sigma_{af0} = 140 \text{ MPa}$, $K = 3,4 \text{ MPa}$) (vidi [10] tablica 2.9).

Osnovne geometrijske mere:

$A_k = 250 \text{ mm}$, $L = \psi m_n = 16,5 \cdot 5 = 82,5 \text{ mm}$

$D_1 = D_g = 118,568 \text{ mm}$, $D_2 = D_1 = 381,432 \text{ mm}$

Provera čvrstoće zupčanika:

Zupčani par 1-2:

Materijal Č.1730/Č.1530

$$\text{konstruktivni odnos } \varphi = \frac{b}{d_1} = \frac{L}{D_1} = \frac{82,5}{118,568} \approx 0,7$$

$$\text{obimna brzina zupčanika } v = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 1186 \cdot 1000}{60} = 6,2 \text{ m/s}$$

kvalitet izrade zubaca IT7.

Opterećenje zupčanika:

$$M_{oz1} = \xi_u \xi_d M_{ot} = \xi_u \xi_d \frac{P}{\omega_1} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{50 \cdot 10^3}{105} \approx 476,2 \text{ Nm}$$

$\xi_u = 1$ za $P = P_{mer}$; $\xi_d = 1$ (tablica 1.1 [6]).

Stvarni redukovani površinski pritisak:

$$k_1 = \frac{M_{oz1}}{\varphi D_1^2} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{4 \xi_r \xi_z \xi_\beta}{\sin 2\alpha} = \frac{476,2}{0,7 \cdot 0,1186^2} \cdot \frac{4,217}{3,217}$$

$$= \frac{4 \cdot 1,03 \cdot 1,11 \cdot 0,808}{\sin 44^\circ 12' 16''} = 2,83 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 2,83 \text{ MPa}$$

$\xi_r = 1,03$ (tablica 1.4 [6]), $\xi_z = 1,11$ (tablica 1.5 [6]) za

$$z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta} = \frac{23}{0,98163^3} = 24,3, \xi_\beta = 0,808 \text{ (tablica 1.8 [6]).}$$

Stepeni sigurnosti bokova zubaca:

$$v_1 = \frac{k_{D1} \xi_\eta \xi_\beta}{k_1} = \frac{5,1 \cdot 1 \cdot 1}{2,83} = 1,80, \text{ što zadovoljava jer je između}$$

preporučenih granica od 1,25 do 2,5

$$v_2 = \frac{k_{D2} \xi_\eta \xi_\beta}{k_1} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 1}{2,83} = 1,41, \text{ što takođe zadovoljava.}$$

$k_{D1} = 5,1 \text{ MPa}$, $k_{D2} = 4 \text{ MPa}$ (tablica 1.6 [6]).

$\xi_\beta = 1$, $\xi_\eta = 1$ (tablica 1.7 [6]).

Naponi u podnožju zubaca:

$$\sigma_1 = \frac{F_{oz1} \phi_{01} \xi_r \xi_e \xi_k}{b m_n} = \frac{8030 \cdot 2,56 \cdot 1,03 \cdot 0,67 \cdot 0,774}{0,0825 \cdot 0,005} = 26,6 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 26,6 \text{ MPa}$$

$$F_{oz1} = \frac{2 M_{oz1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 476,2}{0,1186} \approx 8030 \text{ N}$$

$\phi_{01} = 2,56$ (tablica 1.13 [6]), $\xi_e = 0,67$ (tablica 1.14 [6]), $\xi_k = 0,774$ (tablica 1.15 [6]).

$$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{\phi_{02} \xi_{e2}}{\phi_{01} \xi_{e1}} = 26,6 \cdot \frac{2,53 \cdot 0,585}{2,56 \cdot 0,67} \approx 23 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u podnožju zubaca:

$$v_1 = \frac{\sigma_{D1}}{\sigma_1} = \frac{285}{26,6} \approx 10,71 > 1,5$$

$$v_2 = \frac{\sigma_{D2}}{\sigma_2} = \frac{255}{23} = 11,09 > 1,5$$

$\sigma_{D1} = 285 \text{ MPa}$, $\sigma_{D2} = 255 \text{ MPa}$ (tablica 1.6 [6]).

Ovako velike vrednosti stepena sigurnosti mogu se objasniti visokim vrednostima trajne dinamičke čvrstoće podnožja zubaca, u odnosu na redukovanu trajnu dinamičku čvrstoću bokova pri površinskom pritisku, prema kojoj je vršeno dimenzionisanje zubaca (legirani čelici za poboljšanje i ugljenično konstruktivni čelici).

Kod legiranih čelika za cementaciju odnos $\frac{\sigma_D}{k_D}$ je znatno niži.

S obzirom na ove osobine materijala proizlazi, da je za proračun zupčanika od ugljenično-konstruktivnih i legiranih čelika za poboljšanje merodavna čvrstoća bokova zubaca; dok je za proračun zupčanika od legiranih čelika za cementaciju, merodavna čvrstoća podnožja zubaca.

Zupčani par 3-4:

Materijal Č.4732/Č.3230

$$\text{Konstruktivni odnos } \varphi = \frac{L}{D_3} = \frac{165}{118,568} \approx 1,4$$

$$\text{Obimna brzina zupčanika } v = \frac{\pi D_3 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,1186 \cdot 310,5}{60} = 1,93 \text{ m/s}$$

kvalitet izrade zubaca IT7.

Opterećenje zupčanika:

$$M_{oz3} = \xi_u \xi_d M_{os} = \xi_u \xi_d \frac{P \cdot \eta}{\omega_3} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,98}{32,55} \approx 1505 \text{ Nm}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_{II}}{30} = \frac{\pi \cdot 310,8}{30} = 32,55 \text{ s}^{-1}$$

Stvarni redukovani površinski pritisak:

$$k_3 = \frac{M_{oz3}}{\varphi D_3} \cdot \frac{i+1}{i} \frac{4 \xi_r \xi_z \xi_\beta}{\sin 2\alpha} = \frac{1505}{1,4 \cdot 0,1186^2} \cdot \frac{4,217}{3,217}$$

$$\frac{4 \cdot 1,15 \cdot 1,11 \cdot 0,808}{\sin 44^\circ 12' 16''} \approx 5 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 5 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti bokova zubaca:

$$v_3 = \frac{k_{D3} \xi_\eta \xi_E}{k_3} = \frac{8 \cdot 1 \cdot 1}{5} = 1,60,$$

$$v_4 = \frac{k_{D4} \xi_\eta \xi_E}{k_3} = \frac{7 \cdot 1 \cdot 1}{5} = 1,40, \text{ obe vrednosti su u preporučenim granicama.}$$

Naponi u podnožju zubaca:

$$\sigma_3 = \frac{F_{oz3} \phi_{os} \xi_r \xi_z \xi_k}{b m_n} = \frac{25380 \cdot 2,56 \cdot 1,15 \cdot 0,67 \cdot 0,774}{0,165 \cdot 0,005} \approx 47 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 47 \text{ MPa}$$

$$F_{oz3} = \frac{2 M_{oz3}}{D_3} = \frac{2 \cdot 1505}{0,1186} \approx 25380 \text{ N}$$

$$\sigma_4 = \sigma_3 \frac{\phi_{o4} \xi_{e4}}{\phi_{o3} \xi_{e3}} = 47 \cdot \frac{2,53 \cdot 0,585}{2,56 \cdot 0,67} \approx 40,6 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u podnožju zubaca:

$$v_3 = \frac{\sigma_{D3}}{\sigma_3} = \frac{350}{47} = 7,45,$$

$$v_4 = \frac{\sigma_{D4}}{\sigma_4} = \frac{340}{40,6} = 8,37.$$

Provera stepena sigurnosti prema DIN 3990/70

Zupčani par 1-2:

Stepen sigurnosti u odnosu na napon u korenu zubaca:

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_S K_{FX}}{\sigma_F}, \text{ gde su:}$$

$\sigma_{Flim} = 220 \text{ MPa (Č.1730)}, \sigma_{Flim} = 200 \text{ MPa (Č.1530)}$

(tablica 5.4 [10])

$Y_S = 1$ – faktor koncentracije napona

$K_{FX} = 1$ – faktor veličine objekta

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} K_I K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta Y_\epsilon - \text{računski napon}$$

$$F_t = \frac{2P}{\omega_1 d_1} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3}{105 \cdot 0,1186} = 8030 \text{ N} - \text{periferna sila}$$

$$b = 82,5 \text{ mm}, d_1 = 118,568 \text{ mm}$$

$K_I = 1$ – faktor radnih uslova ($P = P_{mer}$)

$K_V = 1$ – faktor unutrašnjih dinamičkih opterećenja (tablica 5.2 [10])

$K_{F\alpha} = q_L \cdot \epsilon_\alpha = 0,975 \cdot 1,7 = 1,66$ – faktor podele opterećenja na dva susedna jednovremeno spregnuta zupca, gde su $\epsilon_\alpha = 1,7$ (tablica 2.13 [10]),

$$q_L = 0,4 \left(1 + \frac{f_{pe} - 2}{F_t/b} \cdot 10^4 \right) = 0,4 \left(1 + \frac{16 - 2}{8030/0,0825} \cdot 10^4 \right) = 0,975$$

– pomoćni faktor, $f_{pe} = 16 \mu\text{m}$ – greška u koraku (tablica 5.6 [10])

$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,03$ – faktori podele opterećenja uzduž zubaca (tablica 5.3 [10]),

$$\text{za } \frac{b}{d_1} = \frac{82,5}{118,568} \approx 0,7$$

$Y_{F1} = 2,22, Y_{F2} = 2,20$ – faktori oblika (tablica 5.1 [10])

$Y_\beta = \xi_\beta = 0,911$ – faktor ugla nagiba helikoidnih zubaca (tablica 2.14 [10])

$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,7} = 0,588$ – faktor kraka opterećenja.

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b m_n} K_I K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta Y_\epsilon = \frac{8030}{0,0825 \cdot 0,005} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,66 \cdot 1,03 \cdot 2,22 \cdot 0,911 \cdot 0,588 = 39,58 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 39,58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 39,58 \cdot \frac{2,20}{2,22} = 39,22 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u korenu zubaca:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F1}} = \frac{220 \cdot 1 \cdot 1}{39,58} = 5,56 > 1,5, \text{ što}$$

zadovoljava

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F2}} = \frac{200 \cdot 1 \cdot 1}{39,22} = 5,10, \text{ što takođe}$$

zadovoljava.

Stepen sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} K_L K_{HX} Z_R Z_v}{\sigma_H}, \text{ gde su}$$

$\sigma_{Hlim1} = 620 \text{ MPa (Č.1730)}, \sigma_{Hlim2} = 590 \text{ MPa (Č.1530)}$

(tablica 5.4 [10])

$K_L = \xi_k = 1$ – faktor maziva (tablica 2.10 [10])

$K_{HX} = 1$ – faktor veličine objekta

$Z_R = 1$ – faktor obrađene površine

$Z_v = 1$ – faktor brzine

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} K_I K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \frac{u+1}{u}} - \text{Hercov}$$

pritisak za zupce u kinematskom polu.

$K_{H\alpha} = 1 + 2(q_L - 0,5)(Z_\epsilon^{-2} - 1) = 1 + 2(0,975 - 0,5)(0,76^{-2} - 1) = 1,69$ – faktor podele opterećenja na parove jednovremeno spregnutih zubaca

$Z_\epsilon = \sqrt{\cos \beta_b / \epsilon_\alpha} = \sqrt{\cos 10^\circ 19' 45'' / 1,7} = 0,76$ – faktor stepena spreznja

$$\text{tg } \beta_b = \cos \alpha_s \cdot \text{tg } \beta = \cos 20^\circ 20' 38'' \cdot \text{tg } 11 = 0,18226$$

$\beta_b = 10^\circ 19' 45''$ – ugao nagiba helikoide na osnovnom cilindru

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{74}{23} = 3,217 - \text{prenosni odnos}$$

$Z_H = 1,67$ – faktor oblika spregnutih zubaca (tablica 5.5 [10])

$$\text{za odnos } \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = \frac{0,606}{97} = 0,00625 \text{ i } \beta = 11^\circ$$

$$Z_M = \sqrt{0,175 \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}} = \sqrt{0,175 \cdot 210 \cdot 10^9} = 0,192 \cdot 10^6$$

(Pa)^{1/2} – faktor elastičnosti materijala

za $E_1 = E_2 = 210 \text{ GPa}$ – modul elastičnosti za čelik

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} K_I K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \frac{u+1}{u}} = 1,67 \cdot 0,192 \cdot 10^6 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{8030}{0,0825 \cdot 0,1186} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,69 \cdot 1,03 \cdot \frac{4,217}{3,217}} = 333,5 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 333,5 \text{ MPa}$$

$$\text{Stepeni sigurnosti prema pojavama pitinga su:}$$

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} K_L K_{HX} Z_R Z_v}{\sigma_H} = \frac{620 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{333,5} = 1,86 > 1,25,$$

što zadovoljava

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} K_L K_{HX} Z_R Z_v}{\sigma_H} = \frac{590 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{333,5} = 1,77, \text{ što}$$

takođe zadovoljava.

Zupčani par 3-4:

$\sigma_{Flim3} = 290 \text{ MPa (Č.4723)}, \sigma_{Flim4} = 270 \text{ MPa (Č.3230)}$

(tablica 5.4 [10])

$$F_t = \frac{2P \eta}{\omega_3 d_3} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 0,98}{32,55 \cdot 0,1186} \approx 25386 \text{ N}$$

$$b = 165 \text{ mm}, d_3 = 118,568 \text{ mm}$$

$$q_L = 0,4 \left(1 + \frac{f_{pe} - 2}{F_t/b} \cdot 10^4 \right) = 0,4 \left(1 + \frac{16 - 2}{25386/0,165} \cdot 10^4 \right) = 0,764$$

$$K_{F\alpha} = q_L \cdot \epsilon_\alpha = 0,764 \cdot 1,7 = 1,3$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 2(q_L - 0,5)(Z_\epsilon^{-2} - 1) = 1 + 2(0,764 - 0,5)(0,76^{-2} - 1) = 1,39$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,25 \text{ za } \frac{b}{d_3} = \frac{165}{118,568} = 1,4, \text{ (tablica 5.3 [10])}$$

Računski naponi:

$$\sigma_{F3} = \frac{F_t}{b m_n} K_I K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta Y_\epsilon = \frac{25386}{0,165 \cdot 0,005} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 2,22 \cdot 0,911 \cdot 0,588 = 59,46 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 59,46 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = \sigma_{F3} \frac{Y_{F4}}{Y_{F3}} = 59,46 \cdot \frac{2,20}{2,22} = 58,92 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u korenu zubaca:

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Flim3} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F3}} = \frac{290 \cdot 1 \cdot 1}{59,46} = 4,88,$$

$$S_{F4} = \frac{\sigma_{Flim4} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F4}} = \frac{270 \cdot 1 \cdot 1}{58,92} = 4,58.$$

Hercov pritisak za zupce u kinematskom polu:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t}{b d_3} K_I K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \frac{u+1}{u}} = 1,67 \cdot 0,192 \cdot 10^6 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{25386}{0,165 \cdot 0,1186} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,39 \cdot 1,25 \cdot \frac{4,217}{3,217}} = 418,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 418,9 \text{ MPa}$$

$\sigma_{Hlim3} = 670 \text{ MPa (Č.4732)}, \sigma_{Hlim4} = 600 \text{ MPa (Č.3230)}$

Stepeni sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_{H3} = \frac{\sigma_{Hlim3} K_L K_{HX} Z_R Z_v}{\sigma_H} = \frac{670 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{418,9} = 1,60,$$

$$S_{H4} = \frac{\sigma_{Hlim4} K_L K_{HX} Z_R Z_v}{\sigma_H} = \frac{600 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{418,9} = 1,43, \text{ obe}$$

vrednosti su u preporučenim granicama.

b) Dvostepeni reduktor razvučene konstrukcije

S obzirom na činjenicu da međuosna rastojanja ne moraju da budu jednaka (najčešće nisu), usvaja se veća širina zupčanog para 1-2 u odnosu na ona u primeru pod a), a u cilju smanjenja modula, međuosnog rastojanja, kao i dimenzija reduktora u celini.

Usvajeno je: $L=33 m_n$ za oba zupčana para, materijal za sve zupčanike, kao i ostale polazne veličine iz primera pod a)

Modul zupčanog para 1-2:

$$m_n = \cos \beta \sqrt{\frac{6,22 P (i+1) \cos \beta \xi_x}{i K_d \psi z_1 \omega_1}} = 0,98163 \sqrt{\frac{6,22 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 4,217 \cdot 0,98163 \cdot 0,922}{3,217 \cdot 3,2 \cdot 10^6 \cdot 33 \cdot 23^2 \cdot 105}} = 0,0039 \text{ m}$$

gde je za Č.1730 $K_d = \frac{K}{v} = \frac{4,8}{1,5} = 3,2 \text{ MPa}$

Usvaja se standardni modul $m_n=4 \text{ mm}$.

Osnovne geometrijske mere:

$A_k = 50 m_n = 50 \cdot 4 = 200 \text{ mm}$

$L = 33 m_n = 33 \cdot 4 = 132 \text{ mm}$

$$D_1 = \frac{2 A_k}{i+1} = \frac{2 \cdot 200}{3,217+1} = 94,854 \text{ mm}$$

$D_2 = i D_1 = 3,217 \cdot 94,854 = 305,146 \text{ mm}$.

Za zupčani par 3-4 usvajaju se sve veličine iz primera a)

Provera čvrstoće zupčanika 1 i 2:

Materijal Č.1730/Č.1530

Konstruktivni odnos $\varphi = \frac{L}{D_1} = \frac{132}{94,854} \approx 1,4$

obimna brzina zupčanika $v = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,0948 \cdot 1000}{60} \approx 5 \text{ m/s}$

kvalitet izrade zubaca IT7.

Opterećenje zupčanika:

$M_{oz1} = 476,2 \text{ Nm}$ kao u primeru a).

Stvarni redukovani površinski pritisak:

$$k_1 = \frac{M_{oz1}}{\varphi D_1} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{4 \xi_r \xi_z \xi_\beta}{\sin 2\alpha} = \frac{476,2}{1,4 \cdot 0,0948^2} \cdot \frac{4,217}{3,217} \cdot \frac{4 \cdot 1,15 \cdot 1,11 \cdot 0,808}{\sin 44^\circ 12' 16''} \approx 3,1 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 3,1 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti bokova zubaca:

$$v_1 = \frac{k_{D1} \xi_\eta \xi_E}{k_1} = \frac{5,1 \cdot 1 \cdot 1}{3,1} = 1,65,$$

$$v_2 = \frac{k_{D2} \xi_\eta \xi_E}{k_1} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 1}{3,1} = 1,29.$$

Naponi u podnožju zubaca:

$$\sigma_1 = \frac{F_{oz1} \phi_{01} \xi_r \xi_e \xi_k}{b m_n} = \frac{10046 \cdot 2,56 \cdot 1,15 \cdot 0,67 \cdot 0,774}{0,132 \cdot 0,004} = 29,05 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 29,05 \text{ MPa}$$

$$F_{oz1} = \frac{2 M_{oz1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 476,2}{0,0948} = 10046 \text{ N}$$

$$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{\phi_{02} \xi_{e2}}{\phi_{01} \xi_{e1}} = 29,05 \frac{2,53 \cdot 0,585}{2,56 \cdot 0,67} = 25,07 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u podnožju zubaca:

$$v_1 = \frac{\sigma_{D1}}{\sigma_1} = \frac{285}{29,05} = 9,8; \quad v_2 = \frac{\sigma_{D2}}{\sigma_2} = \frac{255}{25,07} = 10,17$$

Provera stepena sigurnosti prema DIN 3990/70

Zupčani par 1-2:

$\sigma_{Flim1} = 220 \text{ MPa}$ (Č.1730), $\sigma_{Flim2} = 200 \text{ MPa}$ (Č.1530)

(tablica 5.4 [10])

$$F_t = \frac{2P}{\omega_1 d_1} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3}{105 \cdot 0,0948} = 10046 \text{ N}$$

$b = 132 \text{ mm}, \quad d_1 = 94,854 \text{ mm}$

$$q_L = 0,4 \left(1 + \frac{f_{pe} - 2}{F_t/b} 10^4 \right) = 0,4 \left(1 + \frac{14 - 2}{10046/0,132} 10^4 \right) = 1,03$$

$f_{pe} = 14 \mu\text{m}$ (tablica 5.6 [10]); za dalji proračun usvaja se $q_L = 1$

$K_{F\alpha} = q_L \cdot \epsilon_\alpha = 1 \cdot 1,7 = 1,7$

$K_{H\alpha} = 1 + 2 (q_L - 0,5) (Z_e^{-2} - 1) = 1 + 2 (1 - 0,5) (0,76^{-2} - 1) = 1,73$

$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,25$ za $\frac{b}{d_1} = \frac{132}{94,854} \approx 1,4$, (tablica 5.3 [10])

Računski naponi:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b m_n} K_1 K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta Y_e = \frac{10046}{0,132 \cdot 0,004} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,7 \cdot 1,25 \cdot 2,22 \cdot 0,911 \cdot 0,588 = 48,08 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 48,08 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 48,08 \cdot \frac{2,20}{2,22} = 47,65 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u korenu zubaca:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F1}} = \frac{220 \cdot 1 \cdot 1}{48,08} = 4,57,$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F2}} = \frac{200 \cdot 1 \cdot 1}{47,65} = 4,19$$

Herzov pritisak za zupce u kinematskom polu:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} K_1 K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} \frac{u+1}{u}} = 1,67 \cdot 0,192 \cdot 10^6 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{10046}{0,132 \cdot 0,0948} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,73 \cdot 1,25 \cdot \frac{4,217}{3,217}} = 367,6 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 367,6 \text{ MPa}$$

$\sigma_{Hlim1} = 620 \text{ MPa}$ (Č. 1730), $\sigma_{Hlim2} = 590 \text{ MPa}$ (Č.1530)

(tablica 5.4 [10])

Stepeni sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} K_L K_{HX} Z_R Z_v}{\sigma_H} = \frac{620 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{367,6} = 1,69$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} K_L K_{HX} Z_R Z_v}{\sigma_H} = \frac{590 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{367,6} = 1,60$$

c) Dvostepeni reduktor sa grananjem snage u prvom stepenu prenosa

Usvajaju se dva cilindrična para sa helikoidnim zupcima u prvom stepenu prenosa i cilindrični zupčani par sa strelastim zupcima u drugom stepenu prenosa.

Zupčani par 1-2:

$z_1=23, z_2=74, i=3,217, \beta=11^\circ, x_1+x_2=0,606, A_k=50 m_n, L=33 m_n$.

Materijal Č.1730/Č.1530, $\eta=0,092 \text{ Pa} \cdot \text{s}, v=1,5$.

Zupčani par 3-4:

Usvaja se zbirni broj zubaca $z_3+z_4=87$

$$z_3 = \frac{Z}{1+i} = \frac{87}{1+3,217} = 20,63 \text{ usvojeno } z_3=21$$

$$z_4 = 87 - 21 = 66, \quad i_{3-4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{66}{21} = 3,143.$$

Ukupni prenosni odnos: $i = i_{1-2} \cdot i_{3-4} = 3,217 \cdot 3,143 = 10,111$

Brojevi obrta:

$$n_1 = n_{u1} = 1000 \text{ min}^{-1}; \quad n_{II} = \frac{n_{u1}}{i_{1-2}} = \frac{1000}{3,217} = 310,8 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{III} = n_{u2} = \frac{n_{u1}}{i} = \frac{1000}{10,111} \approx 99 \text{ min}^{-1}.$$

Međuosna rastojanje zupčanog para 3-4:

Usvajaju se cilindrični zupčanici sa strelastim zupcima i pozitivnim pomeranjem profila za oba zupčanika

$$A_k = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{z_3+z_4}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_{ds}} = 50 m_n - \text{usvojeno,}$$

usvojen $\beta=28^\circ, \cos \beta=0,88295$.

$$\frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_{ds}} = \frac{100 \cos \beta}{z_3+z_4} = \frac{100 \cdot 0,88295}{87} = 1,0149$$

$$\text{tg } \alpha_s = \frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\text{tg } 20^\circ}{0,88295} = 0,36397 = 0,41222$$

$\alpha_s = 22^\circ 24' 08'', \cos \alpha_s = 0,92453$

$$\cos \alpha_{ds} = \frac{\cos \alpha_s}{1,0149} = 0,91095, \quad \alpha_{ds} = 24^\circ 21' 45''$$

$\text{inv } \alpha_s = \text{inv } 22^\circ 24' 08'' = 0,021224$

$\text{inv } \alpha_{ds} = \text{inv } 24^\circ 21' 45'' = 0,027633$

Faktori pomeranja profila:

$$x_3+x_4 = \frac{\text{inv } \alpha_{ds} - \text{inv } \alpha_s}{2 \text{tg } \alpha_s} (z_3+z_4) =$$

$$= \frac{0,027633 - 0,021224}{2 \cdot 0,41222} \cdot 87 = 0,676$$

usvojeno $\frac{x_3}{x_4} = \frac{z_4}{z_3}; \quad x_4 = \frac{x_3+x_4}{1+i_{3-4}} = \frac{0,676}{1+3,143} = 0,163$

$x_3 = 0,676 - x_4 = 0,676 - 0,163 = 0,513$

Širina zupčanika:

$$\psi' = \frac{L' \pi}{e_n \sin \beta} = \frac{L' \pi}{e_n \sin 28^\circ} = 6,69 \frac{L'}{e_n}$$

usvaja se $\frac{L'}{e_n} = 3; \quad \psi' = 6,69 \cdot 3 \approx 20, \quad L' = 20 m_n$

L' - dužina zubaca na delu jedne helikoide

$L = 2 L' = 2 \cdot 20 m_n = 40 m_n$

Modul zupčanog para 1-2:

$$m_n = \cos \beta \sqrt{\frac{6,22 P (i+1) \cos \beta \xi_x}{i K_d \psi z_1 \omega_1}} =$$

$$= 0,98163 \sqrt{\frac{6,22 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 4,217 \cdot 0,98163 \cdot 0,922}{3,217 \cdot 3,2 \cdot 10^6 \cdot 33 \cdot 23^2 \cdot 105}} \approx 0,0031 \text{ m}$$

$$P = \frac{P_{mer}}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ kW} = 25 \cdot 10^3 \text{ W}$$

Usvaja se standardni modul $m_n=3,5 \text{ mm}$

Osnovne geometrijske mere:

$A_k = 50 m_n = 50 \cdot 3,5 = 175 \text{ mm}$

$L = 33 m_n = 33 \cdot 3,5 = 115,5 \text{ mm}$

$$D_1 = \frac{2 A_k}{i+1} = \frac{2 \cdot 175}{3,217+1} = 82,997 \text{ mm}$$

$D_2 = i \cdot D_1 = 3,217 \cdot 82,997 = 267,003 \text{ mm}$

Modul zupčanog para 3-4:

Usvaja se materijal Č.4732/Č.3230, $\eta=0,092 \text{ Pas}, v=1,5$

$$m_n = \cos \beta \sqrt{\frac{6,22 P_3 (i+1) \cos \beta \xi_x}{i K_d \psi z_1 \omega_1}} =$$

$$= 0,88295 \sqrt{\frac{6,22 \cdot 49 \cdot 10^3 \cdot 4,143 \cdot 0,88295 \cdot 0,855}{3,143 \cdot 5,33 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 21^2 \cdot 32,55}} = 0,00408 \text{ m}$$

$P_3 = P_{mer} \cdot \eta_{1-2} = 50 \cdot 0,98 = 49 \text{ kW} = 49 \cdot 10^3 \text{ W}$

$$\xi_x = \frac{0,6428}{\sin 2 \alpha_{ds}} = \frac{0,6428}{\sin 48^\circ 43' 30''} = 0,855$$

$$K_d = \frac{K}{v} = \frac{8}{1,5} = 5,33 \text{ MPa} = 5,33 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_{III}}{30} = \frac{\pi \cdot 99}{30} = 32,55 \text{ s}^{-1}$$

usvaja se standardni modul $m_n = 4 \text{ mm}$

Osnovne geometrijske mere:

$A_k = 50 m_n = 50 \cdot 4 = 200 \text{ mm}$

$L = 40 m_n = 40 \cdot 4 = 160 \text{ mm}$

$$D_3 = \frac{2A_k}{i+1} = \frac{2 \cdot 200}{3,143+1} = 96,548 \text{ mm}$$

$$D_4 = iD_3 = 3,143 \cdot 96,548 = 303,452 \text{ mm}$$

Provera čvrstoće zupčanika

Zupčani par 1-2

Materijal Č.1730/Č.1530

$$\text{konstruktivni odnos } \varphi = \frac{L}{D_1} = \frac{115,5}{82,997} \approx 1,4$$

$$\text{obimna brzina zupčanika } v = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,083 \cdot 1000}{60} = 4,3 \text{ m/s}$$

kvalitet izrade zupčaca IT7.

Opterećenje zupčanika:

$$M_{oz1} = \xi_u \xi_d M_{o1} = \xi_u \xi_d \frac{P}{\omega_1} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{25 \cdot 10^3}{105} = 238,1 \text{ Nm}$$

Stvarni redukovani površinski pritisak:

$$k_1 = \frac{M_{oz1} \cdot i + 1}{\varphi D_1^3} \cdot \frac{4 \xi_r \xi_z \xi_\beta}{\sin 2\alpha} = \frac{238,1 \cdot 4,217}{1,4 \cdot 0,083^3 \cdot 3,217}$$

$$\frac{4 \cdot 1,15 \cdot 1,11 \cdot 0,808}{\sin 44^\circ 12' 16''} \approx 2,3 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 2,3 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti bokova zupčaca:

$$v_1 = \frac{k_{D1} \xi_\eta \xi_E}{k_1} = \frac{5,1 \cdot 1 \cdot 1}{2,3} = 2,22$$

$$v_2 = \frac{k_{D2} \xi_\eta \xi_E}{k_1} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 1}{2,3} = 1,74$$

Naponi u podnožju zupčaca:

$$\sigma_1 = \frac{F_{oz1} \phi_{o1} \xi_r \xi_E \xi_k}{b m_n} = \frac{5737 \cdot 2,56 \cdot 1,15 \cdot 0,67 \cdot 0,774}{0,115 \cdot 0,0035} = 21,76 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 21,76 \text{ MPa}$$

$$F_{oz1} = \frac{2 \cdot M_{oz1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 238,1}{0,083} = 5737 \text{ N}$$

$$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{\phi_{o2} \xi_{e2}}{\phi_{o1} \xi_{e1}} = 21,76 \frac{2,53 \cdot 0,585}{2,56 \cdot 0,67} = 18,78 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u podnožju zupčaca:

$$v_1 = \frac{\sigma_{D1}}{\sigma_1} = \frac{285}{21,76} = 13,09$$

$$v_2 = \frac{\sigma_{D2}}{\sigma_2} = \frac{255}{18,78} = 13,58$$

Zupčani par 3-4:

Materijal Č.4732/Č.3230

$$\text{konstruktivni odnos } \varphi = \frac{L}{D_3} = \frac{160}{96,548} = 1,65$$

$$\text{Obimna brzina zupčanika } v = \frac{\pi D_3 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,0965 \cdot 310,8}{60} = 1,57 \text{ m/s}$$

Kvalitet izrade zupčaca IT7

Opterećenje zupčanika:

$$M_{oz3} = \xi_u \xi_d M_{o3} = \xi_u \xi_d \frac{P \cdot \eta}{\omega_3} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,98}{32,55} = 1505,4 \text{ Nm}$$

Stvarni redukovani površinski pritisak:

$$k_3 = \frac{M_{oz3} \cdot i + 1}{\varphi D_3^3} \cdot \frac{4 \xi_r \xi_z \xi_\beta}{\sin 2\alpha} = \frac{1505,4 \cdot 4,143}{1,65 \cdot 0,0965^3 \cdot 3,143}$$

$$\frac{4 \cdot 1,13 \cdot 1,07 \cdot 0,662}{\sin 48^\circ 43' 30''} = 5,7 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 5,7 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti bokova zupčaca:

$$v_3 = \frac{k_{D3} \xi_\eta \xi_E}{k_3} = \frac{8 \cdot 1 \cdot 1}{5,7} = 1,40$$

$$v_4 = \frac{k_{D4} \xi_\eta \xi_E}{k_3} = \frac{7 \cdot 1 \cdot 1}{5,7} = 1,23 < 1,25$$

S obzirom da stepen sigurnosti zupčanika 4 ne zadovoljava može se usvojiti isti materijal za oba zupčanika Č.4732 tako da je $v_3 = v_4 = 1,40$, međutim zadržavaju se materijali Č.4732/Č.3230.

Naponi u podnožju zupčaca:

$$\sigma_3 = \frac{F_{oz3} \phi_{o3} \xi_r \xi_E \xi_k}{b m_n} = \frac{31200 \cdot 2,51 \cdot 1,13 \cdot 0,65 \cdot 0,73}{0,160 \cdot 0,004} = 65,61 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 65,61 \text{ MPa}$$

$$F_{oz3} = \frac{2M_{oz3}}{D_3} = \frac{2 \cdot 1505,4}{0,0965} = 31200 \text{ N}$$

$$\sigma_4 = \sigma_3 \frac{\phi_{o4} \xi_{e4}}{\phi_{o3} \xi_{e3}} = 65,61 \frac{2,48 \cdot 0,575}{2,51 \cdot 0,65} = 57,34 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u podnožju zupčaca:

$$v_3 = \frac{\sigma_{D3}}{\sigma_3} = \frac{350}{65,61} = 5,33, \quad v_4 = \frac{\sigma_{D4}}{\sigma_4} = \frac{340}{57,34} = 5,93$$

Provera stepena sigurnosti prema DIN 3990/70

Zupčani par 1-2:

$$\sigma_{Flim1} = 220 \text{ MPa (Č.1730)}, \quad \sigma_{Flim2} = 200 \text{ MPa (Č.1530)}$$

$$F_t = \frac{2P}{\omega_1 d_1} = \frac{2 \cdot 25 \cdot 10^3}{105 \cdot 0,083} = 5737 \text{ N}$$

$$b = 115,5 \text{ mm}, \quad d_1 = 82,997 \text{ mm}$$

$$q_L = 0,4 \left(1 + \frac{f_{pe} - 2}{F_t/b} 10^4 \right) = 0,4 \left(1 + \frac{11-2}{5737/0,1155} 10^4 \right) = 1,125$$

$$f_{pe} = 11 \mu\text{m (tablica 5.6 [10])}$$

za dalji proračun usvaja se $q_L = 1$, $Z_e = 0,76$

$$K_{F\alpha} = q_L \cdot \epsilon_\alpha = 1 \cdot 1,7 = 1,7$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 2(q_L - 0,5)(Z_e^{-2} - 1) = 1 + 2(1 - 0,5)(0,76^{-2} - 1) = 1,73$$

$$K_{F\beta} = K_{H\alpha} = 1,25 \text{ za } \frac{b}{d_1} = \frac{115,5}{82,997} \approx 1,4, \text{ (tablica 5.3 [10])}$$

Računski naponi:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b m_n} K_I K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta Y_e = \frac{5737}{0,1155 \cdot 0,0035} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,7 \cdot 1,25 \cdot 2,22 \cdot 0,911 \cdot 0,588 = 35,86 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 35,86 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 35,86 \frac{2,20}{2,22} = 35,54 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u korenu zupčaca:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F1}} = \frac{220 \cdot 1 \cdot 1}{35,86} = 6,13$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F2}} = \frac{200 \cdot 1 \cdot 1}{35,54} = 5,63$$

Hercov pritisak za zupce u kinematskom polu:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} K_I K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \frac{u+1}{u}} = 1,67 \cdot 0,192 \cdot 10^6 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{5737}{0,1155 \cdot 0,083} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,73 \cdot 1,25 \cdot \frac{4,217}{3,217}} = 317,4 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 317,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim1} = 620 \text{ MPa (Č.1730)}, \quad \sigma_{Hlim2} = 590 \text{ MPa (Č.1530)}$$

Stepeni sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} K_L K_{HX} Z_R Z_V}{\sigma_H} = \frac{620 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{317,4} = 1,95$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} K_L K_{HX} Z_R Z_V}{\sigma_H} = \frac{590 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{317,4} = 1,86$$

Zupčani par 3-4:

$$\sigma_{Flim3} = 290 \text{ MPa (Č.4732)}, \quad \sigma_{Flim2} = 270 \text{ MPa (Č.3230)}$$

$$F_t = \frac{2P \cdot \eta}{\omega_3 d_3} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 0,98}{32,55 \cdot 0,0965} = 31200 \text{ N}$$

$$b = 160 \text{ mm}, \quad d_3 = 96,548 \text{ mm}$$

$$q_L = 0,4 \left(1 + \frac{f_{pe} - 2}{F_t/b} 10^4 \right) = 0,4 \left(1 + \frac{11-2}{31200/0,160} 10^4 \right) = 0,585$$

$$f_{pe} = 11 \mu\text{m (tablica 5.6 [10])}, \quad \epsilon_\alpha = 1,76 \text{ (tablica 2.13 [10])}$$

$$K_{F\alpha} = q_L \cdot \epsilon_\alpha = 0,585 \cdot 1,76 = 1,03$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,25 \text{ za } \frac{b}{d_1} = \frac{160}{96,548} = 1,65, \text{ (tablica 5.3 [10])}$$

$$Y_{F3} = 2,15, \quad Y_{F4} = 2,16 \text{ (tablica 5.1 [10])}$$

$$Y_\beta = \xi_\beta = 0,766 \text{ (tablica 2.14 [10])}$$

$$Y_e = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,76} = 0,568$$

Računski naponi:

$$\sigma_{F3} = \frac{F_t}{b m_n} K_I K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta Y_e = \frac{31200}{0,160 \cdot 0,004} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1,25 \cdot 2,15 \cdot 0,776 \cdot 0,568 = 59,48 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 59,48 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = \sigma_{F3} \frac{Y_{F4}}{Y_{F3}} = 59,48 \frac{2,16}{2,15} = 59,76 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u korenu zupčaca:

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Flim3} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F3}} = \frac{290 \cdot 1 \cdot 1}{59,48} = 4,87$$

$$S_{F4} = \frac{\sigma_{Flim4} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F4}} = \frac{270 \cdot 1 \cdot 1}{59,76} = 4,52$$

Hercov pritisak za zupce u kinematskom polu:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{F_t}{b d_3} K_I K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \frac{u+1}{u}} = 1,53 \cdot 0,192 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{\frac{31200}{0,160 \cdot 0,0965} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,16 \cdot 1,25 \cdot \frac{4,143}{3,143}} = 412,2 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 412,2 \text{ MPa}$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 2(q_L - 0,5)(Z_e^{-2} - 1) = 1 + 2(0,585 - 0,5) \cdot (0,714^{-2} - 1) = 1,16$$

$$Z_e = \sqrt{\cos \beta_b / \epsilon_\alpha} = \sqrt{\cos 26^\circ 10' 40'' / 1,76} = 0,714$$

$$\text{tg } \beta_b = \cos \alpha_s \cdot \text{tg } \beta = \cos 22^\circ 24' 08'' \cdot \text{tg } 28 = 0,49158$$

$$\beta_b = 26^\circ 10' 40''$$

$$Z_H = 1,53 \text{ za } \frac{x_3 + x_4}{z_3 + z_4} = \frac{0,676}{87} = 0,00777 \text{ i } \beta = 28^\circ,$$

(tablica 5.5 [10])

$$\sigma_{Hlim3} = 670 \text{ MPa (}\dot{C}.4732), \quad \sigma_{Hlim4} = 600 \text{ MPa (}\dot{C}.3230)$$

Stepeni sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_{H3} = \frac{\sigma_{Hlim3} K_L K_{HX} Z_R Z_V}{\sigma_H} = \frac{670 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{412,2} = 1,62,$$

$$S_{H4} = \frac{\sigma_{Hlim4} K_L K_{HX} Z_R Z_V}{\sigma_H} = \frac{600 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{412,2} = 1,45.$$

d) *Dvostepeni reduktor sa grananjem snage u drugom stepenu prenosa*

Usvaja se cilindrični zupčani par sa strelastim zupcima u prvom stepenu prenosa i dva cilindrična para sa helikoidnim zupcima u drugom stepenu prenosa, sa parametrima iz primera c).

Brojevi obrta:

$$n_1 = n_{ul} = 1000 \text{ min}^{-1}, \quad n_{11} = \frac{n_{ul}}{i_{1-2}} = \frac{1000}{3,143} = 318 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{111} = n_{121} = \frac{n_{ul}}{i} = \frac{1000}{10,111} = 99 \text{ min}^{-1}$$

Modul zupčanog para 1-2:

$$m_n = \cos \beta \sqrt{\frac{6,22 P (i+1) \cos \beta \xi_x}{i K_d \psi z_1^2 \omega_1}}$$

$$= 0,88295 \cdot \sqrt{\frac{6,22 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 4,143 \cdot 0,88295 \cdot 0,855}{3,143 \cdot 3,2 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 21^2 \cdot 105}} = 0,0033 \text{ m}$$

usvaja se standardni modul $m_n = 3,5 \text{ mm}$

Osnovne geometrijske mere:

$$A_k = 50 m_n = 50 \cdot 3,5 = 175 \text{ mm}, \quad L = 40 m_n = 40 \cdot 3,5 = 140 \text{ mm}.$$

$$D_1 = \frac{2 A_k}{i+1} = \frac{2 \cdot 175}{3,143+1} = 84,479 \text{ mm}$$

$$D_2 = i \cdot D_1 = 3,143 \cdot 84,479 = 265,521 \text{ mm}$$

Modul zupčanog para 3-4:

$$m_n = \cos \beta \sqrt{\frac{6,22 P_3 (i+1) \cos \beta \xi_x}{i K_d \psi z_1^2 \omega_3}} = 0,98163.$$

$$\sqrt{\frac{6,22 \cdot 24,5 \cdot 10^3 \cdot 4,217 \cdot 0,98163 \cdot 0,922}{3,217 \cdot 5,33 \cdot 10^6 \cdot 33 \cdot 23^2 \cdot 33,3}} = 0,0038 \text{ m}$$

$$P_3 = \frac{P_{mer}}{2} \eta = \frac{50}{2} \cdot 0,98 = 24,5 \text{ kW} = 24,5 \cdot 10^3 \text{ W}$$

usvaja se standardni modul $m_n = 4 \text{ mm}$.

Osnovne geometrijske mere:

$$A_k = 50 m_n = 50 \cdot 4 = 200 \text{ mm}, \quad L = 33 m_n = 33 \cdot 4 = 132 \text{ mm}$$

$$D_3 = \frac{2 A_k}{i+1} = \frac{2 \cdot 200}{3,217+1} = 94,854 \text{ mm}$$

$$D_4 = i \cdot D_3 = 3,217 \cdot 94,854 = 305,146 \text{ mm}$$

Provera čvrstoće zupčanika:

zupčani par 1-2:

materijal Č.1730/Č.1530

$$\text{konstruktivni odnos } \varphi = \frac{L}{D_1} = \frac{140}{84,479} = 1,65$$

$$\text{Obimna brzina zupčanika } v = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,0845 \cdot 1000}{60} = 4,4 \text{ m/s}.$$

kvalitet izrade zubaca IT7.

Opterećenje zupčanika:

$$M_{oz1} = 476,2 \text{ Nm kao u primeru a).}$$

Stvarni redukovani površinski pritisak:

$$k_1 = \frac{M_{oz1}}{\varphi D_1^2} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{4 \xi_r \xi_x \xi_\beta}{\sin 2\alpha} = \frac{476,2}{1,65 \cdot 0,0845^2} \cdot \frac{4,143}{3,143}$$

$$\cdot \frac{4 \cdot 1,13 \cdot 1,07 \cdot 0,662}{\sin 48^\circ 43' 30''} = 2,68 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 2,68 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti bokova zubaca:

$$v_1 = \frac{k_{D1} \xi_\eta \xi_\beta}{k_1} = \frac{5,1 \cdot 1 \cdot 1}{2,68} = 1,90,$$

$$v_2 = \frac{k_{D2} \xi_\eta \xi_\beta}{k_1} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 1}{2,68} = 1,49.$$

Naponi u podnožju zubaca:

$$\sigma_1 = \frac{F_{oz1} \phi_{01} \xi_r \xi_x \xi_k}{b m_n} = \frac{11271 \cdot 2,51 \cdot 1,13 \cdot 0,65 \cdot 0,73}{0,140 \cdot 0,0035} = 30,96 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 30,96 \text{ MPa}$$

$$F_{oz1} = \frac{2 M_{oz1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 476,2}{0,0845} = 11271 \text{ N}$$

$$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{\phi_{02} \xi_{e2}}{\phi_{01} \xi_{e1}} = 30,96 \frac{2,48 \cdot 0,575}{2,51 \cdot 0,65} = 27,06 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u podnožju zubaca:

$$v_1 = \frac{\sigma_{D1}}{\sigma_1} = \frac{285}{30,96} = 9,20 \quad v_2 = \frac{\sigma_{D2}}{\sigma_2} = \frac{255}{27,06} = 9,42$$

Zupčani par 3-4:

Materijal Č.4732/Č.3230

$$\text{konstruktivni odnos } \varphi = \frac{L}{D_3} = \frac{132}{94,854} \approx 1,4$$

$$\text{obimna brzina zupčanika } v = \frac{\pi D_3 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,0948 \cdot 318}{60} = 1,58 \text{ m/s}$$

Kvalitet izrade zubaca IT7.

Opterećenje zupčanika:

$$M_{oz3} = \xi_u \xi_d M_{03} = \xi_u \xi_d \frac{P \cdot \eta}{\omega_3} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{25 \cdot 10^3 \cdot 0,98}{33,3} = 735,7 \text{ Nm}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_{11}}{30} = \frac{\pi \cdot 318}{30} = 33,3 \text{ s}^{-1}$$

Stvarni redukovani površinski pritisak:

$$k_3 = \frac{M_{oz3}}{\varphi D_3^2} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{4 \xi_r \xi_x \xi_\beta}{\sin 2\alpha} = \frac{735,7}{1,4 \cdot 0,0948^2} \cdot \frac{4,217}{3,217}$$

$$\cdot \frac{4 \cdot 1,15 \cdot 1,11 \cdot 0,808}{\sin 44^\circ 12' 16''} = 4,78 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 4,78 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti bokova zubaca:

$$v_3 = \frac{k_{D3} \xi_\eta \xi_\beta}{k_3} = \frac{8 \cdot 1 \cdot 1}{4,78} = 1,67,$$

$$v_4 = \frac{k_{D4} \xi_\eta \xi_\beta}{k_3} = \frac{7 \cdot 1 \cdot 1}{4,78} = 1,46.$$

Naponi u podnožju zubaca:

$$\sigma_3 = \frac{F_{oz3} \phi_{03} \xi_r \xi_x \xi_k}{b m_n} = \frac{15521 \cdot 2,56 \cdot 1,15 \cdot 0,67 \cdot 0,774}{0,132 \cdot 0,004} = 44,88 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 44,88 \text{ MPa}$$

$$F_{oz3} = \frac{2 M_{oz3}}{D_3} = \frac{2 \cdot 735,7}{0,0948} = 15521 \text{ N}$$

$$\sigma_4 = \sigma_3 \frac{\phi_{04} \xi_{e4}}{\phi_{03} \xi_{e3}} = 44,88 \frac{2,53 \cdot 0,585}{2,56 \cdot 0,67} = 38,73 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u podnožju zubaca:

$$v_3 = \frac{\sigma_{D3}}{\sigma_3} = \frac{350}{44,88} = 7,80, \quad v_4 = \frac{\sigma_{D4}}{\sigma_4} = \frac{340}{38,73} = 8,78.$$

Provera stepena sigurnosti prema DIN 3990/70

Zupčani par 1-2:

$$\sigma_{Flim1} = 220 \text{ MPa (}\dot{C}.1730), \quad \sigma_{Flim2} = 200 \text{ MPa (}\dot{C}.1530)$$

(tablica 5.4 [10])

$$F_t = \frac{2P}{\omega, d_1} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3}{105 \cdot 0,0845} = 11271 \text{ N}$$

$$b = 140 \text{ mm}, \quad d_1 = 84,479 \text{ mm}$$

$$q_L = 0,4 \left(1 + \frac{f_{pe} - 2}{F_t/b} 10^4\right) = 0,4 \left(1 + \frac{11-2}{11271/0,140} 10^4\right) = 0,847$$

$$f_{pe} = 11 \mu\text{m (tablica 5.6 [10]), } \epsilon_\alpha = 1,76$$

$$K_{F\alpha} = q_L \cdot \epsilon_\alpha = 0,847 \cdot 1,76 = 1,49, \quad Z_e = 0,714$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 2 (q_L - 0,5) (Z_e^{-2} - 1) = 1 + 2 (0,847 - 0,5)$$

$$(0,714^{-2} - 1) = 1,667$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,25 \text{ za } \frac{b}{d_1} = \frac{140}{84,479} = 1,65, \text{ (tablica 5.3 [10])}$$

Računski naponi:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b m_n} K_1 K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta Y_e = \frac{11271}{0,140 \cdot 0,0035} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,49 \cdot 1,25 \cdot 2,15 \cdot 0,766 \cdot 0,568 = 40,07 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 40,07 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 40,07 \frac{2,16}{2,15} = 40,26 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u korenu zubaca:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F1}} = \frac{220 \cdot 1 \cdot 1}{40,07} = 5,49,$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F2}} = \frac{200 \cdot 1 \cdot 1}{40,26} = 4,97.$$

Hercov pritisak za zupce u kinematskom polu:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} K_1 K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} \frac{u+1}{u}} = 1,53 \cdot 0,192 \cdot 10^6 \cdot 0,714 \sqrt{\frac{11271}{0,140 \cdot 0,0845} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,667 \cdot 1,25 \cdot \frac{4,143}{3,143}} = 339,3 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 339,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim1} = 620 \text{ MPa (}\dot{C}.1730), \quad \sigma_{Hlim2} = 590 \text{ MPa (}\dot{C}.1530)$$

(tablica 5.4 [10])

Stepeni sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} K_L K_{HX} Z_R Z_V}{\sigma_H} = \frac{620 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{339,3} = 1,83,$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} K_L K_{HX} Z_R Z_V}{\sigma_H} = \frac{590 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{339,3} = 1,74.$$

Zupčani par 3-4:

$$\sigma_{Flim3} = 290 \text{ MPa (}\dot{C}.4732), \quad \sigma_{Flim4} = 270 \text{ (}\dot{C}.3230)$$

$$F_t = \frac{2P \cdot \eta}{\omega_3 d_3} = \frac{2 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 0,98}{33,3 \cdot 0,09485} = 15514 \text{ N}$$

$$b = 132 \text{ mm}, \quad d_3 = 94,854 \text{ mm}$$

$$q_L = 0,4 \left(1 + \frac{f_{pe} - 2}{F_t/b} 10^4 \right) = 0,4 \left(1 + \frac{11-2}{15514/0,132} 10^4 \right) = 0,706$$

$$f_{pe} = 11 \mu\text{m} \text{ (tablica 5.6 [10])}, \quad \epsilon_\alpha = 1,7$$

$$K_F = q_L \cdot \epsilon_\alpha = 0,706 \cdot 1,7 = 1,20, \quad Z_\epsilon = 0,76$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 2 (q_L - 0,5) (Z_\epsilon^{-2} - 1) = 1 + 2 (0,706 - 0,5) (0,76^{-2} - 1) = 1,30$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,25 \text{ za } \frac{b}{d_3} = \frac{132}{94,854} \cong 1,4, \text{ (tablica 5.3 [10])}$$

Računski naponi:

$$\sigma_{F3} = \frac{F_t}{b m_n} K_I K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta Y_\epsilon = \frac{15514}{0,132 \cdot 0,004} 1 \cdot 1 \cdot 1,20 \cdot 1,25 \cdot 2,22 \cdot 0,911 \cdot 0,588 = 52,41 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 52,41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = \sigma_{F3} \frac{Y_{F4}}{Y_{F3}} = 52,41 \frac{2,20}{2,22} = 51,94 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u korenu zubaca:

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Flim3} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F3}} = \frac{290 \cdot 1 \cdot 1}{52,41} = 5,53,$$

$$S_{F4} = \frac{\sigma_{Flim4} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F4}} = \frac{270 \cdot 1 \cdot 1}{51,94} = 5,20,$$

Hercov pritisak za zupce u kinematskom polu:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t}{b d_3} K_I K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \frac{u+1}{u}} = 1,67 \cdot 0,192 \cdot 10^6 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{15514}{0,132 \cdot 0,09485} 1 \cdot 1 \cdot 1,30 \cdot 1,25 \frac{4,217}{3,217}} = 395,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 395,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim3} = 670 \text{ MPa (C.4732)}, \quad \sigma_{Hlim4} = 600 \text{ MPa (C.3230)}$$

(tablica 5.4 [10])

Stepeni sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_{H3} = \frac{\sigma_{Hlim3} K_L K_{HX} Z_R Z_V}{\sigma_H} = \frac{670 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{395,9} = 1,69,$$

$$S_{H4} = \frac{\sigma_{Hlim4} K_L K_{HX} Z_R Z_V}{\sigma_H} = \frac{600 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{395,9} = 1,51.$$

e) Dvostepeni koaksijalni reduktor sa grananjem snage prema šemi prikazanoj na sl. 1.3 e)

Modul zupčanog para 3-4:

Usvaja se materijal za poboljšanje čelik Č.3230 za sve zupčanike, s obzirom na to da se zupci zupčanika 4 nalaze u dvostrukoj sprezi sa zupcima zupčanika 3 i 3'.

Usvaja se mazivo viskoznosti $\eta = 0,092 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ i stepen sigurnosti protiv gnječenja bokova $v = 1,5$

$$m_n = \cos \beta \sqrt[3]{\frac{6,22 P_3 (i+1) \cos \beta \xi_x}{i K_d \psi z^2 \omega_3}} = 0,98163.$$

$$\sqrt[3]{\frac{6,22 \cdot 24,5 \cdot 10^3 \cdot 4,217 \cdot 0,98163 \cdot 0,922}{3,217 \cdot 4,67 \cdot 10^6 \cdot 33 \cdot 23^2 \cdot 32,55}} = 0,004 \text{ m}$$

$$P = \frac{P_{mer}}{2} \eta_{1-2} = \frac{50}{2} \cdot 0,98 = 24,5 \text{ kW} = 24,5 \cdot 10^3 \text{ W}, \text{ s obzirom}$$

da se snaga deli na zupčanike 3 i 3'.

$$K_d = \frac{K}{v} = \frac{7}{1,5} = 4,67 \text{ MPa} = 4,67 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Usvaja se standardni modul $m_n = 4 \text{ mm}$

Osnovne geometrijske mere:

$$A_k = 50 m_n = 50 \cdot 4 = 200 \text{ mm}, \quad L = 33 m_n = 33 \cdot 4 = 132 \text{ mm}$$

$$D_1 = \frac{2A_k}{i+1} = \frac{2 \cdot 200}{3,217+1} = 94,854 \text{ mm} = D_1'$$

$$D_4 = i \cdot D_3 = 3,217 \cdot 94,854 = 305,146 \text{ mm}$$

Materijal zupčanog para 1-2:

$$K_d = \frac{6,22 P (i+1) \cos \beta \xi_x}{i m_n^3 \psi z^2 \omega} = \frac{1}{\psi}$$

$$\frac{6,22 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 4,217 \cdot 0,98163^4 \cdot 0,922}{3,217 \cdot 0,004^3 \cdot 23^2 \cdot 105} = \frac{49,09 \cdot 10^6}{\psi} \text{ Pa}$$

za $\psi = 16,5$

$$K_d = \frac{49,09}{16,5} = \frac{49,09}{16,5} = 2,975 \text{ MPa}$$

S obzirom na to da su zupci zupčanika 1 dva puta u sprezi sa zupcima zupčanika 2 i 2', usvaja se stepen sigurnosti protiv gnječenja bokova $v = 2$ pa je:

$$K = K_d \cdot v = 2,975 \cdot 2 = 5,95 \text{ MPa}$$

Usvaja se materijal za pogonski zupčanik Č.3230 sa stepenom

$$\text{sigurnosti } v = \frac{K}{K_d} = \frac{7}{2,975} = 2,35.$$

Za gonjene zupčanike (2 i 2') usvaja se materijal Č.1730.

Osnovne geometrijske mere:

$$A_k = 200 \text{ mm}; \quad L = 16,5 m_n = 16,5 \cdot 4 = 66 \text{ mm}$$

$$D_1 = \frac{2A_k}{i+1} = \frac{2 \cdot 200}{3,217+1} = 94,854 \text{ mm}$$

$$D_2 = i \cdot D_1 = 3,217 \cdot 94,854 = 305,146 \text{ mm} = D_2'$$

Provera čvrstoće zupčanika

Zupčani par 1-2:

Materijal Č.3230/Č.1730

$$\text{Konstruktivni odnos } \varphi = \frac{L}{D_1} = \frac{66}{94,854} \approx 0,7$$

$$\text{Obimna brzina zupčanika } v = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,0948 \cdot 1000}{60} \approx 5 \text{ m/s}$$

Kvalitet izrade zubaca IT7.

Opterećenje zupčanika:

$$M_{oz1} = \xi_u \xi_d M_{01} = \xi_u \xi_d \frac{P}{\omega_1} = 1 \cdot 1 \frac{25 \cdot 10^3}{105} \cong 238,1 \text{ Nm}$$

Stvarni redukovani površinski pritisak

$$k_1 = \frac{M_{oz1}}{\varphi D_1^3} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{4 \xi_r \xi_z \xi_\beta}{\sin 2\alpha} = \frac{238,1}{0,7 \cdot 0,09485^3} \cdot \frac{4,217}{3,217}$$

$$\frac{4 \cdot 1,03 \cdot 1,11 \cdot 0,808}{\sin 44^\circ 12' 16''} = 2,77 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 2,77 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti bokova zubaca:

$$v_1 = \frac{k_{D1} \xi_\eta \xi_E}{k_1} = \frac{7 \cdot 1 \cdot 1}{2,77} = 2,53,$$

$$v_2 = \frac{k_{D2} \xi_\eta \xi_E}{k_1} = \frac{5,1 \cdot 1 \cdot 1}{2,77} = 1,84.$$

Naponi u podnožju zubaca:

$$\sigma_1 = \frac{F_{oz1} \phi_{01} \xi_r \xi_E \xi_k}{b m_n} = \frac{5020 \cdot 2,56 \cdot 1,03 \cdot 0,67 \cdot 0,774}{0,066 \cdot 0,004} = 26 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 26 \text{ MPa}$$

$$F_{ov1} = \frac{2M_{oz1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 238,1}{0,09485} = 5020 \text{ N}$$

$$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{\phi_{02} \xi_{e2}}{\phi_{01} \xi_{e1}} = 26 \frac{2,53 \cdot 0,585}{2,56 \cdot 0,67} = 22,4 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u podnožju zubaca:

$$v_1 = \frac{\sigma_{D1}}{\sigma_1} = \frac{340}{26} = 13,07; \quad v_2 = \frac{\sigma_{D2}}{\sigma_2} = \frac{285}{22,4} = 12,72.$$

Zupčani par 3-4

Materijal Č.3230

$$\text{Konstruktivni odnos } \varphi = \frac{L}{D_3} = \frac{132}{94,854} \approx 1,4$$

$$\text{Obimna brzina zupčanika } v = \frac{\pi D_3 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,0948 \cdot 310,5}{60} = 1,54 \text{ m/s}$$

Kvalitet izrade zubaca IT7.

Opterećenje zupčanika:

$$M_{oz3} = \xi_u \xi_d M_{03} = \xi_u \xi_d \frac{P \cdot \eta}{\omega_3} = 1 \cdot 1 \frac{25 \cdot 10^3 \cdot 0,98}{32,55} =$$

$$= 752,7 \text{ Nm}$$

Stvarni redukovani površinski pritisak:

$$k_3 = \frac{M_{oz3}}{\varphi D_3^3} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{4 \xi_r \xi_z \xi_\beta}{\sin 2\alpha} = \frac{752,7}{1,4 \cdot 0,09485^3} \cdot \frac{4,217}{3,217}$$

$$\frac{4 \cdot 1,15 \cdot 1,11 \cdot 0,808}{\sin 44^\circ 12' 16''} = 4,89 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 4,89 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti bokova zubaca:

$$v_4 = \frac{k_{D3} \xi_\eta \xi_E}{k_3} = \frac{7 \cdot 1 \cdot 1}{4,89} = 1,43 = v_4.$$

Naponi u podnožju zubaca:

$$\sigma_3 = \frac{F_{oz3} \phi_{03} \xi_r \xi_E \xi_k}{b m_n} = \frac{15871 \cdot 2,56 \cdot 1,15 \cdot 0,67 \cdot 0,774}{0,132 \cdot 0,004} =$$

$$= 45,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 45,9 \text{ MPa}$$

$$F_{oz3} = \frac{2M_{oz3}}{D_3} = \frac{2 \cdot 752,7}{0,09485} \cong 15871 \text{ N}$$

$$\sigma_4 = \sigma_3 \frac{\phi_{04} \xi_{e4}}{\phi_{03} \xi_{e3}} = 45,9 \frac{2,53 \cdot 0,585}{2,56 \cdot 0,67} = 39,6 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u podnožju zubaca:

$$v_3 = \frac{\sigma_{D3}}{\sigma_3} = \frac{340}{45,9} = 7,40; \quad v_4 = \frac{\sigma_{D4}}{\sigma_4} = \frac{340}{39,6} = 8,58.$$

Provera stepena sigurnosti prema DIN 3990/70:

Zupčani par 1-2:

$$\sigma_{Flim1} = 270 \text{ MPa (C.3230)}, \quad \sigma_{Flim2} = 220 \text{ MPa (C.1730)}$$

$$F_t = \frac{2P}{\omega_1 d_1} = \frac{2 \cdot 25 \cdot 10^3}{105 \cdot 0,09485} = 5020 \text{ N}$$

$$b = 66 \text{ mm}, \quad d_1 = 94,854 \text{ mm}$$

$$q_L = 0,4 \left(1 + \frac{f_{pe} - 2}{F_t/b} 10^4 \right) = 0,4 \left(1 + \frac{11-2}{5020/0,066} 10^4 \right) = 0,873$$

$$f_{pe} = 11 \mu\text{m} \text{ (tablica 5.6 [10])}$$

$$K_{F\alpha} = q_L \cdot \epsilon_\alpha = 0,873 \cdot 1,7 = 1,48$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 2(q_L - 0,5)(Z_e^{-2} - 1) = 1 + 2(0,873 - 0,5) \cdot (0,76^{-2} - 1) = 1,55$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,03, \text{ za } \frac{b}{d_1} = \frac{66}{94,854} \cong 0,7 \text{ (tablica 5.3 [10])}$$

Računski naponi:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b m_n} K_I K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta Y_e = \frac{5020}{0,066 \cdot 0,004} \cdot 1,1 \cdot 1,48 \cdot 1,03 \cdot 2,22 \cdot 0,911 \cdot 0,588 = 34,47 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 34,47 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 34,47 \frac{2,20}{2,22} = 34,16 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u korenu zubaca:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1} Y_S Y_{FX}}{\sigma_{F1}} = \frac{270 \cdot 1,1}{34,47} = 7,83,$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2} Y_S Y_{FX}}{\sigma_{F2}} = \frac{220 \cdot 1,1}{34,16} = 6,44.$$

Hercov pritisak za zupce u kinematskom polu:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} K_I K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \frac{u+1}{u}} = 1,67 \cdot 0,192 \cdot 10^6 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{5020}{0,066 \cdot 0,09485} \cdot 1,1 \cdot 1,55 \cdot 1,03 \cdot \frac{4,217}{3,217}} = 315,68 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 315,68 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim1} = 600 \text{ MPa (C.3230)}, \sigma_{Hlim2} = 620 \text{ MPa (C.1730)}$$

(tablica 5.4 [10])

Stepeni sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} K_L K_{HX} Z_R Z_V}{\sigma_H} = \frac{600 \cdot 1,1 \cdot 1,1}{315,68} = 1,90,$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} K_L K_{HX} Z_R Z_V}{\sigma_H} = \frac{620 \cdot 1,1 \cdot 1,1}{315,68} = 1,96.$$

Zupčani par 3-4:

$$\sigma_{Flim3} = 270 \text{ MPa} = \sigma_{Flim4} \text{ (C.3230) (tablica 5.4 [10])}$$

$$F_t = \frac{2P \cdot \eta}{\omega_s d_s} = \frac{2 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 0,98}{32,55 \cdot 0,09485} = 15871 \text{ N}$$

$$b = 132 \text{ mm}, d_s = 94,854 \text{ mm}$$

$$q_L = 0,4 \left(1 + \frac{f_{pe} - 2}{F_t/b} 10^4\right) = 0,4 \left(1 + \frac{11 - 2}{15871/0,132} 10^4\right) = 0,699$$

$$f_{pe} = 11 \mu\text{m} \text{ (tablica 5.6 [10])}$$

$$K_{F\alpha} = q_L \cdot \epsilon_\alpha = 0,699 \cdot 1,7 = 1,19$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 2(q_L - 0,5)(Z_e^{-2} - 1) = 1 + 2(0,699 - 0,5) \cdot (0,76^{-2} - 1) = 1,29$$

$$(0,76^{-2} - 1) = 1,29$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,15 \text{ za } \frac{b}{d_s} = \frac{132}{94,854} \cong 1,4$$

(tablica 5.3 [10]).

Računski naponi:

$$\sigma_{F3} = \frac{F_t}{b m_n} K_I K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_F Y_\beta Y_e = \frac{15871}{0,132 \cdot 0,004} \cdot 1,1 \cdot 1,19 \cdot 1,15 \cdot 2,22 \cdot 0,911 \cdot 0,588 = 48,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 48,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = \sigma_{F3} \frac{Y_{F4}}{Y_{F3}} = 48,9 \frac{2,20}{2,22} = 48,46 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u korenu zubaca:

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Flim3} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F3}} = \frac{270 \cdot 1,1}{48,9} = 5,52,$$

$$S_{F4} = \frac{\sigma_{Flim4} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F4}} = \frac{270 \cdot 1,1}{48,46} = 5,57.$$

Hercov pritisak za zupce u kinematskom polu:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{F_t}{b d_s} K_I K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \frac{u+1}{u}} = 1,67 \cdot 0,192 \cdot 10^6 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{15871}{0,132 \cdot 0,0948} \cdot 1,1 \cdot 1,29 \cdot 1,15 \cdot \frac{4,217}{3,217}} = 382,7 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 382,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim3} = 600 \text{ MPa} = \sigma_{Hlim4} \text{ (C.3230)}$$

$$\sigma_{Hlim3} = 600 \text{ MPa} = \sigma_{Hlim4} \text{ (C.3230)}$$

Stepeni sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_{H3} = \frac{\sigma_{Hlim3} K_L K_{HX} Z_R Z_V}{\sigma_H} = \frac{600 \cdot 1,1 \cdot 1,1}{382,7} \cong 1,57 = S_{H4}.$$

Najvažnije veličine iz primera 1.1 date su u tablici 1.6.

TABLICA 1.6
(Veličina proračuna iz primera 1.1)

Stepen sigurnosti	prema DIN 3990/70		pod-nožja	5,56	5,10
	prema Nimanu	boka			
Materijal zupčanika	C.1730	1,80	10,71	1,86	1,77
	C.1530	1,41	11,09	1,77	1,77
Kinematski prečnici D (mm)	C.4732	1,60	7,45	1,60	1,43
	C.3230	1,40	8,37	1,43	1,43
Koeficijent pomeranja x profila x	C.1730	1,65	9,81	1,69	1,60
	C.1530	1,29	10,17	1,60	1,49
Broj zubaca z	C.4732	1,60	7,45	1,60	1,43
	C.3230	1,40	8,37	1,43	1,43
Ugao nagiba zubača β (°)	C.1730	2,22	13,09	1,95	1,86
	C.1530	1,74	13,58	1,86	1,74
Ugao nagiba zubača β (°)	C.4732	1,40	5,33	1,62	1,45
	C.3230	1,23	5,93	1,45	1,45
Širina zupčanika l (mm)	C.1730	1,90	9,20	1,83	1,74
	C.1530	1,49	9,42	1,74	1,69
Prenosni odnos i	C.4732	1,67	7,80	1,69	1,51
	C.3230	1,46	8,78	1,51	1,46
Standardni modul m _n (mm)	C.3230	2,53	13,07	1,90	1,96
	C.1730	1,84	12,72	1,96	1,84
Meduosno rastojanje A (mm)	C.3230	1,43	7,40	1,57	1,57
	C.1730	1,43	8,58	1,57	1,43
Zupčani par	1-2	1,80	10,71	1,86	1,77
	3-4	1,41	11,09	1,77	1,77
Tip reduktora	1-2	1,60	7,45	1,60	1,43
	3-4	1,40	8,37	1,43	1,43
Tip reduktora	1-2	1,65	9,81	1,69	1,60
	3-4	1,29	10,17	1,60	1,49
Tip reduktora	1-2	1,60	7,45	1,60	1,43
	3-4	1,40	8,37	1,43	1,43
Tip reduktora	1-2	2,22	13,09	1,95	1,86
	3-4	1,74	13,58	1,86	1,74
Tip reduktora	1-2	1,40	5,33	1,62	1,45
	3-4	1,23	5,93	1,45	1,45
Tip reduktora	1-2	1,90	9,20	1,83	1,74
	3-4	1,49	9,42	1,74	1,69
Tip reduktora	1-2	1,67	7,80	1,69	1,51
	3-4	1,46	8,78	1,51	1,46
Tip reduktora	1-2	2,53	13,07	1,90	1,96
	3-4	1,84	12,72	1,96	1,84
Tip reduktora	1-2	1,43	7,40	1,57	1,57
	3-4	1,43	8,58	1,57	1,43

Elementi za konstrukciju zupčanog para 1-2 iz primera 1.1 b) su ovi:

Geometrijske mere:

Međuosno rastojanje $A_k = 200$ mm

Standardni modul $m_n = 4$ mm

Širina zupčanika $L = 132$ mm

Broj zubaca $z_1 = 23$; $z_2 = 74$

Koeficijenti pomeranja profila $x_1 = 0,462$; $x_2 = 0,144$

Ugao nagiba helikoide $\beta = 11^\circ$, $\cos \beta = 0,98163$

Modul zupčanika $m = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{4}{0,98163} = 4,075$ mm

Pomeranje profila $x_1 m = 0,462 \cdot 4,075 = 1,884$ mm

$x_2 m = 0,144 \cdot 4,075 = 0,587$ mm

Ugao dodirnice - bočni $\alpha_s = 20^\circ 20' 38''$, $\cos \alpha_s = 0,93763$

- u radu $\alpha_{ds} = 22^\circ 06' 08''$, $\cos \alpha_{ds} = 0,92651$

Prečnici deonih krugova $D_{01} = m z_1 = 4,075 \cdot 23 = 93,725$ mm

$D_{02} = m z_2 = 4,075 \cdot 74 = 301,550$ mm

Prečnici kinematskih krugova $D_1 = \frac{2A_k}{i+1} = \frac{2 \cdot 200}{3,217+1} = 94,854$ mm

$D_2 = i D_1 = 3,217 \cdot 94,854 = 305,146$ mm

Prečnici podnožnih krugova $D_{11} = D_{01} - 2m_n \left(1,2 - \frac{x_1}{\cos \beta}\right) =$

$= 93,725 - 2 \cdot 4 \left(1,2 - \frac{0,462}{0,98163}\right) = 87,9$ mm

$D_{12} = D_{02} - 2m_n \left(1,2 - \frac{x_2}{\cos \beta}\right) = 301,550 - 2 \cdot 4 \left(1,2 - \frac{0,144}{0,98163}\right) =$

$= 293,6$ mm

Prečnici temenih krugova $D_{a1} = 2A_k - D_{12} - 2C_1 m_n = 2 \cdot 200 -$

$- 293,6 - 2 \cdot 0,2 \cdot 4 = 104,8$ mm

$D_{a2} = 2A_k - D_{11} - 2C_2 m_n = 2 \cdot 200 - 87,9 - 2 \cdot 0,2 \cdot 4 = 310,5$ mm

Merni broj zubaca $z_{w1} = \frac{z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{x1} - \operatorname{inv} \alpha_s)}{\pi \cos^2 \beta} - \frac{2x_1 \operatorname{tg} \alpha_s}{\pi} + 0,5 =$

$= \frac{23}{\pi} \left(\frac{0,480}{0,98163^2} - 0,015714\right) - \frac{2 \cdot 0,462 \cdot 0,37078}{\pi} + 0,5 = 3,916$

Usvaja se $z_{w1} = 4$; gde je $\operatorname{tg} \alpha_{x1} = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha_s + \frac{4(x_1/z_1)(1+x_1/z_1)}{\cos^2 \alpha_s}}$

$= \sqrt{\operatorname{tg}^2 20^\circ 20' 38'' + \frac{4(0,462/23)(1+0,462/23)}{\cos^2 20^\circ 20' 38''}} = 0,480$

$z_{w2} = \frac{z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{x2} - \operatorname{inv} \alpha_s)}{\pi \cos^2 \beta} - \frac{2x_2 \operatorname{tg} \alpha_s}{\pi} + 0,5 =$

$= \frac{74}{\pi} \left(\frac{0,383}{0,98163^2} - 0,015714\right) - \frac{2 \cdot 0,144 \cdot 0,37078}{\pi} + 0,5 = 9,443$;

Usvaja se $z_{w2} = 9$; gde je $\operatorname{tg} \alpha_{x2} = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha_s + \frac{4(x_2/z_2)(1+x_2/z_2)}{\cos^2 \alpha_s}}$

$= \sqrt{\operatorname{tg}^2 20^\circ 20' 38'' + \frac{4(0,144/74)(1+0,144/74)}{\cos^2 20^\circ 20' 38''}} = 0,383$

Mera preko zubaca

$W_1 = m_n \cos \alpha [\pi (z_{w1} - 0,5) + z_1 \operatorname{inv} \alpha_s + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_s] =$

$= 4 \cos 20^\circ [\pi(4 - 0,5) + 23 \operatorname{inv} 20^\circ 20' 38'' + 2 \cdot 0,462 \cdot$

$\operatorname{tg} 20^\circ 20' 38''] = 43,573$ mm

$W_2 = m_n \cos \alpha [\pi (z_{w2} - 0,5) + z_2 \operatorname{inv} \alpha_s + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha_s] =$

$= 4 \cos 20^\circ [\pi(9 - 0,5) + 74 \operatorname{inv} 20^\circ 20' 38'' + 2 \cdot 0,144 \cdot$

$\operatorname{tg} 20^\circ 20' 38''] = 106,537$ mm

Mere za izradu:

Zupčanik 1. Može se izraditi kovanjem od čelika Č.1730 zajedno sa ulaznim vratilom reduktora, s obzirom da se očekuje

odnos $\frac{D}{d} < 2$; gde je

D - deoni prečnik zupčanika

d - konstruktivni prečnik vratila na mestu zupčanika.

Zupčanik 2. Može se izraditi od čelika Č. 1530 kovanjem sl. 14 ili od čeličnog liva Čl. 0645 livenjem sl. 1.5

Varijanta izrađena kovanjem:

Prečnik otvora glavčine dobija se na osnovu proračuna vratila, usvaja se $d = 80$ mm

Prečnik glavčine $d_g = (1,5 \div 1,7) d$; $d_g = 1,6 \cdot d = 1,6 \cdot 80 = 128$ mm,

usvaja se $d_g = 130$ mm

Debljina venca $\delta_v = (2 \div 3) m$, $\delta_v = 2,5 \cdot m = 2,5 \cdot 4,075 = 10,2$ mm

Prečnik venca tela zupčanika $D_v = D_{12} - 2\delta_v = 293,6 -$

$- 2 \cdot 10,2 = 273,2$ mm; usvaja se $D_v = 270$ mm

Prečnik otvora u telu zupčanika $d_o \approx \frac{D_v - d_g}{5} =$

$= \frac{270 - 130}{5} = 28$ mm; usvaja se $d_o = 30$ mm

Prečnik osnog kruga otvora $D_o \approx \frac{D_v + d_g}{2} =$

$= \frac{270 + 130}{2} = 200$ mm

Debljina ploče $s = (0,25 \div 0,3) L$; $s = 0,3 L = 0,3 \cdot 132 = 39,6$ mm;

usvaja se $s = 40$ mm

Dužina glavčine $L_g = (1,2 \div 1,5) d$; $L_g = 1,25 \cdot d = 1,25 \cdot 80 =$

$= 100$ mm

Varijanta izrađena livenjem:

Prečnik otvora glavčine $d = 80$ mm

Prečnik glavčine $d_g = 1,6 \cdot d = 1,6 \cdot 80 = 128$ mm;

usvaja se $d_g = 130$ mm

Debljina venca $\delta_v = (1,5 \div 1,8) m$; $\delta_v = 1,8 \cdot m = 1,8 \cdot 4,075 =$

$= 7,34$ mm; usvaja se $\delta_v, \min = 8$ mm

Prečnik venca tela zupčanika $D_v = D_{12} - 2 \cdot \delta_v =$

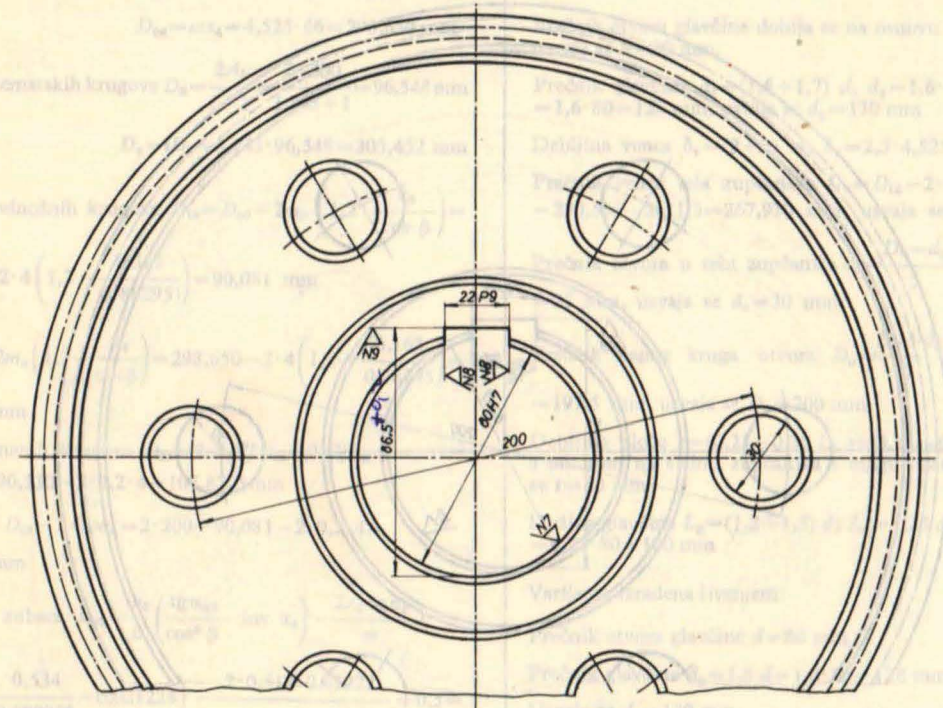
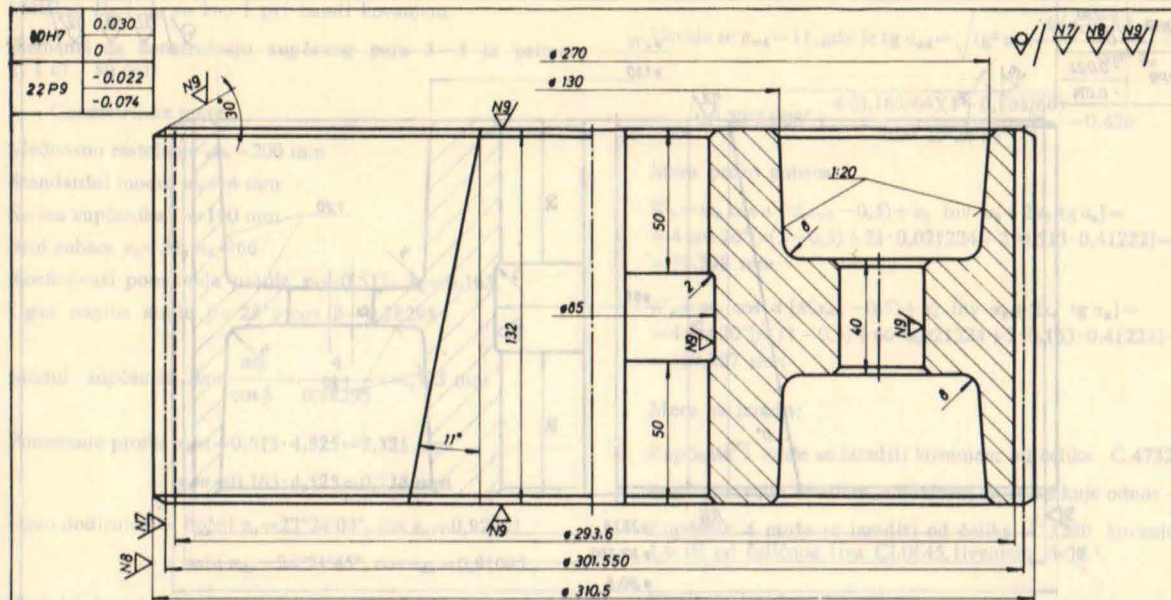
$= 293,6 - 2 \cdot 8 = 277,6$ mm, usvaja se $D_v = 275$ mm

Debljina ploče $s = (2 \div 3) m$, $s = 2,8 \cdot m = 2,8 \cdot 4,075 = 11,4$ mm

usvaja se $s = 12$ mm

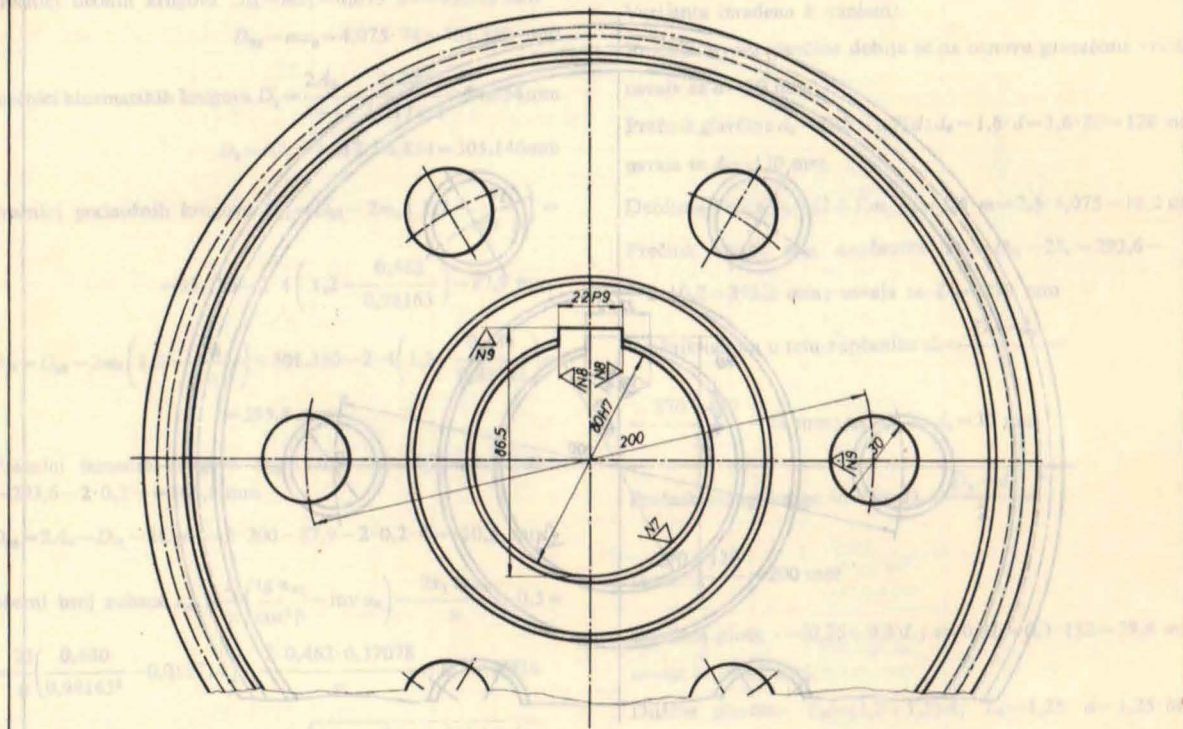
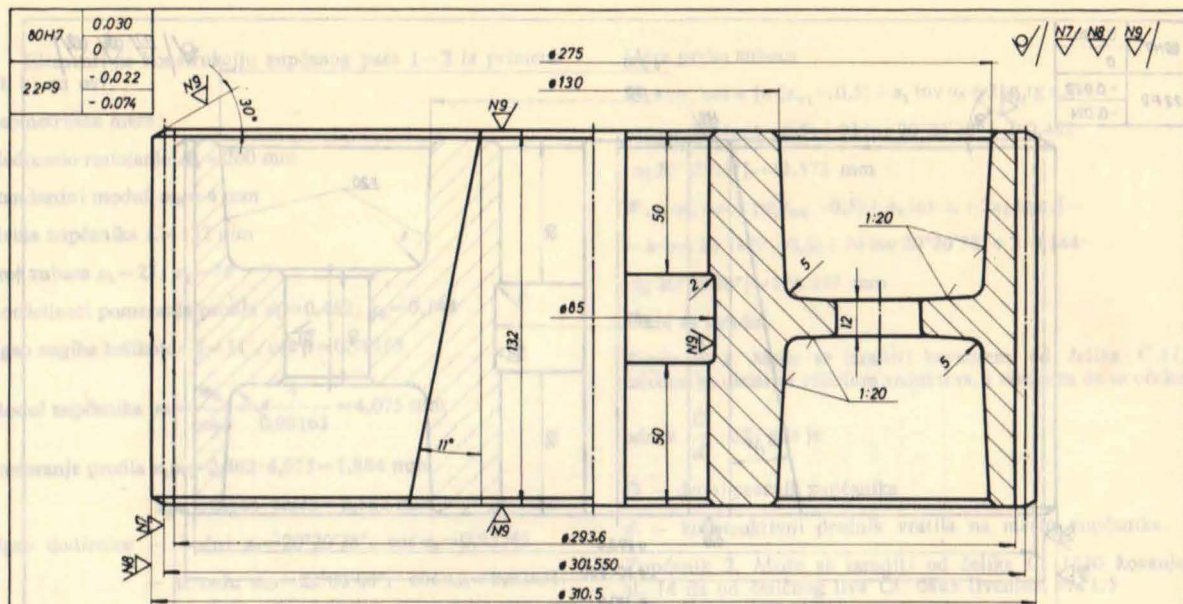
Dužina glavčine $L_g = (1 \div 1,3) d$, $L_g = 1,25 \cdot d = 1,25 \cdot 80 =$

$= 100$ mm



Napomena:
1. Sve oštre ivice obrtiti - 2/45°

Broj zubaca	74	Broj spregnutih zubaca	23	Č. 1530		adivak			
Standardni modul	4	Međuosno rastojanje	200	Materijal		Dimenzija			
Modul	4,075	Merni broj zubaca	9	Datum		Prezime i ime	MAŠINSKI FAKULTET		
Prečnik podnožnog kruga	301,550	Mera preko zubaca	106,537	Konstruisao		Polpis	U BEOGRADU		
Pomeranje profila	0,587	Ugao nagiba zubaca	11° desni	Pregledao			OSNOVI		
Prečnik temenog kruga	310,5	Masa cca	30 kg	Overio			KONSTRUISANJA		
Prečnik kinemat. kruga	305,146	Poboljšati na $\sigma_w = 800$ MPa i $H_B = (2000 \dots 2100)$ MPa		Razmera:		1:2,5		PRIJEMNI ZUPČANIK	
Ugao standar. profila	20°			Broj crteža:		SL. 1.4			



Napomena:

- Sve oštre ivice obraditi - 2/45°
- Nekotirani radijusi - 2 mm

Broj zubaca	74	Broj spregnutih zubaca	23	1	ČL. 0645	odlivak					
Standardni modul	4	Međuosno rastojanje	200	Kom.	Materijal	Dimenzija	1 kom. ukupno	Težina u kg	Sklop	Poz	
Modul	4,075	Merni broj zubaca	9	Datum		Prezime i ime	Potpis		MAŠINSKI FAKULTET U BEOGRADU		
Prečnik podeon. kruga	301,550	Mera preko zubaca	106,537	Konstruisao		Pregledao		OSNOVI KONSTRUISANJA			
Pomeranje profila	0,587	Ugao nagiba zubaca	11° desni	Overio		Razmera:		Broj crteža:			
Prečnik temenog kruga	310,5	Masa	cca 25 kg	1:2,5		PRIJEMNI ZUPČANIK		SL. 1.5			
Prečnik kinemat. kruga	305,146	Žariti i normalizovati									
Ugao standardnog prof.	20°										

Veličine D_o i d_o su kao i pri izradi kovanjem.

Elementi za konstrukciju zupčanog para 3-4 iz primera 1.1 c) su ovi:

Geometrijske mere:

Međuosno rastojanje $A_k = 200$ mm

Standardni modul $m_n = 4$ mm

Širina zupčanika $L = 160$ mm

Broj zubaca $z_3 = 21$, $z_4 = 66$

Koeficijenti pomeranja profila $x_3 = 0,513$, $x_4 = 0,163$.

Ugao nagiba strele $\beta = 28^\circ$; $\cos \beta = 0,88295$

Modul zupčanika $m = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{4}{0,88295} = 4,525$ mm

Pomeranje profila $x_3 m = 0,513 \cdot 4,525 = 2,325$ mm

$x_4 m = 0,163 \cdot 4,525 = 0,738$ mm

Ugao dodirnice — bočni $\alpha_n = 22^\circ 24' 08''$, $\cos \alpha_n = 0,92453$

u radu $\alpha_{dn} = 24^\circ 21' 45''$, $\cos \alpha_{dn} = 0,91095$

Prečnici deonih krugova $D_{03} = m z_3 = 4,525 \cdot 21 = 95,025$ mm

$D_{04} = m z_4 = 4,525 \cdot 66 = 298,650$ mm

Prečnici kinematskih krugova $D_3 = \frac{2A_k}{i+1} = \frac{2 \cdot 200}{3,143+1} = 96,548$ mm

$D_4 = i D_3 = 3,143 \cdot 96,548 = 303,452$ mm

Prečnici podnožnih krugova $D_{13} = D_{03} - 2m_n \left(1,2 - \frac{x_3}{\cos \beta}\right) = 95,025 - 2 \cdot 4 \left(1,2 - \frac{0,513}{0,88295}\right) = 90,081$ mm

$D_{14} = D_{04} - 2m_n \left(1,2 - \frac{x_4}{\cos \beta}\right) = 298,650 - 2 \cdot 4 \left(1,2 - \frac{0,163}{0,88295}\right) = 290,530$ mm

Prečnici temenih krugova $D_{a3} = 2A_k - D_{14} - 2C_3 m_n = 2 \cdot 200 - 290,530 - 2 \cdot 0,2 \cdot 4 = 107,870$ mm

$D_{a4} = 2A_k - D_{13} - 2C_4 m_n = 2 \cdot 200 - 90,081 - 2 \cdot 0,2 \cdot 4 = 308,319$ mm

Merni broj zubaca $z_{w3} = \frac{z_3}{\pi} \left(\frac{\text{tg } \alpha_{x3}}{\cos^2 \beta} - \text{inv } \alpha_n \right) - \frac{2x_3 \text{ tg } \alpha_n}{\pi} + 0,5 = \frac{21}{\pi} \left(\frac{0,534}{0,88295^2} - 0,021224 \right) - \frac{2 \cdot 0,513 \cdot 0,41222}{\pi} + 0,5 = 4,795$; usvaja se $z_{w3} = 5$,

gde je $\text{tg } \alpha_{x3} = \sqrt{\text{tg}^2 \alpha_n + \frac{4(x_3/z_3)(1+x_3/z_3)}{\cos^2 \alpha_n}}$

$= \sqrt{\text{tg}^2 22^\circ 24' 08'' + \frac{4(0,513/21)(1+0,513/21)}{\cos^2 22^\circ 24' 08''}} = 0,534$

$z_{w4} = \frac{z_4}{\pi} \left(\frac{\text{tg } \alpha_{x4}}{\cos^2 \beta} - \text{inv } \alpha_n \right) - \frac{2x_4 \text{ tg } \alpha_n}{\pi} + 0,5 =$

$= \frac{66}{\pi} \left(\frac{0,426}{0,88295^2} - 0,021224 \right) - \frac{2 \cdot 0,163 \cdot 0,41222}{\pi} + 0,5 = 11,457$

Usvaja se $z_{w4} = 11$, gde je $\text{tg } \alpha_{x4} = \sqrt{\text{tg}^2 \alpha_n + \frac{4(x_4/z_4)(1+x_4/z_4)}{\cos^2 \alpha_n}}$

$= \sqrt{\text{tg}^2 22^\circ 24' 08'' + \frac{4(0,163/66)(1+0,163/66)}{\cos^2 22^\circ 24' 08''}} = 0,426$

Mera preko zubaca

$W_3 = m_n \cos \alpha [\pi(x_{w3} - 0,5) + z_3 \text{ inv } \alpha_n + 2x_3 \text{ tg } \alpha_n] = 4 \cos 20^\circ [\pi(5 - 0,5) + 21 \cdot 0,021224 + 2 \cdot 0,513 \cdot 0,41222] = 56,398$ mm

$W_4 = m_n \cos \alpha [\pi(x_{w4} - 0,5) + z_4 \text{ inv } \alpha_n + 2x_4 \text{ tg } \alpha_n] = 4 \cos 20^\circ [\pi(11 - 0,5) + 66 \cdot 0,021224 + 2 \cdot 0,163 \cdot 0,41222] = 129,807$ mm

Mere za izradu:

Zupčanik 3 može se izraditi kovanjem od čelika Č.4732 zajedno sa ulaznim vratilom, s obzirom da se očekuje odnos $\frac{D}{d} < 2$.

Zupčanik 4 može se izraditi od čelika Č.3230 kovanjem sl. 1.6 ili od čeličnog liva Čl.0645 livenjem sl. 1.7.

Varijanta izrađena kovanjem:

Prečnik otvora glavčine dobija se na osnovu proračuna vratila, usvaja se $d = 80$ mm.

Prečnik glavčine $d_g = (1,5 \div 1,7) d$, $d_g = 1,6 \cdot d = 1,6 \cdot 80 = 128$ mm, usvaja se $d_g = 130$ mm

Debljina vena $\delta_v = (2 \div 3) m$; $\delta_v = 2,5 \cdot 4,525 = 11,3$ mm

Prečnik vena tela zupčanika $D_v = D_{14} - 2 \cdot \delta_v = 290,530 - 2 \cdot 11,3 = 267,930$ mm, usvaja se $D_v = 265$ mm

Prečnik otvora u telu zupčanika $d_o \approx \frac{D_v - d_g}{5} = \frac{265 - 130}{5} = 27$ mm, usvaja se $d_o = 30$ mm

Prečnik osnog kruga otvora $D_o \approx \frac{D_v + d_g}{2} = \frac{265 + 130}{2} = 197,5$ mm, usvaja se $D_o = 200$ mm

Debljina ploče $s = (0,25 \div 0,3) L$, $s = 0,3 L = 0,3 \cdot 160 = 48$ mm; s obzirom na širinu zupčanika i mogućnosti kovanja, usvaja se $s = 60$ mm

Dužina glavčine $L_g = (1,2 \div 1,5) d$; $L_g = 1,25 d = 1,25 \cdot 80 = 100$ mm

Varijanta izrađena livenjem:

Prečnik otvora glavčine $d = 80$ mm

Prečnik glavčine $d_g = 1,6 d = 1,6 \cdot 80 = 128$ mm,

Usvaja se $d_g = 130$ mm

Debljina vena $\delta_v = (1,5 \div 1,8) m$, $\delta_v = 1,8 m = 1,8 \cdot 4,525 = 8,25$ mm

Prečnik vena tela zupčanika $D_v = D_{14} - 2\delta_v = 290,530 - 2 \cdot 8,25 = 274,030$; usvaja se $D_v = 270$ mm

Debljina ploče $s = (2 - 3) m$, $s = 3 m = 3 \cdot 4,525 = 13,575$ mm usvaja se $s = 14$ mm

Dužina glavčine $L_g = (1 - 1,3) d$; $L_g = 1,25 d = 1,25 \cdot 80 = 100$ mm

Prečnik otvora u telu zupčanika $d_o \approx \frac{D_v - d_g}{5} = \frac{270 - 130}{5} = 28$ mm, usvaja se $d_o = 30$ mm

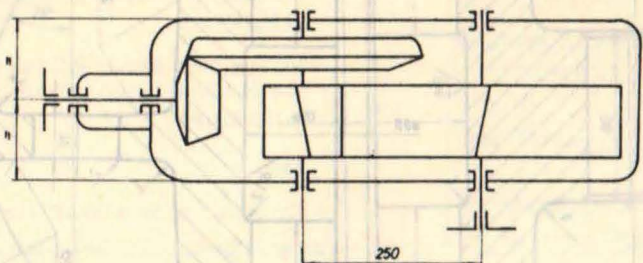
Prečnik osnog kruga otvora $D_o \approx \frac{D_v + d_g}{2} = \frac{270 + 130}{2} = 200$ mm

Primer 1.2: Proračunati zupčane parove dvostepenog re-
duktora prema šemi prikazanoj na sl. 1.8.

Merodavna snaga $P = 50 \text{ kW}$,

Broj obrta ulaznog vratila $n_{ul} = 1000 \text{ min}^{-1}$

Broj obrta izlaznog vratila $n_{izl} = 100 \text{ min}^{-1}$



Sl. 1.8

Prenosni odnos:

$$i = \frac{n_{ul}}{n_{izl}} = \frac{1000}{100} = 10; \quad i_{1-2} = (0,22 - 0,28) i, \text{ usvojeno } i_{1-2} = 2,75$$

za konični zupčani par sa pravim zupcima

$$i_{3-4} = \frac{i}{i_{1-2}} = \frac{10}{2,75} = 3,64 \text{ za cilindrični zupčani par sa heliko-}$$

idnim zupcima i pomeranim profilom.

Usvaja se broj zubaca koničnog zupčanika

$$z_1 = 20, \quad z_2 = iz_1 = 2,75 \cdot 20 = 55$$

$$z_3 = \frac{Z}{1 + i_{3-4}} = \frac{97}{1 + 3,64} = 20,9, \text{ usvaja se } z_3 = 21$$

$$z_4 = 97 - 21 = 76, \text{ pa je stvarni prenosni odnos}$$

$$i_{3-4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{76}{21} = 3,619, \quad i = i_{1-2} \cdot i_{3-4} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{55 \cdot 76}{20 \cdot 21} = 9,952$$

Brojevi obrta:

$$n_{II} = n_{ul} = 1000 \text{ min}^{-1}, \quad n_{III} = \frac{n_{ul}}{i_{1-2}} = \frac{1000}{2,75} = 363,6 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{IIV} = n_{izl} = \frac{n_{ul}}{i} = \frac{1000}{9,952} = 100,5 \text{ min}^{-1}$$

Konično i međuosno rastojanje:

za konični zupčani par usvaja se konično rastojanje:

$$R_t = 0,5m \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5m \sqrt{20^2 + 55^2} = 29,3 \text{ m},$$

što je veoma blizu preporučenoj vrednosti

$$R_t = 30 \text{ m}.$$

za cilindrični zupčani par sa helikoidnim zupcima i pomeranim profilom usvaja se međuosno rastojanje

$$A_k = 50 m_n, \quad \beta = 11^\circ, \quad x_3 + x_4 = 0,606$$

videti primer 1.1a)

$$x_4 = \frac{x_3 + x_4}{1 + i_{3-4}} = \frac{0,606}{1 + 3,619} = 0,131, \quad x_3 = 0,606 - 0,131 = 0,475$$

Širina zupčanika L:

Za konične zupčanike faktor dužine zupca iznosi:

$$\psi = \frac{L}{m_m} = 6 \dots 10, \quad L = (6 \dots 10) m_m, \text{ ili s obzirom}$$

$$\text{na stepen punoće } \gamma = \frac{L}{R_t} = 0,25 \dots 0,33,$$

$$L = (0,25 \dots 0,33) R_t$$

Kako je $R_t = 29,3 \text{ m}$ može se usvojiti da je

$$L = 0,25 \cdot 29,3 \text{ m} = 7,325 \text{ m}, \text{ usvojeno } L = 7,5 \text{ m}$$

S obzirom na vezu modula i srednjeg računskog modula:

$$m = m_m + \frac{L \sin \delta_1}{z_1} = m_m + \frac{7,5 \text{ m} \cdot 0,34714}{20} = m_m + 0,128 \text{ m}$$

$$\text{sledi: } m = 1,147 m_m, \text{ gde je}$$

$$\text{tg } \delta_1 = \frac{1}{i_{1-2}} = \frac{1}{2,75} = 0,36363, \quad \delta_1 = 19^\circ 58' 42''$$

$$\sin \delta_1 = 0,34174, \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 19^\circ 58' 42'' = 70^\circ 01' 18'' \text{ iz}$$

$$L = 7,5 \text{ m} = 7,5 \cdot 1,147 m_m = 8,6 m_m, \quad \psi = 8,6 \text{ pa je}$$

stepen punoće $\gamma = \frac{L}{R_t} = \frac{7,5 \text{ m}}{29,3 \text{ m}} = 0,256$ što je u datim granicama.

Za cilindrični zupčani par može se usvojiti širina zupčanika $L = 33 m_n$ kao u primeru 1.1a)

Modul zupčanog para 1-2:

Usvaja se materijal za cementaciju Č.4321/Č.4320 i mazivo viskoznosti $\eta = 0,092 \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

Modul zupčanog para biće proračunat na savijanje u korenu zupca:

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{0,637 \phi_{cl} P}{\sigma_{d1} \psi \cdot z_1 \omega_1 \xi_\epsilon}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{0,637 \cdot 10,44 \cdot 50 \cdot 10^3}{105 \cdot 10^6 \cdot 8,6 \cdot 20 \cdot 105 \cdot 1,364}} = 0,00505 \text{ m}$$

$$\phi_{cl} = 10,44 \text{ za } z_{cl} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 19^\circ 58' 42''} = 21,28$$

$$\sigma_{d1} = \xi_k \sigma_{d10} = \frac{a_1 \cdot a_2}{a_1 + v} \cdot \sigma_{d10} = \frac{6 \cdot 1}{6 + 6} \cdot 210 = 105 \text{ MPa}$$

usvojeno je $a_1 = 6, a_2 = 1, v = 6 \text{ m/s}$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} \cong 105 \text{ s}^{-1}$$

$$z_{cl} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{55}{\cos 70^\circ 01' 18''} = 161$$

$$\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2 = 0,785 + 0,92 = 1,705 \text{ prema tablici}$$

2.13 [10], $\xi_\epsilon = 0,8 \cdot \epsilon = 0,8 \cdot 1,705 = 1,364$ sa ovim vrednostima je

Standardni modul $m = 6 \text{ mm}$, pa je srednji modul

$$m_m = \frac{m}{1,147} = \frac{6}{1,147} = 5,23 \text{ mm}$$

Osnovne geometrijske mere:

$$\text{Konično rastojanje } R_t = 29,3 \text{ m} = 29,3 \cdot 6 = 175,8 \text{ mm}$$

$$\text{Širina zupčanika } L = 7,5 \text{ m} = 7,5 \cdot 6 = 45 \text{ mm}$$

Prečnici srednjih deonih krugova

$$D_{m1} = z_1 m_m = 20 \cdot 5,23 = 104,6 \text{ mm}$$

$$D_{m2} = z_2 m_m = 55 \cdot 5,23 = 287,65 \text{ mm}$$

$$\text{Provera brzine } v = \frac{\pi D_{m1} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,105 \cdot 1000}{60} \cong 5,5 \text{ m/s}$$

što je manje od pretpostavljene vrednosti $v = 6 \text{ m/s}$, pa ne treba ponavljati proračun.

Modul zupčanog para 3-4:

Usvaja se materijal za poboljšanje Č.4732/Č.3230, mazivo viskoznosti

$\eta = 0,092 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ i stepen sigurnosti protiv gnječenja bokova $v = 1,5$.

$$m_n = \cos \beta \sqrt[3]{\frac{6,22 P \cdot \eta (i+1) \cos \beta \xi_x}{i K_d \psi z_3^2 \omega_3}}$$

$$= 0,98163 \sqrt[3]{\frac{6,22 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 0,97 \cdot 4,619 \cdot 0,98163 \cdot 0,922}{3,619 \cdot 5,33 \cdot 10^6 \cdot 33 \cdot 21^2 \cdot 38}} = 0,0048 \text{ m}.$$

Ovde je $\eta = 0,97$ za konični zupčani par

$$K_d = \frac{K}{v} = \frac{8}{1,5} = 5,33 \text{ MPa}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_{III}}{30} = \frac{\pi \cdot 363,6}{30} \cong 38 \text{ s}^{-1}$$

Usvaja se standardni modul $m_n = 5 \text{ mm}$

Osnovne geometrijske mere:

$$\text{Međuosno rastojanje } A_k = 50 m_n = 50 \cdot 5 = 250 \text{ mm}$$

$$\text{Širina zupčanika } L = 33 m_n = 33 \cdot 5 = 165 \text{ mm}$$

Kinematski prečnici:

$$D_3 = \frac{2A_k}{i_{3-4} + 1} = \frac{2 \cdot 250}{3,619 + 1} = 108,249 \text{ mm}$$

$$D_4 = i_{3-4} \cdot D_3 = 3,619 \cdot 108,249 = 391,751 \text{ mm}$$

Provera čvrstoće zupčanika:

zupčani par 1-2:

materijal Č.4321/Č.4320

$$\text{konstruktivni odnos } \varphi = \frac{L}{D_{m1}} = \frac{45}{104,6} = 0,43 = \frac{\psi}{z_1}$$

$$\text{Obimna brzina } v = \frac{\pi D_{m1} n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,105 \cdot 1000}{60} = 5,5 \text{ m/s}$$

kvalitet izrade zubaca IT7

Opterećenje zupčanika:

$$M_{oz1} = \xi_u \xi_d M_{01} = \xi_u \xi_d \frac{P}{\omega_1} = 1 \cdot 1,3 \frac{50 \cdot 10^3}{105} = 619 \text{ Nm}$$

Stvarni redukovani površinski pritisak:

$$k_1 = \frac{M_{oz1}}{\varphi D_{m1}^3} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \cdot \frac{4 \xi_r \xi_x}{\sin 2\alpha} = \frac{619}{0,43 \cdot 0,105^3}$$

$$\frac{\sqrt{2,75^2 + 1}}{2,75} \cdot \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 1,15}{\sin 40^\circ} = 11,36 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 11,36 \text{ MPa}$$

$$\xi_x = 1,15 \text{ za } z_n = 21,25 \text{ tablica 1.5 [6]}$$

Stepen sigurnosti bokova zubaca:

$$v_1 = \frac{k_{D1} \xi_\eta \xi_B}{k_1} = \frac{50 \cdot 1 \cdot 1}{11,36} = 4,4$$

$$v_2 = \frac{k_{D2} \xi_\eta \xi_B}{k_1} = \frac{50 \cdot 1 \cdot 1}{11,36} = 4,4$$

Ovako visoke vrednosti stepena sigurnosti odnose se na zupce od čelika za cementaciju Č.4321/Č.4320, čije je dimenzionisanje izvedeno na osnovu savijanja u podnožju zubaca.

Naponi u podnožju zubaca:

$$\sigma_1 = \frac{F_{oz1} \phi_{01} \xi_r \xi_\epsilon}{b m_m} = \frac{11790 \cdot 3,35 \cdot 1,2 \cdot 0,7}{0,045 \cdot 0,00523} =$$

$$= 140,97 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 140,97 \text{ MPa}$$

$$F_{oz1} = \frac{2 M_{oz1}}{D_{m1}} = \frac{2 \cdot 619}{0,105} \cong 11790 \text{ N}$$

$$\phi_{01} = 3,35 \text{ tablica 1.13 [6]; } \xi_\epsilon = 0,7 \text{ tablica 1.14 [6]}$$

$$\sigma_2 = \sigma_1 \frac{\phi_{02} \xi_{\epsilon 2}}{\phi_{01} \xi_{\epsilon 1}} = 140,97 \cdot \frac{2,5 \cdot 0,57}{3,35 \cdot 0,7} = 85,66 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u podnožju zubaca:

$$v_1 = \frac{\sigma_{D1}}{\sigma_1} = \frac{430}{140,97} = 3,05, \quad v_2 = \frac{\sigma_{D2}}{\sigma_2} = \frac{380}{85,66} = 4,43$$

Zupčani par 3-4:

Materijal Č.4732/Č.3230

$$\text{Konstruktivni odnos } \varphi = \frac{L}{D_3} = \frac{165}{108,249} = 1,52$$

Obimna brzina zupčanika

$$v = \frac{\pi D_3 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,108 \cdot 363,6}{60} = 2,06 \text{ m/s}$$

Kvalitet izrade zubaca IT7

Opterećenje zupčanika

$$M_{oz3} = \xi_u \xi_d M_{03} = \xi_u \xi_d \frac{P \cdot \eta}{\omega_3} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,97}{38} \cong 1276 \text{ Nm}$$

Stvarni redukovani površinski pritisak:

$$k_s = \frac{M_{oz3}}{\varphi D_3^2} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{4 \xi_r \xi_z \xi_\beta}{\sin 2\alpha_s} = \frac{1276}{1,52 \cdot 0,108^3} \cdot \frac{4,619}{3,619} = \frac{4 \cdot 1,25 \cdot 1,16 \cdot 0,808}{\sin 44^\circ 12' 16''} = 5,72 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 5,72 \text{ MPa};$$

$$\xi_z = 1,16 \text{ za } z_n = \frac{z_a}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{0,98163^3} = 22,2$$

$$k_{D3} = 8 \text{ MPa}, \quad k_{D4} = 7 \text{ MPa} \quad (\text{tablica 1.6 [6]}).$$

Stepeni sigurnosti bokova zubaca:

$$v_3 = \frac{k_{D3} \xi_\eta \xi_E}{k_s} = \frac{8 \cdot 1 \cdot 1}{5,72} \cong 1,4,$$

$$v_4 = \frac{k_{D4} \xi_\eta \xi_E}{k_s} = \frac{7 \cdot 1 \cdot 1}{5,72} = 1,22 < 1,25.$$

S obzirom da stepen sigurnosti zupčanika 4 ne zadovoljava može se usvojiti isti materijal za oba zupčanika i to Č.4732 tako da je $v_3 = v_4 = 1,4$

Naponi u podnožju zubaca:

$$\sigma_3 = \frac{F_{oz3} \phi_{03} \xi_r \xi_E \xi_k}{b m_n} = \frac{23630 \cdot 2,59 \cdot 1,25 \cdot 0,71 \cdot 0,774}{0,165 \cdot 0,005} = 50,96 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 50,96 \text{ MPa}$$

$$F_{oz3} = \frac{2 M_{oz3}}{D_3} = \frac{2 \cdot 1276}{0,108} \cong 23630 \text{ N}$$

$$\sigma_4 = \sigma_3 \frac{\phi_{04} \xi_{E4}}{\phi_{03} \xi_{E3}} = 50,96 \cdot \frac{2,42 \cdot 0,59}{2,59 \cdot 0,71} = 39,57 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u podnožju zubaca:

$$v_3 = \frac{\sigma_{D3}}{\sigma_3} = \frac{350}{50,96} = 6,87, \quad v_4 = \frac{\sigma_{D4}}{\sigma_4} = \frac{350}{39,57} = 8,84.$$

Provera stepena sigurnosti prema DIN 3990/70

Zupčani par 1-2:

$$\sigma_{Flim1} = 480 \text{ MPa} (\text{Č.4321}), \quad \sigma_{Flim2} = 460 \text{ MPa} (\text{Č.4320})$$

$$F_t = \frac{2P}{\omega_1 d_{m1}} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3}{105 \cdot 0,105} = 9070 \text{ N}$$

$$b = 45 \text{ mm}, \quad d_{m1} = 104,6 \text{ mm}, \quad \omega_1 = 105 \text{ s}^{-1}$$

Za konične zupčanike: $Z_e = 1$ i $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$;

$$K_I = 1 \text{ za } P = P_{mer}$$

$$K_v = 1,55, \text{ tablica 5.2 [10]} \text{ za } v = 5,5 \text{ m/s}$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,20, \text{ tablica 5.3 [10]} \text{ za } \frac{b}{d_{m1}} = \frac{45}{104,6} = 0,43$$

$$Y_{F1} = 2,862, \quad Y_{F2} = 2,147, \text{ tablica 5.1 [10]} \text{ za } z_{v1} = 21,28$$

$$i z_{v2} = 161$$

$$Y_\beta = 1 \text{ za prave zupce}, \quad Y_e = \frac{1}{e} = \frac{1}{1,705} = 0,586.$$

Računski naponi:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b m_m} K_I K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_{F1} Y_\beta Y_e = \frac{9070}{0,045 \cdot 0,00523} \cdot 1 \cdot 1,55 \cdot 1 \cdot 1,20 \cdot 2,862 \cdot 1 \cdot 0,586 = 120,22 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 120,22 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 120,22 \cdot \frac{2,147}{2,862} = 90,18 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u korenu zubaca:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F1}} = \frac{480 \cdot 1 \cdot 1}{120,22} \cong 4,0,$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F2}} = \frac{460 \cdot 1 \cdot 1}{90,18} = 5,1.$$

Herzov pritisak za zupce u kinematskom polu:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{F_t}{b d_{m1}} \frac{\sqrt{u^2+1}}{u} K_I K_v K_{H\alpha} K_{H\beta}} = 1,764 \cdot 0,192 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{9070}{0,045 \cdot 0,105} \cdot \frac{\sqrt{2,75^2+1}}{2,75} \cdot 1 \cdot 1,55 \cdot 1 \cdot 1,20} = 660,15 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 660,15 \text{ MPa}$$

$$Z_H = 1,764, \text{ tablica 5.5 [10]} \text{ za } \beta = 0 \text{ i } x_1 + x_2 = 0$$

$$Z_M = 0,192 \cdot 10^6 (\text{Pa})^{1/2} \text{ - za čelik}$$

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = 1630 \text{ MPa}, \text{ tablica 5.4 [10]}$$

Stepen sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_{H1} = S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim1} K_L K_{HX} Z_R Z_v}{\sigma_H} = \frac{1630 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{660,15} = 2,47,$$

Zupčani par 3-4:

$$\sigma_{Flim3} = 290 \text{ MPa} (\text{Č.4732}), \quad \sigma_{Flim4} = 270 \text{ MPa} (\text{Č.3230})$$

Tablica 5.4 [10]

$$F_t = \frac{2P \eta}{\omega_3 d_3} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 0,97}{38 \cdot 0,108} = 23635 \text{ N}$$

$$b = 165 \text{ mm}, \quad d_3 = 108,249 \text{ mm}, \quad \omega_3 = 38 \text{ s}^{-1}$$

$$q_L = 0,4 \left(1 + \frac{f_{pe} - 2}{F_t/b} 10^4\right) = 0,4 \left(1 + \frac{16 - 2}{23635/0,165} 10^4\right) = 0,791$$

$$f_{pe} = 16 \mu\text{m} (\text{tablica 5.6 [10]})$$

$$K_{F\alpha} = q_L \cdot e_\alpha = 0,791 \cdot 1,7 = 1,344$$

$$e_\alpha = 1,7 (\text{tablica 2.13 [10]}), \quad Z_e = 0,76, \text{ videti primer 1.1a)}$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 2(q_L - 0,5)(Z_e^{-2} - 1) = 1 + 2(0,791 - 0,5) \cdot (0,76^{-2} - 1) = 1,426$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,25 \text{ za } \frac{b}{d_3} = \frac{165}{108,249} = 1,52$$

$$Y_{F3} = 2,23, \quad Y_{F4} = 2,19 (\text{tablica 5.1 [10]})$$

$$Y_\beta = \xi_\beta = 0,911 (\text{tablica 2.14 [10]})$$

$$Y_e = \frac{1}{e_\alpha} = \frac{1}{1,7} = 0,588$$

Računski naponi:

$$\sigma_{F3} = \frac{F_t}{b m_n} K_I K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} Y_{F3} Y_\beta Y_e = \frac{23635}{0,165 \cdot 0,005} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,344 \cdot 1,25 \cdot 2,23 \cdot 0,911 \cdot 0,588 = 57,49 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 57,49 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = \sigma_{F3} \frac{Y_{F4}}{Y_{F3}} = 57,49 \cdot \frac{2,19}{2,23} = 56,46 \text{ MPa}$$

Stepeni sigurnosti u korenu zubaca:

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Flim3} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F3}} = \frac{290 \cdot 1 \cdot 1}{57,49} = 5,04,$$

$$S_{F4} = \frac{\sigma_{Flim4} Y_S K_{FX}}{\sigma_{F4}} = \frac{270 \cdot 1 \cdot 1}{56,46} = 4,78.$$

Herzov pritisak za zupce u kinematskom polu:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{F_t}{b d_3} \frac{\sqrt{u^2+1}}{u} K_I K_v K_{H\alpha} K_{H\beta}} = 1,67 \cdot 0,192 \cdot 10^6 \cdot 0,76 \cdot \sqrt{\frac{23635}{0,165 \cdot 0,108} \cdot \frac{\sqrt{1 \cdot 1,426 \cdot 1,25}}{1,426} \cdot \frac{4,619}{3,619}} = 423,3 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 423,3 \text{ MPa}$$

$$Z_H = 1,67 (\text{tablica 5.5 [10]}), \text{ za } \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = \frac{0,606}{97} = 0,00625 \text{ i } \beta = 11^\circ.$$

$$Z_M = 0,192 \cdot 10^6, \text{ videti primer 1.1a)}$$

$$\sigma_{Hlim3} = 670 \text{ MPa} (\text{Č.4732}), \quad \sigma_{Hlim4} = 600 \text{ MPa} (\text{Č.3230})$$

Stepeni sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_{H3} = \frac{\sigma_{Hlim3} K_L K_{HX} Z_R Z_v}{\sigma_H} = \frac{670 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{423,3} = 1,58,$$

$$S_{H4} = \frac{\sigma_{Hlim4} K_L K_{HX} Z_R Z_v}{\sigma_H} = \frac{600 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{423,3} = 1,42.$$

Elementi za konstrukciju zupčanog para 1-2 iz primera 1.2 su ovi:

Geometrijske mere:

uglovi deonog konusa za $\delta = 90^\circ$

$$\text{tg } \delta_1 = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{20}{55} = 0,36363, \quad \delta_1 = 19^\circ 58' 42''$$

$$\text{tg } \delta_2 = i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{55}{20} = 2,75, \quad \delta_2 = 70^\circ 01' 18''$$

Visina zupca

$$\text{temena } h_a = m = 6 \text{ mm}, \text{ podnožna } h_f = 1,2 m = 7,2 \text{ mm}$$

$$\text{ukupna } h = 2,2 m = 13,2 \text{ mm}$$

Prečnici deonih krugova

$$D_1 = m z_1 = 6 \cdot 20 = 120 \text{ mm}$$

$$D_2 = m z_2 = 6 \cdot 55 = 330 \text{ mm}$$

Prečnici temenih krugova

$$D_{a1} = m(z_1 + 2 \cos \delta_1) = 6(20 + 2 \cdot \cos 19^\circ 58' 42'') = 131,280 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = m(z_2 + 2 \cos \delta_2) = 6(55 + 2 \cdot \cos 70^\circ 01' 18'') = 334,092 \text{ mm}$$

Prečnici podnožnih krugova

$$D_{f1} = m(z_1 - 2,4 \cos \delta_1) = 6(20 - 2,4 \cos 19^\circ 58' 42'') = 106,440 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = m(z_2 - 2,4 \cos \delta_2) = 6(55 - 2,4 \cos 70^\circ 01' 18'') = 325,080 \text{ mm}$$

Osnovni konični zupčanik

$$\text{Prečnik } D_t = 2 R_t = \frac{D_1}{\sin \delta_1} = \frac{D_2}{\sin \delta_2} = 2 \cdot 175,8 = 351,6 \text{ mm}$$

$$\text{Broj zubaca } z_0 = \frac{z_1}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{\sin \delta_2} = \frac{20}{\sin 19^\circ 58' 42''} = 58,5$$

$$\text{ugaoni korak } \theta = \frac{2\pi}{z_0} = \frac{360}{58,5} = 6,15^\circ = 6^\circ 09'$$

Temeni ugao zupca

$$\text{tg } \varphi_a = \frac{m}{R_t} = \frac{2 \sin \delta_1}{z_1} = \frac{2 \sin \delta_2}{z_2} = \frac{6}{175,8} = 0,0341,$$

$$\varphi_a = 1^\circ 57' 10''$$

Temeni uglovi konusa

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \varphi_a = 19^\circ 58' 42'' + 1^\circ 57' 10'' = 21^\circ 55' 52''$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \varphi_a = 70^\circ 01' 18'' + 1^\circ 57' 10'' = 71^\circ 58' 28''$$

Podnožni ugao zupca ($h_1=1,2m$)

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{1,2m}{R_1} = \frac{2,4 \sin \delta_1}{z_1} = \frac{2,4 \sin \delta_2}{z_2} = \frac{1,2 \cdot 6}{175,8} = 0,0411$$

$$\varphi_1 = 2^\circ 21' 12''$$

Podnožni uglovi konusa

$$\delta_{11} = \delta_1 - \varphi_1 = 19^\circ 58' 42'' - 2^\circ 21' 12'' = 17^\circ 37' 30''$$

$$\delta_{12} = \delta_2 - \varphi_1 = 70^\circ 01' 18'' - 2^\circ 21' 12'' = 67^\circ 40' 06''$$

Uglovi zupca

$$\text{Spoljni } \chi_a = 90^\circ - \varphi_a = 90^\circ - 1^\circ 57' 10'' = 88^\circ 02' 50''$$

$$\text{Unutrašnji } \chi_{11} = 90^\circ + \delta_{a1} = 90^\circ + 21^\circ 55' 52'' = 111^\circ 55' 52''$$

$$\chi_{12} = 90^\circ + \delta_{a2} = 90^\circ + 71^\circ 58' 28'' = 161^\circ 58' 28''$$

$$\text{kontrolni } \chi_1 = 90^\circ - \delta_{a1} = 90^\circ - 21^\circ 55' 52'' = 68^\circ 04' 08''$$

$$\chi_a = 90^\circ - \delta_{a2} = 90^\circ - 71^\circ 58' 28'' = 18^\circ 01' 32''$$

Ukupna temena visina zupčanika

$$L_{a1} = \frac{D_{a1}}{2 \operatorname{tg} \delta_{a1}} = \frac{131,280}{2 \operatorname{tg} 21^\circ 55' 52''} = 162 \text{ mm}$$

$$L_{a2} = \frac{D_{a2}}{2 \operatorname{tg} \delta_{a2}} = \frac{334,092}{2 \operatorname{tg} 71^\circ 58' 28''} = 54,7 \text{ mm}$$

Mere za izradu:

Zupčanik 1 može se izraditi kovanjem od čelika Č.4321 zajedno sa ulaznim vratilom reduktora.

Zupčanik 2 može se izraditi od čelika Č.4320 kovanjem sl.1.9.

Prečnik otvora glavčine dobija se na osnovu protačuna vratila, usvaja se $d=70$ mm

Prečnik glavčine $d_g=(1,5 \div 1,7)d$, $d_g=1,7d=1,7 \cdot 70=119$ mm,

usvaja se $d_g=120$ mm

Debljina ploče $s=(0,15 \div 0,2) R_1$, $s=0,15 R_1=0,15 \cdot 175,8=26,3$ mm, usvaja se $s=26$ mm

Prečnik osnovnog kruga za otvore u telu zupčanika $D_o=180$ mm i prečnik otvora $d_o=30$ mm usvajaju se konstruktivno (vidi Mašinski elementi III, strana 123)

Dužina glavčine $L_g=(1,2 \div 1,5)d$, $L_g=1,5d=1,5 \cdot 70=105$ mm

1.4 POGONSKI ELEMENTI PUŽNOG REDUKTORA

Za reduktore čije se ose vratila ukrštaju primenjuje se pužni par (pužni zavrtanj i pužni zupčanik) sl. 1.10.

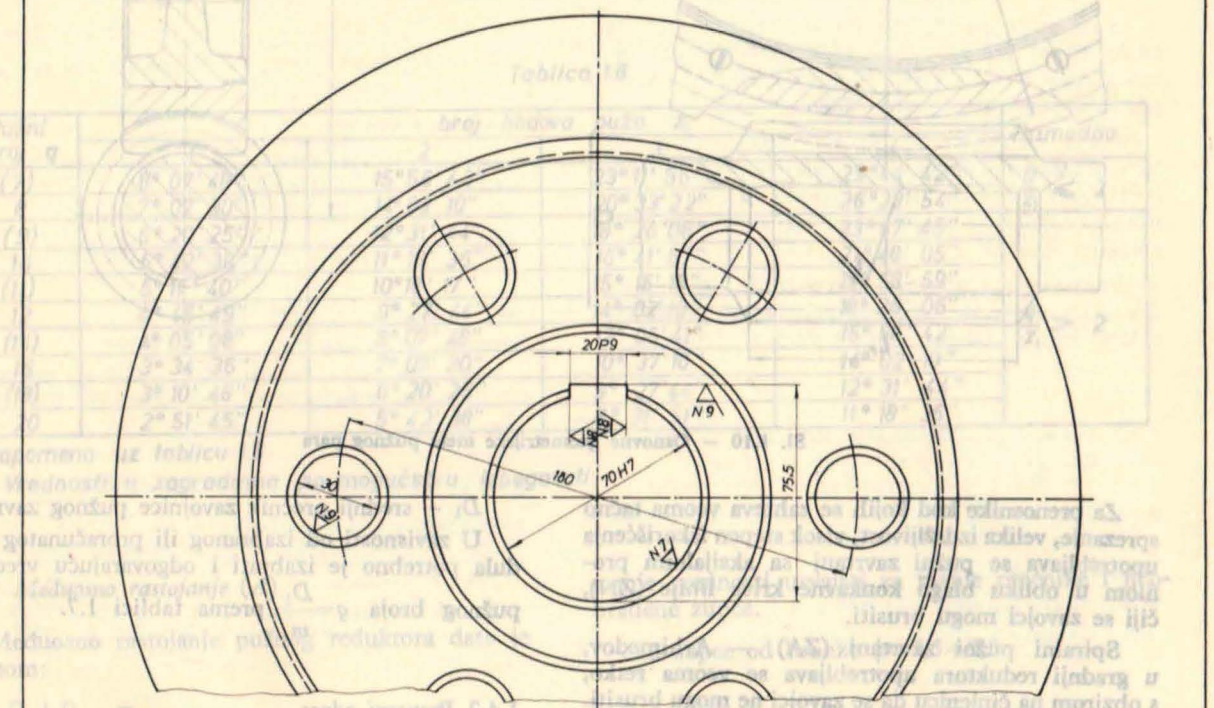
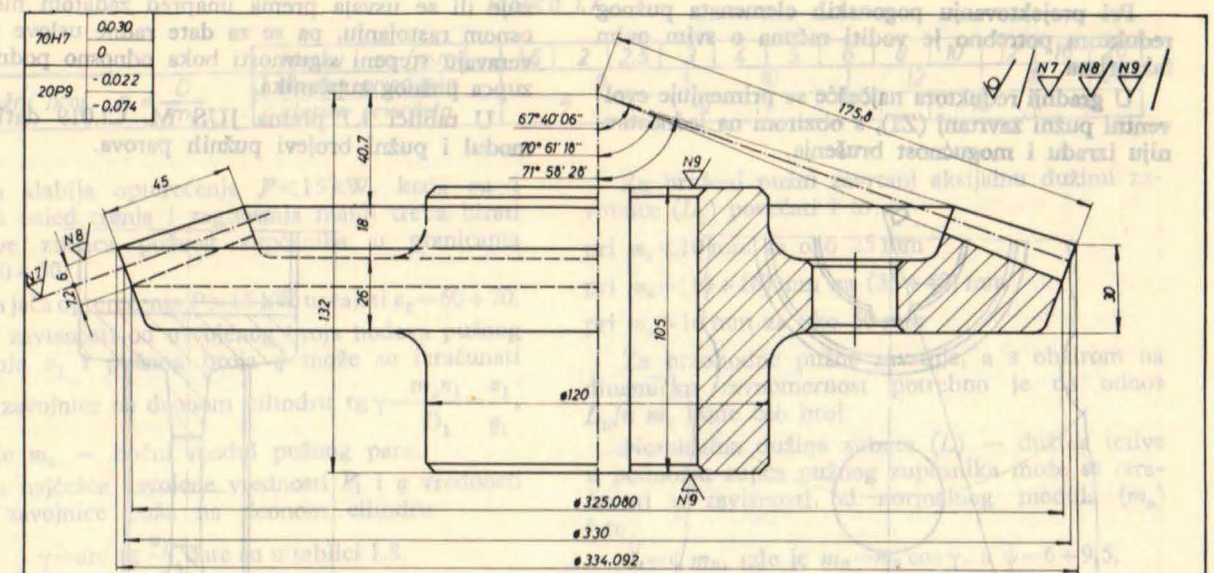
Ugao pod kojim se ukrštaju ose vratila pužnog prenosioca je najčešće $\varphi=90^\circ$, ali može biti i drugačiji.

U poređenju za zupčanim reduktorom pužni reduktor ima ove prednosti:

- mogućnost ostvarenja velikog prenosnog odnosa ($i=10 \div 80$) sa jednim parom;
- kompaktniju građu;
- tih i bešuman rad prenosioca;
- mogućnost ostvarenja samokočenja (pri $z_1=1$).

Nedostaci pužnog reduktora u odnosu na zupčane reduktore su:

- niži stepen iskorišćenja;
- jače zagrevanje prenosioca;
- određeni zahtevi za visokom tačnošću pri izradi i montaži pogonskih elemenata.

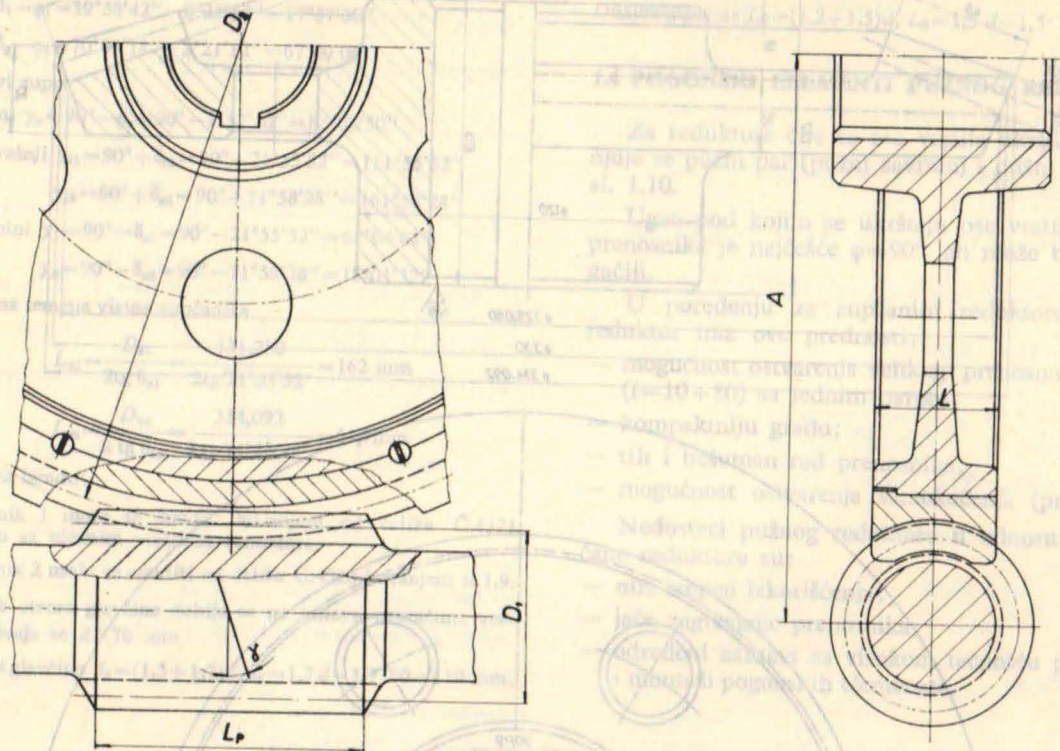


- Napomena:
1. Nekotirani radijusi su δ mm
 2. Naznačene ivice obrubiti - $2/45^\circ$

Č. 4320		odkovak		Lok. ulazna		Sklop		Poz.	
Kom.	Materijal	Dimenzije		Težina u kg		Slika		Poz.	
Broj zubaca	55	Broj spregnutih zubaca	20						
Modul	6	Konusno rastojanje	175,8						
Ugao standardnog profila	20°	Ugaoni karak	6° 09'						
Ugao nagiba zubaca	0°	Masa cca	20 kg						
Visina zubaca	13,2	Cementirani bakove zubaca							
Temena visina	6	- 0,2 mm i HB = 6500 MPa							
1:2,5				PRJEMNI ZUPČANIK				Broj crteža: SI. 1.9	

Pri projektovanju pogonskih elemenata pužnog reduktora potrebno je voditi računa o svim ovim faktorima.

U gradnji reduktora najčešće se primenjuje evolventni pužni zavrtnaj (ZI), s obzirom na jednostavniju izradu i mogućnost brušenja.



Sl. 1.10 — Osnovne geometrijske mere pužnog para

zuje ili se usvaja prema unapred zadatom međuosnom rastojanju, pa se za date radne uslove proveravaju stepeni sigurnosti boka odnosno podnožja zupca pužnog zupčanika.

U tablici 1.7 prema JUS M. Cl.019 dati su modul i pužni brojevi pužnih parova.

Za prenosnike kod kojih se zahteva veoma tačno sprezanje, velika izdržljivost, visok stepen iskorišćenja upotrebljava se pužni zavrtnaj sa aksijalnim profilom u obliku blago konkavne krive linije (ZN), čiji se zavojci mogu brusiti.

Spiralni pužni zavrtnaj (ZA) — Arhimedov, u gradnji reduktora upotrebljava se veoma retko, s obzirom na činjenicu da se zavojci ne mogu brusiti.

Za prenosnike sa jačim opterećenjem upotrebljava se globoidni pužni par, s obzirom na veći stepen iskorišćenja.

Mane globoidnog pužnog para su:

- skuplja izrada;
- teže sklapanje;
- znatno smanjenje stepena iskorišćenja usled habanja.

1.4.1 Modul pužnog para (m_s)

U gradnji reduktora modul pužnog para se proračunava na osnovu poznatih obrazaca iz čvrstoće boka i podnožja zupca pužnog zupčanika, prema zadatim radnim uslovima, pa se zatim standardi-

D_1 — srednji prečnik zavojnice pužnog zavrtnja.

U zavisnosti od izabranog ili proračunatog modula potrebno je izabrati i odgovarajuću vrednost pužnog broja $q = \frac{D_1}{m_s}$ prema tablici 1.7.

1.4.2 Prenosni odnos

Prenosni odnos pužnog para dat je izrazom:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \text{ gde su: } z_1 \text{ — broj hodova pužnog zavrtnja,}$$

z_2 — broj zupaca pužnog zupčanika.

Broj hodova pužnog zavrtnja — puža — treba birati tako da je broj zupaca pužnog zupčanika $z_2 = 30 \div 70$; optimalna vrednost je $z_2 = 40$. Može se usvojiti da je $z_1 = \frac{40}{i}$ zaokružljeno naviše pa je

$$z_1 = 1 \div 6.$$

Za jače prenosne odnose $i = 50 \div 80$ upotrebljava se jednodni pužni zavrtnaj ($z_1 = 1$), dok se za slabije prenosne odnose upotrebljava pužni zavrtnaj ($z_1 > 1$).

Tablica 1.7

pužni broj $q = \frac{D}{m_s}$	Modul m (mm)													
	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20		
I stepen prioriteta	8										10	16	20	
II stepen prioriteta	7										9	11	14	18

Za slabija opterećenja $P < 15$ kW, kada su i gubici usled trenja i zagrevanja manji treba birati brojeve zupaca pužnog zupčanika u granicama $z_2 = 30 \div 50$.

Za jača opterećenja $P > 15$ kW usvajati $z_2 = 60 \div 70$.

U zavisnosti od usvojenog broja hodova pužnog zavrtnja z_1 i pužnog broja q može se izračunati ugao zavojnice na deonim cilindru $\text{tg } \gamma = \frac{m_s z_1}{D_1} = \frac{z_1}{q}$, gde je m_s — bočni modul pužnog para.

Za najčešće usvojene vrednosti z_1 i q vrednosti ugla zavojnice puža na deonim cilindru

$$\gamma = \text{arc tg } \frac{z_1}{q} \text{ date su u tablici 1.8.}$$

Za brušeni pužni zavrtnaj aksijalnu dužinu zavojnice (L_p) povećati i to:

pri $m_s < 10$ mm za oko 25 mm

pri $m_s = (10 \div 16)$ mm za $(35 \div 40)$ mm

pri $m_s > 16$ mm za oko 50 mm

Za brzohodne pužne zavrtnje, a s obzirom na dinamičku ravnomernost potrebno je da odnos $L_p / \pi m_s$ bude ceo broj.

Nominalna dužina zupaca (L) — dužina tetive u podnožju zupca pužnog zupčanika može se izračunati u zavisnosti od normalnog modula (m_n) i to:

$$L = \psi m_n, \text{ gde je } m_n = m_s \cos \gamma, \text{ a } \psi = 6 \div 9,5,$$

Tablica 1.8

Pužni broj q	broj hodova puža z_1				Primedba
	1	2	3	4	
(7)	8° 07' 48"	15° 56' 42"	23° 11' 55"	29° 44' 42"	$\frac{q}{z_1} \leq 2$
8	7° 07' 30"	14° 02' 10"	20° 33' 22"	26° 33' 54"	
(9)	6° 20' 25"	12° 31' 44"	18° 26' 06"	23° 57' 45"	
10	5° 42' 38"	11° 18' 36"	16° 41' 57"	21° 48' 05"	
(11)	5° 11' 40"	10° 18' 17"	15° 15' 18"	19° 58' 59"	
12	4° 45' 49"	9° 27' 44"	14° 02' 10"	18° 26' 06"	
(14)	4° 05' 08"	8° 07' 48"	12° 05' 41"	15° 56' 42"	$\frac{q}{z_1} > 2$
16	3° 34' 36"	7° 07' 30"	10° 37' 10"	14° 02' 10"	
(18)	3° 10' 48"	6° 20' 25"	9° 27' 44"	12° 31' 44"	
20	2° 51' 45"	5° 42' 38"	8° 31' 51"	11° 18' 36"	

Napomena uz tablicu 1.8

Vrednosti u zagradama po mogućstvu izbegavati

1.4.3 Međuosno rastojanje (A)

Međuosno rastojanje pužnog reduktora dato je izrazom:

$$A = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{m_s}{2} (q + z_2 + 2x), \text{ gde su:}$$

$D_1 = D_m + 2x m_s$ — prečnik kinematskog kruga puža

$D_2 = m_s z_2$ — prečnik deonog kruga pužnog zupčanika u srednjoj ravni

$x = -1 \div 1$ — faktor pomeranja profila

1.4.4 Aksijalna dužina zavojnice (L_p) i nominalna dužina zupaca (L)

Aksijalna dužina zavojnice može se izračunati prema obrascu iz tablice 1.9, a u zavisnosti od željenog faktora pomeranja profila.

manje vrednosti usvajati za manje prečnike i neobrađene zupce.

Za zupce od bronzne $\psi = 7,5 \div 9,5$.

Tablica 1.9

Faktor pomeranja profila x	Broj hodova puža z_1	
	1 i 2	3 i 4
0	$L_p \geq (11 + 0,06 z) m_s$	$L_p \geq (12,5 + 0,09 z) m_s$
0.5	$L_p \geq (11 + 0,1 z) m_s$	$L_p \geq (12,5 + 0,1 z) m_s$
1	$L_p \geq (12 + 0,1 z) m_s$	$L_p \geq (13 + 0,1 z) m_s$
-0.5	$L_p \geq (12 + 0,1 z) m_s$	$L_p \geq (9,5 + 0,09 z) m_s$
-1	$L_p \geq (10,5 + z) m_s$	$L_p \geq (10,5 + z) m_s$

Debljina trupa pužnog zupčanika može se izračunati u zavisnosti od nominalne dužine zupaca i modula kao $b = L + 2 m_s$

1.5 MATERIJAL I IZRADA PUŽNIH PAROVA

S obzirom na veliko klizanje kod pužnih parova zahteva se i znatna razlika u tvrdoći spregnutih materijala.

Pužni zavrtanj se izrađuje od tvrdog materijala i to: od ugljenično-konstruktivnih čelika Č.0645 i Č.0745, od cementiranih čelika klase Č.1220, Č.4120, Č.4320, kao i od čelika za poboljšanje legiranih hromom i manganom Č.1730 i Č.4730.

Za pužne zupčanike najviše se upotrebljava kalajna bronza P. CuSn14 za lakše uslove rada, kao i kalajna bronza P. CuSn12 odnosno C. CuSn12 za teže uslove rada. Pored kalajne bronzne još i aluminijumska bronza P. CuAl10Ni5FeČ.60 za livenje, kao i aluminijumska bronza CuAl10Fe3Mn, CuAl10Ni4Fe za gnječenje. U obzir dolazi i crveni liv P. CuSn10Zn4 odnosno C. CuSn10Zn4, kao i perlitni liv. Za manja opterećenja može se upotrebiti i sivi liv: SL.20, SL.25 i SL.30.

S obzirom na materijal pužni zavrtanj se najčešće izvodi izjedna sa vratilom reduktora kovanjem, rede u vidu venca koji se navlači na vratilo primenom presovane veze-sklopa.

Pužni zupčanici se obično rade iz dva dela. Venac izraden od bronzne spaja se sa glavčinom izradenom od sivog liva. Izuzetno za manje prečnike $D < 200$ mm mogu se pužni zupčanici raditi i izjedna livenjem.

Veza venca i glavčine kod pužnih zupčanika iz dva dela može se ostvariti primenom presovanog sklopa koji je osiguran zavrtanjima ili čivijama.

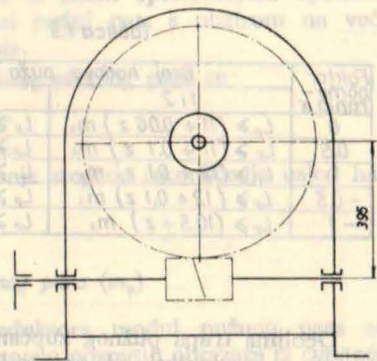
1.5.1 Primeri proračunavanja elemenata pužnog prenosnika

Primer 1.3. Proračunati pužni par jednostepenog reduktora prema šemi prikazanoj na sl. 1.11.

Merodavna snaga $P = 50$ kW

Broj obrta ulaznog vratila $n_{ul} = 1000$ min⁻¹

Broj obrta izlaznog vratila $n_{izl} = 60$ min⁻¹.



Sl. 1.11

Prenosni odnos:

$$i = \frac{n_{ul}}{n_{izl}} = \frac{1000}{60} = 16,66, \quad z_1 = \frac{40}{i} = \frac{40}{16,66} = 2,4$$

Može se usvojiti $z_1 = 2$ ili $z_1 = 3$, međutim s obzirom na merodavnu snagu i $z_1 = 4$.

U primeru će biti razmotrene sve tri varijante i to:

a) $z_1 = 2, z_2 = iz_1 = 16,66 \cdot 2 = 33,32$, usvojeno $z_2 = 33$ pa je

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{33}{2} = 16,5$$

b) $z_1 = 3, z_2 = iz_1 = 16,66 \cdot 3 = 49,98$, usvojeno $z_2 = 50$ pa je

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{3} = 16,66$$

c) $z_1 = 4, z_2 = iz_1 = 16,66 \cdot 4 = 66,64$, usvojeno $z_2 = 67$ pa je

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{67}{4} = 16,75$$

a) Broj obrta: $n_{izl} = \frac{n_{ul}}{i} = \frac{1000}{16,5} = 60,6$ min⁻¹

Meduosno rastojanje:

Usvaja se pužni par sa evolventnim pužnim zavrtanjem (ZI) bez pomeranja profila ($x=0$)

$$A = \frac{m_a}{2}(q + z_2) = \frac{m_a}{2}(12 + 33) = 22,5 m_a$$

usvojeno $q = 12; \gamma = 9^\circ 27' 44''$ tablica 1.8.

Aksijalna dužina zavojnice i dužina zubaca:

$L_p \geq (11 + 0,06 z_2) m_a = (11 + 0,06 \cdot 33) m_a = 12,98 m_a$, prema tablici 1.9 usvojeno $L_p = 15,7 m_a$, s obzirom na zahtev da odnos

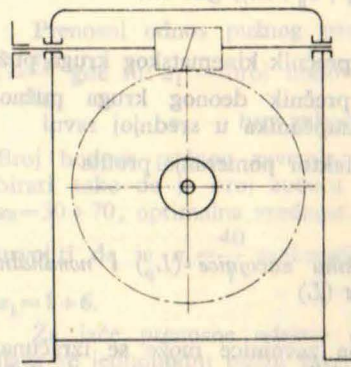
$\frac{L_p}{\pi m_a}$ bude ceo broj.

$L = 9 m_a \cos \gamma = 9 m_a \cos 9^\circ 27' 44'' = 8,87 m_a$, usvojeno $L = 9 m_a$

Modul pužnog para za slučaj da je $z_1 = 2$

Usvaja se materijal Č.0645 kaljen i brušen i bronza livena u pesku P. CuSn14.

Stepen iskorišćenja pužnog para $\eta = 0,9$ — pretpostavljena vrednost, i brzina klizanja $v_k = 8$ m/s. Iz tablice 2.21 [10] koefi-



cijent opterećenja za slučaj podmazivanja pod pritiskom $c = 10$ MPa

$$m_a = \sqrt[3]{\frac{0,635 \cdot P_2 \xi}{c \psi z_2 \omega_2}} = \sqrt[3]{\frac{0,635 \cdot 45 \cdot 10^3 \cdot 0,993}{10 \cdot 10^6 \cdot 9 \cdot 33 \cdot 6,35}} \cong 0,0115 \text{ m}$$

$P_2 = P \cdot \eta = 50 \cdot 0,9 = 45$ kW = $45 \cdot 10^3$ W, $\xi = \frac{\phi}{9,5} = \frac{9,43}{9,5} = 0,993$

tablica 2.11 [10])

$$\omega_2 = \frac{\pi n_{izl}}{30} = \frac{\pi \cdot 60,6}{30} \cong 6,35 \text{ s}^{-1}$$

Usvojeno $m_a = 12$ mm tablica 1.7.

Osnovne geometrijske mere:

$A = 22,5 m_a = 22,5 \cdot 12 = 270$ mm

$L_p = 15,7 m_a = 15,7 \cdot 12 = 188,4$ mm

$L = 9 m_a = 9 \cdot 12 = 108$ mm

$D_1 = q m_a = 12 \cdot 12 = 144$ mm

$D_2 = z_2 m_a = 33 \cdot 12 = 396$ mm

Brzina klizanja:

Obimna brzina $v_{01} = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,144 \cdot 1000}{60} = 7,54$ m/s

$$v = \frac{v_{01}}{\cos \gamma} = \frac{7,54}{\cos 9^\circ 27' 44''} = 7,65 \text{ m/s}$$

Proveravanje zagrejanosti za slučaj veštačkog hlađenja:

$$P_{1v} = (R_1 + R_2)^2 (n_1 + 100) \frac{\xi_z}{0,00156} = 0,270^2 (1000 + 100) \cdot \frac{0,615}{0,00156} = 31613 \text{ W} = 31,6 \text{ kW} < 50 \text{ kW}, \text{ što ne zadovoljava.}$$

$\xi_z = 0,615$ — faktor prenosnog odnosa tablica str. 187 [10]

Stepen iskorišćenja:

$$\eta = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } (\gamma + \rho)} = \frac{\text{tg } 9^\circ 27' 44''}{\text{tg } (9^\circ 27' 44'' + 1^\circ 17')} = 0,88$$

$\mu = 0,0224$ za $v_k = 7,65$ m/s; $\rho = 1^\circ 17'$ (str. 179 [10])

b) Broj obrta: $n_{izl} = \frac{n_{ul}}{i} = \frac{1000}{16,66} = 60$ min⁻¹

Meduosno rastojanje:

$$A = \frac{m_a}{2}(q + z_2) = \frac{m_a}{2}(12 + 50) = 31 m_a$$

usvojeno $q = 12, \gamma = 14^\circ 02' 10''$

Aksijalna dužina zavojnice i dužina zubaca:

$L_p \geq (12,5 + 0,09 z_2) m_a = (12,5 + 0,09 \cdot 50) m_a = 17 m_a$

usvojeno $L_p = 18,85 m_a$

$L = 9 m_a \cos \gamma = 9 m_a \cos 14^\circ 02' 10'' = 8,73 m_a$, usvojeno $L = 9 m_a$

Modul pužnog para za slučaj da je $z_1 = 3$

$$m_a = \sqrt[3]{\frac{0,635 P_2 \xi}{c \psi z_2 \omega_2}} = \sqrt[3]{\frac{0,635 \cdot 45 \cdot 10^3 \cdot 0,926}{10 \cdot 10^6 \cdot 9 \cdot 50 \cdot 6,28}} = 0,00978 \text{ m}$$

$$\xi = \frac{\phi}{9,5} = \frac{8,80}{9,5} = 0,926$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_{izl}}{30} = \frac{\pi \cdot 60}{30} = 6,28 \text{ s}^{-1}$$

Usvojeno $m_a = 10$ mm tablica 1.7.

Osnovne geometrijske mere:

$A = 31 m_a = 31 \cdot 10 = 310$ mm

$L = 9 m_a = 9 \cdot 10 = 90$ mm

$L_p = 18,85 m_a = 18,85 \cdot 10 = 188,5$ mm

$D_1 = q m_a = 12 \cdot 10 = 120$ mm

$D_2 = z_2 m_a = 50 \cdot 10 = 500$ mm

Brzina klizanja:

Obimna brzina $v_{01} = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,120 \cdot 1000}{60} = 6,28$ m/s

$$v_k = \frac{v_{01}}{\cos \gamma} = \frac{6,28}{\cos 14^\circ 02' 10''} = 6,48 \text{ m/s}$$

Proveravanje zagrejanosti za slučaj veštačkog hlađenja:

$$P_{1v} = (R_1 + R_2)^2 (n_1 + 100) \frac{\xi_z}{0,00156} = 0,310^2 (1000 + 100) \cdot \frac{0,615}{0,00156} = 41674 \text{ W} \cong 41,7 \text{ kW} < 50 \text{ kW}, \text{ što takođe ne zadovoljava.}$$

Stepen iskorišćenja:

$$\eta = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } (\gamma + \rho)} = \frac{\text{tg } 14^\circ 02' 10''}{\text{tg } (14^\circ 02' 10'' + 1^\circ 20'')} \cong 0,91$$

$\mu = 0,0235$ za $v_k = 6,48$ m/s; $\rho \approx 1^\circ 20'$

c) Broj obrta: $n_{izl} = \frac{n_{ul}}{i} = \frac{1000}{16,75} = 59,7$ min⁻¹

Meduosno rastojanje:

$$A = \frac{m_a}{2}(q + z_2) = \frac{m_a}{2}(12 + 67) = 39,5 m_a$$

usvojeno $q = 12; \gamma = 18^\circ 26' 06''$

Aksijalna dužina zavojnice i dužina zubaca:

$L_p \geq (12,5 + 0,09 z_2) m_a = (12,5 + 0,09 \cdot 67) m_a = 18,53 m_a$, usvojeno

$L_p = 18,85 m_a$

$L = 9 m_a \cos \gamma = 9 m_a \cos 18^\circ 26' 06'' = 8,55 m_a$, usvojeno $L = 8,5 m_a$

Modul pužnog para za slučaj da je $z_1 = 4$

$$m_a = \sqrt[3]{\frac{0,635 P_2 \xi}{c \psi z_2 \omega_2}} = \sqrt[3]{\frac{0,635 \cdot 45 \cdot 10^3 \cdot 0,888}{10 \cdot 10^6 \cdot 8,5 \cdot 67 \cdot 6,25}} = 0,00893 \text{ m}$$

$$\xi = \frac{\phi}{9,5} = \frac{8,44}{9,5} = 0,888$$

usvojeno $m_a = 10$ mm tablica 1.7

Osnovne geometrijske mere:

$A = 39,5 m_a = 39,5 \cdot 10 = 395$ mm

$L_p = 18,85 m_a = 18,85 \cdot 10 = 188,5$ mm

$L = 8,5 m_a = 8,5 \cdot 10 = 85$ mm

$D_1 = q m_a = 12 \cdot 10 = 120$ mm

$D_2 = z_2 m_a = 67 \cdot 10 = 670$ mm

Brzina klizanja:

Obimna brzina $v_{01} = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,120 \cdot 1000}{60} = 6,28$ m/s

$v_k = \frac{v_{01}}{\cos \gamma} = \frac{6,28}{\cos 18^\circ 26' 06''} = 6,61$ m/s

Proveravanje zagrejanosti za slučaj veštačkog hlađenja:

$P_1 = (R_1 + R_2)^2 (n_1 + 100) \frac{\xi_z}{0,00156} = 0,395^2 (1000 + 100) \frac{\xi_z}{0,00156}$

$\frac{0,615}{0,00156} = 67660$ W = 67,66 kW > 50 kW, što zadovoljava.

Stepen iskorišćenja:

$\eta = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } (\gamma + \rho)} = \frac{\text{tg } 18^\circ 26' 06''}{\text{tg } (18^\circ 26' 06'' + 1^\circ 20')} = 0,93$

$\mu = 0,0234$ za $v_k = 6,61$ mps, $\rho \approx 1^\circ 20'$

S obzirom na zagrejanost prenosnika i stepen iskorišćenja

u obzir dolazi samo varijanta c) koja ima znatno veće dimenzije u poređenju sa varijantama a) i b).

Provera čvrstoće:

Opterećenje pužnog zupčanika:

$M_{0z2} = \xi_u \xi_d M_{02} = \xi_u \xi_d \frac{P \cdot \eta}{\omega_2} = 1 \cdot 1,1 \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,93}{6,25} = 8184$ Nm

$\xi_d = 1,1$ za $v_{02} = \frac{\pi D_2 n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 0,670 \cdot 59,7}{60} = 2,09$ m/s < 3 m/s

$F_{0z2} = \frac{2 M_{0z2}}{D_2} = \frac{2 \cdot 8184}{0,670} \approx 24430$ N.

Stvarni redukovani površinski pritisak:

$k = \frac{M_{0z2}}{LD_2^2} \cdot 2 \xi_r \cdot \xi_\gamma = \frac{8184}{0,085 \cdot 0,670^2} \cdot 2 \cdot 1,12 \cdot 2,81 = 1,35 \cdot 10^6$ Pa = 1,35 MPa

$\xi_r = 1,12$; $\xi_\gamma = 2,81$ tablica 1.9 [6]

Stepen sigurnosti boka zupca:

$v = \frac{k_N \xi_T \xi_v}{k} = \frac{8 \cdot 1 \cdot 0,3}{1,35} \approx 1,78 > 1,25$

k_N – redukovana dinamička čvrstoća [tablica 1.10] [6]

$\xi_T = 1$ za vek $T = 12.000$ časova [tablica 1.11.] [6]

ø 80 x 5	0,015	ø 75 m6	0,030
	0,002		0,011
ø 75 x 6	0,021	20 P9	-0,022
	0,002		-0,074

Tip puža	Evolventni
Broj hodova	4
Modul	10
Standardni profil	JUS M CI 016
Ugao nagiba zavojnice puža	18° 26' 06''
Hod zavojnice	125,6
Smer zavojnice	Desni
Tetivna debljina zupca	14,85
Tetivna visina zupca	9,487
Broj pozicije pužnog zupčanika	
Osnovni ugao	90°
Broj zubaca pužnog zupčanika	67
Međuzasno rastojanje	395

Č 0645 – kaljen		ø 139 x 915		1 kgm ukupna težina u kp		Sklop		Poz	
Kom	Materijal	Prezime i ime	Poljpis	MAŠINSKI FAKULTET U BEOGRADU					
Konstruisao				OSNOVI					
Pregledao				KONSTRUISANJA					
Overio				Broj crteža: SL.1.12					
Razmera	1:5			PUŽNO VRATILO					

100H7	0,035	▽ / N7 / N8 / N9 /
	0	
26P9	-0,022	▽ / N7 / N8 / N9 /
	-0,074	

Broj zubaca	67
Tip puža	evolventni
Broj hodova puža	4
Modul	10
Standardni profil	JUS M CI 016
Ugao nagiba zavojnice puža	18° 26' 06''
Hod zavojnice puža	125,6
Smer zavojnice puža	desni
Tetivna debljina zupca	14,85
Tetivna visina zupca	9,487
Broj pozicije puža	
Osnovni ugao	90°
Međuzasno rastojanje	395

8	Zavrtnanj	3	ČV40	M12 x 35		JUS M B1 290
1	Venac	2	PCuSn14	odlivak	75 kg	
1	Telo zupčanika	1	SL26	odlivak	90 kg	
Kom	Naziv dela	Poz	Materijal	Dimenzije	Težina	Standard
Konstruisao				MAŠINSKI FAKULTET U BEOGRADU		
Pregledao				OSNOVI		
Overio				KONSTRUISANJA		
Razmera	1:5		PUŽNI ZUPČANIK		Broj crteža: SL.1.13	

$\xi_v = 0,3$ za brzinu klizanja $v_{kl} = 6,61$ m/s [tablica 1.12 [6]]

Napon u podnožju zupca:

$$\sigma = \frac{F_{0z2} \xi_r \cdot 1,5}{m_n \cdot b} = \frac{24430 \cdot 1,12 \cdot 1,5}{0,0095 \cdot 0,085} \approx 50,83 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 50,83 \text{ MPa}$$

$m_n = m_s \cos \gamma = 10 \cdot \cos 18^\circ 26' 06'' = 9,5$ mm – normalni modul

$b = L = 85$ mm

Stepen sigurnosti u podnožju zupca:

$$v = \frac{\sigma_D}{\sigma} = \frac{153}{50,83} = 3,01 > 1$$

Provera stepena sigurnosti prema DIN-u:

Stepen sigurnosti u odnosu na napon u korenu zubaca pužnog

zupčanika:

$$S_F = \frac{\sigma_{DF}}{\sigma_F}; \quad \sigma_{DF} = 153 \text{ MPa za kalajnu bronzu}$$

$\sigma_{DF} = 76$ MPa za sivi liv Sl. 20

$\sigma_{DF} = 72$ MPa za aluminijumske legure, prema

DIN standardu;

$$\sigma_F = 1,5 \frac{F_{t2}}{b_2 m_n} K_I K_V K_{H\beta} \text{ – računski napon}$$

$$F_{t2} = \frac{2P\eta}{\omega_2 d_2} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 0,93}{6,25 \cdot 0,670} \approx 22209 \text{ N}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_{izl}}{30} = \frac{\pi \cdot 59,7}{30} = 6,25 \text{ s}^{-1}$$

$d_2 = 670$ mm, $b_2 = 85$ mm, $m_n = 9,5$ mm

$K_I = 1$ za $P = P_{mer}$

$K_V = 1 \dots 1,1$ za $v_2 < 3$ m/s, $K_V = 1,1 \dots 1,3$

za $v_2 > 3$ m/s

usvojeno $K_V = 1,1$ za $v_2 = v_{o2} = 2,09$ m/s

$K_{H\beta} = 1 \dots 1,12$, usvojeno $K_{H\beta} = 1,12$

$$\sigma_F = 1,5 \frac{F_{t2}}{b_2 m_n} K_I K_V K_{H\beta} = 1,5 \frac{22209}{0,085 \cdot 0,0095} \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,12 = 50,83 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 50,83 \text{ MPa}$$

Stepen sigurnosti u korenu zubaca:

$$S_F = \frac{\sigma_{DF}}{\sigma_F} = \frac{153}{50,83} = 3,01, \text{ što zadovoljava}$$

Računski napon na boku zubaca:

$$\sigma_H = Z_M Z_\gamma \sqrt{\frac{F_{t2}}{b_2 d_2} K_I K_V K_{H\beta}}$$

$$Z_M = \sqrt{0,35 \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} = \sqrt{0,35 \frac{210 \cdot 10^9 \cdot 115 \cdot 10^9}{(210 + 115) \cdot 10^9}} = 0,161 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}^{1/2} \text{ – faktor elastičnosti materijala}$$

$E_1 = 210$ GPa – modul elastičnosti za čelik

$E_2 = 115$ GPa – modul elastičnosti za kalajnu bronzu

$Z_\gamma = 2,37$ – faktor pužnog para (tablica 1.10)

TABLICA 1.10

Faktor pužnog para Z_γ

Broj hodova puža Z_1	pužni broj q					
	8	9	10	11	12	13
1	1,93	1,97	2,01	2,05	2,09	2,13
2	2,06	2,09	2,13	2,16	2,19	2,21
3	2,17	2,20	2,23	2,25	2,28	2,31
4	2,27	2,30	2,32	2,34	2,37	2,50
5	2,35	2,38	2,40	2,42	2,44	2,46

$$\sigma_H = Z_M Z_\gamma \sqrt{\frac{F_{t2}}{b_2 d_2} K_I K_V K_{H\beta}} = 0,161 \cdot 10^6 \cdot 2,37 \cdot \sqrt{\frac{22209}{0,085 \cdot 0,670} \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,12} = 264,48 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 264,48 \text{ MPa}$$

Stepen sigurnosti prema pojavama pitinga:

$$S_H = \frac{\sigma_{NH} Z_T Z_V}{\sigma_H} = \frac{620 \cdot 1 \cdot 0,551}{264,48} = 1,29, \text{ što zadovoljava}$$

$\sigma_{NH} = 620$ MPa – dinamička čvrstoća pri površinskom pritisku

(tablica 1.11)

TABLICA 1.11

Materijal puža	Materijal puž. zupčanika	σ_{NH} [MPa]
Čelik kaljen i brušen	Kalajna bronz	620
	Aluminijumske legure	440
	Perlitni liv	870
Čelik poboljšan, nebrušen	Kalajna bronz	480
	Aluminijumske legure	340
	Cinkove legure	270
	Sivi liv Sl. 12	400
Sivi liv Sl. 20	Kalajna bronz	370
	Aluminijumske legure	255
	Sivi liv Sl. 15	320

$Z_T = 1$ – faktor radnog veka (tablica 1.12) za $T = 12000$ časova

TABLICA 1.12

Faktor radnog veka Z_T

T [h]	750	1500	3000	6000	12000
Z_T	1,58	1,41	1,26	1,12	1
T [h]	24000	48000	96000	190000	
Z_T	0,89	0,79	0,70	0,63	

$Z_V = 0,551$ – faktor brzine klizanja (tablica 1.13) za

$v_k = 6,61$ m/s

TABLICA 1.13

Faktor brzine klizanja Z_V

v_k [m/s]	0,1	0,4	1	2	4	8
Z_V	0,966	0,902	0,816	0,725	0,616	0,517
v_k [m/s]	12	16	24	32	46	64
Z_V	0,440	0,396	0,328	0,308	0,266	0,234

Elementi za konstrukciju pužnog para iz primera 1.3c) su ovi:

Geometrijske mere:

Međusosno rastojanje $A = 395$ mm

Modul $m_n = 10$ mm

Aksijalna dužina zavojnice puža $L_p = 188,5$ mm

Dužina zubaca pužnog zupčanika $L = 85$ mm

Broj hodova (početaka) puža $z_1 = 4$

Broj zubaca pužnog zupčanika $z_2 = 67$

Koeficijenti pomeranja profila $x_1 = x_2 = 0$

Ugao nagiba zavojnice puža $\gamma = 18^\circ 26' 06''$

Normalni modul $m_n = m_s \cos \gamma = 10 \cdot \cos 18^\circ 26' 06'' = 9,487$ mm

Prečnici deonih krugova

$$D_1 = q m_n = 12 \cdot 10 = 120 \text{ mm}; \quad D_2 = z_2 m_n = 67 \cdot 10 = 670 \text{ mm}$$

Prečnici temenih krugova

$$D_{a1} = D_1 + 2 h_s = D_1 + 2 m_n = 120 + 2 \cdot 9,487 = 138,974 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2 h_s = D_2 + 2 m_n = 670 + 2 \cdot 9,487 = 688,974 \text{ mm (u srednjoj ravni)}$$

Prečnici podnožnih krugova

$$D_{f1} = D_1 - 2,4 m_n = 120 - 2,4 \cdot 9,487 = 97,231 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_2 - 2,4 m_n = 670 - 2,4 \cdot 9,487 = 647,231 \text{ mm (u srednjoj ravni)}$$

Temeni prečnik pužnog zupčanika – bočni

$$D_e \approx D_2 + 3 m_n = 670 + 3 \cdot 9,487 = 698,461 \text{ mm}$$

Usvaja se $D_e = 700$ mm

$$\text{Bočni ugao dodirnice } \alpha_s = \frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \gamma} = \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos 18^\circ 26' 06''} = 0,3845, \quad \alpha_s = 21^\circ 01' 54'', \quad 2 \alpha_s = 42^\circ 03' 48''$$

$$\text{Bočni korak } e_s = \pi m_n = \pi \cdot 10 = 31,4 \text{ mm}$$

$$\text{Normalni korak } e_n = \pi m_n = \pi \cdot 9,487 = 29,75 \text{ mm}$$

$$\text{Hod zavojnice puža } h = e_s \cdot z_1 = 31,4 \cdot 4 = 125,6 \text{ mm}$$

$$\text{Tetivna debljina zupca } S_{t1} = \frac{m_n \pi \cos \gamma}{2} = \frac{10 \pi \cos 18^\circ 26' 06''}{2} = 14,85 \text{ mm}$$

Mere za izradu:

Pužni zavrtanj se izrađuje izjedna sa vratilom reduktora od čelika Č.0645, pa se posle obrade kali i brusi sl. 1.12

Pužni zupčanik se može izvesti kao bimetalna konstrukcija livenjem od sivog liva Sl. 26 tela zupčanika i venca od bronzne livene u pesku P. CuSn 14, sl. 1.13

Prečnik otvora glavčine dobija se na osnovu proračuna vratila, usvaja se $d = 100$ mm

Prečnik glavčine $d_g = 1,8 \cdot d = 1,8 \cdot 100 = 180$ mm

Debljina venca $\delta_v = 1,8 m_n = 1,8 \cdot 10 = 18$ mm

Unutrašnji prečnik venca pužnog zupčanika

$$D_{iv} = D_{f2} - 2 \delta_v = 647,231 - 2 \cdot 18 = 611,231 \text{ mm}$$

Usvaja se $D_{iv} = 610$ mm

Prečnik venca tela zupčanika

$$D_v = D_{iv} - 2 \delta_v = 610 - 2 \cdot 20 = 570 \text{ mm}$$

$\delta_v = 2 m_n = 2 \cdot 10 = 20$ mm (vidi Mašinski elementi III strana 124).

Dužina glavčine $L_g = (1,2 - 1,5)d$; $L_g = 1,5d = 1,5 \cdot 100 = 150$ mm

Debljina ploče tela zupčanika $s = 2 m_n = 2 \cdot 10 = 20$ mm

Prečnik otvora u telu zupčanika

$$d_o = \frac{D_v - d_g}{5} = \frac{570 - 180}{5} = 78 \text{ mm}$$

usvaja se $d_o = 80$ mm

Prečnik osnog kruga otvora

$$D_o \approx \frac{D_v + d_g}{2} = \frac{570 + 180}{2} = 375 \text{ mm}$$

Usvaja se $D_o = 370$ mm.

	SL	Č(Č)	Al	Č(RL)
Prečnik otvora u telu zupčanika	$(1,2 - 1,5)d$	$(1,2 - 1,5)d$	$(1,2 - 1,5)d$	$(1,2 - 1,5)d$
Korak	$(1,5 - 2)d$	$(1,5 - 2)d$	$(1,5 - 2)d$	$(1,5 - 2)d$
Ožičenjem	$(1,5 - 1)d$	$(1,5 - 1)d$	$(1,5 - 1)d$	$(1,5 - 1)d$

Nezamenjena sa tablicu

Značenje oznake d: d je no. 21

LITERATURA

1. Anfimov, M. I.: Reduktori (konstrukcii i rasčet), Mašinstroenie, Moskva 1972.
2. Alerkan, N. S.: Detali mašin (rasčet i konstruirovanie) spravočnik tom 3, Mašinstroenie, Moskva, 1969.
3. Daškevič, B. P., Djačenko, S. K., Stolbovoj, S. Z.: Atlas detalej mašin (predači), Gostexizdat USSR, Kiev, 1958.
4. Daškevič, B. P., Djačenko, S. K., Stolbovoj, S. Z.: Detali mašin (kursovoe proektirovanie), Gostexizdat USSR, Kiev, 1960.
5. Pavlov, J. M.: Detali mašin, Mašinstroenie, Leningrad, 1968.
6. Savić, Z.: Mašinski elementi (čvrstoća zupčanika), Mašinski fakultet, Beograd, 1972.
7. Trbojević, M. D.: Reduktori, Naučna knjiga, Beograd, 1952.
8. Veriga, S.: Mašinski elementi (I sveska), Mašinski fakultet, Beograd, 1969.
9. Veriga, S.: Mašinski elementi (kinematika zupčanika), Mašinski fakultet, Beograd, 1972.
10. Vitas, D. J., Trbojević, M. D.: Mašinski elementi III, Naučna knjiga, Beograd, 1981.

Katalozi: ILR (Železnik, Beograd)

Standardi: DIN, GOST, JUS

JOVO Đ. VUGDELIJA, dipl. inž.

2. REDUKTORSKA VRATILA

Reduktorska vratila su najčešće punog okruglog preseka koji se po dužini stepenasto menja, a izrađuju se uglavnom od jeftinijeg čelika, manje jačine i manje osetljivosti na koncentraciju napona — Č.0545, sem u slučaju kada se prijemno vratilo i predajni zupčanik izrađuju od jednog komada pa materijal vratila zavisi od materijala zupčanika.

Stepenasto vratilo je pri jednakoj čvrstoći (kada je napon duž vratila približno konstantan), zbog manje težine, povoljnije od vratila konstantnog poprečnog preseka. Za planetne reduktore, kao i kod mnogih mašina, pri oštrijim zahtevima za smanjenjem težine, a u nekim slučajevima i gabarita, konstruišu se i grade šuplja vratila.

Reduktorska vratila moraju biti dovoljno kruta da bi se obezbedilo ispravno sprezanje zupčanika i pri najtežim radnim uslovima.

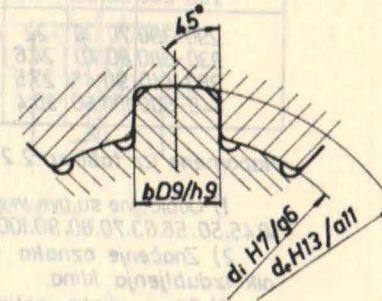
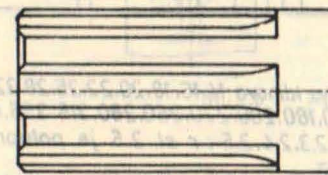
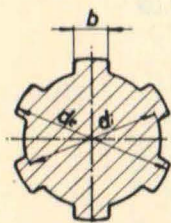
Na opterećenom delu vratila, sem prelaznih zaobljenja i žlebova za klir.ove, ne treba da postoje nikakvi drugi izvori koncentracije napona. Kanale

za uskočnike, zavojnice za navrtke (radi fiksiranja ležišta) i ostale izvore koncentracije treba izvoditi samo na neopterećenom delu vratila.

2.1 KONSTRUISANJE VRATILA

Konstrukcija vratila u osnovi je određena elementima koji se naglavljaju na vratilo i rasporedom oslonaca.

Određivanje prečnika za karakteristične preseke vrši se na osnovu proračuna čvrstoće. Dužine pojedinih delova vratila usvajaju se konstruktivno u skladu sa preporukama za dužine glavčina elemenata na vratilu (tablica 2.1 i sl. 2.1 i 2.2) i prema širini ležišta, odnosno prema dužini posteljice, kada se radi o kliznim ležištima. Pri tome konstruktivno se mora obezbediti mogućnost da svaki element na



Sl. 2.1 — Ožlebljeno vratilo

Sl. 2.2 — Detalj ožlebljenog vratila

Tablica 2.1
Glavne mere glavčina zavisno od prečnika vratila d.

Način vezivanja sa vratilom	Materijal glavčine			
	Dužina glavčine L		Prečnik glavčine D	
	SL	Č (ČL)	SL	Č (ČL)
Presovanjem ili pomoću konusa	(1,2 ÷ 1,5) d	(0,6 ÷ 1) d	(2 ÷ 2,5) d	(1,8 ÷ 2,3) d
Klinom	(1,5 ÷ 2) d	(1 ÷ 1,3) d	(2 ÷ 2,2) d	(1,8 ÷ 2) d
Ožlebljenjem	(0,5 ÷ 1) d	(0,4 ÷ 0,7) d	(1,8 ÷ 2) d	(1,7 ÷ 1,9) d

Napomena uz tablicu: Značenje oznake d_i dato je na sl. 2.1

stepenastom vratilu (zupčanik, ležište, distantne čaure i prstenovi) može da bude naglavljen na vratilo a da ne oštete površine vratila na mestima gde se postavljaju drugi elementi.

Vratila se kuju, zatim se obrađuju na strugu pa po potrebi bruse. Pre završne obrade izrađuju se

žlebovi za klinove pošto se vratila redovno malo deformišu pri izradi ovih žlebova.

Podaci o ožlebljenju, klinovima i žlebovima za klinove navedeni su u tablicama 2.2. i 2.3 i sl. 2.1 do 2.5. Rupe za centrisanje prikazane su na sl. 2.6, a podaci se nalaze u tablici 2.4.

Tablica 2.2

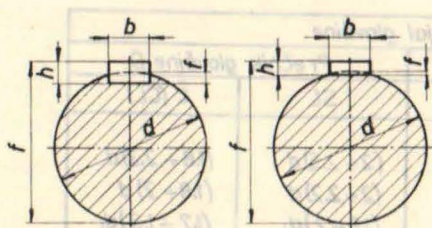
Uzdužni klinovi

Mere u mm Prema JUS M.C2.120.021 i 022

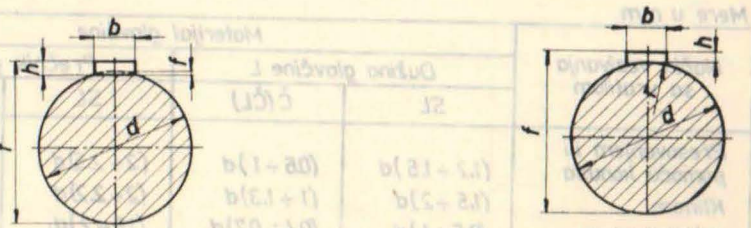
Prečnik vratila	Normalni klin i klin bez nagiba				Tetivni klin				Izdubljeni klin				Otvor u glavčini	
	d	b	h	f	b	h	f	b	h	f	r	f ₀	f ₀	
10-12	4	4	2.4	7								d + 1.3		
12-17	5	5	2.9	8								d + 1.8		
17-22	6	6	3.5	9								d + 2.1		
22-30	8	7	4.1	10	8	5	1.3	8	3.5	3.2	15	d + 2.4	d + 3.2	
30-38	10	8	4.7	12	10	6	1.8	10	4	3.7	19	d + 2.8	d + 3.7	
38-44	12	8	4.9	12	12	6	1.8	12	4	3.7	22	d + 2.6	d + 3.7	
44-50	14	9	5.5	13	14	6	1.4	14	4.5	4	25	d + 2.9	d + 4	
50-58	16	10	6.2	15	16	7	1.9	16	5	4.5	29	d + 3.2	d + 4.5	
58-65	18	11	6.8	17	18	7	1.9	18	5	4.5	33	d + 3.5	d + 4.5	
65-75	20	12	7.4	19	20	8	1.9	20	6	5.5	38	d + 3.9	d + 5.5	
75-85	22	11	8.5	22	22	9	1.8	22	7	6.5	43	d + 4.8	d + 6.5	
85-95	25	14	8.7	25	25	9	1.9	25	7	6.4	48	d + 4.6	d + 6.4	
95-110	28	16	9.9	28	28	10	2.4	28	7.5	6.9	55	d + 5.4	d + 6.9	
110-130	32	18	11.1	32	32	11	2.3	32	8.5	7.9	65	d + 6.1	d + 7.9	
130-150	36	20	12.3	36	36	12	2.8	36	9	8.4	75	d + 6.9	d + 8.4	
150-170	40	22	13.5	40	40	14	4.0					d + 7.7		
170-200	45	25	15.3	44	45	16	4.7					d + 8.9		
200-230	50	28	17	48	50	18	5.2					d + 10.1		
230-260	56	32	19.3	52								d + 11.8		
260-290	63	32	19.6	60								d + 11.5		
290-330	70	36	22	68								d + 13.1		
330-380	80	40	24.6	75								d + 14.5		
380-440	90	45	27.5									d + 16.6		
440-500	100	50	30.4									d + 18.7		

Napomene uz tablicu 2.2 :

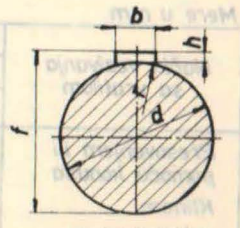
- 1) Uobičajne su ove vrednosti za dužinu klinova: 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 32, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 315, 355, 400.
- 2) Značenje oznaka vidi se na sl. 2.3, 2.4, 2.5 ; r sl. 2.5 je poluprečnik izdubljenja klina.
- 3) Tolerancijsko polje širine klina h9, širine žleba u glavčini za klin bez nagiba je P9 ili J9, a za žleb u vratilu P9 ili N9, prema nameni.



Sl. 2.3 - Normalni klin



Sl. 2.4 - Tetivni klin



Sl. 2.5 - Izdubljeni klin

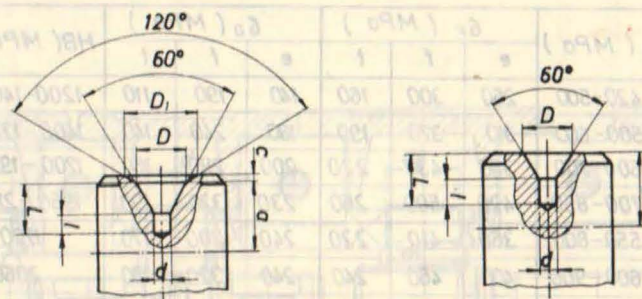
Tablica 2.3
Ožlebljena vratila srednjeg tipa

Mere u mm Prema DIN 2465.5463 i 5464

d _i	z	d _e	b	M ₀	z	d _e	b	M ₀	z	d _e	b	M ₀
11					6	14	3	25				
13					6	16	3,5	29				
16					6	20	4	56	10	20	2,5	93
18					6	22	5	62	10	23	3	143
21					6	25	5	71	10	26	3	162
23	6	26	6	4,8	6	28	6	107	10	29	4	23
26	6	30	6	8,6	6	32	6	141	10	32	4	23,5
28	6	32	7	9,3	6	34	7	15	10	35	4	31,5
32	8	36	6	12,1	8	38	6	225	10	40	5	42,5
36	8	40	7	13,5	8	42	7	254	10	45	5	56,0
42	8	46	8	15,6	8	48	8	29	10	52	6	69
46	8	50	9	17	8	54	9	44	10	56	7	75
52	8	58	10	3,2	8	60	10	50	16	60	5	9,9
56	8	62	10	3,5	8	65	10	62	16	65	5	126
62	8	68	12	3,8	8	72	12	79	16	72	6	159
72	10	78	12	5,5	10	82	12	113	16	82	7	181
82	10	88	12	6,3	10	92	12	132	20	92	6	255
92	10	98	14	7,0	10	102	14	142	20	102	7	285
102	10	108	16	7,8	10	112	16	158	20	115	8	440
112	10	120	18	12,8	10	125	18	240	20	125	9	480

Napomene uz tablicu:

- 1) Ožlebljeno vratilo obeležava se nominalnim merama d_i, d_e i b.
- 2) Za profile sa z=6÷10 centriranje se ostvaruje na krugu prečnika d_i, a za profile sa z=8÷20 po bočnim stranama profila.
- 3) Sa M₀ (N m/mm) obeležen je obrtni moment koji profil prenosi po 1 mm dužine.



Sl. 2.6 - Rupe za centrisanje vratila

Tablica 2.4

Rupe za centrisanje (Središnja gnezda od 60°)

Mere u mm Prema JUS M.A5.210

d	(0.5)	1	1.6	2.5	4	6.3	(8)	10
D	1.6	2.5	4	6.3	10	16	20	25
l	0.8 ^{+0.2} ₀	1.3 ^{+0.6} ₀	2.0 ^{+0.8} ₀	3.1 ⁺¹ ₀	5.0 ^{+1.2} ₀	8.0 ^{+1.2} ₀	10.1 ^{+1.4} ₀	12.8 ^{+1.4} ₀
L	1.6	2.6	4.1	6.4	10.2	16.4	20.5	25.8
D ₁	4	5.6	9	14	22.4			
c	0.4	0.5	0.8	1.2	1.8			
a	2	4	5	8	12	18	22	28

Napomene uz tablicu 2.4

- 1) Za delove iznad 1 kN težine i pri velikim silama rezanja primenjuju se rupe za centrisanje sa uglom konusa 90°, prema JUS M.A5.211.
- 2) Oznake su date na sl. 2.6
- 3) Ako rupa za centrisanje ne sme da ostane na gotovom delu, deo se skraćuje za dužinu a (vidi sl. 2.6)

Vratila se najčešće izvode na dva oslonca, ali je povoljnije da vratila sa dva zupčanika budu na tri oslonca. Za predajna vratila sa velikim silama na prepustu (kada se snaga predaje preko kaišnika, zupčanika, lančanika), pogodno je da se usvoji duže vratilo i posebno spoljnje ležište, što rasterećuje i fundamentalne zavrtnje.

2.2 MATERIJALI ZA VRATILA

Vratila se, sem u slučaju kad se predajni (pogonski) zupčanik i prijemno vratilo izrađuju iz jednog komada, najčešće izrađuju od ugljeničnog konstrukcionog čelika Č.0545. Ovaj čelik je relativno jeftin (v. indeks cena u tab. 2.5), manje je jačine (te se pri jednakom iskorišćenju materijala u odnosu na čvrstoću dobija kruče vratilo) i manje je osetljiv na koncentraciju napona. Ako se vratilo i zupčanik izrađuju od jednog komada onda materijal vratila zavisi od materijala koji je usvojen za zupčanik.

Zupčanici (vratila) za slabija opterećenja i manje brzine izrađuju se od ugljeničnih konstrukcionih

čelika: Č.0445; Č.0545; Č.0645 i Č.0745. Pri umerenim i jakim opterećenjima i umerenim brzinama zupčanici se (a prema tome i vratila) prave od čelika za poboljšanje: ugljeničnih — Č.1430, Č.1530 i Č.1730 i legiranih — Č.3230 (legiran Mn i Si), Č.4732 (legiran Cr i Mo). Pri vrlo jakim opterećenjima i velikim i vrlo velikim brzinama za izradu zupčanika (vratila) upotrebljavaju se legirani termički obrađeni čelici (oplemenjeni, cementovani, kaljeni itd.). Iz grupe legiranih čelika za cementaciju najčešće se koriste: Č.4720 i Č.4721 legirani Cr i Mo; Č.4320 i Č.4321 legirani Cr i Mn, kao i čelici legirani Ni i Cr Č.5420 i Č.5421.

Mehaničke karakteristike pomenutih čelika, koje su potrebne za proračun i proveru vratila na čvrstoću navedene su u tablici 2.5.

2.3 PRETHODNI PRORAČUN VRATILA

U većini slučajeva, kada pristupa proračunu vratila, konstruktor ne raspolaze svim potrebnim podacima. Obrtni moment koji vratilo treba da prenese redovno je poznat, dok je moment savijanja

moguće odrediti tek pošto se vratilo konstruktivno oformi. Sem toga, samo posle konstruktivne izvedbe poznata su mesta izvora koncentracije napona — promene preseka, nasloni, žlebovi za klinove itd. Zbog toga se za pojedina karakteristična mesta vrše orijentacioni proračuni prečnika vratila samo na osnovu torzije, a savijanje se uzima u obzir na taj način što se usvaja manji dopušteni napon za torziju τ_{dt} . Posle konstruktivnog oformljenja vratila vrši se tačniji proračun (provera). U zavisnosti od rezultata proračuna pri proveru menja se konstrukcija vratila ili se, ako zadovoljava, zadržava prethodna. Ukoliko se konstrukcija menja, onda se ponovo mora vršiti provera.

Prečnik prijemnog (ulaznog) vratila na prepustu d_1 (sl. 2.7) orijentaciono se određuje po obrascu: $d = C \sqrt[3]{P/n}$ [cm], gde je $C=12$, ako je snaga P [KS], a $C=13,45$ za P [KW]; n [min^{-1}] je broj obrta.*)

Obrazac je izveden na bazi dopuštenog napona za torziju $\tau_{dt} = 20$ MPa. Pomoću ovako dobijenog prečnika, koga zbog oslabljenja preseka usled žleba za klin, treba za 10 do 20% povećati, za manje prečnike ($d < 70$ mm) čak i više, određuje se stvarni prečnik vratila

$$d_1 = (1,1 \div 1,2) d,$$

koji se zaokrugljuje na najbližu veću standardnu vrednost (tab. 2.6).

Tablica 2.6

Standardni prečnici vratila

Mere u mm

10	18	26	42	68	105	170	260
11	19	28	45	70	110	180	280
12	20	30	48	75	120	190	300
13	21	32	50	80	125	200	315
14	22	34	52	85	130	210	330
15	23	36	56	90	140	220	355
16	24	38	60	95	150	240	380
17	25	40	63	100	160	250	400

Napomena uz tablicu 2.6

- 1) Preporučuje se da se ovi standardni brojevi upotrebljavaju ne samo za prečnike već i za druge konstruktivne mere.
- 2) Ukoliko je to neizbežno da se iz konstruktivnih razloga upotrebe prečnici koji nisu navedeni u tablici 2.6 onda međuvrednosti treba birati tako da poslednja cifra bude 0, 2, 5 ili 8 npr. 230, 72, 115, 128.

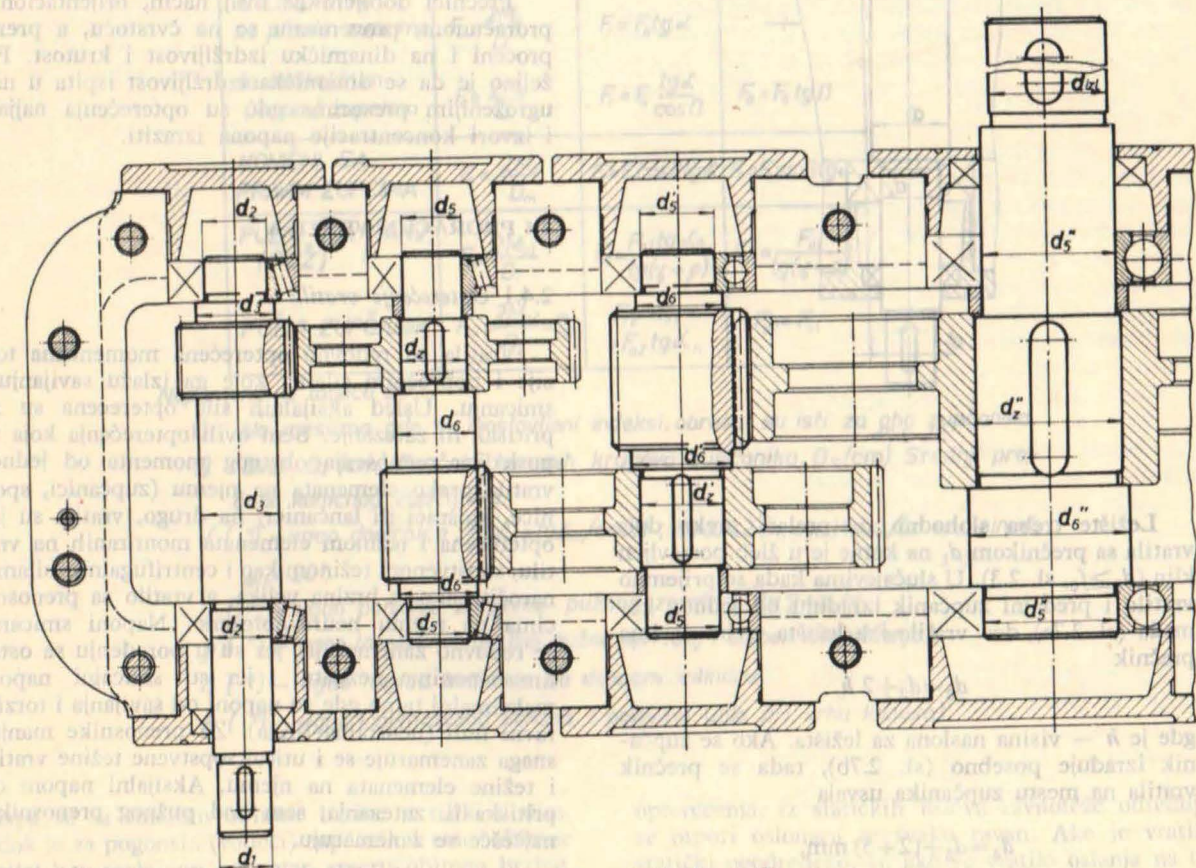
Tablica 2.5

Osnovni podaci i indeks cena za različite vrste čelika

Oznaka	σ_M (MPa)	σ_F (MPa)			σ_D (MPa)			HB (MPa)	Indeks cena
		e	f	t	e	f	t		
Č.0045	420-500	250	300	160	140	190	110	1200-1400	0,98
Č.0545	500-600	310	370	190	180	240	140	1400-1700	1,0
Č.0645	600-700	360	430	220	200	280	160	1700-1950	1,01
Č.0745	700-850	420	500	260	230	320	190	1950-2100	1,06
Č.1430	550-800	360	410	220	240	300	170	1720	1,11
Č.1530	600-900	400	460	240	240	320	180	2060	1,17
Č.1730	700-1050	490	560	290	260	380	210	2430	1,22
Č.3230	700-1200	650	750	390	340	460	270	2170	2,26
Č.4732	750-1300	700	800	420	370	520	290	2170	2,60
Č.4320	800-1100	600	690	360	260	360	210	6100-6800	2,35
Č.4321	850-1100	600	690	360	280	380	220	6100-6800	2,35
Č.4720	900-1200	620	680	430	280	370	200	6100-6800	2,63
Č.4721	1000-1300	700	800	420	320	400	240	6100-6800	2,52
Č.5420	1100-1450	730	820	430	300	420	240	6100-6800	3,13
Č.5421	1200-1450	800	920	480	320	440	260	6100-6800	3,22

Napomena uz tablicu 2.5

- 1) σ_F — granica razvlačenja, odnosno dinamička izdržljivost za čisto jednosmerno promenljivo opterećenje; e — istezanje, f — savijanje, t — uvijanje.
- 2) σ_D — dinamička izdržljivost za čisto naizmenično promenljivo opterećenje.
- 3) HB — tvrdoća po Brinelu.
- 4) Indeks cena dat je na bazi cena Jugoslovenskih čelika iz 1961 god. u odnosu na cenu čelika Č.0545.
- 5) Svi podaci su približne srednje vrednosti.



Sl. 2.7a — Dimenzionisanje vratila

*) Ovaj obrazac primenjuje se samo u cilju dobijanja orijentacionih podataka pri komponovanju reduktora.

Kada je poznat prečnik vratila elektromotora, u zavisnosti od usvojenog materijala za vratilo, prečnik se kreće u granicama

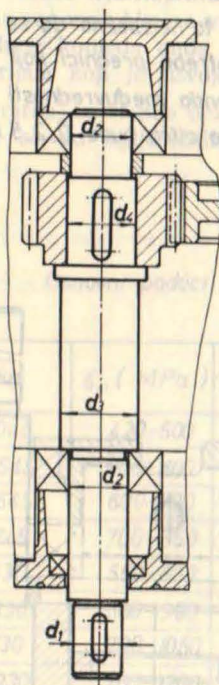
$$d_1 = (0,8 \div 1,2) d_{EM},$$

gde je d_{EM} — prečnik vratila elektromotora.

Prečnik d_2 na osloncima treba da bude veći od d_1

$$d_2 = d_1 + (2 \div 10) \text{ mm.}$$

Prečnik d_3 treba uskladiti sa standardnim prečnicima unutrašnjeg prečnika unutarnjeg prstena kotrljajnog ležišta: 12, 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65 itd. sa skokom od po 5 mm.



Sl. 2.7b

Ležište treba slobodno da prelazi preko dela vratila sa prečnikom d_1 na kome je u žleb postavljen klin ($d_2 \geq f_0$, sl. 2.3). U slučajevima kada se prijemno vratilo i predajni zupčanik izrađuju od jednog komada (sl. 2.7a), deo vratila iza ležišta treba da ima prečnik

$$d_3 = d_2 + 2h,$$

gde je h — visina naslona za ležišta. Ako se zupčanik izrađuje posebno (sl. 2.7b), tada se prečnik vratila na mestu zupčanika usvaja

$$d_4 = d_2 + (2 \div 5) \text{ mm,}$$

i tako dobijena vrednost se zaokrugli na prvu veću standardnu vrednost iz reda standardnih prečnika.

Prečnik na mestu zupčanika za drugo vratilo određuje se prema empirijskom obrascu:

$$d_z = (0,25 \div 0,35) A,$$

gde je: A — međuosno rastojanje zupčanika. Dobijena vrednost se zatim zaokrugluje na bližu (veću ili manju) standardnu vrednost. Prečnik vratila na mestu kotrljajnog ležišta d_5 mora biti manji od prečnika d_z

$$d_5 = d_z - (2 \div 5) \text{ mm.}$$

Ovaj prečnik se zaokrugluje na standardni iz reda standardnih prečnika za kotrljajna ležišta. Prečnik d_6 treba da bude veći od d_5

$$d_6 = d_5 + 2h; \text{ ili } d_6 = d_z + 2h_1$$

gde je: h i h_1 — visina naslona za ležište i zupčanik; usvaja se prema preporukama za kotrljajna ležišta.

Analogno se određuju dimenzije svih delova trećeg i ostalih vratila reduktora.

Prečnik izlaznog dela vratila d_{izl} (sl. 2.7) mora biti toliki da omogućuje slobodan prolaz ležišta preko vratila sa montiranim klinom

$$d_{izl} = d_5 - (3 \div 10) \text{ mm}$$

Prečnici dobijeni na ovaj način, orijentacionim proračunom, proveravaju se na čvrstoću, a prema proceni i na dinamičku izdržljivost i krutost. Poželjno je da se dinamička izdržljivost ispita u najugroženijim preseccima gde su opterećenja najjača i izvori koncentracije napona izraziti.

2.4 PRORAČUN VRATILA

2.4.1 Opterećenje vratila

Vratila su redovno opterećena momentima torzije i poprečnim silama koje ga izlažu savijanju i smicanju. Usled aksijalnih sila opterećena su na pritisak ili zatezanje. Sem ovih opterećenja koja su posledica prenošenja obrtnog momenta od jednog vratila preko elemenata na njemu (zupčanici, spojnice, kaišnici ili lančani) na drugo, vratila su još opterećena i težinom elemenata montiranih na vratilu, sopstvenom težinom kao i centrifugalnim silama, naročito ako je brzina velika, a vratilo sa prenosnicima na njemu neuravnoteženo. Naponi smicanja se redovno zanemaruju, jer su u poređenju sa ostalim naponima neznatni i jer su smicajni naponi maksimalni tamo gde su naponi od savijanja i torzije ravni nuli (neutralna linija). Za prenosnike manjih snaga zanemaruje se i uticaj sopstvene težine vratila i težine elemenata na njemu. Aksijalni naponi od pritiska ili zatezanja, sem kod pužnog prenosnika, najčešće se zanemaruju.

Uzima se da sile od prenosnika na vratilu deluju koncentrisano na sredini točka. Kod prenosa većih snaga sa širim zupčanicima sa strelastim zupcima

obimna i radijalna sila se razlažu na po dve komponente od kojih jedna deluje na sredini leve, a druga na sredini desne polovine zupčanika.

Prema tome vratila se dimenzionišu ili proveravaju (kada je izvršeno orijentaciono dimenzionisanje) prema opterećenju od savijanja (za teže reduktore treba i težine elemenata uzeti u obzir) i torzije, a kod pužnih prenosnika i usled aksijalnih sila.

Određivanje intenziteta sila na prenosnicima vrši se na način poznat iz Mašinskih elemenata, a obrasci po kojima se određuju navedeni su u tablici 2.7.

Obrtni moment se određuje po obrascu:

$$M_o = \frac{P}{\omega} [\text{Nm}], \text{ gde je } P [W], \quad \omega = \frac{\pi n}{30} [\text{s}^{-1}]$$

n [min^{-1}] — broj obrta vratila,

Smer obimne sile za gonjeni (vođeni) zupčanik 2 kod svih prenosnika navedenih u tablici 2.7 pok-

nosnika (tj. prema vratilu). Radijalne sile imaju tendenciju da razmaknu zupčanike.

Aksijalna sila kod koničnih zupčanika sa pravim zupcima usmerena je od vrha prema osnovi (bazisu) kinematskog konusa. Kod cilindričnih zupčanika sa helikoidnim zupcima smer aksijalne sile najlakše se određuje nanošenjem obimne sile na bok zupca (za gonjeni u smeru obimne brzine, a za pogonski u suprotnom smeru). Znajući da obimna sila F_o i aksijalna F_a daju rezultantu F_n upravnu na liniju boka zupca u ravni crteža, smer aksijalne sile je jednoznačno određen (v. primer na sl. 2.8a i b). Za pužni zavrtnaj smer aksijalne sile se određuje isto kao kod pogonskog cilindričnog zupčanika sa helikoidnim zupcima. Ona ima suprotan smer od obimne sile pužnog zupčanika ($F_{a1} = -F_{o2}$).

Kada se izvrši analiza sila i za dve upravne ravni (uslovno vertikalna i horizontalna) nacrtat šema

Tablica 2.7

Sile na zupčastim i pužnim prenosnicima (osim za konične sa kosim i krivim zupcima)

Tip prenosnika	Sila (kN)		
	Obimna	Radijalna	Aksijalna
CILINDRIČNI sa pravim zupcima	$F_o = \frac{2M_o}{D}$	$F_r = F_o \text{tg} \alpha$	—
sa helikoidnim (kosim) zupcima	$F_o = \frac{2M_o}{D}$	$F_r = F_o \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$F_a = F_o \text{tg} \beta$
KONIČNI SA PRAVIM ZUPCIMA	$F_o = \frac{2M_o}{D_m}$	$F_r = F_o \cos \delta \text{tg} \alpha$	$F_a = F_o \sin \delta \text{tg} \alpha$
PUŽNI ZAVRTANJ (PUŽ) 1	$F_{o1} = \frac{2M_{o1}}{D_1}$	$F_{r1} = \frac{F_{o1} \text{tg} \alpha_n}{\text{tg}(\gamma + \rho)}$	$F_{a1} = \frac{F_{o1}}{\text{tg}(\gamma + \rho)}$
PUŽNI ZUPČANIK	$F_{o2} = \frac{2M_{o2}}{D_2} = F_{o1}$	$F_{r2} = F_{r1} = F_{o2} \text{tg} \alpha_n$	$F_{a2} = F_{a1}$

Napomena uz tablicu 2.7

1) Na mestima gde su izostavljeni indeksi, obrasci su isti za oba zupčanika.

2) D, D_1, D_2 (cm) Prečnici temenih krugova zupčanika, D_m (cm) Srednji prečnik koničnog zupčanika.

α (°) — ugao dodirnice; $\text{tg} \alpha_o = \text{tg} \alpha_n / \cos \beta$; $\text{inv} \alpha = 2(x_1 + x_2) \text{tg} \alpha_o / (z_1 + z_2) + \text{inv} \alpha_o$

$\alpha_n = 20^\circ$

γ (°) — ugao penjanja zavojnice pužnog zavrtnja $\text{tg} \gamma = z_1 / q$.

ρ (°) — ugao trenja (vidi odeljak pužni zavrtnaj i stepen iskorišćenja).

β (°) — ugao nagiba helikoide na deonom cilindru.

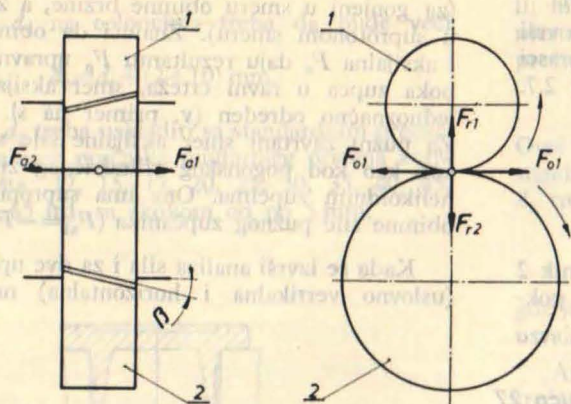
δ (°) — ugao kinematskog konusa (polovina ugla pri vrhu konusa).

lapa se sa smerom obimne brzine u tački dodira, dok je za pogonski (vođeci) zupčanik 1 smer obimne sile, kao reaktivne, suprotan smeru obimne brzine.

Radijalna sila, kod svih navedenih prenosnika usmerena je od tačke dodira prema osovini pre-

opterećenja, iz statičkih uslova ravnoteže određuju se otpori oslonaca za svaku ravan. Ako je vratilo statički neodređeno, tj. ako se vratilo oslanja na tri ili više oslonaca, onda se sem dva statička uslova ravnoteže za ravan, koriste i dopunski uslovi poznati

iz Otpornosti materijala: ugibi elastične linije vratila na mestima oslonaca su jednaki nuli ili se koristi uslov jednakosti nagiba s jedne i s druge strane oslonca, ako se vrši rastavljanje vratila na proste nosače sa po dva oslonca.



Sl. 2.8 — Određivanje aksijalne sile kod helikoidnih zupčanika

Ugibi i nagibi elastične linije određuju se po poznatim formulama iz Otpornosti materijala koje se odnose na nosače konstantnog poprečnog preseka po dužini. Poprečni presek vratila, međutim, redovno se po dužini menja (najčešće stepenasto). Stoga se za određivanje ugiba i nagiba vratila koriste različiti približni metodi, kao što su grafički i grafo-analički.

Kada se iz dopunskih uslova Otpornosti materijala i statičkih uslova ravnoteže odrede otpori oslonaca u dve međusobno upravne ravni, izračunavaju se za pojedine karakteristične tačke momenti savijanja u obe ravni M_{fv} i M_{fh} i grafički prikazuju u razmeri. Rezultujući moment savijanja M_t dobija se preko komponentnih M_{fv} i M_{fh} , geometrijskim sabiranjem po poznatom obrascu

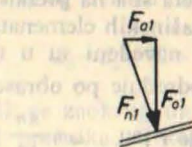
$$M_t = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2} \text{ [Nm]}$$

Rezultujući moment savijanja po dužini vratila prikazuju se grafički na dijagramu s jedne strane osovinske linije vratila (u jednoj ravni) iako stvarno deluje u različitim ravnima. Dijagram promene rezultujućeg momenta savijanja duž vratila dobija se spajanjem karakterističnih tačaka pravim linijama, pošto se pritisci na vratilo preko zupčanika i dr. prenosnika uzimaju kao koncentrisane sile.

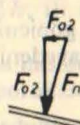
Na prepustu predajnog vratila sem momenta torzije na vratilo deluje i radijalna sila F (od zupčanika, kaišnika ili lančanika) koja vratilo napreže na savijanje. Uzima se da je pritisak na vratilo:

1. $F = 2F_0$ [kN] — od kaišnika sa trapeznim kaiševima,
2. $F = 3F_0$ [kN] — od kaišnika sa plosnatim kaišem,
3. $F = F_0 + 2F_G$ [kN] — od lančanika.

pri čemu se smatra da sila F deluje na sredini glavčine prenosnika u pravcu centralne linije (prava koja spaja središta prenosnika). Ovde je $F_0 = 2M_0/D$ periferna sila na prenosniku, a F_G težina lanca koja odgovara računskoj dužini lanca i određuje se prema:



a) Pogonski (vodeći) zupčanik



b) Gonjeni (vođeni) zupčanik

a) $F_G = q \cdot g \cdot L$ — ako je centralna linija lančanika vertikalna ili sa horizontalom zaklapa ugao ne manji od 70° ,

b) $F_G = q \cdot g \cdot L \cdot 10^{-3} \cos \alpha / 8f$ — ako je centralna linija nagnuta prema horizontali pod uglom α ; gde je q [kg/m] masa lanca po dužnom metru, g [m/s²] ubrzanje sile teže, L [m] računska dužina lanca ($L = A$ međuosno rastojanje), a f [m] maksimalni ugib lanca.

Za moment savijanja M_{tN} (usled radijalne sile F čiji su pravac i smer nepoznati) koji se mora uzeti u obzir, posebno se crtaju dijagrami i izračunavaju vrednosti za karakteristične tačke duž vratila.

Radi određivanja rezultujućeg momenta savijanja M_{tR} moment M_{tN} i $M_t = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2}$ sabiraju se algebarski

$$M_{tR} = M_t + M_{tN} \text{ [Nm]}$$

Ovo stoga što su i pravac i smer momenta M_{tN} nepoznati te se usvaja najnepovoljniji slučaj da se M_{tN} po pravcu i smeru poklapa sa M_t .

Radijalna sila na prepustu vratila može bitno uticati: na čvrstoću i izdržljivost vratila, na sprezanje zupčanika i na rad ležišta pa konstruktor odn. isporučilac reduktora propisuje (ograničava) dopuštenu vrednost $F_r \leq F_d$.

2.4.2 Provera vratila na čvrstoću

Maksimalni naponi za pojedine vrste naprezanja određuju se za ugrožene (opasne) preseke, pošto su prethodno orijentaciono određeni prečnici vratila (v. 2.3), prema sledećim poznatim obrascima:

od savijanja: $\sigma_t = M_{tR}/W$ [Pa],

od torzije: $\tau_t = M_t/W_0$ [Pa],

od aksijalne sile: $\sigma = F_a/S$ [Pa].

Ovde je: $W = \pi d^3 (1 - \psi^4)/32 \approx 0,1d^3 (1 - \psi^4)$ [m³] — aksijalni otporni moment preseka,

$W_0 = \pi d^3 (1 - \psi^4)/16 \approx 0,2d^3 (1 - \psi^4)$ [m³] — polarni otporni moment preseka,

$S = \frac{\pi}{4} d^2 (1 - \psi^2)$ [m²] — površina poprečnog preseka,

$\psi = d_i/d$ — odnos unutrašnjeg i spoljnog prečnika za šuplje vratilo (za puno vratilo je $\psi = 0$).

Za ožlebljeno vratilo (v. sl. 2.1) je:

$$W = -\frac{1}{32d_e} [\pi d_i^4 + z \cdot b (d_e - d_i) (d_e + d_i)^2] \text{ [m}^3\text{]},$$

$$W_0 = \frac{1}{16d_e} [\pi d_i^4 + z \cdot b (d_e - d_i) (d_e + d_i)^2] \text{ [m}^3\text{]},$$

$$S = \frac{1}{2} \left[\frac{\pi}{2} d_i^2 + z \cdot b (d_e - d_i) \right] \text{ [m}^2\text{]}, \text{ } d_e \text{ i } d_i \text{ — spoljni odnosno unutrašnji prečnik.}$$

Za vratilo oslabljeno ožlebovanjem za klin (v. sl. 2.3) je

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bf(d-f)^2}{2d} \text{ [m}^3\text{]},$$

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bf(d-f)^2}{2d} \text{ [m}^3\text{]},$$

$$S = \frac{\pi d^2}{4} - bf \text{ [m}^2\text{]},$$

gde je: b [m] — širina kanala za klin, a f [m] — dubina kanala za klin.

Navedeni obrasci za aksijalni otporni moment W i polarni otporni moment W_0 dobijeni su na osnovu Štajnerove teoreme.

Kada se izračunaju naponi od savijanja σ_t , od torzije τ_t i aksijalni napon od pritiska odnosno istezanja σ_e (što zavisi od smera aksijalne sile i od toga koji je oslonac aksijalno fiksiran), može se odrediti stepen sigurnosti za svako pojedinačno opterećenje

$$v_t = \frac{\sigma_{Df}}{\sigma_t}, \quad v_\tau = \frac{\tau_{Dot}}{\tau_t}, \quad v_{e,e} = \frac{\sigma_{Doe}}{\sigma_{e,e}}$$

gde se indeksi odnose na vrstu opterećenja: f — savijanje, t — torzija, e — istezanje odnosno „c” — pritisak.

Stepen sigurnosti pri složenom opterećenju od savijanja, torzije i istezanja (pritiska) je:

$$v = \frac{v_\sigma \cdot v_t}{\sqrt{v_\sigma^2 + v_t^2}} \text{ gde je: } v_\sigma = \frac{v_f \cdot v_e}{v_f + v_e}$$

stepen sigurnosti pri složenom naprezanju od savijanja i istezanja (pritiska).

Ako nema istezanja (ili se ono zanemaruje $\sigma_e \rightarrow 0$ tj. $v_e \rightarrow \infty$), tada je $v_\sigma = v_f$. Ovde su σ_{Df} , τ_{Dot} , σ_{Doe} [Pa] — dinamičke čvrstoće materijala vratila, koje su za odgovarajuću vrstu naprezanja i usvojeni materijal vratila navedene u tablici 2.5. Pri tom se dinamička čvrstoća kod savijanja uvek uzima za čisto naizmenično promenljivo opterećenje tj. σ_{Df} , a kod torzije i istezanja najčešće za čisto jednosmerno promenljivo opterećenje: τ_{Dot} i σ_{Doe} .

Treba uočiti (što prema obrascu nije teško dokazati) da je uvek stepen sigurnosti pri složenom opterećenju manji od bilo kog drugog pojedinačno uzetog stepena sigurnosti. To znači, ukoliko su odnosi između pojedinih stepena sigurnosti npr. takvi da je zadovoljena relacija: $v_f < v_t < v_e$, onda su sigurno zadovoljene i $v < v_f$ i $v < v_t$ odn. $v < v_f$.

Stepen sigurnosti pri složenom opterećenju, radi obezbeđenja potrebne krutosti vratila, ako je materijal vratila kvalitetan čelik (legirani termički obrađen) ne treba da bude manji od 8 ($v \geq 8$); a ako je upotrebljen ugljenični konstrukcioni čelik (npr. Č.0545) stepen sigurnosti treba da iznosi najmanje 6.

U svakom slučaju vratilo treba još tačnije proveriti na izdržljivost uzimajući u obzir i koncentraciju napona kao i druge uticaje na dinamičku izdržljivost a za reduktore izložene težim radnim uslovima proverava se obavezno i krutost vratila — ugibi i nagibi na mestima zupčanika i ležišta. Ako se vrši prethodni proračun (dimenzionisanje) vratila onda se, za usvojene razmake među osloncima i drugim elementima na vratilu, određuju otpori oslonaca i momenti savijanja za obe ravni M_{fv} i M_{fh} . Zatim se određuje, kao i ranije M_t i M_{tR} , pa se radi mogućnosti neposrednog proračunavanja prečnika vratila, momenti savijanja i momenti torzije slažu u fiktivne (svedene) momente savijanja M_1 prema obrascu (zasnovanom na hipotezi o deformacionom radu) koji važi samo za okrugle preseke:

$$M_1 = \sqrt{M_{tR}^2 + \left(\frac{\sigma_{Df}}{2\tau_{Dot}} M_t \right)^2} \text{ [Nm]}$$

Usvajanjem stepena sigurnosti, prema izabranom materijalu vratila, određuje se dopušteni napon za savijanje

$$\sigma_d = \frac{\sigma_{Df}}{v} \text{ [Pa]}$$

na bazi koga se određuje prečnik vratila

$$d_1 = \sqrt[3]{10 M_1 / \sigma_d} \text{ [m]}$$

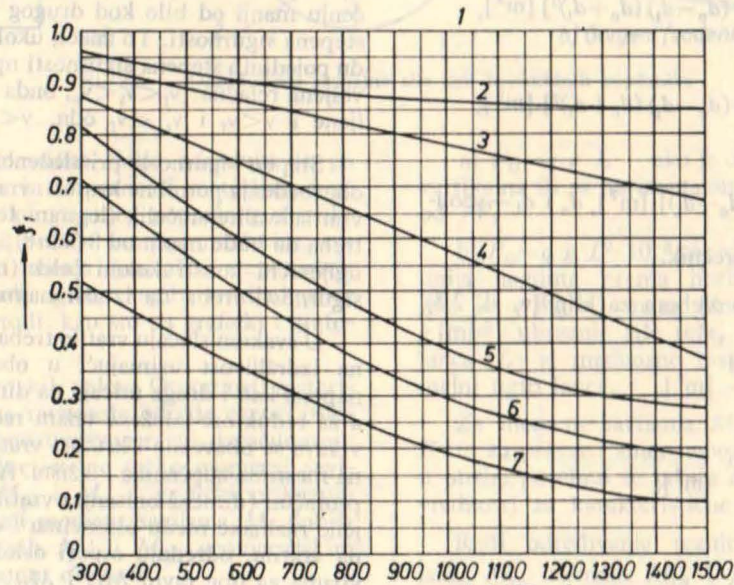
Ako je vratilo oslabljeno žlebom za klin tada se na mestima točkova dobijeni prečnik vratila poveća za 10–20%, zbog žleba za klin. Prema tome je na mestima glavčina zupčanika, spojnica i dr. stvarni prečnik vratila prva veća standardna vrednost za prečnike dobijene iz obrasca

$$d = (1,1 \div 1,2) d_1$$

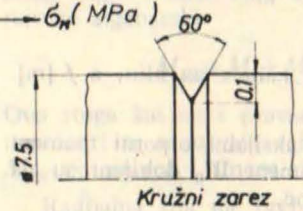
Na mestima oslanjanja prečnik vratila treba uskladiti sa standardnim prečnicima za kotrljajna ležišta.

2.4.3. Provera vratila na dinamičku izdržljivost

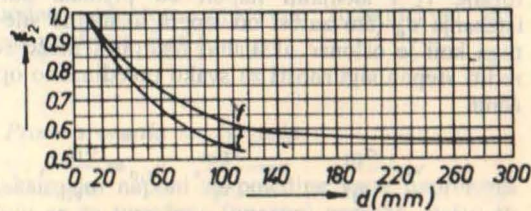
Provera vratila na dinamičku izdržljivost može da se izvede tek pošto je vratilo konstruktivno oformljeno. U osnovi to se svodi na uzimanje u obzir niza uticaja na zamor i dinamičku izdržljivost.



- 1- Glatano
- 2- Brušeno
- 3- Grubo obrađeno
- 4- Sa kružnim zarezom (vidi sl.)
- 5- Sa korom od valjanja
- 6- Korodirano slatkom vodom
- 7- Korodirano slanom vodom



Sl. 2.9 – Podaci za faktor ξ_1



f – pri savijanju
t – pri torziji

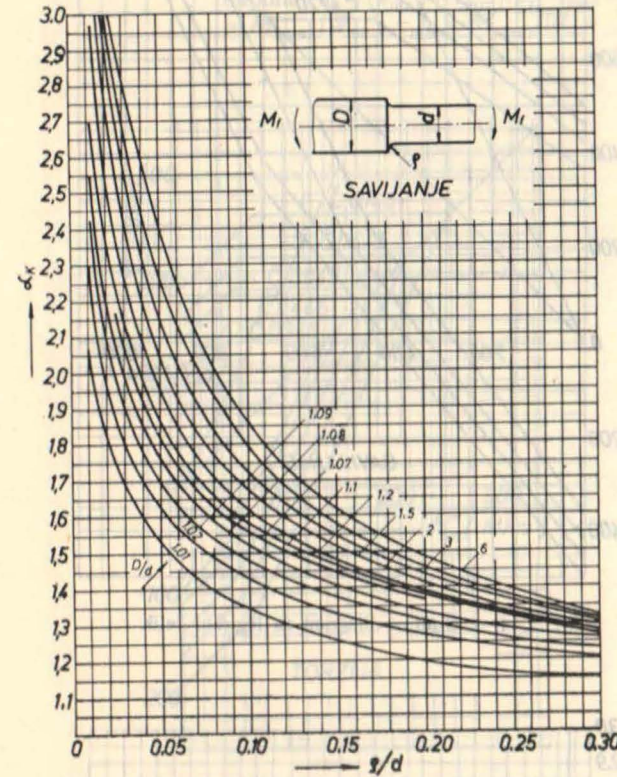
Sl. 2.10 Podaci za faktor ξ_2

ξ_{2f} – faktor apsolutne veličine (objekta) vratila, prema dijagramu na sl. 2.10. Vidi se da je $\xi_{2f} \geq \xi_{2t}$. Ova dva faktora ξ_1 i ξ_2 redovno se uzimaju u obzir, a u izvesnim slučajevima još i ξ_3 i ξ_4 – faktor povišene temperature i faktor ostalih eventualnih uticaja na dinamičku izdržljivost; najčešće je $\xi_3 = \xi_4 = 1$.

β_{kt} – stvarni faktor koncentracije napona pri savijanju, $\beta_{kt} = (\alpha_{kt} - 1) \eta_k + 1$; α_{kt} – geometrijski faktor koncentracije koji zavisi od geometrijskih odnosa ρ/d i D/d i od oblika izvora koncentracije napona. Vrednosti se određuju iz dijagrama na sl. 2.11. i 2.12.; η_k – faktor osetljivosti materijala na koncentraciju napona čije su srednosti navedene u tablici 2.8, $\sigma_a = \sigma_t = M_t/W$

σ_a – [Pa] – amplituda nominalnog napona, a

σ_A – [Pa] – amplituda izdržljivosti koja se uzima iz Smitovog dijagrama i koja zavisi od vrste materijala i od srednjeg napona $\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$. Za konstrukcije i legirane čelike

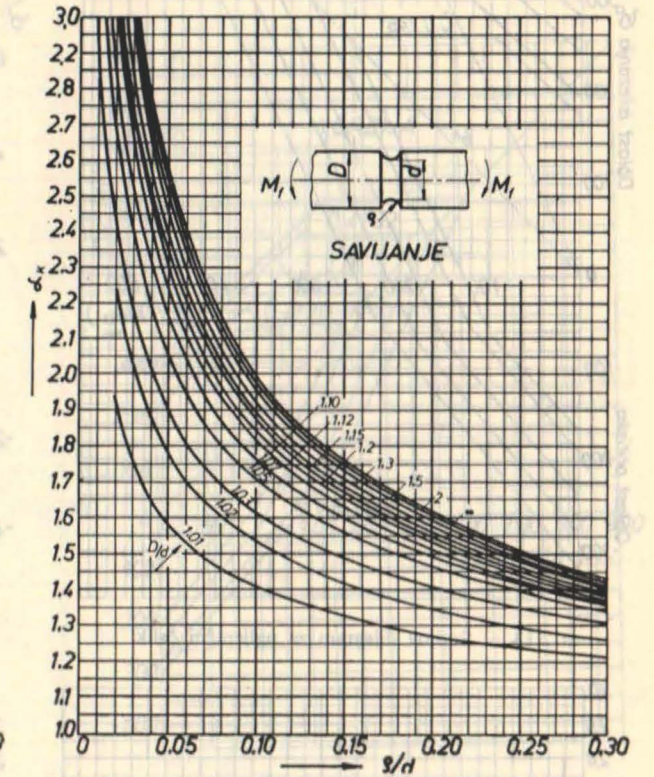


Sl. 2.11 – Geometrijski faktor koncentracije za okrugli štap sa prelaznim zaobljenjem

Smitovi dijagrami su dati na sl. 2.13 i 2.14. Pri savijanju, kao kod vratila, je $\sigma_m = 0$, jer je $\sigma_{max} = -\sigma_{min}$.

Analogno se određuje dinamički stepen sigurnosti pri torziji

$$v_t = \frac{\xi_1 \xi_{2t} \xi_3 \xi_4 \tau_A}{\beta_{kt} \tau_a}$$

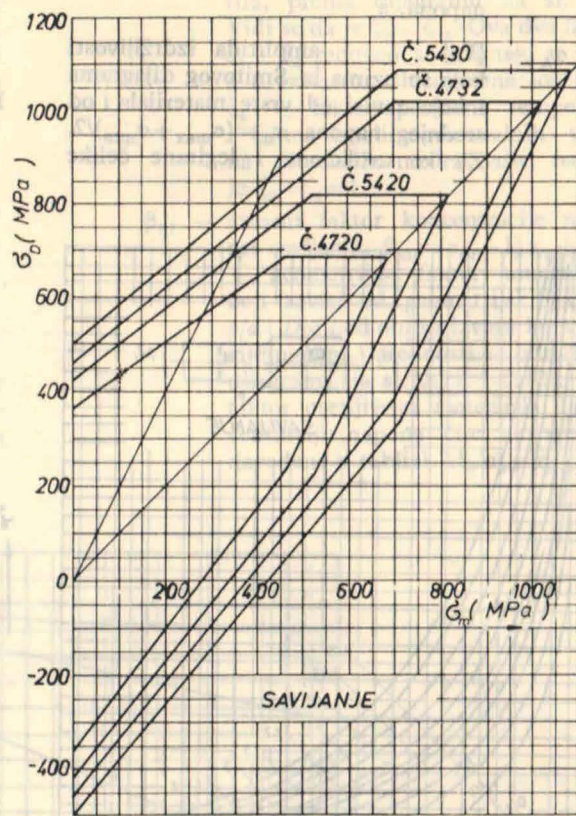
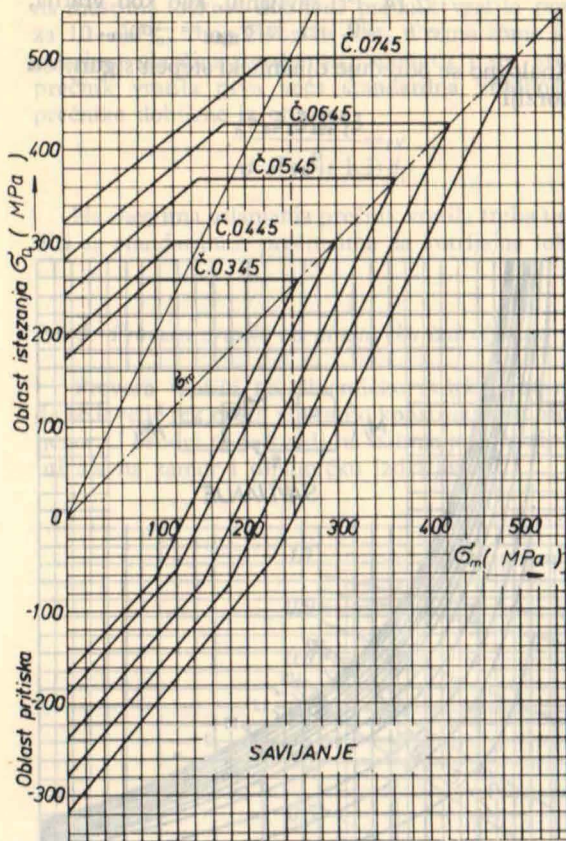


Sl. 2.12 – Geometrijski faktor koncentracije za okrugli štap sa žlebom

Tablica 2.8

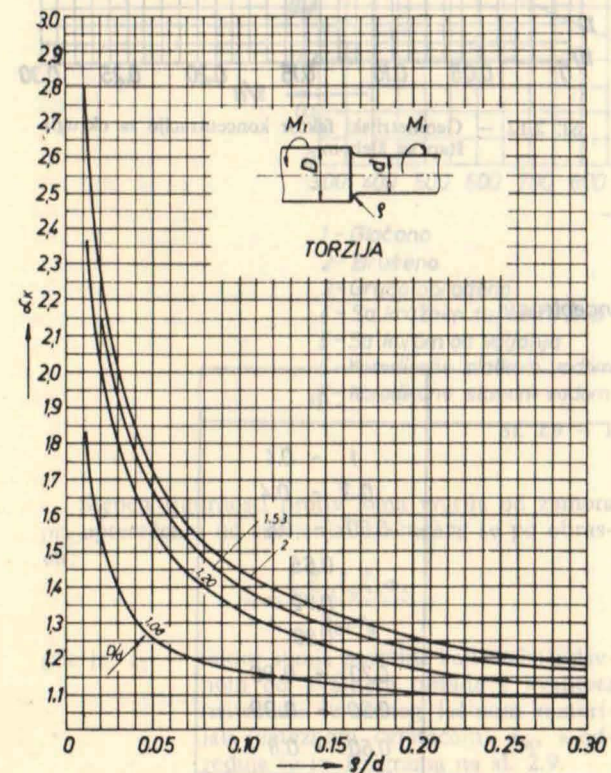
Podaci za stepen osetljivosti ka koncentraciji

Materijal	η_k
Liveno gvožđe	1 - 0.4
Čelicni liv	0.3 - 0.4
Čelik ($\sigma_M = 370 \dots 420$ MPa)	0.50 - 0.6
Čelik ($\sigma_M = 500$ MPa Č.0545)	0.65
Čelik ($\sigma_M = 600$ MPa Č.0645)	0.72
Čelik ($\sigma_M = 700$ MPa Č.0745)	0.80
Legiran čelik ($\sigma_M = 800 \dots 1000$ MPa)	0.70 - 0.90
Legiran čelik ($\sigma_M > 1000$ MPa)	0.90 - 0.99
Lake legure	0.60 - 0.8

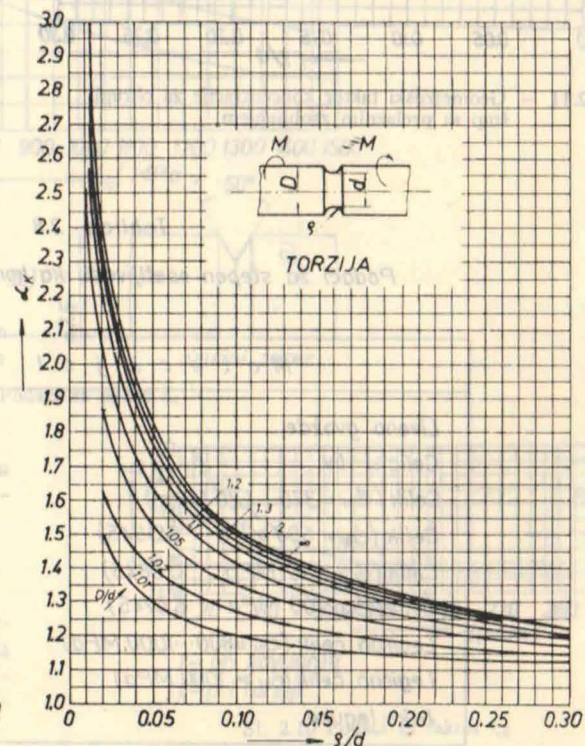


Sl. 2.13 — Smitov dijagram za ugljenični čelik

Sl. 2.14 — Smitov dijagram za legirani čelik



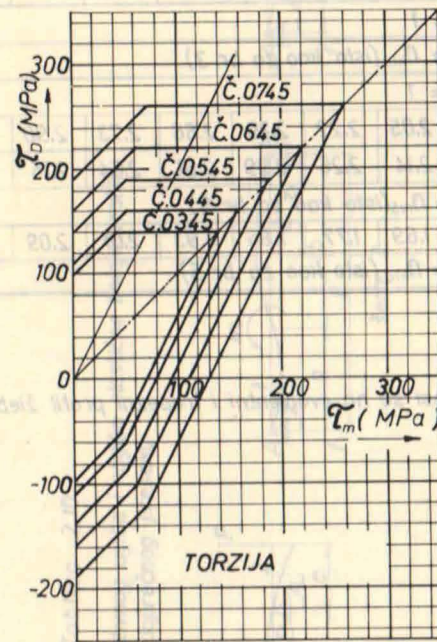
Sl. 2.15 — Geometrijski faktor koncentracije za okrugli štap sa prelaznim zaobljenjem



Sl. 2.16 — Geometrijski faktor koncentracije za okrugli štap sa žlebom

Slično prethodnom je i ovde $\beta_{kt} = (\alpha_{kt} - 1)\eta_k + 1$, $\alpha_{kt} = f(\rho/d, D/d)$ — prema sl. 2.15 i 2.16, za ξ_1, ξ_3 i ξ_4 važe isti podaci kao i za savijanje, dok se za ξ_{2t} nalazi odgovarajuća vrednost u dijagramu na sl. 2.10.

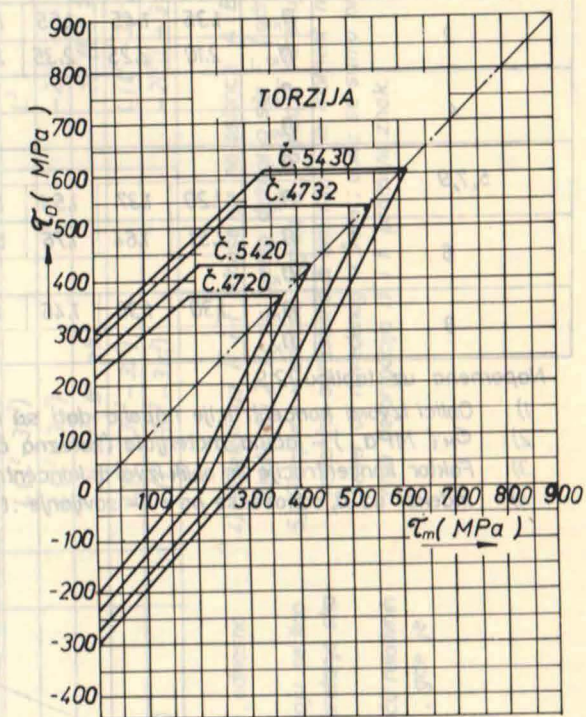
τ_A [Pa] — amplitudna izdržljivosti koja se uzima iz Smitovih dijagrama na sl. 2.17 i 2.18 zavisno od materijala i srednjeg napona $\tau_m = (\tau_{max} + \tau_{min})/2$; $\tau_{max} = M_{tmax}/W_o$, a $\tau_{min} = M_{tmin}/W_o$.



Sl. 2.17 — Smitov dijagram za ugljenični čelik

smer obrtanja) pa se može uzeti u obzir kao prednapon kod savijanja. Umesto $\sigma_m = 0$ uzima se $\sigma_m = \sigma = F_a/S$ [Pa] pa se iz Smitovog dijagrama dobija vrednost za σ_A .

Vratilo je u odnosu na dinamičku izdržljivost pravilno dimenzionisano ako se dinamički stepen sigurnosti kreće u granicama $v_D = 2 \div 3$. Međutim, on može da bude i veći da bi se obezbedila dovoljna krutost vratila radi ispravnog sprezanja zupčanika i normalnog rada ležišta. Opširnije o svemu v.[15], [17].



Sl. 2.18 — Smitov dijagram za legirani čelik

$\tau_a = (\tau_{max} - \tau_{min})/2$ — amplituda nominalnog napona od torzije. Kod čisto jednosmerno promenljivog opterećenja ($M_{tmin} = 0$) je $\tau_m = \tau_a = \tau_{max}/2$, jer je $\tau_{min} = 0$.

Za preseke vratila oslabljene žlebom za klin, za ožlebljena vratila i za metrički navoj kao i za druge izvore koncentracije napona, stvarni faktori koncentracije napona β_{kt} i β_{kt} , zavisno od jačine materijala, dati su u tablici 2.9, prema izvorima koncentracije prikazanim na sl. 2.19.

Dinamički stepen sigurnosti v_D pri složenom opterećenju od savijanja i torzije dat je izrazom

$$v_D = \frac{v_f \cdot v_t}{\sqrt{v_f^2 + v_t^2}}$$

koji se dobija primenom Henkijevog obrasca za složeno naponsko stanje. Ako sem napona σ i τ_t postoji i aksijalni napon σ , za slučaj kada se ne može zanemariti (pužni zavrtanj) smatra se konstantnim (za stalan

Svakako treba proveriti i krutost vratila pogotovo za teške reduktore koji su jače opterećeni i rade pod težim radnim uslovima. Ovo ima poseban značaj u slučaju da su vratila izrađena od kvalitetnog čelika.

2.4.4 Krutost vratila pri savijanju

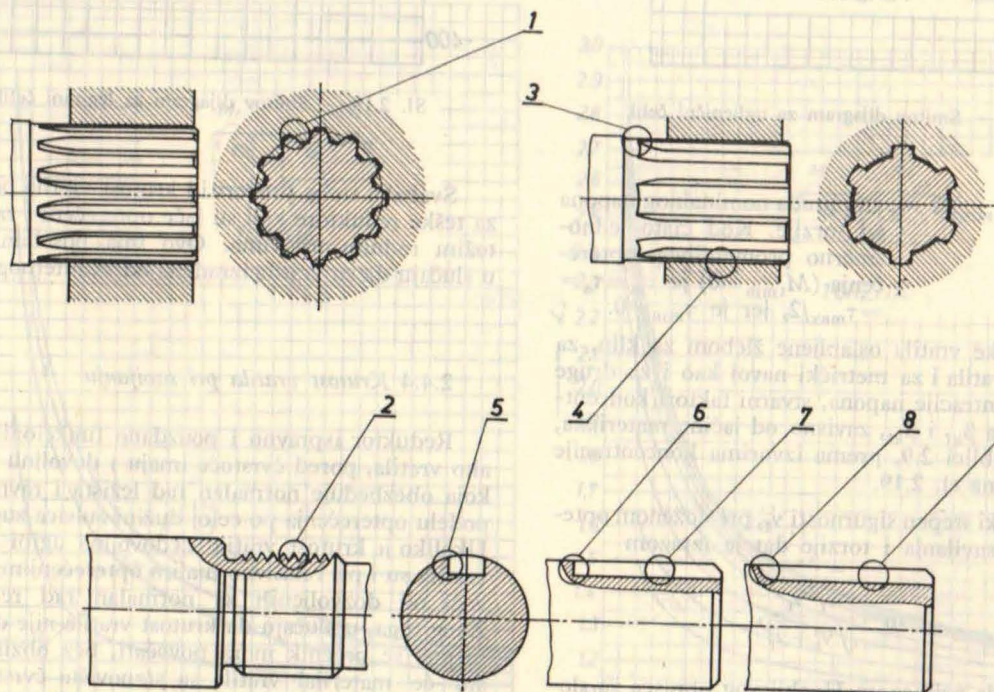
Reduktor ispravno i pouzdano funkcioniše samo ako vratila, pored čvrstoće imaju i dovoljnu krutost, koja obezbeđuje normalan rad ležišta i ravnomernu podelu opterećenja po celoj dužini zubaca zupčanika. Ukoliko je krutost vratila nedovoljna ugibi i nagibi vratila su i pri relativno malim opterećenjima znatno veći od dozvoljenih za normalan rad reduktora. Zbog toga, u slučaju da krutost vratila nije dovoljna, njegov se prečnik mora povećati, bez obzira na to što će materijal vratila sa stanovišta čvrstoće biti nedovoljno iskorišten. Iz toga se vidi opravdanost upotrebe relativno slabijeg čelika za izradu vratila, jer je ne samo jeftiniji već je i bolje iskorišten s obzi-

Tablica 2.9
Stvarni faktor koncentracije napona

Oblik izvora koncentracije napona na vratilu	β_{Kf}	σ_M (MPa)											
		400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
1	β_{Kf}	$\beta_{Kf} = 1$											
	β_{Kf}	1.40	1.43	1.46	1.49	1.52	1.55	1.58	1.61	1.64	1.67	1.70	1.73
2	β_{Kf}	1.45	1.78	1.96	2.20	2.32	2.47	2.61	2.75	2.90	3.01	3.11	3.20
	β_{Kf}	$\beta_{Kf} = 1$											
3	β_{Kf}	1.35	1.45	1.55	1.60	1.65	1.70	1.72	1.73	1.75	1.77	1.79	1.80
	β_{Kf}	2.10	2.25	2.35	2.45	2.55	2.65	2.70	2.75	2.80	2.85	2.90	2.95
4	β_{Kf}	$\beta_{Kf} = 1$											
	β_{Kf}	$\beta_{Kf} = \beta_{Kf3}$ (isto kao za br. 3)											
5,7,9	β_{Kf}	$\beta_{Kf} = 1$											
	β_{Kf}	1.20	1.37	1.54	1.71	1.88	2.05	2.22	2.39	2.56	2.73	2.90	3.07
6	β_{Kf}	1.51	1.64	1.76	1.89	2.01	2.14	2.26	2.39	2.51	2.64	2.76	2.89
	β_{Kf}	$\beta_{Kf} = \beta_{Kf5}$ (isto kao za br. 5)											
8	β_{Kf}	1.30	1.38	1.46	1.54	1.62	1.69	1.77	1.85	1.93	2.01	2.09	2.17
	β_{Kf}	$\beta_{Kf} = \beta_{Kf6}$ (isto kao za br. 5)											

Napomena uz tablicu 2.9:

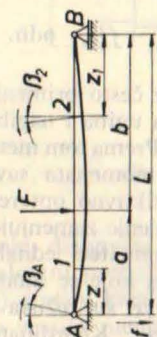
- 1) Oblici izvora koncentracije napona dati su na sl. 2.19,
- 2) σ_M (MPa) – jačina materijala (zatezna čvrstoća).
- 3) Faktor koncentracije za oblik izvora koncentracije 1 odnosi se na evolventni i trapezni profil žlebova.
- 4) Indeksi uz β_{Kf} odnose se na : f – savijanje, t – torziju.



Sl. 2.19

Tablica 2.10

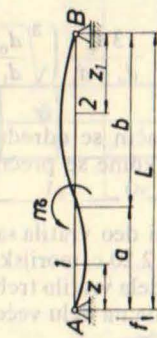
Obrasci za određivanje relativnog ugiba i nagiba elastične linije vratila konstantnog poprečnog preseka



šema 1



šema 2



šema 3



šema 4

f_{FM}	$2a^2b^2$	$2Lc(L+c)$	$2Lab(b-a)$	$-L^2c(2L+3c)$
f_1	$bz(L^2 - b^2 - z^2)$	$-cz(L^2 - z^2)$	$Lz(L^2 - 3b^2 - z^2)$	$Lz(L^2 - z^2)$
f_2	$az_1(L^2 - a^2 - z_1^2)$	$Lz_1[c(2L+3z_1) - z_1^2]$	$Lz_1(L^2 - 3a^2 - z_1^2)$	$-L^2z_1(2L+3z_1)$
$\bar{\beta}_A$	$ab(L+b)$	$-L^2c$	$L(L^2 - 3b^2)$	L^3
$\bar{\beta}_B$	$-ab(L+a)$	$2Lc$	$L(L^2 - 3a^2)$	$-2L^2$
$\bar{\beta}_{FM}$	$2ab(b-a)$	$Lc(2L+3c)$	$-2L(a^2 + b^2 - ab)$	$-2L^2(L+3c)$
$\bar{\beta}_1$	$b(L^2 - b^2 - 3z^2)$	$-c(L^2 - 3z^2)$	$L(L^2 - 3b^2 - 3z^2)$	$L(L^2 - 3z^2)$
$\bar{\beta}_2$	$-a(L^2 - a^2 - 3z_1^2)$	$L(2Lc + 6cz_1 - 3z_1^2)$	$L(L^2 - 3a^2 - 3z_1^2)$	$-2L^2(L+3z_1)$

Napomena uz tablicu:

- 1) Formule su ispravne za $0 \leq z \leq a$; $0 \leq z_1 \leq b$ za šeme 1 i 3, odnosno $0 \leq z \leq L$; $0 \leq z_1 \leq c$ za šeme 2 i 4.
- 2) Prema konvenciji, uglovi nagiba elastične linije vratila računaju se kao pozitivni kada se poprečni presek vratila okreće u smeru kretanja sklopiljke na satu, a negativni za suprotan smer.
- 3) Stvarni ugib f i nagib β elastične linije određuju se pomoću relativnih nagiba $\bar{\beta}$ i ugiba \bar{f} po obrascima : $\beta = \frac{6EIL}{Q} \bar{\beta}$; $f = \frac{6EIL}{Q} \bar{f}$; gde je $Q = F$ za šeme 1 i 2, a $Q = \frac{mb}{L}$ za šeme 3 i 4.

- 4) Indeksi uz $\bar{\beta}$ i \bar{f} odnose se na oslonce A i B ili tekuće koordinate 1 i 2, ili na mesto delovanja sile F (odnosno momenta m).
- 5) Relativne vrednosti nagiba $\bar{\beta}$ i ugiba \bar{f} određuje se uvek po navedenim obrascima, a ako sila F ili moment m imaju suprotan smer od navedenog u šemi, onda se samo pri određivanju stvarnih deformacija β i f promeni znak.

rom na čvrstoću (dopušteni napon) pri potrebnoj krutosti vratila.

Krutost vratila C [N/m] pri savijanju je količnik opterećenja (sile) F i ugiba f odn. $C = F/f = k EI/L^3$. Iz navedenog se može videti da se pri istim ostalim uslovima ($k = \text{konst.}$, $L = \text{konst.}$, $E = \text{konst.}$) krutost povećava 16 puta ako se prečnik vratila udvostruči, jer moment inercije I raste s prečnikom vratila na četvrti stepen. Ovdje je F [N] — opterećenje (sila), E [Pa] — modul elastičnosti materijala, I [m⁴] — aksijalni moment inercije poprečnog preseka, L [m] — razmak među osloncima, a k — koeficijent koji zavisi od rasporeda opterećenja i načina oslanjanja. Tako je npr. pri maksimalnom ugibu ($f = f_{\text{max}}$):

$k = 3$ — za konzolu opterećenu silom na kraju,
 $k = 48$ — za slobodno oslonjenu gredu opterećenu silom u sredini,

$k = 8$ — za kontinualno opterećenu konzolu ($q = \text{konst.}$),

$k = 384/5 = 76,8$ — za kontinualno opterećen slobodno oslonjen nosač ($q = \text{konst.}$).

2.4.4.1 Određivanje ugiba i nagiba vratila

Nagibi elastične linije vratila dovode do neravnomernije raspodele (preraspodele) opterećenja duž bokova zubaca zupčanika ako je zupčanik postavljen nesimetrično između ležišta. Ugao nagiba elastične linije značajan je za funkcionisanje ležišta. Veliki nagibi kod kliznih ležišta imaju za posledicu lokalna prenaprezanja i prekidanje filma maziva što znatno smanjuje njihovu moć nošenja. Zakošenje kotrljajnih ležišta iznad dopuštenog može dovesti do zaglavljivanja kotrljajnih tela (kuglica, valjčića), a to vrlo nepovoljno utiče na moć nošenja i vek ležišta.

Određivanje ugiba f [m] vrši se po poznatim obrascima Otpornosti materijala koji su izvedeni samo za nosače konstantnog preseka po dužini. Obrasci za određivanje ugiba i nagiba navedeni su za neke sheme opterećenja u tablici 2.10.

Da bi se oni mogli primeniti i na vratila kod kojih se presek duž vratila menja treba usvajanjem ekvivalentnog prečnika d_e , dužine pojedinih delova vratila l_1, l_2, l_3, \dots , zameniti ekvivalentnim dužinama $l_{1e}, l_{2e}, l_{3e}, \dots$ sl. 2.20 a, s tim da krutost vratila ostane nepromenjena.

Za bilo koji i -ti cilindrični deo stepenastog vratila krutost pri savijanju je

$$C_i = k EI_i / l_i^3 = k EI_e / l_{ie}^3 \text{ tj.}$$

$$l_{ie} = l_i \sqrt[3]{EI_i / EI_e} = l_i \sqrt[3]{d_i^4 / d_e^4}$$

Za delove vratila s promenljivim prečnikom (konična i krivolinijska) svodenje treba izvesti u

diferencijalnom obliku za element dužine dz (sl. 2.20 d)

$$C = k \frac{EI_z}{(dz)^3} = k \frac{EI_e}{(dz_e)^3} \text{ tj.}$$

$$dz_e = dz \sqrt[3]{\frac{EI_e}{I_z}} = \sqrt[3]{\frac{d_e^4}{d_z^4}} dz$$

Tako npr. za konični deo vratila (sl. 2.20 b), ako se u gornjem obrascu uvrsti vrednost za $d_z = d_1 + \frac{d_2 - d_1}{l_k} z$, dobija se

$$l_{ke} = d_e^{4/3} \int_0^{l_k} \left(d_1 + \frac{d_2 - d_1}{l_k} z \right)^{-4/3} dz =$$

$$= l_k \frac{3 d_e}{d_2 - d_1} \left(\sqrt[3]{\frac{d_e}{d_1}} - \sqrt[3]{\frac{d_e}{d_2}} \right)$$

Na sličan način se određuje ekvivalentna dužina dela vratila na kome se prečnik menja po bilo kojoj zakonitosti.

Kada postoji deo vratila sa znatnim skokom prečnika ($d_2 \gg d_1$) sl. 2.20 c, teorijski određenu ekvivalentnu dužinu l_e toga dela vratila treba povećati za 10 ÷ 15%, jer spoljna vlakna na delu većeg prečnika nisu aktivna po celoj dužini.

Uticaj čvrstog (presovanog) sklopa na krutost vratila (sl. 2.20 d) uzima se u obzir tako da se umesto stvarnog prečnika d_v u račun uvodi ekvivalentni $d_e = d_v + (0,6 - 0,8)\delta$ (δ — debljina zida glavčine), jer kod čvrstog sklopa i glavčina prima deo opterećenja.

Pošto se vratilo promenljivog preseka svode na ekvivalentno (u odnosu na krutost), ugibi i nagibi elastične linije mogu se odrediti pomoću elementarnih obrazaca (v. tab. 2.10). Superpozicijom parcijalnih ugiba odnosno nagiba od pojedinih opterećenja nalaze se, posebno za svaku ravan, njihove ukupne vrednosti za karakteristične tačke. Totalni (rezultujući) ugibi odnosno nagibi dobijaju se vektorskim (geometrijskim) sabiranjem njihovih komponenti za horizontalnu i vertikalnu ravan, tj.

$$f_i = \sqrt{f_{xi}^2 + f_{yi}^2} \text{ odn. } \beta_i = \sqrt{\beta_{xi}^2 + \beta_{yi}^2}$$

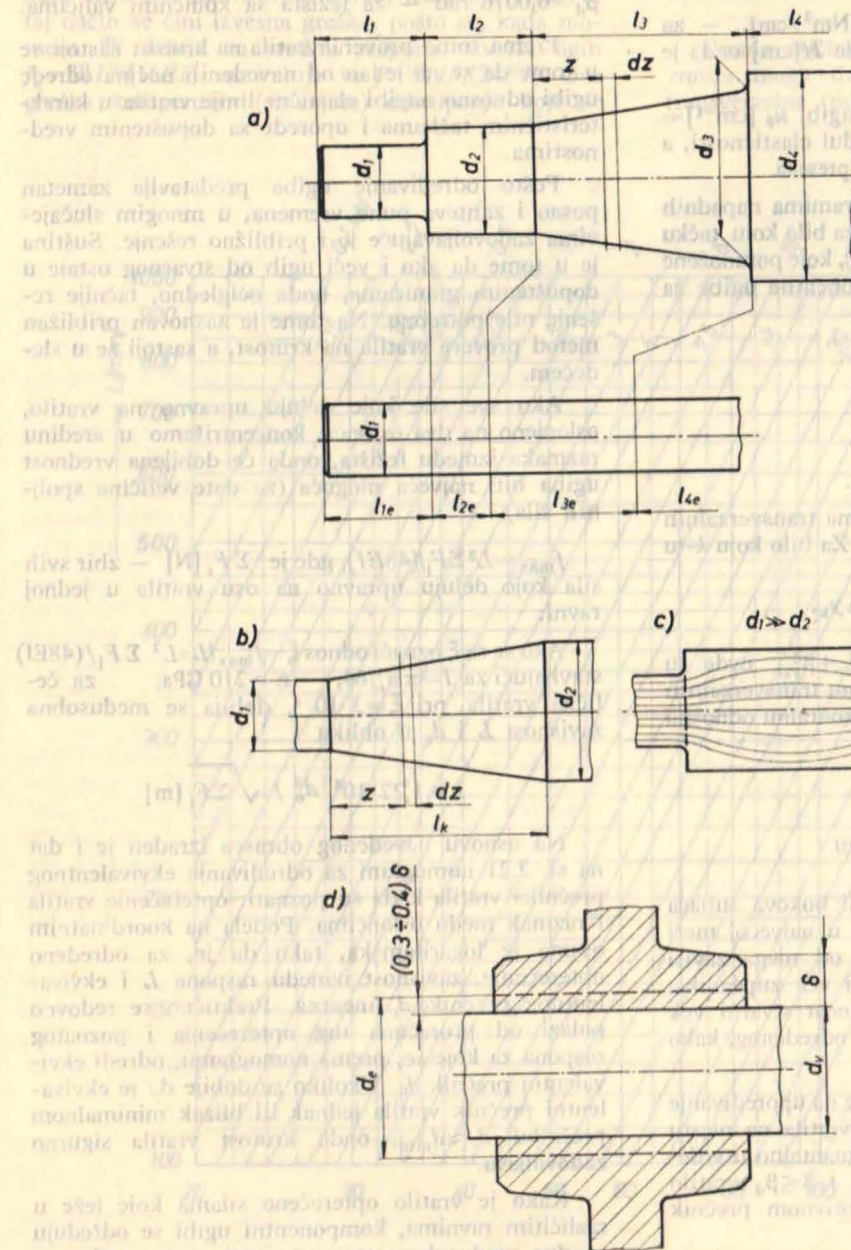
U praksi se često primenjuje grafoanalitički metod određivanja ugiba i nagiba elastične linije — po Moru (Mohr). Prema tom metodu redukovana površina dijagrama momenata savijanja za svaku ravan uzima se kao fiktivno opterećenje. Ovo kontinualno fiktivno opterećenje zamenjuje se koncentrisanim silama čiji su intenziteti jednaki površinama trouglova odn. trapeza na koje se momentna površina podeli, a napadne tačke su težišta površina — trouglova odnosno trapeza. Koordinate dijagrama napadnog momenta usled fiktivnog opterećenja predstavljaju ugibe, a transversalne sile nagibe elastične linije na bilo kom mestu vratila u određenim razmerama.

Postupak određivanja ugiba i nagiba elastične linije vratila grafoanalitičkom metodom svodi se na sledeće (za obe ravni postupak je isti):

1) Najpre se odrede otpori oslonaca i nacrtaju dijagrami momenata savijanja u određenoj razmeri,

gde je: $M_{red,i}$ [Nm] — redukovani moment savijanja u tački i (određuje se posebno za svaku tačku s leve i s desne strane),

$M_{t,i}$ [Nm] — moment savijanja u horizontalnoj odnosno vertikalnoj ravni za tačku i ,



Sl. 2.20 — Ekvivalentna dužina vratila

pa se zatim vrši redukovanje dijagrama momenata savijanja na izabrani ekvivalentni prečnik vratila d_e (obično najmanji ili najveći) u svim karakterističnim tačkama. To su mesta gde vratilo menja prečnik i tačke u kojima deluje opterećenje (napadne linije).

Za bilo koju i -tu tačku je

$$M_{red,i} = M_{t,i} \cdot I_{d,e} / I_{d,i} = M_{t,i} \cdot (d_e / d_i)^4$$

$I_{d,i}$ [m⁴] — aksijalni moment inercije preseka za prečnik vratila d_i na mestu i ,

$I_{d,e}$ [m⁴] — aksijalni moment inercije za prečnik d_e .

2) Zatim se izračunavanje fiktivnog opterećenja F [Nm²] $F_i = I_i (M_{red,i} + M_{red,i+1})/2$, određivanje težišta (najčešće grafički), izbor rastojanja pola H [cm]

i crtanje verižnog poligona, a zatim dijagrama momenata i transverzalnih sila, čije ordinate: x_i , y_i i β_{x_i} , β_{y_i} u određenoj razmeri predstavljaju ugibe odn. nagibe elastične linije vratila.

3) Određivanje razmera za ugib i nagib. Ako su pri crtanju usvojene razmere:

u_L [m/cm] — za dužine, u_F [Nm²/cm] — za fiktivno opterećenje i rastojanje pola H [cm] onda je razmera za ugib:

$$u_f \text{ [m/cm]} = u_L u_F H / (EI), \text{ a za nagib } u_\beta \text{ [cm}^{-1}\text{]} = u_F / (EI), \text{ ovde je } E \text{ [Pa]} \text{ modul elastičnosti, a } I_{de} \text{ [m}^4\text{]} \text{ — aksijalni moment inercije preseka.}$$

4) Određivanje ugiba. Na dijagramima napadnih momenata od fiktivnog opterećenja za bilo koju tačku mogu se izmeriti ordinate x_i i y_i (cm), koje pomnožene izračunatom razmerom daju komponentne ugibe za tačku „i“

$$f_{x_i} = u_f x_i \text{ i } f_{y_i} = u_f y_i,$$

te je rezultujući ugib u tački i

$$f_i = \sqrt{f_{x_i}^2 + f_{y_i}^2} \text{ [m].}$$

5) Na sličan način se iz dijagrama transverzalnih sila pronalaze komponentni nagibi. Za bilo koju k -tu tačku je

$$\beta_{x,k} = u_\beta x_k \text{ i } \beta_{y,k} = u_\beta y_k,$$

a rezultujući nagib β_k [rad] = $\sqrt{\beta_{x,k}^2 + \beta_{y,k}^2}$, ovde su x_k [cm] i y_k [cm] ordinate u dijagramu transverzalnih sila od fiktivnog opterećenja za horizontalnu odnosno vertikalnu ravan u tački k .

2.4.4.2 Provera vratila na krutost

Raspodela opterećenja po dužini bokova zubaca zupčanika duž dodirne linije zavisi u najvećoj meri od nagiba elastične linije vratila, od njega zavisi ispravnost i dužina spreznjanja kao i vek zupčanika. Ako nagib prelazi dopuštenu vrednost stvarni vek trajanja je znatno kraći od računom određenog, kako za zupčanike tako i za ležišta.

Provera vratila na krutost svodi se na upoređivanje ugiba f i nagiba β elastične linije vratila na mestu zupčanika i na osloncima sa eksperimentalno utvrđenim vrednostima. Ukoliko je $f \leq f_d$ i $\beta \leq \beta_d$ vratilo ima zadovoljavajuću krutost, u protivnom prečnik se mora povećati.

Na osnovu iskustva (u uslovima eksploatacije) za f_d i β_d preporučuju se sledeće vrednosti:

$f_{maxd} = 3 \cdot 10^{-4} L$, gde je L [cm] razmak između ležišta,

$f_d \approx (0,01 - 0,03) m$ — na mestu cilindričnih zupčanika (m — modul),

$f_d = (0,005 - 0,007) m$ — na mestu koničnih, hipoidnih prenosnika,

$\beta_d = 0,001$ rad. — za zupčanike i klizna ležišta,

$\beta_d = 0,05$ rad. — za okretnija kotrljajna ležišta sa burićima,

$\beta_d = 0,005$ rad. — za ležišta sa lopticama,

$\beta_d = 0,0025$ rad. — za ležišta sa cilindričnim valjcima

$\beta_d = 0,0016$ rad — za ležišta sa koničnim valjcima.

Prema tome provera vratila na krutost sastoji se u tome da se na jedan od navedenih načina odrede ugibi odnosno nagibi elastične linije vratila u karakterističnim tačkama i uporede sa dopuštenim vrednostima.

Pošto određivanje ugiba predstavlja zametan posao i zahteva puno vremena, u mnogim slučajevima zadovoljavajuće je i približno rešenje. Suština je u tome da ako i veći ugib od stvarnog ostaje u dopuštenim granicama, onda očigledno, tačnije rešenje nije potrebno. Na tome je zasnovan približan metod provere vratila na krutost, a sastoji se u sledećem.

Ako sve sile koje deluju upravno na vratilo, oslonjeno na dva oslonca, koncentrišemo u sredinu razmaka između ležišta, onda će dobijena vrednost ugiba biti najveća moguća (za date veličine spoljnih sila),

$f_{max} = L^3 \Sigma F_i / (48EI)$, gde je ΣF_i [N] — zbir svih sila koje deluju upravno na osu vratila u jednoj ravni.

Ako se sa ξ označi odnos $\xi = f_{max} / L = L^2 \Sigma F_i / (48EI)$ stavljajući za $I = \pi d_e^4 / 64$, $E = 210$ GPa; za čelična vratila, pri $\xi = 3 \cdot 10^{-4}$, dobija se međusobna zavisnost L i d_e u obliku

$$L = 1,22 \cdot 10^4 d_e^2 / \sqrt{\Sigma F_i} \text{ [m]}$$

Na osnovu navedenog obrasca izraden je i dat na sl. 2.21 nomogram za određivanje ekvivalentnog prečnika vratila kada su poznati: opterećenje vratila i razmak među osloncima. Podela na koordinatnim osama je logaritamska, tako da je, za određeno opterećenje, zavisnost između raspona L i ekvivalentnog prečnika d_e linearna. Praktično se redovno polazi od proračuna tog opterećenja i poznatog raspona za koje se, prema nomogramu, odredi ekvivalentni prečnik d_e . Ukoliko se dobije da je ekvivalentni prečnik vratila jednak ili blizak minimalnom prečniku d_{min} , onda krutost vratila sigurno zadovoljava.

Kako je vratilo opterećeno silama koje leže u različitim ravnima, komponentni ugibi se određuju za dve međusobno upravne ravni, prema odgovarajućim opterećenjima pa je rezultujući relativni ugib

$$f/L = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} / L = L^2 \sqrt{(\Sigma F_{x_i})^2 + (\Sigma F_{y_i})^2} / (48EI)$$

dobiven geometrijskim sabiranjem.

Prema tome u obrascu za određivanje odnosa f_{max} / L stavlja se zbir aktivnih sila upravnih na vratilo

$$F_1 = \sqrt{(\Sigma F_{x_i})^2 + (\Sigma F_{y_i})^2}$$

Ako na vratilo deluju i aksijalne sile, pošto se navedenim obrascem zanemaruje uticaj momenata aksijalnih sila \mathcal{M} , umesto ΣF_i , u račun treba uvesti

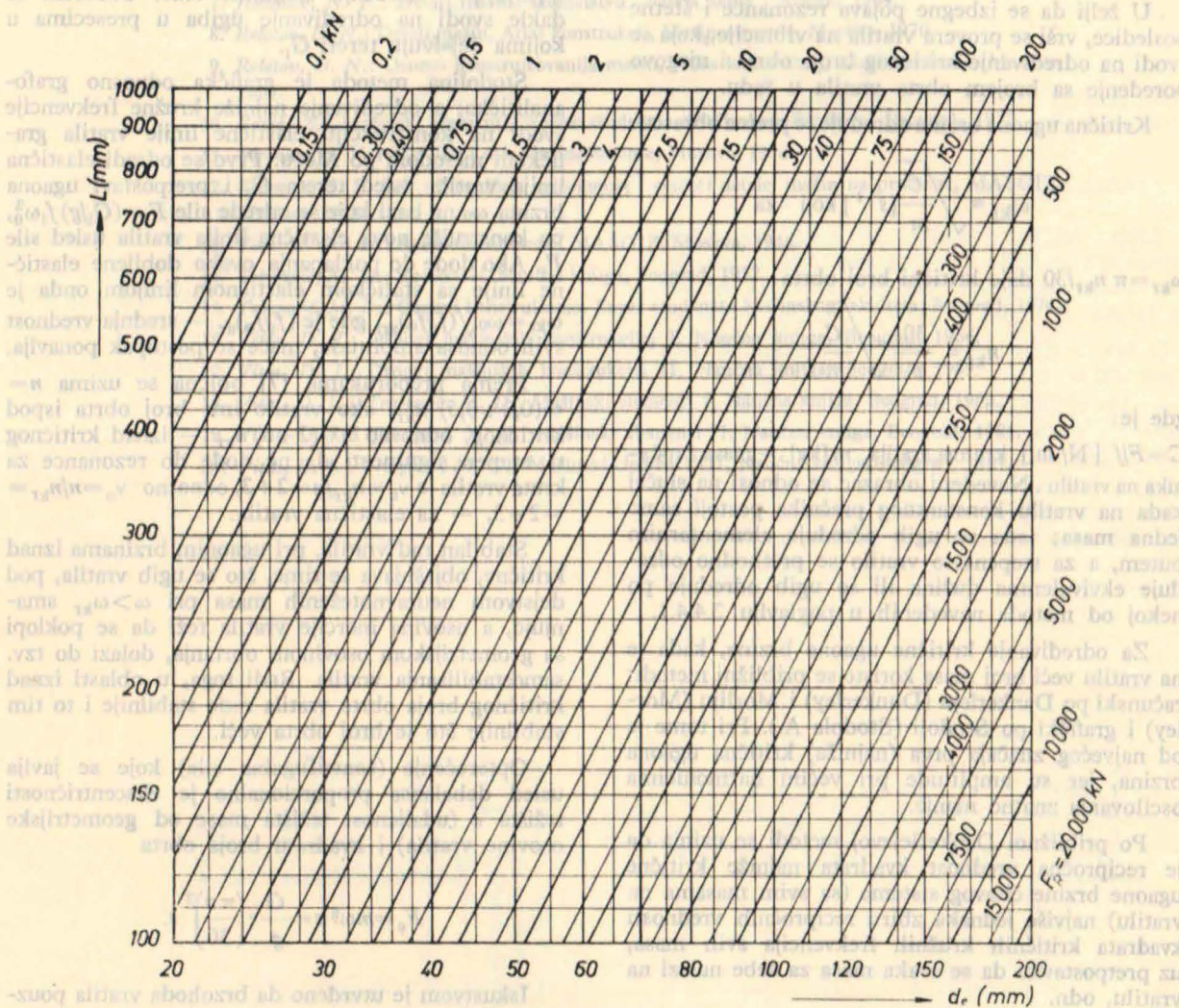
$$F_R = \Sigma F_i + 2 \Sigma \mathcal{M}_i / L,$$

jer je zbir apsolutnih vrednosti sila na razmaku L , koje daju isti moment savijanja, jednak $2 \mathcal{M} / L$. Na taj način se čini izvesna greška, pošto se, kada moment \mathcal{M} deluje na sredini raspona, stvarni ugib $f_b = \mathcal{M} L^2 / (16EI)$ zamenjuje sa $f = \mathcal{M} L^2 / (24EI)$. Ova greška kompenzira (smanjuje) odstupanje koje se

Ukoliko se za ξ , umesto $\xi = f_{max} / L = 3 \cdot 10^{-4}$, usvoji neka druga vrednost ξ_1 , onda se nomogram može koristiti, pri istom L i istom F_R ako se umesto d_e , usvoji $d_1 = d_e \sqrt[4]{\xi / \xi_1}$.

2.4.5 Provera vratila s obzirom na kritični broj obrta

Prema načinu delovanja opterećenja oscilacije vratila mogu da budu longitudinalne (aksijalne), transverzne (poprečne) i torzione (obimne). Dok



Sl. 2.21 — Nomogram za određivanje ekvivalentnog prečnika d_e ako je poznato opterećenje F_R i razmak između oslonca L , pri $\xi = \frac{f_{max}}{L} = 3 \cdot 10^{-4}$ i $E = 210$ GPa

računom čini zbog određivanja ugiba pod pretpostavkom da su sve sile koncentrisane u sredini raspona. Proračunom ugiba ovim približnim metodom dobijaju se za 10–20% veće vrednosti od stvarnih, što u odnosu na krutost vratila daje izvesnu sigurnost (rezervu).

se transverzne i torzione proučavaju detaljno i poklanja im se značajna pažnja, longitudinalne se zanemaruju, jer su i aksijalna opterećenja i aksijalne deformacije neznatne.

Brzohoda vratila pri izvesnim brzinama gube dinamičku stabilnost. Kada se frekvencije sopstve-

nih i prinudnih oscilacija izjednače tj. kada nastupi rezonanca, javljaju se poprečne oscilacije sa vrlo velikim ugibima, koje mogu dovesti do loma vratila. Zbog toga se broj obrta pri kome nastupa rezonanca naziva kritičnim.

Prinudne oscilacije veoma nepovoljno deluju na dinamičku izdržljivost vratila i pre pojave rezonance (javljaju se vibracije, podrhtavanje). Radi toga, da bi se pobudne sile smanjile, svi elementi, koji se naglavljaju na vratilo, moraju da budu (brižljivo izbalansirani) dinamički uravnoteženi, tako da im se težišta nalaze na geometrijskoj osovini vratila i da im se centri inercije poklapaju sa težištem.

U želji da se izbegne pojava rezonance i štetne posledice, vrši se provera vratila na vibracije, koja se svodi na određivanje kritičnog broja obrta i njegovo poređenje sa brojem obrta vratila u radu.

Kritična ugaona brzina određuje se prema obrascu:

$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{C}{m}} [s^{-1}] \text{ koji za}$$

$\omega_{kr} = \pi n_{kr}/30$ daje kritični broj obrta

$$n_{kr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}$$

gde je:

$C = F/f$ [N/m] krutost vratila, m [kg] – masa zupčanika na vratilu. Navedeni obrazac se odnosi na slučaj kada na vratilu konstantnog prečnika postoji samo jedna masa; tada se ugib određuje elementarnim putem, a za stepenasto vratilo se prethodno određuje ekvivalentna dužina ili se ugib određuje po nekoj od metoda navedenih u poglavlju 2.4.4.1.

Za određivanje kritične ugaone brzine, kada je na vratilu veći broj masa koriste se približni metodi: računski po Dankerleju (Dunkerley) i Morliju (Morley) i grafički po Stodoli (Stodola A.). Pri tome je od najvećeg značaja prva (najniža) kritična ugaona brzina, jer su amplitude pri većim harmoničima oscilovanja znatno manje.

Po približnoj Dankerlejevoj metodi se uzima da je recipročna vrednost kvadrata najniže kritične ugaone brzine čitavog sistema (sa svim masama na vratilu) najviše jednaka zbiru recipročnih vrednosti kvadrata kritičnih kružnih frekvencija svih masa, uz pretpostavku da se svaka masa za sebe nalazi na vratilu, odn.

$$\frac{1}{\omega_{kr}^2} = \frac{1}{\omega_{kr \min}^2} \leq \sum \frac{1}{\omega_{1kr}^2} = \frac{1}{\omega_{1kr}^2} + \frac{1}{\omega_{2kr}^2} + \frac{1}{\omega_{3kr}^2} + \dots$$

pri čemu se javlja greška 3 ÷ 10%.

Obrazac Morlija zasniva se na Rejljevoj (Rayleigh) metodi energije (maksimalne vrednosti potencijalne i kinetičke energije sistema su jednake). Pri tome se kao približni osnovni oblik glavnih oscilacija uzima elastična linija vratila, koju ono dobiva pod uticajem statičkog opterećenja – težina G_1

$$\omega_{kr}^2 = g \frac{\sum G_1 f_1}{\sum G_1 f_1^2}$$

gde su f_1 [m] – ugibi elastične linije vratila, na mestima elemenata težine G_1 [N], a g [m/s²] – ubrzanje Zemljine teže. Problem se dakle svodi na određivanje ugiba u preseccima u kojima dejstvuju tereti G_1 .

Stodolina metoda je grafička odnosno grafoanalitička, a određivanje najniže kružne frekvencije svodi na konstrukciju elastične linije vratila grafičkom metodom po Moru. Prvo se odredi elastična linija vratila usled tereta G_1 i pretpostavi ugaona brzina ω_0 na bazi koje se odrede sile $F_1 = (G_1/g) f_1 \omega_0^2$, pa konstruiše nova elastična linija vratila usled sile F_1 . Ako dođe do poklapanja ovako dobijene elastične linije sa statičkom elastičnom linijom onda je $\omega_{kr} = \omega_0 \sqrt{(f_1/f_{\omega})_{sr}}$, gde je $(f_1/f_{\omega})_{sr}$ – srednja vrednost svih odnosa amplituda, inače se postupak ponavlja.

Prema preporukama [7] obična se uzima $n = (0,3 \div 0,5) n_{kr}$, ako vratilo ima broj obrta ispod kritičnog, odnosno $n = (2 \div 3) n_{kr}$ – iznad kritičnog tj. stepen sigurnosti da ne dođe do rezonance za kruta vratila je $v_n = n_{kr}/n = 2 \div 3$, odnosno $v_n = n/n_{kr} = 2 \div 3$, – za elastična vratila.

Stabilan rad vratila, pri ugaonim brzinama iznad kritične, objašnjava se time, što se ugib vratila, pod dejstvom neuravnoteženih masa pri $\omega > \omega_{kr}$ smanjuje, a osovina inercije vratila teži da se poklopi sa geometrijskom osovinom obrtanja, dolazi do tzv. samostabilisanja vratila. Radi toga, u oblasti iznad kritičnog broja obrta vratila rade stabilnije i to tim stabilnije što je broj obrta veći.

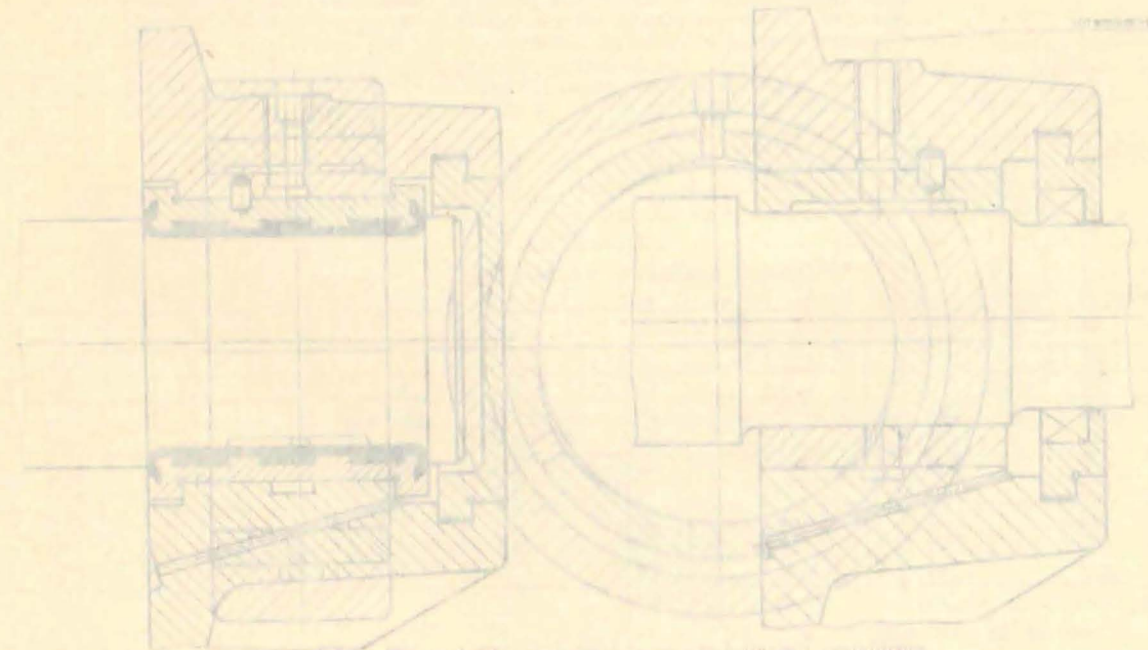
Opterećenje (centrifugalna sila) koje se javlja usled debalansa proporcionalno je ekscentričnosti težišta e (udaljenost težišta mase od geometrijske osovine vratila) i kvadratu broja obrta

$$F_c = m \omega^2 e = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 e.$$

Iskustvom je utvrđeno da brzohoda vratila pouzdano i sigurno rade samo u slučaju ako je radijalna komponenta centrifugalnih sila znatno ispod statičkog pritiska na ležišta usled težine rotirajućih elemenata tj. ako su kinetički pritisci znatno manji od statičkih.

LITERATURA

1. Ačerkan, N. S.: Spravočnik mašinstroitelja, tom 4., kniiga 1., MAŠGIZ, Moskva, 1962.
2. Anfimov, M. I.: Konstrukcii reduktorov, MAŠGIZ, Moskva, 1962.
3. Davidov, B. L. i dr.: Reduktori, MAŠGIZ, Moskva Kiev, 1963.
4. Djačenko, S. K., Stolbovoj, S. Z.: Detali mašin, Atlas, Tehnika, Kiev, 1965.
5. Dmitrijev, V. A.: Detali mašin, Sudostroenie, Lenjingrad, 1970.
6. Dunajev, P. F.: Konstruirovanie uzlov i detalej mašin, Izdatelstvo „Višaja škola” Moskva, 1966.
7. Jakovlev, N. F.: Detali mašin, Izdatelstvo „Višaja škola”, Minsk, 1964.
8. Rešetov, D. N.: Detali mašin, Atlas konstrukcij, Mašinstroenie, Moskva, 1970.
9. Rešetov, D. N.: Osnovi konstruirovanija mašin, Atlas konstrukcij, Mašinstroenie, Moskva, 1967.
10. Savić, Z.: Mašinski elementi, Savez studenata Mašinskog fakulteta, Beograd, 1972.
11. Serensen, S. V. i dr.: Vali i osi, Mašinstroenie, Moskva, 1970.
12. Serensen, S. V. i dr.: Nesuščaja sposobnost i rasčoti detalej mašin na pročnost, MAŠGIZ, Moskva, 1954.
13. Tevs, N. G. i dr.: Reduktorostroenie, MAŠGIZ, Moskva, 1946.
14. Trbojević, M. D.: Reduktori, Naučna knjiga, Beograd, 1952.
15. Trbojević, M. D.: Osnovi konstruisanja, Savez studenata Mašinskog fakulteta, Beograd, 1974.
16. Vitas, D. J.: Osnovi mašinskih konstrukcija, I, Naučna knjiga, Beograd, 1966.
17. Vitas, D. J.: Osnovi mašinskih konstrukcija II, Naučna knjiga, Beograd, 1969.
18. Vitas, D. J. i Trbojević, M. D.: Mašinski elementi I, Naučna knjiga, Beograd, 1982.
19. Vitas, D. J. i Trbojević, M. D.: Mašinski elementi II, Naučna knjiga, Beograd, 1981.
20. Vitas, D. J. i Trbojević, M. D.: Mašinski elementi III, Naučna knjiga, Beograd, 1981.



3. LEŽIŠTA ZA REDUKTORE

U gradnji reduktora primenjuju se klizna i kotrljajna ležišta.

3.1 KLIZNA LEŽIŠTA

Klizna ležišta u savremenoj gradnji reduktora premenjuju se ređe i to uglavnom za brzohode i jako opterećene reduktore, gde upotreba kotrljajnih ležišta ne dolazi u obzir (turbinski reduktori).

Dobre osobine ovih ležišta u odnosu na kotrljajna ležišta su:

— Pri pravilnom izboru materijala i ulja za podmazivanje mogu da rade i u agresivnoj sredini u širokom dijapazonu temperatura.

— U uslovima tečnog podmazivanja mogu da rade sa vrlo velikim brojevima obrta (skoro neograničenim), a sa veoma malim gubicima na trenje u ležištu.

— Klizna ležišta su veoma dobri prigušivači oscilacija vratila što se povoljno odražava na ispravan rad kao i vek zupčanika.

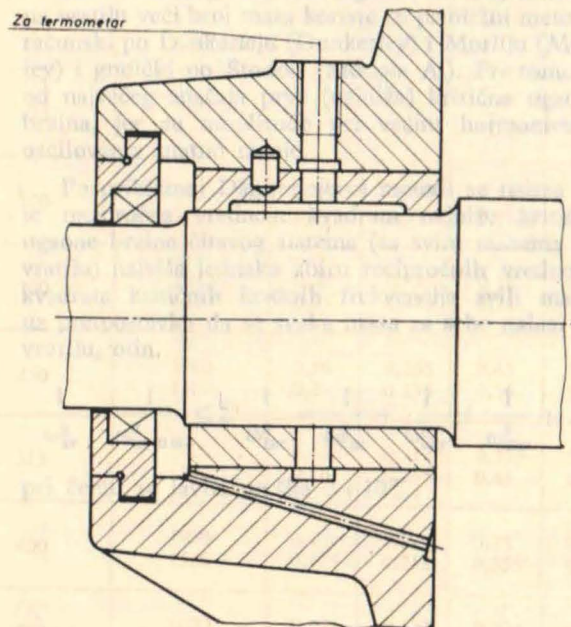
— U odnosu na prečnik rukavca vratila klizna ležišta su znatno manjih dimenzija (spoljni prečnik ležišta) što utiče na kompaktnost gradnje reduktora.

— Montaža vratila sa kliznim ležištima prostija je od montaže vratila sa kotrljajnim ležištima.

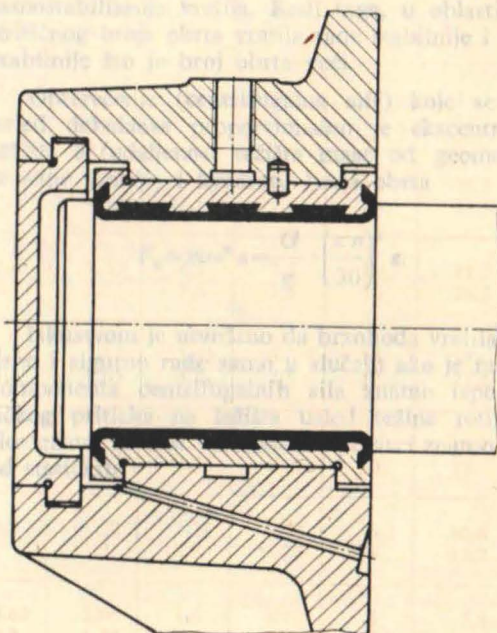
Konstruktivna karakteristika ovih ležišta je $\varphi = \frac{L}{d} = 0,6 \div 1,2$.

U gradnji reduktora klizna ležišta primenjuju se u vidu dvodelne posteljice koja je ugrađena u kućicu reduktora, sl. 3.1.

Na slici 3.2 prikazana je konstrukcija kliznog ležišta reduktora za radijalno i umereno aksijalno



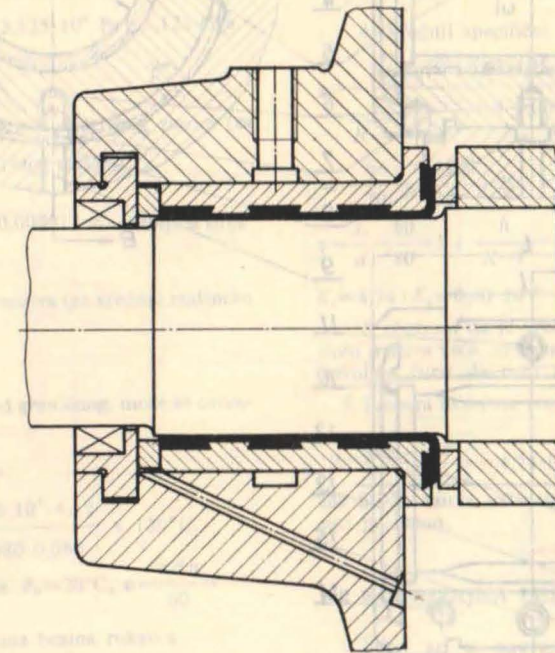
Sl. 3.1 — Klizno ležište za radijalno opterećenje



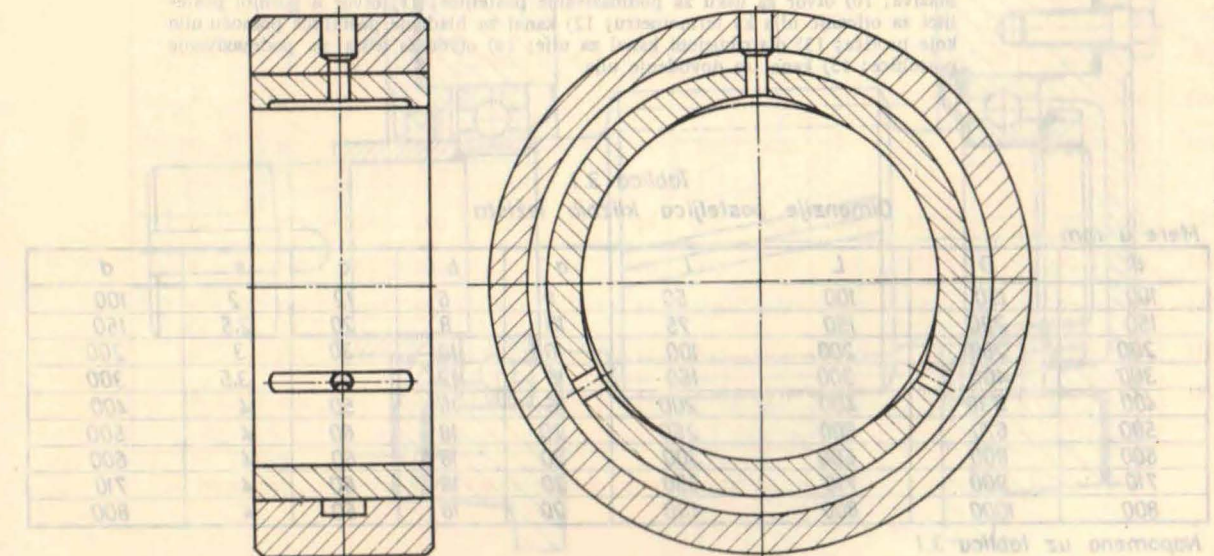
Sl. 3.2 — Klizno ležište za radijalno i umereno aksijalno opterećenje

opterećenje, a na sl. 3.3. konstrukcija kliznog ležišta reduktora za radijalno i znatnije aksijalno opterećenje.

Oblici posteljica, kanala za podmazivanje i žlebova za zalivene posteljice dati su u literaturi [7].



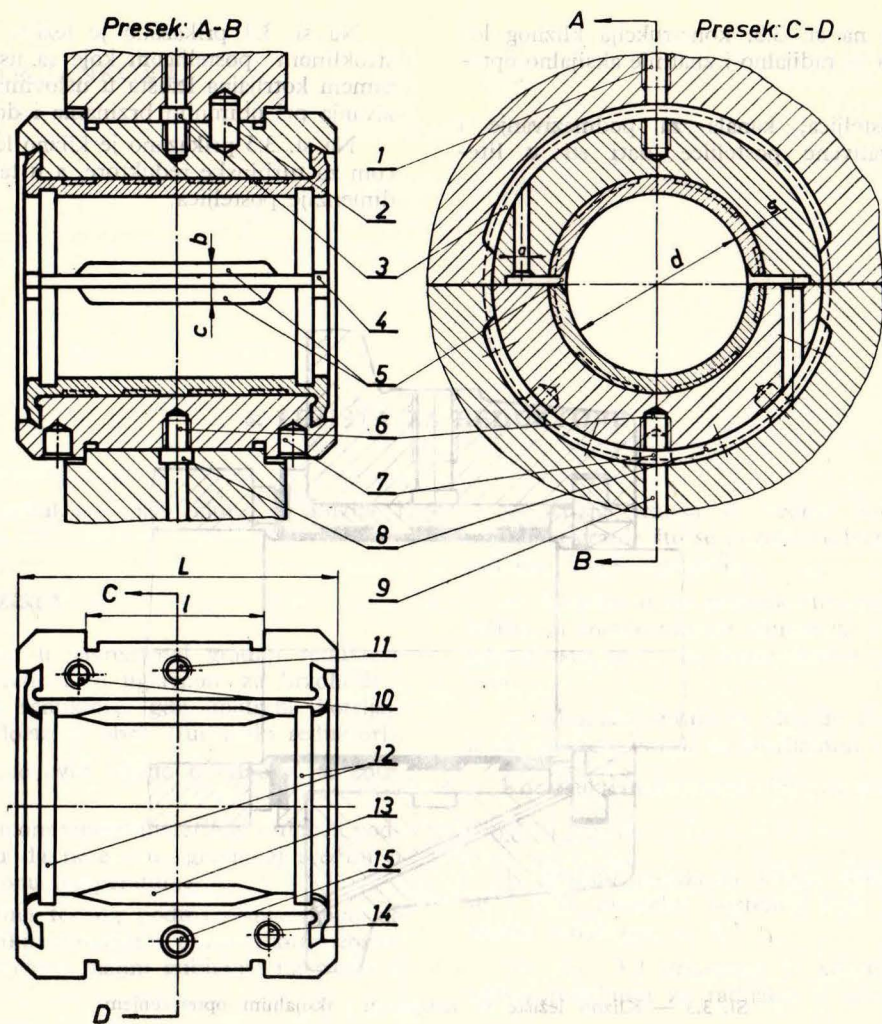
Sl. 3.3 — Klizno ležište sa radijalnim i aksijalnim opterećenjem



Sl. 3.4 — Klizno ležište sa jednodelnom „trokrlinom“ posteljicom

Na sl. 3.4 prikazano je ležište sa jednodelnom „trokrlinom“ posteljicom koje sa uspehom može da zameni kotrljajna ležišta u uslovima tečnog podmazivanja pri obimnim brzinama i do 140 m/s.

Na sl. 3.5 prikazano je klizno ležište sa posteljicom za turbinske reduktore, a u tablici 3.1 date su dimenzije posteljica.



Sl. 3.5 – Posteljica kliznog ležišta za turbinske reduktore; 1) priključak za termometar; 2) čivije za podešavanje ležišta u zavisnosti od smera radijalne sile; 3) kanal za odvođenje maziva iz kućišta ležišta; 4) žleb za ulje za podmazivanje naslona; 5) džepovi za mazivo; 6) otvor za ušku za odizanje posteljice; 7) otvor za obrtanje posteljice u kućištu; 8) kanal u kućištu za dovodenje maziva; 9) glavni kanal za dovodenje maziva; 10) otvor za ušku za podmazivanje posteljice; 11) otvor u gornjoj posteljici za oticanje ulja ka termometru; 12) kanal za hlađenje posteljice pomoću ulja koje protiče; 13) distribucioni kanal za ulje; 14) otvor za ušku za podmazivanje posteljice; 15) kanal za dovodenje ulja

Tablica 3.1
Dimenzije posteljica kliznih ležišta

Mere u mm								
d	D	L	l	a	b	c	s	d
100	150	100	50	8	6	12	2	100
150	220	150	75	10	8	20	2,5	150
200	280	200	100	10	10	30	3	200
300	400	300	150	10	12	40	3,5	300
400	530	400	200	16	15	50	4	400
500	670	500	250	20	18	60	4	500
600	800	600	300	20	18	60	4	600
710	900	710	350	20	18	60	4	710
800	1000	800	400	20	18	60	4	800

Napomena uz tablicu 3.1
Značenje oznaka dato je na sl. 3.5

3.1.1 Primer proračunavanja kliznog ležišta

Primer 3.1

Proračunati klizno ležište reduktora prema sl. 3.2 sa posteljicom od belog metala prečnika $d=80$ mm i dužine $L=80$ mm opterećeno radijalnom silom $F=20$ kN, pri broju obrta $n=1000$ min⁻¹.

1. Granični broj obrta:

$$n_g = \frac{0,61 p \psi h}{d \eta} = \frac{0,61 \cdot 3,125 \cdot 10^6 \cdot 0,0006 \cdot 0,000012}{0,080 \cdot 0,03} \approx 5,72 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{gde su } p = \frac{F}{dL} = \frac{20 \cdot 10^3}{0,080 \cdot 0,080} = 3,125 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 3,125 \text{ MPa}$$

srednji specifični pritisak

$$\psi = \frac{D-d}{d} = 0,0006 \text{ — usvojena vrednost relativnog zazora (za posteljicu od belog metala)}$$

$$h \approx \frac{D-d}{4} \cdot \frac{\psi d}{4} = \frac{0,0006 \cdot 0,080}{4} = 0,000012 \text{ m — debljina sloja maziva u najužem delu procepa.}$$

$\eta = 0,03$ Pa·s dinamička viskoznost maziva (za srednje mašinsko ulje tablica 3.1 [7]).

$$n_g = 5,72 \text{ s}^{-1} \approx 343 \text{ min}^{-1}$$

Pošto je radni broj obrta veći od graničnog, može se ostvariti potpuno podmazivanje.

2. Temperatura u sloju maziva:

$$\vartheta = \vartheta_0 + \frac{\mu F v}{\alpha \pi d L} = 20 + \frac{0,002 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 4,19}{70 \cdot \pi \cdot 0,080 \cdot 0,080} = 139^\circ \text{C}$$

$$\text{Usvojena temperatura okoline } \vartheta_0 = 20^\circ \text{C, } v = \frac{\pi d n}{60} = \frac{0,080 \cdot \pi \cdot 1000}{60} = 4,19 \text{ m/s — obimna brzina rukavca}$$

$$\alpha = 70 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \text{ — koeficijent odvođenja toplote}$$

$$\mu = 0,002 \text{ — usvojena vrednost koeficijenta trenja (tablica 3.3 [7]).}$$

Temperatura u sloju maziva je viša od dopuštene temperature $\vartheta = 80^\circ \text{C}$, pa je potrebno primeniti veštačko hlađenje rukavca.

3. Masa ulja potrebna za hlađenje:

$$G = \frac{\mu F v \cdot 3600}{c (\vartheta_1 - \vartheta_u)} = \frac{0,002 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 4,19 \cdot 3600}{1,8 \cdot 10^3 (90 - 40)} = 6,7 \text{ kg/h}$$

$c = (1,7 \dots 2,09) \cdot 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ — specifična toplota ulja

$\vartheta_1 = (90 \dots 100)^\circ \text{C}$ — temperatura ulja na izlazu iz ležišta

$\vartheta_u = (35 \dots 45)^\circ \text{C}$ — temperatura ulja na ulazu u ležište

4. Srednji specifični pritisak u sloju maziva:

$$p = \frac{\eta \omega K_2}{h} = \frac{0,03 \cdot 105 \cdot 0,40}{0,5 \cdot 0,0006^2} = 7 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 7 \text{ MPa}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} \approx 105 \text{ s}^{-1} \text{ — ugaona brzina rukavca za}$$

$$\varphi = \frac{L}{d} = \frac{80}{80} = 1 \text{ i } \frac{h}{R-r} = \frac{h}{\psi r} = \frac{0,000012}{0,0006 \cdot 0,040} = 0,5$$

$K_1 = 4,74$ i $K_2 = 0,40 \cdot 10^{-8}$ — vrednosti funkcija (tablica 3.9 [7]).

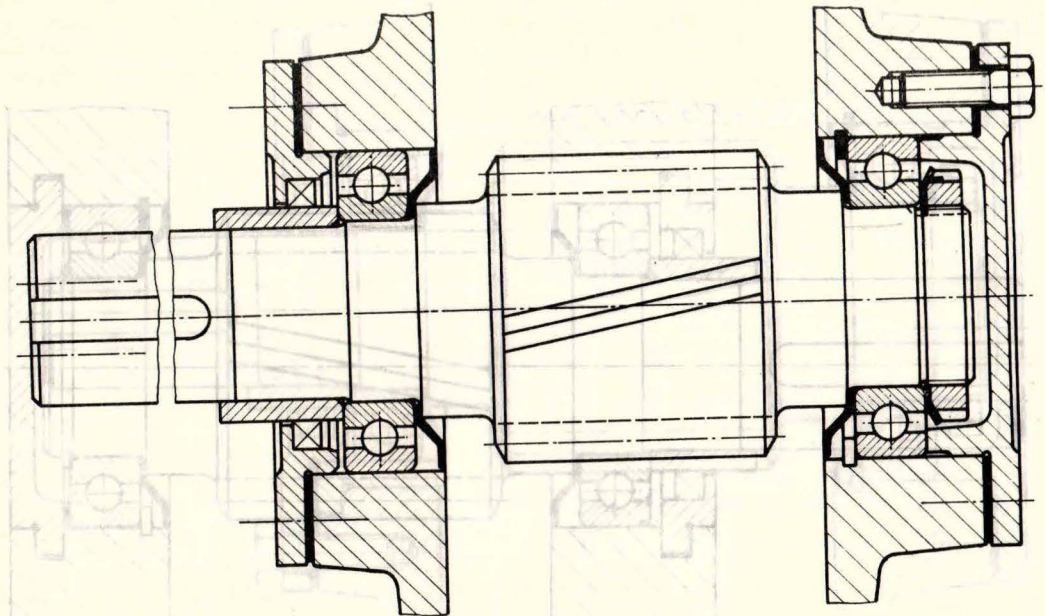
S obzirom da je vrednost srednjeg specifičnog pritiska u sloju maziva veća od računске $p = 3,125$ MPa, sloj maziva je dovoljno čvrst da nosi zadato opterećenje.

5. Provera usvojene vrednosti koeficijenta trenja:

$$\mu = K_1 \psi \sqrt{\frac{h}{R-r}} = 4,74 \cdot 0,0006 \sqrt{0,5} = 0,002011, \text{ što je veoma blisko ranije usvojenoj vrednosti, pa nije potrebno ponoviti proračun.}$$

3.2 KOTRLJAJNA LEŽIŠTA

Iako se u savremenoj i masovnoj proizvodnji reduktora u velikoj meri primenjuju kotrljajna ležišta, ipak je njihova primena ograničena na reduktore malih i srednjih snaga.



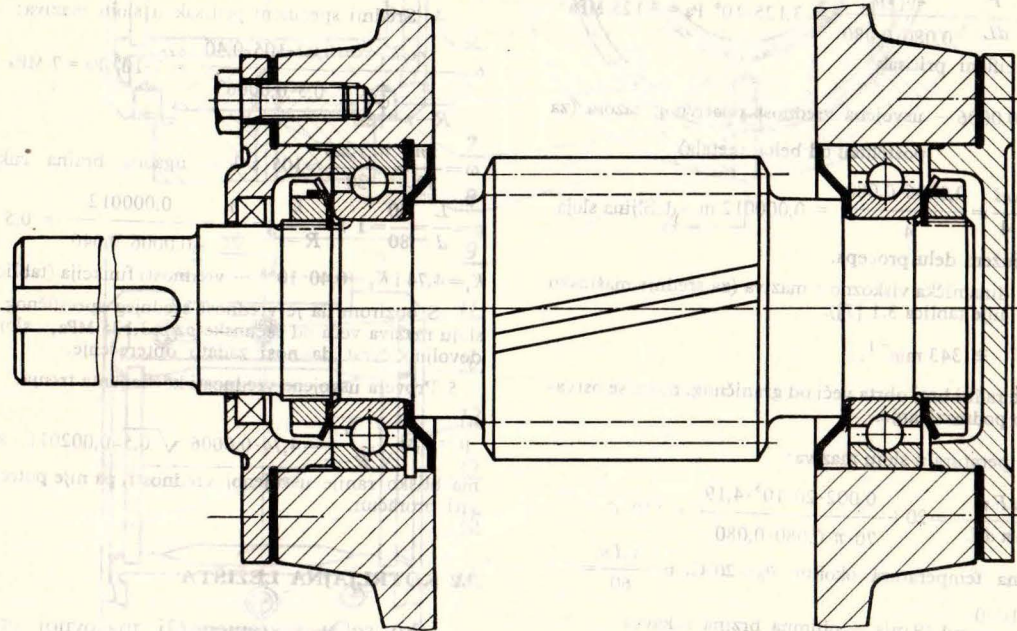
Sl. 3.6

Ovo uglavnom iz razloga što kotrljajna ležišta dobro i pouzdano rade u nižim oblastima brojeva obrta.

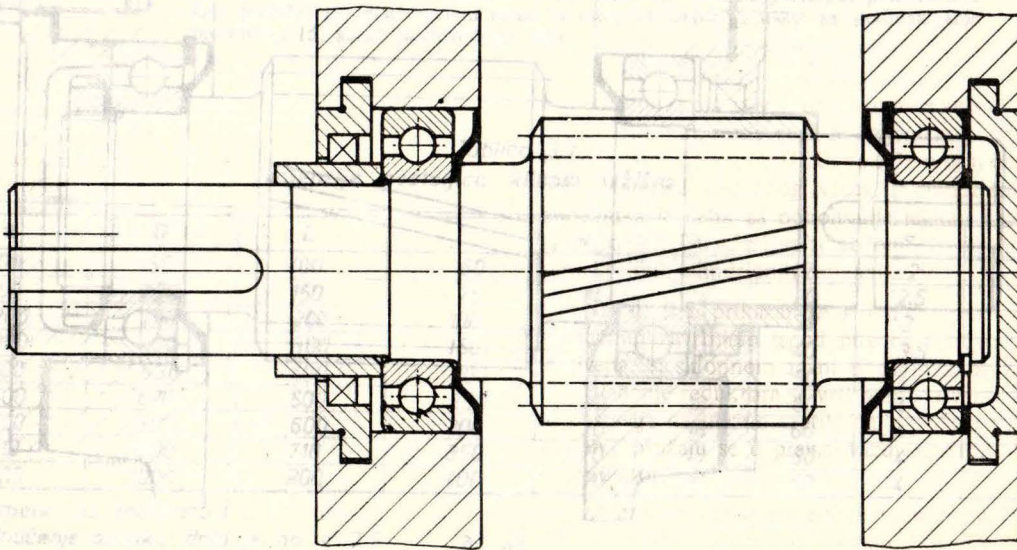
Granični broj obrta kotrljajnih ležišta kreće se u granicama od 10.000 do 30.000 min⁻¹ i to za ležišta minimalnih spoljnih prečnika $D=(30-40)$ mm; za ležišta većih dimenzija $D=(260-360)$ mm granični broj obrta je od 1.500 do 2.000 min⁻¹, za slučaj da se ležišta podmazuju uljem.

Ako se podmazivanje vrši mašču ove vrednosti prema ispitivanjima firme „FAG“ mogu opasti za oko 20%.

Primenom kotrljajnih ležišta postiže se veoma tačno međuosno rastojanje vratila, povoljan koeficijent iskorišćenja, dobro podmazivanje, obično istim uljem koje služi i za podmazivanje zubaca i najzad, u slučaju potrebe, ležišta se lako zamenjuju.



Sl. 3.7



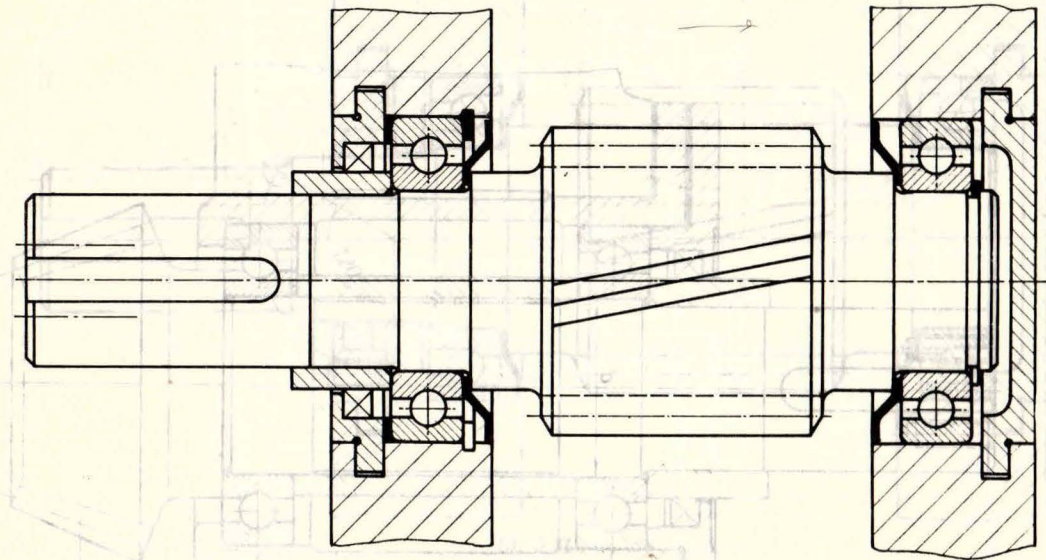
Sl. 3.8

Pri proračunu kotrljajnih ležišta za reduktore predviđa se vek od 10.000 do 20.000 časova.

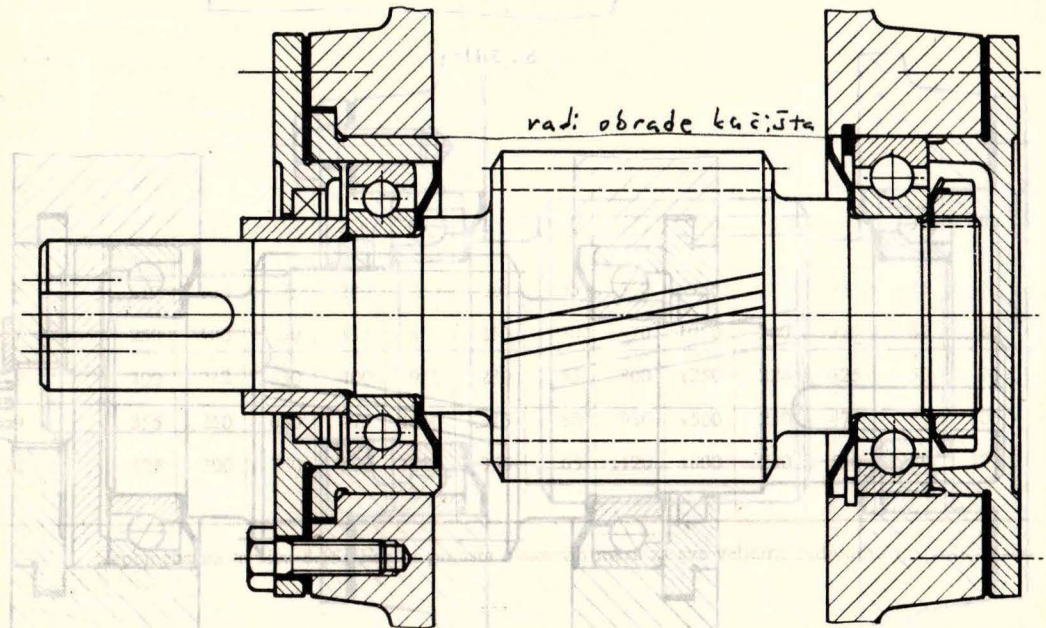
U gradnji reduktora primenjuju se gotovo svi tipovi kotrljajnih ležišta.

Vrlo često su u primeni ležišta sa lopticama tipa BC (JUS M.C3.601). Mogu se primeniti za aksijalno učvršćivanje vratila u oba smera (jedno ležište učvršćeno) sl. 3.6 i sl. 3.7.

Potrebno je obratiti pažnju koje će ležište biti učvršćeno.



Sl. 3.9



Sl. 3.10

Ukoliko je razlika u radijalnom opterećenju ležišta mala, preporuka je da se učvrsti ležište tako da deo vratila izložen aksijalnom opterećenju bude napregnut na pritisak.

Ukoliko je razlika u radijalnom opterećenju veća, preporuka je da se učvrsti ležište koje nosi veće radijalno opterećenje. Ovo iz razloga da se ostvari lakše pomeranje slobodnog ležišta u kućici u slučaju dilatacija vratila usled termičkih uticaja.

Rešenje prikazano na sl. 3.7 treba, s obzirom na koncentraciju napona izazvanu zavojnicom za učvršćivanje unutrašnjeg prstena ležišta, po mogućnosti izbegavati.

Znatno je bolje rešenje na sl. 3.6 gde je učvršćivanje unutrašnjeg prstena ležišta ostvareno pomoću distantne čaure pomoću koje je izvedeno i zaptivanje ležišta primenom manžetnog zaptivača postavljenog sa unutrašnje strane.

Na sl. 3.8 i sl. 3.9 prikazana su rešenja sa poklopcima ležišta u vidu prstenova ukupanih u kućicu.

U novije vreme kod horizontalnih reduktora sve više je u primeni ovakav način zatvaranja ležišta, koji, s obzirom na jednostavniju izradu i montažu, ima prednosti u odnosu na poklopce ležišta sa zavrtnjima.

Kotrljajna ležišta tipa BC poželjno je da se ugrađuju u paru, s obzirom na jednostavniju obradu otvora za ležišta u kućici reduktora.

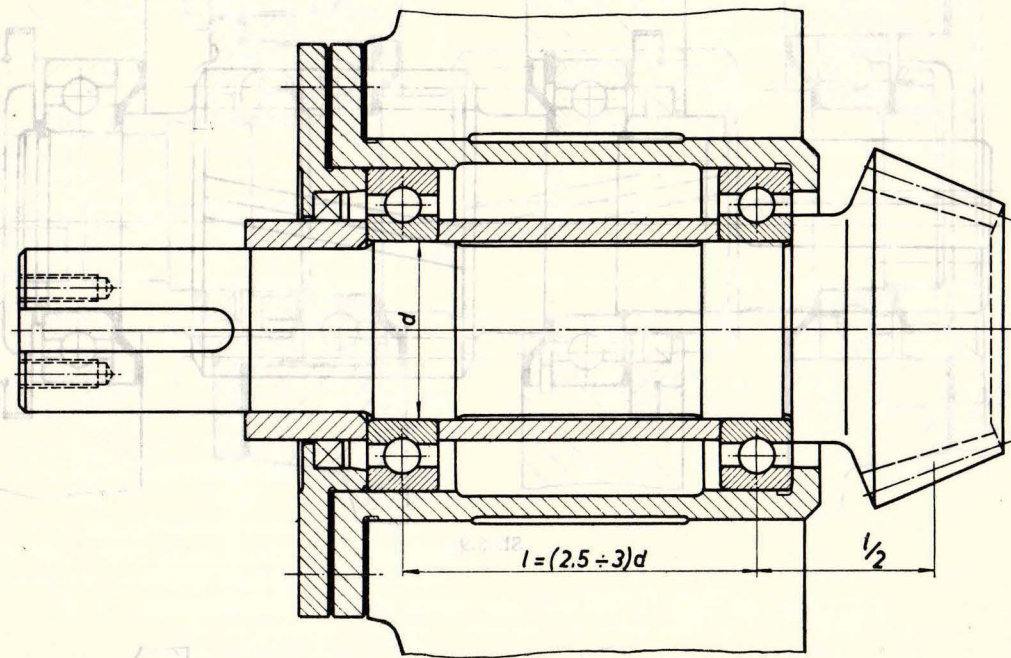
Ukoliko iz konstruktivnih razloga nije moguće da se na vratilo ugradi par ležišta istih dimenzija, može se primeniti rešenje prikazano na sl. 3.10,

tako da se umetanjem čaure za ležište može ostvariti obrada kućice sa jednim prolazom za oba otvora, s obzirom da spoljni prečnik čaure odgovara spoljnjem prečniku ležišta većih dimenzija.

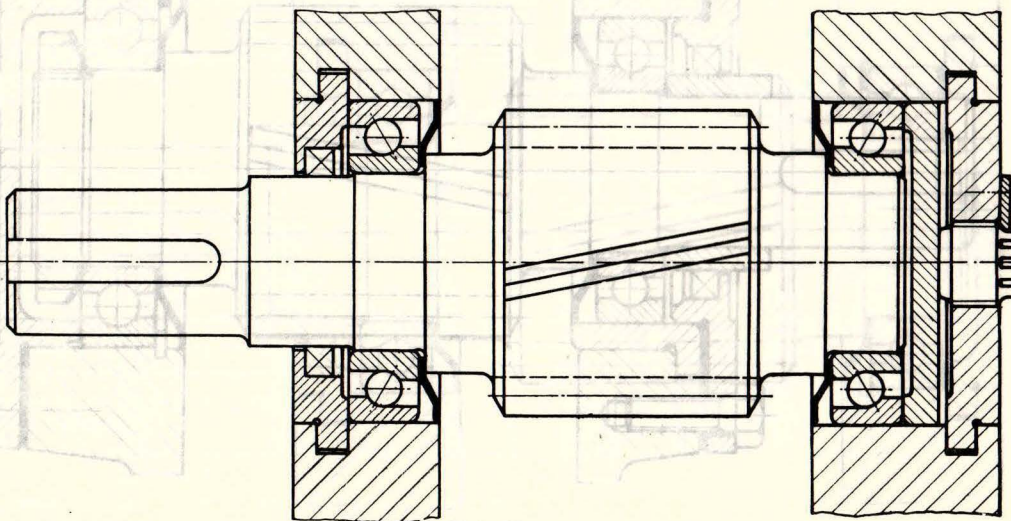
Kotrljajna ležišta tipa BC veoma često su u primeni za predajno vratilo reduktora čije se ose seku (konični zupčanici), po pravilu u paru kako je pokazano na sl. 3.11.

Kotrljajna ležišta tipa BC u upotrebi su takođe u skoro svim kombinacijama sa drugim tipovima kotrljajnih ležišta (pužni reduktori), videti sl. 3.16, sl. 3.17 i sl. 3.24.

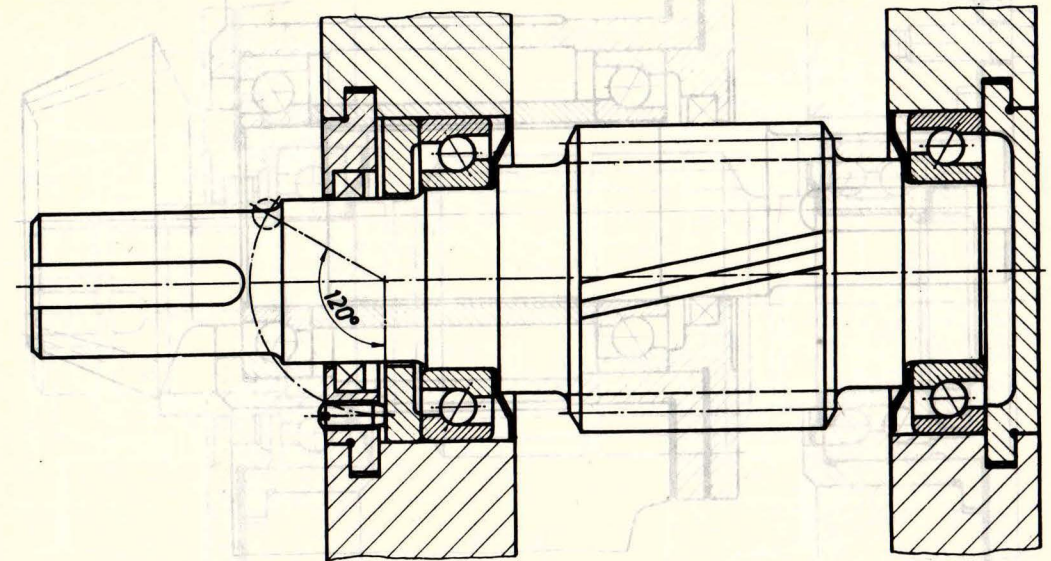
U gradnji reduktora primenjuju se i jednoredna ležišta sa lopticama sa kosim dodirom tipa BN (JUS M.C3.611).



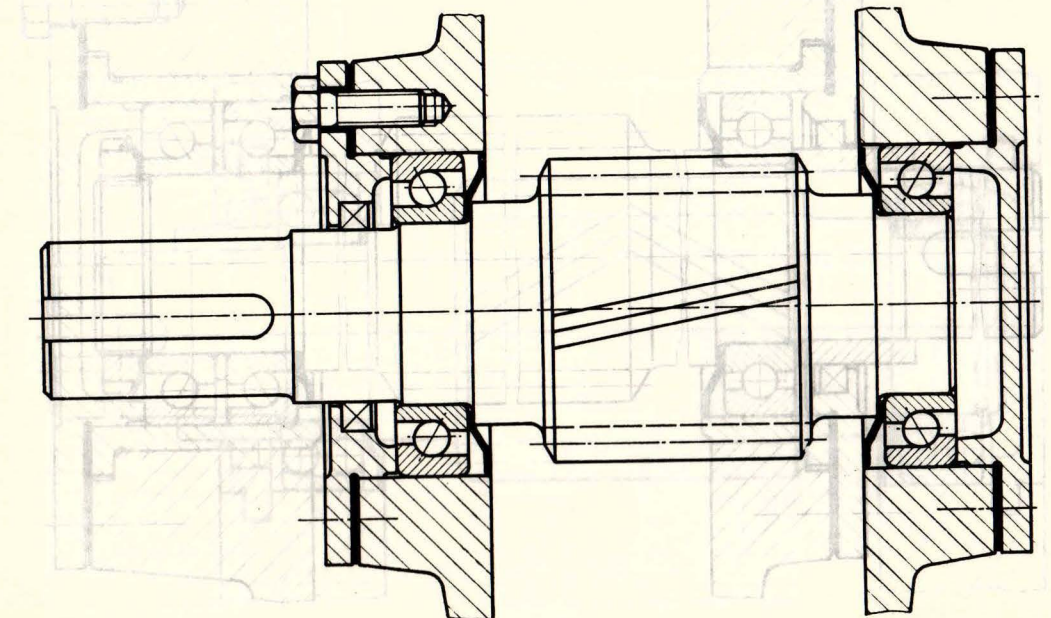
Sl. 3.11



Sl. 3.12



Sl. 3.13



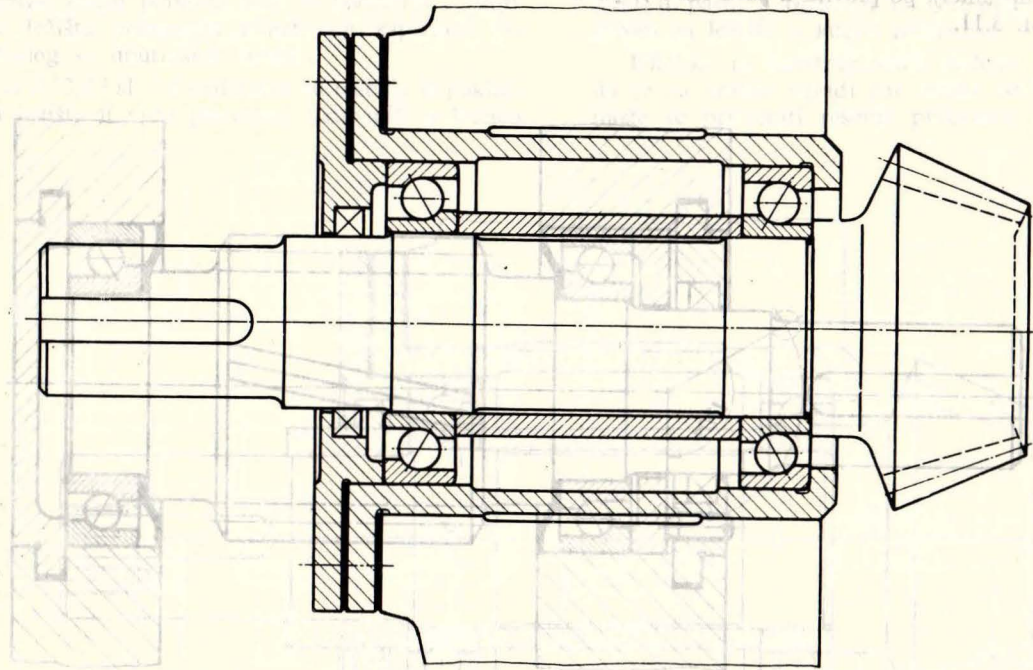
Sl. 3.14

Ova ležišta se po pravilu ugrađuju u paru i tada mogu da prenose aksijalno opterećenje u oba smera uz određeno radijalno opterećenje.

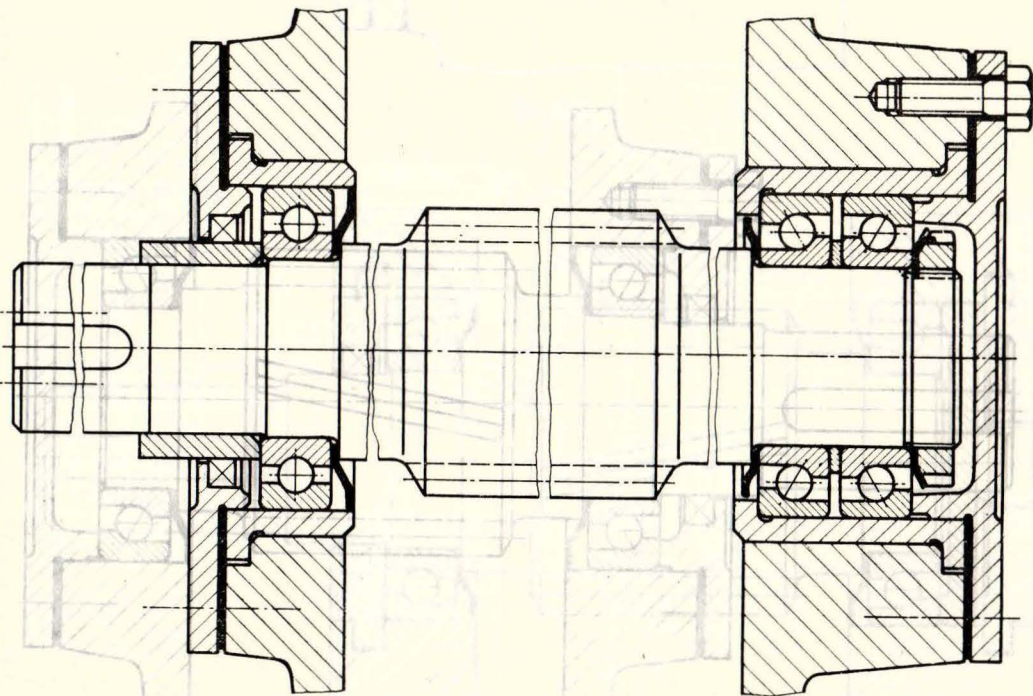
Kod kratkih krutih vratila u svaki oslonac ugrađuje se po jedno ležište sl. 3.12, sl. 3.13, sl. 3.14.

i sl. 3.15; a kod većih raspona oba ležišta su u jednom osloncu (pužni reduktori) sl. 3.16.

Pri ugradnji ovih ležišta potrebno je obratiti pažnju na potrebu regulisanja aksijalnog zavora u ležištima kako je to pokazano na sl. 3.12 i na



Sl. 3.15

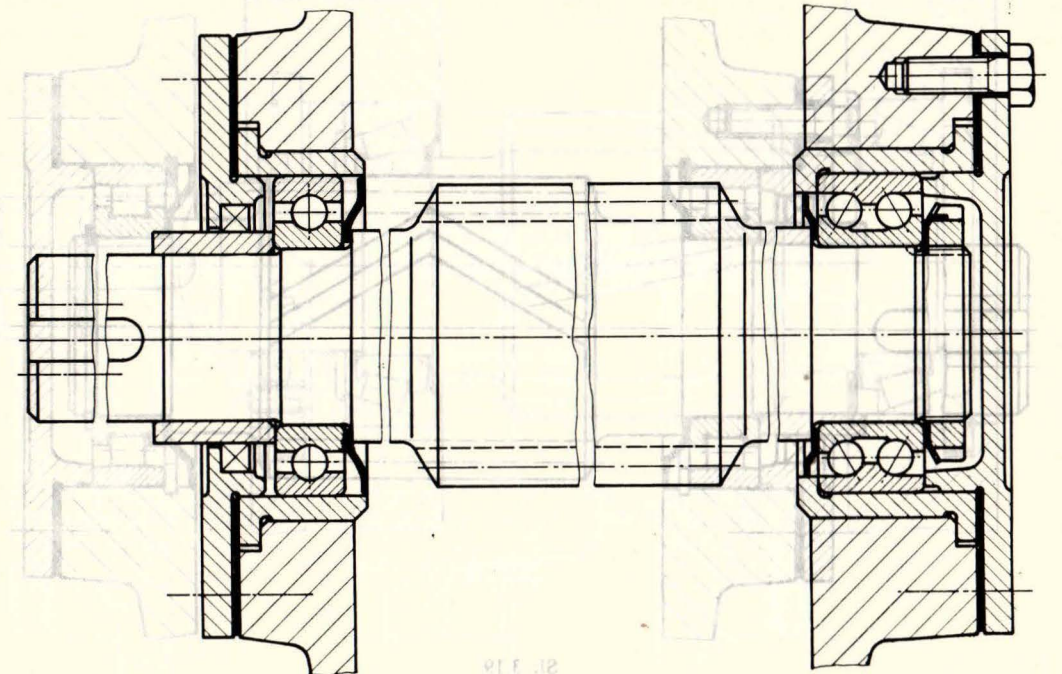


Sl. 3.16

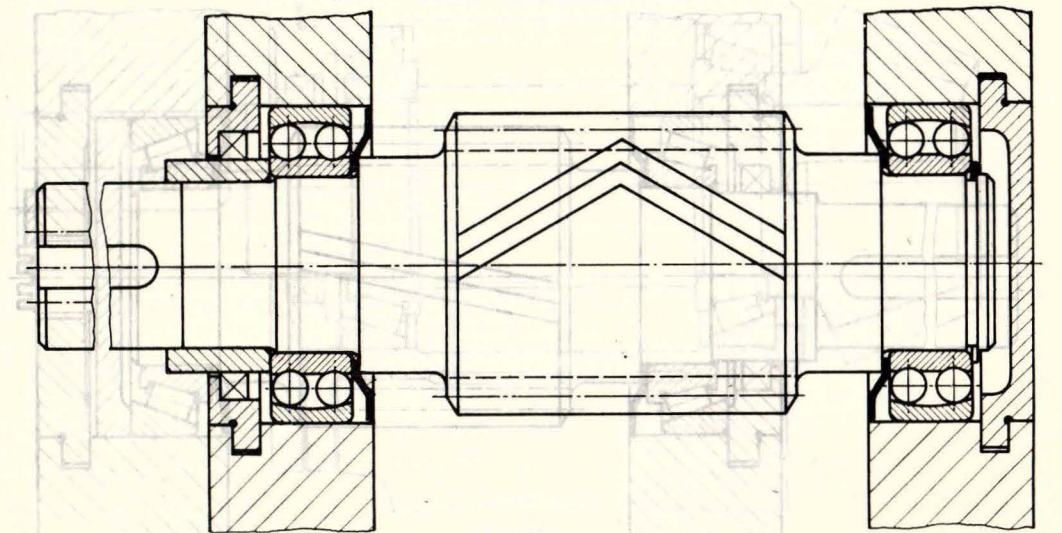
sl. 3.13 u slučaju poklopaca ležišta u vidu ukopanih prstenova.

U slučaju primene poklopca sa zavrtanjima, neophodno je između poklopca i kućice (čauze) postaviti tanke kompenzacione čelične listiće i na taj način regulisati aksijalni zavor u ležištima kako je pokazano na sl. 3.14, sl. 3.15 i sl. 3.16.

U gradnji reduktora u upotrebi su i dvoredna ležišta sa lopticama sa kosim dodirnom tipa BG (JUS M.C.621), koja mogu da prenose velika radijalna i dvosmerna aksijalna opterećenja. Primenuju se za oslonce veoma krutih vratila, često i kao zamena za par jednoređnih ležišta sa kosim dodirnom tipa BN, sl. 3.17.



Sl. 3.17



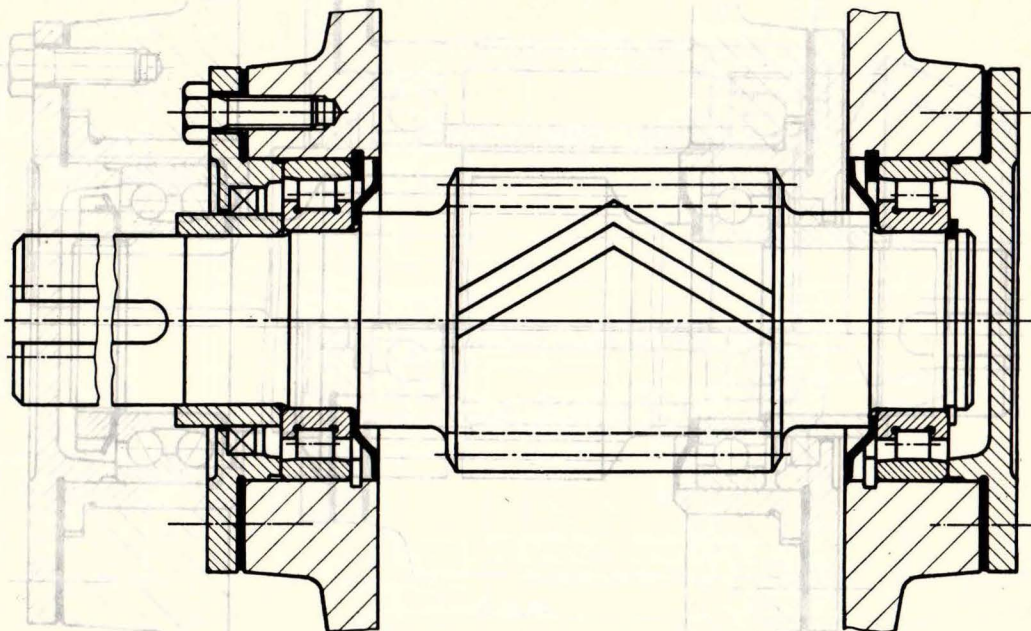
Sl. 3.18

Za teže reduktore sa pravim i strelastim zupcima primenjuju se okretljiva ležišta sa dva reda loptica tipa BS sl. 3.18, kao i ležišta sa cilindričnim valjcima tipa RN (JUS M.C3.635, 636, 637 i 641, sl. 3.19).

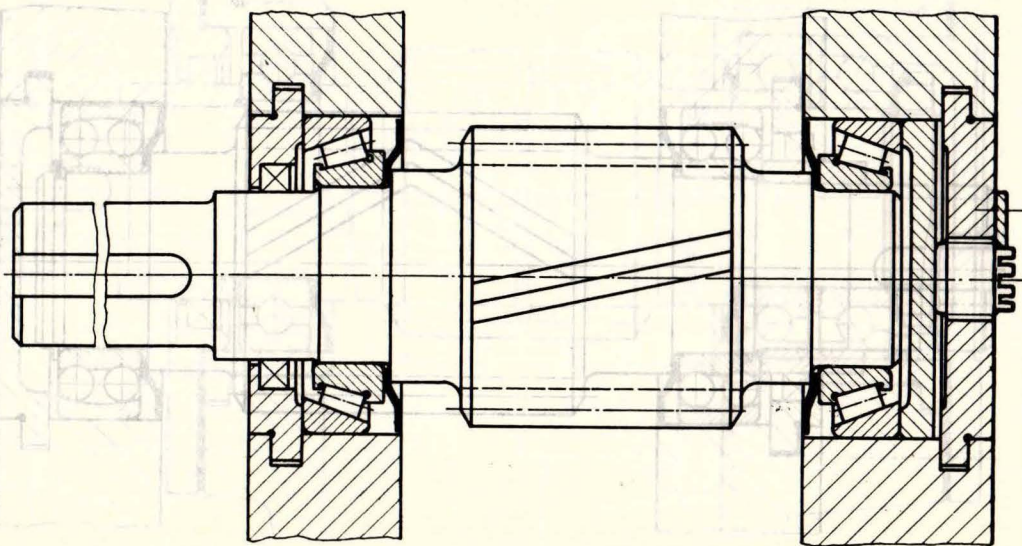
Ugrađuju se uglavnom kao oslonci krutih vratila, pogodna su za velike brojeve obrta i udarna opterećenja.

Ležišta tipa RN pogodna su kod aksijalno slobodnih oslonaca krutih vratila za velika radijalna opterećenja.

Sem jednorednih ležišta sa lopticama tipa BC u gradnji reduktora koriste se ležišta sa koničnim valjcima tipa KB (JUS M.C3.735).



Sl. 3.19



Sl. 3.20

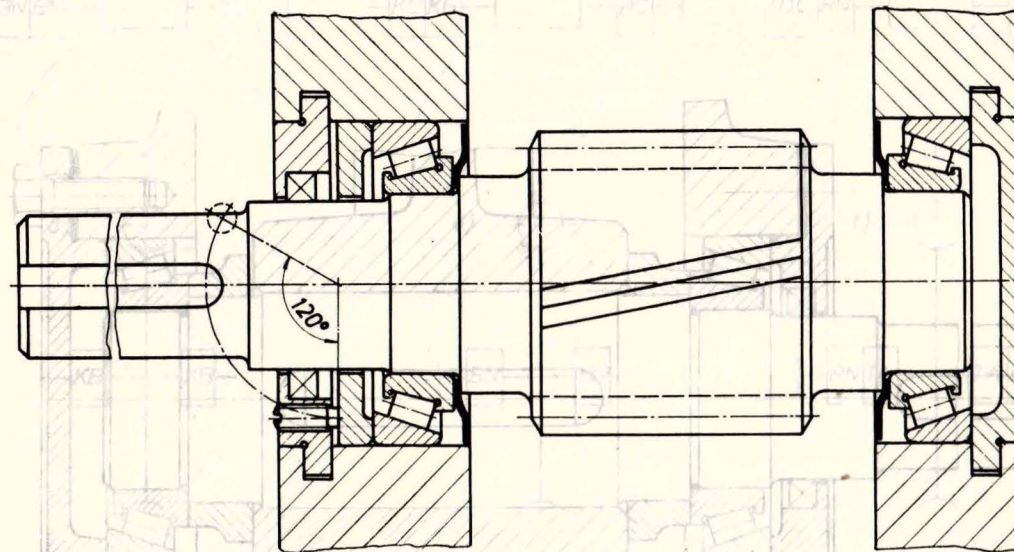
Primenjuju se prvenstveno za prenošenje radijalnog opterećenja. Mogu da prenose i čisto radijalno kao i čisto aksijalno opterećenje u oba smera, jer se ugrađuju isključivo u paru bilo u svakom osloncu po jedno sl. 3.20, sl. 3.21, sl. 3.22, sl. 3.23, bilo oba zajedno u istom osloncu sl. 3.24.

Pogodna su za nešto niže brojeve obrta do 4.000 min^{-1} , šumnija su u radu ali imaju veću nosivost u

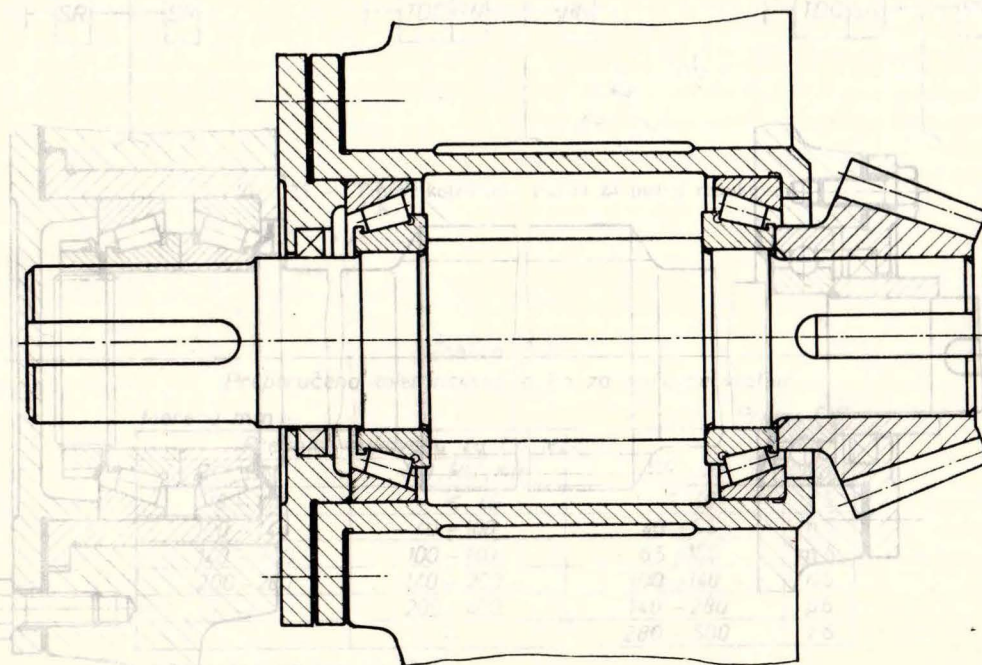
poređenju sa jednorednim ležištima sa lopticama tipa BC istog reda mera.

Unutrašnji zazori u ležištima ovoga tipa podešavaju se prilikom ugrađivanja aksijalnim pomerenjem ležišnih prstenova, na šta treba obraćati posebnu pažnju (sl. 3.20 i sl. 3.21).

Ova ležišta nailaze na primenu na vratilima svih vrsta zupčanih reduktora, posebno reduktora sa



Sl. 3.21



Sl. 3.22

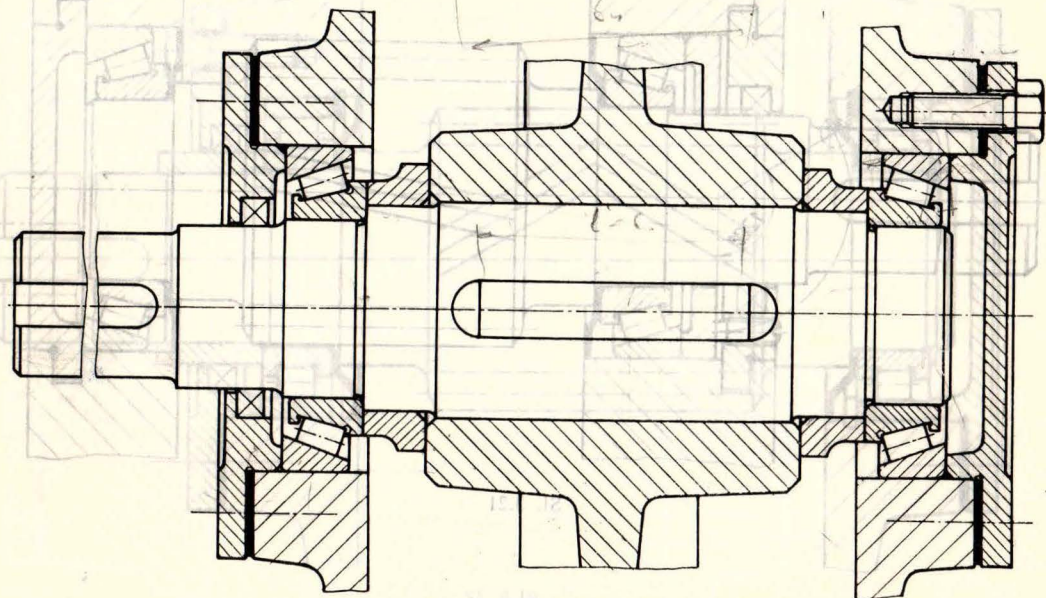
koničnim zupčanicima (sl. 3.22) i pužnih reduktora (sl. 3.23 i sl. 3.24).

Ređe su u primeni dvoredna ležišta sa burićima tipa SD (JUS M.C3. 655). Ova ležišta ugrađuju se u reduktore nižih brojeva obrta, koji rade u veoma teškim uslovima, odnosno u slučaju primene završenih kućica većih dimenzija.

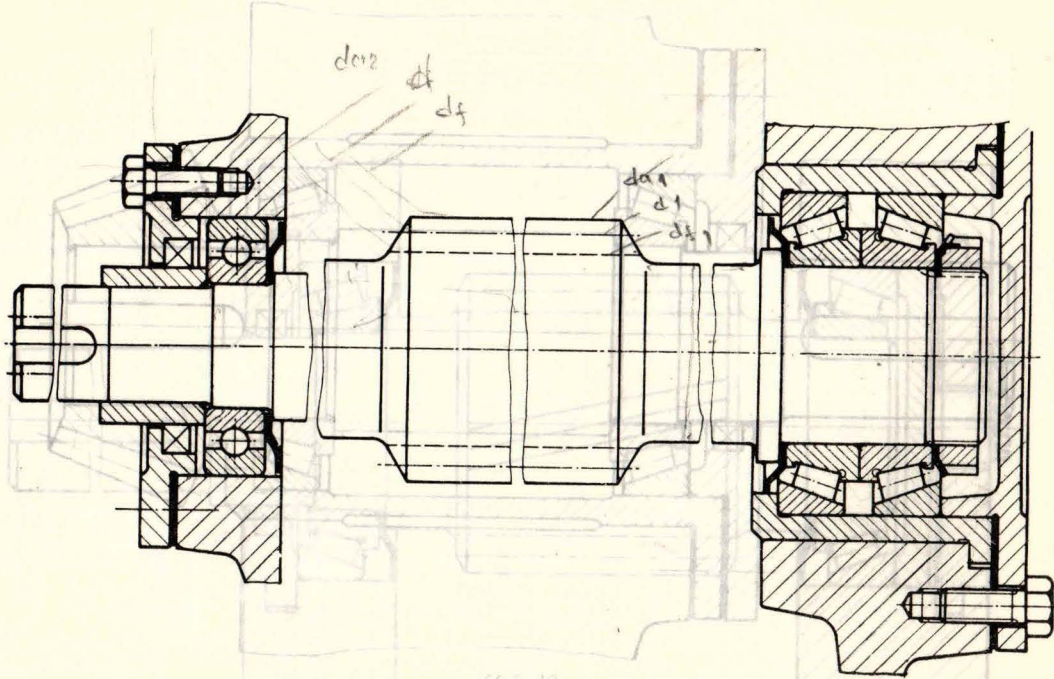
Jednoredna i dvoredna aksijalna ležišta sa lopticama tipa TA (JUS M.C3. 701 i TDC (JUS M.

C3. 705) nailaze na primenu samo za aksijalna opterećenja i to u kombinaciji sa ležištima koja primaju radijalna opterećenja (vratilo puža pužnog reduktora) i to pri manjim brojevima obrta.

Pri izboru ležišta treba težiti da se ležišta ugrađuju u paru, radi lakše izrade i obrade kućice (obrada otvora za ležišta jednog vratila vrši se iz jednog prolaza), kao i smanjenja širokog asortimana delova prilikom fabrikacije i remonta reduktora.



Sl. 3.23



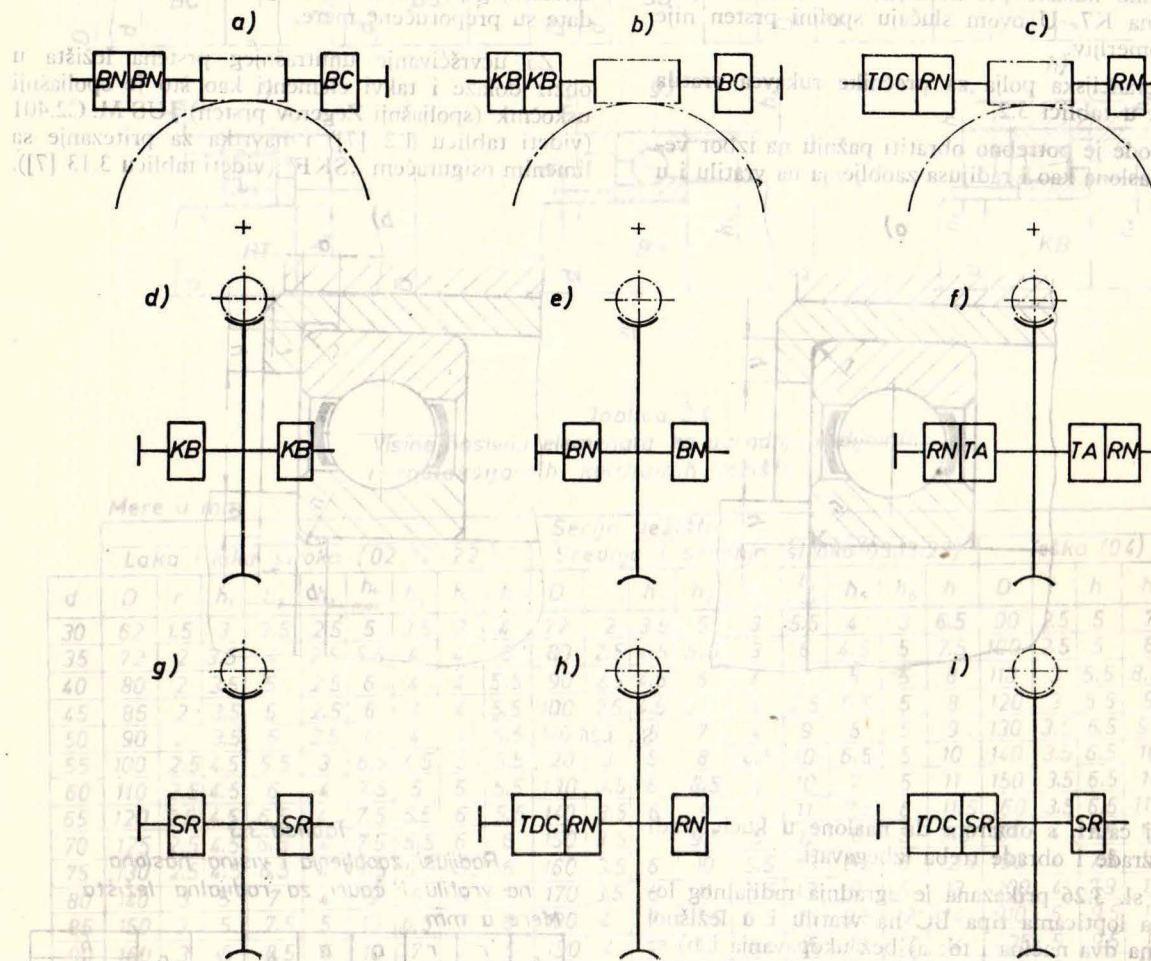
Sl. 3.24

Ukoliko je ovo nemoguće, iz opravdanih razloga, izbor ležišta treba izvršiti u najpogodnijoj kombinaciji koju diktiraju radni uslovi.

Karakterističan primer gde se može primeniti više tipova kotrljajnih ležišta u raznim kombinacijama su pužni reduktori, sl. 3.25.

3.2.1 Ugradnja kotrljajnih ležišta

Pri ugradnji kotrljajnih ležišta potrebno je obratiti pažnju na izbor tolerancija prečnika otvora (provrti) u kućici kao i na izbor prečnika rukavca vratila.



Sl. 3.25 — Tipovi kotrljajnih ležišta za pužne reduktore

Tablica 3.2
Preporučena tolerancijska polja za rukavce vratila

Mere u mm			Prema SKF
Prečnici rukavaca za tip ležišta			toler. polje
BC, BN	RN, RU, KB	SR, SD	
18 - 100	≤ 40	≤ 40	k5
100 - 140	40 - 100	40 - 65	m5
140 - 200	100 - 140	65 - 100	m6
200 - 280	140 - 200	100 - 140	n6
-	200 - 400	140 - 280	p6
-	-	280 - 500	r6

Napomena uz tablicu 3.2

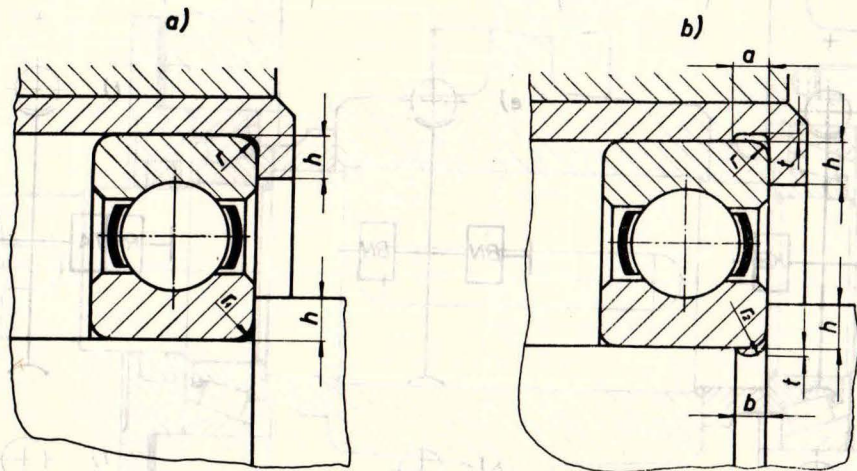
Za ležišta tipa KB mogu se umesto k5 i m5 primeniti k6 i m6

Pri normalnim uslovima rada kada je potrebno da se spoljni prsten lako pomera u kućici upotrebljavaju se tolerancijska polja H8 i H7.

Za promenljiva i udarna opterećenja može se primeniti tolerancijsko polje J7; a ako je u pitanju jednodavno kućište pri normalnim i velikim opterećenjima K7. U ovom slučaju spoljni prsten nije lako pomerljiv.

Tolerancijska polja za prečnike rukavca vratila data su u tablici 3.2.

Takođe je potrebno obratiti pažnju na izbor veličine naslona kao i radijusa zaobljenja na vratilu i u



Sl. 3.26

ležišnoj čauri, s obzirom da naslone u kućici radi lakše izrade i obrade treba izbegavati.

Na sl. 3.26 prikazana je ugradnja radijalnog ležišta sa lopticama tipa BC na vratilo i u ležišnoj čauri, na dva načina i to: a) bez ukopavanja i b) sa ukopavanjem radijusa zaobljenja; a u tablici 3.3 date su preporučene mere.

Na sl. 3.27 prikazana je ugradnja radijalnih i radiaksijalnih kotrljajnih ležišta, dok se u tablici 3.4 nalaze preporučene mere.

Ukoliko je iz konstruktivnih razloga neophodno da radijus zaobljenja vratila na prelaznom delu rukavca bude veći od radijusa zaobljenja ležišta, pravilno naleganje ležišta postiže se umetanjem zasebnog prstena, kako je to pokazano na sl. 3.28a).

Na sl. 3.28b) prikazano je rešenje za ugradnju ležišta na vratilo za slučaj nedovoljne visine naslona; a na sl. 3.28c) rešenje za ugradnju ležišta u ležišnu čauru sa nedovoljnom visinom naslona.

Da bi se izbegle velike visine naslona ležišta na vratilo i u ležišnoj čauri primenjuju se rešenja prikazana na sl. 3.28d) i na sl. 3.28e).

Dimenzije prstenova za oslanjanje ležišta date su u tablici 3.5; značenje oznaka vidi se iz sl. 3.29.

Naročitu pažnju pri ugradnji kotrljajnih ležišta treba pokloniti učvršćivanju ležišnih prstenova za vratilo, odnosno za kućicu kako je to pokazano u primerima prikazanim od sl. 3.6 do sl. 3.24.

Na sl. 3.30 prikazana je čaura za učvršćivanje unutarnjeg prstena kotrljajnog ležišta, a u tablici 3.6 date su preporučene mere.

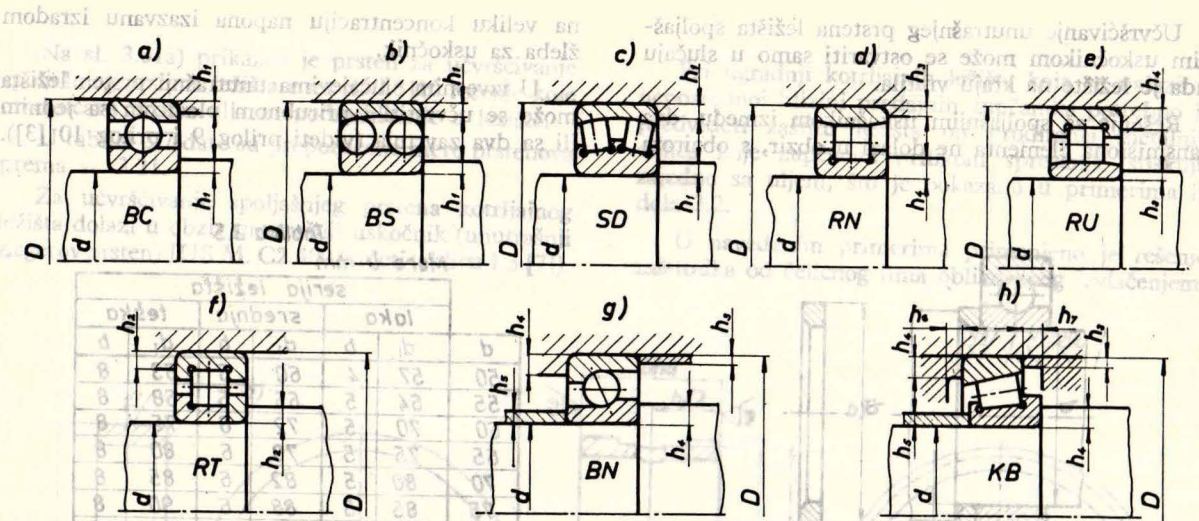
Za učvršćivanje unutrašnjeg prstena ležišta u obzir dolaze i takvi elementi kao što je spoljašnji uskočnik (spoljašnji Zegerov prsten) JUS M. C2.401 (videti tablicu 1.2 [7]) i navrtka za pritezanje sa limenim osiguračem „SKF“ (videti tablicu 3.13 [7]).

Tablica 3.3
Radijusi zaobljenja i visina naslona na vratilo i čauri za radijalna ležišta
Mere u mm

r	r _{max}	r _{min}	r _i	r _i max	a	b	t	r ₂	h	
									norm	spec
0.5	0.8	0.3	0.3	1	-	-	-	1	1	
0.8	1.2	0.5	0.5	1.5	-	-	-	2	1.5	
1	1.5	0.7	0.6	2	-	-	-	2.5	2	
1.2	1.7	0.9	0.8	2	-	-	-	2.5	2	
1.5	2.1	1.1	1	2.5	2	0.2	1.3	3	2.5	
2	2.7	1.3	1	3	2.4	0.3	1.5	3.5	3	
2.5	3.3	1.8	1.5	4	3.2	0.4	2	4.5	3.5	
3	4	2.3	2	4.5	4	0.5	2.5	5	4	
3.5	4.5	2.5	2	5	4	0.5	2.5	6	4.5	
4	5.2	3	2.5	6	4.7	0.5	3	7	5.5	
5	6.3	3.7	3	8	5.9	0.5	4	9	7.5	
6	7.5	4.7	4	10	7.4	0.6	5	11	9	
8	10	6	5	13	8.6	0.6	6	14	11	
10	12.5	7.5	6	16	10	0.6	7	18	14	
12	15	9.5	8	19	14	0.7	9	22	18	
15	19	12	10	22	15	0.8	11	27	22	
18	23	14	12	25	18	1	14	32	26	

Napomena uz tablicu 3.3

- 1) Veličine r, r_{max} i r_{min} odnose se na ležište
- 2) Oznake su date na sl. 3.26



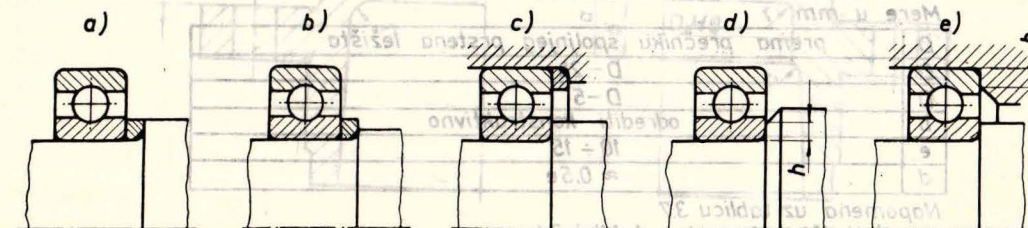
Sl. 3.27

Tablica 3.4
Visine naslona elemenata za ugradnju radijalnih i radiaksijalnih kotrljajnih ležišta

Mere u mm		Serija ležišta																					
d	D	Laka i laka široka (02.12.22)							Srednja i srednja široka (03.13.23)							Teška (04)							
		r	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄ max	h ₅	h ₆	h ₇	D	r	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄ max	h ₅	h ₆	h ₇	D	r	h ₁	h ₂	h ₃
30	62	1.5	3	3.5	2.5	5	3.5	3	4	72	2	3.5	5	3	5.5	4	3	6.5	90	2.5	5	7	5
35	72	2	3.5	4	2.5	5.5	4	4	5	80	2.5	4.5	5.5	3	6	4.5	5	7.5	100	2.5	5	8	5
40	80	2	3.5	5	2.5	6	4	4	5.5	90	2.5	4.5	6	4	7	5	5	8	110	3	5.5	8.5	5.5
45	85	2	3.5	5	2.5	6	4	4	5.5	100	2.5	4.5	6.5	4	7.5	5.5	5	8	120	3	5.5	9	6
50	90	2	3.5	5	2.5	6	4	4	5.5	110	3	5	7	4	9	6	5	9	130	3.5	6.5	9.5	6.5
55	100	2.5	4.5	5.5	3	6.5	4.5	5	5.5	120	3	5	8	4.5	10	6.5	5	10	140	3.5	6.5	10	7
60	110	2.5	4.5	6	4	7.5	5	5	5.5	130	3.5	6	8.5	5	10	7	5	11	150	3.5	6.5	11	7
65	120	2.5	4.5	6.5	4	7.5	5.5	6	5.5	140	3.5	6	9	5	11	7.5	6	11.5	160	3.5	6.5	11.5	7.5
70	125	2.5	4.5	6.5	4	7.5	5.5	6	6	150	3.5	6	9.5	5	12	8	6	11.5	180	4	7.5	13	9
75	130	2.5	4.5	6.5	4	7.5	5.5	6	6	160	3.5	6	10	5.5	13	8.5	6	12.5	190	4	7.5	14	9
80	140	3	5	7	4	9	6	6	7	170	3.5	6	11	5.5	13	9	6	13	200	4	7.9	15	9.5
85	150	3	5	7.5	5	10	6.5	7	8	180	4	7	11.5	6.5	14	9.5	12	14	210	5	9.5	15	10
90	160	3	5	8.5	5	10	7	7	8	190	4	7	12	6.5	15	10	12	14	225	5	9.5	16	11
95	170	3.5	6	9	6	11	7.5	7	10	200	4	7	12.5	7	16	10.5	12	14	240	5	17.5	11.5	
100	180	3.5	6	9.5	6	12	8	7	10	215	4	7	14	7.5	17	11.5	12	16	250	5	18	12.5	
105	190	3.5	6	10	6	13	8.5	7	10	225	4	7	15	8	18	12	12	17	260	5	18.5	12.5	
110	200	3.5	6	11	6	14	9	9	10	240	4	7	16	9	19	13	14	17	280	5	20.5	13.5	
120	215	3.5	6	11.5	6	14	9.5	10	11	260	4	7	17	10.5	20	13	14	18	310	6	22.5	15	
130	230	4	7	12	7.5	15	10			280	5	9	18	12					340	6	25	17	
140	250	4	7	13	7.5	16	11			300	5	9	19	13					360	6	26.5	17.5	
150	270	4	7	14.5	8.5	18	12			320	5	9	20	13.5					380	6	27.5	18.5	

Napomene uz tablicu 3.4

- 1) Veličine d, D, r odnose se na ležište
- 2) Oznake su date na sl. 3.27



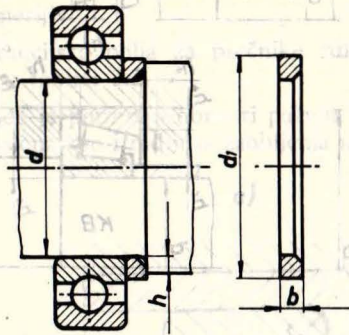
Sl. 3.28

Učvršćivanje unutrašnjeg prstena ležišta spoljašnjim uskočnikom može se ostvariti samo u slučaju kada je ležište na kraju vratila.

Rešenje sa spoljašnjim uskočnikom između dva transmisiona elementa ne dolazi u obzir, s obzirom

na veliku koncentraciju napona izazvanu izradom žleba za uskočnik.

U izvesnim slučajevima unutrašnji prsten ležišta može se učvrstiti i prirubnom pločicom sa jednim ili sa dva zavrtnja (videti prilog 9 i prilog 10 [3]).

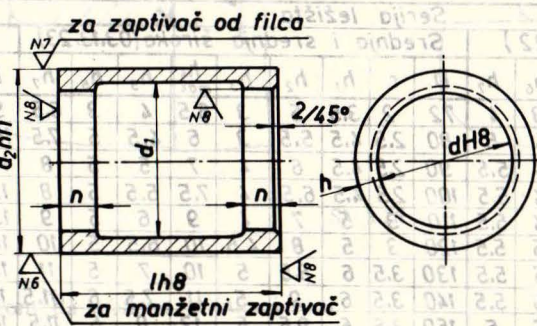


Sl. 3.29

Tablica 3.5
Mere u mm

d	serija ležišta					
	laka		srednja		teška	
	d ₁	b	d ₁	b	d ₁	b
50	57	4	60	5	63	8
55	64	5	65	5	68	8
60	70	5	72	6	75	8
65	75	5	78	6	80	8
70	80	5	82	6	85	8
75	85	5	88	6	90	8
80	90	6	95	8	100	10

Napomena uz tablicu 3.5.
Značenje oznaka dato je na sl. 3.29



Sl. 3.30 — Čaura za učvršćenje unutrašnjeg prstena ležišta

Tablica 36

Mere u mm	prema prečniku vratila
d	d + (2 ÷ 3)
d	d + 2h
l	odrediti konstruktivno
n	10 ÷ 15

Napomena uz tablicu 3.6

- 1) Veličina h prema tablici
- 2) Značenje oznaka dato je na sl. 3.30

Tablica 37

Mere u mm	prema prečniku spoljnog prstena ležišta
D	D - 2h
D	D - 5
b	odrediti konstruktivno
e	10 ÷ 15
d	≈ 0.5e

Napomena uz tablicu 3.7

- 1) Veličina h prema tablici 3.4
- 2) Značenje oznaka dato je na sl. 3.31

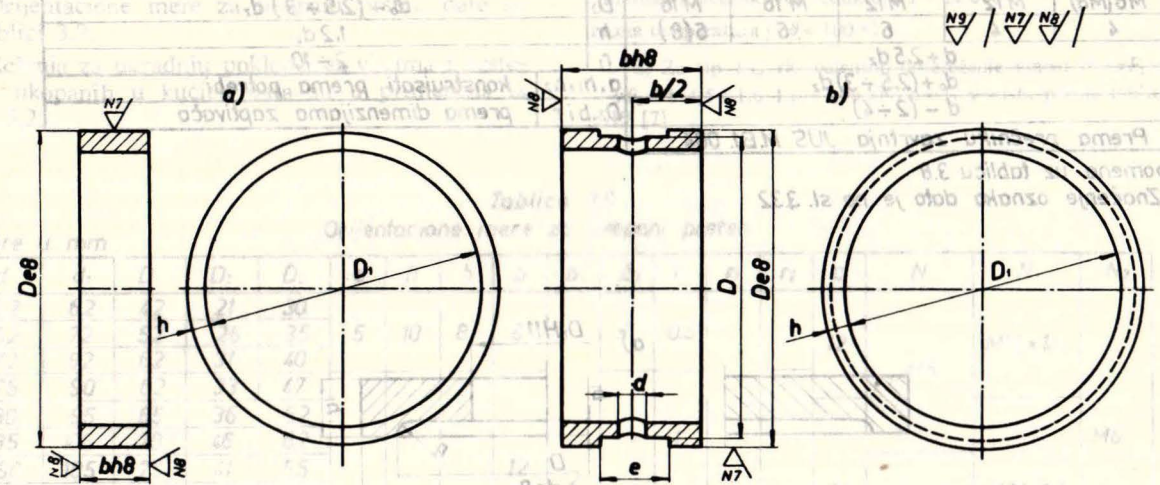
Na sl. 3.31a) prikazan je prsten za učvršćivanje spoljašnjeg prstena ležišta a na sl. 3.31b) rešenje koje omogućava prolaz ulja za podmazivanje u ležište.

U tablici 3.7 date su preporučene mere prstenova prema sl. 3.31.

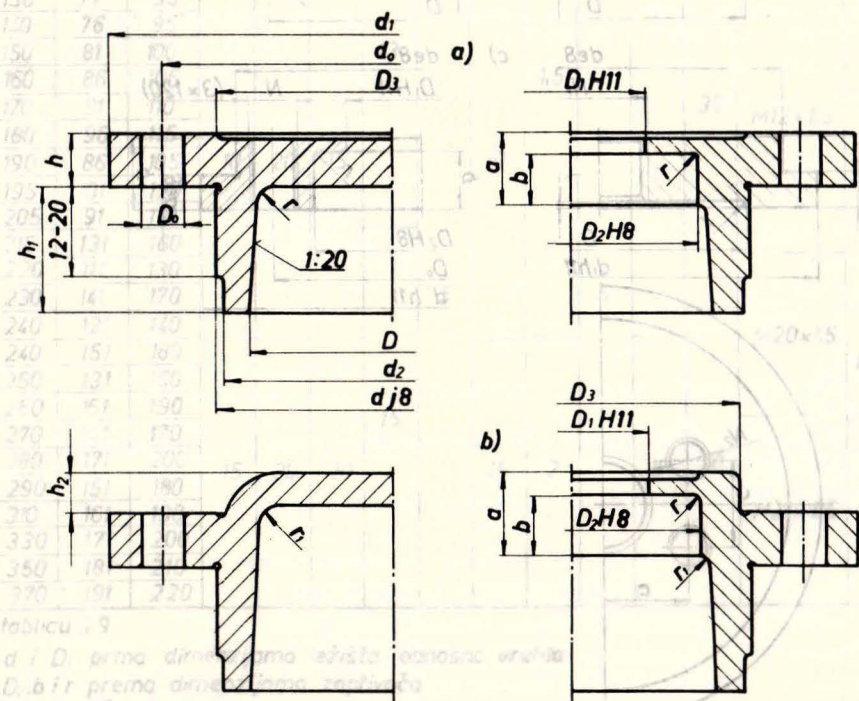
Za učvršćivanje spoljašnjeg prstena kotrljavnog ležišta dolazi u obzir unutrašnji uskočnik (unutrašnji Zegerov prsten) JUS M. C2.400 (videti tablicu 1.3 [7]).

Pri ugradnji kotrljajnih ležišta koja se nalaze u neposrednoj blizini predajnih zupčanika potrebno je predvideti zaštitu ležišta od prodiranja metalnih delića koje zupčanici prilikom spreznjanja istiskuju zajedno sa uljem, što je pokazano u primerima iz dela 3.2.

U navedenim primerima primenjeno je rešenje zaštitnika od čeličnog lima oblikovanog izvlačenjem.



Sl. 3.31 — Prsten za učvršćivanje spoljnog prstena ležišta



Sl. 3.32 — Poklopac kotrljavnog ležišta sa zavrtnjima
a) ravni; b) ispušćeni

Za zaštitu kotrljajnih ležišta sa spoljašnje strane služe poklopci sa zavrtnjima koji su prikazani na sl. 3.32.

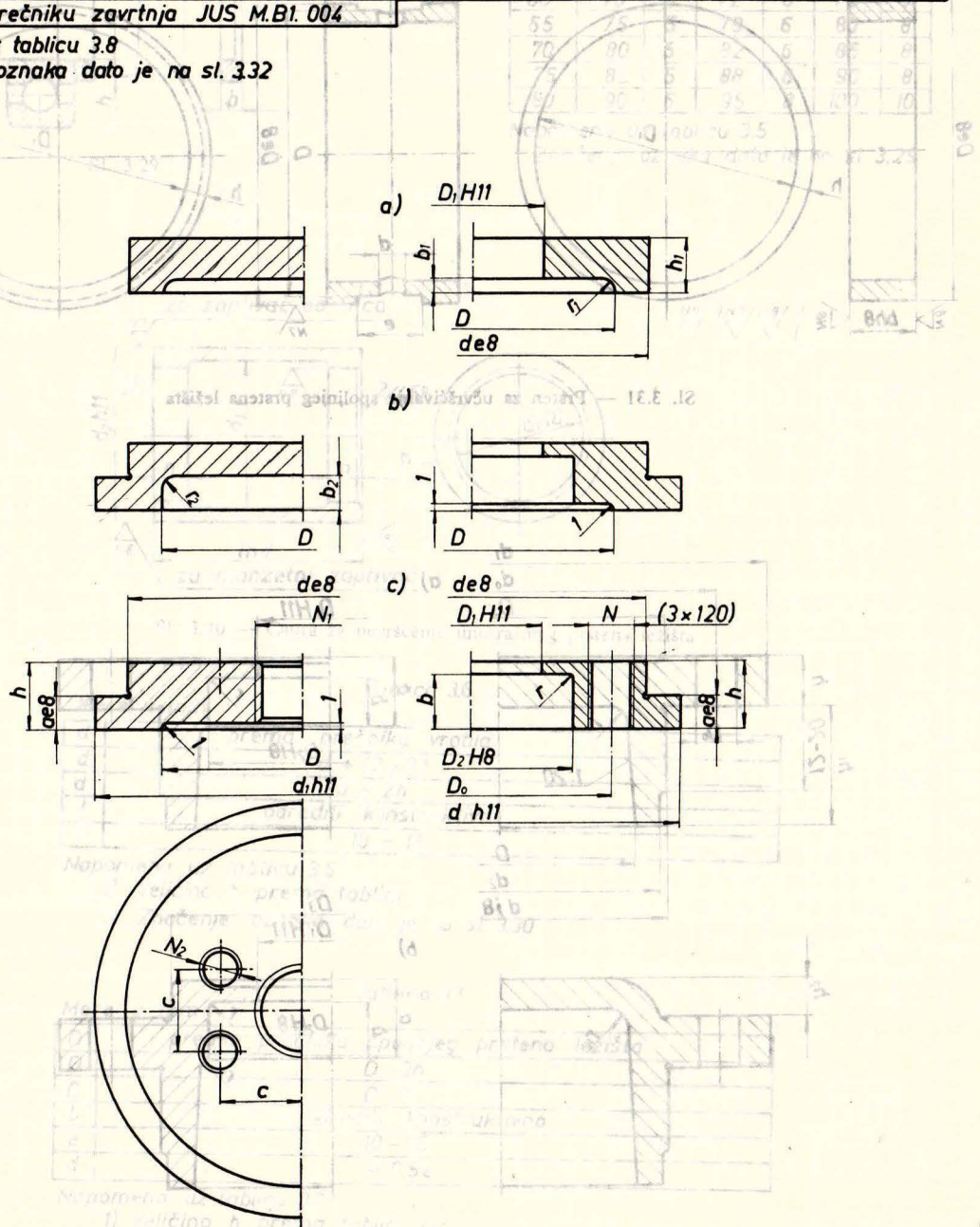
Poklopac može da posluži i za učvršćivanje spoljašnjeg prstena ležišta i kao nosač elementa za zaptivanje (manžetnog zaptivača i sl.).

Tablica 3.8
Preporučene mere poklopca za ležišta

Mere u mm					Preporučene mere poklopca za ležišta	
d	Prema spoljašnjem prečniku ležišta				D ₁	Prema prečniku vratila: d _v + (1 ÷ 3)
d _z	<100	100 ÷ 130	130 ÷ 180	180 ÷ 250	>250	(0,8 ÷ 0,9) d
D ₂	M6(M8)	M12	M12	M16	M16	d _o - (2,5 ÷ 3) d _z
z	4	4	6	6	6(8)	h
d _o	d + 2,5 d _z				r ₁	2 ÷ 10
d ₁	d _o + (2,5 ÷ 3) d _z				a, h ₁ , h ₂ konstruisati prema potrebi	
d ₂	d - (2 ÷ 4)				D ₂ , b i r prema dimenzijama zaptivača	
D _o Prema prečniku zavrtnja JUS M.B1.004						

Napomena uz tablicu 3.8

Značenje oznaka dato je na sl. 3.32



Sl. 3.33— a) Distantni prsten; b) ukopani prsten; c) ukopani prsten za podešavanje zazora u ležištu

Preporučene mere poklopca sa zavrtnjima date su u tablici 3.8.

U novije vreme kod horizontalnih reduktora (dvodelna kućica) sve više se primenjuju poklopci kotrljajnih ležišta u vidu prstenova ukopanih u kućicu sl. 3.33.

Zatvaranje kotrljajnih ležišta pomoću prstenova ukopanih u kućicu može biti kako sa spoljašnje tako i sa unutrašnje strane ležišta.

Orientacione mere za ukopani prsten date su u tablici 3.9.

Rešenja za ugradnju poklopca sa vijcima i prstenova ukopanih u kućicu data su u primerima iz dela 3.2.

3.2.2 Primeri proračunavanja kotrljajnih ležišta

Primer 3.2.

Odaberi kotrljajna ležišta za vratilo reduktora za slučaj da u obzir dolaze ležišta tipa BC, BN i KB, ako je zadato:

radijalno opterećenje $F_r = 4,5$ kN,

aksijalno opterećenje $F_a = 1,6$ kN

broj obrta vratila $n = 1000$ min⁻¹

minimalni računski vek reduktora $T = 12.000$ h

radna temperatura je $\theta < 100^\circ\text{C}$

a) Za tip BC ekvivalentno opterećenje iznosi $F = xF_r + yF_a = 1 \cdot 4,5 + 1,6 \cdot 1,6 = 7,06$ kN, $x = 1$, $y = 1,6$, prema tablici 3.19 [7]

Tablica 3.9
Orientacione mere za ukopani prsten

Mere u mm																	
d	d ₁	D	D ₁	D ₂	a	h	h	b	b ₁	b ₂	r	r ₁	r ₂	c	N	N ₁	N ₂
52	62	42	21	30	5	10	8	8	5	0,5	2	12	M6	M14x1,5			
62	72	52	26	35													
72	82	62	31	40													
75	90	62	33	47													
80	95	65	36	52													
85	100	70	46	62													
90	105	75	41	55													
100	115	85	46	62													
110	125	95	51	68													
120	135	105	56	72													
125	140	110	71	90	8	15	10	12	2	8	2	20	M8	M24x1,5		M6	
130	145	115	61	80													
145	160	130	96	115													
150	170	130	71	90													
160	180	140	76	95													
170	190	150	81	100													
180	200	160	86	105													
190	210	170	91	110													
200	220	180	96	115													
210	230	190	86	105													
215	235	195	101	120	10	20	15	13	10	1,5	30	M12x1,5	M8	M30x1,5			
225	245	205	91	110													
230	250	210	131	160													
240	260	220	111	130													
250	270	230	141	170													
260	280	240	121	140													
270	300	240	151	180													
280	310	250	131	160													
290	320	260	161	190													
300	330	270	141	170													
310	340	280	171	200	15	30	20	5	10	5	40	M20x1,5	M52x1,5				
320	350	290	151	180													
340	370	310	161	190													
360	390	330	171	200													
380	410	350	181	210													
400	430	370	191	220													
400	430	370	191	220													
400	430	370	191	220													
400	430	370	191	220													
400	430	370	191	220													
400	430	370	191	220													

Napomena uz tablicu 3.9

1) Veličine d i D₁ prema dimenzijama ležišta odnosno vratila

2) Veličine D₂, b i r prema dimenzijama zaptivača

3) Veličina $D_0 = \frac{d + D_2}{2}$

4) Značenje oznaka dato je na sl. 3.33

Radi povećanja krutosti kućice obično se predviđaju rebra i to na mestima ležišnih gnezda (sl. 4.1), gde je opterećenje najveće. Rebra potpomažu i bolje hlađenje rektora. U slučajevima kada je zagrevanje rektora naročito veliko (često kod pužnih rektora), konstruišu se naročita rebra za hlađenje; ovakvim rebrima je povećanje krutosti sekundarna uloga.

Kućica ima na sebi još i čitav niz konstruktivnih oblika (sl. 4.1) i posebnih elemenata koji se na nju pričvršćuju i imaju određenu namenu, kao, npr.: otvor za posmatranje zupčanika, sa poklopcem, ispuste za prenošenje rektora, otvor za ispuštanje ulja pri zameni, uređaj za kontrolu nivoa ulja u rektoru, itd. Sve ovo uslovljava relativno složen oblik kućice.

4.1.1 Osnovi konstruisanja livenih delova

Pri konstruisanju livenih delova treba težiti obliku koji ne pogoduje stvaranju livačkih grešaka (vitoperenje, prskotine, šupljine), a istovremeno je tehnološki i ekonomski izvodljiv, kao i obradu odlivka skidanjem strugotine.

Prilikom ulivanja rastopljenog metala u kalup dolazi do hlađenja ulivene mase, zatim njenog očvršćavanja i daljeg hlađenja do temperature okoline; tom prilikom se ulivena masa skuplja. Sivi liv se skuplja oko 1%, čelični liv od 1,5 do 2%, temperovani liv oko 1,8%, aluminijumove legure 1 do 1,7%, mesing i olovna bronza 1 do 1,5%.

Usled nejednake brzine očvršćavanja i hlađenja ulivene mase dolazi do ometanog skupljanja pojedinih delova odlivka i pojave grešaka pri livenju. Zidovi koji ranije očvrstnu ometaju skupljanje zidova koji kasnije očvršćavaju; posledica su unutrašnji naponi u odlivku koji mogu dovesti do prskotina i većih deformacija. Čelični

liv ima jače skupljanje pa je više sklon ovim pojavama nego sivi liv; osim toga slabije popunjava kalup zbog lošije livkosti. Iznesena prednost sivog liva, pored ostalih prednosti (dobra obradivost, niža cena, bolje prigušivanje vibracija, itd.), utiče da se ovaj materijal najčešće koristi za odlivanje kućice, te će se u ovom poglavlju dati uputstva koja se odnose na odlivke od sivog liva, a koja u načelu važe i za druge materijale, sa određenim specifičnostima.

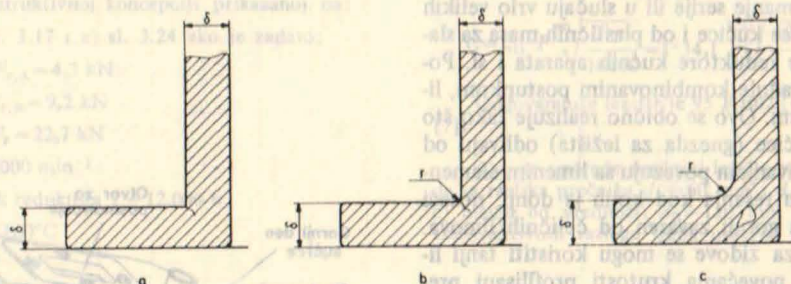
Oblik odlivka treba da bude takav da omogući što manju razliku u brzini hlađenja njegovih delova, čime se utiče na smanjenje grešaka pri livenju. Ujednačenost brzine hlađenja postiže se ujednačenošću debljina spoljnih zidova (po mogućnosti, razlika u debljini susednih zidova ne treba da pređe 50%); promena debljine treba da bude postepena, a prelaz sa jedne ravni na drugu mora imati zaobljenje. Unutrašnji zidovi, koji se zbog svog položaja sporije hlade, treba da budu tanji od spoljnih za 20 do 40%.

Oštra ivica na prelazu između dva zida ili suviše mali poluprečnik prelaznog zaobljenja dovode do jakih unutrašnjih napona i do prskotine (sl. 4.2, a i b); ovo mesto ne sme imati ni suviše veliko zaobljenje (sl. 4.2 c), jer se u tom slučaju materijal nagomilava, te se u središtu takvog prelaza rastopljeni materijal još uvek skuplja usled očvršćavanja i hlađenja, dok su susedni zidovi već očvrstli, čime je prekinuta mogućnost pritanja novog materijala na ovo mesto, pa se zbog toga javlja unutrašnja šupljina.

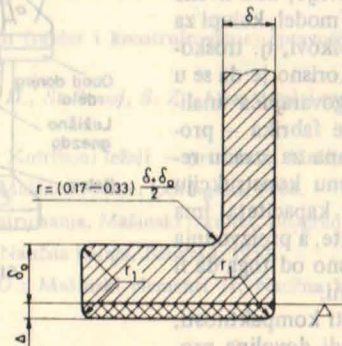
Spajanje dva zida izvodi se sa poluprečnikom zaobljenja r (v. sl. 4.3):

$$r = (0,17 \dots 0,33) \frac{\delta + \delta_0}{2} \text{ [mm]}$$

Na slici je prikazan slučaj spajanja kada je posle odliva-



Sl. 4.2 - Oštar prelaz (a) ili suviše mali poluprečnik zaobljenja r (b) dovode do prskotine; suviše veliko zaobljenje dovodi do unutrašnje šupljine (c)



Sl. 4.3 - Preporučeno prelazno zaobljenje

nja potrebna obrada površine (označena znakom za obradu). Dodatak za obradu (prikazan dvostrukom šrafurom) obično iznosi $\Delta = 3 \dots 4$ mm.

U literaturi se sreću donekle različite preporuke za veličinu poluprečnika r ; na sl. 4.3 su navedene njegove šire granice, s tim što se najčešće usvaja:

$$r = (0,25 \dots 0,3) \frac{\delta + \delta_0}{2} \text{ [mm]}$$

Kada su debljine zidova koji se spajaju jednake, obrazac za poluprečnik dobija oblik

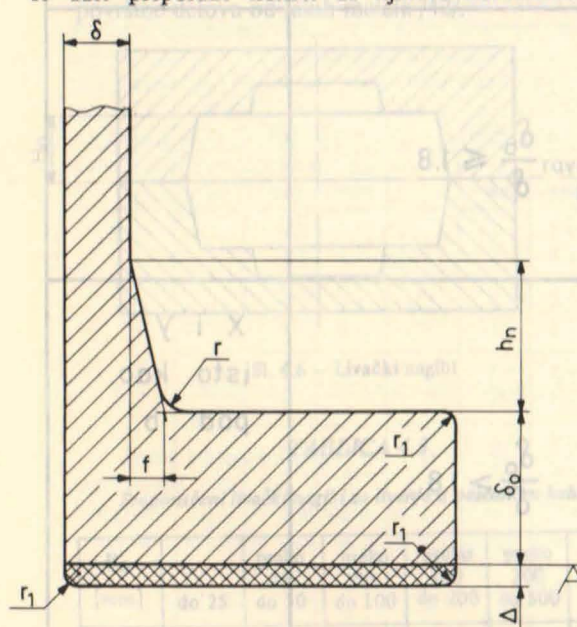
$$r = (0,17 \dots 0,33) \delta \text{ [mm]}$$

Strogo gledano u debljinu δ_0 treba da se uključi i dodatak za obradu, te bi tačniji obrazac za poluprečnik bio:

$$r = (0,17 \dots 0,33) \frac{\delta + \delta_0 + \Delta}{2} \text{ [mm]}$$

Poluprečnik zaobljenja r_1 na mestu obrade (sl. 4.3) ne treba da bude veći od dodatka za obradu Δ , pa se zato ide na male vrednosti ovih poluprečnika.

Date preporuke važe kada razlika u debljini zidova nije velika, tj. za $\delta_0 \leq 1,8 \delta$. Kada je pak $\delta_0 > 1,8 \delta$, postepeni prelaz između tanjeg i debljeg zida postiže se nagibom i prelaznim zaobljenjem, čiji poluprečnik treba da bude isti kao u prethodnom slučaju (sl. 4.4). I ovde je prikazan slučaj kada je posle odlivanja potrebna obrada, jer ovakvi oblici (sl. 4.3 i 4.4) odgovaraju prelazu zida na obod kućice rektora i sa zida na ležišno gnezdo, te se date preporuke koriste za njihovo konstruisanje.



Sl. 4.4 - Spajanje dva zida za slučaj $\delta_0 > 1,8 \delta$

Preporučuju se sledeći parametri nagiba:

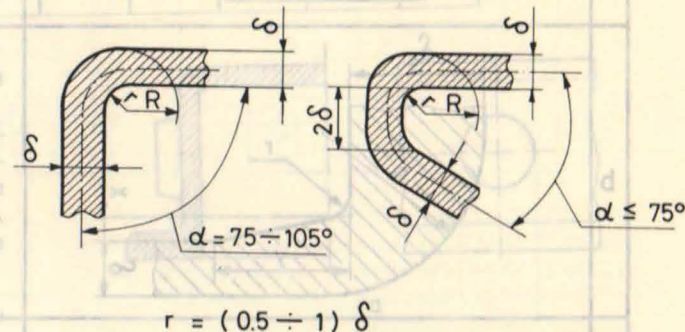
$$h_n \approx \delta_0$$

$$f \leq \frac{h_n}{4} \text{ za sivi liv i}$$

$$f \leq \frac{h_n}{5} \text{ za čelični liv}$$

Uzimajući u obzir navedene vrednosti često se usvaja nagib $1 : 5$, tj. $h_n = 5f$.

Ako posle odlivanja nije potrebna mehanička obrada, dva zida jednake debljine se mogu spojiti prema slici 4.5. U ovom slučaju nema veće opasnosti od nagomilavanja materijala i stvaranja unutrašnjih šupljina, pa se spajanje po potrebi može izvršiti i sa većim poluprečnikom r nego što je na slici preporučeno. Izneseni primeri (sl. 4.3, 4.4. i 4.5) karakteristični su za kućicu rektora.



Sl. 4.5 - Spajanje zidova jednake debljine, kada naknadna obrada nije potrebna

U duhu datih objašnjenja, tablica 4.1 prikazuje još nekoliko primera spajanja zidova odlivaka. Oblici u tablici 4.1 pod a i b donekle su slični oblicima na sl. 4.3 odnosno 4.4, samo što kod njih nije potrebna mehanička obrada, pa je moguće usvojiti veliki poluprečnik zaobljenja R umesto malog poluprečnika r_1 (zbog uslova $r_1 \leq \Delta$), što je povoljno, jer daje manje nagomilavanje materijala. Oblici na skicama c, d i e prikazuju spajanje tri zida. Kod njih postoji izvesno nagomilavanje materijala; na skici c je prikazano kako se ono može umanjiti. Isti ovaj princip se može primeniti i u slučajevima d i e, kao u drugim sličnim slučajevima.

Osim prelaznih zaobljenja na livenim delovima se zaobljavaju i sve druge ivice. Ovi poluprečnici (sl. 4.3 i 4.4) se biraju konstruktivno ili prema preporuci: $r_1 = 2$ mm za zidove do 25 mm debljine i $r_1 = 4$ mm za debljine od 26 do 50 mm.

Treba težiti da na jednom odlivku bude što manji broj različitih poluprečnika zaobljenja.

Najmanja debljina zidova koja se uspešno odliva je ograničena, jer suviše tanak zid može dovesti do otvrdnjavanja materijala u celom svom preseku dok čitav kalup još nije napunjen livom, tako da neki delovi kalupa ostaju nepopunjeni. Kod sivog liva po pravilu se ne ide na zidove ispod 6 mm (za male odlivke mogu se odlivati i tanji zidovi). Zidovi tanji od uobičajene granice su skuplji, jer zahtevaju posebne mere za uspešno odlivanje (npr. izgubljene glave).

Minimalna debljina zida zavisi i od veličine livenog dela. Orijentacione vrednosti minimalnih debljina zidova koje se mogu usvojiti, date su u tablici 4.2 u zavisnosti od veličine W , date izrazom:

$$W = \frac{1}{3} (2L_g + B_g + H_g) \text{ [mm]}$$

gde su L_g , B_g i H_g gabaritne mere odlivka i to: L_g - dužina, B_g - širina i H_g - visina.

Preporučuje se $r = (0.17 \div 0.33) \frac{\delta + \delta_0}{2}$, u svim slučajevima, osim pod f

Skica	Objašnjenje	Preporučeni parametri
	za $\frac{\delta_0}{\delta} \leq 1.8$ Spajanje dva zida u slučaju kada obrada posle livenja nije potrebna	$R = \delta_0$
	za $\frac{\delta_0}{\delta} > 1.8$	$y \approx \delta_0$ za sivi liv: $X \leq \frac{y}{4}$ (npr. $X = \frac{y}{5}$) za čelični liv: $X \leq \frac{y}{5}$ $R = \delta_0 + r$
		$e_0 = 1.25 \delta$
		$\frac{\delta_0}{\delta} \leq 1.8$
		$\frac{\delta_0}{\delta} > 1.8$ X i y isto kao pod b
		$\frac{\delta_0}{\delta} \leq 2$ $r = \frac{\delta + \delta_0}{12 \div 16}$

TABLICA 4.2

Minimalne debljine zidova za odlivke od sivog liva

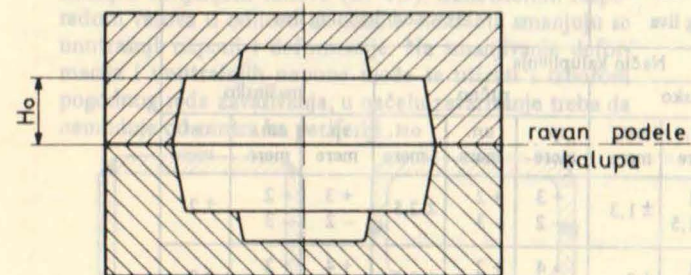
Veličina W [mm]	do 500	500 1000	1000 1250	1250 1500	2000	2500	3000 4000	4000 5000	5000 9000
Minimalne debljine zida δ [mm]	6	6 do 8	8 do 10	10 do 12	14	16	18 do 22	22 do 24	24 do 30

Minimalne debljine zidova od čeličnog liva po pravilu su veće od vrednosti iz tablice 4.2.

Pri usvajanju debljine zida treba imati u vidu da mehaničke osobine odlivenog dela ne zavise samo od hemijskog sastava, već i od brzine hlađenja. Tanji zidovi se hlade brže, te imaju relativno bolje mehaničke osobine. Zato ne treba usvajati veću debljinu zidova nego što je neophodno.

Tehnološkičnost konstrukcije livenog dela u odnosu na izradu modela, kalupa i na mehaničku obradu, postiže se pre svega što jednostavnijim oblikom, npr. usvajanjem ravnih površina i rotacionih oblika.

Kada su predviđeni nagibi radi lakšeg vađenja modela iz peska (sl. 4.6), kalup se lakše izrađuje. Veličina livačkih nagiba zavisi od visine nagnute površine (H_0 , sl. 4.6) i može se usvojiti prema tablici 4.3. Za unutrašnje površine dovoljan je nagib 1:100, kao i za sve površine delova od lakih metala /42/.



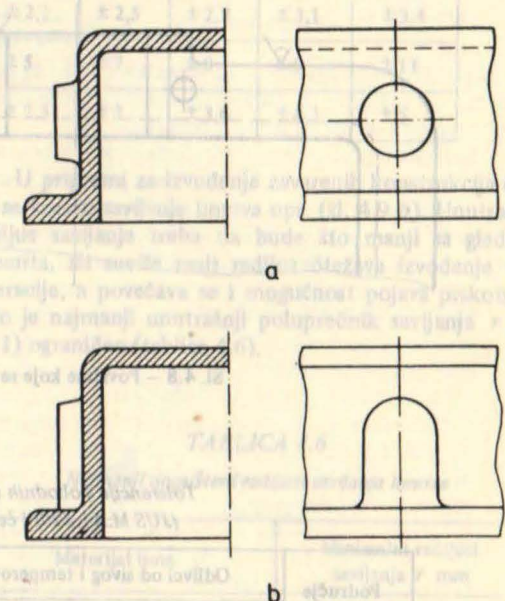
Sl. 4.6 - Livački nagibi

TABLICA 4.3

Preporučeni livački nagibi za livenje u peščanom kalupu

H_0 [mm]	do 25	preko 25 do 50	preko 50 do 100	preko 100 do 200	preko 200 do 500	preko 500
Nagib	1 : 10	1 : 12	1 : 15	1 : 20	1 : 30	1 : 50

Deo prema slici 4.7 b se može slobodno izvlačiti iz peska; nije pogodna varijanta toga dela prema slici 4.7 a, jer ispust smeta vađenju modela, pa zato model mora imati više delova, što je skuplje.



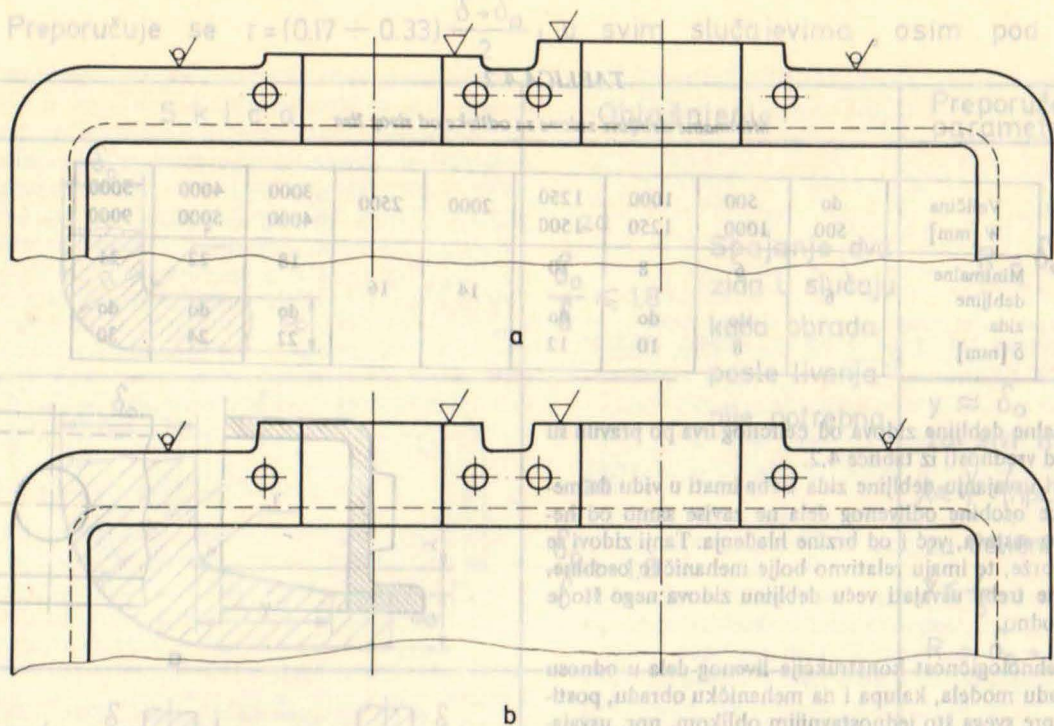
Sl. 4.7 - Ispust na livenom delu: a - nepodno; b - pogodno rešenje

Delovi odlivka koji se obrađuju skidanjem strugotine treba da budu istureni u odnosu na zid koji se obrađuje (sl. 4.8). Ako ima više površina koje se obrađuju, one treba da leže u istoj ravni, radi lakše obrade (sl. 4.8).

Visina izdanka h_0 koja ostaje posle obrade isturenog dela (sl. 4.8) može se usvojiti konstruktivno; preporučuje se $h_0 = 3 \cdot \dots \cdot 8$ mm, pri čemu se veće vrednosti odnose na veće odlivke ili veće dimenzije površina koje se obrađuju; za odlivke gabarita preko 2 m, usvajaju se i veće vrednosti.

Minimalni prečnici otvora u odlivku, koji mogu da se odliju pomoću livačkog jezgra, iznose: za debljine zidova $\delta = 10$ mm, otvor $d \geq \delta$; za $\delta = 20$ do 25 mm, $d \geq d/2$ i za $\delta = 40$ do 50 mm, $d = \delta/3$ /42/.

Konstruktor mora imati u vidu da je tačnost dužinskih mera kod livenih delova relativno mala. U tablici 4.4 su date tolerancije slobodnih mera odlivaka od sivog i temperovanog liva po standardu JUS M.A1.420, kao i čeličnog liva (JUS M.A1.421). Za poluprečnike zaobljenja odlivaka, prema ovim standardima, važe tolerancije „ostalih mera” (tablica 4.4). U tablici 4.5 su date tolerancije slobodnih mera za debljinu zidova odlivaka, po navedenim standardima.



Sl. 4.8 – Površine koje se obrađuju treba da budu izdignute i u istoj ravni

TABLICA 4.4

Tolerancije slobodnih mera odlivaka od sivog i temperovanog liva (JUS M.A1.420) i čeličnog liva (JUS M.A1.421); mere u mm

Područje nazivnih mera iznad do zaključno	Odlivci od sivog i temperovanog liva						Odlivci od čeličnog liva					
	Način kalupljenja											
	ručno			mašinsko			ručno			mašinsko		
	sp. mere	un. mere	ost. mere	sp. mere	un. mere	ost. mere	sp. mere	un. mere	ost. mere	sp. mere	un. mere	ost. mere
18	+2 -1	+1 -2	±1,5	+1,5 -1	+1 -1,5	±1,3	+3 -2	+2 -3	±2,5	+3 -2	+2 -3	±2
18 50	+2 -1,5	+1,5 -2	±2,5	+2 -1	+1 -2	±2	+4 -2	+2 -4	±3,5	+4 -2	+2 -4	±3
50 120	+3 -1,5	+1,5 -3	±3	+2,5 -1	+1 -2,5	±2,5	+5 -3	+3 -5	±4	+4 -3	+3 -4	±3,5
120 250	+3 -2	+2 -3	±3,5	+2,5 -1,5	+1,5 -2,5	±3	+7 -4	+4 -7	±6	+6 -4	+4 -6	±5
250 400	+4 -3	+3 -4	±4,5	+3 -2	+2 -3	±4	+9 -4	+4 -9	±7	+8 -4	+4 -8	±6
400 630	+6 -4	+4 -6	±6	+4 -2,5	+2,5 -4	±5	+10 -5	+5 -10	±8	+9 -5	+5 -9	±7
630 1000	+7 -4	+4 -7	±7	+5 -2,5	+2,5 -5	±6	+12 -6	+6 -12	±10	+11 -6	+6 -11	±9
1000 1600	+10 -6	+6 -10	±8	+6 -4	+4 -6	±7	+16 -8	+8 -16	±13	+14 -7	+7 -14	±12
1600 2500	+12 -8	+8 -12	±10	+8 -5	+5 -8	±8	+18 -9	+9 -18	±15	+14 -7	+7 -14	±14

Napomena uz tablicu 4.4: Oznaka sp. znači spoljne mere, un. unutrašnje, a ost. ostale mere.

TABLICA 4.5

Tolerancije slobodnih mera za debljinu zidova odlivaka od sivog i temperovanog liva (JUS M.A1.420) i čeličnog liva (JUS M.A1.421); mere u mm

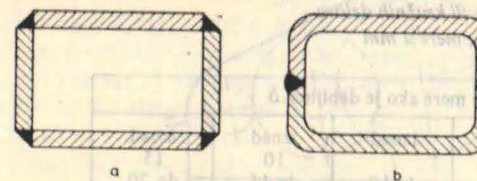
Vrsta liva	Način kalupljenja	Područje nazivnih mera, iznad							
		4	6	10	18	30	50	80	120
		do							
		6	10	18	30	50	80	120	180
sivi, temperovani	ručno	±1,5	±2	±2,5	±3	±3,5	±4	±4,5	±5
	mašinsko	±1,2	±1,5	±1,8	±2,1	±2,5	±2,8	±3,1	±3,4
čelični	ručno	±2	±3	±4	±5	±7	±8	±9	±11
	mašinsko	±1,5	±1,8	±2,1	±2,5	±3	±3,6	±4,3	±5

Opširnija uputstva o konstruisanju livenih delova mogu se naći u literaturi [5], [21], [26], [29], [32], [36], [39], itd.

4.1.2 Osnovi konstruisanja zavarenih elemenata

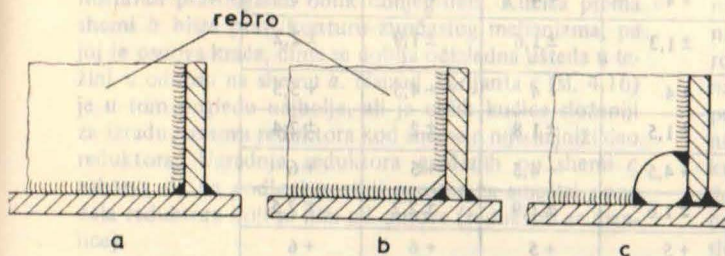
Pre zavarivanja vrši se gruba obrada pojedinih elemenata i priprema ivica za zavarivanje.

Zbog jakog lokalnog zagrevanja materijala i skupljanja pri hlađenju, u zavarenim konstrukcijama se javljaju unutrašnji naponi, deformacije, a ponekad i prskotine. Na smanjivanje ovih štetnih pojava konstruktor može uticati na više načina. Obim zavarivanja treba da bude po mogućnosti što manji. Ponekad se broj varova može smanjiti savijanjem limova (sl. 4.9). Simetričnim rasporedom varova u odnosu na težište elementa smanjuju se unutrašnji naponi i deformacije. Na smanjivanje deformacija i unutrašnjih napona može se uticati i izborom pogodnog reda zavarivanja; u načelu zavarivanje treba da napreduje od centra ka periferiji.



Sl. 4.9 – Smanjivanje obima zavarivanja; varijanta b ima samo dva vara

Treba izbegavati nagomilavanje varova (sl. 4.10 a); zasecanjem rebra (sl. 4.10 b) ovo nagomilavanje je izbegnuto; za jaka dinamička naprezanja u cilju smanjivanja koncentracije napona, preporučuje se rešenje dato na sl. 4.10 c.



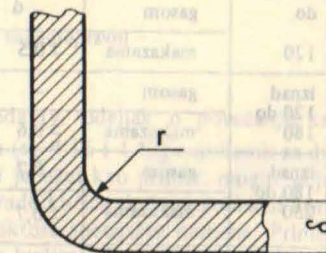
Sl. 4.10 – Nagomilavanje varova je nepovoljno (a); zasecanjem rebra to je izbegnuto (b i c)

U pripremi za izvođenje zavarenih konstrukcija često se koristi savijanje limova npr. (sl. 4.9 b). Unutrašnji radijus savijanja treba da bude što manji sa gledišta gabarita, ali suviše mali radijus otežava izvođenje ove operacije, a povećava se i mogućnost pojava prskotina; zato je najmanji unutrašnji poluprečnik savijanja r (sl. 4.11) ograničen (tablica 4.6).

TABLICA 4.6

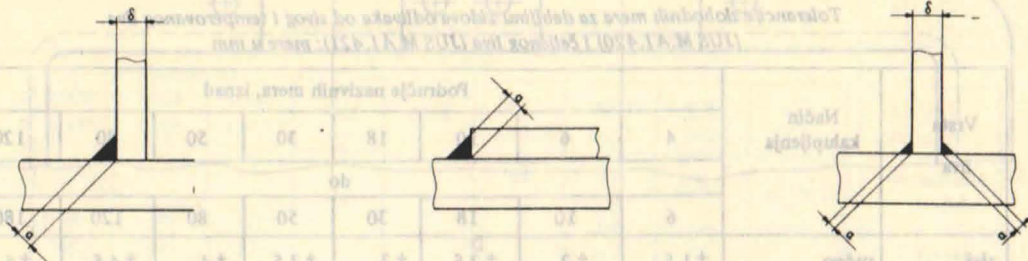
Najmanji dopušteni radijusi savijanja limova

Materijal lima	Minimalni radijusi savijanja r mm
C.0245, Al, Cu	0
C.1330, C.1220, C.0345	0,1 δ
C.0445	0,2 δ
C.0545, C.1430	0,3 δ
C.0645, C.1530	0,5 δ
C.0745, C.1730	0,7 δ



Sl. 4.11 – Skica uz tablicu 4.6

Oblik vara bira se prema vrsti sastavka i debljini limova [30], [34], [39]. Kod ugaonog vara (sl. 4.12, 4.13 i 4.14) debljina vara a se bira u skladu sa proračunom; čest je slučaj da se debljina a bira konstruktivno, u kom se slučaju za jednostrane zavarene sastavke (sl. 4.12 i 4.13) a usvaja najviše 0,7 od debljine tanjeg lima



Sl. 4.12 – Dimenzije ugaonog vara: $a \leq 0,75 \delta$, ili na osnovu proračuna

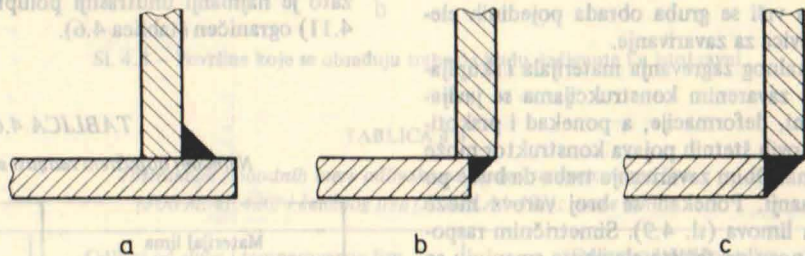
Sl. 4.13 – Dimenzije ugaonog vara na preklapnom sastavku: $a \leq 0,75 \delta$, ili na osnovu proračuna

Sl. 4.14 – preporučene dimenzije dvostranog ugaonog vara: $a \leq 0,35 \delta$, ili na osnovu proračuna

u spoju; za dvostrane zavarene sastavke (sl. 4.14) preporučuje se $a \leq 0,35 \delta$. Nije preporučljivo da se debljina ugaonog vara a usvaja ispod 3 mm [6].

Sečenje limova i delova od pljosnatog čelika za kućice vrši se makazama, ili kiseonikom, pomoću plamena gasnog gorionika. Ovaj drugi postupak posebno je preporučljiv kada su oblici koji se isecaju komplikovaniji, kao i za deblje limove. Tačnost dužinskih mera koja se postiže ovim postupcima srazmerno je mala, te to konstruk-

tor treba da ima u vidu. U vezi sa tim, vertikalni zidovi donjeg dela kućice lakše se izvode prema varijanti a nego prema varijanti b (sl. 4.15), pošto veliki preklap zidova kod varijante a lako kompenzuje greške dužinskih mera i oblika nastale pri sečenju limova. Varijanta c (sl. 4.15) uopšte se ne preporučuje. Ilustracije radi, navode se tolerancije slobodnih mera (tablica 4.13) za pravougaone i kružne delove izrezane iz lima ili pljosnatog čelika (JUS M.A1.451).



Sl. 4.15 – Način spajanja zidova kućice

TABLICA 4.7
Tolerancije slobodnih mera pravougaonih ili kružnih delova izrezanih iz pljosnatog čelika ili lima; mere u mm

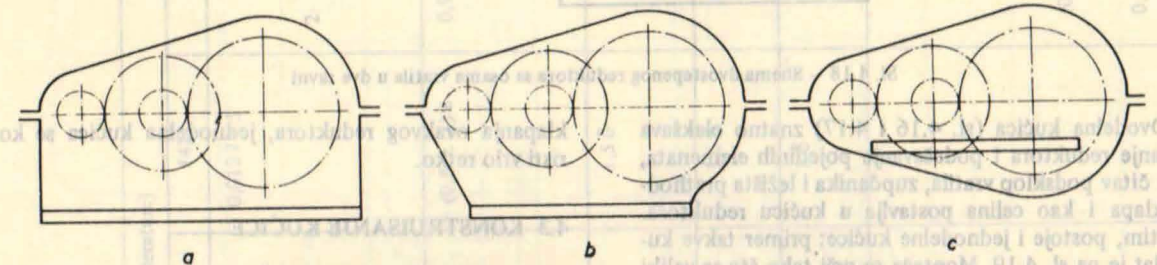
Nazivna mera	Način rezanja	Odstupanje nazivne mere ako je debljina δ					
		1 do ispod 3	3 do ispod 5	5 do 7	iznad 7 do 10	iznad 10 do 15	iznad 15 do 20
do 120	gasom	-	-	+3	+3	+3	+4
	makazama	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,2$	$\pm 1,5$	$\pm 1,8$
iznad 120 do 180	gasom	-	-	+3,5	+3,5	+3,5	+4,5
	makazama	$\pm 0,6$	$\pm 0,9$	$\pm 1,2$	$\pm 1,4$	$\pm 1,6$	± 2
iznad 180 do 250	gasom	-0,7	-1	+4	+4	+4	+5
	makazama	$\pm 0,7$	± 1	$\pm 1,3$	$\pm 1,6$	$\pm 1,9$	$\pm 2,2$
iznad 250 do 400	gasom	-	-	+4	+4	+4,5	+5,5
	makazama	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 1,5$	$\pm 1,8$	± 2	$\pm 2,4$
iznad 400 do 630	gasom	-	-	+4,5	+4,5	+5	+6
	makazama	$\pm 0,9$	$\pm 1,3$	$\pm 1,6$	$\pm 1,9$	$\pm 2,2$	$\pm 2,5$
iznad 630 do 1000	gasom	-	-	+5	+5	+6	+6
	makazama	± 1	$\pm 1,4$	$\pm 1,8$	± 2	$\pm 2,4$	$\pm 2,6$

Ovde su ukratko iznesena važnija pravila za zavarene konstrukcije imajući u vidu kućicu reduktora. Opširnija uputstva se mogu naći u literaturi [6], [26], [29], [34], [39].

4.2 OSNOVNE KONCEPCIJE KONSTRUKCIJE KUĆICE

Opšti oblik i veličina kućice određeni su oblikom,

tom slučaju uzima kao sklopna ravan reduktora (sl. 4.17). Ovakav način gradnje omogućuje da se, pogodnim izborom ugla nagiba sklopne ravni, oba velika zupčanika urone u ulje, što nije uvek moguće kod reduktora čije su ose vratila u horizontalnoj ravni, i da se izabere rastojanje ulaznog vratila od osnove reduktora tako da osnova reduktora i osnova elektromotora leže u istoj ravni. Uz to, gradnja prema shemi 4.17 a daje manju

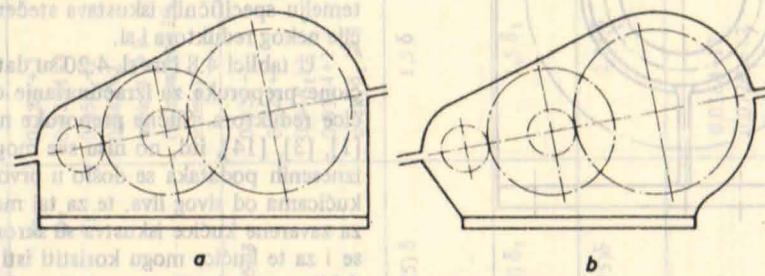


Sl. 4.16 – Shema dvostepenog reduktora sa osama vratila u horizontalnoj ravni, koja je istovremeno sklopna ravan

veličinom i uzajamnim položajem reduktorskog mehanizma, tj. pogonskih elemenata (zupčanika), vratila i ležišta; kontura kućice u osnovi prati navedeni oblik (sl. 4.16). Pošto je kućica obično dvodelna (rede višedelna), mora se obezbediti spajanje delova i to nepropustivim spojem. Spajanje se vrši zavrtanjima, a tačan uzajamni položaj delova kućice obezbeđuje se čivijama za centrisanje.

Reduktori se najčešće grade sa osama vratila u istoj horizontalnoj ravni, koja je istovremeno i sklopna ravan kućice i koja je paralelna ravni osnove reduktora; primeri ovakve gradnje su sheme dvostepenih reduktora na sl.

4.16 a, b i c . težinu kućice u poređenju sa shemom 4.16 a ; gradnja prema 4.17 b daje manju težinu kućice u poređenju sa gradnjom prema shemi 4.16 b , a pogotovo od one prema 4.16 a . I pored navedenih prednosti, kućice se retko grade sa nagnutom ravni osa vratila, jer su takve kućice komplikovanije za izradu, pa su pema tome i skuplje. Najčešće se primenjuju kućice prema shemi 4.16 a i b , pošto su najjednostavnije za izradu. U novije vreme ima tvrđenja [18] da su kućice pravih zidova (sl. 4.16 a) i sa rebri nepovoljne sa gledišta vibracija i šuma; u ovom pogledu kućice ovalnih oblika (sl. 4.16 c) imaju prednost, kao i kućice bez rebra, kod kojih se krutost pos-



Sl. 4.17 – Sheme dvostepenih reduktora sa osama vratila u nagnutoj ravni

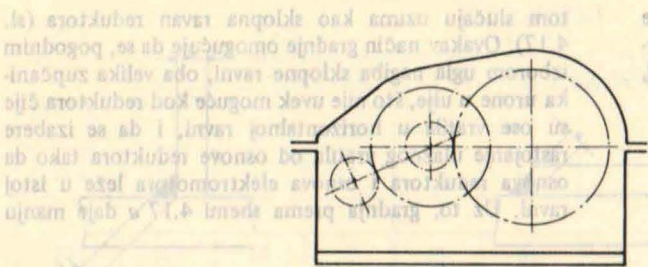
4.16 a, b i c .

Kućica reduktora prema shemi a (sl. 4.16) ima jednostavan pravougaoni oblik donjeg dela. Kućica prema shemi b bliže prati konturu zupčastog mehanizma, pa joj je osnova kraća, čime se dobija očigledna ušteda u težini u odnosu na shemu a . Najzad, varijanta c (sl. 4.16) je u tom pogledu najbolja, ali je oblik kućice složeniji za izradu; osnova reduktora kod sheme c nije najniži deo reduktora. Ugradnja reduktora građenih po shemi c zahteva da na podlozi postoji prostor za smeštaj onog dela reduktora koji je niži od osnove (reduktori za dizalice).

Ose vratila mogu ležati u nagnutoj ravni, koja se u

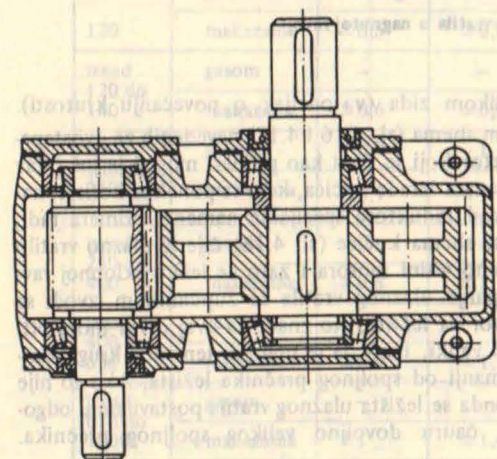
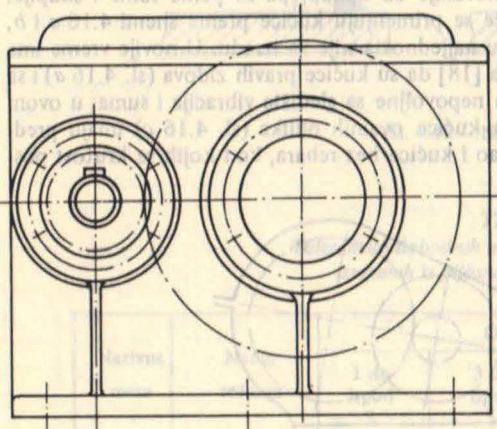
tiže oblikom zida (v. odeljak o povećanju krutosti).

Osim shema (sl. 4.16 i 4.17) navedenih za dvostepeni reduktor koji je uzet kao primer, moguće je još čitav niz varijanata izrade kućica, koje se ponekad koriste, naročito kod reduktora specijalne namene. Primera radi, navodi se shema kućice (sl. 4.18) čije je ulazno vratilo prilagođeno visini motora i zato ne leži u sklopnoj ravni. Sklapanje ulaznog vratila sa zupčanikom izvodi se kroz otvor za ležište, što znači da ovaj otvor mora biti dovoljno veliki, tako da je prečnik temenog kruga zupčanika manji od spoljnog prečnika ležišta. Ako to nije slučaj, onda se ležišta ulaznog vratila postavljaju u odgovarajuću čauru dovoljno velikog spoljnog prečnika.



Sl. 4.18 – Shema dvostepenog reduktora sa osama vratila u dve ravni

Dvodielna kućica (sl. 4.16 i 4.17) znatno olakšava sklanjanje reduktora i podešavanje pojedinih elemenata, jer se čitav podsklop vratila, zupčanika i ležišta prethodno sklada i kao celina postavlja u kućicu reduktora. Međutim, postoje i jednodelne kućice; primer takve kućice dat je na sl. 4.19. Montaža se vrši tako što se veliki zupčanik stavlja u kućicu, zatim se ulazno vratilo uvlači kroz otvor za ležište i provlači kroz glavčinu zupčanika. U ovakvim uslovima ne može se primeniti čvrst sklop za vezu zupčanika i vratila, već prelazni. Ako je manji zupčanik izrađen izjedna sa vratilom prečnik njegovog temenog kruga mora biti manji od prečnika otvora za ležište. Zbog mnogo težeg sklanjanja, podešavanja i ras-



Sl. 4.19 – Primer kućice bez sklopne ravni

klapanja ovakvog reduktora, jednodelna kućica se koristi vrlo retko.

4.3 KONSTRUISANJE KUĆICE

Kao što je već rečeno, kućica se projektuje na osnovu mnogobrojnih zahteva u pogledu funkcije, lakše izrade i ekonomičnosti. Polazna osnova za projektovanje je opterećenje koje kućica prima preko ležišta reduktora, kao i dimenzije i oblik mehanizma. Proračun čvrstoće i krutosti kućice veoma je otežan, najviše zbog njenog složenog oblika. Za sada ne postoji pogodan inženjerski proračun koji bi poslužio za izbor pojedinih veličina kućice; primenjuju se samo izvesne, dosta uprošćene provere pojedinih veličina. Otuda se za izbor dimenzija kućice kao osnova koriste iskustveni podaci, pri čemu se iskustva iz pojedinih oblasti mašinstva dosta razlikuju. Zbog toga će ovde biti navedene samo opšte preporuke koje treba shvatiti kao korisnu orijentaciju; od navedenih preporuka se može odstupati, prema konkretnim okolnostima. Pomenuta odstupanja mogu se vršiti npr. na temelju ispitivanja određene konstrukcije (prototipa), na temelju specifičnih iskustava stečenih tokom eksploatacije nekog reduktora i sl.

U tablici 4.8 i na sl. 4.20 su date pomenute orijentacione preporuke za izračunavanje osnovnih veličina kućice reduktora. Slične preporuke nalaze se i u literaturi [1], [3], [14], itd, no nisu sve mogle biti navedene. Do iznesenih podataka se došlo u prvom redu iskustvima o kućicama od sivog liva, te za taj materijal podaci i važe; za zavarene kućice iskustva su skromnija, pa se uzima da se i za te kućice mogu koristiti isti ovi podaci, ali da se debljina zida kućice umanjuje za 30 do 40% (kod nekih autora za 20 do 30%).

Razni autori daju različite preporuke za izračunavanje jednog te istog elementa reduktorske kućice, što je posledica iskustvenog porekla preporuka. Pri projektovanju je korisno da se određena veličina proračuna po više preporuka, a da se dobijene ekstremne vrednosti shvate kao granice u kojima tražena veličina treba da leži.

Debljina zida donjeg dela kućice (δ) je jedna od najvažnijih veličina; niz drugih veličina daje se u zavisnosti od δ (v. tablicu 4.8). Većina autora preporučuje da se ova veličina proračuna u zavisnosti od međuosnog rastojanja. Kod višestepenih reduktora to je međuosno rastojanje najspornijeg para zupčanika. Kod jednostepenih reduktora sa osama vratila koje se seku, umesto međuosnog rastojanja uzima se konično rastojanje R_t (v. poglavlje 1).

TABLICA 4.8

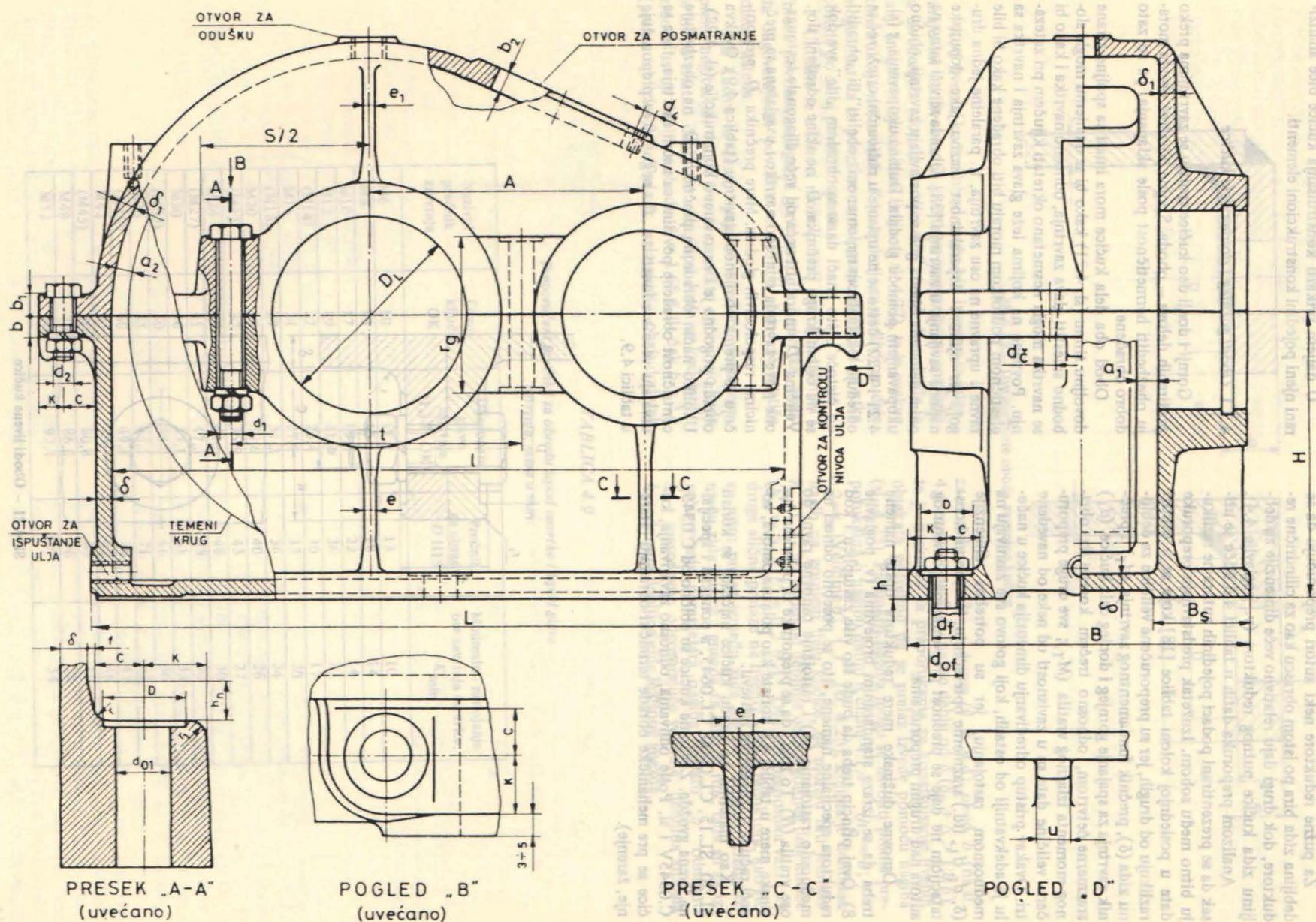
Preporučene dimenzije kućica od sivog liva, po raznim autorima; sve mere u mm, a za M_T u N.m

Ozna-ka	Naziv veličine	[12]	[16]	[27]	[35]	[41]	[18]
δ	Debljina zida donjeg dela kućice	Je. 0,025A+1 Dv. 0,025A+3 Tr. 0,025A+5 $\delta \geq 8$	Je.c. 0,25A+1 Dv. 0,025A+3 Je.k. 0,05R _t +1 Je.p. 0,04A+2 uvek, $\delta \geq 8$ (za zavarene 20...30% manje)	Je. 0,025A+1 ≥ 7 Dv. 0,025A+3 ≥ 8 Tr. 0,025A+5	0,03A+5 (za zavarene 30...40% manje)	0,012I+5	$2 \cdot \sqrt{\frac{M_T}{10}}$ uvek ≥ 6 0,9 $\delta \geq 6$
δ_1	Debljina zida gornjeg dela kućice	(0,8 ... 0,85) δ	Je.c. 0,02A+1 Dv. 0,02A+3 Je.K. 0,04R _t +1 Je.p. 0,032A+2 uvek, $\delta_1 \geq 8$	Je. 0,02A+1 ≥ 7 Dv. 0,02A+3 ≥ 8 0,02A+5	0,8 δ	(0,8 ... 1) δ	1,5 d_1 1,3 d_1
b	Debljina oboda na donjem delu kućice	(1,5 ... 1,75) δ	1,5 δ	1,5 δ	1,5 δ	1,5 δ	1,5 d_f
b_1	Debljina oboda gornjeg dela kućice	(1,5 ... 1,75) δ_1	1,5 δ_1	1,5 δ_1	1,5 δ_1	1,5 δ	1,3 d_1
h	Debljina stopala	(2,25 ... 2,75) δ	2,35 δ	2,35 δ	2 δ	2 δ	1,5 d_f
d_f	Prečnici zavrtnja: fundamentalnog	(1,5 ... 2) δ	0,036A+12 0,072R _t +12 c. k.				$\sqrt[3]{4 M_T} \geq 12$ $\sqrt[3]{2 M_T} \geq 10$ (0,7 ... 1) d_1
d_1	na ležnim gnezdim	0,75 d_f	0,75 d_f	0,75 d_f			
d_2	na obodu	0,5 d_f	(0,5 ... 0,6) d_f				0,5 $d_1 \geq 8$
d_3	na poklopcima za ležišta						0,5 $d_1 \geq 8$
d_4	na poklopcu za posmatranje		0,35 d_f				

Nastavak tablice 4.8

e	Debljina rebra: na donjem delu kućice	$(0,8 \dots 1) \delta$	$0,85 \delta$	$(0,8 \dots 1) \delta$		δ
e_1	na gornjem delu kućice	$(0,8 \dots 0,85) \delta_1$	$0,85 \delta_1$			δ_1
$d_{\check{z}}$	Prečnik čivije		δ			
u	Debljina kuke za podizanje		$(1,8 \dots 2,5) \delta_1$			$2,5 \delta_1$
n	Broj fundamentalnih zavrtnja	$\frac{L+B}{200 \dots 300}$	$\frac{L+B}{200 \dots 300}$			
δ_2	Debljina poklopca za posmatranje					$1,5 \delta_1$
a_2	v. sl. 4.20	$\geq 1,2 \delta$	$(1,1 \dots 1,2) \delta$	$1,1 \delta$		
a_1	v. sl. 4.20	$\geq 1,2 \delta$	$(1,1 \dots 1,2) \delta$		$10 \dots 50$	≥ 10
r_g	v. sl. 4.20				$(1,5 \dots 1,8) D_L$	
s	v. sl. 4.20				$(2,2 \dots 2,5) D_L$	
t	v. sl. 4.20				$\frac{s + D_L}{1,9}$	$D_L + (2 \dots 2,4) d_1$

Skracenicice u tablici: Je. – jednostepeni, Dv. – dvostepeni, Tr. – trostepeni reduktor; c. – cilindrični, k. – konični, p. – pužni reduktor. Oznake: R_t – konično rastojanje; M_T – obrtni moment na izlaznom vratilu; ostale oznake na sl. 4.20



Sl. 4.20 Kućica jednostepenog reduktora

Za pužne reduktore neki autori preporučuju da se debljina zida bira po istom obrascu kao za cilindrične reduktore, dok drugi daju relativno veće dimenzije za debljinu zida kućice pužnog reduktora (v. poglavlje 4.4).

Analizom preporuka datih u tablici 4.8 stiče se utisak da se prezentirani podaci pojedinih autora ne razlikuju bitno među sobom. Izuzetak predstavljaju preporuke date u poslednjoj koloni tablice [18] koje se u osnovi razlikuju od drugih, jer su preporučene veličine za debljinu zida (δ), prečnik fundamentnog zavrtnja (d_f) i prečnik zavrtnja za spajanje gornjeg i donjeg dela kućice (d_1) srazmerne četvrtom, odnosno trećem korenu iz obrtnog momenta izlaznog vratila (M_T); sve druge preporučene veličine date su u zavisnosti od neke od navedene tri. Ovakav pristup određivanju dimenzija kućice u načelu je adekvatniji od ostalih, koji gotovo sve zasnivaju na međuosnom rastojanju, jer su potrebne dimenzije (δ , d_f , d_1 , itd.) srazmerne opterećenju. Izrečenom konstatacijom ne daje se prednost preporukama pomenutog autora nad drugim preporukama.

Osnovne dužinske mere reduktora opšte namene treba da se izraze standardnim brojevima (v. poglavlje 8). Ovaj princip treba da bude što više zastupljen i kod reduktora specijalne namene, što se posebno odnosi na međuosno rastojanje (A) i rastojanje osnovne ravni do ose vratila (H). To znači da se preporuke za pojedine dužinske mere u tablici 4.8 koriste kao polazna osnova, vodeći računa o iznesenom zahtevu.

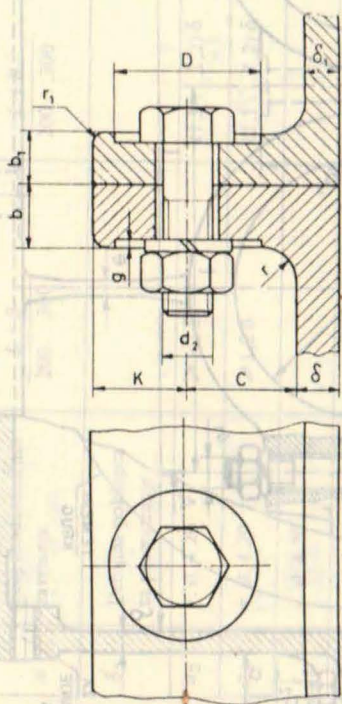
Kao materijal za izradu kućice najčešće se koristi SL.20, SL.15, ČL.0600, ČL.0645, a ponekad i specijalna livena gvožđa. Zavarene kućice su obično od Č.0345, Č.0345V i sl. Posle odlivanja, odnosno zavarivanja, kućice se pre mehaničke obrade termički obrađuju (starenje, žarenje).

U daljem prikazu konstruisanja kućice biće analizirani njeni pojedini konstrukcioni elementi.

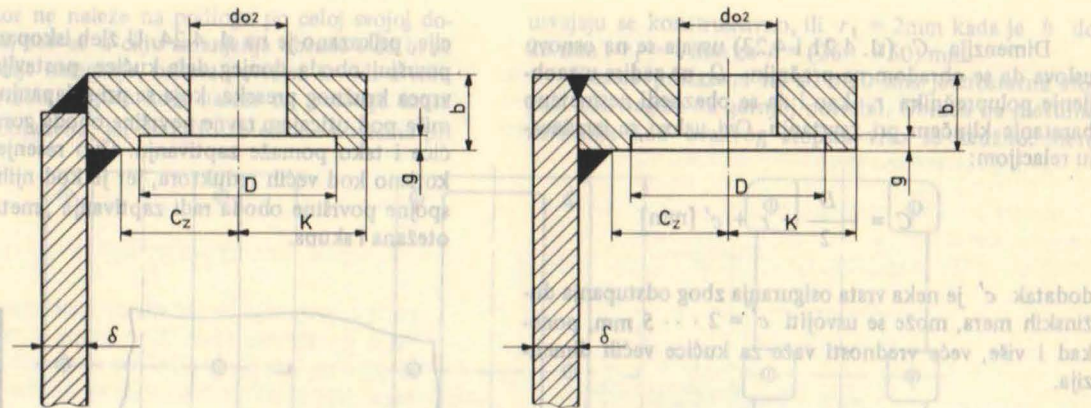
4.3.1 Obodi gornjeg i donjeg dela kućice

Gornji i donji deo kućice spajaju se zavrtnjima preko proširenih delova – oboda. Spojne površine oboda moraju obezbediti hermetičnost posle sklapanja, pa su zato dobro obrađene.

Obod oba dela kućice mora imati sa spoljne strane dovoljnu širinu (sl. 4.21) kako bi se na njemu mogla slobodno smestiti glava zavrtnja, odnosno navrtka i kako bi se navrtka mogla nesmetano okretati ključem pri zatezanju. Površine na kojima leže glava zavrtnja i navrtka sa elastičnom podloškom moraju biti obrađene kako bi bile ravne i upravne na osu zavrtnja, tj. paralelne jedna drugoj, jer njihova neparalelnost izaziva jake dopunske napone savijanja u zavrtnju [38]. Obrada se vrši samo na onim delovima oboda gde se postavljaju zavrtnji, obično ukopavanjem pomoću glodala. Dubina ukopavanja g (sl. 4.21 i 4.22) često se ne upisuje u radionični crtež, već se određuje tekstualnom napomenom „obeliti“ ili „obraditi do čistoće“, što znači da se sa obradom „ide“ sve dok se na celom krugu prečnika D ne skine određeni sloj. Veličina D mora biti veća od veće dijagonale šestougone glave zavrtnja odnosno navrtke i usaglašena sa prečnicima raspoloživih glodala. Mere prečnika D preporučuju se prema usvojenom zavrtnju (tablica 4.9). Ovakva obrada pogodna je i za zavarene konstrukcije (sl. 4.22). Ukoliko način obrade na prečniku D ne obezbeđuje centričnost obrađene površine sa osom zavrtnja, tada se usvajaju veće vrednosti za D nego što se preporučuje u tablici 4.9.



Sl. 4.21 – Obodi livene kućice



Sl. 4.22 – Dve varijante oboda zavarene kućice

Kod livenih kućica obod može biti izveden sa odgovarajućim nadlvcima na mestima zavrtnja po analogiji sa izvođenjem stopala na slici 4.27; ostali deo oboda je tanji (nagnuta isprekidana linija na sl. 4.27), te je ovakva konstrukcija nešto lakša. Konstrukcija sa nadlvcima daje mogućnost da se površine za naleganje zavrtnja i navrtke obrade po celoj površini ispusta.

Ukoliko se u livnici može postići dovoljna tačnost i finoća površina naleganja glave zavrtnja i navrtke, obrada odgovarajućih površina se ne vrši, čime se postiže znatna ušteda.

Zid kućice se često spaja sa obodom postepeno, preko nagiba (sl. 4.23). Ovo je naročito opravdano kada je obod znatno deblji od zida, npr. kada se kod tanjih zidova usvoji debljina oboda $b = 1,65 \delta$ ili čak $b = 2 \delta$ (prema tablici 4.20). Tada je, uzimajući u obzir dodatak

za obradu $\Delta = 3 \dots 4$ mm (v. sl. 4.4), obod b (na sl. 4.4 označen sa δ_0) znatno deblji od δ ($\delta_0 + \Delta > 1,8 \delta$), te je u skladu sa preporukama za konstruisanje livenih objekata potrebno da se prelaz izvede pomoću nagiba (sl. 4.23). Parametri nagiba mogu se usvojiti prema preporukama o nagibu datim u članu 4.1.4 ($h_n \approx b$; $f = 0,2 h_n$). Veličine h'_n i f' (sl. 4.23), kojima je definisan nagib na gornjem delu kućice, ne moraju biti jednake h_n i f , jer zavise od debljine oboda gornjeg dela kućice ($h'_n \approx b_1$; $f' = 0,2 h'_n$). Ova ista preporuka važi i za druge slične prelaze na livejnoj kućici reduktora, kao što su npr.: prelaz između zida kućice i stopala, prelaz između zida kućice i gnezda za ležišta, itd.; tada su za izračunavanje parametara nagiba umesto b odnosno b_1 merodavne odgovarajuće veličine: debljina stopala h , odnosno debljina zida ležišnog gnezda.

TABLICA 4.9

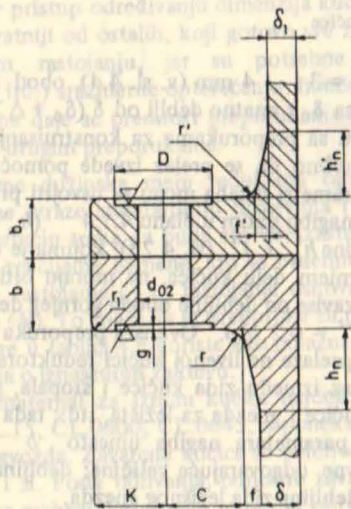
Preporučeni prečnici za obradu ispod navrtke i ispod glave zavrtnja; mere u mm

Nazivni prečnik zavrtnja	Otvor ključa OK	Dijagonala glave zavrtnja (1,15 · OK)	Prečnik za obradu D H15	Minimalno rastojanje ose zavrtnja od ivice, K_{min}
M6	10	11,5	13	10
M8	13	15	18	14
M10	17	19,6	22	14
M12	19	21,9	26	17
(M14)	22	25,4	30	17
M16	24	27,7	33	20
(M18)	27	31,2	36	24
M20	30	34,6	40	26
(M22)	32	36,9	43	27
M24	36	41,6	48	30
(M27)	41	47,3	53	30
M30	46	53,1	61	33
(M33)	50	57,7	66	36
M36	55	63,5	71	39
(M39)	60	69,3	76	43
M42	65	75	82	46
(M45)	70	80,8	89	49
M48	75	86,6	98	52
M52	80	92,4	107	54

Dimenzija C (sl. 4.21 i 4.23) usvaja se na osnovu uslova da se obradom na prečniku D ne zadire u zaobljenje poluprečnika r , kao i da se obezbedi nesmetano baratanje ključem pri zavrtanju. Ovi uslovi se izražavaju relacijom:

$$C = \frac{D}{2} + r + c' \text{ [mm]}$$

dodatak c' je neka vrsta osiguranja zbog odstupanja dužinskih mera, može se usvojiti $c' = 2 \dots 5$ mm, ponekad i više, veće vrednosti važe za kućice većih dimenzija.



Sl. 4.23 – Obod livene kućice, sa nagibom

Kod zavarene kućice (sl. 4.22), biće po analogiji:

$$C_z = \frac{D}{2} + c' \text{ [mm]}$$

Poluprečnik zaobljenja r (sl. 4.21 i sl. 4.23) usvaja se na osnovu prosečne debljine kućice i oboda, u skladu sa preporukom (v. sl. 4.3):

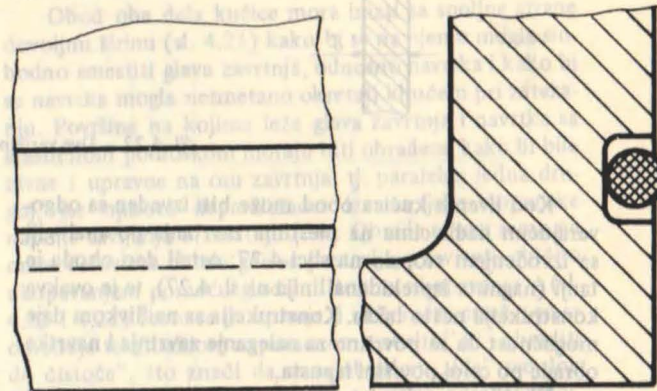
$$r = (0,25 \dots 0,3) \frac{b + \delta}{2} \text{ [mm]}$$

odgovarajuće zaobljenje na gornjem delu kućice r (sl. 4.23) usvaja se po istoj formuli, s tim što se uzimaju u račun b_1 i δ_1 . Poluprečnik zaobljenja r_1 usvaja se konstruktivno (preporuke su date u članu 4.1.1).

Odstojanje ose zavrtnja od ivice oboda (K) se može usvojiti i za livene i za zavarene kućice iz tablice 4.9, u zavisnosti od prečnika usvojenog zavrtnja; navedene vrednosti treba shvatiti kao minimalne dopuštene.

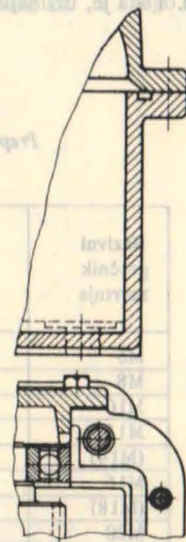
Hermetičnost na spojnoj površini oboda mora se obezbediti bez zaptivača, jer bi on svojom neodređenom debljinom (zbog deformisanja pri zatezanju zavrtnja) kvario oblik i tolerancije otvora za ležišta. Dozvoljeno je samo da se pre sklapanja spojne površine premažu pogodnim zaptivnim sredstvom. Duhovito rešenje u kome se ipak koristi zaptivač, koji ne kviri pomenute toleran-

cije, prikazano je na sl. 4.24. U žleb iskopan na spojnoj površini oboda donjeg dela kućice, postavlja se gumena vrpca kružnog preseka, koja se pri sklapanju malo deformiše pod uticajem ravne površine oboda gornjeg dela kućice i tako pomaže zaptivanju. Ovo rešenje je naročito korisno kod većih reduktora, jer je kod njih fina obrada spojne površine oboda radi zaptivanja „metal na metal“ otežana i skupa.



Sl. 4.24 – Zaptivač na obodu kućice

Na sl. 4.25 je prikazan primer oboda sa kanalima za sprovođenje ulja u ležišta. Ulje koje rasprskavaju zupčani dospeva u kanale slivajući se sa zidova kućice.

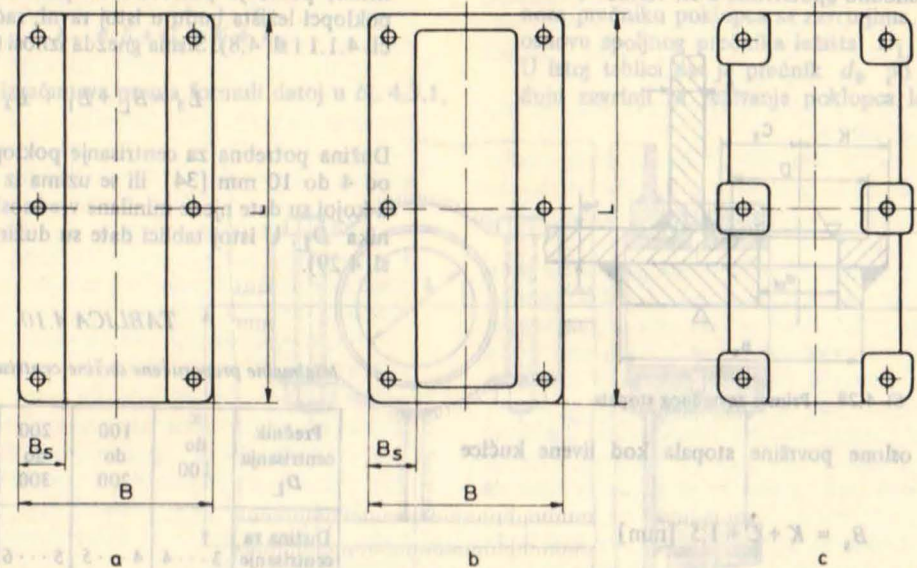


Sl. 4.25 – Reduktor čiji obod ima žleb za podmazivanje ležišta

4.3.2 Stopala za pričvršćivanje reduktora za podlogu

Pomoću stopala (sl. 4.1) reduktor se oslanja na podlogu i za nju pričvršćuje zavrtnjima. Podloga može biti posebno metalno postolje, betonski temelj sa ugrađenim metalnim osloncima za stopala, šasija mašine na kojoj se reduktor koristi, čelična konstrukcija, itd.

Reduktor ne naleže na podlogu po celoj svojoj donjoj površini, već se u cilju smanjenja obrade i da bi se postiglo tačnije naleganje, oslonca površina izvodi u vidu stopala. Površina stopala koja naleže na podlogu mora biti dobro obrađena, jer služi i kao oslonca površina pri



Sl. 4.26 – Sheme oslonih površina

obradi većine ostalih obradenih površina kućice. Na sl. 4.26 shematski su prikazani uobičajeni izgledi oslonca površine kućice. Kod livenih konstrukcija izvedenih prema shemi *a* (sl. 4.26) obično se B_s kreće u granicama $(4,5 \dots 7,5) \delta$, dok je odnos $B_s : B = 0,12 \dots 0,35$ i smanjuje se sa porastom dimenzija kućice.

Debljina stopala h usvaja se iz tablice 4.8.

Prečnik (d_f) i broj (n) fundamentalnih zavrtnja usvajaju se prema preporukama u tablici 4.8 i uputstvima u članu 4.3.6.

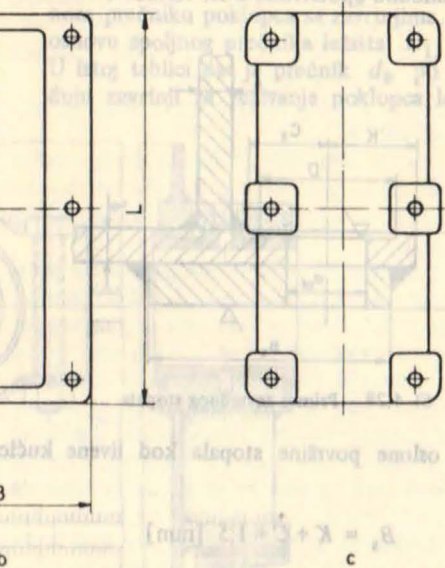
Na slici 4.27 prikazano je stopalo livene kućice. Njegova gornja površina je izvedena sa nagibom, čime se postiže smanjenje mase kućice. Na mestima zavrtnja izvedena su nadvišenja, tako da je na tim mestima gornja površina stopala paralelna oslonoj površini. Oko otvora za zavrtnje gornja površina se obrađuje radi pravilnog naleganja navrtke odnosno glave zavrtnja, najčešće kružno kao na sl. 4.27, ili po čitavoj gornjoj površini nadlivka. Izbor prečnika D vrši se prema tablici 4.9. Ukoliko način obrade ne obezbeđuje centričnost ove površine i otvora za zavrtnj, treba usvojiti veći prečnik D nego što je preporučeno u tablici 4.9. Stopalo je po obliku u mnogome slično obodu kućice te se neke njegove mere usvajaju u duhu objašnjenja datih za obode (čl. 4.3.1). Rastojanje ose zavrtnja do ivice stopala (K) usvaja se iz tablice 4.9. Poluprečnik zaobljenja r (sl. 4.27) usvaja se prema preporuci:

$$r = (0,25 \dots 0,3) \frac{h + \delta}{2} \text{ [mm]}$$

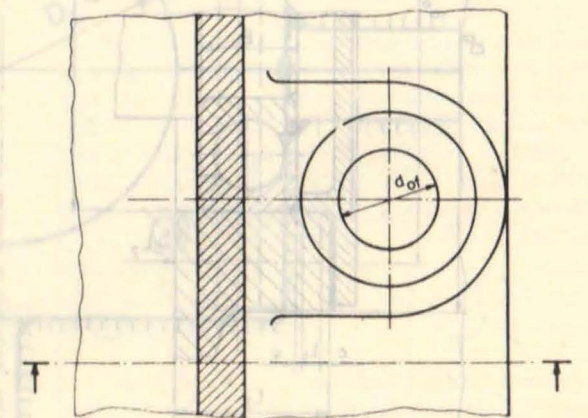
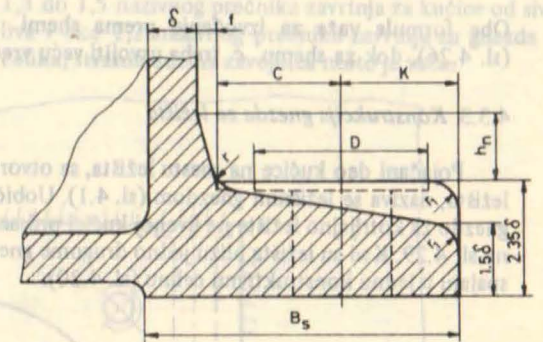
Prelaz od zida kućice na stopalo izvodi se sa nagibom. Parametri nagiba biraju se prema preporuci $h_n \approx h$; $f = 0,2 h_n$. Rastojanje C (v. sl. 4.27) izračunava se prema formuli datoj u čl. 4.3.1. Poluprečnici zaobljenja r_1

usvajaju se konstruktivno, ili $r_1 = 2$ mm kada je h do 25 mm i $r_1 = 4$ mm za $h = (26 \dots 50)$ mm.

Kućica prikazana na sl. 4.20 ima jednostavna stopala bez nagiba na gornjoj površini. Obrada na mestima zavrtnja kod ovakvog stopala vrši se kružno. Mere

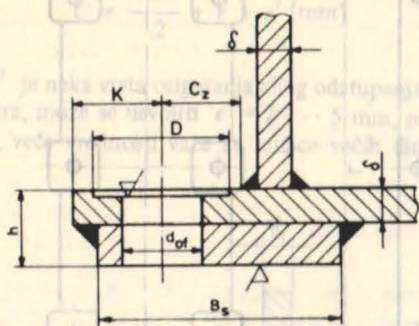


ovakvog stopala (D, r, K, h_n, f, C, r_1) biraju se kao kod stopala na sl. 4.27.



Sl. 4.27 – Stopalo livene kućice sa nadvišenjem na mestu zavrtnja

Primer stopala na zavarenoj kućici dat je na sl. 4.28. Dimenzije se biraju slično kao kod livenog stopala: h i d_f iz tablice 4.8, D i K iz tablice 4.9, a C_z se izračunava prema formuli datoj u čl. 4.3.1. Dimenzije varova biraju se shodno uputstvima u čl. 4.1.2.



Sl. 4.28 – Primer zavarenog stopala

Širina oslone površine stopala kod livene kućice iznosi:

$$B_s = K + C + 1,5 \text{ [mm]}$$

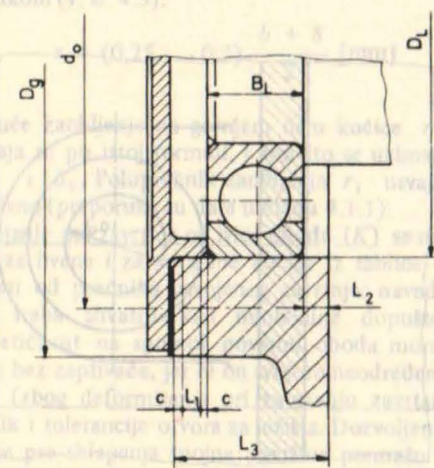
ili nešto više od ove vrednosti. Kod zavarene kućice B_s se usvaja konstruktivno; kao orijentacija može se usvojiti:

$$B_s = K + C_z + 1,5 \text{ [mm]}$$

Obe formule važe za izvođenje prema shemi a i b (sl. 4.26), dok za shemu c treba usvojiti veću vrednost.

4.3.3 Konstrukcija gnezda za ležišta

Pojačani deo kućice na mestu ležišta, sa otvorom za ležišta, naziva se ležišnim gnezdom (sl. 4.1). Uobičajeno gnezdo za kotrljajno ležište na livenoj kućici prikazano je na sl. 4.29. Kad su ležišta blizu jedno drugome gnezda se spajaju u jednu konstruktivnu celinu (sl. 4.20).



Sl. 4.29 – Gnezdo za kotrljajno ležište

Dimenzije gnezda zavise od dimenzija usvojenog ležišta. U načelu, najveću širinu imaju ležišta izlaznog vratila reduktora, te je zato njihova širina merodavna za izbor širine gnezda. Sva druga gnezda imaju istu ovoliku širinu, pošto je potrebno da površine na koje naležu poklopci ležišta budu u istoj ravni, radi lakše obrade (v. čl. 4.1.1 i sl. 4.8). Širina gnezda iznosi (sl. 4.29):

$$L_3 = B_L + L_1 + L_2 + 2c$$

Dužina potrebna za centrisanje poklopca L_1 usvaja se od 4 do 10 mm [34] ili se uzima iz tablice 4.10 [23], u kojoj su date njene minimalne vrednosti zavisno od prečnika D_L . U istoj tablici date su dužine zakošenja c (v. sl. 4.29).

TABLICA 4.10

Minimalne preporučene dužine centrisanja; mere u mm

Prečnik centrisanja D_L	do 100	100 do 200	200 do 300	300 do 500	preko 500
Dužina za centrisanje L_1	3...4	4...5	5...6	6...7	7...8
Zakošenje $c/45^\circ$	0,5/45°	0,8/45°	1/45°	1,5/45°	2/45°

Rastojanje čeonu površine ležišta od unutrašnje površine zida kućice L_2 treba da je najmanje 5 mm [13]; ponekad se usvajaju i manje vrednosti od 5 mm, jer se smanjenjem L_2 smanjuje raspon između ležišta, a time i momenti savijanja na vratilu. Ležišta koje se podmazuju mašću moraju biti zaptivena i prema unutrašnjosti kućice; tada L_2 mora biti veće i zavisi od vrste upotrebljenog zaptivača.

Širina gnezda L_3 određuje se na opisani način kada se ležište zatvara poklopcem sa zavrtnjima (sl. 4.29); ukoliko je primenjen ukopani poklopac širina gnezda se određuje na istom principu, uzimajući u obzir mere takvog poklopca (v. poglavlje 3).

Veličina L_3 zavisi i od mogućnosti smeštanja zavrtnja prečnika d_1 koji je postavljen uz ležište i služi za vezivanje gornjeg i donjeg dela kućice (sl. 4.20). Imajući u vidu presek $A-A$ i pogled B (sl. 4.20) širina gnezda po navedenom kriterijumu iznosi:

$$L_3 = \delta + f + C + K + (3 \dots 5) \text{ [mm]}$$

K se usvaja iz tablice 4.9, C na osnovu formule iz čl. 4.3.1, f je parametar odgovarajućeg nagiba, a δ debljina zida kućice. Parametri nagiba kojim se postepeno prelazi sa zida kućice na gnezdo, iznose:

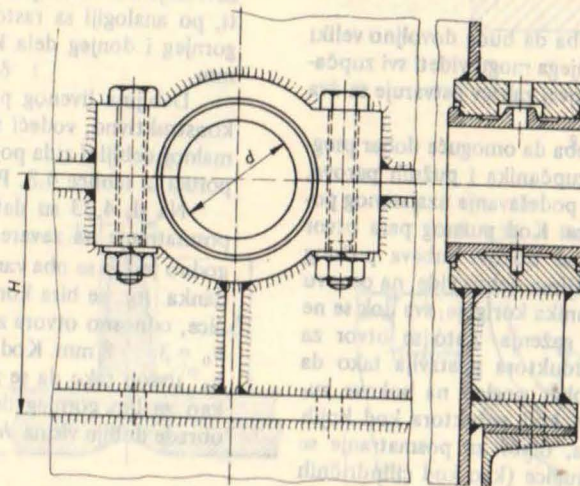
$$h_n \approx \frac{D_g - D_L}{2} \quad \text{i} \quad f = 0,2 h_n$$

gde je D_g spoljni prečnik ležišnog gnezda (sl. 4.29). Analiza potrebne širine L_3 treba da se izvrši po oba pomenuta kriterijuma i da se usvoji veća od dobijenih vrednosti.

Sve što je do sada izneto o veličini L_3 važi i kod zavarenih konstrukcija, s tim što se pri dimenzionisanju prostora za smeštanje zavrtnja (prečnika d_1) uzimaju u obzir specifičnosti zavarene konstrukcije, što znači da poslednja formula dobija oblik:

$$L_3 = \delta + C_z + K + k_0$$

gde se C_z izračunava prema formuli datoj u čl. 4.3.1,



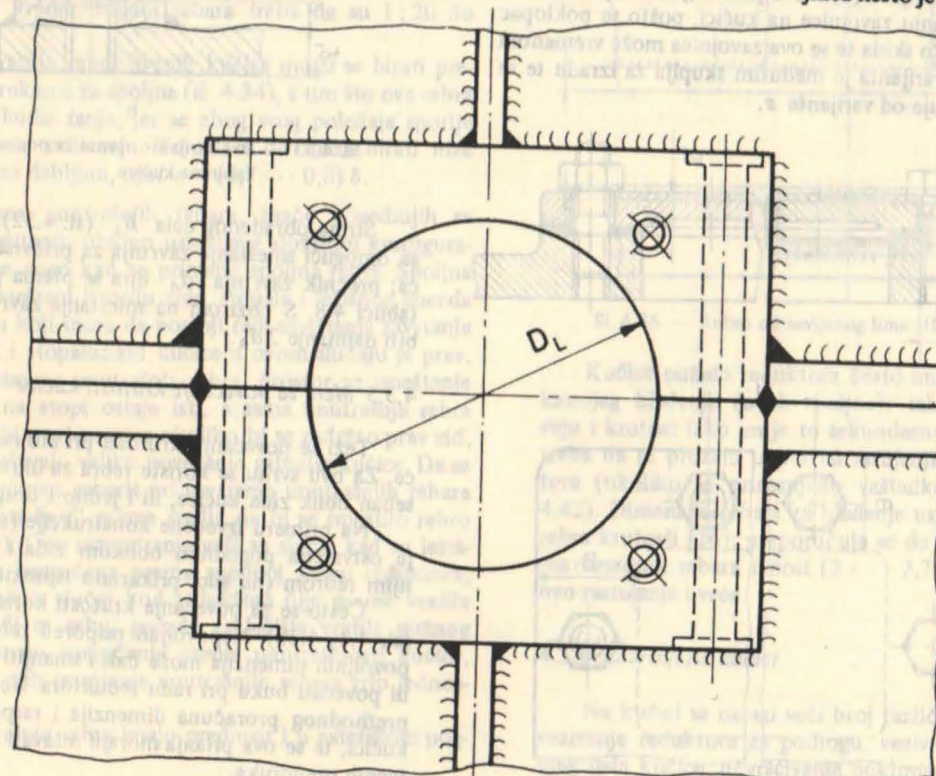
Sl. 4.30 – Detalj zavarenog kućišta za ležište s bronzanom čaurom

a K usvaja iz tablice 4.9 prema prečniku usvojenog zavrtnja d_1 . Kateta odgovarajućeg vara kojim su spojeni zid kućice i gnezdo, obeležena je sa k_0 i iznosi $0,7 \cdot a$, gde je a debljina vara.

Ležišna gnezda zavarenih kućica obično se isecaju

iz debelih valjanih ploča (sl. 4.30) ili se izlivaju od čeličnog liva, a zatim zavaruju za zid. U slučaju isecanja iz ploča često se pribegava jednostavnijem obliku (sl. 4.31).

Spoljni prečnik gnezda D_g (sl. 4.29) jednak je spoljnom prečniku poklopca sa zavrtnjima, a ovaj se bira na osnovu spoljnog prečnika ležišta D_L (v. tablicu 3.8). U istoj tablici dat je prečnik d_0 po kome se raspoređuju zavrtnji za vezivanje poklopca ležišta za kućicu,



4.31 – Primer ležišnog gnezda zavarene konstrukcije

4.3.4 Otvori za posmatranje

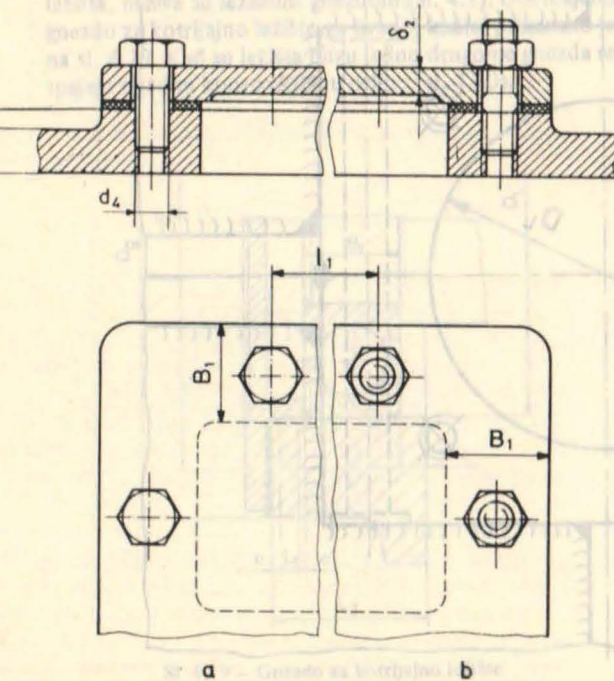
Ovi otvori služe za kontrolu spreznja zupčanika, za pregled stanja zupčanika u toku eksploatacije i za sipanje ulja u reduktor. Poklopac ređe ima na sebi element od providnog materijala (pleksiglas i sl.); u tom slučaju se posmatranje vrši bez skidanja poklopca. Ovakav poklopac je međutim podložan oštećenju, te se poklopci mnogo češće izrađuju od lima ili su liveni.

Otvor i odgovarajući poklopac mogu biti kružnog ili pravougaonog oblika.

Otvor za posmatranje treba da bude dovoljno veliki i postavljen tako da se kroz njega mogu videti svi zupčanici u reduktoru; ponekad se ovaj zahtev ostvaruje sa dva otvora za posmatranje.

Otvori za posmatranje treba da omoguće dobar pregled traga gaženja konusnih zupčanika i pužnih parova, pošto se u toku montaže vrši podešavanje uzajamnog položaja ovih parova zupčanika. Kod pužnog para otvor se mora tako postaviti da se bokovi zubava pužnog zupčanika i trag gaženja na njima dobro vide, na osnovu čega se položaj pužnog zupčanika koriguje, sve dok se ne dobije zadovoljavajući trag gaženja. Zato se otvor za posmatranje kod pužnog reduktora postavlja tako da pužni zavrtnj ne ometa dobar pogled na bokove zubava pužnog zupčanika; npr. kod reduktora kod kojih je puž ispod pužnog točka, otvor za posmatranje se postavlja na gornjem delu kućice (kao kod cilindričnih reduktora čije su ose vratila u horizontalnoj ravni); ako je puž iznad pužnog zupčanika, otvor treba postaviti na bočnom zidu.

Na sl. 4.32 je prikazan otvor za posmatranje sa poklopcem, na livenoj kućici; na levoj strani je data varijanta (a) sa zavrtnjem bez navrtke, a na desnoj varijanta sa golim zavrtnjem (b). Ova poslednja ima prednost u boljem očuvanju zavojnice na kućici, pošto se poklopac relativno često skida te se ova zavojnica može vremenom oštetiti. Ta varijanta je međutim skuplja za izradu te se ređe primenjuje od varijante a.

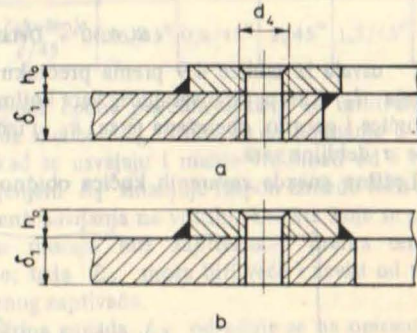


Sl. 4.32 - Otvor za posmatranje sa poklopcem

Zavrtnji na poklopcu nisu opterećeni radnim silama; zadatak im je da obezbede nepropustljivost spoja. Površina poklopca koja naleže na zaptivač je obrađena dok se površina ispod glave zavrtnja ne mora obrađivati, pošto su zavrtnji neopterećeni, te dopunski napon savijanja u zavrtnju, koji se javljaju zbog nepravdnosti površine naleganja glave i ose zavrtnja, nema veći značaj. Manji poklopci vezuju se sa četiri zavrtnja. Veći poklopci imaju više zavrtnja. Rastojanje l_1 između osa susednih zavrtnja na većim poklopcima (sl. 4.32) može se usvajati, po analogiji sa rastojanjem osa zavrtnja za spajanje gornjeg i donjeg dela kućice reduktora, od 150 do 180 mm.

Debljina livenog poklopca δ_2 (sl. 4.20) usvaja se konstruktivno, vodeći računa o veličini kućice i o minimalnoj debljini zida pogodnoj za odlivanje, ili prema preporuci iz tablice 4.8. Poklopci zavarenih kućica su tanji.

Na sl. 4.33 su date dve varijante detalja otvora za posmatranje na zavarenoj kućici. Kod varijante b pogodno je što se oba vara zavaruju sa iste strane. Visina izdanka h_0 se bira konstruktivno zavisno od veličine kućice, odnosno otvora za posmatranje; obično je dovoljno $h_0 = 3 \dots 8$ mm. Kod zavarenih kućica pogodno je da se h_0 usvoji tako da se za pomoćni lim uzme ista debljina kao za lim gornjeg dela kućice δ_1 , tako da se posle obrade dobije visina h_0 .



Sl. 4.33 - Dve varijante otvora za posmatranje kod zavarene kućice

Širina obrađenog dela B_1 (sl. 4.32) bira se tako da se omogući smeštanje zavrtnja za pričvršćivanje poklopca; prečnik zavrtnja d_4 bira se prema preporukama u tablici 4.8. S obzirom na smeštanje zavrtnja B_1 mora biti najmanje $2d_4$.

4.3.5 Mere za povećanje krutosti kućice

Teži se povećanju krutosti pri što manjoj masi kućice. Za ovu svrhu se koriste rebra za ukrućenje, kao i poseban oblik zida kućice, ili i jedno i drugo istovremeno.

Na primeru izvedene konstrukcije (sl. 4.43) krutost je ostvarena pogodnim oblikom zida i malim unutrašnjim rebrom (na slici prikazano izprekidanom linijom).

Često se za povećanje krutosti koriste spoljna rebra (sl. 4.1, 4.20). Nepovoljan raspored rebara ili izbor nepovoljnih dimenzija može čak i smanjiti čvrstoću kućice ili povećati buku pri radu reduktora. Ne postoje metode prethodnog proračuna dimenzija i rasporeda rebara na kućici, te se ova pitanja moraju rešavati na osnovu iskustvenih preporuka.

Na sl. 4.34 su dati preporučeni oblici spoljnih livenih rebara. Njihova visina h_r ne treba da je veća od 5δ . Sa druge strane rebra male visine h_r kao i suviše tanka rebra nisu pogodna, jer malo povećavaju krutost, a mogu čak i umanjiti čvrstoću kućice. Ostale mere spoljnih rebara date su na sl. 4.34 [12] i iznose:

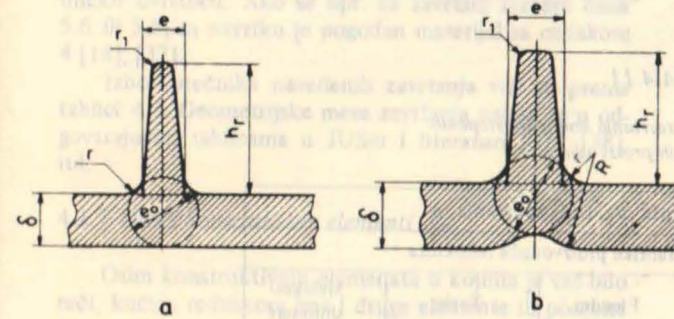
$$e \approx (0,7 \dots 0,9) \delta$$

$$e_0 \approx 1,25 \delta$$

$$r = 0,5 \delta$$

$$r_1 = 0,25 \delta \text{ i}$$

$$R = 1,5 \delta$$



Sl. 4.34 - Rebro za ukrućenje

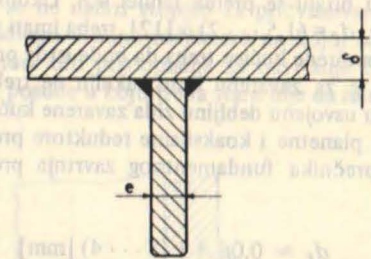
Kod oblika na sl. 34 a stvara se izvesno nagomilavanje materijala na mestu gde se sastaju rebro i zid kućice; kod varijante b manje je nagomilavanje materijala, što je pogodno za livenje. Nagibi rebara treba da su 1:20 do 1:50.

Unutrašnja rebra livenih kućica mogu se birati prema preporukama za spoljna (sl. 4.34), s tim što ova rebra treba da budu tanja, jer se zbog svog položaja sporije hlade posle odlivanja. To znači da treba birati niže vrednosti za debljinu, npr. $e = (0,7 \dots 0,8) \delta$.

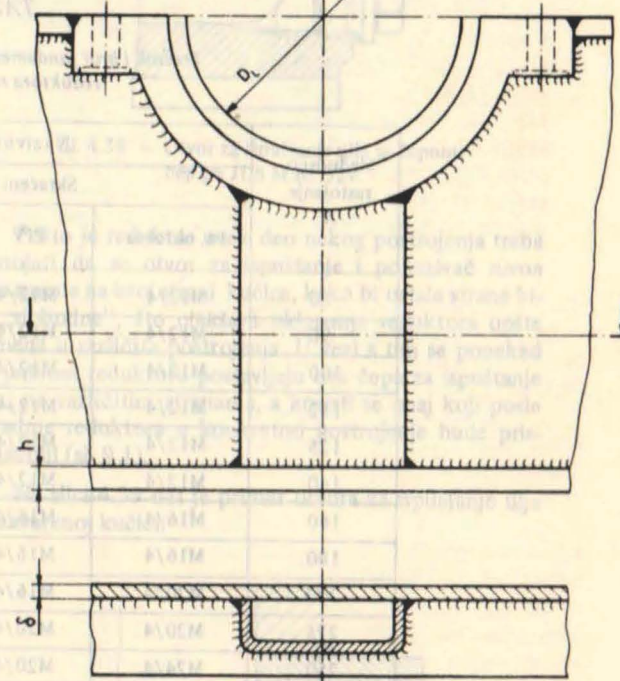
Primena unutrašnjih rebara, inače pogodnijih sa gledišta krutosti, obično uslovljava složeniju konfiguraciju kućice nego kad se primene spoljna rebra. Spoljna rebra se smeštaju između zida, stopala i ležišnog gnezda u prostoru koji mora da postoji radi smeštanja zavrtnja na obodu i stopalu; zid kućice u ovom slučaju je prav. Kad se primene unutrašnja rebra, prostor za smeštanje zavrtnja na stopi ostaje isti, a sama unutrašnja rebra zahtevala bi novi prostor ukoliko bi se zadržao prav zid, a to bi iziskivalo veliko povećanje gabarita kućice. Da se ne bi povećavao gabarit pri usvajanju unutrašnjih rebara zid je „iskrivljen” prema spolja da bi se smestilo rebro (v. s. 4.43). Ovo razmatranje važi za slučaj kad su ležišna gnezda ispučena prema spoljnoj strani reduktora, što je obično slučaj kod reduktora čije su ose vratila paralelne ili se seku; gnezda za ležišta vratila pužnog zavrtnja imaju ispupčenje prema unutrašnjosti kućice, te je kod njih smeštanje unutrašnjih rebara vrlo jednostavno.

Unutrašnja rebra imaju prednost i u estetskom pogledu.

Slika 4.35 prikazuje rebro zavarene konstrukcije. Debljina e se može usvojiti prema tablici 4.8, ali se iz praktičnih razloga često uzima $e = \delta$. Kod zavarenih konstrukcija rebro se može izvesti od lima koji je savijen u obliku U profila (sl. 4.36). Ovakvo rebro vrlo efikasno povećava krutost i čvrstoću kućice.



Sl. 4.35 - Rebro zavarene konstrukcije



Sl. 4.36 - Rebro od savijenog lima (ILR - Zeleznik)

Kućice pužnih reduktora često imaju rebra radi efikasnijeg hlađenja (uvek spoljna); takva rebra povećavaju i krutost iako im je to sekundarna uloga. Ova rebra treba da se pružaju u pravcu strujanja vazduha ventilatora (ukoliko je primenjeno veštačko hlađenje, v. sl. 4.42). Dimenzije rebara za hlađenje usvajaju se kao i za rebra krutosti [16]; preporučuje se da rastojanje između osa susednih rebara iznosi $(2 \dots 2,75) \delta$. Ponekad je ovo rastojanje i veće.

4.3.6 Zavrtnji na kućici

Na kućici se nalazi veći broj različitih zavrtnja: za vezivanje reduktora za podlogu, vezivanje gornjeg i donjeg dela kućice, učvršćivanje poklopca za kućicu, itd.

Veživanje za podlogu se može vršiti golim zavrtnjima, zavrtnjima sa navrtkom ili bez navrtke, fundamentalnim zavrtnjima, itd. Koja od navedenih vrsta zavrtnja će se primeniti zavisi od vrste podloge na koju se reduktor postavlja. Često se naziv „fundamentni zavrtnj“, kada je reč o reduktorima, koristi za bilo koju od navedenih vrsta koji vezuju reduktor za podlogu.

Prečnik (d_f) i broj zavrtnja (n), za vezivanje za podlogu biraju se prema tablici 4.8. Ukoliko se koristi obrazac $d_f = (1,5 \cdot \dots \cdot 2) \delta$ [12], treba imati u vidu da zavrtnj zavarene kućice treba da bude istog prečnika kao i livene, te za zavarenu konstrukciju ne treba uvrstiti u formulu usvojenu debljinu zida zavarene kućice.

Za planetne i koaksijalne reduktore preporučuje se izbor prečnika fundamentalnog zavrtnja prema formuli [18]:

$$d_f \approx 0,06 A + (3 \dots 4) \text{ [mm]}$$

gde je A međuosno rastojanje koaksijalnog reduktora, odnosno prečnik kruga koji prolazi kroz centre satelita sporodnog prenosa planetnog reduktora.

Kod izvedenih konstrukcija reduktora prečnik zavrtnja d_f i broj zavrtnja n se razlikuje kod različitih proizvođača. Ilustracije radi, u tablici 4.11 se daje broj i prečnik fundamentalnih zavrtnja kod jednostepenih cilindričnih reduktora u zavisnosti od međuosnog rastojanja za nekoliko proizvođača reduktora: „14. oktobar“ – Kruševac, PIV – Bad Homburg, Flender – Bocholt, Tacke – Rheine – SRN, „Melekesshimmaš – SSSR.

Za vezivanje gornjeg i donjeg dela kućice koriste se uglavnom zavrtnji sa navrtkom. Zavrtnji neposredno uz ležišta, koji su obično većeg prečnika od ostalih zavrtnja po obodu, mogu ponekad biti zavrtnji bez navrtke; tada se oni uvrću u zavojnicu koja je urezana u donji deo ležišnog gnezda. Zavrtnji po obodu treba da budu

TABLICA 4.11

Prečnik i broj fundamentalnih zavrtnja kod jednostepenih reduktora različitih proizvođača

Međuosno rastojanje A	Nazivni prečnik d_f /broj zavrtnja n				
	Skrraćeni naziv fabrike proizvođača reduktora				
	14. oktobar	PIV	Flender	Tacke	Melekesshimmaš
80	M12/4	M12/4	M10/4	—	—
90	M12/4	M12/4	—	—	—
100	M12/4	M12/4	M12/4	M12/4	M16/4
112	M12/4	M12/4	—	—	—
125	M12/4	M12/4	M12/4	M12/4	—
140	M12/4	M12/4	—	—	—
160	M16/4	M16/4	M16/4	M16/4	—
180	M16/4	M16/4	—	M16/4,6	—
200	M20/4	M16/4	M20/4	M16/6	M16/4
225	M20/4	M20/4	—	M16/6	—
250	M24/4	M20/4	M24/6	M20/6	M16/6
280	M24/6	M20/6	M24/6	M20/6	—
315	M30/6	M20/6	M30/6	M20/6	—
355	M30/6	M24/6	M30/6	M24/6	—
400	M30/6	M24/6	M30/6	M24/8	M20/6
450	M36/6	M24/6	M36/6	M30/8	—
500	M36/6	M24/6	M42/6	M30/8	—
560	M36/6	—	M42/6	M36/8	—
630	M36/6	—	—	M36/8	—
710	—	—	—	M42/8	—
800	—	—	—	M42/8	—

Napomene uz tablicu 4.11:

1. Kod fabrike Flender umesto međuosnog rastojanja 315 i 355 iz reda R20, uzete su vrednosti međuosnog rastojanja 320 odnosno 360 mm.

tako raspoređeni da daju približno ravnomeran površinski pritisak na celoj površini dodira između gornjeg i donjeg dela kućice, što pomaže nepropustljivosti spoja; njihovo rastojanje je 150 do 180 mm.

Poklopci ležišta se vezuju za kućicu pomoću zavrtnja (sl. 4.29); izuzetak su ukopani poklopci (sl. 4.20). Zavrtnjima se vezuju i poklopci otvora za posmatranje.

Zavrtnji koji su izloženi znatnim silama (fundamentni zavrtnji, zavrtnji na obodu, a donekle i zavrtnji na poklopcima ležišta) obično su sa propisanim osobinama (npr. čelik oznake 5.8), dok zavrtnji za vezivanje poklopca za posmatranje mogu biti od čelika bez propisanih mehaničkih karakteristika. Zavrtnji sa navrtkom su obično klase izrade B (JUS M.B1.051), a odgovarajuće navrtke klase B (JUS M.B1.601).

Materijal navrtke treba da bude za jedan stepen nižeg kvaliteta od materijala zavrtnja, što povećava dinamičku čvrstoću. Ako se npr. za zavrtnj izabere čelik 5.6 ili 5.8, za navrtku je pogodan materijal sa oznakom 4 [18], [37].

Izbor prečnika navedenih zavrtnja vrši se prema tablici 4.8. Geometrijske mere zavrtnja nalaze se u odgovarajućim tablicama u JUS-u i literaturi [37], [38], itd.

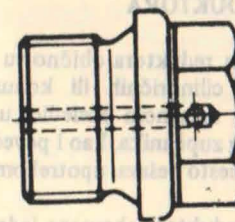
4.3.7 Ostali konstruktivni elementi

Osim konstruktivnih elemenata o kojima je već bilo reči, kućica reduktora ima i druge elemente ili posebne delove, kao što su npr.: otvori za ispuštanje ulja, elementi za prenošenje reduktora, elementi za kontrolu nivoa ulja, elementi za provetravanje, čivije za centrisanje, itd.

Elementi za kontrolu nivoa ulja i za provetravanje opisani su u poglavlju 6.

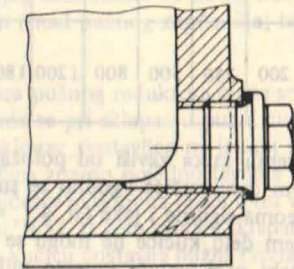
Kontrola nivoa ulja može se ponekad vršiti pomoću običnog čepa, koji je isti kao i čep otvora za ispuštanje ulja, a postavlja se tako da mu donja ivica navoja odgovara potrebnom nivou ulja. Kontrola se vrši povremenim odvrtnjem ovog čepa; ako ulje ne poteče posle odvrtnja kontrolnog čepa, potrebno je dolivanje. Ovo rešenje se koristi naročito kod reduktora koji rade u teškim uslovima (npr. u rudnicima).

Isti takav zavrtnj u obliku čepa može da se iskoristi i za ventilaciju reduktora ako se snabde otvorima prema slici 4.37 i uvrme pri vrhu kućice. Ovo rešenje dolazi u obzir kod manjih reduktora i kada ne postoji opasnost da se pri hlađenju u reduktor, zajedno s vazduhom, usisa i prašina. Često se elementi za provetravanje postavljaju na sredini poklopca za posmatranje i služe istovremeno kao drška pri podizanju poklopca.



Sl. 4.37 – Oduška nastala adaptiranjem čepa

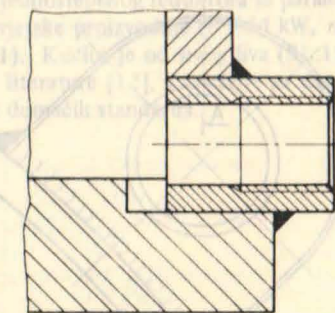
Otvor za ispuštanje ulja iz reduktora postavlja se pri dnu kućice, tako da njegovim otvaranjem ulje iscuri bez ostatka. Obično se dno kućice izrađuje pod nagibom usmerenim prema otvoru za ispuštanje. Otvor za ispuštanje ulja zatvara se zavrtnjem – zapašaćem (čepom). Ima više vrsta ovih zavrtnja: cilindričnih i koničnih, sa metričkom i cevnom zavojnicom. Otvor za ispuštanje (sl. 4.38) obično se postavlja na jednom od onih mesta kućice na kome se ne nalazi stopalo za pričvršćivanje reduktora za podlogu. Strana reduktora na kojoj se postavlja otvor mora biti pristupačna za odvrtnje čepa i za podmetanje posude u koju treba staro ulje da iscuri.



Sl. 4.38 – Otvor za ispuštanje ulja sa čepom; čep po JUS M.B1.324

Pošto je reduktor uvek deo nekog postrojenja treba nastojati da se otvor za ispuštanje i pokazivač nivoa ulja smeste na istoj strani kućice, kako bi ostale strane bile „slobodne“, što olakšava uklapanje reduktora opšte namene u različita postrojenja. U vezi s tim se ponekad na jednom reduktoru postavljaju dva čepa za ispuštanje ulja, na različitim stranama, a koristi se onaj koji posle ugradnje reduktora u konkretno postrojenje bude pristupačniji (sl. 9.1).

Na slici 4.39 dat je primer otvora za ispuštanje ulja na zavarenoj kućici.



Sl. 4.39 – Primer otvora za ispuštanje ulja na zavarenoj kućici

Površina oko otvora, na koju naleže zaptivač čepa mora biti obrađena radi boljeg zaptivanja.

Za nošenje reduktora služe kuke ili uške izlivene ili zavarene, ili zavrtnji sa prstenastom glavom.

U tablici 4.12 su date mase najvećih dozvoljenih tereta koje mogu prenositi zavrtnji sa prstenastom glavom (po JUS-u M.B1.210); u slučaju kada se teret veša

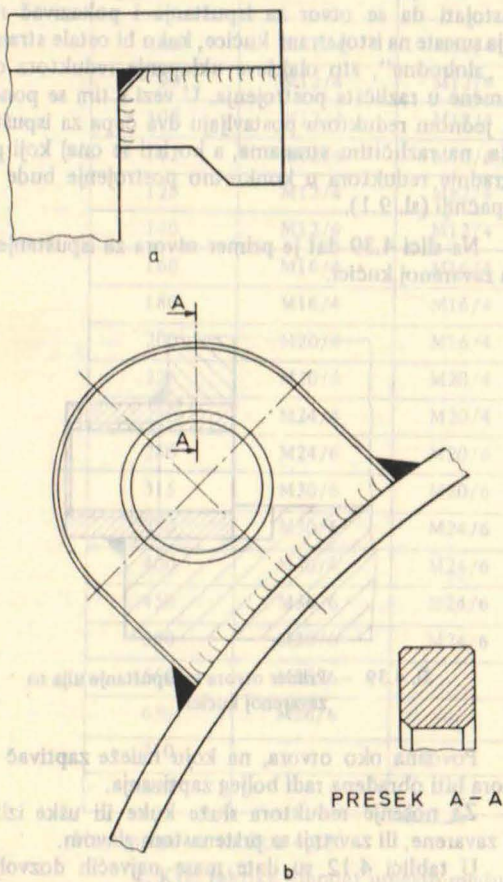
pomoću dva zavrtnja najveći dozvoljeni teret odnosi se na oba zavrtnja zajedno, pri čemu ugao između jednog od dva užeta kojima se podiže teret i vertikale ne treba da pređe 45°. Podaci o geometrijskim merama ovih zavrtnja nalaze se u pomenutom JUS-u i u literaturi [37].

TABLICA 4.12

Najveći dozvoljeni teret za zavrtnje sa prstenastom glavom; mere u mm odnosno u kg

Nazivni prečnik zavrtnja	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42
Masa najvećeg dozvoljenog tereta	100	200	250	500	800	1200	1800	2800	3800

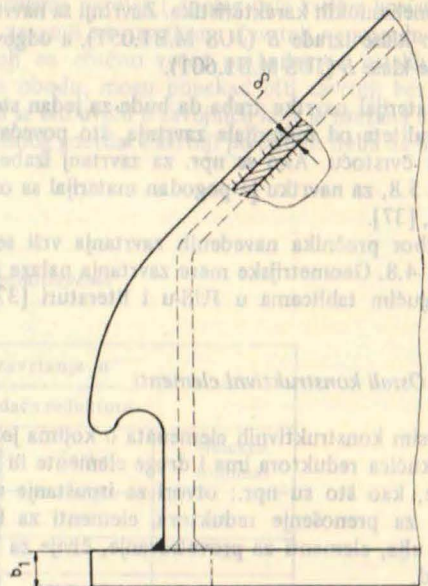
Oblik izlivenih kuka zavisi od položaja na kućici; kuke na donjem delu kućice zgodno se smeštaju ispod oboda te su veoma sigurne i jake (sl. 4.1, 4.20). Livene kuke na gornjem delu kućice ne mogu se tako zgodno smestiti, pa neki proizvođači umesto njih koriste zavrtnje sa prstenastom glavom. Pri oblikovanju kuke treba imati u vidu prečnik čeličnog užeta koje će se upotrebiti za podizanje reduktora, kao i činjenicu da reduktor pri podizanju i pored nastojanja, ne ostaje uvek



Sl. 4.40 - Primer zavarene uške: a - na donjem delu kućice; b - na gornjem delu kućice

horizontalan, što povećava mogućnost ispadanja užeta. Sa tog gledišta sigurnije su konstrukcije uređaja za podizanje sa otvorom kroz koji se provlači užo (sl. 9.1). Preporučene debljine livene kuke date su u tablici 4.8, a primeri izvedenih livenih kuka mogu se videti u poglavlju 9.

Na sl. 4.40 dat je primer uške za podizanje na zavarenoj kućici, a na sl. 4.41 kraj vertikalnog zida gornjeg dela zavarene kućice u vidu kuke (ILR - Železnik); u poslednjem primeru ima četiri ovakve kuke.



Sl. 4.41 - Kraj vertikalnog zida zavarene kućice u vidu kuke

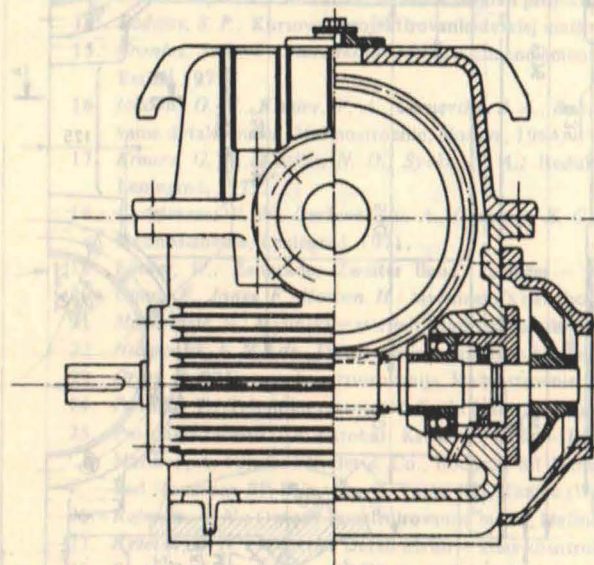
Obezbeđenje tačnog uzajamnog položaja gornjeg i donjeg dela kućice postiže se čivijama za centrisanje. Za ovu svrhu koriste se dve čivije koje zalaze u obod gornjeg i donjeg dela kućice i treba da budu što više udaljene jedna od druge. Preporučuje se primena koničnik čivija (JUS M.C2.205) ili cilindričnih čivija čiji je prečnik izrađen sa tolerancijom m6 (JUS M.C2.203), ili primenom zakaljenih cilindričnih čivija, sa istom tolerancijom (JUS M.C2.204). Sve navedene čivije su brušene. Izbor prečnika čivije se vrši prema tablici 4.8, a geometrijske mere se nalaze u navedenim standardima i u literaturi [38]. Otvori za čivije izrađuju se bušenjem kroz oba oboda u sklopu, posle čega se potrebna tolerancija (obično H7) postiže razvrtnjem.

4.4 SPECIFIČNOSTI KONSTRUKCIJE KUĆICA PUŽNIH REDUKTORA

Kućice pužnih reduktora obično su složenijeg oblika nego kućice cilindričnih ili konusno-cilindričnih reduktora. Ovo je uglavnom posledica uzajamnog položaja puža i pužnog zupčanika, kao i povećanog problema hlađenja koji se često rešava upotrebom rebara za hlađenje.

Kod pužnih reduktora obavezno jeda se vrši toplotni proračun. Ukoliko ovaj proračun pokaže da su zidovi kućice dovoljni da odvedu svu razvijenu toplotu, konstruiše

se kućica bez rebara za hlađenje. Ako to nije slučaj, prirodno hlađenje se pojačava povećanjem spoljne površine kućice putem rebara. Rebra za prirodno hlađenje postavljaju se vertikalno, tj. u pravcu prirodnog strujanja vazduha. Ako toplotni proračun pokaže da se prirodnim putem ne može odvesti sva toplota i pored primene rebara, tada se uvodi ventilator koji pojačava vazdušno strujanje oko rebara; u ovom slučaju rebra se postavljaju u pravcu vazdušne struje ventilatora (sl. 4.42). Ventilatorsko kolo se može postaviti neposredno na ulazno vratilo reduktora, koje se za takav slučaj izrađuje sa produžetkom na strani suprotnoj ulaznom delu vratila; vazduh koji ventilator potiskuje sprovodi se između rebara posebnim limenim usmeraćima koji obavijaju rebra, što je konstruktivno najjednostavnije, ili se sprovodi kroz posebne kanale u dvostrukim zidovima kućice (Flender). Ovo drugo rešenje iziskuje složenu konstrukciju kućice i zato se prvo češće primenjuje. Ponekad se ventilatorsko kolo postavlja na strani elektromotora i „siše“ vazduh duž rebara ili duž kanala u dvostrukim zidovima kućice; ovakav položaj ventilatora je pogodan zbog toga što pri potiskivanju vazduha ventilatorom dolazi do izvesnog



Sl. 4.42 - Pužni reduktor sa veštačkim hlađenjem

zagrevanja vazduha, pa je efekat hlađenja manji nego pri sisanju. Najzad, u rešenju fabrike Mičigen Tul - SAD, ventilator šalje vazduh ispod kućice, da bi on otuda bio vođen duž vertikalnih rebara na kućici; smisao ovakvog rešenja je u unifikaciji kućica pužnih reduktora sa veštačkim i prirodnim hlađenjem, pošto su kod prirodnog hlađenja rebra vertikalna.

Pužni reduktori su relativno opterećeniji od cilindričnih, jer pri istom međuosnom rastojanju obično imaju znatno veći izlazni obrtni moment. Zato se debljina zida kućice jače dimenzioniše, polazeći od preporuke [27]: $\delta = 0,04 A + 2$ [mm]. Ostale mere kućice mogu se birati prema tablici 4.8. Izuzetak predstavlja debljina zida gornjeg dela kućice za slučaj kada je pužni zavrtnj postavljen iznad pužnog zupčanika; tada se preporučuje $\delta_1 = \delta$.

Kućica pužnog reduktora može se graditi kao jednodelna. Tada se pri sklapanju pužni zupčanik uvlači kroz veliki poklopac postavljen na jednoj strani kućice. Dvodelna kućica znatno pojednostavljuje skapanje i podešavanje. Najčešće je sklopna ravan u osi vratila pužnog zupčanika (sl. 9.5). U tom slučaju sklapanje je jednostavno: prvo se u kućicu postavlja pužni zavrtnj, a zatim se sklapa pužni zupčanik, primicanjem osa vratila.

4.5 PRIMER KONSTRUISANE KUĆICE

Preporučene dimenzije za pojedince elemente kućice, date u dosadašnjem izlaganju, nisu međusobno nezavisne, već treba da se usvajaju imajući u vidu celinu konstrukcije kućice. Pri tome se još jednom naglašava da su date preporuke orijentacionog karaktera, te se od njih može i odstupiti sa određenim razlozima, od kojih je jedan i dobijanje skladne celine. Takođe se vodi računa o mogućnostima radionice u kojoj se izrada vrši, o unifikaciji, standardima, itd.

Na sl. 4.43 dat je radionički crtež donjeg dela livene kućice jednostepenog reduktora sa paralelnim osama vratila, sovjetske proizvodnje ($P = 54$ kW, $n_1 = 730$ min⁻¹, $i = 4,61$). Kućica je od sivog liva (SL.15). Crtež je preuzet iz literature [12], a izvršene su samo manje izmene u duhu domaćih standarda.

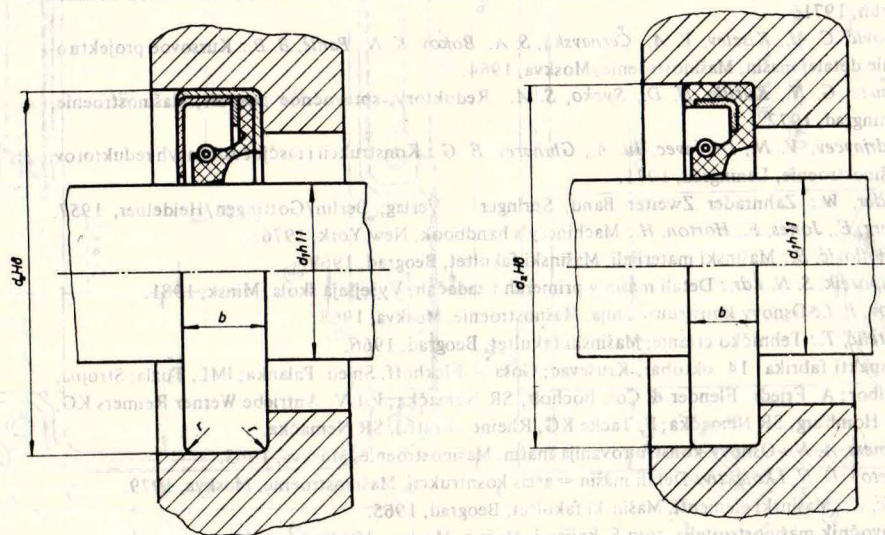
5. ELEMENTI ZA ZAPTIVANJE

Zaptivači u reduktorima imaju dvojak zadatak: da spreče izlaženje maziva iz kućice reduktora i da onemoguće prodiranje prašine, vode, pare, kiselina, gasova i drugih nepoželjnih tela u unutrašnjost reduktora. Zaptivanje na mestu sastavka gornjeg i donjeg dela kućice i na mestima sklapanja kućice s poklopcima za ležišta ostvaruje se dobrom obradom površina i čvrstim pritezanjem delova koji se prema-

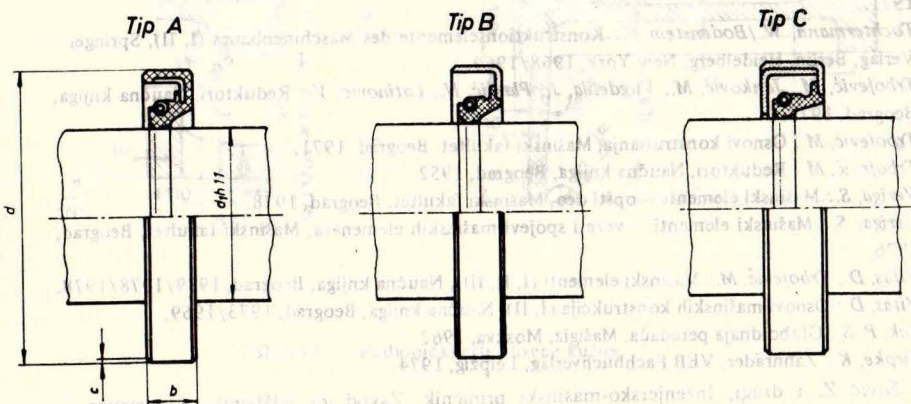
zuju tankim slojem grafitne uljne paste ili drugim zaptivnim sredstvom.

Zaptivanje procepa na mestima gde prolaze vratila vrši se primenom standardnih zaptivača s prstenovima od filca, odnosno manžetnih zaptivača (simeringa).

Ovakvi zaptivači proizvode trenje koje ponekad može biti znatno, naročito kada se ne obrati dovoljno



a) Sl. 5.1 Manžetni zaptivač



Sl. 5.2 — Manžetni zaptivač

pažnje na sklapanje i nameštanje ležišta, odn. izradu poklopaca za ležišta. Trenje je često uzrok povišene temperature ležišta. Zaptivači stružu vratilo i mogu ga zaparati kada su loši.

Po drugom načinu zaptivanje se ostvaruje pomoću uzanih procepa tzv. labirinata. U ovom slučaju otpada trenje u zaptivaču — ovaj je način, dakle, povoljniji u tome pogledu, no ne može se uvek primeniti. Često se primenjuju jednovremeno oba načina zaptivanja — kombinovano zaptivanje sa kontaktom i bez kontakta zaptivača sa vratilom.

Najprostiji su standardni zaptivači s prstenovima od filca, koji se umeću u žleb urezan u poklopcu ležišta. Primenjuje se pri relativno malim obimnim

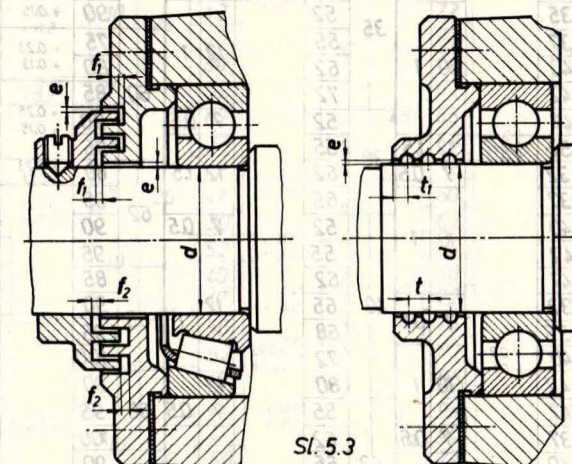
vim zaptivačem postiže se i kod većih brzina (do 10 m/s), a ako je vratilo polirano i do 15 m/s, i pri višim temperaturama (100—120°C).

U gradnji reduktora najčešće se primenjuje manžetni zaptivač sa kućicom od čeličnog lima (sl. 5.1a) za koji su dimenzije navedene u tablici 5.1. U slučaju kada je reduktor izložen uticaju povećane vlažnosti, kiselina i gasova, kućica zaptivača se izvodi od fosfatisanog čeličnog lima ili od mesinganog lima koji su otporni na koroziju.

Za zaptivanje reduktora mogu se primeniti i zaptivači sa gumenim manžetama bez kućice (sl. 5.1b) za koju su podaci o dimenzijama navedeni u tablici 5.2. Gumene manžete kod ovog zaptivača

a) Labirintski zaptivač

b) Zaptivač sa procepima



Profil kanala za d ≤ 48 mm d > 48 mm

Mere u mm						
d	e	f ₁	f ₂	t	t ₁	r
10 - 50	0.2	1	1.5	4.5	3	1.5
50 - 80	0.3	1.5	2.5	6	4	2
80 - 110	0.4	2	3.5	7.5	5	2.5

Tablica 5.4
Napomena uz tablicu 5.4:
Oznake su date na sl. 5.3

brzinama [do 5 m/s] i pri temperaturama do 80°C. Pre ugradnje filcani prsten treba natopiti toplim uljem (80—90°C). Ovi zaptivači se najčešće primenjuju za ležišta koja se podmazuju konzistentnim mastima, mada se mogu koristiti i onda kada se kao mazivo upotrebljava ulje, ali ga je tada pogodnije primeniti u kombinaciji sa odbojnim prstenom ili labirintskim zaptivačem. Podaci o standardnim merama filcanog prstena i odgovarajućeg žleba u zavisnosti od prečnika vratila mogu se naći u [8].

U novije vreme sve više se primenjuju standardni manžetni zaptivači kod kojih posuvraćeni prsten od kože, sintetičke gume ili bune, lako priljubljen uz vratilo elastičnom zavojnom oprugom u obliku prstena, vrši zaptivanje. Pouzdano zaptivanje ovak-

armirane su prstenom od čeličnog lima koji prema potrebi može da bude i fosfatisan.

Za veće prečnike vratila na sl. 5.2 data su tri tipa manžetnih zaptivača prema DIN 3760 sa osnovnim podacima u tablici 5.3.

Primer zaptivanja pomoću procepa i labirinta prikazan je na sl. 5.3. Kako kod ovih zaptivača nema dodira između zaptivnih elemenata i vratila to se oni mogu primeniti pri većim brzinama i višim temperaturama. Zbog neizbežnih deformacija i toplotnih dilatacija elemenata praktično je teško ostvariti manje zapore od navedenih u tablici 5.4. Radi toga se ovi zaptivači vrlo često koriste u kombinaciji sa filcarim prstenom.

Tablica 5.3
Manžetni zaptivač

Mere u mm										Prema DIN 3760									
d ₁	d ₂	b±0.2		c	d ₁	d ₂	b±0.2			c	d ₁	d ₂	b±0.2			c			
		A	B				A	B	C				A	B	C				
6	16			0.3	22	32				0.3	45	60			10	90	110		
	22					35			62					120					
7	16			0.3	22	40				0.3	45	65			10	95	120		
	22					47			72					125					
8	16			0.3	24	35				0.3	48	62			10	100	120		
	22					37			72					125					
	24					40			65					130					
9	22			0.3	25	47				0.3	50	68			10	105	130		
	24					35			72					140					
	26					40			80					140			12	12	15
10	19			0.3	25	42				0.3	52	68			10	110	140		
	22					47			72					140					
	24					52			70					150					
11	26			0.3	26	37				0.3	55	72			10	120	150		
	22					42			80					160					
	26					47			85					150					
12	22			0.3	28	40				0.3	56	70			10	125	160		
	24					47			72					160					
	28					52			80					170					
14	30			0.3	30	40				0.3	58	85			10	135	170		
	24					42			72					140					
	28					47			80					145					
15	30			0.3	32	52				0.3	60	75			10	150	180		
	24					45			85					160					
	26					47			90					170					
16	30			0.3	35	50				0.3	62	85			10	180	200		
	28					52			90					190					
	30					52			90					200					
17	32			0.3	36	52				0.3	68	90			10	200	220		
	30					52			100					220					
	32					52			100					230					
18	35			0.3	38	55				0.3	70	95			10	210	240		
	40					52			100					240					
	30					52			100					250					
20	32			0.3	40	55				0.3	72	95			10	220	250		
	35					52			100					260					
	40					52			100					260					
20	30			0.3	42	55				0.3	80	100			10	240	270		
	32					52			100					270					
	35					52			100					280					
20	40			0.3	42	55				0.3	85	110			10	250	280		
	32					52			100					280					
	47					52			100					280					

Napomena uz tablicu 5.3
Oznake su date na sl. 5.2

LITERATURA

1. Ačerkan, N. S.: Spravočnik mašinstroitelja, tom 4, knjiga 2, MAŠGIZ, Moskva, 1963.
2. Davidov, B. L. i dr.: Reduktori, MAŠGIZ, Moskva, Kiev, 1963.
3. Djačenko, S. K., Stolbovoj, S. Z.: Detalji mašin, Atlas, Tehnika, Kiev, 1965.
4. Dmitrijevič, V. A.: Detalji mašin, Sudostroenie, Lenjingrad, 1970.
5. Dunajev, P. F.: Konstruiranje, uzlov i detalje mašin, Izdatelstvo „Višaja škola“ Moskva, 1966.
6. Rešetov, D. N.: Detalji mašin, Atlas konstrukcij, Mašinstroenie, Moskva, 1970.
7. Trbojević, M. D.: Reduktori, Naučna knjiga, Beograd, 1952.
8. Vitas, D. J. i Trbojević, M. D.: Mašinski elementi II, Naučna knjiga, Beograd, 1981.
9. Standard: DIN.

JOVO Đ. VUGDELJIJA, dipl. inž.

6. PODMAZIVANJE REDUKTORA

6.1 MAZIVA

Glavni je zadatak maziva da smanji gubitke energije usled trenja a prema tome smanjuje zagrevanje reduktora i habanje zupčastih i pužnih prenosnika i ležišta. Sem toga mazivo štiti elemente reduktora od korozije i umanjuje šum, vibracije i udarna opterećenja pri radu prenosnika.

Za podmazivanje reduktora najčešće se upotrebljavaju tečna maziva dobijena selektivnom rafinacijom mineralnih ulja. Podobnost ulja za podmazivanje procenjuje se na osnovu njegovih karakteristika koje se određuju eksperimentalnim putem. Osnovna mu je karakteristika viskoznost. Od ostalih karakteristika važne su u prvom redu prionljivost (lepljivost), zatim temperatura zapaljivosti, temperatura stvrdnjavanja, gustina, emulzivnost, otpornost prema starenju i čistoća u odnosu na sadržaj vode, pepela i asfalta i dr.

Osobine maziva u velikoj meri zavise od temperature. Ispitivanja su pokazala da se film ulja prekida pri kritičnoj temperaturi, koja je karakteristična za svaku vrstu ulja. Za laka ulja kritična temperatura ϑ_{kr} je 0,8–0,9 od temperature paljenja ϑ_p , a za srednja i teška (0,7÷0,8) ϑ_p .

Fizičku predstavu o apsolutnoj (dinamičkoj) viskoznosti ulja tj. o unutrašnjem otporu koji se suprotstavlja međusobnom pomeranju njegovih delića daje Njutnova jednačina: $\tau = \eta dv/dh$, gde je dv/dh intenzitet gradijenta brzine, a τ tangencijalni napon.

Internacionalna jedinica za viskoznost je Paskal-sekunda Pa·s. Veza između ranije jedinice za apsolutnu viskoznost [kp·s/m²] i Paskalsekunde data je relacijom 1 kps/m² = 9,81 Pa·s.

Odnos apsolutne viskoznosti η i gustine ρ daje kinematsku viskoznost $\nu = \eta/\rho$ [m²/s]. Za najveći broj maziva pri $\vartheta = 20^\circ\text{C}$ je gustine $\rho = (890 \dots 910) \text{ kg/m}^3$.

Često se u praksi daju podaci za relativnu viskoznost u konvencionalnim jedinicama: stepen Englera [°E], u Engleskoj sekunde Redvuda (Redwood) [R''], a u Americi sekunde Sejbolta (Seybolt) [S''] – univerzalne sekunde.

Veza između kinematske viskoznosti date u m²/s i relativne viskoznosti izražene u konvencionalnim jedinicama data je relacijama:

$$\nu = 7,32^\circ\text{E} - 6,31^\circ\text{E} \cdot 10^{-6} \text{ [m}^2/\text{s]}$$

$$\nu = (0,26 \text{ R}'' - 171/\text{R}'') \cdot 10^{-6} = (0,22 \text{ S}'' - 180/\text{S}'') \cdot 10^{-6} \text{ [m}^2/\text{s]}$$

Na sl. 6.1 dat je nomogram za preračunavanje kinematske viskoznosti date u mm²/s u relativnu viskoznost izraženu u konvencionalnim jedinicama.

Zavisnost dinamičke viskoznosti maziva od temperature, u intervalu $\vartheta = 20 \div 100^\circ\text{C}$, sa dovoljnom tačnošću za praktične potrebe, data je relacijom $\eta = \eta_{50} [50/\vartheta]^m$, gde je: η i η_{50} – dinamička viskoznost na temperaturi ϑ odnosno 50°C , m – eksperimentalno određeni eksponent, m = 1,8–2,0 – za laka maziva pri $\eta_{50} = 0,02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, m = 2,5–3,0 – za srednja i teška maziva pri $\eta \geq 0,025 \text{ Pa}\cdot\text{s}$.

Uticaj pritiska na viskoznost maziva, uopšte uzev, je neznatan i za pritiske do 5 MPa, ne uzima se u obzir.

Prema opštoj podeli mineralnog ulja po nameni u tablici 6.1 date su viskoznosti za 50°C radi pore-

TAB. 6.1.
Viskoznost mineralnih ulja na 50°C

Naziv ulja	Relativna viskoznost η [°E]	Kinematska viskoznost ν [mm ² /s]	Dinamička viskoznost η [Pa·s]
Ulje za vretena	1,2 – 2,0	3,52 – 11,48	0,00317 – 0,0103
Lako maš. ulje	2,0 – 3,5	11,48 – 23,82	0,0103 – 0,0214
Srednje maš. ulje	3,5 – 6,0	23,82 – 42,87	0,0214 – 0,0386
Teško maš. ulje	6,0 – 20	42,87 – 146	0,0386 – 0,1314
Cilindarsko ulje	20 – 60	146 – 439	0,1314 – 0,395

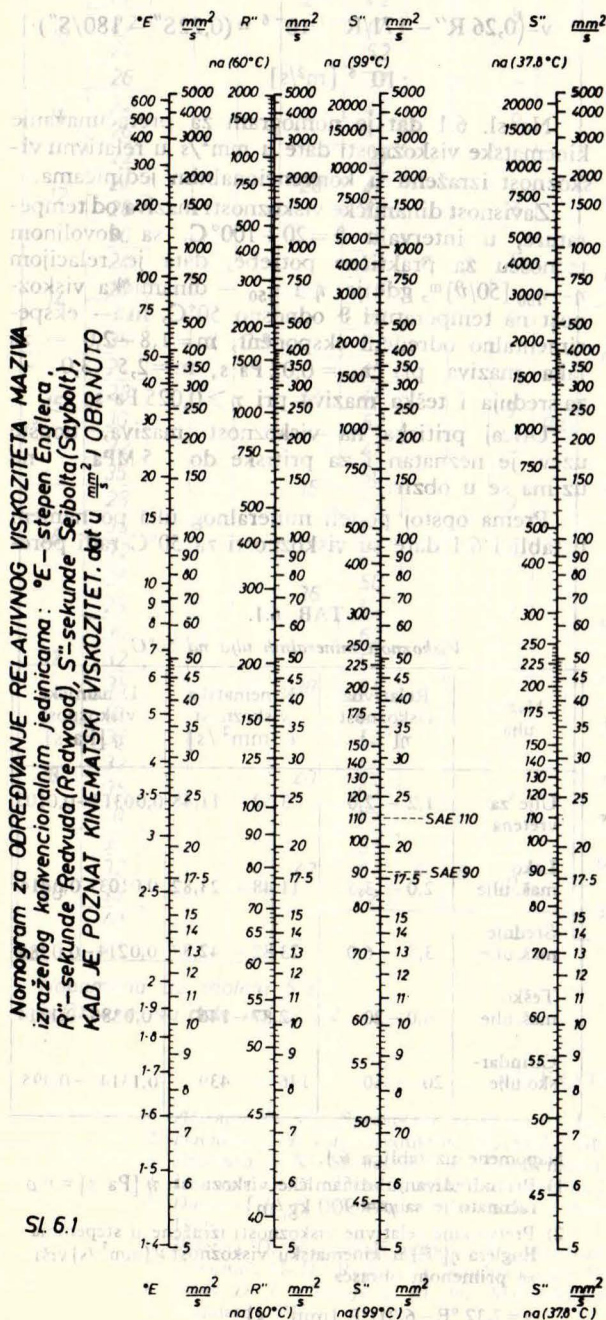
Napomene uz tablicu 6.1:

- 1) Pri određivanju dinamičke viskoznosti η [Pa·s] = $\nu \rho$ računato je sa $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$
- 2) Pretvaranje relativne viskoznosti izražene u stepenima Englera η [°E] u kinematsku viskoznost ν [mm²/s] vrši se primenom obrasca

$$\nu = 7,32^\circ\text{E} - 6,31^\circ\text{E} \text{ [mm}^2/\text{s]}$$

denja, mada se kao merodavna temperatura usvaja: 20°C za ulja za vretena, 50°C za mašinska ulja i 100°C za cilindarska ulja.

Kod reduktora se u izvesnim slučajevima za podmazivanje ležišta koristi konzistentna mast. Masti se dobijaju iz mineralnog ulja i kalcijevog, natrijevog ili kalijevog sapuna. Kalcijeve masti su pogodnije za slabije, a natrijeve za jače opterećena ležišta. Najvažnija karakteristika za procenu kvaliteta masti je temperatura topljenja (kapanja) koja ne sme da bude niža od 60°C, a za teško opterećena ležišta, izložena jakom zagrevanju, ne sme da bude ispod 120°C. Ostale karakteristike masti su: kiseliniski



broj, sadržaj vode, sadržaj pepela, sadržaj stranih primesa i druge.

6.1.1 Izbor maziva za podmazivanje industrijskih reduktora

Podmazivanje reduktora zahteva naročitu pažnju, jer je to jedan od osnovnih faktora koji bezbeduje normalan rad reduktora. Pravilan izbor maziva za njihovu primenu u konkretnim uslovima eksploatacije zasniva se na opsežnim eksperimentalnim istraživanjima u toj oblasti.

Specifikacije za reduktorska maziva i način korišćenja ovih maziva u reduktorima za najrazličitije uslove rada kao i niz standarda i uporednih tablica koje je dalo Američko udruženje proizvođača zupčanika AGMA (The American Gear Manufacturers Association) mogu da posluže kao orijentacija proizvođačima i korisnicima maziva. Oznake maziva za industrijske zupčaste prenosnike najčešće su date prema firmi koja ih proizvodi, ali ih je lako dovesti u vezu sa brojevima prema AGMA klasifikaciji, bez obzira da li se radi o oznakama domaćih proizvođača ili stranim npr. SAE (The Society of Automotive Engineers) ili API (American Petroleum Institute).

Uvođenje klasifikacije reduktorskih maziva u zavisnosti samo od njihove viskoznosti omogućilo je korisnicima i dobavljačima da imaju jedinstven uvid u osobine maziva. AGMA je npr. predložila kao oznake maziva za industrijske reduktore brojeve

TAB. 6.2.

Intervali viskoznosti po AGMA standardu na 100°F (37,8°C)

Oznaka maziva	Kinematska viskoznost ν [mm ² /s]	Relativna viskoznost η [°E]
1	38,7–52,0	5,44–7,22
2	60,7–78,1	8,39–10,75
3	106–152	14,54–20,80
4	152–217	20,80–29,67
5	(15,5–21,5)	(2,47–3,20)
6	(21,5–26,1)	(3,20–3,79)
7k	(26,1–31,7)	(3,79–4,52)
8k	(31,7–40,5)	(4,52–5,68)
8Ak	(40,5–53,5)	(5,68–7,42)

Napomene uz tablicu 6.2.:

- 1) Vrednosti viskoznosti u zagradama odnose se na 210°F (98,9°C).
- 2) Maziva označena slovima „k” (Compound) sadrže 3–10% neutralizovane masti ili druge masti životinjskog porekla.
- 3) Relativna viskoznost η [°E] izražena u stepenima Englera preračunata je iz kinematske viskoznosti ν [mm²/s] po obrascu

$$\eta [°E] = (\nu + \sqrt{\nu^2 + 185}) / 14,64$$

indekse od 1–9. Iz tablice 6.2 vidi se interval viskoznosti koji odgovara svakom broju. Specifikacija po standardu AGMA dopunjava se komponentom koja se dodaje mazivu – tipom aditiva – i količinskim odnosom. Uz specifikaciju za maziva se dodaje da maziva za reduktore moraju biti visokokvalitetna, dobro očišćena, da ne smeju izazivati koroziju zupčanika i ležišta, da moraju biti neutralna, termostabilna, da se ne penušaju, da ne sadrže pesak ni druge abrazivne materije. Maziva od 1–6 za primenu u običnim uslovima moraju imati indeks viskoznosti najmanje 30, a ako je radna temperatura viša od 45°C onda najmanje 60, a za 7k, 8k, i 8Ak indeks viskoznosti mora biti preko 90.

Udruženje SAE je usvojilo klasifikacione brojeve maziva za podmazivanje transmisija kod automobila SAE 75, 80, 90, 140 i 250.

Brojevi odgovaraju viskoznosti u univerzalnim sekundama Seibolta pri 99°C (210°F). Podaci o viskoznosti maziva prema SAE klasifikaciji navedeni su u tablici 6.3.

TAB. 6.3.

Viskoznost maziva za menjalice i zadnje mostove automobila po SAE klasifikaciji na 210°F (98,9°C)

Oznaka maziva po SAE	Kinematska viskoznost ν [cSt]		Odgovara oznaka po AGMA №
	min	max	
75	(–)	3257	4
80	(3257)	21716	4
90	14,24	25,0	5
140	25,0	42,7	7k–8k
250	42,7	–	8Ak

Napomene uz tablicu 6.3.:

- 1) Vrednosti viskoznosti u zagradama odnose se na 0°F (–17,80°C).
- 2) Prve četiri gradacije odgovaraju mazivima za mehaničke prenosnike motornih vozila prema JUS B.H3.303 sa skraćenom oznakom MP 5 uz koju se dopisuje brojna vrednost po SAE klasifikaciji, npr. SAE 140 odgovara MP 5–140.

Prema Jugoslovenskim standardima od aprila 1973. godine izvršena je podela mazivih ulja i masti sa navedenim tablicama za:

- Cirkulaciona ulja JUS B.H3.230 sa 15 gradacija viskoznosti, tab. 6.4a,
- Ulja za mehaničke prenosnike motornih vozila (tip MP 4) JUS B.H3.302 sa 3 gradacije ulja po SAE klasifikaciji.
- Ulja za mehaničke prenosnike motornih vozila (tip MP 5) JUS B.H3.303 sa 4 gradacije po SAE klasifikaciji.
- Ulja za podmazivanje zatvorenih zupčastih prenosnika JUS B.H3.319 sa 9 viskoznitnih gradacija, tab. 6.4.
- Masti za ležišta JUS B.H3.656,
- Masti za visoke pritiske JUS B.H3.624.
- Višenamenske masti JUS B.H3.634.

– Mast za kotrljajna ležišta JUS B.H3.634.

Primena jednog maziva za podmazivanje transmisija raznih agregata ima određena preimущества: isključuje mogućnost greške tj. upotrebe maziva koje ne odgovara. Zbog toga su maziva za transmisije: običnog tipa (regular type), za pužne prenosnike

TAB. 6.4.

Viskoznost ulja za podmazivanje zatvorenih zupčastih prenosnika 50°C

Prema JUS B.H3.319

Oznaka ulja	ν [mm ² /s]	η [°E]	η [Pa·s]	Odgovara po AGMA №
ZU 40	40	5,3	0,036	2
ZU 55	55	7,3	0,049	2–3
ZU 80	80	10,4	0,072	3
ZU 110	110	14,5	0,099	4
ZU 150	150	19,7	0,135	5
ZU 190	190	25	0,171	6
ZU 230	230	30,3	0,207	7k
ZU 305	305	40,1	0,274	8k
ZU 455	455	60	0,410	8Ak

Napomene uz tablicu 6.4.:

- 1) Dopušteno odstupanje kinematske viskoznosti ν [mm²/s] iznosi $\pm 10\%$ za sve gradacije.
- 2) Viskoznosti po Engleru služe samo kao orijentacioni podaci.
- 3) Pri određivanju η [Pa·s] računato je sa $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$.
- 4) Ulja izrađena po ovom standardu upotrebljavaju se za podmazivanje zupčastih prenosnika i to za cilindrične i konične zupčanike sa pravim, kosim i zakrivljenim zupcima, kao i pužnih prenosnika koji rade pod različitim radnim uslovima.

TAB. 6.4a

Viskoznost cirkulacionih ulja na 50°C

Prema JUS B.H3.230

Oznaka	ν [mm ² /s]	η [°E]	η [Pa·s]
CP 2	1,6	1,1	0,00144
CP 3	3	1,24	0,0027
CP 6	6	1,48	0,0054
CP 9	9	1,74	0,0081
CP 14	14	2,25	0,0126
CP 20	20	2,88	0,0180
CP 27	27	3,65	0,0243
CP 37	37	4,9	0,0333
CP 50	50	6,6	0,0450
CP 75	75	9,3	0,0675
CP 100	100	13	0,090
CP 140	140	18,4	0,126
CP 200	200	26,3	0,180
CP 280	280	36,8	0,252
CP 400	400	52,6	0,360

Napomene uz tablicu 6.4a:

- 1) Dopušteno odstupanje kinematske viskoznosti ν [mm²/s] za sve gradacije cirkulacionih ulja iznosi $\pm 10\%$.
- 2) Pri određivanju dinamičkog viskoziteta η [Pa·s] računato je sa $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$.
- 3) Cirkulaciona ulja proizvedena po navedenom standardu upotrebljavaju se za podmazivanje ležišta, zupčanika, vodica i drugih sklopova.

TAB. 6.5
Preporučena maziva za reduktore sa cilindričnim i koničnim zupčanicima
sa pravim i helikoidnim zupcima

Tip reduktora	Karakteristična veličina [mm]	Temperatura okoline θ°	
		15 ÷ 60°F (-9,4 ÷ 15,5°C) AGMA №	50 ÷ 125°F (10 ÷ 51,7°C) AGMA №
Paralelna vratila	Jednostepeni $A_s \leq 200$ 200-510 > 510	2	3
		2	4
		3	4
	Dvostepeni $A_s \leq 200$ 200-510 > 510	2	3
		3	4
		3	4
Trostepeni $A_s \leq 200$ 200-510 > 510	2	3	
	3	4	
	4	5	
Planetni	$D_0 \leq 400$ > 400	2	3
		3	4
Vratila se seku	$L \leq 300$ > 300	2	4
		3	5
Reduktor sa elektromotorom		2	4
Brzohodi reduktori*		1	2

Napomene uz tablicu 6.5:

- Oznake za karakteristične veličine predstavljaju:
 A_s – međuosno rastojanje najsporohodijeg para zupčanika, D_0 – prečnik spoljnog kruga kartera, L – dužina izvodnice podeonog konusa koničnih zupčanika sa pravim i helikoidnim zupcima.
- *Za brojeve obrta preko 3600 min^{-1} ili za obimne brzine veće od 20 m/s
- U zavisnosti od konkretnih uslova može se upotrebiti mazivo sa manjim ili većim brojem po klasifikaciji AGMA.

TAB. 6.6
Preporučena maziva za pužne reduktore prema AGMA klasifikaciji

Osno rastojanje A [mm]	n [min^{-1}] do	Temperatura okoline θ°		n [min^{-1}] preko	Temperatura okoline θ°	
		-9,4 ÷ 15,5°C AGMA №	10 ÷ 51,7°C AGMA №		-9,4 ÷ 15,5°C AGMA №	10 ÷ 51,7°C AGMA №
Do 150	700	7 k 8 k	8 k 8 Ak	700	7 k 8 k	8 k 8 k
150-300	450	7 k 8 k	8 k 8 Ak	450	7 k 8 k	7 k 8 k
300-450	300	7 k 8 k	8 k 8 Ak	300	7 k 8 k	7 k 8 k
450-610	250	7 k 8 k	8 k 8 Ak	250	7 k 8 k	7 k 8 k
Preko 610	200	7 k 8 k	8 k 8 Ak	200	7 k 8 k	7 k 8 k

Napomene uz tablicu 6.6:

- Za dato A i n podaci za mazivo – AGMA № – u drugoj vrsti odnose se na pužni prenosnik sa globoidnim pužnim zavrtnjem.
- Za pužne prenosnike oba tipa sa $n \geq 2400 \text{ min}^{-1}$ ili sa brzinama klizanja $v_{kl} \geq 10 \text{ m/s}$ zahteva se podmazivanje sa ubrizgavanjem i tada se može koristiti mazivo za jednu numeraciju nižu od navedene u tablici.

(worm-type), za zadnje mostove automobila sa hipoidnim i drugim prenosima i za mnoge menjače (midl-type BP) i maziva za transmisije univerzalnog tipa (multipurpose-type) s obzirom na mogućnost legiranja maziva „paketima aditiva“, prema predlogu Komiteta API sva gore navedena maziva su zamenjena „univerzalnim mazivom za transmisije“ uz oznaku API – Service GL-5.

Prema preporukama AGMA u tablici 6.5 navedena su maziva za podmazivanje zupčastih reduktora u zavisnosti od veličine i tipa reduktora, temperature okoline θ° u skladu sa standardom AGMA 250.02 (v. tab. 6.2).

U tablici 6.6 iznesena su preporučena maziva za pužne reduktore.

6.2 SISTEMI PODMAZIVANJA REDUKTORA

Za podmazivanje zupčastih prenosnika u zatvorenim kućicama postoje dva osnovna sistema: potapanje elemenata zupčastog prenosnika u uljno kupatilo i ubrizgavanje ulja (cirkulacioni sistem).

Sistem podmazivanja treba odrediti tako da bi radne površine bile uvek prekrivene slojem maziva radi smanjenja intenziteta habanja i gubitaka energije na trenje i bučkanje maziva, a i radi boljeg odvođenja toplote i sprečavanja prekomernog zagrevanja.

Podmazivanje potapanjem zupčastog prenosnika u uljno kupatilo primenjuje se za obimne brzine zupčanika do 15 (20) m/s, a puža do 10 m/s. Pri većim obimnim brzinama centrifugalna sila odbacuje mazivo sa bokova zubaca pa je podmazivanje nedovoljno. Sem toga povećavaju se gubici energije usled intenzivnog bučkanja ulja i raste temperatura maziva, a pri vrlo velikim brzinama rasprskavano mazivo se penusa i u vezi s tim pogoršavaju se njegove mazive osobine kao i odvođenje toplote.

Snaga koja se gubi usled potapanja zupčanika u mazivo, za slučaj da je zupčanik potopljen za visinu zupca, može se orijentaciono odrediti prema obrascu

$$P = 1,56 \cdot 10^2 v L \sqrt{\eta / [\rho (z_1 + z_2)]} \text{ [kW]},$$

gde je: v [m/s] – obimna brzina zupčanika, L [m] – širina zupčanika, η [Pa·s] – dinamička viskoznost maziva na radnoj temperaturi, ρ [kg/m³] – gustina maziva na radnoj temperaturi, z_1 i z_2 – brojevi zubaca zupčanika.

Iz obrasca se vidi da je snaga koja se troši na bučkanje maziva proporcionalna obimnoj brzini. Zato je pri brzini većoj od 15 m/s neophodno primenjivati cirkulacioni sistem podmazivanja, mada se ovaj koristi i pri manjim brzinama kod nekih specijalnih reduktora kada je efikasno podmazivanje potapanjem, zbog složene konstrukcije reduktora, onemogućeno.

Pri obrtanju zupčanika potopljenog u ulje ono se rasprskava i odbacuje iz bazena na poklopac reduktora odakle se sliva na donji deo kućice i posebnim kanalima dovodi do ležišta. Ovaj sistem ne obezbeđuje zadovoljavajuće podmazivanje kliznih ležišta.

Prednost sistema podmazivanja potapanjem je velika sigurnost u pogonu a i stoga što ovaj sistem ne zahteva nikakve specijalne uređaje i to je razlog što je najšire rasprostranjen u praksi. Nedostatak mu je što se mazivo u procesu rada ne može filtrirati. Za reduktore opšte namene ovaj sistem se najčešće primenjuje.

Najsavršeniji sistem podmazivanja je cirkulacioni, kod koga se na bokove zubaca neprekidno dovodi sveže, ohlađeno i prečišćeno (filtrirano) mazivo.

Kod ovog sistema ulje se kroz mlaznice ili kolektore ubrizgava među zupce neposredno pre njihovog ulaska u spregu pod pritiskom (0,2...0,3) MPa. Za brzine $v = (20 \div 30) \text{ m/s}$, radi izbegavanja hidrauličnog udara, ulje se dovodi posebno na svaki zupčanik nešto pre ulaska u spregu.

Kroz sistem za podmazivanje (koji sadrži rezervoar, pumpu, filter, hladnjak, skupljač maziva, potrebne cevne vodove sa cevnom armaturom i za kontrolu, termometar i manometar) stalno cirkuliše jedno te isto ulje. Kod reduktora kućica služi i kao rezervoar i sakupljač maziva. Iz rezervoara ulje se potiskuje kroz filter i hladnjak do mesta podmazivanja, a odatle odlazi u sakupljač. Ovako dovedeno sveže ulje ne samo da pouzdano i dobro podmazuje zupčanike nego ih istovremeno intenzivno hladi i čisti radne površine zubaca. Cirkulacioni sistem podmazivanja reduktora se primenjuje pri obimnim brzinama zupčanika iznad 15 m/s, a i nezavisno od obimne brzine ako je to celishodno zbog radnih uslova i ako je ekonomski opravdano (za specijalne reduktore kada je podmazivanje potapanjem onemogućeno). Za turbinske reduktore primenjuje se isključivo cirkulacioni sistem podmazivanja. Nivo maziva u kućici mora biti ispod zupčanika.

Mazivo se do mesta podmazivanja dovodi posredstvom pumpe i cevni vodova raspoređenih

TABLICA 6.1a

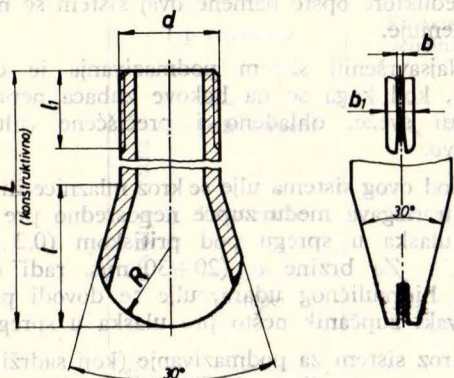
Mlaznica
Mere u mm

d	h	l	R	b $\pm 0,05$	b_1
1/4"	11	22	10	0,4	5
3/8"	13	25	12	0,5	5
1/2"	15	32	16	0,6	5
3/4"	19	40	22	0,8	5
1"	22	50	26	1,0	6

Napomena uz tablicu 6.1a
Oznake su date na sl. 6.2

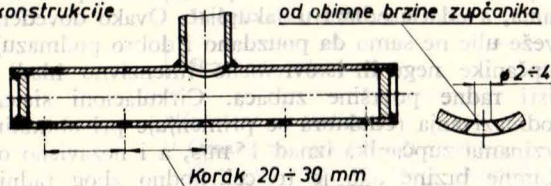
unutar ili izvan kućice reduktora. Za ravnomerniju raspodelu maziva po širini zupčanika na kraju cevnog voda stavlja se mlaznica (sl. 6.2) ili kolektori sa otvorima za prolaz ulja (sl. 6.3). Za cilindrične zupčanike sa pravim zupcima, pri obimnim brzinama do 20 m/s, a sa helikoidnim do 50 m/s mlaznice i

kolektori postavljaju se na udaljenosti oko 150 mm od mesta na kome zupci ulaze u spregu. Rastojanje između brizgaljki treba da bude oko 200–250 mm. U kotrljajna ležišta ulje se dovodi sa spoljne strane

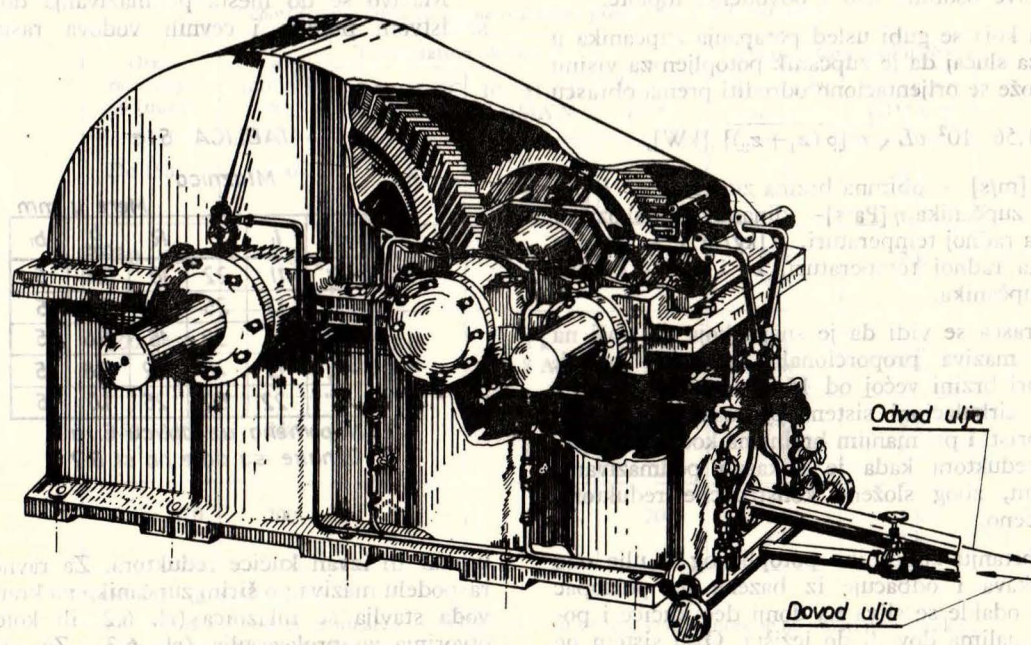


Sl. 6.2 Maznica

Dužina i oblik zavese od konstrukcije Broj redova 1 ili 2 u zavisnosti od obimne brzine zupčanika



Sl. 6.3 Kolektor



Sl. 6.4 Cirkulaciono podmazivanje reduktora

da bi kroz ležište oticalo u kućicu reduktora, a u klizna ležišta mazivo se dovodi u oblasti najnižeg pritiska (najvećeg zazora) odakle se posebnim kanalima raspoređuje po površinama košuljice i rukavca ležišta — (opširnije o tome vidi [13]).

Reduktor sa podmazivanjem pod pritiskom prikazan je na sl. 6.4, a šema cirkulacionog podmazivanja data je na sl. 6.5.

Ulje se iz rezervoara 1 posredstvom radne pumpe 3, koja dobija pogon preko vratila reduktora ili od posebnog elektromotora, usisava kroz filter 2 i potiskuje prema mestima podmazivanja kroz ventil 7 (tada je trokraka slavina 10 zatvorena) ili kroz trokraku slavinu 10 i hladnjak 13 (kada je ventil 7 zatvoren).

Druga pumpa 4 ima višestruku namenu: da podmazuje sklopove pre pokretanja reduktora, da poveća protok maziva pri forsiranom radu i da posluži kao rezervna pumpa u slučaju da otkáže glavna (radna) pumpa.

Za kontrolu proticanja ulja ka svakom mestu koje se podmazuje i za regulisanje količine protoka ugrađeni su pokazivači (indikatori) protoka 8 koji se mogu regulisati.

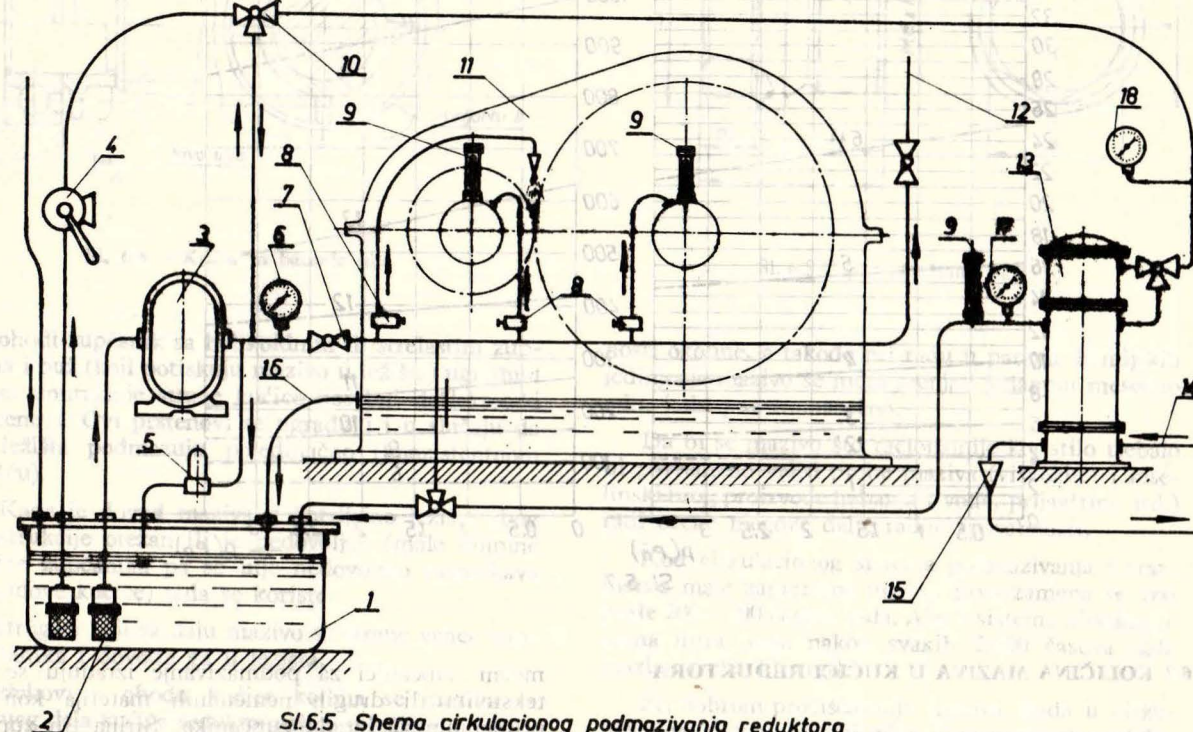
Sigurnosni ventil 5 koji je pomoću zavojne opruge podešen na određeni pritisak ima zadatak da višak ulja, pri prekoračenju pritiska u cevnim vodovima vraća u rezervoar.

Kontrola pritiska i temperature maziva ostvaruje se pomoću manometara 6, 17, 18 i termometra 9.

Glavne pumpe su obično zupčaste pumpe. One se odlikuju prostotom konstrukcije (nemaju osetljivih delova kao što su klipovi, ventili, zglobovi i sl.). U pogonu su sigurne i jeftine su. Na sl. 6.6

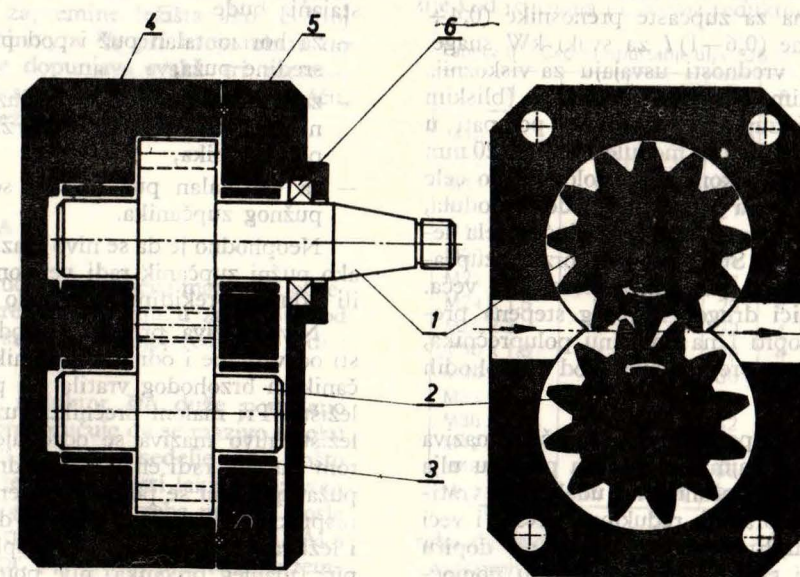
prikazana je zupčasta pumpa domaće proizvodnje sa tehničkim karakteristikama datim na sl. 6.7. Ona se sastoji od dva zupčanika (1 i 2) koji su smešteni u kućište (4), ležišnih čaura (3), poklopca (5) sa manžetnim zaptivačem (6) i zavrtnjeva kojima se pomenuti elementi spajaju u jednu celinu. Na usisnom vodu pumpe treba ugraditi mrežasti pre-

čistač koji ne propušta čestice veće od 0,1 mm a u povratnom vodu mikrofiltrar. Dimenzije cevi za provođenje ulja određuju se tako da brzina strujanja ulja u pojedinim vodovima bude za usisni vod 0,5–1,6 m/s, za potisni ovd 1–4 m/s i za povratni vod do 0,5 m/s. Potrebna količina ulja određuje se na osnovu toplotnog proračuna.



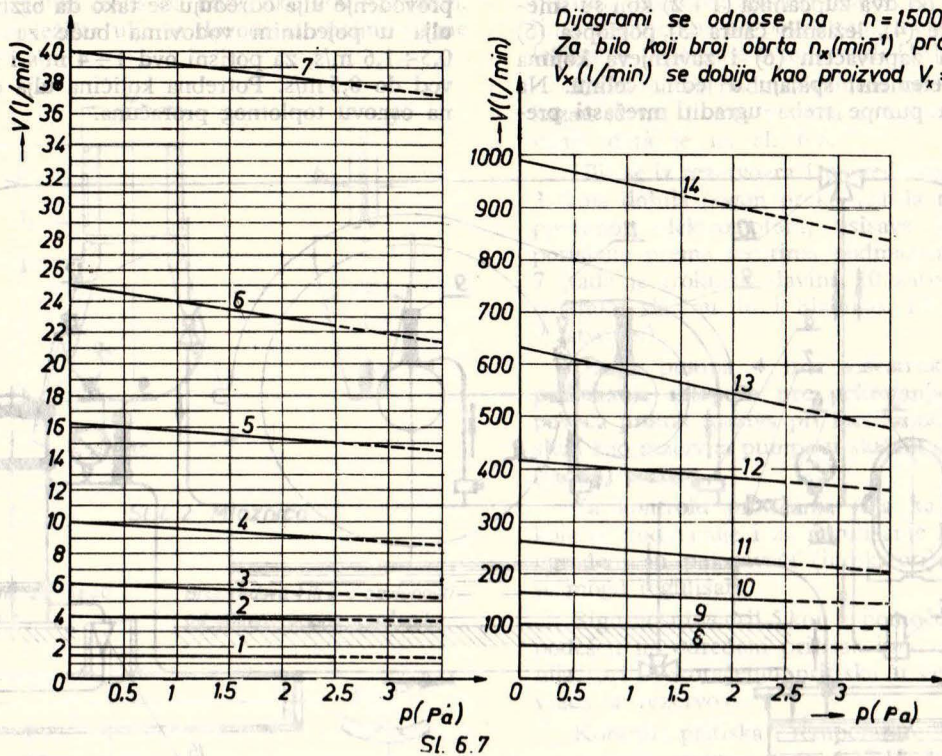
Sl. 6.5 Shema cirkulacionog podmazivanja reduktora

ZUPČASTA PUMPA (niskog pritiska)



Sl. 6.6

TEHNIČKI PODACI ZUPČASTE PUMPE



Sl. 6.7

6.3 KOLIČINA MAZIVA U KUĆICI REDUKTORA

Prema konkretnim uslovima u eksploataciji treba u kućici obezbediti optimalnu količinu maziva, jer višak prouzrokuje povećane gubitke energije na savlađivanje hidrauličkih otpora, a manjak ne obezbeđuje zadovoljavajuće podmazivanje spregnutih zuba. Količina ulja koja se naliva u kućicu iznosi prema preporukama za zupčaste prenosnike $(0,4 \div 0,6) l$, a za pužne $(0,6-1) l$ za svaki kW snage. Pri tome se veće vrednosti usvajaju za viskozija maziva. Pri velikim obimnim brzinama (bliskim 15 m/s) cilindrični zupčanici mogu se potapati u mazivo od 1 ÷ 5 modula (za module veće od 20 mm za polovinu modula), a konični za polovinu do cele dužine zupca. Puž treba potapati za 1 do 4 modula, ali ne više od centra najnižeg kotrljajućeg tela ležišta pužnog zavrtnja. Što je ugaona brzina zupčanika manja to dubina potapanja može biti veća. Sporohodi zupčanici drugog i trećeg stepena prenosa mogu se potopiti i na polovinu poluprečnika, što se međutim ne preporučuje kod brzohodnih prenosnika.

Kod cirkulacionog podmazivanja količina maziva u kućici treba da je najmanje jednaka protoku ulja za 20 minuta rada. Zupčanici na udaljenim vratilima višestepenih uspravnih reduktora, a često i veći zupčanici brzohodnih stepena prenosa ne dopiru do nivoa maziva i tada se oni podmazuju pomoćnim zupčanicima, diskovima ili prstenovima. Po-

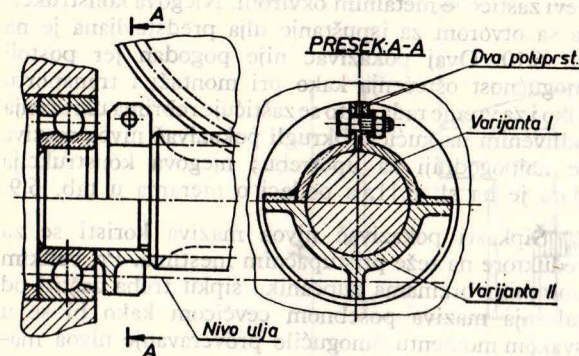
moćni zupčanici za podmazivanje izrađuju se od tekstolita ili drugih nemetalnih materija koji se primenjuju za izradu zupčanika. Širina tih zupčanika uzima se 0,3 do 0,5 širine osrovnih zupčanika.

Pošto se nivo maziva za reduktor u pogonu i izvan pogona razlikuje, standardom AGMA 440.02 se preporučuje da minimalni nivo maziva za vreme stajanja bude

- za horizontalan puž ispod pužnog zupčanika do sredine puža,
- za horizontalni puž iznad pužnog zupčanika, pužni zupčanik mora da bude zaronjen na $1/3$ svoga poluprečnika,
- za vertikalni puž mazivo se naliva do sredine pužnog zupčanika.

Neophodno je da se nivo maziva reguliše, naročito ako pužni zupčanik radi velikom obimnom brzinom ili s dužim prekidima vrlo malo brzinom.

Nivo maziva, prema tome određuje se u zavisnosti od veličine i odnosa zupčanika i ležišta bilo zupčanikom brzohodnog vratila (ili puža) bilo nekim od ležišta. Pri malom prečniku puža i većem prečniku ležišta nivo maziva se određuje prema ležištu i u tom slučaju, radi efikasnog podmazivanja, na vratilu puža ugrađuju se posebni prstenovi sa krilcima koja rasprskavaju mazivo i dovode do pužnog zupčanika i ležišta (v. sl. 6.8). To je neophodno u slučaju kad puž (manjeg prečnika) nije potopljen u mazivo. Za zaštitu ležišta u slučaju kada je u mazivo zaronjen



Sl. 6.8 — Krilca za bacanje ulja

brzohodi zupčanik sa helikoidnim ili strelastim zupcima i puž (koji potiskuju mazivo u ležišta) ugrađuju se sa unutrašnje strane kućice posebni deflektorski prstenovi. Ovi prstenovi se ugrađuju i u slučaju da se ležišta podmazuju pojedinačno (konzistentnom mašču).

Kada je dovod maziva u kotrljajno ležište zbog konstrukcije otežan ili je nedovoljan (male obimne brzine zupčanika pa se ulje nedovoljno rasprskava na zidove kućice) tada se koriste:

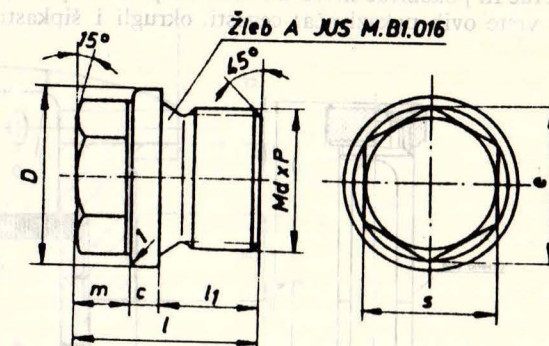
- strugači koji skidaju mazivo sa strane venca zupčanika i dovode ga u ležišta,
- žlebovi u obodu kućice kojima se mazivo sa gornjeg dela kućice reduktora sliva u ležišta.

Ako se na taj način ne obezbeđuje dovoljna količina maziva, ležišta se moraju podmazivati pojedinačno konzistentnom mašču. Tada se sa unutrašnje strane kućice postavlja zaštitni prsten, a sa spoljne poklopac da se ne bi gubilo mazivo. Mašču se napuni $1/3 \div 1/2$ slobodne zapremine ležišta ako je broj obrta iznad 1500 min^{-1} , a $2/3$ pri broju obrta do 1500 min^{-1} . Mast se dopunjava svaka tri meseca, a jednom godišnje se zamenjuje novom mašču, pošto se prethodno ležište ispere i očisti.

6.4 ZAMENA MAZIVA

U reduktorskim kućicama zamena maziva se određuje u svakom konkretnom slučaju u zavisnosti od uslova eksploatacije, sredine u kojoj reduktor radi i drugih faktora.

U nastojanju da reduktor što duže pouzdano funkcioniše AGMA preporučuje da se mazivo u toku perioda razrade menja posle dve nedelje rada, pošto se prethodno kućica temeljito očisti lakim mazivom za ispiranje. Nakon toga mazivo treba menjati posle svakih 2500 časova rada ili svakih 6 meseci. Ako su uslovi rada teži, npr. pri ostrim promenama temperature u kućici reduktora, koje dovode do kondenzacije vlage, zatim pri povećanoj vlažnosti i zagađe-



Sl. 6.9 Čep za ispuštanje ulja

nosti okoline, a takođe pri radu u parama hemijskih jedinjenja mazivo se mora menjati jedanput mesečno odn. jedanput tromesečno.

Da bi se mazivo što racionalnije koristilo trebalo bi povremeno vršiti probe maziva (viskozitet i kiselinški broj, proizvode habanja i vode, prljavština itd.) radi ocene njegove dalje radne sposobnosti.

Kod cirkulacionog sistema podmazivanja i srazmerno male zapremine maziva prva zamena se vrši posle 200—300 časova rada. Ako u sistemu cirkulacije nema filtra, tada nakon svakih 2500 časova rada mazivo treba filtrirati.

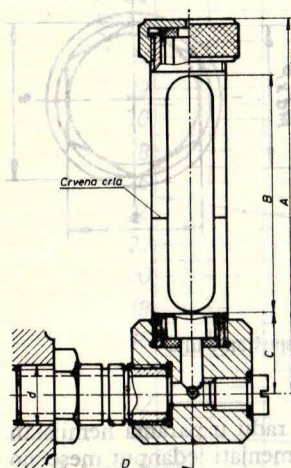
Pri dobrom pročišćavanju maziva, kada u cirkulacionom sistemu postoji filter ili se povremeno uključuje centrifuga, mazivo se može koristiti i do 10 godina bez zamene (2). Pri konstruisanju kućice treba predvideti otvore za ulivanje ulja i za vizuelnu kontrolu radnih površina zupčanika. Pri dnu kućice treba obezbediti otvor za ispuštanje maziva i emulzije kod ispiranja i čišćenja reduktora. Prečnik otvora

Tablica 6.7 Čep za ispuštanje ulja JUS M.B1.324

d	m	e	D	c	l	l ₁	s
M10 x 1	6	11,94	14	3	17	8	11
M12 x 1,5	6	15,33	17	3	21	12	14
M14 x 1,5	6	15,33	19	3	21	12	14
M16 x 1,5	6	18,72	21	3	21	12	17
M18 x 1,5	8	18,72	23	4	24	12	17
M20 x 1,5	8	20,88	25	4	26	14	19
M22 x 1,5	8	20,88	27	4	26	14	19
M24 x 1,5	9	23,91	29	4	27	14	22
M27 x 2	10	26,17	32	4	30	16	24
M30 x 1,5	10	26,17	36	4	30	16	24
M30 x 2	10	26,17	36	4	30	16	24
M33 x 2	11	29,56	39	5	32	16	27
M36 x 2	11	29,56	42	5	32	16	27
M42 x 2	12	32,95	49	5	33	16	30
M48 x 2	12	32,95	55	5	33	16	30
M60 x 2	15	39,55	68	5	40	20	36

treba da bude toliki da celokupna količina ulja ističe prosečnom brzinom od 0,5 m/s. Izgled čepa za otvor ispusta dat je na sl. 6.9, a dimenzije u tablici 6.7.

Radi kontrole nivoa maziva mora se predvideti merač ili pokazivač nivoa u kućici. U primeni postoje tri vrste ovih pokazivača: cevasti, okrugli i šipkasti.



Sl. 6.10 Cevni pokazivač

TABLICA 6.8

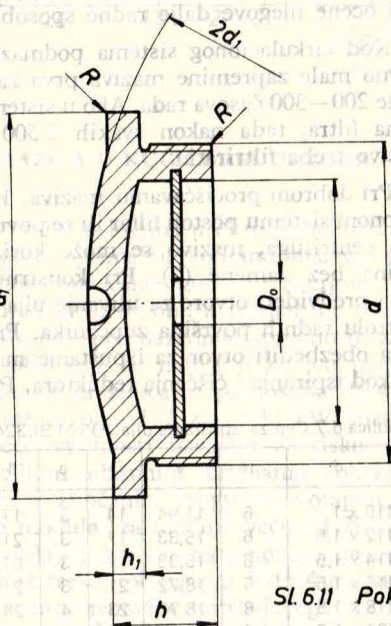
Mere u mm				
A	B	C	D	d
75	40	17	25	M16x1,5
100	60	19	35	M22x1,5
150	100	24	35	M22x1,5

Oznake su date na sl. 6.10

Cevni pokazivač nivoa ulja sastoji se od jedne staklene cevi zaštićene metalnim okvirom. Njegova konstrukcija sa otvorom za ispuštanje ulja predstavljena je na sl. 6.10. Ovaj pokazivač nije pogodan jer postoji mogućnost oštećenja kako pri montaži i transportu tako i za vreme rada, zato se zaštićuje rebrima ukrućenja odlivenim na kućici. Okrugli pokazivač nivoa maziva je najpogodniji za upotrebu; njegova konstrukcija data je na sl. 6.11, a podaci o merama u tab. 6.9.

Šipkasti pokazivač nivoa maziva koristi se za reduktore na teže pristupačnim mestima. Pri velikim obimnim brzinama zupčanika šipku treba zaštititi od talasnja maziva posebnom cevčicom kako bi se u svakom momentu omogućilo proveravanje nivoa maziva.

Za vreme rada reduktora povećava se pritisak unutar kućice zbog zagrevanja vazduha i maziva. Da ne bi došlo do probijanja zaptivača i gubitaka maziva usled porasta pritiska u kućici reduktora unutrašnjost kućice povezuje se sa spoljnom sredinom posredstvom oduška. Odušci se postavljaju na gornjem delu kućice reduktora i najčešće se izvode u obliku datom na slici 6.12 i prema tabelici 6.10.



Sl. 6.11 Pokazivač nivoa maziva

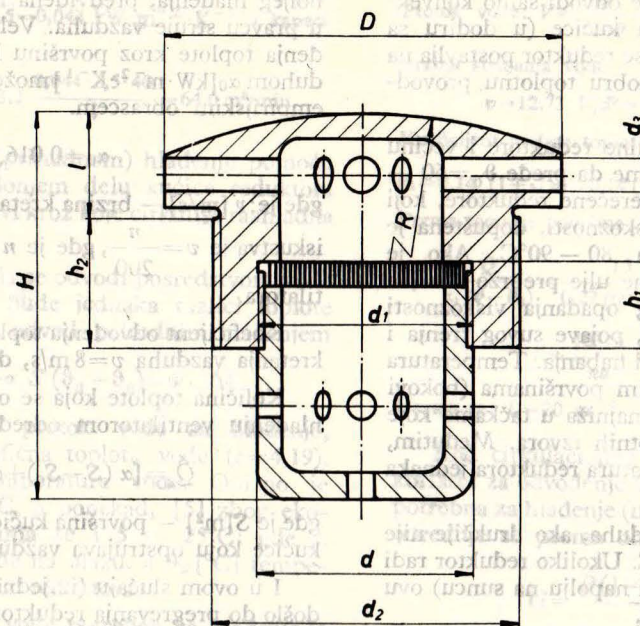
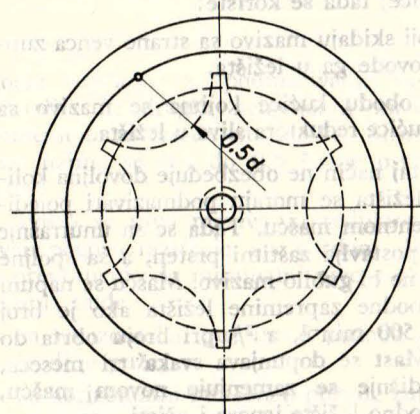
TABLICA 6.9

POKAZIVAČ NIVOVA MAZIVA

Redni broj	Mere u mm						
	d	d ₁	D	h	h ₁	D ₀	R
1	M50	63	40	16	5	6	1,5
2	M65	80	50	20	6	8	1,5
3	M80	100	63	25	8	10	2
4	M100	125	80	32	10	12	2

Napomena uz tablicu 6.9:

Obeležavanja su data na sl. 6.11, Materijal: telo od pleksiglasa, a zazor od tvrde PVC-folije.



Sl. 6.12 ODUŠKA

TABLICA 6.10

Mere u mm

d ₃	D	H	d ₂	h ₂	d ₁	h ₁	l	d	R
5	60	58	48	20	30	13	15	32	78
8	90	87	64	30	48	20	22	48	117

Napomena uz tablicu 6.10:

Oznake su date na sl. 6.12

6.5 TOPLOTNI PRORAČUN REDUKTORA

Pri radu zupčastih prenosnika neizbežno se javljaju gubici energije (na savlađivanje trenja pri sprezanju zupčanika, u ležištima i zaptivačima na hidraulične otpore — bućkanje ulja u kućici). Rad koji se troši na savlađivanje raznih otpora pretvara se u toplotu (toplota trenja) usled čega se reduktor zagreva. Količina toplote koja se stvara u reduktoru određuje se prema obrascu

$$Q_1 = P(1 - \eta) \quad [\text{kW}]$$

gde je P [kW] — snaga pogonske mašine, η — stepen iskorišćenja reduktora. Za cilindrični zupčasti par zajedno sa kotrljajnim ležištima i za opterećenje blisko nominalnom $\eta = 0,98 - 0,99$, za precizno obrađene zupčanike (IT6—IT7) i $\eta = 0,97 - 0,98$ za zupčanike za reduktore opšte namene (IT8). Odgovarajući konični zupčanici imaju stepen iskorišćenja za 0,01 — 0,02 manji. U slučaju da se vratilo oslanja na klizna ležišta, stepen iskorišćenja umanjuje se za 0,01 — 0,02.

Toplota trenja prenosi se preko maziva na kućicu reduktora, a zatim se odvodi prirodnim ili veštačkim (pojačanim) hlađenjem pomoću ventilatora ili vodom za hlađenje.

Prirodno hlađenje zadovoljava kod reduktora sa

većim dimenzijama kućice pri relativno malom opterećenju i sa visokim stepenom iskorišćenja kao i kod reduktora koji rade sa prekidima.

6.5.1. Prirodno hlađenje reduktora

Količina toplote koja se kod prirodnog hlađenja odvodi kroz zidove kućice je

$$Q_2 = \alpha S(\vartheta - \vartheta_0) \quad [\text{kW}]$$

Ovde je: α [kW·m⁻²·K⁻¹] — koeficijent odvođenja toplote, S [m²] — površina (hlađenja) kućice reduktora ϑ [°C] — temperatura ulja u kućici, ϑ_0 [°C] — temperatura okolnog vazduha. Obično je $\alpha = (0,87 - 1,84) \cdot 10^{-2}$. Veće vrednosti treba usvajati pri jačoj cirkulaciji vazduha oko kućice reduktora i slobodnijem kretanju maziva u kućici. Pri $\vartheta = 70 - 110^\circ\text{C}$ i čistoj nezapranoj površini kućice i pri pogodnim uslovima za odvođenje toplote kroz dno kućice $\alpha = (4,65 - 6,97) \cdot 10^{-2}$. Pod površinom hlađenja kućice reduktora podrazumeva se samo onaj deo spoljne površine koji se iznutra oplakuje mazivom, a spolja je obuhvata vazduh koji slobodno cirkuliše. Kod određivanja površine hlađenja kućice reduktora treba površini dodati i 50% od površine rebra

(preko ove površine toplota se odvodi samo konvekcijom) kao i donju površinu kućice (u dodiru sa fundamentom) za slučaj kada se reduktor postavlja na metalnu podlogu koja ima dobru toplotnu provodljivost.

Temperatura ulja za stabilne reduktore i većinu reduktora opšte namene ne sme da pređe $\vartheta_d = 60 - 70^\circ\text{C}$, a za termički jako opterećene reduktore, koji se podmazuju uljem veće viskoznosti, dopuštena je temperatura zagrevanja ulja $80 - 90^\circ\text{C}$. Ako je temperatura viša od dopuštene ulje prebrzo stari, a sem toga dolazi do osetnog opadanja viskoznosti ulja, prekidanja uljnog filma, pojave suvog trenja i još jačeg porasta temperature i habanja. Temperatura reduktora je najviša na radnim površinama (bokovi zubaca zupčanika, ležišta), a najniža u tačkama koje su najudaljenije od tih toplotnih izvora. Međutim, uzima se da je srednja temperatura reduktora jednaka temperaturi ulja u kućici.

Temperatura okolnog vazduha, ako drukčije nije dato, usvaja se da je $\vartheta_o = 20^\circ\text{C}$. Ukoliko reduktor radi u jako zagrejanoj okolini (leti napolju na suncu) ovu okolnost treba uzeti u obzir.

Pri radu reduktor će se zagrevati sve dotle dok ne nastupi stacionarno stanje, kada su proizvedena i odvedena količina toplote izjednačene tj.

$$Q_1 = Q_2, \text{ odnosno} \\ P(1-\eta) = \alpha S(\vartheta - \vartheta_o).$$

Iz tog uslova može da se odredi temperatura ulja, koja ne sme da bude viša od dopuštene,

$$\vartheta = \frac{P(1-\eta)}{\alpha S} + \vartheta_o \leq \vartheta_d$$

Češće se, međutim, određuje granična snaga tj. maksimalna snaga koju reduktor može trajno da prenosi, a da ne dodaje do pregrevanja:

$$P_{gr} = \frac{\alpha S(\vartheta_d - \vartheta_o)}{1-\eta} \geq P.$$

6.5.2. Veštačko hlađenje reduktora sa primerima proračuna

Ako se u reduktoru proizvodi tolika količina toplote Q_1 da se posredstvom kućice ne može odvesti na okolinu, temperatura ulja će porasti iznad dopuštene i reduktor će se pregrevati. U tom slučaju, za postizanje stacionarnog režima rada pri nižim temperaturama, neophodno je pojačati hlađenje. Ukoliko se to ne može postići povećanjem površine hlađenja pomoću rebara, što je najprostije, mora se veštačkim putem intenzivirati hlađenje. To je najčešće slučaj kod reduktora sa malim stepenom korisnosti kao kod pužnih reduktora i radi toga većina pužnih reduktora ima veštačko hlađenje.

Pri veštačkom hlađenju pužnih reduktora na vratilu puža postavlja se ventilator, koji struju vazduha usmerava na najtopliji deo kućice. Na kućici su, radi

boljeg hlađenja, predviđena rebra koja su usmerena u pravcu struje vazduha. Veličina koeficijenta odvođenja toplote kroz površinu koja se opstrujava vazduhom $\alpha_0 [\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ može se odrediti (prema [5] empirijskim obrascem.

$$\alpha_0 = 0,016 \sqrt{v},$$

gde je: v [m/s] — brzina kretanja vazduha: na osnovu iskustva je $v = \frac{n}{200}$, gde je n [min⁻¹] broj obrta ventilatora.

Koeficijent odvođenja toplote, pri graničnoj brzini kretanja vazduha $v = 8$ m/s, dostiže do $\alpha_0 = 0,045$.

Količina toplote koja se odvede preko kućice pri hlađenju ventilatorom određuje se po obrascu:

$$Q_2 = [\alpha(S - S_0) + \alpha_0 S_0](\vartheta - \vartheta_o),$$

gde je S [m²] — površina kućice, a S_0 [m²] — površina kućice koju opstrujava vazduh.

I u ovom slučaju (iz jednakosti $Q_1 = Q_2$), da ne bi došlo do pregrevanja reduktora, granična snaga mora biti najmanje jednaka ulaznoj, odnosno temperatura maziva (reduktora) ne sme prekoračiti dopuštenu tj. treba da su ispunjeni uslovi

$$P_{gr} = \frac{[\alpha S + (\alpha_0 - \alpha) S_0](\vartheta_d - \vartheta_o)}{1-\eta} \geq P,$$

$$\vartheta = \frac{P(1-\eta)}{\alpha S + (\alpha_0 - \alpha) S_0} + \vartheta_o \leq \vartheta_d.$$

Zapreminski protok vazduha — kapacitet ventilatora — određuje se na bazi toplote koju struja vazduha treba da odvede u svakom minutu

$$Q_2 = 60 \alpha_0 S_0 (\vartheta - \vartheta_o) \quad [\text{kJ} \cdot \text{min}^{-1}],$$

Kada se ova izjednači sa količinom toplote Q_2' koju prima protočna zapremina vazduha V ,

$$Q_2' = V \rho_v c_v \Delta \vartheta_v \eta_v \quad [\text{kJ} \cdot \text{min}^{-1}],$$

dobija se zapreminski protok vazduha

$$V = \frac{60 \alpha_0 S_0 (\vartheta - \vartheta_o)}{\rho_v c_v \Delta \vartheta_v \eta_v} = 58,2 \frac{\alpha_0 S_0 (\vartheta - \vartheta_o)}{\Delta \vartheta_v} \quad [\text{m}^3/\text{min}].$$

Ovde je: $\rho_v = 1,29$ kg/m³ — gustina suvog vazduha, $c_v = 1,00$ kJ/kg⁻¹ · K⁻¹ — specifična toplota suvog vazduha pri konstantnom pritisku, $\eta_v = 0,8$ — volumetrijski stepen iskorišćenja ventilatora, $\Delta \vartheta_v = \vartheta_2 - \vartheta_1$ — porast temperature vazduha pri opstrujavanju kućice, ϑ_1 — temperatura okoline, ϑ_2 — temperatura zagrejanog vazduha. Uzima se [7] da je $\Delta \vartheta_v = 2 \div 6^\circ\text{C}$, pri čemu se veće vrednosti usvajaju kada je viša radna temperatura reduktora, pri tom je

$$\vartheta_1 = \vartheta_o = 20^\circ\text{C}, \text{ a } \vartheta_2 = \vartheta_1 + \Delta \vartheta_v.$$

Primer: Odrediti kapacitet ventilatora, ako je poznat $n = 1500$ min⁻¹ — broj obrta ventilatora, $S_0 = 2,5$ m² i ako je usvojeno $\vartheta - \vartheta_o = 60 - 20 = 40^\circ\text{C}$, $\Delta \vartheta_v = 4^\circ\text{C}$.

Brzina strujanja vazduha $v = n/200 = 1500/200 = 7,5$ m/s; $\alpha_0 = 0,016 \sqrt{v} = 0,016 \sqrt{7,5} = 0,044$ kW · m⁻² · K⁻¹ a kapacitet ventilatora

$$V = 58,2 \frac{\alpha_0 S_0 (\vartheta - \vartheta_o)}{\Delta \vartheta_v} = 58,2 \frac{0,044 \cdot 2,5 \cdot 40}{4} = 64,0 \text{ m}^3/\text{min}.$$

Pri veštačkom — (prinudnom) hlađenju pomoću vode za hlađenje u donjem delu kućice reduktora ugrađuju se zmijaste cevi kroz koje cirkuliše rashladna voda.

Količina toplote koja se odvodi posredstvom vode za hlađenje mora da bude jednaka razlici toplote trenja i toplote koja se odvodi prirodnim hlađenjem

$$Q = P(1-\eta) - \alpha_1 S(\vartheta_d - \vartheta_o) = Vc \Delta \vartheta,$$

gde je: V (dm³/s) — protok vode za hlađenje, c [kJ/kg · °C] — specifična toplota vode ($c = 4,19$), $\Delta \vartheta$ [°C] — porast temperature vode. Obično je $\Delta \vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_1 = 5 \div 10^\circ\text{C}$, a ponekad, [5] zbog ekonomisanja vodom, uzima se i $5 \div 25^\circ\text{C}$; gde je ϑ_1 [°C] temperatura vode na ulazu, a ϑ_2 [°C] temperatura vode na izlazu iz reduktora.

Prema tome protok vode potreban za hlađenje je

$$V = \frac{P(1-\eta) - \alpha_1 S(\vartheta_d - \vartheta_o)}{c \Delta \vartheta}.$$

Brzina strujanja vode kroz cevi, pri unutrašnjem prečniku cevi d [obično je $d = 10 \div 30$ mm, prema GOST-u 617-64] određuje se na osnovu obrasca

$$v = \frac{40 V}{\pi d^2} = 12,73 \frac{V}{d^2} \quad [\text{m/s}]$$

gde je V u dm³/s, a d u cm.

Srednja temperatura vode je

$$\vartheta_m = (\vartheta_1 + \vartheta_2)/2 = \vartheta_1 + \Delta \vartheta/2 \approx \vartheta_o.$$

Površina cevi S_1 , kroz koju treba da se odvede količina toplote Q , određuje se po obrascu

$$S_1 = \frac{Q}{\alpha_1 (\vartheta_d - \vartheta_m)} = \frac{V \cdot c \Delta \vartheta}{\alpha_1 (\vartheta_d - \vartheta_o)} \quad [\text{m}^2],$$

a odavde potrebna dužina cevi

$$L = \frac{10^2 S_1}{\pi d} = \frac{10^2 V c \Delta \vartheta}{\pi d \alpha_1 (\vartheta_d - \vartheta_o)} \approx 133,4 \frac{V \Delta \vartheta}{d \alpha_1 (\vartheta_d - \vartheta_o)} \quad [\text{m}]$$

ako se u obrazac uvrsti $c = 4,19$, V u dm³/s, a d u cm. Ovde je α_1 [kW · m⁻² · K⁻¹] — koeficijent prelaza toplote od ulja na vodu koja cirkuliše kroz cev, koji se za cevi od bakra određuje zavisno od brzine po empirijskom obrascu [7]

$\alpha_1 = 0,14(1 + \sqrt{v})$, gde je v [m/s] — brzina proticanja vode u cevi. Ako su cevi od čelika debljine zidova $1 \div 3$ mm, vrednosti za α_1 treba smanjiti za $5 \div 15\%$.

Primer: Odrediti protok vode V [dm³/s], površinu cevi S_1 [m²] i dužinu cevi L (m) za odvođenje toplote $Q = 15$ kW ako je unutrašnji prečnik cevi $d = 30$ mm prirast temperature vode $\Delta \vartheta = 15^\circ\text{C}$, stacionarna temperatura reduktora (ulja) $\vartheta = 60^\circ\text{C}$ i temperatura okoline $\vartheta_o = 20^\circ\text{C}$.

$$\text{Protok vode: } V = \frac{Q}{c \Delta \vartheta} = \frac{15}{4,19 \cdot 15} = 0,238 \text{ dm}^3/\text{s}.$$

Brzina strujanja vode

$$v = 12,73 \cdot V/d^2 = 12,73 \cdot 0,238/3^2 = 0,337 \text{ m/s}.$$

Koeficijent prelaza toplote

$$\alpha_1 = 0,14(1 + \sqrt{v}) = 0,14(1 + \sqrt{0,337}) = 0,22 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prema tome je površina cevi:

$$S_1 = \frac{Q}{\alpha_1 (\vartheta - \vartheta_o)} = \frac{15}{0,22(60 - 20)} = 1,7 \text{ m}^2 \text{ pa je dužina:}$$

$$L = \frac{10^2 S_1}{\pi d} = \frac{10^2 \cdot 1,7}{\pi \cdot 3} = 18,04 \text{ m}.$$

Usvaja se: $L = 20$ m.

Kod cirkulacionog sistema podmazivanja ulje se koristi i za odvođenje toplote. Količina ulja G [dm³/s] potrebna za hlađenje (merodavna za kapacitet pumpe) određuje se prema obrascu

$$G = \frac{P(1-\eta) - \alpha S(\vartheta_d - \vartheta_o)}{c_p \rho_u \Delta \vartheta_u \eta_u},$$

gde je c_p [kJ · kg⁻¹ · K⁻¹] specifična toplota ulja pri $p = \text{konst.}$ koja se kreće u granicama $c_p = 1,68 - 2,32$; ρ_u [kg/dm³] gustina ulja koja za najčešće upotrebljena maziva iznosi $\rho = 0,89 - 0,91$ pri $\vartheta = 20^\circ\text{C}$; $\Delta \vartheta_u$ [°C] dopušteni porast temperature ulja koji se kod cirkulacionog podmazivanja kreće od $5 \div 20^\circ\text{C}$; $\eta_u = 0,5 \div 0,8$ stepen iskorišćenja ulja pri hlađenju. On uzima u obzir da se od ulja, koje se dovodi do zupčastog para, izvestan deo gubi, jer se odbacuje strujom vazduha i centrifugalnom silom te ne učestvuje jednako u razmeni toplote. Pri orijentacionim proračunima protok ulja G [dm³/s] (kapacitet pumpe) određuje se, uzimajući da je prema preporukama za svaki kW gubitka snage, potrebno obezbediti protok ulja $(4 \div 5) \cdot 10^{-2}$ dm³/s, odnosno

$$G = P[1-\eta] \cdot [4 \div 5] 10^{-2} \text{ dm}^3/\text{s}$$

Primer: Za ulaznu snagu od 1 000 kW i sledeće podatke: $\alpha = 0,01$ kW · m⁻² · K⁻¹; $S = 8$ m²; $\vartheta_d = 60^\circ\text{C}$; $\vartheta_o = 20^\circ\text{C}$; $c_p = 2$ kJ/kg · °C; $\rho_u = 0,9$ kg/dm³; $\Delta \vartheta_u = 15^\circ\text{C}$; $\eta_u = 0,8$ i $\eta = 0,9$ odrediti kapacitet pumpe (protok ulja).

$$G = \frac{P(1-\eta) - \alpha S(\vartheta_d - \vartheta_o)}{c_p \rho_u \Delta \vartheta_u \eta_u} = \frac{1000(1-0,9) - 0,01 \cdot 8(60-20)}{2 \cdot 0,9 \cdot 15 \cdot 0,8} = 4,48 \text{ dm}^3/\text{s}.$$

Prema približnom proračunu protok ulja bi iznosio

$$G = P(1-\eta) \cdot (4 \div 5) \cdot 10^{-2} = 1000(1-0,9) \cdot (4 \div 5) \cdot 10^{-2} = 4 - 5 \text{ dm}^3/\text{s}.$$

Prethodni proračuni odnose se na slučaj kada je reduktor neprekidno u pogonu. Međutim, ako reduktor radi sa prekidima ili ima cikličan režim rada, onda se u sve prethodne proračune uvrštava srednja snaga

$$P_{sr} = \frac{\sum P_1 t_1}{\sum t_1},$$

gde je: $t_1 = 10 \div 15$ min — vreme rada na određenom režimu ili vreme trajanja prekida rada (u periodu

stajanja je $P_1=0$). Ukoliko radi sa dužim prekidima rada (sat ili više), reductor za to vreme može da se ohladi.

Na osnovu toplotnog bilansa može se odrediti vreme neprekidnog rada reductoru T_n u toku koga temperatura ulja ne prelazi dopuštenu vrednost ϑ_d .

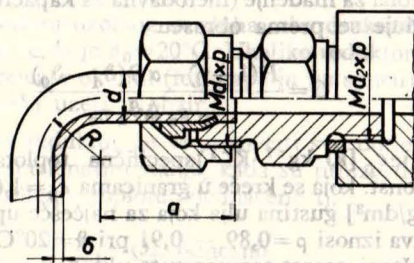
Jednačina toplotnog bilansa za vreme T_n , uz pretpostavku da temperatura reductoru linearno raste od ϑ_0 do ϑ_d , ima sledeći oblik

$$P(1-\eta) T_n = 0,5 \alpha S (\vartheta_d - \vartheta_0) \cdot T_n + (G_r c_r + G_u c_u) \cdot (\vartheta_d - \vartheta_0);$$

poslednji član predstavlja količinu toplote utrošenu na zagrevanje elemenata reductoru i maziva.

Prema tome, vreme neprekidnog rada reductoru je

$$T_n = \frac{(G_r c_r + G_u c_u) (\vartheta_d - \vartheta_0)}{P(1-\eta) - 0,5 \alpha S (\vartheta_d - \vartheta_0)};$$



Sl. 6.13 Cevni nastavak

gde je: G_r i c_r — masa metalnih delova reductoru i njihova specifična toplota (za metale $c_r \approx 0,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a G_u i c_u — masa i specifična toplota ulja u reductoru.

6.5.3. Cevna armatura

Cevnim vodovima se kod cirkulacionog podmazivanja reductoru sprovodi ulje a kod veštačkog hlađenja rashladna voda.

Cevne vodove čine niz spojenih cevi, cevnih elemenata naročitog oblika i cevna armatura.

Konstruktivni oblici cevne armature navedeni su na sl. 6.13 do 6.21, a podaci o dimenzijama u tablicama 6.11 do 6.19.

TABLICA 6.11
Cevni nastavak

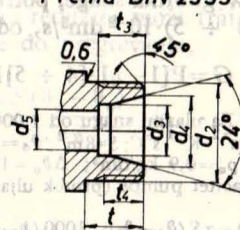
Pn [MPa] Nazivni pritisak	d [mm] Naz. preč.	d x δ	Md, x P Dimen. cevi	Mere u mm		R	a
				Navoj na priključcima Md ₂ x p	Witvort. cev. nav.		
10	10	10 x 1,5	M16 x 1,5	M14 x 1,5	R 1/4"	30	36
	12	12 x 1,5	M18 x 1,5	M16 x 1,5	R 3/8"	40	36
	15	15 x 1,5	M22 x 1,5	M18 x 1,5	R 1/2"	45	42
	18	18 x 2	M26 x 1,5	M22 x 1,5	R 1/2"	45	42
	22	22 x 2	M30 x 2	M26 x 1,5	R 3/4"	45	46

Napomena uz tablicu 6.11:

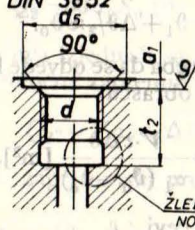
Oznake su date na sl. 6.13

PRIKLJUČNE MERE NA TELU UREĐAJA

Spoljni navoj
Prema DIN 2353



Unutrašnji navoj
Prema DIN 3852



Sl. 6.14
TABLICA 6.12

Priključne mere

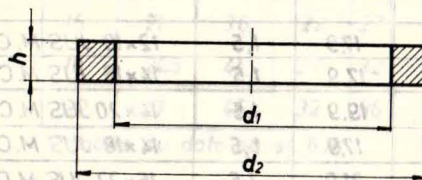
Naziv spoljni prečn. cevi	Navoj Md ₁ x p	Navoj Md ₂ x p	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	a ₁	b +0,2	t ±0,2	Mere u mm					
										t ₁	t ₂	t ₃	t ₄		
10	M14 x 1,5	M16 x 1,5	10	12,3	8	20	1	12	11	18,5	-	-	13	7	8
12	M16 x 1,5	M18 x 1,5	12	14,3	10	22	1	12	11	18,5	-	-	13	7	8
15	M18 x 1,5	M22 x 1,5	15	17,3	12	24	1	12	12	18,5	-	-	13	7	9
18	M22 x 1,5	M26 x 1,5	18	20,3	15	28	1	14	12	20,5	-	-	15	7,5	9
22	M26 x 1,5	M30 x 2	22	24,3	19	32	1	16	14	22,5	-	-	15	7,5	10

Oznake su date na sl. 6.14

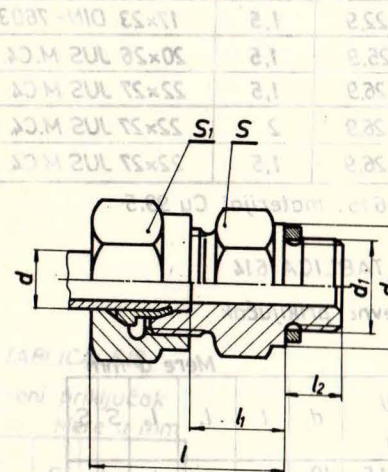
Glatke cevi bez šava izrađuju se od: čelika (Č.1212, Č.1402 prema JUS C.B5.226 i 122), bakra (Cu 99,5; Cu 99,75 prema JUS C.D5.020 i 500), mesinga (Cu80Zn prema JUS C.J1.030).

Materijali od kojih se izrađuju elementi armature su za:

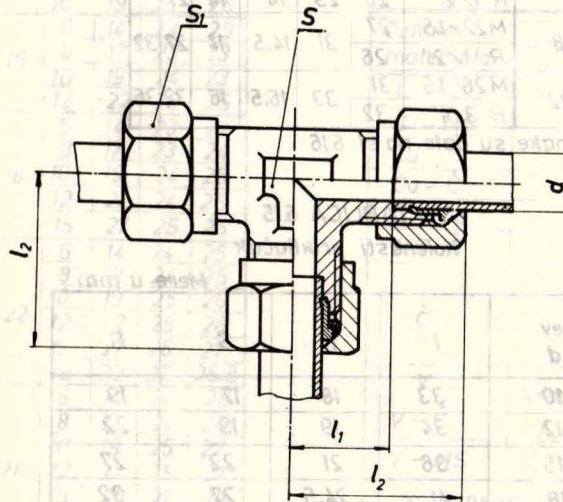
1. Spojne navrtke: Č.1530 i specijalni mesing: P. Cu 58 Zn Mn 2 Č. 45,



Sl. 6.15 ZAPTIVAČ JUS M.C4.500



Sl. 6.16 Cevni priključak

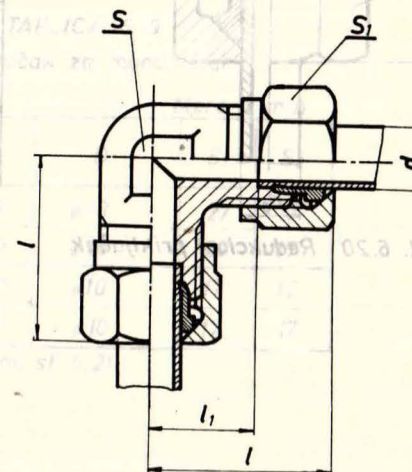


Sl. 6.18 Trokraki priključak

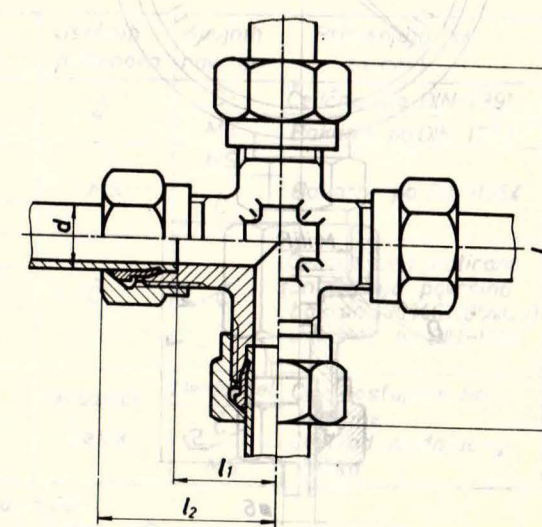
2. Cevne nastavke: Č.1530 i specijalni mesing: Cu58 ZnAl 2,
3. Redukcione priključke: Č.1290,
4. Usečene prstenove: Č.1290,
5. Kolenaste, trokrake i četvorokrake priključke: Č.1220, Č.1530 i specijalni mesing: Cu 58 Zn Al 2.

Preporučeni materijali pojedinih elemenata cevne armature za čelične cevi prema DIN 2391 i za bakarne cevi prema DIN 1754 navedeni su u tablici 6.20.

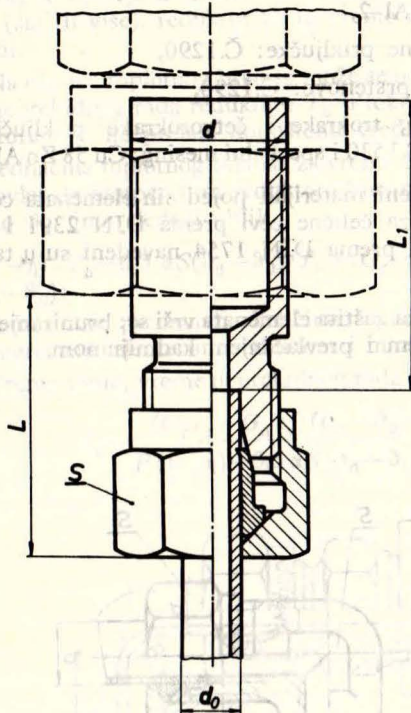
Površinska zaštita elemenata vrši se: bruniranjem, pocinkovanjem i prevlačenjem kadmijumom.



Sl. 6.17 Kolenasti priključak



Sl. 6.19 Četvorokraki priključak



Sl. 6.20 Redukcioni priključak

TABLICA 6.13
Zaptivač

Mere u mm

Md ₁ ×p	d ₁ +0,3	d ₂ -0,2	h ±0,2	O z n a k a
M10×1,5 R 1/8"	10,2	13,9	1	10×14 JUS M.C4. 500
M12×1,5 R 1/4"	12,2	17,9	1,5	12×18 JUS M.C4. 500
M14×1,5 R 1/4"	14,2	19,9	1,5	14×20 JUS M.C4. 500
M16×1,5 R 1/4"	16,2	21,9	1,5	16×22 JUS M.C4. 500
M18×1,5 R 3/8"	18,2	23,9	1,5	18×24 JUS M.C4. 500
M20×1,5 R 1/2"	20,2	25,9	1,5	20×26 JUS M.C4. 500
M22×1,5 R 1/2"	22,2	26,9	2	22×27 JUS M.C4. 500
M22×1,5 R 1/2"	22,2	26,9	1,5	22×27 JUS M.C4. 500

Oznake su date na sl. 6.15. materijal Cu 99,5

TABLICA 6.14
Cevni priključak

Mere u mm

Cev d	Navoj d ₁	d ₂	l	l ₁	l ₂	S	S ₁
10	M14×1,5	19	26	11	12	19	19
	R 1/4"	18					
12	M16×1,5	21	27	12,5	12	22	22
	R 3/8"	22					
15	M18×1,5	23	29	13,5	12	24	27
	R 1/2"	26	29	14	14	27	27
18	M22×1,5	27	31	14,5	14	27	32
	R 1/2"	26					
22	M26 1,5	31	33	16,5	16	32	36
	R 3/4"	32					

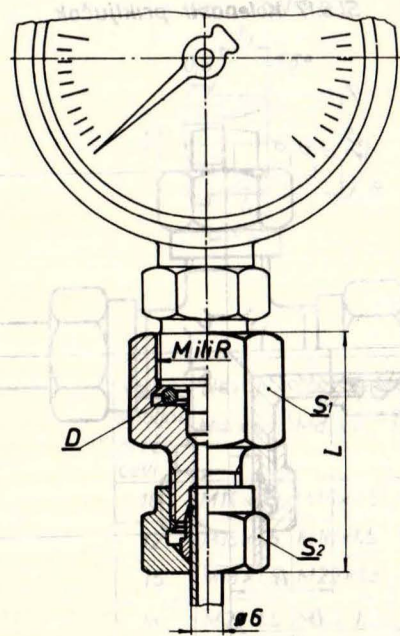
Oznake su date na sl. 6.16

TABLICA 6.15
Kolenasti priključak

Mere u mm

Cev d	l	l ₁	S	S ₁
10	33	18	17	19
12	34	19	19	22
15	36	21	22	27
18	41	24,5	27	32
22	46	29,5	32	36

Oznake su date na sl. 6.17



Sl. 6.21 PRIKLJUČAK ZA MANOMETAR

TABLICA 6.16
Trokraki priključak

Mere u mm

Cev d	l ₁	l ₂	S	S ₁
10	18	33	17	19
12	19	34	19	22
15	21	36	22	27
18	24,5	41	27	32
22	29	46	32	36

Oznake su date na sl. 6.18

TABLICA 6.17
Četvorokraki priključak

Mere u mm

Cev d	l	l ₁	l ₂	S	S ₁
10	66	18	33	17	19
12	68	19	34	19	22
15	72	21	36	22	27
18	82	24,5	41	27	32
22	92	29,5	46	32	36

Oznake su date na sl. 6.19

TABLICA 6.18
Priključak za manometar

Mere u mm

M ili R	L	D	S ₁	S ₂
M20×1,5	50	∅18	27	17
R 1/2"	50	∅18	27	17
M12×1,5	42	∅10	17	17
R 1/4"	42	∅10	17	17

Oznake su date na sl. 6.21

TABLICA 6.18

Redukcioni priključak
Mere u mm

Cevi d	d ₀	S	L	L ₁
10	6	14	23	23
	8	17	25	25
12	6	14	23	23
	8	17	23	23
	10	19	26	26
15	6	14	23	29
	8	17	23	23
	10	19	24	23
	12	22	25	25
18	6	14	23	24
	8	17	23	24
	10	19	24	25
	12	22	24	25
	15	27	25	26
22	6	14	24	25
	8	17	24	25
	10	19	25	26
	12	22	25	26
	15	27	26	27
	18	32	27	26,5
28	6	14	24	26
	8	17	24	26
	10	19	25	27
	12	22	25	27
	15	27	27	28
	18	32	27	27,5
22	36	29	27,5	

Oznake su date na sl. 6.20

TABLICA 6.20

Materijali

Oznaka materijala	Priključka	Usečnih prstenova	Spojnih navrtki	Primenjuju se za cevi
Č - Č	Č	Č	Č	Čelične po DIN-2391
Č - MS	Č	Č	MS	Bakarne po DIN-1754
Cu	MS	MS	MS	Bakarne po DIN-1754
Cu - Č	MS	MS	Č	Bakarne po DIN-1754
Č - Cu	Č	MS	Č	Čelične cevi platirane (unutrašnja površina bakrom. 90%Č.10%Cu)
MS - Č	MS	MS	Č	Bakarne po DIN-1754
Č	Č	Č	Č	Čelične cevi platirane (unutrašnja površina bakrom. 90%Č.10%Cu)
V	Nerdajući	Nerdajući	Nerdaj.čel.	Cevi postojeane na kiseline
V - Č	čelik	čelik	Č	Cevi od nerđajućeg čelika
V - MS	čelik	čelik	MS	Cevi od nerđajućeg čelika

Napomena uz tablicu 6.20:

- 1) Značenje oznaka je: Č - čelik, MS - specijalni mesing, Cu - bakar, V - plastična masa,
- 2) Oznake preporučenih materijala navedene su u tekstu.

LITERATURA

1. Ačerkan, N. S.: Spravočnik mašinstroitelja, tom 4, knjiga 2, MAŠGIZ, Moskva, 1963.
2. Ačerkan, N. S.: Spravočnik mašinstroitelja, tom 4, knjiga 1, MAŠGIZ, Moskva, 1962.
3. Anfimov, M. I.: Konstrukcii reduktorov, MAŠGIZ, Moskva, 1962.
4. Boner, Č. Dž.: Reduktorne i transmissione masla, Izdatelstvo „Himija”, Moskva, 1967.
5. Davidov, B. L. i dr.: Reduktori, MAŠGIZ, Moskva – Kiev, 1963.
6. Djačenko, S. K.: Stolbovoj, S. Z.: Detali mašin, Atlas, Tehnika, Kiev, 1965.
7. Dmitrijev, V. A.: Detali mašin, Sudostroenie, Lenjingrad, 1970.
8. Dunajev, P. F.: Konstruirovanie uzlov i detalej mašin, Izdatelstvo „Višaja škola”, Moskva, 1966.
9. Jakovlev, N. F.: Detali mašin, Izdatelstvo „Višaja škola”, Minsk, 1964.
10. Rešetov, D. N.: Detali mašin, Atlas konstrukcij, Mašinstroenie, Moskva, 1970.
12. Tevs, N. G. i dr.: Reduktorstroenie, MAŠGIZ, Moskva, 1946.
12. Trbojević, M. D.: Reduktori, Naučna knjiga, Beograd, 1952.
13. Vitas, D. J. i Trbojević, M. D.: Mašinski elementi II, Naučna knjiga, Beograd, 1981.
14. Vitas, D. J. i Trbojević, M. D.: Mašinski elementi III, Naučna knjiga, Beograd, 1981.
15. Priručnik SHELL-a: The Lubrication of Industrial Gears.
16. Katalog: PPT (Fabrika hidrauličnih uređaja „Prva petoletka” Trstenik).

7. PRIMERI PRORAČUNAVANJA SA KONSTRUKTIVNIM REŠENJEM

Primer 7.1.: Treba proračunati i konstruisati reduktor nominalne snage $P_n=30$ kW, prenosnog odnosa $i=20$, ulaznog broja obrta $n_1=1450$ min⁻¹, sa paralelnim vratilima u horizontalnoj ravni, industrijskog tipa.

Zadatom prenosnom odnosu odgovara dvostepeni reduktor. Ceo proračun biće dat tabelarno s obzirom da je proračunavanje zupčanika već ranije objašnjeno (v.1.3.1).

TABLICA 7.1

Usvojeni odnosno pretpostavljeni podaci

Veličina odn. pojam	Zupčanik			
	1	2	3	4
Prenosni odnos	$i_{1-2}=4$		$i_{3-4}=5$	
Broj zubaca	25	101	23	114
Materijal	Č.1531	Č.5439	Č.4321	Č.3230
σ_{at0} [MPa]	170	200	230	200
K [MPa]	38	17	45	34
Faktor pomeranja α	+0,3	0	+0,5	0
Faktor tačnosti i finoće obrade α	7	5	5	5
Faktor dužine zubaca ψ	25	30	30	30
Ugao nagiba zubaca β	10° (levi)	10° (desni)	10° (desni)	10° (levi)
Obimna brzina v [m/s] (pretpostavljena)		3,5	1	

TABLICA 7.2

Izračunati podaci, odnosno podaci nađeni u odgovarajućim tablicama

Veličina odn. pojam	Zupčanik			
	1	2	3	4
Prenosni odnos	$i = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = \frac{101 \cdot 114}{25 \cdot 23} = 20,04$			
$z_n = z / \cos^3 \beta$	26	106	20,3	120
Faktor oblika Φ_n	8,42	8,05	8,17	8,14
Faktor radnih uslova ξ_k	0,667		0,834	
Dopušteni napon σ_{at}	113,3	125	192	165,5
Stepen spreznja ϵ_1, ϵ_2	0,805	0,92	0,77	0,9165
Faktor stepena spreznja ξ_s	1,38		1,35	
Normalni modul m_n	2,25		3	
Bočni modul m_s	2,286		3,066	
Dužina zubaca b		58		78
Prečnik d_0	57,2	231	70,6	349,5
Ugao α_s	20°17' (levi)	20°17'	20°17' (desni)	20°17'
inv α_{ds}		0,01739		0,01882
α_{ds}		21°		21°33'
Napon σ_r	82,5	116,2	153	154
Faktor ξ_k		0,625		0,79
Dopušteni napon σ_{at}	106,2	125	165,5	159,5
Meduosno rastojanje A		144,62		216,92
Prečnik d_1	57,5	232,5	72,2	357,8
Koeficijent izdržljivosti K		8,24		15,8
Stepen sigurnost v	4,61	2,06	2,85	2,15

TABLICA 7.3

Opterećenje vratila u kN

Mesto na vratilu		I	A	C	E	1	2	3	4	B	D	G	III
Sila	F_0					6,88	6,88	22,2	22,2				
	F_r					2,64	2,64	8,75	8,75				
	F_a					1,31	1,31	3,64	3,64				
	F_H	2	4,54	-0,36	18,22	2,64	2,64	8,75	8,75	0,1	6,47	-66,98	40
	G	0,2				0	0,15	0	0,3				0,2
F_V	0,2	-4,5	12,31	-7,4	6,88	7,03	22,2	-21,9	-2,18	16,92	-14,3	0,2	

Napomena uz tablicu 7.3: Mesto na vratilu pokazano je na sl. 7.2

TABLICA 7.4

Momenti koji napadaju vratila i odgovarajući prečnici

Vratilo broj	Mesto na vratilu	I	A;C;E	1;2		3;4		B;D;G	III
				levo	desno	levo	desno		
I	M_H	0	-176	-22,6	14,6	-	-	0	-
	M_V	0	-17,6	-318,3	-318,3	-	-	0	-
	M_r	0	177	319	318,4	-	-	0	-
	M_t	197,8	197,8	197,8	0	-	-	0	-
	M_i	132	223	346	318,4	-	-	0	-
	d_{rae} [cm]	2,8	3,34	3,86	3,86	-	-	0	-
d [mm]	32	35	45	45	-	-	35	-	
II	M_H	-	0	-21,6	130,8	308,6	440	0	-
	M_V	-	0	738,6	738,6	1150	1150	0	-
	M_r	-	0	742	750	1188	1230	0	-
	M_t	-	0	0	800	800	0	0	-
	M_i	-	0	742	925	1305	1230	0	-
	d_{rae} [cm]	-	0	5,38	5,38	6,02	6,02	0	-
d [mm]	-	50	60	60	68	68	50	-	
III	M_H	-	0	-	-	2514	3166	5000	0
	M_V	-	0	-	-	-1022	-1022	-37,5	0
	M_r	-	0	-	-	2708	3330	5000	0
	M_t	-	0	-	-	-	3960	3960	3960
	M_i	-	0	-	-	2708	4260	5650	2648
	d_{rae} [cm]	-	0	-	-	8,91	8,91	9,8	7,6
d [mm]	-	85	-	-	100	100	100	85	

Napomena uz tablicu 7.4: Mesta na vratilima vide se iz sl. 7.2. Podaci za momente dati su u Nm.

TABLICA 7.5

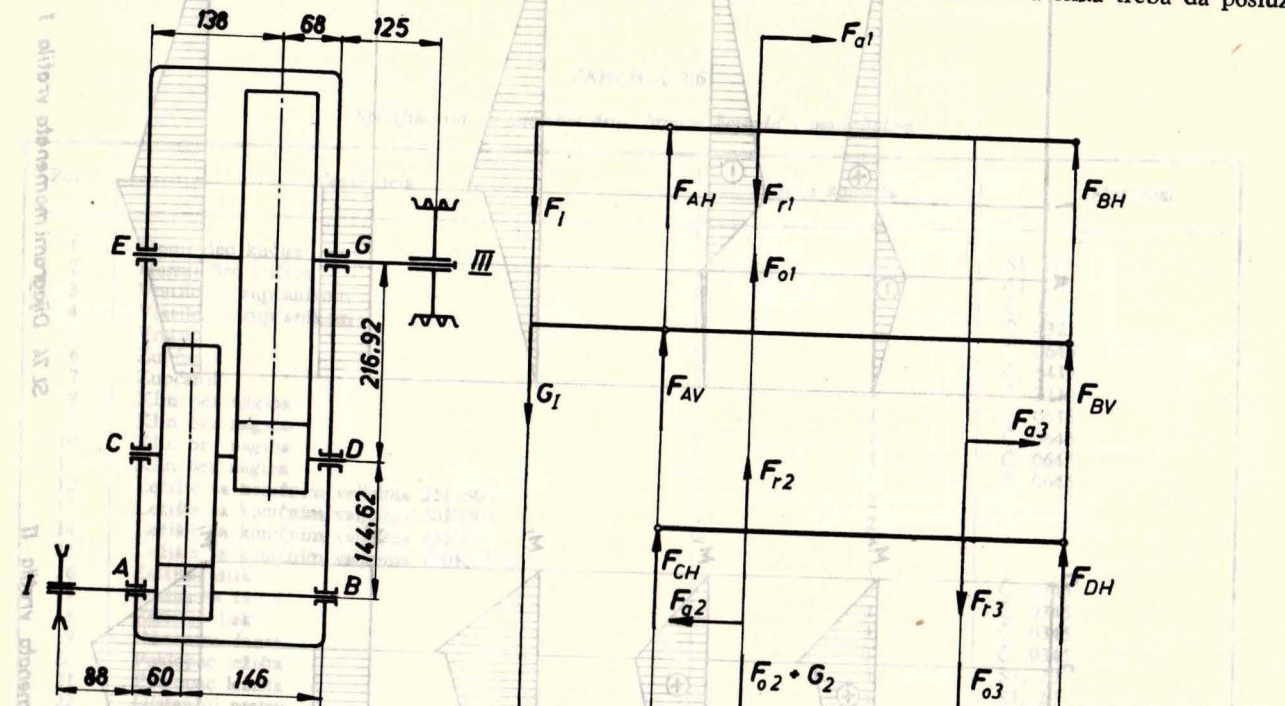
Rezultati proračuna i izbora ležišta

Podatak	Mesto na vratilu					
	A	B	C	D	E	G
F_r [kN]	6,4	2,18	12,35	18,12	19,65	68,35
F_a [kN]		1,31	2,33		3,64	
F [kN]	6,4	3,71	10,38	18,12	14,92	68,35
d [mm]	35	35	50	50	85	100
n [min ⁻¹]	1450	1450	359	359	72,5	72,5
T [h]	12000	60150	28000	8800	97000	14900
Ležište	35KB03	35KB03	50KB03	50KB03	85KB02	100KB22

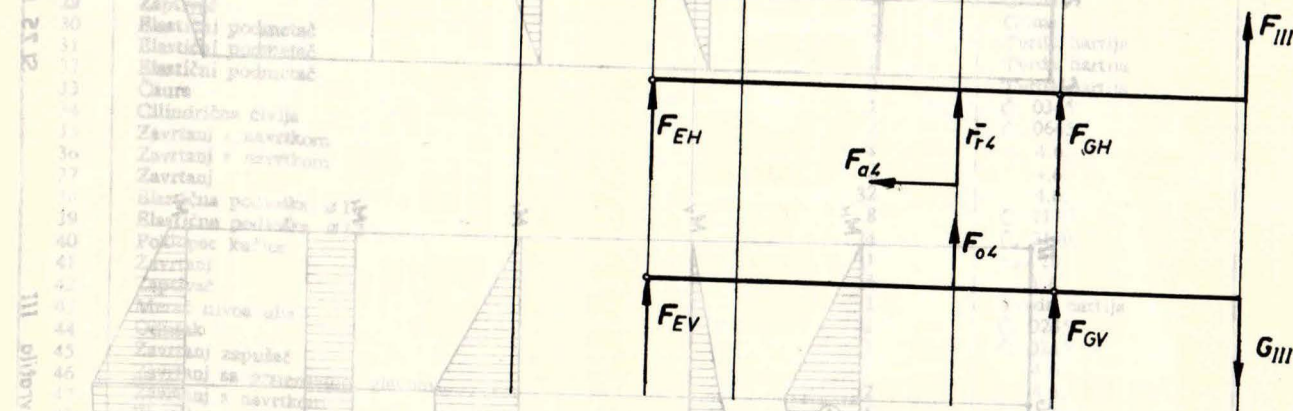
Napomena uz tablicu 7.5: Za ležište na mestu A usvojen je vek ležišta $T=12000$ časova; izbor ostalih ležišta vršen je na osnovu prečnika vratila pa je potom proračunavan vek ležišta.

Na sl. 7.1 prikazana je shema reduktora iz primera 7.1. Pretpostavlja se da se na ulaznom i izlaznom vratilu umesto spojnice nalaze kaišnici (najnepovoljniji slučaj) i da su sile od zatezanja kaiševa u horizon-

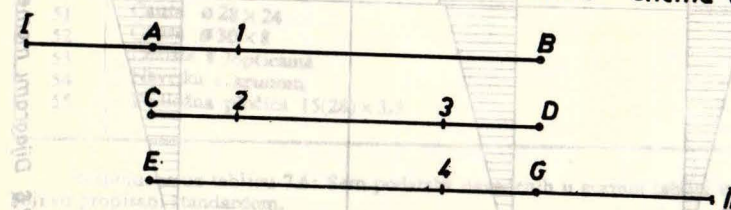
talnoj ravni. Intenzitet opterećenja na mestima kaišnika uzet je da je 2 kN za ulazni i 40 kN za izlazni kaišnik. Na sl. 7.2 dato je obeležavanje karakterističnih mesta na pojedinim vratilima i ova slika treba da posluži



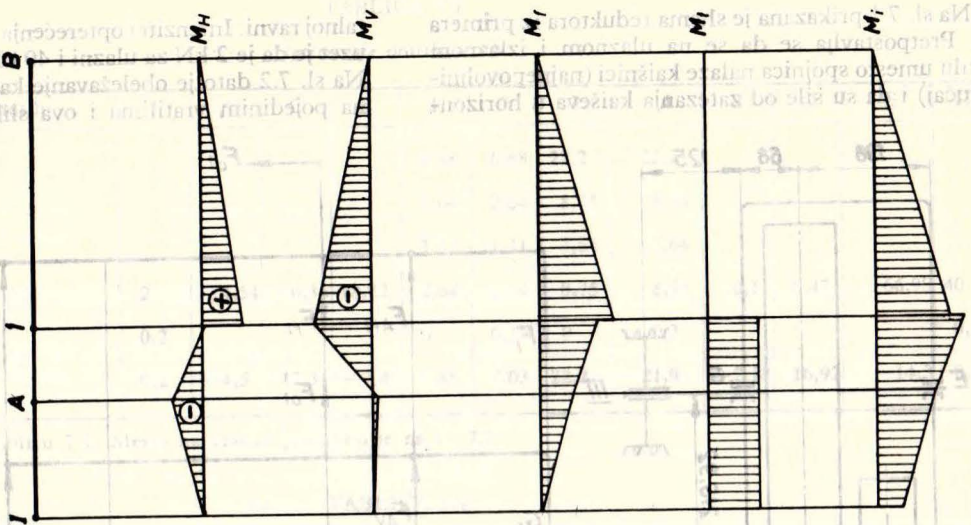
Sl. 7.1 Shema reduktora



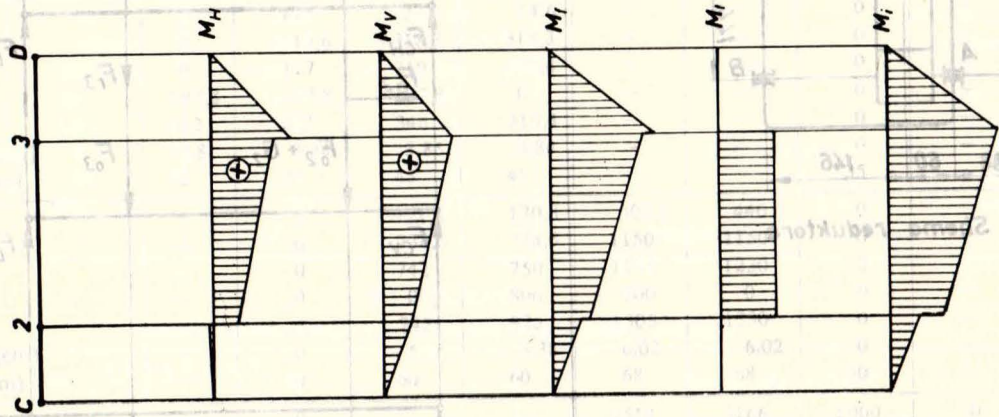
Sl. 7.2 Obeležavanje karakterističnih mesta na vratilima



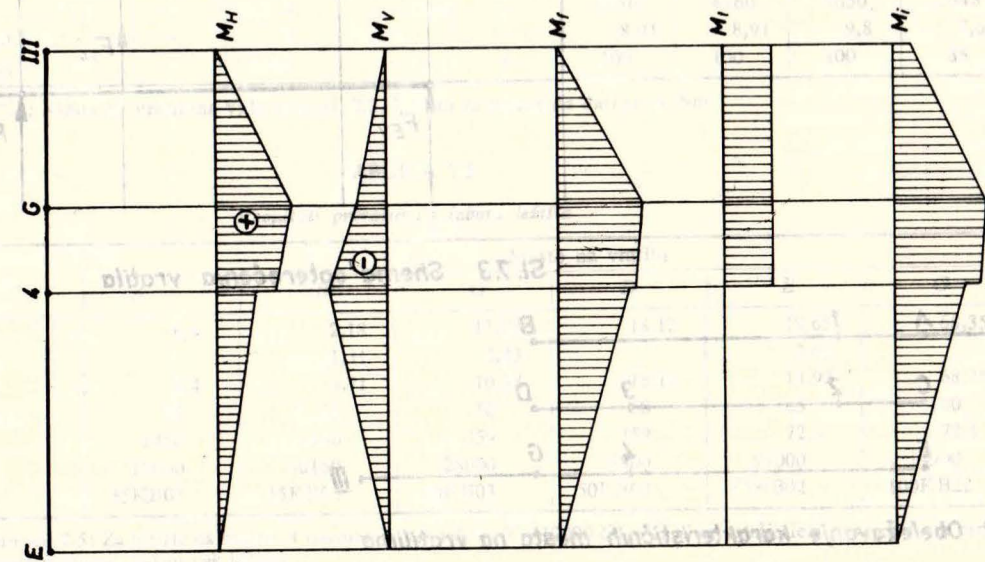
Sl. 7.3 Shema opterećenja vratila



Sl. 74 Dijagrami momenata vratila I



Sl. 75 Dijagrami momenata vratila II



Sl. 76 Dijagrami momenata vratila III

prilikom proračunavanja podataka sadržanih u tablicama 7.3, 7.4 i 7.5. Na sl. 7.3 date su sheme opterećenja za sva tri vratila, dok sl. 7.4, 7.5 i 7.6 prikazuju dijagrame momenata savijanja, uvijanja i fiktivnih momenata savijanja. Ovi dijagrami nisu crtani u razmeri i

treba da posluže samo u cilju načelnih objašnjenja. Na sl. 7.7 prikazan je sklopni crtež reduktora, dok je specifikacija delova sa nazivima, brojem komada i podacima o materijalu data u tablici 7.6.

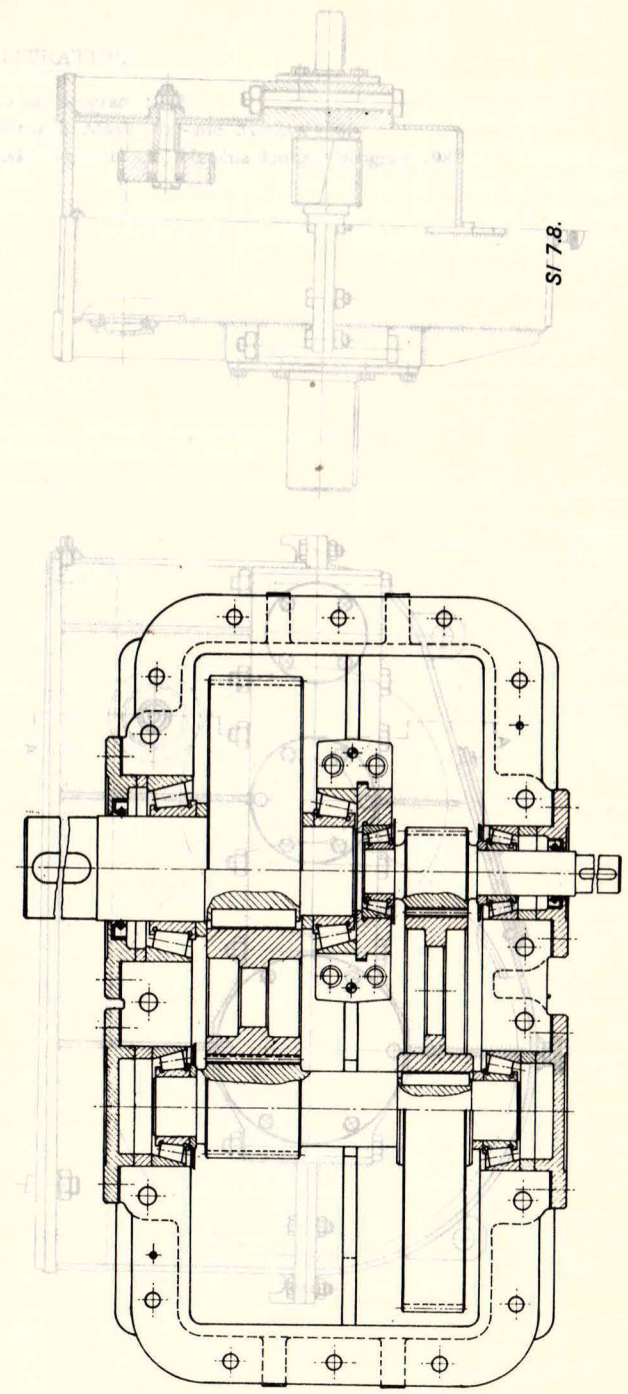
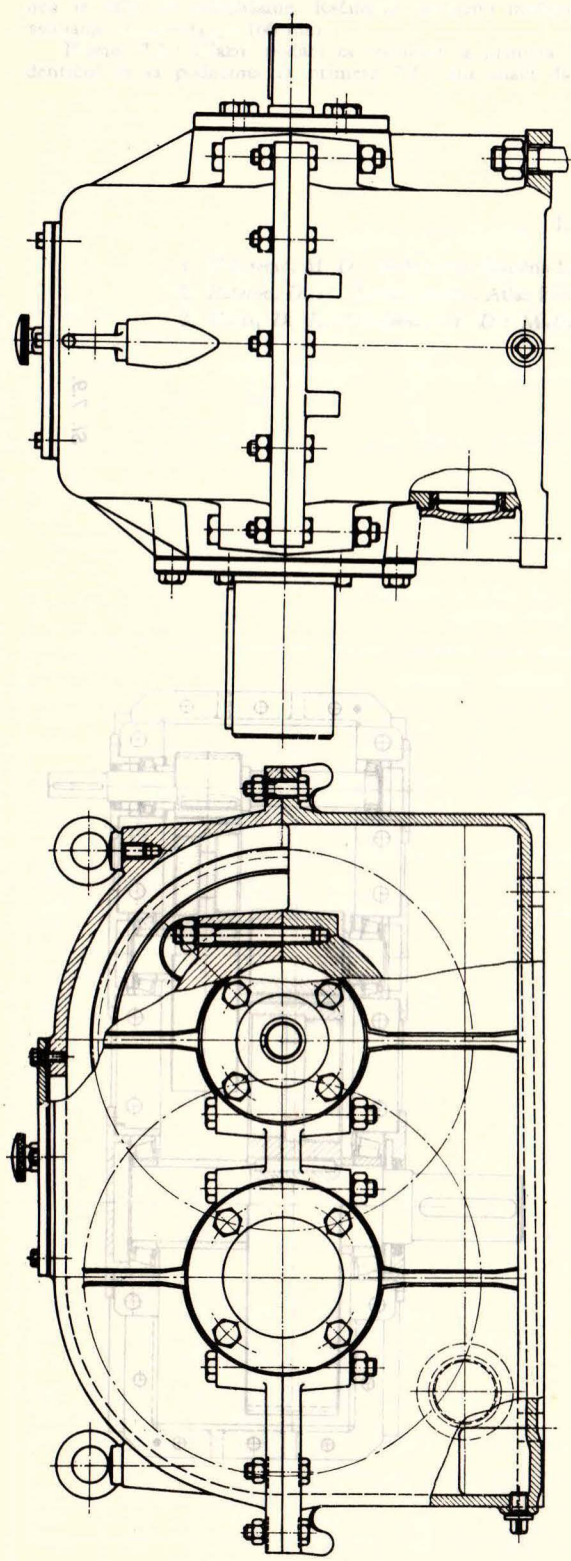
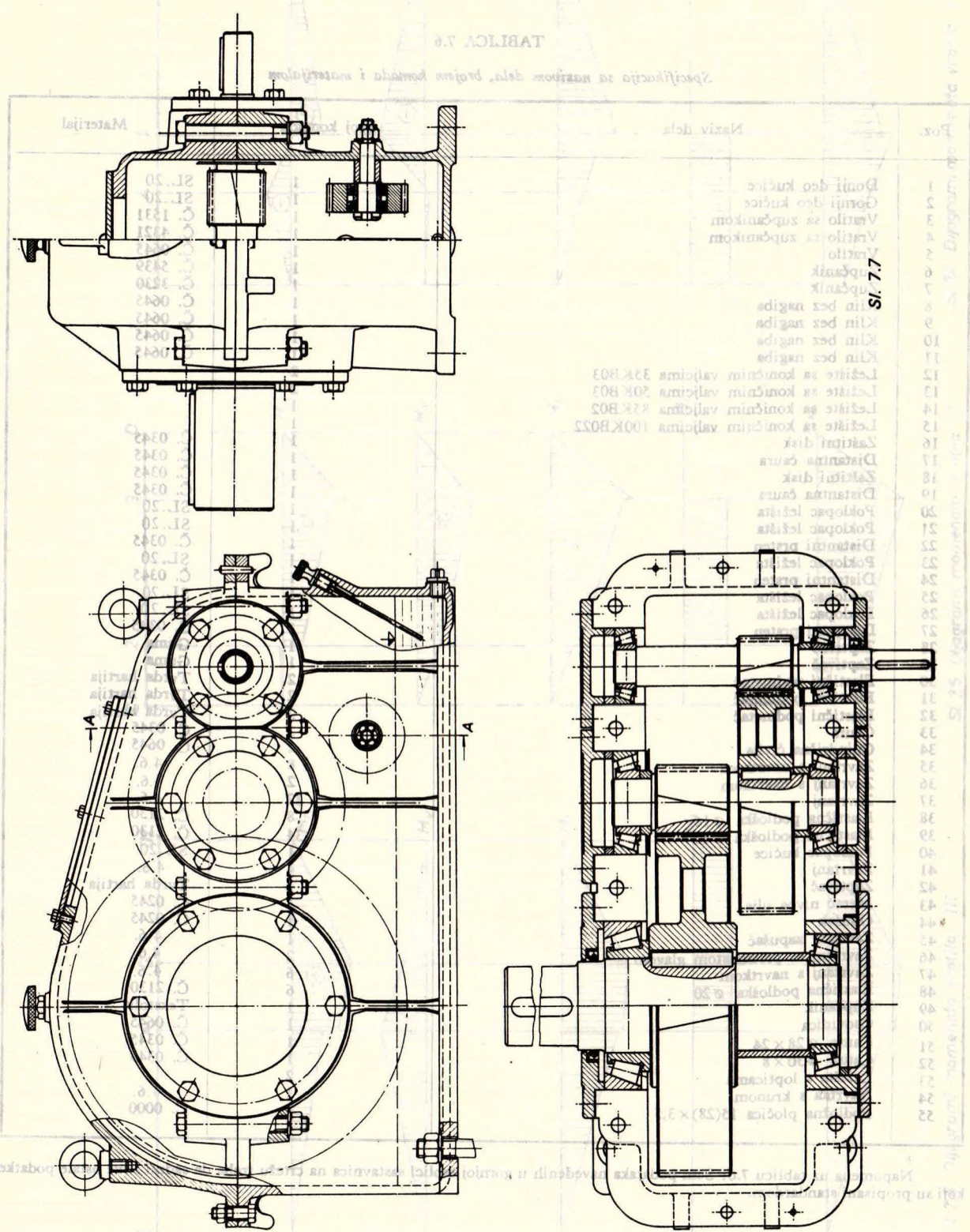
TABLICA 7.6
Specifikacija sa nazivom dela, brojem komada i materijalom

Poz.	Naziv dela	Broj komada	Materijal
1	Donji deo kućice	1	SL.20
2	Gornji deo kućice	1	SL.20
3	Vratilo sa zupčanikom	1	Č. 1531
4	Vratilo sa zupčanikom	1	Č. 4321
5	Vratilo	1	Č. 0645
6	Zupčanik	1	Č. 5439
7	Zupčanik	1	Č. 3230
8	Klin bez nagiba	1	Č. 0645
9	Klin bez nagiba	1	Č. 0645
10	Klin bez nagiba	1	Č. 0645
11	Klin bez nagiba	1	Č. 0645
12	Ležište sa koničnim valjcima 35KB03	2	
13	Ležište sa koničnim valjcima 50KB03	2	
14	Ležište sa koničnim valjcima 85KB02	1	
15	Ležište sa koničnim valjcima 100KB022	1	
16	Zaštitni disk	1	Č. 0345
17	Distantna čaura	1	Č. 0345
18	Zaštitni disk	1	Č. 0345
19	Distantna čaura	1	Č. 0345
20	Poklopac ležišta	1	SL.20
21	Poklopac ležišta	1	SL.20
22	Distantni prsten	1	Č. 0345
23	Poklopac ležišta	1	SL.20
24	Distantni prsten	1	Č. 0345
25	Poklopac ležišta	1	SL.20
26	Poklopac ležišta	1	SL.20
27	Distantni prsten	1	Č. 0345
28	Zaptivač	1	Guma
29	Zaptivač	1	Guma
30	Elastični podmetač	2	Tvrda hartija
31	Elastični podmetač	2	Tvrda hartija
32	Elastični podmetač	2	Tvrda hartija
33	Čaura	1	Č. 0345
34	Cilindrična čivija	2	Č. 0645
35	Zavrtnj s navrtkom	8	4.6.
36	Zavrtnj s navrtkom	2	4.6.
37	Zavrtnj	32	4.6.
38	Elastična podloška $\varnothing 16$	8	Č. 2130
39	Elastična podloška $\varnothing 12$	34	Č. 2130
40	Poklopac kućice	1	SL.20
41	Zavrtnj	4	4.6.
42	Zaptivač	1	Tvrda hartija
43	Merač nivoa ulja	1	Č. 0245
44	Odušak	1	Č. 0245
45	Zavrtnj zapušač	1	4.6.
46	Zavrtnj sa prstenastom glavom	2	4.6.
47	Zavrtnj s navrtkom	6	4.6.
48	Elastična podloška $\varnothing 20$	6	Č. 2130
49	Zupčanik	1	Tekstolit
50	Osovinica	1	Č. 0645
51	Čaura $\varnothing 28 \times 24$	1	Č. 0345
52	Čaura $\varnothing 30 \times 8$	1	Č. 0345
53	Ležište s lopticama	2	
54	Navrtka s krunom	1	4.6.
55	Podložna pločica $15(28) \times 3,5$	1	Č. 0000

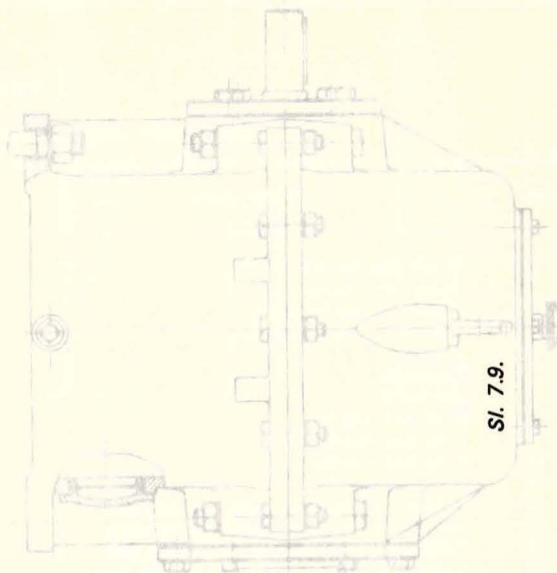
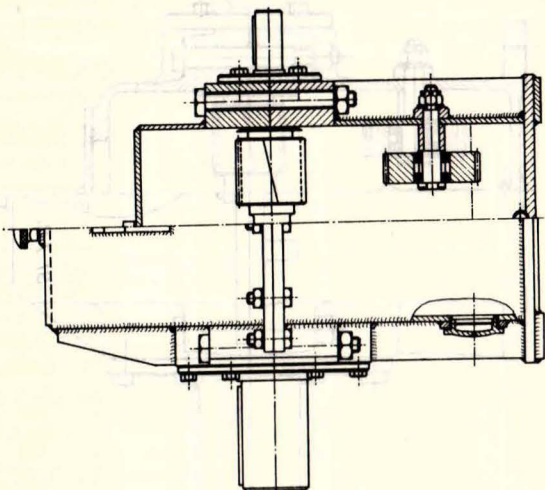
Napomena uz tablicu 7.6: Sem podataka navedenih u gornjoj tablici sastavnica na crtežu treba da sadrži i sve ostale podatke koji su propisani standardom.

treba da postuje samo u cilju ujednaenih objašnjenja. Na sl. 7.7 prikazan je sklopni crtež reduktora, dok je specifičnosti delova sa nazivima, njihovim komadima i podacima o materijalu dani u tabeli 7.6.

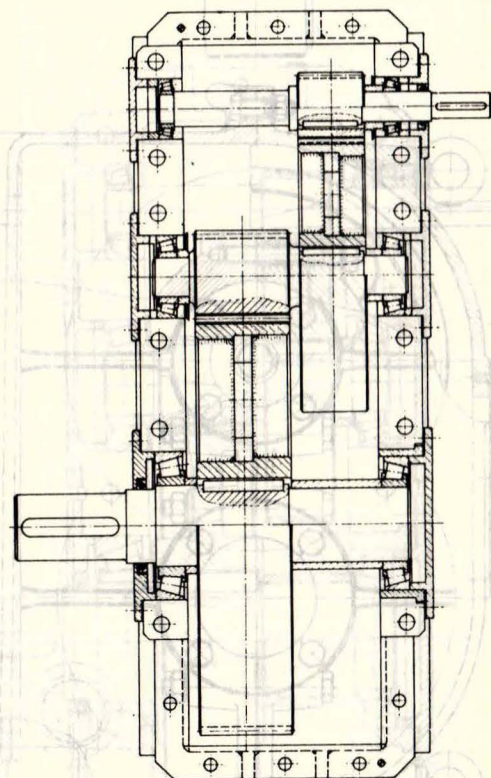
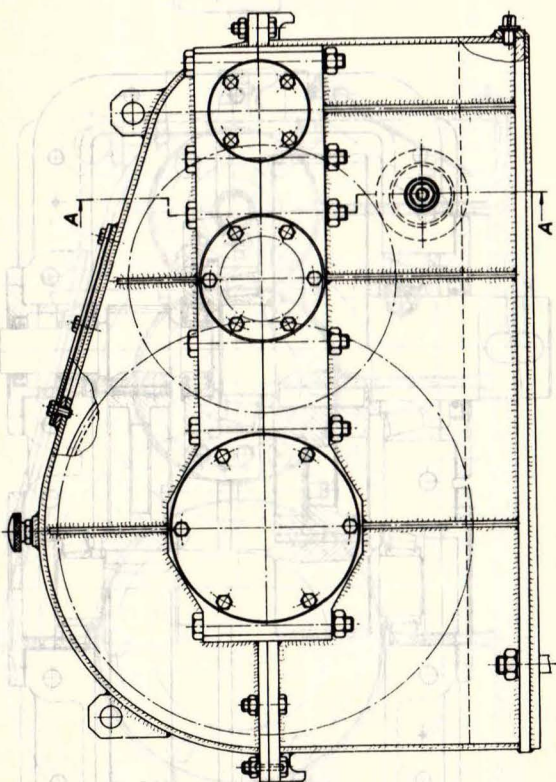
prilikom protačivanja podataka sačinjen u tabeli- ma 7.3, 7.4 i 7.5. Na sl. 7.3 date su sheme opterećenja za sve tri vrste, dok sl. 7.4, 7.5 i 7.6 prikazuju dijagra- me momenta savijanja, uvijanja i aksijalnih momenata sa savijanja. Ovi dijagrami nisu crteni u rasmeru i



PRESEK A-A



Sl. 7.9.



Primer 7.2.: Dvostepeni koaksijalni reduktor, prikazan na sl. 7.8, konstruisan je za prenošenje nominalne snage $P=15$ kW pri ulaznom broju obrta $n_1=1450$ min⁻¹ i prenosnom odnosu $i=20$. Za zupčanike sa helikodnim zupcima primejen je čelik za poboljšanje. Računom dobijeno međuosno astojanje $A_{1-2}=A_{3-4}=160$ mm.
Primer 7.3.: Ulazni podaci za reduktor iz primera 7.3. dentačni su sa podacima iz primera 7.1., što znači da je

$P=30$ kW, $n_1=1450$ min⁻¹ i $i=20$. Bitna razlika je u materijalu upotrebljenom za izradu zupčanika. U ovom primeru zupčanici su od ugljeničnog čelika. I zatim razlika je u kućici koja je u ovom primeru izrađena zavarivanjem. Međuosna rastojanja su $A_{1-2}=225$ mm, $A_{3-4}=335$ mm. I u ovom slučaju primenjeni su zupčanici sa helikoidnim zupcima.

LITERATURA

1. Trbojević, M. D.: Reduktori, Naučna knjiga, Beograd, 1952.
2. Rešetov, D. N.: Detalj mašin, Atlas konstrukcij, Mašinstroenie, Moskva 1968.
3. Vitas, D. J., Trbojević, M. D.: Mašinski elementi III, Naučna knjiga, Beograd 1981.

Broj zupčanika	Broj zupčanika	Broj zupčanika	Prečnik zupčanika				Prečnik zupčanika	Prečnik zupčanika	Prečnik zupčanika	Prečnik zupčanika
			1	2	3	4				
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	
25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	
30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	
35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	
40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	
45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	
50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	
55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	
60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	
70	70	70	70	70	70	70	70	70	70	
75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	
80	80	80	80	80	80	80	80	80	80	
85	85	85	85	85	85	85	85	85	85	
90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	
95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	
100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	

8. PODACI O INDUSTRIJSKIM REDUKTORIMA

Industrijski reduktori, slično elektromotorima, proizvode se serijski, pa se osnovni podaci o ovim reduktorima mogu naći u katalogima proizvođača. Na osnovu ovakvih kataloga sačinjeno je nekoliko

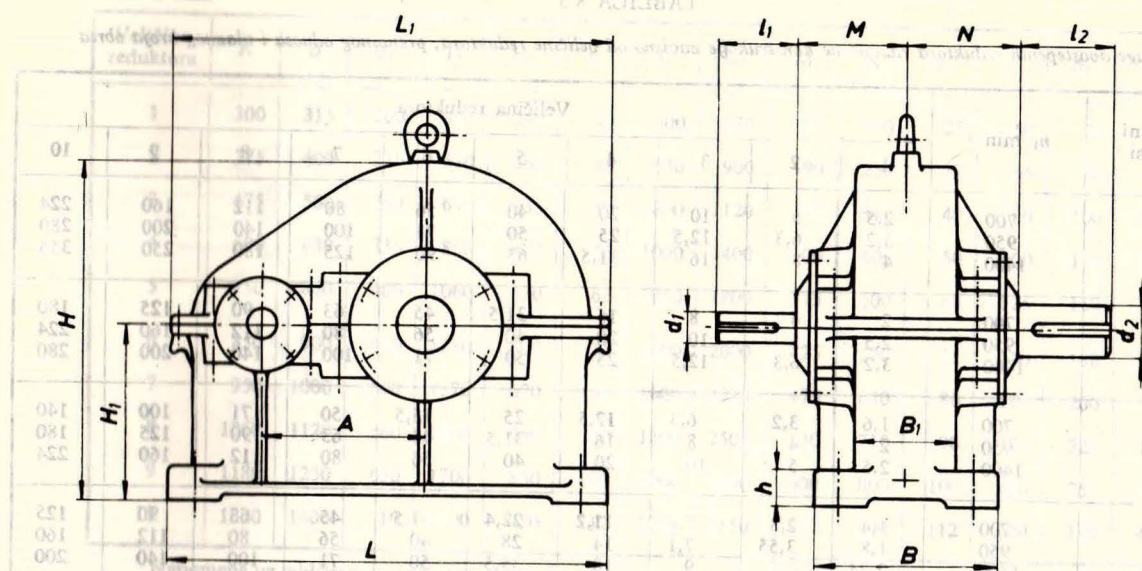
tablica, koje, uz odgovarajuće slike, daju podatke o dimenzijama kućica zavisno od nominalne snage, prenosnog odnosa i ulaznog broja obrta.

TABLICA 8.1

Snage jednostepenih reduktora zavisno od veličine reduktora, prenosnog odnosa i ulaznog broja obrtaja

Prenosni odnos i	n_1 min ⁻¹	Veličina reduktora									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1,6	700	4	8	16	31,5	63	90	125	180	250	355
	950	5	10	20	40	80	112	160	224	315	450
	1400	6,3	12,5	25	50	100	140	200	280	400	560
2	700	3,2	6,3	12,5	25	50	71	100	140	200	280
	950	4	8	16	31,5	63	90	125	180	250	355
	1400	5	10	20	40	80	112	160	224	315	450
2,5	700	2,5	5	10	20	40	56	80	112	160	224
	950	3,15	6,3	12,5	25	50	71	100	140	200	280
	1400	4	8	16	31,5	63	90	125	180	250	355
3,15	700	2	4	8	16	31,5	45	63	90	125	180
	950	2,5	5	10	20	40	56	80	112	160	224
	1400	3,2	6,3	12,5	25	50	71	100	140	200	280
4	700	1,6	3,2	6,3	12,5	25	35,5	50	71	100	140
	950	2	4	8	16	31,5	45	63	90	125	180
	1400	2,5	5	10	20	40	56	80	112	160	224
5	700	1,25	2,5	5	10	20	28	40	56	80	112
	950	1,6	3,2	6,3	12,5	25	35,5	50	71	100	140
	1400	2	4	8	16	31,5	45	63	90	125	180
6,3	700	1	2	4	8	16	22,4	31,5	45	63	90
	950	1,25	2,5	5	10	20	28	40	56	80	112
	1400	1,6	3,2	6,3	12,5	25	35,5	50	71	100	140
8	700	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	18	25	35,5	50	71
	950	1	2	4	8	16	22,4	31,5	45	63	90
	1400	1,25	2,5	5	10	20	28	40	56	80	112

Napomene uz tablicu 8.1: Za veličine reduktora od 1 do 5 faktor porasta snaga je 2, a od 6 do 10 faktor porasta je 1,4. Svi podaci za snage su u kW.



Sl. 8.1

Mere u mm

Osnovne mere jednostepenih reduktora (v. sl. 8.1)

Veličina reduktora	A	B	B ₁	H	H ₁	h	L	L ₁	M	N	d ₁	l ₁	d ₂	l ₂
1	80	150	70	170	90	18	250	250	90	95	25	50	32	63
2	100	190	90	212	112	22	315	315	112	118	32	63	40	80
3	125	236	112	265	140	28	400	400	140	150	40	80	50	100
4	160	300	140	335	180	35	500	500	180	190	50	100	63	125
5	200	375	180	425	224	45	630	630	224	236	63	125	80	160
6	224	425	200	475	250	50	710	710	250	265	71	140	90	180
7	250	475	224	530	280	55	800	800	280	300	80	160	100	200
8	280	530	250	600	315	63	900	900	315	335	90	180	112	220
9	315	600	280	670	355	70	1000	1000	355	375	100	200	125	240
10	355	670	315	750	400	80	1120	1120	400	425	112	224	140	250

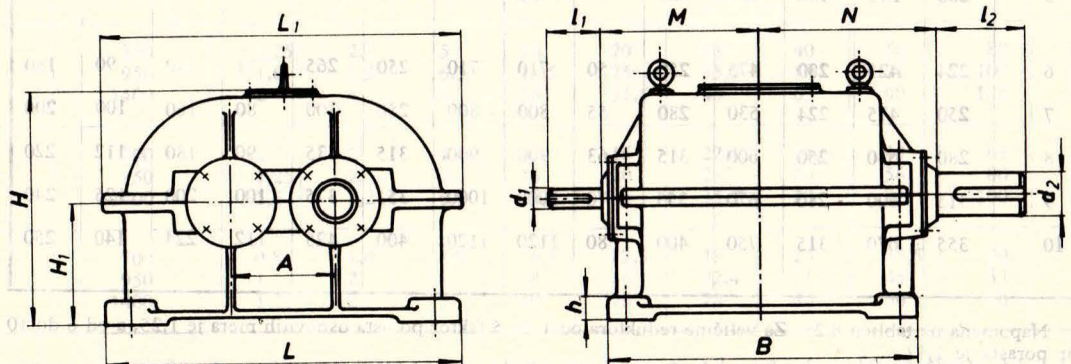
Napomena uz tablicu 8.2: Za veličine reduktora od 1 do 5 faktor porasta osnovnih mera je 1,25, a od 6 do 10 faktor porasta je 1,12.

TABLICA 8.3

Snage dvostepenih reduktora razvučene konstrukcije zavisno od veličine reduktora, prenosnog odnosa i ulaznog broja obrta

Prenosni odnosi	$n_1 \text{ min}^{-1}$	Veličina reduktora									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
8	700	2,5	5	10	20	40	56	80	112	160	224
	950	3,2	6,3	12,5	25	50	71	100	140	200	280
	1400	4	8	16	31,5	63	90	125	180	250	355
10	700	2	4	8	16	31,5	45	63	90	125	180
	950	2,5	5	10	20	40	56	80	112	160	224
	1400	3,2	6,3	12,5	25	50	71	100	140	200	280
12,5	700	1,6	3,2	6,3	12,5	25	35,5	50	71	100	140
	950	2	4	8	16	31,5	45	63	90	125	180
	1400	2,5	5	10	20	40	56	80	112	160	224
16	700	1,4	2,8	5,6	11,2	22,4	31,5	45	63	90	125
	950	1,8	3,55	7,1	14	28	40	56	80	112	160
	1400	2,24	4,5	9	18	35,5	50	71	100	140	200
20	700	1,12	2,24	4,5	9	18	25	35,5	50	71	100
	950	1,4	2,8	5,6	11,2	22,4	31,5	45	63	90	125
	1400	1,8	3,55	7,1	14	28	40	56	80	112	160
25	700	0,9	1,8	3,55	7,1	14	20	28	40	56	80
	950	1,12	2,24	4,5	9	18	25	35,5	50	71	100
	1400	1,4	2,8	5,6	11,2	22,4	31,5	45	63	90	125
31,5	700	0,71	1,4	2,8	5,6	11,2	16	22,4	31,5	45	63
	950	0,9	1,8	3,55	7,1	14	20	28	40	56	80
	1400	1,12	2,24	4,5	9	18	25	35,5	50	71	100
45	700	0,56	1,12	2,24	4,5	9	12,5	18	25	35,5	50
	950	0,71	1,4	2,8	5,6	11,2	16	22,4	31,5	45	63
	1400	0,9	1,8	3,55	7,1	14	20	28	40	56	80

Napomena uz tablicu 8.3: Za veličine reduktora od 1 do 5 faktor porasta snage je 2, a od 6 do 10 faktor porasta je 1,4. Podaci za snage su dati u kW.



Sl. 8.2

TABLICA 8.4

Osnovne mere dvostepenih reduktora razvučene konstrukcije

Mere u mm

Veličina reduktora	A	B	B_1	H	H_1	h	L	L_1	M	N	d_1	l_1	d_2	l_2
1	300	315	200	425	212	40	500	630	150	200	25	50	63	125
2	375	400	236	530	265	45	630	900	190	250	32	65	80	160
3	475	500	280	670	335	50	800	1120	236	315	40	80	100	200
4	600	630	335	850	425	55	1000	1400	300	400	50	100	125	250
5	750	800	400	1060	530	63	1250	1800	375	500	63	125	160	315
6	850	900	450	1180	600	71	1400	2000	425	560	71	140	180	355
7	950	1000	500	1320	670	80	1600	2240	475	630	80	160	200	375
8	1060	1120	560	1500	750	90	1800	2500	530	710	90	170	225	400
9	1180	1250	630	1700	850	100	2000	2800	600	800	100	180	250	425
10	1320	1400	710	1900	950	112	2240	3150	670	900	112	200	180	450

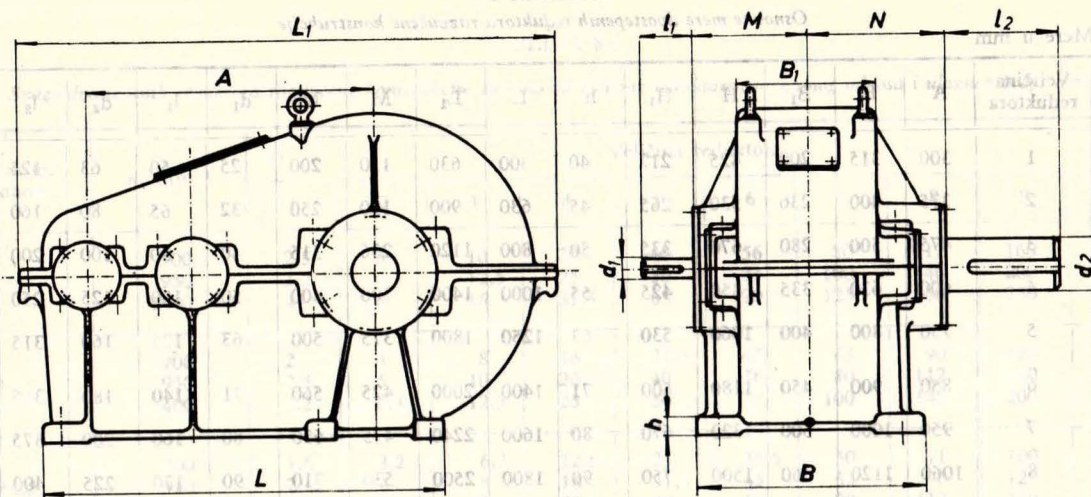
Napomena uz tablicu 8.4: Značenje oznaka objašnjeno je na sl. 8.2. Za veličine reduktora od 1 do 5 faktor porasta osnovnih mera je 1,25, a od 6 do 10 faktor porasta je 1,12.

TABLICA 8.5

Snage dvostepenih koaksijalnih reduktora zavisno od veličine reduktora, prenosnog odnosa i ulaznog broja obrta

Prenosni odnos i	$n_1 \text{ min}^{-1}$	Veličina reduktora									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
8	700	8	13,2	22,4	37,5	63	90	125	180	250	355
	950	10	17	28	47,5	80	112	160	224	315	450
	1400	12,5	21,2	35,5	60	100	140	200	280	400	560
10	700	6,3	10,6	18	30	50	71	100	140	200	280
	950	8	13,2	22,4	37,5	63	90	125	180	250	355
	1400	10	17	28	47,5	80	112	160	224	315	450
12,5	700	5	8,5	14	23,6	40	56	80	112	160	224
	950	6,3	10,6	18	30	50	71	100	140	200	280
	1400	8	13,2	22,4	37,5	63	90	125	180	250	355
16	700	4	6,7	11,2	19	31,5	45	63	90	125	180
	950	5	8,5	14	23,6	40	56	80	112	160	224
	1400	6,3	10,6	18	30	50	71	100	140	200	280
20	700	3,15	5,3	9	15	25	35,5	50	71	100	140
	950	4	6,7	11,2	19	31,5	45	63	90	125	180
	1400	5	8,5	14	23,6	40	56	80	112	160	224
25	700	2,5	4,25	7,1	11,8	20	28	40	56	80	112
	950	3,15	5,3	9	15	25	35,5	50	71	100	140
	1400	4	6,7	11,2	19	31,5	45	63	90	125	180
31,5	700	2	3,35	5,6	9,5	16	22,4	31,5	45	63	90
	950	2,5	4,25	7,1	11,8	20	28	40	56	80	112
	1400	3,15	5,3	9	15	25	35,5	50	71	100	140
45	700	1,6	2,65	4,5	7,5	12,5	18	25	35,5	50	71
	950	2	3,35	5,6	9,5	16	22,4	31,5	45	63	90
	1400	2,5	4,25	7,1	11,8	20	28	40	56	80	112

Napomena uz tablicu 8.5: Za veličine reduktora od 1 do 5 faktor porasta snaga je 1,7, a od 6 do 10 faktor porasta je 1,4. Podaci za snage su dati u kW.



Sl. 8.3

TABLICA 8.6

Osnovne mere dvostepenih koaksijalnih reduktora

Mere u mm

Veličina reduktora	A	B	B ₁	H	H ₁	h	L	L ₁	M	N	d ₁	l ₁	d ₂	l ₂
1	160	315	236	300	160	20	400	450	150	170	35	70	63	100
2	190	375	280	355	190	24	475	530	180	200	42	85	75	224
3	224	450	335	425	224	28	560	630	212	236	50	100	90	140
4	265	530	400	500	265	34	670	750	250	280	60	118	105	170
5	315	630	475	600	315	40	800	900	300	335	71	140	125	200
6	355	710	530	670	355	45	900	1000	335	375	80	160	140	225
7	400	800	600	750	400	50	1000	1120	375	425	90	180	160	250
8	450	900	670	850	450	56	1120	1250	425	475	100	190	180	280
9	500	1000	750	950	500	63	1250	1400	475	530	112	200	200	315
10	560	1120	850	1060	560	71	1400	1600	530	600	125	210	225	355

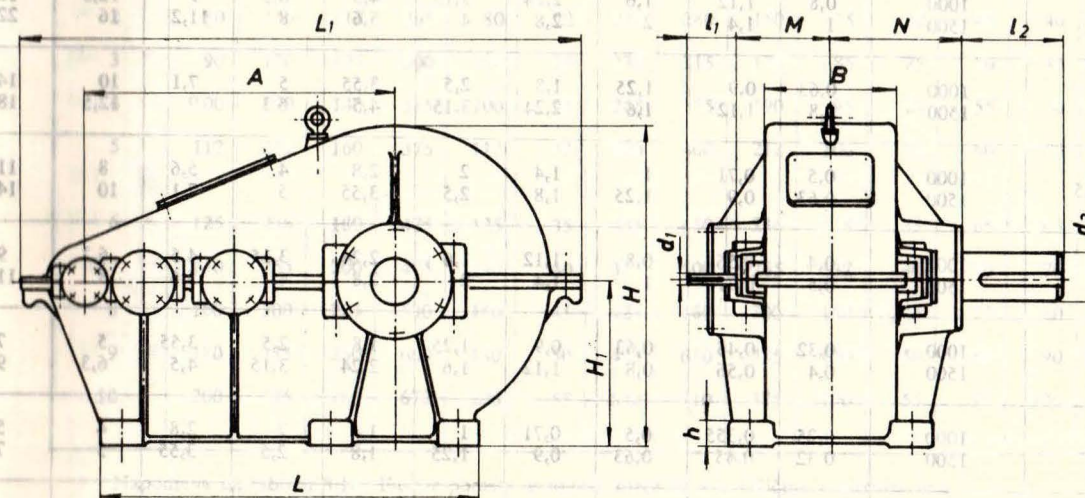
Napomena uz tablicu 8.6: Značenje oznaka objašnjeno je na sl. 8.3 Za veličine reduktora od 1 do 5 faktor porasta osnovnih mera je 1,18, a od 6 do 10 faktor porasta je 1,12.

TABLICA 8.7

Snage trostepenih reduktora razvučene konstrukcije zavisno od veličine reduktora, prenosnog odnosa i ulaznog broja obrta

Prenosni odnos i	n_1 min ⁻¹	Veličina reduktora									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
31,5	700	1,8	3,55	7,1	14	28	40	56	80	112	160
	950	2,24	4,5	9	18	35,5	50	71	100	140	200
	1400	2,8	5,6	11,2	22,4	45	63	90	125	180	250
40	700	1,4	2,8	5,6	11,2	22,4	31,5	45	63	90	125
	950	1,8	3,55	7,1	14	28	40	56	80	112	160
	1400	2,24	4,5	9	18	35,5	50	71	100	140	200
50	700	1,12	2,24	4,5	9	18	25	35,5	50	71	100
	950	1,4	2,8	5,6	11,2	22,4	31,5	45	63	90	125
	1400	1,8	3,55	7,1	14	28	40	56	80	112	160
63	700	1	2	4	8	16	22,4	31,5	45	63	90
	950	1,25	2,5	5	10	20	28	40	56	80	112
	1400	1,6	3,15	6,3	12,5	25	35,5	50	71	100	140
80	700	0,8	1,6	3,15	6,3	12,5	18	25	35,5	50	71
	950	1	2	4	8	16	22,4	31,5	45	63	90
	1400	1,25	2,5	5	10	20	28	40	56	80	112
100	700	0,63	1,12	2,24	4,5	9	12,5	18	25	35,5	50
	950	0,8	1,6	3,15	6,3	12,5	18	25	35,5	50	71
	1400	1	2	4	8	16	22,4	31,5	45	63	90
125	700	0,5	1	2	4	8	11,2	16	22,4	31,5	45
	950	0,63	1,12	2,24	4,5	9	12,5	18	25	35,5	50
	1400	0,8	1,6	3,15	6,3	12,5	18	25	35,5	50	71
160	700	0,4	0,8	1,6	3,15	6,3	9	12,5	18	25	35,5
	950	0,5	1	2	4	8	11,2	16	22,4	31,5	45
	1400	0,63	1,12	2,24	4,5	9	12,5	18	25	35,5	50

Napomena uz tablicu 8.7: Za veličine raduktora od 1 do 5 faktor porasta snaga je 2, a od 6 do 10 faktor porasta je 1,4. Podaci za snage dati su u kW.



Sl. 8.4

TABLICA 8.8

Osnovne mere trostepnih reduktora razvučene konstrukcije

Mere u mm

Veličina reduktora	A	B	B ₁	H	H ₁	h	L	L ₁	M	N	d ₁	l ₁	d ₂	l ₂
1	375	315	200	425	212	30	500	710	150	200	25	50	63	125
2	475	400	250	530	265	38	630	900	190	250	32	63	80	160
3	600	500	315	670	335	48	800	1120	236	315	40	80	100	200
4	750	630	400	850	425	60	1000	1400	300	400	50	100	125	250
5	950	800	500	1060	530	75	1250	1800	375	500	63	125	160	300
6	1060	900	560	1180	600	85	1400	2000	425	560	70	140	180	350
7	1180	1000	630	1320	670	95	1600	2240	475	630	80	150	200	380
8	1320	1120	710	1500	750	105	1800	2500	530	710	90	170	225	400
9	1500	1250	800	1700	850	118	2000	2800	600	800	100	190	250	450
10	1700	1400	900	1900	950	130	2240	3150	670	900	110	200	280	500

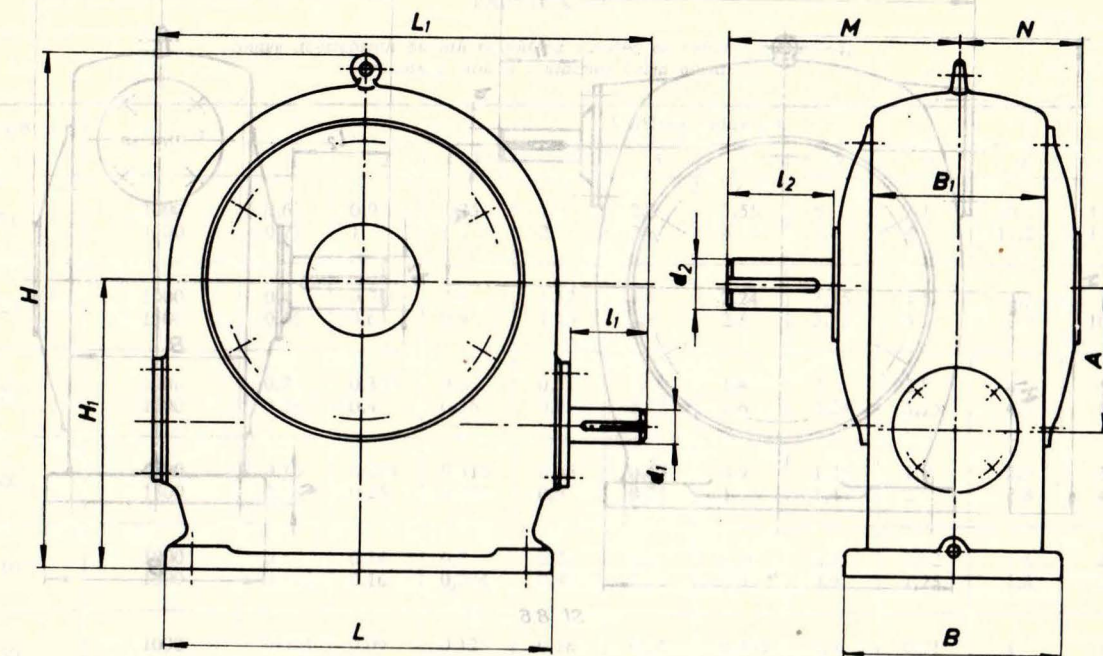
Napomena uz tablicu 8.8: Značenje oznaka objašnjeno je na sl. 8.4. Za veličine reduktora od 1 do 5 faktor porasta osnovnih mera je 1,25, a od 6 do 10 faktor porasta je 1,12.

TABLICA 8.9

Snage pužnih reduktora zaviso od veličine reduktora, prenosnog odnosa i ulaznog broja obrta

Prenosni odnos <i>i</i>	<i>n</i> ₁ min ⁻¹	Veličina reduktora									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	1000	1,6	2,24	3,15	4,5	6,3	9	12,5	18	25	35,5
	1500	2	2,8	4	5,6	8	11,2	16	22,4	31,5	45
12,5	1000	1,25	1,8	2,5	3,55	5	7,1	10	14	20	28
	1500	1,6	2,24	3,15	4,5	6,3	9	12,5	18	25	35,5
16	1000	1	1,4	2	2,8	4	5,6	8	11,2	16	22,4
	1500	1,25	1,8	2,5	3,55	5	7,1	10	14	20	28
20	1000	0,8	1,12	1,6	2,24	3,15	4,5	6,3	9	12,5	18
	1500	1	1,4	2	2,8	4	5,6	8	11,2	16	22,4
25	1000	0,63	0,9	1,25	1,8	2,5	3,55	5	7,1	10	14
	1500	0,8	1,12	1,6	2,24	3,15	4,5	6,3	9	12,5	18
31,5	1000	0,5	0,71	1	1,4	2	2,8	4	5,6	8	11,2
	1500	0,63	0,9	1,25	1,8	2,5	3,55	5	7,1	10	14
40	1000	0,4	0,56	0,8	1,12	1,6	2,24	3,15	4,5	6,3	9
	1500	0,5	0,71	1	1,4	2	2,8	4	5,6	8	11,2
50	1000	0,32	0,45	0,63	0,9	1,25	1,8	2,5	3,55	5	7,1
	1500	0,4	0,56	0,8	1,12	1,6	2,24	3,15	4,5	6,3	9
60	1000	0,25	0,355	0,5	0,71	1	1,4	2	2,8	4	5,6
	1500	0,32	0,45	0,63	0,9	1,25	1,8	2,5	3,55	5	7,1
80	1000	0,2	0,28	0,4	0,56	0,8	1,12	1,6	2,24	3,15	4,5
	1500	0,25	0,355	0,5	0,71	1	1,4	2	2,8	4	5,6

Napomena uz tablicu 8.9: Faktor porasta snage za sve veličine reduktora je 1,4. Podaci za snage dati su u kW.



Sl. 8.5

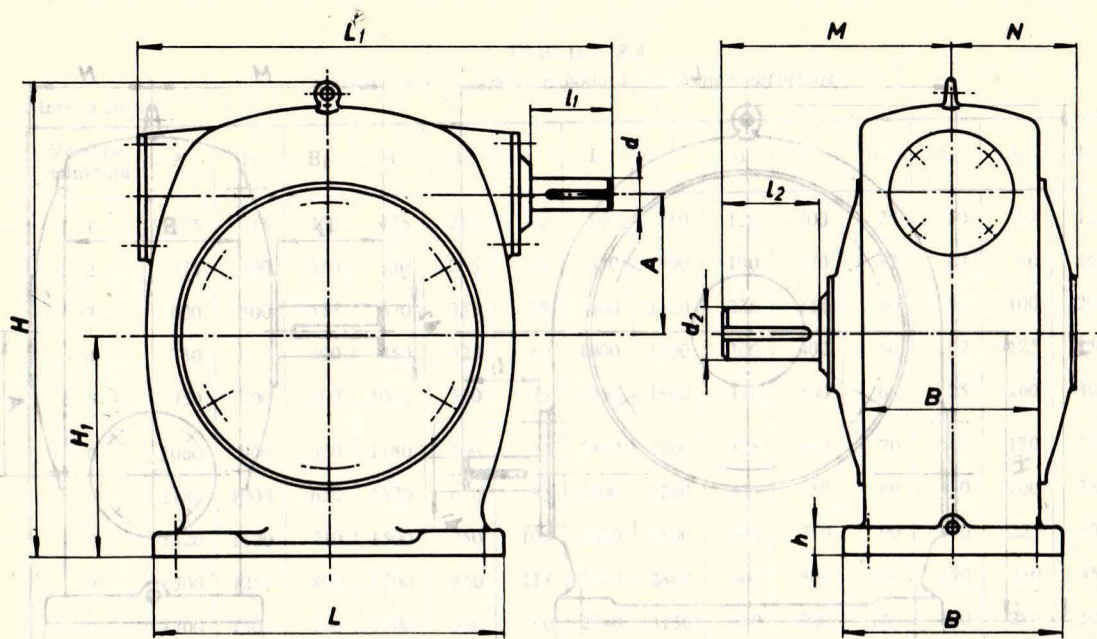
TABLICA 8.10

Osnovne mere pužnog reduktora sa pužnim zavrtnjem ispod pužnog zupčanika (sl. 8.5)

Mere u mm

Veličina reduktora	A	B	B ₁	H	H ₁	h	L	L ₁	M	N	d ₁	l ₁	d ₂	l ₂
1	71	132	100	236	71	20	190	250	132	67	20	40	35	70
2	80	150	112	265	80	22	212	280	150	75	22	45	40	80
3	90	170	125	300	90	25	236	315	170	85	25	50	45	90
4	100	190	140	335	100	28	265	355	190	95	28	55	50	100
5	112	212	160	375	112	32	300	400	212	106	32	60	55	110
6	125	236	180	425	125	35	335	450	236	118	35	65	63	120
7	140	265	200	475	140	40	375	500	265	132	40	70	70	130
8	160	300	224	530	160	45	425	560	300	150	45	75	80	140
9	180	335	250	600	180	50	475	630	335	170	50	80	90	160
10	200	375	280	670	200	55	530	710	375	190	55	90	100	180

Napomena uz tablicu 8.10: Faktor porasta osnovnih mera za sve veličine reduktora je 1,2.



Sl. 8.6

TABLICA 8.11

Osnovne mere pužnog reduktora sa pužnim zavrtnjem iznad pužnog zupčanika (sl. 8.6)

Mere u mm

Veličina reduktora	A	B	B ₁	H	H ₁	h	L	L ₁	M	N	d ₁	l ₁	d ₂	l ₂
1	71	132	100	236	100	20	190	250	132	67	20	40	35	70
2	80	150	112	265	112	22	212	280	150	75	22	45	40	80
3	90	170	125	300	125	25	236	315	170	85	25	50	45	90
4	100	190	140	335	140	28	265	355	190	95	28	55	50	100
5	112	212	160	375	160	32	300	400	212	106	32	60	55	110
6	125	236	180	425	180	35	335	450	236	118	35	65	63	120
7	140	265	200	475	200	40	375	500	265	132	40	70	70	130
8	160	300	224	530	224	45	425	560	300	150	45	75	80	140
9	180	335	250	600	250	50	475	630	335	170	50	80	90	160
10	200	375	280	670	280	55	530	710	375	190	55	90	100	180

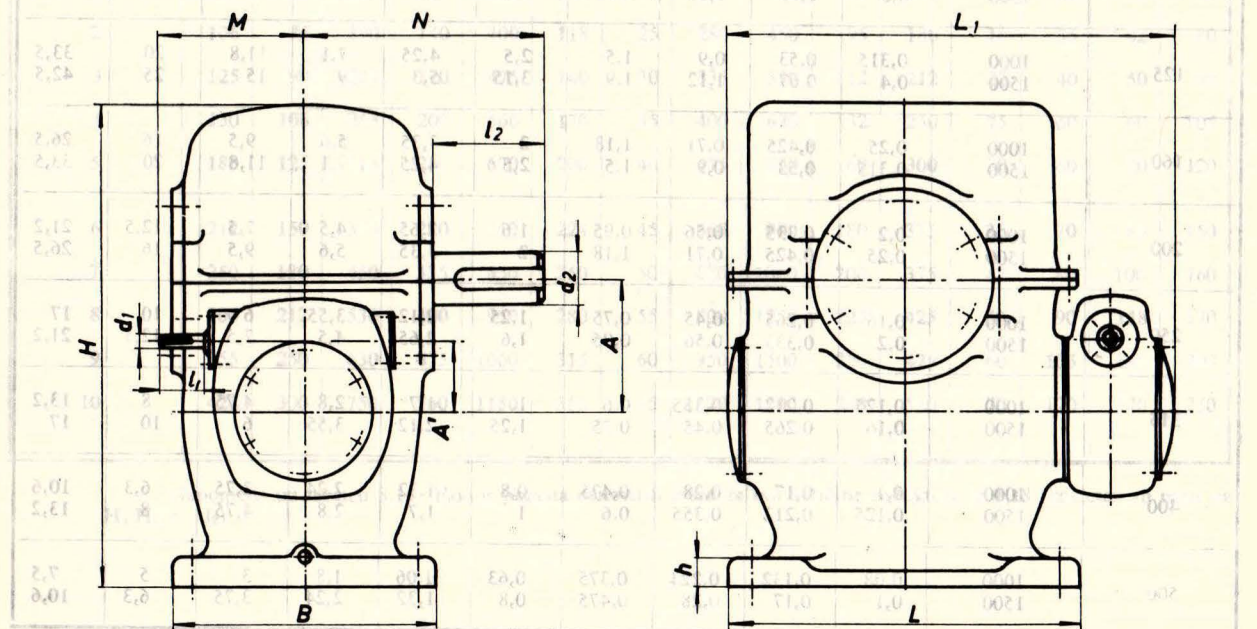
Napomena uz tablicu 8.11: Faktor porasta osnovnih mera za sve veličine reduktora je 1,12.

TABLICA 8.12

Snage dvostepenih pužnih reduktora zavisno od veličine reduktora, prenosnog odnosa i ulaznog broja obrta

Prenosni odnos i	$n_1 \text{ min}^{-1}$	Veličina reduktora									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
71	1000	0,63	0,9	1,25	1,8	2,5	3,55	5	7,1	10	14
	1500	0,71	1	1,4	2	2,8	4	5,6	8	11,2	16
125	1000	0,4	0,56	0,8	1,12	1,6	2,24	3,15	4,5	6,3	9
	1500	0,45	0,63	0,9	1,25	1,8	2,5	3,55	5	7,1	10
224	1000	0,25	0,355	0,5	0,71	1	1,4	2	2,8	4	5,6
	1500	0,28	0,4	0,56	0,8	1,12	1,6	2,24	3,15	4,5	6,3
400	1000	0,16	0,224	0,315	0,45	0,63	0,9	1,25	1,8	2,5	3,6
	1500	0,18	0,25	0,355	0,5	0,71	1	1,4	2	2,8	4
710	1000	0,1	0,14	0,2	0,28	0,4	0,56	0,8	1,12	1,6	2,24
	1500	0,112	0,16	0,224	0,315	0,45	0,63	0,9	1,25	1,8	2,5
1250	1000	0,063	0,09	0,125	0,18	0,25	0,355	0,5	0,71	1	1,4
	1500	0,071	0,1	0,14	0,2	0,28	0,4	0,56	0,8	1,12	1,6
2240	1000	0,04	0,056	0,08	0,112	0,16	0,224	0,315	0,45	0,63	0,9
	1500	0,045	0,063	0,09	0,125	0,18	0,25	0,355	0,5	0,71	1
4000	1000	0,025	0,0355	0,05	0,071	0,1	0,14	0,2	0,28	0,4	0,56
	1500	0,028	0,04	0,056	0,08	0,112	0,16	0,224	0,315	0,45	0,63
7100	1000	0,016	0,0224	0,0315	0,045	0,063	0,09	0,125	0,18	0,25	0,36
	1500	0,018	0,025	0,0355	0,05	0,071	0,1	0,14	0,2	0,28	0,4

Napomena uz tablicu 8.12: Faktor porasta snaga za sve veličine reduktora je 1,4.



Sl. 8.7

Mere u mm **TABLICA 8.13**
Osnovne mere dvostepenih pužnih reduktora (sl. 8.7)

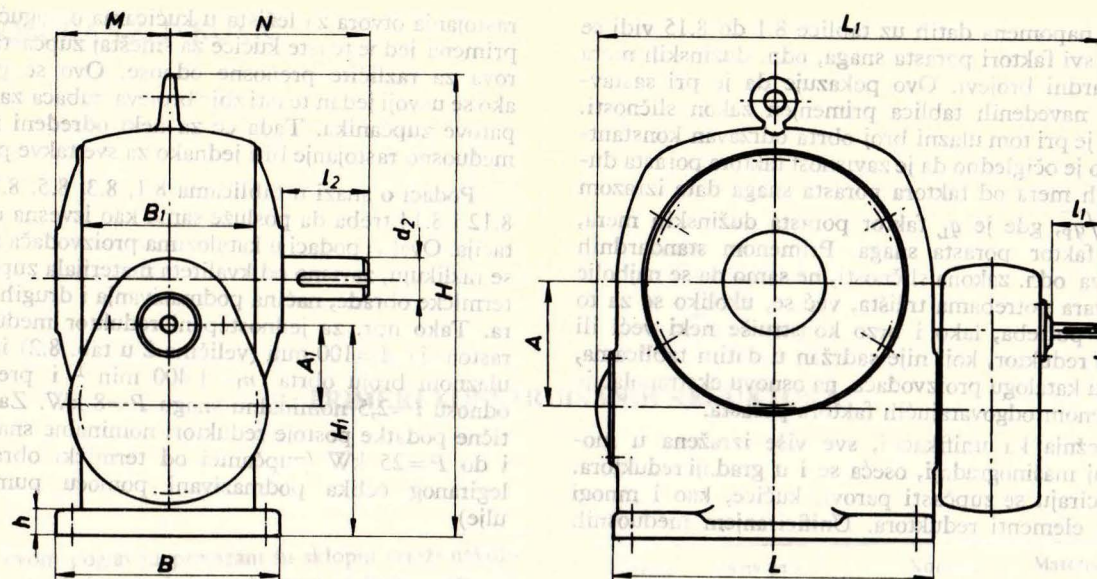
Veličina reduktora	A	A ₁	B	B ₁	H	H ₁	h	L	L ₁	M	N	d ₁	l ₁	d ₂	l ₂
1	90	63	160	118	335	100	20	236	315	80	150	15	30	35	70
2	106	75	190	140	400	118	25	280	375	95	180	18	35	42	80
3	125	90	224	170	475	140	30	335	450	112	212	21	40	50	90
4	150	106	265	200	560	170	35	400	530	132	250	25	50	60	105
5	180	125	315	236	670	200	40	475	630	160	300	30	60	70	120
6	212	150	375	280	750	224	45	560	750	180	335	35	70	85	150
7	250	180	450	335	850	250	50	670	900	200	375	42	80	100	160
8	300	212	530	400	950	280	55	800	1060	224	425	50	90	118	170
9	355	250	630	475	1060	315	60	950	1250	250	475	60	105	140	180
10	425	300	750	560	1180	355	65	1120	1800	230	530	70	120	170	220

Napomena uz tablicu 8.13: Faktor porasta osnovnih mera za sve veličine reduktora je 1,18.

TABLICA 8.14
Snage kombinovanih reduktora zavisno od veličine reduktora, prenosnog odnosa i ulaznog broja obrta

Prenosni odnos <i>i</i>	<i>n</i> ₁ min ⁻¹	Veličina reduktora									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
50	1000	0,8	1,32	2,24	3,75	6,3	10,6	18	30	50	75
	1500	1	1,7	2,8	4,75	8	13,2	22,4	37,5	63	106
63	1000	0,63	1,06	1,8	3	5	7,5	12,5	21,2	35,5	60
	1500	0,8	1,32	2,24	3,75	6,3	10,6	18	30	50	75
80	1000	0,5	0,75	1,25	2,12	3,55	6	10	17	28	47,5
	1500	0,63	1,06	1,8	3	5	7,5	12,5	21,2	35,5	60
100	1000	0,4	0,67	1,12	1,9	3,15	5,3	9	15	25	42,5
	1500	0,5	0,75	1,25	2,12	3,55	6	10	17	28	47,5
125	1000	0,315	0,53	0,9	1,5	2,5	4,25	7,1	11,8	20	33,5
	1500	0,4	0,67	1,12	1,9	3,15	5,3	9	15	25	42,5
160	1000	0,25	0,425	0,71	1,18	2	3,35	5,6	9,5	16	26,5
	1500	0,315	0,53	0,9	1,5	2,5	4,25	7,1	11,8	20	33,5
200	1000	0,2	0,335	0,56	0,95	1,6	2,65	4,5	7,5	12,5	21,2
	1500	0,25	0,425	0,71	1,18	2	3,35	5,6	9,5	16	26,5
250	1000	0,16	0,265	0,45	0,75	1,25	2,12	3,55	6	10	17
	1500	0,2	0,335	0,56	0,95	1,6	2,65	4,5	7,5	12,5	21,2
315	1000	0,125	0,212	0,355	0,6	1	1,7	2,8	4,75	8	13,2
	1500	0,16	0,265	0,45	0,75	1,25	2,12	3,55	6	10	17
400	1000	0,1	0,17	0,28	0,475	0,8	1,32	2,24	3,75	6,3	10,6
	1500	0,125	0,212	0,355	0,6	1	1,7	2,8	4,75	8	13,2
500	1000	0,08	0,132	0,224	0,375	0,63	1,06	1,8	3	5	7,5
	1500	0,1	0,17	0,28	0,475	0,8	1,32	2,24	3,75	6,3	10,6

Napomena uz tablicu 8.14: Faktor porasta snaga za sve veličine reduktora je 1,7.



Sl. 8.8

Mere u mm **TABLICA 8.15**
Osnovne mere kombinovanih reduktora (sl. 8.8)

Veličina reduktora	A	A ₁	B	B ₁	H	H ₁	h	L	L ₁	M	N	d ₁	l ₁	d ₂	l ₂
1	90	63	160	118	335	100	20	236	375	80	150	15	30	55	70
2	106	75	190	140	400	118	25	280	450	95	180	18	35	42	80
3	125	90	224	170	475	140	30	335	530	112	212	22	40	50	90
4	150	106	265	200	560	170	35	400	630	132	250	25	50	60	105
5	180	125	315	236	670	200	40	475	750	160	300	30	60	70	120
6	212	150	375	280	750	224	45	560	900	180	335	35	70	85	150
7	250	180	450	335	850	250	50	670	1060	200	375	42	80	100	160
8	300	212	530	400	950	280	55	800	1250	224	425	50	90	118	170
9	355	250	630	475	1060	315	60	950	1500	250	475	60	105	140	200
10	425	300	750	560	1180	355	65	1120	1800	280	530	70	120	170	250

Napomena uz tablicu 8.15: Faktor porasta osnovnih mera za sve veličine reduktora je 1,18 (izuzetak su mere za H, H₁, l₁ i l₂).

zupčanika ima ugao nagiba zubaca 20° i normalni modul 4,5 mm; širina zupčanika iznosi 68 mm. Drugi par ima ugao nagiba zubaca 15° , normalni modul 7 mm i širinu zupčanika 105 mm. Treći zupčanik je korigovan, sa faktorom pomeranja profila $x_3 = 0,1843$. Međuosno rastojanje je 265,79 mm. Zupčanik 3 izrađen je zajedno sa vratilom, dok je zupčanik 1 izrađen zasebno.

Za učvršćenje ležišta za vratila korišćeni su uskočnici. Žleb uskočnika na vratilu je jak izvor koncentracije napona, pa se ovakvo rešenje ne preporučuje u zonama jačeg opterećenja vratila (mesto ležišta u levom delu sl. 9.2 na izlaznom vratilu, kao i mesta oba ležišta na ulaznom vratilu).

Materijal zupčanika 1 i 2 je Č.0645, a zupčanika 3 i 4 Č.1120.

Kinematska viskoznost primenjenog ulja iznosi $90 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Na sl. 9.3 prikazan je dvostepeni koaksijalni reduktor sa osama vratila u horizontalnoj ravni. Osnovni podaci: $P = 12 \text{ kW}$, $n_1 = 1460 \text{ min}^{-1}$, $i = 16$.

Podaci o zupčanicima:

	prvi par	drugi par
Brojevi zubaca	$z_1 = 39$ $z_2 = 156$ $z_3 = 25$ $z_4 = 100$	
Ugao nagiba zubaca	$12^\circ 50' 20''$	0
Modul	2,5 mm	4 mm
Širina manjeg zupčanika	55 mm	105 mm
Širina većeg zupčanika	50 mm	100 mm

Na prepustu izlaznog vratila postavljen je zupčanik.

Bilo bi korisno da su ležišta ulaznog vratila i ležišta na drugom vratilu uz zupčanik 3, zaštićena pomoću prstenova od neposrednog prskanja ulja iz zupčaste sprege.

Navodi se specifikacija delova reduktora (osim zavrtanja, klinova, ležišta i sl.):

pozicija	Naziv dela	Komada	Materijal
1	Vratilo	1	Č.1430
3	Zaptivač	1	File
4	Poklopac ležišta	1	(SL.15)
6	Zaptivka	3	Tehnički karton
7	Čaura	1	Č.0345
8	Zupčanik	1	(Č.4130)
10	Šolja ležišta	1	SL.15
12	Zupčanik	1	(Č.4130)
13	Vratilo	1	Č.1530
15	Čaura	1	Č.0345
16	Pločice za regulaciju po potrebi		Kalajna folija
18	Zaptivač	1	File
19	Čaura	1	Č.0345
21	Zupčanik	1	Č.1530
23	Žica $\emptyset 1 \times 100$	1	Č.0000
25	Poklopac ležišta	1	(SL.15)
27	Poklopac ležišta	2	(SL.15)
28	Čaura	1	Č.0345
29	Čaura	1	Č.0345
31	Kućica - donji deo	1	SL.15
32	Vratilo	1	Č.1430
34	Čaura	1	Č.0345
35	Zupčanik	1	(Č.1730)
36	Čaura	2	Č.0345

39	Zaptivka	1	Guma otporna na ulje
40	Pokazivač nivoa ulja	1	Č.0345
46	Kućica - gornji deo	1	SL.15
48	Poklopac kućišta ležišta	1	SL.15
49	Zaptivka	1	Tehnički karton
51	Poklopac za posmatranje	1	(SL.15)
52	Zupčanik	1	(Č.4130)

U specifikaciji su navedeni domaći materijali koji približno odgovaraju [6] materijalima originalnog reduktora [3]; ukoliko u domaćim standardima nije bilo odgovarajućeg materijala, materijal za zamenu naveden je u zagradi.

Sl. 9.4a i 9.4b prikazuju trostepeni reduktor sa osama vratila koje se seku, tipa KCT-250, sovjetske proizvodnje. Reduktor je predviđen za serijsku proizvodnju, tako da se kombinacijama parova zupčanika u njegovoj kućici, može ostvariti čitav niz prenosnih odnosa od 50,34 do 258,9 pri čemu se menja snaga koju može da prenosi od 5,8 do 1 kW. Ove snage su date za ulazni broj obrta 1000 min^{-1} ; reduktor radi i sa drugim ulaznim brojevima obrta.

Spajanje gornjeg i donjeg dela kućice izvršeno je pomoću 10 zavrtanja bez navrtki M20 \times 65, sa unutrašnjom šestougonom rupom u glavi (poz. 45) i dva zavrtanja M16 \times 35 (poz. 44), istog tipa. Zavrtnji se uvrću u zavojnice koje su izrađene u obodu donjeg dela kućice. Materijal ovih zavrtanja je 5.6. Kućica je izlivena od SL.15; od istog materijala su i poklopci ležišta. Čaura u koju su smeštena ležišta ulaznog vratila je od Č.1530.

Podešavanje aksijalnog zazora u koničnim ležištima vrši se kao i kod reduktora na sl. 9.1. Radi podešavanja sprege koničnog zupčastog para predviđeno je aksijalno pomeranje prvog i drugog vratila. Pomeranje drugog vratila može se vršiti sa obe strane uvrtnjem ploče sa zavojnicom, pozicija 9, u ukopani poklopac 25 (v. sl. 9.4b). Ploča 9 pomera ležište 50, pomoću prstena 40 i čaure 17. Ovi isti elementi služe i za podešavanje aksijalnog zazora uležištenja. Aksijalni položaj malog koničnog zupčanika podešava se postavljanjem potrebnog broja tankih prstenastih podložaka (poz. 33). Konstrukcija uležištenja ulaznog vratila je takva da podešavanje aksijalnog zazora nije potrebno.

Materijal malog koničnog zupčanika je čelik za cementaciju, koja se vrši na bokovima zubaca do dubine 1,1 do 1,2 mm, posle čega se kaljenjem postiže tvrdoća bokova zuba 55 do 60 HRC; po JUS-u ovaj čelik ne postoji. Materijal koničnog većeg i cilindričnih manjih zupčanika je čelik za poboljšanje legiran hromom (oznaka po GOST-u 45H), sa tvrdoćom 270 do 300 HB. Materijal velikih cilindričnih zupčanika je Č.1530.

Na sl. 9.5 prikazan je globoidni pužni reduktor, sa pužnim zavrtanjem ispod pužnog zupčanika. Kućica je livena, sa sklopnom ravni u osi pužnog zupčanika.

Hlađenje reduktora se vrši pomoću ventilatora, koji se postavlja na ulazno vratilo (nije prikazan). Rebra za hlađenje pružaju se u pravcu vazdušne struje koju stvara ventilator.

Za primanje aksijalne sile na vratilu pužnog zavrtanja postavljeno je dvoredno aksijalno ležište. Primena ovakvog ležišta komplikuje konstrukciju, kao i sklapanje

i podešavanje, pa je treba izbegavati. Mnogo je jednostavnije kada se istim ležištem prihvata i radijalna i aksijalna sila (v. slike uležištenja vratila pužnog zavrtanja u poglavlju 3).

Na sl. 9.6 prikazuje se pužni reduktor sa zavarenom kućicom, sa pužem iznad pužnog zupčanika. Kontura kućice je na izvedenoj konstrukciji [1] poligonalnog oblika, čime je povećan broj varova i utrošak materijala u odnosu na kružnu konturu. Na desnom delu slike prikazana je racionalnija varijanta konture kućice, sa kružnom konturom.

Debljine zidova donjeg i gornjeg dela kućice su jednake, kao i debljine oboda, u skladu sa preporukom iz čl. 4.4 za slučaj kada je pužni zavrtanj iznad pužnog zupčanika. Za prenošenje aksijalne sile na vratilo pužnog zavrtanja i ovde je, kao i kod konstrukcije na sl. 9.5, postavljeno dvoredno aksijalno ležište, što treba izbegavati.

Poklopac za posmatranje postavljen je tako da ne

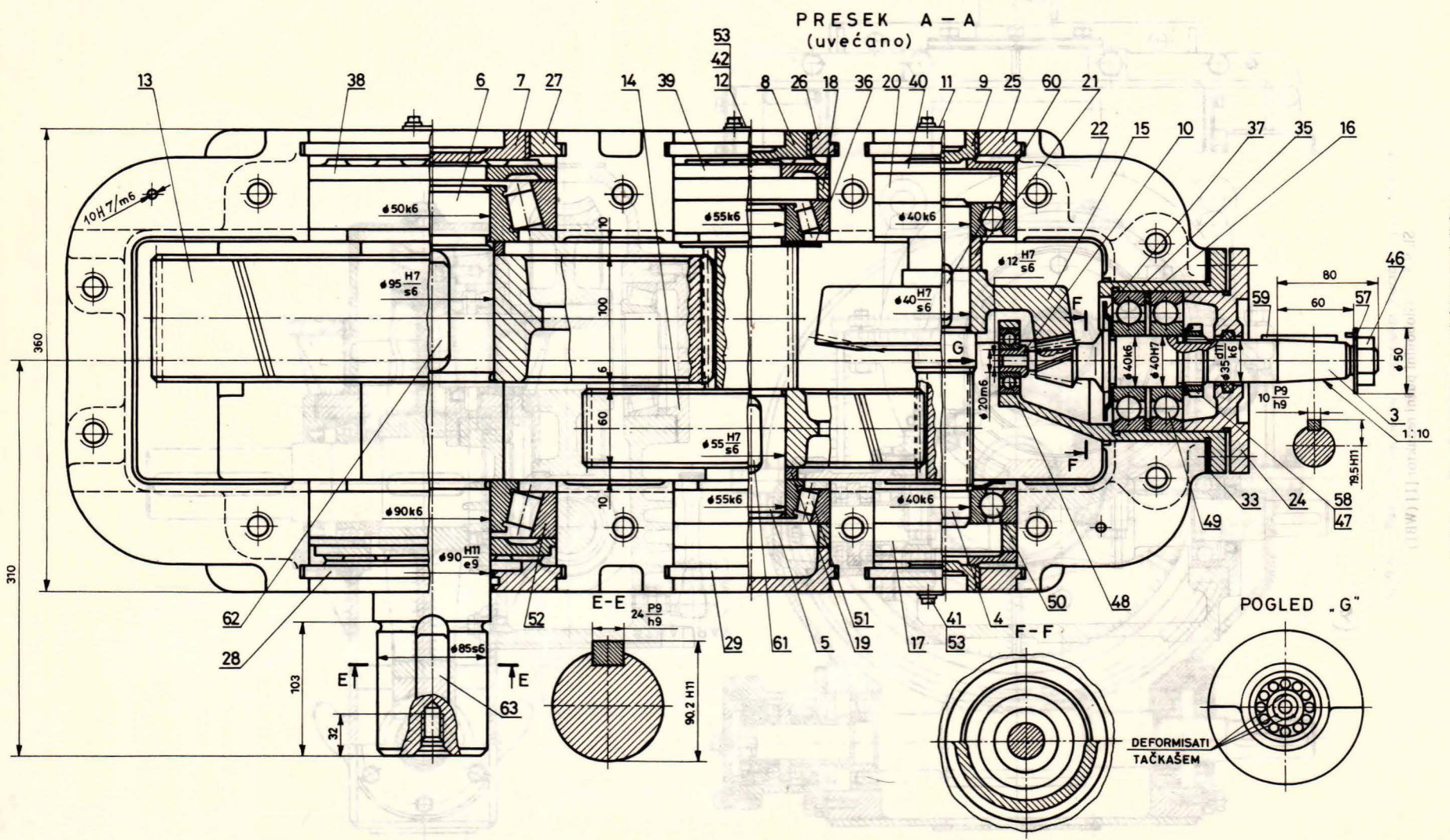
omogućuje posmatranje bokova zubaca pužnog zupčanika. Bilo bi korisno postaviti još jedan poklopac za posmatranje koji bi ovo omogućio (npr. na mestu gde je na sl. 9.6 nacrtana pokazna linija teksta „varijanta kućice sa savijenim limom“).

** Sl. 9.7 prikazuje jednostepeni reduktor sa zavarenom kućicom. Ovakav reduktor obično se primenjuje na dizalicama. Stopala kućice udešena su za smeštanje na čeličnu konstrukciju dizalice, npr. mačke. Prenosni odnos prikazanog reduktora je ≈ 8 . Ista kućica se može koristiti i za manje prenosne odnose, jer je iznad manjeg zupčanika predviđen prostor za to.

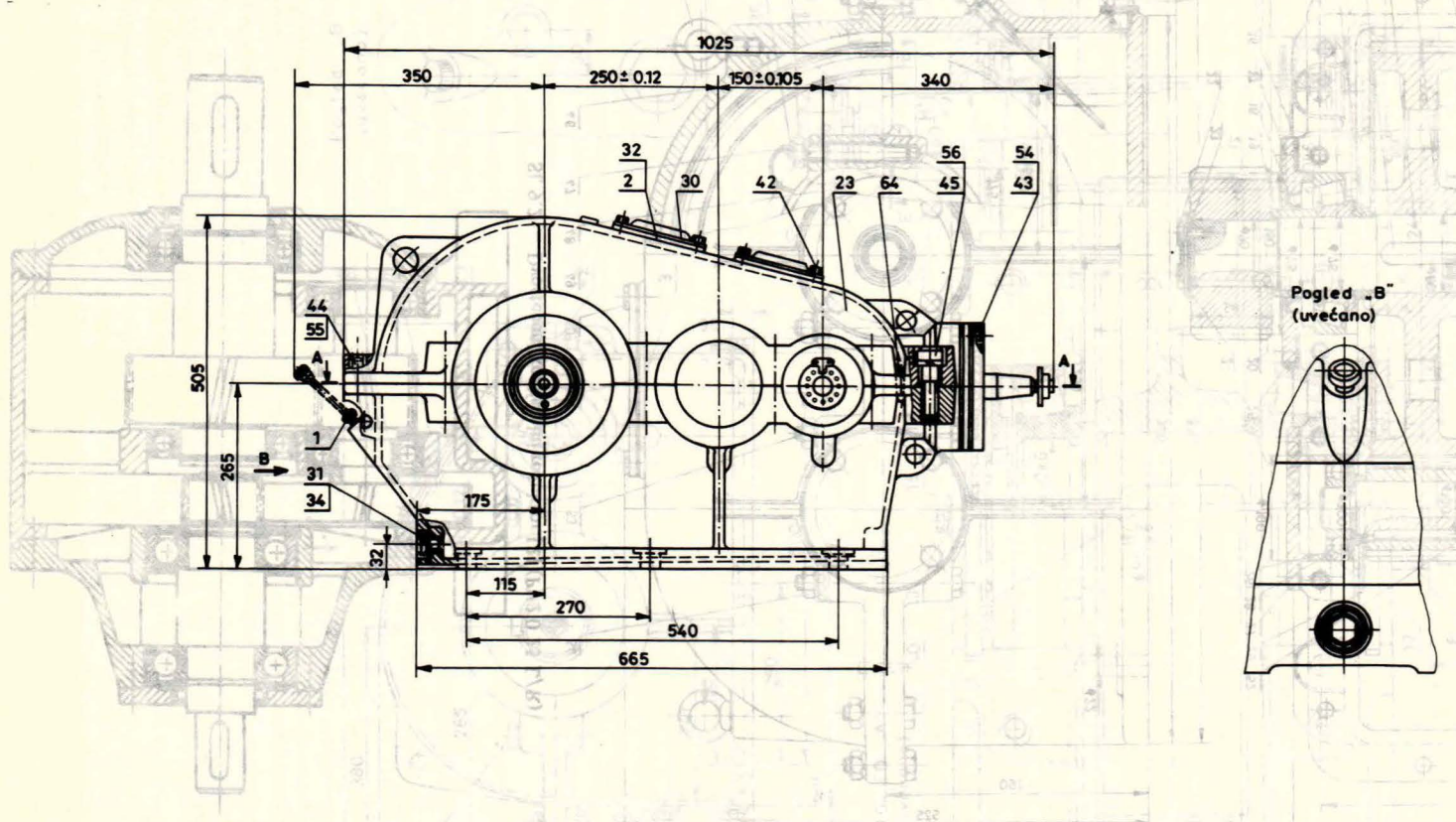
Preporučuje se da rastojanje od velikog zupčanika do dna kućice bude najmanje 10 modula, kako bi se omogućilo taloženje nečistoća iz ulja. U skladu sa ovom preporukom, pomenuto rastojanje kod prikazanog reduktora treba da je nešto veće nego što je na sl. 9.7 nacrtano.

LITERATURA

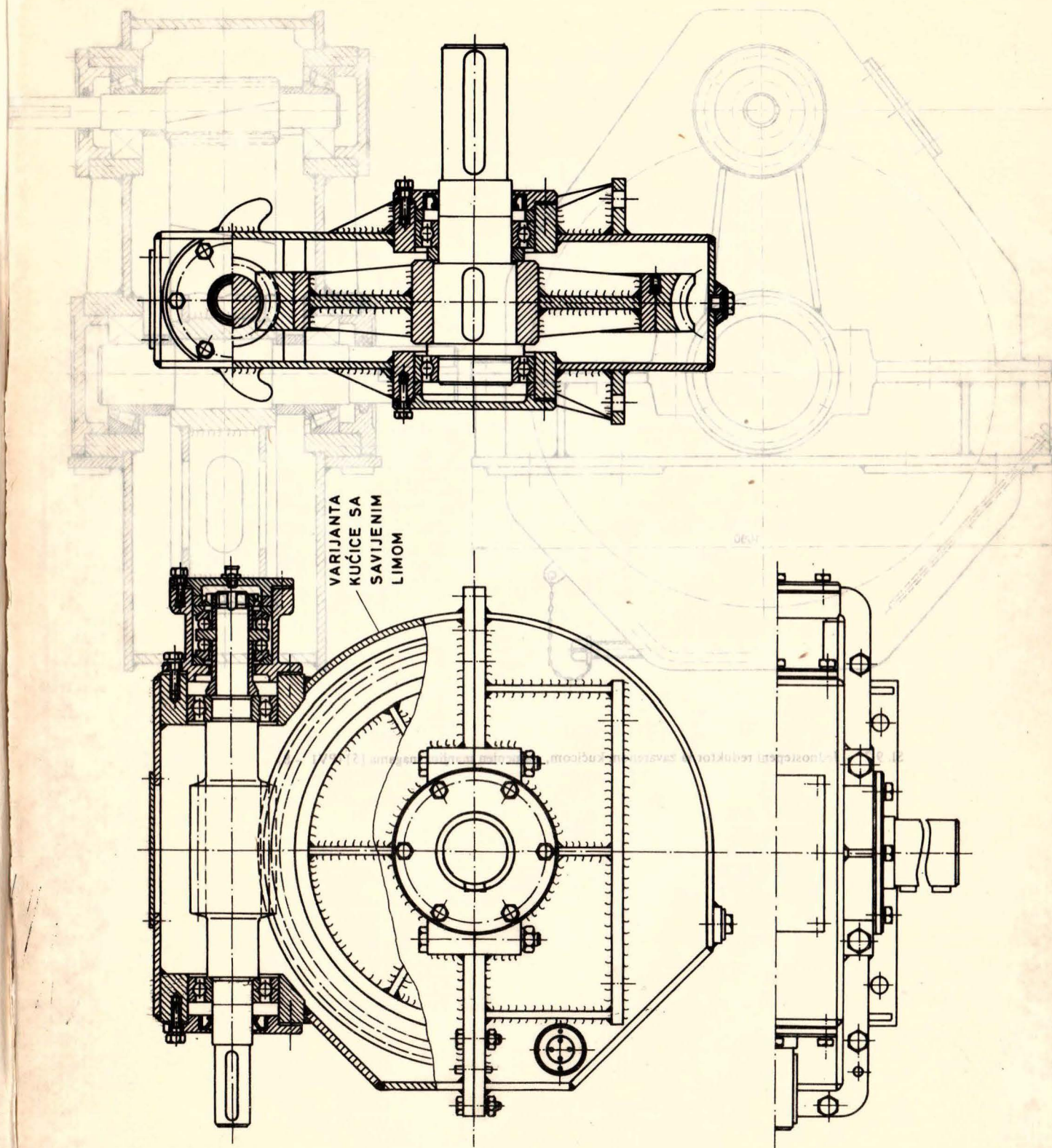
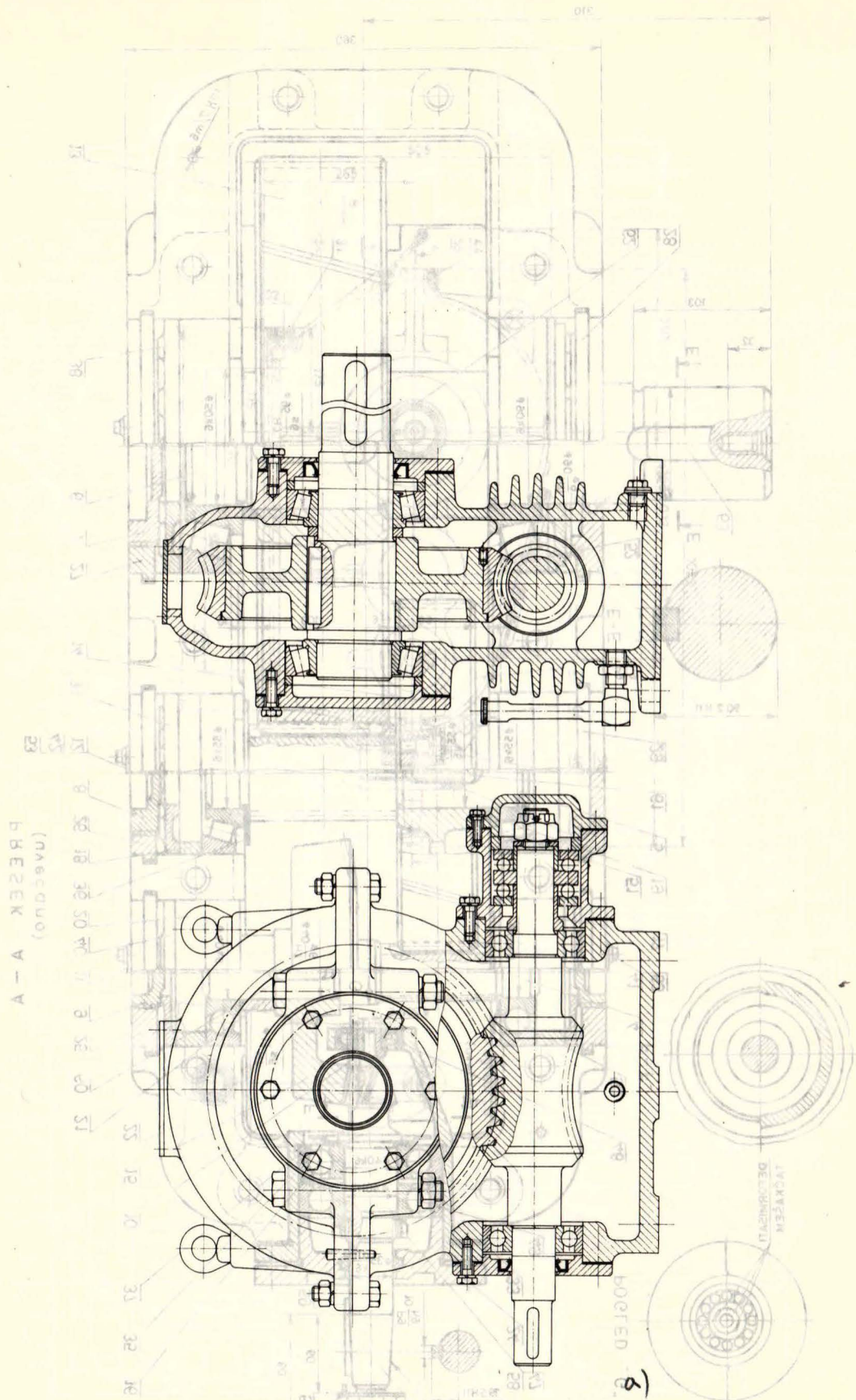
1. Bolek, A., Klepš, Z., Kochman, J., Šejvl, M.: Časti stroju II, Československa akademie věd, Praha, 1963.
2. Decker, K.-H., Kabus, K.: Maschinenelemente - Aufgaben, Carl Hanser Verlag, München, 1970.
3. Ickovič, G. M., Kiseljev, V. A., Černavskij, S. A., Bokov, K. N., Panič, B. B.: Kursovoe proektirovanie detalej mašin, Mašinstroenie, Moskva, 1964.
4. Rešetov, D. N. i kolektiv: Detali mašin - atlas konstrukcij, Mašinstroenie, Moskva, 1979.
5. Trbojević, M.: Reduktori, Naučna knjiga, Beograd, 1952.
6. Veriga, S.: Mašinski elementi, I sveska - tablice, Mašinski fakultet, Beograd, 1978.

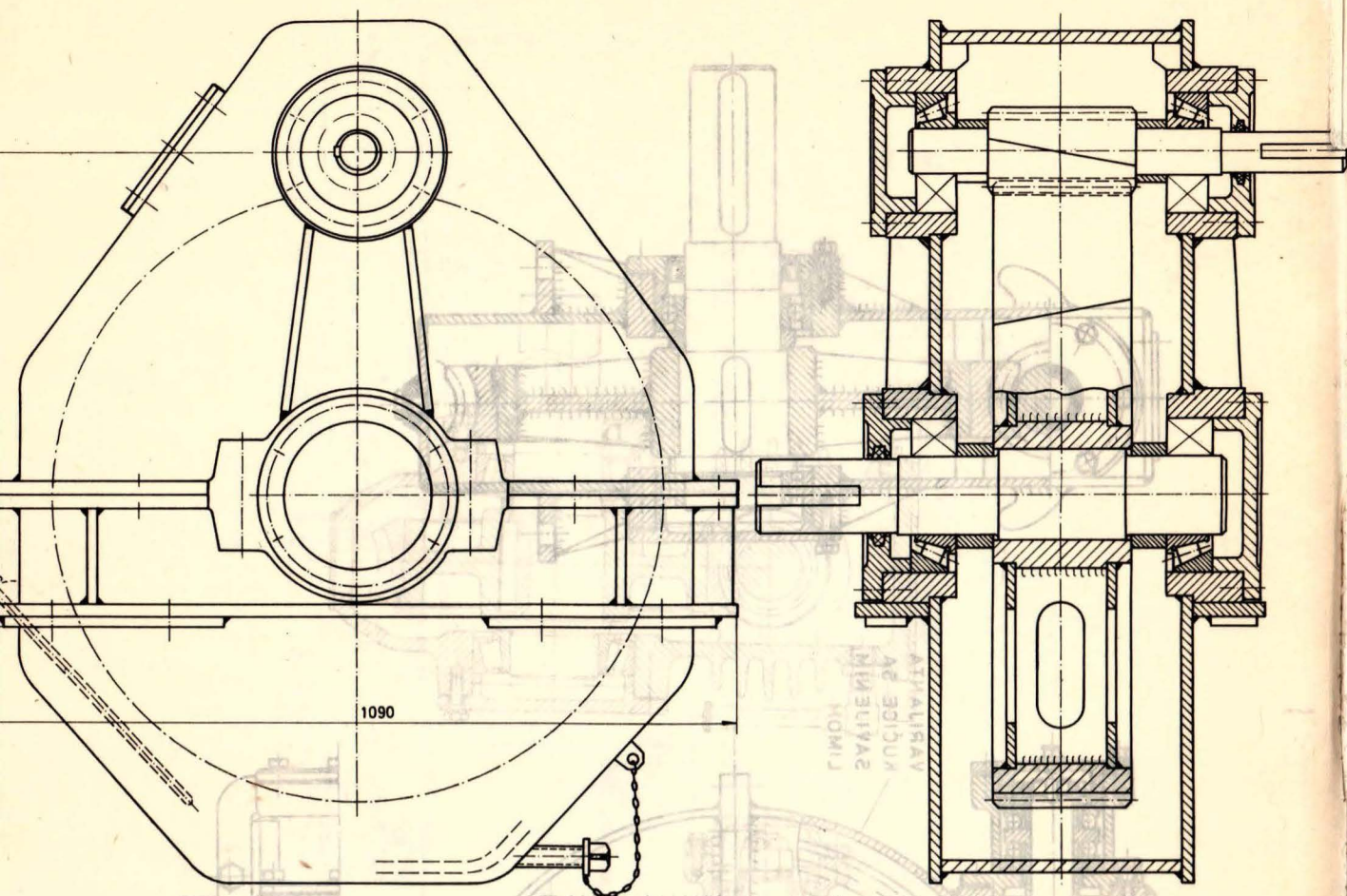


Sl. 9.4b - Presek trostepenog reduktora sa sl. 9.4a



Sl. 9.4a - Trostepeni reduktor sa osama vratila koje se seku tipa KCT - 250 [4] (KH3 25 50/L)





Sl. 9.7 – Jednostepeni reduktor sa zavarenom kućicom, namenjen manjim snagama [5] (PV1 – 8)