UNIVERZITET U NOVOM SADU
POLJOPRIVREDNI FAKULTET

MAŠINSKI ELEMENTI

Prof. dr Radojka Gligorić



1



MAŠINSKI ELEMENTI

Prof. dr Radojka Gligorić



UNIVERZITET U NOVOM SADU
POLJOPRIVREDNI FAKULTET

Novi Sad, 2020.

1

EDICIJA „OSNOVNI UDŽBENIK“

Osnivač i izdavač Edicije:

Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu
Trg Dositeja Obradovića 8
21000 Novi Sad

Godina osnivanja:

1954.

Glavni i odgovorni urednik Edicije:

Dr Nedeljko Tica, redovni profesor
dekan Poljoprivrednog fakulteta Univerziteta u Novom Sadu

Članovi Komisije za izdavačku delatnost:

Dr Ljiljana Nešić, vanredni profesor
Dr Branislav Vlahović, redovni profesor
Dr Milica Rajić, redovni profesor
Dr Nada Plavša, vanredni profesor

CIP - Каталогизација у публикацији
Библиотеке Матице српске, Нови Сад

621.81(075.8)

ГЛИГОРИЋ, Радојка, 1949-
Mašinski elementi / Radojka Gligorić. - Novi Sad : Poljoprivredni fakultet, 2020 (Novi Sad : Perins inženjering). - 324 str. : ilustr. ; 30 cm. - (Edicija Osnovni udžbenik)

Tiraž 20. - Bibliografija.

ISBN 978-86-7520-509-8

a) Машински елементи

COBISS.SR-ID 26819337

Autor:
Dr Radojka Gligorić, redovni profesor,
Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu

Glavni i odgovorni urednik:
Dr Nedeljko Tica, redovni profesor
Dekan Poljoprivrednog fakulteta Univerziteta u Novom Sadu

Urednik:
Dr Milan Tomić, redovni profesor,
direktor Departmana za poljoprivrednu tehniku

Tehnički urednik:
Dr Milan Tomić, redovni profesor,
Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu

Izrada crteža i unos teksta:
Dr Radojka Gligorić, redovni profesor,
Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu

Lektor:
Aleksandra Kostić, profesor srpske književnosti i jezika

Recenzenti:
Dr Slobodan Navalušić, redovni profesor,
Fakultet tehničkih nauka Univerziteta u Novom Sadu

Dr Milivoj Radojčin, docent,
Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu

Izdavač:
Univerzitet u Novom Sadu, Poljoprivredni fakultet

Zabranjeno preštampavanje i fotokopiranje. Sva prava zadržava izdavač.

Štampanje odobrio:
Komisija za izdavačku delatnost
Poljoprivrednog fakulteta u Novom Sadu

Mesto i godina izdavanja:
Novi Sad, 2020. god.

PREDGOVOR

Udžbenik MAŠINSKI ELEMENTI prvenstveno je namenjen studentima osnovnog akademskog studijskog programa Poljoprivredna tehnika Poljoprivrednog fakulteta Univerziteta u Novom Sadu, za predmet Mašinski elementi. Prethodno izdanje ovog udžbenika publikovano je 2015 godine u okviru edicije Poljoprivrednog fakulteta iz Novog Sada i bilo je online dostupno studentima na sajtu Fakulteta.

U odnosu na prethodno izdanje, u ovom su ispravljene uočene greške i izvršene male dopune i korekcije gradiva. Obuhvaćeni su svi oni mašinski elementi koji su predviđeni nastavnim programom i koji se koriste u poljoprivrednim i drugim mašinama.

Opisano gradivo biće od koristi i drugim stručnim licima koji se na bilo koji način bave mašinama, bilo da ih koriste, održavaju, servisiraju ili snabdevaju tržište rezervnim delovima.

Mašinski elementi su tako obrađeni da studenti mogu da nauče: njihovu ulogu i funkciju u mašinama, urade proračun u cilju izbora ili provere izabranih standardnih tipova i rešenja, da odaberu ili provere izabrani materijal, da ih pravilno koriste u cilju pouzdanosti rada, da održavaju i proveravaju njihov rad kako bi na vreme otklonili nepravilnosti, da izmere potrebne parametre kako bi procenili period popravke ili zamene, da procene uzroke oštećenja, da ih pravilno koriste sa aspekta bezbednosti rukovalaca mašina itd.

Udžbenik će pomoći studentima da što lakše ovladaju potrebnim znanjima iz mašinskih elementa kako bi mogli pravilnije, pouzdanije i racionalnije da odaberu, koriste i održavaju poljoprivredne mašine. Sa dobrim znanjem iz mašinskih elemenata studenti će biti sposobni da bolje prate i proučavaju ostale stručno-aplikativne nastavne predmete.

Pored toga u udžbeniku su data osnovna znanja za proračun različitih metalnih konstrukcija koje se sreću u poljoprivrednoj tehnici sa aspekta procene vrste naprezanja sa ciljem da se odredi nosivost, izabere materijal, dimenzionišu ili proveri stepen sigurnosti konstrukcije.

Autor se zahvaljuje na ukazanim greškama i propustima.

Novi Sad, 07.08.2020. god. Autor

SADRŽAJ

0.1. STANDARDIZACIJA 1
0.1.1. Standardi Republike Srbije - SRPS 1
0.1.2. Univerzalna decimalna klasifikacija 3
0.1.3. Standardni brojevi 3
0.1.4. Primeri standardizacije mera 5
0.2. OZNAČAVANJE MATERIJALA 6
0.2.1. Sistem za označavanje čelika prema SRPS EN 10027-1:2005, osnovne oznake 6
0.2.2. Sistem za označavanje čelika prema SRPS EN 10027-2:2005, brojčane oznake 9
0.2.3. Sistem za označavanje čelika prema SRPS CR 10260, dodatne oznake 13
0.2.4. Označavanje čelika i čeličnog liva prema SRPS C.B9.002:1989 (stare oznake) 16
0.2.5. Uporedne oznake čelika prema standardima SRPS EN 10027-1, SRPS EN 10027-2 i SRPS C.B9.002:1989 (stare oznake) 18
1. REZIME OTPORNOSTI MATERIJALA 22
1.1. VRSTE OPTEREĆENJA 22
1.2. VRSTE NAPONA 22
1.3. OSNOVNA NAPREZANJA 23
1.4. DOZVOLJENI NAPONI 28
1.5. SLOŽENO NAPREZANJE 30
1.6. POVRŠINSKI PRITISAK 31
1.7. TIPOVI ZADATAKA PRI PRORAČUNU MAŠINSKIH DELOVA 32
1.8. PRIMERI PRORAČUNA MAŠINSKIH DELOVA 33
1.9. TABELE SA MEHANIČKIM KARAKTERISTIKAMA MATERIJALA 39
2. PODELA MAŠINSKIH ELEMENATA 47
3. ANALIZA SILA IZMEĐU PRENOSNIKA KOJE OPTEREĆUJU VRATILA 48
3.1. CILINDRIČNI ZUPČANICI SA PRAVIM ZUPCIMA 48
3.2. CILINDRIČNI ZUPČANICI SA KOSIM ZUPCIMA 49
3.3. KONUSNI ZUPČANICI SA PRAVIM ZUPCIMA 50
3.4. LANČANI PRENOSNICI 52
3.5. KAIŠNI PRENOSNICI 52
3.6. PRIMERI ODREĐIVANJA SILA PRITISAKA IZMEĐU PRENOSNIKA 53
4. ELEMENTI OBRTNOG KRETANJA 56
4.1. VRATILA 56
4.1.1. Rukavci 59
4.1.2. Naprezanja i proračun vratila 60
4.1.3. Koncentracija napona 62
4.1.4. Krutost i stabilnost vratila 62
4.1.5. Osiguranje elemenata od aksijalnog pomeranja po vratilu 62
4.2. OSOVINE 67
4.3. OSOVINICE 68
4.4. MATERIJALI ZA VRATILA, OSOVINE I OSOVINICE 68
4.5. TOLERANCIJE MERA VRATILA 69

4.6. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE 69
4.7. OŠTEĆENJA 70
4.8. MERE ZAŠTITE U CILJU BEZBEDNOSTI KORIŠĆENJA 71
4.9. PRIMER PRORAČUNA VRATILA 75
5. PRENOSNI ODNOS PRENOSNIKA SNAGE 84
5.1. PRENOSNICI SA NEPOKRETNIM GEOMETRIJSKIM OSAMA 84
5.1.1. Prenosni odnos *i* 84
5.1.2. Stepen korisnosti η spregnutih prenosnika sa nepokretnim geometrijskim osama 87
5.1.3. Prenosni odnos složenih prenosnika 88
5.1.4. Bilansna jednačina snage 91
5.2. PRIMERI PRORAČUNA PRENOSNOG ODNOSA 91
6. ZUPČASTI PRENOSNICI SNAGE 99
6.1. OSNOVNI PARAMETRI 99
6.2. CILINDRIČNI ZUPČANICI SA PRAVIM ZUPCIMA 106
6.3. GLAVNO PRAVILO ZUPČANJA 108
6.4. STEPEN SPREZANJA 111
6.5. STATIČKI PRORAČUN OSNOVNIH PARAMETARA CILINDRIČNIH ZUPČANIKA 113
6.5.1. Opterećenje zubaca zupčanika 113
6.5.2. Izbor broja zubaca zupčanika 114
6.5.3. Izbor prenosnog odnosa 115
6.5.4. Izbor materijala za zupčanike 115
6.5.5. Izbor modula zupčanika 115
6.5.6. Izbor dimenzija zupčanika 118
6.6. CILINDRIČNI ZUPČANICI SA KOSIM ZUPCIMA 118
6.7. KONUSNI ZUPČANICI SA PRAVIM ZUPCIMA 120
6.8. PODMAZIVANJE ZUPČANIKA 122
6.9. TOLERANCIJE ZUPČASTIH PAROVA 123
6.10. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE ZUPČANIKA 126
6.11. OŠTEĆENJA ZUPČANIKA 127
6.12. REPARACIJA ZUPČANIKA 129
6.13. PRIMERI PRORAČUNA ZUPČANIKA 131
7. LANČANI PRENOSNICI SNAGE 138
7.1. VALJKASTI LANCI 139
7.2. ČAURASTI LANCI 140
7.3. ZUPČASTI LANCI 141
7.4. LANČANICI 143
7.5. MATERIJALI LANČANOG PRENOSNIKA 143
7.6. SPAJANJE ČLANAKA LANCA 144
7.7. PRENOSNI ODNOS 144
7.8. DOZVOLJENA BRZINA LANCA 146
7.9. MEĐUOSNO RASTOJANJE LANČANIKA 147
7.10. BROJ ČLANAKA LANCA 147
7.11. OPTEREĆENJE LANCA 148

7.12. PRORAČUN LANČANIH PRENOSNIKA 149
7.13. OZNAČAVANJE LANACA 152
7.14. PRAVILNO KORIŠĆENJE LANČANIH PRENOSNIKA SNAGE 153
7.15. PODMAZIVANJE LANČANIH PRENOSNIKA SNAGE 153
7.16. ZATEZANJE LANCA 155
7.16.1. Kontrola zategnutosti lanca 156
7.17. PROVERA ISPRAVNOSTI LANCA I LANČANIKA 157
7.18. OŠTEĆENJA NA LANČANIM PRENOSNICIMA SNAGE 158
7.19. KORIŠĆENJE ZAŠTITNE MREŽE (ŠTITNIKA) 158
7.20. PRIMERI PRORAČUNA LANČANOG PRENOSNIKA SNAGE 159
8. KAIŠNI PRENOSNICI SNAGE 164
8.1. PLJOSNATI KAIŠNI PRENOSNICI SNAGE 165
8.2. TRAPEZNI PRENOSNICI SNAGE 167
8.3. POLI *V* TRAPEZNI PRENOSNICI SNAGE 170
8.4. ZUPČASTI KAIŠNI PRENOSNICI SNAGE 173
8.5. OKRUGLI KAIŠNI PRENOSNICI SNAGE 173
8.6. MATERIJALI ZA KAIŠEVE I KAIŠNIKE 173
8.7. PRORAČUN KAIŠNIH PRENOSNIKA SNAGE 176
8.8. OZNAČAVANJE KAIŠA 183
8.9. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE KAIŠNIH PRENOSNIKA SNAGE 183
8.10. ZATEZANJE KAIŠA 184
8.10.1. Merenje zategnutosti kaiša 185
8.11. OŠTEĆENJA KAIŠNIH PRENOSNIKA SNAGE 187
8.12. PRIMERI PRORAČUNA KAIŠNIH PRENOSNIKA SNAGE 188
9. SPOJNICE 193
9.1. KRUTE SPOJNICE 193
9.1.1. Spojnica sa naglavkom 193
9.1.2. Oklopna spojnica 194
9.1.3. Spojnica sa obodima 194
9.1.4. Hirtova spojnica 195
9.2. DILATACIONE SPOJNICE (UZDUŽNO POKRETLJIVE) 196
9.2.1. Kandžasta dilataciona spojnica 196
9.3. ELASTIČNE SPOJNICE 196
9.3.1. Elastična spojnica sa obodom 196
9.3.2. Perifleks spojnica 197
9.3.3. Eupeks spojnica 198
9.3.4. Elastična spojnica Bibi 198
9.3.5. Zupčasta elastična spojnica Take 199
9.4. ZGLAVKASTE SPOJNICE 200
9.5. UKLJUČNO-ISKLJUČNE SPOJNICE 201
9.5.1. Pokretna kandžasta spojnica 201
9.5.2. Frikcione uključno-isključne spojnice 199
9.5.3. Konusna frikciona spojnica 202
9.5.4. Frikciona uključno-isključna lamelasta spojnica 202

9.5.5. Elektromagnetna frikciona spojnica 203
9.6. SPECIJALNE SPOJNICE 203
9.6.1. Centrifugalne spojnice 204
9.6.2. Hidrodinamička spojnica 204
9.7. SIGURNOSNE SPOJNICE 205
9.7.1. Sigurnosne spojnice sa čivijom 206
9.7.2. Frikciona konusna sigurnosna spojnica 207
9.7.3. Frikciona cilindrična sigurnosna spojnica 207
9.7.4. Sigurnosna spojnica sa frikcionim dodirom (sa papučama) 209
9.7.5. Sigurnosna spojnica sa grebenima 209
9.7.6. Sigurnosna zupčasta spojnica 209
9.7.7. Sigurnosna spojnica sa aksijalno pomerljivim kuglicama 210
9.8. POKAZATELJI RADA SIGURNOSNIH SPOJNICA 210
9.9. IZBOR I PRORAČUN SPOJNICA 211
9.10. OZNAČAVANJE SPOJNICA 211
9.11. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE SPOJNICA 211
9.12. PRIMERI IZBORA I PRORAČUNA SPOJNICA 212
10. LEŽIŠTA I LEŽAJI 215
10.1. LEŽIŠTA 215
10.1.1. Materijali za ležišta 218
10.1.2. Proračun kliznih ležaja 220
10.2. LEŽAJI 220
10.2.1. Označavanje kotrljajnih ležaja 224
10.2.2. Proračun kotrljajnih ležaja 230
10.2.3. Kućišta za kotrljajne ležaje 241
10.2.4. Tolerancije mera kotrljajnih ležaja 243
10.3. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE KOTRLJAJNIH LEŽAJA 243
10.3.1. Podmazivanje ležaja 243
10.3.2. Kontrola ispravnosti ležaja 246
10.3.3**.** Zamena oštećenog ležaja 247
10.4. OŠTEĆENJA NA KOTRLJAJNIM LEŽAJIMA 249
10.5. RAZVOJ KOTRLJAJNIH LEŽAJA 249
10.6. PRIMENA KOTRLJAJNIH LEŽAJA U POLJOPRIVREDNIM MAŠINAMA 254
10.7. PRIMERI PRORAČUNA KOTRLJAJNIH LEŽAJA 257
11. ZAVRTNJI 261
11.1. PODELA ZAVRTANJSKIH VEZA 261
11.2. OSNOVNI PARAMETRI ZAVOJNICE 262
11.3. VRSTE ZAVOJNICA 263
11.4. MATERIJALI ZA ZAVRTNJE 269
11.5. ANALIZA SILA NA ZAVOJNICI 269
11.6. RASPODELA OPTEREĆENJA PO ZAVOJNICI 271
11.7. OSIGURANJE ZAVRTANJSKIH VEZA OD SAMOODVRTANJA 271
11.8. KONSTRUKTIVNI OBLICI I OZNAČAVANJE ZAVRTNJEVA 272
11.9. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE ZAVRTANJSKIH VEZA 278
11.10. PRORAČUN ZAVRTANJSKIH VEZA 279

11.11. NAPREZANJA ZAVOJNICE ZAVRTNJA I NAVRTKE 283
11.12. PRIMERI PRORAČUNA ZAVRTNJEVA 283
12. KLINOVI 289
12.1. UZDUŽNI KLINOVI 289
12.2. PRORAČUN UZDUŽNIH KLINOVA 295
12.3. STANDARDNE OZNAKE KLINOVA 295
12.4. POPREČNI KLINOVI 296
12.5. ČIVIJE 296
12.6. ODRŽAVANJE I OŠTEĆENJA KLINOVA 296
12.7. PRIMERI PRORAČUNA KLINOVA 296
13. OPRUGE 298
13.1. MATERIJALI OPRUGA 298
13.2. OSNOVNE KARAKTERISTIKE OPRUGA 300
13.3. FLEKSIONE OPRUGE 301
13.4. TORZIONE (ZAVOJNE) OPRUGE 304
13.5. OPRUGE IZLOŽENE SLOŽENOM NAPREZANJU 307
13.6. GUMENI ELASTIČNI ELEMENTI 308
13.7. OSTALI OPRUŽNI ELEMENTI 308
13.8. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE OPRUGA 300
13.9. PRIMERI PRORAČUNA OPRUGA 309
14. ZAVARENI SASTAVCI 312
14.1. MATERIJALI I VRSTE ZAVARENIH SPOJEVA 312
14.1.1. Vrste zavarenih spojeva 312
14.2. NAPREZANJE VARA 314
14.3. PRORAČUN ZAVARENIH SASTAVAKA 315
14.4. ODRŽAVANJE ZAVARENIH SASTAVAKA 316
14.5. PRIMERI PRORAČUNA ZAVARENIH SASTAVAKA 316
15. MAŠINSKI ELEMENTI ZA PROVOĐENJE FLUIDA 321
LITERATURA 324

0.1. STANDARDIZACIJA

Potreba za unifikacijom (ujednačavanjem) delova mašina pojavila se tada kada je počela masovnija, serijska proizvodnja mašina. Različite mašine sastoje se iz delova koji su isti ili slični po svom konstrukcionom izgledu. Proizvođači su te delove počeli ujednačavati, odnosno **standardizovati** prema: konstrukcionom obliku, dimenzijama, materijalu, kvalitetu izrade, načinu kontrole itd. Na taj način je:

- Pojednostavljenọ projektovanje i konstruisanje novih mašina;
- Proizvodnja standardnih delova postala serijska i time ekonomičnija;
- Omogućena podela rada između više proizvođača itd.

Ovaj proces je započeo prvo u fabrikama, a kasnije zbog međusobne povezanosti i saradnje proizvođača, postao interes čitavih nacija. Prvi nacionalni standard formirali su Englezi **1901**. godine, čija je početna oznaka BS. Nakon toga slede Francuzi, 1907. (NF), Nemci 1917. (DIN), Amerikanci, 1919. (ASTM) itd. Početne oznake standarda nekih zemalja su: bivšeg Sovjetskog Saveza (GOST), Italije (UNI), Japana (JIS) itd. Jugoslovenski standard (**JUS**) formiran je 1936. godine, a intenzivno se počeo razvijati od 1950. godine i trajao sve do 2003. godine. Nakon ove godine Republika Srbija ima svoje nacionalne standarde koji prvenstveno imaju oznaku **SRPS** (srpski standardi), a kada su u potpunosti prihvaćeni međunarodni standardi sa ili bez prevoda, oznaka naših standarda je **SRPS ISO, SRPS EN** itd.

Radi međunarodne trgovačke i druge povezanosti nacija, 1926. godine formirana je međunarodna asocijacija za standarde, koja je imala oznaku ISA, a kasnije 1947. godine promenila naziv i oznaku u **ISO** (International Standardising Organisation), kako se i danas naziva. Zadatak ISO standarda je da objedinjuje nacionalne standarde, da donosi propise, norme i preporuke kojih članice ISO organizacije treba da se pridržavaju. Rad ISO organizacije organizovan je po komitetima za različite oblasti. Zadatak komiteta je da priprema i predlaže propise, a na osnovu preporuka nacija, kao članica ISO organizacije, proizvođača ili pojedinaca. Jugoslavija je bila članica ISO organizacije od 1950. godine. Svakoj članici je u interesu da se pridržava normi i propisa ISO organizacije. Međutim, postoje i namerne razlike, za pojedina područja, između nacionalnih standarda članica ISO organizacije. Razlozi su strateški, vojni ili neki drugi.

Za sva pitanja standardizacije iz oblasti **elektrotehnike, elektronike i telekomunikacija** nadležna je Međunarodna elektrotehnička komisija (**IEC**), a ne ISO organizacija. Ova međunarodna komisija osnovana je 1904. godine. Srbija je članica IEC-a od 1952. godine.

Pored ovih standarda postoje standardi i propisi određenih zajednica, kao npr. standardi Evropske ekonomske zajednice (**EEC**), Evropske organizacije za slobodnu trgovinu (**EFTA**), Evropske norme (EN) itd.

Standardima su bili prvo obuhvaćeni delovi mašina u mašinskoj tehnici i elektrotehnici. Kasnije je standardima obuhvaćena i definisana čitava ljudska delatnost: proizvodnja, kontrola proizvoda, uslovi proizvodnje, uslovi rada, uslovi i pravila poslovanja itd.

0.1.1. Standardi Republike Srbije - SRPS

Preteča srpskih nacionalnih standarda oznake **SRPS** su jugoslovenski standardi oznake **JUS**.

Srpski standardi oznake SRPS su u potpunosti prihvatili jugoslovenske standarde samo je oznaka JUS zamenjena sa SRPS.

Jugoslovenski standardi su čitavu oblast standardizacije podelili na 20 grana. Svaka grana mogla je da se deli na 20 glavnih grupa, a svaka glavna grupa na 10 grupa. Svaka grupa mogla je da sadrži 999 standarda. Oznaka jugoslovenskog standarda sastojala se iz slovnih i brojčanih oznaka na devet mesta, odnosno: **JUS IV.V VI.VII VIII IX.**

Na četvrtom mestu bila je slovna oznaka (velika slova latinice) odvojena tačkom (IV.), što je predstavljalo granu kojoj je predmet standarda pripadao. Na primer, M. je bila grana mašinogradnje i metalske industrije, E. je bila grana poljoprivrede, prehrambene i duvanske industrije itd. Na petom i šestom mestu bila je slovna i brojčana oznaka odvojena tačkom (VVI.). Slovna oznaka (veliko slovo latinice) označavala je glavnu grupu kojoj je predmet standarda pripadao, npr. B je bila oznaka za zavrtnje, navrtke, podmetače i ostale elemente za vezu. Brojčana oznaka predstavljala je grupu, npr. 1. označavao je zavrtnje i navrtke, 2. podmetače za zavrtnje i navrtke itd. Na sedmom, osmom i devetom mestu je bila oznaka od tri broja (VIIVIIIIX). Ova brojčana oznaka je govorila o konstrukcionom izgledu predmeta standarda. Na primer, 631 označavao je krunastu navrtku srednje klase izrade. Potpuna oznaka jugoslovenskog standarda za krunastu navrtku srednje klase izrade bila je JUS M.B1.631.

Oznake i nazivi grana JUS standarda bile su sledeće:

A - Osnovni i opšti standardi
E - Poljoprivreda, prehrambena i duvanska industrija
F - Tekstilna i odevna industrija
G - Industrija kože, gume i plastičnih masa
H - Hemijska industrija
J - Rezervisano za neke nove delatnosti koje bi se u budućnosti pojavile
K - Industrija alata i pribora
L - Industrija mernih i drugih aparata i precizne mehanike
M - Mašinogradnja i metalska industrija
N - Elektrotehnika
P - Uređaji, postrojenja i vozila šinskog saobraćaja
R - Brodogradnja, uređaji i postrojenja rečnog i pomorskog saobraćaja
S - Vazduhoplovna saobraćajna sredstva, uređaji i postrojenja
T - Rezervisano za neke nove delatnosti koje bi se u budućnosti pojavile
U - Građevinarstvo
V - Rezervisano za neke nove delatnosti koje bi se u budućnosti pojavile
Z - Standardi koji ne ulaze ni u jednu posebnu grupu standardizacije.

Izvestan broj jugoslovenskih standarda koji su doneti 1992. godine i kasnije, a predstavljali su u celosti prihvaćen ISO standard, nosili su oznaku **JUS ISO** i broj tog ISO standarda, npr. JUS ISO 8015 predstavljao je standard ISO 8015. Osim toga, komisije Jugoslovenskog zavoda za standardizaciju usklađivale su JUS sa ISO standardima i kao takvi, takođe, nosili su osnake JUS ISO.

Svi oni koji na bilo koji način učestvuju u privrednoj proizvodnji Srbije, imaju interes da se pridržavaju naših nacionalnih standarda oznake SRPS, SRPS ISO, SRPS EN ili nekih drugih oznaka.

Međutim, naša nacionalna standardizacija je neuređena oblast. Institut za standardizaciju Republike Srbije, koji je zadužen za ovu oblast, povukao je van upotrebe većinu naših nacionalnih standarda sa oznakama SRPS i SRPS ISO, a nije usvojio nove sa oznakama SRPS EN (evropske standarde). Pored toga, veliki broj već usvojenih evropskih standarda kao naši nacionalni nisu ni prevedeni (na engleskom jeziku su), što nikako nije dobro za naš zvaničan jezik i struku. Na taj način zaboraviće se naši stručni termini koji su dugi niz godina stvarani.

Uobičajeno je i potrebno da se za svaki navedeni standardni mašinski element da oznaka našeg nacionalnog standarda koji je definisao njegove potrebne karakteristike. Međutim, u ovom udžbeniku to će za većinu mašinskih elemenata izostati ili su dati prethodni JUS ili SRPS standardi, iz razloga što novi nisu usvojeni, a ovi se i dalje u stručnoj javnosti koriste.

0.1.2. Univerzalna decimalna klasifikacija

Ustanovljen je međunarodni standard za **klasifikaciju literature i pisane dokumentacije** iz celokupnih ljudskih saznanja. Nazvan je **Univerzalna decimalna klasifikacija i nosi oznaku UDK**. Ovaj standard je celokupna ljudska saznanja podelio na 10 grupa, grupe na 10 podgrupa itd. Oznaka se sastoji iz skraćenice UDK i arapskih brojeva. Oznake i nazivi grupa su:

UDK: 0 - Bibliografija. Bibliotekarstvo
UDK: 1 - Filozofija
UDK: 2 - Religija. Teologija
UDK: 3 - Socijalne nauke. Pravo
UDK: 4 - Lingvistika. Filologija
UDK: 5 - Matematika. Mehanika. Prirodne nauke
UDK: 6 - Primenjene nauke. Medicina. Tehnika
UDK: 7 - Umetnost
UDK: 8 - Književnost
UDK: 9 - Geografija. Istorija

Navedene grupe se dele na podgrupe, npr. UDK: 621 je oznaka za mašinstvo ili UDK: 621.81 je oznaka za pisane materijale u kojima se govori uopšte o mašinskim elementima.

Obaveza je da se na pisane materijale: monografije, časopise, naučne i stručne radove itd. stavlja oznaka za univerzalnu decimalnu klasifikaciju.

Na osnovu ovih brojeva sav pisani materijal se u bibliotekama klasifikuje (razvrstava) te je korisnicima pristupačniji i pregledniji. Na ovaj način u biblioteci se može dobiti sve što je napisano npr. o mašinskim elementima, pomoću broja UDK 621.81.

0.1.3. Standardni brojevi

Standardni brojevi su niz određenih brojeva koji se koriste za tehničke veličine. Korišćenjem standardnih brojeva proizvodnja i održavanje mašina postaje jednostavnije i jeftinije. Treba ih koristiti gde god je to moguće: za sve nazivne mere, za mere delova u sklopu, za sve dužinske mere, ako je to moguće itd. Niz standardnih brojeva je sledeći:

$$a_0, a_1, a_2, \ldots a_n,$$

gde je:

$$a_1 = a_0 \cdot q; \quad a_2 = a_1 \cdot q; \quad a_3 = a_2 \cdot q; \quad a_n = a_{n-1} \cdot q \quad \text{ili}$$

$$a_2 = a_0 \cdot q^2; \quad a_3 = a_0 \cdot q^3; \quad \ldots \quad q_n = a_0 \cdot q^n,$$

gde je:

$q =$ faktor porasta.

Faktor porasta q računa se na različite načine, zavisno od reda R. Oznaka reda za standardne brojeve je međunarodna, a dobijena je prema francuskom inženjeru Renardu. Postoje četiri osnovna

reda koji se označavaju sa: *R5, R10, R20,* i *R40*. Osim toga postoje i koriste se još: izuzetan red *R80*, ograničeni, izvedeni i modifikovani redovi. Faktori porasta q za navedene redove su:

$R5 \rightarrow q = \sqrt[5]{10} \cong 1{,}6$;

$R10 \rightarrow q = \sqrt[10]{10} \cong 1{,}25$;

$R20 \rightarrow q = \sqrt[20]{10} \cong 1{,}12$;

$R40 \rightarrow q = \sqrt[40]{10} \cong 1{,}06$ i

$R80 \rightarrow q = \sqrt[80]{10} \cong 1{,}03$.

Niz svakog reda polazi od broja 1 a svaki sledeći red sadržan je u prethodnom, što je dato u tabeli 0.1. Niz u svakom redu može biti beskonačan. Ostale vrednosti standardnih brojeva dobijaju se množenjem datih iz tabele 0.1. sa 10, 100, 1000 itd.

Ako se koristi deo niza nekog reda, tada je to ograničen red. Označava se na sledeći način: R5 (2,50...). To znači da se može koristiti niz brojeva iz reda R5, ali da se počinje od broja 2,50. Red R20 (...45) predstavlja ograničen red R20, gde se mogu koristiti svi brojevi ovog reda, ali do 45, uključujući i broj 45. Sledeći primer ograničenog reda je R40 (75...300), što predstavlja niz brojeva ovog reda između brojeva 75 i 300 uključujući i ove brojeve.

Izvedeni red predstavlja svaki n-ti broj iz nekog osnovnog, izuzetnog ili ograničenog reda. Označava se na primer R5/2 (1...1000000). To je red od svakog drugog člana reda R5, koji počinje sa 1 a završava se sa 1000000.

Modifikovani standardni brojevi dobijaju se zaokruživanjem standardnih brojeva osnovnih redova, pri čemu se koriste dva stepena zaokruživanja - prvi i drugi. Prvo zaokruživanje daje modifikovane standardne brojeve označene sa R', a drugo zaokruživanje daje brojeve označene sa R''. Modifikovani standardni brojevi koriste se u izuzetnim slučajevima.

Tabela 0.1. Vrednosti standardnih brojeva osnovnih redova

R5	R10	R20	R40	Zaokružene vrednosti	R80	R80
1,00	1,00	1,00	1,00		1,00	3,25
			1,06	1,05	1,03	3,35
		1,12	1,12	1,10	1,06	3,45
			1,18	1,15	1,09	3,55
	1,25	1,25	1,25		1,12	3,65
			1,32		1,15	3,75
		1,40	1,40		1,18	3,87
			1,50		1,22	4,00
1,60	1,60	1,60	1,60		1,25	4,12
			1,70		1,28	4,25
		1,80	1,80		1,32	4,37
			1,90		1,36	4,50
	2,00	2,00	2,00		1,40	4,62
			2,12	2,10	1,45	4,75
		2,24	2,24	2,20	1,50	4,87
			2,36	2,35	1,55	5,00
2,50	2,50	2,50	2,50		1,60	5,15
			2,65		1,65	5,30
		2,80	2,80		1,70	5,45
			3,00		1,75	5,60

	3,15	3,15	3,15	3,10	1,80	5,80
			3,35	3,40	1,85	6,00
		3,55	3,55	3,60	1,90	6,15
			3,75	3,80	1,95	6,30
4,00	4,00	4,00	4,00		2,00	6,50
			4,25	4,20	2,06	6,70
		4,50	4,50		2,12	6,90
			4,75		2,18	7,10
	5,00	5,00	5,00		2,24	7,30
			5,30		2,30	7,50
		5,60	5,60		2,36	7,75
			6,00		2,43	8,00
6,30	6,30	6,60	6,30		2,50	8,25
			6,70		2,58	8,50
		7,10	7,10		2,65	8,75
			7,50		2,72	9,00
	8,00	8,00	8,00		2,80	9,25
			8,50		2,90	9,50
		9,00	9,00		3,00	9,75
			9,50		3,07	10
1,00	10,00	10,00	10,00		3,15	

0.1.4. Primeri standardizacije mera

Zadatak 0.1. Vrednost idealnog prečnika vratila je $d = 26{,}75\ mm$. Usvojiti prvu veću standardnu vrednost iz reda R40.

Prema tableli 0.1, prvi veći standardni broj iz reda R40 je $2{,}8 \cdot 10 = 28\ mm$, te je standardni prečnik $d_S = 28\ mm$.

Zadatak 0.2. Vrednost dužinske mere je $L = 113{,}32\ mm$. Usvojiti najbližu standardnu vrednost iz bilo kog standardnog reda.

Kako svaki sledeći standardni red sadrži prethodni usvojiće se najbliži standardni broj iz reda R80. Prvi manji standardni broj od zadatog je $1{,}12 \cdot 100 = 112\ mm$, a prvi veći je $1{,}15 \cdot 100 = 115\ mm$. Razlika između standardnih i zadatog broja je $\Delta L = 113{,}32 - 112 = 1{,}32\ mm$ i $\Delta L = 115 - 113{,}32 = 1{,}68\ mm$. Usvaja se onaj standardni broj koji ima manju razliku između zadatog i standardnog, broj $L_S = 112\ mm$.

0.2. OZNAČAVANJE MATERIJALA

Delovi poljoprivrednih mašina proizvode se prvenstveno od: čelika, čeličnog liva, sivog liva, obojenih metala (aluminijuma, bakra, kalaja, olova, cinka...) i različitih legura (mesinga, bronze, aluminijumskih legura...). Pored toga koriste se i kompozitni materijali, keramika, plastične mase, guma, koža, drvo itd.

Čelici kao i ostali metali koji se koriste u tehnici označavali su se sve do 2003. godine na određen, stari način koji je bio definisan nacionalnim jugoslovenskim standardom JUS C.B9.020:1989. Ovaj standard je prihvaćen kao nacionalni standard Republike Srbije sa oznakom SRPS C.B9.020. Od 2003. godine u cilju ujednačavanja sistema označavanja čelika usvojen je novi, evropski sistem označavanja i nosio je oznaku JUS EN10027-1:2003 i JUS EN10027-2:2003.

Republika Srbija je 2005. godine ove standarde usvojila kao svoje nacionalne standarde sa oznakama:

SRPS EN 10027-1:2005: Sistem označavanja čelika Deo 1. Označavanje, osnovne oznake;
SRPS EN 10027-2:2005: Sistem označavanja čelika Deo 2. Brojčani sistem;
SRPS CR 10260:2005: Sistem označavanja čelika. Dodatne oznake.

Svi standardi, bilo međunarodni ISO, evropski EN ili nacionalni pojedinih zemalja, propisuju oznaku materijala, hemijski sastav, najvažnije elemente, mehaničke karakteristike, namenu itd. Proizvođači materijala su u obavezi da proizvedeni materijal date oznake zadovoljava sve standardom propisane vrednosti.

Evropski način označavanja čelika, koji je u celosti prihvatio naš SRPS nacionalni standard, definisan je standardima EN 10027-1:1992 i EN 10027-2:1992. Sledeće zemlje su obavezne da primenjuju ove standarde: Austrija, Belgija, Danska, Finska, Francuska, Grčka, Holandija, Irska, Island, Italija, Luksemburg, Nemačka, Norveška, Portugalija, Španija, Švajcarska, Švedska i Ujedinjeno kraljevstvo, kao i druge koje su u međuvremenu pristupile Evropskoj uniji.

0.2.1. Sistem za označavanje čelika prema SRPS EN 10027-1:2005, osnovne oznake

Prema ovom standardu oznaka čelika se sastoji iz osnovne oznake i dodatne oznake.

Da bi se izbegle dvosmislenosti pri označavanju čelika potrebno je osnovne oznake upotpuniti sa dodatnim oznakama za identifikaciju dopunskih karakteristika čelika ili metalurških proizvoda, npr. pogodnost za upotrebu na visokoj temperaturi, stanje površina, potrebna termička obrada, način dezoksidacije i sl.

Za svaku vrstu čelika predviđena je samo jedna oznaka. Brojevi i slova u oznaci pišu se jedni za drugima bez razmaka. Oznake dodeljuje Evropski komitet za standardizaciju, CEN (European Committee for Standardization), na zahtev nacionalnih standardnih organizacija ili proizvođača čelika.

Za potrebe označavanja čelika, oznake su svrstane u dve osnovne grupe:

- grupa 1- za čelike koji se označavaju na osnovu upotrebe i mehaničkih ili fizičkih osobina,
- grupa 2- za čelike koji se označavaju na osnovu hemijskog sastava, podeljene u četiri podgrupe.

Prva oznaka kod livenih čelika

Kada je čelik specificiran u obliku odlivka, ispred oznake se stavlja slovna oznaka **G.**

Označavanje čelika iz grupe 1 (označavanje na osnovu mehaničkih ili fizičkih osobina)

Oznaka se sastoji iz dva dela. Prvi deo oznake je slovna oznaka, a drugi deo je brojčana oznaka koja predstavlja granicu razvlačenja ili zateznu čvrstoću. Prvi deo oznake je:

a) S konstrukcioni čelici u koje spadaju i finozrni čelici,
P čelici za opremu pod pritiskom,
L čelici za cevi za cevovode,
E čelici za mehaničke konstrukcije.

Posle ove oznake piše se broj koji predstavlja najmanju utvrđenu vrednost napona tečenja u N/mm^2 za opseg najmanjih debljina.

Napon tečenja odnosi se na gornji (R_{eH}), donji (R_{eL}), konvencionalni (R_p) ili napon tečenja pri utvrđenom trajnom izduženju (R_t) u zavisnosti od zahteva u odgovarajućem standardu za proizvod.

Primer: S280, S znači da je u pitanju konstrukcioni čelik, broj 280 predstavlja najmanju vrednost granice razvlačenja pri istezanju R_{eL}=280 N/mm^2

b) B betonski čelici,
posle koje se piše broj koji predstavlja utvrđenu vrednost napona tečenja u N/mm^2.

c) Y čelici za prednaprezanje betona,
posle koje se piše broj koji predstavlja utvrđenu vrednost za zateznu čvrstoću (R_m) u N/mm^2.

d) R čelici za šine ili u obliku šina,
posle koje se piše broj koji predstavlja najmanju utvrđenu vrednost za zateznu čvrstoću (R_m) u N/mm^2.

e) H hladnovaljani pljosnati proizvodi od čelika,
posle koje se piše broj koji predstavlja najmanju utvrđenu vrednost za napon tečenja (R_{eL}) u N/mm^2 ili, ako je specificirana samo zatezna čvrstoća, slovo T, posle koje se piše broj koji predstavlja najmanju utvrđenu vrednost za zateznu čvrstoću (R_m), N/mm^2.

f) D pljosnati proizvodi za hladno oblikovanje (osim onih pod (e),
posle koje se piše jedna od sledećih slovnih oznaka:
1) C za hladnovaljane proizvode,
2) D za toplovaljane proizvode namenjene za oblikovanje u hladnom stanju,
3) X za proizvode za koje uslovi valjanja nisu naznačeni i
još dve oznake koje karakterišu čelik, a koje dodeljuje odgovorna organizacija.

g) T fini lim, beli lim, hromirani lim (proizvodi od čelika za ambalažu)
iza koje se dodaju i druga slova i brojke.

h) M čelici za primenu u elektrotehnici
iza koje se dodaju i druga slova i brojke.

Označavanje čelika iz grupe 2 (na osnovu hemijskog sastava)

Za potrebe označavanja čelika prema hemijskom sastavu čelici su podeljeni u četiri podgrupe:

- **Nelegirani čelici** sa srednjim sadržajem mangana < 1 % nose oznaku C i stostruki srednji sadržaj ugljenika u procentima.

  Primer: C90, gde C znači da je nelegirani čelik, broj 90 predstavlja sadržaj ugljenika od 0,9 % (90:100=0,9) i da sadrži < 1 % Mn.

- **Nelegirani čelici** sa srednjim sadržajem mangana ≥ 1 %, nelegirani čelici za obradu na automatima i legirani čelici kod kojih je sadržaj svakog legirajućeg elementa $< 5\,\%$, nose oznaku poređanu jednu za drugom:
  - Stostruki sadržaj ugljenika u procentima;
  - Hemijski simboli legirajućih elemenata koji definišu čelik. Redosled simbola je prema vrednosti sadržaja;
  - Brojevi koji označavaju vrednosti legirajućih elemenata u procentima pomnoženi sa faktorom iz tabele 0.2, zaokruženi na najbliži ceo broj. Brojevi koji se odnose na različite elemente razdvajaju se crticama.

  Primer: 150MnMo12-20, znači da je sadržaj ugljenika 1,5 % (150:100=1,5), prvolegirajući element je mangan Mn, drugolegirajući element je molibden Mo, sadržaj mangana je 3 % (12:4=3) i sadržaj molibdena je 2 % (20:10=2).

Tabela 0.2. Faktori za legirajuće elemente u čelicima

Element	Faktor	Element	Faktor
Cr, Co, Mn, Ni, Si, W	4	Ce, N, P, S	100
Al, Be, Cu, Mo, Nb, Pb, Ta, Ti, V, Zr	10	B	1000

- **Legirani čelici** kod kojih je sadržaj najmanje jednog legirajućeg elementa $\geq 5\,\%$, nose oznaku poređanu jednu za drugom:
  - Slovna oznaka X;
  - Stostruki sadržaj ugljenika u procentima;
  - Hemijski simboli legirajućih elemenata koji definišu čelik. Redosled simbola je prema vrednosti sadržaja;
  - Brojevi koji označavaju vrednosti legirajućih elemenata u procentima, zaokružen na najbliži ceo broj.

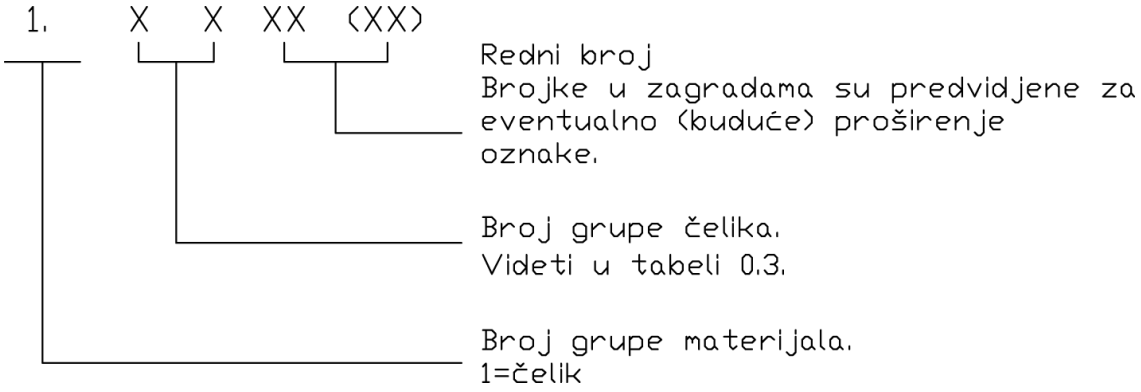
  Primer: X120NiW6-4, slovo X znači da je u pitanju legirani čelik kod kojeg je najmanje jedan legirajući element zastupljen sa više od 5 %, sadržaj ugljenika 1,2 % (120:100=1,2), prvolegirajući element je nikl (Ni), drugolegirajući element volfram (W), sadržaj nikla je od 5,5 do 6,4 % i sadržaj volframa je od 3,5 do 4,4 %.

- **Brzorezni čelici** nose oznaku:
  - Slovnu oznaku HS;
  - Brojeve koji pokazuju vrednosti sadržaja legirajućih elemenata u sledećem redosledu: volfram (W), molibden (Mo), vanadijum (V) i kobalt (Co). Svaki broj predstavlja srednji sadržaj elementa, zaokružen na najbliži ceo broj. Brojevi i različiti elementi razdvajaju se crticom.

  Primer: HS2-3-3-2, gde HS znači da je u pitanju brzorezni čelik, sa 2 % volframa, 3 % molibdena, 3 % vanadijuma i 2 % kobalta.

0.2.2. Sistem za označavanje čelika prema SRPS EN 10027-2:2005, brojčane oznake

Struktura brojčanih oznaka čelika definisana je na šemi (sl. 0.1). Oznaka se sastoji iz niza brojki koje se pišu jedna za drugom, bez razmaka ili drugih oznaka između njih.



Sl. 01. Struktura brojčanih oznaka čelika prema SRPS EN 10027-2

Prva oznaka, broj 1. znači da je materijal čelik. Na ovom mestu mogu biti i druge brojčane oznake i to od 2 do 9 koje se dodeljuju za druge materijale.

Iza prve brojčane oznake sledi druga od dva broja, koji predstavljaju broj grupe čelika, što je dato u tabeli 0.3. **Na primer,** broj 05 znači da je u pitanju kvalitetan čelik sa srednjim sadržajem ugljenika od 0,25 do 0,55 % ($0{,}25\% \leq C < 0{,}55\%$) koji ima zateznu čvrstoću od 500 do 700 N/mm^2 (500 N/mm$^2 \leq R_m <$ 700 N/mm^2) (tab. 0.3.).

Iza druge brojčane oznake od dva broja sledi treća, kao redni broj koja se, takođe, sastoji od dva, eventualno četiri broja. Redni broj čelika se dodeljuje na osnovu zahteva koji je prikazan u obrascu I (tabela 0.4.) i obrascu II (tabela 0.5). Zahtev podnosi proizvođač materijala ili nacionalna standardna organizacija. Dodeljivač broja čeliku je odgovarajući tehnički komitet Evropske unije ECISS. U standardu su data detaljna uputstva za pravilno popunjavanje obrazaca I i II.

Oznaka čelika iz prethodnog primera je 1.0570, 1. znači da je materijal čelik, 05 znači da je čelik kvalitetan sa sadržajem ugljenika od 0,25 do 0,55 %, koji ima zateznu čvrstoću od 500 do 700 N/mm^2. Broj 70 je redni broj čelika pod kojim se mogu dobiti detaljne informacije o hemijskom sastavu čelika i njegovim mehaničkim osobinama.

Tabela 03. Označavanje grupe čelika (brojčane oznake). Grupa čelika

	Nelegirani čelici					Legirani čelici							
	Osnovni čelici		Kvalitetni čelici		Specijalni čelici	Kvalitetni čelici		Čelici za alate	Razni čelici	Nerđajući čelici i čelici otporni na toplotu	Konstrukcioni čelici, čelici za opremu pod pritiskom			
0	00	90			10 Čelici sa posebnim fizičkim osobinama			20 Cr	30	40 Nerđajući čelici Ni<2,5 %, bez Mo, Nb, Ti	50 Mn-Si-Cu	60 Cr-Ni sa 2%≤ Cr<3%	70 Cr Cr-B	80 Cr-Si-Mo Cr-Si-Mn-Mo Cr-Si-Mo-V Cr-Si-Mn-Mo-V
1			01	91 Konstrukcioni čelici za opštu upotrebu sa R_m<500 N/mm^2	11 Konstrukcioni čelici za opremu pod pritiskim sa C<0,50 %			21 Cr-Si Cr-Mn Cr-Mn-Si	31	41 Nerđajući čelici sa Ni<2,5 %, sa Mo, bez Nb, Ti	51 Mn-Si Mn-Cr	61	71 Cr-Si Cr-Mn Cr-Mn-B Cr-Si-Mn	81 Cr-Si-V Cr-Mn-V Cr-Si-Mn-V
2			02	92 Konstrukcioni čelici za specijalne namene koji nisu namenjeni za termičku obradu sa R_m<500 N/mm^2	12 Konstrukcioni čelici za opremu pod pritiskom sa C≥0,50 %			22 Cr-V Cr-V-Si Cr-V-Mn Cr-V-Mn-Si	33 Brzorezni čelici sa Co	42	52 Mn-Cu Mn-V-Si Mn-Si-V	62 Ni-Si Ni-Mn Ni-Cu	72 Cr-Mo sa Mo<0,35 % Cr-Mo-B	82 Cr-Mo-W Cr-Mo-W-V
3			03	93 Čelici sa srednjim sadržajem C<0,12 % ili R_m<400 N/mm^2	13 Konstrukcioni čelici za opremu pod pritiskim			23 Cr-Mo Cr-Mo-V Mo-V	33 Brzorezni čelici bez Co	43 Nerđajući čelici sa Ni≥2,5 %, bez Mo, Nb, Ti	53 Mn-Ti Si-Ti	63 Ni-Mo Ni-Mo-Mn Ni-Mo-Cu Ni-Mo-V Ni-Mn-V	73 Cr-Mo sa Mo≥0,35 %	83
4			04	94 Čelici sa srednjim sadržajem 0,12%≤C<0,25% ili 400 N/mm^2≤R_m<500 N/mm^2	14			24 W Cr-W	34	44 Nerđajući čelici sa Ni≥2,5 %, sa Mo, bez Nb, Ti	54 Mo Nb-Ti-V W	64	74	84 Cr-Si-Ti Cr-Mn-Ti Cr-Si-Mn-Ti
5			05	95 Čelici sa srednjim sadržajem 0,25%≤C<0,55% ili 500 N/mm^2≤R_m<700 N/mm^2	15 Čelici za alate			25 W-V Cr-W-V	35 Čelici za ležajeve	45 Nerđajući čelici sa posebnim dodacima	55 B Mn-B Mn<1,65 %	65 Cr-Ni-Mo sa Mo<0,4 % Ni<0,2 %	75 Cr-V sa Cr<0,2 %	85 Čelici za nitriranje

Tabela 03. Grupa čelika (nastavak tabele)

	Nelegirani čelici				Legirani čelici							
	Osnovni čelici		Kvalitetni čelici	Specijalni čelici	Kvalitetni čelici	Čelici za alate	Razni čelici	Nerđajući čelici i čelici otporni na toplotu	Konstrukcioni čelici, čelici za opremu pod pritiskom			
6			06 96 Čelici sa srednjim sadržajem C≥0,55 % ili R_m≥700 N/mm^2	16 Čelici za alate		26 W osim grupa 24, 25 i 27	36 Materijali sa posebnim magnetskim osobinama bez Cr	46 Nerđajući čelici i čelici otporni prema toploti legirani sa Ni	56 Ni	66 Cr-Ni-Mo sa Mo<0,4 % 2,0 %≤Ni<3,5%	76 Cr-V sa Cr ≥ 2,0 %	86
7			07 97 Čelici sa visokim sadržajem P i S	17 Čelici za alate		27 Sa Ni	37 Materijali sa posebnim magnetskim osobinama sa Cr	47 Čelici otporni prema toploti sa Ni<2,5 %	57 Cr-Ni sa Cr<1,0 %	67 Cr-Ni-Mo sa Mo<0,4 % 3,5 %≤Ni<5,5% Mo≥0,4 %	77 Cr-Mo-V	87-88-89 Čelici koji nisu namenjeni za termičku obradu koja se vrši kod korisnika
8				18 Čelici za alate	08 98 Čelici sa posebnim fizičkim osobinama	28 Ostali	38 Materijali sa posebnim fizičkim osobinama bez Ni	48 Čelici otporni prema toploti sa Ni≥2,5 %	58 Cr-Ni sa 1%<Cr≤1,5%	68 Cr-Ni-V Cr-Ni-W Cr-Ni-V-W	78	88-89 Zavareni čelici visoke čvrstoće
9				19	09 99 Čelici za ostale oblasti primene	29	39 Materijali sa posebnim fizičkim osobinama sa Ni	49 Materijali sa posebnim osobinama na povišenim temperaturama	59 Cr-Ni sa 1,5%≤Cr<2,0%	69 Cr-Ni osim grupa od 57 do 58	79 Cr-Mn-Mo Cr-Mn-Mo-V	

Tabela 0.4. Obrazac I. Dodeljivanje rednog broja vrstama čelika za koje je osnovni kriterijum hemijski sastav

Podnosilac zahteva:	Ime: Organizacija: Adresa: Kontakt:

	Broj čelika	Naziv čelika	Oblik	Debljina proizvoda (mm)	Stanje	C %	Si %	Mn %	P %	S %
Podnosilac zahteva	1.									
Dodeljivač broja	1.									

Cr %	Mo %	Ni %					Utvrđeno u	Primena	Osobine	Datum
Dopunske informacije (od podnosioca zahteva ili dodeljivača broja)										

Tabela 0.5. Obrazac II. Dodeljivanje rednog broja vrstama čelika za koje su osnovni kriterijumi mehaničke osobine

Podnosilac zahteva:	Ime: Organizacija: Adresa: Kontakt:

	Broj čelika	Naziv čelika	Oblik	Debljina proizvoda (mm)	Stanje	R_e (N/mm^2)	R_m (N/mm^2)	A_{min} A_{80} %	KV_{min} RT		TT_{kv}max	
									L (J)	T (J)	L (°C)	T (°C)
Podnosilac zahteva	1.											
Dodeljivač broja	1.											

C %	Si %	Mn %	P %	S %			Utvrđeno u	Primena	Osobine	Datum
Dopunske informacije (od podnosioca zahteva i dodeljivača broja)										

Napomena:
R_m (N/mm^2) - zatezna čvrstoća
R_e (N/mm^2) - napon tečenja (R_{eH} ili $R_{ep0,2}$)
A ili A_{80} - najmanje izduženje posle prekida u procentima
KV_{min} - najmanja energija udara koja je potrebna da bi se epruveta sa V zarezom prelomila po Šarpiju u J.
L - epruveta uzeta uzdužno
T - epruveta uzeta poprečno
RT - temperatura okoline
TT_{kv}max - temperatura ispitivanja u (°C) sa potrebnom energijom preloma KV=27J

0.2.3. Označavanje čelika prema SRPS CR 10260, dodatne oznake

Ovaj standard SRPS CR 10260 sastavni je deo standarda SRPS EN 10027-1 i SRPS EN 10027-2 i definiše dodatne oznake čelika koje su dopuna brojčanim i slovnim oznakama. Dodatne oznake odvajaju se od osnovnih oznaka znakom plus (+) i sastoje se iz dva dela, dodatne oznake i dodatne dopunske oznake.

Dodatne oznake podeljene su u dve grupe: grupu 1 i grupu 2. Dodatne oznake iz grupe 2 moraju se koristiti zajedno samo sa dodatnim oznakama iz grupe 1 i stavljaju se iza njih.

Dodatne oznake su različite za različite grupe čelika. Primeri nekih od dodatnih oznaka zajedno sa osnovnim oznakama date su u tabelama 0.6, 0.7 i 0.8.

Dodatne dopunske oznake date su u tabelama 0.9, 0.10 i 0.11.

Tabela 0.6. Dodatne oznake za konstrukcione čelike

<table>
<tr><td colspan="7">Čelici označeni na osnovu mehaničkih ili fizičkih osobina. Konstrukcioni čelici</td></tr>
<tr><td colspan="2">Osnovne oznake</td><td colspan="5">Dodatne oznake za čelik</td></tr>
<tr><td>Slovna oznaka</td><td>Mehaničke osobine</td><td colspan="4">Grupa 1</td><td>Grupa 2</td><td>za prozvode od čelika</td></tr>
<tr><td rowspan="11">G = liveni čelik
S = konstrukcioni čelik</td><td rowspan="11">Najmanja vrednost napona tečenja (R_e) u N/mm^2, za opseg najmanjih debljina</td><td colspan="3">Potrebna energija udara prilikom preloma</td><td>Tempera-tura ispitiva-nja</td><td rowspan="11">C=specijalno oblikovanje u hladnom stanju
D=prevlaka nanesena potapanjem u rastop
E=emajliranje
F=kovanje
H=šuplji profil
L=niska temperatura
M=termomehaničko oblikovanje
N=normalizovanje ili normalizaciono valjanje
O=offshore
P=potporni zid
Q=kaljenje i otpuštanje
S=brodske konstrukcije ili konstrukcije za plovidbu
T=cevi
W=otpornost prema atmosferskoj koroziji
an= hemijski simbol utvrđenog legirajućeg elementa, na primer Cu, sa jednom brojkom koja predstavlja desetostruku srednju vrednost (zaokruženo na 0,1 %) iz opsega utvrđenog sadržaja tog elementa</td><td rowspan="11">Tabele 0.9, 0.10 i 0.11</td></tr>
<tr><td>27J</td><td>40J</td><td>60J</td><td>°C</td></tr>
<tr><td>JR</td><td>KR</td><td>LR</td><td>20</td></tr>
<tr><td>J0</td><td>K0</td><td>L0</td><td>0</td></tr>
<tr><td>J2</td><td>K2</td><td>L2</td><td>-20</td></tr>
<tr><td>J3</td><td>K3</td><td>L3</td><td>-30</td></tr>
<tr><td>J4</td><td>K4</td><td>L4</td><td>-40</td></tr>
<tr><td>J5</td><td>K5</td><td>L5</td><td>-50</td></tr>
<tr><td>J6</td><td>K6</td><td>L6</td><td>-60</td></tr>
<tr><td colspan="4">A-otvrdnjavanje termičkim taloženjem
M-termomehaničko valjanje
N-normalizovanje ili normalizovano valjanje
Q-kaljenje i otpuštanje
G- ostale karakteristike</td></tr>
<tr><td colspan="7">Primeri:
S350JRC+Z15, gde S označava konstrukcioni čelik, R_e=350 N/mm^2, JR=potrebna energija za prelom je 27 J na temperaturi od 20 °C, C=namenjen za specijalno oblikovanje u hladnom stanju, +Z15=deformacija pri granici razvlačenja po celoj dužini (debljini) od 15 % (tab. 0.9).
S355K2W+RA, gde S označava konstrukcioni čelik, R_e=355 N/mm^2, energija udara je 40 J ispitano na temperaturi -20°C, W=otporan na atmosfersku koroziju, +RA= žaren radi rekristalizacije (tab. 0.11).</td></tr>
</table>

Tabela 0.7. Dodatne oznake za čelike za mehaničke konstrukcije

Čelici označeni na osnovu upotrebe i mehaničkih ili fizičkih osobina. **Čelici za mehaničke konstrukcije**				
Osnovne oznake		Dodatne oznake za čelik		
Slovna oznaka	Mehaničke osobine	Grupa 1	Grupa 2	Dopunske oznake za prozvode od čelika
E = čelici za mehaničke konstrukcije	najmanja vrednost napona tečenja (R_e) u N/mm^2, za opseg najmanjih debljina	G=ostale karakteristike, a ako je potrebno u nastavku je 1 ili 2 mesta	C=pogodnost za izvlačenje u hladnom stanju	Tabela 0.11
Primer: **E295C+U**, gde E označava čelik za mehaničke konstrukcije, R_e=295 N/mm^2, C= pogodan za izvlačenje u hladnom stanju, +U=neobrađeno.				

Tabela 0.8. Dodatne oznake za legirane čelike

Čelici označeni na osnovu hemijskog sastava. **Legirani čelici** (osim brzorezni) kod koji je sadržaj bar jednog od legirajućih elemenata ≥ 5 %					
Osnovne oznake			Dodatne oznake		
Slovna oznaka	Sadržaj ugljenika	Legirajući elementi	Za čelik		Za prozvode od čelika
			Grupa 1	Grupa 2	
G = liveni čelik ako je to potrebno X=sadržaj najmanje jednog legirajućeg elementa ≥5 %	nnn=100 x srednji sadržaj ugljenika. Ako opseg sadržaja ugljenika nije specificiran, mora se dati odgovarajuća reprezentativna vrednost.	hemijski simboli legirajućih elemenata iza kojih su brojevi razdvojeni crticom, koji predstavljaju srednji sadržaj elemenata u % zaokruženo na najbliži ceo broj			Tabela 0.9 i Tabela 0.11
Primer: **X5CrNi2-3+A**, gde X=legiran čelik, 5=0,05 % C, Cr=legiran sa 2 % Cr, Ni=legiran sa 3 % Ni, +A= žaren radi omekšavanja (smanjenje tvrdoće).					

Tabela 0.9. Dodatne dopunske oznake za specijalne zahteve

Oznaka	Značenje
+H	Sposobnost za kaljenje (prokaljivost)
+Z15	Garantovane osobine po celoj debljini; najmanje suženje 15 %
+Z25	Garantovane osobine po celoj debljini; najmanje suženje 25 %
+Z35	Garantovane osobine po celoj debljini; najmanje suženje 35 %
Primer: **E295+H**, gde je E=čelik za mehaničke konstrukcije, R_e=295 N/mm^2, +H=pogodan za kaljenje.	

Tabela 0.10. Dodatne dopunske oznake za vrste prevlaka

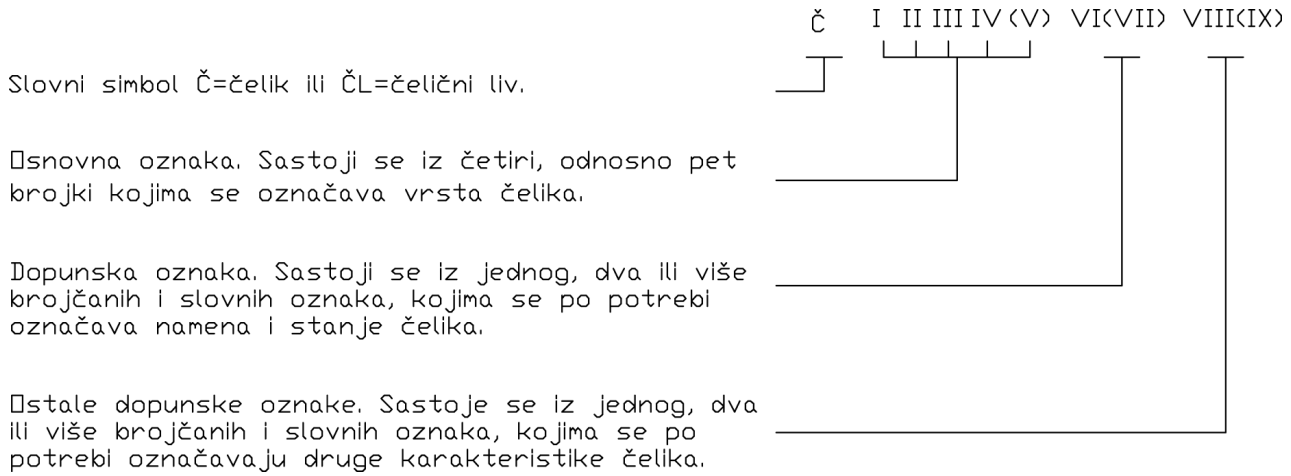
Oznaka	Značenje
+A	Prevlaka od aluminijuma nanesena toplim postupkom (potapanjem u rastop)
+AR	Prevlaka od aluminijuma nanesena oblaganjem
+AS	Prevlaka od legure aluminujum-silicijum
+AZ	Prevlaka od legure aluminijum-cink (> 50 % Al)
+CE	Prevlaka od hrom/hrom oksida nanesena elektrolitičkim postupkom (ECCS)
+CU	Prevlaka od bakra
+IC	Neorganska prevlaka
+OC	Organska prevlaka
+S	Prevlaka od kalaja nanesena toplim postupkom (potapanjem u rastop)
+SE	Prevlaka od kalaja nanesena elektrolitičkim postupkom
+T	Prevlaka od legure olovo-kalaj nanesena toplim postupkom (potapanjem u rastop)
+TE	Prevlaka od legure olovo-kalaj nanesena elektrolitičkim postupkom
+Z	Prevlaka od cinka nanesena toplim postupkom (galvanizacijom)
+ZA	Prevlaka od legure cink-aluminijum (> 50 % Zn) nanesena toplim postupkom (potapanjem u rastop)
+ZE	Prevlaka od cinka nanesena elektrolitičkim postupkom
+ZF	Prevlaka od legure cink-željezo nanesena toplim postupkom (potapanjem u rastop)
+ZN	Prevlaka od legure cink-nikl nanesena elektrolitičkim postupkom
Napomena: Ove oznake se odvajaju od prethodnih znakom plus (+). Da bi se izbeglo mešanje sa ostalim oznakama, ispred ovih oznaka može da se stavi slovo S, na primer: +SA. **Primer**: **C87+CU**, gde je C=nelegirani čelik, 87=sadržaj C od 0,87% (87:100=0,87), +CU=prevlaka od bakra.	

Tabela 0.11. Dodatne dopunske oznake za stanje posle obrade

Oznaka	Značenje
+A	Žareno radi omekšavanja (smanjenje tvrdoće)
+AC	Žareno radi globulizacije (sferoidizacije) ugljenika
+AR	Neobrađeno posle valjanja (bez posebnih uslova valjanja ili termičke obrade)
+AT	Žareno radi rastvaranja
+C	Otvrdnjavanje hladnom obradom
+Cnnn	Otvrdnjavanje hladnom obradom da bi se dobila najmanja zatezna čvrstoća od nnn u N/mm^2
+CR	Valjanje u hladnom stanju
+DC	Uslov za isporuku koji je prepušten izboru proizvođača
+FP	Termički obrađeno radi dobijanja feritno-perlitne strukture i tvrdoće u određenom opsegu
+HC	Valjanje u toplom stanju i otvrdnuto u hladnom
+I	Termički obrađeno na konstantnoj temperaturi (izotermički)
+LC	Ravnanje ili vučenje u hladnom stanju
+M	Termomehanički oblikovano
+N	Normalizovano ili normalizaciono oblikovano
+NT	Normalizovano i otpušteno
+P	Otvrdnjavanje termičkim taloženjem
+Q	Kaljeno
+QA	Kaljeno na vazduhu
+QO	Kaljeno u ulju
+QT	Kaljeno i otpušteno
+OW	Kaljeno u vodi
+RA	Žareno radi rekristalizacije
+S	Termički obrađeno radi sečenja makazama (obrezivanje) u hladnom stanju
+T	Otpušteno
+TH	Termički obrađeno za dobijanje tvrdoće u određenom opsegu
+U	Neobrađeno
+WW	Prerađeno u toplom stanju
Napomena: Ove oznake se odvajaju od predhodnih znakom plus (+). Da bi se izbeglo mešanje sa ostalim oznakama, ispred ovih oznaka može da se stavi slovo T, na primer: +TA. **Primer**: **1.15 +QO**, gde je 1. =čelik, 15=čelik za alate, +QO =kaljeno u ulju.	

0.2.4. Označavanje čelika i čeličnog liva prema SRPS C.BO.002:1989 (stare oznake)

Prema starom, još uvek često korišćenom načinu označavanja, **standardna oznaka svih čelika** sastoji se iz slovne oznake Č, a za čelični liv ČL i brojčanih oznaka prema sl. 02.



Sl. 02. Struktura brojčanih oznaka čelika prema SRPS C.BO.002:1989 (stare oznake)

Osnovna oznaka je brojčana na I, II, III, IV mestu, kojom se označava vrsta čelika. Oznaka na (V) mestu sastoji se iz dva broja kojima se označava stanje čelika. Oznaka na mestu broj (V) nije obavezna.

- Za **čelike sa negarantovanim hemijskim** sastavom na mestu broj I je brojčana oznaka 0. Na II mestu je broj 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 ili 9. Ovi brojevi na II mestu na određen način govore o zateznoj čvrstoći materijala prema tabeli 0.12. Na III i IV mestu su brojevi od 00 do 89 koji određuju namenu čelika.

  Na primer, oznaka Č.0545 znači da je u pitanju čelik sa negarantovanim hemijskim sastavom, sa zateznom čvrstoćom materijala od 490 do 580 N/mm^2, opšte namene.

- **Za ugljenične čelike** na mestu broj I je brojčana oznaka 1. Na II mestu je broj koji označava procenat ugljenika, npr. broj 8 znači da čelik ima oko 0,8 % ugljenika. Na III i IV mestu su brojevi od 00 do 99 koji određuju namenu čelika.

  Na primer, oznaka Č.1230 znači da je u pitanju ugljenični čelik sa oko 0,2 % ugljenika i namenjen je za termičku obradu poboljšanjem.

- **Za legirane čelike** na mestu broj I je brojčana oznaka od 2 do 9. Ovaj broj govori o legiranom elementu koji ima najveći uticaj (prvolegirani element). Ako je na mestu I broj 2, znači da je najuticajniji element silicijum. Broj 3 se odnosi na mangan, broj 4 na hrom, broj 5 na nikl, broj 6 na volfram, broj 7 na molibden, broj 8 na vanadijum i broj 9 na ostale legirajuće elemente. Na II mestu je broj od 2 do 9. Ovaj broj govori o drugolegiranom elementu. Na III i IV mestu su brojevi od 00 do 99 koji određuju namenu čelika.

  Na primer, oznaka Č.5420 znači da je u pitanju legirani čelik sa niklom i hromom namenjen za termičku obradu cementacijom.

Dopunske oznake na mestima VI, VII, VIII i IX su kombinacija slova i brojeva i date su u tabeli 0.13.

Tabela 0.12. Brojčani simboli na II mestu osnovne oznake

Simbol	Nazivna zatezna čvrstoća u N/mm^2
0	Nije utvrđena
1	do 320
2	od 330 do 350
3	od 360 do 380
4	od 390 do 480
5	od 490 do 580
6	od 590 do 680
7	od 690 do 780
8	od 790 do 880
9	preko 880

Tabela 0.13. Dopunske oznake za čelike

Oznaka	Namena odnosno stanje čelika
0	Bez određene termičke obrade
1	Žareno
2	Žareno na najbolju obradivost
2A	Termički obrađeno na određenu zateznu čvrstoću
2B	Termički obrađeno na feritno-perlitnu strukturu
2C	Pogodno za sečenje u hladnom stanju
2D	Žareno na globularni cementit
3	Normalizovano
4	Poboljšano
5	Vučeno – hladno deformisano
6	Ljušteno
7	Brušeno
8	Kontrolisano hlađeno
8A	Gašeno
8B	Termomehanički obrađeno
9	Obrađeno po posebnim uputstvima
K	Za vruće kovanje i presovanje
H	Za hladno oblikovanje valjcima (profiliranje)
S	Za hladno presovanje
V	Za vučenje
Z	Za izradu zavarenih cevi

Pregled osnovnih oznaka obe grupe čelika prema starom nevažećem, ali još uvek u praksi korišćenom, standardu SRPS C.BO.002 dat je u tabeli 0.14.

Tabela 0.14. Pregled osnovnih oznaka čelika prema standardu SRPS C.BO.002

<table>
<tr><td rowspan="2">Grupa čelika</td><td colspan="2" rowspan="2">Ugljenični čelici sa utvrđenim mehaničkim osobinama</td><td colspan="2">Čelici sa utvrđenim hemijskim sastavom i mehaničkim osobinama</td></tr>
<tr><td>Ugljenični</td><td>Legirani</td></tr>
<tr><td>Simbol na prvom mestu</td><td colspan="2">0</td><td>1</td><td>Broj najuticajnijeg legirajućeg elementa</td></tr>
<tr><td rowspan="11">Simbol na drugom mestu</td><td>Simbol</td><td>Nazivna zatezna čvrstoća N/mm^2</td><td>Brojčani simbol</td><td rowspan="11">Kod višestruko legiranih čelika na drugom mestu je broj drugolegiranog elementa po uticaju.

Kod jednostruko legiranih čelika na drugom mestu je broj 1.</td></tr>
<tr><td>0</td><td>Nije utvrđeno</td><td rowspan="10">Označava 10 x najveći sadržaj C zaokružen na desetine. Brojčani simbol 9 označava 0,90 % C i više od 0,90 % C.</td></tr>
<tr><td>1</td><td>do 320</td></tr>
<tr><td>2</td><td>od 330 do 350</td></tr>
<tr><td>3</td><td>od 360 do 380</td></tr>
<tr><td>4</td><td>od 390 do 480</td></tr>
<tr><td>5</td><td>od 490 do 580</td></tr>
<tr><td>6</td><td>od 590 do 680</td></tr>
<tr><td>7</td><td>Od 690 do 780</td></tr>
<tr><td>8</td><td>od 790 do 880</td></tr>
<tr><td>9</td><td>preko 880</td></tr>
<tr><td rowspan="15">Simbol na trećem, četvrtim i petom mestu</td><td>Simbol</td><td>Podgrupa čelika</td><td>Simbol</td><td>Podgrupa čelika prema nameni</td></tr>
<tr><td>00 do 44</td><td>Bez utvrđenog sadržaja P i S</td><td rowspan="2">00 do 19
101 do 199</td><td rowspan="2">Čelici koji nisu namenjeni termičkoj obradi</td></tr>
<tr><td>101 do 449</td><td>Slobodno</td></tr>
<tr><td>45 do 79</td><td rowspan="2">Sa utvrđenom čistoćom i delimično propisanim hemijskim sastavom</td><td>20 do 29
201 do 299</td><td>Čelici za cementaciju</td></tr>
<tr><td>451 do 799</td><td>30 do 39
301 do 399</td><td>Čelici za poboljšanje</td></tr>
<tr><td rowspan="11">80 do 99

801 do 999</td><td rowspan="11">Sa utvrđenom čistoćom, delimično propisanim sastavom i dodatkom legirajućih elemenata (mikrolegirani čelici)</td><td>40 do 59
401 do 599</td><td>Ugljenični i legirani čelici</td></tr>
<tr><td>60 do 69</td><td>Čelici sa posebnim fizičkim osobinama</td></tr>
<tr><td>601 do 699</td><td>Slobodno</td></tr>
<tr><td>70 do 79
701 do 799</td><td>Čelici hemijski postojani i vatrootporni</td></tr>
<tr><td>80 do 89</td><td>Brzorezni čelici</td></tr>
<tr><td>801 do 899</td><td>Slobodno</td></tr>
<tr><td>90 do 99</td><td>Čelici za automate</td></tr>
<tr><td>901 do 999</td><td>Slobodno</td></tr>
<tr><td colspan="5">Na petom mestu se ne koristi simbol 0.</td></tr>
</table>

0.2.5. Uporedne oznake čelika prema standardima SRPS EN 10027-1, SRPS EN 10027-2 i SRPS C.B9.002:1989 (stare oznake)

Uporedne oznake nekih čelika prema važećim standardima i onih predhodnih starih, koji se i dalje koriste, date su u tabelama 0.15. i 0.16.

Tabela 0.15. Uporedne nove i stare oznake nekih konstrukcionih čelika

Novi sistem označavanja čelika		Stari sistem označavanja čelika
Oznaka prema SRPS EN 10027-1	Oznaka prema SRPS EN 10027-2	Oznaka prema SRPS C.B0.002:1989
S 185	1.0035	Č.0130
S 235 JR	1.0037	Č.0370
S 235 JRG1	1.0036	Č.0371
S 235 JRG2	1.0038	Č.0361
S 235 J0	1.0114	Č.0362
S 235 J2G3	1.0116	Č.0363
S 275 JR	1.0044	Č.0451
S 275 J0	1.0143	Č.0452
S 275 J2G3	1.0144	Č.0453
S 355 JR	1.0045	Č.0561
S 355 J0	1.0553	Č.0562
S 355 J2G3	1.0570	Č.0563

Tabela 0.16. Uporedne stare nevažeće i nove oznake za neke čelike

Oznake prema SRPS (JUS) standardima	Oznake prema SRPS EN standardima (evropskim)
Č.0146	DC01
Č.0147	DC03
Č.0148	DC04
Č.0148SU	DC04
Č.0210	C10G1
Č.0211	C10G2
Č.0248	C11G1C
Č.0255	C11G1
Č.0261	S205G2T
Č.0265	C11G1C
Č,0267	C10RG1
Č.0271	S205G1T
Č.0275	C11G2
Č.0355	C14G1
Č.0361	S235JRG2
Č.0361S	S275JRC
Č.0362	S235J0
Č.0362S	S235J0C
Č.0363	S235J2G3
Č.0364	S235JRG2Cu
Č.0365	C14G1C
Č.0366	S235J2G3Cu
Č.0370	S235JR
Č.0371	S235JRG1
Č.0375	C14G2
Č.0451	S275JR
Č.0451S	S275JRC
Č.0452	S275J0, S275J2G3
Č.0453	S275J0, S275J2G3

Č.0452S	S275J0C
Č.0453S	S235J2G3C
Č.0454	S235JRCu
Č.0482	L290GA
Č.0501	C21
Č.0503	C21
Č.0545	E295, E295GF
Č.0561	S355JR, S355J2+CR
Č.0562	S355J0,S355K2G3
Č.0562S	S355J2G3C
Č.0563	S355J2G3, S355K2G4
Č.0564	S355J2G3Cu
Č.0645	E335
Č.0745	E360
Č.1103	C8G2W
Č.1104	C8E2W
Č.1120	C10
Č.1121	C10E
Č.1190	10S20
Č.1202	P235GH
Č.1204	P265GH
Č.1206	P285NH
Č.1212	DX55D
Č.1214	P235G1TH
Č.1215	P255G1TH
Č.1217	S355J2G2
Č.1220	C15
Č.1221	C15E
Č.1281	C15R
Č.1290	15S22
Č.1330	C22
Č.1331	C22E
Č.1332	C25E

Č.1402	S355K2G3Cu
Č.1430	C35
Č.1431	C35E
Č.1480	C35
Č.1490	35S20
Č.1530	C45
Č.1531	C45E
Č.1534	C45G
Č.1540	C45U
Č.1580	C45R
Č.1590	46S20
Č.1630	C55
Č.1631	C55E
Č.1633	C53G, C54G
Č.1680	C55R
Č.1730	C60
Č.1731	C60E
Č.1733	C67
Č.1735	C67E
Č.1740	C70W1
Č.1741	C70W2
Č.1780	C60R
Č.1832	C75
Č.1834	C76D
Č.1835	C86D
Č.1837	C75E
Č.1840	C80U
Č.1842	C80U
Č.1930	C101E
Č.1940	C105U
Č.1941	100V1
Č.1942	100V1
Č.1943	C125U

Č.1946	C110U
Č.1948	C135U
Č.2130	S260MC
Č.2131	46Si7
Č.2133	55Si7
Č.2134	65Si7
Č.2135	71Si7
Č.2330	60SiMn5
Č.2331	60Si7
Č.2332	65Si7
Č.2430	60SiCr7
Č.3100	M>65ASi
Č.3105	M660-50E
Č.3111	21Mn4Al
Č.3130	40Mn4
Č.3131	30Mn5
Č.3132	50Mn 7
Č.3133	P295GH
Č.3134	50Mn7
Č.3135	28Mn6
Č.3160	X120Mn12
Č.3203	11MnSi6
Č.3230	37MnSi5
Č.3830	42MnV7
Č.3840	90MnCrV8
Č.3990	11SMn30
Č.3991	11SMn37
Č.3993	11SMnPb30
Č.4120	15Cr3, 17Cr3
Č.4130	34Cr4
Č.4131	41Cr4
Č.4132	38Cr2
Č.4133	4Cr2, 46Cr2
Č.4134	37Cr4
Č.4140	100Cr2
Č.4141	115CrV3
Č.4143	140Cr2
Č.4145	102Cr6
Č.4146	100Cr6
Č.4150	X210Cr12
Č.4170	X6Cr13
Č.4171	X15Cr13
Č.4172	X20Cr13
Č.4173	X30Cr13
Č.4174	X6Cr17
Č.4175	X42Cr13
Č.4180	34CrS4
Č.4181	41CrS4
Č.4184	37CrS4
Č.4230	67SiCr5
Č.4231	62SiMnCr4
Č.4270	X45CrSi19-3
Č.4320	17MnCr5, 16MnCr5
Č.4321	19MnCr5, 20MnCr5
Č.4332	55Cr3
Č.4340	100CrMn6
Č.4381	16MnCrS5
Č.4382	20MnCrS5
Č.4520	16CrNiMo6, 18CrNiMo7-8
Č.4531	34CrAlNi7
Č.4561	X16NiCr30-20
Č.4565	X8Cr30
Č.4570	20H17N2
Č.4571	X10CrNi18-8
Č.4572	X6CrNiTi18-10
Č.4573	X5CrNiMo17-12-2
Č.4574	X6CrNiMo17-12-2
Č.4575	X50NiCrWV13-13
Č.4577	X15CrNiSi20-12
Č.4578	X15CrNiSi25-12
Č.4579	X12NiCrSi35-15
Č.4580	X5CrNi18-10
Č.4582	X6CrNiNb18-10
Č.4583	X6CrNiMoNb17-12-2
Č.4584	X5CrNiNb19-9
Č.4585	X15CrNiMn18-8
Č.4586	X15CrNiSi25-4
Č.4588	X53CrMnNiN21-9
Č.4870	X53CrMnNiN21-9
Č.4590	X8CrNiS18-9
Č.4650	X210CrW12
Č.4720	15CrMo5
Č.4721	20CrMo5
Č.4730	25CrMo4
Č.4731	34CrMo4
Č.4732	42CrMo4, 43CrMo4
Č.4733	48CrMo4, 50CrMo4
Č.4734	30CrMoV9
Č.4738	32CrMo12, 31CrMo12
Č.4739	34CrAlMo5
Č.4740	86CrMoV7, 85CrMo7
Č.4843	86CrMoV7, 85CrMo7
Č.4742	40CrMnMoS8-6
Č.4750	X165CrMoV12
Č.4751	X38CrMoV5-1
Č.4752	X37CrMoW5-1
Č.4753	X40CrMoV5-1
Č.4755	X50CrMoW9-1-1
Č.4756	X100CrMoV5-1
Č.4757	X50CrMoV5-1
Č.4770	X50CrMoV15
Č.4772	X90CrMoV18
Č.4782	42CrMoS4
Č.4783	34CrMoS4
Č.4784	41CrAlMo7
Č.4790	X14CrMoS17
Č.4830	51CrV4
Č.4831	58CrV4
Č.4834	42CrV6
Č.4835	31CrV2
Č.4840	145Cr6
Č.4843	85CrMo7
Č.4844	80CrV2
Č.4850	X155CrVMo12-1
Č.4851	X96CrMoV12
Č.4960	X8CrAl20-5
Č.4961	X8CrAl20-5
Č.4970	X10CrAlSi25
Č.4972	X10CrAlSi13
Č.4973	X10CrAlSi18
Č.4974	X10CrAlSi7
Č.5120	14Ni6
Č.5130	24Ni8
Č.5160	Ni36
Č.5161	Ni42
Č.5420	15CrNi6
Č.5421	18CrNi8
Č.5425	14NiCr10
Č.5426	15NiCr13
Č.5427	14NiCr18
Č.5430	36CrNiMo4
Č.5431	34CrNiMo6
Č.5432	30CrNiMo8
Č.5436	36NiCr10
Č.5439	35NiCr18
Č.5480	26NiCrMoV14-5
Č.5481	30NiMo16-6
Č.5741	55NiCrMoV6
Č.5742	56NiCrMoV7
Č.5743	26NiCrMoV5
Č.6440	105WCr6
Č.6441	110WCr5
Č.6442	35WCrV7
Č.6443	45WCrV7
Č.6444	60WCrV7
Č.6450	30WCrV15-1
Č.6451	X30WCrV9-3
Č.6840	120WV4
Č.6880	HS18-0-1
Č.6881	HS12-1-4
Č.6980	HS18-1-2-5
Č.7100	16Mo3
Č.7400	13CrMo4-5
Č.7401	10CrMo9-10
Č.7420	20MoCr4
Č.7421	25MoCr4
Č.7422	20NiCrMo2-2
Č.75201	20NiCrMo2-2
Č.7431	22CrMo4-4
Č.7432	24CrMoV5-5
Č.7435	23MnNiMoCr6-4
Č.7436	23MnNICrMo5-2
Č.7450	32CrMoV12-28
Č.7480	20MnCrS4
Č.7481	25MoCrS4
Č.7680	HS6-5-2
Č.7880	HS2-9-1
Č.8140	145V33
Č.8330	27MnSi5
Č.8780	HS3-3-2
Č.9681	HS12-1-4-5
Č.9682	HS18-1-2-10
Č.9683	HS10-4-3-10

Č.9750	X32CrMoCoV3-3-3
Č.9780	HS6-5-2-5
Č.13311	C22R
Č.13312	C25
Č.13321	C25R
Č.13322	C30
Č.13323	C30E
Č.13324	C30R
Č.14341	C40
Č.14342	C40E
Č.14343	C40R
Č.16301	C50
Č.16302	C50E
Č.16303	C50R
Č.41201	20Cr4
Č.41202	20CrS4
Č.41301	32CrS2
Č.41321	38CrS2
Č.41331	46CrS2
Č.41341	28Cr4
Č.41342	28CrS4
Č.41731	X39Cr13
Č.45701	X2CrNi19-11
Č.45702	X4CrNi18-12
Č.45703	X2CrNiMo17-12-2
Č.45704	X2CrNiMo18-14-3
Č.45705	X2CrNiMo18-15-4
Č.45706	X3CrNiMo17-13-3
Č.45707	X2CrNiN18-10
Č.45708	X2CrNiMoN17-11-2

Č.45709	X2CrNiMoN17-13-3
Č.45711	45H14N14W2M
Č.47301	25CrMoS4
Č.47304	31CrMo9
Č.47305	15CrMoV5-9
Č.47701	X6CrMoS17
Č.47702	X2CrNiMoN17-13-5
Č.47703	X80CrSiMoW15-2
Č.49701	X3CrTi17
Č.49702	X6CrAl13
Č.74201	22CrMoS3-5
Č.75201	20NiCrMo2-2
Č.75202	20NiCrMoS2-2
ČRN.250	S255NL
ČRN.280	P275NL1
ČRN.310	P315NL
ČRN.350	P355NL1
ČRN.380	S380NL
ČRN.420	S420NLČ
ČRN.460	P460NL1
ČRN.500	S500NL
ČRO.250	S255N
ČRO.280	P275N
ČRO.310	P315
ČRO.350	P355N
ČRO.380	S380N
ČRO.420	S420N
ČRO.460	P460N
ČRO.500	S500N
ČRV.250	P255NH

ČRV.280	P275NH
ČRV.310	P315NH
ČRV.350	P355NH
ČRV.380	P380NH
ČRV.420	P420NH
ČRV.460	P460NH
ČRV.500	P500NH
SL.100	EN-GJL100
SL.150	EN-GJL150
SL.200	EN-GJL200
SL.250	EN-GJL250
SL.300	EN-GJL300
SL.350	EN-GJL
NL.400-15	EN-GJS-400-15
NL.500-7	EN-GJS-500-7
NL.600-3	EN-GJS-600-3
NL.700-2	EN-GJS-700-2
NL.800-2	EN-GJS-800-2
CTEL.350	EN-GJMB-350-10
CTEL.450	EN-GJMB-450-6
CTEL.550	EN-GJMB-550-4
CTEL.650	EN-GJMB-650-2
CTEL.700	EN-GJMB-700-2
BETEL.350	EN-GJMW-350-4
BETEL.360	EN-GJMW-360-12
BETEL.400	EN-GJMW-400-5
BETEL.450	EN-GJMW-450-7

Napomena: Zbog složenosti označavanja čelika prema važećim evropskim standardima moguće je da uporedne oznake čelika u tabelama 0.15 i 0.16 nisu u potpunosti usklađene.

1. REZIME OTPORNOSTI MATERIJALA

Svi proračuni mašinskih elemenata i mašinskih delova baziraju se na osnovnim jednačinama otpornosti materijala, odnosno na jednačinama naprezanja.

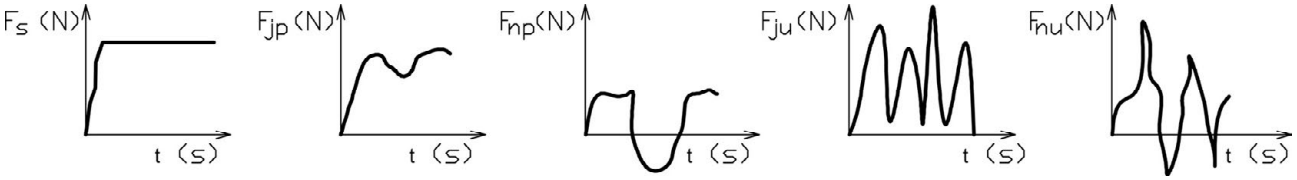
1.1. VRSTE OPTEREĆENJA

Na mašinske elemente i mašinske delove deluju sile (opterećenja) koje su različite po intenzitetu, pravcu, smeru i napadnoj tački. Usled dejstva sila unutar materijala mašinskih elemenata i mašinskih delova javljaju se različiti naponi i naprezanja. Sile mogu da deluju:

- mirno (statički),
- promenljivo (dinamički) i
- udarno.

Pri statičkom dejstvu, sila F_S u radnom režimu je stalne, nepromenljive veličine, ne računajući period uhodavanja i zaustavljanja (sl. 1.1, a). Promenljivo opterećenje može biti jednosmerno promenljivo F_{jp} (sl. 1.1, b) i naizmenično promenljivo F_{np} (sl. 1.1, c). Naizmenično promenljivo opterećenje je ono opterećenje pri kojem sila menja predznak delovanja. Kod udarnog opterećenja promene su nagle i reske, i pri jednosmernom udarnom F_{ju} (sl. 1.1, d) i pri naizmenično udarnom opterećenju F_{nu} (sl. 1.1, e).

Mašinski delovi na poljoprivrednim mašinama najčešće su izloženi promenljivom i udarnom opterećenju, jer rade sa nehomogenim materijalima (zemljištem, biljnom masom...).



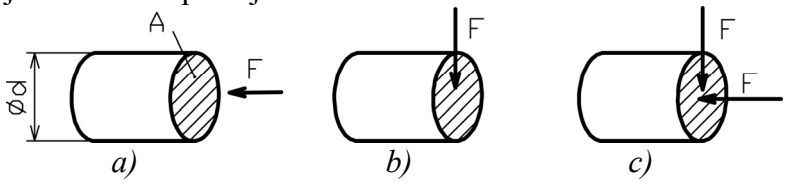
a) *b)* *c)* *d)* *e)*

Sl. 1.1. Vrste opterećenja koje deluju na delove poljoprivrednih mašina

1.2. VRSTE NAPONA

Usled dejstva sila na mašinske delove, unutar materijala javlja se pritisak kojeg nazivamo naponom. Naponi mogu biti **normalni, tangencijalni i složeni** (fiktivni). Ako je sila upravna na poprečni presek A, javlja se normalni σ (sl. 1.2, a), a ako je sila tangentna na poprečni presek, javlja se tangencijalni napon τ (sl. 1.2, b). Ako istovremeno deluje sila normalno i tangencijalno na poprečni presek A, javlja se složeni napon σ_i (sl. 1.2, c).

Vrednost napona zavisi od vrednosti sile i površine poprečnog preseka na kojoj sila deluje. Naponi se određuju iz jednačina: $\sigma = \frac{F}{A}$ i $\tau = \frac{F}{A}$. Jednačine za napon mogu biti i drugačije, o čemu će biti reči kasnije. Merna jedinica za napone je N / mm^2.



a) *b)* *c)*

Sl. 1.2. Vrste napona

1.3. OSNOVNA NAPREZANJA

Osnovna naprezanja kojima su izloženi mašinski delovi su: **istezanje, sabijanje, smicanje, savijanje, uvijanje, izvijanje i površinski pritisak.**

NAPREZANJE NA ISTEZANJE javlja se kada na mašinski deo deluju dve sile F istih vrednosti i pravaca, a usmerene jedna od druge (sl. 1.3). Ako je sila dovoljno velika, doći će do deformacije u vidu izduženja ΔL ili kidanja. Unutar materijala predmeta javlja se normalni napon σ_e koji se određuje na osnovu izraza:

$$\sigma_e = \frac{F}{A} \leq \sigma_{de},$$

gde je: $\sigma_e\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ - stvarni napon na istezanje, $F(N)$ - sila koja opterećuje predmet na istezanje, $A\left(mm^2\right)$ - površina poprečnog preseka predmeta i $\sigma_{de}\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ - dozvoljeni napon na istezanje. Površina poprečnog preseka predmeta sa sl. 1.3 je $A = a \cdot b$. O dozvoljenim naponima biće reči nešto kasnije.

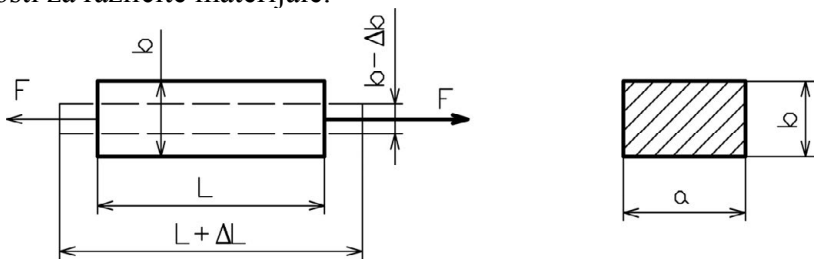
Istezanje će biti veće što je sila veća, što je površina poprečnog preseka manja i što su mehaničke karakteristike materijala od kojeg je predmet napravljen manje. O mehaničkim karakteristikama materijala biće reči nešto kasnije.

Usled dejstva sile F, odnosno napona σ, deo se izdužuje za vrednost ΔL, a visina se smanjuje za Δb. Kada je napon dovoljno velik, mašinski deo će se pokidati.

Odnos između napona i deformacija definisan je Hukovim zakonom:

$$\sigma_e = E \cdot \varepsilon,$$

gde je: $E\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ - modul elastičnosti materijala, ε - izduženje (dilatacija ili merilo deformacije usled istezanja). Modul elastičnosti ili Jungov modul brojno je jednak naponu koji bi izazvao izduženje jednako prvobitnoj dužini mašinskog dela. Modul elastičnosti se dobija ispitivanjem i različitih je vrednosti za različite materijale.



Sl. 1.3. Naprezanje na istezanje

Dilatacija (izduženje) može biti uzdužna ε i poprečna ε_q. Uzdužna dilatacija ε predstavlja odnos izduženja i prvobitne dimenzije:

$$\varepsilon = \frac{\Delta \ell}{\ell}.$$

Poprečna dilatacija ε_q predstavlja odnos smanjene visine i njene prvobitne vrednosti:

$$\varepsilon_q = \frac{\Delta b}{b} = -\mu \cdot \varepsilon,$$

gde je μ - Puasonov koeficijent ili karakteristika materijala, koja se eksperimentalno određuje. Puasonov koeficijent definiše uzajamni odnos uzdužne i poprečne dilatacije.

NAPREZANJE NA SABIJANJE javlja se kada na mašinski deo deluju dve sile istih vrednosti i pravaca, a usmerene jedna prema drugoj. Ako dođe do deformacije, biće u vidu smanjenja dužine L, a povećanja visine b (sl. 1.4). Pri dovoljno velikom naponu na sabijanje mašinski deo biće zdrobljen. Pri naprezanju na sabijanje javlja se normalni napon na sabijanje σ_c koji se određuje prema jednačini:

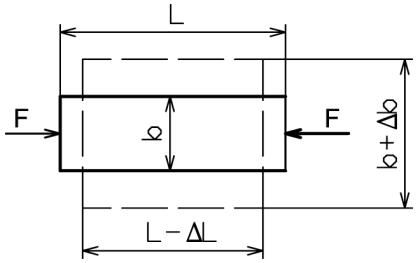
$$\sigma_c = \frac{F}{A} \leq \sigma_{dc},$$

gde je: σ_{dc} $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ - dozvoljeni napon na sabijanje.

Odnos između napona i deformacija pri sabijanju definisan je Hukovim zakonom:

$$\sigma_c = E \cdot \varepsilon .$$

Naprezanje na sabijanje suprotno je od istezanja. Elastični mašinski materijali podjednako dobro nose istezanje i sabijanje, te se sabijanje naziva i negativnim istezanjem.



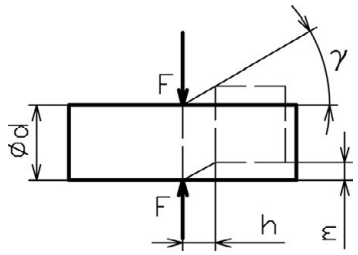
Sl. 1.4. Naprezanje na sabijanje

NAPREZANJE NA SMICANJE javlja se kada na mašinski deo deluju dve sile F istih vrednosti i pravaca, poprečno na predmet, usmerene jedna prema drugoj (sl. 1.5). Ako dođe do deformacije, biće u vidu smicanja ili presecanja. U poprečnom preseku na mestu delovanja sila javlja se tangencijalni napon na smicanje τ_s :

$$\tau_s = \frac{F}{A} \leq \tau_{ds},$$

gde je: $\tau_s\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ - napon na smicanje, $F(N)$ - sila koja opterećuje predmet na smicanje, $A\ \left(mm^2\right)$ - površina poprečnog preseka predmeta i τ_{ds} $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ - dozvoljeni napon na smicanje. Ako je, npr. poprečni presek kružnica (Ø d) (sl. 1.5), tada je površina poprečnog preseka predmeta $A = \frac{d^2\pi}{4}$.

Predmet će se pre preseći što je sila veća, što je poprečni presek predmeta manji i što su mehaničke karakteristike materijala na smicanje od kojeg je predmet napravljen manje.



Sl. 1.5. Naprezanje na smicanje

Odnos između napona i deformacija pri smicanju određen je Hukovim zakonom:

$$\tau = G \cdot \gamma ,$$

gde je: $G\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ - modul klizanja materijala. Eksperimentalno se određuje za svaki materijal, $\gamma(rad)$ - relativno klizanje ili ugao klizanja (merilo deformacije).

Ugao klizanja, prema sl. 1.5, je $tg\gamma = \frac{m}{h} \approx \gamma(rad)$.

NAPREZANJE NA SAVIJANJE javlja se kada na mašinski deo koji je oslonjen na dva oslonca A i B deluje sila F upravno na dužu osu (sl. 1.6, a). Ako dođe do deformacije, biće u vidu savijanja sa ugibom f ili do loma. Ugib f će biti veći što je sila F veća, što je rastojanje L veće, što je poprečni presek predmeta manji i što su mehaničke karakteristike materijala na savijanje od kojeg je predmet napravljen manje. Ugib f zavisi od poprečnog preseka, ali i od toga kako je poprečni presek postavljen u odnosu na središnju uzdužnu osu predmeta.

Kod savijanja se javlja normalni napon, jer su deformacije u vidu sabijanja (označene sa - - - - deo iznad neutralne ose) i istezanja (+ + + deo ispod neutralne ose) (sl. 1.6, b).

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_X} \le \sigma_{df} ,$$

gde je: $\sigma_f\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ - stvarni napon na savijanje, $M_f(Nm)$ - moment savijanja, $W_x\left(m^3\right)$ - aksijalni otporni moment i $\sigma_{df}\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ - dozvoljeni napon na savijanje.



a) *b)* *c)* *d)*

Sl. 1.6. Naprezanje na savijanje

Moment savijanja u ovom primeru, ako sila F deluje na sredini nosača, je $M_f = \frac{F}{2} \cdot \frac{L}{2}$.

Aksijalni otporni moment obuhvata oblik i veličinu površine poprečnog preseka i kako ova površina stoji u odnosu na neutralnu osu. Aksijalni otporni moment po definiciji jednak je: $W_x = \frac{I_x}{y_{max}}$, gde

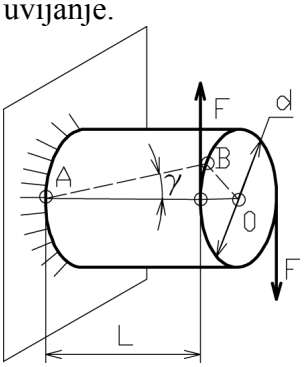
je $I_x\left(m^4\right)$ - aksijalni moment inercije, y_{max} - maksimalno rastojanje poprečnog preseka od neutralne ose. Aksijalni moment inercije za kružni poprečni presek je $I_x = \frac{d^4\pi}{64}$, za pravougaoni poprečni presek (sl. 1.6, c) je $I_x = \frac{a \cdot b^3}{12}$ i za poprečni presek (sl. 1.6, d) je $I_x = \frac{b \cdot a^3}{12}$. Za druge poprečne preseke izrazi za aksijalni moment inercije nalaze se u odgovarajućim tabelama ili se određuju prema Štajnerovoj teoremi. Aksijalni otporni moment za kružni poprečni presek je $W_x = \frac{d^3\pi}{32}$, za pravougaoni (sl. 1.6, c) $W_x = \frac{a \cdot b^2}{6}$ i za pravougaoni (sl. 1.6, d) $W_x = \frac{b \cdot a^2}{6}$. Iz tog razloga više će se saviti greda istog poprečnog preseka ($A = a \cdot b$) ako stoji u položaju (sl. 1.6, c) nego u položaju (sl. 1.6, d).

Drugi izraz kojim se definiše odnos naprezanja na savijanje i deformacija koje se pri tome javljaju (ugib) je:

$$\sigma_f = f \cdot \frac{E}{R},$$

gde je: f (m) – ugib, R (m) – poluprečnik krivine ugiba.

NAPREZANJE NA UVIJANJE javlja se kada na mašinski deo, koji je na jednom kraju čvrsto spojen sa podlogom (zavaren, uklješten), deluje spreg sila. Spreg sila čine dve sile F koje su paralelnih pravaca istih intenziteta a suprotnih smerova na nekom rastojanju d. Ako dođe do deformacije, biće u vidu uvijanja za ugao γ (sl. 1.7.). Uvijanje će biti veće što je sila veća, što je prečnik d manji, što je rastojanje L veće i što su mehaničke karakteristike na uvijanje materijala od kojeg je predmet napravljen manje. Kod uvijanja javlja se tangencijalni napon na uvijanje koji treba da je manji od dozvoljenog napona na uvijanje.



Sl. 1.7. Naprezanje na uvijanje

$$\tau_u = \frac{M_u}{W_o} \le \tau_{du},$$

gde je: $\tau_u\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ - stvarni napon na uvijanje, $M_u(Nm)$ - moment uvijanja, $W_o\left(m^3\right)$ - polarni otporni moment i $\tau_{du}\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ - dozvoljeni napon na uvijanje.

Moment uvijanja u ovom primeru je $M_u = F \cdot d$. Polarni otporni moment po definiciji jednak je: $W_o = \frac{I_o}{R}$, gde je $I_o\left(m^4\right)$ - polarni moment inercije, $R(m)$ - poluprečnik kružne površine poprečnog preseka (maksimalno rastojanje poprečnog preseka od neutralne ose). Polarni otporni moment za

kružni poprečni presek je $W_o = \frac{d^3\pi}{16}$. Za druge poprečne preseke izrazi za polarni moment inercije usvajaju se iz odgovarajućih tabela ili se određuju prema Štajnerovoj teoremi.

Drugi izraz kojim se definiše naprezanje na uvijanje i deformacije koje se pri tome javljaju (ugao zakretanja) je:

$$\tau_u = G \cdot \gamma ,$$

gde je: $\gamma(rad)$ - ugao zakretanja.

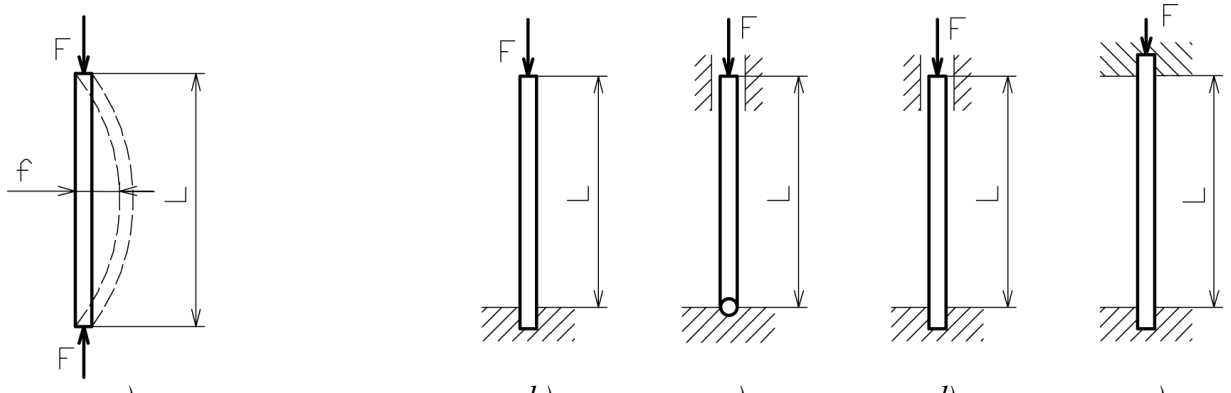
NAPREZANJE NA IZVIJANJE javlja se kada na mašinski deo malog poprečnog preseka u odnosu na dužinu L deluju sile F kao na sabijanje (sl. 1.8, a). Ako dođe do deformacija, biće u vidu izvijanja za ugib f. Pri izvijanju javlja se normalni napon σ_{iz} koji treba da je manji od dozvoljenog napona na izvijanje ($\sigma_{iz} \le \sigma_{diz}$). Stvarni napon na izvijanje određuje se pomoću Ojlerovog ili Tetmajerovog izraza, što zavisi od vitkosti mašinskog dela (λ) koji je izložen izvijanju.

Ojlerov izraz za određivanje stvarnog napona na izvijanje jednak je:

$$\sigma_{iz} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \le \sigma_{diz} ,$$

gde je: $\lambda(-)$ - vitkost štapa. Vitkost štapa određuje se prema izrazu: $\lambda = \frac{L_{red}}{i_{min}}$, gde je $L_{red}(m)$- redukovana dužina mašinskog dela koji je izložen izvijanju i $i_{min}(m)$- minimalni poluprečnik momenta inercije poprečnog preseka mašinskog dela koji je izložen izvijanju.

Redukovana dužina različito se određuje zavisno od načina oslanjanja krajeva mašinskog dela koji je izložen izvijanju. Kada je jedan kraj mašinskog dela uklješten u nepomičnom osloncu, a drugi kraj slobodan, na čijem kraju deluje sila F (sl. 1.8, b), redukovana dužina jednaka je $L_{red} = 2 \cdot L$. Ako je jedan kraj mašinskog dela zglobno vezan za nepomičnu podlogu, a drugi kraj je unutar nepokretne vođice u kojoj se može pomerati (sl. 1.8, c), redukovana dužina jednaka je $L_{red} = L$. Ako je jedan kraj mašinskog dela uklješten u nepomičnoj podlozi, a drugi kraj je unutar nepokretne vođice u kojoj se može pomerati (sl. 1.8, d), redukovana dužina jednaka je $L_{red} = 0{,}7 \cdot L$. Ako su oba kraja mašinskog dela uklještena u nepomičnoj podlozi (sl. 1.8, e), redukovana dužina jednaka je $L_{red} = 0{,}5 \cdot L$.



a) b) c) d) e)

Sl. 1.8. Naprezanje na izvijanje

Minimalni poluprečnik inercije poprečnog preseka mašinskog dela i_{min} određuje se na osnovu izraza: $i_{min} = \sqrt{\frac{I_{x\,min}}{A}}$, gde je $I_{x\,min}\left(m^4\right)$ - minimalna vrednost aksijalnog momenta inercije, $A\left(m^2\right)$ - površina poprečnog preseka mašinskog dela.

Tetmajerov izraz za određivanje stvarnog napona na izvijanje jednak je:

$$\sigma_{iz} = a - b \cdot \lambda ,$$

gde su: $a, b(-)$ - koeficijenti koji zavise od vitkosti štapa.

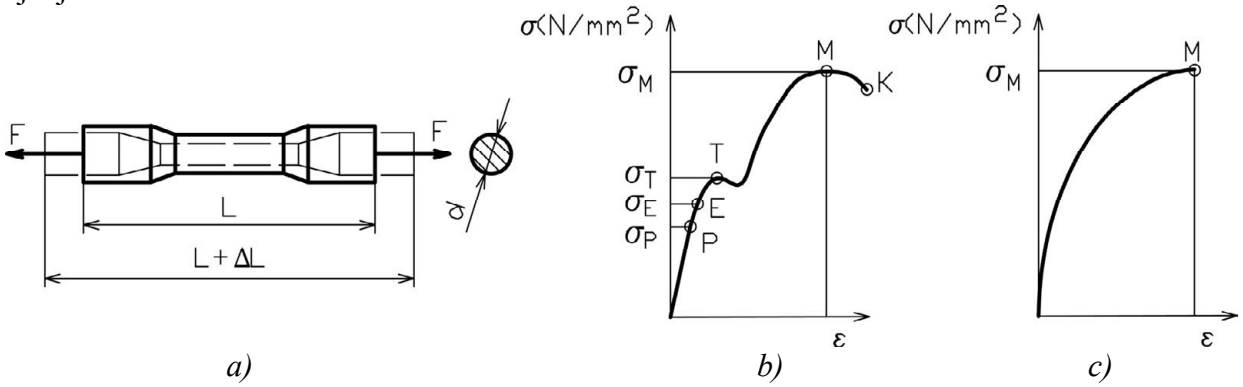
Da li će se koristiti Ojlerov ili Tetmajerov izraz za određivanje stvarnog napona na izvijanje, zavisi od vrste materijala i vitkosti mašinskog dela. Za neke materijale preporuke za izbor izraza za određivanje napona na izvijanje σ_{iz} i vrednosti koeficijenta a i b Tetmajerovog izraza date su u tabeli 1.1.

Tabela 1.1. Primena izraza za određivanje stvarnog napona na izvijanje (σ_{iz})

Vrsta materijala	Ojlerov izraz		Tetmajerov izraz	
	λ	σ_{iz}	λ	$\sigma_{iz}\left(daN/cm^2\right)$
Meki čelik do Č.0460	≥ 105	$\sigma_{iz} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \le \sigma_{diz}$	60 ÷ 105	$\sigma_{iz} = 3100 - 11{,}4 \cdot \lambda$
Tvrdi čelik od Č.0545	≥ 90		60 ÷ 90	$\sigma_{iz} = 3350 - 6{,}2 \cdot \lambda$
Legirani čelik do 5% Ni	≥ 86		do 86	$\sigma_{iz} = 4700 - 23 \cdot \lambda$
Legirani čelik Cr + Ni	≥ 80		do 80	$\sigma_{iz} = 6000 - 36{,}2 \cdot \lambda$
Legirani čelik Cr + Mo	≥ 55		do 55	$\sigma_{iz} = 10000 - 54 \cdot \lambda$
Duraluminijum	≥ 80		do 80	$\sigma_{iz} = 3375 - 28 \cdot \lambda$
Sivi liv	≥ 80		do 80	$\sigma_{iz} = 7760 - 120 \cdot \lambda + 0{,}53 \cdot \lambda^2$

1.4. DOZVOLJENI NAPONI

Mehaničke karakteristike materijala su važne jer od njih zavise dozvoljeni naponi. Mehaničke karakteristike materijala dobijaju se ispitivanjem na odgovarajućim mašinama i na određen način. Od materijala čije se mehaničke karakteristike ispituju napravi se deo (epruveta) određenog oblika i dimenzija (sl. 1.9, a). Epruveta se izloži dejstvu sila F na neko osnovno naprezanje, npr. na istezanje, smicanje, savijanje itd. Sila F se postepeno povećava, na taj način se povećava i napon na istezanje σ_e, sve dok ne dođe do potpunog kidanja epruvete. Ako se epruveta izloži istezanju, dobiće se mehaničke karakteristike na istezanje, a ako se izloži smicanju, dobiće se mehaničke karakteristike na smicanje; ako se pak izloži uvijanju, dobiće se mehaničke karakteristike na uvijanje itd.



a) *b)* *c)*

Sl. 1.9. Ispitivanje mehaničkih karakteristika materijala

Pri određivanju mehaničkih karakteristika, npr. na istezanje, sila i napon σ se postepeno povećavaju tako da dolazi do izduženja ΔL. Prvobitna dužina L se povećava za izduženje ΔL. Merenje vrednosti izduženja traje dok se epruveta ne pokida. Zavisnost promene dilatacije (relativnog izduženja) ε i napona σ za elastične materijale (čelike), prikazana je na dijagramu (sl. 1.9, b). Pri povećanju napona, predmet se postepeno izdužuje. Prva karakteristična tačka na ovom dijagramu je tačka P koja se naziva tačkom proporcionalnosti, jer su do ove tačke naponi σ_P proporcionalni dilataciji ε. Sledeća karakteristična tačka je granica elastičnosti E koja je za čelike bliska tački P. Napon elastičnosti σ_E dovodi do elastičnih deformacija mašinskog dela koje nestaju kada sila prestane da deluje. Daljim povećanjem napona dolazi do primetnog razvlačenja materijala (tečenja), te se ova tačka naziva tačkom tečenja T, stoga se ovaj napon naziva naponom tečenja ili granicom tečenja σ_T. Napon tečenja u inostranim literaturnim izvorima označava se sa R_e, i to minimalna vrednot sa R_{eL}, maksimalna vrednost sa R_{eH}, napon tečenja pri dilataciji od npr. 0,2 % ($\varepsilon = 0{,}2\%$) sa $R_{p0,2}$. Deformacije pri naponu tečenja su trajne. Daljim povećanjem napona, epruveta se i dalje isteže, sve do tačke M, i ovaj napon se zove zatezna čvrstoća σ_M (R_m). Kada bi se u ovom trenutku čak i smanjio napon došlo bi do kidanja (tačka K) koje nastaje pri naponu na kidanje σ_K.

Mašinski delovi mogu se izložiti naponima do te mere da ne dođe do trajnih deformacija, odnosno da stvarni naponi budu mnogo manji od napona tečenja σ_T. Stoga se za **elastične materijale** dozvoljeni naponi σ_d i τ_d određuju u odnosu na napon tečenja (sl. 1.9, b) prema relacijama:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_T}{S} \text{ i } \tau_d = \frac{\tau_T}{S},$$

gde je: σ_T - granica tečenja pri normalnom naponu, τ_T - granica tečenja pri tangencijalnom naponu i S (-) - stepen sigurnosti. Vrednosti granica tečenja, za različita osnovna naprezanja i za različite materijale, propisane su nacionalnim i međunarodnim standardima, a proizvođači materijala dužni su da ih se pridržavaju.

Stepen sigurnosti je broj za koji se umanjuje granica tečenja. Vrednost stepena sigurnosti zavisi od toga koliko treba da je mašinski deo siguran i pouzdan, i zavisi od željene cene koštanja mašinskog dela. Stepen sigurnosti S za mašinske delove najčešće se kreće u granicama od 2 do 5, a može biti i veći. Što je stepen sigurnosti veći, to je predmet pouzdaniji, ali i skuplji i obrnuto.

Za **krte materijale** (sivi liv) dijagram promene relativnog izduženja ε i napona na istezanje σ prikazan je na sl. 1.9, c gde se vidna promena dešava tek pri zateznoj čvrstoći σ_M, te se dozvoljeni naponi određuju na osnovu relacija:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_M}{S} \text{ i } \tau_d = \frac{\tau_M}{S},$$

gde je: σ_M - zatezna čvrstoća pri normalnom naponu, τ_M - zatezna čvrstoća pri tangencijalnom naponu i S (-) - stepen sigurnosti. Vrednosti stepena sigurnosti krtih materijala veći je nego za elastične materijale i iznosi od 3 do 7, a može biti i veći.

Kod složenih naprezanja pojedinačne vrednosti stepena sigurnosti različitih su vrednosti, te je ukupan stepen sigurnosti S_u, kada su naprezanja istih napona, bilo normalnih ili tangencijalnih, jednak:

$$S_u = \frac{S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 \ldots}{S_1 + S_2 + S_3 + \ldots}.$$

Kada su naprezanja različitih napona, normalni i tangencijalni, ukupan stepen sigurnosti jednak je:

$$S_u = \frac{S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 \ldots}{\sqrt{S_1^{\,2} + S_2^{\,2} + S_3^{\,2} + \ldots}}.$$

Stepen sigurnosti pri izvijanju jednak je odnosu napona na izvijanje i napona na sabijanje: $S_{iz} = \frac{\sigma_{iz}}{\sigma_c}$ i ove vrednosti treba da su u granicama od 4 do 5.

1.5. SLOŽENO NAPREZANJE

Složeno naprezanje je ono naprezanje kada je mašinski deo istovremeno napregnut na više osnovnih naprezanja, sa normalnim i tangencijalnim naponima. Mašinski delovi uglavnom su izloženi složenom naprezanju, gde može biti različita kombinacija osnovnih naprezanja.

Proračun mašinskih delova koji su izloženi složenom naprezanju može biti na **dva principijelno različita načina.**

Prvi način je taj da proračun bazira na jednom naprezanju, a proverava se ono drugo, treće... ako ih ima više. Pri tome, nominalno (radno) opterećenje povećava se pri proračunu za 10-40 % zbog složenosti naprezanja. Na primer, neka je mašinski deo opterećen silom F kao na sl. 1.10, a. Sila $\vec{F}$ se razloži na dve komponente F_1 i F_2 paralelne sa osama X i Y (sl. 1.10, b). Kritični poprečni presek mašinskog dela je na mestu A. Kritični poprečni presek je onaj čija je vrednost najmanja. Redukuje se sila F_1 na tačku A i dobija se spreg sila $F_1 \cdot L$ koji teži da savije mašinski deo i sila F_1 koja teži da ga smakne na mestu A. Sila F_2 teži da sabije mašinski deo. Znači, na poprečnom preseku na mestu A javljaju se sledeća naprezanja i naponi:

- naprezanje na savijanje $\sigma_f = \frac{M_f}{W_X} = \frac{F_1 \cdot L}{W_x} \le \sigma_{df}$,
- naprezanje na smicanje $\tau_s = \frac{F_1}{A} \le \tau_{ds}$ i
- naprezanje na sabijanje $\sigma_c = \frac{F_2}{A} \le \sigma_{dc}$.

Proračun mašinskog dela bazira na naprezanju čiji je intenzitet najveći (dominantno naprezanje), dok se ostala naprezanja proveravaju. Recimo da je intenzitet naprezanja na savijanje najveći, te je proračun mašinskog dela (sl. 1.10, b) prema jednačini:

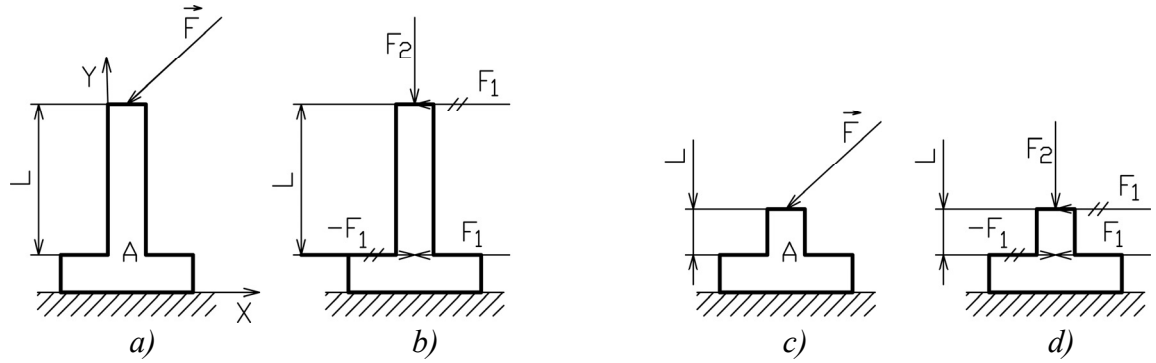
$$\sigma_f = \frac{(1{,}1 \div 1{,}4) \cdot M_f}{W_X} = \frac{(1{,}1 \div 1{,}4) \cdot F_1 \cdot L}{W_x} \le \sigma_{df}.$$

Ostala naprezanja se proveravaju prema jednačinama $\tau_s = \frac{F_1}{A} \le \tau_{ds}$ i $\sigma_c = \frac{F_2}{A} \le \sigma_{dc}$.

Ako je mašinski deo mnogo manje visine (sl. 1.10, c i d), tada je dominantno naprezanje na smicanje, te je proračun mašinskog dela prema jednačini:

$$\tau_s = \frac{(1{,}1 \div 1{,}4) \cdot F_1}{A} \le \tau_{ds}.$$

Ostala naprezanja na savijanje i sabijanje se proveravaju: $\sigma_f = \frac{M_f}{W_X} = \frac{F_1 \cdot L}{W_x} \le \sigma_{df}$ i $\sigma_c = \frac{F_2}{A} \le \sigma_{dc}$.



a) b) c) d)

Sl.1.10. Složeno naprezanje

Drugi način proračuna mašinskog dela izloženog složenom naprezanju je prema fiktivnom naponu σ_i:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} \le \sigma_d ,$$

gde je: $\alpha(-)$ - koeficijent koji zavisi od kombinacije osnovnih naprezanja. Za kombinaciju složenog naprezanja sa normalnim naponom na istezanje ili sabijanje i tangencijalnog napona na smicanje ili uvijanje, koeficijent $\alpha = \frac{\sigma_T}{\tau_T}$. Za kombinaciju naprezanja na savijanje i uvijanje $\alpha = \frac{\sigma_T}{2 \cdot \tau_T}$. Za primer sa sl. 1.10 fiktivni napon je jednak: $\sigma_i = \sqrt{{\sigma_f}^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} \le \sigma_{df}$. Ovim izrazom nije obuhvaćeno naprezanje na sabijanje σ_c, te se nakon proračuna proverava.

Proračun prema fiktivnom naponu σ_i je moguć samo za kombinaciju naprezanja sa normalnim i tangencijalnim naponom.

Za zavarene mašinske delove (za var) dinamički opterećene, fiktivni napon određuje se prema izrazu:

$$\sigma_i = 0.35 \cdot \sigma + 0.65 \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_T}{0.65 \cdot \tau_T} \cdot \tau \right)^2} \le \sigma_d .$$ Za zavarene sastavke statički opterećene fiktivni napon određuje se prema izrazu:

$$\sigma_i = \frac{1}{2}\sigma + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \le \sigma_d .$$

Delovi mašina mogu se opteretiti silama do te mere da ne dođe to trajnih deformacija u vidu istezanja, sabijanja, smicanja, savijanja, uvijanja i izvijanja, odnosno da stvarni naponi ne smeju biti veći od dozvoljenih.

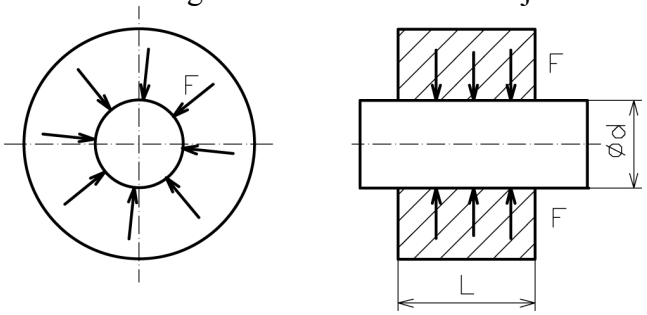
1.6. POVRŠINSKI PRITISAK

Površinski pritisak uvek se javlja između dodirnih površina mašinskih delova između kojih se javlja sila F. Površinski pritisak određuje se prema jednačini:

$$p = \frac{F}{A} \le p_d ,$$

gde je: $p\left(\frac{N}{m^2}\right)$ - površinski pritisak, $F(N)$ - sila koja deluje upravno na dodirne površine i $A(m^2)$ - dodirna površina na kojoj deluje sila F.

Ako je dodirna površina cilindrična, ili neka druga obla, površina A predstavlja projekciju dodirne površine (sl. 1.11), te je: $p = \frac{F}{A} = \frac{F}{d \cdot \ell} \le p_d$. Dozvoljeni površinski pritisak p_d različit je za različite materijale, za rasličite mašinske delove, za različite vrste opterećenja i zavisi od toga da li se dodirne površine jedna u odnosu na drugu relativno kreću ili miruju.



Sl. 1.11. Površinski pritisak cilindričnih dodirnih površina

1.7. TIPOVI ZADATAKA PRI PRORAČUNU MAŠINSKIH DELOVA

Postoje četiri osnovna tipa zadataka pri proračunu mašinskih delova: **dimenzionisanje, određivanje nosivosti, izbor materijala i provera stepena sigurnosti.**

Dimenzionisanje je postupak određivanja dimenzija mašinskog dela (A, d) ako je poznato opterećenje (F ili M), materijal i stepen sigurnosti (σ_d ili τ_d). Na primer, za naprezanje na istezanje, stvarni napon treba da je manji od dozvoljenog, $\sigma_e = \frac{F}{A} \le \sigma_{de}$, odakle je dimenzija (površina poprečnog preseka) $A = \frac{F}{\sigma_{de}}$. Dozvoljeni napon na istezanje je $\sigma_{de} = \frac{\sigma_T}{S}$. Granica tečenja je poznata za svaki materijal ili se dobija ispitivanjem. Stepen sigurnosti se usvaja.

Za naprezanje, npr. na savijanje, stvarni napon treba da je jednak ili manji od dozvoljenog, $\sigma_f = \frac{M}{W_x} \le \sigma_{df}$, odakle je $W_x = \frac{M}{\sigma_{df}}$. Za kružni poprečni presek je $W_x = \frac{d^3 \pi}{32}$, odakle je dimenzija (prečnik):

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_x}{\pi}}.$$

Određivanje nosivosti je određivanje opterećenja (F, M). Ako su poznate dimenzije mašinskog dela, materijal i stepen sigurnosti, tada je nosivost mašinskog dela, koji je izložen npr. na istezanje, jednaka $F = A \cdot \sigma_{de}$, a dela koji je izložen savijanju $M = W_x \cdot \sigma_{df}$.

Izbor materijala svodi se na određivanje granice tečenja, ako je poznato opterećenje, dimenzije i stepen sigurnosti. Pri naprezanju, npr. na istezanje, stvarni napon treba da je jednak dozvoljenom te je:

$\sigma_{de} = \frac{F}{A} = \frac{\sigma_T}{S}$, odakle je granica tečenja $\sigma_T = \frac{F \cdot S}{A}$, na osnovu koje se iz odgovarajućih tabela usvaja materijal.

Provera stvarnog stepena sigurnosti koristi se za postojeći mašinski deo za koji je poznato opterećenje, dimenzije i materijal. Za mašinski deo, koji je izložen npr. naprezanju na istezanje, stepen sigurnosti jednak je:

$\sigma_e = \frac{F}{A} \le \sigma_{de}$, tj. $\frac{F}{A} = \frac{\sigma_T}{S}$, odakle je $S = \frac{\sigma_T \cdot A}{F}$.

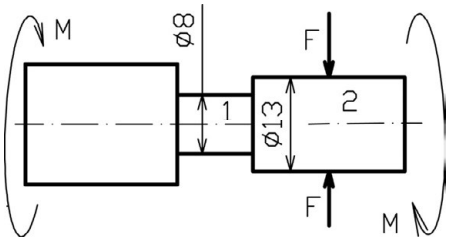
1.8. PRIMERI PRORAČUNA MAŠINSKIH DELOVA

Zadatak 1.1. Odrediti **moment uvijanja** M i **opterećenje** F, tako da stepen sigurnosti mašinskog dela bude $S = 3,5$ (sl. 1.12). Materijal mašinskog dela je Č.0745.

Kritični poprečni presek koji je izložen momentu uvijanja je na mestu 1 (najmanji), te je ovaj poprečni presek merodavan za određivanje vrednosti momenta uvijanja. Iz jednačine za naprezanje na uvijanje $\tau_u = \frac{M_u}{W_o} \le \tau_{du}$, moment uvijanja je $M_u = W_o \cdot \tau_{du}$. Polarni otporni moment za kružni poprečni presek je $W_o = \frac{d^3\pi}{16} = \frac{8^3 \cdot 3,14}{16} = 100,48\ mm^3$. Dozvoljeni napon na uvijanje je $\tau_{du} = \frac{\tau_T}{S} = \frac{260}{3,5} = 74,28\ N/mm^2$, te je moment uvijanja $M_u = 100,48 \cdot 74,28 = 7463,65 Nmm$.

Granica tečenja pri naizmenično promenljivom opterećenju za materijal Č.0745 iz tabele 1.2 je $\sigma_T = 22 - 27\ daN/mm^2$, usvaja se neka srednja vrednost $\sigma_T = 260\ N/mm^2$.

Za određivanje vrednosti sile F merodavan je poprečni presek 2 na kojem deluje sila i koji je izložen naprezanju na smicanje: $\tau_s = \frac{F}{A} \le \tau_{ds}$, odakle je $F = A \cdot \tau_{ds}$. Površina poprečnog preseka je $A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{13^2 \cdot 3,14}{4} = 132,66\ mm^2$. Dozvoljeni napon na smicanje jednak je kao i na uvijanje: $\tau_{ds} = \frac{\tau_T}{S} = \frac{260}{3,5} = 74,28\ N/mm^2$. Sila smicanja jednaka je: $F = A \cdot \tau_{ds} = 132,66 \cdot 74,28 = 9853,98\ N$.



Sl. 1.12. Zadatak 1.1.

Zadatak 1.2. Za mašinski deo koji je izrađen od Č.0545 i koji je opterećen silom $F = 10000\ N$, odrediti stepen sigurnosti (sl. 1.13).

Mašinski deo izložen je naprezanju na istezanje. Poprečni preseci mašinskog dela različiti su, te će biti različite i vrednosti stepena sigurnosti. Iz izraza za naprezanje na istezanje imamo da je stepen sigurnosti: $S = \frac{\sigma_T \cdot A}{F}$.

Granica tečenja zadatog materijala je $\sigma_T = 28 \div 34\ daN/mm^2$, usvaja se $\sigma_T = 310\ N/mm^2$ (tabela 1.2.).

Vrednosti poprečnih preseka su: $A_1 = \frac{12^2 \cdot \pi}{4} = 113,04\ mm^2$,

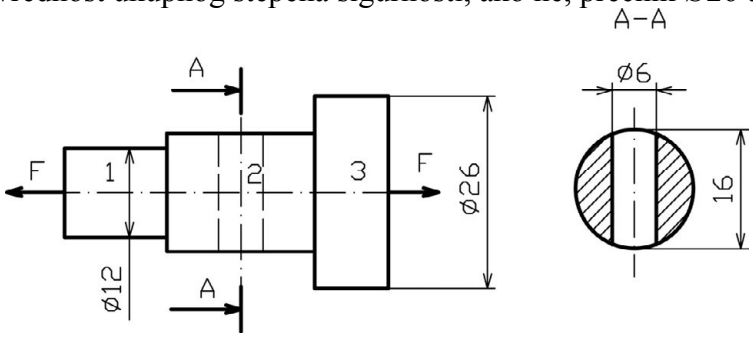
$A_2 \cong \frac{16^2 \cdot \pi}{4} - 6 \cdot 16 \cong 200,96 - 96 \cong 104,96\ mm^2$ i $A_3 = \frac{26^2 \cdot \pi}{4} = 530,66\ mm^2$. Stepeni sigurnosti su:

$S_1 = \frac{\sigma_T \cdot A_1}{F} = \frac{310\ N/mm^2 \cdot 113,04\ mm^2}{10000\ N} = 3,50$, $S_2 = \frac{\sigma_T \cdot A_2}{F} = \frac{310\ N/mm^2 \cdot 104,96\ mm^2}{10000\ N} = 3,25$ i

$$S_3 = \frac{\sigma_T \cdot A_2}{F} = \frac{310\ N/mm^2 \cdot 530{,}66\ mm^2}{10000\ N} = 16{,}45\ .$$

Sve vrednosti stepena sigurnosti su u granicama preporučenih. Na mestu 2 je najmanja vrednost stepena sigurnosti ($S_2 = 3{,}25$), te ako dođe do izduženja biće na tom mestu, broj 2.

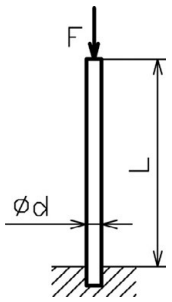
Ukupan stepen sigurnosti je: $S_u = \frac{S_1 \cdot S_2 \cdot S_3}{S_1 + S_2 + S_3} = \frac{3{,}50 \cdot 3{,}25 \cdot 16{,}45}{3{,}50 + 3{,}25 + 16{,}45} = 8{,}06$. Dobijeni ukupan stepen sigurnosti od 8,06 pokazuje da je ovaj predmet predimenzionisan i da se, gledano sa tačke gledišta stepena sigurnosti, može uštedeti u materijalu, tj. usvojiti drugi materijal sa manjim vrednostima granice tečenja ili smanjiti prečnik Ø26. Ako iz drugih razloga mora biti baš ta dimenzija Ø26, ostaće ovako velika vrednost ukupnog stepena sigurnosti, ako ne, prečnik Ø26 treba smanjiti.



Sl.1.13. Zadatak 1.2

Zadatak 1.3. Za mašinski deo koji je izrađen od Sl.200 i koji je opterećen silom $F = 1000N$ (sl. 1.14), odrediti stepen sigurnosti. Poprečni presek mašinskog dela je kružnica prečnika $d = 3\ mm$, a dužina $L = 100\ mm$.

Pod dejstvom sile F mašinski deo izložen je sabijanju, s obzirom na to da je veća dužina L u odnosu na prečnik d poprečnog preseka, treba proveriti izvijanje.



Sl. 1.14. Zadatak 1.3.

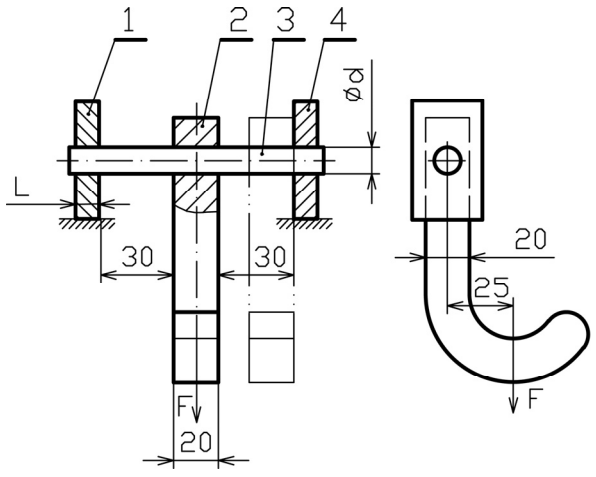
Napon pri sabijanju je: $\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{1000\ N}{\frac{3^2 \cdot 3{,}14}{4}} = 141{,}54\ N/mm^2$. Stvarni napon na sabijanje treba da je manji ili jednak dozvoljenom $\sigma_c = \frac{F}{A} \le \sigma_{dc} \le \frac{\sigma_M}{S}$, odakle je stepen sigurnosti pri sabijanju $S = \frac{\sigma_M}{\sigma_c} = \frac{800\ N/mm^2}{141{,}54} = 5{,}65$, što je odgovarajuća vrednost. Statička čvrstoća pri sabijanju Sl.200 je $\sigma_M = 800\ daN/mm^2$ (tabela 1.6.).

Za određivanje napona na izvijanje određuje se: redukovana dužina koja za ovaj primer iznosi $L_{red} = 2 \cdot L = 2 \cdot 100 = 200\ mm$, moment inercije $I_{x\,min} = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = \frac{3^4 \cdot 3{,}14}{64} = 3{,}97\ mm^4$, površina poprečnog preseka $A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{3^2 \cdot 3{,}14}{4} = 7{,}06\ mm^2$, minimalni poluprečnik momenta inercije poprečnog preseka mašinskog dela $i_{min} = \sqrt{\frac{I_{x\,min}}{A}} = \sqrt{\frac{3{,}97\ mm^4}{7{,}06\ mm^2}} = 0{,}75\ mm$ i vitkost štapa $\lambda = \frac{L_{red}}{i_{min}} = \frac{200\ mm}{0{,}75\ mm} = 266{,}66$. Prema izračunatoj vrednosti vitkosti štapa, na osnovu tabele 1.1, za određivanje napona na izvijanje koristi se Ojlerov izraz:
$\sigma_{iz} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{3{,}14^2 \cdot 1{,}06 \cdot 10^6\ daN/mm^2}{266{,}66^2} = 146{,}97\ daN/mm^2$. Modul elastičnosti Sl.200 prema tabeli 1.6 je $\mathrm{E} = 1{,}06 \cdot 10^6\,\mathrm{daN/mm^2}$.

Stepen sigurnosti na izvijanje je $S_{iz} = \frac{\sigma_{iz}}{\sigma_c} = \frac{1469{,}7}{141{,}54} = 10{,}38$. Dobijena vrednost stepena sigurnosti na izvijanje je velika, ali se može prihvatiti.

Zadatak 1.4. Držač (3) kuke (2) oslonjen je na nepokretne oslonce (1) i (4). Kuka (2) može se lako pomerati po držaču (3) od jednog do drugog oslonca. Maksimalno opterećenje na kuki je $F = 900\ N$. Poprečni presek kuke je pravougaonik. Materijal kuke (2) je Č.0245, držača (3) Č.0745, a nepokretnih oslonaca (1) i (4) Sl.150 (sl. 1.15). Prečnik držača kuke je $d = 9\ mm$. Odrediti:

a) potrebnu vrstu naleganja u sistemu zajedničke rupe između kuke (2) i držača (3) i granične mere,
b) stepen sigurnosti držača (3),
c) stepen sigurnosti kuke (2) i
d) širinu L nepokretnih oslonaca (1) i (4).



Sl. 1.15.Zadatak 1.4: 1, 4. oslonci, 2. kuka, 3. držač

a) Potrebno naleganje između kuke i držača treba da je maksimalno labavo, na primer $Ø\,9H11/a11$. Granična odstupanja za dimenzije otvora u kuki je $Ø9\,^{0{,}090}_{0}$, a za prečnik

držača $Ø9^{\frac{-0,370}{-0,280}}$ (tabele 12.5 i 12.7, udžbenik Gligorić R., Inženjerske komunikacije 2015.). Granični prečnici otvora na kuki su od Ø9 do Ø9,090 mm, a granični prečnici držača su od Ø8,63 do Ø 8,72 mm.

b) Držač (3) je opterećen maksimalno na savijanje kada se kuka nalazi u srednjem položaju i maksimalno na smicanje kada je u krajnjem desnom ili levom položaju. Potrebno je odrediti stepen sigurnosti za ta dva granična položaja.

– Stepen sigurnosti držača na savijanje kada se kuka nalazi na sredini S_{df}:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} = \frac{\frac{F}{2}\cdot(30+10)}{\frac{d^3\cdot\pi}{32}} = \frac{450\cdot 40}{\frac{8,63^3\cdot 3,14}{32}} = 285,40\ N/mm^2,\ \sigma_f = \sigma_{df} = \frac{\sigma_T}{S_{df}} \Rightarrow S_{df},$$

$\sigma_T = 43\ do\ 54 = 50\ daN/mm^2$, (Č.0745, tabela 1.2), te je $S_{df} = \frac{\sigma_T}{\sigma_f} = \frac{500}{285,40} = 1,75$.

– Stepen sigurnosti držača na smicanje, kada se kuka nalazi u krajnjem položaju S_{ds} je:

$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{d^2\cdot\pi}{4}} = \frac{900}{\frac{8,63^2\cdot 3,14}{4}} = 15,39\ N/mm^2$, $\tau_T = 22\ do\ 27 = 26\ daN/mm^2$ (tab. 1.2), te je

$S_{ds} = \frac{\tau_T}{\tau_s} = \frac{260}{15,39} = 16,89$.

c) Kuka (2) je složeno napregnuta: na istezanje i savijanje. Kritičan poprečni presek kuke pri istezanju je na mestu otvora Ød.

– Kritičan (najmanji) poprečni presek kuke pri istezanju je na mestu otvora Ød. Stepen sigurnosti kuke na istezanje S_{ke}:

$\sigma_e = \frac{F}{A_e} = \frac{F}{(20-9,09)\cdot 20} = \frac{900}{218,20} = 4,12\ N/mm^2$, granica tečenje pri istezanju je

$\sigma_T = 20\ do\ 23 = 21\ daN/mm^2$, (Č.0245, tebela.1.2), te je $S_{ke} = \frac{\sigma_T}{\sigma_e} = \frac{210}{4,12} = 50,97$.

– Stepen sigurnosti kuke na savijanje S_{kf}:

$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} = \frac{F\cdot 25}{\frac{20^3}{6}} = \frac{900\cdot 25}{\frac{20^3}{6}} = 16,87\ N/mm^2$, granica tečenja pri savijanju

$\sigma_T = 23\ do\ 28 = 24\ daN/mm^2$, te je $S_{kf} = \frac{\sigma_T}{\sigma_f} = \frac{240}{16,87} = 14,22$.

d) Nepokretni oslonci (4) izloženi su maksimalnom površinskom pritisku između držača (3) i otvora oslonaca silom F kada se kuka nalazi u krajnjem položaju.

– Širina nosača L dobija se na osnovu dozvoljenog površinskg pritiska:

$p = \frac{F}{A_4} \le p_d$, odakle je $A_4 = \frac{F}{p_d} = \frac{900}{60} = 15\ mm^2$, dozvoljeni površinski pritisak za Sl.150 je

$p_d = 70\ do\ 80\ N/mm^2$ (tebela.1.9). Površina izložena pritisku je $A_4 = d\cdot L = 15\ mm^2$, odakle je

$L = \frac{A_4}{d} = \frac{15}{9} = 1,66\ mm$.

Minimalna vrednost stepena sigurnosti je stepen sigurnosti držača (3) kada se kuka (2) nalazi na sredini $S_{df} = 1{,}75$. Može se prihvatiti iako je na donjoj preporučenoj vrednosti. Vrednost stepena sigurnosti držača može se eventualno povećati, povećanjem prečnika držača Ød. Vrednost stepena sigurnosti kuke je velika $S_{kf} = 14{,}22$, što znači da je predimenzionisana. Korekcija se može uraditi smanjenjem dimenzija kuke. Širina nosača L može se, iz konstrukcionih razloga, povećati, jer je na osnovu dozvoljenog površinskog pritiska dobijena mala vrednost $L = 1{,}66\ mm$.

Zadatak 1.5. Mašinski deo sa slike 1.16. izložen je maksimalnom naponu na savijanje $M_f = 80\ Nm$ na poprečnom preseku Ø30 i naponu na uvijanje $M_u = 20\ Nm$. Izabrati materijal mašinskog dela ako se usvoji stepen sigurnosti $S = 4$.

Mašinski deo je izložen naprezanju na savijanje i uvijanje. Materijal treba odabrati na osnovu složenog naprezanja.

Naprezanje na savijanje jednako je: $\sigma_f = \dfrac{M_f}{W_x} = \dfrac{80000}{\dfrac{30^3 \cdot \pi}{32}} = 30{,}19\ N/mm^2$.

Naprezanje na uvijanje za najmanju vrednost poprečnog preseka je:

$$\tau_u = \frac{M_u}{W_o} = \frac{20000}{\dfrac{12^3 \cdot \pi}{16}} = 58{,}97\ N/mm^2$$

Ukupan napon jednak je:

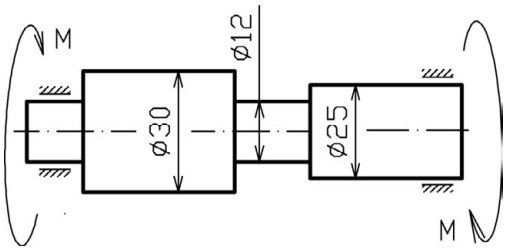
$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} \le \sigma_{df} = \sqrt{30{,}19^2 + (0{,}714 \cdot 58{,}97)^2} = 51{,}80\ Nm\ .$$

Koeficijent α jednak je: $\alpha = \dfrac{\sigma_T}{2 \cdot \tau_T} \approx \dfrac{\sigma_T}{2 \cdot 0{,}7 \cdot \sigma_T} \approx 0{,}714$, ako se usvoji da je približno: $\tau_T \approx (0{,}6 \div 0{,}8)\sigma_T = 0{,}7 \cdot \sigma_T$.

Ukupan napon jednak je:

$\sigma_i \le \sigma_{df} \le \dfrac{\sigma_T}{S} = 51{,}80\ Nm$, odakle je $\sigma_T = S \cdot \sigma_{di} = 4 \cdot 51{,}80 = 207{,}2\ N/mm^2$.

Materijal se bira iz tabela za mehaničke karakteristike materijala na osnovu granice tečenja koja treba da je veća od $\sigma_T = 207{,}2\ N/mm^2$, pri savijanju pri naizmenično promenljivom opterećenju. Može se usvojiti materijal Č.0460, Č.0545 (tabela 1.2), Č.1120 (tabela 1.3), Čl. 0446 (tabela 1.5) ili neki drugi materijal pod uslovom da je njegova granica tečenja pri naizmenično promenljivom opterećenju pri naprezanju na savijanje veća od izračunate vrednosti $\sigma_T = 207{,}2\ N/mm^2$.



Sl. 1.16. Zadatak 1.5.

Zadatak 1.6. Odrediti nosivost uklještenog standardnog toplovaljanog čeličnog I-profila oznake I 160 prema DIN 1025 od Č.0545 dužine L=300 mm. Profil je uklješten na dva načina (sl. 1.17,a i b). Dimenzije i momenti inercija standardnih toplovaljanih čelični I-profila dati su u narednoj tabeli. Dimenzije I-profila oznake 160 su $h = 160\ mm$, $b = 74\ mm$, $s = 6{,}3\ mm$, $s_x = 13{,}7\ cm$, $t = 9{,}5\ mm$, $r_1 = 6{,}3\ mm$, $r_2 = 3{,}8\ mm$, površina poprečnog preseka $A = 22{,}8\ cm^2$, momenti inercije u odnosu na težišne ose x i y su $I_x = 935\ cm^4$, $I_y = 54{,}7\ cm^4$ i $H_s = 68{,}0\ cm^4$. Usvojiti stepen sigurnosti $S = 3$.

Pod dejstvom sile F javlja se naprezanje na savijanje i smicanje. Dominantno je naprezanje na savijanje.

Nasivost profila prema naprezanju na savijanje:

a)

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} = \frac{F \cdot L}{W_x} \le \sigma_{df}\ , \qquad \sigma_{df} = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{370}{3} = 123{,}33\ N/mm^2\ , \qquad W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{935}{8} = 116{,}87\ cm^3\ ,$$

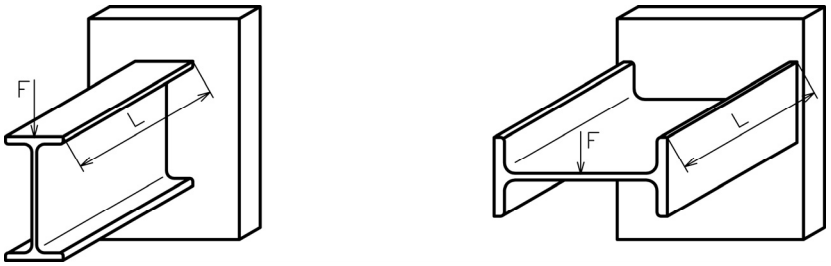
$$F = \frac{\sigma_{df} \cdot W_x}{L} = \frac{123{,}33 \cdot 116870}{300} = 48045 N\ .$$

b)

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{b}{2}} = \frac{54{,}7}{3{,}7} = 14{,}78\ cm^3\ ,\ F = \frac{\sigma_{df} \cdot W_y}{L} = \frac{123{,}33 \cdot 14780}{300} = 6076\ N\ .$$

Nasivost profila prema naprezanju na smicanje:

$\tau_s = \frac{F_s}{A} \le \tau_{ds}$, $\tau_{ds} = \frac{\tau_T}{S} = \frac{190}{3} = 63{,}33\ N/mm^2$, te je $F_s = \tau_{ds} \cdot A = 63{,}33 \cdot 2280 = 144392\ N$.

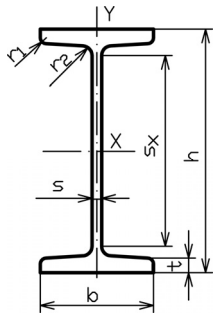


a) *b)*

Sl. 1.17. Zadatak 1.6

Merodavna nosivost profila je prema naprezanju na savijanje $F = 6076\ N$, jer je manjih vrednosti od nosivosti na smicanje.

Položaj uklještenja u prvom slučaju (sl. 1.17, a) je veće nosivosti od položaja u drugom slučaju (sl. 1.17, b).



Toplovaljani čelični I profil prema DIN 1025

Oznaka	h (mm)	b (mm)	s (mm)	t (mm)	r_1 (mm)	r_2 (mm)	A (cm^2)	I_x (cm^4)	I_y (cm^4)	H_s (cm^4)	s_x (cm)
I 80	80	42	3,9	5,9	3,9	2,3	7,57	77,8	6,29	11,4	6,84
I 100	100	50	4,5	6,8	4,5	2,7	10,6	171	12,2	19,9	8,57
I 120	120	58	5,1	7,7	5,1	3,1	14,2	328	21,5	31,8	10,3
I 140	120	66	5,7	8,6	5,7	3,4	18,2	573	35,2	47,7	12,0
I 160	160	74	6,3	9,5	6,3	3,8	22,8	935	54,7	68,0	13,7
I 180	180	82	6,9	10,4	6,9	4,1	27,9	1450	81,3	93,4	15,5
I 200	200	90	7,5	11,3	7,5	4,5	33,4	2140	117	125	17,2
I 220	220	98	8,1	12,2	8,1	4,9	39,5	3060	162	162	18,9
I 240	240	106	8,7	13,1	8,7	5,2	46,1	4250	221	206	20,6
I 260	260	113	9,4	14,1	9,4	5,6	53,3	5740	288	257	22,3
I 280	280	119	10,1	15,2	10,1	6,1	61,0	7590	364	316	24,0
I 300	300	125	10,8	16,2	10,8	6,5	69,0	9800	451	381	25,7
I 320	320	131	11,5	17,3	11,5	6,9	77,7	12510	555	457	27,4
I 340	340	137	12,2	18,3	12,2	7,3	86,7	15700	674	540	29,1
I 360	360	143	13,0	19,5	13,0	7,8	97,0	19610	818	638	30,7
I 380	380	149	13,7	20,5	13,7	8,2	107	24010	975	741	32,4
I 400	400	155	14,4	21,6	14,4	8,6	118	29210	1160	857	34,1
I 425	425	163	15,3	23,0	15,3	9,2	132	36970	1440	1020	36,2
I 450	450	170	16,2	24,3	16,2	9,7	147	45850	1730	1200	38,3
I 475	475	178	17,1	25,6	17,1	10,3	163	56480	2090	1400	40,4
I 500	500	185	18,0	27,0	18,0	10,8	179	68740	2480	1620	42,4
I 550	550	200	19,0	30,0	19,0	11,9	212	99180	3490	2120	46,8
I 600	600	215	21,6	32,4	21,6	13,0	254	139000	4670	2730	50,9

1.9. TABELE SA MEHANIČKIM KARAKTERISTIKAMA MATERIJALA

Hemijske i mehaničke karakteristika najćešće korišćenih materijala za izradu delova mašina i mašinskih konstrukcija date su u narednim tebelama 1.2 do 1.10.

Tabela 1.2. Mehaničke karakteristike nekih konstrukcionih čelika

Opšte karakteristike	Oznaka	Hemijski sastav			Mehaničke karakteristike												Indeks cene (orijentacione srednje vrednosti)
			Čistoća		Garantovane					Negarantovane							
		C % max	P % max	S % max	Zatezna čvrstoća (daN/mm^2)	Napon tečenja σ_T (daN/mm^2) Debljina (mm) do 16	16÷40	40÷100	Izduženje %	Granica tečenja pri jednosmerno promenljivom opterećenju (daN/mm^2) zateza. σ_T	savijanje σ_T	uvijanje i smicanje τ_T	Granica tečenja pri naizmenično promenljivom opterećenju (daN/mm^2) zateza. σ_T	savijanje σ_T	uvijanje i smicanje τ_T	Tvrdoća HB (daN/mm^2)	
-	Č.0000	-	-	-	35÷50	-	-	-	-	÷15	-	-	-	-	-	-	1,00
Meki	Č.0270 (Č.0245)	0,17	0,06	0,06	34÷42	21	20	19	28	20 (20÷23)	24 (23÷28)	12 (12÷15)	10 (10÷14)	15 (15÷20)	8 (8÷12)	95÷120	1,14
	Č.0370 (Č.0345)	0,20	0,06	0,06	37÷45	24	23	22	25	22 (22÷25)	26 (26÷31)	14 (14÷16)	12 (12÷14)	17 (17÷20)	10 (10÷12)	105÷125	1,06
Srednje tvrdi	Č.0460 (Č.0445)	0,25	0,06	0,06	42÷50	26	25	24	22	25 (24÷28)	30 (30÷35)	16 (15÷18)	15 (13÷17)	19 (19÷24)	12 (11÷14)	120÷140	1,13
	Č.0545	0,30	0,05	0,05	50÷60	30	29	28	20	31 (28÷34)	37 (35÷42)	19 (17÷21)	18 (16÷20)	25 (22÷27)	14 (13÷16)	140÷170	1,15
Tvrdi	Ć.0645	0,30	0,05	0,05	60÷72	34	33	32	15	36 (32÷38)	43 (40÷48)	22 (20÷23)	20 (20÷24)	28 (28÷33)	16 (16÷19)	170÷195	1,16
	Č.0745	0,30	0,05	0,05	70÷85	37	36	35	10	42 (35÷43)	50 (43÷54)	26 (22÷27)	23 (22÷28)	32 (30÷38)	19 (17÷22)	195÷240	1,22

Tabela 1.3. Mehaničke karakteristike nekih ugljeničnih i legiranih čelika za cementaciju

Oznaka	Hemijski sastav (maksimalne vrednosti)						Mehaničke karakteristike posle termičke obrade										Index cene (orijentacione vrednosti u odnosu na Č.0000
	Glavni legirajući elementi %		Sporedni legirajući elementi %		Čistoća		Garantovane (daN/mm^2)				Negarantovane – Granica tečenja (daN/mm^2)						Tvrdo. HB
					P %	S %	Napon tečenja σ_T	Zatezna čvrstoća σ_M	Izduženja % min.	Sužење	Pri jednosmerno prom. opterećenju			Pri naizmenično prom. opterećenju			
											Zatezanje σ_T	Savijanje σ_T	Uvijanje i smicanje τ_T	Zatezanje σ_T	Savijanje σ_T	Uvijanje i smicanje τ_T	
Č.1120	C:0,12	-	Si:0,35	Mn:0,50	0,045	0,045	25	42÷52	19	50	28÷35	25÷28	17÷19	16÷20	22÷28	13÷16		1,2
Č.1121					0,035	0,035			19	55								1,9
Č.1220	C:0,18	-			0,045	0,045	30	50÷65	16	45	28÷35	30÷34	20÷23	18÷22	25÷30	15÷18		1,2
Č.1221					0,035	0,035			16	50								1,9
Č.4120	Cr:0,80	C:0,18	Si:0,35	Mn:0,8	0,035	0,035	40	60÷85	13	45	38÷45	40÷60	25÷38	22÷26	30÷36	17÷21	610÷680 (60÷65HRC)	2,6
Č.4320	Cr:1,10	Mn:1,3		-			60	80÷110	10	40	40÷50	55÷70	36÷43	23÷29	32÷40	19÷23		2,7
Č.4321	Cr:1,30	Mn:1,4		-			60	80÷110	10		43÷52	60÷72	37÷45	26÷30	35÷42	20÷24		2,7
Č.4720	Cr:1,30	Mn:0,3		Mn:1,1			65	90÷120	9	40	42÷52	60÷72	37÷45	24÷30	34÷42	20÷24		2,8
Č.4721	Cr:1,40	Mn:0,3		Mn:1,2			70	100÷130	8	35	47÷58	65÷83	41÷52	27÷34	38÷48	22÷28		2,9
Č.5420	Ni:1,70	Cr:1,7		Mn:0,60			75	110÷145	7	-	40÷52	55÷72	34÷45	23÷30	32÷42	18÷24		3,6
Č.5421	Ni:2,10	Cr:2,1		Mn:0,60			80	120÷145	7	35	48÷58	70÷83	43÷52	28÷34	40÷48	23÷28		3,7
Primedba	Svi ovi čelici pogodni su za zavarivanje topljenjem. Pri zavarivanju legiranih čelika treba preduzeti odgovarajuće mere opreznosti i sigurnosti (predgrevanje). Manje vrednosti mehaničkih karakteristika odnose se na veće dimenzije preseka i obrnuto.						Ostale mehaničke karakteristike				Modul elastičnosti $E = 2{,}1 \cdot 10^6\ daN/cm^2$ Modul klizanja $G = 0{,}81 \cdot 10^6\ daN/cm^2$ Puasonov koeficijent $\mu = 0{,}3$ Koeficijent linearnog širenja $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}\ K^{-1}$ Gustina $\rho = 7{,}85\ kg/dm^3$							

Tabela 1.4. Mehaničke karakteristike čelika za opruge

Oznaka	Hemijski sastav (maksimalne vrednosti)						Mehaničke karakteristike garantovane					Smernice za primenu		Oblici polu-fabri-kata	Ostale mehaničke karakteristike
	Glavni legirajući element		Sporedni legirajući element		Čistoća		Vruće valjano	Meko žareno	Kaljeno i popušteno stanje						
					P %	S %	Tvrdoća HB (daN/mm^2)		Granica tečenja σ_T (daN/mm^2)	Zatezna čvrstoća σ_M (daN/mm^2)	Izduženje % min.				Modul elastičnosti $E=2{,}1\cdot10^6$ daN/mm^2 Modul klizanja $G=0{,}81\cdot10^6$ daN/mm^2 Puasonov koeficijent $\mu=0{,}3$ Koeficijent linearnog širenja $\alpha=12\cdot10^{-6}$ K^{-1} Gustina $\rho=7{,}85$ kg/dm^3
Č.2130	Si:1,6	C:0,42	Mn:0,8	-	0,05	0,05	≈240	217	105	120-140	6	Prstenaste elastične podloške i podložne pločice za osiguranje i tanjiraste opruge	Srednje opterećenje	Kvadratni čelici C.B3.024 Trakasti čelici C.B3.550	
Č.2131	Si:1,8	C:0,50		-			≈257	230	110	130-150	6	Zavojne opruge za vagone, tanjiraste opruge, gibnjevi za vagone debljine do 13 mm			
Č.2132	Si:1,8	C:0,55		-			≈270	230	110	130-150	6	Zavojne opruge za vagone, gibnjevi za vagone debljine preko 13 mm			
Č.2133	Si:1,8	C:0,60	Mn:1,0	-			≈290	235	110	130-150	6	Gibnjevi debljine do 7 mm, zavojne opruge prečnika do 10 mm, podloćne pločice za osiguranje, tanjiraste opruge			
Č.2330	Si:1,6	Mn:1,2	C:0,65	-			≈310	240	110	130-150	6	Gibnjevi debljine preko 7 mm, zavojne, tanjiraste i prstenaste opruge			Objašnjenje oznaka
Č.2331	Si:1,8	Mn:1,0	C:0,65	-			≈310	240	110	130-150	6	Zavojne opruge i gibnjevi za vagone			Č.21... čelik sa Si i C Č.23... čelik sa Si i Mn Č.42.. čelik sa Cr i Si Č.48... čelik sa Cr i V Č. ..30.34 čelici za poboljšanje
Č.2134	Si:1,8	C:0,70	Mn:1,0	-	0,035	0,035	>310	240	120	140-160	6	Gibnjevi i zavojne opruge, torzione opruge prečnika do 40 mm	Veliko opterećenje	Okrugli čelici C.B3.021 Pljosnati čelici C.B3.025	
Č.4230	Sr:0,6	Si:1,4	Mn:0,6	C:0,72			>310	240	135	150-170	5	Zavojne opruge izložene udarnom opterećenju, torzione opruge prečnika do 40 mm, ventilske opruge			
Č.4830	Sr:1,2	V:0,12	Si:0,35	C:0,55			>310	235	120	135-170	6	Najjače opterećene opruge vozila, zavojne opruge, tanjiraste opruge, torzione opruge prečnika do 40 mm			
Č.4831	Sr:1,2	V:0,12	Mn:1,1	C:0,62			>310	235	135	135-170	6	Najjače opterećene zavojne i torzione opruge velikih prečnika			

Tabela 1.5. Mehaničke karakteristike čeličnog liva

Opšta karakteristika	Oznaka	Približan hemijski sastav						Mehaničke karakteristike										Smernice za primenu	Napomena
		C %	Mn %	Si %	Čistoća			Garantovane (daN/mm^2)			Negarantovane								
					P % max.	S % max.	P+S % max.	Zatezna čvrstoća σ_M	Izduženje pri kidanju δ % min	Granica razvlačenja min σ_T	Granica tečenja σ_T (daN/mm^2)						Tvrdoća HB (daN/mm^2)		
											Jednosmerno promenljivo opterećenje			Naizmenično promenljivo opterećenje					
											Zatezanje	Savijanje	Uvijanje	Zatezanje	Savijanje	Uvijanje			
Za podređene svrhe	ČL.0000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Odlivci od kojih se zahtevaju veća čvrstoća, žilavost i otpornost na udar, nego što je slučaj sa livenim gvožđem. Blokovi SUS motora, kućišta parnih turbina, zupčanici i slični delovi većih dimenzija.	Svi odlivci moraju biti termički obrađeni, žareni, meko žareni i normalizovani, izuzev ČL.0645 za koga je potreban specijalan postupak. Svi ostali ČL. se bez teškoća mogu variti topljenjem. Veće vrednosti se odnose na manje preseke i obrnuto.
	ČL.0300	0,10	0,3-0,8	0,2-0,5	-	-	-	38	20	-	-	-	-	-	-		110		
Normalni čelični liv	ČL.0400	0,20			-	-	-	45	16	-	-	-	-	-	-		130		
	ČL.0500	0,35			-	-	-	52	12	-	-	-	-	-	-		150		
	ČL.0600	0,45			-	-	-	60	8	-	-	-	-	-	-		174		
Kvalitetni čelični liv	ČL.0345	0,10			0,05	0,06	0,010	38	25	18	20 18-23	25 22-29	12 11-15	11 11-13	15 15-19	9 9-11	110		
	ČL.0346																		
	ČL.0445	0,20						45	22	22	23 22-28	30 27-35	13 13-18	12 12-15	18 18-22	10 10-13	130		
	ČL.0446																		
	ČL.0545	0,35						52	18	25	26 25-32	35 31-40	19 16-20	16 14-17	21 20-24	11 11-14	150		
	ČL.0546																		
	ČL.0645	0,45						60	15	36	32 28-36	40 35-45	22 18-23	18 18-18	24 22-26	15 13-15	174		

ČL. 0... Čelični liv sa negarantovanim sastavom
ČL. 0X.. X oznaka nazivne zatezne čvrstoće
ČL. ..45 Čelični liv sa garantovanom čistoćom

Ostale mehaničke karakteristike

Modul elastičnosti $E=2{,}05\cdot10^6 - 2{,}15\cdot10^6$ daN/mm^2
Modul klizanja $G=0{,}79\cdot10^6 - 0{,}83\cdot10^6$ daN/mm^2
Puasonov koeficijent $\mu=0{,}3$

Koeficijent linearnog širenja $\alpha=12\cdot10^{-6}$ K^{-1}°
Gustina $\rho=7{,}85$ kg/dm^3
Skupljanje pri hlađenju ≈2 %

Tabela 1.6. Mehaničke karakteristike sivog liva

Opšta karakteristika		Oznaka	Približan hemijski sastav %	Debljina zida uzorka mm	Prečnik odlivenog uzorka mm	Mehaničke karakteristike										Ostale mehaničke karakteristike
						Garantovane						Negarantovane			Modul elastičnosti E (daN/mm^2)	Modul klizanja G (daN/mm^2)	
						Tvrdoća HB	Statička čvrstoća σ_M, τ_M (daN/mm^2)					Dinamička čvrstoća pri naizmenično promenlj. σ_M, τ_M (daN/mm^2)					
							Zate.	Savija.	Sabija.	Uvija.	Smica.	Zatez.	Savija.	Uvija.			
Običan liv	Perlitno-feritni liv	Sl.100	C:3,4÷3,6 Si:2,0÷3,0 Mn:0,4÷0,6 Sn:0,1÷0,14 P:0,3÷0,8	-	-	240	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Puasonov koeficijent: μ=0,23÷0,30, koeficijent linearnog širenja: α=9·10^{-6}(C^{-1}). Gustina: Odlivci debljine zidova do 10 mm: q=7,4 kg/dm^3; ostali odlivci q=7,25 kg/dm^3. Skupljanje pri hlađenju ~1%. Brojka u oznaci predstavlja nazivnu zateznu čvrstoću u daN/mm^2. Vrednosti mehaničkih karakteristika odnose se na neobrađene delove. Za obrađene delove ove vrednosti su veće za 10÷15 %.
		Sl.150		4÷8	13	180÷240	18	32	66	23	22	3,5	8	7	0,95·10^6	0,37·10^6	
				8÷15	20	175÷235	16	30	60	21	20	3,5	8	7	0,83·10^6	0,32·10^6	
				15÷30	30	160÷230	14	28	54	19	18	3	7	6	0,73·10^6	0,28·10^6	
				30÷50	45	140÷225	11	24	44	16	15	9	6	5,5	0,55·10^6	0,21·10^6	
Liv srednje čvrstoće		Sl.200		4÷8	18	180÷250	22	38	80	28	26	5	10	9	1,06·10^6	0,4·10^6	
				8÷15	20	175÷235	20	36	74	25	24	4	9	8	0,98·10^6	0,38·10^6	
				15÷30	30	170÷230	18	34	68	23	22	3,5	8	7	0,92·10^6	0,36·10^6	
				30÷50	45	165÷225	15	30	58	20	19	3	7	6	0,80·10^6	0,31·10^6	
Liv velike čvrstoće	Kvalitetni liv	Sl.250	C:3,4÷3,6 Si:2,0 Mn:0,6 S:0,1÷0,14 P:0,3	4÷8	13	180÷250	26	44	90	31	30	6	12	11	1,15·10^6	0,44·10^6	
				8÷15	20	175÷245	24	42	86	30	28	5,5	11	10	1,07·10^6	0,41·10^6	
				15÷30	30	170÷240	22	40	81	28	26	5	10	9	1,00·10^6	0,39·10^6	
				30÷50	45	165÷235	19	36	72	24	23	4	9	8	0,90·10^6	0,35·10^6	
		Sl.300		8÷15	20	175÷245	28	48	93	33	33	7	14	12,5	1,25·10^6	0,48·10^6	
				15÷30	30	170÷240	26	46	87	31	31	6	12	11	1,15·10^6	0,44·10^6	
				30÷50	45	165÷235	23	42	78	28	27	5	10	9	1,05·10^6	0,40·10^6	
		Sl.350			-	180÷260	30	48	100	35	36	75	15	13,5	1,3·10^6	0,5·10^6	

Tabela 1.7. Orijentacione vrednosti dozvoljenih napona materijala

Materijal	Zatezna čvrstoća σ_M (N/mm^2)	Slučaj opterećenja	Stepen sigurnosti S	Dozvoljeni napon na istezanje σ_{de} (N/mm^2)	Dozvoljeni napon na sabijanje σ_{dc} (N/mm^2)	Dozvoljni površinski pritisak p_d (N/mm^2)
Topljeni čelik	300-490	I	3-4	90-120	90-120	80-100
		II		60-80	60-80	53-70
		III		30-40		27-35
Topljeni čelik	500-700	I	4	120-180	120-180	100-150
		II		80-120	80-120	70-100
		III		40-60		35-50
Čelični liv (Čl. ....)	360-600	I	6-5	60-120	90-150	80-100
		II		40-80	60-100	5-67
		III		20-40		27-33
Liveno gvožđe (Sl. …)	135-260	I	5-4,3	30-35	90-100	70-80
		II		20-23	60-66	47-53
		III		10-12		23-27
Kalajna bronza	200-250	I	6-5	40-50	40-50	30-40
		II		27-33	27-33	20-27
		III		13-17		10-13
Fosforna bronza	200-250	I	6-5	60-90	60-90	50-75
		II		40-60	40-60	33-50
		III		20-30		17-25
Mašinska bronza		I	6-5	30-40	30-40	25-35
		II		20-27	20-27	17-23
		III		10-13		8-12

Napomena uz tabelu 1.7: Oznaka I odnosi se na mirno opterećenje, II je za jednosmerno promenljivo opterećenje, III je za naizmenično promenljivo opterećenje, za dozvoljeni površinski pritisak kolona III se odnosi na udarna opterećenja.

Tabela 1.8. Orijentacione vrednosti dozvoljenih površinskih pritisaka p_d navojaka pokretnih navojnih spojeva

	Materijal		Dozvoljenih površinskih pritisaka p_d (daN/cm^2)	Napomena
	Zavrtnji	Navrtke		
Ručne prese	čelik	bronza	175 - 245	Mala brzina klizanja manja od 0,05 m/s, dobro podmazivanje
	čelik	sivi liv	125 - 175	
Dizalice sa ručnim pogonom	čelik	bronza	110 - 175	
	čelik	sivi liv	70 - 90	
Dizalice sa motornim pogonom	čelik	bronza	55 - 100	Brzina klizanja do 0,20 m/s
	čelik	sivi liv	40 – 70	
Vučna vretena	čelik	bronza	10 – 15	Brzina klizanja do 0,25 m/s

Tabela 1.9. Dozvoljene vrednosti površinskih pritisaka p_d između dodirnih površina koje miruju

Materijal	$p_d\left(N/mm^2\right)$		
	Mirno opterećenje	Jednosmerno promenljivo opterećenje	Udarno opterećenje
Č.0210, Č.0245, Č0345, Č.0445	80 - 100	53 - 70	27 -35
Č.0545, Č.0645, Č0745	100 - 150	70 -100	35 - 50
Čelični liv	80 - 100	53 – 67	27 - 33
Liveno gvožđe	70 – 80	47 – 53	23 - 27
Kalajna bronza	30 – 40	20 - 27	10 - 13
Fosforna bronza	50 – 75	33 - 50	17 – 25
Mašinska bronza	25 – 35	17 - 23	8 - 12

Tabela 1.10. Dozvoljene vrednosti površinskih pritisaka p_d između dodirnih površina koje se međusobno kreću

Materijali delova u dodiru	$p_d\left(N/mm^2\right)$
Čelik i sivi liv	3 – 5
Čelik i bronza	8 - 10
Čelik i tvrđi čelik	8 – 10

2. PODELA MAŠINSKIH ELEMENATA

Mašinski elementi su osnovni sastavni delovi mašina koji su standardima definisani po svom konstrukcionom izgledu, po veličini i vrsti materijala. Uglavnom se serijski proizvode u specijalizovanim fabrikama, te je njihovo korišćenje ekonomičnije (zavrtnji, ležaji, kaiševi, lanci, spojnice itd.).

Neki mašinski elementi ne proizvode se serijski, ali su njihovi parametri standardom propisani i kao takvi se proizvode (zupčanici, lančanici, kaišnici itd.).

Mašinski elementi dele se na sledeće grupe i podgrupe:

1. Mašinski elementi za vezu:
   - Mašinski elementi za razdvojivu vezu: zavrtnji, klinovi, opruge i ožlebljeni spojevi;
   - Mašinski elementi za nerazdvojivu vezu: zakivci, zavareni sastavci, lemljeni, lepljeni i presovani spojevi i
   - Mašinski elementi za osiguranje: uskočnici, rascepke, podmetači, navrtke sa osiguračem itd.
2. Mašinski elementi za prenos snage (prenosnici): zupčasti, lančani, kaišni i frikcioni prenosnici;
3. Mašinski elementi obrtnog kretanja: osovine, vratila i osovinice;
4. Mašinski elementi za oslanjanje i spajanje: ležaji, ležišta, kućišta i spojnice;
5. Mašinski elementi za provođenje fluida: cevi, cevni zatvarači, zasuni, slavine, ventili i dr.

U ovom udžbeniku navedeni mašinski elementi će se analizirati sa aspekta: primene, uloge i podele; opterećenja i naprezanja; standardnih oznaka; osnovnih parametara i pokazatelja rada; proračuna u cilju izbora ili provere izabranih standardnih tipova i veličina; pravilnog korišćenja u cilju pouzdanosti rada; praćenja i provere rada u toku korišćenja; ispitivanja u cilju određivanja veka trajanja ili perioda zamene; vrsta oštećenja koja se mogu javiti, uzroka njihove pojave i načini kako da do njih ne dođe; održavanja i postupaka zaštite u cilju dužeg veka trajanja i mera zaštite u cilju bezbednosti korišćenja.



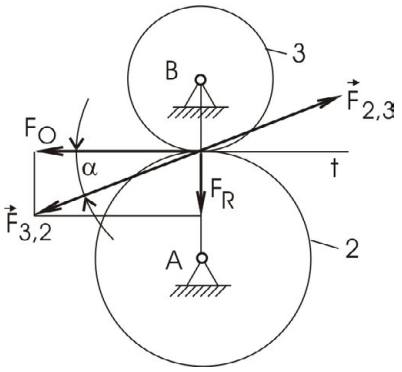
3. ANALIZA SILA IZMEĐU PRENOSNIKA KOJE OPTEREĆUJU VRATILA

Sile pritisaka između dva spregnuta prenosnika (zupčanika, lančanika, kaišnika...) opterećuju prenosnike i vratila na kojima se prenosnici nalaze. Ove sile prenose se na ležaje u kojima se vratila oslanjaju i na sve ostale delove na vratilu. Zavisno od vrste prenosnika, javljaju se različite sile koje različito opterećuju vratila i izazivaju različita naprezanja. Analiziraće se sile na onim prenosnicima koji imaju najširu primenu.

3.1. CILINDRIČNI ZUPČANICI SA PRAVIM ZUPCIMA

Između dva spregnuta cilindrična zupčanika sa pravim zupcima 2 i 3 (sl. 3.1.) javlja se sila pritiska $F_{3,2}$ kojom zupčanik 3 deluje na zupčanik 2. Istom tom silom $F_{2,3}$, ali suprotnog smera ($\vec{F}_{3,2} = -\vec{F}_{2,3}$) deluje zupčanik 2 na 3. Ove sile opterećuju zupčanike i vratila na mestima A i B. Silu pritiska predstavljamo sa dve komponente koje deluju u pravcu tangente (t) na dodirne tačke i u pravcu spojne prave osa zupčanika (AB), tj. obimnom silom $\vec{F}_O$ i radijalnom $\vec{F}_R$.

Kod cilindričnih zupčanika sa pravim zupcima rezultanta obimne i radijalne sile $\vec{F}_{3,2}$ deluje pod uglom dodirnice α u odnosu na tengentu dodirnih kružnica *t*. O uglu dodirnice α biće reči kasnije u poglavlju o zupčastim prenosnicima snage.



Sl.3.1. Sile pritisaka između zupčastog kinematičkog para

Obimna sila $\vec{F}_O$ ima pravac tangente (t) na kinematičke krugove u tački dodira, a smer je u smeru obrtanja ako je zupčanik gonjeni, a u suprotnom smeru obrtanja ako je zupčanik pogonski. Intenzitet obimne sile se određuje prema izrazu:

$$F_O = \frac{M}{R} = \frac{P}{\omega \cdot R} = \frac{30 \cdot P}{n \cdot \pi \cdot R}(N),$$

gde je: $M\,(Nm)$ - obrtni moment , $R\,(m)$ - poluprečnik zupčanika, $P\,(W)$ - snaga na zupčaniku, $\omega\left(s^{-1}\right)$ - ugaona brzina i $n\,(o/min)$ - učestalost obrtanja.

Kako je u datom primeru zupčanik 1 gonjeni (sl. 3.2.), obimna sila $\vec{F}_{O1}$ je u smeru ugaone brzine ω_1 i razlaže se na komponente po osama x i y (F_{O1H} i F_{O1V}), gde je $F_{O1H} = F_{O1} \cdot \sin\varphi$ i $F_{O1V} = F_{O1} \cdot \cos\varphi$.

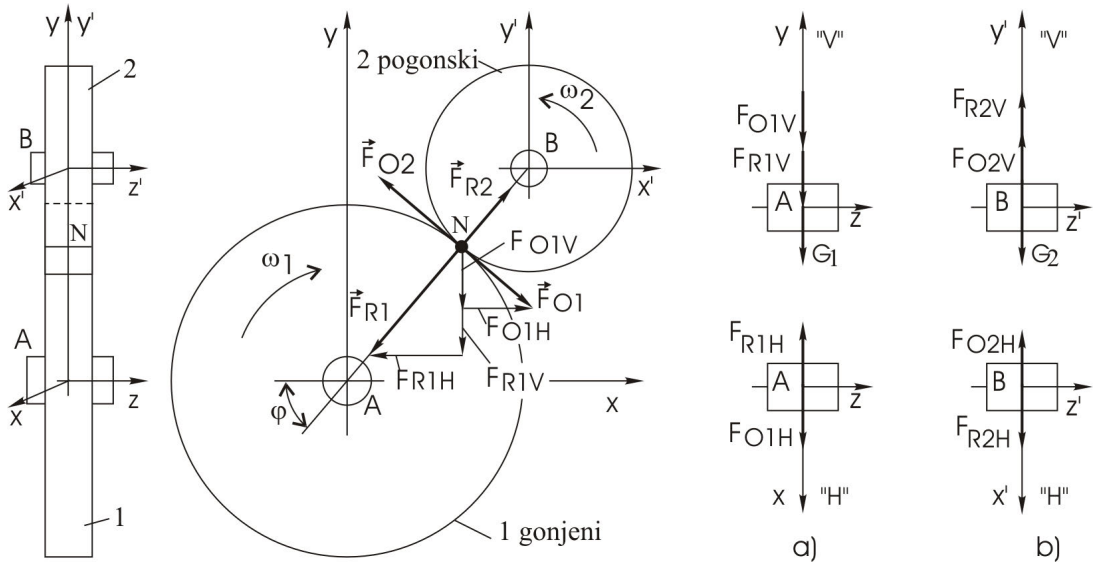
Radijalna sila $\vec{F}_R$ ima pravac spojne prave osa spregnutih zupčanika i usmerena je prema posmatranom vratilu. Intenzitet radijalne sile određuje se prema izrazu:

$$F_R = F_O \cdot tg\alpha ,$$

gde je: $\alpha\left(^o\right)$ - ugao dodirnice spregnutih zupčanika. Takođe, i ova sila se razlaže na komponente po osama x i y (F_{R1H} i F_{R1V}), gde je $F_{R1H} = F_{R1} \cdot cos\varphi$ i $F_{R1V} = F_{R1} \cdot sin\varphi$.

Radijalna i aksijalna sila deluju u međusobno upravnim ravnima te se njihove komponente razlažu na vertikalnu i horizontalnu ravan (sl. 3.2, a i b) zbog određivanja njihove rezultante i pritisaka u osloncima vratila (u ležajima). Usvojeni koordinatni sistem x, y i z određuje vertikalnu ravan osama y, z, horizontalnu osama x, z i profilnu sa osama y, x.

Sile pritisaka koje opterećuju zupčanik 2 i vratilo B dobijaju se na isti način, te imamo da je $\vec{F}_{O2} = -\vec{F}_{O1}$ i $\vec{F}_{R2} = -\vec{F}_{R1}$. Za zupčanik 2 usvojen je koordinatni sistem x', y' i z'.



Sl. 3.2. Sile između cilindričnih zupčanika sa pravim zupcima koje opterećuju vratila A i B

Obimna sila izaziva naprezanje na savijanje i uvijanje vratila, sila $\vec{F}_{O1}$ teži da savije i uvije vratilo A, a obimna sila $\vec{F}_{O2}$ teži da savije i uvije vratilo B.

Radijalna sila izaziva naprezanje na savijanje, sila $\vec{F}_{R1}$ teži da savije vratilo A, a sila $\vec{F}_{R2}$ teži da savije vratilo B.

3.2. CILINDRIČNI ZUPČANICI SA KOSIM ZUPCIMA

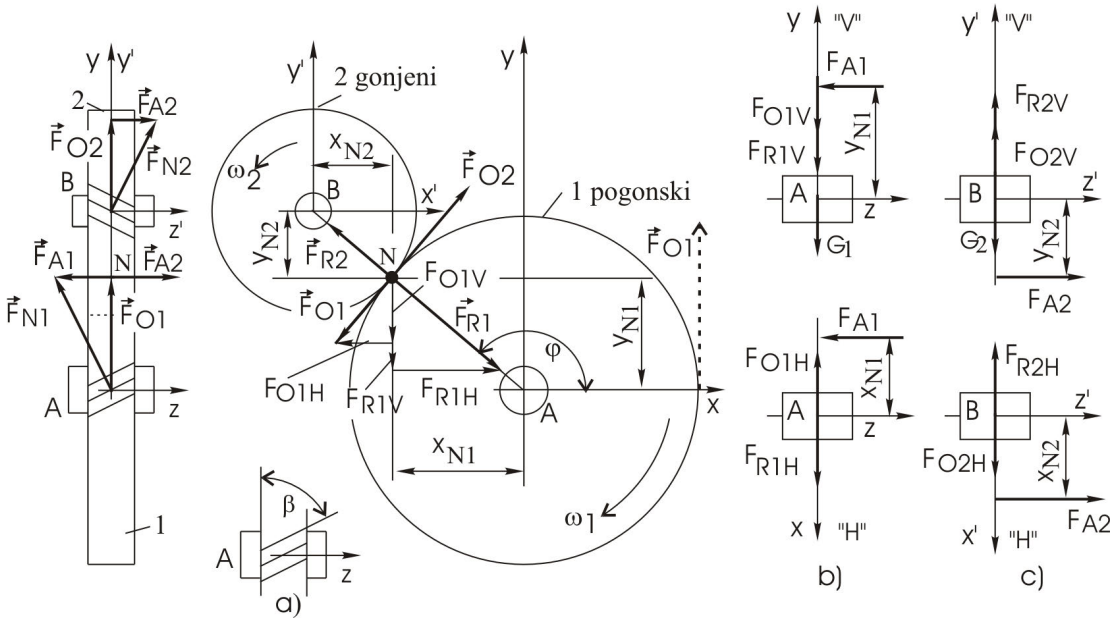
Između dva spregnuta cilindrična zupčanika sa kosim zupcima (sl. 3.3) javlja se sila otpora koju razlažemo na tri komponente koje opterećuju vratila: obimnu $\vec{F}_O$, radijalnu $\vec{F}_R$ i aksijalnu $\vec{F}_A$.

Obimna sila $\vec{F}_O$ po pravcu, smeru, intenzitetu i napadnoj tački određuje se isto kao za cilindrični zupčanik sa pravim zupcima.

Radijalna sila $\vec{F}_R$ određuje se po pravcu, smeru i napadnoj tački isto kao za prethodni zupčanik sa pravim zupcima, dok se intenzitet određuje prema jednačini:

$$F_R = F_O \frac{tg\alpha}{cos\,\beta} ,$$

gde je: $\beta\left(^{o}\right)$ - ugao kosine zubaca spregnutih zupčanika. Kosina zubaca zupčanika može biti leva (sl. 3.3, a) ili desna. Da bi se dva zupčanika spregnula, moraju imati suprotne kosine zubaca.



Sl. 3.3. Sile između cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima koje opterećuju vratila A i B

Aksijalna sila $\vec{F}_A$ paralelna je sa uzdužnom osom vratila (paralelna je sa osom z). Smer ove sile zavisi od smera obimne sile, od smera kosine zubaca i od položaja napadne tačke spregnutih zupčanika. Određuje se na sledeći način: obrtanjem se obimna sila $\vec{F}_{O1}$ uslovno dovede na vidljivi deo posmatranog zupčanika (1) na osu x (isprekidana linija). Tako uslovno dovedeni smer obimne sile $\vec{F}_{O1}$ nacrta se na zadatu kosinu zubaca zupčanika 1. Iz uslova da je $\vec{F}_{N1} = \vec{F}_{O1} + \vec{F}_{A1}$ dobija se smer aksijalne sile $\vec{F}_{A1}$. Normalna sila $\vec{F}_{N1}$ upravna je na kosinu zubaca i usmerena je od posmatrane kosine. Intenzitet aksijalne sile kod cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima je:

$$F_A = F_O \cdot tg\beta .$$

Položaj aksijalne sile u horizontalnoj i verikalnoj ravni određen je koordinatama napadne tačke aksijalne sile (y_N , x_N). Za zupčanik 1 koordinata y_{N1} je pozitivnog, a x_{N1} negativnog predznaka, a za zupčanik 2 obrnuto y_{N2} je negativnog, a x_{N2} pozitivnog predznaka, što se vidi i na razloženim silama u "V" i "H" ravni (sl. 3.3, b i c).

Aksijalna sila teži da savije vratilo i zavisno od vrste ležaja teži još i da sabije ili istegne vratilo.

3.3. KONUSNI ZUPČANICI SA PRAVIM ZUPCIMA

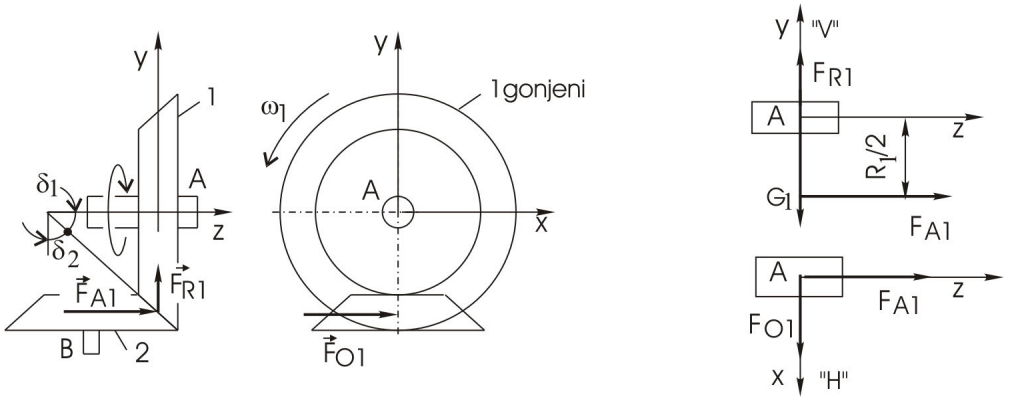
Između dva spregnuta konusna zupčanika sa pravim zupcima (sl. 3.4.) javlja se sila u prostoru koja opterećuje vratila, a koju možemo razložiti na tri sile koje opterećuju vratila: obimnu $\vec{F}_O$, radijalnu $\vec{F}_R$ i aksijalnu $\vec{F}_A$.

Obimna sila $\vec{F}_O$ po pravcu, smeru, intenzitetu i napadnoj tački određuje se isto kao kod cilindričnih zupčanika.

Radijalna sila $\vec{F}_R$ upravna je na uzdužnu osu posmatranog vratila i usmerena je prema vratilu. Intenzitet radijalne sile određuje se prema jednačini:

$$F_R = F_O \cdot tg\alpha \cdot \cos\delta ,$$

gde je: $\delta\left(^o\right)$ - ugao kinematičkog konusa analiziranog zupčanika 1 ili 2.



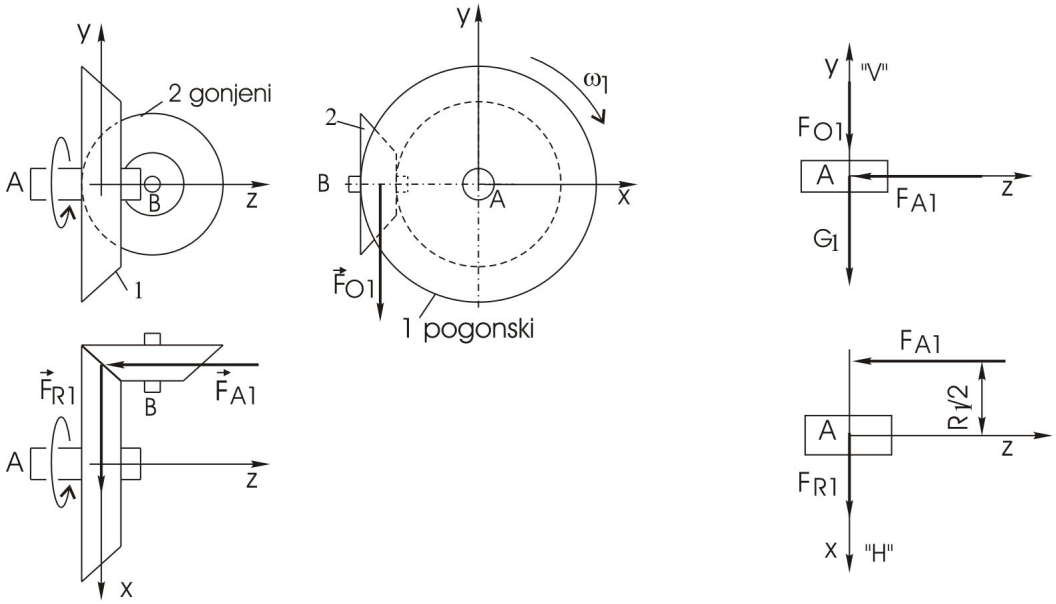
Sl. 3.4. Sile između konusnih zupčanika sa pravim zupcima koje opterećuju vratilo A

Aksijalna sila $\vec{F}_A$ paralelna je sa uzdužnom osom vratila (paralelna je sa osom z), a usmerena je prema kinematičkoj kosini posmatranog zupčanika, dok se intenzitet određuje prema jednačini:

$$F_A = F_O \cdot tg\alpha \cdot \sin\delta .$$

Sve tri sile deluju u prostoru, te se razlažu na komponente paralelne sa osom "y" i "x", odnosno na sile koje deluju u vertikalnoj "V" i horizontalnoj "H" projekcijskoj ravni. Na datom primeru analizirane su sile na zupčaniku 1 koje opterećuju vratilo na mestu A. Na isti način bi se analizirale i sile na zupčaniku 2, uz prethodno postavljanje odgovarajućeg koordinatnog sistema na vratilu B.

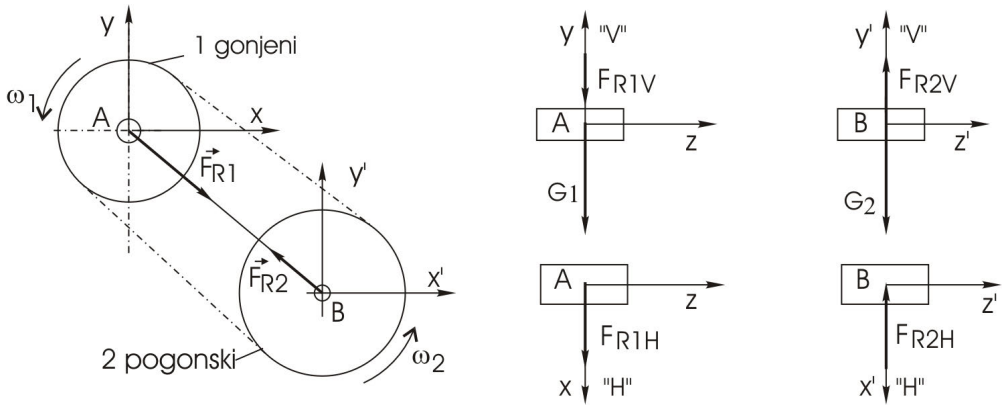
Sprezanje zupčanika može biti u vrlo različitim položajima u prostoru, na primer kao na sl. 3.5. Da bi bilo lakše odrediti pravce i smerove sila koje deluju na konusne zupčanike i na njihova vratila, treba nacrtati one projekcije gde se analizirani zupčanik vidi kao kružnica (zbog obimne sile) i gde se oba zupčanika ne vide kao kružnice (zbog radijalne i aksijalne sile). Za zadati primer nacrtane su tri projekcije, pogled od napred (u vertikalnoj ravni, ose y i z), pogled odozgo (u horizontalnoj ravni, ose x i z) i pogled sa leve na desnu stranu (u profilnoj ravni, ose x i y).



Sl. 3.5. Sile pritisaka između konusnih zupčanika sa pravim zupcima (primer)

3.4. LANČANI PRENOSNICI

Dva spregnuta lančana prenosnika prenose neki obrtni moment usled čega opterećuju vratila sa radijalnom silom $\vec{F}_R$ (sl. 3.6.).



Sl. 3.6. Sile između lančanih prenosnika koje opterećuju vratila A i B

Radijalna sila $\vec{F}_R$ ima pravac spojne prave osa spregnutih lančanika i usmerena je od posmatranog vratila ka onom drugom spregnutom lančaniku i teži da savije vratila. Smer radijalne sile ne zavisi od smera obrtanja, niti od toga da li je lančanik pogonski ili gonjeni element. Intenzitet radijalne sile zavisi od više faktora i može se približno usvojiti da je:

$$F_R \approx 1{,}5 \cdot F_O \ .$$

3.5 KAIŠNI PRENOSNICI

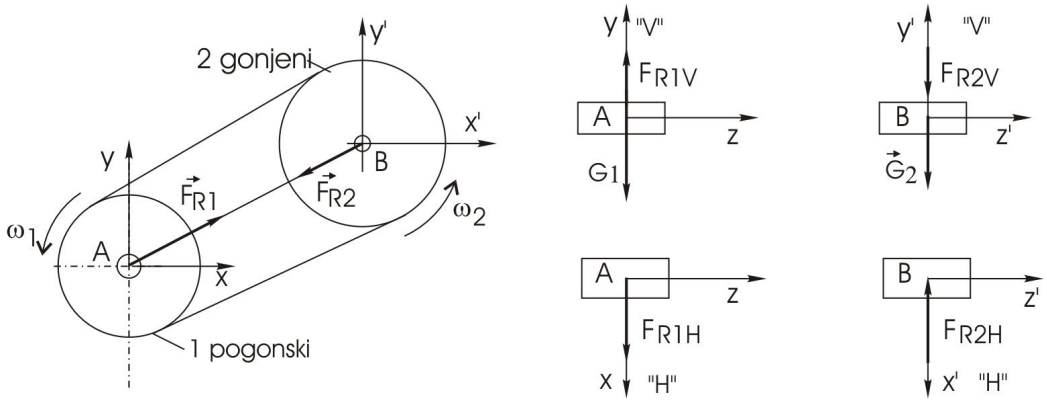
Dva spregnuta kaišna prenosnika prenose obrtni moment, pri čemu opterećuju vratila sa radijalnom silom $\vec{F}_R$ (sl. 3.7).

Radijalna sila $\vec{F}_R$ po pravcu i smeru određuje se isto kao kod lančanih prenosnika. Intenzitet radijalne sile zavisi od više faktora i može se približno usvojiti da je za pljosnati kaišni prenosnik:

$$F_R \approx 3 \cdot F_O ,$$

a za trapezni kaišni prenosnik je približno:

$$F_R \approx 2 \cdot F_O \ .$$



Sl. 3.7. Sile pritisaka između kaišnih prenosnika koje opterećuju vratila A i B

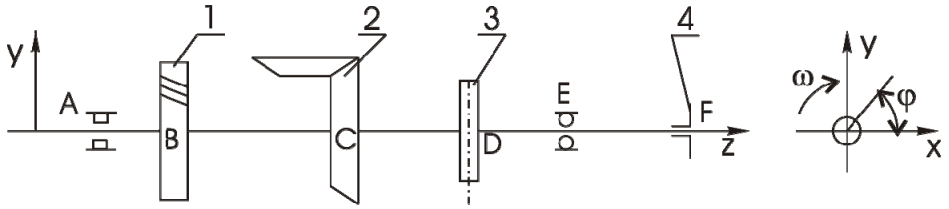
Vratila su po svojoj uzdužnoj osi različito opterećena, zavisno od elemenata koji se na njemu nalaze.

3.6. PRIMERI ODREĐIVANJA SILA PRITISAKA IZMEĐU PRENOSNIKA

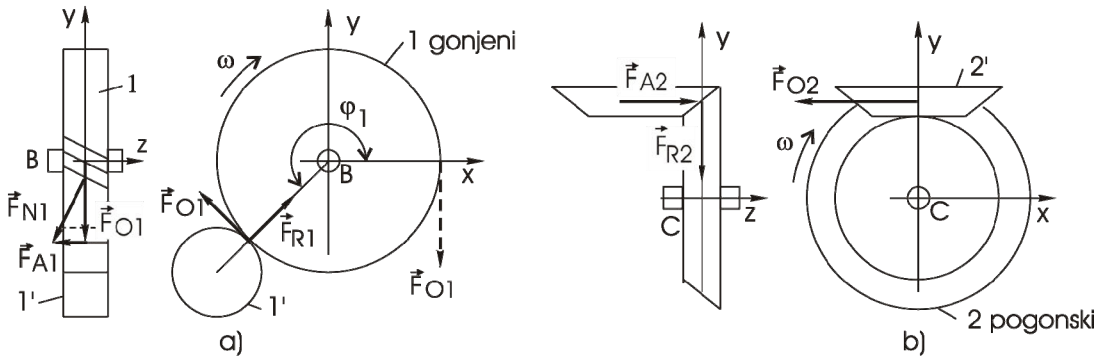
Zadatak 3.1. Vratilo prima snagu preko cilindričnog zupčanika sa kosim zupcima (1), a predaje preko konusnog zupčanika za pravim zupcima (2), lančanika (3) i spojnice (4). Vratilo je uležišteno u radijalnom ležaju na mestu A i u radijalno-aksijalnom na mestu E (sl. 3.8.). Uglovi sprezanja su $\varphi_1 = 225^o$ i $\varphi_3 = 120^o$. Smer kosine zubaca zupčanika (1) je desni. Potrebno je analizirati sile koje opterećuju vratilo i razložiti ih u vertikalnu i horizontalnu ravan.

Analiziraju se sile na svakom pojedinačnom prenosniku. **Onaj element koji dovodi snagu na vratilo je gonjeni, a svi ostali elementi na tom vratilu su pogonski,** te je zupčanik (1) gonjeni, a zupčanik (2), lančanik (3) i spojnica (4) su pogonski.

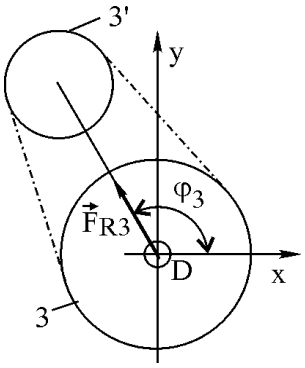
Na osnovu iznetog o analizi sila između pojedinih prenosnika imamo da su sile na zupčaniku (1) koje opterećuju vratilo na mestu B kao na sl. 3.9, a, a sile na zupčaniku (2) koje opterećuju vratilo na mestu C kao na sl. 3.9, b. Analiza sila na kaišniku (3) koje opterećuju vratilo na mestu D data je na sl. 3.9.



Sl. 3.8. Analiza sila na vratilu (zadatak 3.1)



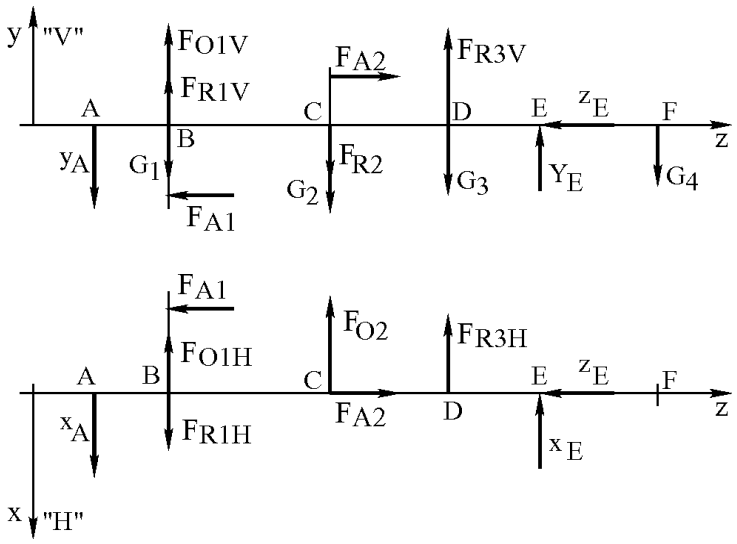
Sl. 3.9. Analiza sila na prenosnicima 1 i 2 (zadatak 3.1)



Sl. 3.10. Analiza sila na prenosniku 3 (zadatak 3.1)

SPOJNICA operećuje vratilo samo svojom težinom u vertikalnoj ravni, dok u horizontalnoj ne opterećuje vratilo. Sile koje opterećuju vratilo razložene u vertikalnu i horizontalnu ravan (sl. 3.11)

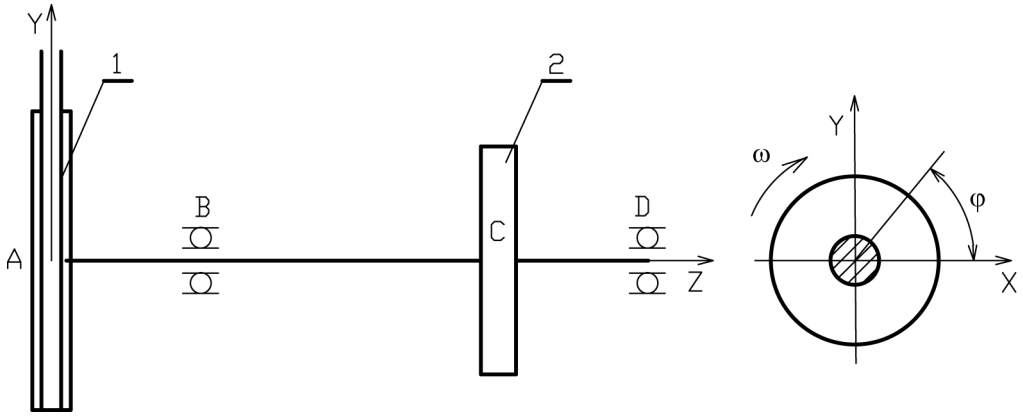
koriste se za dalju analizu vratila (proračun vratila), za izbor ležaja, za analizu uravnoteženosti vratila i elemenata na njemu i slično.



Sl. 3.11. Sile koje opterećuju vratilo razložene u "V" i "H " ravan (zadatak 3.1)

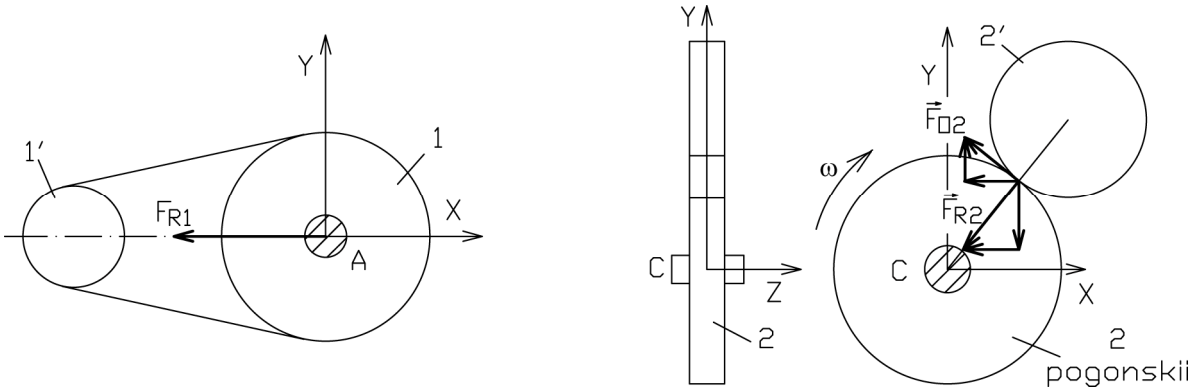
Spoljašnje sile izazivaju otpore u osloncima A i E gde se nalaze ležaji. Ove su sile vertikalnih i horizontalnih pravaca, a smerovi se pretpostave. Ležaj na mestu A je radijalan, te na ovom mestu deluju dve sile, vertikalna y_A i horizontalna x_A komponenta. Na mestu E je radijalno-aksijalani ležaj, te otpor na ovom mestu ima tri komponente y_A, x_A i z_A. Iz statičkih uslova ravnoteže dobijaju se vrednosti otpora oslonaca kao i njihovi stvarni smerovi.

Zadatak 3.2. Vratilo prima snagu preko kaišnog prenosnika (1), a predaje preko cilindričnog zupčanika sa pravim zupcima (2). Uglovi sprezanja su $\varphi_1 = 180^o$ i $\varphi_2 = 50^o$ (sl. 3.12). Analizirati sile koje opterećuju vratilo i razložiti ih u vertikalnu i horizontalnu ravan.

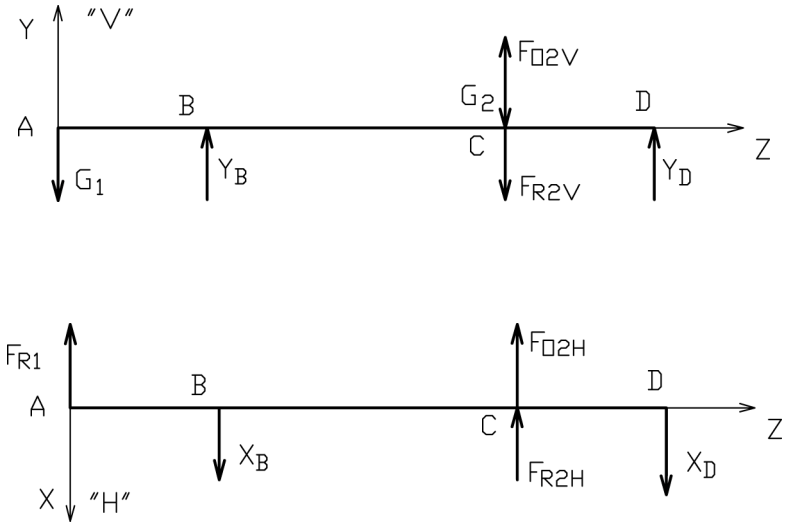


Sl. 3.12. Analiza sila na vratilu (zadatak 3.2)

Kaišni prenosnik snage (1) je gonjeni jer vratilo preko njega prima snagu, dok je cilindrični zupčanik sa pravim zupcima (2) pogonski prenosnik. Sile koje deluju na prenosnike i vratilo date su na slikama 3.13 i 3.14.



Sl. 3.13. Analiza sila na prenosnicima 1 i 2 (zadatak 3.2)



Sl. 3.14. Sile koje opterećuju vratilo razložene u "V" i "H " ravni (zadatak 3.2)





4. ELEMENTI OBRTNOG KRETANJA

U elemente obrtnog kretanja spadaju: **vratila, osovine i osovinice**.

Vratila su mašinski elementi koji služe kao nosači prenosnika (zupčanika, kaišnika, lančanika...) i drugih obrtnih mašinskih delova koji prenose obrtni moment $M\,(Nm)$ i obrtno kretanje $\omega\left(s^{-1}\right)$, te su napregnuti na: uvijanje, savijanje, sibijanje i istezanje.

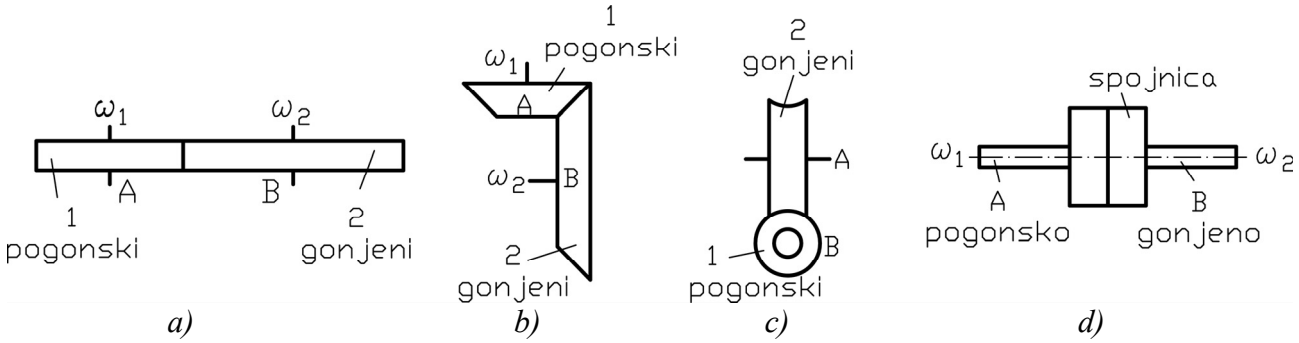
Osovine prenose obrtno kretanje $\omega\left(s^{-1}\right)$, ali ne prenose obrtni moment $M=0$. Izložene su naprezanju na savijanje.

Osovinice omogućavaju zglobnu (obrtnu) vezu između dva mašinska dela. Izložene su naprezanju na savijanje i smicanje.

4.1. VRATILA

Vratila se obrću zajedno sa prenosnicima i drugim obrtnim mašinskim delovima koji se nalaze na njima. Vratila se oslanjaju u ležajima koji su opterećeni silama, koje su izazvane prenosom obrtnog momenta i obrtnog kretanja. Na vratilima se nalaze i spojnice koje omogućavaju međusobno spajanje dva vratila i prenos obrtnog momenta sa jednog na drugo vratilo.

Vratilo je u funkciji samo ako prenosi obrtni moment sa jednog vratila A na drugo B, bilo da su međusobno paralelna (sl. 4.1, a), da se seku (sl. 4.1, b), da se mimoilaze (sl. 4.1, c) ili da se nastavljaju jedno na drugo (sl. 4.1, d). Za prenos obrtnog momenta na međusobno paralelna vratila primenjuju se cilindrični zupčanici, a za prenos na vratila koja se seku primenjuju se konusni zupčanici. Za prenos obrtnog momenta na mimoilazna vratila koriste se hiperboloidni zupčanici. Za prenos obrtnog momenta na saosna vratila koriste se spojnice.



a) *b)* *c)* *d)*

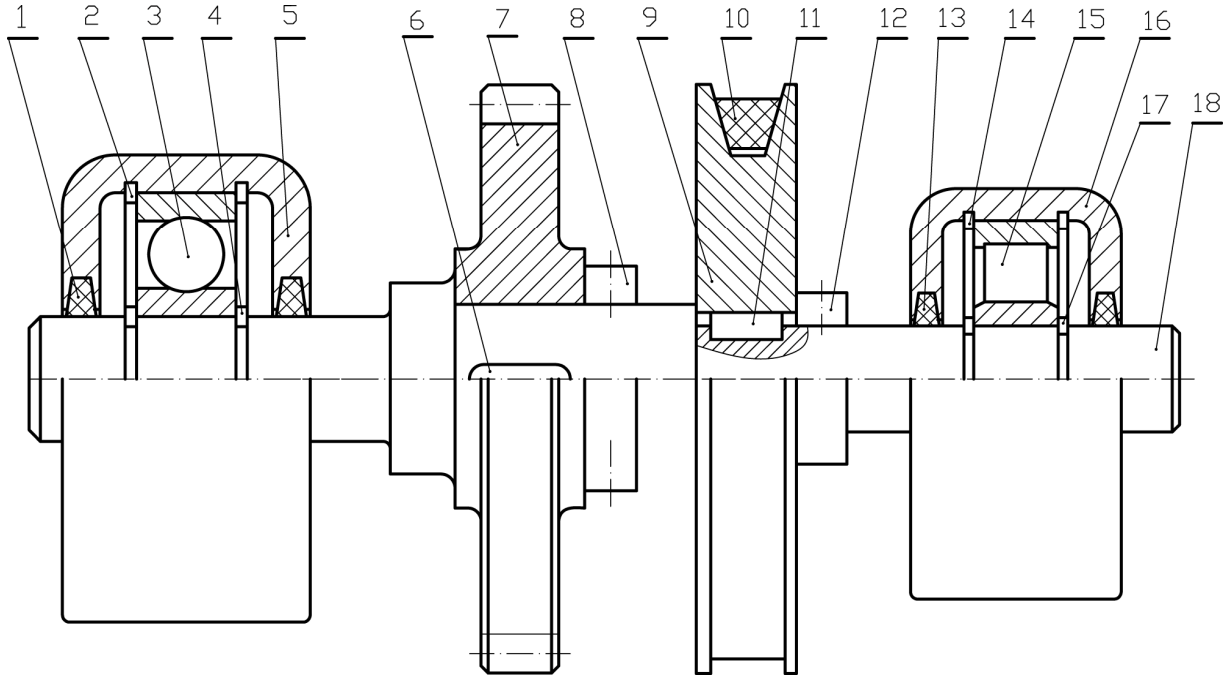
Sl. 4.1. Prenos kretanja sa jednog na drugo vratilo

Zavisno od konstrukcionog oblika, vratila se dele na:

- stepenasta,
- priključna,
- zglavkasta,
- teleskopska,
- kolenasta i
- gipka.

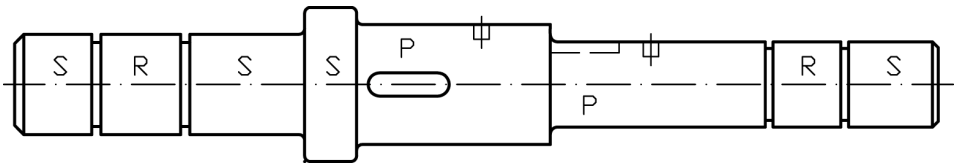
STEPENASTA VRATILA su ona vratila na kojima se nalaze prenosnici snage (zupčanici, lančanici, kaišnici, frikcioni točkovi i varijatori). Vratilo je opterećeno silama koje se javljaju između prenosnika koji prenose različite obrtne momente. Iz tog razloga poprečni preseci vratila su

različiti, te je vratilo po dužini stepenasto. Na sl. 4.2. prikazano je jedno takvo stepenasto vratilo na kome se nalazi cilindrični zupčanik (7) i remenica (9) sa remenom (10). Zupčanik i remenica su spojeni sa vratilom pomoću klinova (6) i (11), a osigurani su od aksijalnog pomeranja po vratilu sa prstenom i zavrtnjem (poz. 8 i 12). Vratilo (18) je oslonjeno u kotrljajnim ležajima sa kuglicama (3) i valjčićima (15). Ležaji (3) i (15) se nalaze u kućištima (5) i (16) koja su zaptivena sa prstenovima (1) i (13). Prstenovi ležaja osigurani su od aksijalnog pomeranja sa spoljašnjim (4) i (17) i unutrašnjim prstenastim uskočnicima (2) i (14).



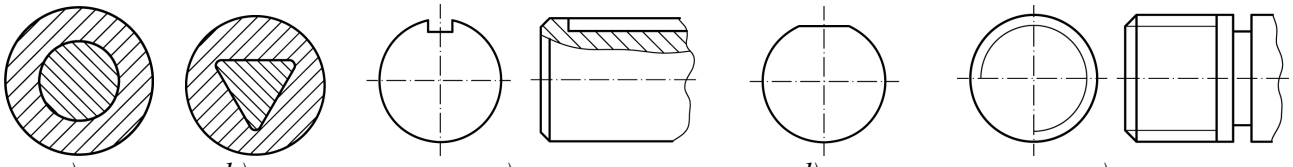
Sl. 4.2. Vratilo sa prenosnicima i ležajima

Konstrukcioni izgled stepenastog vratila (18) određen je elementima na njemu i obrtnim momentom koji prenose zupčanik (7) i remen (10) na druga vratila. Delovi vratila na kojima se nalaze ležaji nazivaju se rukavcima (R), delovi na kojima su prenosnici ili spojnica su podglavci (P), a delovi vratila na kojima se ne nalaze drugi delovi nazivaju se slobodni (S) (sl. 4.3).



Sl. 4.3. Stepenasto vratilo

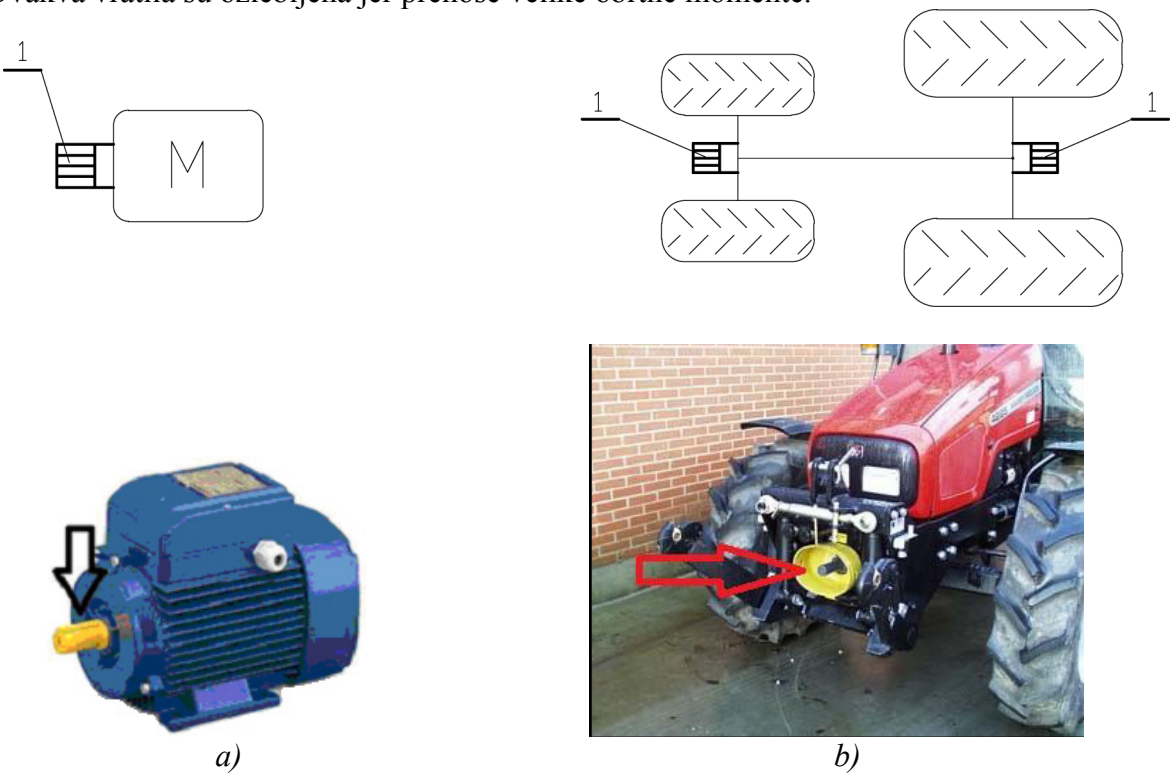
Vratila su najčešće kružnog poprečnog preseka (sl. 4.4, a). Retko su nekog drugog oblika poprečnog preseka, npr. trouglastog, zbog spoja sa glavčinom prenosnika (sl. 4.4, b). Na vratilima se nalaze žlebovi za klinove kojima se vratila spajaju za glavčine prenosnika (sl. 4.4, c). Umesto žleba za klin, vratilo može biti obrađeno po tetivi (sl. 4.4, d). Na vratilima se zbog elemenata za aksijalno osiguranje prenosnika na vratilu, nalazi zavojnica, usek i slično (sl. 4.4, e).



a) *b)* *c)* *d)* *e)*

Sl. 4.4. Poprečni presek vratila i detalji na vratilima

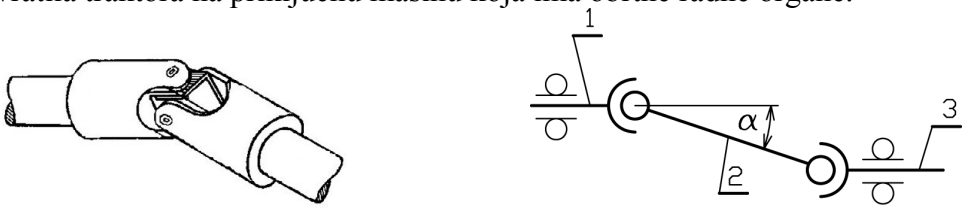
Priključno vratilo je ono vratilo na koje se priključuje neki prenosnik. Priključno vratilo je npr. izlazno vratilo elektromotora (sl. 4.5, a) ili izlazno vratilo sa prednje i zadnje strane traktora (sl. 4.5, b). Ovakva vratila su ožlebljena jer prenose velike obrtne momente.



a) *b)*

Sl. 4.5. Priključno vratilo

Zglavkasta vratila prenose kretanja na vratila koja nisu saosna, već se seku pod nekim uglom α (sl. 4.6). Najpoznatije zglavkasto vratilo je kardansko, koje zahvaljujući zglavkastim spojnicama prenosi obrtanje sa pogonskog vratila (1) na gonjeno (3) koji su pod nekim uglom zakretanja α. Ugao zakretanja α je ograničen do 30 °, u protivnom javljaju se velike inercijalne (dinamičke) sile koje mogu da dovedu do loma vratila. Kardanskim vratilom prenosi se obrtni moment npr. sa priključnog vratila traktora na priključnu mašinu koja ima obrtne radne organe.



Sl. 4.6. Zglavkasto vratilo

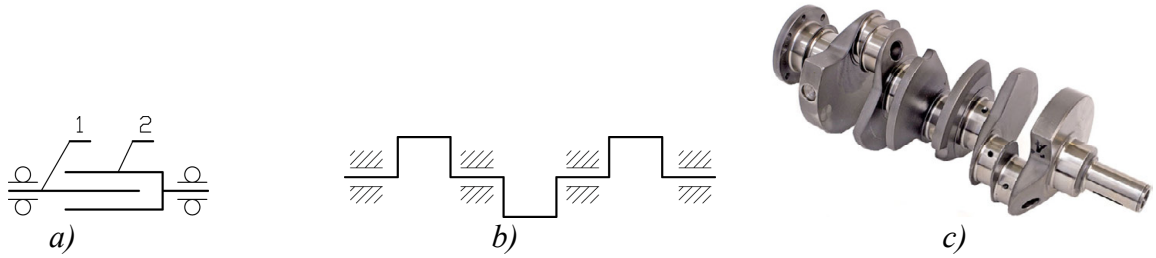
Izgled kardanskog vratila sa dva kardanska zgloba, bez štitnika, prikazan je na sl. 4.7.



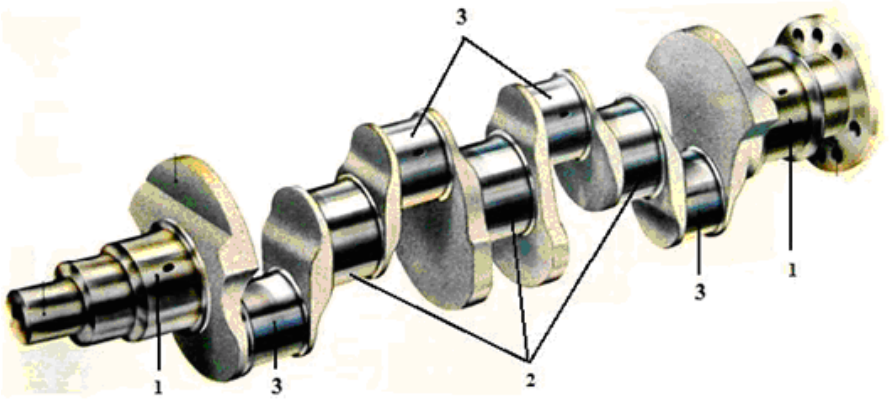
Sl. 4.7. Kardansko vratilo

Teleskopsko vratilo ima mogućnost da menja svoju dužinu, zahvaljujući konstrukcionom rešenju vratila (1) i (2) koja ulaze jedno u drugo (sl. 4.8, a). Teleskopsko vratilo ima primenu na kardanskom vratilu za pogon radnih organa priključnih mašina.

Kolenasto vratilo ima izlomljenu osu simetrije (sl. 4.8, b). Koristi se kod klipnog mehanizma motora sa unutrašnjim sagorevanjem (sl. 4.8, c). Kolenasto vratilo zajedno sa klipnjačom transformiše pravolinijsko kretanje klipa u obrtno kretanje, koje se preko transmisionog uređaja koristi za pogon točkova radne mašine (traktora, kombajna...). Kolenasto vratilo u motoru sa unutrašnjim sagorevanjem je složen deo koji ima važnu funkciju u prenosu obrtnog momenta od motora do transmisionog uređaja. Rukavcima se oslanja u ležištima (sl. 4.9, poz. 1, 2 i 3). Na kolenastom vratilu uravnotežuju se inercijalne sile klipnog mehanizma motora.



Sl. 4.8. Teleskopsko i kolenasto vratilo: a) teleskopsko, b) i c) kolenasto



Sl. 4.9. Kolenasto vratilo klipnog mehanizma motora: 1, 2, 3. rukavci

Gipka vratila se odlikuju gipkom geometrijskom osom (sl. 4.10, a). Pri obrtanju vratila i prenosu obrtnog momenta osa se po potrebi pomera u svim pravcima u prostoru, što omogućava posebna konstrukcija vratila (sl. 4.10, b).



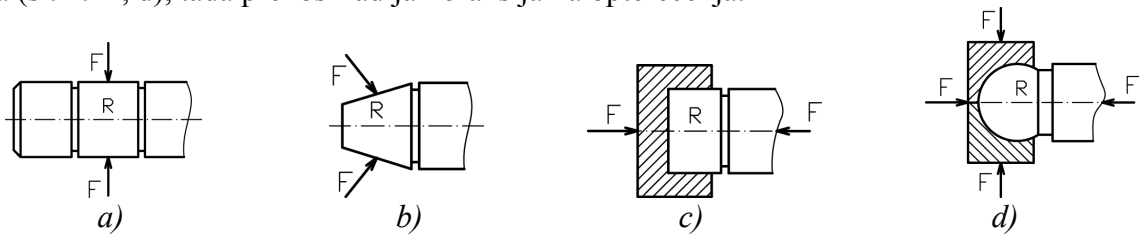
Sl. 4.10. Gipka vratila

4.1.1. Rukavci

Rukavci su delovi vratila kojima se vratilo oslanja u ležajima. Mogu se nalaziti na unutrašnjem delu vratila (sl. 4.11, a) i na krajevima vratila (sl. 4.11, b).

Rukavci se dele prema konstrukcionom izgledu na cilindrične (sl. 4.11, a) i konusne (sl. 4.11, b). Cilindrični rukavci nose poprečna radijalna opterećenja, a konusni radijalna i aksijalna opterećenja.

Rukavci mogu biti samo uzdužno (aksijalno) opterećeni (sl. 4.11, c). Rukavac može biti i sfernog oblika (sl. 4.11, d), tada prenosi radijalno-aksijalna opterećenja.



Sl. 4.11. Rukavci

Poprečno opterećeni cilindrični rukavci imaju najširu primenu. Izloženi su naprezanjima na savijanje, uvijanje, smicanje i površinski pritisak. Pored ovih naprezanja treba proveriti zagrevanje koje se javlja zbog trenja između rukavca i kliznog ležaja. Snaga koja se koristi za savladavanje trenja jednaka je:

$$P_{tr} = M_{tr} \cdot \omega = F_{tr} \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega = F \cdot \mu \cdot v .$$

Ako se ovaj izraz podeli sa ukupnom dodirnom površinom rukavca $s = \pi \cdot d \cdot L$, dobija se specifična snaga za savladavanje trenja:

$$\frac{P_{tr}}{s} = \frac{F \cdot \mu \cdot v}{\pi \cdot d \cdot L} = \frac{\mu}{\pi} \cdot p \cdot v .$$

Izraz $p \cdot v$ naziva se karakteristika zagrevanja i ova vrednost treba da je manja od dozvoljene:

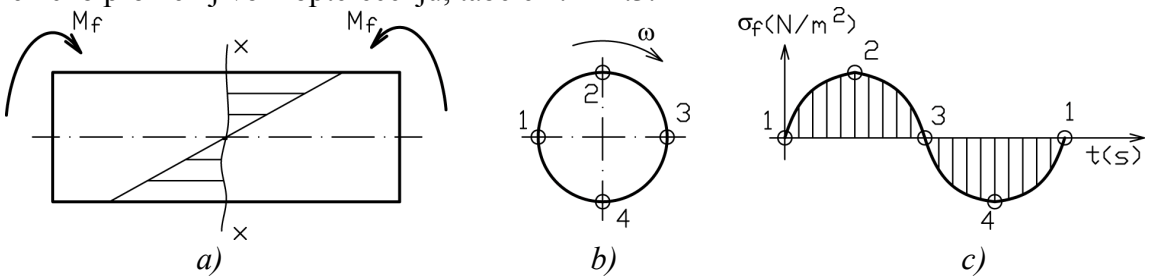
$$p \cdot v < (p \cdot v)_d .$$

Ispitivanjem je utvrđeno da su dozvoljene vrednosti karakteristika zagrevanja sledeće: $(p \cdot v)_d = 0{,}15 - 0{,}20$ za rukavce transmisionih vratila, $(p \cdot v)_d = 1{,}0 - 1{,}5$ za veštački hlađene rukavce itd.

4.1.2. Naprezanja i proračun vratila

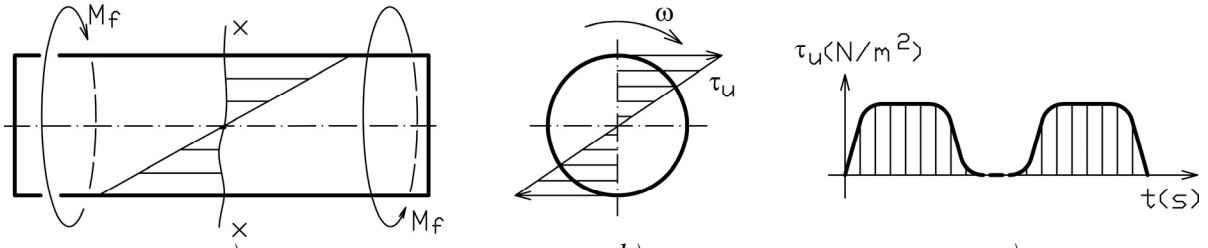
Ostali delovi vratila (podglavci i slobodni delovi) izloženi su naprezanjima na: savijanje, uvijanje, istezanje ili sabijanje i površinski pritisak. Naprezanja izazivaju momenti na savijanje M_f i uvijanje M_u i sile koje se javljaju između prenosnika, a koje opterećuju vratilo: obimne F_O, radijalne F_R i aksijalne F_A, o čemu je bilo reči ranije.

Moment savijanja M_f teži da savije vratilo u odnosu na neki poprečni presek $x - x$. Poprečni preseci uzduž vratila različito su napregnuti zavisno od vrednosti napadnih momenata savijanja. Ako dođe do deformacije biće u vidu ugiba. Svaka tačka na poprečnom preseku u toku samo jednog obrtaja različito se napreže i deformiše. Na primer, tačka A u položaju 1 i 3 nije napregnuta, tj. naprezanje je jednako nuli ($\sigma_f = 0$). Kada je tačka A u položaju 2, napon je maksimalan na sabijanje, a u položaju 4 maksimalan na istezanje (sl. 4.12, b i c). To znači da je napon savijanja na vratilu naizmenično promenljiv, te se pri usvajanju napona tečenja pri savijanju uzima vrednost pri naizmenično promenljivom opterećenju, tabele 1.2 i 1.3.



Sl. 4.12. Napon na savijanje vratila

Moment uvijanja teži da uvije mašinski deo (sl. 4.13, a). Moment uvijanja je jednosmerno promenljiv zbog promene smera u odnosu na središnju osu (sl. 4.13, b i c), te se pri usvajanju napona tečenja uzima ona vrednost pri jednosmerno promenljivom opterećenju, tabele 1.2 i 1.3



a) *b)* *c)*

Sl. 4.13. Napon na uvijanje vratila

Dominantna naprezanja vratila podjednaka su i na savijanje i na uvijanje, te proračun bazira na jednačinama:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} \le \sigma_{dfn} \text{ i } \tau_u = \frac{M_u}{W_o} \le \tau_{duj} .$$

Sile kao i momenti deluju u prostoru, te se određuju rezultujući moment na savijanje:

$$M_f = \sqrt{M_{fV}^2 + M_{fH}^2} .$$

Ukupan rezultirajući moment savijanja i uvijanja određuje se na osnovu jednačine:

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + \left(\frac{\sigma_T}{2 \cdot \tau_T} \cdot M_u \right)^2} .$$

Ukupan (fiktivni) napon je:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_f^2 + \left(\frac{\sigma_T}{2 \cdot \tau_T} \cdot \tau_u \right)^2} \le \sigma_{dfn} .$$

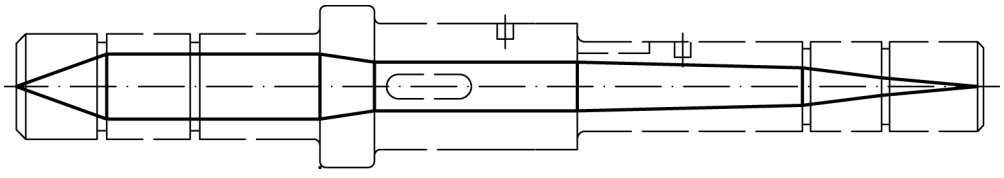
Poprečni presek vratila je uglavnom kružnica. Za kružne poprečne preseke vratila koji su složeno napregnuti, prečnik vratila je:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{\sigma_{dfn}}} .$$

Za krajeve vratila koji su napregnuti samo na uvijanje, prečnik vratila jednak je:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_u}{\tau_{duj}}} .$$

Na ovaj način dobija se, za svaki poprečni presek, idealni oblik vratila, gde su stvarni naponi jednaki dozvoljenim. Idealni oblik sastoji se iz kubnih parabola, ali se približno mogu usvojiti prave linije (sl. 4.14). Stvarni oblik (prikazan isprekidanom linijom) zavisi od idealnog oblika i elemenata na njemu. Stvarni oblik ni na jednom poprečnom preseku ne može iti unutar idealnog.

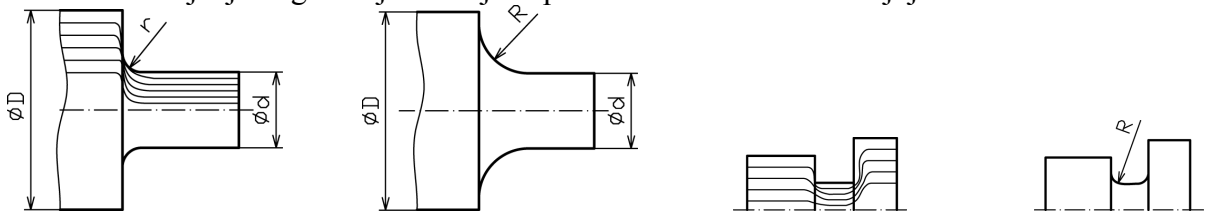


Sl. 4.14. Idealni i stvarni oblik vratila

4.1.3. Koncentracija napona

Pri formiranju stvarnog oblika vratila treba voditi računa da ne bude naglih promena oblika, zbog pojave koncentracije napona. Koncentracija napona je pojava gde se linije prostiranja napona koncentrišu (grupišu). Koncentracija napona javlja se na svim naglim promenama konture vratila, na mestima gde su žlebovi, otvori, mali radijusi r i slično (sl. 4.15, a i c). Naročito je koncentracija napona izražena kod materijala većih vrednosti zatezne čvrstoće (tvrdih čelika). Meki čelici kod kojih je $\sigma_M \leq 50N/mm^2$, manje su osetljivi na koncentraciju napona.

Na mestima koncentracije napona pre dolazi do zamora materijala i nedozvoljenih deformacija. Koncentracija napona može se ublažiti odgovarajućim konstrukcionim prelazima, prvenstveno radijusima ili oborenim ivicama (sl. 4.15, b i d). Postoje preporuke za vrednosti radijusa R zavisno od odnosa prečnika $\varnothing D$ *i* $\varnothing d$ i od vrste materijala koje su tabelarno date u odgovarajućoj literaturi Kada su zaobljenja odgovarajuća linije napona se koncentrišu u manjoj meri.



a) *b)* *c)* *d)*

Sl. 4.15. Koncentracija napona

4.1.4. Krutost i stabilnost vratila

Elastične deformacije vratila, naročito ako su dugačka (transmisiona), dovode do promenljivosti osa spregnutih prenosnika zbog pojave ugiba, što negativno utiče na rad, naročito zupčanika. Zbog toga se pri proračunu zupčanika vodi računa o **krutosti i stabilnosti vratila**.

Krutost vratila zavisi od raspona oslonaca, od prečnika vratila, rasporeda i vrednosti sila, modula elastičnosti materijala, načina izrade vratila i svih elemenata na vratilu, uravnoteženja vratila i elemeneta na njemu itd. Krutost je povoljnija ako je odnos dužine i prečnika vratila manji.

Stabilnost vratila radna je karakteristika značajnija za pogonska vratila, nego za vratila prenosnika. Stabilnost vratila se izražava stabilnošću obrtanja bez rezonancije i vibracija. Parametar kojim se definiše stabilnost vratila je kritični (rezonantni) broj obrtaja n_{kr}:

$$n_{kr} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}},$$

gde je: c - krutost vratila na savijanje i $m(kg)$ - masa vratila zajedno sa svim elementima na njemu. Krutost vratila može se izračunati na osnovu dimenzija i elastičnosti materijala.

Vrednost radnog broja obrtaja n_r ne sme biti blizak kritičnom broju obrtaja: $n_{kr} < n_r$ ili $n_{kr} > n_r$.

4.1.5. Osiguranje elemenata od aksijalnog pomeranja po vratilu

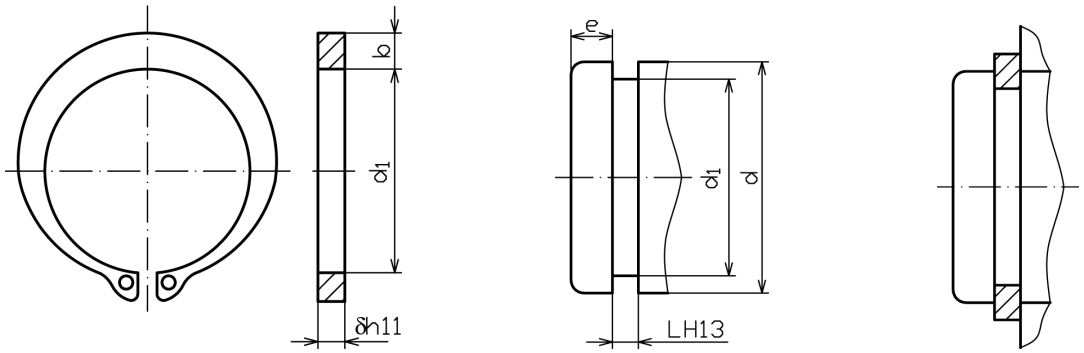
Elemente koji se nalaze na vratilu treba osigurati od njihovog aksijalnog pomeranja po vratilu. U tu svrhu koriste se: prstenasti uskočnk, prsten sa zavrtnjem, navrtka sa osiguračem, poprečni klinovi, čivije itd.

Prstenasti uskočnici

Prstenasti uskočnici mogu biti spoljašnji i unutrašnji. Standardnih su oblika i veličina i kao takvi se serijski proizvode.

Spoljašnji prstenasti uskočnik koristi se za osiguranje unutrašnjih prstena kotrljajnih ležaja i prenosnika od aksijalnog pomeranja po vratilu u slučajevima kada aksijalne sile, koje deluju uzduž vratila, imaju manje vrednosti.

Spoljašnji prstenasti uskočnik (sl. 4.16, a) se pri montaži, pomoću odgovarajućeg alata, raširi i stavi u odgovarajući žleb na vratilu (sl. 4.16, b i c). Standardnih su veličina i kao takvi se serijski proizvode (tab. 4.1).

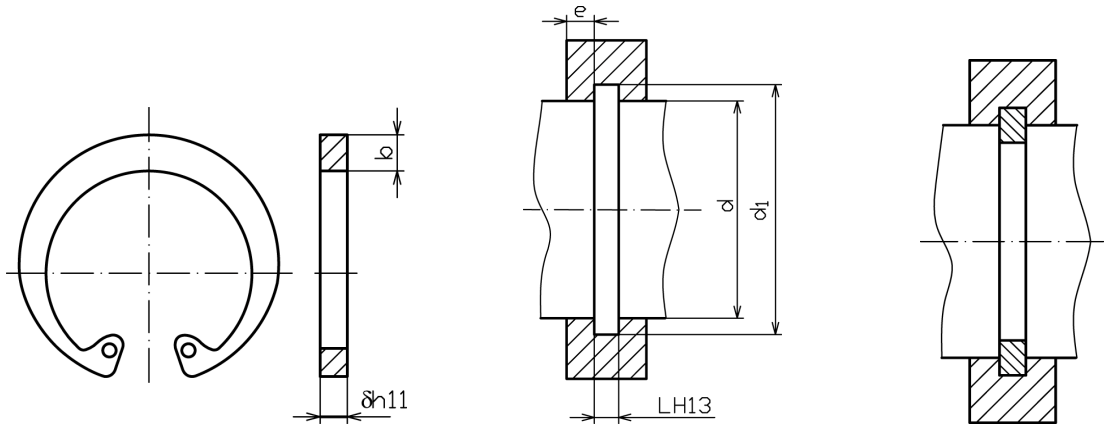


Sl. 4.16. Spoljašnji prstenasti uskočnik

Tabela 4.1.Dimenzije spoljašnjeg prstenastog uskočnika i odgovarajućeg žleba u vratilu, SRPS M.C2.401 Mere su u mm.

d	δh11	b	d_1	LH13	e min	d	δh11	b	d_1	LH13	e min
4	0,4	0,7	3,8	0,5	1	32	1,5	3,5	30,3	1,6	1,5
5	0,6	1,1	4,8	0,7	1	34	1,5	4	32,3	1,6	1,5
6	0,7	1,3	5,7	0,8	1	35	1,5	4	33	1,6	1,5
7	0,8	1,3	6,7	0,9	1	36	1,75	4	34	1,85	2
8	0,8	1,5	7,6	0,9	1	38	1,75	4,5	36	1,85	2
9	1	1,7	8,6	1,1	1,5	40	1,75	4,5	37,5	1,85	2
10	1	1,8	9,6	1,1	1,5	42	1,75	4,5	39,5	1,85	2
11	1	1,9	10,5	1,1	1,5	45	1,75	4,8	42,5	1,85	2
12	1	2,2	11,5	1,1	1,5	48	1,75	4,8	45,5	1,85	2
13	1	2,2	12,4	1,1	1,5	50	2	5	47	2,15	2
14	1	2,2	13,4	1,1	1,5	52	2	5	49	2,15	2
15	1	2,2	14,3	1,1	1,5	55	2	5	52	2,15	2
16	1	2,2	15,2	1,1	1,5	58	2	5,5	55	2,15	2
17	1	2,2	16,2	1,1	1,5	60	2	5,5	57	2,15	2
18	1,2	2,7	17	1,3	1,5	62	2	5,5	59	2,15	2
19	1,2	2,7	18	1,3	1,5	65	2,5	6,4	62	2,65	2,5
20	1,2	2,7	19	1,3	1,5	68	2,5	6,4	65	2,65	2,5
21	1,2	2,7	20	1,3	1,5	70	2,5	6,4	67	2,65	2,5
22	1,2	2,7	21	1,3	1,5	75	2,5	7	72	2,65	2,5
24	1,2	3,1	22,9	1,3	1,5	80	2,5	7,4	76,5	2,65	2,5
25	1,2	3,1	23,9	1,3	1,5	85	3	8	81,5	3,15	3
26	1,2	3,1	24,9	1,3	1,5	90	3	8	86,5	3,15	3
28	1,5	3,1	26,6	1,6	1,5	95	3	8,6	91,5	3,15	3
30	1,5	3,5	28,6	1,6	1,5	100	3	9	96,5	3,15	3

Unutrašnji prstenasti uskočnik koristi se za osiguranje spoljašnjih prstena kotrljajnih ležaja u kućištu. Unutrašnji prstenasti uskočnik se pri montaži, pomoću odgovarajućeg alata, skupi i stavi u žleb u kućištu (sl. 4.17) i (tabela 4.2).

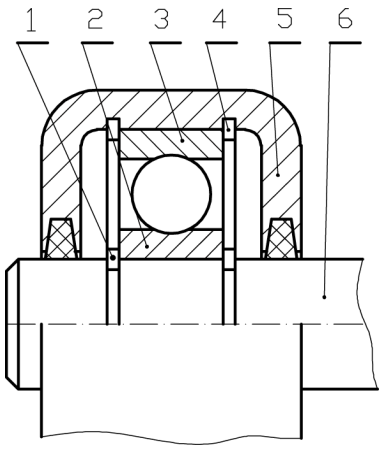


Sl.4.17. Unutrašnji prstenasti uskočnik

Tabela 4.2. Dimenzije unutrašnjeg prstenastog uskočnika i odgovarajućeg žleba u kućištu. Mere su u mm.

d	δh11	b	d_1	LH13	e min	d	δh11	b	d_1	LH13	e min
10	1	1,6	10,4	1,1	1,5	38	1,5	4	40	1,6	2
11	1	1,6	11,4	1,1	1,5	40	1,75	4	42,5	1,85	2
12	1	2	12,5	1,1	1,5	42	1,75	4	44,5	1,85	2
13	1	2	13,4	1,1	1,5	45	1,75	45	475	1,85	2
14	1	2	13,6	1,1	1,5	47	1,75	4,5	49,	1,85	2
15	1	2	15,7	1,1	1,5	48	1,75	4,5	50,5	1,85	2
16	1	2	16,8	1,1	1,5	50	2	4,5	53	2,15	2
17	1	2	17,8	1,1	1,5	52	2	5,1	55	2,15	2
18	1	2,5	19	1,1	1,5	55	2	5,1	58	2,15	2
19	1	2,5	20	1,1	1,5	58	2	5,1	61	2,15	2
20	1	2,5	21	1,1	1,5	60	2	5,5	63	2,15	2
21	1	2,5	22	1,1	1,5	62	2	5,5	65	2,15	2
22	1	2,5	23	1,1	1,5	65	2,5	5,5	68	2,65	2,5
24	1,2	2,5	25,2	1,3	1,5	68	2,5	6	71	2,65	2,5
25	1,2	3	26,2	1,3	1,5	70	2,5	6	73	2,65	2,5
26	1,2	3	27,2	1,3	1,5	72	2,5	6,6	75	2,65	2,5
28	1,2	3	29,4	1,3	1,5	75	2,5	6,6	78	2,65	2,5
30	1,2	3	31,4	1,3	1,5	78	2,5	6,6	81	2,65	2,5
32	1,2	3	33,7	1,3	1,5	80	2,5	7	83,5	2,65	2,5
34	1,5	3,5	35,7	1,6	2	85	3	7	88,5	3,15	3
35	1,5	3,5	37	1,6	2	90	3	7,6	93,5	3,15	3
36	1, 5	3,5	38	1,6	2	95	3	8	98,5	3,15	3
37	1,5	3,5	39	1,6	2	100	3	8,3	103,5	3,15	3

Primer primene prstenastih uskočnika prikazan je na sl. 4.18. Spoljašnji uskočnik, pozicija (1) osigurava unutrašnji prsten kotrljajnog ležaja (2) od pomeranja po vratilu (6). Spoljašnji prsten ležaja (3) osiguran je unutrašnjim uskočnikom (4) od pomeranja u kućištu (5).

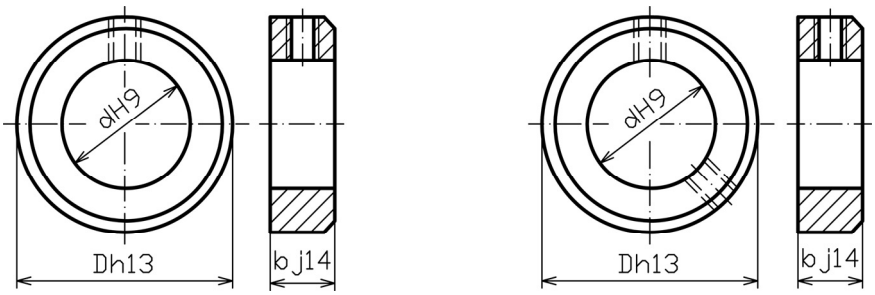


Sl. 4.18. Osiguranje prstena kotrljajnih ležaja prstenastim uskočnicima:
1. spoljašni uskočnik, 2. unutrašnji prsten ležaja, 3. spoljašnji prsten ležaja, 4. unutrašnji uskočnik, 5. kućište, 6. vratilo

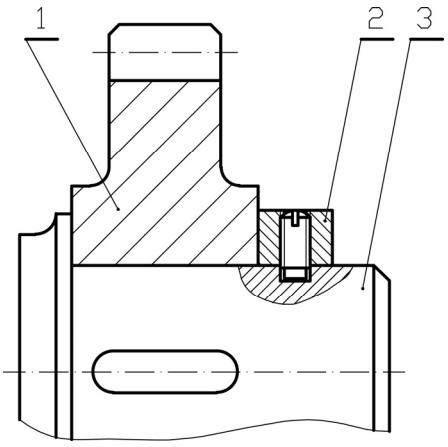
Prstenasti uskočnici se izrađuju od čelika za opruge (Č.1630, Č.1631, Č.1730, Č.1731, Č.2130, Č.2131, Č.4230, Č.4830, Č.4831 itd.). Dimenzije prstenastih uskočnika zavise od prečnika vratila, odnosno od prečnika žleba u koji ulaze. Standardna oznaka za prstenaste uskočnike je Ød SRPS M.C2.401 Č.1630, gde je Ød - prečnik vratila, SRPS M.C2.401 - srpski standard koji definiše konstrukcioni izgled uskočnika i Č.1630 - materijal za uskočnik.

Prsten sa zavrtnjem za osiguranje

Prsten sa zavrtnjem koristi se za osiguranje elemenata na vratilu kada su aksijalne sile većih vrednosti. Može biti sa jednim ili sa dva zavrtnja (sl. 4.19). Za prečnike vratila $d > 70\,mm$ koriste se dva zavrtnja. Dimenzije prstena i zavrtnja zavise od prečnika vratila (tab. 4.3). Materijal prstena je čelik, a zavrtnja čelik za zavrtnje. Primer primene prstena sa zavrtnjem dat je na sl. 4.20. Prsten sa zavrtnjem (2) osigurava zupčanik (1) od pomeranja po vratilu (3).



Sl. 4.19. Prsten sa zavrtnjem za osiguranje



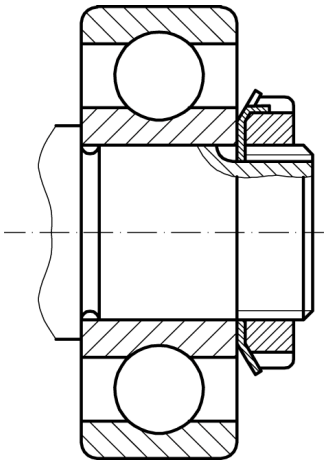
Sl. 4.20. Prsten sa zavrtnjem za osiguranje zupčanika od pomeranja po vratilu:
1. zupčanik, 2. prsten sa zavrtnjem, 3. vratilo

Tabela 4.3. Prsten sa zavrtnjem za osiguranje *Mere su u mm.*

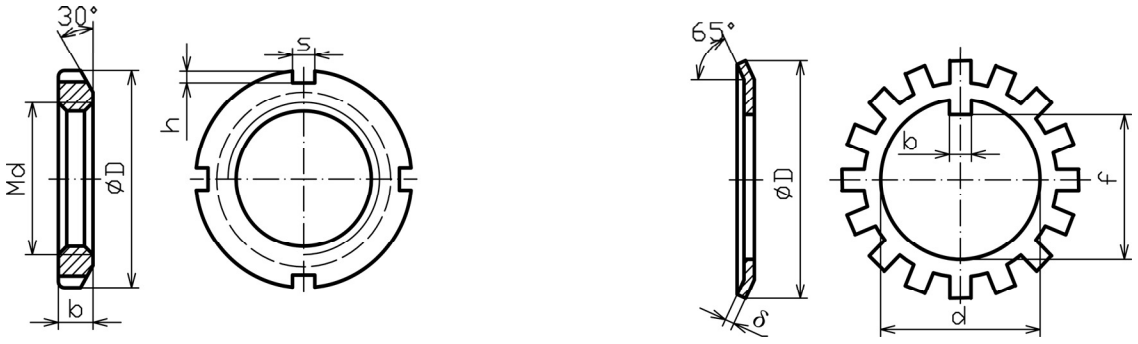
d	b	D	Zavrtanj, Md x L	d	b	D	Zavrtanj, Md x L
2	3,5	6	M2 x 3	32	16	50	M8 x 12
2,5	4	7	M2 x 3	34	16	50	M8 x 12
3	5	7	M2 x 3	35	16	56	M8 x 12
3,5	5	8	M2,6 x 4	36	16	56	M8 x 12
4	5	8	M2,6 x 4	38	16	56	M8 x 12
4,5	6	10	M3 x 4	40	18	63	M10 x 15
5	6	10	M3 x 4	42	18	63	M10 x 15
5,5	6	12	M4 x 6	45	18	70	M10 x 15
6	8	12	M4 x 6	48	18	70	M10 x 15
7	8	12	M4 x 6	50	18	80	M10 x 15
8	8	16	M4 x 6	52	18	80	M10 x 15
9	10	18	M5 x 8	55	18	80	M10 x 15
10	10	20	M5 x 8	56	18	80	M10 x 15
11	10	20	M5 x 8	58	20	90	M10 x 18
12	12	22	M6 x 8	60	20	90	M10 x 18
14	12	25	M6 x 8	63	20	90	M10 x 18
15	12	25	M6 x 8	65	20	100	M10 x 18
16	12	28	M6 x 8	68	20	100	M10 x 18
18	14	32	M6 x 8	70	20	100	M10 x 18
20	14	32	M6 x 8	72	22	110	M12 x 20
22	14	36	M6 x 8	75	22	110	M12 x 20
24	16	40	M8 x 10	80	22	110	M12 x 20
25	16	40	M8 x 10	85	22	125	M12 x 20
26	16	40	M8 x 10	90	22	125	M12 x 20
28	16	45	M8 x 12	95	25	140	M12 x 22
30	16	45	M8 x 12	100	25	140	M12 x 22

Navrtka sa osiguračem

Navrtka sa osiguračem koristi se za osiguranje unutrašnjeg prstena kotrljajnih ležaja od aksijanog pomeranja po vratilu (sl. 4.21). Pored toga koristi se i za osiguranje prenosnika, rotora, točkova itd. od aksijalnog pomeranja po vratilu. Konstrukcioni izgled standardne navrtke i odgovarajućeg osigurača sa dimenzijama dat je na sl. 4.22. Mere i standarne oznake navrtke i osigurača date su u tab. 4.4.



Sl. 4.21. Osiguranje unutrašnjeg prstena ležaja navrtkom sa osiguračem



a) *b)*

Sl. 4.22. Navrtka sa osiguračem

Tabela 4.4. Dimenzije navrtke i osigurača, SRPS M.B1.709:1971, SRPS M.B2.139:1971. Mere su u mm.

Navrtka						**Osigurač**					
Oznaka	d	D	b	h	s	Oznaka	d	D	f	b	δ
KM 4	M20x1	32	6	2	4	MB 4	20	36	18,5	4	1
KM 5	M25x1,5	38	7	2,5	5	MB 5	25	42	23	5	1,2
KM 6	M30x1,5	45	7	2,5	5	MB 6	30	46	28	5	1,2
KM 7	M35x1,5	52	8	2,5	5	MB 7	35	55	33	6	1,2
KM 8	M40x1,5	58	9	2,5	6,5	MB 8	40	61	38	6	1,2
KM 9	M45x1,5	65	10	2,5	6,5	MB 9	45	68	43	6	1,2
KM 10	M50x1,5	70	11	2,5	6,5	MB 10	50	73	48	6	1,2
KM 11	M55x2	75	11	3	7	MB 11	55	80	53	8	1,2
KM 12	M60x2	80	11	3	7	MB 12	60	85	58	8	1,5
KM 13	M65x2	85	12	3	7	MB 13	65	90	63	8	1,5
KM 14	M70x2	92	12	3,5	8	MB 14	70	96	70	8	1,5
KM 15	M75x2	98	13	3,5	8	MB 15	75	104	72	8	1,5
KM 16	M80x2	105	15	3,5	8	MB 16	80	112	77	10	1,7
KM 17	M85x2	110	16	3,5	8	MB 17	85	119	82	10	1,7
KM 18	M90x2	120	16	4	10	MB 18	90	126	87	10	1,7
KM 19	M95x2	125	17	4	10	MB 19	95	133	92	10	1,7
KM 20	M100x2	130	18	4	10	MB 20	100	142	97	12	1,7
KM 21	M105x2	140	18	5	12	MB 21	105	148	102	12	1,7
KM 22	M110x2	145	19	5	12	MB 22	110	154	106	12	1,7
KM 23	M115x2	150	19	5	12	MB 23	115	160	110	12	1,7
KM 24	M120x2	155	20	5	12	MB 24	120	164	115	12	1,7
KM 25	M125x2	160	21	5	12	MB 25	125	170	120	14	2
KM 26	M130x2	165	21	5	12	MB 26	130	175	125	14	2
KM 28	M140x2	180	22	6	14	MB 28	140	183	135	16	2
KM 30	M150x2	195	24	6	14	MB 30	150	205	145	16	2
KM 32	M 160x3	210	25	7	16	MB 32	160	215	155	16	2
KM 34	M 170x3	220	26	7	16	MB 34	170	230	165	18	2,5
KM 36	M 180x3	230	27	8	18	MB 36	180	240	175	20	2,5
KM 38	M 170x3	240	28	8	18	MB 38	190	250	185	20	2,5
KM 40	M 170x3	250	29	8	18	MB 40	200	260	195	20	2,5

4.2. OSOVINE

Osovine po svom konstrukcionom izgledu podsećaju na vratila, s tom razlikom da ne prenose obrtni moment, već samo obrtno kretanje. Koriste se za oslanjanje točkova koji nisu pogonski. Na primer, vratila prednjih točkova trakora su vratila kada je uključena prednja vuča, a kada nije

uključena prednja vuča, to su osovine. Osovine imaju najširu primenu kao nosači točkova prikolica, kao nosači različitih doboša, rotora i sl. Osovine mogu da se obrću zajedno sa elementima na sebi ili da su nepokretne a da se delovi obrću oko njih.

Osovine su opterećene na savijanje, smicanje i površinski pritisak. Proračun se bazira na jednačinama napona na savijanje, odakle se određuje prečnik vratila d :

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} \le \sigma_{df} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_f}{\sigma_{df}}} .$$

Osovine imaju kružni poprečni presek, ili neki drugi npr. kvadratni, pravougli i sl.

4.3. OSOVINICE

Osovinice su osovine malih dužina koje se koriste za zglobno spajanje delova koji su međusobno pokretni. Koriste se za ostvarivanje zglobnih veza u kojima spojeni delovi imaju oscilatorno kretanje u odnosu na osovinicu i obrnuto (sl. 4.23). Viljuška (1) se zglobno povezuje sa delom (2) pomoću osovinice (4) koja je osigurana od aksijalnog pomeranja pomoću spoljašnjeg prstenastog uskočnika (3). Da bi se obezbedila zglobna pokretljivost, potrebno je labavo naleganje između dodirnih površina delova (1) i (4) i (2) i (4).

Osovinice su napregnute na savijanje, smicanje i površinski pritisak. Proračunavaju se prema naponu na savijanje $\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} \le \sigma_{df}$, odakle se određuje aksijalni otporni moment i prečnik osovinice:

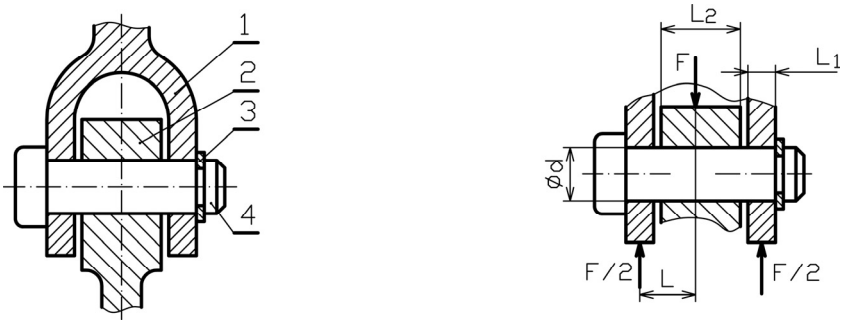
$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_f}{\sigma_{df} \cdot \pi}}$. Moment savijanja jednak je: $M_f = \frac{F}{2} \cdot L$.

Napon na smicanje jednak je:

$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4}} \le \tau_{ds}$, jer su dve površine izložene smicanju.

Površinski pritisak jednak je:

$$p = \frac{F}{2 \cdot L_1 \cdot d} \le p_d \quad \text{i} \quad p = \frac{F}{L_2 \cdot d} \le p_d .$$



Sl. 4.23. Primena osovinice: 1. viljuška, 2. spojni deo, 3. spoljašnji prstenasti uskočnik, 4. osovinica

4.4. MATERIJALI ZA VRATILA, OSOVINE I OSOVINICE

Za izradu vratila, osovina i osovinica koriste se sve vrste čelika. Za umerena opterećenja pogodni su: Č.0445, Č.0545 i Č.0645, a za jača opterećenja Č.0745. Za veća opterećenja koriste se od ugljeničnih čelika: Č.1220, Č.1221, Č.1330, Č.1430,Č.1530, Č.1730 itd., koji se termički obrađuju.

Za specijalne radne uslove koriste se legirani čelici: Č.4121, Č.4320, Č.4721, Č.5221 itd. Pored toga može se koristiti čelični i sivi liv. Oznaka navedenih materijala prema novom važećem SRPS EN standardu data je u poglavlju 0.2.

Vratila, osovine i osovinice se najčešće izrađuju rezanjem na mašinama alatkama. Za teške radne uslove i udarna opterećenja, vratila se izrađuju kovanjem, a za manja statična opterećenja livenjem.

4.5. TOLERANCIJE MERA VRATILA

Tolerancije mera i tolerancije oblika i položaja različite su za različita mesta na vratilu, zavisno šta se na pojedinim poprečnim presecima vratila nalazi.

Kada je rukavac za klizni ležaj, obrada površina treba da je kvalitetna (N5, N6, N7), sa labavim naleganjem sa ležištem, sa srednjim vrednostima zazora i sa malim tolerancijama cilindričnosti.

Kada je rukavac za kotrljajni ležaj, obrada površina treba da je N6, N7, naleganje sa ležajem mora biti sa malim preklopom ili malim zazorom, sa srednjim vrednostima tolerancije cilindričnosti.

Za podglavak za zupčanik koji se sa vratilom spaja sa klinom bez nagiba, naleganje je neizvesno (manje vrednosti preklopa a veće vrednosti zazora) ili je labavo sa manjim vrednostima zazora. Obrada podglavka je N7 ili N8.

Preporuke za izbor tolerancija za sklop vratila i elemenata na njemu date su u tabeli 4.5.

Tabela 4.5. Preporuke za izbor naleganja vratila i elemenata na vratilu

Labava naleganja	
H7/f7	Za klizna ležišta mašina alatki, za ležišta bregastih osovina, za kulisne klizače u mehanizmima.
H7/g6	Za aksijalno pomerljive zupčanike i spojnice, za poklopce reduktora, za ležišta motornih poluga, za klipne ventile, za sklopove ekscentra i ogrlica.
H7/g6	Za sklopove dvodelnih ležišta, za poklopce reduktora, za pomerljive zupčanike i spojnice, za zamajce sa tangentnim klinovima.
H8/d8	Za brzohodna klizna ležišta, za ležišta poljoprivrednih mašina.
H8/f8	Za aksijalno pomerljive zupčanike i spojnice, za ukrsne glave u vođicama, za ležišta obrtnih pumpi i ventilatora.
H8/h8	Za ležišta poljoprivrednih mašina i dizalica, za čivije za centriranje, za vratila sa više oscilacija, za vratila prenosnika.
H11/e11	Za rukavce u ležištima vratila.
H11/b11	Za ležišta grubih poljoprivrednih mašina, za osovinice kočionih poluga.
H11/h11	Za osovinice zaglavka.
Neizvesna naleganja	
H7/n6	Za vezu ekscentra sa vratilima, za ležišne čaure u kućicama reduktora.
Čvrsta naleganja	
H8/u8	Za učvršćivanje spojnica na vratilima bez upotrebe klina, za presovane sklopove različite namene.

4.6. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE

Pravilna primena vratila i svih elemenata na njemu sastoji se u tome da se:

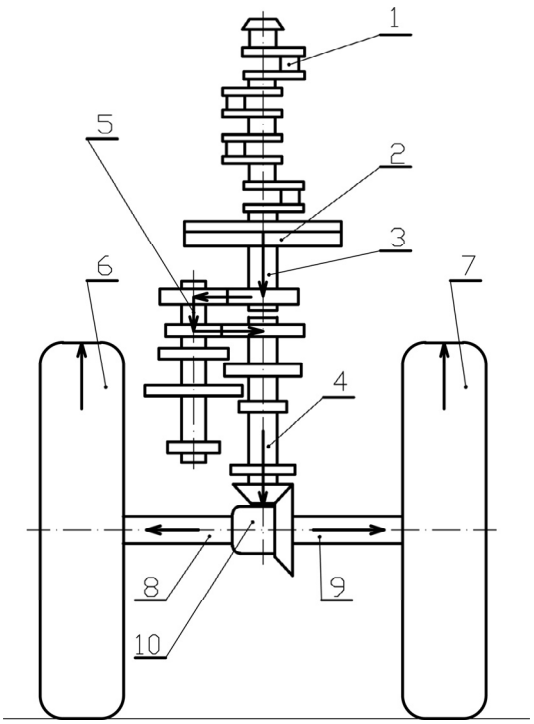
- koriste do onih vrednosti obrtnih momenata za koje je vratilo proračunato, bez preopterećenja, ili udarnih opterećenja;
- pravilno montiraju delovi na vratilo. Važno ih je saosno montirati (da se poklapaju ose simetrije). U protivnom biće povećane sile između prenosnika koje opterećuju vratilo i doći će do preopterećenja;

- podmazuju, na onim mestima gde je to potrebno, odgovarajućim mazivima.

Održavanje vratila sastoji se od:

- održavanja vratila u čistom stanju. Za čišćenje vratila, kao i drugih mašinskih elemena i delova na njemu, koristi se dizel gorivo.
- zaštite od korozije koja se sastoji u podmazivanju odgovarajućim mazivima i na odgovarajući način, o čemu će biti reči kasnije u poglavlju Prenosnici i Ležaji.

Vratila su veoma zastupljena u poljoprivrednim mašinama, bilo pogonskim ili radnim. Na primer, kod traktora za prenos kretanja od kolenastog vratila do točkova (sl. 4.24.). Kolenastim vratilom (1) prenosi se obrtni moment od motora na glavno vratilo (3). Zbog potrebe da se smanji ugaona brzina tok kretanja prenosi se na zupčanike do drugog vratila (5) zatim na vratilo (4) do diferencijalnog prenosnika (10). Vratila diferencijalnog prenosnika (8) i (9) prenose obrtanje na točkove traktora (6) i (7).



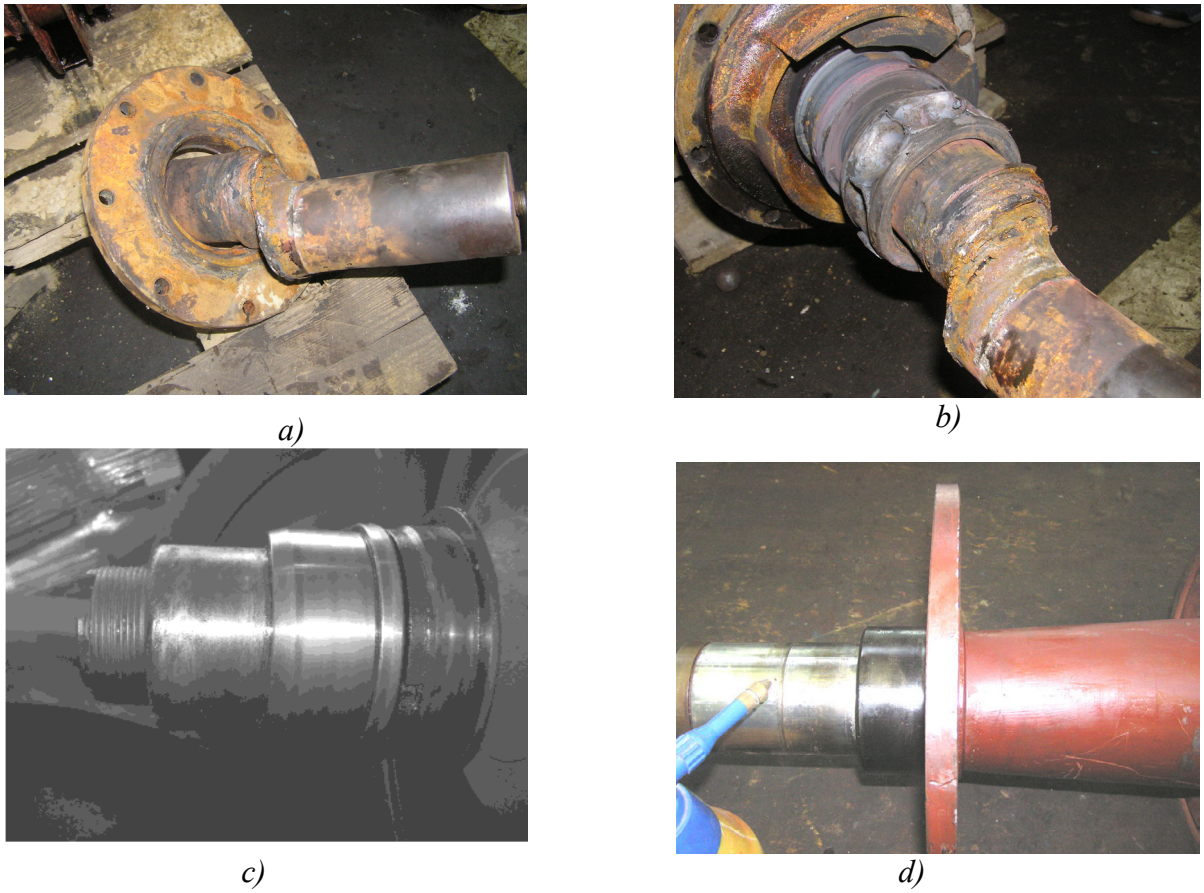
Sl. 4.24. Prenos obrtnog momenta od motora do točkova na traktoru putem različitih vratila: 1. kolensto vratilo, 2. spojnica, 3. glavno vratilo menjača, 4. vratilo, 5. drugo vratilo 6, 7. točkovi traktora, 8, 9. vratila diferencijalnog prenosnika, 10. diferencijalni prenosnik

4.7. OŠTEĆENJA

Najčešća oštećenja na vratilima, koja nisu bila ili nisu mogla biti zaštićena od korozije, su različita oštećenja koja su izazvana korozijom. Na primer, vratilo na sl. 4.25, a i b veoma je oštećeno korozijom. Pored toga vratilo (sl. 25, a) je smaknuto, a vratilo (sl. 4.25, b) je savijeno i smaknuto.

Česta oštećenja na vratilima su habanje rukavaca za klizne ležaje. Takođe, može doći do habanja rukavaca i kotrljajnih ležaja ako je prevelik zazor između rukavca i unutrašnjeg prstena, usled čega se ne obrće unutrašnji prsten zajedno sa rukavcem već se kreće u odnosu na njega (sl. 4.25, c i d.).

Kada su vratila dugačka može doći do nedozvoljenih vrednosti ugiba, a u ekstremnim slučajevima i do loma.



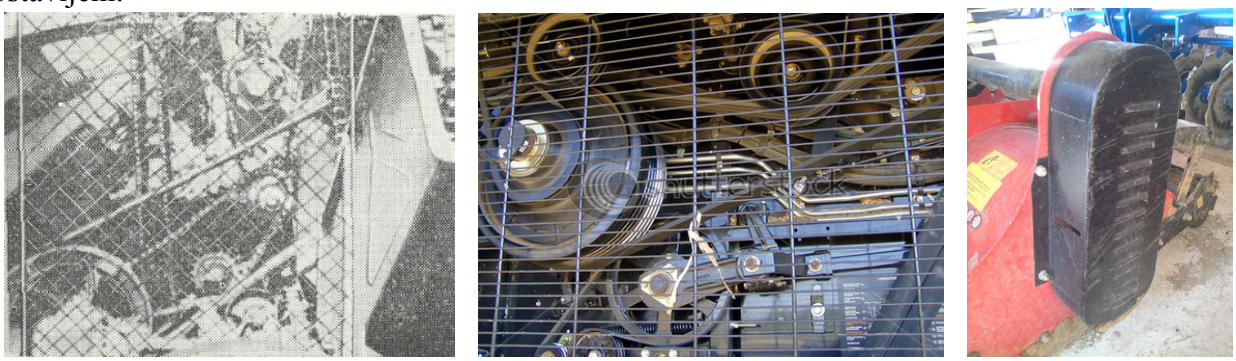
a) b) c) d)

Sl. 4.25. Neka od oštećenja vratila

4.8. MERE ZAŠTITE U CILJU BEZBEDNOSTI KORIŠĆENJA

Svi delovi mašina, posebno pokretni, kao i buka i vibracije mogu biti uzrok povreda rukovaoca u vidu posekotina, razderotina, nagnječenja, odsecanja, oštećenja sluha, oštećenja nervnog sistema i povreda sa smrtnim ishodom.

Vratila i svi mašinski elementi na njima, kao i drugi delovi koji imaju obrtno kretanje, moraju biti zatvoreni ili zaštićeni štitnicima, kako ne bi povredili rukovaoca pri obrtanju. Štitnici mogu biti od čeličnih žičanih mreža, tankih metalnih limova ili plastičnih masa. Primeri primene štitinika i osiguranja od povreda od lančanog i kaišnog prenosnika na poljoprivrednim mašinama dati su na sl. 4.26. U slučaju da nema ovih štitnika može doći do velikih povreda i smrtnih ishoda. Stoga je važno da se štitnici (limovi, zaštitna mrežica i sl.) sačuvaju i uvek budu na svom mestu kako su u fabrici postavljeni.



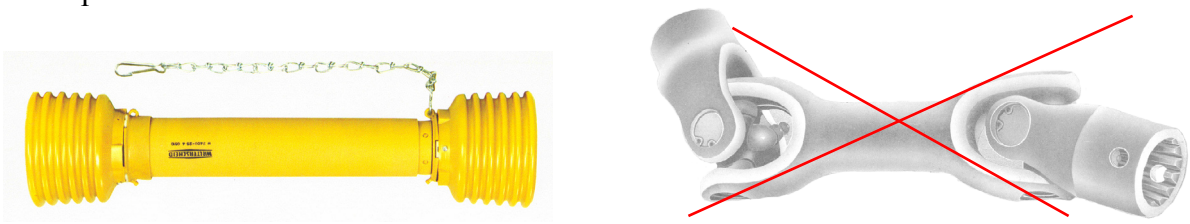
Sl. 4.26. Primeri primene štitnika i osiguranja od povreda

U slučaju da zbog funkcije samog vratila ne može biti postavljen štitnik, rukovalac mora koristiti odgovarajuću zaštitnu opremu (cipele, naočare, rukavice i slično), sl. 4.27. Vratila koja se ne mogu sasvim zatvoriti štitnicima, su npr. vratila sa noževima mašina za sečenje biljne mase kao hrane za životinje, vratila sa noževima za usitnjavanje zemljišta kod motokultivatora, vratila sa prstima za uvlačenje kukuruza kod berača i kombajna za kuruz i sl. Rad u blizini takvih vratila mora biti krajnje pažljiv i oprezan.



Sl. 4.27. Zaštitna oprema za rukovaoce mašina

Nezaštićeno kardansko vratilo je često izvor opasnosti po rukovaoca. Kardansko vratilo se ne sme koristiti bez plastičnog štitnika (sl. 4.28, a i b), izuzev ako se nalazi unutar mašine pa je sasvim nepristupačno rukovaocu. Plastični štitnik spoji se lancem za neki deo na mašini, tako da on stoji, a unutar njega se vratilo obrće. Štitnik kardanskog vratila tokom korišćenja se ošteti ili izlomi, te ga treba zameniti sa novim. Nezaštićeno kardansko vratilo (sl. 4.28, b) može da zahvati deo odeće (rukav, kraj mantila, nogavicu pantalona...) tako brzo da čovek ne može da reaguje, usled čega dolazi do povreda.



a) *b)*

Sl. 4.28. Primena štitnika za kardansko vratilo

Ako se kardansko vratilo obrće sa $n = 540\ ^{o}/min$, i neka je maksimalni prečnik $d = 100\ mm$, tada je obimna brzina $v = R \cdot \omega = R \cdot \frac{n \cdot \pi}{30} = 0{,}050 \cdot \frac{540 \cdot 3{,}14}{30} = 2{,}82\ m/s$. Obimna brzina pri obrtanju vratila od $n = 1000\ ^{o}/min$ je $v = 5{,}23\ m/s$. Ove brzine obrtanja kardanskog vratila veće su od brzine reakcije rukovaoca. Brzina kojom čovek može da pomeri ruku je negde oko $v_{rč} \approx 1-2$ m/s, što je daleko manje od obimnih brzina vratila koja se koriste na poljoprivrednim mašinama (tab. 4.6).

Tabela 4.6. Orijentacione vrednosti brzina obrtnih delova poljoprivrednih mašina

Deo na mašini	Vrednost brzine (m/s)	Deo na mašini	Vrednost brzine (m/s)
Srednja vrednost brzine noža bočne kosačice	≈ 2 – 3	Obimna brzina krstaka kardanovog vratila	≈ 3 – 9
Obimna brzina noža rotacione kosačice	≈ 65 - 75	Obimna brzina bubnja žitnog kombajna	≈ 23 - 31
Obimna brzina vrha noža rotora silažnog kombajna	≈ 20 - 40	Obimna brzina diska za sečenje	≈ 70 -100

Buka je neminovna i prateća pojava pri radu poljoprivrednih mašina. Buku izazivaju svi pokretni delovi mašina: zupčani i lančani prenosnici, kotrljajni ležaji, spojnice, varijatori itd, kao i svi mehanizmi.

Buka je svaki zvuk čiji nivo izmeren na radnom mestu ili u radnoj prostoriji prelazi dozvoljenu vrednost. Zvuk je longitudinalni talas čija je frekvencija u intervalu od 16 Hz do 20000 Hz.

Čovek je osetljiv na frekvencije od 1000 Hz do 4000 Hz.

Buka se od mesta nastanka prenosi u svim pravcima različitim brzinama zavisno od sredine (tab. 4.7).

Tabela 4.7. Brzina prenošenja buke

Sredina	Brzina (m/s)	Sredina	Brzina (m/s)
Vazduh	~ 340	Beton	~ 4000
Voda	~ 1450	Guma	~ 40 - 150
Opeka	~ 4300		

Buka je zvuk koji smeta, zamara, uznemirava i ometa funkcije pojedinih organa (za sluh, za varenje, nervni sistem). Buka naročito oštećuje sluh i nervni sistem. Svako duže izlaganje buci, posle određenog perioda, ima trajne posledice.

Istraživanja su pokazala koje posledice ima buka različitih intenziteta po organizam čoveka:

- 65 dB – izaziva primarno-vegetativne reakcije, koje traju za vreme trajanja buke - suženje krvnih sudova;
- 70 dB – utiče na rad srca, disajne organe, krvni pritisak, razdražljivost i depresiju;
- 90 dB – izaziva smetnje u ravnoteži, zujanje u ušima, mučninu, čak i trajne promene u organizmu.

Stoga je veoma važno da se meri i kontroliše nivo buke u svim radnim sredinama. Merenje i ocenjivanje nivoa buke vrši se u skladu sa propisanim opštim merama i normativima zaštite na radu od buke u radnim prostorijama. Postoje savremeni i pristupačni instrumenti za merenje nivoa buke, koje je definisao naš SRPS standard.

Propisi o dozvoljenim vrednostima nivoa buke u radnoj sredini i dozvoljenom vremenu zadržavanja u takvoj sredini dati su u tabeli 4.8, kao i dozvoljeno vreme izlaganja buci u zavisnosti od frekvencija buke u tabeli 4.9.

Tabela 4.8. Dozvoljeno vreme izlaganja buci različitog intenziteta

Nivo buke (dB)	Vreme izlaganja (h)	Nivo buke (dB)	Vreme izlaganja (h)
85	8	97	1,5
87	6	100	1
90	4	105	0,5
92	3	110	0,25
95	2	115	0,12

Proizvođači su različitim tehničkim rešenjima u kabinama pogonskih mašina smanjili buku do vrednosti koje su predviđene standardima. Međutim, ne mogu rešiti buku na mnogim poljoprivrednim mašinama zbog same njihove radne funkcije, npr. kod: pneumatskih čekića, presa, kompresora, motora sa unutrašnjim sagorevanjem, seckalica, sitnilica, rotofreza, drobilica itd. Upotrebom odgovarajućih sredstava i opreme lične zaštite, nivo buke može da se smanji za 15 do 25 dB (sl. 4.29).

Tabela. 4.9. Dozvoljeno vreme izlaganja buci u zavisnosti od frekvencija buke

Minuta na dan	Nivo buke (dB)						
	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz
480	98	91	87	85	81	80,5	82,5
240	110	100	93	87	85	83	90
120	120	109	101	94,5	90	88	96
60		120	110	102	95	94	102
30			119	109	102	99,5	109
15			128	117	108	105	115
7				121	112	109,5	120
3				126	117	114	125



Sl. 4.29. Zaštitna sredstva za smanjenje nivoa buke

Vibracije predstavljaju brzinu promene amplituda vibracija u jedinici vremena. Osnovni parametar kojim se ocenjuje nivo vibracija i uravnoteženosti mehanizma je efektivna brzina vibracija v_{ef} :

$$V_{ef} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{A}{1000} \cdot \omega \ \left(mm/s\right)$$

gde je: A (μm) – amplituda vibracija, $\omega\left(s^{-1}\right)$ - ugaona brzina obrtnog dela.

Vibracije se javljaju na neuravnoteženim pokretnim delovima mašina, na njihovim neuravnoteženim mehanizmima i u nestabilnim mehaničkim sistemima.

Obrtni delovi mašina imaju kritičan broj obrtaja pri kojima nestabilno i neuravnoteženo rade. Stoga je bitno da vrednosti radnih brojeva obrtaja nisu blizu kritičnim.

Ispitivanje vibracija obuhvata merenje, analizu i upoređivanje izmerenih brzina vibracija sa dozvoljenim vrednostima u cilju zaštite lica koja su vibracijama izložena.

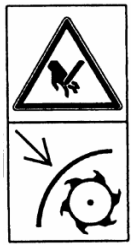
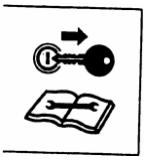
Analiza i merenje vibracija vrši se u skladu sa našim SRPS, a u skladu sa ISO preporukama. Ispitivanje vibracija se vrši na dodirnim površinama oruđa za rad, radnim površinama, podovima i alatima na kojima se pojavljuju vibracije i sa kojima je radnik u kontaktu.

Vibracije mogu da izazovu velika oštećenja organizma rukovaoca, ali za sada ona nisu dovoljno istražena.

Da bi se rukovaocima pomoglo da budu oprezniji pri upravljanju sa poljoprivrednim mašima koriste se odgovarajući grafički simboli u vidu nalepnica. Ove nalepnice treba da podsete rukovaoca da bude pažljiv i oprezan i da se sačuva od povreda. Neki od ovih grafičkih simbola dati su u tabeli 4.10.

Primeri nepravilno zaštićenih obrtnih delova mašina koji su zabeleženi u našoj praksi dati su na sl. 4.30.

Tabela 4.10. Neki od simbola upozorenja i načina izbegavanja opasnosti na traktorima i ostalim poljoprivrednim mašinama (izvod iz standarda SRPS ISO 11684/1997)

Značenje	Simbol	Značenje	Simbol
Opasnost od lomljenja šake ili ruke. Traktorske poluge.		Ne koristiti kardansko vratilo bez štitnika.	
Opasnost uvlačenja ruke u rotirajuće zupčanike.		Opasnost od pada na valjke mašine.	
Nikada ne dolaziti na dohvat ili se penjati na kontejner žita dok mašina radi.		Postaviti zaštitni oklop prilikom oštrenja noževa.	
Sačekati da se svi delovi mašine zaustave pre doticanja.		Isključiti motor i izvaditi ključ pre pristupanja popravci ili servisiranju.	

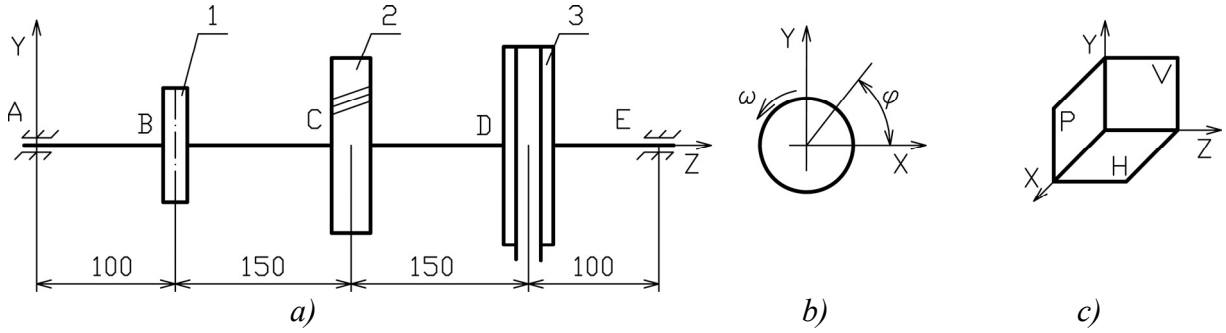


Sl. 4.30. Nezaštićeni obrtni delovi poljoprivrednih mašina

4.9. PRIMER PRORAČUNA VRATILA

Zadatak 4.1. Dimenzionisati vratilo ako je opterećeno silama od lančanika (sl. 4.31, poz. 1), cilindričnog zupčanika sa kosim zupcima (2) i trapeznog kaišnika (3). Dati podaci su: $P_1 = 5\,kW$,

$D_1 = 200\,mm$, $\varphi_1 = 0^\circ$, $P_2 = 10\,kW$, $D_2 = 320\,mm$, $G_2 = 20\,N$, $\alpha_2 = 20^\circ$, $\beta_2 = 13^\circ$, $\varphi_2 = 135^\circ$, $P_3 = 15\,kW$, $D_3 = 150\,mm$, $\varphi_3 = 210^\circ$. Ugaona brzina vratila je $\omega = 100\,s^{-1}$ (sl. 4.31, b), a materijal Č.0545.



a) *b)* *c)*

Sl. 4.31. Zadatak 4.1.

Usvojen je koordinatni sistem kao na sl. 4.31, c. Horizontalnu ravan (H) određuju ose X i Z, vertikalnu ose Y i Z i profilnu ravan ose X i Y. Redosled proračuna je sledeći.

1. Intenziteti obrtnih momenata

Intenziteti obrtnih momenata, obimnih, radijalnih i aksijalnih sila određuju se prema napred datim izrazima za svaki prenosnik:

$$M_{O1} = \frac{P_1}{\omega} = \frac{5000}{100} = 50\ Nm,$$
$$M_{O2} = \frac{P_2}{\omega} = \frac{10000}{100} = 100\ Nm,$$
$$M_{O3} = \frac{P_3}{\omega} = \frac{15000}{100} = 150\ Nm.$$

2. Intenziteti obimnih sila

$$F_{O1} = \frac{2M_{O1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 50}{0{,}2} = 500\ N,$$
$$F_{O2} = \frac{2M_{O2}}{D_2} = \frac{2 \cdot 100}{0{,}32} = 625\ N,$$
$$F_{O3} = \frac{2M_{O3}}{D_3} = \frac{2 \cdot 150}{0{,}15} = 2000\ N.$$

3. Intenziteti radijalnih sila

$$F_{R1} \cong 1{,}5 \cdot F_{O2} = 1{,}5 \cdot 500 = 750N,$$
$$F_{R2} = F_{O2} \cdot \frac{tg\alpha}{\cos\beta} = 625 \cdot \frac{tg\,20^\circ}{\cos 13^\circ} = 625 \cdot \frac{0{,}36397}{0{,}97430} = 233\ N,$$
$$F_{R3} \cong 2 \cdot F_{O3} = 2 \cdot 2000 \cong 4000\ N.$$

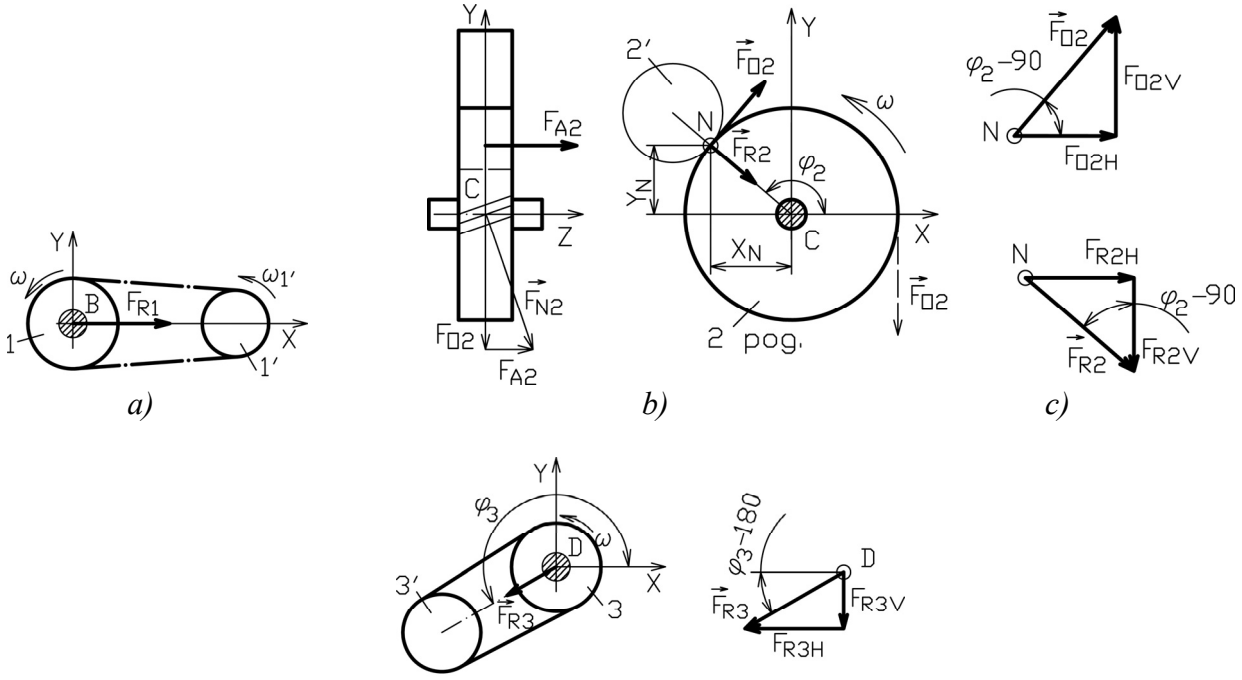
4. Intenziteti aksijalnih sila

$$F_{A2} = F_{O2} \cdot tg\beta = 625 \cdot tg\,13^\circ = 625 \cdot 0{,}23086 = 144\ N.$$

5. Određivanje pravca i smera spoljašnjih sila

Prema zadatim vrednostima snage koju prenose prenosnici na vratilu, konstatuje se koji je gonjenia koji su pogonski, jer to utiče na smerove obimnih i aksijalnih sila zupčanika. Kaišnik (3) ima najveću vrednost snage (15 kW), te je on gonjeni, dok su ostali pogonski: lančanik (5 kW) i zupčanik (10 kW).

Na lančaniku (1) deluje sila F_{R1} u pravcu ose X, koja opterećuje vratilo na mestu B (sl. 4.32, a). Između cilindričnih zupčanika (2) i (2') deluju tri sile: F_{O2}, F_{R2} i F_{A2} pod zadatim uglom φ_2 u napadnoj tački N koje opterećuju vratilo na mestu C (sl. 4.32, b). Sila F_{O2} se razlaže na komponente F_{O2H} i F_{O2V}, a sila F_{R2} se razlaže na komponente F_{R2H} i F_{R2V} po osama X i Y (sl. 4.32, c). Aksijalna sila F_{A2} ima koordinate napadne tačke $-X_N$ i Y_N. Na vratilu na mestu D deluje sila F_{R3} koju razložimo na njene komponente F_{R3V} i F_{R3H} (sl. 4.32, d).



Sl. 4.32. Određivanje pravaca i smerova spoljašnjih sila (zadatak 4.1.)

6. Razlaganje sila na komponente na „H" i „V" ravan

Pomoću trigonometrijskih funkcija iz pravouglih trouglova određuju se komponente sila prema sledećim relacijama:

$$F_{O2V} = F_{O2} \cdot \sin(\varphi_2 - 90^\circ) = 625 \cdot \sin 45^\circ = 625 \cdot 0{,}70711 = 442\ N\ ,$$

$$F_{O2H} = F_{O2} \cdot \cos(\varphi_2 - 90^\circ) = 625 \cdot \cos 45^\circ = 625 \cdot 0{,}70711 = 442\ N$$

$$F_{R2V} = F_{R2} \cdot \cos(\varphi_2 - 90^\circ) = 233 \cdot \cos 45^\circ = 233 \cdot 0{,}70711 = 165\ N\ ,$$

$$F_{R2H} = F_{R2} \cdot \sin(\varphi_2 - 90^\circ) = 233 \cdot \sin 45^\circ = 233 \cdot 0{,}70711 = 165\ N$$

$$F_{R3V} = F_{R3} \cdot \sin(\varphi_3 - 180^\circ) = 4000 \cdot \sin(210 - 180) = 4000 \cdot 0{,}5 = 2000\ N\ ,$$

$$F_{R3H} = F_{R3} \cdot \cos(\varphi_3 - 180^\circ) = 4000 \cdot \cos(210 - 180) = 4000 \cdot 0{,}86603 = 3464\ N\ .$$

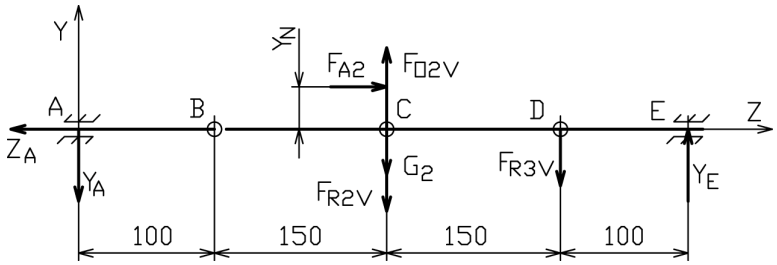
Koordinate napadne tačke aksijalne sile su:

$$x_N = \frac{D_2}{2} \cdot \cos(180^\circ - \varphi_2) = \frac{320}{2} \cdot 0{,}70711 = 113\ mm \text{ i}$$

$$y_N = \frac{D_2}{2} \cdot (180 - \varphi_2) = \frac{320}{2} \cdot 0{,}70711 = 113\ mm\ .$$

7. Otpori oslonca u „V“ ravni

Razložu se spoljašnje sile na vertikalnu i horizontalnu ravan. Na mestu oslonaca A i E javljaju se otpori oslonaca. Vertikalnim spoljašnjim silama suprotstavljaju se takođe vertikalne Y_A i Y_E čije smerove pretpostavimo (sl. 4.33). Aksijalnoj sili F_{A2} suprotstavlja se sila u pravcu Z ose, u jednoj od tačaka oslonaca bilo u tački A ili E, ovde se usvaja u tački A (Z_A).



Sl. 4.33. Sile koje deluju u vertikalnoj ravni (zadatak 4.1)

Na osnovu statičkih uslova ravnoteže $\Sigma Y = 0$, $\Sigma Z = 0$ i $\Sigma M = 0$ dobijaju se otpori oslonaca u vertikalnoj ravni. Usvaja se tačka E za koju se koristi statički uslov ravnoteže $\Sigma M_E = 0$. Za pozitivan smer obrtanja usvojen je smer obrtanja kazaljke na satu ↷.

$$\Sigma M_{EV} = 0 = -Y_A \cdot (100 + 150 + 150 + 100) + (F_{02V} - G_2 - F_{R2V}) \cdot (150 + 100) + F_{A2} \cdot y_N - F_{R3V} \cdot 100 = 0.$$

Iz ovog izraza dobija se jedina nepoznata vrednost Y_A:

$$Y_A = \frac{(F_{02V} - G_2 - F_{R2V}) \cdot 250 + F_{A2} \cdot y_N - F_{R3V} \cdot 100}{500} = -239\ N\ .$$ Predznak minus za otpor Y_A znači da je smer pogrešno pretpostavljen.

Na osnovu statičkog uslova ravnoteže da je $\Sigma Y = 0$, dobija se:

$\Sigma Y = 0 = -Y_A - G_2 - F_{R2V} + F_{O2V} - F_{R3V} + Y_E$, odakle je Y_E:

$Y_E = Y_A + G_2 + F_{R2V} - F_{O2V} + F_{R3V} = 1504\ N$.

Na osnovu statičkog uslova ravnoteže da je $\Sigma Z = 0$, $\Sigma Z = 0 = F_{A2} - Y_A$ dobija se da je $F_{A2} = 144\ N$.

8. Momenti savijanja u vertikalnoj ravni

Momenti savijanja u vertikalnoj i horizontalnoj ravni (napadni momenti) određuju se za svaki poprečni presek na mestima A, B, C itd. Napadni momenti jednaki su zbiru momenata svih sila sa leve ili desne strane od posmatranog poprečnog preseka. Za pozitivan smer obrtanja, posmatrajući levu stranu od poprečnog preseka, usvaja se onaj koji je u smeru obrtanja kazaljke na satu ↷. Za pozitivan smer obrtanja, posmatrajući desnu stranu od poprečnog preseka, usvaja se onaj koji je u suprotnom smeru obrtanja kazaljke na satu ↶.

$$M_{AV}^{l} = 0\ ,$$

$$M_{BV}^{l} = -Y_A \cdot 100 = -(-239) \cdot 100 = 23900\ Nmm\ ,$$

$$M_{CV}^{l} = -Y_A \cdot 250 = -(-239) \cdot 250 = 59750\ Nmm\ ,$$

$$M_{CV}^{d} = -Y_A \cdot 250 + F_{A2} \cdot Y_N = -(-239) \cdot 250 + 144 \cdot 113 = 76022\ Nmm\ .$$

Kontrole radi, odredi se napadni moment u tački C sa desne i leve strane posmatrajući samo desnu stranu vratila od tačke C. Dobijene vrednosti treba da su iste.

$$M_{CV}^{d} = Y_E \cdot 250 - F_{R3V} \cdot 150 = 1504 \cdot 250 - 2000 \cdot 150 = 76000\ Nmm\ ,$$

$$M_{CV}^{l} = Y_E \cdot 250 - F_{R3V} \cdot 150 - F_{A2} \cdot Y_N = 1504 \cdot 250 - 2000 \cdot 150 - 144 \cdot 113 = 59728\ Nmm\ .$$

Mala razlika između ovih vrednosti nastala je zbog toga što nisu korišćena decimalnih mesta.
Napadni momenti za ostale tačke su:

$$M_{DV}^{d} = Y_E \cdot 100 = 1504 \cdot 100 = 150400\ Nmm \text{ i } M_{EV}^{d} = 0\ Nmm\ .$$

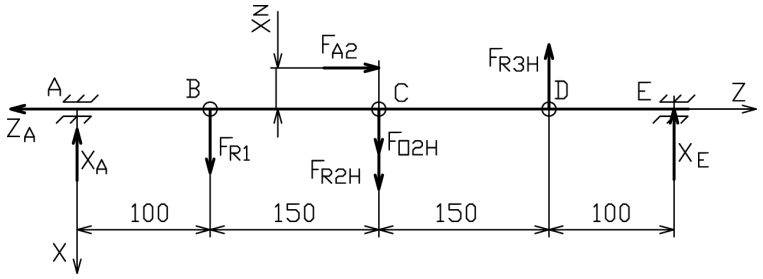
9. Otpori oslonaca u horizontalnoj ravni

Na osnovu statičkih uslova ravnoteže $\Sigma X = 0$ i $\Sigma M = 0$ dobijaju se otpori oslonaca u horizontalnoj ravni. Usvaja se tačka E za koju se koristi statički uslov ravnoteže $\Sigma M_E = 0$. Usvojeno je, za pozitivan smer, obrtanje u smeru obrtanja kazaljke na satu ↷. Na mestu oslonaca A i E javljaju se otpori oslonaca. Horizontalnim spoljašnjim silama suprotstavljaju se takođe horizontalne sile X_A i X_E čije smerove pretpostavimo (sl. 4.34). Iz statičkog uslova ravnoteže:

$$\Sigma M_{EH} = 0 = X_A \cdot 500 - F_{R1} \cdot 400 - (F_{02H} + F_{R2H}) \cdot 250 + F_{A2} \cdot X_N + F_{R3H} \cdot 100 = 0\ ,\ \text{odakle je}$$

$$X_A = \frac{F_{R1} \cdot 400 + (F_{02H} + F_{R2H}) \cdot 250 - F_{A2} \cdot X_N - F_{R3H} \cdot 100}{500} =$$

$$X_A = \frac{750 \cdot 400 + (442 + 165) \cdot 250 - 144 \cdot 113 - 3464 \cdot 100}{500} = 178\ N\ .$$



Sl. 4.34. Sile koje deluju u horizontalnoj ravni (zadatak 4.1)

Iz statičkog uslova ravnoteže:

$\Sigma X = 0 = -X_A + F_{R1} + F_{R2H} + F_{O2H} - F_{R3H} - X_E$, dobija se:

$$X_E = -X_A + F_{R1} + F_{R2H} + F_{O2H} - F_{R3H}$$

$$X_E = -178 + 750 + 165 + 442 - 3464 = -2285\ N\ .$$

10. Momenti savijanja u horizontalnoj ravni

Usvaja se za pozitivan smer obrtanja, posmatrajući levu stranu od poprečnog preseka, onaj koji je u smeru obrtanja kazaljke na satu ↷. Za pozitivan smer obrtanja, posmatrajući desnu stranu od poprečnog preseka, usvaja se onaj koji je u suprotnom smeru obrtanja kazaljke na satu ↶.

$$M_{AH}^{l} = 0\ ,$$

$$M_{BH}^{l} = X_A \cdot 100 = 178 \cdot 100 = 17800\ Nmm\ .$$

Radi kontrole treba odrediti moment za tačku B sa desne strane:

$$M_{BH}^{d} = X_E \cdot 400 + F_{R3H} \cdot 300 - F_{O2H} \cdot 150 - F_{R2H} \cdot 150 - F_{A2} \cdot x_N =$$

$$M_{BH}^{d} = -2285 \cdot 400 + 3464 \cdot 300 - 442 \cdot 150 - 165 \cdot 150 - 144 \cdot 113 =$$

$$= -914000 + 1039200 - 66300 - 24750 - 16272 = 17878\ Nmm.$$

Dobijene vrednosti momenata su iste, $M_{BH}^{l} = M_{BH}^{d}$. Napadni momenti za ostale tačke su:

$$M_{CH}^{l} = X_A \cdot 250 - F_{R1} \cdot 150 = 178 \cdot 250 - 750 \cdot 150 = 44500 - 112500 = -68000\ Nmm\ ,$$

$$M_{CH}^{d} = M_{CH}^{L} + F_{A2} \cdot X_N = -68000 + 144 \cdot 113 = -51728\ Nmm\ .$$

Kontrole radi, odrede se momenti savijanja za tačku C posmatrajući desnu stranu vratila od tačke C:

$$M_{CH}^{d} = X_E \cdot 250 + F_{R3H} \cdot 150 = -2285 \cdot 250 + 3464 \cdot 150 = -51650\ Nmm\ ,$$

$$M_{CH}^{l} = M_{CH}^{d} - F_{A2} \cdot X_N = -51728 - 144 \cdot 113 = -68000\ Nmm\ ,$$

$$M_{DH}^{d} = X_E \cdot 100 = -2285 \cdot 100 = -228500 Nmm\ ,$$

$$M_{EH}^{d} = 0\ .$$

11. Rezultirajući moment savijanja

$$Mf_A = \sqrt{M_{AV}{}^2 + M_{AH}{}^2} = 0\ ,$$

$$Mf_B = \sqrt{M_{BV}{}^2 + M_{BH}{}^2} = \sqrt{23900^2 + 17800^2} = 29801\ Nmm\ ,$$

$$Mf_C^{l} = \sqrt{M_{CV}^{l}{}^2 + M_{CH}^{l}{}^2} = \sqrt{59750^2 + 68000^2} = 90520\ Nmm\ ,$$

$$Mf_C^{d} = \sqrt{M_{CV}^{d}{}^2 + M_{CH}^{d}{}^2} = \sqrt{76022^2 + 51728^2} = 91951\ Nmm\ ,$$

$$Mf_D = \sqrt{M_{DV}{}^2 + M_{DH}{}^2} = \sqrt{150400^2 + 228500^2} = 273555\ Nmm\ ,$$

$$Mf_E = \sqrt{M_{EV}{}^2 + M_{EH}{}^2} = 0\ .$$

12. Moment uvijanja

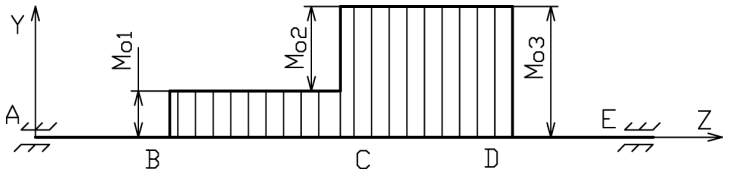
Na osnovu dijagrama uvijanja (sl. 4.35) momenti uvijanja na pojedinim poprečnim presecima su:

$$M_{uA} = M_{uB}^{l} = 0\ ,$$

$$M_{uB}^{d} = M_{uC}^{l} = M_{O1} = 50000\ Nmm\ ,$$

$$M_{uC}^{d} = M_{uD}^{l} = M_{O3} = 150000\ Nmm\ ,$$

$$M_{uD}^{d} = M_{uE} = 0\ .$$



Sl. 4.35. Dijagram momenata uvijanja

13. Ukupni (fiktivni) momenti

$$M_{iA} = \sqrt{M_{fA}{}^2 + (\alpha \cdot M_{uA})^2} = 0\ ,$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{Tf}}{2 \cdot \tau_{Tu}} = \frac{250}{2 \cdot 190} = 0{,}657\ .$$

Materijal vratila je čelik Č.0545. Granica tečenja pri savijanju za vratila je naizmenično promenljivom opterećenju $\sigma_{Tf} = 250\ N/mm^2$, a granica tečenja pri uvijanju je jednosmerno promenljivom opterećenju $\tau_{Tu} = 190\ N/mm^2$.

$$M_{iB}^{l} = \sqrt{M_{fB}{}^2 + (\alpha \cdot M_{uB}^{l})^2} = \sqrt{29801^2 + (0{,}657 \cdot 0)} = 29801\ Nmm\ ,$$

$$M_{iB}^{d} = \sqrt{M_{fB}{}^2 + (\alpha \cdot M_{uB}^{d})^2} = \sqrt{29801^2 + (0{,}657 \cdot 50000)^2} = 44352\ Nmm\ ,$$

$$M_{iC}^{l} = \sqrt{M_{fC}^{l\ 2} + (\alpha \cdot M_{uC}^{l})^2} = \sqrt{90520^2 + (0{,}657 \cdot 50000)^2} = 96296\ Nmm\ ,$$

$$M_{iC}^{d} = \sqrt{M_{fC}^{d\ 2} + (\alpha \cdot M_{uC}^{d})^2} = \sqrt{91951^2 + (0{,}657 \cdot 150000)^2} = 134785\ Nmm\ ,$$

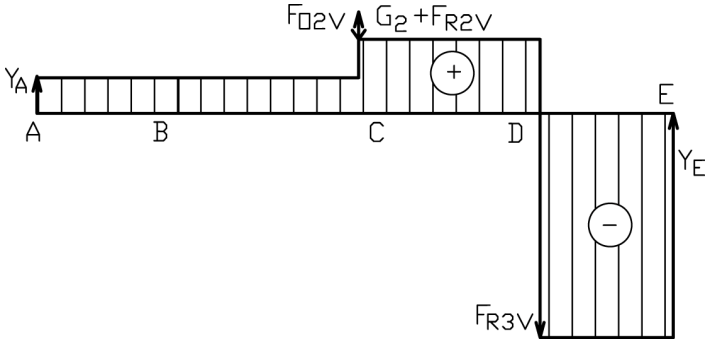
$$M_{iD}^{l} = \sqrt{M_{fD}{}^2 + (\alpha \cdot M_{uD}^{l})^2} = \sqrt{273555^2 + (0{,}657 \cdot 150000)^2} = 290765\ Nmm\ ,$$

$$M_{iD}^{d} = \sqrt{M_{fD}{}^2 + (\alpha \cdot M_{uD}^{d})^2} = \sqrt{273555^2 + (0{,}657 \cdot 0)^2} = 273555\ Nmm\ ,$$

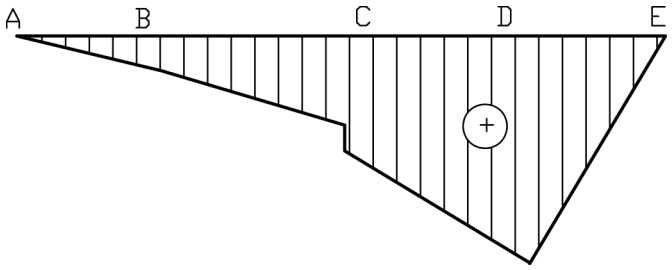
$$M_{iE} = 0\ .$$

14. Dijagrami sila i momenata sila

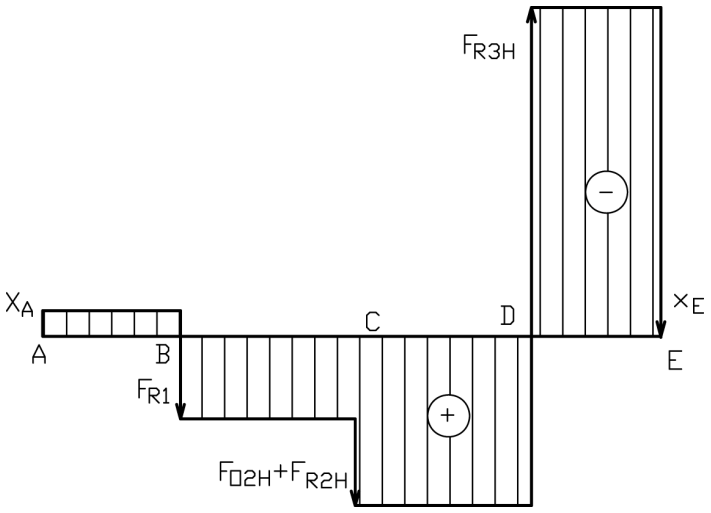
Dijagrami sila i momenata sila prikazani su na slikama od sl. 4.36 do 4.41.



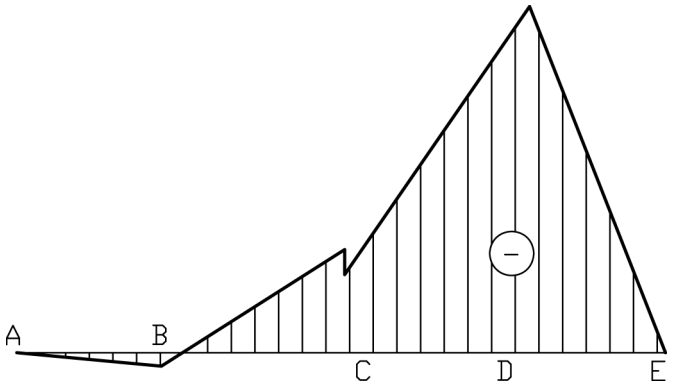
Sl. 4.36. Dijagram transverzalnih sila u vertikalnoj ravni. Razmera crtanja $U_{FV} = \dfrac{100\ N}{2\ mm}$



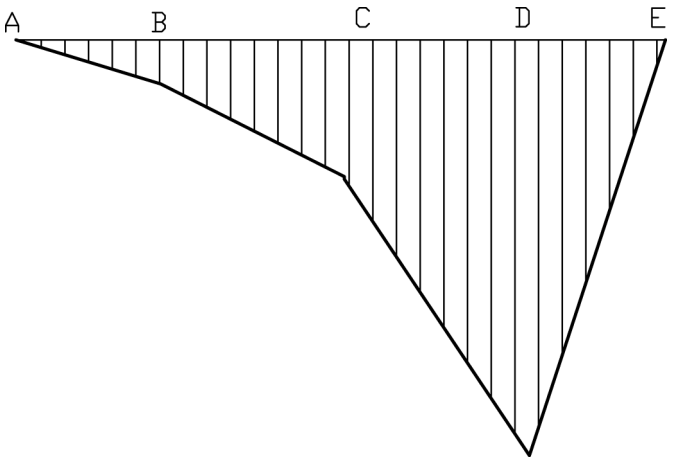
Sl. 4.37. Dijagram momenata savijanja u vertikalnoj ravni. Razmera crtanja $U_{MV} = \dfrac{10000\ Nmm}{2\ mm}$



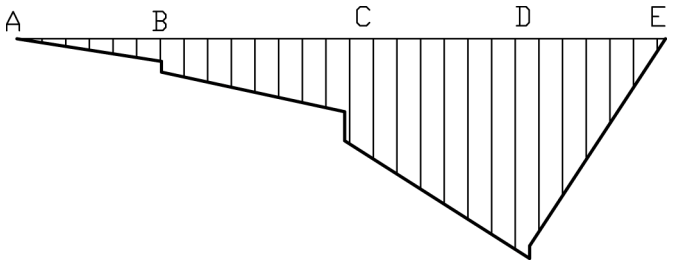
Sl. 4.38. Dijagram transverzalnih sila u horizontalnoj ravni. Razmera crtanja $U_{FH} = \frac{100\ N}{2\ mm}$



Sl. 4.39. Dijagram momenata savijanja u horizontalnoj ravni. Razmera crtanja $U_{MH} = \frac{10000\ Nmm}{2\ mm}$



Sl. 4.40. Dijagram rezultirajućih momenata savijanja. Razmera crtanja $U_{Mf} = \frac{10000\ Nmm}{2\ mm}$



Sl. 4.41. Dijagram rezultirajućih momenata savijanja i uvijanja. Razmera crtanja $U_{Mi} = \frac{10000\ Nmm}{1\ mm}$

15. Idealni prečnici vratila

Idealni prečnici vratila su oni prečnici poprečnog preseka vratila gde su stvarni naponi jednaki dozvoljenim.

Za poprečne preseke vratila koji su složeno napregnuti, prečnik vratila je $d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i}{\sigma_{df}}}$. Dozvoljeni napon na savijanje je $\sigma_{df} = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{250}{4} = 62{,}5\ N/mm^2$. Usvojen je stepen sigurnosti $S = 4$. Pri određivanju prečnika na pojedinim poprečnim presecima usvaja se veća vrednost napadnog momenta.

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{iA}}{\sigma_{df}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 0}{62{,}5}} = 0$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{iB}{}^{d}}{\sigma_{df}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 44352}{62{,}5}} = 19{,}21\ mm,$$

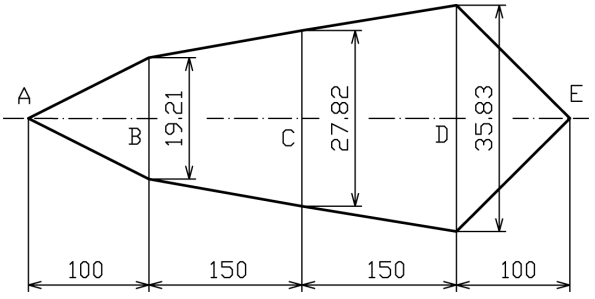
$$d_C = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{iC}{}^{d}}{\sigma_{df}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 134785}{62{,}5}} = 27{,}82\ mm,$$

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{iD}{}^{l}}{\sigma_{df}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 290765}{62{,}5}} = 35{,}83\ mm,$$

$$d_A = 0.$$

Promena poprečnog preseka vratila između karakterističnih tačaka menja se po kubnoj paraboli. Međutim, približno se može usvojiti da je ta promena po pravoj liniji (sl. 4.43).

Stvarni oblik vratila dobija se prema idealnom, zavisno od dimenzija elemenata na njemu, u ovom primeru lančanika, cilindričnog zupčanika sa kosim zupcima i trapeznog kaišnika. Pri određivanju stvarnog oblika vratila treba povećati idealne prečnike, kako nebi bili manji od idealnih, zbog žlebova za klinove, zavojnica, rupa, useka i slično. Stvarni prečnici se usvajaju iz reda standardnih brojeva.



Sl. 4.43. Idealan oblik vratila

5. PRENOSNI ODNOS PRENOSNIKA SNAGE

U prenosnike snage se svrstavaju oni mašinski elementi koji prenose snagu i obrtno kretanje (obrtne momente) sa jednog na drugo vratilo. To su zupčanici, lančanici, kaišnici i frikcioni točkovi ili jednim imenom - prenosnici snage. Prenosnici mogu imati nepokretne i pokretne geometrijske ose. Nepokretne geometrijske ose su one ose oko kojih se prenosnici (1) i (2) obrću (sl. 5.1, ose A i B).

Prenosnici snage sa pokretnim geometrijskim osama su takvi prenosnici kod kojih bar jedan prenosnik ima pokretnu geometrijsku osu oko koje se obrće (sl. 5.2, osa B). Prenosnici sa pokretnim geometrijskim osama nazivaju se planetarnim prenosnicima. Planetarni prenosnik se sastoji iz centralnog zupčanika (1), koji može biti nepokretan ili pokretan, zupčanika (2) sa pokretnom geometrijskom osom, koji se zove zupčanik satelit, i nosača (3) koji se obrće i nosi satelit oko spregnutog centralnog zupčanika (1) (sl. 5.2). Centralni zupčanik (1) naziva se i sunčani zupčanik jer zupčanik satelit kruži oko njega.

Prenosnici obavljaju svoju funkciju samo kada su u paru, odnosno kada su dva prenosnika međusobno spregnuta. Ovde će se analizirati samo uzajamna zavisnost obrtanja prenosnika snage sa nepokretnim geometrijskim osama.

5.1. PRENOSNICI SA NEPOKRETNIM GEOMETRIJSKIM OSAMA

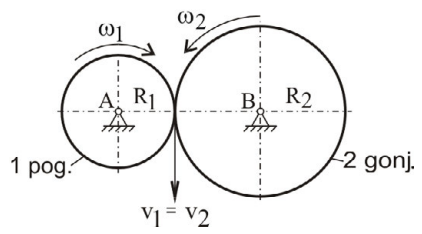
5.1.1. Prenosni odnos *i*

Uzajamnost kretanja dva spregnuta prenosnika (zupčanika, kaišnika, lančanika...) dobija se iz jednakosti obimnih brzina dodirnih tačaka $v_1 = v_2$, za slučaj kada nema klizanja, odnosno da je $R_1 \cdot \omega_1 = R_2 \cdot \omega_2$, odakle se dobija relacija $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1}$ koja definiše odnos ugaonih brzina i veličina spregnutih prenosnika (sl. 5.1). Ovaj odnos se naziva prenosnim odnosom i obeležavaće se sa i.

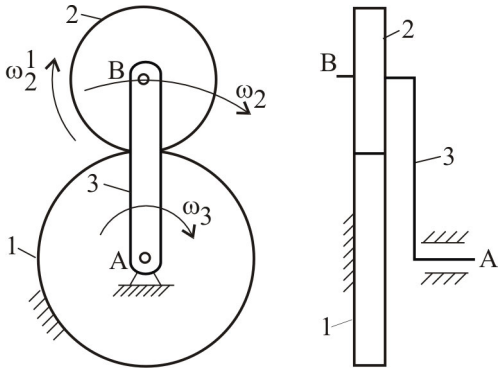
Znači, prenosni odnos predstavlja odnos geometrijskih i kinematičkih parametara dva spregnuta prenosnika:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1},$$

gde je: sa indeksom 1 označen pogonski član, a sa 2 gonjeni; ω_1, ω_2 (s^{-1}) - ugaone brzine; R_1, R_2 (mm) - poluprečnici.



Sl. 5.1. Prenosnici sa nepokretnim geometrijskim osama



Sl. 5.2. Prenosnici sa pokretnom geometrijskom osom (planetarni prenosnici): 1. sunčani zupčanik, 2. satelit, 3. nosač

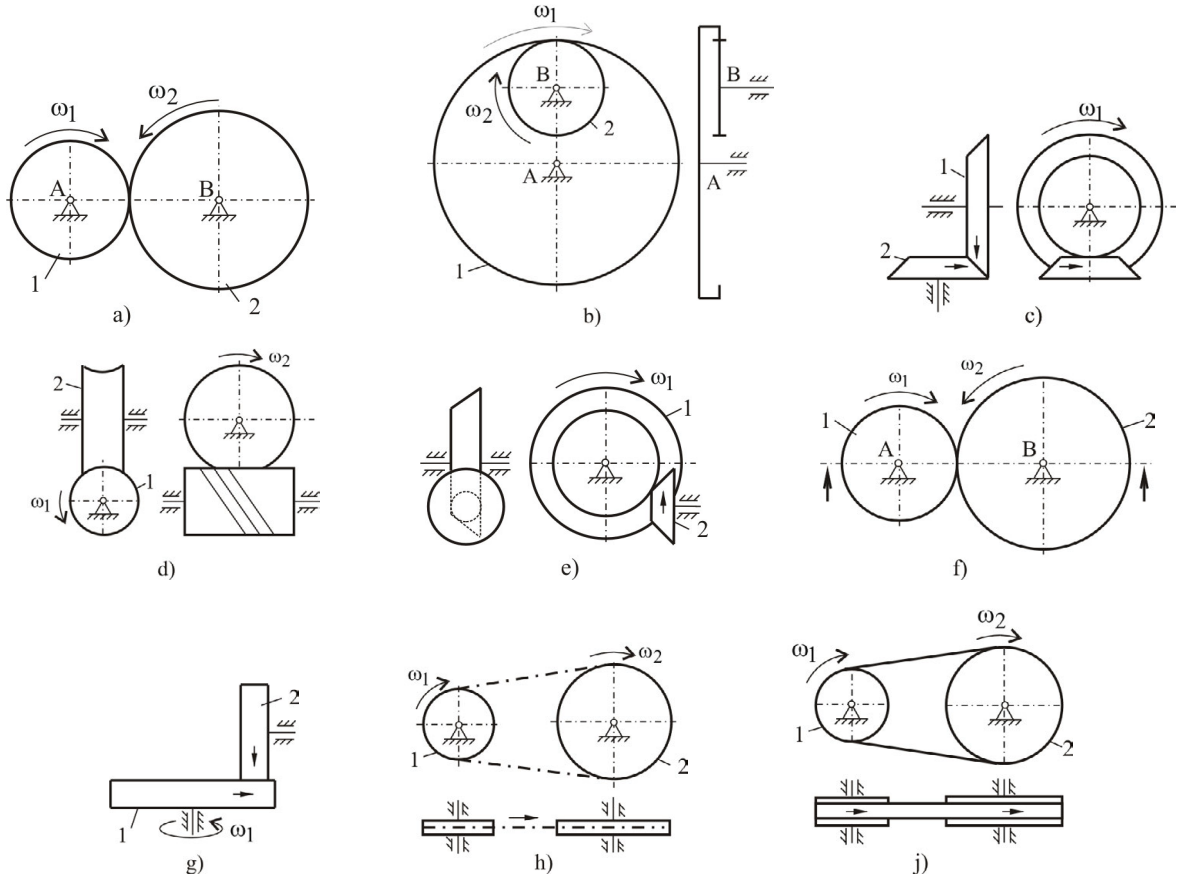
Obimne brzine spregnutih prenosnika iste su za slučaj da nema klizanja, a ukoliko postoji, obimna brzina gonjenog prenosnika je manja od obimne brzine pogonskog, za procenat klizanja.

Prenosni odnos može biti pozitivnog i negativnog predznaka. Pozitivan predznak znači da se spregnuti gonjeni prenosnik obrće u istom smeru kao i pogonski, a negativan predznak prenosnog odnosa znači da se gonjeni prenosnik obrće u suprotnom smeru od pogonskog. Pozitivan prenosni odnos imaju par lančanika, par kaišnika i par cilindričnih zupčanika sa unutrašnjim zupčanjem (sl. 5.3, b, h, j). Negativan prenosni odnos imaju par cilindričnih zupčanika sa spoljašnjim zupčanjem, par konusnih zupčanika, par cilindričnih frikcionih točkova itd (sl. 5.3, a, c, f).

Prenosni odnos može se odrediti i na osnovu drugih parametara:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_2}{N_p},$$

gde je: n_1, n_2 (o/min) - brojevi obrtaja pogonskog i gonjenog prenosnika u jednoj minuti; D_1, D_2 (mm) - prečnici; z_1, z_2 - brojevi zubaca; N_p - broj početaka pužnog valjka (puža).



Sl. 5.3. Prenosnici snage:
a) cilindrični zupčanici sa spoljašnjim zupčanjem, b) cilindrični zupčanici sa unutrašnjim zupčanjem, c) konusni zupčanici, d) pužni prenosnik, e) zupčanici za mimoilazna vratila, f) cilindrični frikcioni točkovi, g) konusni frikcioni točkovi, h) lančani prenosnik, j) kaišni prenosnik

Ako je vrednost prenosnog odnosa, po napred datoj definiciji i jednačini jednaka, npr. 2 (i=2), to znači da je drugi gonjeni prenosnik dva puta sporiji i dva puta većih dimenzija od prvog pogonskog prenosnika.

Prenosni odnos prema datoj jednačini određuje se za cilindrične i konusne zupčanike, pužne prenosnike i lančane prenosnika, kao i za frikcione točkove i kaišne prenosnike ako između njih nema klizanja (sl. 5.3).

Kada se kod frikcionih točkova i kaišnih prenosnika javlja klizanje prenosni odnos jednak je:

$$i = \frac{\omega_1 \cdot \xi}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1},$$

gde je: ξ (%) – klizanje koje za kaišne prenosnike iznosi oko 0,97.

Prenosni odnos može biti konstantan i promenljiv. Konstantan je kod zupčanika, zupčastih kaišnika i kod lančanika (ali samo srednja vrednost). Promenljiv prenosni odnos je kod onih prenosnika kod kojih se javlja klizanje između dodirnih površina. Promenljiv prenosni odnos imaju kaišni i remeni prenosnici, frikcioni točkovi i lančani prenosnici (samo trenutne vrednosti).

Kada je prenosni odnos nekonstantan, gubici snage su veći, odnosno manji je stepen korisnosti η, što je negativna posledica nekonstantnog prenosnog odnosa. U ovom slučaju, deo energije transformiše se u toplotu nastalu povećanim trenjem između dodirnih površina, tj. deo snage koristi se na savladavanje povećanog trenja usled klizanja.

U nekim slučajevima nekonstantan prenosni odnos može biti i prednost, kada se na taj način amortizuju preopterećenja i udari. Kod kaišnih prenosnika kada dođe do preopterećenja, kaiš proklizava i time štiti delove od preopterećenja i eventualnog oštećenja i loma. U ovom slučaju pojava klizanja ima delimično sigurnosnu ulogu od preopterećenja.

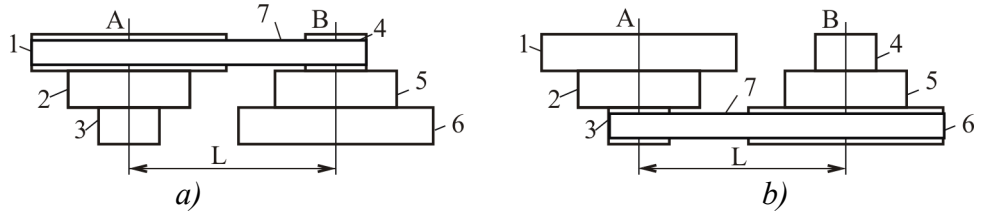
Prenosni odnos može biti veći ili manji od jedan ili jedan (i > 1, i < 1 i i=1). Kada je prenosni odnos i > 1, ugaona brzina gonjenog prenosnika manja je od pogonskog, a gonjeni prenosnik veći je od pogonskog ($\omega_2 < \omega_1$, $D_2 > D_1$). Transmisioni uređaji koji imaju prenosni odnos veći od jedan nazivaju se reduktori.

Kada je prenosni odnos i < 1, imamo multiplikator, gde je gonjeni prenosnik brži i manji od pogonskog ($\omega_2 > \omega_1$, $D_2 < D_1$).

Kada je prenosni odnos jednak jedinici (i=1), brzine i veličine prenosnika su iste ($\omega_2 = \omega_1$, $D_2 = D_1$), odnosno ne postoji redukcija brzine obrtanja.

Na jednom transmisionom uređaju prenosni odnos može biti promenljiv. Ovakve uređaje nazivamo varijatorima. Promena prenosnog odnosa varijatora može biti stepenasta ili kontinualna.

Jednostavan remeni stepenast varijator prikazan je na sl. 5.4. Na pogonskom vratilu A nalaze se tri remenice 1, 2 i 3 različitih prečnika. Na gonjenom vratilu B, takođe se nalaze tri remenice 4, 5 i 6 istih prečnika kao na vratilu A, ali suprotno po veličini raspoređene. Kada su remenom 7 spregnute remenice 1 i 4, dobija se multiplikator jer je: $i_{1,4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{R_4}{R_1} < 1$. Kada se taj isti remen pomeri na remenice 2 i 5, koje su istih prečnika, nema redukcije kretanja jer je: $i_{2,5} = \frac{\omega_2}{\omega_5} = \frac{R_5}{R_2} = 1$. Kada su spregnute remenice 3 i 6, dobija se reduktor jer je: $i_{3,6} = \frac{\omega_3}{\omega_6} = \frac{R_6}{R_3} > 1$.



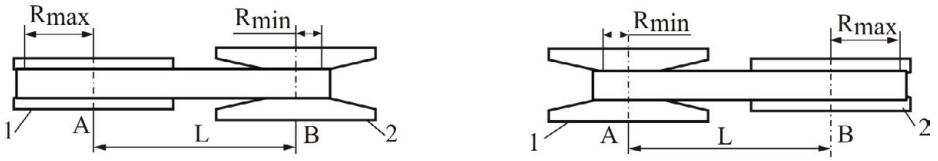
Sl. 5.4. Varijator sa stepenastom promenom prenosnog odnosa
a) multiplikator, b) reduktor

Varijatori imaju primenu na poljoprivrednim mašinama za kretanje vozila, kombajna itd. Za kretanje kombajna koriste se varijatori sa kontinualnom promenom prenosnog odnosa zbog potrebe

velikog broja različitih vrednosti brzina kretanja, kako bi se mašina prilagodila svim uslovima rada (sl. 5.5).

Pogonska remenica 1 i gonjena 2 imaju mogućnost razmicanja oboda i na taj način remen zauzima različite položaje na različitim vrednostima poluprečnika. U primeru pod a) maksimalno su razmaknuti obodi gonjene remenice 2, a maksimalno primaknuti pogonske 1 (dobija se multiplikator), jer je prečnik gonjene remenice manji: $R_2 < R_1$, te je $i < 1$. U primeru pod b) maksimalno su razmaknuti obodi pogonske remenice 1, a primaknuti remenice 2, te je $R_2 > R_1$ i $i > 1$, te se dobija reduktor. Promena položaja oboda remenica konstrukciono je tako izvedena da je kontinualna, te je i promena prenosnog odnosa kontinualna i kreće se u opsegu od minimalne do maksimalne vrednosti:

$$i_{min} = \frac{R_{min}}{R_{max}} \text{ do } i_{max} = \frac{R_{max}}{R_{min}}.$$



a) *b)*

Sl. 5.5. Remeni varijator sa kontinualnom promenom prenosnog odnosa

5.1.2. Stepen korisnosti η spregnutih prenosnika sa nepokretnim geometrijskim osama

Ako se zanemare gubici usled trenja između dodirnih površina prenosnika, sledi da su snage na pogonskom i gonjenom prenosniku iste, $P_1 = P_2$. Snaga (P) kod obrtnog kretanja je proizvod obrtnog momenmta (M) i ugaone brzine: $P = M \cdot \omega$, te je $M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2$, odakle sledi da je:

$$M_2 = M_1 \cdot i,$$

gde je: M_2, M_1 (Nm) – obrtni momenti na gonjenom i pogonskom prenosniku.

U slučaju reduktora, kada je $i > 1$, obrtni moment na gonjenom prenosniku M_2 veći je za prenosni odnos i (gonjeni prenosnik je "jači" i sporiji - $M_2 > M_1$). Kod multiplikatora, gde je $i < 1$, obrtni moment na gonjenom prenosniku M_2 manji je za prenosni odnos (gonjeni prenosnik je "slabiji" i brži - $M_2 < M_1$). Za slučaj kada je $i=1$, obrtni momenti su isti ($M_2 = M_1$).

Međutim, trenje između dodirnih površina postoji i snaga koja se koristi za savladavanje trenja najčešće se ne može zanemariti, odnosno postoje gubici snage. Odnos snage koja se mogla koristiti i one koja se stvarno iskoristila za koristan rad, predstavlja stepen korisnosti η (stepen korisnog dejstva). Stepen korisnosti η se može definisati preko različitih parametara, a najčešće se definiše pomoću snage, te je:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} < 1$$

gde je: P_2 (W) - snaga na gonjenom prenosniku (korisna, izlazna snaga), P_1(W) - snaga na pogonskom prenosniku (ulazna, potencijalna, maksimalna snaga).

Ukupan stepen korisnosti više spregnutih parova određuje se kao proizvod pojedinačnih stepena korisnosti:

$$\eta_u = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots \eta_n < 1$$

gde je: η_1, η_2... - stepen korisnosti prvog, drugog i n-tog broja spregnutih parova.

Vrednost stepena korisnosti uvek je manja od jedan. Na vrednost stepena korisnosti utiču: vrsta materijala prenosnika, kvalitet obrađenih dodirnih površina, način podmazivanja, vrsta maziva, održavanje itd, a ne utiče to koji je prenosnik pogonski a koji je gonjeni (kada su geometrijske ose nepokretne).

5.1.3. Prenosni odnos složenih prenosnika

Prenosni odnos složenih prenosnika, odnosno više parova u sprezi određuje se prema izrazu:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot \ldots i_n \cdot (-1)^k ,$$

gde su: $i_1, i_2 \ldots i_n$ - broj spregnutih parova, k – broj cilindričnih spregnutih parova sa spoljašnjim zupčanjem. Negativna vrednost prenosnog odnosa znači da se zadnji prenosnik obrće u suprotnom smeru od prvog. Na ovaj način smer obrtanja može se odrediti samo za cilindrične zupčanike sa spoljašnjim zupčanjem.

Neka je za transmisioni uređaj sa sl. 5.6 poznata ugaona brzina pogonskog zupčanika 1 i brojevi zubaca svih zupčanika. Potrebno je odrediti ugaonu brzinu zupčanika 4.

Transmisioni uređaj ima tri spregnuta para: 1, 2; 2, 3 i 3, 4, te je ukupan prenosni odnos izražen preko brojeva zubaca:

$$i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{2,3} \cdot i_{3,4} \cdot (-1)^3 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot (-1)^3 = -\frac{z_4}{z_1} .$$

Prenosni odnos izražen preko ugaonih brzina jednak je:

$$i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{2,3} \cdot i_{3,4} \cdot (-1)^3 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdot (-1)^3 = -\frac{\omega_1}{\omega_4} .$$

Iz jednačine $i_{1,4} = -\frac{\omega_1}{\omega_4} = -\frac{z_4}{z_1}$ dobija se da je ugaona brzina prenosnika 4, $\omega_4 = -\frac{\omega_1}{i_{1,4}} = -\frac{\omega_1 \cdot z_1}{z_4}$.

Za spregnuti par 2 i 3 pogonski prenosnik je 2 a gonjeni 3, dok je za spregnuti par 3 i 4, pogonski 3, a gonjeni 4.

Negativan predznak prenosnog odnosa i ugaone brzine ω_4 znači da se prenosnik 4 obrće u suprotnom smeru od prenosnika 1. Smerovi obrtanja prenosnika mogu se odrediti i grafički (pokazano strelicama na oba pogleda).

Kod prenosnika koji su redno spregnuti (sl. 5.6) na prenosni odnos ne utiču međuzupčanici (2) i (3), već samo utiču na smer obrtanja.

Kada su prenosnici paralelno spregnuti (sl. 5.7), imamo dva spregnuta para: 1, 2 i 3, 4, te je ukupan prenosni odnos jednak:

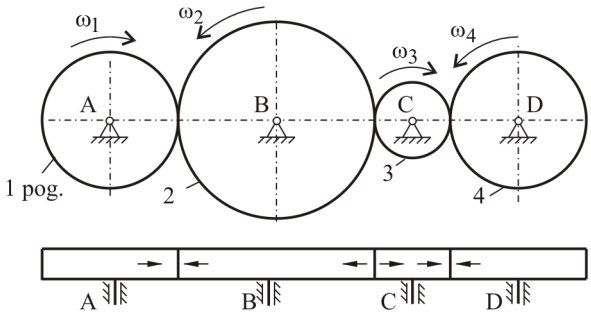
$$i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot (-1)^2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} .$$

Prenosni odnos izražen preko ugaonih brzina jednak je:

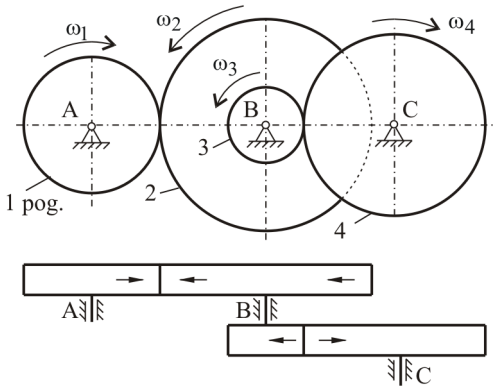
$$i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot (-1)^2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} .$$

Ugaone brzine zupčanika 2 i 3 iste su, $\omega_2 = \omega_3$, jer svi prenosnici koji su na istom vratilu imaju istu ugaonu brzinu kao i vratilo. Na osnovu prethodnih jednačina sledi da je:

$i_{1,4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$, odakle se dobija ugaona brzina prenosnika 4 $\omega_4 = \frac{\omega_1}{i_{1,4}} = \frac{\omega_1 \cdot z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}$.



Sl. 5.6. Redno spregniti prenosnici



Sl. 5.7. Paralelno spregnuti prenosnici

Za složenije prenosnike, kod kojih za jedan pogonski ulazni prenosnik ima više gonjenih izlaznih prenosnika, koristi se kombinovana sprega. Kod kombinovane sprege prenosnici su spregnuti i redno i paralelno. Na transmisionom uređaju sa sl. 5.8 prenosnik 1 pogoni izlazne prenosnike 4 i 7. U pogonu zupčanika 4 učestvuju zupčanici 1, 2 i 3 koji su paralelno spregnuti. U pogonu prenosnika 7 učestvuju zupčanici 1, 2, 5 i 6 koji su redno i paralelno spregnuti.

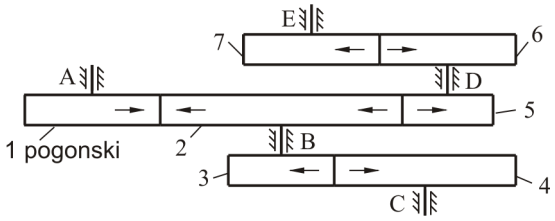
Prenosni odnos od prvog do četvrtog prenosnika preko ugaonih brzina i preko brojeva zubaca jednak je:

$$i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot (-1)^2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \quad \text{i} \quad i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot (-1)^2 = \frac{\omega_1}{\omega_4}, \text{ odakle je } \omega_4 = \frac{\omega_1}{i_{1,4}}.$$

Na prenosni odnos do prenosnika 4 (sl. 5.8) ne utiču prenosnici 5, 6 i 7, jer ne učestvuju u njegovom kretanju. Na isti način određuje se ugaona brzina bilo kog prenosnika u sprezi, te je ugaona brzina prenosnika 7 jednaka:

$$i_{1,7} = i_{1,2} \cdot i_{2,5} \cdot i_{6,7} (-1)^3 = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_5}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_6} = -\frac{\omega_1}{\omega_7}, \text{ odakle je } \omega_7 = -\frac{\omega_1}{i_{1,7}}.$$

Na prenosni odnos prenosnika 7 ne utiču prenosnici 3 i 4, jer ne učestvuju u pogonu ovog prenosnika. Negativan predznak za ω_7 znači da se zupčanik 7 obrće u suprotnom smeru od obrtanja zupčanika 1. Smer obrtanja je određen i grafički (pokazano strelicama).

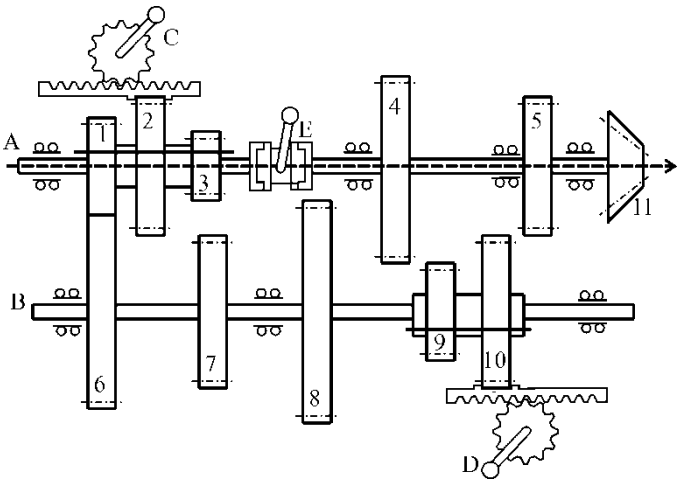


Sl . 5.8. Kombinovano spregnuti prenosnici

Prikazani načini sprezanja prenosnika imaju široku primenu na poljoprivrednim mašinama, kod traktora, kombajna, sejalica itd. gde se promenom prenosnog odnosa utiče na proces i kvalitet rada.

Transmisioni uređaji traktora (menjači, reduktori...) imaju zadatak da pogone točkove i priključno vratilo traktora, i da pri tome smanje broj obrtaja motora sa oko 3000 o/min na mnogo manje brojeve obrtaja, koji zavise od potrebne brzina traktora za obavljanje različitih agrotehničkih operacija. Veliki je opseg brzina koje traktor treba da ima za kretanje napred i nazad, te su transmisioni uređaji traktora veoma složeni.

Na slici 5.9 prikazan je jedan deo transmisionog uređaja traktora. Vratilo A se pogoni od spojnice motora i ima veliku brzinu obrtanja koju treba redukovati (smanjiti).

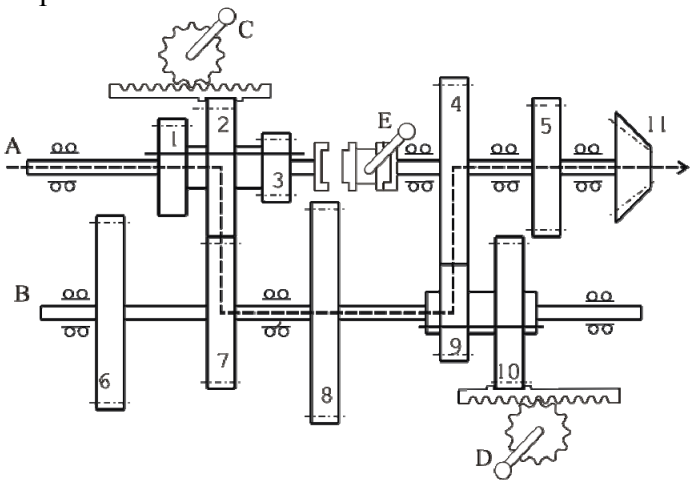


Sl. 5.9. Deo transmisionog uređaja traktora - direktan prenos

Na vratilu A nalaze se zupčanici 1, 2 i 3 koji se mogu aksijalno pomerati po vratilu pomoću zupčaste letve C. Na vratilu A nalaze se i zupčanici 4 i 5 i 11 koji se ne mogu po vratilu aksijalno pomerati. Konusni zupčanik 11 dalje pogoni diferencijalni planetarni prenosnik, koji pogoni točkove traktora. Na vratilu A nalazi se pomerljiva spojnica E koja može razdvojiti vratilo na dva dela između zupčanika 3 i 4 . Na vratilu B nalaze se aksijalno nepomerljivi zupčanici 6, 7 i 8 i pomerljivi 9 i 10, pomoću zupčaste letve D.

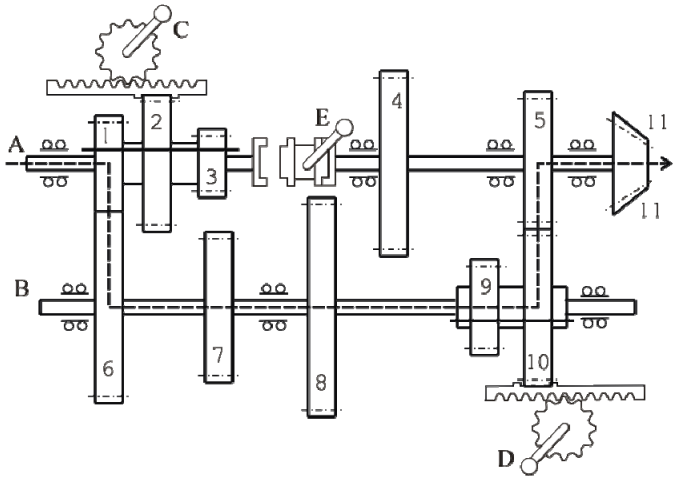
Pomeranjem zupčastih letvi C i D postižu se sprezanja različitih zupčanika, a time različiti prenosni odnosi. Na datom uređaju (sl. 5.9) mogu se spregnuti sledeći zupčanici: 1 i 6, 2 i 7, 3 i 8, 4 i 9 zatim 5 i 10. Kada nisu spregnuti zupčanici 4, 9 i 5, 10, vratilo A nema redukciju, odnosno ima isti broj obrtaja kao spojnica motora. Tok kretanja snage je direktan od motora na zupčanik 11, pri čemu se vratilo B okreće uprazno "parazitno". Pri tome pomerljiva spojnica E treba da bude u položaju da su vratila između zupčanika 3 i 4 spojena.

Kada je sprega kao na sl. 5.10, prenos ide preko zupčanika 2, 7, 9 i 4 (pokazano isprekidanom linijom), te je prenosni odnos jednak: $i_{1,11} = \frac{z_7}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_9} = \frac{\omega_1}{\omega_{11}}$. Pri tome, pomerljiva spojnica E treba da je u položaju da razdvoji vratila između zupčanika 3 i 4. Tok snage ide sa vratila A na vratilo B, pa ponovo na vratilo A do zupčanika 11.



Sl. 5.10. Deo transmisionog uređaja traktora - prenos preko zupčanika 2, 7, 9 i 4

Ako se zupčastom letvom D pomere zupčanici 9 i 10, tako da se spregnu 5 i 10, pomerljivom spojnicom E razdvoje vratila između zupčanika 3 i 4, a pomerljivom spojnicom C spregnu zupčanici 1 i 6 (sl. 5.11), dobija se prenosni odnos: $i_{1,11} = \frac{z_6}{z_1} \cdot \frac{z_5}{z_{10}} = \frac{\omega_1}{\omega_{11}}$.



Sl. 5.11. Deo transmisionog uređaja traktora - prenos preko zupčanika 1, 6, 10 i 5

Ukupan broj različitih brzina (stepena prenosa) zupčanika 11 dobija se množenjem broja zupčanika na jednom vratilu sa brojem zupčanika na drugom vratilu, koji se mogu spregnuti. Na ovom primeru je 3 x 2 = 6 različitih brzina, odnosno različitih prenosnih odnosa.

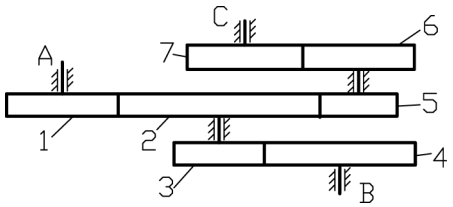
5.1.4. Bilansna jednačina snage

Snaga na pogonskom prenosniku (ulazna snaga) raspodeljuje se na izlazne gonjene prenosnike, zavisno od njihovog otpora i stepena korisnosti prenosnika koji učestvuju u njihovom pogonu, te je za prenosnik (sl. 5.12) bilansna jednačina snage jednaka:

$$P_A = \frac{P_B}{\eta_B} + \frac{P_C}{\eta_C},$$

gde je: $P_A\,(kW)$ - pogonska snaga (snaga na ulazu u transmisioni uređaj); $P_B\,(kW)$, $P_C\,(kW)$ - gonjene snage (snage na izlazu iz transmisionog uređaja); $\eta_B\,(-)$ - stepen korisnosti prenosnika do izlaznog vratila B, $\eta_C\,(-)$ - stepen korisnosti prenosnika do izlaznog vratila C. Za dati primer bilansna jednačina snage je:

$$P_A = \frac{P_B}{\eta_{12}\cdot\eta_{34}} + \frac{P_C}{\eta_{12}\cdot\eta_{25}\cdot\eta_{67}}\ .$$



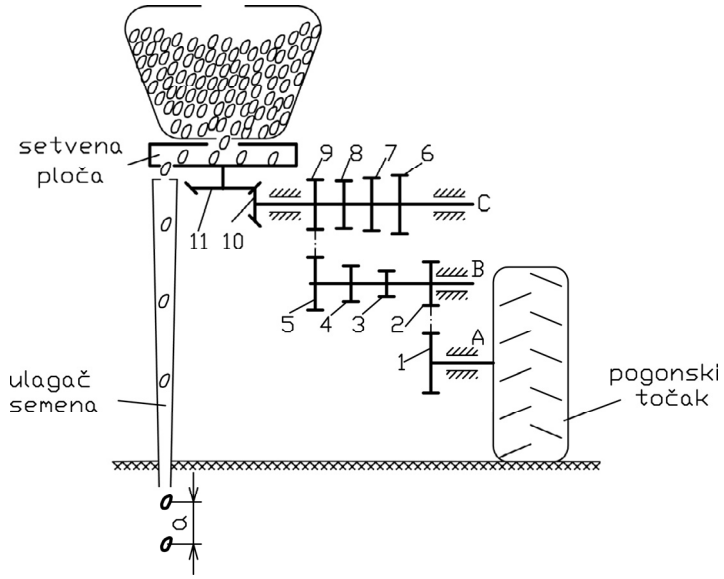
Sl. 5.12. Tok kretanja snage

5.2. PRIMERI PRORAČUNA PRENOSNOG ODNOSA

Zadatak 5.1. Odrediti razmake biljaka u redu "*a*" koji se mogu postići pomoću setvenog uređaja sejalice sa sl. 5.13, ako je dato: brojevi zubaca lančanika i zupčanika: $z_1 = 32$, $z_2 = 24$, $z_3 = 14$, $z_4 = 19$, $z_5 = 26$, $z_6 = 29$, $z_7 = 28$, $z_8 = 24$, $z_9 = 27$, $z_{10} = 15$, $z_{11} = 15$; poluprečnik točka sejalice $R_t = 0{,}33\,m$; broj otvora setvene ploče $N_{sp} = 10$, radna brzina traktora $v_r = 5\,km/h\ (1{,}388\,m/s)$ i klizanje pogonskog točka sejalice je $\delta = 11\%$.

Sejalica sa mehaničkim setvenim uređajem za izbacivanje semena širokorednih kultura (sl. 5.13) ima setvenu ploču (sp), koja se pogoni lančanim prenosnicima kod kojih se može menjati prenosni odnos. Time se dobijaju različite brzine obrtanja setvene ploče i različit broj isejanih zrna, odnosno različita rastojanja "*a*" od biljke do biljke u redu.

Transmisioni uređaj kojim se menja prenosni odnos sastoji se iz lančanih prenosnika (od 1 do 9) i konusnog zupčastog para 10, 11. Lančanik 1 je na vratilu A točka sejalice koji pogoni ostale lančanike. Na vratilu zupčanika 11 nalazi se setvena ploča "*sp*" sa otvorima u koje upadaju zrna iz koša, a zatim kroz ulagač semena u zemljište. Zavisno od brojeva obrtaja zupčanika 11 i broja otvora setvene ploče dobijaju se različita rastojanja "*a*" biljaka u redu. Prenosni odnos menja se pomeranjem lančanika 6, 7, 8 i 9, odnosno kombinovanim sprezanjem sa lančanicima 3, 4 i 5 (ukupno 4 x 3=12 različitih stepena prenosa). Na taj način postiže se 12 različitih rastojanja "a" biljaka u redu sa istom setvenom pločom. Pored toga može se menjati i setvena ploča sa drugim brojem otvora za zrno, te ista sejalica može da se koristi za setvu više različitih poljoprivrednih kultura i za različite sklopova biljaka po jedinice površine.



Sl. 5.13. Uređaj za isejavanje semena - uticaj prenosnog odnosa na rastojanje biljaka u redu (zadatak 5.1)

Obimna brzina pogonskog točka sejalice jednaka je radnoj brzini traktora ako nema klizanja. Ako se javlja klizanje, kao u ovom primeru, obimna brzina pogonskog točka je umanjena za procenat klizanja:

$$v_t = v_r - \frac{v_r \cdot \delta}{100} = 1{,}388 - \frac{1{,}388 \cdot 11}{100} = 1{,}235\ m/s\ .$$

Ugaona brzina lančanika (1) jednaka je ugaonoj brzini pogonskog točka:

$$\omega_1 = \omega_t = \frac{v_t}{R_t} = \frac{1{,}235}{0{,}33} = 3{,}742\ s^{-1}\ .$$

Iz prenosnog odnosa lančanog para 1 u 2 dobija se da je:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{24}{32} = 0{,}75\ ,\ \text{te je:}\quad \omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{1,2}} = \frac{3{,}742}{0{,}75} = 4{,}98\ s^{-1}\ .$$

Lančanici na vratilu B obrću se istom ugaonom brzinom: $\omega_3 = \omega_4 = \omega_5 = \omega_2 = 4{,}98\ s^{-1}$. Ugaona brzina setvene ploče je ista kao zupčanika 11, $\omega_{sp} = \omega_{11}$.

Kada se spregnu, na primer, lančanici 5 i 9, prenosni odnos je: $i_{5,9} = \frac{\omega_5}{\omega_9} = \frac{z_9}{z_5} = \frac{27}{26} = 1{,}03$, te je $\omega_9 = \frac{\omega_5}{i_{5,9}} = \frac{4{,}98}{1{,}03} = 4{,}83\ s^{-1}$ i $\omega_{10} = \omega_9 = 4{,}83\ s^{-1}$. Prenosni odnos zupčanika 10 i 11 je: $i_{10,11} = \frac{z_{11}}{z_{10}} = \frac{15}{15} = 1$, te je $\omega_{11} = \omega_{10} = \omega_{sp} = \omega_9 = 4{,}83\ s^{-1}$.

Razmak biljaka u redu "*a*" dobija se iz jednačine:

$$a = \frac{s}{N_{sp} \quad n_{sp}},$$

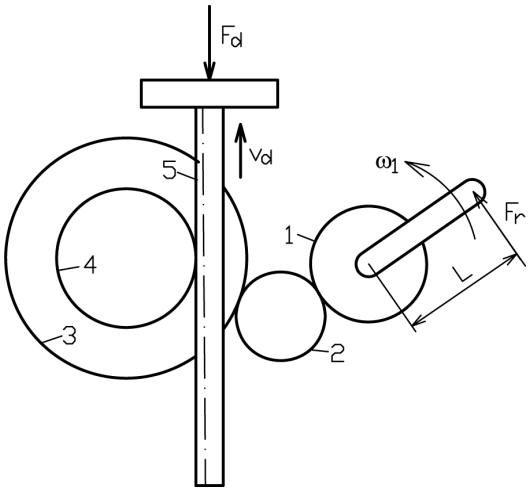
gde je: *s (m)* – put koji pređe sejalica za 1 minut (60 s), a n_{sp} *(o/min)* – broj obrtaja setvene ploče u jednom minutu.

Put "*s*" dobija se iz jednačine za put pri jednolikom pravolinijskom kretanju, te je: $s = v_r \cdot t = 1{,}388 \cdot 60 = 83{,}28\ m$. Broj obrtaja setvene ploče dobija se iz relacije: $n_{st} = \frac{30 \cdot \omega_{sp}}{\pi} = \frac{30 \cdot 4{,}83}{3{,}14} = 46{,}14\ o/min$. Vrednost razmaka biljaka u redu pri sprezanju lančanika 5 i 9 sa setvenom pločom sa 10 otvora je: $a_{5,9} = \frac{s}{N_{sp} \cdot n_{sp}} = \frac{83{,}28}{10 \cdot 46{,}14} = 0{,}18\ m$.

Na isti način dobijaju se i ostale vrednosti rastojanja "*a*", zavisno od sprezanja lančanika.

Zadatak 5.2. Transmisioni uređaj za podizanje tereta F_d pogoni zupčanik (1) ručicom koja je zavarena za njega. Sila koja treba da se podigne je $F_d = 4000\ N$, a brzina kojom se podiže teret je $v_d = 0{,}1\ m/s$. Brojevi zubaca zupčanika su $Z_1 = 20$ i $Z_3 = 65$. Prečnik zupčanika (4) je $D_4 = 150\ mm$. Stepen korisnosti svakog zupčastog para je $\eta_z = 0{,}95$. Odrediti:

a) potrebnu snagu na zupčaniku (1),
b) dužinu ručice L ako je sila kojom deluje čovek na kraju ručice $F_r = 200\ N$ i
c) prečnik ručice kružnog poprečnog preseka d koja je izrađena od Č.0345.



Sl. 5.14. Prenosnici za pogon ručne dizalice (zadatak 5.2)

a) Iz izraza za ukupan stepen korisnosti $\eta_u = \frac{P_d}{P_1}$ dobija se potrebna snaga na zupčaniku 1 $P_1 = \frac{P_d}{\eta_u}$.

Snaga za dizanje tereta je $P_d = F_d \cdot v_d = 4000 \cdot 0{,}1 = 400\ W$, a ukupan stepen korisnosti je $\eta_u = \eta_{12} \cdot \eta_{23} \cdot \eta_{45} = 0{,}95 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95 = 0{,}857$.

Snaga na zupčaniku 1 i ručici je: $P_1 = \frac{P_d}{\eta_u} = \frac{400}{0,857} = 466,74\,W$.

b) Dužina ručice L se dobija iz izraza za obrtni moment $M_r = F_r \cdot L$, odakle je $L = \frac{M_r}{F_r}$.

Obrtni moment na ručici dobija se iz snage na zupčaniku 1, $P_1 = M_1 \cdot \omega_1$, odakle je $M_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$.

Ugaona brzina zupčanika 1 dobija se iz prenosnog odnosa $i_{1,3} = \frac{z_3}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_3}$, odakle je $\omega_1 = \frac{z_3 \cdot \omega_3}{z_1}$.

Ugaona brzina zupčanika 3 jednaka je $\omega_3 = \omega_4 = \frac{v_d}{\frac{D_4}{2}} = \frac{0,1}{0,075} = 1,333\,s^{-1}$. Ugaona brzina zupčanika 1 je $\omega_1 = \frac{z_3 \cdot \omega_3}{z_1} = \frac{65 \cdot 1,333}{20} = 4,33\,s^{-1}$.

Obrtni moment na ručici dobija se $M_r = M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{466,74}{4,33} = 107,79\,Nm$.

Dužina ručice L je $L = \frac{M_r}{F_r} = \frac{107,79}{200} = 0,538\,m$.

c) Prečnik ručice kružnog poprečnog preseka dobija se iz jednačine naprezanja na savijanje $\sigma_f = \frac{M_r}{W_X} = \frac{\mathrm{M_r}}{\frac{\mathrm{d}^3 \cdot \pi}{32}} \le \sigma_{df}$, odakle je $d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_r}{\sigma_{df} \cdot \pi}}$. Dozvoljeni napon na savijanje jednak je $\sigma_d = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{260}{2} = 130 N/mm^2$. Granica tečenja čelika Č.0345 je $\sigma_T = 260\,N/mm^2$, a usvaja se stepen sigurnosti $S = 2$. Prečnik ručice je $d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 107790}{130 \cdot 3,14}} = 20,30\,mm$. Usvaja se standardna vrednost prečnika $d_s = 23\,mm$.

Zadatak 5.3. Diferencijalnom koturačom treba podići teret težine $G = 1000\,N$. Poluprečnik kotura (2) je $R_2 = 50\,mm$, kotura (3) je dvostruko veći, $R_3 = 100\ mm$, a poluprečnik kotura (1) je $R_1 = \frac{R_2 + R_3}{2} = 75\,mm$. Odrediti potrebnu silu F da bi se podigao teret G i brzinu podizanja tereta, ako je brzina kojom čovek poteže lanac na dole $v = 0,1\ m/s$ (sl. 5.15, a).

Koturača se sastoji iz vertikalno pomičnog kotura (1) na kojem se nalazi teret G i kotura (2) i (3) koji nisu vertikalno pomerljivi. Koturi su tako profilisani da po njihovim obodima naleže lanac (4) koji ih povezuje, kao na sl. 5.15, a. Sva tri kotura se mogu obrtati oko svojih osa (J i H), a koturi (2) i (3) imaju istu ugaonu brzinu, $\omega_2 = \omega_3$. Podizanje tereta se odvija tako što se silom F poteže lanac na dole pri čemu se obrću koturi (2) i (3). Deo lanca se namotava na kotur (3) a odmotava sa kotura (2). Zbog razlike u prečnicima, veća dužina lanca se namota na kotur (3) nego što se odmota sa kotura (2) i na taj način se podiže na gore kotur (1) i teret G , brzinom v_d .

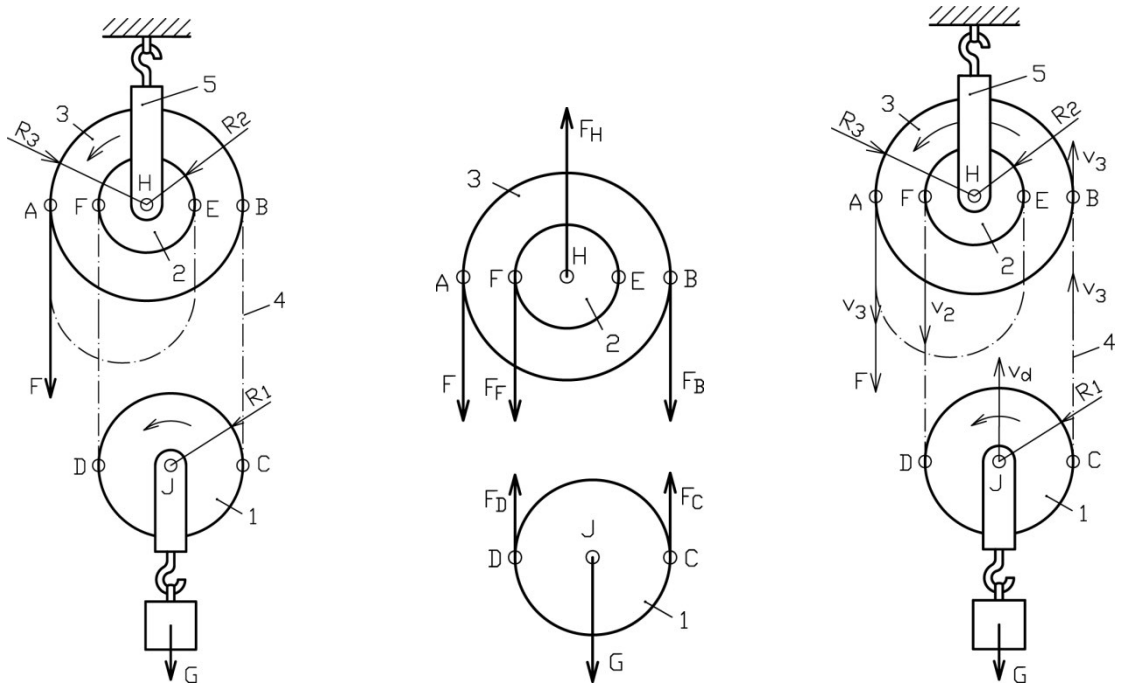
Da bi se odredila sila F prvo se razmatra ravnoteža kotura (1). Na osnovu principa o elastičnim vezama imamo da u tačkama D i C deluju dve sile koje su u ravnoteži sa silom G: $\vec{F}_D + \vec{F}_C + \vec{G} = 0$. Kako su sile paralelne sledi da je: $F_D = F_C = \frac{G}{2} = \frac{1000}{2} = 500\,N$. Iz jednakosti sila u elastičnim vezama imamo da je $F_B = F_C = 500\,N$ i $F_F = F_D = 500\,N$ (sl. 5.15, b). Iz uslova ravnoteže za kotur (2) i (3) da je zbir momenata svih sila za tačku oko koje se obrću (H) jednak

nuli, imamo da je: $\sum M_H = F \cdot R_3 + F_F \cdot R_2 - F_B \cdot R_3 = 0$. Iz ovog izraza se određuje sila F kao jedina nepoznata vrednost: $F = \dfrac{-F_F \cdot R_2 + F_B \cdot R_3}{R_3} = \dfrac{-500 \cdot 50 + 500 \cdot 100}{100} = 250\ N$.

Sila koja opterećuje kuku na kojoj koturača visi F_H dobija se iz uslova ravnoteže svih sila koje deluju na kotur (2) i (3): $\sum F_i = -F - F_F + F_H - F_B = 0$, odakle je

$F_H = F + F_F + F_B = 250 + 500 + 500 = 1250\ N$.

Na osnovu ove analize za zadatu koturaču može se zaključiti da je opšti izraz za određivanje potrebne sile F za podizanje tereta G jednak: $F = \dfrac{G}{2}\left(1 - \dfrac{R_2}{R_3}\right)$. Potrebna sila F zavisi od dimenzija kotura (2) i (3) i ona je sve manja što je razlika između njihovih prečnika manja.



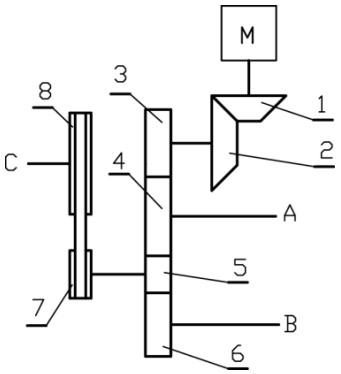
a) *b)* *c)*

Sl. 5.15. Koturača za podizanje tereta (zadatak 5.3.)

Ugaona brzina kotura (3) dobija se iz uslova da je obimna brzina kotura (3) jednaka brzini kojom čovek poteže lanac na dole, tj. $v_3 = v = R_3 \cdot \omega_3$, odakle je $\omega_3 = \dfrac{v_3}{R_3} = \dfrac{0{,}1 m/s}{0{,}1\ m} = 1\ s^{-1}$. Sledi da je $\omega_2 = \omega_3 = 1\ s^{-1}$ jer su koturi na istom vratilu. Obimna brzina kotura 2 je $v_2 = R_2 \cdot \omega_2 = 0{,}05\ m \cdot 1 s^{-1} = 0{,}05\ m/s$. Brzina dizanja tereta G je $v_d = v_3 - v_2 = 0{,}1 - 0{,}05 = 0{,}05\ m/s$.

Što je manja razlika između prečnika kotura (2) i (3) sporije se podiže teret G, ali je zato sila F kojom se podiže teret G manja.

Zadatak 5.4. Elektromotor snage $P_1 = 20\ kW$ pogoni transmisioni uređaj (sl. 5.16). Odrediti obrtni moment na vratilu C ako je potrebna snaga na vratilu A $P_4 = 3\ kW$, a na vratilu B $P_6 = 13\ kW$. Ugaona brzina elektromotora je $\omega_1 = 120\ s^{-1}$. Stepen klizanja kaiša je $\xi = 0{,}97$. Stepen korisnosti svakog zupčastog para je $\eta_z = 0{,}98$, a kaišnog prenosnika $\eta_k = 0{,}94$. Brojevi zubaca zupčanika su: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 35$, $Z_3 = 25$, $Z_4 = 50$, $Z_5 = 12$ i $Z_6 = 20$, a prečnici kaišnika su $D_7 = 180\ mm$ i $D_8 = 410\ mm$.



Sl. 5.16. Zadatak 5.4

Obrtni moment na vratilu C je $M_8 = \frac{P_8}{\omega_8}$.

Snaga na vratilu C P_8 dobija se iz bilansne jednačine snage:

$P_1 = \frac{P_4}{\eta_{12} \cdot \eta_{34}} + \frac{P_6}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{45} \cdot \eta_{56}} + \frac{P_8}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{45} \cdot \eta_{78}}$, odakle je

$$\frac{P_8}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{45} \cdot \eta_{78}} = P_1 - \frac{P_4}{\eta_{12} \cdot \eta_{34}} - \frac{P_6}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{45} \cdot \eta_{56}}$$

$$\frac{P_8}{0{,}98 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}94} = 20 - \frac{3}{0{,}98 \cdot 0{,}98} - \frac{13}{0{,}98 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}98}$$, odakle je $P_8 = 2{,}46\ kW$.

Ugaona brzina ω_7 se dobija iz prenosnog odnosa $i_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_5}{Z_4}$. Zamenom datih vrednosti $i_{15} = \frac{120}{\omega_5} = \frac{35}{20} \cdot \frac{12}{25} = 0{,}84$ dobija se $\omega_5 = \frac{120}{0{,}84} = 142{,}86\ s^{-1}$. Ugaona brzina vratila 7 je $\omega_7 = \omega_5 = 142{,}86\ s^{-1}$. Iz prenosnog odnosa kaišnog prenosnika $i_{78} = \frac{\omega_7 \cdot \xi}{\omega_8} = \frac{D_8}{D_7}$ dobija se

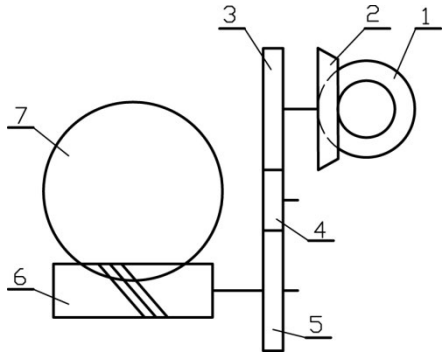
$$\omega_8 = \frac{\omega_7 \cdot \xi}{i_{78}} = \frac{\omega_7 \cdot \xi \cdot D_7}{D_8} = \frac{142{,}86 \cdot 0{,}97 \cdot 180}{410} = 60{,}84\ s^{-1}.$$

Na osnovu izraza za snagu pri obrtnom kretanju dobija se $M_8 = \frac{P_8}{\omega_8} = \frac{2460}{60{,}84} = 40{,}43\ Nm$.

Zadatak 5.5. Zupčanik (1) snage $P_1 = 30\ kW$ i ugaone brzine $\omega_1 = 120\ s^{-1}$ pogoni transmisioni uređaj (s*l. 5.17)*. Stepen korisnosti svakog zupčastog para je $\eta_z = 0{,}98$, a pužnog prenosnika $\eta_p = 0{,}89$. Brojevi zubaca zupčanika su: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 35$, $Z_3 = 25$, $Z_4 = 15$, $Z_5 = 18$ i $Z_7 = 60$. Broj početaka pužnog valjka je $N_p = 1$. Odrediti:

a) obrtni moment na pužnom zupčaniku (7) ako je potrebna snaga na zupčaniku (4) $P_4 = 8\ kW$ i

b) obimnu brzinu zupčanika (5) ako je prečnik zupčanika 5 $d_5 = 75\ mm$.



Sl. 5.17. Zadatak 5.5.

a) Obrtni moment na pužnom zupčaniku (7) je $M_7 = \frac{P_7}{\omega_7}$. Snaga na pužnom zupčaniku (7) P_7 dobija se iz bilansne jednačine snage P_1:

$P_1 = \frac{P_4}{\eta_{12} \cdot \eta_{34}} + \frac{P_7}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{45} \cdot \eta_{67}}$, odakle je $\frac{P_7}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{45} \cdot \eta_{67}} = P_1 - \frac{P_4}{\eta_{12} \cdot \eta_{34}}$, te je

$\frac{P_7}{0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,89} = 30 - \frac{8}{0,98 \cdot 0,98}$, odakle je $P_7 = 18,13\,kW$.

Ugaona brzina ω_5 se dobija iz prenosnog odnosa $i_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_5}{Z_4}$. Zamenom datih vrednosti $i_{15} = \frac{120}{\omega_5} = \frac{35}{20} \cdot \frac{18}{25} = 1,26$, dobija se $\omega_5 = \frac{120}{1,26} = 95,24\,s^{-1}$. Ugaona brzina vratila 6 je $\omega_6 = \omega_5 = 95,24\,s^{-1}$. Iz prenosnog odnosa pužnog prenosnika $i_{67} = \frac{\omega_6}{\omega_7} = \frac{Z_7}{N_p} = \frac{60}{1}$ dobija se

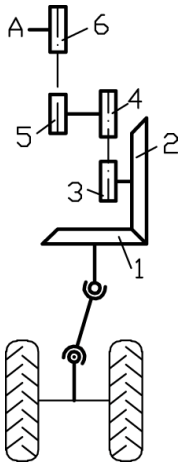
$\omega_7 = \frac{\omega_6 \cdot N_p}{Z_7} = \frac{95,24 \cdot 1}{60} = 1,587\,s^{-1}$.

Obrtni moment na pužnom zupčaniku 7 je: $M_7 = \frac{P_7}{\omega_7} = \frac{18130}{1,587} = 11424\,Nm$.

b) Obimna brzina zupčanika (5) je $v_5 = \frac{D_5}{2} \cdot \omega_5 = \frac{0,075\,m}{2} \cdot 95,24 = 3,571\,m/s$.

Zadatak 5.6. Vratilo A dobija pogon od priključnog vratila traktora kao na šematskom crtežu (sl. 5.18). Poznato je: broj obrtaja kardanovog vratila $n = 540\,^\circ/min$; obrtni moment kardanovog vratila $M = 300\,Nm$; brojevi zubaca prenosnika: $z_1 = 30$, $z_2 = 70$, $z_3 = 19$, $z_4 = 68$, $z_5 = 21$; ugaona brzina lančanika 6 $\omega_6 = 3,26\,s^{-1}$; kinematički prečnik lančanika 6 $d_6 = 400\,mm$ i stepen korisnosti svakog prenosnog para $\eta = 0,98$. Odrediti:

a) snagu na vratilu A,
b) broj zubaca lančanika 6 i
c) brzinu lanca lančanika 5 i 6.



Sl. 5.18. Zadatak 5.6.

a) $\eta_u = \frac{P_6}{P_1}$, $P_6 = P_1 \cdot \eta_u$, $\eta_u = \eta_{12} \cdot \eta_{34.} \cdot \eta_{56} = 0,98^3 = 0,94$,

$\omega_{1.} = \frac{n_1 \cdot \pi}{30} = \frac{540 \cdot 3,14}{30} = 56,52\,s^{-1}$, $P_1 = M_1 \cdot \omega_{1.} = 300 \cdot 56,52 = 16956\,W$,

$P_6 = P_1 \cdot \eta_u = 16965 \cdot 0,94 = 15955\,W$;

b) $i_{16} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = \frac{56,52}{3,26} = 17,33$, $i_{16} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{70}{30} \cdot \frac{68}{19} \cdot \frac{z_6}{21} = 17,33$,

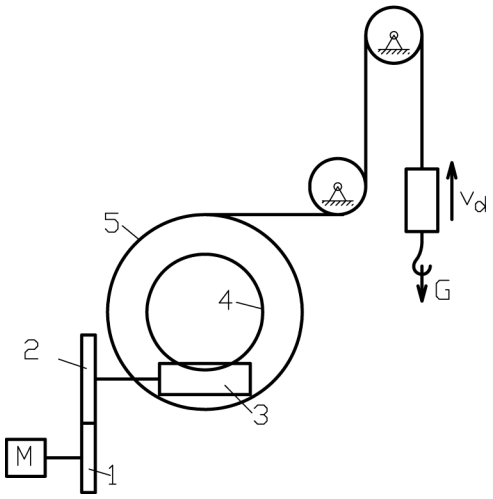
$z_6 = \frac{i_{16} \cdot z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}{z_2 \cdot z_4} = \frac{17,33 \cdot 30 \cdot 19 \cdot 21}{70 \cdot 68} = 43,57$. Usvaja se $z_6 = 43$ zupca.

c) $v = R_6 \cdot \omega_6 = 0,2 \cdot 3,26 = 0,652\,m/s$.

Zadatak 5.7. Elektromotor M pogoni doboš (5) i sajlom podiže teret $G = 10\,kN$. Brzina dizanja tereta je $v_d = 0{,}15\,m/s$. Prečnik doboša 5 je $d_5 = 400\,mm$. Broj obrtaja elektromotora je $n_M = 760\,^\circ/min$. Ostali podaci su: $z_1 = 41$, $z_4 = 79$, $N_{p3} = 1$. Stepen korisnosti zupčastog para $\eta_{12} = 0{,}98$, pužnog prenosnika $\eta_{34} = 0{,}86$ i ostalih delova u transmisiji $\eta = 0{,}95$. Dozvoljeni napon materijala sajle je $\sigma_{de} = 100\,N/mm^2$.

Odrediti:

a) snagu elektromotora,
b) broj zubaca zupčanika (2) i
c) prečnik sajle kružnog poprečnog preseka.



Sl. 5.19. Zadatak 5.7.

a) $\eta_u = \dfrac{P_d}{P_M} = \eta_{12} \cdot \eta_{34.} \cdot \eta = 0{,}98 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}95 = 0{,}8$, $P_d = G \cdot v_d = 10000 \cdot 0{,}15 = 1500\,W \Rightarrow$

$P_M = \dfrac{P_d}{\eta_u} = \dfrac{1500}{0{,}8} = 1875\,W$;

b) $i_{14} = \dfrac{n_1}{n_4} = \dfrac{760}{7{,}165} = 106{,}071$,

$v_d = v_5 = R_5 \cdot \omega_5 = 0{,}200 \cdot \omega_5$, odakle je $\omega_5 = \dfrac{v_5}{R_5} = \dfrac{0{,}15}{0{,}200} = 0{,}75\,s^{-1}$ i $\omega_4 = \omega_5 = 0{,}75\,s^{-1}$,

$n_4 = \dfrac{30 \cdot \omega_4}{\pi} = \dfrac{30 \cdot 0{,}75}{3{,}14} = 7{,}165\,^o/min$,

$i_{14} = \dfrac{z_2}{z_1} \cdot \dfrac{z_4}{N_{p3}} = \dfrac{z_2}{41} \cdot \dfrac{79}{1} = 106{,}071$, odakle je $z_2 = \dfrac{106{,}071 \cdot 41 \cdot 1}{79} = 55{,}04$. Usvaja se

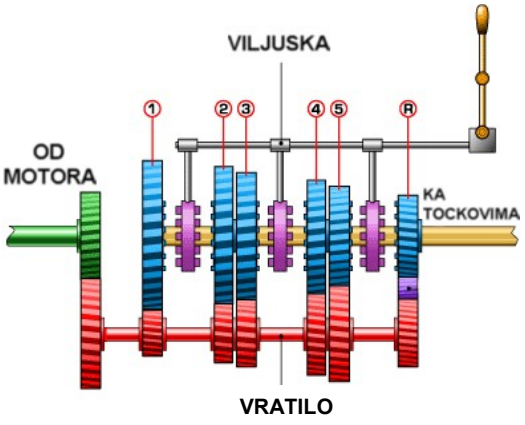
$z_2 = 55$ zubaca;

c) $\sigma_e = \dfrac{G}{A} \le \sigma_{de}$, odakle je $A = \dfrac{G}{\sigma_{de}} = \dfrac{10000\,N}{100\,N/mm^2} = 100\,mm^2$ i prečnik sajle je

$d = \sqrt{\dfrac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\dfrac{4 \cdot 100}{3{,}14}} = \sqrt{127{,}388} = 11{,}286\,mm$.

Usvaja se standardna vrednost $d_s = 11{,}8\,mm$.





6. ZUPČASTI PRENOSNICI SNAGE

Zupčasti prenosnici snage su mašinski elementi koji služe za prenos obrtnog kretanja i snage sa jednog vratila na drugo. Pri tome vratila mogu biti međusobno paralelna, da se seku ili da se mimoilaze.

Zupčanici se koriste za prenos snage i ugaone brzine od minimalnih do maksimalnih vrednosti u odnosu na ostale prenosnike. Prenosni odnos jednog spregnutog zupčastog para je do $i \approx 7$, a može biti i veći, čak do $i \approx 18$, što je daleko više od ostalih mehaničkih prenosnika snage (lančanika, kaišnika i frikcionih točkova). Ovako veliku vrednost prenosnog odnosa mogu imati oni zupčanici koji se sporo obrću i prenose male snage. Zupčanici imaju konstantan prenosni odnos.

Od ukupno svih potreba za prenosom snage, mehanički prenosnici učestvuju sa nešto manje od polovine. U prenosu obrtnog momenta mehaničkim prenosnicima, zupčanici učestvuju sa 80 % .

Zupčanici prenose kretanje na mala rastojanja koje je jednako zbiru poluprečnika spregnutih zupčanika $A = R_1 + R_2$ (sl. 6.2, a). Zupčanici zahtevaju preciznu izradu i termičku obradu, te je njihova izrada skupa. Bučni su i predstavljaju izvor vibracija.

Zupčanici se koriste u transmisiji radnih mašina kao što su traktori, kombajni i druge poljoprivredne mašine. Primenom zupčastih prenosnika veliki broj obrtaja motora redukuje se na mnogo manji broj obrtaja točkova traktora, kombajna itd. Različitom kombinacijom sprezanja zupčanika dobijaju se različiti stepeni prenosa i različite brzine kretanja traktora. Redukcija broja obrtaja potrebna je i kod drugih mašina i uređaja: sejalica, sadilica, mašina za obradu zemljišta itd.

Bilo je mišljenja i pokušaja da se mehanički prenosnici snage (zupčasti, lančani i kaišni) zamene sa nekim drugim, npr. hidrauličkim i hidrostatičkim prenosom snage. Međutim, i pored niza nedostataka, još uvek imaju najširu primenu, što je dovelo do njihovog poboljšanja i usavršavanja. Osnovna prednost mehaničkih prenosnika snage je u tome da su jednostavni za korišćenje i održavanje. Pored toga hidraulički i hidrostatički prenosnici snage imaju manji stepen korisnosti od mehaničkih prenosnika snage.

Najveća poboljšanja zupčastih prenosnika snage su u oblasti materijala, izrade i termičke obrade, što je dovelo do njihove veće pouzdanosti i izdržljivosti. Istraživanja zupčanika usmerena su na smanjenje specifične zapremine, da bude manja od 0,2 dm^3/1kW prenete snage.

6.1. OSNOVNI PARAMETRI

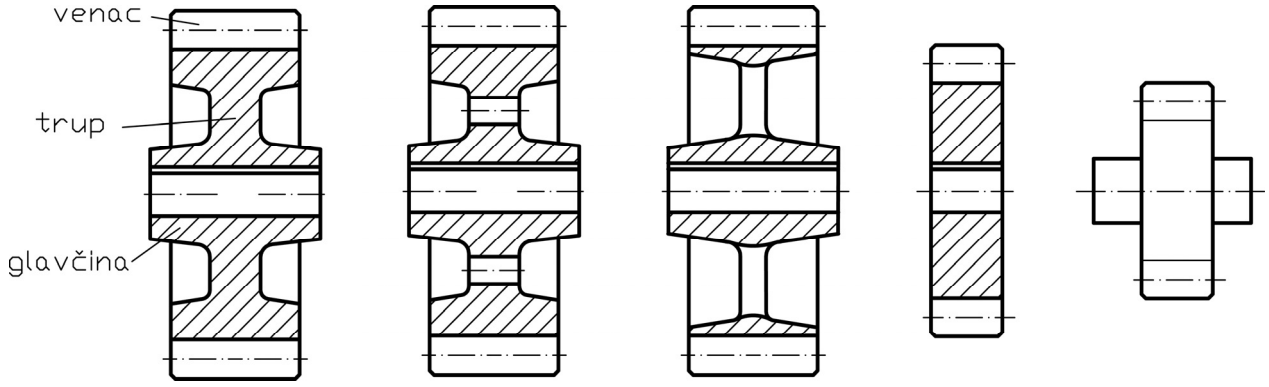
Zupčanik se sastoji od središnjeg dela koji se naziva glavčina, venca na kome se nalaze zupci i trupa koji se nalazi između glavčine i venca (sl. 6.1, a). Glavčina je u sklopu sa vratilom. Trup može biti samo stanjen (sl. 6.1, a), sa otvorima (sl. 6.1, b) ili sa paocima (sl. 6.1, c). Zupčanici malih dimenzija nemaju izraženu glavčinu i trup, već je zupčanik u vidu kružne ploče (sl. 6.1, d). Zupčanici vrlo malih kinematičkih prečnika izrađuju se zajedno sa vratilom (sl. 6.1, e). Zupčanik obavlja svoju funkciju samo kada je u sprezi sa drugim zupčanikom i kada se zajedno obrću i pri tome prenose obrtni moment sa jednog na drugi zupčanik, odnosno sa jednog na drugo vratilo.

Zupčasti prenosnici snage dele se:

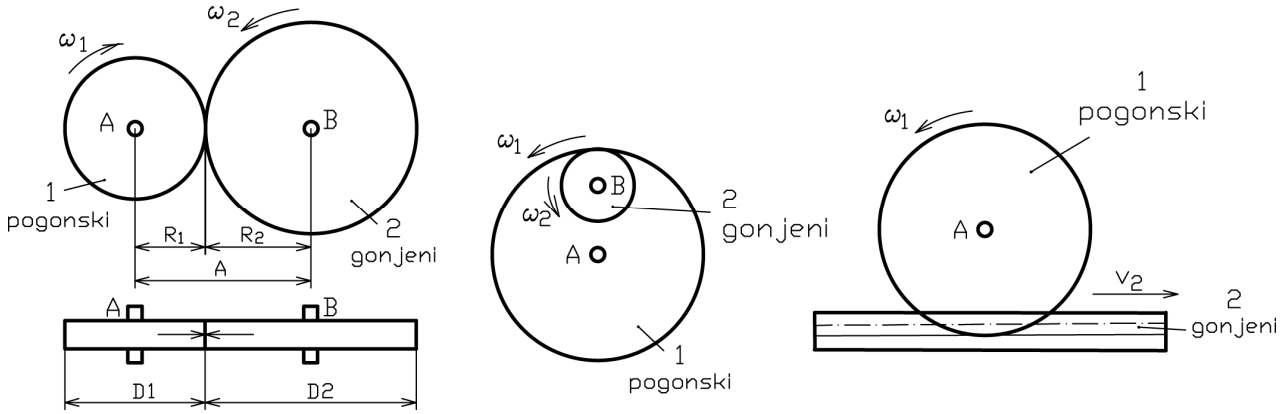
a) Prema položaju osa vratila na:

   - Cilindrične zupčanike za paralelna vratila sa spoljašnjim (sl. 6.2, a) i sa unutrašnjim zupčanjem (sl. 6.2, b);
   - Cilindrične zupčanike sa ravnim zupčanjem (sl. 6.2, c). U sprezi je samo jedan zupčanik sa zupčastom letvom, za razliku od ostalih gde su u sprezi uvek dva zupčanika;

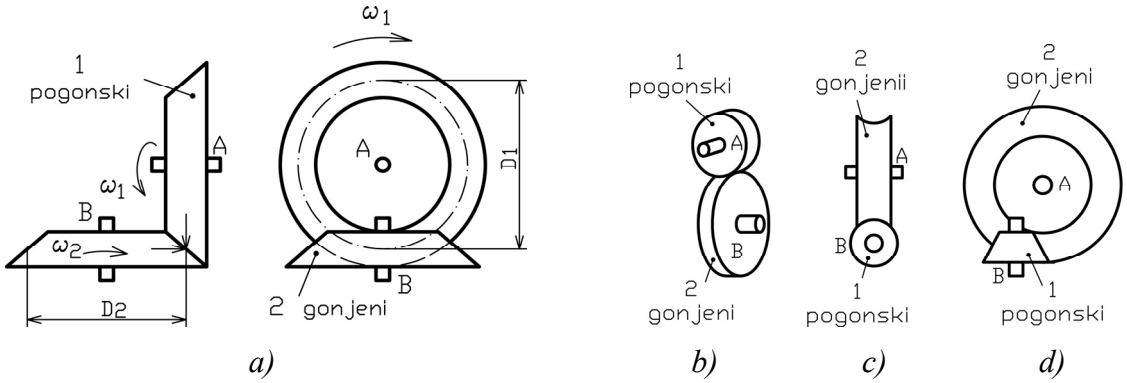
- Konusne zupčanike za vratila koja se seku (sl. 6.3, a) i
- Hiperboloidne zupčanike za vratila koja se mimoilaze (sl. 6. 3, b, c i d).



Sl. 6.1. Konstrukcioni oblici zupčanika



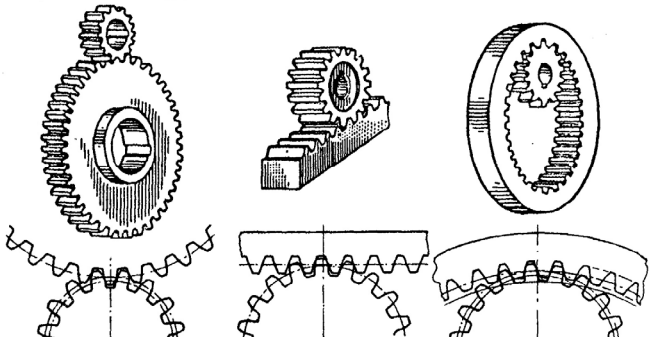
Sl. 6.2. Zupčasti prenosnici za paralelna vratila i zupčasta letva



Sl. 6.3. Zupčasti prenosnici za vratila koja se seku i mimoilazna vratila

Cilindrični zupčanici sa spoljašnjim zupčanjem obrću se u suprotnim smerovima, a zupčanici sa unutrašnjim zupčanjem imaju isti smer obrtanja. Zupčasti par sa ravnim zupčanjem, zupčanik (1) i zupčasta letva (2) (sl. 6.2, c), obrtno kretanje zupčanika transformišu u ravno kretanje zupčaste letve (sl. 6.4, b). U zupčastom paru jedan od zupčanika je pogonski, a drugi je gonjeni (biva pogonjen).

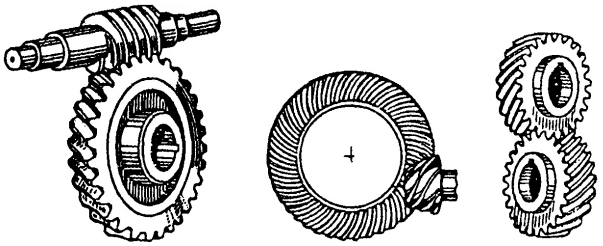
Venac na kojem se nalaze zupci vitalni je deo svakog zupčastog para, bilo sa spoljašnjim (sl.6.4, a), ravnim (sl. 6.4, b) ili unutrašnjim zupčanjem (sl. 6.4, c).



a) *b)* *c)*

Sl. 6.4. Cilindrični zupčanici sa spoljašnjim, ravnim i unutrašnjim zupčanjem

Zupčanici za mimoilazna vratila mogu biti cilindrični sa zavojnim (helikoidnim) zupcima (sl. 6.3, b i sl. 6.5, c), pužni, koji se sastoji iz cilindričnog pužnog zupčanika (1) i pužnog valjka (2) (sl. 6.3, c i sl. 6.5, a), i konusni sa hipoidnim zupcima (sl. 6.3, d i sl. 6.5, b). Takođe, i zupčanici za mimoilazna vratila imaju venac sa odgovarajućim ozubljenjem (sl. 6.5).

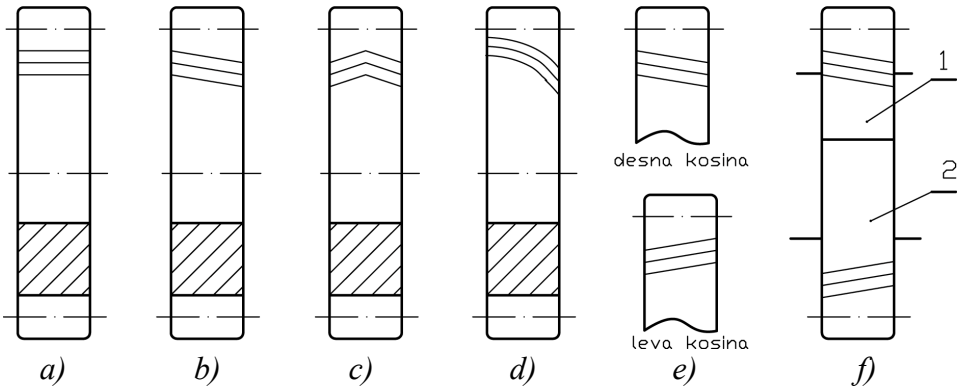


a) *b)* *c)*

Sl. 6.5. Zupčanici za mimoilazna vratila

b) Prema pravcu zubaca, zupčanici se dele na one sa:

- pravim zupcima (sl. 6.6, a),
- kosim zupcima (sl. 6.6, b),
- strelastim zupcima (sl. 6.6, c),
- zavojnim zupcima (d sl. 6.6,) i
- spiralnim zupcima (sl. 6.7, f).



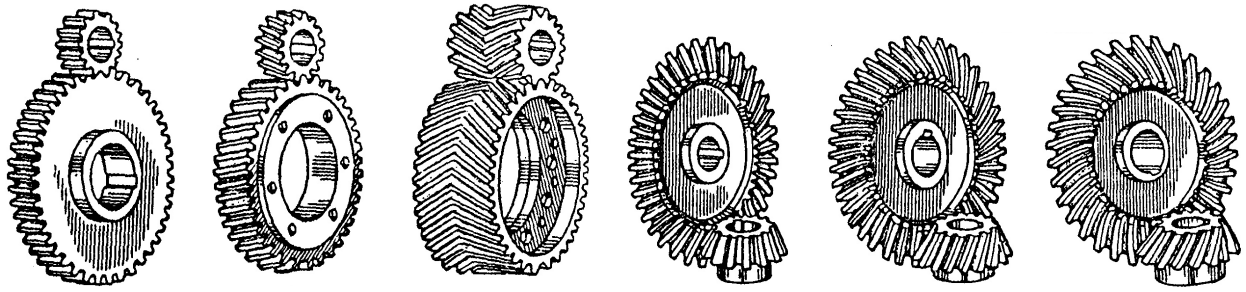
a) *b)* *c)* *d)* *e)* *f)*

Sl. 6.6. Pravci zubaca zupčanika

Od cilindričnih zupčanika najširu primenu imaju zupčanici sa pravim zupcima (sl. 6.6, a), jer opterećuju vratila samo sa obimnom i radijalnom silom. Zupčanici sa kosim zupcima (sl. 6.6, b) koriste se za prenos većih snaga, jer imaju veću dodirnu površinu i postepenije je sprezanje između dodirnih zubaca. Međutim, ovi zupčanici složenije opterećuju vratila i ležaje, dodatno još i sa

aksijalnom silom. Zupčanici sa strelastim zupcima (sl. 6.6, c) opterećuju vratila sa dve aksijalne sile suprotnih smerova koje se uravnotežuju. Zupčanici sa strelastim zupcima nemaju širu primenu zbog složenosti izrade. Zupčanici sa zavojnim zupcima (sl. 6.6, d) imaju primenu za prenos kretanja na mimoilazna vratila. Kosina zubaca može biti sa desna i leva (sl. 6.6,e). Da bi se dva zupčanika sa kosim zupcima (1) i (2) mogla spregnuti, moraju imati različite smerove kosine zubaca (sl. 6.6, f).

Prikaz kosine zubaca na cilindričnim i konusnim zupčanicima dat je na sl. 6.7: pod (a i d) zupci su pravi, pod (b) kosi, pod (c) strelasti, pod (e) zavojni i pod (f) spiralni zupci.



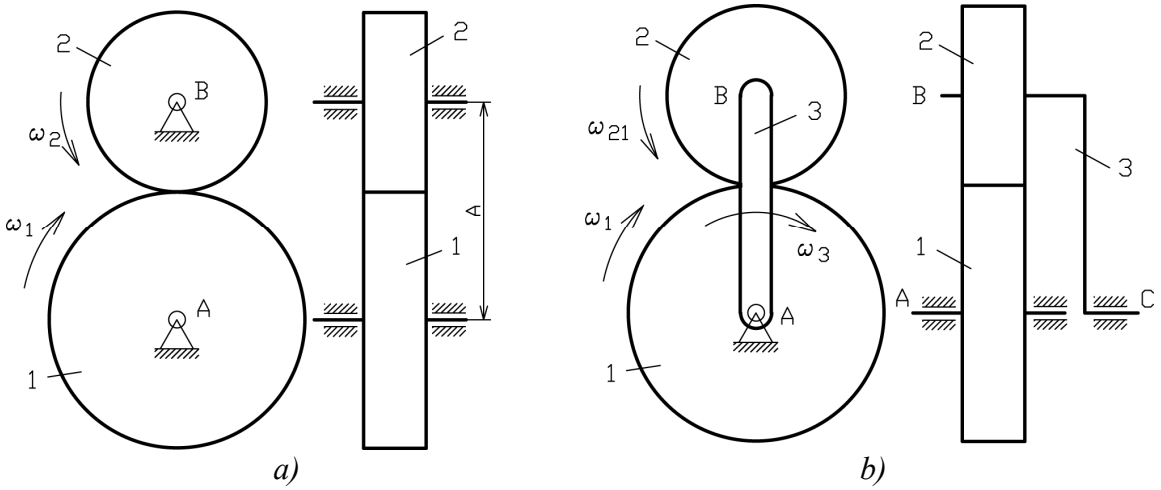
a) b) c) d) e) f)

Sl. 6.7. Pravci zubaca na cilindričnim i konusnim zupčanicima

c) Prema pokretnosti osa obrtanja, zupčanike delimo na:

- zupčanike sa nepokretnim osama obrtanja (sl. 6.8, a) i
- zupčanike sa pokretnim osama obrtanja (planetarni zupčanici) (sl. 6.8, b).

Ose A i B (sl. 6.8, a) oko kojih se obrću zupčanici (1) i (2) su nepokretne. Kod zupčanika sa pokretnim osama obrtanja, bar jedan zupčanik ima pokretnu osu obrtanja. Zupčanik (2) koji se naziva satelit, obrće se oko svoje ose B (sl. 6.8, b) i zajedno sa nosačem (3) oko spregnutog centralnog zupčanika (1) u smeru obrtanja nosača (3).



a) b)

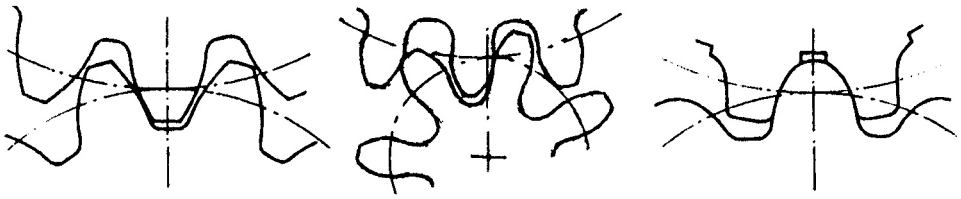
Sl. 6.8. Zupčanici sa nepokretnim i pokretnim osama obrtanja

d) Prema obliku boka zubaca, zupčanike delimo na:

- evolventne (sl. 6.9, a),
- cikloidne (b) i
- novikove (c).

Zupčanici sa evolventnim bokom zubaca imaju najširu primenu jer se lako izrađuju rezanjem na mašinama alatkama. Zupčanici sa cikloidnim oblikom bokova zubaca imaju bolju i ravnomerniju

raspodelu opterećenja po boku, ali se ne mogu praviti rezanjem, već livenjem ili isecanjem, te imaju ograničenu primenu na male zupčanike. Bokovi zubaca oblika novikov su od delova kružnica, što je vrlo nepogodno za izradu, te nemaju širu primenu.



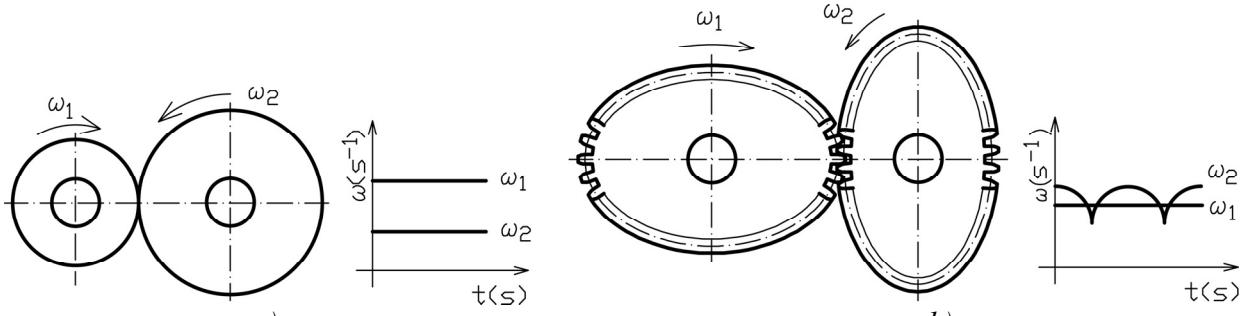
a) *b)* *c)*

Sl. 6.9. Oblici bokova zubaca zupčanika

e) Prema konstrukcionom obliku, zupčanike delimo na:

- okrugle i
- neokrugle.

Okrugli zupčanici imaju najširu primenu. Za okrugle zupčanike je karakteristično da će se pri kontinualnoj ugaonoj brzini pogonskog zupčanika ($\omega_1 = const.$) i gonjeni obrtati kontinualno, sa ugaonom brzinom ($\omega_2 = const.$), koja zavisi od prenosnog odnosa i (sl. 6.10, a).



a) *b)*

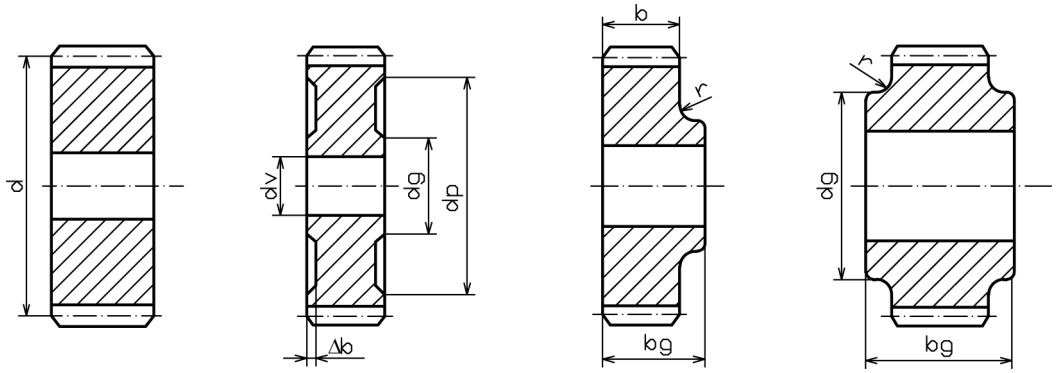
Sl. 6.10. Ugaone brzine okruglih i neokruglih zupčanika

Neokrugli zupčanici imaju neke druge neokrugle oblike venca po kojima se nalaze zupci. Za neokrugle zupčanike je karakteristično to što pri stalnoj ugaonoj brzini pogonskog zupčanika ($\omega_1 = const.$), gonjeni zupčanik se obrće promenljivo, sa ugaonom brzinom koja zavisi od prenosnog odnosa i oblika venca zupčanika ($\omega_2 \neq const.$) (sl. 6.10, b).

f) Prema načinu izrade, zupčanike delimo na one izrađene:

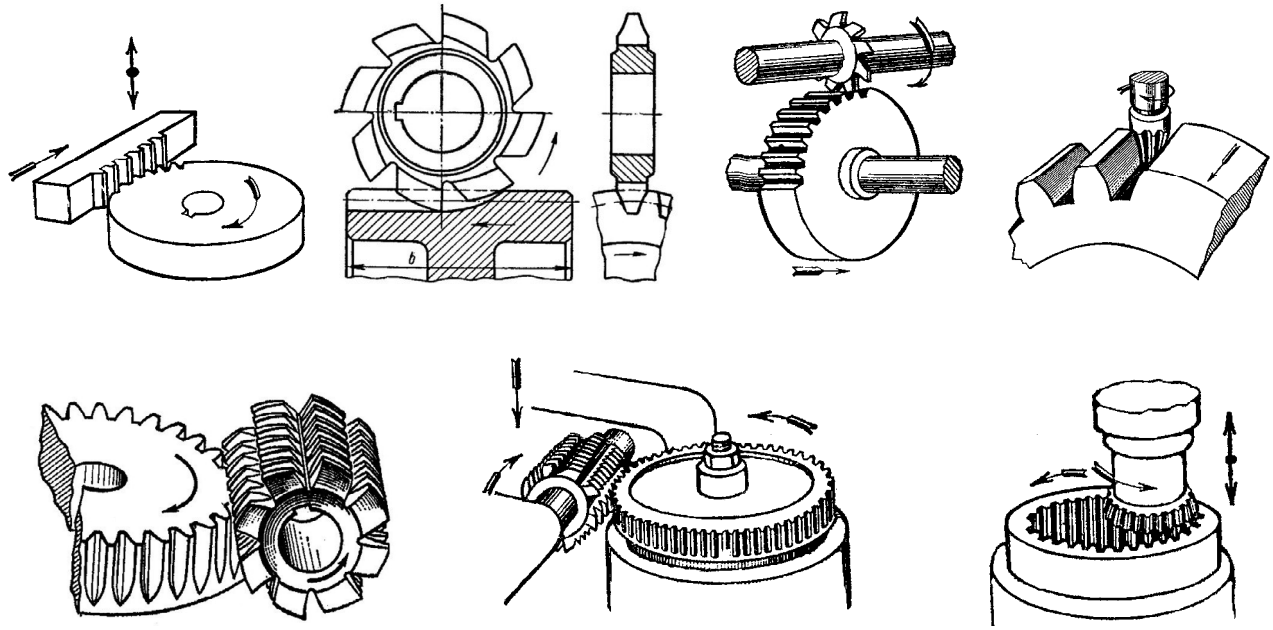
- rezanjem (sl. 6.11),
- kovanjem (sl. 6.14),
- livenjem (sl. 6.15),
- zavarivanjem (sl. 6.16) i
- isecanjem.

Najširu primenu imaju zupčanici dobijeni rezanjem. Dimenzije venca zavise od modula zupčanika m, bez obzira na način izrade. Modil m će biti malo kasnije definisan. Ostale dimenzije zavise od kinematičkog prečnika d i od prečnika vratila d_v. Prečnik vratila d_v zavisi od opterećenja vratila na tom poprečnom preseku, bez obzira na način izrade. Orijentaciona preporuka za ostale dimenzije zupčanika dobijenih rezanjem (sl. 6.11) je: širina glavčine $b_g = 1{,}3 \cdot d_v \geq b$, prečnik glavčine $d_g = 1{,}6 \cdot d_v$, $d_p = d - 8 \cdot m$, $\Delta b = 0{,}5 + 0{,}1 \cdot m$, $r = 0{,}005 \cdot d_v$.



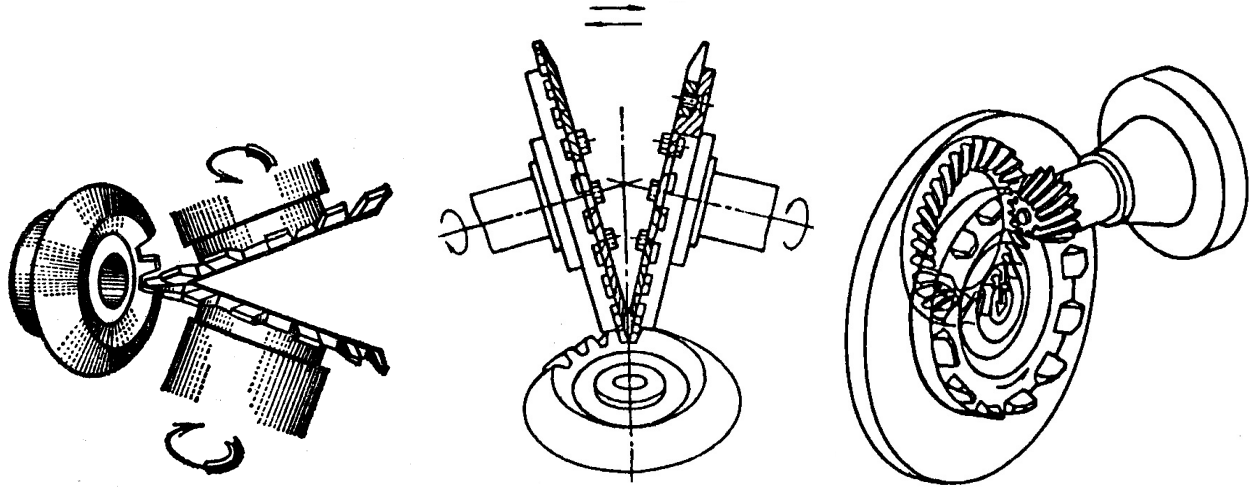
Sl. 6.11. Konstrukcioni oblici zupčanika izrađeni rezanjem

Za izradu zupčanika rezanjem koriste se mašine alatke: glodalice, rendisaljke i brusilice (sl. 6.12 i sl. 6.13).



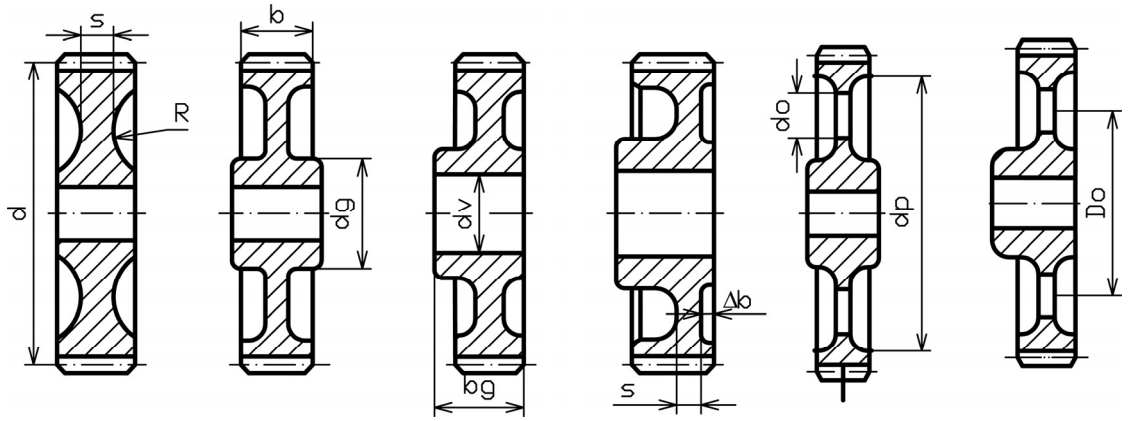
Sl. 6.12. Izrada cilindričnih zupčanika rezanjem

Izrada konusnih zupčanika složenija je od izrade cilindričnih. Takođe se izrađuju rendisanjem i glodanjem na principu relativog kotrljanja bokova zubaca po pravolinijskom sečivu alata (sl. 6.13). Rendisanje pravih i kosih zubaca, glodanje pravih i kosih zubaca i obrada spiralnih zubaca sve su to postupci koji se koriste za izradu konusnih zupčanika.



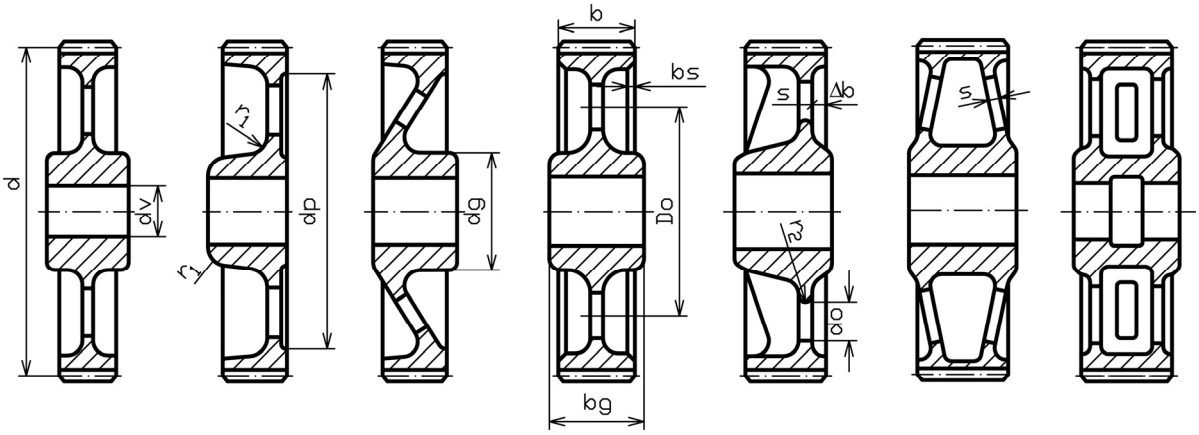
Sl. 6.13. Izrada konusnih zupčanika rezanjem

Zupčanici koji su izloženi velikim udarnim opterećenjima izrađuju se kovanjem u posebnim kalupima. Konstrukcioni oblici su prilagođeni ovom načinu izrade (sl. 6.14). Orijentacione preporuke za neke dimenzije zupčanika dobijenih kovanjem su: širina glavčine $b_g = 1{,}3 \cdot d_v$, $d_g = 1{,}6 \cdot d_v$, $d_p = d - (8 \div 10) \cdot m$, $\Delta b = m$, $s = 0{,}3 \cdot b \geq s_{min}$, $D_o = (d_p + d_g)/2$, $d_o = (d_p - d_g)/4$, $R = (d - 3 \cdot m - d_g)/2$.



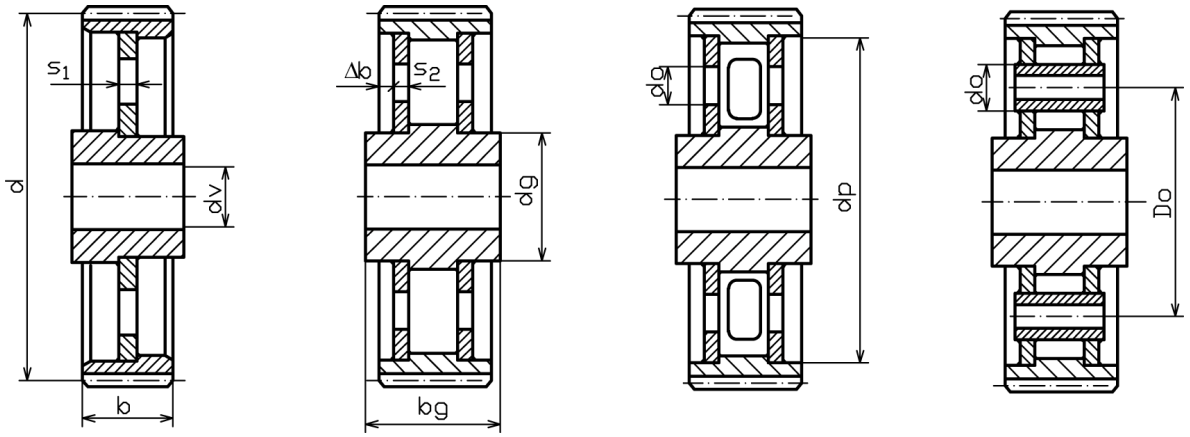
Sl. 6.14. Konstrukcioni oblici zupčanika izrađeni kovanjem

Liveni zupčanici koriste se za manje brzine obrtanja i za mirna statička opterećenja. Imaju široku primenu jer su jeftiniji od onih izrađeni kovanjem i rezanjem (sl. 6.15). Orijentacione preporuke za neke dimenzije zupčanika dobijenih livenjem su: $d_g = 1{,}8 \cdot d_v$, $b_g = 1{,}5 \cdot d_v$, $d_p = d - (8 \div 10) \cdot m$, $\Delta b = 0{,}15 \cdot b$, $s = 0{,}15 \cdot b$, $b_s = 0{,}15 \cdot b$, $r_1 = 0{,}05 \cdot d_v \geq r_{1\,min}$, $r_2 = s/2$, $D_o = (d_p + d_g)/2$, $d_o = (d_p - d_g)/4$.



Sl. 6.15. Konstrukcioni oblici zupčanika izrađeni livenjem

Zupčanici većih dimenzija izrađuju se zavarivanjem. Tada se venac zupčanika izrađuje od kvalitetnijeg materijala, dok se glavčina i trup izrađuju od nekog drugog, jeftinijeg materijala (sl. 6.16). Orijentacione preporuke dimenzija zavarenih zupčanika su: $d_g = 1{,}6 \cdot d_v$, $b_g = 1{,}3 \cdot d_v$, $d_p = d - (8 \div 10) \cdot m$, $s_1 = 0{,}012 \cdot d + (5 \div 10)mm$, $s_2 = 0{,}008 \cdot d + (5 \div 10)mm$, $\Delta b = (0{,}1 \div 0{,}15) \cdot b$, $D_o = (d_p + d_g)/2$, $d_o = (d_p - d_g)/4$.

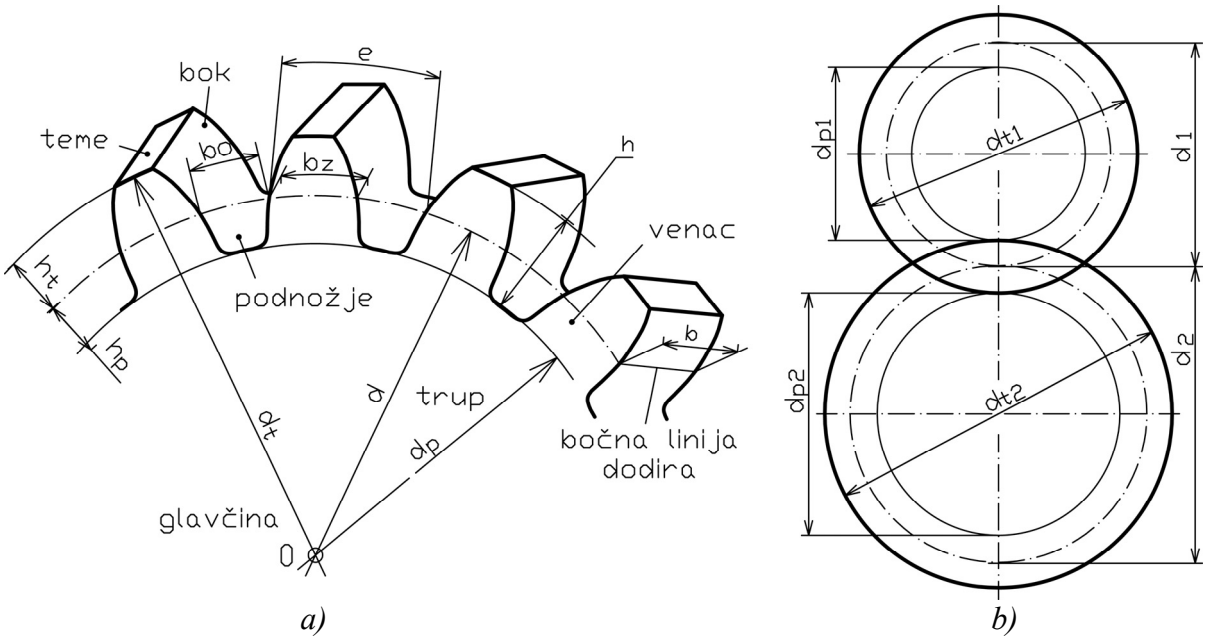


Sl. 6.16. Konstrukcioni oblici zupčanika izrađeni zavarivanjem

Zupčanici vrlo malih dimenzija izrađuju se isecanjem. Oblik bokova zubaca ovih zupčanika je cikloida.

6.2. CILINDRIČNI ZUPČANICI SA PRAVIM ZUPCIMA

Vitalni deo na svim zupčanicima je venac, na kome se nalaze zupci. Spoljašnjim ili temenim prečnikom d_t definiše se teme zupčanika (sl. 6.17, a). Unutrašnjim ili podnožnim prečnikom d_p definiše se podnožje zupčanika. Visina zupca h sastoji se iz temene h_t i podnožne visine h_p. Dodir zubaca dva spregnuta zupčanika devinisan je širinom boka b. Širina zupca je označena sa b_z, a međuzublja sa b_o. Kod dva spregnuta zupčanika u dodiru su kinematički prečnici jednog i drugog zupčanika (d_1 i d_2), zatim podnožni prečnik jednog i temeni prečnik drugog zupčanika (d_{p1} i d_{t2}) i (d_{t1} i d_{p2}) sa odgovarajućim tolerancijama mera (sl. 6.17, b).



Sl. 6.17. Geometrijski parametri zupčanika

Osnovne mere glavčine su prečnik otvora za vratilo d_v, prečnik glavčine d_g i širina glavčine b_k. U otvoru glavčine nalazi se žleb za klin širine b_k i dubine f_o (sl. 6.18). Deo između venca i glavčine je trup prečnika d_o, koji može biti manje širine s od širine venca b, sa otvorima ili sa paocima. Korak zupčanika e lučno je rastojanje između istoimenih tačaka dva susedna zupca na zupčaniku

mereno po kinematičkom prečniku d. Odnos između koraka zupčanika e, broja zubaca z i obima po kinematičkom prečniku d jednak je:

$$O = d \cdot \pi = e \cdot z .$$

Iz ove jednačine proizilazi da je kinematički prečnik d jednak:

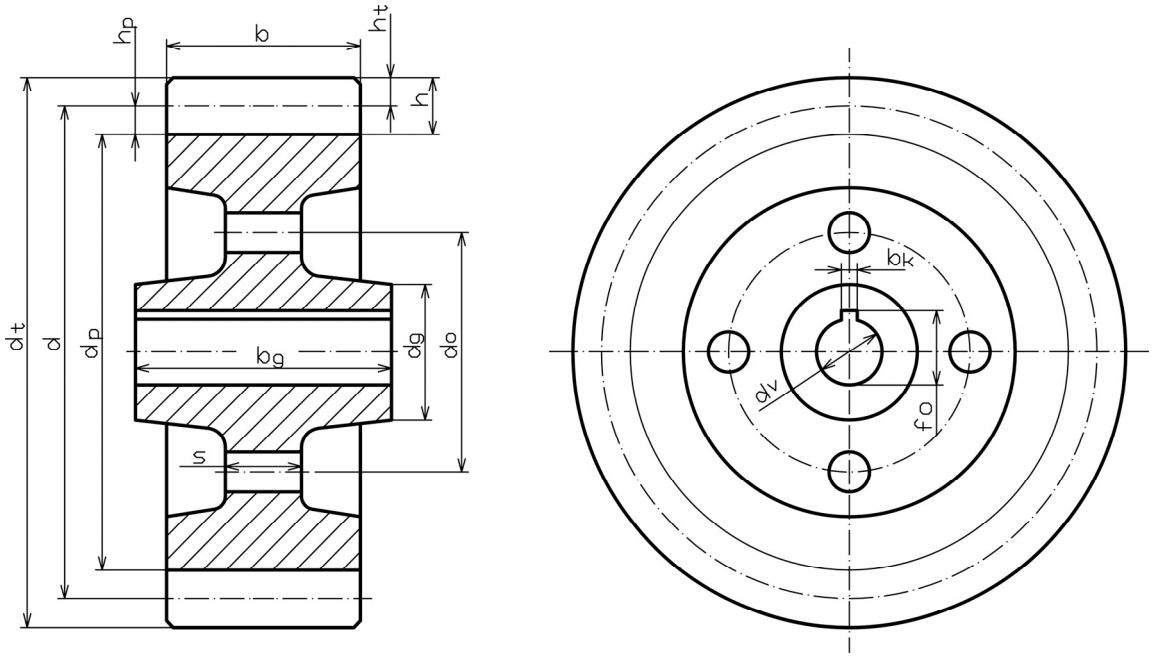
$$d = \frac{e}{\pi} \cdot z .$$

Odnos koraka zupca e i broja π naziva se modulom m, tj.

$$m = \frac{e}{\pi} .$$

Sledi da je kinematički prečnik jednak:

$$d = m \cdot z .$$



Sl. 6.18. Osnovni geometrijski parametri zupčanika

Modul je osnovna geometrijska i važna dinamička karakteristika zupčanika. Modul ima standardne vrednosti (tab. 6.1.). Sve ostale dimenzije zupčanika određuju se u zavisnosti od modula. Kod nekorigovanih zupčanika vrednosti svih geometrijskih parametara zavise od modula (u funkciji su modula) m, na sledeći način:

- Visina temenog dela zupca h_t jednaka je modulu, $h_t = m$ (sl. 6.17);
- Visina podnožnog dela zupca h_p jednaka je $h_p = 1{,}2 \cdot m$;
- Ukupna visina zupca je $h = 2{,}2 \cdot m$;
- Temeni prečnik d_t jednak je $d_t = d + 2 \cdot m$;
- Podnožni prečnik d_p jednak je $d_p = d - 2{,}4 \cdot m$;
- Širina boka b jednaka je $b = \psi \cdot m$, gde je $\psi(-)$ - faktor širine zupca. Vrednost faktora širine zupca kreće se u širokom opsegu $\psi = 6 \div 100$ (tab. 6.2.). Odnos širine boka zupca i kinematičkog prečnika manjeg zupčanika b/d dat je u tabeli 6.3.
- Međuosno rastojanje A jednako je: $A = \frac{d_p + d_t}{2} = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2}$.

Modul gotovog zupčanika sa nekorigovanim zupcima može se odrediti merenjem temenog prečnika d_t na osnovu izraza: $d_t = d + 2 \cdot h_t = m \cdot z + 2 \cdot h_t = m \cdot z + 2 \cdot m = m(z+2)$, odakle je modul $m = \frac{d_t}{z+2}$.

Tabela 6.1. Vrednosti standardnih modula $m\,(mm)$ prema SRPS M.C1.015

I	1		1,25		1,5		2		2,5		3		4		5		6	
II		1,125		1,375		1,75		2,25		2,75		3,5		4,5		5,5		
III												3,25						6,5
I		8		10		16		20		25		32		40		50		60
II	7		9		11		14		18		22							
III																		

Tabela 6.2. Preporučene vrednosti faktora širine zupca ψ

Vrednosti faktora ψ	Preporuke
$6 \div 10$	Za liveno gvožđe, neobrađene zupce (manje vrednosti za grublje, a veće vrednosti za pažljivije izlivene zupce).
$10 \div 15$	Za zupce obrađene rezanjem, kada je mali zupčanik na prepustima vratila.
$15 \div 25$	Za dobro obrađene zupce i zupčanike u zasebnim kućicama.
$25 \div 45$	Za vrlo dobro obrađene zupce, za zupčanike u zasebnim kućicama koje obezbeđuju dobro podmazivanje i za $n \le 3000\ min^{-1}$.
$45 \div 100$	Za odlično obrađene zupce, za zupčanike u zasebnim kućicama koje obezbeđuju dobro podmazivanje i za $n > 3000\ min^{-1}$.

Tabela 6.3. Preporučene orijentacione vrednosti odnosa širine boka i kinematičkog prečnika manjeg zupčanika b/d

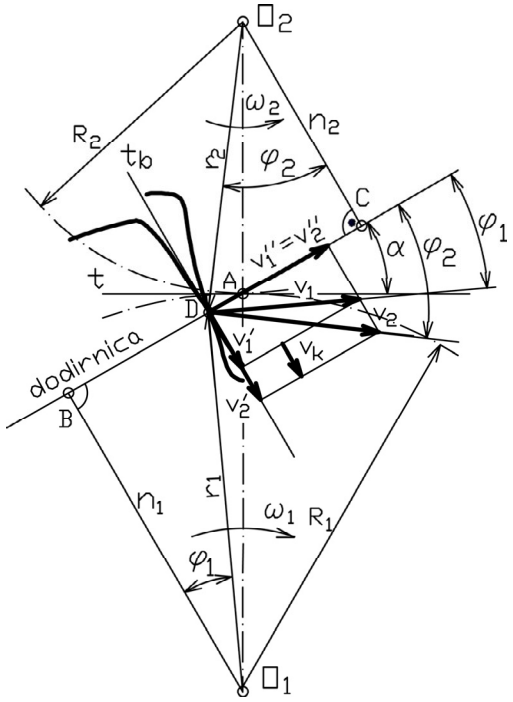
Materijal zupčanika	Zupčanici sa pravim i kosim zupcima čiji je položaj na vratilu		
	između oslonaca		na prepustu
	simetričan	nesimetričan	
Konstrukcioni čelik HB≤180	1,6	1,4	0,8
Poboljšani čelik HB≥200	1,4	1,1	0,7
Čelici za cementaciju, plameno i indukciono kaljenje	1,1	0,9	0,6
Čelici za nitriranje	0,8	0,65	0,4
Napomena: – Za zupčanike sa strelastim zupcima date vrednosti treba pomnožiti sa 1,8; – Za manje krute konstrukcije usvajati 60 % od datih vrednosti; – Veće vrednosti od datih mogu se uzeti u slučaju korekcije bočne linije zupca.			

6.3. GLAVNO PRAVILO ZUPČANJA

Da bi dva zupčanika mogla da se spregnu, i da se pri tome obrću, treba da imaju iste: module $m_1 = m_2$, korake zubaca $e_1 = e_2$, visine zubaca $h_1 = h_2$, širine zubaca $b_1 = b_2$, širine međuzublja $b_{o1} = b_{o2}$, širine venca $b_1 = b_2$, iste i simetrične dodirnice u odnosu na centralnu tačku A (sl. 6.19) i simetričan oblik zubaca.

Da bi se zupčanici spregnuli, i obrtali bez uklinjavanja, treba da zadovolje određene zahteve, koji proizilaze iz kinematički i geometrijski međusobnih zavisnosti (sl. 6.19). Bokovi zubaca dva spregnuta zupčanika moraju stalno biti u dodiru. Spajanjem tačaka dodira dva zupca spregnutih zupčanika od trenutka kada ulaze do trenutka kada izlaze iz sprege, dobija se linija koja se naziva dodirnicom. Ugao između dodirnice i tangente na kinematičke poluprečnike R_1 i R_2 u tački A je ugao dodirnice α.

Pri obrtanju zupčanika (1) ugaonom brzinom ω_1 tačka dodira D posmatrano na zupčaniku (1) ima brzinu $v_1 = r_1 \cdot \omega_1$ koja je upravna na radijus obrtanja r_1, a tačka dodira D posmatrano na zupčaniku (2) ima brzinu $v_2 = r_2 \cdot \omega_2$ koja je upravna na radijus obrtanja r_2. Ako se ove brzine razlože na komponente upravne na dodirnicu i na zajedničku tangentu na bokove zubaca t_b, dobijaju se brzine v_1', v_1'', v_2' i v_2''. Vrednosti komponenata brzina su: $v_1' = v_1 \cdot sin\varphi_1$, $v_1'' = v_1 \cdot cos\varphi_1$, $v_2' = v_2 \cdot sin\varphi_2$ i $v_2'' = v_2 \cdot cos\varphi_2$.



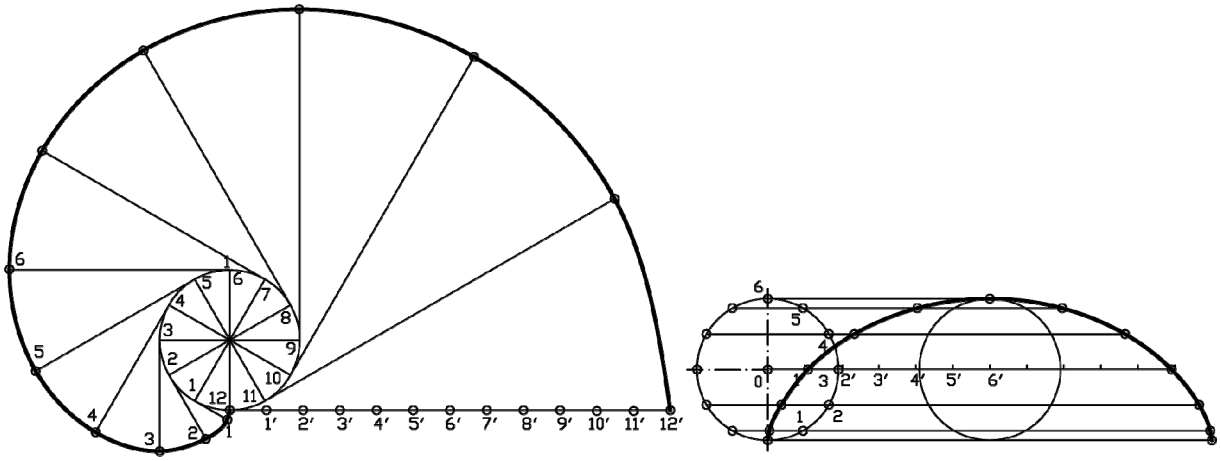
Sl. 6.19. Glavno pravilo zupčanja

Tačke B i C dobijaju se kada se iz središta zupčanika O_1 i O_2 povuku normale n_1 i n_2 na dodirnicu i na taj način se dobijaju dva slična pravougla trougla O_1DB i O_2DC, čije ivice zaklapaju uglove φ_1 i φ_2. Da bi se zupčanici mogli obrtati i da zubac jednog zupčanika ne bi prodro u zubac drugog zupčanika, komponente brzina v_1'' i v_2'' treba da su iste, $v_1'' = v_2''$. Sledi da je $r_1 \cdot \omega_1 \cdot cos\varphi_1 = r_2 \cdot \omega_2 \cdot cos\varphi_2$, odakle je $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_2}{n_1}$. Iz sličnosti trouglova O_1DB i O_2DC sledi da je $\frac{n_2}{n_1} = \frac{r_2}{r_1}$. Kada je tačka dodira u tački A, ovaj izraz predstavlja prenosni odnos $\frac{r_2}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$.

Komponente brzina v_1' i v_2' u pravcu tangente t_b nisu iste. Javlja se razlika ovih brzina koja se naziva kliznom brzinom v_k i ona je jednaka $v_k = v_2' - v_1' = v_2 \cdot sin\varphi_2 - v_1 \cdot sin\varphi_1$. $v_k = r_2 \cdot \omega_2 \cdot sin\varphi_2 - r_1 \cdot \omega_1 \cdot sin\varphi_1$, što znači da zubac jednog zupčanika kliza po zupcu drugog zupčanika. Jedino kada je dodir dva zupca u tački A klizna brzina je jednaka nuli, $v_k = 0$. Iz svega navedenog može se zaključiti da je tačka A trenutni pol obrtanja dodirnih tačaka dva spregnuta profila zubaca. Tačka A se naziva centralnom tačkom i nalazi se u preseku spojne prave osa dva spregnuta zupčanika (O_1O_2) i dodirnice.

Iz navedene analize sledi da **glavno pravilo zupčanja** koje definiše međusobnu zavisnost oblika bokova zubaca glasi: **dodirnica seče spojnu pravu osa dva spregnuta zupčanika O_1O_2 u tački A koja predstavlja trenutni pol brzina.**

Trenutni položaji dodira dva spregnuta boka treba da se nalaze između tačaka B i C (sl. 6.19). To znači da se za bilo koji oblik boka zupca jednog zupčanika (bilo koja kriva), prema ovom pravilu, može konstruisati oblik boka drugog zupčanika, a da se pri tome obrću bez uklinjavanja. Zbog racionalizacije izrade zupčanika bira se za oblik boka ona kriva koja će biti ista i na jednom i na drugom boku zubaca spregnutih zupčanika. To su samo evolventa (sl. 6.20, a) i cikloida (sl. 6.20, b). Pored toga, kada su oblici bokova zubaca evolventa ili cikloida dodirnica je prava linija.

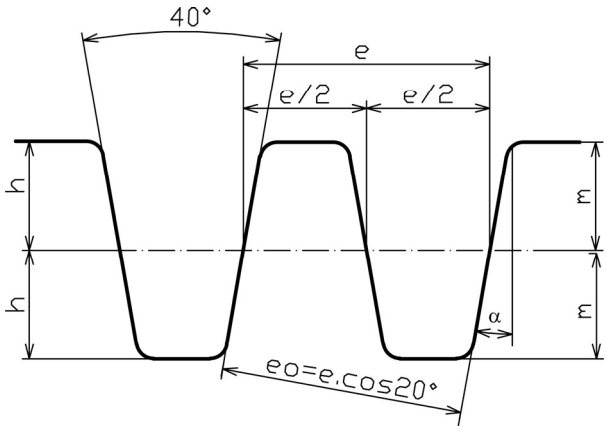


a) *b)*

Sl. 6.20. Evolventa i cikloida kao oblici bokova zupčanika

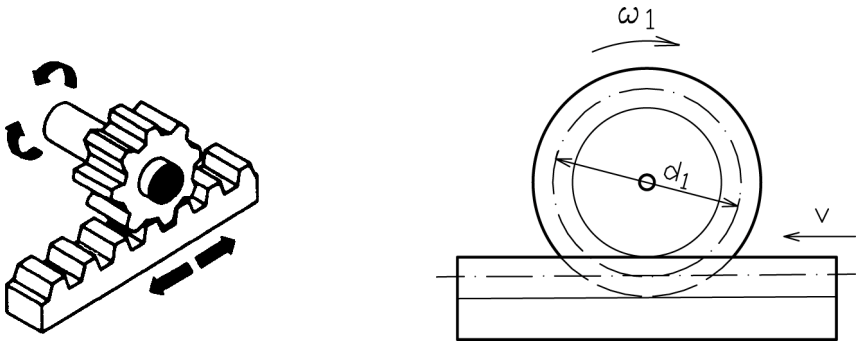
Profil boka u obliku evolvente pogodniji je za izradu rezanjem (glodanjem), te se uglavnom ovaj profil koristi. Profil boka u obliku cikloide nije pogodan za izradu rezanjem, ali je opterećenje na ovakvom boku ravnomernije raspoređeno, te se uglavnom ovaj profil koristi za veća opterećenja i za manje gabaritne zupčanike koji se izrađuju isecanjem.

Za evolventni oblik boka koriste se različiti delovi evolvente, niži (zakrivljeniji) i viši (manje zakrivljeni), što zavisi od broja zubaca z. Kada bi broj zubaca bio beskonačno veliki, oblik boka bi bio prava linija. Pošto je samo ovaj oblik jednoznačan, usvojen je za standarni profil (sl. 6.21.) koji se koristi na zupčastoj letvi (sl. 6.22).



Sl. 6.21. Standardni profil zubaca zupčanika

Kod standardnog profila ugao dodirnice je $\alpha = 20^o$, visine zubaca $h_t = h_p = m$, tj. $h = m$. Pored koraka zupca e postoji i bočni korak $e_o = e \cdot cos\,20^\circ$. Standardni profil zubaca je na zupčastoj letvi (sl. 6.22), gde se obrtno kretanje zupčanika definisano ugaonom brzinom ω_1 transformiše u pravolinijsko kretanje zupčaste letve brzinom $v = R_1 \cdot \omega_1$.



Sl. 6.22. Zupčanik i zupčasta letva

6.4. STEPEN SPREZANJA

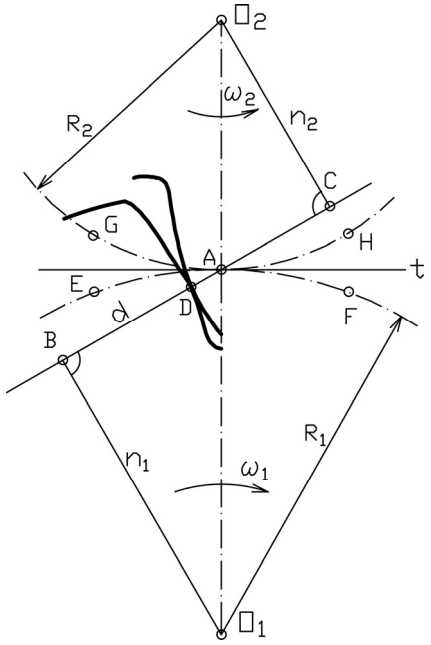
Parametar koji određuje nosivost zupčanika je stepen sprezanja ε koji se definiše kao količnik dužine luka L i koraka zupčanika e:

$$\varepsilon = \frac{L}{e} > 1 \ .$$

Dužina luka L, prema sl. 6.23, jednaka je dužini lukova:

$L = EA + AF$ ili $L = GA + AH$.

Tačka E predstavlja prvu dodirnu tačku dva zupca pri ulasku u dodir, a tačka F zadnju dodirnu tačku pri izlasku iz dodira posmatrajući zupčanik (1). To isto važi i za tačke G i H, ali posmatrajući zupčanik (2). Vrednost stepena sprezanja cilindričnih zupčanika sa pravim zupcima treba da je veća od $\varepsilon \approx 1{,}4$. Stepen sprezanja od, npr. $\varepsilon = 1{,}7$, znači da su samo 1,7 zupca u kontaktu i da samo oni nose celokupno opterećenje. Što je veći stepen sprezanja, zupci zupčanika su manje opterećeni.



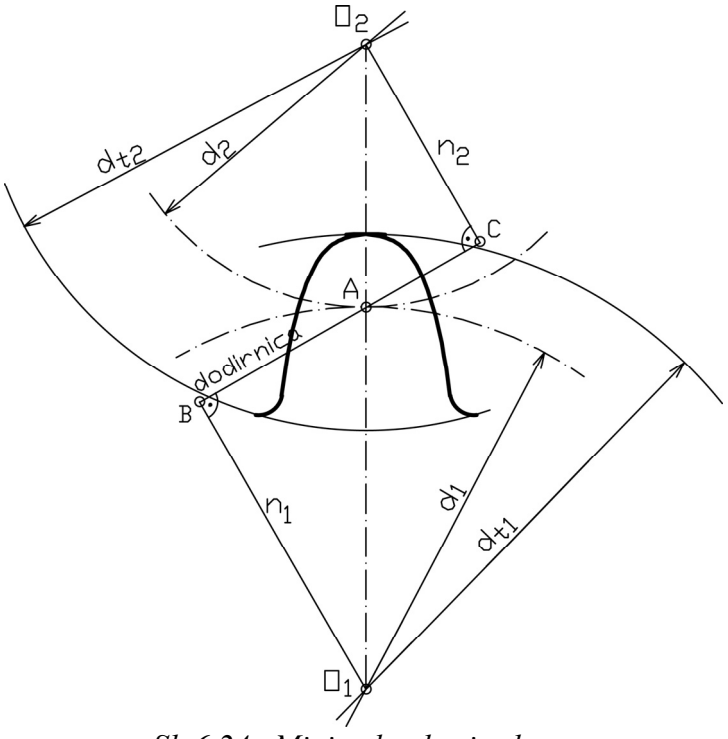
Sl. 6.23. Stepen sprezanja

Radi lakšeg određivanja stepena sprezanja ε data je tabela 6.4. Parcijalni stepeni sprezanja ε_1 i ε_2 za dva spregnuta zupčanika određuju ukupan stepen sprezanja ε. Na primer, stepen sprezanja za zupčasti par za $z_1 = 25$ i $z_2 = 70$ je $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0{,}805 + 0{,}895 = 1{,}7$. Stepen sprezanja zupčanika 1, prema tabeli 6.4, za $z_1 = 25$ je 0,805, a za zupčanik 2 za $z_2 = 70$ je 0,895.

Tabela 6.4. Parcijalni stepeni sprezanja ε_1 i ε_2

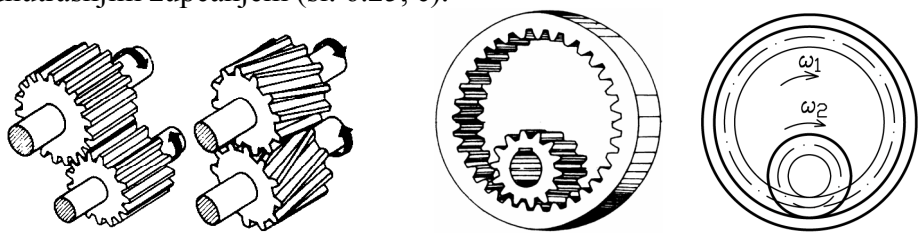
z	ε_1 ε_2	z	ε_1 ε_2	z	ε_1 ε_2	z	ε_1 ε_2	z	ε_1 ε_2	z	ε_1 ε_2
11	0,480	26	0,810	41	0,854	56	0,881	71	0,896	86	0,911
12	0,563	27	0,815	42	0,858	57	0,882	72	0,897	87	0,912
13	0,643	28	0,820	43	0,861	58	0,883	73	0,898	88	0,913
14	0720	29	0,8225	44	0,863	59	0,884	74	0,899	89	0,914
15	0,753	30	0.825	45	0,865	60	0,885	75	0,900	90	0,915
16	0,745	31	0,8275	46	0,867	61	0,886	76	0,901	91	0,9155
17	0,755	32	0,830	47	0,869	62	0,887	77	0,902	92	0,916
18	0,765	33	0,8325	48	0,871	63	0,888	78	0,903	93	0,9165
19	0,770	34	0,835	49	0,873	64	0,889	79	0,904	94	0,917
20	0,780	35	0,8375	50	0,875	65	0,890	80	0,905	95	0,9175
21	0,785	36	0,840	51	0,876	66	0,891	81	0,906	96	0,918
22	0,790	37	0,8425	52	0,877	67	0,892	82	0,907	97	0,9185
23	0,795	38	0,845	53	0,878	68	0,893	83	0,908	98	0,919
24	0,800	39	0,8475	54	0,879	69	0,894	84	0,909	99	0,9195
25	0,805	40	0,850	55	0,880	70	0,895	85	0,910	100	0,920

Pravilno sprezanje zupčanika je tada kada se dodirne tačke D nalaze na dodirnoj liniji između tačaka B i C. Tačke B i C nalaze se u preseku normala n_1 i n_2 iz tačaka O_1 i O_2 na dodirnicu. Minimalan broj zubaca zupčanika dobija se iz uslova da temeni prečnici zupčanika 1 i 2 ne mogu biti toliki da budu izvan tačaka B i C (sl. 6.24). Iz ovog uslova proizilazi i minimalan broj zubaca koji može imati zupčanik. Minimalan broj zubaca je onaj najmanji broj pri kojem se spregnuti zupčanici neće pri obrtanju ukliniti. Na primer, za ugao dodirnice $\alpha = 20^\circ$ minimalan broj zubaca manjeg zupčanika je $z_{min} \approx 12$. U slučaju da je potreban manji broj zubaca od minimalnog, potrebno je izvršiti korekciju zubaca, bilo podsecanjem podnožja, bilo pomeranjem profila. Za korigovane zupce minimalan broj može biti $z_{min} \approx 7$. Minimalan broj zubaca je i veći od navednog, kada su opterećenja povećana.



Sl. 6.24. Minimalan broj zubaca

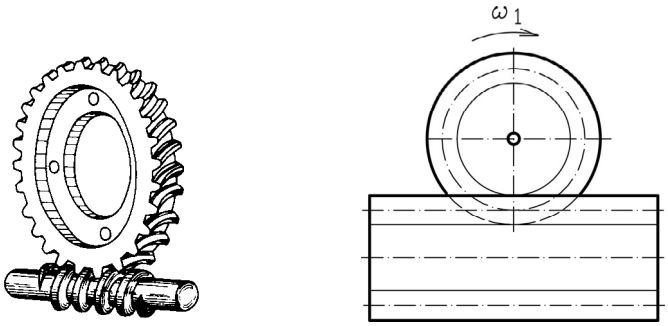
Sve navedene geometrijske i kinematičke zavisnosti cilindričnih zupčanika sa pravim zupcima (sl. 6.25, a) odnose se i na cilindrične zupčanike sa kosim zupcima (sl. 6.25, b) i na cilindrične zupčanike sa unutrašnjim zupčanjem (sl. 6.25, c).



a) *b)* *c)*

Sl. 6.25. Cilindrični zupčanici sa spoljašnjim i unutrašnjim zupčanjem

Cilindrični zupčanici koriste se i za pužne prenosnike koji prenose kretanje na mimoilazna vratila pod uglom od 90° . Pužni prenosnik sastoji se iz zupčanika i puža (sl. 6.26). Prenosni odnos pužnog prenosnika je veliki jer pri jednom potpunom obrtaju puža za 360°, zupčanik se pomeri samo za jedan zubac ako je broj početaka puža $N_P = 1$, a ako je broj početaka puža $N_P = 2$, zupčanik će se pomeriti za dva zupca.



Sl. 6.26. Pužni prenosnik

6.5. STATIČKI PRORAČUN OSNOVNIH PARAMETARA CILINDRIČNIH ZUPČANIKA

Postupak proračuna zupčanika definisan je međunarodnim standardom ISO/DIS 6336/I-IV. Ovaj proračun obuhvata veliki broj faktora koji utiču na izbor zupčanika. Projektovanje primenom računara (CAD tehnologije – Computer Aided Design) omogućilo je usavršavanje prenosnika snage. Međutim, i pored toga statističke analize pokazuju da od ukupnih oštećenja mehaničkih prenosnika snage 60 % su oštećenja zupčanika, 20 % su oštećenja ležajeva, a 20 % su oštećenja svih ostalih delova prenosa.

Proračun zupčastih prenosnika obiman je i složen, posebno konusnih zupčanika. Ovde će se dati samo osnovni principi. Vitalni deo zupčastog prenosnika su zupci manjeg zupčanika. Stoga se proračunavaju zupci manjeg zupčanika, jer su njegovi zupci opterećeniji, pošto češće ulaze u spregu. Ako zadovolje zupci manjeg zupčanika, zadovoljiće i zupci većeg.

Pri proračunu i proveri naprezanja zubaca zupčanika usvaja se kao da samo jedan zubac nosi ukupno opterećenje, iako je stepen sprezanja uvek veći od jedan ($\varepsilon > 1$).

6.5.1. Opterećenje zubaca zupčanika

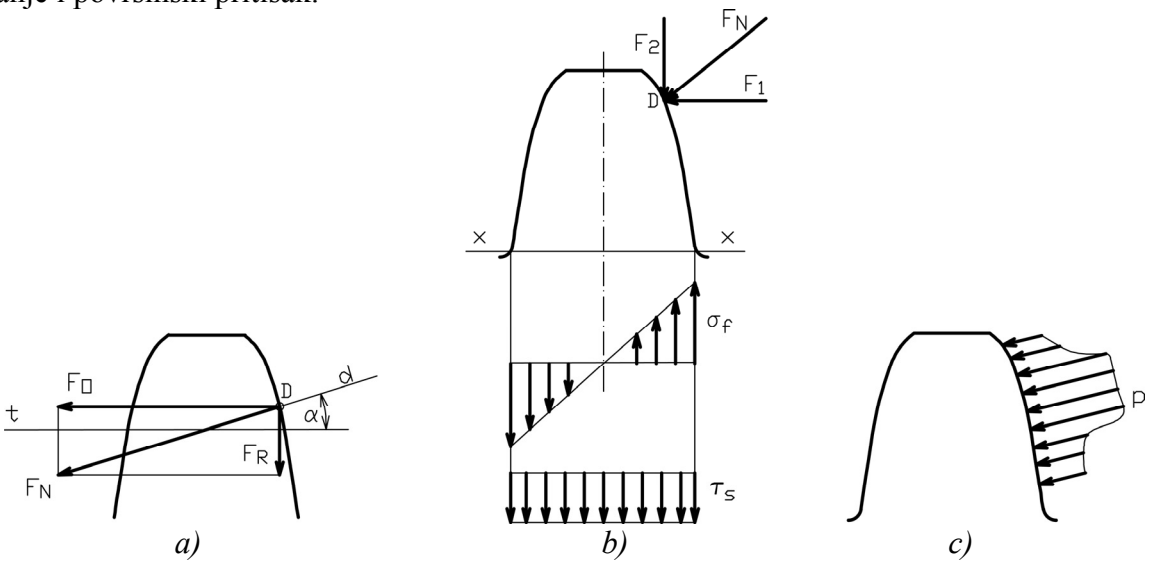
Zupci cilindričnih zupčanika sa pravim zupcima opterećeni su normalnom silom F_N, odnosno njenim komponentama F_O i F_R (sl. 6.27, a). Pravac sile F_O je na tangenti na dodirne kinematičke krugove, a sila F_R je na pravcu spojne prave osa spregnutih zupčanika. Normalna sila F_N ima pravac dodirnice d. Ako se sila F_N razloži na komponente F_1 i F_2, imamo da sila F_1 napreže zubac na savijanje i smicanje, a sila F_2 napreže zubac na sabijanje (sl. 6.27, b). Sila F_N jednaka je:

$$F_N = \frac{F_O}{\cos\alpha}.$$

Radijalna sila F_R ima pravac spojne prave osa spregnutih zupčanika sa smerom prema posmatranom vratilu, tj. upravna je na obimnu silu F_O. Intenzitet je $F_R = F_N \cdot \sin\alpha = \frac{F_O}{\cos\alpha} \cdot \sin\alpha$,

$$F_R = F_O \cdot tg\alpha.$$

Maksimalan napon na savijanje i smicanje je u podnožju zupca na poprečnom preseku *x* - *x*. Napon na sabijanje može se zanemariti, kao i na smicanje. Površinski pritisak p je po boku zupca sa maksimalnim vrednostima oko kinematičkog prečnika (sl. 6.27, c). Dominantna naprezanja su na savijanje i površinski pritisak.



Sl. 6.27. Opterećenje zubacazupčanika

6.5.2. Izbor broja zubaca zupčanika

Potrebno je prvo odabrati broj zubaca manjeg zupčanika, ili proveriti njihov broj, jer je on opterećeniji i njegovi zupci češće ulaze u spregu. Izabrani broj zubaca manjeg zupčanika treba da je veći od preporučene minimalne vrednosti broja zubaca. Broj zubaca manjeg zupčanika zavisi i od raspoloživog prostora, namene, brzine obrtanja, mase, materijala, itd.

Broj zubaca manjeg zupčanika treba da je u skladu sa prečnikom i modulom prema relaciji: $d = m \cdot z$. Sa aspekta veka trajanja, bolje je usvojiti veći broj zubaca jer će tako biti veći stepen sprezanja ε, tj. veća dodirna površina. Međutim, veći broj zubaca znači i veće gabaritne dimenzije zupčanika. U tabeli 6.5. date su preporuke za orijentacione vrednosti brojeva zubaca manjeg zupčanika. Broj zubaca većeg zupčanika dobija se iz prenosnog odnosa.

Tabela 6.5. Preporučene orijentacione vrednosti brojeva zubaca manjeg zupčanika z_1

Materijal zupčanika	Prenosni odnos *i*			
	1	2	3	4
Čelici za poboljšanje sa otvrdnutim bokovima ≤ 230 HB	32 do 60	29 do 55	25 do 50	22 do 45
Čelici za poboljšanje sa otvrdnutim bokovima ≥ 300 HB	30 do 50	27 do 45	23 do 40	20 do 35
Sivi liv	26 do 45	23 do 40	21 do 35	18 do 30
Nitrirani liv	24 do 40	21 do 35	19 do 31	16 do 26
Cementirani čelik	21 do 32	19 do 29	16 do 25	14 do 22
Donje vrednosti birati za n<1000 o/min, a gornje za n>3000 o/min.				

6.5.3. Izbor prenosnog odnosa

Prenosni odnos i može biti već određen potrebama mašine u kojoj se zupčanici nalaze. Odabrani ili zadati prenosni odnos treba uskladiti sa preporučenim vrednostima u odnosu na obimne brzine zupčanika. Za jedan par spregnutih zupčanika orijentacione preporuke maksimalnih vrednosti prenosnog odnosa su sledeće:

$i_{max} \approx 10 \div 18$ za zupčanike koji se povremeno koriste i rukom pokreću,

$i_{max} \approx 7 \div 8$ za sporohodne zupčanike obimnih brzina $v \le 2\ m/s$,

$i_{max} \approx 7 \div 8$ za zupčanike obimnih brzina $v = 2 \div 12\ m/s$ i

$i_{max} \le 5$ za zupčanike obimnih brzina $v > 12\ m/s$.

Sa aspekta ravnomernosti opterećenja po pojedinim zupcima, prenosni odnos ne treba da je ceo broj, npr. $i = 2$, $i = 3$ i slično. Ako je prenosni odnos ceo broj, tada će isti zupci dva zupčanika češće biti u dodiru. Pri tome oštećenja na njima će se intenzivirati u većem obimu, nego da tako često jedni te isti ne dolaze u dodir. Iz tog razloga prenosni odnos $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{40}{20} = 2$, ako je moguće treba zamenuti sa npr. $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{40}{21} = 1{,}904$. Ako je potrebno ostvariti veće prenosne odnose, koriste se višestepeni zupčasti prenosnici.

6.5.4. Izbor materijala za zupčanike

Na izbor materijala za zupčanike utiču: brzina, opterećenje, željeni vek trajanja, cena, masa, uslovi u kojima će zupčanik raditi, postupak izrade itd. U tabeli 6.6. dati su neki od materijala sa osnovnim karakteristikama.

Za zupčanike se koriste različiti materijali. Za mala opterećenja i male brzine mogu se koristi livena gvožđa ili liveni čelici sa neobrađenim zupcima. Ovakvi zupčanici pogodni su za rad u sredini sa nečistoćama (prašina, mulj i sl.). Otporni su na habanje, ali ne trpe udarna i promenljiva opterećenja.

Najčešće se za izradu zupčanika koriste čelici. Za umerena i jaka opterećenja koriste se konstrukcioni čelici i čelici za cementaciju. Za vrlo jaka opterećenja i velike brzine koriste se termički obrađeni legirani čelici (cementacija i kaljenje).

Za velike prečnike ($d > 400\ mm$) venac se pravi od čelika, a trup i glavčina od nekog jeftinijeg materijala (sivog liva, čeličnog liva ili čelika za zavarivanje).

Radi smanjenja buke veći zupčanik može se izraditi od nemetala, a manji od metala. Nemetalni zupčanik nije pogodan za veća opterećenja i veće brzine. Nematalni materijali su najčešće plastične mase. Najčešće se koriste termički obrađeni čelici (cementacija i kaljenje).

6.5.5. Izbor modula zupčanika

Izbor modula bazira se na manjem zupčaniku. Zubac zupčanika napregnut je na savijanje, smicanje i površinski pritisak. Kritičan poprečni presek je podnožje zupca. Dominantno naprezanje je na savijanje podnožja zupca i površinski pritisak boka zupca.

Kada je dominantno naprezanje na savijanje podnožja zupca, modul se određuje iz relacije:

$$\sigma_f = \frac{F_O \cdot \phi}{e \cdot L} \le \sigma_{df},$$

gde je: ϕ (-) – faktor oblika koji zavisi od broja zubaca (tab. 6.7.).

Tabela 6.6. Karakteristike nekih materijala za zupčanike

Oznaka materijala	Termička obrada	Zatezna čvrstoća $\sigma_M (N/mm^2)$	Tvrdoća HB (N/mm^2)	Dozvoljeni napon na savijanje zubaca $\sigma_{dfo} (N/mm^2)$	Koeficijent izdržljivosti na gnječenje $K (N/mm^2)$
Sl.200	-	200	1700	35	2,55
Sl.350	-	300	2300	55	3,17
NL.600-3	-	600	2500	130	6,59
NL. 800-2	-	800	2750	140	7,58
CTeL35	-	350	1400	90	1,93
ČL.0500	I	520	1500	80	2,19
Č.0545	I	550	1500	100	3,6
Č.0745	I	775	2100	120	6,47
Č.1331	II	575	1400	100	4,93
Č.1731	II	875	2100	168	7,32
Č.4130	II	1000	2560	185	9,04
Č.5431	II	1050	3050	200	10,79
Č.1220	III	575	6080	120	46,56
Č.4320	III	950	6080	120	46,56
Č.1531	IV	575	5150	170	29,55
Č.4732	IV	1025	5720	200	30,30
Č.1531	V	575	3900	175	19,72
Č.4732	VI	1025	5090	200	21,19

Napomena uz tabelu 6.5: I – normalizovanje, II - poboljšanje, III – cementacija, IV – kaljenje, V – nitrovanje, VI – nitrokarboniranje.

Tabela 6.7. Faktor oblika zubaca ϕ

Broj zubaca z ili z_ϕ za konusne zupčanike	12	15	20	25	30	35	40	50	60	80	100	150
Faktor oblika ϕ	14,92	12,24	10,58	10,01	9,80	9,33	9,11	8,80	8,54	8,26	7,95	7,73

Ako se u prethodnom izrazu umesto koraka e unese $e = m \cdot \pi$ i umesto širine zupca L unese $L = \psi \cdot m$, gde je $\psi(-)$ - faktor dužine zubaca, dobija se $\sigma_f = \frac{F_O \cdot \phi}{\pi \cdot \psi \cdot m^2} \le \sigma_{df}$, odakle se dobija modul prema naprezanju na savijanje:

$$m = \sqrt{\frac{F_O \cdot \phi}{\pi \cdot \psi \cdot \sigma_{df}}} (mm).$$

Faktor dužine zubaca $\psi = \frac{b}{m}$ zavisi od izrade i obrade zubaca, od tačnosti sklapanja zupčanika, krutosti vratila, načina uležištenja itd. Preporučene vrednosti su u tabeli 6.2.

Dozvoljeni napon na savijanje određuje se na osnovu jednačine:

$$\sigma_{df} = \sigma_{dfo} \cdot \xi_k ,$$

gde je: $\sigma_{dfo} (N/mm^2)$ - tablična vrednost dozvoljenog napona na savijanje pri optimalnim radnim uslovima (tab. 6.6.), $\xi_k (-)$ - koeficijent radnih uslova koji se određuje prema izrazu:

$\xi_k = \frac{a_1 \cdot a_2}{a_1 + v}$ ili za obimne brzine $v > 20\, m/s$, $\xi_k = \frac{a_1 \cdot a_2}{a_1 + \sqrt{v}}$,

gde je: $a_1(-)$ - faktor tačnosti i kvaliteta obrade zupčanika (tab. 6.8.), $a_2(-)$ - faktor opštih uslova rada. Za miran rad zupčanika $a_2 = 1$, a za neravnomeran pogon i kruto vratilo $a_2 = 0{,}45 \div 0{,}6$.

Tabela 6.8. Preporučene vrednosti faktora tačnosti i kvaliteta obrade zupčanika a_1

$a_1(-)$	Kvalitet obrade zupčanika
$3 \div 4$	Za neobrađene livene zupce; za brzine $v \le 0{,}8\ m/s$; klase površinske hrapavosti N10 do N12.
$4 \div 5$	Za grubo obrađene zupce; za brzine $v = 0{,}8 \div 4\ m/s$; klase površinske hrapavosti N8 do N9.
$6 \div 7$	Za tačno obrađene zupce; za brzine $v = 4 \div 12\ m/s$; klase površinske hrapavosti N6 do N7.
$8 \div 10$	Za brušene zupce i tačno spregnute zupčanike; za brzine do $v = 15\ m/s$; klase površinske hrapavosti N6 do N7.

Dobijena vrednost modula usklađuje se sa standardnim (tab. 6.1). Pri usvajanju modula bira se bliža ili manja vrednost. Ovaj izraz za proračun modula prema naponu na savijanje podnožja zupca koristi se za manje brzine i manje snage.

U slučaju velikih opterećenja i velikih obimnih brzina ($v > 60\ m/s$), modul se bira na osnovu površinskog pritiska (gnječenja). Površinski pritisak po dodirnoj površini dva zupca nije ravnomerno raspoređen i najveći je u sredini zupca i prema Hercu iznosi:

$$p = \sqrt{\frac{0{,}35 \cdot F_N \cdot E}{b \cdot \rho}},$$

gde je: $F_N(N)$ - sila koja deluje upravno na bok zupca ($\vec{F}_N = \vec{F}_O + \vec{F}_R$) i $\rho(mm)$ - srednji poluprečnik krivine zubaca. Srednji poluprečnik krivine zubaca određuje se prema izrazu: $\rho = \frac{2 \cdot R_1 \cdot R_2}{R_2 + R_1}$, gde su R_1 i R_2 poluprečnici kinematički dodirnih krugova.

Nakon odgovarajućih zamena, iz izraza za pritisak na gnječenje dobija se modul:

$$m = \sqrt[3]{\frac{6{,}22 \cdot P(i+1)}{i \cdot \psi \cdot K_d \cdot z_1^2 \cdot \omega_1}}\ (\text{mm}),$$

gde je: $K_d(N/mm^2)$ - dozvoljena vrednost koeficijenta izdržljivosti na pritisak koji se određuje prema izrazu $K_d = \frac{K}{S}(N/mm^2)$, gde je $K(N/mm^2)$ - koeficijent izdržljivosti zubaca na gnječenje, dat u tabeli za metarijale zupčanika (tab. 6.6.); S (-) - stepen sigurnosti na gnječenje i kreće se od 1,5÷1,8.

Orijentacione preporuke za izbor minimalnih vrednosti modula date su u tabeli 6.9.

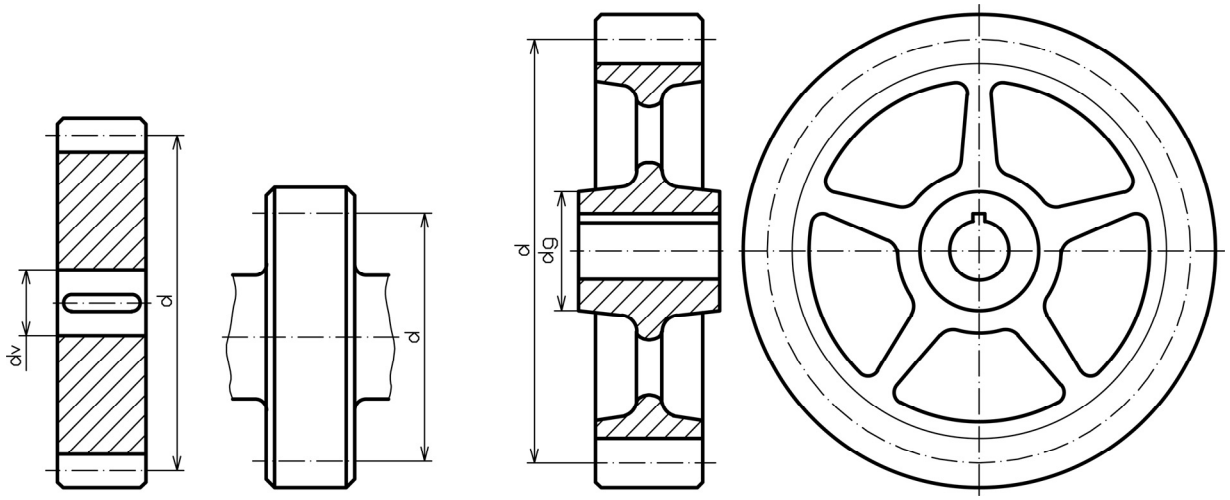
Tabela 6.9 . Orijentacione minimalne vrednosti modula

Kvalitet tolerancije mera	Konstrukciono izvođenje	Minimalna vrednost modula m_{min}
11 do 12	Čelična konstrukcija. Lako kućište	$b/10$ do $b/15$
8 do 9	Čelična konstrukcija ili pokretni mali zupčanik	$b/15$ do $b/25$
6 do 7	Dobro uležištenje vratila u kućištu	$b/20$ do $b/30$
6 do 7	Dobra paralelnost vratila, kruto kućište	$b/25$ do $b/35$
5 do 6	$b/d_1 \le 1$, dobra paralelnost vratila, kruto kućište	$b/40$ do $b/60$

6.5.6. Izbor dimenzija zupčanika

Geometrijske mere venca zupčanika određene su modulom zupčanika. Prečnik glavčine d_g zavisi od prečnika vratila d_v i određuje se na osnovu naprezanja vratila na tom mestu (savijanja i uvijanja). Ostale dimenzije zupčanika određuju se zavisno od načina izrade, veličine kinematičkog prečnika d i modula m, prema okvirnim preporukama.

Za zupčanike malog kinematičkog prečnika d, kod kojih je odnos ovog prečnika i otvora glavčine manji od 3, $\frac{d}{d_v} < 3$, zupčanik ima oblik ploče bez obzira na način izrade (sl. 6.28, a).



Sl. 6.28. Konstrukcioni oblici cilindričnih zupčanika

Zupčanici vrlo malog prečnika, kod kojih je debljina merena od žleba za klin do podnožnog prečnika manja od dva modula, izrađuju se izjedna sa vratilom (sl. 6.28, b). Za zupčanike većih prečnika d trup je stanjen bez ili sa otvorima po trupu. Za još veće vrednosti prečnika d trup je sa paocima (sl. 6.28, c). Broj paoka se određuje prema izrazu:

$N \approx 0{,}45\sqrt{d}$, gde je d (cm).

Ako je $N < 3$, zupčanik se izrađuje bez paoka.

Vrlo veliki zupčanici izrađuju se iz dva dela. Venac od kvalitetnijeg materijala, a trup i glavčina od nekog drugog manje kvalitetnog, koji se spajaju zavarivanjem.

6.6. CILINDRIČNI ZUPČANICI SA KOSIM ZUPCIMA

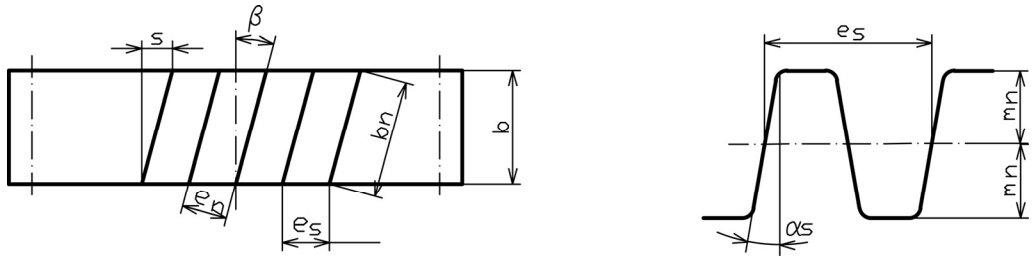
U kinematičkom smislu cilindrični zupčanici sa kosim zupcima funkcionišu isto kao i cilindrični zupčanici sa pravim zupcima. Cilindrični zupčanici sa kosim zupcima primenjuju se za veća opterećenja. Najveći broj geometrijskih parametara kojima se definišu cilindrični zupčanici sa kosim zupcima su isti kao i kod cilindričnih zupčanika sa pravim zupcima. Pored ovih parametara, za definisanje cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima koriste se i sledeći: normalni korak e_n, bočni korak e_s, ugao kosine zubaca β, bočna dužina zubaca b, normalna dužina zubaca b_n i bočni raspon s (sl. 6.29). Ugao kosine zubaca β kreće se približno od 10÷20°.

Normalni korak se određuje iz relacije:

$e_n = e_s \cdot \cos\beta$.

Ovi zupčanici imaju dva modula - normalni m_n i bočni m_s. Bočni modul određuje se prema relaciji:

$$m_s = \frac{m_n}{\cos\beta}.$$



Sl. 6.29. Geometrijski parametri cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima

Normalni modul se određuje iz relacije:

$$m_n = \frac{e_n}{\pi} = \frac{e_s \cdot \cos\beta}{\pi} = m_s \cdot \cos\beta,$$

gde je: $m_s = \frac{e_s}{\pi}$. **Normalni modul** m_n **ima standardne vrednosti** iste kao i cilindrični zupčanici sa pravim zupcima prema tabeli 6.1. Podnožni d_p i temeni d_t prečnik određuje se na osnovu normalnog modula m_n koji ima standarne vrednosti prema relacijama:

$d_p = d - 2{,}4 \cdot m_n$ i

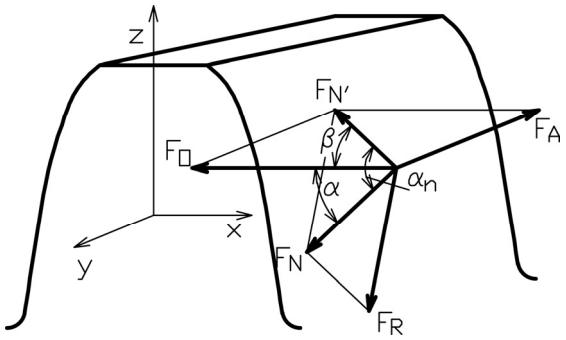
$d_t = d + 2 \cdot m_n$.

Međutim, **kinematički prečnik** d **određuje se prema bočnom modulu** m_s koji nema standardne zaokružene vrednosti prema relaciji:

$$d = m_s \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos\beta}.$$

Sila koje deluje na bok zupca zupčanika sa kosim zupcima je normalna sila F_N koja se razlaže na obimnu F_O, radijalnu F_R i aksijalnu F_A (sl. 6.30). Prema ovoj slici imamo da je: $\vec{F}_N = \vec{F}_{N'} + \vec{F}_R$, $\vec{F}_{N'} = \vec{F}_O + \vec{F}_A$, $F_{N'} = \frac{F_O}{\cos\beta}$, $F_R = F_N \cdot \sin\alpha_n = \frac{F_O \cdot \sin\alpha_n}{\cos\alpha_n \cdot \cos\beta}$, te je $F_R = F_O \frac{tg\alpha_n}{\cos\beta}$,

$F_A = F_{N'} \cdot \sin\beta = F_O \frac{\sin\beta}{\cos\beta}$, te je $F_A = F_O \cdot tg\beta$.



Sl. 6.30. Sile na zupcu cilindričnog zupčanika sa kosim zupcima

Postupak proračuna cilindričnih zupčanika sa kosim zupcima isti je kao i za cilindrične zupčanike sa pravim zupcima, s tim što se izrazi za određivanje modula razlikuju.

Normalni modul cilindričnog zupčanika sa kosim zupcima m_n određuje se prema naprezanju na savijanje iz relacije:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \phi \cdot M \cdot \xi_\beta \cdot \cos\beta}{\pi \cdot \Psi \cdot \sigma_{df} \cdot z_1}} \ (mm).$$

Dobijena vrednost ovog modula standardizuje se.

Parametar ξ_β je faktor kosine dodirne površine zubaca. Zavisi od ugla kosine β i dat je u tabeli 6.10.

Tabela 6.10. Faktor kosine dodirne površine zubaca ξ_β

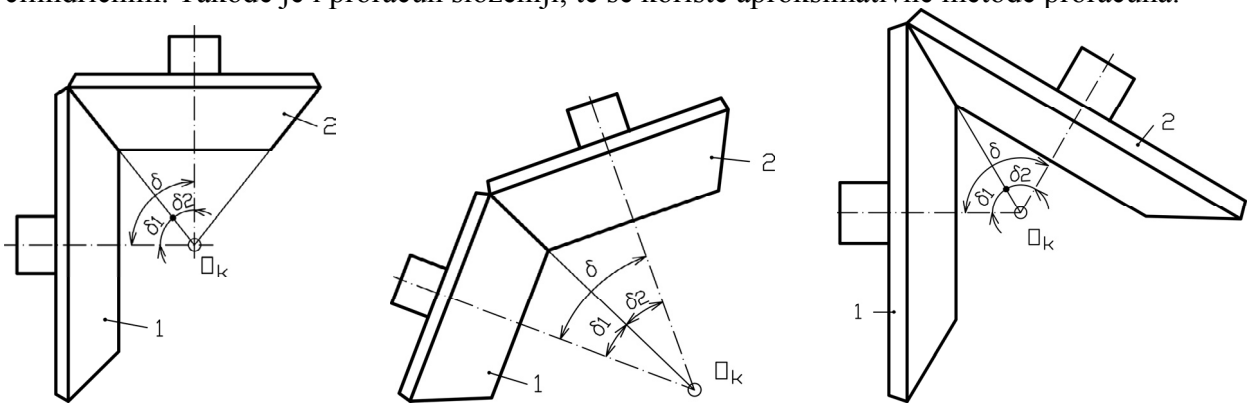
Ugao kosine zubaca β^o	0	5	10	15	20	25
Faktor kosine dodirne površine zubaca ξ_β	1	0,960	0,920	0,875	0,835	0,790

Na osnovu pritisku na gnječenje normalni modul m_n za nekorigovane cilindrične zupčanike sa kosim zupcima sa uglom dodirnice $\alpha = 20^\circ$ određuje se prema relaciji:

$$m_n = \cos\beta \cdot \sqrt[3]{\frac{6{,}22 \cdot P(i+1) \cdot \cos\beta \cdot \zeta_\beta}{i \cdot K_d \cdot \Psi \cdot z^2 \cdot \omega}} \ (mm).$$

6.7. KONUSNI ZUPČANICI SA PRAVIM ZUPCIMA

Osnovne karakteristike konusnih zupčanika iste su kao i za cilindrične zupčanike. Konusni zupčanici prenose obrtno kretanje na vratila koja se međusobno seku pod uglom ukupnog kinematičkog konusa δ, koji može da bude najčešće $\delta = 90^\circ$, $\delta < 90^\circ$ ili $\delta > 90^\circ$ (sl. 6.31). Geometrija konusnih zupčanika složenija je u odnosu na cilindrične, te je njihova izrada daleko skuplja. Konusni zupčanici koriste se za manje snage. Mogu biti sa pravim, kosim i spiralnim zupcima. Konusni zupčanici sa pravim zupcima koriste se za male obimne brzine, a za veće sa kosim i spiralnim zupcima. Održavanje konusnih zupčanika složenije je i skuplje u poređenju sa cilindričnim. Takođe je i proračun složeniji, te se koriste aproksimativne metode proračuna.



Sl. 6.31. Šematski prikaz ugla kinematičkog konusa δ konusnih zupčanika

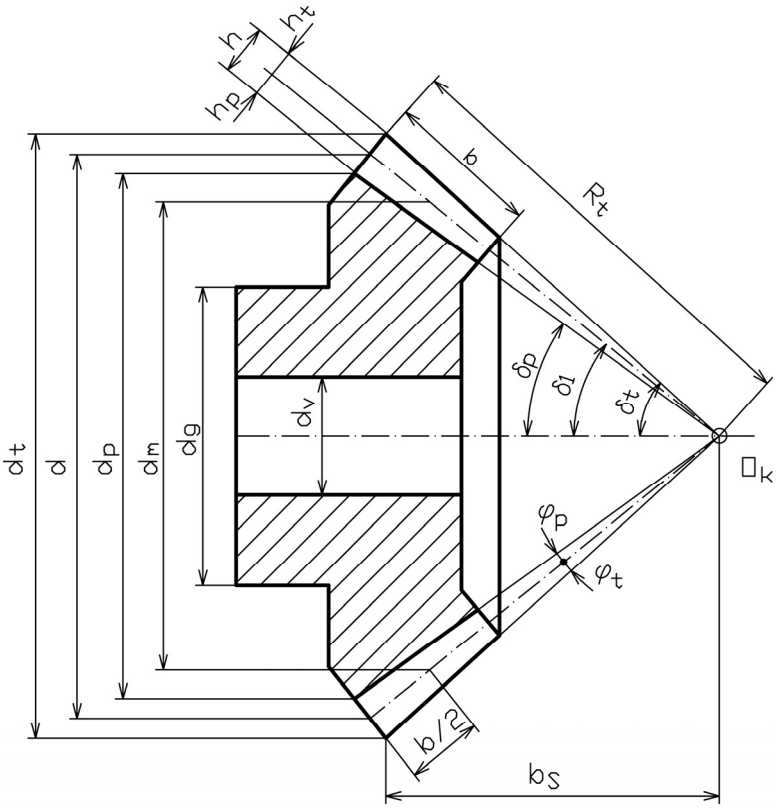
Spregnute konusne površine seku se u jednoj tački O_k koja je definisana poluprečnikom osnovnog konusnog zupčanika R_t (sl. 6.32). Ugao pod kojim se seku vratila i kinematski konusi δ jednak je:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 .$$

Zbog konusnih površina veći deo geomerijskih veličina ima beskonačno mnogo vrednosti (sl. 6.32). Osnovne geometrijske mere konusnih zupčanika su: spoljašnji podnožni, kinematski i temeni

prečnik (d_p, d i d_t), spoljašnja podnožna, temena i ukupna visina zupca (h_p, h_t i h), srednji kinematski prečnik d_m, podnožni i temeni ugao zupca (φ_p, φ_t), podnožni i temeni ugao kinematičkog konusa (δ_p, δ_t), širina zupca b i temena visina zupčanika b_s. Ostali parametri su isti kao kod cilindričnih zupčanika, prečnik vratila d_v i prečnik glavčine d_g. Jedan od osnovnih parametara je spoljašnji modul m, koji nije standardizovan. Srednja vrednost modula m_m računa se prema naprezanju zupca, a na osnovu njega računa se spoljašnji modul m. Srednji modul m_m ima standardne vrednosti, dok spoljašnji modul nema standardne vrednosti.

Uzajamni odnos navedenih geometrijskih vrednosti konusnih spregnutih zupčanika zavisi od vrednosti ukupnog kinematičkog konusa, tj. da li je $\delta < 90^\circ$, $\delta > 90^\circ$ ili je $\delta = 90^\circ$.



Sl. 6.32. Geometrijske mere konusnih zupčanika

Za ugao ukupnog kinematičkog konusa $\delta = 90^\circ$, za nekorigovane zupce, vrednosti geometrijskih veličina manjeg pogonskog konusnog zupčanika sa pravim zupcima (1) su:

$$tg\delta_1 = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2}, \qquad h_p = 1{,}2 \cdot m, \qquad h_t = m, \qquad h = 2{,}2 \cdot m, \qquad d = m \cdot z_1,$$

$$tg\varphi_p = 2{,}4 \cdot \sin\frac{\delta_1}{z_1}, \qquad tg\varphi_t = 2 \cdot \sin\frac{\delta_1}{z_1}, \qquad \delta_p = \delta_1 - \varphi_p, \quad \delta_t = \delta_1 + \varphi_t, \qquad b_s = \frac{d_t}{2 \cdot tg\delta_t},$$

$$R_t = \frac{m \cdot z_1}{2\sin\delta_1}, \qquad \frac{b}{R_t} = 0{,}25 \div 0{,}33, \qquad m = m_m + b\frac{\sin\delta_1}{z_1}, \qquad d_{t1} = m(z_1 + 2\cos\delta_1),$$

$$d_{p1} = m(z_1 - 2{,}4\cos\delta_1).$$

Principi za statički proračun osnovnih parametara konusnih zupčanika sa pravim zupcima isti su kao kod cilindričnih zupčanika. Na osnovu naprezanja na savijanje ili površinskog pritiska jednog zupca, određuje se srednji modul m_m, a na osnovu spoljašnjeg modula m sve ostale geometrijske

vrednosti prema napred datim relacijama. Na osnovu naprezanja na savijanje zupca, srednji modul se određuje iz relacije:

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{0{,}637 \cdot \phi \cdot P_1}{\psi \cdot \sigma_{df} \cdot z_1 \cdot \omega_1 \cdot \xi}} \text{ (mm)},$$

gde je: $\psi(-)$ - faktor dužine zubaca određuje se iz izraza $\psi = \frac{b}{m_m}$. Obično je $\psi = 6 \div 10$; Φ (-) – faktor oblika zupca prema tabeli 6.7, s tim da je broj zubaca računski z koji se određuje prema izrazu $z_\phi = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$; $\xi(-)$ - faktor stepena sprezanja određuje se $\xi = 0{,}8 \cdot \varepsilon$, a stepen sprezanja ε određuje se prema tabeli 6.4.

Srednji modul m_m određuje se prema pritisku na gnječenje na osnovu izraza:

$m_m = \sqrt[3]{\frac{6{,}22 \cdot P \cdot \sqrt{i^2 + 1}}{i \cdot K_d \cdot \psi \cdot {z_1}^2 \cdot \omega_1}}$. Srednji modul m_m se standardizuje.

6.8. PODMAZIVANJE ZUPČANIKA

Podmazivanje zupčanika neophodno je iz više razloga. Uloga maziva je da smanji trenje, hladi zupce, da odvodi kontaminante i da zaštiti zupčanike od korozije.

Osnovni razlog za podmazivanje je smanjenje trenja između zubaca spregnutih zupčanika. Drugi razlog je hlađenje zubaca. Bez obzira kako je podmazivanje izvedeno javlja se trenje usled kojeg dolazi do zagrevanja zubaca. Mazivo, naročito ako je protočno, odvodi toplotu i smanjuje zagrevanje zubaca. Ako se kaljeni zupčanik pregreje gubi svoje potrebne mehaničke karakteristike. Pored toga ulje odvodi kontaminante, tj. nečistoće i sitne čestice nastale habanjem.

Između zubaca teško je postići potpuno mokro podmazivanje. Pri malim obimnim brzinama ne može se stvoriti potreban hidrodinamički pritisak u sloju maziva. Pri velikim brzinama mazivo se teško zadržava između zubaca jer usled centrifugalne sile biva istisnuto.

Za podmazivanje zupčanika koriste se čvrsta maziva, masti i ulja. Čvrsto mazivo (molibdenov disulfid) i masti koriste se za male brzine do 1 m/s i za otvorene prenosnike kada se ne nalaze u kućištu. Ulja se koriste za zupčanike sa većim obimnim brzinama i kada su zatvoreni u kućištu.

Za podmazivanjem uljem koristi se potapanje ili ubrizgavanje. Podmazivanje potapanjem koristi se za brzine do 15 m/s. Pri tome je obično veći zupčanik zaronjen u ulje duboko do pet modula. Zupčanik ne sme biti dublje zaronjen u ulje jer bi otpor obrtanju bio veliki i stepen korisnosti takvog zupčastog para bio bi mali. Pri brzinama većim od 15 m/s podmazivanje se obavlja ubrizgavanjem. Ulje se pod pritiskom pomoću mlaznice ubrizgava među zupce neposredno pred ulazak u spregu. Ulje za podmazivanje stalno cirkuliše, pri čemu se prečišćava i hladi. Za cirkulaciju se koristi pumpa. Temperatura ulja ne sme da pređe 60°C, eventualno 80°C, u protivnom ulje brzo stari. Orijentacione preporuke za vrstu maziva i način podmazivanja dat je u tabeli 6.11.

Vrstu ulja koje treba koristiti za pojedine zupčanike propisuje proizvođač mašina (traktora, kombajna...) i te preporuke treba dosledno primenjivati.

Tabela 6.11. Izbor načina i sredstava za podmazivanje zupčanika

Obimna brzina (m/s)	Sredstvo za podmazivanje	Način podmazivanja	Oblik prenosnika (sistem za podmazivanje)
< 2,5	Prionljivo mazivo	Nanošenje četkicom ili lopaticom	Otvoren prenosnik po mogućnosti sa poklopcem
2,5 ÷ 4	Tečna mast	Naprskavanjem	
4 ÷ 8		Potapanjem ili ubrizgavanjem kod većih prenosnika (P=400 kW) ili prenosnika sa kliznim ležajima, kao i vertikalnih prenosnika	Zatvoren prenosnik
8 ÷ 15	Ulje		
15 ÷ 25			Podmazivanje potapanjem sa uljnom kadom ili rebrima za hlađenje
> 25		Ubrizgavanjem	Poseban agregat

6.9. TOLERANCIJE ZUPČASTIH PAROVA

Tolerancije mera, oblika i položaja za sve delove u sklopu su važne, a posebno su važne za zupčaste parove. Od vrednosti tolerancija zubaca zupčanika zavisi funkcionalnost sklopa, potrebna energija za pokretanje, cene održavanja, vek trajanja zupčastih parova i sl.

Nominalne geometrijske vrednosti venaca dva spregnuta zupčanika su iste ($e_1 = e_2$, $h_1 = h_2$, $h_{t1} = h_{t2}$, $h_{s1} = h_{s2}$, $b_1 = b_2$, $b_{o1} = b_{o2}$, $L_1 = L_2$), a samo tolerancijama se obezbeđuju potrebne i neophodne vrednosti zazora.

Za zupčaste prenosnike predviđene su sledeće tolerancije:

- koraka T_e,
- oblika (profila) boka zupca,
- bočne linije dodira (zupca) T_b,
- radijalnog bacanja – centričnosti,
- mere preko zubaca T_W,
- međuosnog rastojanja T_A,
- širine međuzublja T_{bo} (izbor bočnog zazora),
- paralelnosti osa obrtanja zupčanika zupčastog para,
- tela zupčanika,
- pravca kosine zubaca T_β,
- ravnosti obrtanja itd.

Kolike će vrednosti navedenih tolerancija biti zavisi od toga kako se zupčanici izrađuju, za koje snage i brzine obrtanja se koriste, da li se termički obrađuju ili ne, od dozvoljenih vrednosti buke i vibracija, od cene koštanja itd. Uglavnom, što su manje vrednosti navedenih tolerancija, to će zupčanik pravilnije i duže raditi i biti skuplji.

Za tolerancije oblika i mera zubaca i tela zupčanika predviđeni su kvaliteti od IT1 do IT12. Smernice za izbor kvaliteta tolerancija u zavisnosti od kinematičkog prečnika prikazane su tabeli 6.12.

Kvalitet površinske hrapavosti zavisi od vrednosti modula i kvaliteta tolerancija mera i blika, a preporučuje se kao u tabeli 6.13.

Tabela 6.12. Smernice za izbor kvaliteta tolerancija zupčanika

Dozvoljena radijalna i aksijalna bacanja kontrolnih površina u μm	Kinematički prečnik d u mm	IT kvalitet tolerancije											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	do 125	2,8	2,8	7	7	11	11	18	18	28	28	28	28
	125-400	3,6	3,6	9	9	14	14	22	36	36	36	36	36
	400-800	5	5	12	12	20	20	32	32	50	50	50	50
	800-1600	7	7	18	18	28	28	48	48	71	71	71	71
	1600-2500	10	10	25	25	40	40	63	63	100	100	100	100
	2500-4000	16	16	40	40	63	63	100	100	160	160	160	160
Tolerancija otvora u glavčini	Za prečnik H	IT4	IT4	IT4	IT4	IT5	IT6	IT7	IT7	IT8	IT8	IT8	IT8
	Za oblik	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT5	IT6	IT7	IT8	IT8	IT8	IT8
Tolerancije vratila	Za prečnik h	IT4	IT4	IT4	IT4	IT5	IT5	IT6	IT7	IT8	IT8	IT8	IT8
	Za oblik	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT5	IT6	IT7	IT8	IT8	IT8	IT8
Tolerancije temenog prečnika		IT6		IT7			IT8			IT9		IT11	

Tabela 6.13. Kvalitet površinske hrapavosti zubaca zupčanika

Kvalitet tolerancije mera zupčanika	Standardni modul m u mm						
	1 do 2	2 do 4	4 do 6	6 do 8	8 do 10	10 do 16	16 do 20
	Klasa površinske hrapavosti						
1	4	4	4	4	5	5	5
2	5	5	5	5	5	5	5
3	5	5	5	5	5	6	6
4	5	6	6	6	6	6	6
5	6	6	6	6	6	6	7
6	6	6	6	7	7	7	7
7	6	7	7	7	7	7	8
8	6	7	7	7	8	8	8
9	7	8	8	8	8	9	9
10	8	8	8	9	9	9	10
11	9	9	9	9	10	10	10
12	9	10	10	10	10	11	11

6.9.1. Kontrola tolerancija i mera

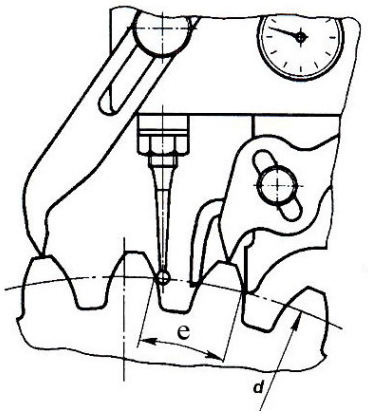
Ako je potrebno treba merenjem izvršiti kontrolu tolerancija i mera venca i ostalih dimenzija zupčanika, kao što su korak, oblik profila, bočnu liniju dodira itd.

Tolerancija koraka T_e predstavlja razliku između stvarne i nominalno - nazivne mere koraka zupca. Merenjem se utvrđuju odstupanja koraka na kinematičkom prečniku d. Način merenja prikazan je na sl. 6.33.

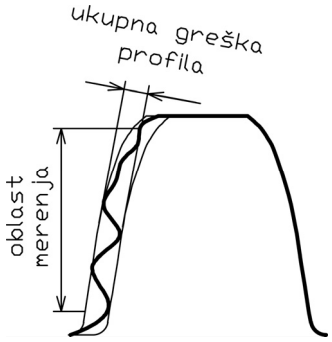
Tolerancija oblika (profila) boka zupca predstavlja odstupanje stvarnog oblika od teorijskog (sl. 6.34). Pri merenju odstupanja profila zubaca, merni pipak uređaja klizi duž aktivnog dela profila u čeonoj ravni. Standardom ISO 1328-1 propisana su dozvoljena odstupanja profila zubaca u zavisnosti od tačnosti izrade prečnika podeonog kruga i modula.

Tolerancija bočne linije dodira T_b (zupca) predstavlja dozvoljeno rastojanje između dve idealno paralelne bočne linije koje obuhvataju stvarnu bočnu liniju dodira (sl. 6.35). Pri merenju odstupanja bočne linije merni pipak uređaja klizi duž boka zupca u pravcu bočne linije (sl. 6.36). Standardom ISO 1238-1 propisana su dozvoljena odstupanja bočne linije u zavisnosti od tačnosti izrade, dužine zupca i kinematičkog prečnika.

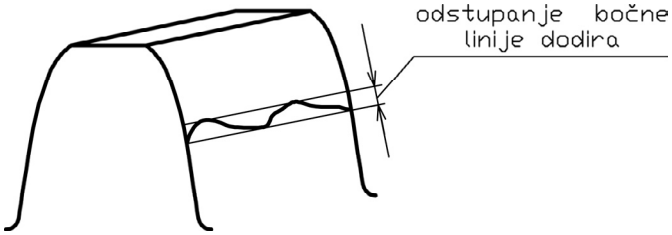
Tolerancije radijalnog bacanja - centričnosti je dozvoljeno odstupanje geometrijske ose zupčanika definisane bokovima zubaca u odnosu na kinematičku osu obrtanja zupčanika. Ovo odstupanje akumulira odstupanje oblika bokova, debljine i koraka zubaca. Meri se postavljanjem valjaka ili loptica u međuzublje zubaca (sl. 6.37). Odstupanje centričnosti predstavlja razliku između najveće i najmanje udaljenosti lopte ili valjaka od ose obrtanja zupčanika, mereno u radijalnom pravcu (radijalno bacanje). Standardom su propisane granične dozvoljene vrednosti ovih odstupanja, u zavisnosti od tačnosti izrade (kvaliteta), modula i prečnika kinematičkog kruga.



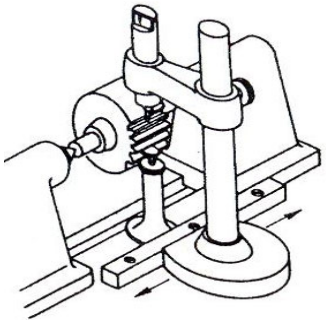
Sl. 6.33. Merenje koraka zupca



Sl. 6.34. Merenje odstupanja oblika boka zupca

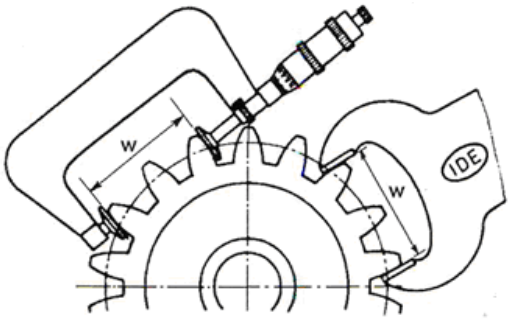


Sl. 6.35. Tolerancija bočne linije dodira

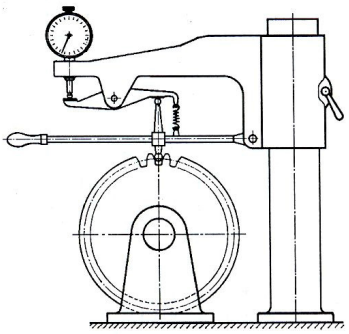


Sl. 6.36. Merenje tolerancije bočne linije dodira

Tolerancija mere preko zubaca T_W je određena zbog nemogućnosti tačnog merenja širine zupca b_z . Kontroliše se merenjem mere preko zubaca. Utvrđivanje stvarne vrednosti mere preko zubaca ostvaruje se primenom specijalnog mikrometra s mernim pipcima u obliku tanjira (sl. 6. 38). Kontrola se vrši graničnim merilom u obliku račve. Odstupanje mere preko zubaca predstavlja razliku između nazivne i stvarne mere, merene duž zajedničke normale preko više zubaca. Merni broj zubaca može se odrediti na osnovu analitičkih izraza ili očitati iz odgovarajućih dijagrama. Standardom su propisana dozvoljena granična odstupanja mere preko zubaca, u zavisnosti od izabranog kvaliteta i položaja tolerancijskog polja, modula i kinematičkog prečnika.



Sl. 6.37. Merenje radijalnog bacanja



Sl. 6.38. Merenje mere preko zubaca

Tolerancija međuosnog rastojanja T_A predstavlja razliku između stvarne izmerene vrednosti i nazivne, nominalne vrednosti. Nominalna vrednost dobija se iz uslova sprezanja zupčastog para bez bočnog zazora. Standardom SRPS M.C1.034 propisana su dozvoljena odstupanja osnog rastojanja u zavisnosti od nazivne vrednosti osnog rastojanja, kvaliteta tolerancije zupčanika i kvaliteta tolerancije međuosnog rastojanja (tab. 6.14.).

Tabela 6.14. Dozvoljeno odstupanje međuosnog rastojanja zupčanika A u μm

Međuosno rastojanje *A* u mm		Stepen tolerancije međuosnog rastojanja					
		1	2	3	4	5	6
		Stepen tolerancije zupčanika					
iznad	do	1 i 2	3 i 4	5 i 6	7 i 8	9 i 10	11 i 12
6	10	± 2	± 5	± 8	± 11	± 18	± 45
10	18	± 3	± 6	± 9	± 14	± 22	± 55
18	30	± 3	± 7	± 11	± 17	± 26	± 65
30	50	± 4	± 8	± 13	± 20	± 31	± 80
50	80	± 4	± 10	± 15	± 23	± 37	± 95
80	120	± 5	± 11	± 18	± 27	± 44	± 110
120	180	± 6	± 13	± 20	± 32	± 50	± 125
180	250	± 7	± 15	± 23	± 36	± 58	± 145
250	315	± 8	± 16	± 26	± 41	± 65	± 160
315	400	± 9	± 18	± 29	± 45	± 70	± 180
400	500	± 10	± 20	± 32	± 49	± 78	± 200
500	630		± 22	± 35	± 55	± 88	± 220
630	800		± 25	± 40	± 63	± 100	± 250
800	1000		± 28	± 45	± 70	± 115	± 280
1000	1250		± 33	± 53	± 83	± 133	± 330
1250	1600		± 39	± 63	± 98	± 155	± 390
1600	2000		± 46	± 75	± 115	± 185	± 460

Tolerancija širine međuzublja T_{bo} **(izbor bočnog zazora**). Da bi zupčasti par postavljen na određenom osnom rastojanju radio bez zaglavljivanja, potrebno je obezbediti odgovarajući prostor između bokova zubaca - bočni zazor. Ovaj zazor treba da apsorbuje odstupanja nastala pri izradi zubaca zupčanika, montaži zupčastog para i odstupanja prouzrokovana radnim uslovima u pogledu elastičnih deformacija zubaca i vratila i toplotnih dilatacija.

Mali bočni zazor dovodi do zagrevanja i preopterećenja zubaca zupčanika i oslonaca vratila. Veliki bočni zazor povećava buku. Veliki bočni zazor propisuje se za zupčaste parove koji rade na povišenim temperaturama i u uslovima velikih elastičnih deformacija zubaca. Kod izrazito promenljivog radnog opterećenja i promenljivog smera obrtanja zupčanika, veliki bočni zazor amortizuje udarna opterećenja.

Tolerancije tela zupčanika (mera temene površine, čeone površine i otvora za vratilo, tolerancija oblika i položaja) treba da su propisane kao na sl. 6.39, a kvalitet prema tabelama 6.12. i 6.13. Potrebno je kontrolisati radijalno (R) i aksijalno bacanje (sl. 6.39, a), kao i sve ostale definisane zahteve sa sl. 6.39, b.

6.10. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE ZUPČANIKA

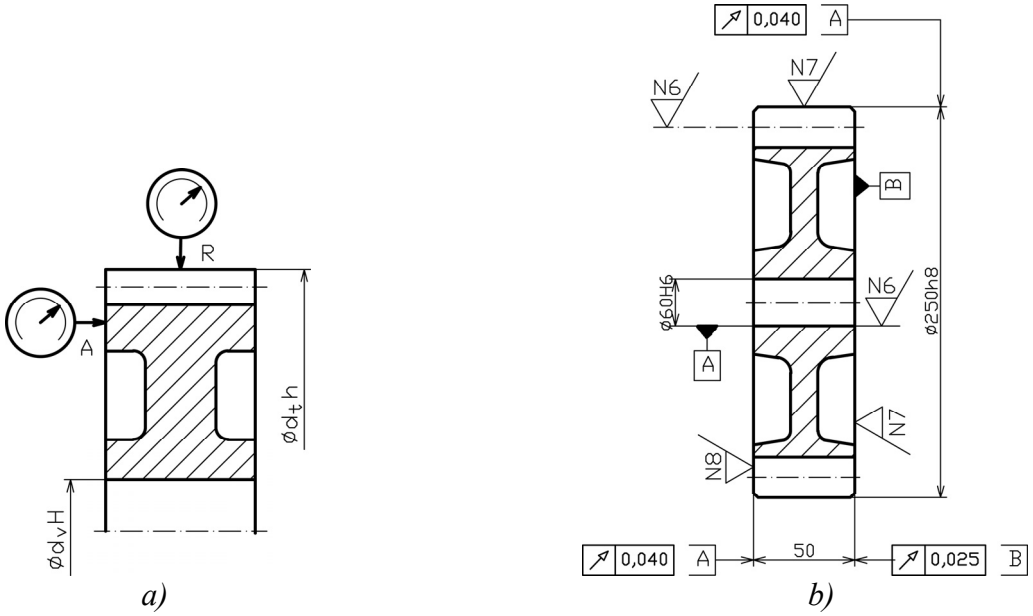
Pod pravilnim korišćenjem zupčanika podrazumeva se:

- Korišćenje zupčanika za predviđene obrtne momente (snage i ugaone brzine), bez preopterećenja;

- Korišćenje zupčanika do predviđenih radnih temperatura, u protivnom kaljeni zupčanici neće više imati potrebne mehaničke osobine;
- Pravilna montaža kako bi se postigla odgovarajuća tolerancija mera međuosnog rastojanja.

Pravilno održavanje zupčastih prenosnika snage podrazumeva:

- Pravilno i redovno podmazivanje prema preporuci proizvođača mašine u koju su zupčanici ugrađeni i prema uslovima rada;
- Stalna kontrola temperature ulja za podmazivanje;
- Kontrola buke;
- Kontrola vibracija;
- Kontrola mera i geometrijskog oblika zupčanika.



Sl. 6.39. Kontrola mera tela zupčanika

Za vitalne zupčaste prenosnike nije dovoljno menjati ulje prema preporuci proizvođača mašine. Kada su uslovi rada teški i kada dođe do pregrevanja ulja, rok za njegovu zamenu mnogo je kraći. U cilju određivanja pravog trenutka zamene ulja koriste se različite metode i postupci. Najjednostavniji, a dovoljno tačan postupak je merenje temperature i čistoće ulja. Pod čistoćom ulja podrazumeva se količina stranih primesa: mehaničkih opiljaka, čestica metala usled habanja dodirnih površina, čađi itd. Uređajima različitih naziva, koji poseduju i odgovarajući softver, procenjuje se da li je ulje još za upotrebu ili ne.

Oštećeni i ishabani zupci zupčanika pokazuju veću buku i vibracije nego neoštećeni. Za merenje buke i vibracija razvijene su metode i uređaji kojima se jednostavno i brzo mogu izmeriti odgovarajući parametri. Na osnovu izmerenih parametara (brzine obrtanja, amplituda vibracija...) pomoću mernog uređaja, softverski se procenjuje da li su buka i vibracije u preporučenim granicama. Dozvoljene vrednosti vibracija i buke preporučuje proizvođač mašina ili su određene odgovarajućim standardima. Ako su izmerene vrednosti buke i vibracija u dozvoljenim granicamam, tada su zupčanici odgovarajuće geometrije i zadovoljavajuće je podmazivanje.

Za kontrolu mera i geometrijskog oblika zupčanika, postoje metode i uređaji za laserko merenje, kojima se može precizno izmeriti. Međutim, potrebno je zupčanike demontirati iz sklopa, što je često komplikovano, te se ovaj postupak merenja ređe koristi.

6.11. OŠTEĆENJA ZUPČANIKA

Na zupčanicima posle izvesnog perioda rada, a posebno kada se nepravilno koriste, dolazi do različitih vidova oštećenja:

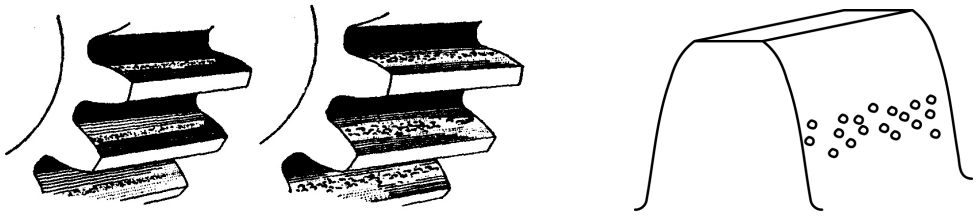
- rupica (pitinga),

- otcepljenja,
- habanja (istrošenja),
- zaribavanja,
- nasilnog loma zubaca ili
- loma zubaca usled zamora materijala zupčanika.

Pojava **rupica** (pitinga) na bokovima zubaca javlja se pri neodgovarajućoj termičkoj obradi, kao posledica zamora materijala, ili zbog velikog površinskog pritiska usled preopterećenja (sl. 6.40). Rupice su veličine od nekoliko desetina μm do 0,2 mm. Rupice se najčešće nalaze oko kinematičkog prečnika d prema podnožju zupca. Razlikujemo početni piting i onaj nakon dužeg korišćenja. Početni piting javlja se u samom početku koričšćenja kada dolazi do izravnavanja neravnina bokova zubaca nastalih prilikom obrade. Rupice mogu biti i u vidu sitnih pukotina (zareza), koje su posledica površinske hrapavosti usled neodgovarajuće površinske obrade. Nakon stvaranja početnih rupica, prestaje njihovo širenje. Posle nekog perioda rada rupice se ponovo progresivno javljaju tako da dolazi do drobljenja površina bokova.

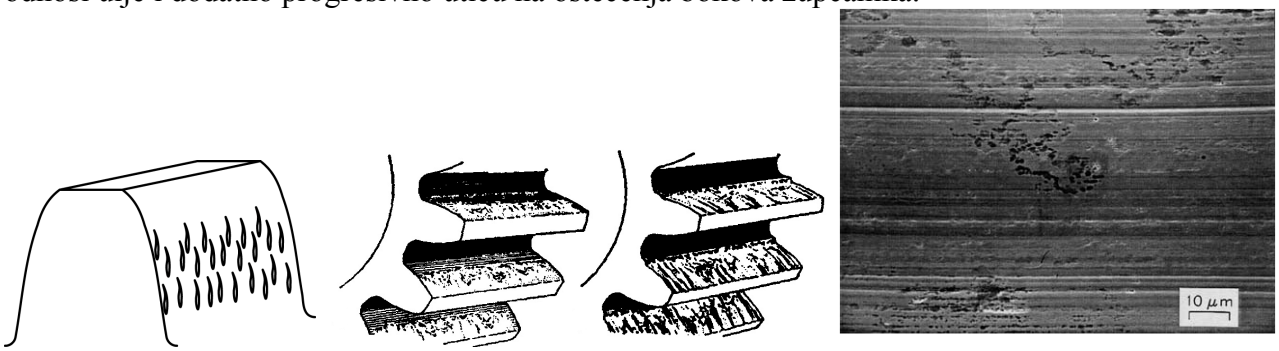
U rupicama (jamicama) zadržava se ulje za podmazivanje i pri dodiru sa zupcima drugog zupčanika dolazi do velikog pritiska ulja u rupicama, pošto je ulje nestišljivo, stvaraju se rupice koje se povećavaju i bokovi zubaca se oštećuju.

Rupice se prvo javljaju na pogonskom zupčaniku, posebno ako je malog prečnika. Ovom vidu oštećenja manje su izloženi zupčanici sa odgovarajućom termičkom obradom (kaljenje, cementacija, nitriranje).



Sl. 6.40. Oštećenja zubaca u vidu rupica (pitinga)

Oštećenja u vidu **otcepljenja (ljuštenja)** na bokovima zubaca poseban je vid pitinga (sl. 6.41). Otcepljenje ili ljuštenje prvenstveno nastaje usled nehomogene strukture materijala koja nastaje tokom izrade ili termičke obrade. Pri izradi zupčanika može doći do prednapona u zupcima usled zagrevanja bokova zubaca, što kasnije dovodi do otcepljenja. Otcepljenje nastaje i usled nedovoljnog podmazivanja, zbog čega dolazi do pregrevanja bokova zubaca. Usled pregrevanja menja se struktura materijala i dolazi do njegovog skidanja u vidu brazdi. Skinute čestice materijala odnosi ulje i dodatno progresivno utiču na oštećenja bokova zupčanika.

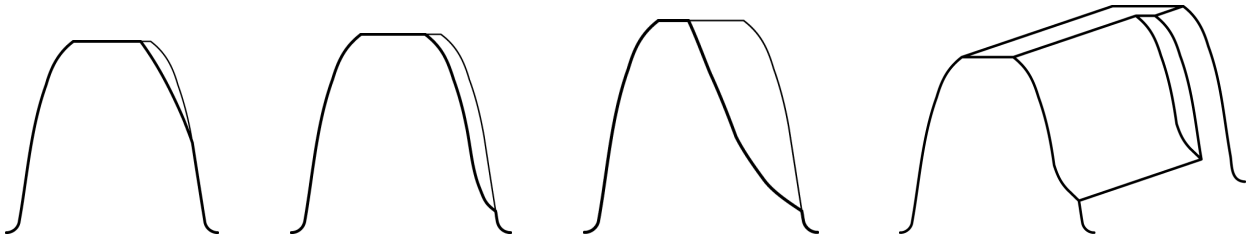


Sl. 6.41. Oštećenja zubaca u vidu otcepljenja

Habanje zubaca je stalna pojava, zbog klizanja između spregnutih zubaca. Habanje se javlja tokom celokupnog rada zupčanika. Pozitivno habanje samo je na početku rada, kada dolazi do razrade

zupčnika, jer omogućava ravnomerniju raspodelu opterećenja po bokovima zubaca. Međutim, kasnije, usled habanja, dolazi do istrošenja bokova oko kinematičkog prečnika prema temenu zupca (sl. 6.42, a). Nakon toga dolazi do istrošenja boka po celoj visini zupca (sl. 6.42, b). Što je podmazivanje nepravilnije, a opterećenje veće, habanje je intenzivnije, tako da može biti do te mere da se zupci ušpice (sl. 6.42, c). Ako se ošteti osigurač od aksijalnog pomeranja zupčanika po vratilu, zupčanici se razmaknu i nisu spregnuti po celoj širini venca (sl. 6.42, b), tako da dolazi do neravnomernog habanja po širini zupca (sl. 6.42, d).

Ako ima nečistoća u ulju za podmazivanje (opiljaka, peska, mineralnih materija...), javlja se intenzivno abrazivno habanje. Stoga, ulje treba menjati kako bi se, između ostalog, odstranile nečistoće. Habanje je manje ako je podmazivanje pravilno. Ako su zupčanici od istog materijala i izrađeni istom tehnologijom, podjednako će se habati. Nešto više će se habati zupci manjeg zupčanika jer češće dolaze u spregu. Ako su spregnuti zupčanici sa različitim tvrdoćama, više će se habati mekši zupci.

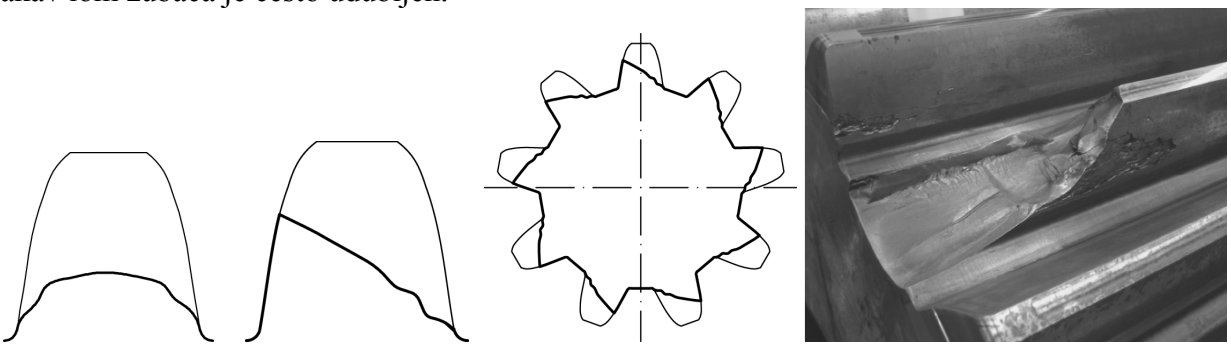


Sl. 6.42. Habanje bokova zubaca zupčanika

Zaribavanje nastaje kada dođe do izrazitog oštećenja bokova zubaca u vidu otcepljenja zbog nedovoljnog podmazivanja. Temperatura se toliko povećava da dolazi do pregrevanja i topljenja dodirnih površina, toliko da se zupčanici više ne mogu obrtati.

Nasilan lom zubaca nastaje usled velikog i udarnog preopterećenja. Do loma zubaca dolazi i zbog velikih ugiba vratila, neuravnoteženih masa na vratilu, oštećenih ležaja i slično. Pri velikom preopterećenju može se polomiti manji broj zubaca ili svi (sl. 6.43). Zupci se lome najčešće u podnožnom delu zupca, a dešava se da se zalome i temeni delovi zupca. Nasilan lom zupca je često ispupčen. Kada je lom zupca nasilan, površina preloma je svetle, krupnozrnaste strukture materijala.

Lom zubaca usled **zamora materijala** zupčanika nastaje posle dužeg perioda korišćenja, kada materijal gubi mehanička svojstva i dolazi do loma zubaca. Lom usled zamora materijala prepoznaje se po tome što je deo površine preloma tamnije boje a deo prelomljene površine svetlije. Ovakav lom zubaca je često udubljen.



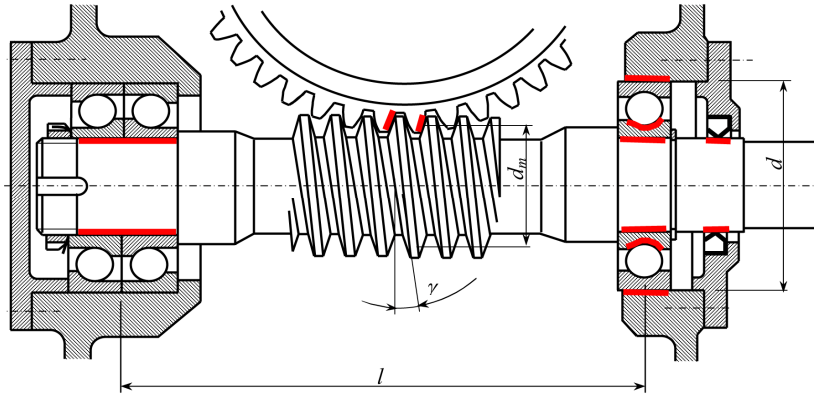
Sl. 6.43. Nasilan lom zubaca zupčanika

6.12. REPARACIJA ZUPČANIKA

Reparacija je postupak koji omogućava da se oštećenim mašinskim delovima vrati radna sposobnost i prvobitna funkcija. Zavisno od vrste mašinskog dela i vrste oštećenja potrebno je sprovesti niz

radnih operacija prema neophodnom redosledu. Reparacija je uglavnom rentabilan postupak ako se sprovede odgovarajuće i ako se oštećeni deo dovede u prvobitno stanje. Na sklopu sa sl. 6.44. crvenom (podebljanom) linijom označene su oštećene površine, dok ostale i dalje zadovoljavaju funkciju pužnog prenosnika. Mnogo manje je oštećenih od neoštećenih površina, što dovoljno pokazuje da je ispravno uraditi reparaciju.

Reparacija se može uraditi za sve oštećene delove mašina i uglavnom je isplativa za zupčanike, kaišnike, frikcione točkove, vratila, osovine, spojnice itd.



Sl. 6.44. Primer oštećenih površina koje se mogu reparirati

Svi vidovi oštećenja na zupčanicima mogu se reparirati. Redosled operacija reparacije je sledeći:

- demontaža (rasklapanje),
- čišćenje uzoraka,
- analiza oštećenja,
- izbor metode reparacije,
- razrada tehnološkog postupka reparacije,
- priprema uzorka,
- realizacija izabranog postupka reparacije,
- kontrola,
- ispitivanje repariranog dela,
- montaža i uhodavanje i
- provera i ispitivanje u sklopu mašine.

Pri **demontaži** treba voditi računa da ne dođe do dodatnih oštećenja. Demontaža nije uvek neophodna.

Cilj **čišćenja** je sagledavanje vrste i količine oštećenja. Čišćenje podrazumeva uklanjanje: ulja i masti, metalnih čestica, korozije, boje, gareži i starih zaštitnih prevlaka nekim od postupaka čišćenja.

Analiza oštećenja podrazumeva utvrđivanje: stepena ishabanosti, tolerancija dužinskih mera, tolerancija oblika i položaja, hrapavosti površina, naprslina vidljivih i skrivenih, lomova i vrste materijala. Ovi podaci se dobijaju ispitivanjem i merenjem korišćenjem odgovarajućih metoda. Uspešnost reparacije zavisi od pouzdanosti prikupljenih podataka kako bi se reparacija sprovela na najbolji način.

Izbor metode reparacije zavisi od sprovedene analize nastalih oštećenja, funkcije i domena primene mašinskog dela. Reparacija, zavisno od načina izvođenja, može biti mehanička (hladna) i toplotna. Mehanička reparacija se izvodi bez unosa toplote, npr. aktiviranjem neoštećenih površina mašinskog dela, postavljanjem umetaka itd. Najjednostavnija mehanička reparacija je aktiviranje neoštećenih površina mašinskog dela. Na primer, ako se zupčanik obrće samo u jednom smeru, samo jedne strane bokova zubaca su u dodiru i samo su one oštećene. U tom slučaju dovoljno je okrenuti zupčanike za 180 °, čime se radni vek zupčanika znatno produžava. Toplotnu reparaciju

prati unos velike količine toplote, što izaziva deformacije i zaostale napone, pa su neophodne dodatne termohemijske obrade. I pored ovih problema, toplotna reparacija je dominantna u reparaciji mašinskih delova. U toplotne reparacije svrstavaju se zavarivanje, navarivanje i metalizacija.

Kontrola i ispitivanje repariranog dela je obavezno kako bi se utvrdila uspešnost reparacije. Proverava se pojedinačno zupčanik i zupčasti par. Da bi se kod zupčastih parova obezbedilo pravilno sprezanje, zamenljivost zupčanika, miran rad, velika pouzdanost u radu, odgovarajuća nosivost, tačnost oblika i dimenzija zubaca, mora se nalaziti unutar propisanih granica (tolerancija).

Pored kvaliteta reparacije, **od montaže i uhodavanja**, veoma zavisi produženje radnog veka repariranog dela.

Provera i ispitivanje repariranog dela u sklopu mašine je krajnja potvrda da li je reparacija kvalitetno obavljena. Za zupčaste parove, to je provera vibracija i vrednosti tolerancije mera, oblika i položaja spregnutog zupčastog para.

6.13. PRIMERI PRORAČUNA ZUPČANIKA

Zadatak 6.1. Za evolventni cilindrični nekorigovani pogonski zupčanik sa pravim zupcima poznat je modul $m = 6mm$. Zupčanik treba da ima minimalan broj zubaca. Odrediti: kinematički prečnik d, podnožni prečnik d_p, temeni prečnik d_t, visinu temenog dela zupca h_t, visinu podnožnog dela zupca h_p, širinu boka zupca b ako je faktor širine zupca $\psi = 20$ i međuosno rastojanje A između dva spregnuta zupčanika ako je prenosni odnos $i = 3$.

- Kinematički prečnik $d = m \cdot z = 6 \cdot 13 = 78\ mm$. Usvaja se minimalan broj zubaca $z = 13$.
- Visina temenog dela zupca h_t jednaka je modulu: $h_t = m = 6\ mm$.
- Visina podnožnog dela zupca $h_p = 1{,}2 \cdot m = 1{,}2 \cdot 6 = 7{,}2\ mm$.
- Ukupna visina zupca $h = 2{,}2 \cdot m = 2{,}2 \cdot m = 2{,}2 \cdot 6 = 13{,}2\ mm$.
- Temeni prečnik $d_t = d + 2 \cdot m = 78 + 2 \cdot 6 = 90\ mm$.
- Podnožni prečnik $d_p = d - 2{,}4 \cdot m = 78 - 2{,}4 \cdot 6 = 63{,}6mm$.
- Širina boka $b = \psi \cdot m = 20 \cdot 6 = 120\ mm$.
- Broj zubaca spregnutog zupčanika je $i = \frac{z_2}{z_1}$, odakle je $z_2 = i \cdot z_1 = 3 \cdot 13 = 39$ zubaca.
- Međuosno rastojanje $A = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{6 \cdot (13 + 39)}{2} = 156\ mm$.

Zadatak 6.2. Odrediti modul i osnovne geometrijske parametre cilindričnog zupčastog para sa pravim nekorigovanim dobro obrađenim zupcima koji se nalaze na prepustu ako je dato: $P = 9\ KW$, $n_1 = 300\ o/min$, $i = 3$, materijal manjeg zupčanika Č.0745, obimna brzina $v \approx 2\ m/s$ i pogon je ravnomeran.

- Preporuka za broj zubaca manjeg zupčanika prema tabeli 6.5. je $z_1 = 25 \div 50$, usvaja se $z_1 = 30$.
- Faktor oblika zubaca $\phi = 9{,}8$, tabela 6.7.
- Faktor dužine zubaca ψ prema tabeli 6.2. je $\psi = 20$.

- Koeficijent radnih uslova $\xi_k = \frac{a_1 \cdot a_2}{a_1 + v} = \frac{4,5 \cdot 1}{4,5 + 2} = 0,692$. Prema tabeli 6.8. tačnosti i kvaliteta obrade zupčanika je $a_1 = 4,5$. Faktor opštih uslova rada je $a_2 = 1$.
- Dozvoljeni napon na savijanje je $\sigma_{df} = \sigma_{dfo} \cdot \xi_k = 120 \cdot 0,692 = 83,04\ N/mm^2$. Tablični dozvoljeni napon na savijanje materijala Č.0745 je $\sigma_{dfo} = 120\ N/mm^2$ (tab. 6.6.).
- Poluprečnik manjeg zupčanika $R_1 = \frac{v}{\omega_1} = \frac{2}{31,4} = 0,063\ m$. Ugaona brzina manjeg zupčanika je $\omega_1 = \frac{n_1 \cdot \pi}{30} = \frac{300 \cdot 3,14}{30} = 31,4\ s^{-1}$.
- Obimna sila $F_o = \frac{P}{R_1 \cdot \omega_1} = \frac{9000}{0,063 \cdot 31,4} = 4549\ N$.
- Modul zupčanika je:

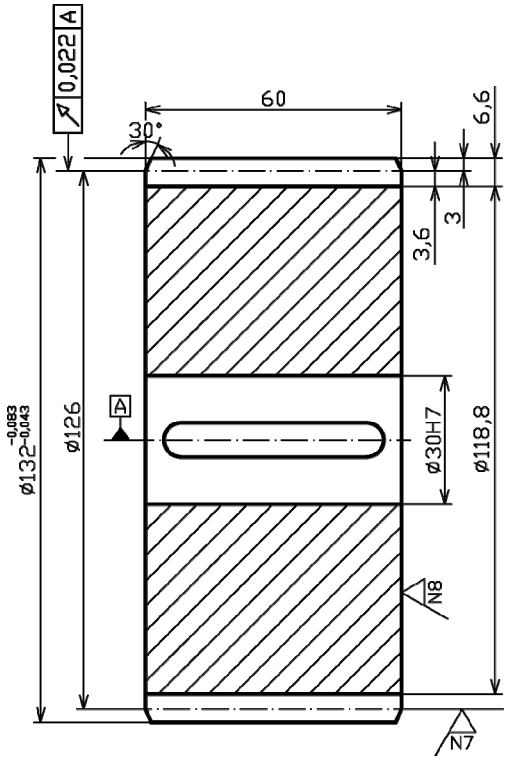
  $m = \sqrt{\frac{F_O \cdot \phi}{\pi \cdot \psi \cdot \sigma_{df}}} = \sqrt{\frac{4549 \cdot 9,8}{3,14 \cdot 20 \cdot 83,04}} = 2,92\ mm$. Usvaja se standardna vrednost $m = 3\ mm$
- Vrednost kinematičkog prečnika $d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 30 = 90\ mm$. Dobijena vrednost je manja od korišćene vrednosti ($d = 2R_1 = 2 \cdot 0063 = 0,126\ m$), te se vrši korekcija povećanjem broja zubaca ili povećanjem modula. Usvaja se varijanta povećanja broja zubaca na $z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{126}{3} = 42$, što je u skladu sa preporukom iz tabele 6.5. ($z_1 = 25 \div 50$).
- Stvarna vrednost kinematičkog prečnika manjeg pogonskog zupčanika $d_1 = 126\ mm$.
- Visina temenog dela zupca $h_t = m = 3\ mm$.
- Visina podnožnog dela zupca $h_p = 1,2 \cdot m = 1,2 \cdot 3 = 3,6\ mm$.
- Ukupna visina zupca $h = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 3 = 6,6\ mm$.
- Temeni prečnik $d_t = d + 2 \cdot m = 126 + 2 \cdot 3 = 132\ mm$.
- Podnožni prečnik $d_p = d - 2,4 \cdot m = 126 - 2,4 \cdot 3 = 118,8\ mm$.
- Širina boka $b = \psi \cdot m = 20 \cdot 3 = 60\ mm$.
- Broj zubaca spregnutog zupčanika $z_2 = z_1 \cdot i = 42 \cdot 3 = 126$ zubaca.
- Kinematički prečnik spregnutog zupčanika $d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 126 = 378\ mm$.
- Međuosno rastojanje $A = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{3 \cdot (42 + 126)}{2} = 252\ mm$. Tolerancija međuosnog rastojanja je $\pm\ 0,041\ mm$ za kvalite tolerancije mera IT7 (tabela 6.14.).
- Prečnik vratila se određuje prema naprezanju na uvijanje:

  $d_v = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_1}{\tau_{dju}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 286620}{160}} = 20,7\ mm$.

Obrtni moment na zupčaniku 1 je $M_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{9000}{31,4} = 286,62\ Nm$. Usvaja se materijal vratila Č.0460, te je $\tau_{dju} = 160 N/mm^2$ (tab. 1.2.).

Usvaja se standardna vrednost prečnika vratila $d_v = 30\ mm$ (tab. 0.1.) sa tolerancijom *H7*. Prečnik vratila je povećan zbog žleba za klin, o čemu će biti reči u poglavlju 12. Klinovi.

Osnovne mere zupanika date su na sl. 6.45. Usvaja se kvalitet tolerancije mera *IT7* (tabela 6.12.) za dobro uležištenje vratila u kućištu. Preporuka za minimalnu vrednost modula je $m_{min} = \frac{b}{20 \div 30} = \frac{60}{25} = 2{,}4\ mm$, što je u skladu sa dobijenom vrednošću modula od $m=3m$. Kvalitet površinske hrapavosti je *N7* (tabela 6.13.). Tolerancijsko polje i kvalitet mera za temeni prečnik je *e7* ili *f7*, usvaja se *f7,* te je temeni prečnik $\varnothing 132^{\frac{-0{,}083}{-0{,}043}}$. Prema tabeli 6.12. usvaja se tolerancija kružnosti obrtanja čeone površine od *0,022 mm*.



Sl. 6.45. Osnovne geometrijske mere zupčanika
Rešenje zadatka 6.2.

Zadatak 6.3. Pogonski cilindrični zupčanik sa kosim zupcima prenosi snagu $P_1 = 45\ kW$ pri ugaonoj brzini $\omega_1 = 110\ s^{-1}$. Broj zubaca pogonskog zupčanika je $z_1 = 25$, a spregnutog gonjenog $z_2 = 50$. Ugao kosine zubaca je $\beta = 15^\circ$. Materijal zupčanika je Č.1731. Odrediti potrebne geometrijske veličine nekorigovanog zupčanika.

- Normalni modul m_n na osnovu naprezanja na savijanje je:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \phi \cdot M \cdot \xi_\beta \cdot \cos\beta}{\pi \cdot \Psi \cdot \sigma_{df} \cdot z_1}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10{,}01 \cdot 409090 \cdot 0{,}875 \cdot \cos 15^\circ}{3{,}14 \cdot 15 \cdot 112 \cdot 25}} = \sqrt[3]{52{,}48} = 3{,}73\ mm\ .$$

Faktor oblika zubaca prema tabeli 6.7. je $\phi = 10{,}01$. Obrtni moment savijanja je $M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{45000}{110} = 409{,}09\ Nm$. Usvaja se faktor kosine dodirne površine zubaca $\xi_\beta = 0{,}875$ (prema tabeli 6.10.). Faktor dužine zubaca prema tabeli 6.2. je $\psi = 15$. Koeficijent radnih uslova ξ_k jednak je $\xi_k = \frac{a_1 \cdot a_2}{a_1 + v} = \frac{10 \cdot 1}{10 + 5} = 0{,}666$. Prema tabeli 6.8. usvaja se faktor tačnosti i kvaliteta obrade zupčanika $a_1 = 10$. Faktor opštih uslova rada je $a_2 = 1$. Obimna brzina se pretpostavlja

$v = 5\ m/s$. Dozvoljeni napon na savijanje je $\sigma_{df} = \sigma_{dfo} \cdot \xi_k = 168 \cdot 0{,}666 = 112\ N/mm^2$. Tablični dozvoljeni napon na savijanje zadatog materijala je $\sigma_{dfo} = 168\ N/mm^2$ (tab. 6.6.).

- Standardna vrednost normalnog modula prema tabeli 6.1. je $m_n = 4\ mm$.
- Bočni modul je $m_s = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{4}{\cos 15^\circ} = \frac{4}{0{,}9659} = 4{,}141\ mm$.
- Kinematički prečnik $d = m_s \cdot z = 4{,}141 \cdot 25 = 103{,}525\ mm$.
- Podnožni prečnik $d_p = d - 2{,}4 \cdot m_n = 103{,}525 - 2{,}4 \cdot 4 = 93{,}925\ mm$.
- Temeni prečnik $d_t = d + 2 \cdot m_n = 103{,}525 + 2 \cdot 4 = 111{,}525\ mm$.
- Podnožna visina zubaca $h_p = 1{,}2 \cdot m_n = 1{,}2 \cdot 4 = 4{,}8\ mm$.
- Visina temenog dela zupca jednaka je modulu $h_t = m_n = 4\ mm$.
- Ukupna visina zupca $h = 2{,}2 \cdot m_n = 2{,}2 \cdot 4 = 8{,}8\ mm$.
- Širina boka b jednaka $b = \psi \cdot m_n = 15 \cdot 4 = 60\ mm$.
- Međuosno rastojanje $A = \frac{d_p + d_t}{2} = \frac{m_n \cdot (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{4(25+50)}{2} = 150\ mm$.
- Obimna brzina zupčanika $v = \frac{d}{2} \cdot \omega = \frac{0{,}103}{2} \cdot 110 = 5{,}65\ m/s$. Pretpostavljena obimna brzina je bliska stvarnoj, te je koeficijent radnih uslova ξ_k dobro određen. U slučaju da je razlika pretpostavljene i stvarne vrednosti obimnih brzina veća, potrebno je ponovo odrediti normalni modul m_n.

Zadatak 6.4. Odrediti modul oštećenog cilindričnog zupčanika sa pravim zupcima. Dat je samo oštećeni zupčanik.

Da bi se odredio modul m oštećenog cilindričnog zupčanika potrebno je na što više mesta izmeriti temeni prečnik pomičnim kljunastim merilom ili nekim drugim mernim uređajem. Neka su izmerene vrednosti temenog prečnika d_t sledeće u mm: 212,3; 211,98; 212,54; 201,13; 211,87; 212,41. Izmerenu vrednost od 201,13 mm treba eliminisati jer je očigledno da je na tom mestu izuzetno veliko habanje ili je zubac zalomljen, te bi ova vrednost nerealno uticala na stvaranu vrednost temenog prečnika.
Srednja vrednost temenog prečnika je:
$d_t = (212{,}3 + 211{,}98 + 212{,}54 + 211{,}87 + 212{,}41)/5 = 212{,}22\ mm$. Brojanjem zubaca oštećenog zupčanika ustanovljen je $z = 34$.
Modul zupčanika je: $m = \frac{d_t}{z+2} = \frac{212{,}22}{34+2} = 5{,}895\ mm$. Modul treba da je najbliža standardna vrednost, te na osnovu tabele 6.1. stvarna vrednost modula je $m = 6\,mm$. Na osnovu ustanovljene vrednosti modula mogu se odrediti sve ostale geometrijske vrednosti oštećenog zupčanika, na osnovu kojih se može napraviti radionički crtež, po kojem se zupčanik može napraviti.

Zadatak 6.5. Proračunati i nacrtati manji konusni pogonski zupčanik sa pravim zupcima. Dati podaci su: $P = 18\ kW$, $M = 107{,}43\ Nm$, $\delta = 90^\circ$, $\delta_F = 45^\circ$, $d_m \approx 90\ mm$, $\omega = 167{,}5\ s^{-1}$.

1. Obimna brzina v

$$v = \frac{d}{2} \cdot \omega = \frac{0{,}090}{2} \cdot 167{,}5 = 7{,}53\ m/s.$$

2. Prenosni odnos i

Usvaja se prenosni odnos $i = 4$, što je u skladu sa preporukom $i_{max} \le (7 \div 8)$ za zupčanike obimnih brzina $v = 2 \div 12\ m/s$.

3. Izbor broja zubaca pogonskog zupčanika z

Usvaja se broj zubaca $z = 20$.

4. Broj zubaca gonjenog zupčanika z'

Iz prenosnog odnosa $i = \frac{z'}{z} = 4$, dobija se $z' = z \cdot i = 20 \cdot 4 = 80$.

5. Računski broj zubaca za izbor faktora oblika zupca z_ϕ

$$z_\phi = \frac{z}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 45^\circ} = 28{,}28 .$$

6. Faktor oblika zubaca ϕ

Prema tabeli 6.7. usvaja se $\phi = 9{,}9$.

7. Faktor dužine zubaca ψ

Usvaja se prema tabeli 6.2. za zupce obrađene rezanjem $\psi = 10 \div 15 = 12$.

8. Dozvoljeni napon na savijanje σ_{df}

Usvaja se Č.1531 za materijal zupčanika. Prema tabeli 6.6. tablični dozvoljeni napon na savijanje je $\sigma_{dfo} = 170 N/mm^2$. Koeficijent radnih uslova $\xi_k = \frac{a_1 \cdot a_2}{a_1 + v} = \frac{6{,}5 \cdot 1}{6{,}5 + 7{,}53} = 0.463$, te je $\sigma_{df} = \sigma_{dfo} \cdot \zeta_k = 170 \cdot 0{,}463 = 78{,}71\ N/mm^2$.

9. Stepen sprezanja ε

Stepen sprezanja je $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0{,}780 + 0{,}905 = 1{,}685$ jer je na osnovu tabele 6.4. $\varepsilon_1 = 0{,}780$ i $\varepsilon_1 = 0{,}905$.

10. Faktor stepena sprezanja ξ

Faktor stepena sprezanja je $\xi = 0{,}8 \cdot \varepsilon = 0{,}8 \cdot 1{,}685 = 1{,}348$.

11. Srednji modul m_m

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{0{,}637 \cdot \phi \cdot P}{\psi \cdot \sigma_{df} \cdot z \cdot \omega \cdot \xi}} = \sqrt[3]{\frac{0{,}637 \cdot 9{,}9 \cdot 18 \cdot 10^6\ Nmm/s}{12 \cdot 78{,}71\ N/mm^2 \cdot 20 \cdot 167{,}5 s^{-1} \cdot 1{,}348}} = 2{,}98\ mm$$

Standarna vrednost srednjeg modula prema tabeli 6.1. je $m_m = 3\ mm$.

12. Srednji kinematički prečnik

$d_m = m_m \cdot z = 3 \cdot 20 = 60{,}00\ mm$. Kako je zadata vrednost srednjeg kinematičkog prečnika veća ($d_m \approx 90\ mm$) povećava se broj zubaca manjeg zupčanika, te je stvarna vrednost $z_s = 30$ i stvarna vrednost srednjeg kinematičkog prečnika $d_{ms} = m_m \cdot z_s = 3 \cdot 30 = 90{,}00\ mm$.

13. Širina zupčanika b

Širina zupčanika dobija se iz relacije $\psi = \frac{b}{m_m}$, odakle je $b = \psi \cdot m_m = 12 \cdot 3 = 36\ mm$.

14. Spoljašnji modul m

$$m = m_m + b\frac{\sin \delta_1}{z_1} = 3 + 36\frac{\sin 45^\circ}{20} = 4{,}272\ mm .$$

15. Podnožna visina zupca h_p

$h_p = 1{,}2 \cdot m = 1{,}2 \cdot 4{,}272 = 5{,}126\ mm$.

16. Temena visina zupca h_t

$h_t = m = 4,272\ mm$.

17. Ukupna visina zupca h

$h = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 4,272 = 9,398\ mm$.

17. Kinematički prečnik d

$d = m \cdot z = 4,272 \cdot 30 = 128,16\ mm$.

18. Podnožni prečnik d_p

$d_p = m(z_1 - 2,4\cos\delta_1) = 4,272(30 - 2,4\cos 45) = 120,91\ mm$.

20. Temeni prečnik d_t

$d_t = m(z_1 + 2\cos\delta_1) = 4,272(30 + 2\cos 45) = 134,20\ mm$.

21. Podnožni ugao zupca φ_p

$tg\varphi_p = 2,4 \cdot \sin\frac{\delta_1}{z_1} = 2,4 \cdot \sin\frac{45}{30} = 0,0628$, odakle je $\varphi_p = 3,60^\circ$.

22. Temeni ugao zupca φ_t

$tg\varphi_t = 2 \cdot \sin\frac{\delta_1}{z_1} = 2 \cdot \sin\frac{45}{30} = 0,0523$, odakle je $\varphi_t = 2,99^\circ$.

23. Podnožni ugao kinematičkog konusa δ_p

$\delta_p = \delta_1 - \varphi_p = 45 - 3,60 = 41,40^\circ$.

24. Temeni ugao kinematičkog konusa δ_t

$\delta_t = \delta_1 + \varphi_t = 45 + 2,99 = 47,99^\circ$.

25. Poluprečnik osnovnog konusnog zupčanika R_t

$$R_t = \frac{m \cdot z_1}{2\sin\delta_1} = \frac{4,272 \cdot 30}{2\sin 45} = 90,62\ mm.$$

26. Temena visina zupčanika b_s

$$b_s = \frac{d_t}{2 \cdot tg\delta_t} = \frac{134,20}{2 \cdot tg47,99} = 60,45\ mm.$$

27. Prečnik vratila d_v

Ako se usvoji da je vratilo na tom mestu izloženo samo naprezanju na uvijanje, prečnik vratila je:

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_u}{\tau_{du}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 107430 Nmm}{65}} = 20,15\ mm.$$

Usvaja se materijal vratila Č.0745, gde je $\tau_{Tu} = 260\ N/mm^2$ i stepen sigurnosti $S = 4$. Dozvoljeni napon pri uvijanju je $\tau_{du} = \frac{\tau_{Tu}}{S} = \frac{260}{4} = 65\ N/mm^2$.

Za spajanje vratila i zupčanika usvaja se normalni klin bez nagiba 8x7 SRPS M.C2.061 (tab. 12.2.). Dubina žleba u vratilu za klin je $t_1 = 4,0\ mm$. Prečnik vratila se povećava zbog žleba za klin, te je:

$d_{vk} = d_v + 2 \cdot t_1 = 20{,}15 + 2 \cdot 4{,}0 = 28{,}15 mm$. Prečnik vratila standardne je vrednosti, te se usvaja $d_v = 29\ mm$.

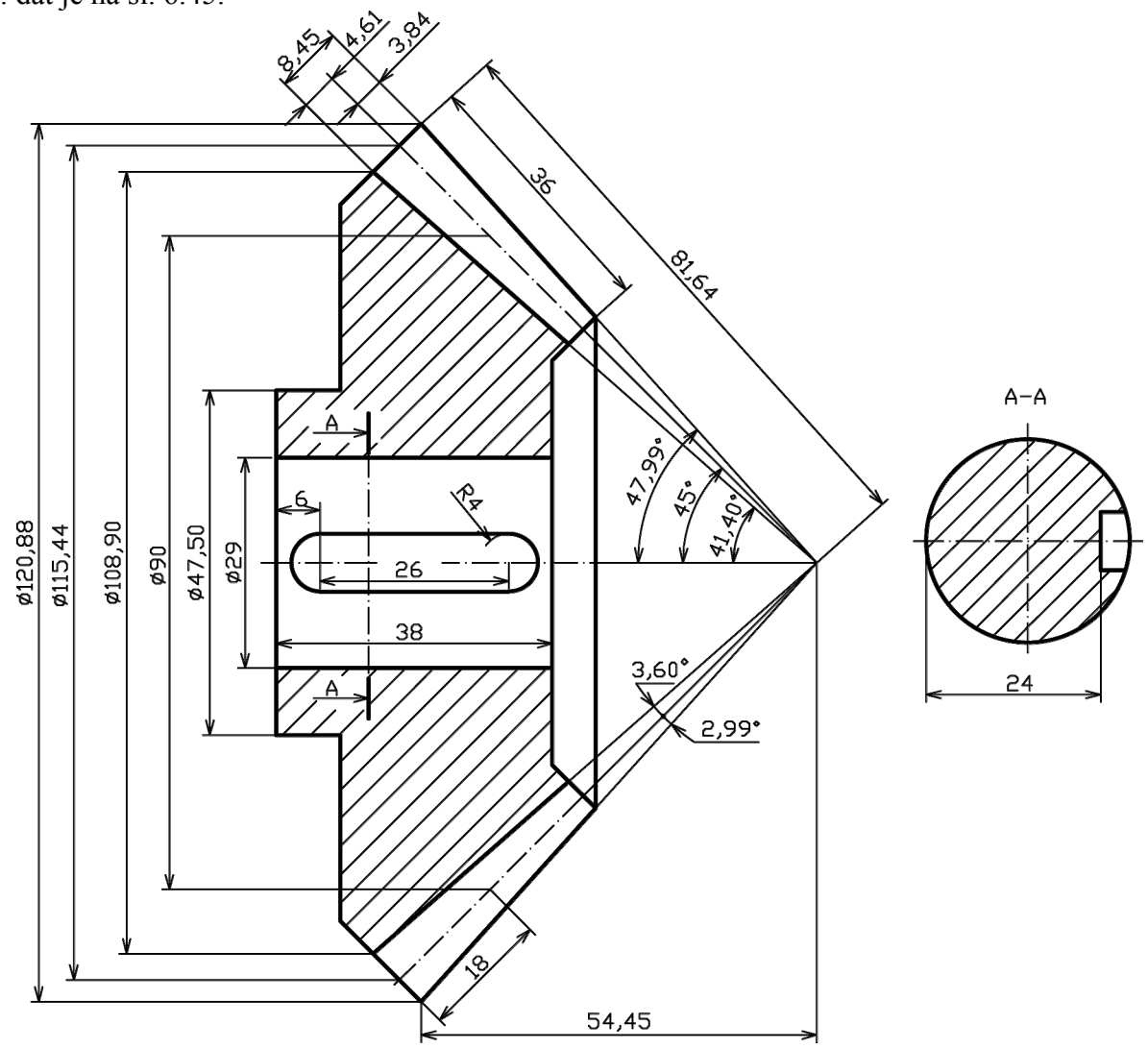
28. Prečnik glavčine d_g

Usvaja se da se zupčanik izrađuje rezanjem, te je preporuka $d_g = 1{,}6 \cdot d_v = 1{,}6 \cdot 29 = 46{,}4 = 47{,}5\ mm$.

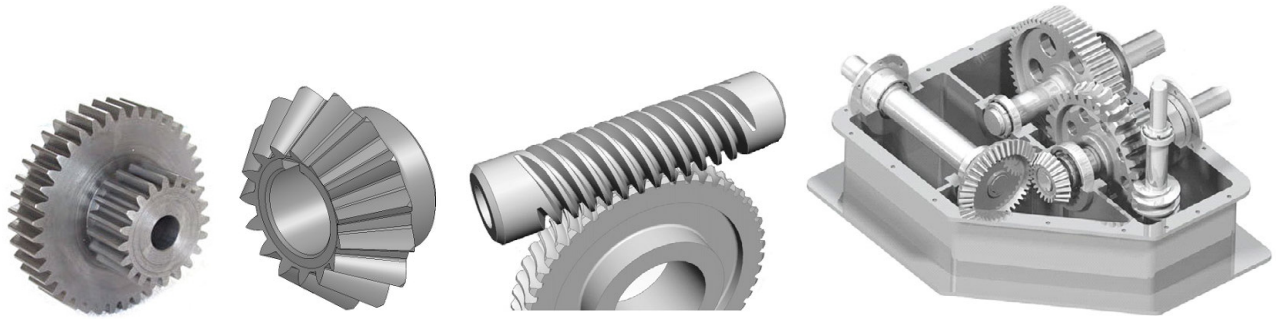
29. Širina glavčine b_g

Preporuka za širinu glavčine je: $b_g = 1{,}3 \cdot d_v = 1{,}3 \cdot 29 = 37{,}7 = 38\ mm$.

30. Crtež konusnog zupčanika sa pravim zupcima sa osnovnim geometrijskim merama iz zadatka 6.5. dat je na sl. 6.45.



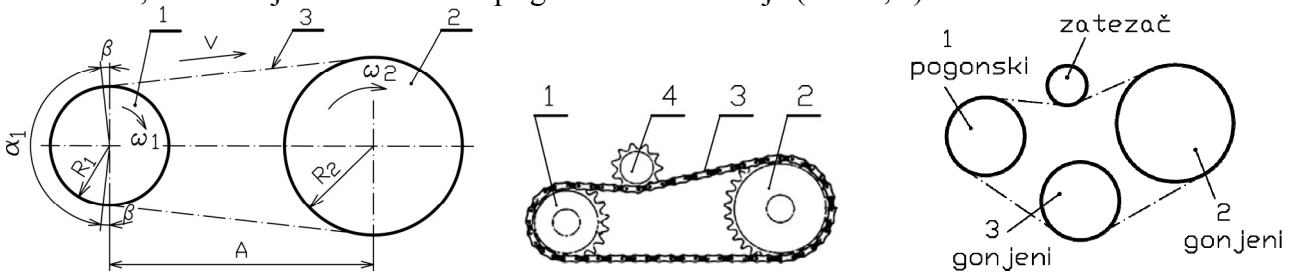
Sl. 6.46. Konusni zupčanik, rešenje zadatka 6.5.



7. LANČANI PRENOSNICI SNAGE

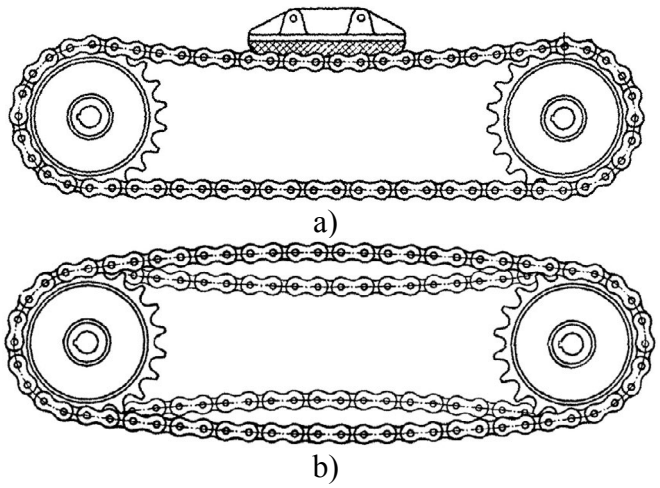
Lančani prenosnici snage koriste se za prenos obrtnog kretanja i obrtnog momenta na veća rastojanja od zupčastih prenosnika ($A \approx 1\,m$). Sastoji se iz dva lančanika i lanca koji ih spaja (sl. 7.1). Lančanici po obimu imaju zupce. Vitalni deo na ovom prenosniku je lanac (poz. 3) koji se sastoji iz jednakih i povezanih članaka. Lanci su standardizovani, različitih oblika koji su prilagođeni potrebama mašina. Obrtni moment sa jednog na drugi lančanik prenosi se lancem. Pored toga, lančani prenosnik snage može da ima zatezač (sl. 7.1, b, poz. 4) ili prigušivač vibracija (sl. 7.2, a). Sa jednim pogonskim lančanikom mogu se pogoniti više gonjenih (sl. 7.1, c, poz. 2 i 3). U slučaju prenosa snage na veća rastojanja A sa većim obimnim brzinama, dolazi do vibracija lanca (sl. 7.2, b) koje se prigušuju prigušivačem.

Lančani prenosnik se koristi za prenos snage ograničenih vrednosti do oko 100 kW, za brzine lanca do oko 20 m/s, za prenosne odnose do $i \leq 5$. Obvojni ugao manjeg lančanika treba da je $\alpha_1 \rangle\ 120^o$. Srednja vrednost prenosnog odnosa je konstantna dok trenutne vrednosti nisu. Pri jednolikom obrtanju pogonskog lančanika (1) brzina lanaca je nejednolika kao i obrtanje gonjenog lančanika (2). Iz tog razloga se javljaju inercijalne sile koje pored radnih sila dodatno opterećuju lanac i lančanike. Zbog promenljive brzine lanca i zbog velikih specifičnih pritisaka između dodirnih površina lanca i lančanika, dolazi do habanja i istezanja lanca. Lanac treba, po potrebi, zatezati bilo zatezačem, razmicanjem lančanika ili prigušivačem vibracija (sl. 7.2, a).



a) *b)* *c)*

Sl. 7.1. Lančani prenosnici snage



a)

b)

Sl. 7.2. Lančani prenosnik sa i bez prigušivača vibracija

Lančani prenosnici se dele:

a) Prema ulozi u mašinama na:
   - pogonske,
   - teretne i
   - vučne.

Pogonski lančani prenosnici koriste se za najveće snage pri maksimalnim brzinama. Jedan pogonski lančanik može istovremeno da pogoni više gonjenih. Ovi lančani prenosnici imaju najširu primenu.

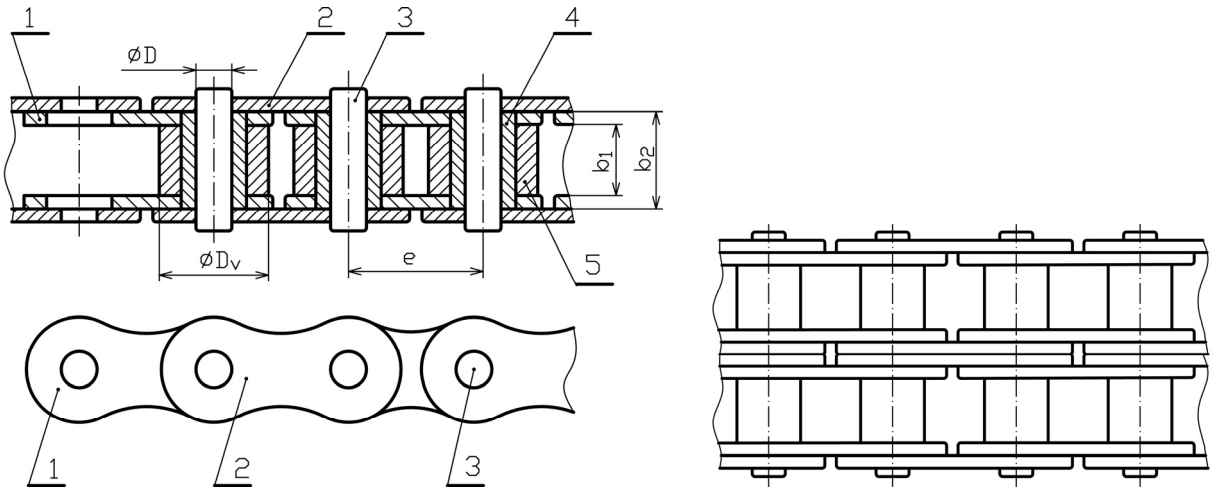
Teretni lančani prenosnici se koriste za podizanje tereta kod dizalica, za vitla, koturače i slične uređaje. Koriste se za velika opterećenja i male brzine.

Vučni lančani prenosnici koriste se za pogon elevatora, transportnih traka i uređaja, i za slične potrebe.

b) Prema konstrukcionom izgledu, lančane prenosnike delimo na:
   - valjkaste,
   - čauraste,
   - zupčaste,
   - rastavljive zglobne lance,
   - Rotari lance,
   - specijalne lance i
   - lance za spajanje.

7.1. VALJKASTI LANCI

Valjkasti lančani prenosnik ima najširu primenu. Članak valjkastog lanca se sastoji iz unutrašnje lamele (sl. 7.3, poz. 1), spoljašnje lamele (2), osovinice (3), čaurice (4) i valjčića (5). Lanac može biti jednoredan, dvoredan (sl. 7.3, b), troredan ili višeredan. Kod dvorednog i trorednog lanca zajednička je osovinica koja ih spaja.



a) *b)*

Sl. 7.3. Valjkasti lanac:
1. unutrašnja lamela, 2. spoljašnja lamela, 3. osovinica, 4. čaurica, 5. valjčić

Osnovni parametar lanca je korak e koji ima standardne vrednosti. Ostali geometrijski parametri su: b_1 - unutrašnja širina članaka, b_2 - spoljašnja širina članaka, D - prečnik osovinice, D_v - prečnik valjčića. Vrednosti navedenih parametara zavise od koraka lanca e (tab. 7.1). Za jednu vrednost koraka e može da bude više vrednosti unutrašnje širine članaka b_1.

Da bi lanac pravilno funkcionisao potrebno je da između valjčića i čaurice bude labavo naleganje (postojanje zazora), a da je čvrsto naleganje (postojanje preklopa) između čaurice i unutrašnje lamele i između osovinice i spoljašnje lamele.

Valjkasti lanci se izrađuju u više standardnih varijanti: valjkasti lanci za povećana opterećenja, valjkasti lanci sa dugim člancima, valjkasti lanci za poljoprivredne mašine itd. Lanci se međusobno

razlikuju po međusobnom odnosu geometrijskih parametara: e, b_1, b_2, D i D_v. Za istu vrednost standardnog koraka e ima više standardnih širina članaka b_1, b_2 i ostalih osnovni karakteristika lanca (tab. 7.1).

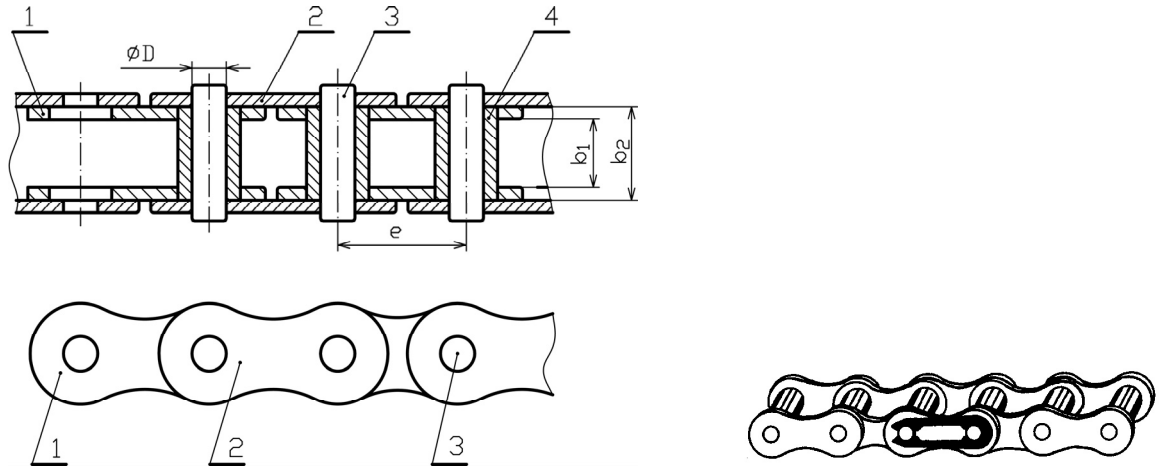
Tabela 7.1. Osnovne karakteristike standardnih valjkastih lanaca

e (mm)	b_1 (mm)	b_2 (mm)	D (mm)	D_v (mm)	Površina poprečnog preseka lanca s (cm^2)	Sila kidanja F_M (kN)			Masa lanca m (kg/m)
						I	II	III	
9,525	3,20	6,630	2,80	6,00	0,14	6,5			0,26
9,525	5,72	9,530	3,31	6,35	0,28	9,0	16	23	0,41
12,700	6,40	9,550	3,97	7,75	0,38	15			0,50
12,700	6,40	9,930	4,45	8,51	0,44	18			0,65
12,700	7,75	11,280	0,45	8,51	0,50	18	32	46	0,70
15,875	6,48	12,280	5,08	10,16	0,51	25			0,80
15,875	9,65	13,260	5,08	10,16	0,67	25	45	65	0,95
19,050	11,68	15,62	5,72	12,07	0,89	30	54	76	1,25
25,400	17,02	25,45	8,27	15,88	2,10	65	124	185	2,70
31,750	19,56	29,00	10,17	19,05	2,95	100	190	286	3,60
38,100	25,40	33,20	14,63	25,40	5,54	170	324	482	6,70
41,450	30,99	46,58	15,87	27,94	7,40	200	381	571	8,30
50,800	30,99	47,00	17,80	29,21	8,37	260	495	743	10,55
63,500	38,10	55,75	22,87	39,37	12,75	420	800	1200	16,00
76,200	45,75	70,30	29,22	48,26	20,61	600	1140	1700	25,00

Napomena uz tabelu 7.1. Značenje oznaka: I - jednoredni lanac, II - dvoredni i III - troredni lanac.

7.2. ČAURASTI LANCI

Čaurasti lanci su slični valjkastim, s tim što nemaju valjčiće (sl. 7.4). Na ovaj način se povećava noseća površina i smanjuje specifičan pritisak između čaurica i osovinica. Između valjčića i čaurice labavo je naleganje (postojanje zazora). Koriste se za manja opterećenja i male brzine do 0,5 m/s^2. Čaurasti lanci su definisani standardom (tab. 7.2).



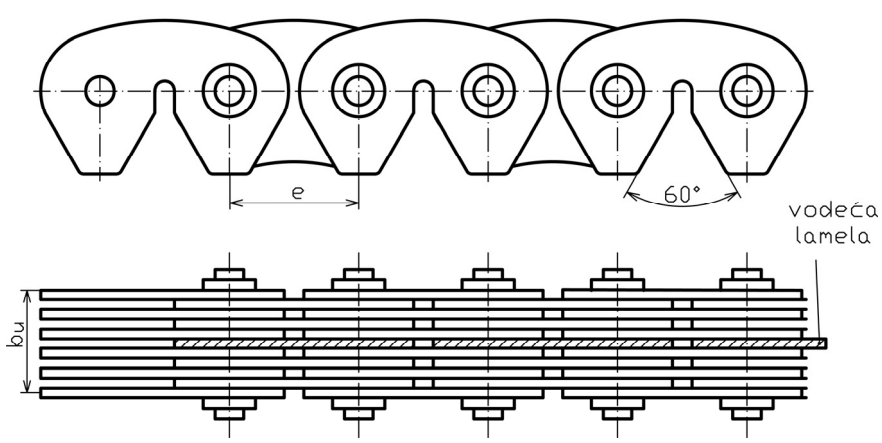
Sl. 7.4. Čaurasti lanac:
1. unutrašnja lamela, 2. spoljašnja lamela, 3. osovinica, 4. čaurica

Tabela 7.2. Osnovne karakteristike standardnih čaurastih lanaca

e (mm)	b_1 (mm)	b_2 (mm)	D (mm)	Površina poprečnog preseka lanca s (cm^2)	Sila kidanja F_M (kN)	Težina lanca g (N/m)
15	14	18,5	6	1,11	12,26	11,7
20	15	23	8	1,84	24,52	21,0
25	18	25	10	2,50	30,90	25,0
30	20	29	11	3,19	39,24	39,2
35	22	31	12	3,72	49,05	42,1
40	25	36	14	5,04	61,80	53,0
45	30	43	16	6,88	78,48	74,0
50	35	48	18	8,64	98,10	88,6
55	45	63	20	12,60	122,62	133,4
60	50	68	22	14,96	156,96	146,1
65	55	73	26	18,98	196,20	185,4
70	65	87	30	26,10	245,25	242,3
80	70	96	32	30,72	309,01	301,4
90	80	106	36	38,16	392,40	410,0
100	90	116	42	48,72	490,50	474,8

7.3. ZUPČASTI LANCI

Zupčasti lanci su pogodni za manje snage i veće brzine i do 30 m/s, ako je obezbeđeno dobro podmazivanje. Rade gotovo bešumno, u odnosu na ostale lance koji su bučni. Lanac sa zupcima ima lamele sa zupcima koji su spojeni sa vodećom lamelom, a ona može biti na sredini ili na krajevima (sl. 7.5). Zupčasti lanci imaju bolje sprezanje od ostalih lanaca. Podaci o zupčastim lancima dati su u tabeli 7.3.







Sl. 7.5. Zupčasti lanac

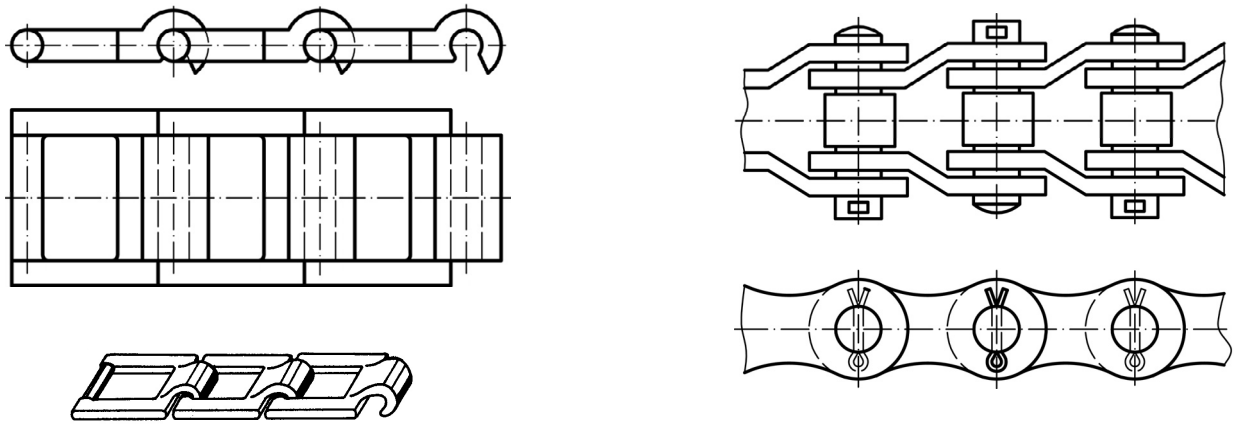
Rastavljivi zglobni lanci (sl. 7.6, a) se koriste za poljoprivredne i transportne mašine. Izrađuju se od temper liva sa korakom od 22 do 148 mm, za sile kidanja od 1500 do 12000 N.

Rotari lanci (sl. 7.6, b) imaju zakrivljene spojnice, zbog čega su veoma elastični i mogu nositi udarna opterećenja.

Tabela 7.3. Osnovne karakteristike standardnih zupčastih lanacai, prema DIN 8190

e (mm)	b_u (mm)	F_M (kN)	m (kg/m)	e (mm)	b_u (mm)	F_M (kN)	m (kg/m)
12,700	25	14,5	1,3	25,40	65	98	8,5
12,700	30	18	1,6	25,40	75	131	10,1
12,700	40	26	2,1	25,40	90	140	11,4
12,700	50	30	2,6	25,40	100	175	13,9
15,875	25	16	1,9	38,10	65	133	13,2
15,875	30	21	2,4	38,10	75	175	15,2
15,875	40	30	3,2	38,10	100	235	20,2
15,875	50	35	3,9	38,10	125	294	25,0
15,875	65	46	5,1	38,10	150	385	30,0
19,050	30	28	3,0	50,80	75	238	19,5
19,050	40	40	3,8	50,80	100	319	25,7
19,050	50	47	4,8	50,80	125	399	32,0
19,050	65	63	6,2	50,80	150	452	38,2
19,050	75	75	7,4	50,80	175	553	44,5
25,40	50	87	7,0				

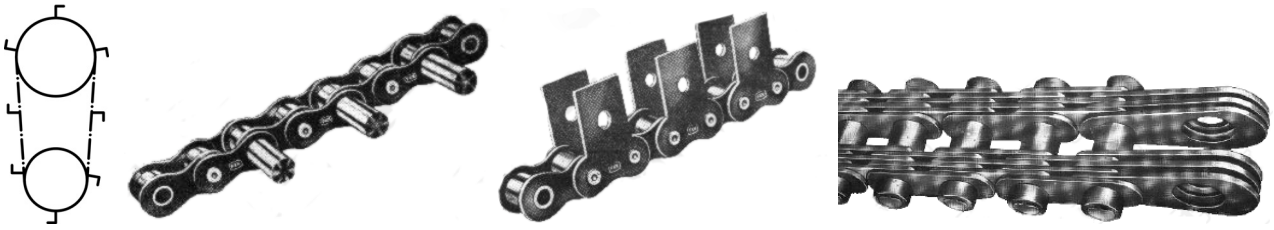
Napomena uz tabelu 7.3. Vrednosti jačine lanca F_M odnose se na termički neobrađene lance, a u slučaju da su termički obrađeni jačina lanca se povećava za 40 do 50 %.



a) *b)*

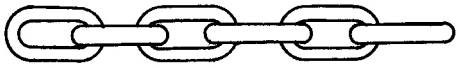
Sl. 7.6. Rastavljivi i Rotari lanci

Specijalni lanci su oni koji pored svoje osnovne uloge da prenesu obrtni moment, imaju dodatni zadatak da nešto prenose, pomeraju i sl. Kod ovakvih lanaca postoje dodatni delovi u vidu posudica, hvatača i sl. što je prikazano na sl. 7.7. Specijalni lanci se koriste kod povrtarskih mašina. U hvatače se stavlja npr. rasad koja se polaže u zemljište. Neki od specijalnih lanaca nemačkog proizvođača „Kobo“ i našeg proizvođača „Filip Kljajić“ iz Kragujevca, dati su na sl. 7.7.



Sl. 7.7. Specijalni lanci

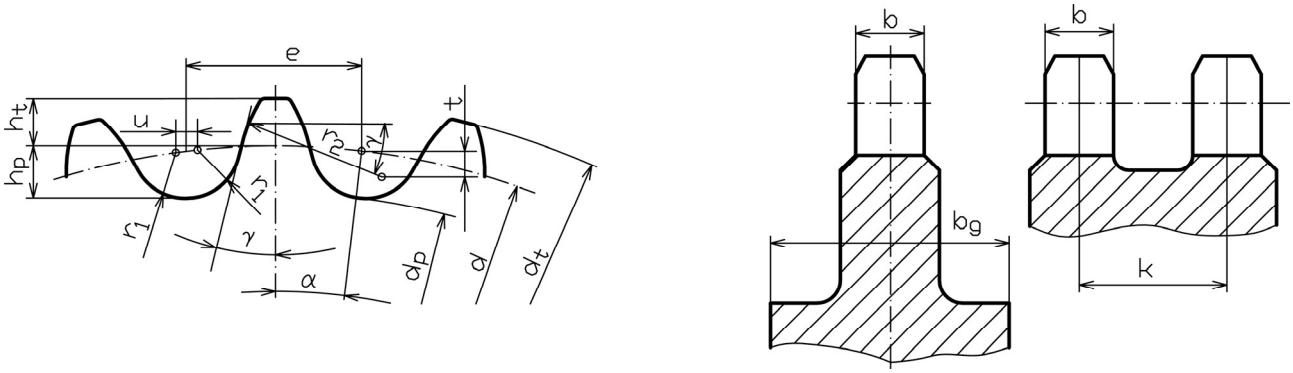
Lanci za spajanje ne prenose obrtni moment već služe samo za spajanje, vezivanje, zaključavanje i slično (sl. 7.8).



Sl. 7.8. Lanci za spajanje

7.4. LANČANICI

Lančanik se sastoji iz venca, trupa i glavčine isto kao i zupčanik. Vitalni deo lančanika je venac sa zupcima. Može imati jedan ili više redova zubaca (sl. 7.9). Oblik zubaca zavisi od vrste lanca. Geometrijski parametri venca lančanika definisani su lancem. Geometrijski parametri lančanika za valjkasti lanac su: podnožni prečnik lančanika d_p, temeni prečnik d_t, kinematički prečnik d, podnožna visina zupca h_p, temena visina zupca h_t, poluprečnik međuzublja r_1, poluprečnik boka zupca r_2, ugao profila zupca γ, zazor u, širina venca b, širina glavčine b_g itd. Preporuke međusobnih odnosa su: $\alpha = \frac{180}{z}$, $d = \frac{e}{\sin\alpha}$, $d_p = d - 2r_1$, $d_t = e \cdot cot\, g\alpha + 2 \cdot h_t$, $t = (0{,}07 \div 0{,}145)e$, $h_t = 0{,}25e$, $r_1 = \frac{D_v}{2}$, $r_2 = (0{,}8 \pm 0{,}2)e$, $\gamma = 19^\circ \pm 0{,}5^\circ$ za $v > 8\ m/s$, $\gamma = 15^\circ \pm 2^\circ$ za $v > 12\ m/s$ itd.



Sl. 7.9. Zupci lančanika za valjkasti lanac

7.5. MATERIJALI LANČANOG PRENOSNIKA

Lančani prenosnik se izrađuje od više različitih materijala. Na izbor materijala utiču mnogobrojni faktori. Pri izboru materijala vodi se računa da vek trajanja lančanika treba da je duži od lanca. Pogonski lanci se najčešće izrađuju od čelika za cementaciju ili poboljšanje. Preporuke za izbor materijala lanaca i lančanika date su u tabeli 7.4 i 7.5.

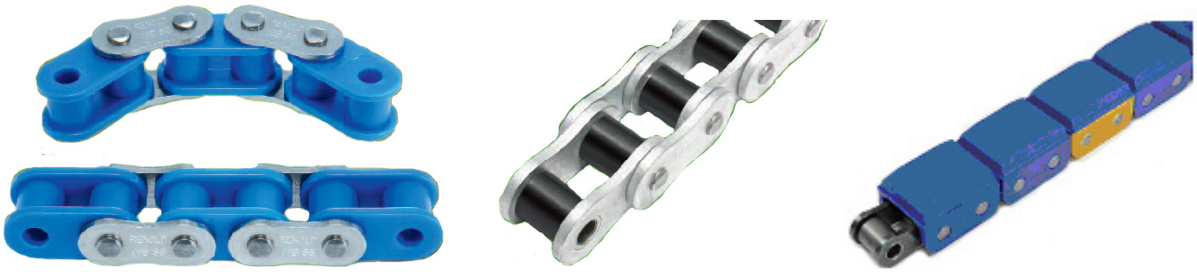
Tabela 7.4. Materijali valjkastih i čaurastih lanaca

Delovi lanca	Oznaka materijala	Vrsta materijala	Tvrdoća posle termičke obrade (HRC)
Lamele	Č. 1530, Č. 1730, Č. 1531	Čelici za poboljšanje	40 ÷ 50
	Č. 1220, Č. 1221	Čelici za cementaciju	38 ÷ 44
Osovinice	Č. 1221, Č. 1220, Č. 4120	Čelici za cementaciju	59 ÷ 65
	Č. 1530, Č. 1531	Čelici za poboljšanje	40 ÷ 50
	Č. 5425, Č. 5421	Čelici za cementaciju	50 ÷ 60
Čaure	Č. 1121, Č. 1220, Č. 1221	Čelici za cementaciju	59 ÷ 65
	Č. 1530, Č. 1531	Čelici za poboljšanje	40 ÷ 50
	Č. 5425	Čelici za cementaciju	59 ÷ 65
Valjčići	Č. 1121, Č. 1220, Č. 1221	Čelici za cementaciju	59 ÷ 65
	Č. 5432	Čelici za poboljšanje	47 ÷ 53

Razvoj i usavršavanje plastičnih materijala doveo je to toga da se primenjuju i za izradu lanaca (sl. 7.10). Prednost plastičnih materijala je ta što ne korodiraju i što se mogu koristiti u mašinama za proizvodnju hrane.

Tabela 7.5. Materijali za lančanike

Oznaka materijala	Termička obrada	Tvrdoća posle termičke obrade (HRC)	Oblast primene
Č. 1220, Č. 1221	cementacija, kaljenje, otpuštanje	55 ÷ 60	Pogonski i gonjeni lančanici sa malim brojem zubaca z<25, pri udarnim opterećenjima
Č. 1530, Č. 1730, Č.3130	kaljenje, otpuštanje	45 ÷ 50	Pogonski i gonjeni lančanici, z<40, pri umerenim udarima
Č. 4120, Č. 4320	cementacija, kaljenje, otpuštanje	55 ÷ 60	Pogonski i gonjeni lančanici, z<30, pri radu sa dinamičkim opterećenjima i većim snagama
Č. 4131, Č. 4130, Č.3134	kaljenje, otpuštanje, kaljenje sa zagrevanjem, otpuštanje	50 ÷ 56	Pogonski i gonjeni lančanici za prenosnike povećanog kvaliteta na habanje i čvrstoću lančanika i za velike otpore
Sl. 220	kaljenje, otpuštanje	321 ÷ 429 HB	Gonjeni lančanik sa većim brojem zubaca (z>50), sa obaveznom termičkom obradom i brzinom do 3 m/s
Sl. 260	kaljenje, otpuštanje	353 ÷ 420 HB	Gonjeni lančanik složenog oblika kao i pogonski lančanik sa većim brojem zubaca (z>30)



Sl. 7.10. Lanci od plastičnih materijala

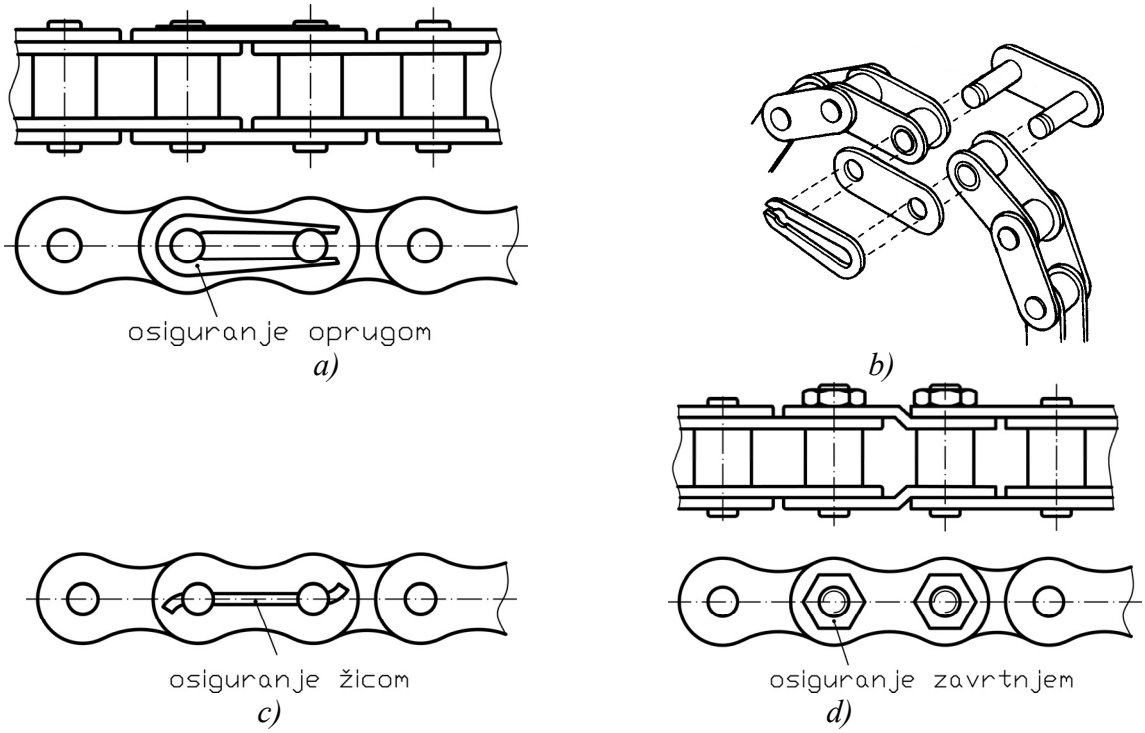
7.6. SPAJANJE ČLANAKA LANCA

Da bi lanac bio beskrajan, krajnji članci se spajaju posebnim spojnim člankom koji je različit kada se spaja lanac sa parnim ili neparnim brojem članaka. Jednostavnije je spajanje parnog broja članaka čemu treba, ako je moguće, težiti. Spajanje opružnom pločicom je jednostavno (sl. 7.11, a i b), kao i žicom (sl. 7.11, c). Kada je neparan broj članaka, zbog spajanja, lamela krajnjeg članka se zakrivi i tako spaja zavrtnjima (sl. 7.11, d) ili na neki drugi način. Ovakav način spajanja smanjuje nosivost lanca i do 20 %. Spojni članci su najslabija karika lančanog prenosnika.

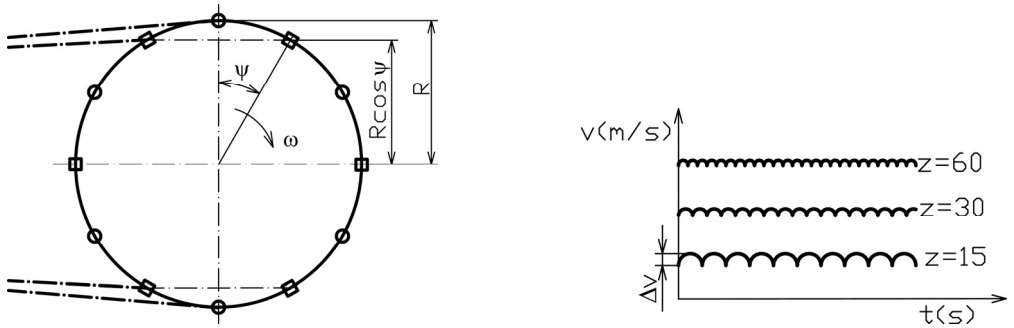
7.7. PRENOSNI ODNOS *i*

Srednja vrednost prenosnog odnosa lančanog prenosnika i je konstantna, dok trenutne vrednosti nisu, jer pri obrtanju lanca radijus obrtanja nije konstantan i zavisi od broja zubaca. Neka je npr. broj zubaca lančanika $z = 6$. Kada se zubac nalazi u položaju pod 90º (označeno sa kružićima) obimna brzina lanca u tom položaju je maksimalne vrednosti $v_{max} = R \cdot \omega$ (sl. 7.12, a). U položaju kada se zubac nađe pod uglom ψ (označeno kvadratićem) obimna brzina lanca je minimalne vrednosti $v_{min} = R\cos\psi \cdot \omega$. Prema tome, brzina lanca se kreće od minimalne do maksimalne vrednosti. Neravnomernost brzine lanca zavisi od broja zubaca. Što je broj zubaca manji,

neravnomernost brzine je veća i obrnuto, odnosno veća je vrednost priraštaja brzine Δv (sl. 7.12, b). Stoga broj zubaca lančanika ne sme da bude mali. Minimalan broj zubaca za valjkasti lanac je $z_{min} \approx 9$, a za zupčasti $z_{min} \approx 13$.



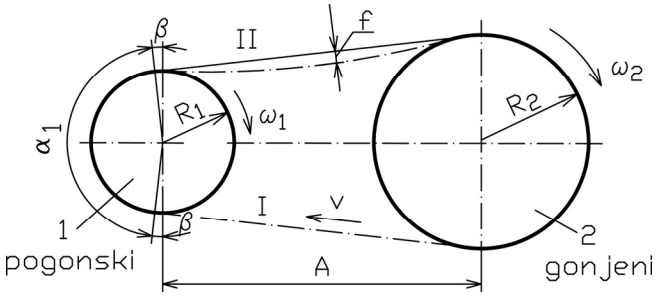
Sl. 7.11. Spajanje članaka lanca



Sl. 7.12. Neravnomernost brzine lanca

Lančanik 1 pogoni lanac, te se neravnomerna brzina lanca prenosi na gonjeni lančanik 2. Pri jednolikom obrtanju pogonskog lančanika 1, $\omega_1 = const$, gonjeni lančanik 2 se neravnomerno obrće, $\omega_2 \neq const$, zbog neravnomernosti brzine lanca koja nastaje zbog malog broja zubaca pogonskog lančanika 1 (sl. 7.13). Prema tome, ni trenutne vrednosti prenosnog odnosa i nisu konstantne, kreću se od maksimalne do minimalne vrednosti:

$$i_{max} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cdot cos\psi_2}{R_1 \cdot cos\psi_1} \quad \text{do} \quad i_{min} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} .$$



Sl. 7.13. Ugaone brzine lančanika

Srednja vrednost prenosnog odnosa je konstantna, $i_{sre} = const$, dok trenutne vrednosti nisu, $i \neq const$. Pri inženjerskim proračunima koristi se da je prenosni odnos lančanog prenosnika konstantne vrednosti,

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1}.$$

Ugaona brzina gonjenog lančanika, takođe, se kreće od maksimalne do minimalne vrednosti:

$$\omega_{2\,max} = \frac{\omega_1}{i_{min}} = \omega_1 \frac{R_1}{R_2}, \quad \omega_{2\,min} = \frac{\omega_1}{i_{mah}} = \omega_1 \frac{R_1 \cdot cos\psi_1}{R_2 \cdot cos\psi_2}.$$

Ugaona brzina gonjenog lančanika je manje promenljiva što je razlika brojeva zubaca pogonskog i gonjenog zupčanika manja.

Zbog promenljivosti brzine lanca javlja se ubrzanje koje izaziva inercijalne sile na lancu, koje dodatno, mimo spoljašnjeg opterećenja, opterećuju lanac. Zbog promenljivosti obrtanja gonjenog lančanika 2 javlja se ugaono ubrzanje koje izaziva inercijalne sile na gonjenom lančaniku 2, koje ga dodatno opterećuju. Zbog neravnomernosti brzine lanca i ugaone brzine gonjenog lančanika dolazi do povećanog opterećenja, habanja i istezanja lanca i gonjenog lančanika. Inercijalne sile su veće što je masa lanca veća i što je promena brzine lanca veća. Promena brzine je veća što je brzina veća. Stoga je ograničena brzina lanca do 15 m/s, izuzetno do 25 m/s.

Obimna brzina lanca je veća što je prečnik lančanika veći. Stoga je prečnik većeg lančanika ograničen, što znači da je ograničena vrednost i prenosnog odnosa do $i \leq 5$. Za slučaj vrlo malih brzina lanca, gornja vrednost prenosnog odnosa može biti do 7.

Preporuka za izbor broja zubaca pogonskog, manjeg lančanika data je u tabeli 7.6.

Tabela 7.6. Preporuka za broj zubaca manjeg pogonskog lančanika

Vrsta lanca	Prenosni odnos i					
	< 2	$2 \div 3$	$3 \div 4$	$4 \div 5$	$5 \div 6$	> 6
Valjkasti	$27 \div 31$	$25 \div 27$	$23 \div 25$	$21 \div 23$	$17 \div 21$	$15 \div 17$
Zupčasti	$32 \div 35$	$30 \div 32$	$27 \div 30$	$23 \div 27$	$19 \div 23$	$17 \div 19$

Napomena uz tabelu 7.6. Minimalan broj zubaca lančanika za valjkasti lanac je $z_{min} = 9$, a maksimalan $z_{max} = 120$. Minimalan broj zubaca lančanika za zupčasti lanac je $z_{min} = 13$, a maksimalan $z_{max} = 140$.

Minimalan broj zubaca manjeg lančanika zavisi od brzine lanca i okvirne preporuke date su u tabeli 7.7.

Tabela 7.7. Minimalan broj zubaca manjeg pogonskog lančanika zavisno od brzine lanca

Brzina lanca v(m/s)	Donja granična vrednost broja zubaca manjeg pogonskog lančanika
≤ 1	8 – 10
1 – 4	11 – 13
4 – 7	14 - 16
7 - 15	17 – 25

7.8. DOZVOLJENA BRZINA LANCA

Već je rečeno da je brzina lanca ograničena do 15 m/s. Brzina može biti i veća, eventualno do 25 m/s za valjkaste i čauraste lance, a do 30 m/s za zupčaste lance. Brzina koju može da ima lanac, a da ne dođe do velikih dinamičkih udara, zavisi od broja zubaca pogonskog lančanika, prenosnog odnosa, međuosnog rastojanja, kinematičkih prečnika lančanika i obrtnog momenta koji lanac prenosi. Orijentaciona preporuka za brzinu odabranog lanca je:

$$v = \frac{z_1 \cdot \omega_1 \cdot e}{2 \cdot \pi} \text{ (m/s)},$$

gde je: z_1 - broj zubaca pogonskog lančanika, ω_1 (s^{-1}) - ugaona brzina pogonskog lančanika.

Orijentaciona preporuka za maksimalan broj obrtaja manjeg pogonskog lančanika odabranog lanca je:

$$n_{max} = \frac{2750 \cdot D_v}{\xi \cdot e} \sqrt{\frac{b_1}{g \cdot e}} \text{ (o/min)},$$

gde je: D_v (mm) – prečnik valjčića lanca, ξ - koeficijent brzine udara određuje se prema izrazu: $\xi = sin(\frac{\pi}{z_1} + \frac{\pi}{6})$, g (N/m) – težina dužnog metra lanca. Ova preporuka je dobijena iz uslova da je tvrdoća površine dodira ≥ 45 HRC, a maksimalno naprezanje ne prelazi 2000 N/mm^2.

7.9. MEĐUOSNO RASTOJANJE LANČANIKA

Minimalno međuosno rastojanje između dva lančanika A dobija se iz uslova da je minimalna vrednost obvojnog ugla manjeg lančanika $\alpha_1 > 120^\circ$ (sl. 7.13), te se preporučuje:

$$A_{min} = \frac{d_{t1} + d_{t2}}{2} + (30 \div 50)mm \text{ za prenosni odnos } i \leq 3$$

$$A_{min} = \frac{d_{t1} + d_{t2}}{2} + \frac{9 + i}{10} mm \text{ za prenosni odnos } i > 3,$$

gde je: d_{t1} (mm) – temeni prečnik pogonskog lančanika, d_{t2} (mm) – temeni prečnik gonjenog lančanika. Međuosno rastojanje ne bi smelo biti manje od $A_{min} > 20 \cdot e$.

Najčešće korišćene vrednosti međuosnog rastojanja su:

$$A = (30 \div 50) \cdot e.$$

Maksimalne vrednosti međuosnog rastojanja su:

$$A_{max} \leq 80 \cdot e.$$

Stvarno usvojeno međusobno rastojanje „A_S“ treba da je, zbog potrebe montaže lanca, nešto manje prema preporuci:

$$A_S = 0{,}997 \cdot A.$$

7.10. BROJ ČLANAKA LANCA

Broj članaka lanca Z za usvojeno međuosno rastojanje A određuje se prema izrazu:

$$Z = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1) \cdot \beta(rad)}{\pi} + \frac{2 \cdot A \cdot cos\,\beta(^\circ)}{e},$$

gde je β (rad ili $^\circ$) - ugao između dodirne tačke lanca i lančanika i ose Y (sl. 7.13). Ugao β se određuje prema izrazu:

$$sin\,\beta = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot A} = \frac{(z_2 - z_1) \cdot e}{2 \cdot \pi \cdot A},$$

gde je: d_2 (mm) – kinematički prečnik gonjenog lančanika, d_1 (mm) – kinematički prečnik pogonskog lančanika.

Tada je obvojni ugao na manjem lančaniku:

$\alpha_1 = 180 - 2 \cdot \beta$.

Usvaja se ceo broj članaka i to bolje paran, zbog jednostavnijeg spajanja. Nakon usvajanja celog broja članaka određuje se međuosno rastojanje A:

$$A = \frac{(Z - (\frac{z_1 + z_2}{2}) - \frac{(z_2 - z_1) \cdot \beta}{\pi}) \cdot e}{2 \cdot \cos \beta}.$$

7.11. OPTEREĆENJE LANCA

Vučni i slobodan ogranak lanca je različito opterećen. Kada se lanac nađe u položaju I (sl. 7.13) maksimalno je opterećen jer u tom položaju vuče, a kada se nađe u položaju II tada je najmanje opterećen i malo opušten,tj. tada je slobodan.

Vučni ogranak je opterećen ukupnom silom F koja isteže lanac:

$F = F_O + F_C + F_G + F_P + F_D \le F_M$,

gde su:

F_O (N) – obimna sila koja se javlja zbog prenošenja obrtnog momenta. Određuje se iz jednačine:

$$F_O = \frac{2 \cdot M_1}{d_1};$$

F_C (N) – centrifugalna sila koja se javlja zbog mase m i brzine lanca v. Određuje se iz jednačine:

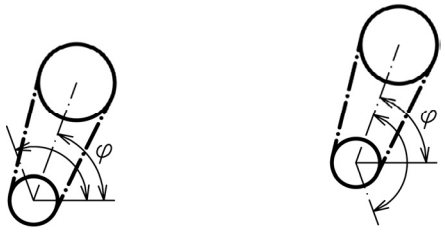
$F_C = m \cdot v^2$;

F_G (N) – sila usled težine lanca. Ova sila različito opterećuje lanac zavisno od ugla sprezanja φ (sl. 7.14):

$F_G = m \cdot g \cdot L$, za ugao $\varphi = 70 \div 120^\circ$. Ovaj položaj, a posebno vertikalan ($\varphi = 90^\circ$), treba izbegavati jer se smanjuje obvojni ugao α_1.

$$F_G = \frac{m \cdot g \cdot L^2}{8 \cdot f} \cos \varphi$$, za ugao $\varphi = 70 \div -70^\circ$,

gde je: m (kg/m) – masa jednog dužnog metra lanca, v (m/s) – brzina lanca, g (N/m) – težina jednog dužnog metra lanca, L(m) – računska dužina lanca određuje se na osnovu izraza $L = Z \cdot e$, f (m) – ugib lanca.



Sl. 7.14. Ugao sprezanja lančanika

F_P (N) – sila prethodnog pritezanja lanca. Ova sila je relativno mala, te se za brzine $v \le 10\ m/s$ može zanemariti. Za brzine $v \ge 10\ m/s$, sila prethodnog pritezanja je

$F_P = (1{,}3 \div 1{,}5) \cdot F_O$ i

F_D (N) – dinamička ili inercijalna sila. Javlja se zbog toga što brzina lanca nije konstantna i što se javlja ubrzanje. Za male brzine lanca može se zanemariti.

7.12. PRORAČUN LANČANIH PRENOSNIKA

Proračun lančanog prenosnika svodi se na to da se proračuna, izabere i proveri lanac kao vitalni deo, nakon čega se proračunava lančanik.

Proračun obuhvata sve one veličine i parametre o kojima je bilo reči u prethodnom tekstu. Kojim redosledom će proračun teći zavisi od poznatih i zadatih parametara.

Izbor prenosnog odnosa i

Prenosni odnos i je najčešće zadat i određen ulogom lančanog prenosnika u mašini i potrebnom redukcijom brzine obrtanja. Prenosni odnos treba da se uskladi sa preporukom da je maksimalno moguća vrednost $i_{max} < 5$. Za duži vek trajanja lanca je bolje da je prenosni odnos što manji. Međutim, neophodna je redukcija brzine obrtanja jer su brzine radnih delova mašina mnogo manje od brzine obrtanja elektromotora ili motora sa unutrašnjim sagorevanjem.

Izbor vrste lanca

Vrsta lanca se bira zavisno od snage koja treba da se prenese, brzine lanca i uslova rada, a prema karakteristikama lanaca koje su u prednjem delu teksta navedene.

Izbor broja zubaca manjeg pogonskog lančanika z_1

Broj zubaca manjeg pogonskog lančanika zavisi od prenosnog odnosa, vrste lanca, opterećenja i gabaritnog prostora za lančani prenosnik. Preporuke za broj zubaca manjeg pogonskog lančanika z_1 date su u tabeli 7.6. Odstupanja od ovih preporuka su moguća, sve zavisno od uslova rada i raspoloživog gabaritnog prostora za lančani prenosnik.

Izbor koraka lanca e

Korak lanca e zavisi od vrste lanca, opterećenja, broja obrtaja i broja zubaca pogonskog lančanika. Orijentacione vrednosti, u zavisnosti od vrste lanca, broja zubaca i broja obrtaja pogonskog lančanika, date su u tabeli 7.8.

Tabela 7.8. Orijentaciona preporuka koraka lanca e

Vrsta lanca	Broj zubaca pogonskog lančanika z_1	Korak lanca e (mm)						
		12,70	15,875	19,05	25,40	31,75	38,10	50,80
		Broj obrtaja pogonskog lančanika n_1 (o/min)						
Valjkasti	15	2300	1900	1350	1150	1000	800	600
	19	2400	2000	1450	1200	1050	850	650
	23	2500	2100	1500	1250	1100	900	650
	27	2550	2150	1550	1300	1100	900	700
	30	2600	2200	1500	1300	1100	900	700
Zupčasti	17 ÷ 35	3300	2650	2200	1650	1300		

Izabrani korak e će biti definitivno usvojen tek ako zadovolji sve potrebne provere, u prvom redu stepena sigurnosti S i površinski pritisak p, o čemu će biti reči u daljem tekstu.

Usvajanjem koraka lanca e određeni su svi ostali parametri i karakteristike lanca: b_1 - unutrašnja širina članaka, b_2 - spoljašnja širina članaka, D - prečnik osovinice, D_v - prečnik valjčića, b_u -

ukupna širina zupčastog lanca, s - površina poprečnog preseka lanca, F_M - sila kidanja lanca, m - masa jednog dužnog metra lanca, g - težina jednog dužnog metra lanca.

Određivanje ostalih geometrijskih parametara lanca i lančanika

Nakon usvajanja koraka e mogu se odrediti i ostali parametri: A - međuosno rastojanje lančanika, Z - broj članaka lanca, L - dužina lanca i α_1 - obvojni ugao manjeg lančanika.

Dužina lanca L

$$L = e \cdot Z .$$

Stepen sigurnosti lanca S

Stepen sigurnosti lanca S se određuje na osnovu izraza:

$$S = \frac{F_M}{\xi \cdot F} = 5 \div 15 ,$$

gde je: ξ - koeficijent radnih uslova rada. Preporučuju se: $\xi = 1$ za miran rad, $\xi = 1{,}3$ za rad sa umerenim udarima i $\xi = 1{,}5$ za rad sa jakim udarima.

Preporučena vrednost stepena sigurnosti S je daleko veća od stepena sigurnosti ostalih mašinskih elemenata za opštu upotrebu.

Orijentacione preporučene vrednosti stepena sigurnosti S date su u tabeli 7.9.

Tabela 7.9. Orijentacione preporučene vrednosti stepena sigurnosti S

Vrsta lanca	Korak e mm	Broj obrtaja pogonskog lančanika n_1 (o/min)								
		50	100	200	300	400	500	600	800	1000
Valjkasti lanci	12,70	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,6	8,8	9,4	10
	15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
	19,05	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
	25,40	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
	31,76	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	-
	38,10	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
	44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,6	-	-	-
	50,80	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	-	-	-	-
Zupčasti lanci	12,70	20	21	22	23	24	25	26	28	30
	15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
	19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
	25,40	21	22	24	26	28	30	32	36	40
	31,76	21	22	25	28	30	32	35	40	-

Površinski pritisak između lanca i lančanika p

Površinski pritisak između lanca i lančanika je:

$$p = \frac{F}{s} \le p_d ,$$

gde je: s (mm^2) – površina poprečnog preseka lanca, p_d (N/mm^2) – dozvoljeni površinski pritisak između lanca i lančanika. Orijentacione vrednosti date su u tabeli 7.10.

Tabela 7. 10. Orijentacione vrednosti specifičnog površinskog pritiska p_d (N/mm^2)

Brz. v (m/s	Broj zubaca manjeg lančanika z_1														
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
0,1	31,9	31,9	31,9	32,0	32,0	32,1	32,4	32,6	32,6	32,7	33,1	33,1	33,1	33,1	33,5
0,2	28,5	29,8	30,6	30,7	30,8	30,8	31,0	31,0	31,0	31,3	31,6	31,8	32,1	32,1	32,5
0,4	26,4	27,6	28,1	28,8	29,0	29,2	29,5	29,7	29,9	30,0	30,2	30,3	30,5	30,8	31,1
0,6	24,6	25,6	26,6	27,3	27,6	27,9	28,3	28,4	28,7	28,9	29,0	29,2	29,6	30,0	30,3
0,8	22,9	24,3	25,0	25,8	26,2	26,7	27,1	27,3	27,6	27,8	28,1	28,3	28,3	28,9	29,1
1,0	21,7	23,1	23,8	24,6	25,2	25,9	26,1	26,4	26,9	27,2	27,3	27,6	28,0	28,2	28,5
1,5	19,0	20,4	21,6	22,5	23,2	23,8	24,5	24,8	25,1	25,4	25,7	26,0	26,3	26,5	26,7
2,0	17,0	18,4	19,7	20,6	21,5	22,2	22,6	23,2	23,7	24,1	24,4	24,7	25,0	25,3	25,6
2,5	15,4	16,9	18,3	19,3	20,2	20,9	21,3	21,9	22,3	22,7	23,1	23,5	23,9	24,2	24,6
3,0	13,9	15,5	16,8	17,9	18,9	19,8	20,4	20,9	21,3	21,7	22,1	22,5	22,8	23,2	23,5
4,0	11,6	13,3	14,7	15,9	17,0	17,8	18,5	19,1	19,5	20,0	20,4	20,8	21,1	21,5	21,8
5,0	9,5	11,3	13,0	14,2	15,2	16,2	17,0	17,7	18,2	18,7	19,1	19,4	19,8	20,1	20,5
6,0		9,7	11,3	12,8	13,9	15,0	15,8	16,5	16,9	17,3	17,8	18,2	18,6	19,0	19,3
7,0			9,8	11,2	12,6	13,8	14,6	15,3	15,9	16,3	16,8	17,2	17,6	18,0	18,4
8,0				10,0	11,4	12,5	13,6	14,3	15,0	15,5	15,9	16,4	16,8	17,2	17,5
10,0					9,3	10,7	11,7	12,6	13,3	13,9	14,3	14,7	15,2	15,6	15,9
12,0						9,0	10,1	11,2	12,0	12,6	13,1	13,6	14,0	14,3	14,7
15,0							8,0	9,3	10,1	10,8	11,4	11,9	12,4	12,9	13,2
18,0								7,5	8,3	9,1	9,7	10,3	10,9	11,4	11,8
21,0									6,8	7,7	8,3	9,0	9,6	10,1	10,5
24,0									5,1	6,0	6,8	7,5	8,2	8,8	9,3

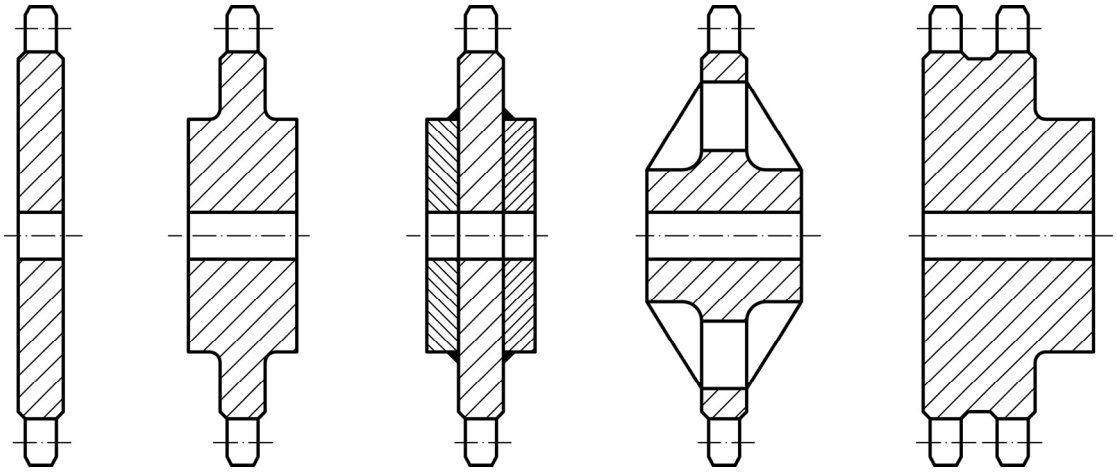
Napomena uz tabelu 7.10. Dati podaci za dozvoljene površinske pritiske odnose se na međuosno rastojanje $A = 40 \cdot e$, prenosni odnos $i = 3$, na miran pogon, odlično podmazivanje i vek trajanja od $T = 10000$ časova. Podvučene vrednosti, ako je moguće izbegavati. U slučaju rada pod težim uslovima, vek trajanja lanca biće kraći.

Proračun lančanika

Izbor i proračun lančanika sledi nakon izbora i provere lanca. Izborom lanca lančanik je većim delom već određen, naime konstrukcioni oblik venca i zubaca zavise od lanca. Dimenzije lančanika određene su izborom vrste i koraka lanca, prečnikom vratila i načinom izrade.

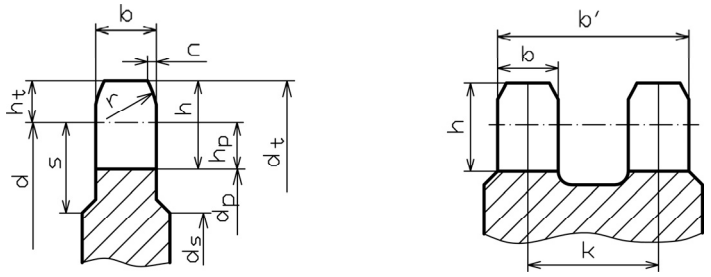
Preporuke za dimenzije glavčine i trupa su približno iste kao i preporuke za zupčanike i kaišnike. Najčešći konstrukcioni izgledi lančanika su dati na sl. 7.15. Za mala opterećenja lančanik je u vidu ploče (sl. 7.15, a), a kada su veća glavčina je izražena (sl. 7.15, b). Lančanik se može izraditi zavarivanjem od različitih materijala, venac od kvalitetnijeg, a trup i glavčina od manje kvalitetnog materijala (sl. 7.15, c). Za veće dimenzije kinematičkog prečnika lančanik ima paoke (sl. 7.15, d). Višeredni lančani prenosnik ima više redova zubaca (sl. 7.15, e). Zavisno od veličine kinematičkog prečnika, koraka lanca i načina izrade mogući su vrlo različiti konstrukcionji izgledi lančanika.

Dimenzije venca lančanika za valjkaste lance određuju se prema preporukama iz tabele 7.11, kao i prema opštim preporukama o njihovih međusobnim odnosima (poglavlje 7.4).



Sl. 7.15. Konstrukcioni izgledi lančanika

Tabela 7.11. Dimenzije lančanika za valjkaste lance, SRPS M.C1.821, ISO/R 606-197



Lanac $e \times b_1$	b (mm)	b' (mm)	b'' (mm)	k (mm)	h_t (mm)		c (mm)	r (mm)	s (mm)
					$z < 12$	$z > 12$			
6x2,8	2,5	-	-	-	0,8	1,25	0,5	6	8
8x3,15	2,7	8,3	-	5,64	1,0	1,65	0,65	7,5	11
9,525x5,72	5,2	15,3	25,6	10,24	1,25	2,00	0,8	10	13
12,7x7,75	7,0	20,9	34,8	13,92	1,65	2,70	1,1	13	18
15,875x9,65	8,7	25,3	41,9	16,59	2,10	3,20	1,3	15	22
19,05x11,68	10,5	30,0	49,5	19,46	2,45	3,85	1,5	18	24
25,5x17,02	15,3	47,2	79,1	31,88	3,35	5,05	2,0	24	35
31,75x19,56	18,0	54,5	90,9	36,45	4,10	6,10	2,5	29	43
38,1x25,4	23,0	71,4	119,7	48,36	4,48	8,00	3,5	38	49
44,45x30,99	28,0	87,5	147,1	59,58	5,60	8,85	3,6	42	52
50,8x30,99	28,0	86.5	145,1	58,55	6,50	9,5	3,8	44	55

Napomena uz tabelu 7.11. Značenje oznaka: b' - širina lančanika za dvoredni lanac, b'' - širina lančanika za troredni lanac.

7.13. OZNAČAVANJE LANACA

Lanci lančanih prenosnika se kupuju od specijalizovanih proizvođača prema standardnoj oznaci.

Standardna oznaka valjkastog i čaurastog lanca je:

$$Tip\ lanca \cdot L \cdot N \cdot e \cdot b_1 \cdot SRPS\ M.C1\ldots$$

gde je: L (m) - dužina lanca, N - broj redova lanaca, e (mm) – korak lanca, b_1 (mm) – unutrašnja širina članaka i *SRPS M.C1.…*– oznaka standarda koji definiše konstrukcione i ostale parametre lanca.

Standardna oznaka valjkastog i čaurastog lanca može sadržati i broj članaka:

$$Tip\ lanca \cdot N \cdot e \cdot b_1 \cdot Z \cdot SRPS\ M.C1...$$

gde je: Z - broj članaka lanca.

Standardna oznaka zupčastog lanca je:

$$Tip\ lanca \cdot N \cdot e \cdot b_u \cdot Z \cdot SRPS\ M.C1...$$

gde je: b_u - ukupna širina lanca.

7.14. PRAVILNO KORIŠĆENJE LANČANIH PRENOSNIKA SNAGE

Zbog mogućnosti da prenose obrtni moment na velika rastojanja, lančani prenosnici snage imaju široku primenu u poljoprivrednim mašinama: beračima kukuruza (sl. 7.16, a), hederu žitnih kombajna (sl. 7.16, b), vadilicama šećerne repe (sl. 7.16, c), rasturačima đubriva (sl. 7.16, d), različitim transporterima (sl. 7.16, e) itd.



a)



b)



c)



d)



e)

Sl. 7.16. Primena lančanih prenosnika snage na poljoprivrednim mašinama

Pravilno korišćenje lančanih prenosnika podrazumeva da se:

- koriste za obrtne momente za koje su proračunati i izabrani bez preopterećenja,
- adekvatno podmazuju,
- održavaju u čistom stanju,
- stalno zatežu i proverava zategnutost lanca,
- proverava ispravnost lanaca i lančanika,
- koristi zaštitna oplata i
- rasterete i konzerviraju kada se ne koriste duži period.

7.15. PODMAZIVANJE LANČANIH PRENOSNIKA SNAGE

Podmazivanje lančanog prenosnika je neophodno i jedan je od osnovnih uslova za dug period korišćenja. Pravilno podmazivanje smanjuje trenje i habanje, povećava stepen korisnosti, smanjuje zagrevanje, smanjuje šum lančanog prenosnika i povećava period trajanja.

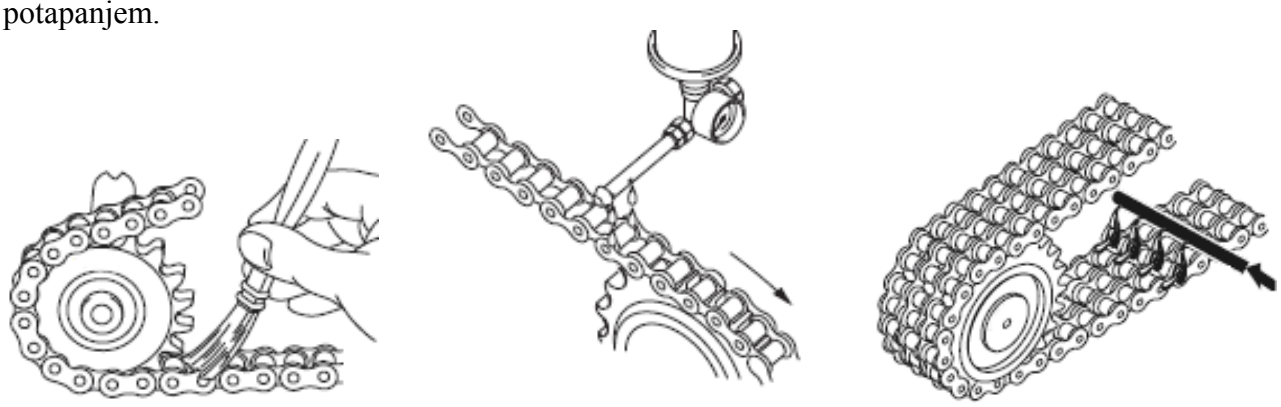
Za podmazivanje lančanih prenosnika koriste se različite vrste ulja i tvrda maziva. Od tvrdih maziva pogodni su sulfidi.

Samo podmazivanje može biti povremeno ili neprekidno. Povremeno podmazivanje je ručno podmazivanje bilo četkicom ili ručnom mazalicom (sl. 7.17, a i b). Ovaj način se koristi za male brzine. Pri tome je važno podmazati pažljivo, tako da mazivo dopre do svakog članka lanca i zubaca lančanika.

Podmazivanje neprekidnim kapanjem daje dobre rezultate (sl. 7.17, c). Pri tome se koristi mazalica koja je postavljena na kućištu prenosnika. Otvori mazalice usmereni su na slobodni ogranak lanca.

Za veće brzine koristi se podmazivanje lanca potapanjem u ulje koje se nalazi u karteru. Lanac ne sme duboko da se potapa u ulje, već samo do lamela, jer će u protivnom doći do penušanja ulja, povećanja temperature i do smanjenja stepena korisnosti. Za lančanike sa maksimalnim brzinama koristi se cirkularno podmazivanje pod pritiskom. Na ovaj način ulje neprekidno podmazuje unutrašnju stranu slobodnog ogranka.

Način podmazivanja zavisi od periferne brzine. Za brzine do 4 *m/s* koristi se podmazivanje mašću. Podmazivanje kapanjem, sa određenim brojem kapi u minuti, upotrebljava se za brzine do 7 *m/s*. Pri tome, broj kapi kreće se od 5 do 20 u minuti. Pri većim brzinama primenjuje se podmazivanje potapanjem.



a) *b)* *c)*

Sl. 7.17. Podmazivanje lanca i lančanika

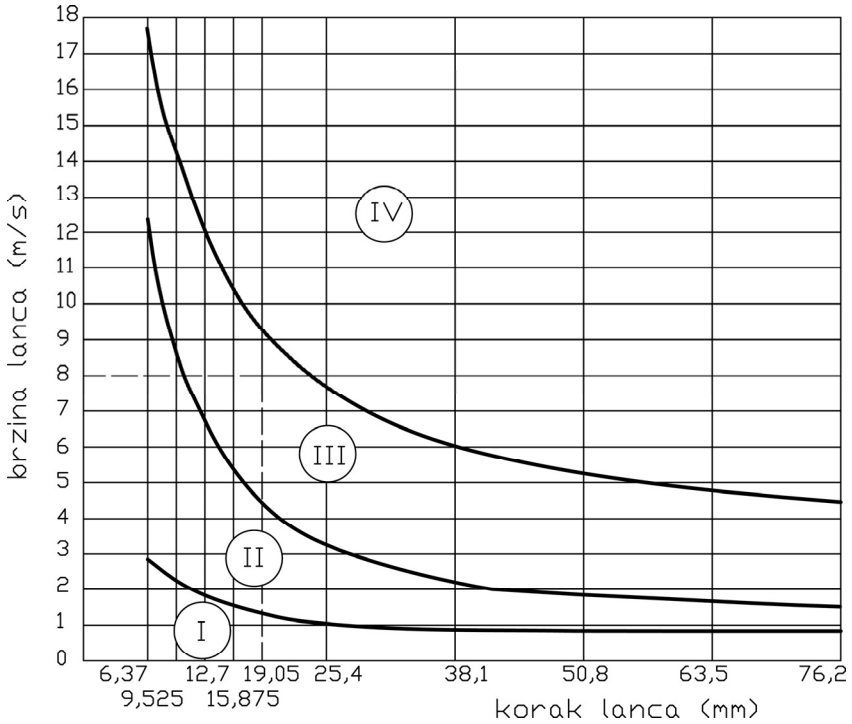
Preporuka izbora načina podmazivanja, zavisno od koraka i brzine lanca, data je na dijagramu sl. 7.18. Značenje oznaka je: I - periodično podmazivanje ručnom mazalicom ili četkicom, II – neprekidno podmazivanje kapanjem, III – kartersko i centrifugalno podmazivanje, IV – podmazivanje pod pritiskom.

Na primer, za korak lanca od 19,05 mm i brzinu lanca od 8 m/s^2, podmazivanje treba da je kartersko i centrifugalno.

U slučaju kada je podmazivanje neodgovarajuće, mali je koeficijent korisnosti lančanog prenosnika, tj. samo se deo snage prenese sa pogonskog na gonjeni lančanik. U tabeli 7.12. data je procentualna vrednost prenete snage na gonjeni lančanik zavisno od kvaliteta podmazivanja.

Tabela 7.12. Procentualna vrednost prenete snage na gonjeni lančanik u zavisnosti od podmazivanja

Brzina lanca (m/s)	Nedovoljno podmazivanje		Bez podmazivanja
	Bez zagrevanja	Sa zagrevanjem	
do 4	70 %	40 %	30%
4 ÷ 7	40 %	25 %	Nedozvoljeno



Sl. 7.18. Dijagram za izbor načina podmazivanja lanca

Lančani prenosnik treba održavati u čistom stanju zaštićenom od spoljnih primesa, prašine, peska itd. Pre svakog povremenog podmazivanja, lančani prenosnik treba očistiti, oprati naftom i tek tada podmazati. Na taj način sprečava se korozija i smanjuje trenje.

U periodu kada se lančani prenosnici ne koriste duži period (preko zime) treba ih rasteretiti ili najbolje skinuti, oprati u nafti i konzervirati (namazati nekim mazivom).

7.16. ZATEZANJE LANCA

Lanac treba da je dovoljno zategnut kako bi se pravilno prenosio obrtni moment uz minimalno moguće opterećenje lanca. U slučaju da je lanac pretegnut otežan je nailazak članaka lanca na lančanik, povećan je specifičan pritisak između delova lanca i zubaca lančanika, povećana je sila koja isteže lanac, povećano je opterećenje vratila i ležaja na vratilima i smanjen je radni vek lančanog prenosnika.

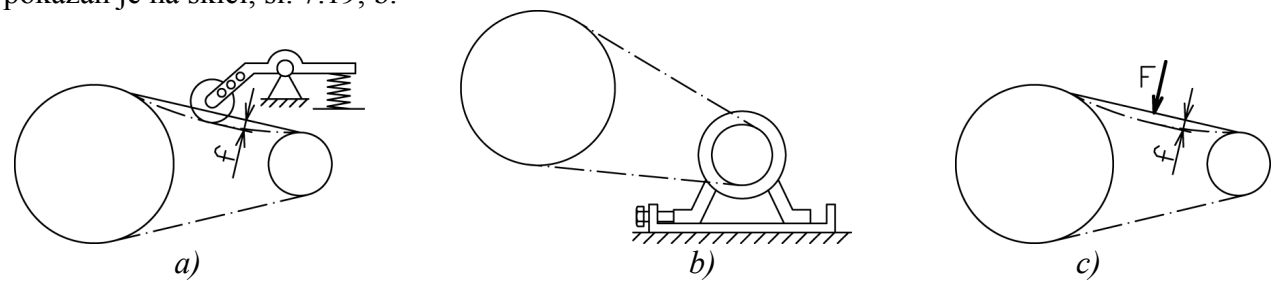
U slučaju da je lanac nedovoljno zategnut dolazi do udarnih opterećenja lanca i lančanika, pojave vibracija, prekida obrtanja zbog preskakanja lanca, spadanja lanca, što sve zajedno utiče na smanjenje radnog veka lančanog prenosnika.

Lanac je pravilno zategnut ako je ugib f slobodnog ogranka (sl. 7.19, a i c) preporučene vrednosti. Proizvođač mašine u kojoj je ugrađen lančani prenosnik određuje vrednost ugiba slobodnog ogranka koji je potreban da bi lanac bio pravilno zategnut. Orijentaciona preporučena vrednost ugiba lanca f je:

$$f = (0{,}02 \div 0{,}025) \cdot A\,.$$

Zbog velikog površinskog pritiska između lanca i lančanika, zbog neravnomerne brzine lanca i pojave inercijalnih sila, posle određenog perioda korišćenja dolazi do habanja delova lanca i lančanika, a posebno gonjenog lančanika. Iz tog razloga dolazi do istezanja lanca, povećanja koraka lanca i potrebe za njegovim stalnim pritezanjem. Za pritezanje lanca koristi se zatezač ili aksijalno pomeranje jednog lančanika. Veličina zatezača ne bi trebala da bude mnogo manja od malog pogonskog lančanika. Zatezanje može biti povremeno posredstvom rukovaoca ili automatski

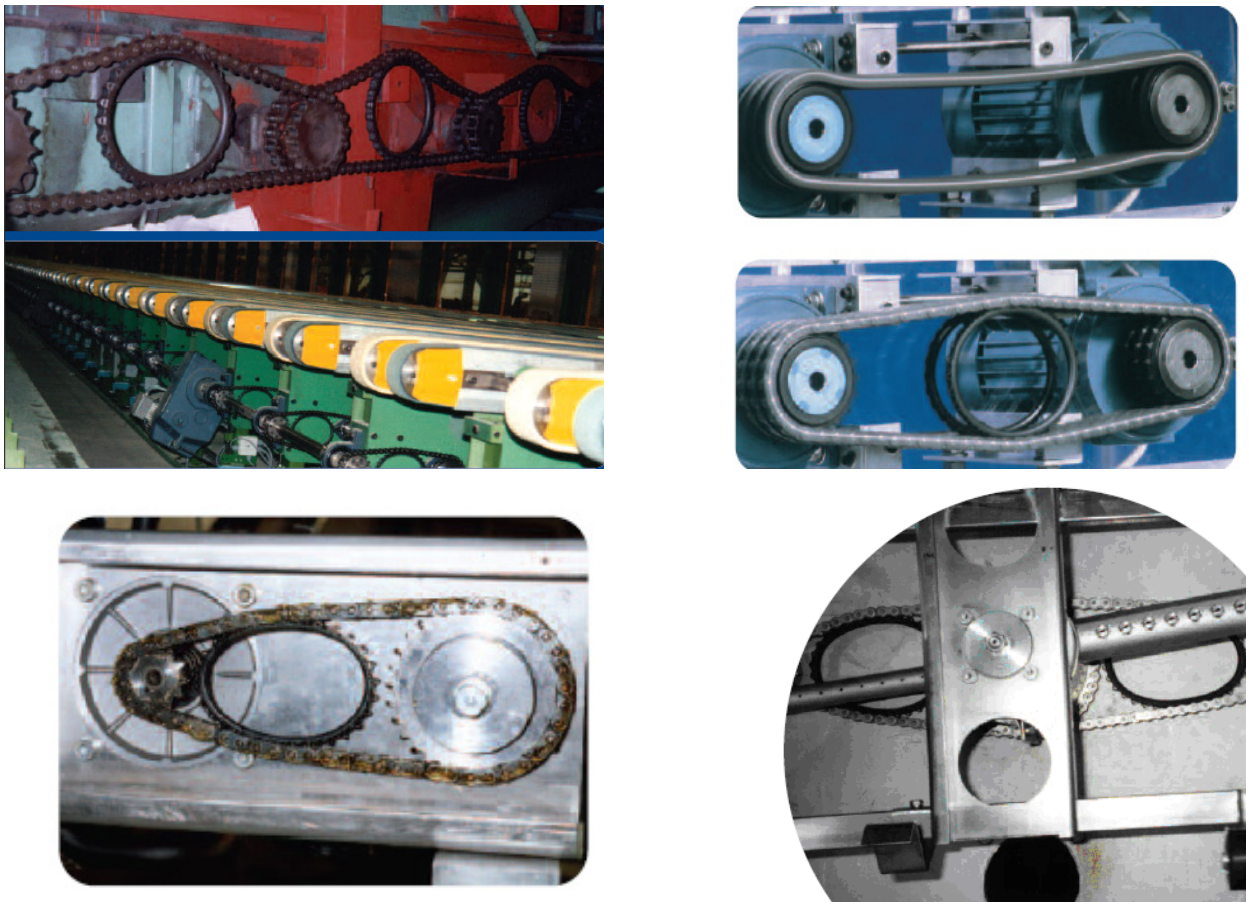
pomoću opruge (sl. 7.19, a). Zatezač se postavlja na slobodni ogranak. Zatezač povećava obvojni ugao, što je njegova prednost. Zatezanje razmicanjem lančanika je jednostavan način, ako je to moguće izvesti. Primer zatezanja lanca pomeranjem pogonskog lančanika koji je na elektromotoru pokazan je na skici, sl. 7.19, b.



a) b) c)

Sl. 7.19. Zatezanje lanca

Najnovije rešenje za zatezanje lanca je pomoću elastičnog zupčastog prstena. Ovaj prsten ubaci se između vučenog i slobodnog ogranka (sl. 7.20). Zbog svoje elastičnosti, prsten potiskuje ogranke lanca ka spolja i tako ih zateže. Elastični zatezni prsten nije pričvršćen već slobodan, što mu je velika prednost. Međutim, može se koristiti samo za male prenosne odnose jer smanjuje obvojni ugao.



Sl. 7.20. Elastični prsten za zatezanje lanca

7. 16. 1. Kontrola zategnutosti lanca

Kontrola zategnutosti lanca može biti vizuelna, mehaničkim uređajem ili vibrometrom. Vizuelna kontrola svodi se na to da se pritiskom slobodnog ogranka lanca vizuelno proceni vrednost ugiba *f* (sl. 7.19, c). Ovakav način kontrole je neodgovarajući za lančane prenosnike sa većim brzinama i većim opterećenjima.

Kontrola zategnutosti mehaničkim uređajem je slična kao vizuelna kontrola. Mehaničkim uređajem, na kojem se može podešavati sila pritiska, deluje se na slobodni ogranak lanca sve dok se ne postigne sila F, koju određuje i preporučuje proizvođač mašine, a koja se podesi na mehaničkom mernom uređaju (sl. 7.19, c). Kada se postigne sila pritiska F, izmeri se ugib f i uporedi sa preporukom proizvođača mašine. Ni ovaj način kontrole zategnutosti lanca nije dovoljno precizan za najveće opterećenje i maksimalne brzine koje se preporučuju za lančani prenosnik.

Najprecizniji način kontrole zategnutosti lanca je merenje amplituda vibracija i brzine lanca pomoću vibrometra na osnovu čega se izračuna brzina i ubrzanje vibracija. Ako je vrednost izračunatih vibracija veća od preporučenih, znači da je lanac nezategnut. Ako su vibracije manje od preporučenih, lanac je pretegnut. Dozvoljene vrednosti vibracija preporučuje proizvođač mašina ili su definisane odgovarajućim nacionalnim i međunarodnim standardima.

Za merenje vibracija koriste se različiti uređaji koji se nazivaju vibrometrima. Ovi uređaji imaju i softver, pomoću kojeg se, na osnovu izmerenih parametara, izračuna brzina i ubrzanje vibracija i uporedi sa dozvoljenim. Jedan od uređaja za merenje vibracija prikazan je na sl. 7.21.



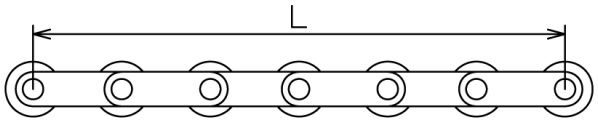
Sl. 7.21. Uređaj za merenje vibracija lanca "vibrometar"

7.17. PROVERA ISPRAVNOSTI LANCA I LANČANIKA

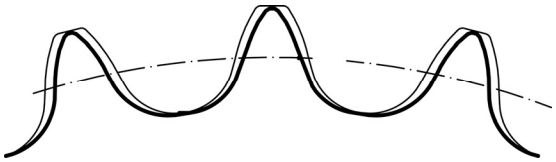
Nakon izvesnog vremena i pored pravilnog korišćenja i održavanja dolazi do oštećenja lanca i lančanika. Najčešće oštećenje je izduženje lanca i habanje zubaca gonjenog lančanika. Lanac se ponekad toliko istegne da se mora skraćivati izbacivanjem članka.

Dodirna površina između lanca i lančanika je mala, zbog čega se javlja veliki specifični pritisak. Usled velikog specifičnog pritiska i neravnomernosti kretanja lanca dolazi do habanja sastavnih delova lanca i izduženja lanca. Stoga je potrebno povremeno proveriti ishabanost lanca i lančanika. Ishabanost lanca procenjuje se izduženjem lanca. Izmeri se dužina korišćenog lanca L određenog broja članaka x, (sl. 7.22). Procentualno izduženje lanca ΔL određuje se na osnovu izraza $\Delta L = \frac{(L - x \cdot e) \cdot 100}{x \cdot e}$. Dobijena vrednost procentualnog izduženja lanca ΔL uporedi se sa dozvoljenom i ustanovi da li lanac treba zameniti sa novim ili ne. Pri zameni lanca treba obavezno zameniti i gonjeni lančanik, a ako je moguće i pogonski.

Za proveru ishabanosti zubaca lančanika koriste se šabloni (sl. 7.23). Poređenjem šablona i zubaca ispitivanog lančanika proceni se stepen ishabanosti.



Sl. 7.22. Merenje izduženja lanca



Sl. 7.23. Habanje zubaca lančanika

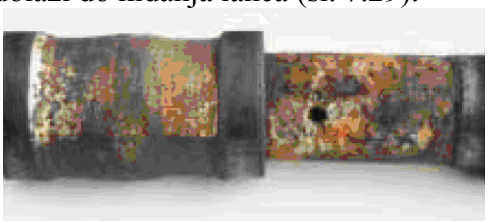
7.18. OŠTEĆENJA NA LANČANIM PRENOSNICIMA SNAGE

I pored redovnog održavanja, zbog teških uslova u kojima rade poljoprivredne mašine, dolazi do oštećenja lančanih prenosnika snage u vidu: abrazije, korozije, habanja, nagrizanja, pregrevanja i pucanja lanca.

Abrazija se javlja kada se na lancu nađu čestice velike tvrdoće (pesak, metalni opiljci i sl.) koje skidaju i oštećuju površinu lanca (sl. 7.24). Do korozije lančanih prenosnika snage dolazi kada je podmazivanje neodgovarajuće i kada rade u vlažnim uslovima (sl. 7.25). Habanje je najčešće oštećenje i lanca i lančanika zbog velikih površinskih pritisaka (sl. 7.26). Kada lančani prenosnik radi u agresivnoj sredini, može doći do nagrizanja delova lanca i lančanika (sl. 7.27). Kada je podmazivanje nedovoljno, lančani prenosnik se pregreva i dolazi do promene njegovih mehaničkih karakteristika (sl. 7.28). Usled velikog preopterećenja dolazi do kidanja lanca (sl. 7.29).



Sl. 7.24. Abrazija lanca



Sl. 7.25. Korozija delova lančanog prenosnika snage



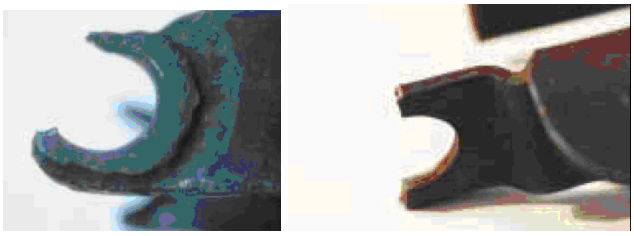
Sl. 7.26. Ishabani zupci lančanika



Sl. 7.27. Nagrizanje valjčića lanca



Sl. 7.28. Pregrevanje lanca



Sl. 7.29. Kidanje lanca

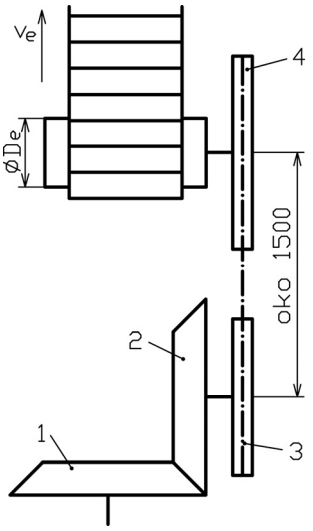
7.19. KORIŠĆENJE ZAŠTITNE MREŽE (ŠTITNIKA)

Lančani prenosnici snage moraju biti zaštićeni žičanim mrežama, oplatom od lima ili plastične mase, kako se rukovaoci i ostalo osoblje koje se kreće oko mašine ne bi povredilo. Korišćenje štitnika potrebno je iz dva razloga: da zaštiti rukovaoce od povreda i da se zaštiti lančani prenosnik od nečistoća (prašine, peska, delova biljki itd.). Nakon održavanja, skinuti štitnik treba vratiti u pređašnje stanje.

Pored štitnika, na vidnom mestu pored lančanog prenosnika snage, treba da je i nalepnica sa odgovarajućim grafičkim simbolom upozorenja o opasnostima od povreda.

7.20. PRIMER PRORAČUNA LANČANOG PRENOSNIKA SNAGE

Zadatak 7.1. Elevator vadilice krompira dobija pogon od priključnog vratila traktora i prenosnika prikazanih na slici. Maksimalno potrebna snaga za pokretanje elevatora je $P_4 = 5\,kW$. Dati podaci su: $z_1 = z_2$, $v_e = 2{,}74\,m/s$ i $D_e = 350\,mm$. Proračunati lančani prenosnik 3 i 4 (sl. 7.30).



Sl. 7.30. Pogon elevatora vadilice krompira (zadatak 7.1)

1. Prenosni odnos

$$i = \frac{n_1}{n_4} = \frac{540}{149{,}59} = 3{,}60\,.$$

Broj obrtaja zupčanika 1 je broj obrtaja priključnog vratila traktora koji iznosi $n_1 = 540\ o/min$.

Broj obrtaja lančanika 4 dobija se iz brzine elevatora:

$$v_e = v_{De} = \frac{D_e}{2} \cdot \frac{n_4 \cdot \pi}{30}\,,\ \text{te je}\ n_4 = \frac{2 \cdot 30 \cdot v_e}{D_e \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 2{,}74}{0{,}35 \cdot 3{,}14} = 149{,}59\ o/min\,.$$

2. Izbor vrste lanca

Prema uslovima rada bira se valjkasti lanac.

3. Broj zubaca pogonskog lančanika

Broj zubaca pogonskog lančanika bira se prema preporuci iz tabele 7.6. Usvaja se $z_3 = 23 \div 25 = 24$.

4. Broj zubaca gonjenog lančanika

Broj zubaca gonjenog lančanika dobija se iz prenosnog odnosa $i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 3{,}60$, odakle je $z_4 = i \cdot z_3 = 3{,}6 \cdot 24 = 86{,}4 = 86$ jer je $z_1 = z_2$. Dobijena vrednost z_4 je u skladu sa preporukom maksimalnog broja zubaca te se usvaja $z_4 = 86$.

5. Stvarna vrednost prenosnog odnosa

$$i = \frac{z_4}{z_3} = \frac{86}{24} = 3{,}58\,.$$

6. Izbor koraka lanca

Korak lanca bira se prema preporuci iz tab. 7.8. Prema broju zubaca pogonskog lančanika $z_3 = 24$ i broja obrtaja $n_3 = n_2 = 540\ o/min$ bira se korak lanca *e=50,8 mm.* Izborom koraka

lanca *e* svi ostali parametri su dati u tab. 7.1. ($b_1 = 30,99\ mm$, $b_2 = 47,00\ mm$, $D = 17,80\ mm$, $D_v = 29,21\ mm$, $s = 8,37\ cm^2$, $F_{max} = 260\ kN$ i $m = 10,55\ kg/m$).

7. Kinematički prečnik pogonskog lančanika 3

$$d_3 = \frac{e}{sin(\frac{180}{z_3})} = \frac{50,8}{sin(\frac{180}{24})} = \frac{50,8}{sin\,7,5} = \frac{50,8}{0,13053} = 389,18\ mm .$$

8. Obimna brzina lanca

$v = \frac{d_3}{2} \cdot \frac{n_3 \cdot \pi}{30} = \frac{0,389}{2} \cdot \frac{540 \cdot 3,14}{30} = 10,99\ m/s$. Dobijena vrednost brzine lanca je u skladu sa preporukom koja kaže da za $z_3 = 24$ brzina lanca treba da je $v < 15\ m/s$.

9. Preporučeno međusobno rastojanje

$A = (30 - 50) \cdot e = 30 \cdot e = 30 \cdot 50,8 = 1524\ mm$. Dobijena vrednost je u skladu sa zahtevanim međuosnim rastojanjem od oko 1500 mm.

10. Broj članaka lanca

$$Z = \frac{z_3 + z_4}{2} + \frac{(z_4 - z_3) \cdot \beta}{\pi} + \frac{2 \cdot A \cdot cos\,\beta}{e} = \frac{24 + 86}{2} + \frac{(86 - 24) \cdot 0,3314}{3,14} + \frac{2 \cdot 1524 \cdot 0,94457}{50,8} = 118,2 .$$

Usvaja se $Z = 118$ članaka.

Ugao β se dobija $sin\,\beta = \frac{(z_4 - z_3) \cdot e}{2 \cdot \pi \cdot A} = \frac{(86 - 24) \cdot 50,8}{2 \cdot 3,14 \cdot 1524} = 0,32908$, odakle je $\beta = 19^\circ 10'$ ili $\beta = 0,3314\ rad$.

11. Manji obvojni ugao

$\alpha_1 = 180 - 2\beta = 180 - 2 \cdot 19,10 = 141,8^\circ$.

Vrednost ugla α_1 je u skladu sa preporukom da manji obvojni ugao bude veći od 120º.

12. Međuosno rastojanje nakon usvajanja broja članaka

$$A = (Z - \frac{z_3 + z_4}{2} - \frac{z_4 - z_3 \cdot \beta}{\pi}) \cdot \frac{e}{2\,cos\,\beta} = (118 - \frac{24 + 86}{2} - \frac{(86 - 24) \cdot 0,3314}{3,14}) \cdot \frac{50,8}{2 \cdot 0,94457} = 1518\ mm .$$

13. Stvarno međusobno rastojanje

$As = 0,997 \cdot A = 0,997 \cdot 1518 = 1513\ mm.$

14. Obimna sila koja opterećuje vratilo na lančaniku 3

$$F_O = \frac{2 \cdot 30 \cdot P_3}{d_3 \cdot n_3 \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 5550}{0,389 \cdot 540 \cdot 3,14} = 504\ N ,$$

$\eta = \frac{P_4}{P_3} \Rightarrow \quad P_3 = \frac{P_4}{\eta} = \frac{5}{0,9} = 5,55\ kW$. Usvojen je stepen korisnosti $\eta = 0,9$.

15. Centrifugalna sila

$F_C = m \cdot v^2 = 10,5 \cdot 10,99^2 = 1268\ N$.

16. Sila usled težine lanca

$$F_G = \frac{m \cdot g \cdot A^2}{8 \cdot f} \cdot cos\,\alpha = \frac{10,4 \cdot 9,81 \cdot 1,513^2}{8 \cdot 0,030} \cdot 0,8660 = 843\ N ,$$

$f = (0,02 \div 0,025) \cdot A = 0,02 \cdot 1513 = 30,26\ mm$. Usvaja se ugao sprezanja $\alpha = 30^\circ$.

17. Ukupna sila koja opterećuje lanac

$F = F_O + F_C + F_G = 504 + 1268 + 843 = 2615\ N$.

18. Stepen sigurnosti lanca

$S = \frac{F_M}{\xi \cdot F} = \frac{260000}{1,5 \cdot 2615} = 66,28$,

usvaja se $\xi = 1,5$.

Dobijena vrednost stepena sigurnosti $S = 66,28$ je veoma velika te se vrši korekcija smanjenjem koraka e.

19. Usvaja se nova vrednost koraka lanca $e = 19,05\ mm$ za koji je:

$F_M = 30\ kN$, $m = 1,25\ kg/m$, $s = 0,89\ cm^2$, $b_1 = 11,68\ mm$, $b_2 = 15,62\ mm$, $D = 5,27\ mm$ i $D_v = 12,07\ mm$ (tab. 7.1), te se sa proračunom ponovo kreće od tačke 7 ovog zadatka.

20. Srednji prečnik lančanik 3

$d_3 = \frac{1905}{\sin(\frac{180}{24})} = \frac{19,05}{0,13053} = 145,94\ mm$.

21. Obimna brzina

$v = \frac{0,1459}{2} \cdot \frac{530 \cdot 3,14}{30} = 4,04\ m/s$.

22. Međusobno rastojanje

$A = (30 - 50) \cdot e = 50 \cdot e = 50 \cdot 19,05 = 952\ mm$.

Zbog potrebe mašine usvaja se zahtevano međuosno rastojanje $A = 1500\ mm$.

23. Broj članaka

$Z = \frac{24 + 86}{2} + \frac{(86 - 24) \cdot 0,125}{3,14} + \frac{2 \cdot 1500 \cdot 0,99211}{19,05} = 213,70 = 214$.

$\sin\beta = \frac{(z_4 - z_3) \cdot e}{2 \cdot \pi \cdot A} = \frac{(86 - 24) \cdot 19,05}{2 \cdot 3,14 \cdot 1500} = 0,12538$, odakle je $\beta = 7,20^\circ$ ili

$\beta = 0,125\ rad$.

24. Međuosno rastojanje nakon usvajanja broja članaka

$A = (214 - \frac{24 + 86}{2} - \frac{(86 - 24) \cdot 0,125}{3,14}) \cdot \frac{19,05}{2 \cdot 0,99211} = 1502,82\ mm$.

25. Stvarno međuosno rastojanje

$As = A \cdot 0,997 = 1498,31\ mm$.

26. Obimna sila

$F_O = \frac{2 \cdot 30 \cdot 5550}{0,1459 \cdot 540 \cdot 3,14} = 1346\ N$.

27. Centrifugalna sila

$F_C = 1,25 \cdot 4,04^2 = 21\ N$.

28. Sila usled težine lanca

$F_G = \frac{1,25 \cdot 9,81 \cdot 1,502^2}{8 \cdot 0,030} \cdot 0,8660 = 100N$.

$f = (0,02 \div 0,025) \cdot A = 0,02 \cdot 1502 = 30,04\ mm$. Usvaja se ugao sprezanja $\alpha = 30^\circ$.

29. Ukupna sila koja opterećuje lanac

$F = F_O + F_C + F_G = 1346 + 21 + 100 = 1467N$.

30. Stepen sigurnosti lanca

$S = \frac{F_M}{\xi \cdot F} = \frac{30000}{1,5 \cdot 1467} = 13,63$. Dobijena vrednost stepena sigurnosti lanca je prihvatljiva.

31. Sila koja opterećuje vratilo

$F_R = F_O + 2F_G = 1346 + 2 \cdot 100 = 1546\ N$.

32. Provera površinskog pritiska

$p = \frac{F}{s} = \frac{1467}{0,89} = 1648\ N/cm^2 \le p_d$.

Dozvoljeni površinski pritisak prema tabeli 7.10 je $p_d = 2150\ N/cm^2$.

33. Oznaka usvojenog lanca

S obzirom da su vrednosti geometrijskih parametara u granicama preporučeni, da je odgovarajuća vrednost stepena sigurnosti i površinskog pritiska, usvaja se:

Valjkasti lanac $4076,7 \cdot 1 \cdot 19,05 \cdot 11,68$ *SRPS M.C1.821* ili

Valjkasti lanac $1 \cdot 19,05 \cdot 15,62 \cdot 214$ *SRPS M.C1.821.*

Dužina lanca je $L = e \cdot Z = 19,05 \cdot 214 = 4076,7\ mm$.

34. Konstrukcione dimenzije manjeg lančanika 3

- širina lančanika b prema preporuci i tabeli 7.11 je:

$b = 0,9 \cdot b_1 = 0,9 \cdot 11,68 = 10,5\ mm$.

- poluugao zupca i međuzublja

$\alpha = \frac{180}{z_1} = \frac{180}{24} = 7,5^\circ$.

- podnožni prečnik „

$d_{p3} = d_3 - 2 \cdot r_1 = 145,94 - 2 \cdot 2,635 = 140,67\ mm$,

gde je $r_1 = \frac{D_v}{2} = \frac{5,27}{2} = 2,635\ mm$.

- temeni prečnik

$d_{t3} = e \cdot ctg\alpha + 2 \cdot h_t = 19,05 \cdot ctg7,5 + 2 \cdot 4,76 = 154,20\ mm$,

$h_t \approx 0,25 \cdot e = 0,25 \cdot 19,05 = 4,76\ mm$.

- skošenje venca

$c = 0,255 \cdot r_1 = 0,255 \cdot 2,635 = 0,7\ mm$.

- prečnik otvora glavčine (prečnik vratila)

$d_v = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_u \cdot S}{\tau_{Tu}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 98190 \cdot 4,5}{170}} = \sqrt[3]{14000} = 23,43\ mm$,

$M_u = \frac{P \cdot 30}{n_3 \cdot \pi} = \frac{5550 \cdot 30}{540 \cdot 3,14} = 98,19\ Nm$.

Usvaja se materijal vratila Č.0545, za koji je $\tau_{Ru} = 17 - 21 = 17\ daN/mm^2$. Prečnik vratila se povećava zbog žleba za klin. Usvaja se klin 8x7 SRPS M.C2.060, za koji je dubina žleb za klin $t_2 = 3,3\ mm$. Tada je prečnik vratila $d_v = 23,43 + 2 \cdot t_2 = 30,03 = 32\ mm$.

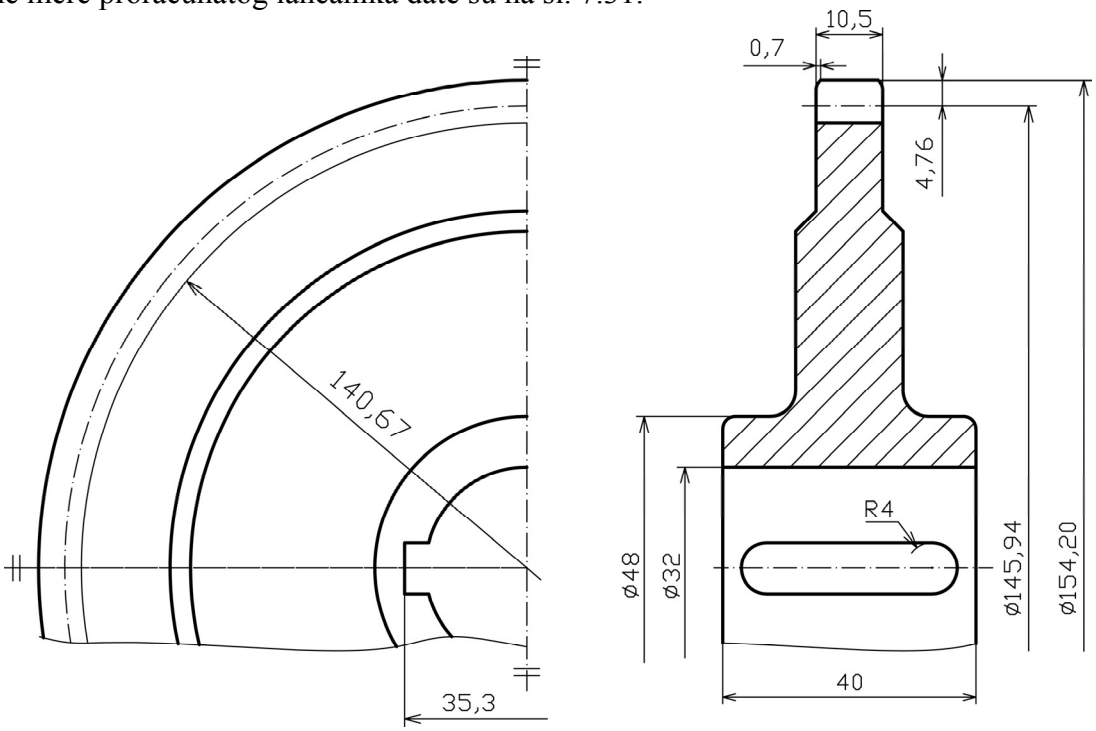
- širina glavčine

$Bg = (1,2 - 1,5) \cdot d_v = 1,3 \cdot d_v = 1,2 \cdot 32 = 38,4\ mm = 40\ mm$.

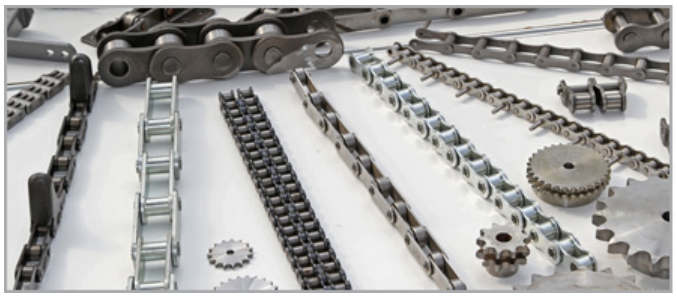
- prečnik glavčine

$$dg = (1{,}5 - 1{,}7)d_V = 1{,}5 \cdot 32 = 48\ mm\ .$$

Osnovne mere proračunatog lančanika date su na sl. 7.31.

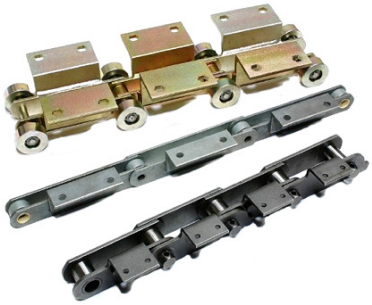


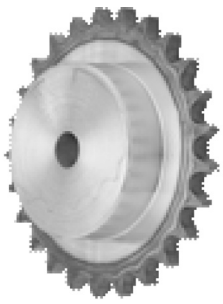
Sl. 7.31. Rešenje zadatka 7.1.











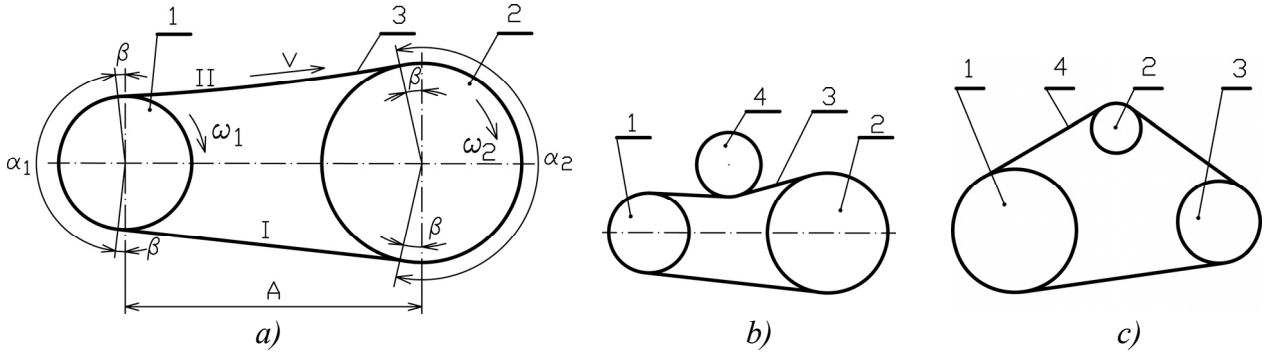




8. KAIŠNI PRENOSNICI SNAGE

Kaišni prenosnik snage sastoji se iz dva kaišnika (sl. 8.1, a, poz. 1 i 2) i kaiša koji ih spaja (3). Pored toga može imati zatezač (sl. 8.1, b, poz. 4). Jedan pogonski kaišnik može da pogoni više gonjenih kaišnika (sl. 8.1, c, poz. 2 i 3). Termini kaiš i kaišnik odnose se na pljosnate kaišne prenosnike, a trapezni prenosnici snage nazivaju se i remeni (remen i remenica).

Obrtni moment sa jednog kaišnika na drugi prenosi se samo trenjem između kaiša i kaišnika. Da bi se ostvarilo dovoljno trenje potrebno je kaiš zategnuti. Pri zatezanju kaiša dodatno se opterećuje vratilo i ležaji u kojima se vratilo nalazi. Ako kaiš nije dovoljno zategnut u većoj meri klizi, gubi se snaga, a kaiš se pregreva, što menja njegove mehaničke karakteristike i utiče na manji vek trajanja. Stoga je kod kaišnog prenosnika važno da se kaiš pravilno zategne.



a) *b)* *c)*

Sl. 8.1. Kaišni prenosnici snage

Kaišnim prenosnikom snage mogu se preneti kretanja na velika rastojanja ($A \approx 10\ m$). Koristi se za snage do oko 100 kW, za brzine do oko 30 m/s ili oko 100 m/s za kaiševe od višeslojnih materijala. Minimalna vrednost manjeg obvojnog ugla je $\alpha_1 > 150^\circ$, eventualno $\alpha_1 > 140^\circ$, a u izuzetnim slučajevim za trapezne kaišne prenosnike $\alpha_1 > 120^\circ$. Prenosni odnos je do $i \le 5$. Nije konstantan jer se javlja klizanje kaiša ξ :

$$i = \frac{\omega_1 \cdot \xi}{\omega_2}.$$

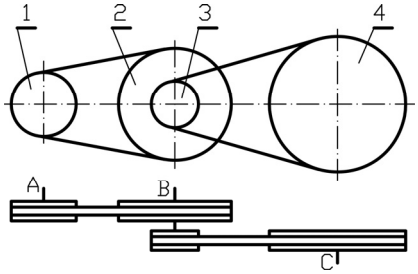
Vrednost klizanja kaiša treba da je $\xi = 0{,}95 \div 0.99$. Nekonstantan prenosni odnos omogućava zaštitu od preopterećenja i lomova delova. Iz tog razloga kaišni prenosnioci snage koriste se, npr. na svim kombajnima. S druge strane, nekonstantan prenosni odnos smanjuje stepen korisnosti i utiče na smanjenje veka trajanja kaiša. Kaišni prenosnici su jeftiniji od lančani, stvaraju manju buku prilikom rada i jednostavniji su za održavanje.

Prema načinu sprezanja, kaišnike delimo na:
- otvorene,
- višestruke,
- stepenaste,
- ukrštene i
- poluukrštene.

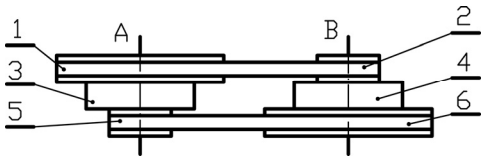
Otvoreni kaišni prenosnici mogu biti bez zatezača (sl. 8.1, a) ili sa zatezačem (sl. 8.1, b).

Višestruki kaišni prenosnici imaju više spregnutih parova (sl. 8.2). Koriste se kada je potrebno ostvariti veći prenosni odnos. U ovom primeru su dva spregnuta para, prvi par je 1 i 2, a drugi je 3 i 4. Na taj način se postiže veći ukupni prenosni odnos sa kaišnika 1 na kaišnik 4.

Stepenasti kaišni prenosnik se koristi za postizanje različitih prenosnih odnosa, što predstavlja najjednostavniji varijator (sl. 8.3). Kada su spregnuti kaišnici 1 i 2 dobija se multiplikator, tj, kaišnik 2 i vratilo B će se brže obrtati od vratila A. U slučaju sprezanja kaišnika 3 i 4 prenosni odnos je jedan ($i = 1$), odnosno vratilo A i B se obrću istim brojem obrtaja. U slučaju sprezanja kaišnika 5 i 6 dobija se reduktor, tj. vratilo B se sporije obrće od vratila A.



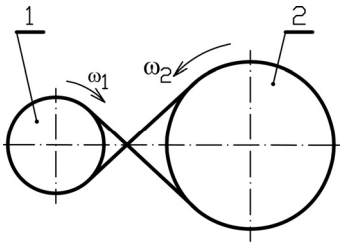
Sl. 8.2. Višestruki kaišni prenosnik



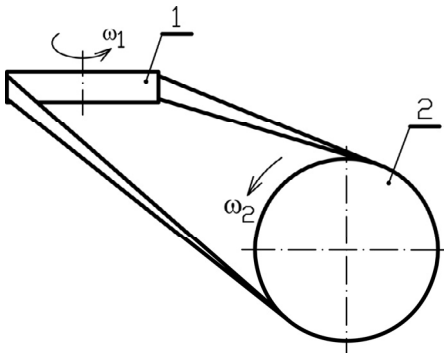
Sl. 8.3. Stepenasti kaišni prenosnik

Ukršteni kaišni prenosnik omogućava suprotne smerove obrtanja spregnutih kaišnika (sl. 8.4). Za ukršten kaišni prenosnik može se koristiti samo pljosnati kaiš.

Poluukršteni kaišni prenosnik omogućava prenošenje obrtnog momemta na mimoilazna vratila (sl. 8.5). Retko se koristi jer kaiš ima tendenciju da spadne sa kaišnika.



Sl. 8.4. Ukršteni kaišni prenosnik



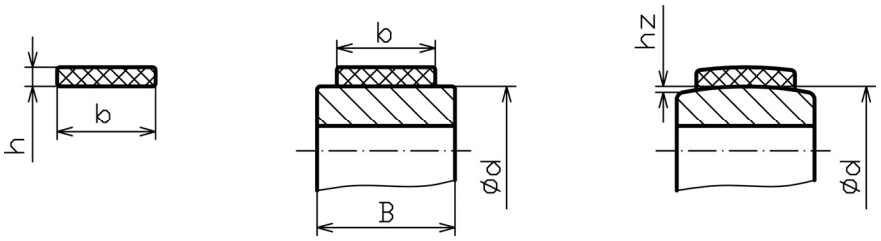
Sl. 8.5. Poluukršteni kaišni prenosnik

Prema poprečnom preseku, kaišnici se dele na:
- pljosnate,
- trapezne,
- poli V,
- zupčaste i
- okrugle.

8.1. PLJOSNATI KAIŠNI PRENOSNICI SNAGE

Pljosnati kaišni prenosnici snage imaju kaiš pravougaonog poprečnog preseka b i h (sl. 8.6, a), a venac kaišnika je ravan (sl. 8.6, b). Pljosnati kaišni prenosnici se koristi za manje snage i veće brzine obrtanja. Za manje brzine obrtanja, $v < 5\ m/s$, kaiš teži da spadne. Stoga za ovako male brzine kaiša, venac kaišnika nije ravan već malo ispupčen, za vrednost h_z (sl. 8.6, c), što smanjuje tendenciju spadanja kaiša pri tako malim brzinama. Pljosnati kaiš može više da se savija od ostalih profila kaiševa jer je tanji. Treba da bude jače zategnut od ostalih profila kaiševa, te više opterećuje vratilo i ležaje. Povoljniji je kaiš sa manjom debljinom h, jer je manje osetljiv na savijanje. Pljosnati kaiš može da ima zatezače, da bude ukršten i poluukršten. Pljosnati kaiš je manje mase od trapeznog, te se koristi za veće obimne brzine. Koristi se za najveća međuosna rastojanja kaišnika.

Standardne širine pljosnatih kaiševa b i odgovarajuće debljine h date su u tabeli 8.1. Uzajamna zavisnost prečnika kaišnika d, širine kaiša b, širine kaišnika B i vrednosti zaobljenja venca kaišnika h_z, definisana je standardom i data u tabeli 8.2.



a) *b)* *c)*

Sl. 8.6. Pljosnati kaišni prenosnik

Tabela 8.1. Standardne širine b i debljine h pljosnatih kaiševa

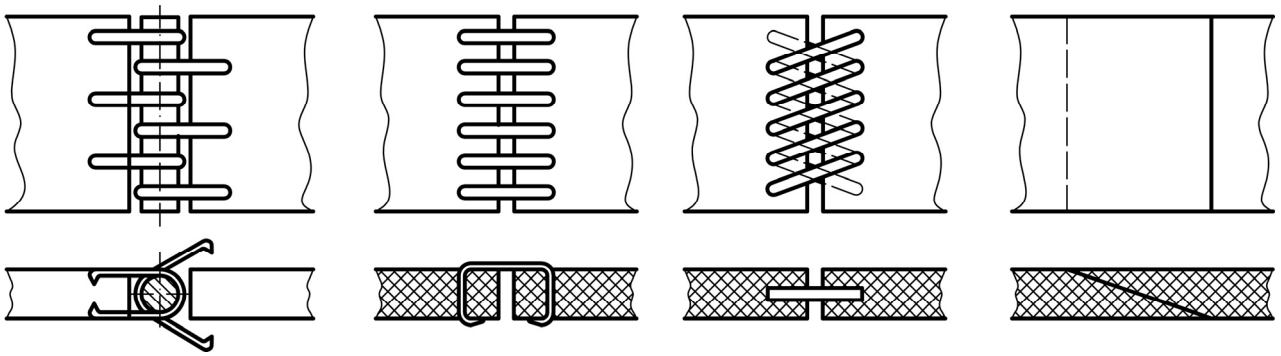
Širina *b* (mm)	20	25	30	(35)	40	(45)	50	60	70	(75)	80	(85)	90	
Debljina *h* (mm)	3			3,5				4			5,5			
Širina *b* (mm)	95	100	115	125	150	175	200	225	250	(275)	300			
Debljina *h* (mm)	4,5			5		5,5 (9,5)								

Napomena: Vrednosti u zagradama za širinu *b* , ako je moguće, izbegavati.

Tabela 8.2. Uzajamni odnos parametara kaiša i kaišnika. Mere su u mm.

Prečnik *Ød*	Širina venca kaišnika *B*																	
	25	32	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400
	Najveća širina kaiša *b*																	
	20	25	32	40	50	71	90	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
	Visina zaobljenja venca kaišnika h_z																	
40	0,3	0,3	0,3	0,3														
50	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											
63		0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											
71			0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											
80			0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3									
90				0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3						
100				0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3						
112					0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3						
125					0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4						
140					0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4						
160					0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5						
180					0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5						
200					0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6		
224					0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6		
250					0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8		
280					0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8		
315					1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1		
355					1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1		
400					1	1	1	1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2		
450					1	1	1	1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
500					1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
560					1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
630					1	1	1	1	1,5	1,5	2	2	2	2	2	2	2	2
710							1	1	1,5	1,5	2	2	2	2	2	2	2	2
800							1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
900							1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
1000							1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3	3
1120								1,2	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3	3,5
1250								1,2	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	4
1400								1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,4	4	4
1600								1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,4	4	5
1800								2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	5	5
2000								2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	5	5

Pljosnati kaiševi se uzimaju na dužni metar, a spajaju se na različite načine, pomoću posebnih kopči, ušivanjem trakom ili lepljenjem (sl. 8.7). Dužine pljosnatih kaiševa su definisane standardom prema tabeli 8.3.



Sl. 8.7. Načini spajanja pljosnatih kaiševa

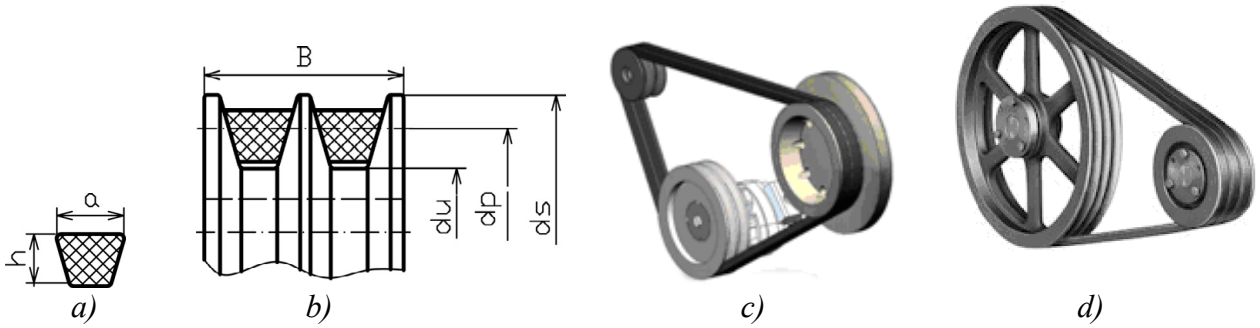
Tabela 8.3. Standardne dužine L_u pljosnatih kaiševa u mm

250	265	280	300	315	335	355	375	400	425	450	475	500	530	560
600	630	670	710	750	800	850	900	950	1000	1060	1120	1180	1250	1320
1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2120	2240	2360	2500	2650	2800	3000	3150
3350	3550	3750	4000	4250	4500	4750	5000	5300	5600	6000	6300	6700	7100	7500
8000	8500	9000	9500	10000										

8.2. TRAPEZNI PRENOSNICI SNAGE

Poprečni presek kaiša je trapez (remen) (sl. 8.8, a) visine h i širine a, a venac kaišnika (remenice) je sa žlebovima u koje ulaze kaiševi (sl. 8.8, b). Ukupna širina kaišnika B zavisi od širine kaiša i njihovog broja. Žleb kaišnika definisan je unutrašnjim d_u, spoljašnjim d_s i podeonim (računskim, neutralnim) d_p prečnikom. Broj kaiševa može biti 2 (sl. 8.8, b i c), 3 (sl. 8.8, d) i više, maksimalno do oko 18 za neke poprečne preseke. Trapezni prenosnici snage se koriste za manje brzine jer su kaiševi većih masa i za veće snage u odnosu na pljosnate. Trapezni kiševi se manje zatežu od pljosnatih, te manje opterećuju vratila i lažaje na njima. Trapezni prenosnici snage primenjuju se za manja međuosna rastojanja od pljosnati.

Poprečni preseci trapeznih kaiševa određeni su nacionalnim i međunarodnim standardima i označavaju se slovnim oznakama Y, Z, A, B, C, D i E, a uskoprofilni trapezni kaiševi sa SPZ, SPA, SPB i SPC.



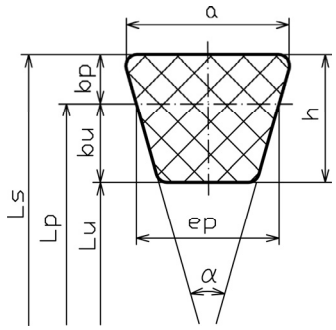
a) *b)* *c)* *d)*

Sl. 8.8. Trapezni prenosnici snage

Standardne oznake i dimenzije trapeznih kaiševa date su na sl. 8.9. i u tabeli 8.4. Nazivi osnovnih geometrijskih parametara su: računska širina e_P, širina kaiša a, odstojanje neutralnog sloja b_p, unutrašnje odstojanje neutralnog sloja b_u, visina h, ugao žleba α, računska dužina kaiša L_P, unutrašnja dužina kaiša L_u i spoljašnja dužina kaiša L_s. Zavisno od uzajamnih vrednosti ovih parametara trapezni kaiševi mogu biti i uskoprofilni. Osnovna karakteristika trapeznih kaševa (Y,

Z, A, B, C, D i E) je odnos $\frac{a}{h} = 1{,}6$, a uskoprofilnih kaiševa (SPZ, SPA, SPB i SPC) je odnos $\frac{a}{h} = 1{,}2$. Ugao žleba α može imati vrednosti: 34º, 36º i 38º. Unutrašnja dužina trapeznog kaiša L_u jednaka $L_u = L_p - 2 \cdot \pi \cdot b_u$, dok je spoljašnja L_s jednaka je $L_s = L_p + 2 \cdot \pi \cdot b_p$.

Standardna oznaka trapeznog kaiša je: *oznaka profila* $\cdot L_p$ *SRPS G.E2.053*, gde je $L_p\,(m)$. Na primer, oznaka $D \cdot 5$ *SRPS G.E2.053* znači da je trapezni kaiš profila D računske dužine $L_p = 5\,m$. Drugi primer je: *SPA* $\cdot 2$ *SRPS G.E2.053*, što znači da je uskoprofilni trapezni kaiš profila SPA računske dužine

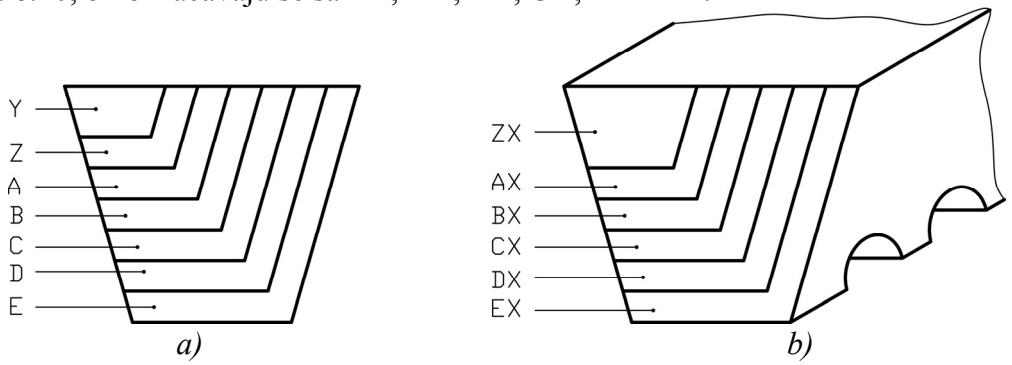


Sl. 8.9. Poprečni presek trapeznog kaiša

Tabela 8.4. Dimenzije trapeznih kaiševa, SRPS G.E2.053

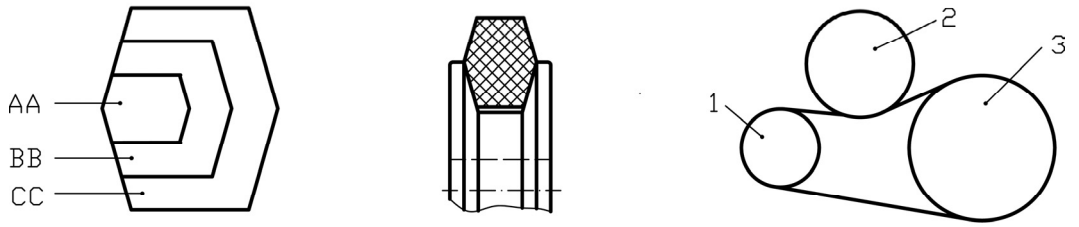
Parametri i oznaka profila	Y	Z	A	B	C	D	E
Računska širina e_P (mm)	5,3	8,5	11	14	19	27	32
Tolerancija računske širine t	+0,3 -0,2	+0,4 -0,3	+0,6 -0,4	+0,7 -0,5	+0,8 -0,5	+0,9 -0,6	+1,2 -0,7
Visina h (mm)	4	6	8	11	14	19	25
Tolerancija visine t	±0,2	±0,3	±0,4	±0,5	±0,5	±0,6	±0,7
Širina kaiša a (mm)	6	10	13	17	22	32	38
Odstojanje neutralnog sloja b_p (mm)	1,6	2,4	3,1	4,1	5,6	8,2	9,7
Površina preseka S (mm^2)	18,18	46,9	80,7	143	236,7	476,6	722,5
Računska dužina kaiša L_P (mm) Red mera R 20	od 200 do 1250	od 400 do 2800	od 560 do 4000	od 800 do 6300	od 1400 do 9000	od 2240 do 18000	od 3150 do 18000

Grafički prikaz trapeznih profila kaiševa dat je na sl. 8.10, a. Najmanji trapezni profil kaiša je oznake Y i najmanje je nosivosti, dok je najveći profil oznake E i najveće je nosivosti. Da bi se smanjila masa trapeznih kaiševa, proizvode se sa polukružnim žljebovima sa strane, po dužini kaiševa, sl. 8.10, b i označavaju se sa ZX, AX, BX, CX, DX i EX.



Sl. 8.10. Trapezni profili kaiša i oznake

Dvostruki trapezni kaiševi, sl. 8.11, a, imaju primenu kada se jednim pogonskim kaišnikom (1) istovremeno pogone dva gonjene kaišnika (2 i 3), sl. 8.11, c. Standardni profili dvostrukih kaiševa i njihove oznake su AA, BB i CC.



a) *b)* *c)*

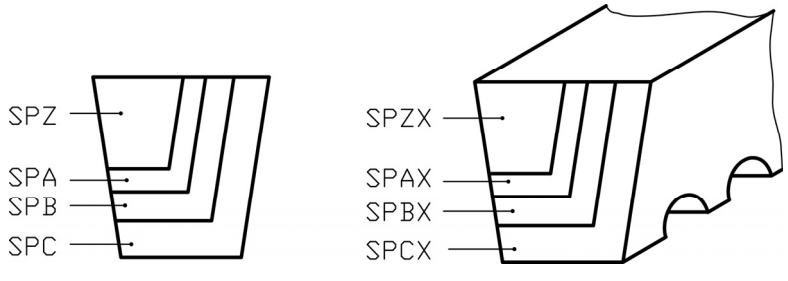
Sl. 8.11. Dvostruki trapezni kaiševi

Izborom profila kaiša dobija se snaga koju kaiš može prenositi u optimalnim uslovima rada. Ove vrednosti nosivosti kaiša propisuju standardi, a proizvođači se izborom i kombinacijom materijala kaiša uklapaju u ove vrednosti (tabela 8.5).

Tabela 8.5. Nosivost trapeznih kaiševa profila Y, Z, A, B, C, D i E u kW

Brzina kaiša m/s	Oznaka profila kaša						
	Y	Z	A	B	C	D	E
2	0,037	0,140	0,271	0,515	0,810	1,77	2,71
4	0,074	0,271	0,545	0,955	1,690	3,45	5,44
6	0,110	0,405	0,810	1,04	2,50	5,15	8,10
8	0,140	0,530	1,03	1,84	3,23	6,75	10,30
10	0,162	0,640	1,25	2,28	3,90	8,15	12,50
12	0,184	0,736	1,47	2,64	4,50	9,40	14,70
14	0,191	0,810	1,62	2,94	5,15	10,60	16,20
16	0,199	0,885	1,77	3,17	5,52	11,60	17,70
18	0,191	0,885	1,91	3,39	5,87	12,20	17,70
20	0,177	0,955	1,99	3.54	6,03	12,60	19,90
22	0,154	0,885	1,99	3,54	6,10	12,70	19,90
24	0,110	0,810	1,91	3,45	6,03	12,50	19,15
26	0,059	0,736	1,84	3,21	5,37	11,80	18,40
28	-	0,660	1,69	3,02	5,22	10,90	16,90
30	-	-	1,47	2,64	4,55	9,55	14,70
Date nosivosti su u kW, kada je manji obvojni ugao $\alpha_1 = 180^\circ$ i kada je prečnik manjeg kaišnika $d = d_{min}$.							

Uskoprofilni trapezni kaišni prenosnici koriste se za veće snage od pljosnatih u trapezni prenosnika. Imaju manje vrednosti širina, a veće visina u odnosu na ostale. Standardni profili i njihove oznake date su na sl. 8.12, a vrednosti osnovnih parametara u tabeli 8.6. Unutrašnja dužina uskoprofilnog kaiša L_u, kao i spoljašnja L_s, određuje se isto kao i kod trapeznog kaiša: $L_u = L_p - 2 \cdot \pi \cdot b_u$ i $L_s = L_p + 2 \cdot \pi \cdot b_p$. Standardna oznaka uskoprofilnih kaiševa ista je kao za trapezne: *oznaka profila* $\cdot L_p$ *SRPS G.E2.063* .



a) *b)*

Sl. 8.12. Uskoprofilni trapezni kaiševi

Tabela 8.6. Dimenzije uskoprofilnih trapeznih kaiševa SRPS G.E2.063

Parametri i oznaka profila	SPZ	SPA	SPB	SPC
Računska širina B_P (mm)	8,5	11	14	19
Visina h (mm)	8	10	13	18
Širina kaiša a (mm)	9,7	12,7	16,3	22
Odstojanje neutralnog sloja b_p (mm)	2	2,75	3,5	4,8
Računska dužina L_P (mm). Red mera R 20	od 650 do 3550	od 800 do 4500	od 1250 do 8000	od 2000 do 12500

Nosivosti uskoprofilnih trapeznih kaiševa date su u tabeli 8.7, a dimenzije kaišnika u tabeli 8.8. Kaišnici imaju onoliko žlebova koliko je potrebno kaiševa. Broj kaiševa je ograničen, zavisno od profila, što je dato u tabeli 8.9.

Tabela 8.7. Nosivost uskoprofilnih trapeznih kaiševa SPZ, SPA, SPB i SPC u kW

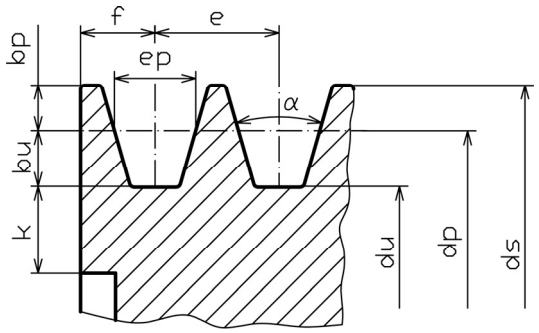
Brzina kaiševa m/s	Oznaka profila kaiša			
	SPZ	SPA	SPB	SPC
2	1,03	1,25	1,99	2,88
4	1,77	2,28	3,54	5,30
6	2,50	3,49	5,0	8,0
8	3,17	4,35	6,3	10,3
10	3,84	5,30	7,5	12,4
12	4,50	6,20	8,6	14,4
14	5,10	6,90	9,7	15,7
16	5,70	7,65	10,8	17,5
18	6,20	8,30	11,6	18,9
20	6,70	8,90	12,5	20,2
22	7,20	9,40	13,1	21,4
24	7,50	9,85	13,7	22,2
26	7,85	10,1	14,0	22,8
28	8,10	10,4	14,4	23,0
30	8,30	10,6	14,6	23,2
32	8,50	10,7	14,6	23,0
34	8,60	10,6	14,4	22,8
36	8,70	10,4	14,0	22,2
38	8,60	10,1	13,7	21,2
40	8,60	9,6	13,0	19,9
Date nosivosti su u kW, kada je manji obvojni ugao $\alpha_1 = 180^\circ$				

Vrednosti računskih dužina trapeznih i uskoprofilnih kaiševa L_P je definisana standardom. Međutim, ponekad je jednostavnije odrediti i koristiti kaiš sa poznatom unutrašnjom dužinom L_u. Stoga su u tabeli 8.10. date standardne računske, unutrašnje i spoljašnje dužine trapeznih i uskoprofilnih kaiševa.

8.3. POLI V TRAPEZNI PRENOSNICI SNAGE

Poprečni presek poli V kaiša su spojeni trapezi (sl. 8.13, a). Venac kaišnika je ožlebljen kao i kod trapeznog kaišnika (sl. 8.13, b), s tim da su žlebovi manjih dubina. Pljosnati i trapezni kaišni prenosnici imaju svoje prednosti i nedostatke. Poli V trapezni kaiši objedinjuju prednosti pljosnatih i trapeznih kaiševa. Manje su debljine te je manji uticaj savijanja i centrifugalne sile. Imaju veću dodirnu površinu, te se manje moraju zatezati, a nose veće obrtne momente. Poli V trapezni prenosnici koristi se za veće snage, veće brzine obrtanja i male prečnike kaišnika.

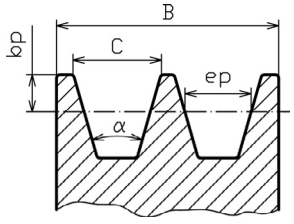
Tabela 8.8. Dimenzije kaišnika. Mere su u mm.



Oznaka kaiševa	e_p	Najmanje		e		f		α°	$k_{min} \approx$
		b_p	b_u						
Y	5,3	1,6	4,7	8		7	±1	32, 36	
Z	8,5	2,5	7	12	±0,3	8		34, 38	6
A	11	3,3	8,7	15		10			
B	14	4,2	10,8	19	±0,4	12,5	+2 -1		8
C	19	5,7	14,3	25,5	±0,5	17		34 ili 36 ili 38	10
D	27	8,1	19,9	37	±0,6	24	+3 -1		12
E	32	9,6	23,4	44,5	±0,7	29	+4 -1		15
SPZ	8,5	2	9	12	±0,3	8	+1	34 ili 38±1°	6
SPA	11	2,75	11	15		10			
SPB	14	3,5	14	19	±0,4	12	+2 -1		8
SPC	19	4,8	19	26	±0,5	17		34 ili 38±30'	10

Tabela 8.9. Širine kaišnika B u mm i maksimalan broj žlebova (kaiševa)

Oznaka profila	Broj žlebova								
	1	2	3	4	5	6	7	8	max
Y	14	22	30	-	-	-	-	-	3
Z	16	28	40	52	-	-	-	-	4
A	20	35	50	65	80	-	-	-	5
B	25	44	63	82	101	120	139	158	8
C	34	59,5	85	110,5	136	161,5	187	212,5	10
D	48	85	122	159	196	233	270	307	12
E	-	-	147	191,5	236	208,5	325	369,5	14÷16
SPZ	16	28	40	52	-	-	-	-	4
SPA	20	35	50	65	80	-	-	-	5
SPB	24	43	62	81	100	119	138	-	7
SPC	34	60	86	112	136	164	190	216	8



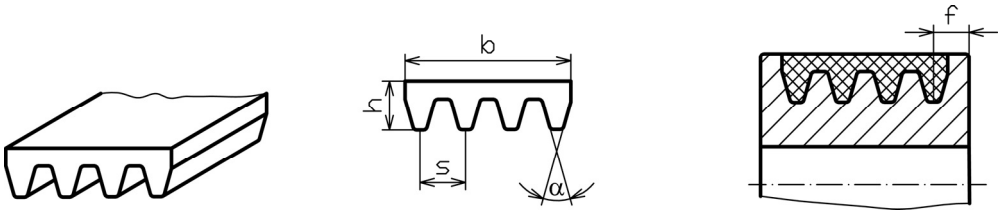
$$C = e_p + 2 \cdot b_p \cdot tg\frac{\alpha}{2}$$

$$B = (z-1)e + 2 \cdot f$$

Standardni profili i oznake poli V kaiša su: H, J, K, L i M. Međusobno se razlikuju po veličini i obrtnom momentu koji mogu da prenose. Osnovne dimenzije poli V kaiša date se u tabeli 8.11. Ugao profila je $\alpha = 40^\circ$.

Tabela 8.10. Standardne dužine trapeznih i uskoprofilnih kaiševa u mm

Trapezni								Uskoprofilni				
Profil	Y	Z	A	B	C	D	E	Profil	SPZ	SPA	SPB	SPC
L_P	280	422	660	943	1452	3225	4832	L_s	643	818	1272	2270
L_u	265	400	630	900	1400	3150	4750	L_p	630	800	1250	2240
L_P	295	447	740	1043	1652	3625	5082	L_s	723	918	1422	2530
L_u	280	425	710	1000	1600	3550	5000	L_p	710	900	1400	2500
L_P	315	472	830	1163	1852	4075	5382	L_s	813	1018	1622	2830
L_u	300	450	800	1120	1800	4000	5300	L_p	800	1000	1600	2800
L_P	350	497	930	1293	2052	4575	5682	L_s	913	1138	1822	3180
L_u	335	475	900	1250	2000	4500	5600	L_p	900	1120	1800	3150
L_P	355	522	1030	1443	2292	5075	6082	L_s	1013	1268	2022	3580
L_u	340	500	1000	1400	2240	5000	6000	L_p	1000	1250	2000	3550
L_P	370	552	1150	1643	2552	5675	6382	L_s	1133	1418	2662	4030
L_u	355	530	1120	1600	2500	5600	6300	L_p	1120	1400	2240	4000
L_P	415	582	1280	1843	2852	6375	6782	L_s	1263	1618	2522	5430
L_u	400	560	1250	1800	2800	6300	6700	L_p	1250	1600	2500	5400
L_P	440	622	1430	2043	3202	7175	7192	L_s	1413	1818	2822	5030
L_u	425	600	1400	2000	3150	7100	7100	L_p	1400	1800	2800	5000
L_P	465	652	1630	2283	3602	7575	7582	L_s	1613	2018	3172	5630
L_u	450	630	1600	2240	3550	7500	7500	L_p	1600	2000	3150	5600
L_P	515	700	1730	2693	3802	8075	8082	L_s	1813	2258	3572	6330
L_u	500	678	1700	2650	3750	8000	8000	L_p	1800	2240	3550	6300
L_P	545	732	1830	2843	4052	8575	8582	L_s	2013	2518	4012	7130
L_u	530	710	1800	2800	4000	8500	8500	L_p	2000	2500	4000	7100
L_P	865	822	2030	3193	4552	9075	9082	L_s	2253	2818	4522	8030
L_u	850	800	2000	3150	4500	9000	9000	L_p	2240	2800	4500	8000
L_P		922	2270	3593	5052	9575	9582	L_s	2513	3168	5022	9030
L_u		900	2240	3550	5000	9500	9500	L_p	2500	3150	5000	9000
L_P		1022	2530	4043	5652	10075	10082	L_s	2813	3568	5622	10030
L_u		1000	2500	4000	5600	10000	10000	L_p	2800	3550	5600	10000
L_P		1142	2830	4543	6352	11275	11282	L_s	3163	4118	6322	11230
L_u		1120	2800	4500	6300	11200	11200	L_p	3150	4000	6300	11200
L_P		1272	3180	5043	7152	12575	12582	L_s	3563	4518	7122	12530
L_u		1250	3150	5000	7100	12500	12500	L_p	3550	4500	7100	12500
L_P		1422	4030	5643	8052	14075	14082	L_s			8022	
L_u		1400	4000	5600	8000	1400	14000	L_p			8000	
L_P		1622	5030	6343	1052	16075	16082	L_s				
L_u		1600	5000	6300	1000	16000	16000	L_p				



a) *b)*

Sl. 8.13. Poli V kaišni prenosnik: a) kaiš, b) kaiš na kaišniku

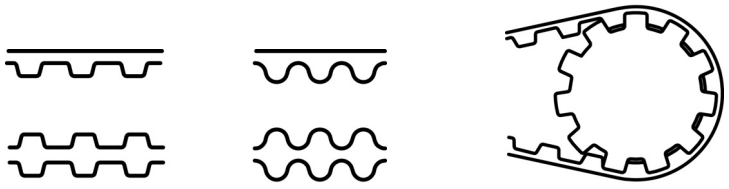
Tabela 8.11. Dimenzije osnovnih parametara poli V kaiša

Parametri i oznaka profila	H	J	K	L	M
Korak s (mm)	$1{,}6^{\pm 0{,}2}$	$2{,}34^{\pm 0{,}2}$	$3{,}56^{\pm 0{,}2}$	$4{,}7^{\pm 0{,}2}$	$9{,}4^{\pm 0{,}2}$
Visina h (mm)	3	4	6	10	17
Broj zubaca z	2 ÷ 31	2 ÷ 50	2 ÷ 50	2 ÷ 60	2 ÷ 45
Rastojanje f (mm)	1,3	1,8	2,5	3,3	6,4

8.4. ZUPČASTI KAIŠNI PRENOSNICI SNAGE

Prenosni odnos zupčastih kaišnih prenosnika i je konstantan, za razliku od ostalih kaišnih prenosnikai kod kojih pri radu dolazi do klizanja kaiša. Zupčasti kaiš ima na unutrašnjoj ili na obe strane zupce u obliku trapeza (sl. 8.14, a) ili u obliku polukružnica (sl. 8.14, b). Venac kaišnika ima odgovarajuće profilisane zupce i međuzublja, zavisno od profila zupčastog kaiša (sl. 8.14, c).

Zupčasti kaišni prenosnici koriste se za veće brzine i srednje vrednosti obrtnih momenata. Postoje više standardnih profila i odgovarajućih standardnih oznaka L i H.

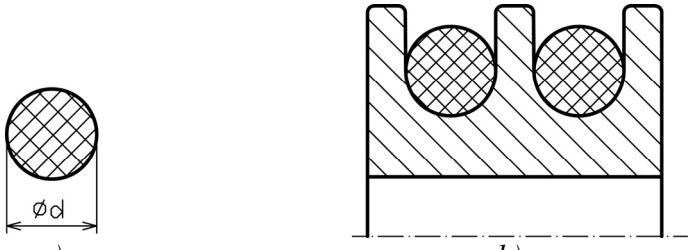


a) *b)* *c)*

Sl. 8.14. Zupčasti kaišni prenosnik

8.5. OKRUGLI KAIŠNI PRENOSNICI SNAGE

Poprečni presek okruglog kaiša je kružnica (sl. 8.15, a), a žleb u kaišniku je odgovarajuće polukružno profilisan u koji ulazi kaiš (sl. 8.15, b). Okrugli kaišni prenosnik se koristi za najveće brzine i manje snage.



a) *b)*

Sl. 8.15. Okrugli kaišni prenosnik

8.6. MATERIJALI ZA KAIŠEVE I KAIŠNIKE

Materijali za kaiševe treba da imaju: veliki koeficijent trenja, veliku čvrstoću na kidanje, veliku elastičnost, veliku dinamičku izdržljivost na savijanje, da nisu osetljivi na atmosferske uticaje i da navedene osobine imaju što duže vreme.

Za kaiševe kaišnih prenosnika koriste se sledeći materijali: koža, prirodne tkanine (pamuk, lan, kudelja, prirodna svila, dlake kamile i sl.), čelične trake, sajle, žice, različite kombinacije navedenih materijala i sl.

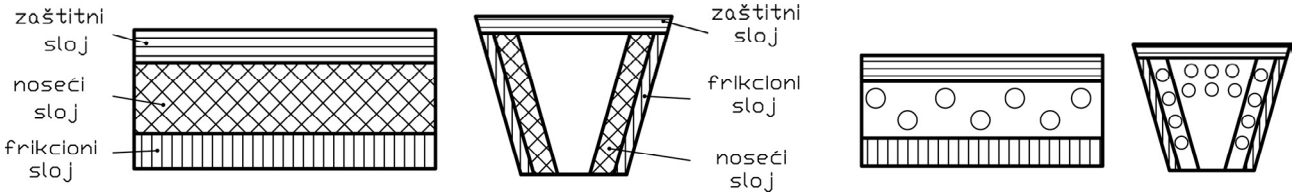
Koža se koristi za pljosnate kaiševe. Koristi se najčešće volovska poleđina, odgovarajuće štavljena, biljnim ili mineralnim sredstvima. Koža treba da je elastična, gipka i savitljiva.

Tkanine se koriste za veće obimne brzine i manje snage. Tkanine se koriste za okrugle kaiševe ili u kombinaciji sa čeličnim trakama za pljosnate i trapezne kaiševe.

Kaiševi uglavnom se sastoje iz tri sloja, zaštitnog, nosećeg i frikcionog (sl. 8.16, a i b). Zaštitni sloj ima zadatak da zaštiti kaiš i dodirne površine od ulja, goriva, atmosferskog uticaja i sl. Noseći sloj je najviše opterećen i može biti protkan jačim čeličnim materijalima (sl. 8.16, c i d). Frikcioni sloj je od materijala koji imaju veći koeficijent trenja klizanja, od koga zavisi prenos obrtnog momenta.

Za izradu pljosnatih kaiševa koriste se prirodni i veštački materijali. Od prirodnih materijala najzastupljenija je koža. Pored toga, koriste se različite kombinacije materijala koji se lepe ili vulkanizuju gumom. Za izradu trapeznih i uskoprofilnih kaiševa koriste se veoma različite kombinacije materijala. Standardi ne propisuju vrstu materijala, već nosivost koju treba da imaju standardni profili kaiša, a proizvođači različitim kombinacijama materijala postižu definisanu nosivost.

Vrednosti mehaničkih karakteristika su različite za iste ili slične materijale, zavisno od toga da li podatak daje proizvođač kaiša ili je to literaturni podatak. To je razumljivo, jer mehaničke karakteristike zavise od kombinacije različitih vrsta materijala koje proizvođači koriste. Vrednosti mehaničkih karakteristika materijala za pljosnate kaiše date su u tabelama 8.12 i 8.13.



Sl. 8.16. Poprečni preseci kaiševa

Tabela 8.12. Mehaničke karakteristike nekih materijala za pljosnate kaiše

Materijal kaiša	Zatezna čvrstoća $\sigma_M\left(N/mm^2\right)$	Modul elastičnosti		Gustina $\rho\left(kg/dm^3\right)$	Koeficijent otpora klizanja μ
		Zatezanje $E_z\left(N/mm^2\right)$	Savijanje $E_s\left(N/mm^2\right)$		
Koža malo savitljiva	25 ÷ 30	250 ÷ 350	40 ÷ 90*	0,9 ÷ 1	$\mu = 0{,}22 + (0{,}006 \div 0{,}018)\cdot v$
Koža veoma savitljiva	30 ÷ 45	400 ÷ 450	30 ÷ 70*	0,9	$v(m/s)$- brzina kaiša
Pamučni, lepljen gumom	45 ÷ 60	500 ÷ 1200	50	1,2	0,5
Pamučni u balata masi	50 ÷ 65	900 ÷ 1500	50	1,2 ÷ 1,25	0,5
Pamučna užad u balata masi	55 ÷ 80	1000 ÷ 1500	30	1,25	0,5
Pamučni, posebno obrađen	35 ÷ 50	500 ÷ 1000	40	1,3	0,3
Poliamid i slična vlakna	100 ÷ 200	350 ÷ 550	40 ÷ 50	1 ÷ 1,15	0,3
Višeslojni, protkan veštačkim tkaninama	200 ÷ 250	350 ÷ 1000	550 ÷ 1000	1,1 ÷ 1,2	0,5 ÷ 0,7
Višeslojni, protkan užadima od veštačkih tkanina	250	1000	100	1,1 ÷ 1,2	0,5 ÷ 0,75

Svi materijali koji se koriste za izradu kaiševa takvi su osobina da, i pored pravilnog održavanja, menjaju tokom vremena svoje mehaničke karakteristike. Stoga je potrebno da se na kaišu odštampa datum proizvodnje, jer stari kaiš nije pouzdan u radu. Poljoprivredne mašine rade sezonske poslove koji sve kraće traju, te je važno da u tom kratkom periodu budu pouzdane.

Tabela 8.13. Karakteristike materijala za pljosnate kaiše

Materijal kaiša			Modul elastičnosti: Zatezanja E_z N/mm²	Modul elastičnosti: savijanja E_s N/mm²	Maksimalna obimna brzina v m/s	Dozvoljeni napon σ_d N/mm²	Dozvoljena učestalost napona N	Debljina h (mm)	Temperatura °C
Koža	Standardna S		250	50÷90	30	3,6÷4,1	5	3÷7	35
	Savitljiva G		350	40÷80	40	4,3÷5,0	10		
	Vrlo savitljiva	HGL	450	30÷70	50	4,3÷6,5	25	3÷20	45
		HGC				4,3÷7,5			70
Tkanina	Jednoslojna guma – poliamid, poliester ili pamučna vlakna		350÷1200	50	80	3,3÷5,4	10÷50	0,5÷1,5	- 20÷100
	Višeslojna guma - poliamid, tj. poliester ili pamučna vlakna		900÷1500		20÷50		10÷20	3÷7	
Tekstil	Pamuk		500÷1400	40	50	2,3÷5	40	4÷12	-
	Sintetika		-			3,3÷5		2÷18	-
	Najlon, perlon		500÷1400		60	9	80	0,4÷5	70
Višeslojni	Vučne pletenice od poliamida ili poliestera u gumenoj oblozi	a	600÷700	300	60÷120	14÷25	100	1,7	- 20÷100
		b	500÷600	250		4÷12			
	Jedna ili više traka od poliamida međusobno spojene ili ojačane	a	500÷600	250	60 (80)	6÷18			
		b	400÷500	200		4÷15			

Napomena: a) frikcioni sloj guma, b) frikcioni sloj koža

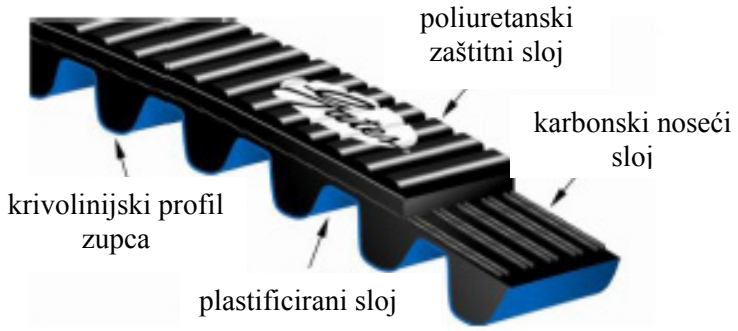
Materijali kaiševa savremenih poljoprivrednih mašina treba prilikom rada, pored ostalih potrebnih osobina, da stvaraju što manju buku i pre svega, da što manje zagađuju životnu sredinu. Jedan takav materijal su karbonska vlakna. Karbonska vlakna su kompozitni materijali. To znači da se sastoji od dve ili više komponenti koje su grupisane zajedno. U ovom slučaju, reč je o ugljeničnim vlaknima (vezivo), koja su proizvedena od organske materije i kojima se dodaju punila (pojačanja, tj. polimeri, epoksi smole itd.). Njihove mehaničke osobine su daleko iznad mehaničkih osobina metala. Kaiševi izrađen od ovakvog materijala (sl. 8.17) imaju veću zateznu čvrstoću od čelika. Kao takav, može da zameni lančani prenosnik, pa čak i da prenese veću snagu.



Sl. 8.17. Kaiševi izrađeni od karbonskih vlakana

Karbonski kaiš otporan je na abraziju, vlagu i hemikalije. U odnosu na kaiševe od ostalih materijala, karbonski imaju i do 6 % veću efikasnost u prenosu snage. Struktura kaiša od karbonskih vlakana prikazana je na sl. 8.18.

Kaišnici se izrađuju od vrlo različitih materijala, prvenstveno od čelika, zatim od livenog gvožđa, aluminijuma i različitih legura.



Sl. 8.18. Struktura kaiša od karbonskih vlakana

8.7. PRORAČUN KAIŠNIH PENOSNIKA SNAGE

Vitalni deo kaišnog prenosnika snage je kaiš te se prvo proračunava i usvaja kaiš, a potom kaišnik. Redosled određivanja i izbora parametara kaiša zavisi od zadatih podataka. Bez obzira na ovo, potrebno je odrediti sledeće navedene pokazatelje i parametre.

- Izbor profila kaiša zavisi od uloge kaišnog prenosnika u mašini i zadatih parametara, a prema karakteristikama profila kaiša.

- Prenosni odnos *i* je najčešće određen potrebama brzina u okviru mašine ili se usvaja prema mogućnostima ovog prenosnika i prema preporukama.

- Brzina kaiša *v* određena je potrebama mašine i ograničena je izborom profila kaiša. Pri povećanim brzinama kaiš vibrira. Orijentacione preporuke dozvoljenih brzina su:

- do 20 m/s za profil Y,
- do 25 m/s za profile Z, A, B, C,
- do 30 m/s za profile D i E,
- do 40 m/s za profile SPZ, SPA, SPB i SPC,
- od 20 do 90 m/s za pljosnate kaiše zavisno od materijala.

Parametri spregnutog kaišnog para koje treba izračunati su: manji obvojni ugao α_1, unutrašnja dužina kaiša L_u, međuosno rastojanje A, maksimalna sila koja isteže kaiš F, maksimalno naprezanje kaiša σ_{max}, faktor vučne sposobnosti ψ, broj savijanja kaiša u jednoj sekundi N, broj kaiševa Z, broj ciklusa koji izaziva oštećenje kaiša N_c i radni vek kaiša T.

- Manji obvojni ugao α_1 je ugao na manjem kaišniku, koji određuje naleganje kaiša i kaišnika. Prema sl. 8.1, a, izraz za manji obvojni ugao α_1 jednak je:

$$\alpha_1 = 180 - 2 \cdot \beta ,$$

gde je: β (°) – ugao između tačke dodira kaiša i kaišnika i vertikalne ose. Određuje se iz izraza $\sin\beta = \frac{R_2 - R_1}{A}$. Potrebno je da je ugao $\alpha_1 \geq 150^\circ$ za pljosnate i kružne kaišne prenosnike i $\alpha_1 \geq 140^\circ$ za trapezne kaišne prenosnike. Eventualno, donja granična vrednost je $\alpha_1 \geq 120^\circ$ za trapezne kaišne prenosnike.

- Unutrašnja dužina kaiša L_u različito se određuje zavisno od načina sprezanja i broja kaišnika i zatezača u sprezi. Za otvoren prenos bez zatezača, prema sl. 8.1, a, unutrašnja dužina kaiša je:

$$L_u = \frac{R_1 \cdot \pi \cdot \alpha_1}{180} + \frac{R_2 \cdot \pi \cdot \alpha_2}{180} + 2 \cdot A \cdot \cos\beta ,$$

gde su: R_1 (mm), R_2 (mm) – poluprečnici kaišnika, A (mm) – međuosno rastojanje između dva spregnuta kaišnika. Rastojanje A određeno je dimenzijama mašine. Međutim, postoji ograničenje i preporuke za minimalne vrednosti međuosnog rastojanja: $A \geq 2(d_1 + d_2)$ i $A \geq 2 \cdot d_2$, gde su: d_1 (mm) i d_2 (mm) – kinematički prečnici kaišnika. Kinematički (podeoni) prečnici kaišnika označeni su sa d_p. Sa smanjenjem međuosnog rastojanja, smanjuje se i manji obvojni ugao α_1. Za trapezne kaiševe, na osnovu unutrašnje dužine kaiša L_u, određuje se računska dužina L_P, prema izrazu $L_p = L_u + 2 \cdot \pi(h - b_p)$ (sl. 8.9). Računska dužina L_P ima standardne vrednosti jer se trapezni kaiševi proizvode kao beskonačni.

Za pljosnate kaiševe računska dužina L_u se uvećava za potrebnu dužinu za spajanje ili lepljenje L_{lep}, koja zavisi od načina spajanja dva kraja kaiša. Ukupna dužina pljosnatog kaiša L_{up} jednaka je: $L_{up} = L_u + L_{lep}$. Ukupna dužina pljosnatog kaiša nema standardne vrednosti.

- Stvarno međuosno rastojanje A_s određuje se nakon usvajanja računske dužine kaiša L_P:

$$A_s = \frac{L_p - \frac{R_1 \cdot \pi \cdot \alpha_1}{180} - \frac{R_2 \cdot \pi \cdot \alpha_2}{180}}{2 \cdot \cos\beta} .$$

Ovako izračunata vrednost međuosnog rastojanja A_s treba da se koriguje zbog montaže. Ova korekcija zavisi od vrste kaišnog prenosnika i načina zatezanja.

- Maksimalna sila koja isteže kaiš F određuje se iz izraza:

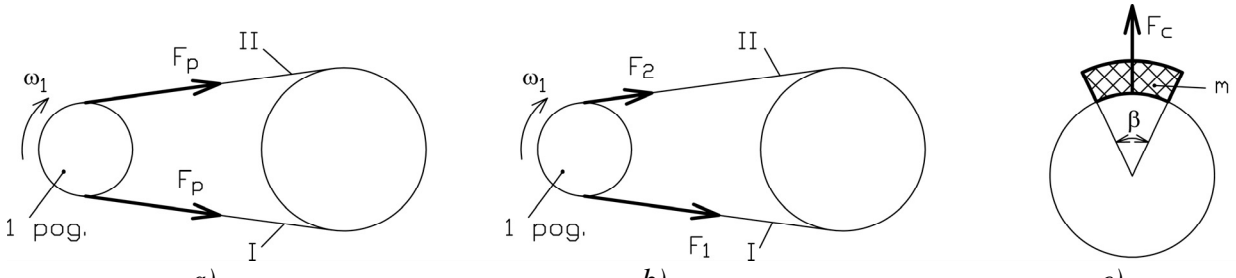
$$F = F_p + F_1 + F_c ,$$

gde je: F_p (N) - sila prethodnog pritezanja, F_1 (N) - sila u vučnom ogranku kaiša i F_c (N) – centrifugalna sila.

Pre nego što kaišni prenosnik počne da funkcioniše, pritegne se kaiš odgovarajućom silom F_p koja je ista i na vučnom I i na slobodnom ogranku II (sl. 8.19, a). Sila prethodnog pritezanja jednaka je:

$$F_p = \frac{F_1 + F_2}{2} .$$

Sila F_2 je sila koja opterećuje slobodan ogranak kaiša u toku rada (sl. 8.19, b) i manja je od sile F_1 ($F_2 < F_1$).



Sl. 8.19. Sile koje opterećuju kaiš

Sile u vučnom F_1 i u slobodnom ogranku F_2 određuju se iz izraza:

$$F_1 \geq \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot F_o \quad \text{i} \quad F_2 \geq \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot F_o ,$$

gde je: $e = 2{,}718$ - baza prirodnog logaritma, μ - koeficijent trenja između kaiša i kaišnika, $\alpha\,(rad)$ - manji obvojni ugao i F_o (N) – obimna sila.

Centrifugalna sila F_c javlja se zbog mase kaiša m i normalnog ubrzanja kaiša, dok se kaiš nalazi na kaišniku (sl. 8.19, c). Određuje se iz izraza:

$$F_c = S \cdot \rho \cdot v^2 \text{ ili } F_c = q \cdot v^2,$$

gde je: $S\,(\text{m}^2)$ – površina poprečnog preseka kaiša, ρ (kg/dm^3) – gustina kaiša kreće se od 0,9 do 1,5 kg/dm^3, v (m/s) – brzina kaiša i q (kg/m) – masa jednog dužnog metra kaiša.

- Maksimalan napon koji napreže kaiš σ_{max} jednak je:

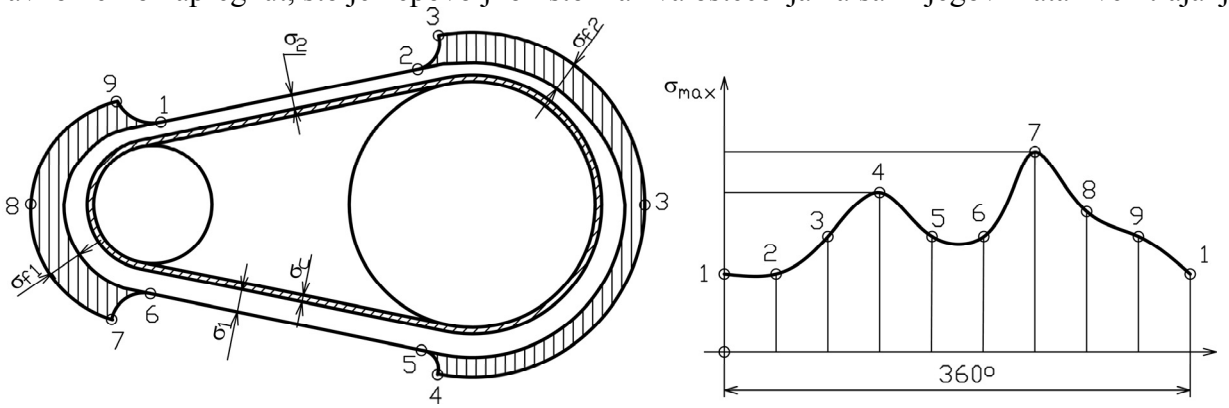
$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_f \le \sigma_d,$$

gde je: $\sigma_1\,(\text{N/mm}^2)$ – napon na istezanje kaiša usled sile F_1. Ovaj napon određuje se iz izraza: $\sigma_1 = \dfrac{F_1}{S}$. Napon $\sigma_c\,(\text{N/mm}^2)$ je napon na istezanje kaiša usled centrifugalne sile F_c, a određuje se iz izraza: $\sigma_c = \dfrac{F_c}{S}$. Napon $\sigma_f\,(\text{N/mm}^2)$ je napon usled savijanja kaiša, određuje se prema izrazu: $\sigma_f = \dfrac{h}{d_1} \cdot E$, gde je: $E\,(\text{N/mm}^2)$ – modul elestičnosti kaiša (tabele 8.12 i 8.13). Vrednosti dozvoljenih napona σ_d pljosnatih kaiša daju proizvođači (tabela 8.13), a mogu se odrediti i iz izraza $\sigma_d = \dfrac{\sigma_M}{S_K}$. Dozvoljeni napon kožnog kaiša pri optimalnim uslovima korišćenja je oko $\sigma_{do} = 6\ N/mm^2$. Stepen sigurnosti kaiša S_K se kreće od 5 do 10 ($S_K = 5 \div 10$).

Maksimalan napon koji isteže pljosnati kaiš može se izraziti kao:

$$\sigma_{max} = \frac{F_o}{b \cdot h} \le \sigma_d$$

Vrednost maksimalnog naprezanja kaiša je promenljiva u toku jednog obrtaja (sl. 8.20). Najveća vrednost maksimalnog naprezanja kaiša je u trenutku kada kaiš nailazi na manji pogonski kaišnik (tačka 7), a najmanja, kada sa njega silazi (1). Iz ovog dijagrama može se zaključiti da je kaiš neravnomerno napregnut, što je nepovoljno i što izaziva oštećenja kaiša i njegov kratak vek trajanja.



Sl. 8.20. Naponi u kaišu u toku jednog obrtaja

- Opterećenje vratila F_R,

$$F_R = F_1 + F_2.$$

- Faktor vučne sposobnosti kaiša ψ, po definiciji, jednak je:

$$\psi = \frac{F_o}{F_1 + F_2}.$$

Vrednost faktora vučne sposobnosti ψ kreće se u granicama $\psi = 0{,}3 \div 0.8$. Ako je $\psi < 0{,}3$, kaiš nije dovoljno iskorišćen. Ako je $\psi > 0{,}8$, kaiš je izložen povećanom proklizavanju.

- Broj savijanja kaiša u jednoj sekundi N ili učestalost napona određuje se prema izrazu:

$$N = \frac{s \cdot v}{L} \ (\mathrm{s}^{-1}),$$

gde je: s - broj savijanja kaiša u toku jednog obrtaja. Za otvoren prenos bez zatezača (sl. 8.19), $s = 2$. Ako kaišni prenosnik ima jedan zatezač (sl. 8.1, b), tada je $s = 3$ itd. Optimalna vrednost savijanja kaiša u jednoj sekundi treba da bude $N = 6 \div 8$. Ova vrednost može da bude i veća, što zavisi od materijala kaiša. Maksimalne vrednosti učestalosti napona date su u tabeli 8.13. Ako je $N < 6$, kaiš je predimenzionisan, a ako je $N > 8$ ili veći od preporuka iz tabele 8.13, kaiš će biti kraćeg veka.

- Broj kaiševa Z, osim za pljosnate, određuje se prema izrazu:

$$Z = \frac{P}{P_k},$$

gde je: $P\,(\mathrm{kW})$ – radna snaga koju kaiš treba da prenosi, $P_k\ (kW)$ – korisna snaga koju može da kaiš prenosi. Korisna snaga određuje se iz izraza: $P_k = P_n \cdot \xi_o \cdot \frac{1}{\zeta_u} \cdot \xi_\alpha \cdot \xi_\delta$, gde je: $P_n\,(\mathrm{kW})$ – nominalna snaga koju kaiš može da prenosi pod optimalnim uslovima rada, koja se dobija izborom profila kaiša, ξ_o - faktor vrste i položaja trapeznog prenosnika, ξ_u - faktor udara, ξ_α - faktor obvojnog ugla i ξ_δ - faktor koji uzima u obzir savijanje trapeznog kaiša. Preporučene vrednosti ovih faktora date su u tabelama 8.14, 8.15 i 8.16.

Broj kaiševa treba da je što manji, jer ne nose svi podjednako opterećenje, zbog netačnosti izrade žlebova kaišnika, nejednake dužine kaiševa, zbog nejednakog istezanja kaiševa itd. Maksimalan broj kaiševa je različit za različite profile i opterećenja. Preporuka je da broj kaiševa može biti najviše:

- 5 do 6 za manje preseke profila,
- 7 do 9 za srednje preseke profila,
- 10 do 12 za velike preseke profila i
- 16 do 18 za jako teške uslove rada.

Tabela 8.14. Faktor vrste i položaja trapeznog prenosnika ξ_o

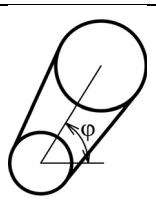
Vrsta otvorenog prenosnika	Ugao sprezanja (φ°)			
	< 60	60 ÷ 80	80 ÷ 90	
Samo zatezanje	1	1	1	
Sa zatezačem	0,95	0,90	0,85	
Sa povremenim zatezanjem	0,95	0,85	0,75	

Tabela 8.15. Faktor udara, ξ_u

Vrsta opterećenja	Radna mašina	Turbo motori			Klipni motori		
		Broj smena					
		1	2	3	1	2	3
Mirno radno opterećenje. Mirno startovanje sa preopterećenjem do 120% od radnog opterećenja	Mali ventilatori. Pumpe i centrifugalni i rotacioni kompresori. Generatori. Alatne mašine (strugovi, brusilice, bušilice ...). Trakasti transporteri. Laka i tiha sita.	1	1,1	1,25	1	1,25	1,43
Neznatno promenljivo radno opterećenje. Startovanje sa preopterećenjem do 150% od	Klipne pumpe i kompresori sa zamajcem sa uravnoteženjem. Laki transmisioni pogoni. Alatne mašine	1,1	1,25	1,43	1,25	1,43	1,65

radnog opterećenja.	(glodalice, mašine za ozubljenje...). Transporteri sa pločicama.						
Značajno promenljivo radno opterećenje. Startovanje sa preopterećenjem do 200% od radnog opterećenja.	Klipne pumpe i kompresori sa lakim zamajcem. Transporteri sa hvataljkama, kašikama. Elevatori. Alatne mašine. Presa sa zavojnim vretenom. Tkačke mašine.	1,25	1,43	1,65	1,43	1,65	2,0
Vrlo veliko promenljivo radno opterećenje ili udarno radno opterećenje. Startovanje sa preopterećenjem do 300% od radnog opterećenja.	Dizalice, elevatori, bageri. Drobilice, krunjači, gnječilice. Mlinovi sa valjcima ili udaračima. Ekscentrične i zavojne prese sa lakim zamajcem. Makaze za lim, čekići, valjaoničke mašine.	1,43	1,65	2,0	1,65	2,0	2,5

Tabela 8.16. Faktor obvojnog ugla ξ_α

Manji obvojni ugao α°	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
Faktor obvojnog ugla ξ_α	0,56	0,62	0,68	0,74	0,79	0,85	0,87	0,90	0,93	0,96	0,98	1,00

Faktor koji uzima u obzir savijanje trapeznog kaiša ξ_δ određuje se samo onda kada je usvojeni prečnik manjeg kaišnika manji od preporuke za najmanju vrednost tog prečnika. Izraz za određivanje ovog faktora je $\xi_\delta = \frac{d_{p1}}{d_{min}} < 1$, gde je d_{p1} (mm) – usvojena vrednost prečnika malog kaišnika i d_{min} (mm) – preporučena minimalna vrednost za prečnik malog kaišnika. Minimalne vrednosti, koje mogu da imaju prečnici malog kaišnika, date su u tabeli 8.17. Ostali prečnici kaišnika dati su u tabelama 8.18 i 8.19.

Tabela 8.17. Najmanji podeoni (računski) prečnici kaišnika

Oznaka profila kaiša	Najmanji računski prečnik malog kaišnika d_{min} u mm						
	Ugao žleba α						
	32°	34°			36°	38°	
						I	III
Y	20				63		
Z			50			90	90
A			75			200	125
B			125			280	200
C					200		
D					355	500	500
E					500	630	630
		I	II	III		I	II
SPZ		80	71 75	63 67		90 >90	85 >85
SPA		100 112	106 118	90 95		125 >125	132 >132
SPB		160 180	170 190	140 150		200 >200	212 >212
CPC		224 250 280 315	236 265			350 >350	
Prioritet primene: I – prvenstveno, II – preporučuje se, III – ne preporučuje se.							

Tabela 8.18. Podeoni (računski) prečnici kaišnika profila Y, Z, A, B, C, D i E. Mere su u mm

Oznaka profila	Oznaka prioriteta	Nazivna vrednost prečnika kaišnika d_p
Y	I	28; 35,5; 40; → R10 → 100
	II	25; 28; 35,5; 40; → R20 → 125
Z	I	63 →R20 → 80 → R10 → 200
	II	60 → R40 → 80 → R20 → 140, 150, 160 →R20 → 250
A	I	90 →R20 → 200 → R10 → 630
	II	90 → R40 → 160 → R20 → 280; 300; 315 → R20 → 710
B	I	140 → R20 → 200 → R10 → 1000
	II	125 → R40 → 180 → R20 → 280; 300; 315; 355; 375; 400 → R20 → 560; 600; 630; 710 → R40 → 800 → R20 → 1120
C	I	200 → R20 → 400 → R10 → 1600
	II	200 → R40 → 315; 355; 375; 400 → R20 → 560; 600; 630; 710; 750; 800 → R20 → 1600
D	I	355 → R20 → 500 → R10 → 2000
	II	355 → R40 → 500; 560; 600; 630; 710; 750; 800 → R20 → 1000; 1060; 1120; 1250; 1400; 1500; 1600 → R20 → 2000
E	I	500 → R20 → 800 → R10 → 2500
	II	500 → R40 → 710; 800 → R20 → 1400; 1500; 1800; 1900; 2000 → R20 → 2500
Prioritet primene: I – prvenstveno primenjivati; II – ne preporučuje se.		

Tabela 8.19. Podeoni računski prečnici kaišnika profila SPZ, SPA, SPB, SPC. Mere su u mm

Oznaka profila	Oznaka prioriteta	Nazivna vrednost prečnika kaišnika d_p
SPZ	I	80 → R20 → 125 → R10 → 800
	II	71; 75 → R40/2 → 118; 140; 180; 280; 355; 4540; 560, 710
	III	63; 67
SPA	I	100 → R20 → 160 → R10 → 1000
	II	106 → R40/2 → 150; 180 → R40/4 → 900
	III	90; 95
SPB	I	160 → R20 → 250 → R10 → 1600
	II	170 → R40/2 → 236; 280 → R20/2 → 1400
	III	140; 150
SPC	I	224 → R20 → 800; 1000 → R10 → 2000
	II	236; 265; 900; 1120; 1400; 1800
	III	-
Prioritet primene: I – prvenstveno primenjivati; II – preporučuje se; III – ne preporučuje se.		

- Broj ciklusa koji izaziva oštećenje kaiša N_c određuje se iz jednačine:

$$N_c = N_o \cdot \left(\frac{\sigma_{No}}{\sigma_{max}} \right)^m ,$$

gde je: N_o - broj savijanja pri maksimalnom naponu σ_{max} koji dovodi do zamora materijala kaiša, σ_{No} (N/mm^2) – dinamička izdržljivost kaiša, m - eksponent koji zavisi od vrste kaiša, određuju se iz tabele 8.20.

- Radni vek kaiša T (h) određuje se iz jednačine:

$$T = (\frac{\sigma_{No}}{\sigma_{max}})^m \cdot N_o \cdot \frac{c_s \cdot C_{RN}}{N} \text{ (h)},$$

gde je: c_s – faktor uticaja savijanja na izdržljivost kaiša, određuje se iz tabele 8.21; C_{RN} - faktor uvećanja osnovnog broja ciklusa N_o (pri promenljivoj vrednosti obrtnog momenta u toku rada, broj

promena napona do razaranja je veći, uvećava se za faktor C_{RN}). Preporučene vrednosti faktora C_{RN} su: za pljosnate kaiševe 1,0 ÷1,8 i za trapezne 1,0 ÷1,2; N (s^{-1}) - broj savijanja kaiša u jednoj sekundi.

Dobijene vrednosti radnog veka kaiša T i broja ciklusa koji izaziva oštećenje kaiša, prema prethodnim jednačinama su orijentacione, stvarne vrednosti mogu znatno odstupati od izračunatih.

Tabela. 8.20. Dinamička izdržljivost pljosnatih i trapeznih kaiševa

Vrsta kaiša	Dinamička izdržljivost kaiša σ_{No} (N/mm^2)	Broj savijanja N_o pri maksimalnom naponu σ_{max}	Eksponent m
Kaiš kožni	2 ÷ 3	10^7	5
Kaiš, kožni elastični, savitljivi	3 ÷ 6	10^7	5
Kaiš gumeni, protkan veštačkom tkaninom	6 ÷ 9 7,5	10^7	4,5 ÷ 7,5 6
Kaiš pamučni	3 ÷ 4	10^7	4,2 ÷ 8 6
Kaiš od poliamida	30 ÷ 60*	10^7	14 ÷ 16
Kaiš višeslojni, protkan sa trakama poliamida	50 ÷ 60*	10^7	12 ÷ 14
Trapezni kaiš	6 ÷ 9 7,5	10^7	6 ÷ 11 8
* manje vrednosti usvajati za veće poprečne preseke kaiša			

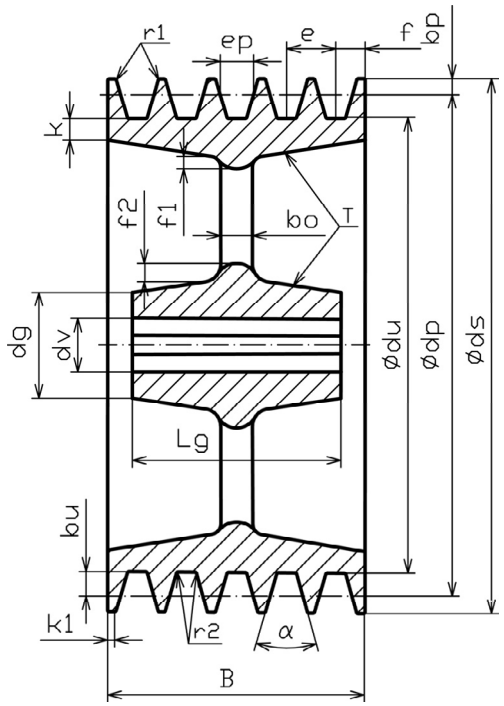
Tabela 8.21. Vrednost faktora uticaja savijanja na izdržljivost kaiša c_s

Prenosni odnos i	1	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	3,0	4,0
Za pljosnate kaiševe	1	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
Za trapezne*	1	1,3 ÷ 1,6	1,4 ÷ 1,8	1,5 ÷ 1,9	1,6 ÷ 1,95	1,7 ÷ 2,0	1,8 ÷ 2,0	1,9 ÷ 2,0
* manje vrednosti za veće odnose $\frac{\sigma_1}{\sigma_f} = 2 \div 2{,}5$; veće vrednosti za manje odnose $\frac{\sigma_1}{\sigma_f} = 0{,}5 \div 1$								

- Izbor konstrukcionih parametara kaišnika

Konstrukcioni parametri venca kaišnika su već određeni izborom trapeznog kaiša. Otvor glavčine je isti kao prečnik vratila na tom mestu, a ostale mere se dobijaju prema preporukama, slično kao za zupčanike i lančanike.

- Spoljašnji prečnik kaišnika (sl. 8.21) jednak je $d_s = d_p + 2b_p$, zaokružuje se na prvi veći ceo broj.
- Unutrašnji prečnik kaišnika $d_u = d_p - 2b_u$, zaokružuje se na prvi manji ceo broj.
- Širina kaišnika $B = (z-1)e + 2f$ ili se dobija iz tabele 8.9.
- Visina krutosti rebara $f_1 = k + 0{,}02 \cdot B$, $f_2 \approx f_1$.
- Broj paoka orijentaciono se određuje iz izraza $N_p = \left(\frac{1}{6} do \frac{1}{7}\right) \cdot \sqrt{d_p}$. Ako je broj paoka manji od tri, umesto paoka koristi se samo stanjen trup sa otvorima ili bez njih.
- Širina glavčine $L_g = (1{,}5 \text{ do } 2) \cdot d_v$.
- Prečnik glavčine $d_g = (1{,}8 \text{ do } 2) \cdot d_v$.
- Radijusi $r_1 = r_2 = 0{,}7 \cdot b_o$.
- Livački nagib T je 1:25 ili 1:50.



Sl. 8.21. Geometrijski parametri kaišnika

8.8. OZNAČAVANJE KAIŠA

Standardna oznaka pljosnatog kaiša je: $b \cdot h \cdot L_{up}$, materijal, oznaka standarda. Na primer, $70 \cdot 4 \cdot 2250,\ kožni,\ SRPS \ldots$, znači da su dimenzije kaiša $b = 70\ mm$, $h = 4\ mm$ i $L_{up} = 2250\ mm$, kaiš je od kože i da je definisan standardom SRPS.

Standardna oznaka za trapezni kaiš je: $Z \cdot$ *oznaka profila kaiša* $\cdot\ L_p$, *oznaka standarda*, gde je Z broj kaiševa. Na primer, $2 \cdot SPB \cdot 2600, SRPS\ G.E2.063$, znači da je broj kaiševa $Z = 2$, da je uskoprofilni trapezni kaiš oznake profila SPB, računske dužine $L_p = 2600\ mm$, koje su definisane standardom SRPS G.E2.063.

8.9. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE KAIŠNIH PRENOSNIKA SNAGE

Zbog mogućnosti da prenose obrtni moment na najveća rastojanja i da imaju sposobnost da amortizuju udare usled preopterećenja, kaišni prenosnici snage imaju široku primenu u poljoprivrednim mašinama, (sl. 8.22 do sl. 8.24).







Sl. 8.22. Pogon vršalice kaišem



Sl. 8.23. Pogon radnih delova vršalice kombajna Claas Lexion 670 pomoću kašnog prenosnika



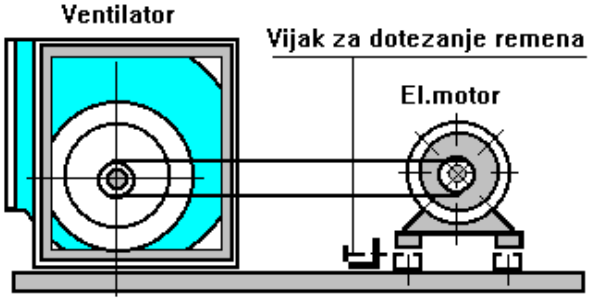
Sl. 8.24. Pogon sistema za hlađenje motora silažnog kombajna Claas Jaguar 980 pomoću kaišnog prenosnika

Kaišni prenosnici, u poređenju sa drugim prenosnicima, jednostavniji su za korišćenje i održavanje. Pravilno korišćenje i održavanje kaišnih prenosnika podrazumeva da se:

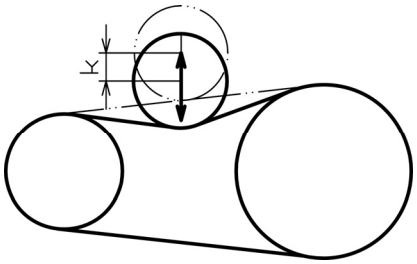
- koriste za obrtne momente za koje su proračunati, bez preopterećenja,
- stalno zatežu i proverava zategnutost kaiša,
- proverava ispravnost kaiša,
- održavaju u čistom stanju,
- koristi zaštitna oplata i
- rasterete kada se duži period ne koriste.

8.10. ZATEZANJE KAIŠA

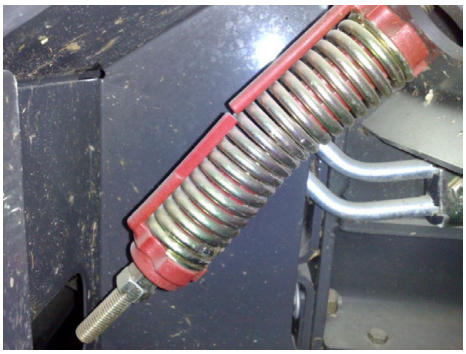
Zatezanje kaiša može biti na dva načina, razmicanjem kaišnika ili pomoću zatezača. Razmicanje kaišnika najjednostavnije se postiže pomoći zavrtnja (sl. 8.25). Okretanjem zavrtnja pomera se ceo elektromotor a zajedno sa njim i kaišnik. Drugi način je pomoću zatezača. Pomeranje zatezača može biti ručno (sl. 8.26) ili automatski pomoću opruge (sl. 8.27).



Sl. 8.25. Primer dotezanja kaiša pogona ventilatora sušare



Sl. 8.26. Ručno pomeranje zatezača



Sl. 8.27. Regulisanje zatezača kod kombajna Claas

8.10.1. Merenje zategnutosti kaiša

Veoma je bitno pravilno zatezanje kaiša. Ako je kaiš nedovoljno zategnut, neće prenositi obrtni moment, grejaće se i kaiš će kraće trajati. Ako je kaiš suviše zategnut, dolazi do oštećenja, kraćeg veka ili kidanja.

Metode za merenje potrebnog zatezanja kaiša mogu biti:

1. statičke kontaktne i
2. dinamičke beskontaktne.

Statičke kontaktne metode merenja zategnutosti kaiša

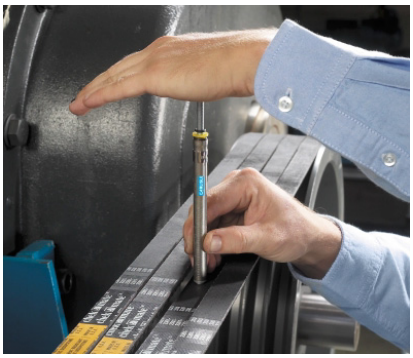
Metode kontaktnog merenja baziraju se na kontaktu sa kaišem, tako što se na određeni način meri ugib na sredini ogranka kaiša. Vrednost izmerenog ugiba uporedi se sa onim koji je definisao proizvođač mašine. Ovakav način merenja primenjuje se kada mašina ne radi.

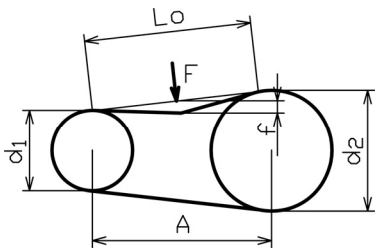
Jedan jednostavan način da se, na papiru, pomoću olovke nacrta hod kaiša od početnog položaja do maksimalno zategnutog (sl. 8.28). Poređenjem kataloške i izmerene vrednosti ugiba vrši se dotezanje ili popuštanje kaiša. Ovaj način merenja zategnutosti kaiša je dosta neprecizan. Greška pri ovakvom merenju može da bude i 10%.



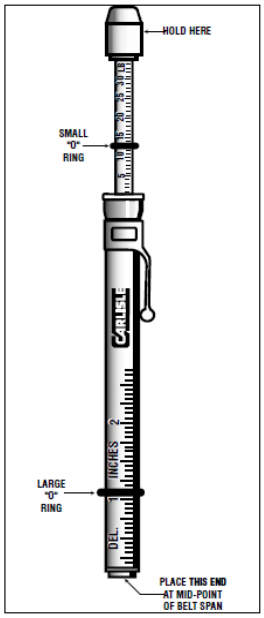
Sl. 8.28. Kontaktno merenje ugiba pomoću olovke

Merenje ugiba pomoću tenziometra zbog svoje jednostavnosti je najčešći način koji se primenjuje u praksi (sl. 8.29). Ova metoda zasniva se na merenju dozvoljene vrednosti ugiba koja sme da se javi za odgovarajuću vrednost sile delovanja. Prema uputstvu proizvođača izračuna se potrebna sila za postizanje određenog ugiba od maksimalne do minimalne vrednosti. Ove vrednosti zavise od međuosnog rastojanja A, dužine ogranka L_o, prečnika kaišnika d_1 i d_2, profila kaiša, broja kaiševa Z i brzine kaiša v.





Sl. 8.29. Merenje ugiba pomoću tenziometra



Sl. 8.30. Tenziometar za merenje zategnutosti kaiša

Sam izgled tenziometra prikazan je na sl. 8.30. Na skali se podesi potreban ugib. Tenziometrom se deluje na kaiš, sve dok se ne postigne označeni ugib. Na drugoj skali se očita vrednost sile kojom se delovalo na kaiš. Upoređenjem dobijene sile, zadate vrednosti ugiba i proračunatih vrednosti, procenjuje se da li je kaiš pravilno zategnut ili ne.

Dinamičke beskontaktne metode merenja zategnutosti kaiša

Ove metode se koriste za merenje zategnutosti kaiša pri radu. Na ovakav način postižu se znatno tačnije vrednosti u odnosu na statičke metode, odnosno vrednosti koje ta mašina stvarno ima pri radu. Beskontaktno merenje se zasniva na principu merenja oscilacija kaiša. Nezategnut kaiš ima povećane oscilacije, dok zategnut ima manje. Vrednost oscilacija pri pravilnoj zategnutosti kaiša propisuje proizvođač mašine.

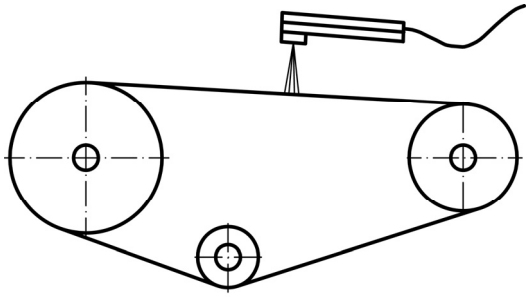
Uređaji koji se koriste za merenje zategnutosti kaiša ovom metodom rade na principu merenja oscilovanja optičkim beskontaktinim metodama, primenom diode koja emituje svetlost određene frekvencije. Ta svetlost se odbija o površinu kaiša nakon čega je detektuje foto-ćelija koja se nalazi pored diode. Ponavljanjem ovog procesa, brzinom nekoliko hiljada puta u sekundi, može se sa velikom preciznošću odrediti položaj kaiša u prostoru. Preračunavanjem ovih vrednosti dobija se frekvencija oscilovanje kaiša. Jedan od ovih uređaja je Trummeter RTM-400 (sl. 8.31).



Sl. 8.31. Merač zategnutosti kaiša Trummeter RTM-400

Trummeter predstavlja elektronski merni instrument za merenje zategnutosti kaiša, koji se sastoji od sonde i mikroprocesora. Pri merenju potrebno je uneti dužinu dela kaiša na kome se vrše merenja, kao i specifičnu masu kaša po metru dužine. Na donjem delu merača nalazi se senzor, kojeg sačinjavaju dioda i foto-ćelija. Ukoliko se merenje vrši na nekom nepristupačnom mestu na instrument se priključi senzor sa produžetkom koji povećava pristupačnost. Prilikom merenja senzor se mora nalaziti na udaljenosti od kaiša od 5 do 50 mm, a u nekim uslovima i do

maksimalnih 60 mm (sl. 8.32). Merenje se ponavlja više puta, kako bi se smanjila mogućnost greške.





Sl. 8.32. Postupak merenja zategnutosti kaiša

8.11. OŠTEĆENJA KAIŠNIH PRENOSNIKA SNAGE

Na kaišnom prenosniku snage uglavnom se oštećuje kaiš. Oštećenja kaiša mogu biti: habanje, istezanje, ispucalost, ljuštenje, zaprljanost i kidanje.

Habanje i istezanje kaiša su najčešća oštećenja i neminovna su pojava. Kaiš može biti toliko istegnut da ga je nemoguće više zatezati, te se mora zamenuti novim.

Kada kaiš ispuca po površini, smanjuje se njegova moć nošenja. Do ovoga može doći u više slučajeva. Kada je kaiš star, gubi elastičnost i počinje da puca. Do pojave pucanja dolazi u sličaju kada nije dovoljno zategnut, što dovodi do velikog klizanja i pregrevanja kaiša. Razlog pucanja kaiša može biti i nepravilno konzerviranje.

Ljuštenje kaiša se javlja kod starih kaiševa, pri preopterećenjima ili usled štetnih uticaja sredine. U tom slučaju kaiš treba zameniti.

Kaiš se može zaprljati uljem, što smanjuje trenje između kaišnika i kaiša i dolazi do proklizavanja. U tom slučaju kaš treba oprati blagim sredstvom kako bi se odmastio. Kožni kaiš ne sme se prati vodom, već se samo dobro izbriše mekom pamučnom tkaninom. Da bi kožni kaiš zadržao elastičnost potrebno ga je s vremena na vreme namazati mlakim lanenim uljem.

Do kidanja kaiša dolazi pri preopterećenju ili suviše velikom pritezanju.

Prilikom zamene kaiša potrebno ih je sve zamenite, kada ih ima više, jer jedino tako će svi kaiševi jednako i ravnomerno da nose obrtni moment.

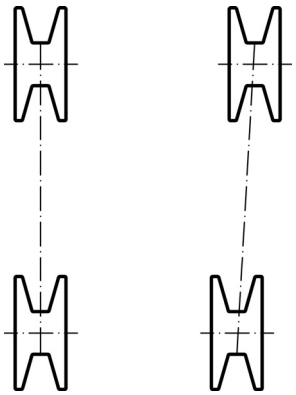
Prilikom zamene kaiša ne sme da dođe do zamašćivanja od ruku rukovaoca ili sa radnih površina.

Kaišnici se takođe mogu ishabati. Do ovog dolazi kada kaišnici nisu saosni (sl. 8.33).

Kaišnici moraju biti čisti, odmašćeni, cilindrični, bez mehaničkih oštećenja u obliku izbočina ili ulegnuća, koje bi uzrokovale habanje kaišnika. Ishabanost žleba kašnika proverava se pomoću profila sa pločicama.

Kada se kaiš ne koristi duži period potrebno ga je olabaviti ili skunuti i odložiti na suvo i čisto mesto.

Kaišni prenosnici moraju biti zaštićeni žičanom mrežom ili sličnom zaštitom. Ovo je neophodno iz dva razloga. Prvo da se zaštiti rukovalac od povreda i drugo da se zaštiti kaiš od nećistoća i stranih primesa.



Sl. 8.33. Pravilan i nepravilan položaj kaišnika

8.12. PRIMERI PRORAČUNA KAIŠNIH PRENOSNIKA SNAGE

Zadatak 8.1. Proračunati pljosnati kaišni prenosnik. Dati su podaci: snaga na manjem pogonskom kaišniku $P_1 = 12\,kW$, broj obrtaja $n_1 = 800\,o/min$, prečnici kaišnika $d_1 = 180\,mm$, $d_2 = 360\,mm$ i međuosno rastojanje $A \approx 1700\,mm$.

1. Obvojni ugao kaišnika

$\alpha_1 = 180 - 2 \cdot \beta = 180 - 2 \cdot 3{,}034 = 173{,}932^{\,o} = 3{,}034\,rad$, $\alpha_2 = 180 + 2 \cdot \beta = 180 + 2 \cdot 3{,}034 = 186{,}06^{\,o}$

$\sin\beta = \dfrac{R_2 - R_1 \cdot}{A} = \dfrac{180 - 90}{1700} = 0{,}0529 \quad \Rightarrow \quad \beta = 3{,}034^{\,o} = 3{,}034 \cdot 0.017444 = 0{,}0529\ rad$.

Obvojni ugao manjeg kaišnika je u skladu sa preporukama.

2. Dužina kaiša

$$L_u = \frac{R_1 \cdot \pi \cdot \alpha_1}{180} + \frac{R_2 \cdot \pi \cdot \alpha_2}{180} + 2 \cdot A \cdot \cos\beta =$$

$$= \frac{90 \cdot 3{,}14 \cdot 173{,}93}{180} + \frac{180 \cdot 3{,}14 \cdot 186{,}06}{180} + 2 \cdot 1700 \cdot \cos 3{,}034 = 4252{,}5\ mm.$$

Iz tabele 8.3 usvaja se standardna dužina od $L_u = 4250\,mm$.

3. Brzina kaiša

$v = \dfrac{d_1}{2} \cdot \dfrac{n \cdot \pi}{30} = \dfrac{0{,}18}{2} \cdot \dfrac{800 \cdot 3{,}14}{30} = 7{,}53\,m/s$. Dobijena vrednost brzine je zadovoljavajuća.

4. Broj savijanja kaiša u jednoj sekundi N

$N = \dfrac{s \cdot v}{L} = \dfrac{2 \cdot 7{,}53}{4{,}250} = 3{,}54$ (s^{-1}). Učestalost napona zadovoljava jer je manja od dozvoljene ($N = 5$ za standardnu kožu), tabela 8.13.

5. Izbor materijala kaiša

Usvaja se koža malo savitljiva. Iz tabela 8.12. i 8.13. karakteristike izabranog materijala su: zatezna čvrstoća $\sigma_M = 28\,N/mm^2$, modul elastičnosti na savijanje $E_s = 65\,N/mm^2$, dozvoljeni napon $\sigma_d = 3{,}6 \div 4{,}1\,N/mm^2$, učestalost napona $N = 5$, koeficijent otpora klizanja μ

$\mu = 0{,}22 + (0{,}006 \div 0{,}018) \cdot v = 0{,}22 + 0{,}012 \cdot 7{,}53 = 0{,}31$.

6. Obimna sila

$F_o = \dfrac{P}{R_1 \cdot \omega_1} = \cdot \dfrac{12000}{0{,}09 \cdot 83{,}73} = 1592{,}42\,N$,

$$\omega_1 = \cdot\frac{n_1 \cdot \pi}{30} = \frac{800 \cdot 3{,}14}{30} = 83{,}73\ s^{-1}.$$

7. Sila u vučnom F_1 i slobodnom ogranku F_2

$$F_1 \geq \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot F_o = \frac{2{,}718^{0{,}31 \cdot 3{,}034}}{2{,}718^{0{,}31 \cdot 3{,}034} - 1} \cdot 1592 = 2611\ N \quad \text{i}$$

$$F_2 \geq \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot F_o = \frac{1}{2{,}718^{0{,}31 \cdot 3{,}034} - 1} \cdot 1592 = 1019\ N\ .$$

8. Usvajanje debljine kaiša

Usvaja se debljina kaiša $h = 5{,}5\ mm$ iz tabele 8.1.

9. Širina kaiša

Usvaja se širina kaiša $b = 90\ mm$ (tabela 8.1).

10. Maksimalan napon koji opterećuje kaiš

$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_f \leq \sigma_d$,

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S} = \frac{2611}{90 \cdot 5{,}5} = 5{,}27\ N/mm^2\ ,$$

$$\sigma_c = \frac{F_c}{S} = \frac{28{,}06}{5{,}5 \cdot 90} = 0{,}056\ N/mm^2\ , \quad F_c = S \cdot \rho \cdot v^2 = 0{,}0055 \cdot 0{,}090 \cdot 1000 \cdot 7{,}53^2 = 28{,}06\ N\ ,$$ gde je S površina poprečnog preseka kaiša ($S = h \cdot b$) i $\rho = 1\,000\ kg/m^3$.

$$\sigma_f = \frac{h}{d_1} \cdot E = \frac{5{,}5}{180} \cdot 60 = 1{,}83\ N/mm^2\ ,$$

$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_f = 5{,}27 + 0{,}056 + 1{,}83 = 7{,}15\ N/mm^2$. Maksimalan napon je veći od dozvoljenog ($\sigma_d = 3{,}6 \div 4{,}1\ N/mm^2$, tabela 8.13), te se koriguje širina kaiša. Iz tabele 8.1. za debljinu kaiša od 5,5 mm usvaja se širina kaiša $b = 300\ mm$.

Nakon ovoga napon je $\sigma_1 = \frac{F_1}{S} = \frac{2611}{300 \cdot 5{,}5} = 1{,}58 N/mm^2$, a maksimalan napon je

$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_f = 1{,}58 + 0{,}056 + 1{,}83 = 3{,}46\ N/mm^2$. Ova vrednost je manja od dozvoljene, te se konačno usvaja pljosnati kožni kaiš dimenzija 300 x 5,5 mm.

Standardna oznaka odabranog pljosnatog kaiša je: $300 \cdot 5{,}5 \cdot 4250 \cdot s\,tan\,dardna\ koža\ S, SRPS\ ...$

Zadatak 8.2. Proračunati trapezni prenosnik za pogon elevatora. Pogonski kaišnik dobija pogon od priključnog vratila traktora. Dati podaci su: potrebna snaga na pogonskom kaišniku $P = 14\ kW$, broj obrtaja pogonskog kaišnika $n = 540\ \circ/min$, prenosni odnos je približno $i = 1{,}9$, ugao sprezanja kaišnog prenosnika $\varphi = 30^\circ$, elevator radi u dve smene.

1. Izbor profila trapeznog kaiša

Prema zadatoj snazi od $P = 14\ kW$ iz tabele 8.5. može se odabrati profil E, a iz tabele 8.7. dva profila SPB i SPC. Profil SPB snagu od 14 kW nosi uz veću brzinu od profila SPC. Stoga se usvajaju dva profila E i SPC za koje dalji proračun ide uporedo.

2. Izbor minimalne vrednosti podeonog prečnika manjeg pogonskog kaišnika $d_{1\,min}$

Iz tabele 8.18. i 8.19. dobija se minimalna vrednost prečnika manjeg pogonskog kaišnika. Za profil E je $d_{1E\,min} = 500\ mm$, a za profil SPC $d_{1SPC\,min} = 224\ mm$.

3. Stvarni podeoni prečnik manje pogonskog kaišnika d_1

Stvarni podeoni prečnik manjeg kaišnika treba da je veći od minimalnog, da je standardne vrednosti predviđene za odabrani profil kaiša i da je u skladu za obimnom brzinom kaiša. Prema tabeli 8.5. za profil E i snagu od $P = 14\,kW$ brzina kaša je $v = 12\ m/s$. Na osnovu ovako dobijene vrednosti brzine dobija se prečnik manjeg kaišnika za profil E

$d_{1E} = \frac{2 \cdot 30 \cdot v}{n \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 12}{540 \cdot 3,14} = 0,424\ m$. Stvarni prečnik manjeg pogonskog kaišnika treba da je veći od minimalnog. Usvaja se stvarni prečnik manjeg kašnika profila E $d_{1E} = 500\ mm$.

Za profil SPC, prema tabeli 8.7. brzina kaiša je takođe $v = 12\ m/s$, te je i prečnik manjeg kaišnika $d_{1SPC} = 424\ mm$. Usvaja se stvarni prečnik manjeg kaišnika profila SPC $d_{1SPC} = 450\ mm$ (red R20, tabela 0.1).

4. Stvarna brzina kaša v_s

$v_{sE} = \frac{d_{1E}}{2} \cdot \frac{n \cdot \pi}{30} = \frac{0,5 \cdot 540 \cdot 3,14}{2 \cdot 30} = 14,13\ m/s$, $\quad v_{sSPC} = 12,71\ m/s$.

5. Podeoni prečnik većeg gonjenog kaišnika d_2

Iz prenosnog odnosa $i = \frac{\omega_1 \cdot \xi}{\omega_2}$, $i = \frac{d_2 \cdot \zeta}{d_1}$ sledi da je $d_{2E} = \frac{i \cdot d_1}{\zeta} = \frac{1,9 \cdot 500}{0,97} = 979\ mm$. Usvaja se standardna vrednost prema tabeli 0.1, $d_{2E} = 1000\ mm$ i $d_{2SPC} = 900\ mm$.

6. Stvarni prenosni odnos i_s

Stvarni prenosni odnos bez klizanja je $i_{sE} = \frac{d_{2E}}{d_{1E}} = \frac{1000}{500} = 2$, $i_{sSPC} = 2$.

7. Međuosno rastojanje kaišnika A

Preporuka za međuosno rastojanje između dva kaišnika je $A_{min\,E} \geq 2(d_{1E} + d_{2E})$ ili $A_{min\,E} \geq 2 \cdot d_2$. Usvaja se $A_E = A_{min\,E} \geq 2 \cdot d_{2E} \geq 2 \cdot 1000 = 2000\ mm$, $A_{SPC} = 1800\ mm$.

8. Unutrašnja dužina kaiša L_u

Trapezni prenosnik je bez zatezača, te je unutrašnja dužina kaiša:

$$L_{uE} = \frac{R_{1E} \cdot \pi \cdot \alpha_{1E}}{180} + \frac{R_{2E} \cdot \pi \cdot \alpha_{2E}}{180} + 2 \cdot A_E \cdot \cos\beta_E = \cdot$$

$$L_{uE} = \frac{250 \cdot 3,14 \cdot 165,64}{180} + \frac{500 \cdot 3,14 \cdot 194,36}{180} + 2 \cdot 2000 \cdot \cos 7,18 = 6386\ mm$$

$$\sin\beta_E = \frac{R_{2E} - R_{1E} \cdot}{A_E} = \frac{500 - 250}{2000} = 0,125 \quad \Rightarrow \quad \beta_E = 7,180^{\,o} = 7,180 \cdot 0.017444 = 0,125\ rad.$$

Obvojni ugao manjeg kaiša je $\alpha_{1E} = 180 - 2 \cdot \beta_E = 180 - 2 \cdot 7,180 = 165,64^{\,o} = 2,889\ rad$, što je u skladu sa preporukama, a većeg je $\alpha_{2E} = 180 + 2 \cdot \beta_E = 180 + 2 \cdot 7,180 = 194,36^{\,o}$.

Stvarna unutrašnja dužina kaiša profila E L_{usE} usvaja se na osnovu tabele 8.10. $L_{usE} = 6700\ mm$.

Vrednosti za profil SPC je $\beta_{SPC} = 7,180^{\,o} = 0,125\ rad$, $L_{uSPC} = 6217,10\ mm$ $L_{sSPC} = 6330\ mm$.

9. Stvarno međuosno rastojanje kaišnika A_s

$$A_{sE} = \frac{1}{2 \cdot \cos\beta_E}\left[L_{usE} - (R_{1E} + R_{2E}) \cdot \pi - \frac{(R_{2E} - R_{1E})\beta_E \cdot \pi}{90}\right]$$

$$A_{sE} = \frac{1}{2 \cdot \cos 7,18}\left[6700 - (250 + 500) \cdot 3,14 - \frac{(500 - 250) \cdot 7,18 \cdot 3,14}{90}\right] = 2154\,mm,\ A_{sSPC} = 2036,71\ mm.$$

10. Opseg stvarnog osnog rastojanja $A_{s\,min}$, $A_{s\,max}$

Stvarno osno rastojanje treba da se kreće od minimalne vrednosti zbog demontaže, do maksimalne zbog potrebe zatezanja kaiša.

$A_{s\,min\,E} = A_{sE} - 0{,}015 \cdot L_{usE} = 2154 - 0{,}015 \cdot 6700 = 2053{,}5\ mm$, $A_{s\,min\,SPC} = 1943{,}45\ mm$

$A_{s\,max\,E} = A_{sE} + 0{,}03 \cdot L_{usE} = 2154 + 0{,}03 \cdot 6700 = 2355\ mm$, $A_{s\,max\,SPC} = 2223{,}22\ mm$.

11. Broj savijanja kaiša (učestalost napona) N

Broj savijanja kaiša u jednoj sekundi N ili učestalost napona određuje se prema izrazu:

$$N_E = \frac{s \cdot v_E}{L_{usE}} = \frac{2 \cdot 14{,}13}{6{,}7} = 4{,}216\ s^{-1}\ ,\ N_{SPC} = 4{,}088\ s^{-1}\ .$$

12. Korisna snaga koju prenosi jedan kaiš P_k

$$P_{kE} = P_{nE} \cdot \xi_o \cdot \frac{1}{\zeta_u} \cdot \xi_\alpha \cdot \xi_\delta = 16{,}2 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0{,}97 \cdot 1 = 7{,}857\ kW\ .$$

Na osnovu tabele 8.5, za odabrani profil E i brzinu kaiša $v_{sE} = 14{,}13\ m/s$ nominalna snaga koju jedan kaiš pri optimalanim uslovima može da nosi je $P_{nE} = 16{,}2\ kW$. Faktori korekcije su: faktor vrste i položaja trapeznog prenosnika $\xi_o = 1$ (tabela 8.14); faktor udara $\xi_u = 2$ (tabela 8.15); faktor obvojnog ugla $\xi_\alpha = 0{,}97$ (tabela 8.16) i faktor koji uzima u obzir savijanje kaiša je $\xi_\delta = 1$.

Nominalna snaga za profil SPC je $P_{nSPC} \approx 15{,}0\ kW$ (tabela 8.7). Faktori korekcije su isti kao i za profil E, te je $P_{kSPC} = 7{,}275\ kW$.

13. Broj kaiševa z

$Z_E = \frac{P}{P_{kE}} = \frac{14}{7{,}857} = 1{,}81$, usvaja se $Z_E = 2$ kaiša, $z_{SPC} = 1{,}924 = 2$ kaiša. .

Oba profila imaju veoma slične vrednosti parametara koje su zadovoljavajuće. Usvaja se jedan od profila E ili SPC. U ovom primeru usvaja se profil E, te proračun dalje teče samo za ovaj profil kaiša. Iz tabele 8.4. dobijaju se sve dimenzije kaiša odabranog profila E (označene su na slici 8.9).

Računska širina e_P (mm)	Tolerancija računske širine t	Visina h (mm)	Tolerancija visine t	Širina kaiša a (mm)	Odstojanje neutralnog sloja b_p (mm)	Površina preseka S (mm^2)	Računska dužina L_P (mm)
32	+1,2 -0,7	25	±0,7	38	9,7	722,5	od 3150 do 18000

14. Obimna sila

$$F_o = \frac{P}{R_1 \cdot \omega_1} = \cdot \frac{14000}{0{,}250 \cdot 56{,}52} = 990{,}79\ N\ ,\ \omega_1 = \cdot \frac{n_1 \cdot \pi}{30} = \frac{540 \cdot 3{,}14}{30} = 56{,}52\ s^{-1}\ .$$

15. Sila u vučnom F_1 i slobodnom ogranku F_2

$$F_1 \geq \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot F_o = \frac{2{,}718^{0{,}6 \cdot 2{,}889}}{2{,}718^{0{,}6 \cdot 2{,}889} - 1} \cdot 990{,}79 = 1202\ N$$ i

$F_2 \geq \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot F_o = \frac{1}{2{,}718^{0{,}31 \cdot 3{,}034} - 1} \cdot 212{,}52\ N$. Koeficijent trenja je $\mu = 0{,}5 \div 0{,}75 = 0{,}6$.

16. Centrifugalna sila F_c

$$F_c = S \cdot \rho \cdot v^2 = 722{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot 1000 \cdot 14{,}13^2 = 144{,}25\ N\ .$$

17. Napon na istezanje usled sile F_1

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S} = \frac{1202}{722{,}5} = 1{,}663\ N/mm^2\ .$$

18. Centrifugalni napon

$\sigma_c = \frac{F_c}{S} = \frac{144,25}{722,5} = 0,199\ N/mm^2$.

19. Napon usled savijanja kaiša

$\sigma_f = \frac{h}{d_1} \cdot E = \frac{25}{500} \cdot 100 = 5N/mm^2$. Modul elastičnosti na savijanje je $E = 100\ N/mm^2$.

20. Maksimalan napon koji napreže kaiš

$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_f = 1,663 + 0,199 + 5 = 6,862\ N/mm^2$. Dozvoljeni napon $\sigma_d = 14 - 25\ N/mm^2$ (tabela 8.13).

21. Opterećenje vratila

$F_R = F_1 + F_2 = 1202 + 212,52 = 1414,52\ N$.

22. Faktor vučne sposobnosti

$\psi = \frac{F_o}{F_1 + F_2} = \frac{990,79}{1414,52} = 0,700$. Dobijena vrednost je u skladu sa preporukama.

23. Izbor konstrukcionih parametara kaišnika

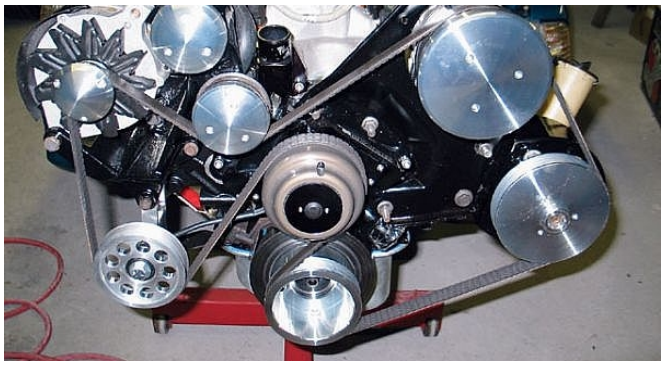
- Spoljašnji prečnik kaišnika $d_s = d_p + 2b_p = 500 + 2 \cdot 9,7 = 519,4 = 520\ mm$; $d_p = d_1$
- Unutrašnji prečnik kaišnika $d_u = d_p - 2b_u = 500 - 2 \cdot 23,4 = 453,2 = 453\ mm$;
- Širina kaipnika $B = (z-1)e + 2f = (2-1)44,5 + 2 \cdot 29 = 102,5\ mm$;
- Visina krutosti rebara $f_1 = k + 0,02 \cdot B = 15 + 0,01 \cdot 102,5 = 16\ mm$, $f_2 = 16\ mm$;
- Broj paoka $N_p = \left(\frac{1}{6}\ do\ \frac{1}{7}\right) \cdot \sqrt{d_p} = \frac{1}{6,5} \cdot \sqrt{500} = 3,44$. Usvaja se $N_p = 4$;
- Prečnik glavčine $d_g = (1,8\ do\ 2) \cdot d_v$;
- Radijusi $r_1 = r_2 = 0,7 \cdot b_o$ i
- Livački nagib je *1:25* ili *1:50*.











9. SPOJNICE

Spojnice su mašinski elementi koji služe za spajanje vratila i pri tome prenose obrtni moment sa jednog na drugo vratilo. Njihov zadatak je da spoje dva vratila u jednu funkcionalnu celinu. Ugrađuju se neposredno iza ležaja što bliže izvoru energije. Nacionalni i međunarodni standardi su definisali konstrukcione oblike i veličine spojnica, ali se serijski proizvode samo neki tipovi. Osnovni geometrijski parametri spojnica su prečnik otvora d, odnosno prečnik vratila na kojem se nalazi spojnica, spoljašnji prečnik D i dužina spojnice L (sl. 9.1).

Spojnice se dele:

A) Prema delovanju na:
   1. Stalne i
   2. Isključno-uključne koje se dele prema načinu uključivanja na one koje se:
      - uključuju i isključuju u stanju mirovanja,
      - uključuju i isključuju u toku rada,
      - uključuje i isključuje ih čovek i
      - automatski se uključuju i isključuju.

Stalne spojnice su one koje su stalno uključene i bez prekida prenose obrtni moment sa jednog na drugo vratilo. Uključno-isključne spojnice su one koje se mogu uključivati i isključivati u toku mirovanja ili u toku rada posredstvom rokovaoca ili nekog mehanizma u njima.

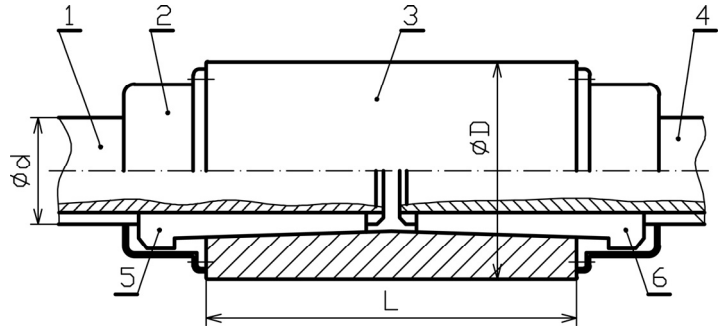
B) Prema načinu spajanja vratila, spojnice se dele na:
   1. krute spojnice,
   2. dilatacione (uzdužno pokretljive),
   3. elastične (gipke),
   4. zglavkaste,
   5. uključno-isključne,
   6. specijalne i
   7. sigurnosne.

9.1. KRUTE SPOJNICE

Krute spojnice kruto spajaju dva vratila. Uzdužne ose vratila moraju se poklapati sa veoma malom tolerancijom. Ako vratila nisu koaksijalna (podudarnih uzdužnih osa), dolazi do neravnomernog opterećenja ležaja, do lupanja i pregrevanja. Spojena vratila se mogu posmatrati kao jedno i predstavljaju statičku i dinamičku celinu. Svi udari i neravnomernosti opterećenja sa jednog vratila prenose se na drugo. Ugrađuju se što bliže ležajima. Koriste se za stabilne uslove rada, bez velikih promena temperature i bez preopterećenja. Vratila koja se spajaju treba da su kratka. Mogu da se koriste kao redukcione spojnice, odnosno da spajaju vratila različitog prečnika. Najveća razlika prečnika susednih vratila je od 15 do 20%. Ima više standardnih rešenja ovog tipa spojnice: sa naglavkom, oklopna, sa obodima, Hirtova itd.

9.1.1. Spojnica sa naglavkom

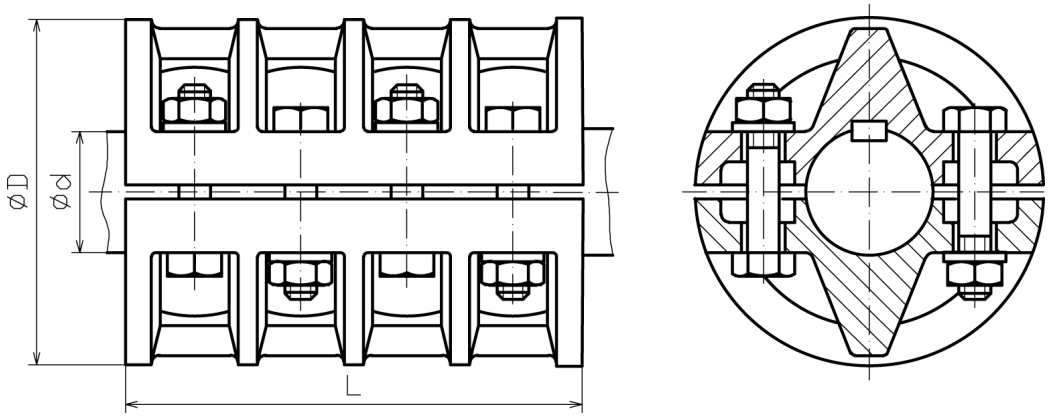
Spojnica sa naglavkom je konstrukciono vrlo jednostavna. Sastoji se iz samo jednog naglavka koji se navuče na oba vratila (sl. 9.1, poz. 3). Obrtni moment se prenosi klinovima (5) i (6) na vratila (1) i (4) koja su spojena naglavkom (3). Kako je klin sa kukom izvor opasnosti, zaštićen je štitnikom (2). Ova spojnica je nepodesna za montažu i demontažu jer zahteva pomeranje vratila za najmanje dužinu spojnice L. Zbog potrebe za dugačkim žljbom za klin ova spojnica ne može biti blizu ležaja. Predviđena je za prečnike $d = 10 \div 100\ mm$. Naglavak je najčešće od Č.0445. Ostale mere su: $D = (1{,}4 - 2)d$ i $L = (2{,}8 - 3{,}8)d$, gde je d – prečnik vratila. Koristi se za spajanje vratila na dizalicama. Ova spojnica je stalnog delovanja.



Sl. 9.1. Kruta spojnica za naglavkom:
1. pogonsko vratilo, 2. štitnik, 3. naglavak, 4. pogonsko vratilo, 5, 6. klin sa kukom

9.1.2. Oklopna spojnica

Oklopna spojnica sastoji se od dva oklopa od sivog liva koja su spojena zavrtnjima (sl. 9.2). Obrtni moment se prenosi trenjem između oklopa, vratila i klina. Ima 6 ili 8 zavrtnjeva. Lako se montira i demontira na vratilo jer je iz dva dela. Gabaritna je i teška. Koristi se za transmisiona vratila za prečnike $d = 25 \div 140\ mm$. Preporuke za dimenzije oklopne spojnice date su u tabeli 9.1.



Sl. 9.2. Oklopna spojnica

Tabela 9.1. Preporuke za dimenzije oklopne spojnice

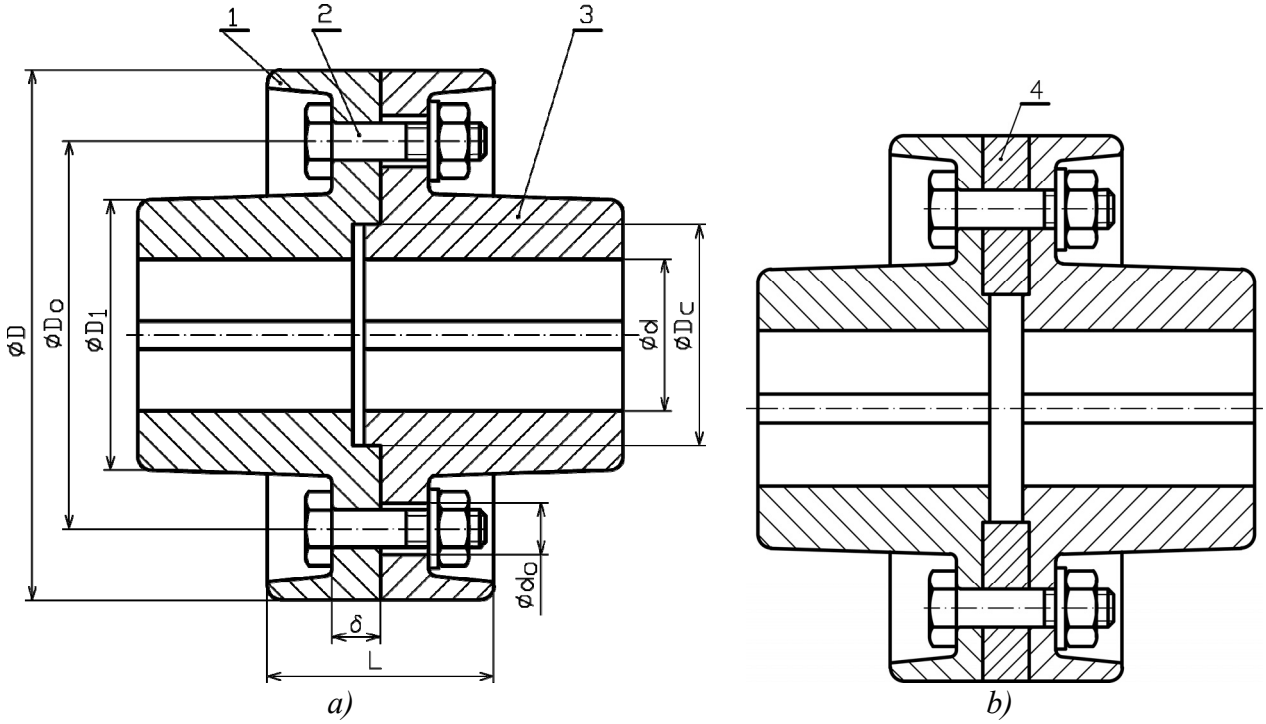
$d\,(mm)$	25 i 30	35 i 40	45 i 50	55 i 60	70	80	90	100	110	125	140
$D\,(mm)$	105	115	140	155	180	195	220	240	270	290	320
$L\,(mm)$	130	160	190	220	250	280	310	350	390	430	490
$G\,(N)$	35	54	78	115	170	210	325	430	705	980	1450

9.1.3. Spojnica sa obodima

Spojnica sa obodom sastoji se iz dva oboda koji mogu biti zajedno sa vratilom (deo vratila) ili zasebno (sl. 9.3). Levi obod spojnice (1) nalazi se na jednom, a desni obod (3) na drugom vratilu. Obodi se spajaju sa vratilom pomoću klinova. Obodi se međusobno spajaju zavrtnjima (2), na koje se prenosi obrtni moment. Obodi se izrađuju od livenog gvožđa. Nakon nabijanja oboda na vratila završno se obrade čeone površine kako bi bile upravne na uzdužnu osu vratila. Vratila su kruto spojena bez mogućnosti da se aksijalno i radijalno pomeraju. Ova spojnica je namenjena za kratka vratila koja su saosna. Ima više različitih konstrukcionih rešenja ove spojnice. Uglavnom se razlikuju po načinu centriranja vratila. Centriranje oboda spojnice može biti sa profilisanim završecima oboda, sl. 9.3, a, gde ulaze jedan u drugi ili sa prstenom za centriranje (sl. 9.3, b, poz. 4). Dimenzije spojnice zavise od prečnika vratila, a prema empirijskim preporukama:
$D = (3{,}2 \div 3{,}5)d + 2\,(cm)$, $D_1 = (1{,}6 \div 1{,}8)d + 2\,(cm)$, $D_o = (2{,}2 \div 2{,}5)d + 2\,(cm)$,
$D_c = (1{,}4 \div 1{,}6)d + 2\,(cm)$, $d_o = (0{,}16 \div 0{,}18)d + 1\,(cm)$, $\delta = (0{,}24 \div 0{,}26)d + 1\,(cm)$ i
$L = (2{,}5 \div 3{,}5)d$. Broj zavrtnjeva usvaja se prema preporuci iz tabele 9.2.

Tabela 9.2. Zavrtnji za spojnicu sa obodima

d (mm)	30÷38	40÷55	60÷75	80÷95	100÷120	130÷150	160÷180	190÷220	230÷270	280÷330	340÷390	400÷500
Broj zavrtnja	4	6	6	6	6	8	8	10	10	10	12	12
d_o (mm)	16	18	22	25	30	35	40	45	55	65	70	90



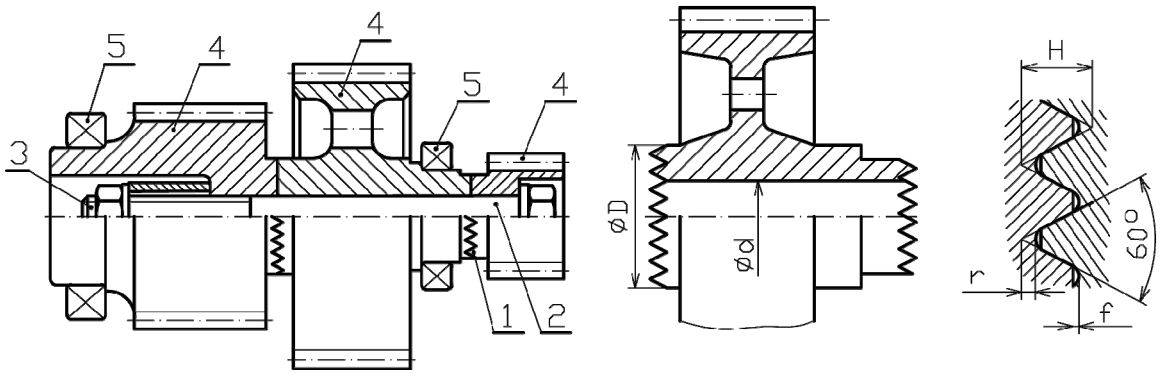
Sl. 9.3. Spojnica sa obodima:
1. levi obod, 2. zavrtnji, 3. desni obod, 4. prsten za centriranje

9.1.4. Hirtova spojnica

Ulogu spojnice imaju krajevi zupčanika (4) koji se spajaju i koji su na čeonim stranama posebno profilisani (1), tako da spojnice kao zasebnog dela nema (sl. 9.4, a i b). Ulogu vratila ima zavrtanj (2). Pritezanjem navrtke (3) profilisani krajevi zupčanika dolaze u kontakt. Vratilo se oslanja u ležajima (5). Ova spojnica je predviđena za spajanje kratkih vratila na čijem kraju su zupčanici i za spajanje delova kolenastih vratila. Zauzima malo mesta. Lako se sklapa. Pogodna je za spajanje različitih elemenata na vratilu koji se mogu često menjati. Jednostavne je konstrukcije. Zahteva veoma preciznu izradu zubaca pošto od njih zavisi centriranje vratila, odnosno koaksijalnost (sl. 9.4, c). Obrtni moment se prenosi trenjem između zubaca. Proračun spojnice bazira na opterećenju zubaca ili opterećenju zavrtnja. Zupci su izloženi naprezanju na savijanje i smicanje, a zavrtanj na uvijanje, savijanje i istezanje. Glavne dimenzije zupčastog profila Hirtove spojnice dati su u tabeli 9.3.

Tabela 9.3. Glavne dimenzije zupčastog profila Hirtove spojnice

Prečnik $D\,(mm)$	Do 30	30 ÷ 60	60 ÷ 120	Preko 120
Broj zubaca z	12	24	48	96
Teorijska visina profila $H\,(mm)$	0,226 · D	0,113 · D	0,0566 · D	0,0283 · D
Radijus zaobljenja $r\,(mm)$	0,3	0,6	0,9	Po izboru
Zazor $f\,(mm)$	0,4	0,6	0,9	Po izboru



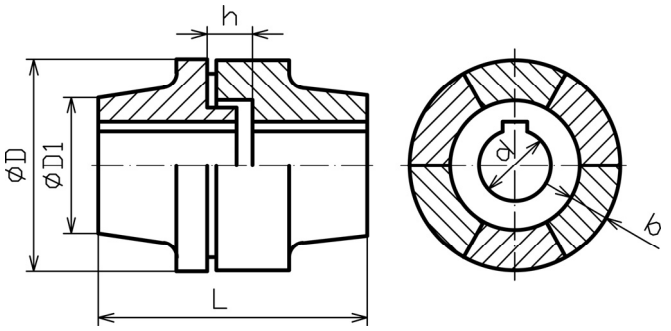
Sl. 9.4. Hirtova spojnica:
1. nazubljeni deo spojnice (zupčanika), 2. zavrtanj, 3. navrtka, 4. zupčanik, 5. ležaj

9.2. DILATACIONE SPOJNICE (UZDUŽNO POKRETLJIVE)

Dilatacione spojnice koriste se za spajanje dugačkih vratila koja se znatno izdužuju zbog zagrevanja i za sva ostala vratila koja aksijalno osciluju. Zadatak im je da omoguće i kompenzuju dilataciju, odnosno aksijalno pomeranje vratila. Ima više konstrukcionih rešenja ove spojnice. Jedna od njih je kandžasta dilataciona spojnica.

9.2.1. Kandžasta dilataciona spojnica

Kandžasta dilataciona spojnica sastoji se od dve glavčine sa po tri kandže koje ulaze jedne u druge (sl. 9.5). Glavčine su spojene sa vratilom pomoću klinova. Koristi se za prečnike $d = 40 \div 200\ mm$. Kandže se podmazuju da bi se smanjilo trenje pri razmicanju i primicanju. Proračun bazira na prečniku vratila, na naprezanju kandži i maksimalnoj dilataciji. Kandže su napregnute na savijanje, smicanje i površinski pritisak. Preporučene dimenzije su: $D = (3 \div 4)d$, $D_1 = (1{,}75 \div 2)d$, $b = 0{,}3 \cdot d + 2{,}5\,(cm)$, $L = (4 \div 5{,}5)d$, a dužina pomeraja h zavisi od dilatacije vratila. Najveća dopuštena dilatacija je do 12 mm za tanja vratila prečnika do $d = 40\ mm$ i do 25 mm za deblja vratila prečnika do $d = 200\ mm$.



Sl. 9.5. Kandžasta dilataciona spojnica

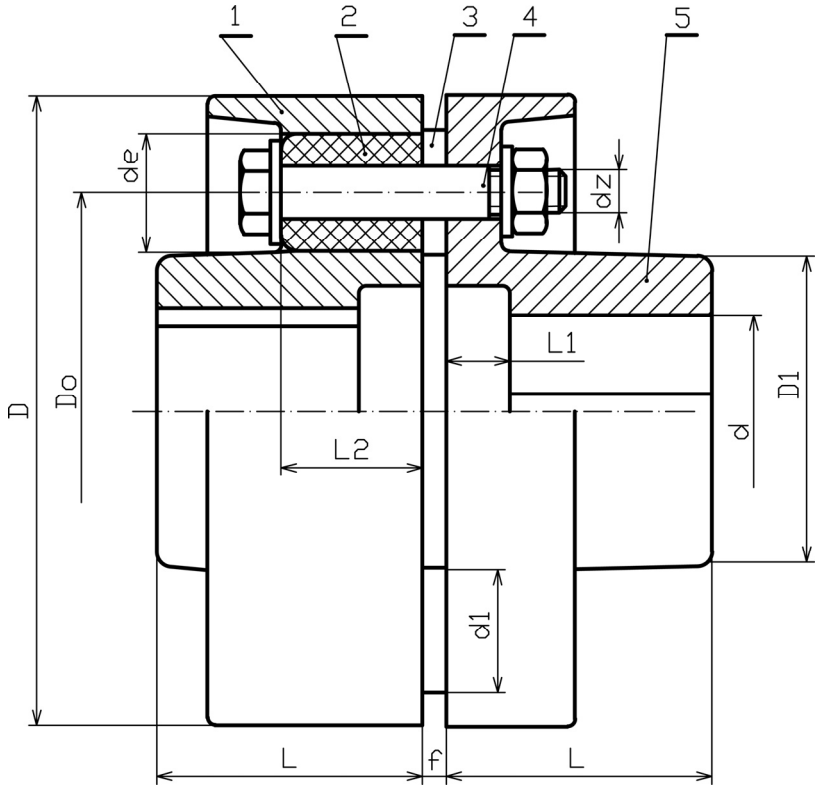
9.3. ELASTIČNE SPOJNICE

Elastične spojnice se koriste za ona vratila koja se međusobno radijalno pomeraju. To su vratila čije se ose ne poklapaju (nisu koaksijalne). Pored toga, elastične spojnice prigušuju promene obrtnog momenta i udare u radu. Ovakvu osobinu imaju zbog elastičnih posrednika u spojnici kao što su: guma, koža, čaure, trake, lamele, opruge itd. Sastoje se od dva oboda koja su elastično spojena. Ima više različitih konstrukcionih rešenja: sa obodima, perifleks i dr.

9.3.1. Elastična spojnica sa obodima

Elastična spojnica sa obodima sastoji se iz dva oboda (1) i (5) koja su spojena zavrtnjima (4). Zavrtnji se nalaze jednim delom u elastičnom ulošku (2) (sl. 9.6). Stablo zavrtnja (4) može biti

cilindrično po ukupnoj dužini ili konusno na delu gde je u sklopu sa elastičnim uloškom. Elastičnost uloška omogućava da se jedan obod u odnosu na drugi radijalno i aksijalno pomeraju, što omogućava pomeranje jednog vratila u odnosu na drugo. Ova spojnica se koristi za spajanje vratila elektromotora sa vratilima prenosnika, za prečnike vratila $d = 30 \div 180\ mm$. Preporuka za ostale dimenzije su: $D \approx 5 \cdot d$, $D_o = 3{,}4 \cdot d$ i $L = 1{,}7 \cdot d + (4 \div 5)\ cm$. Zavrtnji su poprečno opterećeni obimnom silom koja zavisi od obrtnog momenta koji se prenosi i prečnika D_o. Dozvoljeni površinski pritisak između stabla zavrtnja i elastičnih uložaka je $p_d = (2 \div 4)\ N/mm^2$. Glavne mere elastične spojnice sa obodima date su u tabeli 9.4.



Sl. 9.6. Elastična spojnica sa obodima:
1. levi obod spojnice, 2. elastični uložak, 3. odstojna pločica, 4. zavrtanj, 5. desni obod spojnice

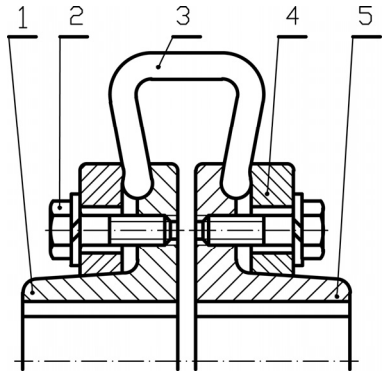
Tabela 9.4. Glavne mere elastične spojnice sa obodima. Date mere su u mm.

d	D	D_o	D_1	L	L_1	L_2	f	d_z	Broj zavrtnj. z	d_1	d_e	M_o $(kNcm)$	$G(N)$
32÷45	120	82	52	62	33	35	4	M12	4	30	28	12,5	44÷48
42÷45	140	100	70	82	33	35	5	M14	6	40	28	33	70÷76
50÷52	170	120	80	112	42	45	6	M16	6	45	36	54,5	132÷144
60÷65	190	140	100	112	42	45	8	M18	8	50	36	71	175÷190
75÷80	220	170	120	142	42	45	8	M20	10	55	36	108	276÷300
85÷90	260	195	135	142	55	55	8	M22	10	60	46	200	408÷445
105÷115	330	245	175	175	70	70	10	M24	10	65	58	405	840÷950
135÷145	410	310	220	215	90	90	12	M24	10	65	72	830	1620÷1750
170÷180	500	380	270	255	110	110	14	M27	10	70	88	1500	2900÷3150

9.3.2. Perifleks spojnica

Perifleks spojnica ima elastičan savijen prsten od gume ili plastične mase (3), koji se spaja pomoću zavrtnjeva (2) i dela za spajanje (4) za obode spojnice (1) i (5) (sl. 9.7). Zahvaljujući elastičnosti

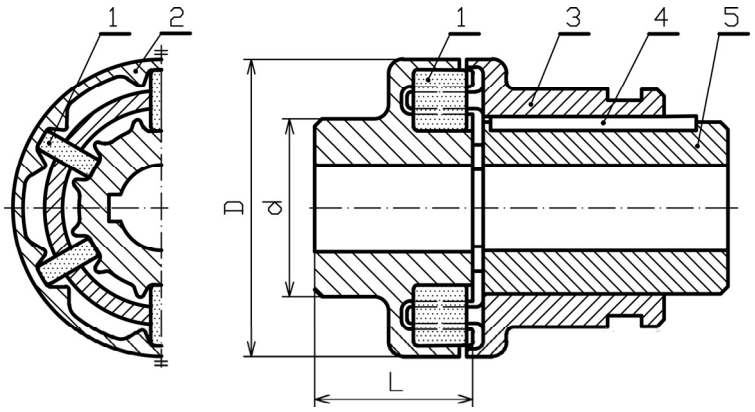
prstena (3) omogućeno je zakretanje oboda (1) u odnosu na obod (5). Koristi se za manje vrednosti broja obrtaja i snage. Stalnog je delovanja. Gumeni prsten se proračunava prema preporuci proizvođača.



Sl. 9.7. Perifleks spojnica:
1. levi obod, 2. zavrtanj, 3. elastični prsten, 4. spojni deo, 5. desni obod

9.3.3. Eupeks spojnica

Kod eupeks spojnice obodi se spajaju pomoću elastičnih uložaka od gume u jednom obodu i izdanaka u drugom obodu koji ulaze između uložaka (sl. 9.8). Drugi obod je sastavljen iz dva dela: nepokretnog i pokretnog sa izdancima. Zahvaljujući pokretljivosti dela sa izdancima gumeni prstenovi se mogu lako zamenjivati. Ova spojnica je uključno-isključna. Uključuje se u mirovanju. Podaci o eupeks spojnici dati su u tabeli 9.5.



Sl. 9.8. Eupeks spojnica:
1. elastični ulošci, 2. levi obod spojnice, 3. klizni deo desnog oboda spojnice, 4. klin, 5. desni obod spojnice

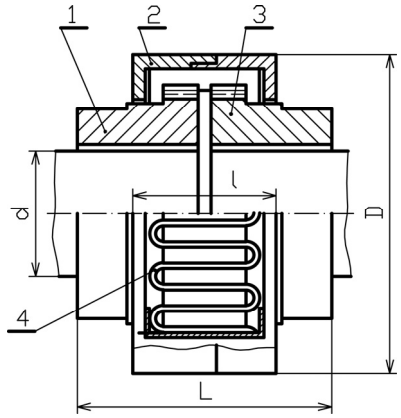
Tabela 9.5. Podaci o eupeks spojnici

Snaga po broju obrtaja u min. P/n (kW/o/min)	0,110	0,019	0,038	0,076	0,13	0,19	0,27	0,42	0,65
d_{max} (mm)	40	50	60	70	90	100	110	120	130
n_{max} (o/min)	4300	3800	3150	2750	2400	2200	2000	1800	1550
D (mm)	155	175	215	255	285	305	335	380	430
L (mm)	65	65	80	100	120	140	160	180	180

9.3.4. Elastična spojnica Bibi

Elastična spojnica Bibi sastoji se iz dve glavčine (1) i (3) koje imaju po obodu zupce naročitog oblika (sl. 9.9). Glavčine se spajaju talasastom opružnom trakom (čeličnom pantljikom) (4) od nekoliko delova koja ulazi u žlebove između zubaca. Pri opterećenju opružna traka naleže na zupce i deformiše se, a slobodna dužina je sve kraća. Ova opruga je vrlo elastična, prima jake udare i kompenzuje aksijalna pomeranja od 4 do 20 mm i zakretanje osa vratila do $1^o15'$. Koristi se za sve obrtne momente do $M_o \leq 850.000\,kNcm$ i za sve brojeve obrtaja i preko 20000 min^{-1}. Primenjuje se za sve prečnike vratila i za teške uslove rada. Broj zubaca je 50-100. U slučaju da čelična

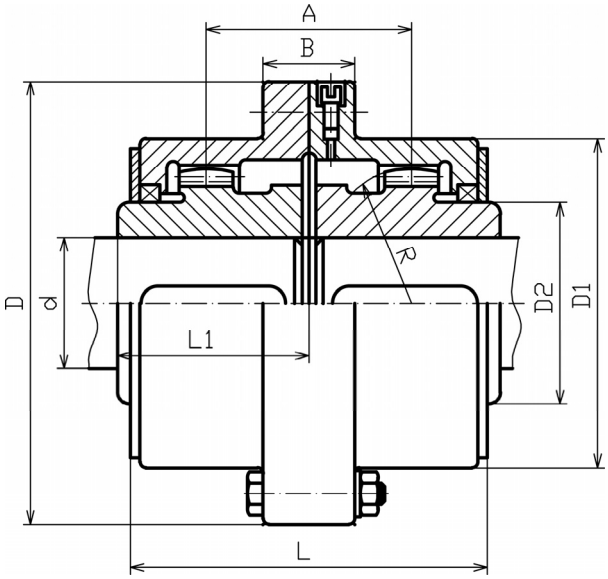
pantljika pukne zaštitu obezbeđuje štitnik (2). Ima vrlo raznovrsnu primenu. Preporuke za osnovne mere su: $D=(2\div3)d$, $L=(1,,7\div2,4)d$ i $l=(1\div2)d$.



Sl. 9.9. Elastična spojnica Bibi:
1. levi obod spojnice, 2. štitnik, 3. desni obod spojnice,
4. elastične pantljike

9.3.5. Zupčasta elastična spojnica Take

Zupčasta elastična spojnica Take sastoji se iz dva oboda, a svaki obod od po dva dela (sl. 9.10). Delovi oboda imaju ozubljenja po spoljašnjem i unutrašnjem obodu koji nisu ravni. Obodi su spojeni zavrtnjima. Ova spojnica omogućava paralelna relativna pomeranja i zakretanja vratila pod malim uglom do max 30´. Unutrašnji delovi oboda se pomeraju i zakreću zahvaljujući specijalnom radijalnom ozubljenju. Namenjena je za prečnike $d=40\div560\,mm$. Stalnog je delovanja. Glavne mere date su u tabeli 9.6.



Sl. 9.10. Zupčasta elastična spojnica Take

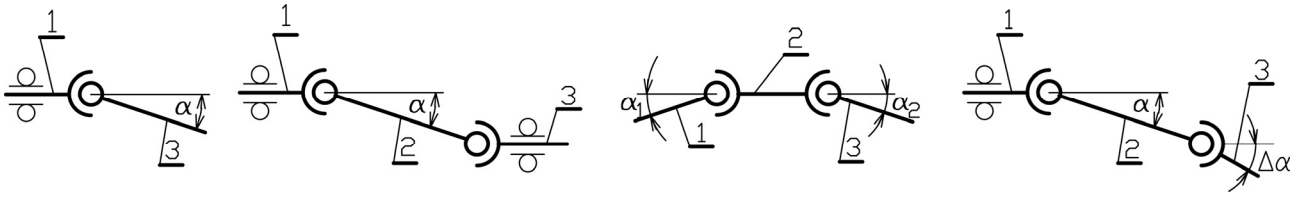
Tabela 9.6. Glavne mere zupčaste elastične spojnice Take. Mere su u mm.

d	D	D_1	D_2	L	A	B	L_1	Broj zubaca z	Modul m (mm)	R	M_o $(kNcm)$	n_{max} (o/min)
40	170	110	55	115	49	34	55	30	2,5	185	71	6300
50	185	125	70	145	75	34	70	38	2,5	245	140	5000
60	220	150	90	170	95	40	85	40	3	335	315	4000
75	250	175	110	215	125	40	105	48	3	430	560	3350
90	290	200	130	235	145	50	115	56	3	430	800	2800
105	320	230	140	255	160	50	125	48	4	510	1180	2500
120	350	260	170	285	185	50	140	56	4	605	1900	2120
140	380	290	190	325	210	50	160	62	4	605	2350	1900
160	430	330	210	335	220	50	165	46	6	570	3000	1700
180	490	390	260	365	245	50	180	56	6	665	5000	1400
220	545	445	300	405	280	60	200	48	8	725	7100	1250

250	590	490	340	485	350	60	240	54	8	825	10000	1120
280	680	555	380	525	375	70	260	48	10	980	15000	1000
320	730	610	420	565	405	70	280	54	10	1080	20000	900
360	780	660	480	645	480	70	320	58	10	1175	25000	800
400	900	755	530	705	535	90	350	56	12	1235	37500	710
450	1000	855	630	805	625	90	400	64	12	1530	56000	630
500	1100	950	710	905	710	110	450	72	12	1530	75000	560
560	1250	1050	800	975	730	110	485	80	12	1725	100000	500

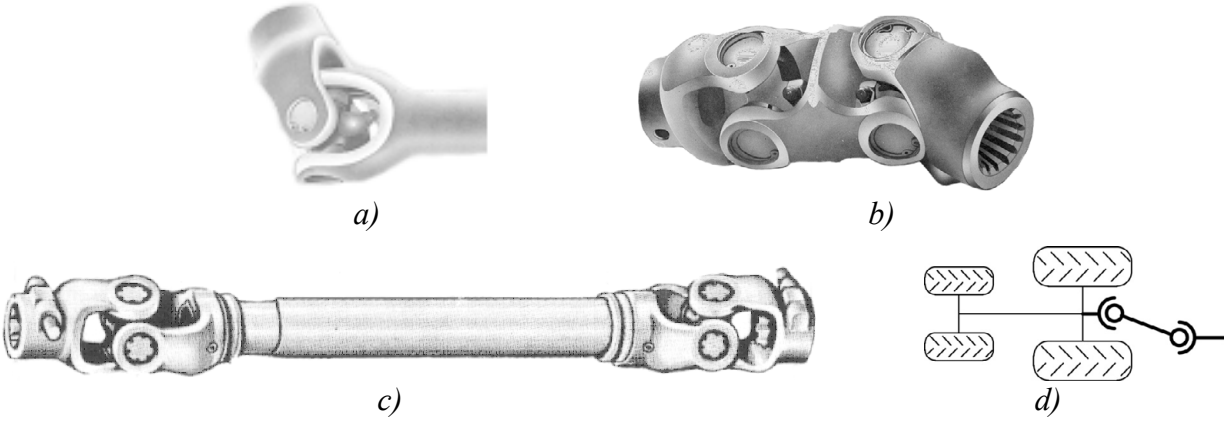
9.4. ZGLAVKASTE SPOJNICE

Zglavkaste spojnice koriste se za prenos obrtnog momenta na vratila koja nisu saosna, već se seku pod uglom zakretanja α. Imaju široku primenu na vozilima, poljoprivrednim i drugim gabaritnim mašinama. Nedostatak ove spojnice je taj što pri jednolikom obrtanju pogonskog vratila (1), gonjeno vratilo (3) se obrće neravnomerno (sl. 911, a). Gonjeno vratilo kontinualno menja brzinu obrtanja. U toku samo jednog obrtaja dva puta ubrzava i dva puta usporava obrtanje, što izaziva pojavu unutrašnjih dinamičkih inercijalnih sila. Neravnomernost obrtanja gonjenog vratila je veća što je ugao zakretanja α veći. Ugao zakretanja treba da se kreće do 30°. U slučaju da je veći ugao zakretanja od 30 ° javljaju se velike inercijalne sile i vibracije koje mogu da dovedu do oštećenja, čak i do trenutnog loma vratila. Ovaj nedostatak se eleminiše uvođenjem dve zglavkaste spojnice, odnosno jednog međuvratila (2), ali da su pri tome pogonsko (1) i gonjeno (3) vratilo paralelni (sl. 9.11, b), ili da su im uglovi zakretanja isti $\alpha_1 = \alpha_2$ (sl. 9.11, c). U slučaju da uglovi zakretanja α_1 i α_2 nisu isti, već se pojavi razlika uglova $\Delta\alpha > 30^\circ$ (sl. 9.11, d) pojaviće se isti problem. Kardan-Hukova spojnica je najrasprostranjenija zglavkasta spojnica (sl. 9.12, a). Sastoji se iz dve viljuške i krstaka koji ih spaja. Krstak se oslanja u četiri igličasta ležaja. Da bi se povećao ugao zakretanja konstruisana je udvojena Kardan-Hukova spojnica koja omogućava ugao zakretanja do 60° (sl. 9.12, b). Međutim, u ovakvoj spojnici ima osam ležaja, što otežava održavanje. Dve Kardan-Hukove spojnice sa pogonskim, međuvratilom i gonjenim vratilom predstavljaju kardanovo vratilo, kako se najčešće kod nas naziva (sl. 9.12, c). Kardanovo vratilo ima veliku primenu pri prenosu obrtnog momenta sa priključnog vratila traktora na obrtne elemente priključnih mašina (sl. 9.12, d).



a) *b)* *c)* *d)*

Sl. 9.11. Zglavkasta spojnica:
1. pogonsko vratilo, 2. međuvratilo, 3. gonjeno vratilo



a) *b)*

c) *d)*

Sl. 9.12. Kardan-Hukova spojnica

9.5. UKLJUČNO-ISKLJUČNE SPOJNICE

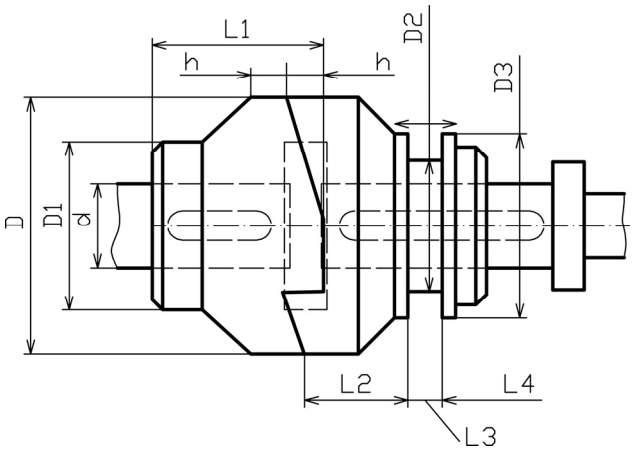
Uključno-isključne spojnice su one spojnice koje nisu stalnog delovanja, tj. uključuju ili isključuju se bez montaže, odnosno demontaže. Mogu biti:

- spojnice koje se uključuju u stanju mirovanja i
- spojnice koje se uključuju u radu.

Spojnice koje se uključuju u stanju mirovanja koriste se kada ih nije potrebno često uključivati, odnosno isključivati. U ovu grupu svrstava se pokretna kandžasta spojnica.

9.5.1. Pokretna kandžasta spojnica

Pokretna kandžasta spojnica po konstrukciji podseća na dilatacionu kandžastu spojnicu. Razlikuju se po tome što se jedan deo spojnice (glavčina-obod) pomera uzduž po vratilu (sl. 9.13). Za pomeranje glavčine koristi se poseban alat (viljuška). Najčešće ima tri kandže, a može i više. Pri proračunu potrebno je proveriti kandže na savijanje i površinski pritisak. Primenjuju se za prečnike do $d \le 120\ mm$, za lake i male mašine koje rade sa vrlo malim brojem obrtaja. Preporučene mere su: $D = 2{,}3 \cdot d + 4\,(cm)$, $D_1 = 1{,}8 \cdot d + 2\,(cm)$, $D_2 = 1{,}5 \cdot d + 1{,}2\,(cm)$, $D_3 = 1{,}9 \cdot d + 2{,}5\,(cm)$, $h = 0{,}3 \cdot d + 1\,(cm)$, $L_1 = 1{,}4 \cdot d + 5\,(cm)$, $L_2 = d + 2\,(cm)$, $L_3 = 0{,}5 \cdot d + 0{,}5\,(cm)$ i $L_4 = 0{,}3 \cdot d + 0{,}5\,(cm)$.



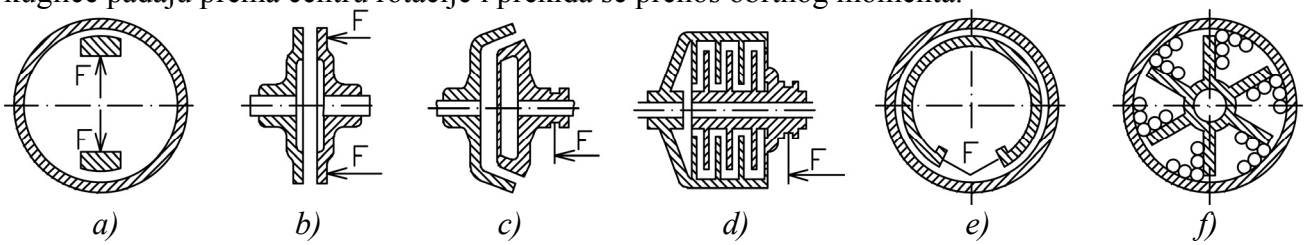
Sl. 9.13. Pokretna kandžasta spojnica

9.5.2. Frikcione uključno-isključne spojnice

Frikcione uključno-isključne spojnice imaju čestu primenu i različito su konstrukciono rešene. Uključuju se u toku rada pod opterećenjem (sl. 9.14). Uključivanje frikcionih spojnica je meko i postepeno, bez udara. Ove spojnice amortizuju nagla preopterećenja i udare, te tako štite ostale delove od oštećenja. Usled preopterećenja dolazi do proklizavanja dodirnih frikcionih površina. Pri tome se habaju i zagrevaju tarne površine. Stoga je bitno da imaju veliku površinu zračenja (da je slobodan prostor oko njih) ili da se predvidi posebno hlađenje ako se često uključuju odnosno isključuju. Materijal kojim se oblažu dodirne površine može biti raznovrstan: čelik, čelični liv, liveno gvožđe, bronza, mesing, koža, azbest, keramika. Posebno se proračunavaju dodirne površine. Određuje se potrebna sila pritiska na dodirne površine na osnovu obimne sile i koeficijenta trenja. Proverava se zagrevanje. Ovoj grupi pripadaju različita rešenja frikcionih spojnica (sl. 9.14), zatim domenblankova, elektromagnetna i dr.

Uključivanje frikcionih spojnica može biti na različite načine: priljubljivanjem papuče uz cilindričnu površinu (sl. 9.14, a), pritiskanjem cilindričnog (sl. 9.14, b) ili konusnog oboda (sl. 9.14, c) uz drugi obod, dok se ne postigne dovoljno trenje između. Za češće uključivanje i prenošenje većeg obrtnog momenta koristi se cilindrična spojnica sa lamelama (sl. 9.14, d). Uključivanje frikcione spojnice može se postići i prijanjanjem trake uz cilindričnu površinu (sl. 9.14, e). Spoj između pogonskog i gonjenog dela spojnice može se postići kuglicama (sl. 9.14, f). Kada je dovoljan broj obrtaja pogonskog dela spojnice, kuglice se usled centrifugalne sile priljube uz obod i

uspostavljaju vezu između dva oboda i tako prenose obrtni moment. Kada opadne broj obrtaja, kuglice padaju prema centru rotacije i prekida se prenos obrtnog momenta.

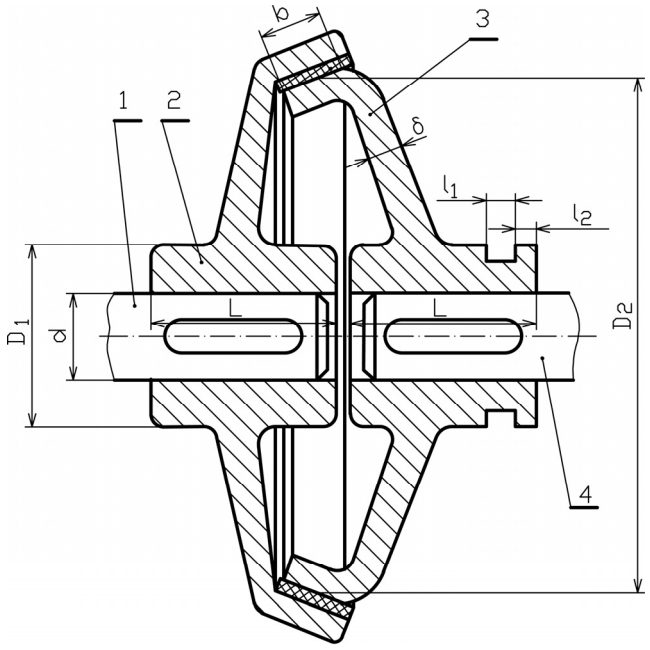


a) *b)* *c)* *d)* *e)* *f)*

Sl. 9.14. Frikcione uključno-isključne spojnice

9.5.3. Konusna frikciona spojnica

Konusna frikciona spojnica sastoji se iz pogonskog oboda (2) koji se ne može aksijalno pomerati po pogonskom vratilu (1). Gonjeni obod (3) je aksijalno pomerljiv po vratilu (4), pri čemu se ostvaruje ili ne ostvaruje dodir između konusnh dodirnih površina širine b (sl. 9.15).



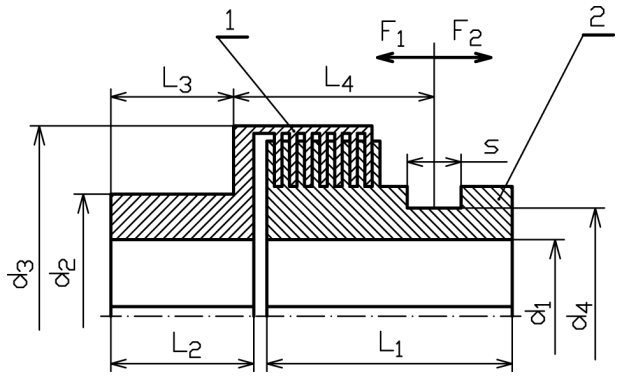
Sl. 9.15. Konusna frikciona spojnica: 1. pogonsko vratilo, 2. pogonski obod, 3. gonjeni obod, 4. gonjeno vratilo

Pomeranje gonjenog oboda ostvaruje se pomoću viljuške koja se postavlja u odgovarajući žleb l_1. Aksijalna sila potrebna za pomeranje gonjenog oboda je znatna, te se zbog toga koristi za prečnike vratila do $d \le 120\ mm$. Osnovne glavne mere ove spojnice su: $D_1 = 1{,}8 \cdot d + 2\,(cm)$, $D_2 = (5 \div 8)d$, $\delta = 0{,}1 \cdot d + 0{,}8\,(cm)$, $L = 1{,}7 \cdot d$, $l_1 = 0{,}5 \cdot d + 0{,}5\,(cm)$ i $l_2 = 0{,}3 \cdot d + 0{,}6\,(cm)$. Širina konusne površine b se određuje iz potrebne obimne sile koju spojnica treba da prenosi.

9.5.4. Frikciona uključno-isključna lamelasta spojnica

Za veća opterećenja koristi se frikciona uključno-isključna spojnica sa više lamela. Broj lamela zavici od obrtnog momenta koji se prenosi. Ima više različitih konstrukcionih rešenja ove spojnice. Prikaz osnovnih delova dat je na sl. 9.16. Gonjeni obod (2) je pokretljiv po vratilu mehaničkim delovanjem pomoću ručice za pomeranje koja se postavi u žleb širine s. Pomeranjem oboda (2) uspostavlja se dodir lamela ovog oboda sa lamelama pogonskog oboda (1) i prenos obrtnog momenta sa jednog na drugo vratilo. Ovaj tip spojnice ima široku primenu, npr. za spajanje kolenastog vratila motora sa unutrašnjim sagorevanjem i transmisionog uređaja (menjača) vozila (automobila, traktora, kombajna i sl.). Karakteristike ove spojnice date su u tabeli 9.7. Sila F_1 je sila potrebna da se spojnica uključi, a sila F_2 da se isključi. Spojnica treba da prenese na kratko maksimalni obrtni moment M_{max} koji treba da je veći za dva do tri puta od radnog M_r, tj.

$M_{max} = (2 \div 3) M_r$. Radni obrtni moment M_r nešto je manji od obrtnog momenta pri kojem spojnica počinje da proklizava M_1.



Sl. 9.16. Šematski prikaz frikcione uključno-isključne lamelaste spojnice: 1. pogonski obod, 2. gonjeni obod

Tabela 9.7. Karakteristike frikcione uključno-isključne lamelaste spojnice

Oznaka	Mere u mm									Sile (N)		Obrtni momenti (Nm)		Broj obrtaja (o/min)	Masa (kg)
	d_1	d_2	d_3	d_4	L_1	L_2	L_3	L_4	s	F_1	F_2	M_1	M_2	n_{max}	G
4	30	70	82	55	60	35	29	47,5	10	100	50	40	55	3000	1,6
6.3	35	80	92	60	60	40	34	47,5	10	120	50	63	90	3000	1,8
10	40	90	110	70	70	40	34	56	10	150	60	100	140	3000	3,5
16	45	90	120	85	75	50	44	58	15	300	100	160	220	2500	5,0
25	50	100	130	85	78	50	42	61	15	400	120	250	350	2200	6,5
40	65	120	160	105	97	60	52	79	15	500	160	400	550	2000	15
63	70	140	180	130	111	70	60	91	18	700	200	630	900	1800	19
M_1 - obrtni moment pri kojem spojnica počinje da proklizava, M_2 - obrtni moment pri kojem spojnica proklizava															

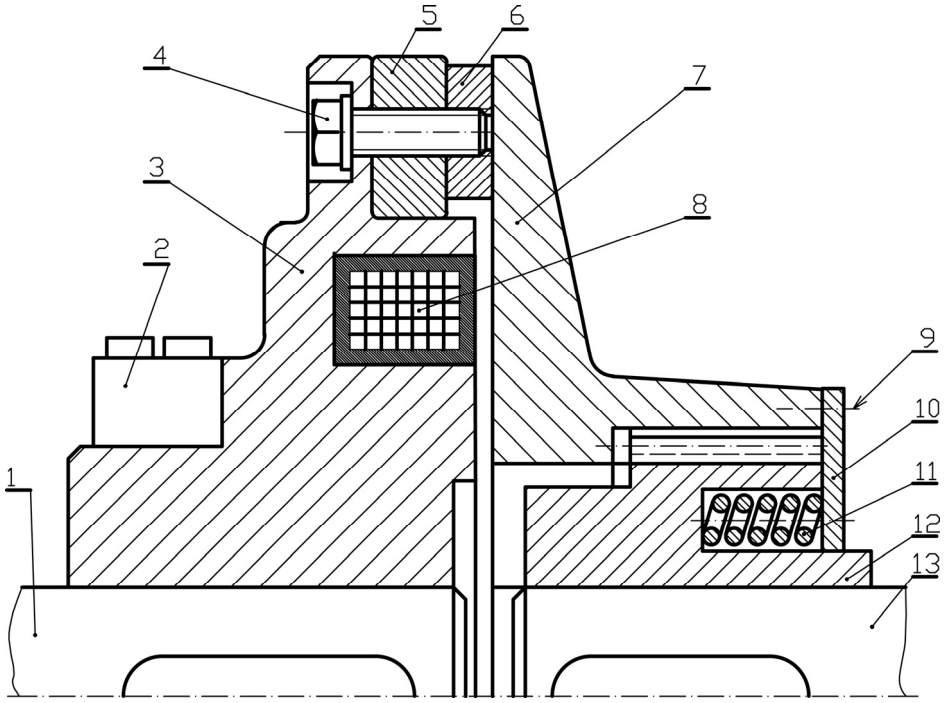
9.5.5. Elektromagnetna frikciona spojnica

Ima više različitih konstrukcionih rešenja elektromagnetnih frikcionih spojnica. Rade na principu privlačenja gonjenih delova spojnice prema pogonskim pomoću elektromagneta, čime se ostvaruje prenos kretanja sa jednog na drugo vratilo. Po isključenju elektromagneta, opruga razdvaja delove spojnice i prekida se prenos kretranja sa jednog na drugo vratilo.

Jednostavna elektromagnetna frikciona uključno-isključna spojnica koja se aktivira posredstvom rukovaoca prikazana je na sl. 9.17. Ova spojnica sastoji se iz dve celine, jedna je na pogonskom, a druga na gonjenom vratilu. Pogonski obod spojnice (3) je pomoću klina spojen sa pogonskim vratilom (1). Gonjeni obod spojnice sastoji se iz dva dela, kliznog oboda (7) i oboda (12). U pogonskom obodu spojnice je elektromagnet (8) koji se napaja jednosmernom strujom (2) preko četkica (5). Neposredan kontakt između oboda spojnice je preko kliznog koluta (6). Obod (12) klinom je spojen sa gonjenim vratilom (13). Zahvaljujući ozubljenju između oboda, obod (7) kliza po obodu (12) privučen elektromagnetom. Po prestanku dejstva elektromagneta, opruga (11) pomera obod (7) i dva vratila se razdvajaju.

9.6. SPECIJALNE SPOJNICE

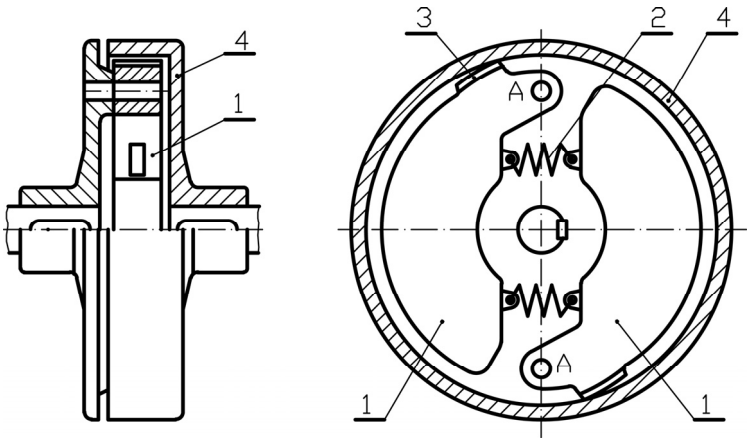
Specijalne spojnice koriste se za spajanje vratila pri specijalnim uslovima ili zahtevima, npr. samo pri određenom broju obrtaja ili samo u jednom smeru itd. To su: centrifugalne, jednosmerne, sinhronizacione i sigurnosne spojnice. Međutim, sigurnosne spojnice se mogu svrstati u posebnu grupu.



Sl. 9.17. Elektromagnetna spojnica:
1. pogonsko vratilo, 2. izvor jednosmerne struje, 3. pogonski obod spojnice, 4. zavrtanj, 5. četkice, 6. klizni kolut, 7. klizni obod spojnice, 8. elektromagnet, 9. zavrtanj, 10. graničnik, 11. opruga, 12. obod spojnice, 13. gonjeno vratilo

9.6.1. Centrifugalne spojnice

Centrifugalne spojnice spajaju dva vratila pri određenoj brzini obrtanja. Najčešće se koriste za spajanje vratila elektromotora i vratila radne mašine. Motor se uključi neopterećen i tek kada postigne odgovarajući broj obrtaja, spojnica spaja priključno vratilo motora sa vratilom radne mašine zahvaljujući centrifugalnoj sili koja razmiče i spaja obode. Tegovi (1) sa papučama (3) su na jednom vratilu, a doboš (4) je na drugom. Dva tega (1) usled centrifugalne sile razmicaće se obrtanjem oko svojih osovinica A (sl. 9.18). Pri određenoj brzini i centrifugalnoj sili tegovi će pritisnuti doboš (4) i omogućiti prenošenje obrtnog momenta sa jednog na drugo vratilo. Kada se smanji broj obrtaja, smanji će se i centrifugalna sila, opruge (2) će privući tegove i prenos kretanja se prekida.

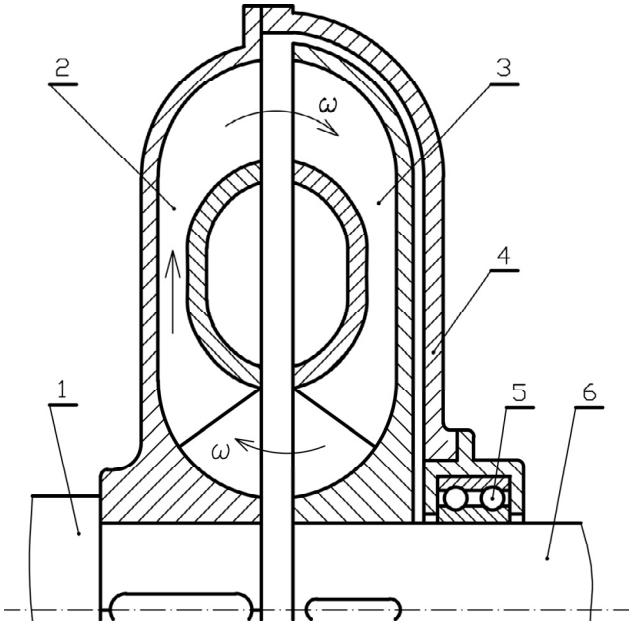


Sl. 9.18. Centrifugalna spojnica za uključivanje pri određenoj brzini vratila:
1. teg, 2. opruga, 3. papuča, 4. doboš

9.6.2. Hidrodinamička spojnica

Hidrodinamička spojnica prenosi kretanje samo pri određenom broju obrtaja vratila u jednom smeru. Levi obod spojnice ili, kako se najčešće naziva kolo pumpe (2) klinom je spojeno za

pogonsko vratilo (1) i zajedno se obrću (sl. 9.19). Desni obod spojnice ili kolo turbine (3) spojeno je klinom za drugo vratilo (6). U unutrašnjosti oboda nalaze se obrtne lopatice pumpe i lopatice turbine. Zapremina unutrašnjosti kola napunjena je uljem oko 85 % ukupne zapremine. Obrtanjem pogonskog vratila (1) obrće se kolo pumpe (2) i lopatice u njemu, pri čemu se stvara kinetička energija ulja koja se prenosi u kolo turbine (3). Usled pokretanja ulja dolazi do obrtanja desnog oboda i do obrtanja gonjenog vratila (6). Ulje dobija dovoljnu kinetičku energiju za pokretanje kola turbine samo pri određenom broju obrtaja.



Sl. 9.19. Hidrodinamička spojnica: 1. pogonsko vratilo, 2. kolo pumpe, 3. kolo turbine, 4. kućište, 5. ležaj, 6. gonjeno vratilo

9.7. SIGURNOSNE SPOJNICE

Sigurnosne spojnice su takve spojnice koje pored svoje osnovne funkcije imaju zadatak da zaštite pogonsko vratilo od preopterećenja. Usled preopterećenja gonjenog vratila sigurnosna spojnica automatski vrši prekid veze između dva vratila. Tok energije i kretanja prekida se bez intervencije čoveka ili nekog mehanizma van spojnice.

Osim toga, određeni tipovi sigurnosnih spojnica imaju ulogu da signaliziraju prekid toka kretanja sa pogonskog na gonjeno vratilo. Pri prekidu toka kretanja dolazi do proklizavanja delova spojnice što izaziva prodoran zvuk koji obaveštava rukovaoca da je došlo do prekida kretanja. Ovo je veoma bitno kod sejalica, sadilica, vadilica i sl. čiji su radni organi u zemljištu te se ne vide.

Sigurnosne spojnice treba da su što bliže onim delovima kod kojih se očekuje preopterećenje. Treba da se ugrađuju u sledećim slučajevima:

- kod mašina sa preopterećenjima (udarima) koji se ne mogu sa sigurnošću predvideti (mašine za krčenje terena, mašine za rad u kamenitom zemljištu, vitla...);
- kod mašina koja obrađuju nehomogen materijal (zemljište, biljnu masu...). To su poljoprivredne, građevinske, meliorativne, rudarske mašine i sl.;
- kod mašina koje ne mogu biti pod stalnom kontrolom čoveka (tehnološke linije) i
- Za osetljive i precizne mehanizme kod kojih bi preopterećenje izazvalo netačan rad.

Sigurnosne spojnice treba da imaju sledeće konstrukciono - eksploatacione karakteristike:

- da brzo, tačno i na vreme aktiviraju svoje sigurnosne sposobnosti pri uvek istoj zadatoj graničnoj vrednosti obrtnog momenta;
- da je omogućeno podešavanje graničnog obrtnog momenta (momenta isključivanja) i
- da su sposobne da automatski obnove prekinutu vezu kada prestane preopterećenje.

Karakteristike sigurnosnih spojnica definišu se analitičkim pokazateljima rada kao što su: koeficijent tačnosti isključivanja, koeficijent osetljivosti aktiviranja, koeficijent preopterećenja itd.

Sigurnosne spojnice se dele prema:

A.) Vrsti prekida veze na:

1. spojnice sa trajnim prekidom veze. To su one spojnice koje svoju funkciju, posle prekida veze, nastavljaju posredstvom čoveka nakon zamene polomljenog sigurnosnog dela u spojnici (čivije, zavrtnja itd.). Koriste se u onim slučajevima kada su preopterećenja retka i kada je spojnica na pristupačnom mestu;

2. spojnice sa privremenim prekidom veze. To su one spojnice koje uspostavljaju svoju funkciju, nakon prekida toka kretanja i nakon prestanka preopterećenja, automatski bez posredstva čoveka. Koriste se u onim slučajevima kada su preopterećenja česta i kada je spojnica na nepristupačnom mestu.

B.) Vrsti veze koja obezbeđuje sigurnosnu funkciju:

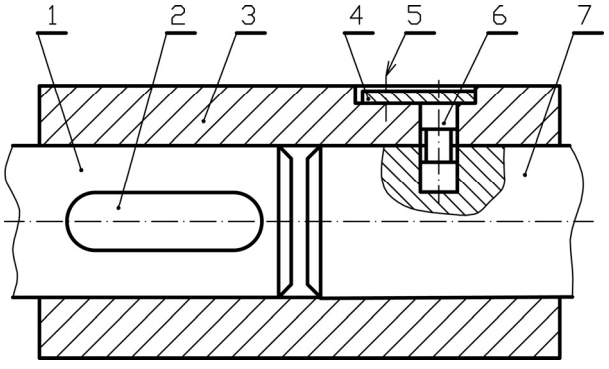
- kinematičke,
- dinamičke i
- kombinovane.

Kinematičke sigurnosne spojnice su one spojnice kod kojih sigurnosnu funkciju obezbeđuju neki delovi strogo određene i ograničene čvrstoće, koji se pri preopterećenju lome i tako prekidaju kinematičku vezu. Najjednostavnije spojnice iz ove grupe su spojnice sa čivijom.

9.7.1. Sigurnosne spojnice sa čivijom

Sigurnosne spojnice sa čivijom mogu biti različito konstrukciono izvedene. Čivija može biti postavljena radijalno ili aksijalno u odnosu na vratila.

Sigurnosna spojnica sa radijalno postavljenom čivijom sastoji se iz jednog naglavka (3) koji je sa pogonskim vratilom (1) spojen klinom (2) (sl. 9.20). Drugo gonjeno vratilo (7) je u spoju sa naglavkom pomoću čivije (6). Čivija je osigurana od ispadanja sa pločicom (4) i zavrtnjem (5). Kada dođe do preopterećenja čivija se lomi i tako prekida kontakt između naglavka i gonjenog vratila. To je spojnica sa trajnim prekidom veze. Veza se uspostavlja zamenom čivije. Nova čivija mora imati odgovarajuće dimenzije i zateznu čvrstoću. Čivija se proračunava prema graničnom momentu isključivanja. Ova spojnica je jednostavne konstrukcije. Koristi se tamo gde se retko javljaju preopterećenja ili je na pristupačnom mestu.

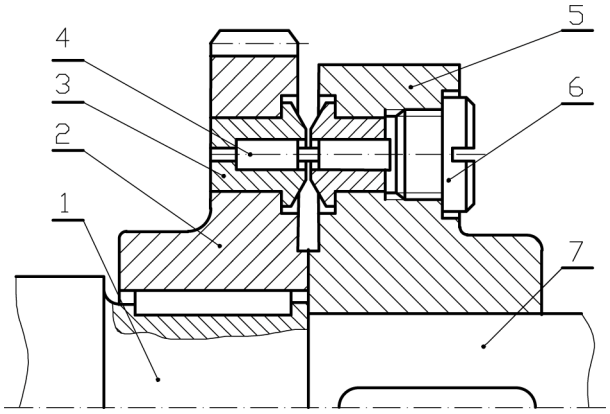


Sl. 9.20. Sigurnosna spojnica sa radijalno postavljenom čivijom:
1. pogonsko vratilo, 2. klin, 3. naglavak, 4. pločica, 5. zavrtanj, 6. čivija, 7. gonjeno vratilo

Sigurnosna spojnica sa aksijalno postavljenom čivijom sastoji se oboda (2) i (5) koji su spojeni sigurnosnom čivijom (4) koja se nalazi u kaljenim čaurama (3), a od ispadanja obezbeđena je zavrtnjem (6) (sl. 9.21). Kod ovog rešenja jednostavnija je zamena polomljene čivije.

Dinamičke sigurnosne spojnice su one spojnice koje pod dejstvom sile pritiska na oprugu vrše proklizavanje dodirnih površina spojnice. Kod ovih sigurnosnih spojnica tok energije se ne prekida sasvim, već se transformiše u toplotu. To su spojnice sa privremenim prekidom veze, koja se nakon

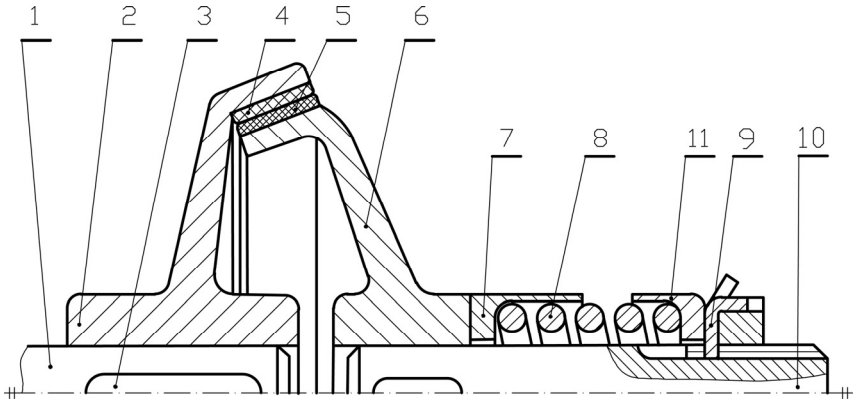
prestanka preopterećenja automatski uspostavlja. Najpoznatije spojnice ove grupe su: frikciona konusna i frikciona cilindrična sigurnosna spojnica.



Sl. 9.21. Sigurnosna spojnica sa aksijalno postavljenom čivijom: 1. pogonsko vratilo, 2. pogonski obod, 3. kaljena čaura, 4. sigurnosna čivija, 5. gonjeni obod, 6. zavrtanj, 7. gonjeno vratilo

9.7.2. Frikciona konusna sigurnosna spojnica

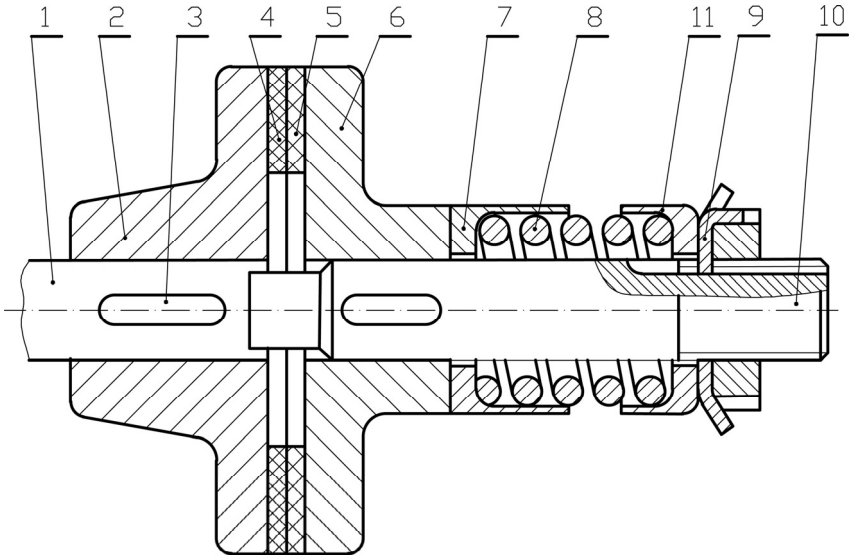
Frikciona konusna sigurnosna spojnica sastoji se iz oboda (2) koji je sa vratilom (1) spojen klinom (3) (sl. 9.22). Drugi obod spojnice (6) je spojen sa vratilom (10) pomoću klina. Površine oboda (4) i (5) koje se dodiruju su konusne i obložene frikcionim materijalom koji ima veliki koeficijent trenja. Obod (6) je pritisnut oprugom (8) koja se nalazi u vođicama (7) i (11). Kada dođe do preopterećenja javlja se povećana sila između dodirnih površina oboda koja potiskuje oprugu (8) i obodi se razmiču tako da nisu više u kontaktu i prenos kretanja sa jednog na drugo vratilo prestaje. Kada prestane preopterećenje spojnice, smanji se sila usled čega se opruga vraća u prvobitni položaj. Opruga potiskuje obod (6) koji se spaja sa obodom (2) i tako se automatski uspostavlja veza i zajedničko obrtanje oba vratila. Isključenje i uključenje ove spojnice je postepeno, bez udara. Sabijenost opruge se može podešavati pomoću navrtke sa osiguračem (9), čime se podešava obrtni moment na kojem će doći do isključivanja spojnice. Ova spojnica ima primenu u poljoprivrednim mašinama.



Sl. 9.22. Frikciona konusna sigurnosna spojnica: 1. pogonsko vratilo, 2. pogonski obod, 3. klin, 4 i 5. frikcione obloge, 6. desni obod, 7. vođica za oprugu, 8. opruga, 9. navrtka za regulisanje sabijenosti opruge, 10. gonjeno vratilo, 11. vođica

9.7.3. Frikciona cilindrična sigurnosna spojnica

Ova spojnica, kao i prethodna, ima primenu na poljoprivrednim mašinama i slične su konstrukcije. Sa vratilom (1), pomoću klina (3), spojen je obod spojnice (2) na kome se nalazi obloga od frikcionog materijala (4) koja može biti učvršćena zavrtnjima (sl. 9.23). Drugi obod spojnice (6) aksijalno je pomerljiv duž vratila (10). Obod (6) potiskuje cilindrična opruga (8) tako da su radne površine spojene. Sila pritiska opruge reguliše se navrtkom (9). Gonjeno vratilo (10) ima ispust koji služi za centriranje vratila. Kada nastupi preopterećenje, tj. obrtni moment pređe granični moment trenja, cilindrične frikcione površine će proklizati, što obezbeđuje privremen prekid prenosa obrtnog momenta sa pogonskog na gonjeno vratilo. Kod ove spojnice je naglo prekidanje toka kretanja kao i ponovno uspostavljanje veze. Pri tome dolazi do zagrevanja i habanja frikcionih obloga (4) i (5).

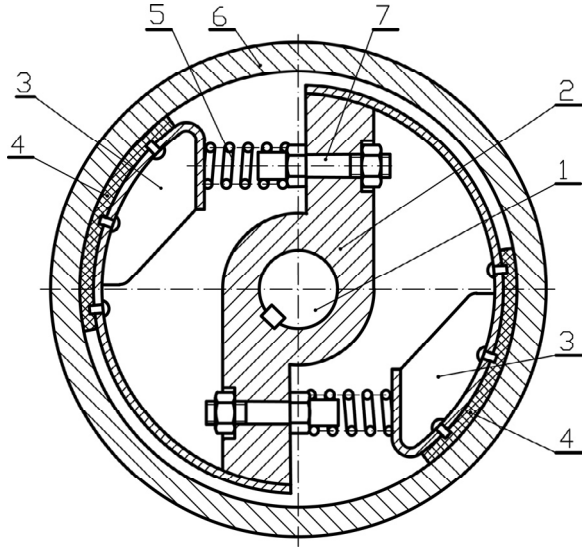


Sl. 9.22. Frikciona cilindrična sigurnosna spojnica:
1. pogonsko vratilo, 2. levi obod, 3. klin, 4 i 5. frikcione obloge, 6. desni obod, 7. vođica za oprugu, 8. opruga, 9. navrtka za regulisanje sabijenosti opruge, 10. gonjeno vratilo, 11. vođica

Kombinovane sigurnosne spojnice su one koje silom pritiska na oprugu deluju na posebno oblikovane delove spojnice (kandže, zupce, grebene...) koji usled preopterećenja proklizavaju. To proklizavanje je propraćeno prodornim zvučnim signalom. Imaju primenu na poljoprivrednim mašinama. U ovu grupu svrstavaju se sigurnosne spojnice: sa frikcionim dodirom, sa grebenima, zupčaste, sa kuglicama, kandžaste itd.

9.7.4. Sigurnosna spojnica sa frikcionim dodirom (sa papučama)

Sigurnosna spojnica sa frikcionim dodirom **(**sa papučama) ima cilindričnu dodirnu površinu (sl. 9.24). Deo spojnice, traverza (2) je klinom spojena sa pogonskim vratilom (1). Traverza je pomoću zavrtnjeva (7) i opruga (5) spojena za dve papuče (3) i frikcione obloge (4). Usled dejstva opruga papuče su u dodiru sa dobošem (6) koji je čvrsto spojen sa gonjenim vratilom. Veličina sile pritiska između obloge i doboša reguliše se oprugama (5), tj. reguliše se vrednost graničnog momenta uključivanja i isključivanja. Kada se na gonjenom vratilu javi obrtni moment veći od graničnog momenta isključivanja, dolazi do proklizavanja ili potpunog odvajanja papuče od doboša, čime se prekida tok kretanja sa jednog na drugo vratilo. Kada prestane preopterećenje, opruga vraća papuče u kontakt sa dobošem i kretanje se uspostavlja.

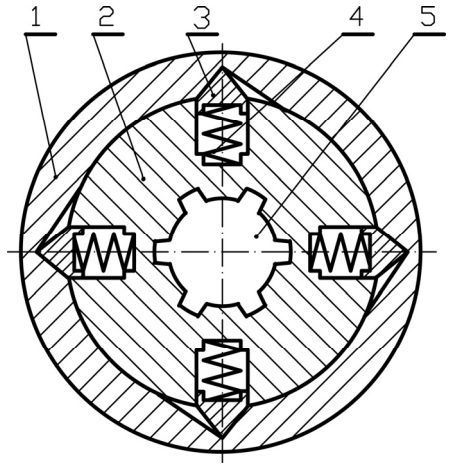


Sl. 9.24. Sigurnosna spojnica sa frikcionim dodirom (sa papučama):
1. pogonsko vratilo, 2. traverza, 3. papuča, 4. frikciona obloga, 5. opruga, 6. doboš, 7. zavrtanj

9.7.5. Sigurnosna spojnica sa grebenima

Sigurnosna spojnica sa grebenima sastoji se iz oboda (2) koji se pomoću žlebova spaja sa vratilom (5) (sl. 9.25). U obodu (2) nalaze se rupe u kojima su opruge (4) i grebeni (3). U obodu (1) su profilisani žlebovi u koje delimično ulaze grebeni, spajaju obode i tako prenose kretanje sa jednog na drugo vratilo.

Kada dođe do preopterećenja, sila koja pritiska grebene savlada silu opruga, grebeni ulaze u rupe i prekida se kontakt između oboda, pa se prekida kretanje sa jednog na drugo vratilo. Dok preopterećenje prestane, opruge potisnu grebene i ponovo se uspostavlja kontakt između oboda. Kada se prekine kretanje između oboda, čuje se grebanje koje signalizira rukovaocu da spojnica ne prenosi kretanje.



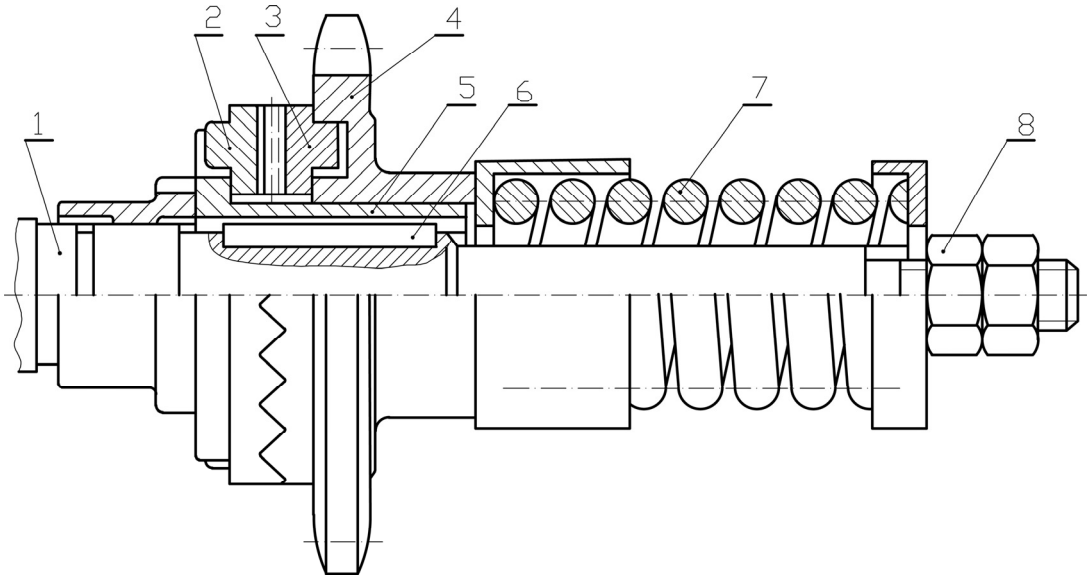
Sl. 9.25. Sigurnosna spojnica sa grebenima: 1. obod sa profilisanim rupama, 2. obod, 3. grebeni, 4. opruge, 5. vratilo

9.7.6. Sigurnosna zupčasta spojnica

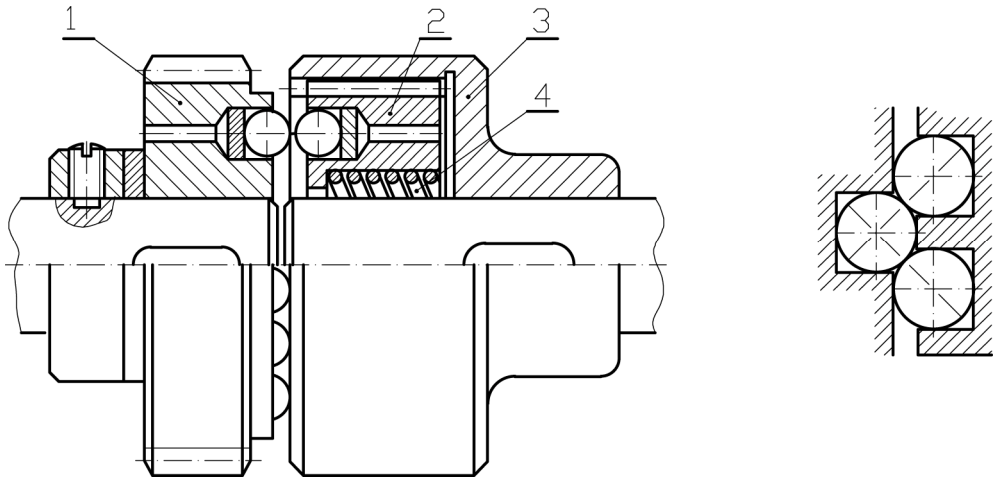
Ova spojnica ima primenu na poljoprivrednim mašinama, kombajnima, sadilicama, sejalicama i slično. Koristi se za male brzine i male obrtne momente. Diskovi (3) i (4) su na bočnim stranama ožlebljeni zupcima trouglastog profila (sl. 9.26). Naspram zubaca na drugim bočnim stranama nalaze se četiri pravougaona ispusta, koji ulaze u udubljenja lančanika (5) i oboda (6). Diskovi (3) i (4) su pritisnuti jedan ka drugom pomoću opruge (9). Obrtni moment se prenosi od pogonskog vratila (1) preko ozubljenih diskova (3) i (4), oboda (6) i klina (7) na gonjeni lančanik (5). Pri pojavi preopterećenja sila opruge postaje nedovoljna da uravnoteži aksijalnu silu na zupcima diskova. Pod dejstvom tih sila zupci spojnice se razmiču i dolazi do delimičnog ili potpunog prekida veze. Tada zupci diskova udaraju jedni o druge, što proizvodi intenzivan prodoran zvuk koji rukovaoc čuje. To je znak da je radni proces u mašini narušen, da mašina ne seja, sadi i sl. Kada prestane preopterećenje, opruga (9) potiskuje lančanik i disk (4) i veza se ponova uspostavlja. Diskovi (3) i (4) lako se menjaju, ako eventualno dođe do oštećenja njihovih zubaca. Odvrtanjem osigurača (2) razmiču se lančanik (5) i obod (6) što omogućava zamenu diskova. Sabijenost opruge se može podešavati pomoću navrtke (10), čime se podešava obrtni moment pri kojem će doći do isključivanja spojnice.

9.7.7. Sigurnosna spojnica sa aksijalno pomerljivim kuglicama

Ova spojnica je jednostavna i ima više različitih konstrukcionih rešenja. Po obodu zupčanika (1) nalaze se u odgovarajućem udubljenju kuglice (sl. 9.27, a). Gonjeni obod (3) je ozubljen i spregnut sa nosačem kuglica (2). Nosač kuglica se obrće zajedno sa gonjenim vratilom (3) i aksijalno se pomera po njemu. Opruga (4) potiskuje nosač kuglica prema pogonskom zupčaniku (1). Kada je opterećenje ispod graničnog, kuglice se dodiruju kao na (sl. 9.27, b). U slučaju preopterećenja, opruga se sabija, kuglice razmiču i prekida se kretanje sa pogonskog na gonjeno vratilo. To je propraćeno zveckanjem kuglica, što obaveštava rukovaoca o prekidu toka kretanja i pravilnog funkcionisanja spojnice.



Sl. 9.26. Sigurnosna zupčasta spojnica:
1. pogonsko vratilo, 2.osigurač, 3, 4. ozubljeni disk, 5. lančanik, 6. obod, 7. klin, 8. vođica, 9. opruga, 10. navrtka



a) *b)*

Sl. 9.27. Sigurnosna spojnica sa aksijalno pomerljivim kuglicama:
1. pogonsku zupčanik, 2. nosač kuglica, 3. obod spojnice, 4. opruga, 5. gonjeni obod

9.8. POKAZATELJI RADA SIGURNOSNIH SPOJNICA

Osobine sigurnosnih spojnica definišu se analitičkim pokazateljima rada: koeficijentom tačnosti isključivanja, koeficijentom osetljivosti aktiviranja i koeficijentom preopterećenja.

Koeficijent tačnosti isključivanja K_t se definiše kao:

$$K_t = \frac{M_{max}}{M_{min}} \geq 1,$$

gde je: M_{max}, M_{min} - najveći i najmanji obrtni moment pri kojem se spojnica isključuje.

Kvalitet sigurnosne spojnice je bolji što je koeficijent tačnosti isključivanja bliži jedinici. Kod spojnica sa kinematičkom vezom, ovaj koeficijent $K_t > 1$ zbog neizbežnog odstupanja mera, oblika i mehaničkih osobina sigurnosnih elemenata, čijim se razaranjem sigurnosna uloga spojnica aktivira. Kod frikcionih spojnica je $K_t < 1{,}5$ za podmazivane, odnosno $K_t < 2{,}5$ za suvo tarne površine. Za spojnice sa kombinovanom vezom $K_t = 1{,}2 - 1{,}3$.

Koeficijent osetljivosti aktiviranja K_a

Koeficijent osetljivosti aktiviranja K_a definiše se kao odnos obrtnog momenta pri kojem počinje isključivanje spojnice i momenta pri kojem je spojnica isključena:

$$K_a = \frac{M_a}{M_{gr}} \leq 1,$$

gde je: M_a - vrednost obrtnog momenta pri kojem počinje aktiviranje sigurnosne funkcije, M_{gr} - granični obrtni moment pri kojem se prekida prenos obrtnog momenta ili počinje proklizavanje. Što je veća vrednost koeficijenta K_a opada osetljivost spojnice. Frikcione spojnice imaju malu osetljivost, kod njih je $K_a = 1$. Sigurnosna spojnica sa čivijom ima $K_a = 0,7 - 0,8$.

Koeficijent preopterećenja K_p

$$K_p = \frac{M_{gr\,max}}{M_n},$$

gde je: $M_{gr\,max}$ - najveća granična vrednost obrtnog momenta pri kojem spojnica mora prekinuti prenos obrtnog momenta, M_n - nominalni obrtni moment koji spojnica mora trajno da prenosi.

9.9. IZBOR I PRORAČUN SPOJNICA

Proračun spojnica svodi se na:

- **Izbor ili proveru izabranog tipa spojnice**. Koji tip spojnice će se odabrati zavisi od toga u kojim uslovima će spojnica da radi, od opterećenja i ugaone brzine vratila, tj. obrtnog momenta koji će prenositi i gde će biti ugrađena. Ima mnogo različitih tipova spojnica od kojih su samo neke u prethodnom tekstu prikazane.
- **Izbor dimenzija spojnice.** Dimenzije spojnice zavise od prečnika vratila, snage koju prenosi i ugaone brzine vratila. Osnovni parametar je prečnik vratila d, odnosno prečnik otvora spojnice, koji se dobija na osnovu naprezanja vratila na tom mestu. Ostali parametri se dobijaju zavisno od prečnika vratila d i obrtnog momenta koji prenosi. Najčeće se ti odnosi daju tabelarno, što je za pojedine spojnice i dato.
- **Provera vitalnih delova spojnice.** Nakon izbora spojnice, određivanja i usvajanja osnovnih mera proveravaju se vitalni delovi spojnice: zavrtnji ili elastične trake koje spajaju obode spojnica, sigurnosni delovi (čivije) itd, zavisno od naprezanja kojem su izloženi.

9.10. OZNAČAVANJE SPOJNICA

Standardna oznaka spojnica je:

$$d \cdot M_o \cdot SRPS\ ,$$

gde je: $d(mm)$ - prečnik otvora spojnice (prečnik vratila), $M_o\,(Nm)$ - obrtni moment koji spojnica prenosi, $SRPS$ - oznaka i broj standarda koji označava tip spojnice.

9.11. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE SPOJNICA

Pravilno korišćenje spojnica podrazumeva da se:

- koriste za obrtne momente za koje su proračunate, bez preopterećenja,
- održavaju u čistom stanju,
- adekvatno zaštite od korozije,
- proveravaju vitalni delovi spojnica i

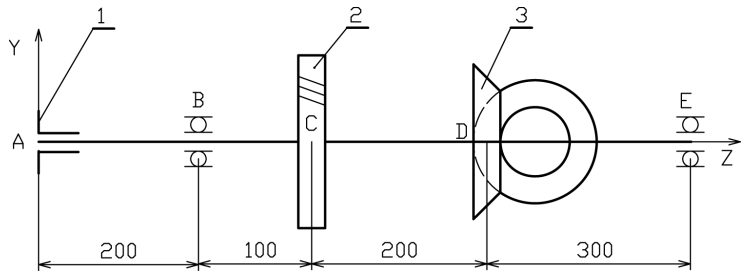
- pravilno obezbede da nebi došlo do povreda rukovaoca i ostalih učesnika.

Sve navedene stavke korišćenja i održavanja spojnica su u načelu iste kao i za ostale mašinske elemente. Kod spojnica je specifično to da neki njeni delovi imaju važniju ulogu u spojnici na koje treba posebno obratiti pažnju. Na primer, čivija kod sigurnosne spojnice sa čivijom, zatim elastična traka kod elastične spojnice Bibi, elastičan prsten kod perifleks spojnice, opruge kod sigurnosnih spojnica itd. Pri zameni, ovi delovi treba da su tačno određenih karakteristika (granica kidanja, modul elastičnosti, krutost opruga itd.). U protivnom, spojnice neće pravilno obavljati svoju sigurnosnu funkciju.

Nakon izvesnog vremena i pored pravilnog korišćenja i održavanja dolazi do oštećenja delova spojnica. Najčešće oštećenje je habanje i lom delova kao što su zupci Hirtove i sigurnosne zupčaste spojnice, kao i drugih delova ostalih spojnica. Kod frikcionih spojnica dolazi do pregrevanja i habanja tarnih površina koje treba zameniti. Ako spojnica ima opruge kojima se reguliše obrtni moment isključivanja (sigurnosne spojnice) a dođe do pregrevanja, opruge gube svoje elastične sposobnosti. Takva opruga nema više potrebnu krutost i treba je zameniti. Pregrejana opruga se poznaje po tome što menja boju i postaje plavkasta.

9.12. PRIMERI IZBORA I PRORAČUNA SPOJNICA

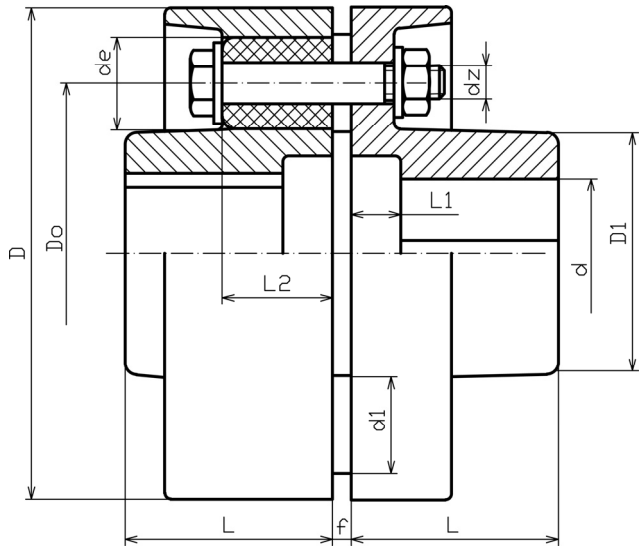
Zadatak 9.1. Izabrati tip spojnice, odrediti osnovne mere i proveriti vitalne delove. Dati podaci su: prečnik vratila $d = 38\ mm$, obrtni moment $M_o = 250\ Nm$ i ugaona brzina $\omega = 100\ s^{-1}$. Spojnica se nalazi na vratilu prikazanom na skici (sl. 9.28). Opterećenje je promenljivo. Radi u teškim uslovima rada.



Sl. 9.28. Postavka zadatka 9.1.

1. Izbor tipa spojnice

Spojnica spaja vratilo ukupne dužine od 800 mm, na kojem se nalaze zupčanici koji rade u nepovoljnim uslovima sa promenljivim preopterećenjima. Iz tog razloga se bira elastična spojnica sa obodima.



2. Izbor osnovnih mera spojnice

Preporuke za mere elastične spojnice sa obodima nalaze se u tabeli 9.4, na osnovu prečnika $d = 38\ mm$ i obrtnog momenta $M_o = 250 Nm = 25\ kNcm$.

Za prečnik vratila opsega od 32 do 45 mm obrtni moment je 12,5 kNcm, što je manji od zadatog, te se ovo rešenje ne može usvojiti. Prva veća vrednost obrtnog momenta je $M_o = 33\ kNcm$, te se usvaja ovo rešenje. Mere usvojenog rešenja elastične spojnice sa obodima su:

d	D	D_o	D_1	L	L_1	L_2	f	d_z	Broj zavrtnja z	d_1	d_e	$M_o\,(kNcm)$	$G\,(N)$
42÷45	140	100	70	82	33	35	5	M14	6	40	28	33	70÷76

3. Provera zavrtnjeva

Vitalni delovi na ovoj spojnici su zavrtnji. Zavrtnji su izloženi naponu na smicanje usled prenošenja obimne sile F_o. Kako su dimenzije zavrtnja poznate, izabraće se materijal i proveriti napon na smicanje i površinski pritisak.

Napon na smicanje podešenih zavrtnjeva je:

$$\tau_s = \frac{F_{o1}}{A} = \frac{F_{o1}}{\frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{1666,66 \cdot 4}{14^2 \cdot \pi} = 10,83 N/mm^2 .$$

Obimna sila koji nosi jedan zavrtanj je $F_{o1} = \frac{M_o}{\frac{D_o}{2} \cdot \frac{z}{2}} = \frac{2 \cdot 250}{0,1 \cdot \frac{6}{2}} = 1666,66 N$. Računa se samo na polovinu zavrtnja $\frac{z}{2}$ da će nositi opterećenje, jer je pretpostavka da neće svi zavrtnji dobro nalegati.

$\tau_s \le \tau_{ds} = \frac{\tau_T}{S}$, odakle je $\tau_T = S \cdot \tau_s = 3 \cdot 10,83 = 32,49\ N/mm^2$.

Usvaja se stepen sigurnosti $S = 3$. Usvaja se onaj čelik za zavrtnje koji ima granicu tečenja najbližu izračunatoj, $\tau_T = 32,49\ N/mm^2$, tj. čelik 4.6. Granica tečenja za čelik 4.6 je $\sigma_{T\,4.6} = 240\ N/mm^2$. Tangencijalni napon je $\tau_{T\,4.6} = (0,6 \div 0,8) \cdot \sigma_T = 0,7 \cdot 240 = 168\ N/mm^2$. Ova vrednost granice tečenja pri tangencijalnom naprezanju je daleko veća od potrebne, te se usvaja čelik 4.6.

4. Provera površinskog pritiska (između zavrtnjeva i elastičnih prstenova)

Obimna sila po jednom zavrtnju:

$$F_{o1} = \frac{2M_o}{D_o \cdot z} = \frac{2 \cdot 250}{0,1 \cdot 6} = 833,33 N .$$

Površinski pritisak:

$$p = \frac{F_{o1}}{L_2 \cdot d} = \frac{833,33}{35 \cdot 14} = 1,70 N/mm^2 \le pd .$$

Dozvoljeni površinski pritisak između zavrtnja i elastičnih prstenova je $p_d = (2 \div 4)\ N/mm^2$.
Dobijena vrednost površinskog pritiska je manja od dozvoljenog, te se usvaja spojnica prečnika $d = 42\ mm$ i obrtnog momenta $M_o = 33\ kNcm$.

5. Oznaka usvojene spojnice

$42 \cdot 330$ SRPS ,

gde je: $d = 42\ mm$, $M_o = 330\ Nm$, $SRPS$ - srpski nacionalni standard za odabranu spojnicu.

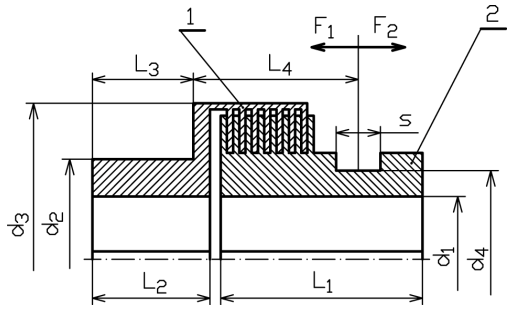
Zadatak 9.2. Za pogon radne mašine koristi se asinhroni elektromotor preko mehanički uključivane frikcione lamelaste spojnice. Odrediti dimenzije spojnice ako je snaga elektromotora $P_m = 11\ kW$ i broj obrtaja elektromotora $n_m = 1460\ ^\circ/min$.

Ugaona brzina priključnog vratila elektromotora je $\omega = \frac{n \cdot \pi}{30} = \frac{1460 \cdot 3,14}{30} = 152,81\ s^{-1}$. Trajni obrtni moment koji spojnica treba da prenosi je $M_r = \frac{P}{\omega} = \frac{11000}{152,91} = 71,93\ Nm$. Maksimalni obrtni moment

koji spojnica treba da prenosi je $M_{max} = 2{,}5 \cdot M_r = 2{,}5 \cdot 71{,}93 = 179{,}82\ Nm$. Prema zadatim i izračunatim parametrima bira se frikciona lamelasta uključno-isključna spojnica (sl. 9.16) oznake 16 (tabela 9.7).

Izabrana spojnica ima obrtni moment $M_1 = 160\ Nm$, proklizaće pri $M_2 = 220\ Nm$, a trajni radni obrtni moment koji treba da prenosi je $M_R = 71{,}93\ Nm$. Odabrana spojnica pri maksimalnom opterećenju počeće da proklizava ali neće dostići moment proklizavanja ($M_{max} < M_2$). Početak proklizavanja na $M_1 = 160\ Nm$ zaštiti će spojnicu od oštećenja.

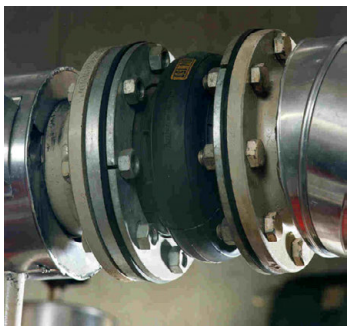
Dimenzije spojnice date su u narednoj tabeli. Oznaka usvojene spojnice je $45 \cdot 160$ SRPS..., gde je: $d_1 = 45\ mm$, $M_o = 160\ Nm$, $SRPS$ - srpski nacionalni standard za odabranu spojnicu.



Šematski prikaz odabrane spojnice

Karakteristike odabrane lamelaste frikcione uključno-isključne spojnice

Oznaka	Mere u mm									Sile (N)		Obrtni moment (Nm)		Broj obrtaja (o/min)	Masa (kg)
	d_1	d_2	d_3	d_4	L_1	L_2	L_3	L_4	s	F_1	F_2	M_1	M_2	n_{max}	G
16	45	90	120	85	75	50	44	58	15	300	100	160	220	2500	5,0
M_1 - obrtni moment pri kojem spojnica počinje da proklizava, M_2 - obrtni moment pri kojem spojnica proklizava															

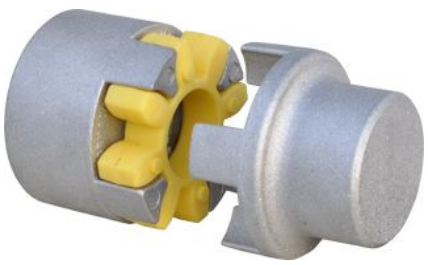


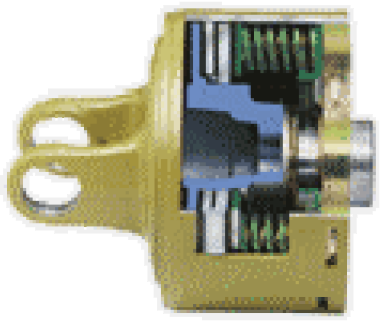












10. LEŽIŠTA I LEŽAJI

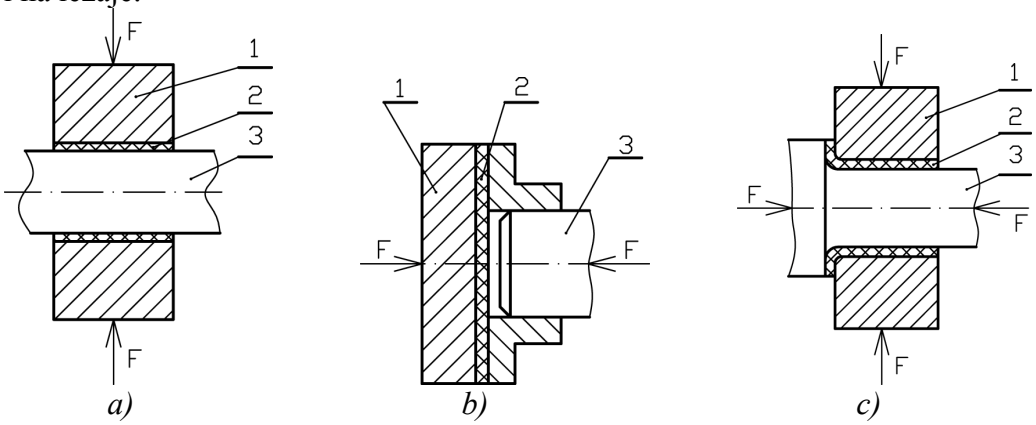
Ležišta (klizni ležaji) i ležaji (kotrljajni ležaji) su mašinski elementi koji služe za oslanjanje vratila i osovina i ostvarivanje pokretnih spojeva. Pri tome su opterećeni silama koje deluju na vratila, osovine ili pokretne spojeve. Ležišta i ležaji se nalaze u kućištima koja su zaptivena, kako bi bilo dobro podmazivanje.

Kod ležišta javlja se trenje klizanja, a kod ležaja trenje kotrljanja. Trenje kotrljanja je znatno manje od trenja klizanja, te ležaji imaju veću primenu od ležišta.

Prema opterećenju, ležišta i ležaji se dele na:

- radijalna,
- aksijalna i
- radijalno-aksijalna.

Radijalna ležišta su opterećena silom koja je upravna na uzdužnu osu vratila (sl. 10.1, a). Aksijalna ležišta su takva gde je sila paralelna sa uzdužnom osom vratila (sl. 10.1, b), a radijalno-aksijalna gde je sila kosa, odnosno upravna i paralelna sa uzdužnom osom vratila (sl. 10.1, c). Ovakva podela odnosi se i na ležaje.

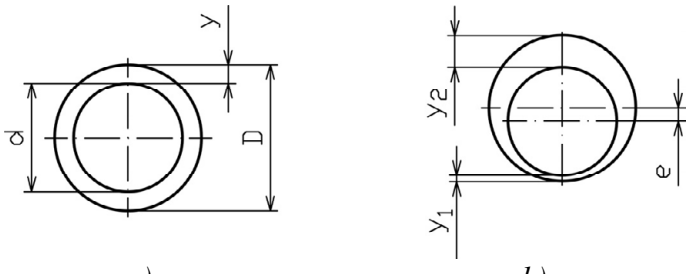


Sl. 10.1. Ležišta (klizni ležaji)

10.1. LEŽIŠTA

Ležišta ili klizni ležaji su svi klizni pokretni spojevi. Osnovni deo ležišta je tanak sloj antifrikcionog materijala koji se naziva posteljica (sl. 10.1, poz. 2) i koji ima mali koeficijent trenja. Između vratila (3) i ležišta (2) treba da je dovoljan zazor u kojem se nalazi mazivo. Ležište (2) je smešteno u kućištu (1) koje može biti standardnog i nestandardnog oblika. Ulogu kućišta (1) može da ima deo mašine. Vratilo se obrće, a ležište i kućištu miruje, tako da se javlja trenje klizanja između posteljice i rukavca.

Za pravilno podmazivanje potrebno je da su vratilo i otvor ležišta saosni, odnosno da im se ose poklapaju (sl. 10.2, a), tako da je po ukupnom obimu vratila isti zazor y. U suprotnom, javlja se ekscentricitet e, različite vrednosti zazora y_1 i y_2 i nemogućnost pravilnog podmazivanja.

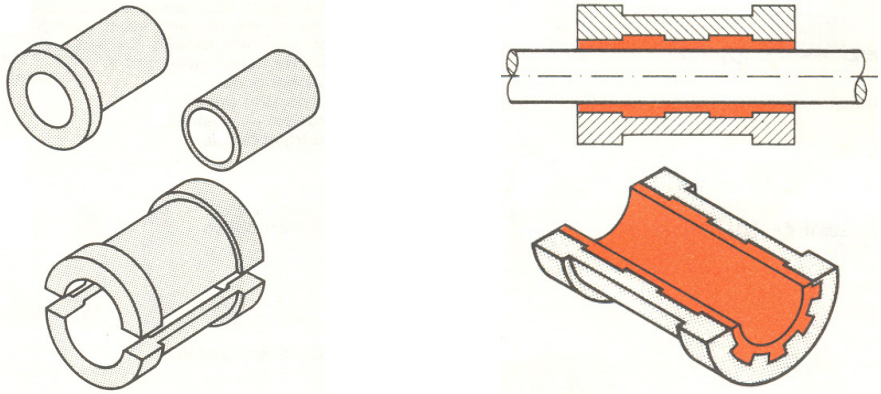


Sl. 10.2. Saosnost vratila i ležišta

Kod ležišta javlja se trenje klizanja μ koje je daleko veće od trenja kotrljanja f ($\mu >> f$) koje se javlja kod ležaja. Trenje klizanja je znatno, te se deo energije u mašinama koristi za savladavanje ovog trenja i znatni su gubici snage. I pored velikog trenja i gubitaka snage, ležišta imaju prednost u odnosu na ležaje u sledećim slučajevima:

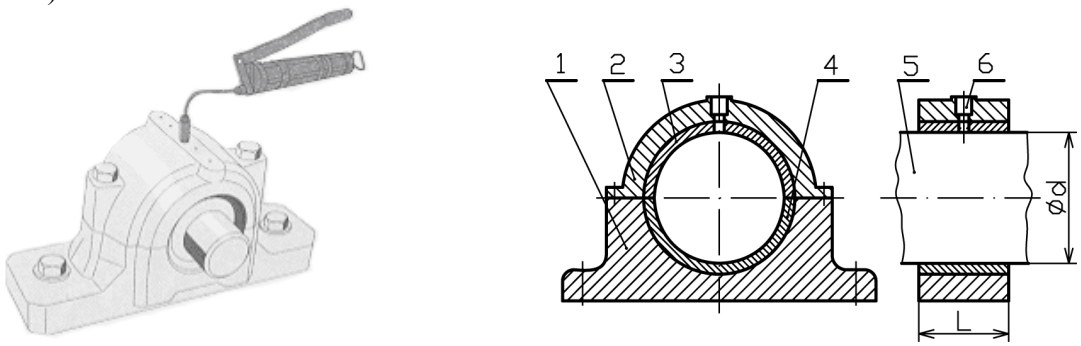
- kada ležište mora biti dvodelno;
- za rukavce malih prečnika, $d < 10\ mm$. Ležaj manjeg prečnika od $d < 10\ mm$ je znatno skuplji;
- za rukavce velikih prečnika, $d > 300\ mm$. Ležaji malih i velikih prečnika su neekonomični;
- kada je radni vek ležaja nedovoljan. Radni vek ležišta je veći od ležaja;
- kada su potrebna veoma velika opterećenja. Ležišta mogu da nose veća opterećenja od ležaja i
- kada buka i vibracije treba da imaju što manje vrednosti. Ležaji su bučniji od ležišta.

Ležište je zapravo samo onaj tanak prsten koji se naziva posteljica i koja se nalazi u kućištu. Posteljica može biti jednodelna i dvodelna (sl. 10.3). Dvodelna posteljica je jednostavnija za montažu.



Sl. 10.3. Posteljica ležišta

Ležište (posteljica) se nalazi u kućištu (sl. 10.4, a) koje može biti jednodelno ili dvodelno (sl. 10.4, b, poz. 1 i 2).

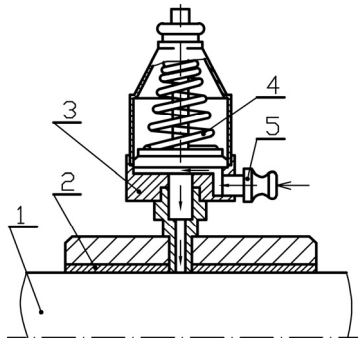


a) *b)*

Sl. 10.4. Podmazivanje ležišta:
1. donji deo kućišta, 2. gornji deo kućišta, 3. gornji deo posteljice, 4. donji deo posteljice, 5. vratilo, 6. otvor za podmazivanje

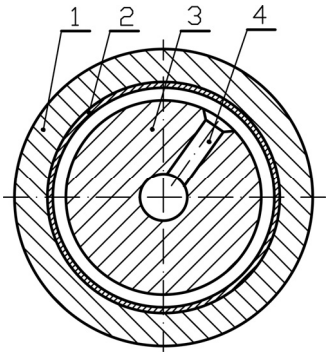
Podmazivanje ležišta je obavezno i postiže se na različite načine, povremeno ili stalno. Za povremeno podmazivanje koriste se uređaji za podmazivanje (sl. 10.4, a) pomoću kojih se kroz otvor (6), pomoću mazalice, utiskuje mazivo kroz kućište i posteljicu, tako da dopire u prostor između rukavca i posteljice (sl. 10.4, b). Kućište u kojem se nalazi posteljica (3) i (4) je višedelno, najčešće dvodelno. Ulogu kućišta može imati i deo mašine.

Konstrukcija mazalice je najčešće takva da pod pritiskom opruge neprekidno se potiskuje mazivo između ležišta i rukavca (sl. 10.5). Opruga (4) potiskuje mazivo, dovedeno kroz dovod (5) kroz otvor ka vratilu (1).



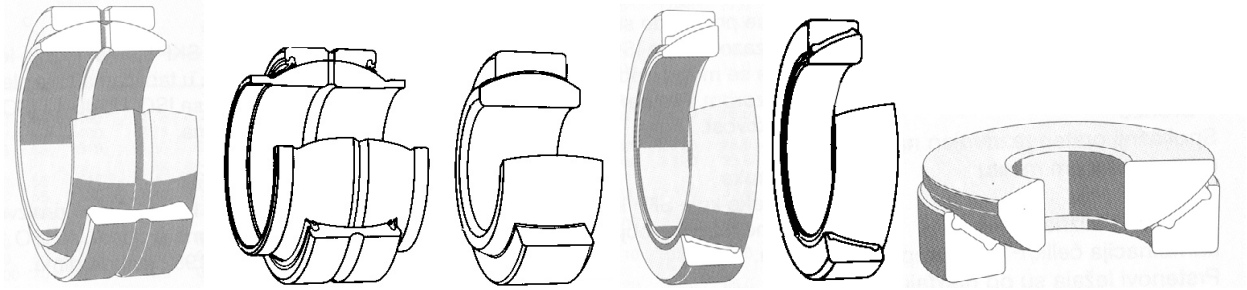
Sl. 10.5. Mazalica za stalno podmazivanje ležišta:
1. vratilo, 2. posteljica, 3. telo mazalice, 4. opruga, 5. dovod maziva

Jednostavan način podmazivanja ležišta prikazan je na sl. 10.6. Kroz otvor vratila (3) i kroz kanal (4) ubacuje se mazivo pod pritiskom koje dospeva između dodirnih površina vratila (3) i posteljice (2) (sl. 10.6). Nedostatak ovog načina podmazivanja je taj što je vratilo na mestu otvora i kanala oslabljeno.



Sl. 10.6. Podmazivanje ležišta:
1. kućište, 2. posteljica, 3. vratilo, 4. kanal

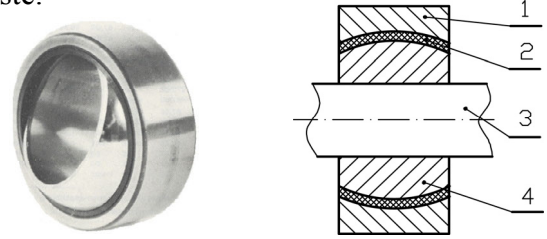
Lešišta su uglavnom cilindrična, a mogu biti i drugih konstrukcionih oblika, npr. sferna. Sferni klizni ležaji se koriste za kompenzaciju nesaosnosti vratila i otvora ležaja. Mogu biti sferni za radijalna opterećenja, dvodelni (sl. 10.7, a i b) i jednodelni (sl. 10.7, c). Sferni klizni ležaji sa kosim dodirom koriste se za radijalna i aksijalna opterećenja (sl. 10.7, d, e i f).



a) b) c) d) e) f)

Sl. 10.7. Sferni klizni ležaji

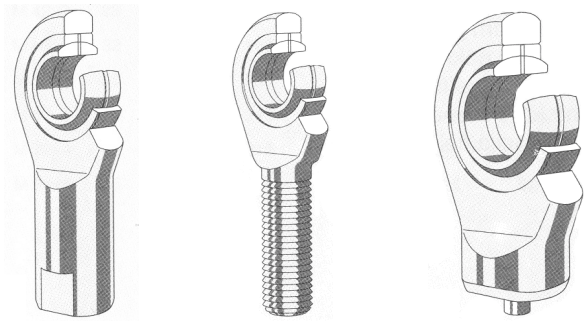
Ležište može biti samopodesivo, tada omogućava mala radijalna zakretanja vratilu (sl. 10.8). To je važno kod dugačkih vratila koja imaju ugib i osciluje, što je slučaj na poljoprivrednim mašinama. Unutrašnji prsten (4) ima čvrsto naleganje sa vratilom (3) i zajedno se sa njim obrće. Spoljašnji prsten (1) miruje i nalazi se u kućištu. Između prstenova je klizni ležaj - posteljica (2). Sferni oblik prstenova dozvoljava zakretanje unutrašnjog prstena i vratila (3) u odnosu na spoljašnji prsten (1) i kućište.



Sl. 10.8. Samopodesivo ležište:

1. spoljašnji prsten ležišta, 2. posteljica, 3. vratilo, 4. unutrašnji prsten ležišta

Ležišta su svi klizni spojevi delova mašina. To su različite rotacione i sferne zglobne veze. Brzina kretanja delova u ovakvim zglobnim glavama je uglavnom mala. Postoje standardni tipovi ovakvih zglobnih glava (sl. 10.9).



Sl. 10.9. Klizne zglobne glave

10.1.1. Materijali za ležišta

Da bi se smanjilo trenje klizanja za ležišta se koriste materijali sa malim koeficijentom trenja klizanja i različite vrste maziva. Za posteljicu se najčešće koriste legure metala na bazi kalaja, olova, bakra, aluminijuma, antimona, cinka i dr. Najpoznatija legura za posteljicu je beli metal čiji sastav je propisan standardom. U tabeli 10.1 prikazani su najčešće korišćeni materijali za ležišta sa osnovnim karakteristikama. Pored ovih materijala koriste se i metalokeramički materijali, plastične mase, guma itd.

Matarijal posteljice treba da ima:

- što manji koeficijent trenja,
- da je mekan i da se dobro prilagođava vratilu,
- da nosi velika opterećenja F,
- da dobro odvodi toplotu i
- da se pre ishaba nego rukavac.

Da bi podmazivanje bilo pravilno mora postojati određen zazor Z između rukavca i ležišta (posteljice) i određen relativni zazor ψ. Preporučuju se tolerancije naleganja H/d, H/e, H/f i H/g kvaliteta $IT5$ do $IT9$. Kvalitet površinske hrapavosti treba da bude $N5$ i $N6$.

Zazor predstavlja razliku između prečnika otvora ležišta D i prečnika rukavca d (sl. 10.2, a) ($Z = D - d$). Relativni zazor ψ jednak je $\psi = \frac{D-d}{d}$. Preporuke za minimalne vrednosti relativnog zazora su:

- $\psi = 0{,}0004 \div 0{,}0009$ za posteljice od belog metala,
- $\psi = 0{,}001 \div 0{,}002$ za posteljice od sivog liva,
- $\psi = 0{,}002 \div 0{,}003$ za posteljice od legure olova i bronze.

Kod ležišta je veoma važno da u svakom trenutku podmazivanje bude pravilno. Podmazivanje je pravilno ako je okvašeno (mokro), tj. takvo da površine rukavca i ležišta nisu uopšte u kontaktu, već je između njih sloj maziva. Maziva mogu biti vrlo različita: ulja, masti, grafit, veštačke samopodmazivajuće mase, gasovi, voda, drvo kuvano u ulju itd.

Uloga maziva je da:

- smanji trenje i habanje,
- da razdvoji dodirne površine rukavca i ležišta,
- da štiti elemente od korozije,
- da odvodi toplotu (da hladi delove) i
- da spreči prodor nečistoća i vode u ležište.

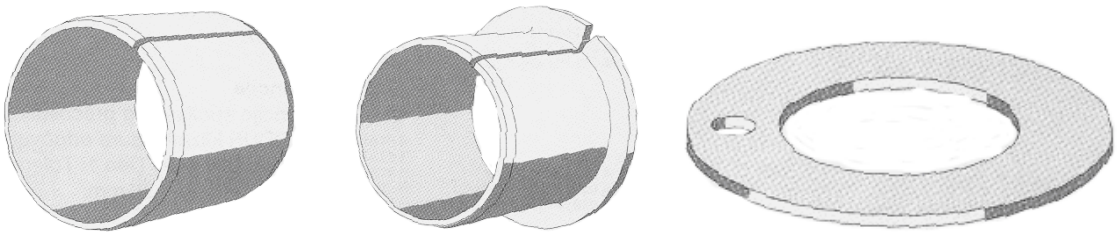
Kao maziva za ležišta najčešće se koriste ulja (tekuća maziva), a mogu i masti, čvrsta maziva, meševine ulja i masti, veštačke mase sa kliznim svojstvima, gasovi i slično.

Tabela 10.1. Materijali za ležišta

Oznaka materijala ili hemijski sastav		Tvrdoća HB	Karakteristične oblasti i primeri primene	Maksimalno dopuštene vrednosti				
				p_d (N/mm^2)	v (m/s)	pv_d ($N/mm^2 m/s$)	t (° C)	ψ (10^{-3})
Beli metal	L.Sn89		Parne turbine, motori SUS, alatne mašine, veliki elektromotori, reduktori	20	60	20	110	0,4 ÷1
	L.Sn80	24,5						
	L.Sn80Pb	27						
	L.PbSn9Cd	28	Parne turbine, klipne i alatne mašine, elektromotori srednje snage	20	15	20	110	
	L.PbSn6Cd	26						
	L.PbSn10	23	Traktori, turbo, valjaoničke i alatne mašine	15	12	10	110	
	L.PbSn5	22	Pumpe, mlinovi, ventilatori, valjaoničke i alatne mašine	5	5	6	110	
Sivi i anti-frikcio-ni sivi liv	Sl. 260	200	Ručne dizalice, mlinovi, drobilice, zglobne veze, vođice	0,2	3,5	0,7	300	2 ÷3
	Antifrikcioni sivi liv	180		0,5	5	2,5		
	legiran sa Cr u Cu	260		12,5	1	12,5		
Kalajna bronza	P.CuSn20	185	Ventilatori, električni generatori, elektromotori, centrifugalne pumpe i kompresori, valjaoničke i kovačke mašine, manipulatori, teške alatne mašine, dizalice, drobilice, mlinovi, prese, reduktori	15	10	15	250	1,5÷4
	P.CuSn14	100						
	P.CuSn12	100		10	4	10		
	P.CuSn10	85						
	CuSn6 dobra obradivost plastičnom deformacijom	50÷80						
Sn-Pb bronza	P.CuSn10Pb5	80		8	3			0,5÷1,5
	P.CuSn10Pb10	70						
	P.CuSn7Pb15	65						
	P.CuSn5Pb22	50						
Crveni liv	P.CuSn10Zn4	80		5	4			
	C.CuSn10Zn4	0						
	P.CuSn5Zn7	70						
	C.CuSn5Zn7	80						
	P.CuSn5Zn7Pb	80						
Pb-bronza	P.CuPb25	27	Klipne, valjaoničke i kovačke mašine, teške alatne mašine	25	12	30	230	0,5÷2
	PbSn10-Cu3							
	70 % Cu; 30 %Pb							
Al-bronza	CuA110Fe3Mn	100	Turbo, valjaoničke i alatne mašine, reduktori, ventilatori, elektromotori	20	12	20	250	0,7÷3
	P.CuA110Fe	110						
	CuA110Ni4Fe	160						
Al-legure	79 % Al; 20 % Sn, 1% Cu	27	Klipne mašine (motori, kompresori), reduktori	20	15	60	250	
	60 % Al; 40% Sn,	35						
	AlSn6CuNi	35÷40						
	88,5 % Al; 10,5 % Si, 1% Cu							
	30÷60 % Al; 17,5÷65 % Zn; 5÷16,5 % Cu		Monolitne čaure	20	12	15		
Mesing	P.Cu58ZnMn2Č45	125	Vibratori, drobilice, kranovi, transporteri, reduktori	10	1	10		1÷1,5

Za mesta koja su nepristupačna za podmazivanje koriste se samopodmazujući materijali od koji se izrađuju posteljice. Posteljice se prave od čelika presvučenog kalajnom bronzom na kojoj je tanak

sloj od 0,3 mm acetatne smole (sl. 10.10). U sloju od smole nalaze se džepovi koji se pri montaži pune mašću. Obloška od smole umanjuje greške dimenzija rukavca.



Sl. 10.10. Samopodmazujući klizni ležaji (posteljice)

10.1.2. Proračun kliznih ležaja

Proračun kliznih ležaja je na osnovu površinskog pritiska između rukavca i ležišta:

$$p = \frac{F}{d \cdot L} \leq p_d ,$$

gde je: $d\,(mm)$- prečnik rukavca i provrta ležišta, $L\,(mm)$- širina ležišta i $p_d\,(N/mm^2)$- dozvoljeni površinski pritisak. Dozvoljeni površinski pritisak posteljice treba da je manji od dozvoljenog površinskog pritiska rukavca. Ako je ispunjen ovaj uslov pre će se ishabati posteljica nego rukavac, koju je jeftinije zameniti novom, nego rukavac.

Preporuka je da potrebna debljina uljnog sloja bude $h_{min} = 0{,}5 \cdot d \cdot \psi\,(1-\varepsilon)$, gde je ε - relativni ekscentricitet koji se određuje iz relacije $\varepsilon = \frac{2 \cdot e}{D - d}$, gde je $e\,(mm)$ - ekscentricitet, $D\,(mm)$- prečnik otvora ležišta i $d\,(mm)$- prečnik rukavca.

U ležištu se i pored pravilnog podmazivanja razvija toplota, naročito pri puštanju mašine u rad, tj. pri uhodavanju. Tada podmazivanje nije sasvim mokro. Velika količina toplote razvija se pri velikim brzinama i opterećenjima. Stoga je potrebno proveriti dozvoljenu količinu toplote koja će se razvijati u ležištu. Za ovu procenu koristimo dozvoljenu vrednost proizvoda pritiska i brzine:

$$p \cdot v \leq pv_d ,$$

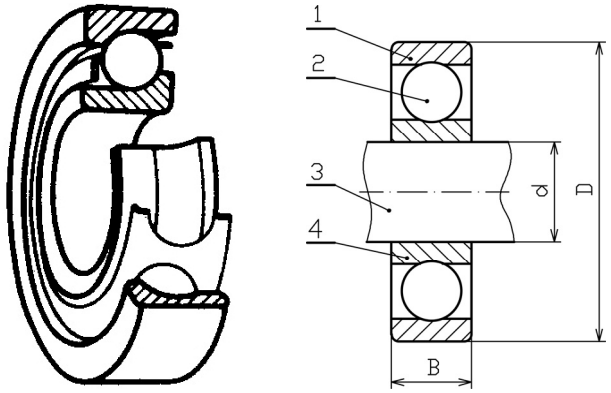
gde je: $pv_d\,(N/mm^2 \cdot m/s)$- dozvoljena vrednost koja zavisi od materijala ležišta, brzine obrtanja i uslova rada (date u tabeli 10.1).

10.2. LEŽAJI

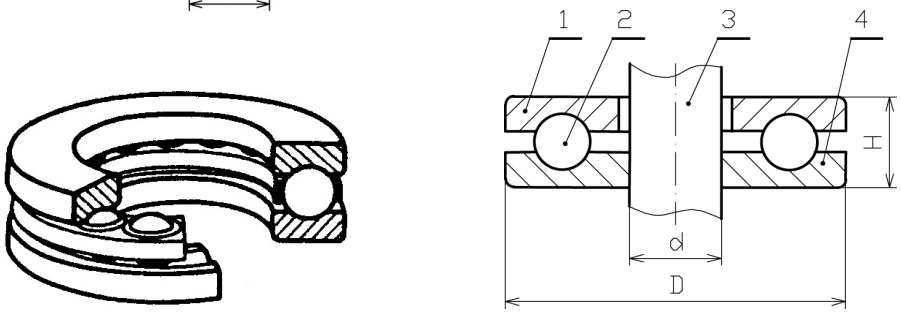
Ležaji (kotrljajni ležaji) su takvi ležaji kod kojih se između obrtnih delova javlja trenje kotrljanja koje je daleko manje od trenja klizanja ($f \langle\langle \mu$). Osnovni delovi kotrljajnih ležaja su unutrašnji prsten (sl. 10.11, poz. 4), spoljašnji prsten (1) i kotrljajni elementi (2). Ovakav ležaj se naziva prstenasti ležaj i nosi radijalna ili radijalno-aksijalna opterećenja.

Za aksijalna opterećenja koriste se kolutni ležaji koji se sastoje iz dva koluta (sl. 10.12, poz. 1 i 4) i kotrljajnih elemenata (2).

Osnovni geometrijski parametri ležaja su: prečnik provrta d , prečnik ležaja D, širina ležaja B i visina aksijalnog ležaja H .

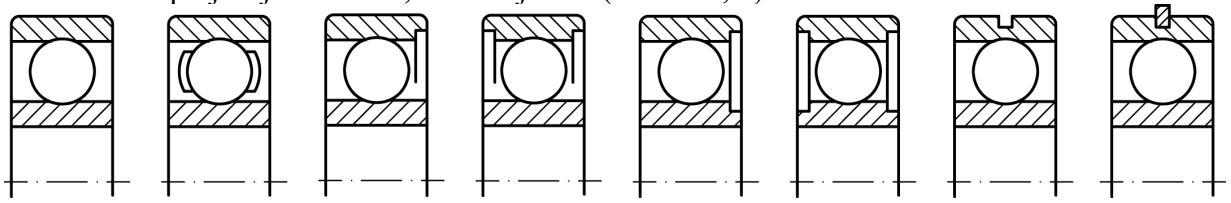


Sl. 10.11. Kotrljajni prstenasti ležaj: 1. spoljašnji prsten, 2. kotrljano telo – kuglica, 3. rukavac, 4. unutrašnji prsten



Sl. 10.12. Kotrljajni kolutni ležaj: 1. spoljašnji kolut, 2. kotrljano telo –kuglica, 3. rukavac, 4. unutrašnji kolut

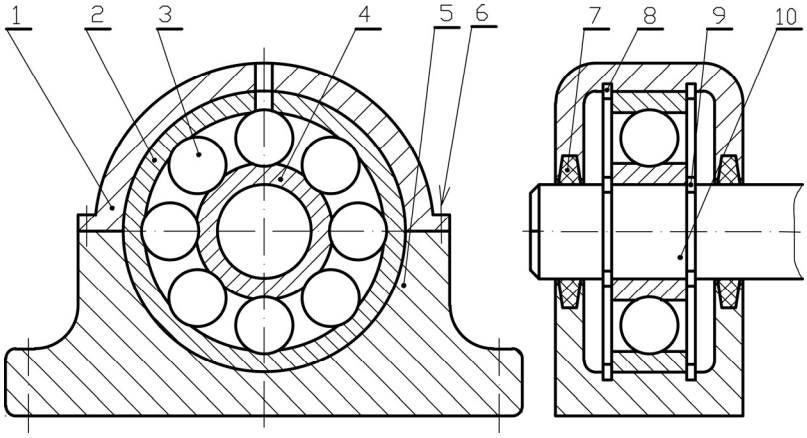
Pored ovih osnovnih delova (sl. 10.13, a) većina kotrljajnih ležaja imaju kavez, zaptivke, zaštitne elemente i uskočnike. Kavez drži kotrljajne elemente na rastojanju i sprečava njihovo grupisanje (sl. 10.13, b). Kotrljajni ležaj sa zaštitnim prstenom sa jedne strane (sl. 10.13, c) ima oznaku Z, a sa obe strane (sl. 10.13, d) ima oznaku 2Z. Zaštitni prsten ima zadatak da spreči ulazak nečistoća u ležaj. Zaptivanje ležaja sa jedne strane (sl. 10.13, e) nosi oznaku RS, a sa obe strane (sl. 10.13, f) oznaku 2RS. Zaptiveni ležaj u toku svog radnog veka se ne podmazuje. Žleb se koristi za uskočnik koji osigurava spoljni prsten od aksijalnog pomeranja (sl. 10.13, g). Ovakav ležaj ima oznaku N, a ako je već u žlebu spoljašnji uskočnik, oznaka je NR (sl. 10.13, h).



Sl. 10.13. Ostali delovi kotrljajnih ležaja

Kotrljajni ležaj, kao i klizni, mora biti u kućištu (sl. 10.14) gde je zaštićen od spoljašnjih nečistoća (prašine, peska, opiljaka i sl.). Kućište može biti standardnog i nestandardnog oblika, zatim može biti jednodelno ili dvodelno, pozicije (1) i (5).

Rukavac u prstenastom ležaju (sl. 10.14, poz. 10) je u čvrstom sklopu sa malim preklopom sa unutrašnjim prstenom (4) i zajedno se sa njim obrće. Naleganje između rukavca i unutrašnjeg prstena može biti i labavo sa vrlo malim vrednostima zazora, o čemu će biti reči u daljem tekstu. Spoljašnji prsten (2) je u čvrstom spoju sa kućištem (1) i (5) i nepokretan je, tako da se obrtanje ostvaruje preko kuglica (3) te se javlja trenje kotrljanja. Kućište je zatvoreno i zaptiveno pomoću zaptivnih prstenova (7). Pored toga, sam ležaj može biti zaptiven, te se do kraja svog radnog veka ne podmazuje. Nezaptiveni ležaji se podmazuju na različite načine i različitim mazivima. Unutrašnji i spoljašnji prsten osigurani su sa obe strane od aksijalnog pomeranja po vratilu pomoću uskočnika (8) i (9).

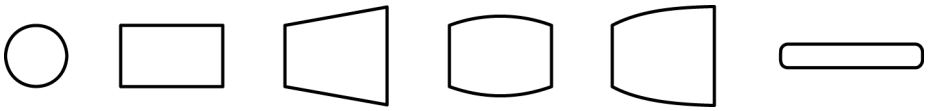


Sl. 10.14. Kotrljajni ležaj u kućištu:

1. gornji deo kućišta, 2. spoljašnji prsten, 3. kotrljajni elementi, 4. unutrašnji prsten, 5. donji deo kućišta, 6. zavrtnji, 7. zaptivka, 8. unutrašnji prstenasti uskočnik, 9. spoljašnji prstenasti uskočnik, 10. rukavac

Spoj vratila (3) i koluta (4) kolutnog ležaja je čvrst (sl. 10.12). Vratilo (3) i kolut (1) nisu u kontaktu, imaju zazor te se ne obrću zajedno. Kolut (1) je u čvrstom sklopu sa kućištem te su nepokretni, tako da se obrtanje ostvaruje preko kotrljajnih elemenata (2).

Kotrljajni elementi (sl. 10.15) mogu biti: kuglice (sl. 10.15, a), valjčići (sl. 10.15, b), konusni valjčići (sl. 10.15, c), burići ili bačve (sl. 10.15, d), konusni burići (sl. 10.15, e) i iglice (sl. 10.15, f). Zavisno od oblika kotrljajnih tela i od oblika prstenova i kolutova imamo različite standardne tipove ležaja koji mogu da nose različita opterećenja i da se koriste u različitim uslovima rada.

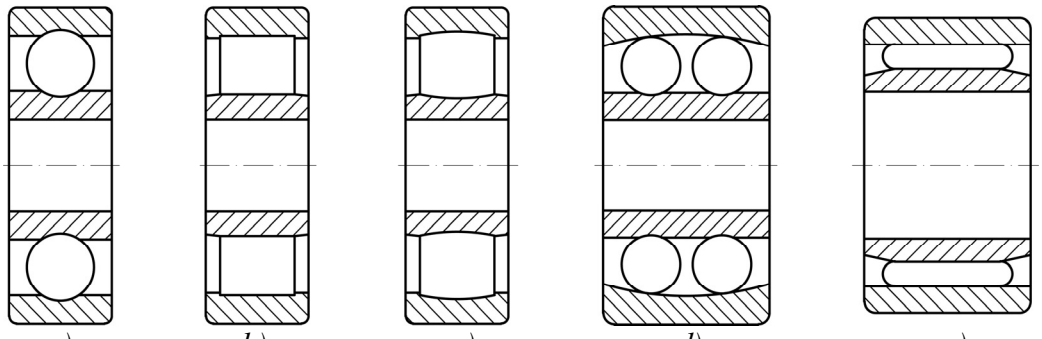


a) b) c) d) e) f)

Sl. 10.15. Oblici kotrljajnih elemenata

Ležaj sa kuglicama (sl. 10.16, a) ima vrlo univerzalnu primenu jer nosi velika radijalna i znatna aksijalna opterećenja, dozvoljava malo zakretanje vratila u odnosu na ležaj i jednostavne je konstrukcije. Kotrljajni ležaj sa valjčićima (sl. 10.16, b) namenjen je za povećana, uglavnom za radijalna opterećenja. Buričasti ležaj (sl. 10.16, c) je predviđen za teže uslove korišćenja, za velika opterećenja i može biti podesiv, odnosno omogućava radijalno zakretanje vratila u njemu. Kuglični podesivi ležaj ima dva reda kuglica (sl. 10.16, d). Nosi velika opterećenja i dozvoljava radijalno pomeranje vratila do 4°. Kotrljajni elementi igličastog ležaja su valjčići malog prečnika a relativno velike dužine koji podsećaju na iglice. Igličasti ležaj (sl. 10.16, e) nosi vrlo velika promenljiva udarna opterećenja. Malih je gabaritnih dimenzija, te ima primenu na kardanovom vratilu i drugim pokretnim delovima mašina.

Neki od osnovnih tipova radijalnih i radijalno-aksijalnih ležajeva prikazani su na sl 10. 17.



a) b) c) d) e)

Sl. 10.16. Tipovi kotrljajnih ležaja

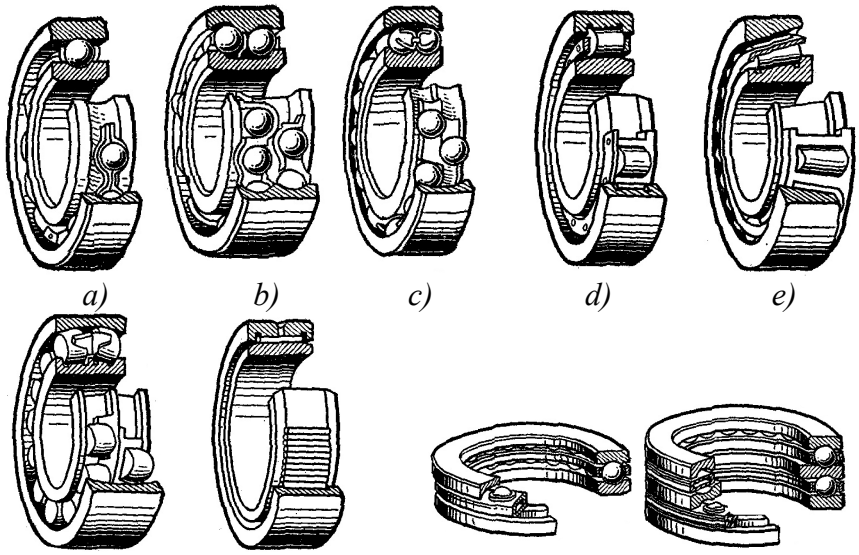


a) *b)* *c)* *d)* *e)*

Sl. 10.17. Osnovni tipovi ležajeva:
a)kuglični, b)valjkasti, c)kousni, d) bačvasti, e) igličasti

Primeri standardnih tipova ležaja su: kuglični (sl. 10.18, a), sa dva reda kuglica sa različitim kavezima (sl. 10.18, b i c), sa valjčićima (sl. 10.18, d), sa konusnim valjčićima (sl. 10.18, e), sa burićima (sl. 10.18, f), sa iglicama (sl. 10.18, g) i kolutni (sl. 10.18, h i j).

Primena ležaja je veoma rasprostranjena jer imaju mali koeficijent trenja, te je mnogo manje energije potrebno za savladavanje trenja nego kod kliznih ležaja. Kotrljajni ležaji imaju i nedostataka u primeni: bučni su, kratkog su veka korišćenja, ograničenih dimenzija (ne mogu biti niti suviše mali, niti suviše veliki jer su tada skupi).



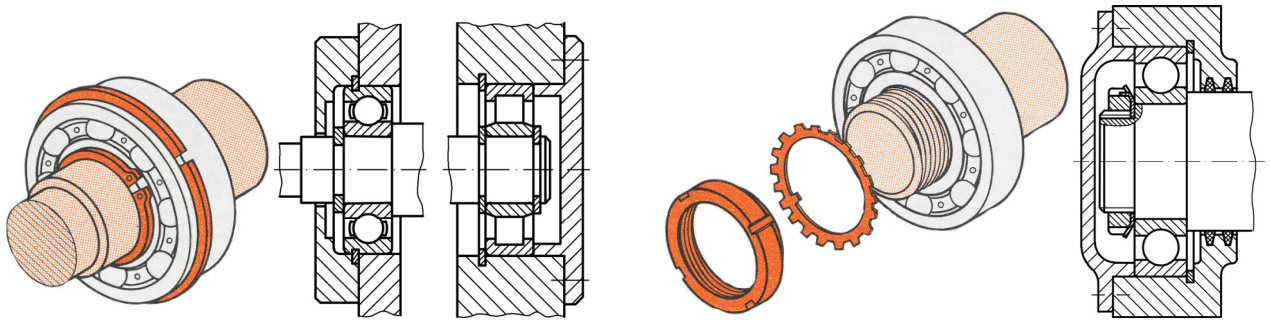
a) *b)* *c)* *d)* *e)*

f) *g)* *h)* *j)*

Sl. 10.18. Neki tipovi kotrljajnih ležaja

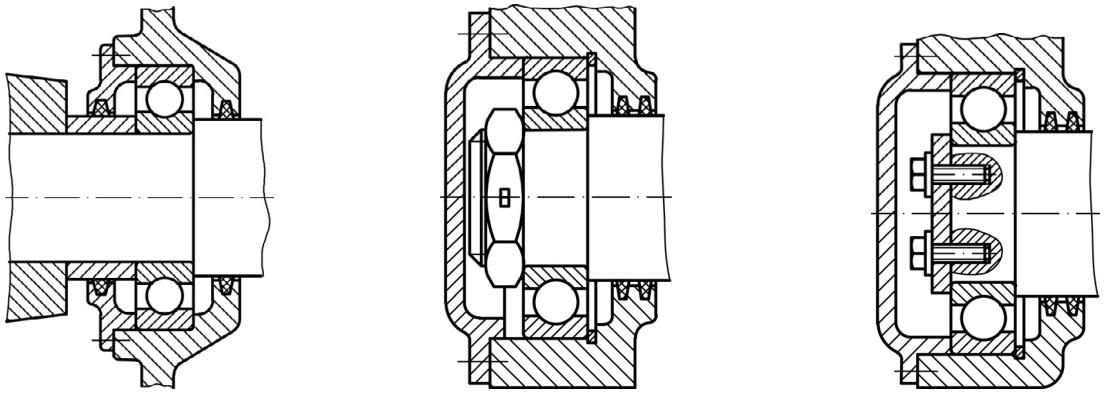
Prstenovi ležaja, i unutrašnji i spoljašnji, se osiguravaju na vratilu od aksijalnog pomeranja na različite načine, zavisno od: veličine aksijalne sile koja deluje na ležaj, tipa ležaja, raspoloživog prostora, uslova rada itd. Za male vrednosti aksijalne sile koriste se prstenasti uskočnici (sl. 10.19, a). Spoljašnjim prstenastim uskočnikom koji se nalazi u žlebu vratila osigurava se unutrašnji prsten sa jedne ili sa obe strane ležaja. Jedna strana unutrašnjeg prstena ležaja može biti osigurana naslonom na vratilu. Spoljašnji prsten ležaja osigurava se unutrašnjim prstenastim uskočnikom sa jedne ili obe strane ležaja. Za veće vrednosti aksijalnih sila kao osigurač unutrašnjeg prstena koristi se navrtka sa osiguračem (sl. 10.19, b).

Odstojna čaura (sl. 10.20, a) koristi se za istovremeno osiguranje unutrašnjeg prstena ležaja i nekog drugog dela na vratilu, npr. zupčanika. Osiguranje unutrašnjeg prstena ležaja može se postići jednom ili sa dve navrtke (sl. 10.20, b) ili pločicom koja se za kraj vratila spaja zavrtnjima (sl. 10.20, c). Osiguranje spoljašnjeg prstena ležaja od aksijalnog pomeranja može biti pomoću ispusta i naslona na samom kućištu (sl. 10.20, a i c).



a) b)

Sl. 10.19. Osiguranje prstenova ležaja od aksijalnog pomeranja

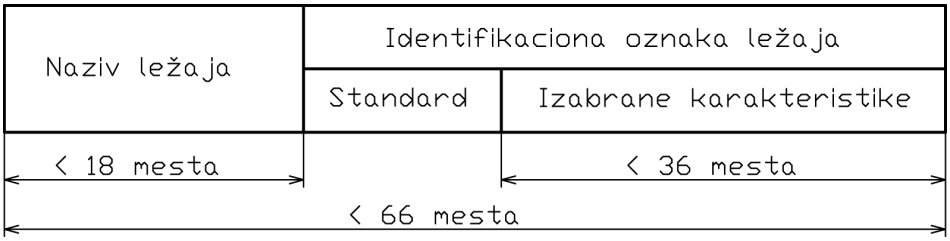


a) b) c)

Sl. 10.20. Osiguranje unutrašnjeg i spoljašnjeg prstena ležaja od aksijalnog pomeranja

10.2.1. Označavanje kotrljajnih ležaja

Označavanje kotrljajnih ležaja propisano je međunarodnim evropskim i našim nacionalnim standardom. Način označavanja prikazan je na šemi (sl. 10.21). Oznaka ležaja sastoji se iz slovnih i brojčanih oznaka. Naziv ležaja je određen standardom i može imati maksimalno 18 mesta. Broj standarda koji je definisao ležaj je sastavni deo oznake.



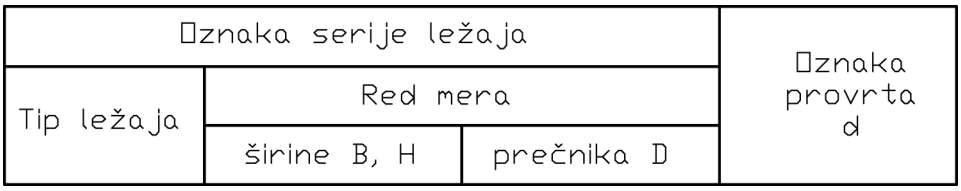
Sl. 10.21. Šematski prikaz oznake ležaja

Oznaka za izabrane karakteristike sastoji se iz tri dela:

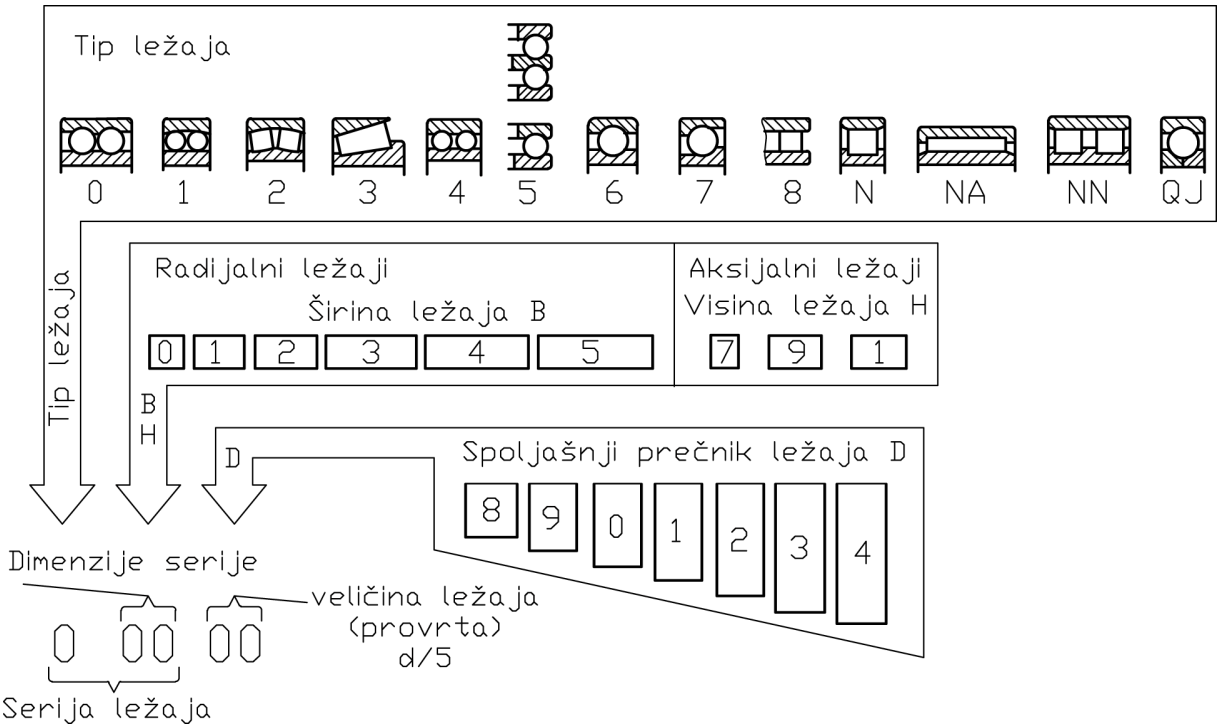
mesto A – oznake ispred osnovne oznake,
mesto B – osnovne oznake i
mesto C – dodatne oznake.

OZNAKE ISPRED OSNOVNE OZNAKE NA MESTU A date su tabelarno i odnose se na nekompletne ležaje. Uglavnom su to slovne oznake, na primer: W – nerđajući ležaj, R – prstenasti ležaj bez jednog prstena, L – izmenljivi prsten itd.

OSNOVNE OZNAKE NA MESTU B sastoje se iz više delova i označavaju **tip ležaja** i njegove **dimenzije**: širinu *B* (visinu za aksijalne kolutne ležaje *H*), prečnik *D* i prečnik provrta *d* (sl. 10.22 i sl. 10.23).



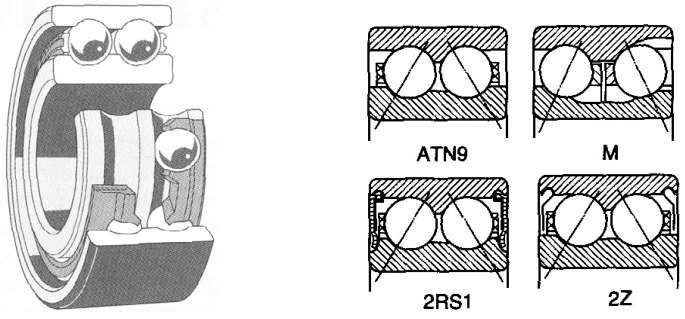
Sl. 10.22. Šematski prikaz osnovne oznake ležaja



Sl.10.23. Osnovne oznake kotrljajnih ležaja

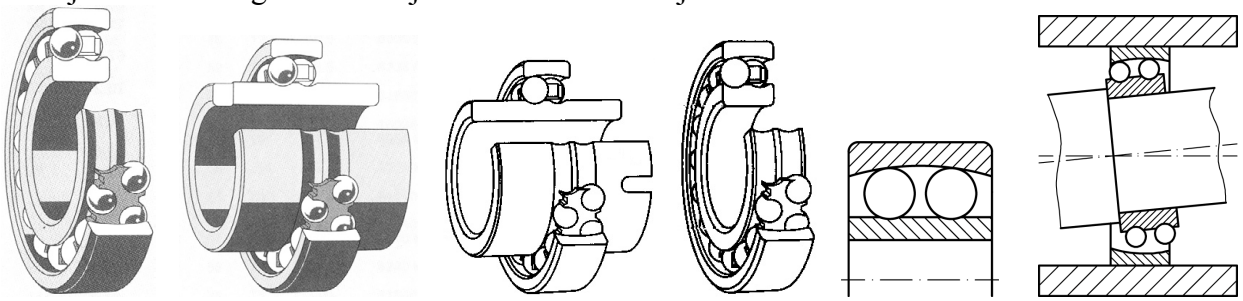
Tip ležaja označava se sa: 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, N, NA, NU, NJ, NUP, NN, NNU, QJ i U. Pored ovih osnovnih standardnih tipova ležaja proizvode se i drugi.

Ležaj tipa 0 su prstenasti kuglični dvoredni ležaji sa kosim dodirom (sl. 10.24). Kuglični ležaji sa kosim dodirom imaju kotrljajne staze na unutrašnjem i spoljašnjem prstenu koje su pomerene jedna u odnosu na drugu u pravcu aksijalne ose ležaja. Pogodni su za velika radijalna i aksijalna opterećenja, za srednje i velike brzine. Nisu rastavljivi.



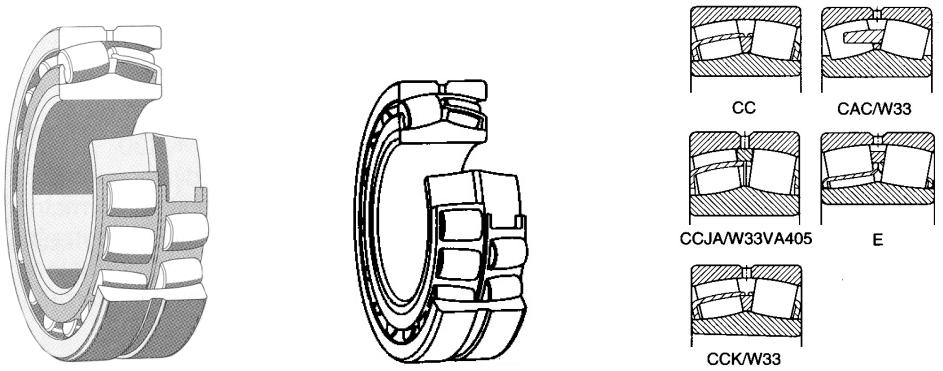
Sl. 10.24. Dvoredni kuglični ležaji sa kosim dodirom tipa 0

Ležaji tipa 1 su samopodesivi prstenasti kuglični dvoredni ležaji (sl. 10.25). Ovi ležaji se mogu prilagođavati ugaonim odstupanjima vratila u odnosu na ležaj i kućište. Ugao zakretanja vratila je do 4°. Nosi velika radijalna i manja aksijalna opterećenja. Ugrađuje se na dugačka vratila koja osciluju i na sva druga vratila koja se u toku rada radijalno zakreću.



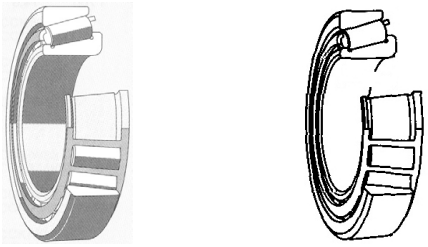
Sl. 10.25. Samopodesivi kuglični dvoredni ležaji tipa 1

Ležaj tipa 2 je prstenasti bačvasti ležaj sa dva reda bačvi (sl. 10.26). Nose velika radijalna i manja aksijalna opterećenja. Samopodesiv je i omogućava radijalno zakretanje vratila do 4°.



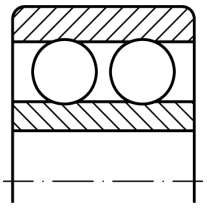
Sl. 10.26. Prstenasti bačvasti ležaj tipa 2

Ležaj tipa 3 je prstenasti konusni valjkasti ležaj (sl. 10.27). Nose velika radijalna i manja aksijalna opterećenja. Aksijalna opterećenja su u jednom smeru te se ugrađuju u paru. Rasklopivljivi su, što omogućava podešavanje pri montaži. Ne dozvoljavaju zakretanje vratila. Koriste se za male brzine.



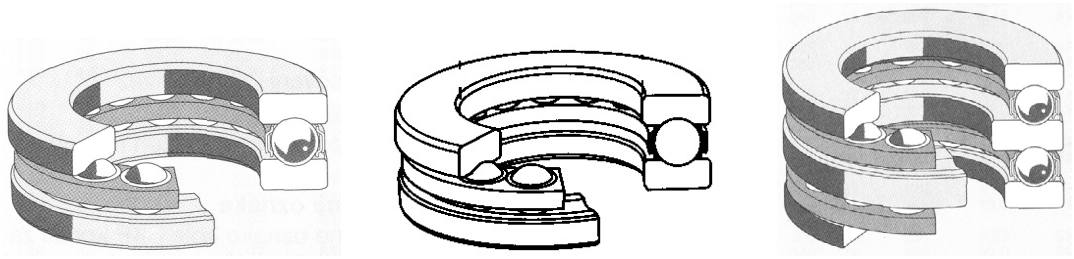
Sl. 10.27. Konusni prstenasti valjkasti ležaj tipa 3

Ležaj tipa 4 je prstenasti dvoredni kuglični radijalni ležaj (sl. 10.28). Jednostavne su konstrukcije i lako se održavaju. Koriste se za velike radne brzine i povećana opterećenja.



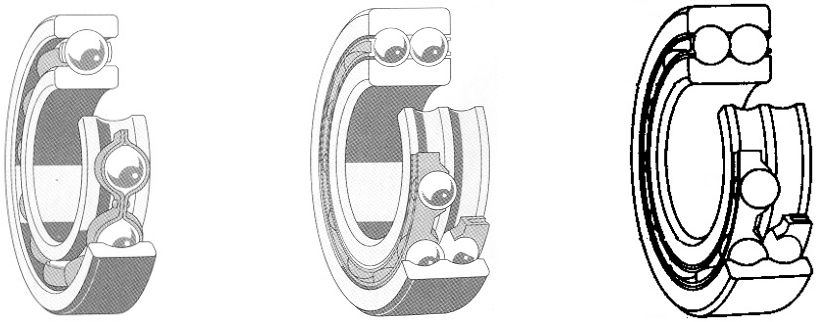
Sl. 10.28. Prstenasti dvoredni kuglični radijalni ležaj tipa 4

Ležaj tipa 5 je kolutni kuglični aksijalni ležaj. Mogu biti sa jednim ili sa dva reda kuglica (sl. 10.29). Nose samo aksijalna opterećenja. Koriste se za velika aksijalna opterećenja.



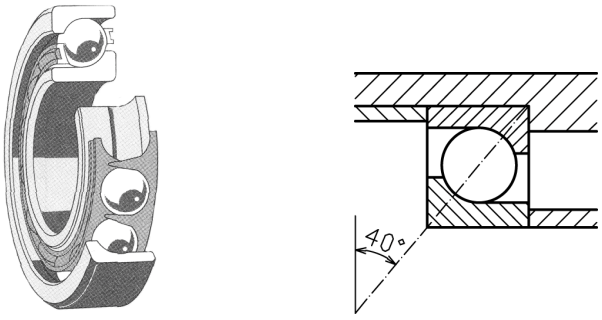
Sl. 10.29. Kolutni aksijalni kuglični ležaj tipa 5

Ležaji tipa 6 su prstenasti jednoredni ili dvoredni kuglični ležaji (10.30). Imaju univerzalnu i veoma široku primenu. Koriste se za velika radijalna i znatna aksijalna opterećenja i za velike brzine. Ovaj ležaj dozvoljava malo radijalno zakretanje vratila. Nisu tako šumni u odnosu na druge kotrljajne ležaje. Jednostavne su konstrukcije i jeftini su.

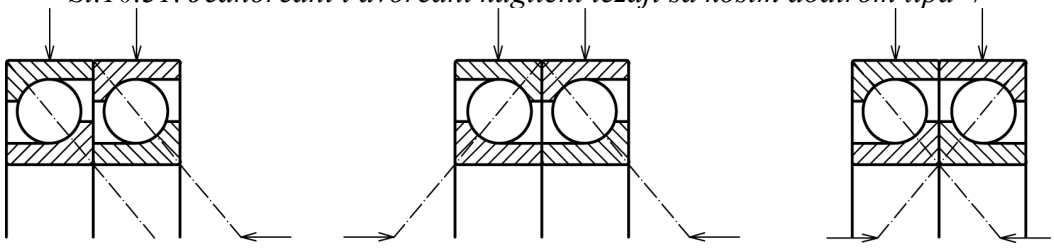


Sl. 10.30. Prstenasti jednoredni i dvoredni kuglični ležaji tipa 6

Ležaji tipa 7 su jednoredni prstenasti kuglični ležaji sa kosim dodirom (sl. 10.31). Kuglični ležaji sa kosim dodirom imaju kotrljajne staze na unutrašnjem i spoljašnjem prstenu koje su pomerene jedna u odnosu na drugu u pravcu aksijalne ose ležaja. Pogodni su za istovremeno radijalno i aksijalno opterećenje. Ugao dodira je 40° i namenjeni su za srednje i velike brzine. Nisu rastavljivi. Jednoredni ležaju primaju aksijalno opterećenje samo u jednom pravcu pa se zato ugrađuju u paru sa još jednim takvim ležajem (sl. 10.32). Uparivanje ležaja može biti na različite načine, tako da nose aksijalnu silu u jednom ili u oba smera. Dvoredni ležaji su namenjeni za velika aksijalna i radijalna opterećenja.

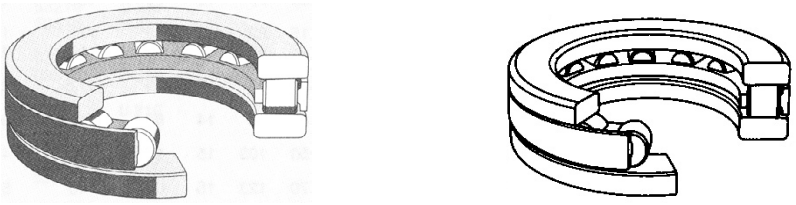


Sl.10.31. Jednoredni i dvoredni kuglični ležaji sa kosim dodirom tipa 7



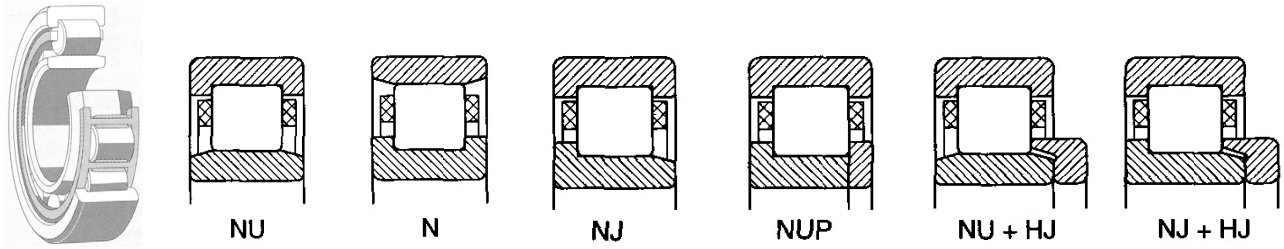
Sl. 10.32. Uglovi dodira kugličnih ležaja sa kosim dodirom tipa 7 sa O i X rasporedom

Ležaji tipa 8 su kolutni aksijalni ležaji sa valjčićima (sl. 10.33). Nose aksijalna velika opterećenja. Nisu osetljivi na udare.



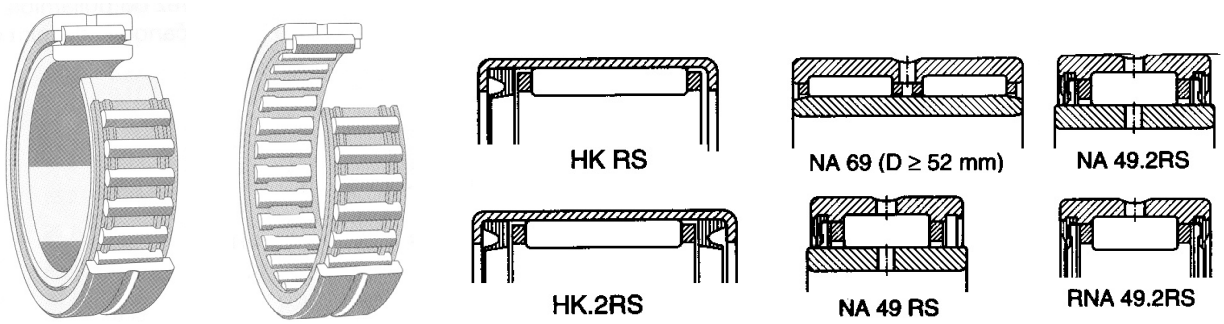
Sl. 10.33. Kolutni aksijalni ležaji sa valjčićima tipa 8

Ležaji tipa N (NU, NJ, NUP, NN, NNU, NG, NF...) su prstenasti jednoredni cilindrično valjkasti ležaji (sl. 10.34). Koriste se za velika samo radijalna opterećenja. Laki su za montažu.



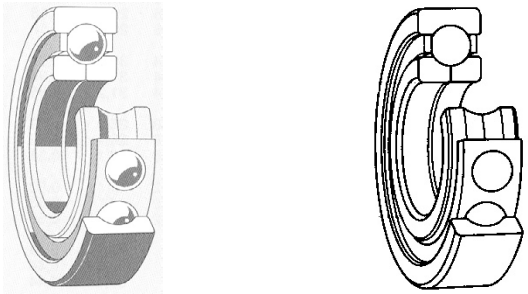
Sl. 10. 34. Prstenasti jednoredni cilindrično valjkasti ležaji

Ležajevi tipa NA, NK su prstenasti igličasti jednoredni ležaji (sl. 10.35). Koriste se za velika udarna radijalna opterećenja. Ovi ležaji su malih dimenzija. Mogu se koristiti bez unutrašnjeg i spoljašnjeg prstena.



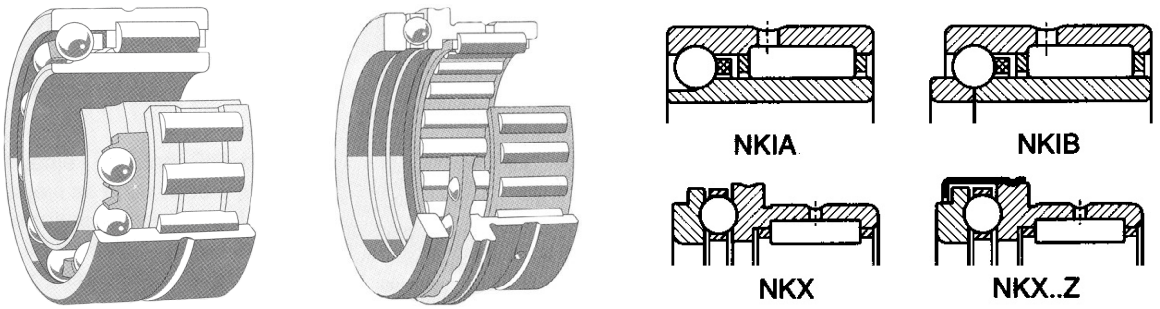
Sl. 10.35. Prstenasti igličasti jednoredni ležaji tipa NA i NK

Ležaj tipa Q i OJ su prstenasti kuglični ležaji sa dodirom u četiri tačke sa dvodelnim prstenom (sl. 10.36). Laki su za montažu i demontažu.



Sl. 10.36. Prstenasti kuglični ležaj sa dodirom u četiri tačke sa dvodelnim prstenom tipa QJ

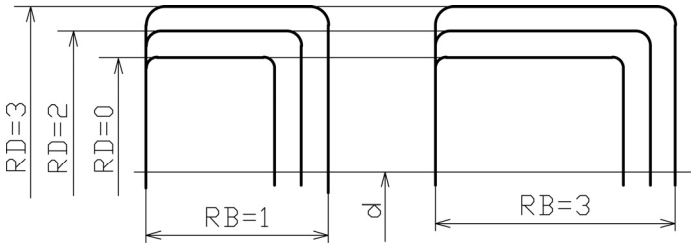
Kombinovani igličasti ležaji su ležaji sa kuglicama i iglicama (sl. 10.37) ili nekom drugom kombinacijom kotrljajnih elemenata. Koriste se za velika radijalna i aksijalna udarna opterećenja gde su potrebne male gabaritne dimenzije. Kuglice mogu biti u prstenima ili kolutima od čega zavisi nosivost aksijalne sile.



Sl. 10.37. Kombinovani igličasti ležaji

OZNAKA REDA MERA PREČNIKA D I ŠIRINE B

Oznaka za prečnik ležaja RD sastoji se iz brojčane oznake: 0, 1, 2, 3, 4, 5 ili 6, a oznaka za širinu ležaja RB sastoji se iz oznake: 8, 9, 0, 1, 2, 3 ili 4. Za jednu vrednost prečnika provrta ležaja d (prečnika rukavca) ima više redova širina B i više redova prečnika ležaja D. Na taj način ležaji istog provrta (sl. 10.38) imaju različite nosivosti opterećenja.



Sl. 10.38. Red mera širine B i prečnika D

OZNAKA PROVRTA d

Prečnik provrta ležaja d označava se različito, zavisno od vrednosti prečnika.

Za prečnike provrta manje od 9 mm ($d < 9\,mm$) oznaka je vrednost prečnika provrta u mm. Na primer, ako je oznaka 8, znači da je prečnik provrta 8 mm ($d = 8\,mm$).

Za prečnike provrta $d = 10, 12, 15$ *ili* $17\,mm$ oznaka je 00, 01, 02 ili 03 navedeno istim redom. Na primer, ako je oznaka prečnika provrta 02, prečnik provrta je 15 mm ($d = 15\,mm$).

Za prečnike provrta veće od 17, a manje od 500 mm ($d = 17 \div 480\,mm$) oznaka je vrednost prečnika u mm podeljeno sa 5 ($\frac{d}{5}$). Na primer, za prečnik provrta $d = 100\,mm$ oznaka je 20 (100:5=20).

Za prečnike provrta $d = 22, 28$ *i* $32\ mm$ i za $d \geq 500\,mm$ oznaka je vrednost prečnika provrta d u mm ali se ispred oznake stavlja kosa crta (/), npr. /22.

DODATNE OZNAKE NA MESTU C sastoje se iz brojčanih i slovnih oznaka i označavaju različita konstrukciona rešenja koja se razlikuju od osnovnog, klasu tačnosti, nivo buke, radni vek ležaja itd. Ove oznake su date tabelarno, a ovde su date samo neke od njih.

1. Oznaka A, B, C... je oznaka za različita konstrukciona rešenja.
2. Oznaka za odstupanje spoljnjeg oblika, na primer, K - oznaka za konusni otvor, X – odstupanje dimenzija od osnovnog izvođenja itd.
3. Oznaka za kavez i materijal kavezan, na primer, J – čelični kavez, V – bez kaveza itd.

4. Oznaka za zaštitu i zaptivanje ležaja, na primer, Z – zaštita sa jedne strane, 2Z – zaštita sa obe strane, RS – zaptivanje sa jedne strane itd.
5. Oznaka za klasu tačnosti izrade (tolerancije mera), na primer P2, P4 itd.
6. Oznaka za unutrašnji zazor je, na primer, C1, C2 itd.
7. Oznaka za nivo vibracija je Q7, Q6 itd.
8. Oznaka za povećanu sigurnost korišćenja (pouzdanost rada) je C7, C8 i C9.
9. Oznaka za rad na povišenim temperaturama je S0, S1 itd.
10. Oznaka za ugradnju u parovima je O, X, T, V.
11. Oznaka za moment trenja je JU – za smenjen moment trenja.
12. Sredstva za podmazivanje oznaka je LT, HT, LHT itd.

Primer oznake ležaja:

Neka je oznaka ležaja sledeća: prstenasti konusni valjkasti ležaj, SRPS M.C3.735 30315 BKV, što znači:

- Naziv ležaja: prstenasti konusni valjkasti ležaj;
- Oznaka standarda koji je definisao parametre ležaja: SRPS M.C3.735 – srpski nacionalni standard;
- Oznaka tipa ležaja: 3 - prstenasti konusni valjkasti ležaj;
- Oznaka reda širine B: 0;
- Oznaka reda prečnika D: 3;
- Oznaka prečnika provrta d : 15 znači da je prečnik $d = 15 \times 5 = 75\ mm$;
- Oznaka B znači da su prstenovi konusni;
- Oznaka K znači da je otvor provrta konusan;
- Oznaka V znači da ležaj nema kaveza.

Oznaka kotrljajnog ležaja treba da je utisnuta na čeonoj površini unutrašnjeg ili spoljašnjeg prstena.

10.2.2. Proračun kotrljajnih ležaja

Proračun kotrljajnih ležaja sastoji se od izbora tipa ležaja i dimenzija ležaja.

Tip ležaja se bira na osnovu:
- sila koje deluju na rukavac i ležaj,
- brzine obrtanja rukavca,
- uslova rada i
- željenog veka korišćenja.

Dimenzije ležaja se biraju na osnovu:
- dimenzija rukavca i
- statičke ili dinamičke moći nošenja ležaja.

Dimenzije ležaja se biraju na osnovu **statičke moći nošenja** C_o za brzine obrtanja rukavca manje od 20 °/min ($n \leq 20\ ^o/min$). Statička moć nošenja C_o je najveće statičko opterećenje koje dovodi do trajnih deformacija kotrljajnih tela ili ležišnih prstenova, koje nisu veće od 10^{-4} prečnika kotrljajnih tela. Statička moć nošenja određuje se na osnovu jednačine:

$$C_o = k_o \cdot F_o \ ,$$

gde je: k_o (-) - statička karakteristika ležaja, F_o (N) – ekvivalentno statičko opterećenje. Statička karakteristika ležaja jednaka je $k_o = 0,8 \div 1,2$.

Ekvivalentno statičko opterećenje jednako je:

$$F_o = X_o \cdot F_R + Y_o \cdot F_A ,$$

gde je: X_o (-) i Y_o (-) - statički faktori radijalnog i aksijalnog opterećenja koji su definisani standardima (tabela 10.2). Sila F_R je radijalna sila, a F_A aksijalna sila koja opterećuje rukavac i ležaj.

Dimenzije ležaja se biraju na osnovu **dinamičke moći nošenja** C za brzine obrtanja rukavca veće od 20 °/min ($n > 20\ ^o/min$). Dinamička moć nošenja (C) je ono opterećenje koje ležaj može da prenosi u toku 10^6 obrtaja, tako da na 90 % ispitivanih ležaja ne dođe do trajnih razaranja radnih površina. Ispitivanje traje 500 h pri $n = 33,33\ ^o/min$. Statičku i dinamičku moć ležaja propisuju nacionalni i međunarodni standardi, a proizvođači se uklapaju u te vrednosti.

Dinamička moć nošenja C određuje se na osnovu jednačine:

$$C \geq F \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot T}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}} ,$$

gde je: C (N) – dinamička moć nošenja ležaja, F (N) – ekvivalentno dinamičko opterećenje ležaja, n (°/min) – broj obrtaja vratila po minuti, T (h) – radni vek ležaja, α(-) - koeficijent vrste kotrljajnih elemenata. Za kuglične ležaje koeficijent vrste kotrljajnih elemenata $\alpha = 3$, a za valjkaste $\alpha = 3,33$.

Ekvivalentno dinamičko opterećenje ležaja određuje se na osnovu izraza:

$$F = X \cdot F_R + Y \cdot F_A ,$$

gde je: X (-) i Y (-) - dinamički faktori radijalnog i aksijalnog opterećenja koji su definisani standardima (tabela 10.2).

U slučaju da ležaj radi na povećanim temperaturama ($t > 100^\circ C$) i pri udarnim opterećenjima, dinamička moć nošenja C se određuje na osnovu jednačine:

$$C \geq F \cdot k_t \cdot k_u \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot T}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}} ,$$

gde je: k_t (-) – faktor temperature, k_u (-) – faktor udara. Preporučene vrednosti ovih faktora date su u tabelama 10.3 i 10.4.

Tabela 10.2. Dinamički i statički faktori radijalnog i aksijalnog opterećenja za proračun kotrljajnih ležaja

Oznaka ležaja		e	$F_A / F_R < e$		$F_A / F_R > e$		X_o	Y_o
			X	Y	X	Y		
	$F_A / C_o = 0,28$	0,22	1	0	0,546	1,99	0,6	0,5
60	0,056	0,26				1,71		
62	0,084	0,28				1,55		
63	0,110	0,30				1,45		
64	0,170	0,34				1,31		
	0,280	0,38				1,15		
	0,420	0,42				1,04		
	0,560	0,44				1,00		
72, 73		1,44	1	0	0,35	0,57	0,5	0,26
32, 33		0,86	1	0,73	0,62	1,17	1	0,63
12	d=15 – 25 mm	0,31	1	2,1	0,65	3,2	1	0,68 · Y
	30	0,25		2,5		3,85		
	35	0,24		2,65		4,1		
	40 - 50	0,22		2,9		4,5		
	55 - 60	0,20		3,2		5,0		
	65 - 70	0,19		3,4		5,3		
	75 -120	0,18		3,5		5,4		
13	10 - 15	0,33	1	1,9	0,65	3,0		
	20 - 25	0,30		2,1		3,25		
	30 - 40	0,26		2,35		3,65		
	45 - 55	0,25		2,55		3,95		
	60 - 100	0,23		2,65		4,1		
	110	0,25		2,45		3,9		
22	15 -20	0,47	1	1,35	0,65	2,1		
	25	0,39		1,6		2,5		
	30 - 35	0,37		1,75		2,65		
	40 - 45	0,31		2,07		3,15		
	50 - 70	0,27		2,3		3,55		
	75 - 85	0,25		2,45		3,8		
	90 - 95	0,27		2,3		3,6		
NU, N, NJ, NUP			1	1	1	1	1	1
222	40 - 45	0,27	1	2,5	0,67	2,7	1	0,68 · Y
	50 - 100	0,23		2,9		4,4		
	110 - 220	0,26		2,6		3,9		
223	40 - 45	0,42	1	1,6	0,67	2,4		
	55 - 60	0,40		1,7		2,5		
	65 - 140	0,37		1,8		2,7		
302	15 - 20	0,35	1	0	0,4	1,75	0,5	0,55 · Y
	25 - 40	0,38				1,6		
	45 - 120	0,42				1,45		
303	20 - 35	0,30	1	0	0,4	2,0		
	40 - 100	0,34				1,75		
322	30 – 40	0,37	1	0	0,4	1,6		
	45 – 110	0,41				1,45		
	120	0,43				1,35		
323	25 – 35	0,30	1	0	0,4	2,0		
	40 - 75	0,34				1,75		
512, 513, 523						1		1

Tabela 10.3. Faktor temperature

$t(^\circ C)$	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325
k_t	1	1,03	1,07	1,13	1,20	1,28	1,39	1,50	1,62	1,78

Tabela 10.4. Faktor udara

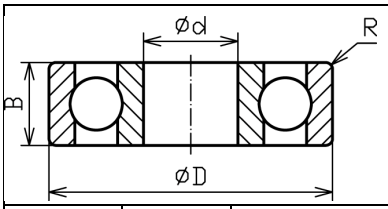
Vrsta pogona	k_u
Pogon trapeznim ili tkanim kaišem	2 – 3
Pogon kožnim kaišem ili čeličnom trakom	3 – 4
Zupčasti prenos sa obično obrađenim zupčanicima	1,2 – 1,6
Zupčasti prenos sa brušenim zupcima	1,02 – 1,4
Šinska vozila	1,4 – 1,7
Menjači drumskih vozila	1
Točkovi drumskih vozila	1,3 – 1,6
Opšte mašinstvo, pogoni sa malim udarima	1 – 1,2
Opšte mašinstvo, pogoni sa udarima	1,5 – 3

Odabrani ležaj treba da ima vrednost prečnika provrta isti kao prečnik rukavca. Dinamička moć nošenja odabranog ležaja treba da je veća od dinamičke moći nošenja koja je izračunata. Karakteristike neki od standardnih tipova ležaja date su u tabelama od 10.5 do 10.11.

Vrednosti karakteristika ležaja istih oznaka međusobno se neznatno razlikuju, zavisno od toga da li je podatak od proizvođača ležaja ili iz standarda. Proizvođači ležaja se trude, zbog konkurencije, da njihovi ležaji imaju veće vrednosti statičke i dinamičke moći nošenja nego što je to standardom propisano ili što postižu drugi proizvođači ležaja.



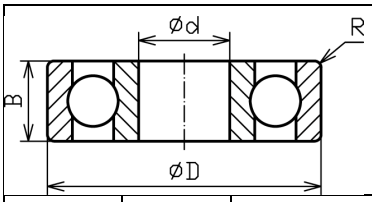
Tabela 10.5. Prstenasti kuglični jednoredni ležaji sa radijalnim dodirom oznake 6, SRPS M.C3.601



Prstenasti kuglični jednoredni ležaji sa radijalnim dodirom oznake tipa ležaja 6

Oznaka provrta	d mm	red mera 10					red mera 02				
		D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN	D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN
00	10	26	8	0,5	4,55	1,96	30	9	1,0	6,00	2,6
01	12	28	8	0,5	5,10	2,36	32	10	1,0	6,96	3,1
02	15	32	9	0,5	5,60	2,85	35	11	1,0	7,80	3,75
03	17	35	10	0,5	6,00	3,25	40	12	1,5	9,50	4,75
04	20	42	12	1,0	9,30	5,0	47	14	1,5	12,7	6,55
05	25	47	12	1,0	10,0	5,85	52	15	1,5	14,3	8,0
06	30	55	13	1,5	12,7	8,0	62	16	1,5	19,3	11,2
07	35	62	14	1,5	16,3	10,4	72	17	2,0	25,5	15,3
08	40	68	15	1,5	17,0	11,8	80	18	2,0	29,0	18,0
09	45	75	16	1,5	20,0	14,3	85	19	2,0	32,5	20,4
10	50	80	16	1,5	20,8	15,6	90	20	2,0	36,5	24,0
11	55	90	18	2,0	28,5	21,2	100	21	2,5	43,0	29,0
12	60	95	18	2,0	29,0	23,2	110	22	2,5	52,0	36,0
13	65	100	18	2,0	30,5	25,0	120	23	2,5	60,0	41,5
14	70	110	20	2,0	39,0	31,5	125	24	2,5	62,0	44,0
15	75	115	20	2,0	40,0	34,0	130	25	2,5	65,5	49,0
16	80	125	22	2,0	47,5	40,0	140	26	3,0	72,0	53,0
17	85	130	22	2,0	50,0	43,0	150	28	3,0	83,0	64,0
18	90	140	24	2,5	58,5	50,0	160	30	3,0	96.5	72,0
19	95	145	24	2,5	60,0	54,0	170	32	3,5	108	81,5
20	100	150	24	2,5	60,0	47,5	180	34	3,5	122	93,0
21	105	160	26	3,0	71,0	64,0	190	36	3,5	132	104
22	110	170	28	3,0	80,0	71,0	200	38	3,5	143	116
24	120	180	28	3,0	83,0	78,0	215	40	3,5	146	122
26	130	200	33	3,0	104	100	230	40	4,0	166	146
28	140	210	33	3,0	108	108	250	42	4,0	176	166
30	150	225	35	3,5	122	125	270	45	4,0	176	170
32	160	240	38	3,5	140	140	290	48	4,0	200	204

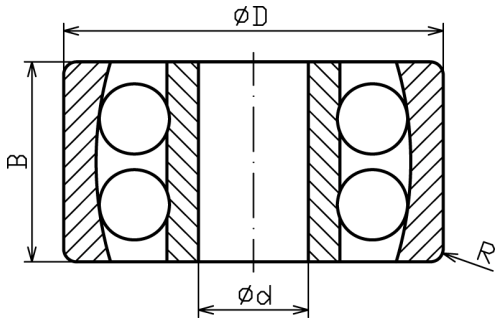
Tabela 10.6. Prstenasti kuglični jednoredni ležaji sa radijalnim dodirom oznake 6, SRPS M.C3.601



Prstenasti kuglični jednoredni ležaji sa radijalnim dodirom oznake tipa ležaja 6

Oznaka provrta	d mm	red mera 03					red mera 04				
		D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN	D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN
00	10	35	11	1,0	8,15	3,45					
01	12	37	12	1,5	9,65	4,15					
02	15	42	13	1,5	11,4	5,40					
03	17	47	14	1,5	13,4	6,55	62	17	2,0	23,6	11,0
04	20	52	15	2,0	17,3	8,50	72	19	2,0	30,5	15,0
05	25	62	17	2,0	22,4	11,4	80	21	2,5	36,0	19,3
06	30	72	19	2,0	29,0	16,3	90	23	2,5	42,5	23,3
07	35	80	21	2,5	33,5	19,0	100	25	2,5	55,0	31,0
08	40	90	23	2,5	42,5	25,0	110	27	3,0	63,00	36,5
09	45	100	25	2,5	53,0	32,0	120	29	3,0	76,5	45,0
10	50	110	27	3,0	62,0	38,0	130	31	3,5	86,5	52,0
11	55	120	29	3,0	76,5	47,5	140	33	3,5	100	62,0
12	60	130	31	3,5	81,5	52,0	150	35	3,5	110	69,5
13	65	140	33	3,5	93,0	60,0	160	37	3,5	118	78,0
14	70	150	35	3,5	104	68,0	180	42	4,0	143	104
15	75	160	37	3,5	114	76,5	190	45	4,0	153	114
16	80	170	39	3,5	122	86,5	200	48	4,0	163	125
17	85	180	41	4,0	125	88,0	210	52	5,0	173	137
18	90	190	43	4,0	134	102	225	54	5,0	196	163
19	95	200	45	4,0	143	112					
20	100	215	47	4,0	163	134					
21	105	225	49	4,0	173	146					
22	110	240	50	4,0	190	166					
24	120	260	55	4,0	212	190					
26	130	280	58	5,0	228	216					
28	140	300	62	5,0	255	245					
30	150	320	65	5,0	285	300					

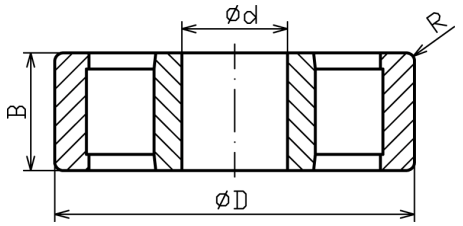
Tabela 10.7. Prstenasti kuglični dvoredni podesivi ležaji oznake 1, SRPS M.C3.621



Prstenasti kuglični dvoredni podesivi ležaji oznake tipa ležaja 1

Oznaka provrta	d mm	red mera 02					red mera 03				
		D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN	D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN
00	10	30	9	1,0	5,5	1,53	35	11	1	7,2	2,08
01	12	32	10	1,0	5,6	1,66	37	12	1,5	9,5	2,8
02	15	35	11	1,0	7,5	2,28	42	13	1,5	9,5	3
03	17	40	12	1,5	8	2,65	47	14	1,5	12,5	4,15
04	20	47	14	1,5	10	3,45	52	15	2	12,5	4,4
05	25	52	15	1,5	12,2	4,4	62	17	2	18	6,7
06	30	62	16	1,5	15,6	6,2	72	19	2	21,2	8,5
07	35	72	17	2,0	16	6,95	80	21	2,5	25	10,6
08	40	80	18	2,0	19,3	8,8	90	23	2,5	29	12,9
09	45	85	19	2,0	22	10	100	25	2,5	38	17
10	50	90	20	2,0	22,8	11	110	27	3	41,5	19,3
11	55	100	21	2,5	27	13,7	120	29	3	51	24
12	60	110	22	2,5	30	16	130	31	3,5	57	28
13	65	120	23	2,5	31	17,3	140	33	3,5	62	31
14	70	125	24	2,5	34,5	19	150	35	3,5	75	37,5
15	75	130	25	2,5	39	21,6	160	37	3,5	80	40,5
16	80	140	26	3,0	40	23,6	170	39	3,5	88	45
17	85	150	28	3,0	49	28,5	180	41	4	98	51
18	90	160	30	3,0	57	32	190	43	4	108	58,5
19	95	170	32	3,5	64	37,5	200	45	4	132	68
20	100	180	34	3,5	69,5	41,5	215	47	4	143	76,5
21	105	190	36	3,5	75	45	225	49	4	156	86,5
22	110	200	38	3,5	88	53					
24	120	215	42	3,5	120	72					

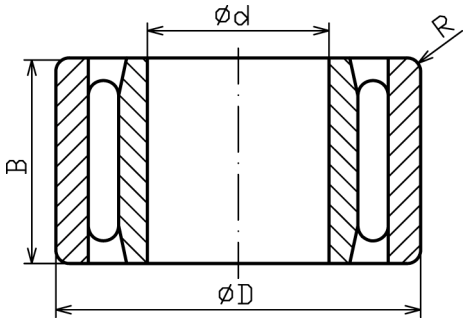
Taela 10.8. Prstenasti cilindrično valjčani jednoredni ležaji oznake NU, SRPS M.C3.631



Prstenasti cilindrično valjčani jednoredni ležaji oznake tipa ležaja NU

Oznaka provrta	d mm	red mera 10					red mera 03				
		D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN	D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN
03	17						47	14	2,0	25,5	21,2
04	20						52	15	2,0	31,5	27
05	25	47	12	1,0	13,4	12	62	17	2,0	41,5	37,5
06	30	55	13	1,5	16,6	16	72	19	2,0	51	48
07	35	62	14	1,5	23,6	24,5	80	21	2,5	64	63
08	40	68	15	1,5	29	32	90	23	2,5	81,5	78
09	45	75	16	1,5	32,5	35,5	100	25	2,5	98	100
10	50	80	16	1,5	36	41,5	110	27	3,0	110	114
11	55	90	18	2,0	41,5	50	120	29	3,0	134	140
12	60	95	18	2,0	44	55	130	31	3,5	150	156
13	65	100	18	2,0	45	58,5	140	33	3,5	180	190
14	70	110	20	2,0	64	81,5	150	35	3,5	204	220
15	75	115	20	2,0	65,5	85	160	37	3,5	240	265
16	80	125	22	2,0	76,5	98	170	39	3,5	255	275
17	85	130	22	2,0	78	104	180	41	4	270	300
18	90	140	24	2,5	93	125	190	43	4	315	345
19	95	145	24	2,5	96,5	129	200	45	4	335	380
20	100	150	24	2,5	98	134	215	47	4	380	425
21	105	160	26	3,0	112	153	225	49	4	335	380
22	110	170	28	3,0	140	190	240	50	4	415	475
24	120	180	28	3,0	150	208	260	55	4	520	600
26	130	200	33	3,0	180	250	280	58	5	570	670
28	140	210	33	3,5	183	265	300	62	5	670	800
30	150	225	35	3,5	208	310	320	65	5	800	1000
32	160	240	38	3,5	245	355	340	68	5	865	1060
34	170	260	42	3,5	300	430	360	72	5	800	1020
36	180	280	46	3,5	360	520	380	75	5	900	1160
38	190	290	46	3,5	365	550	400	78	6	965	1250
40	200	310	51	3,5	400	600	420	80	6	965	1250

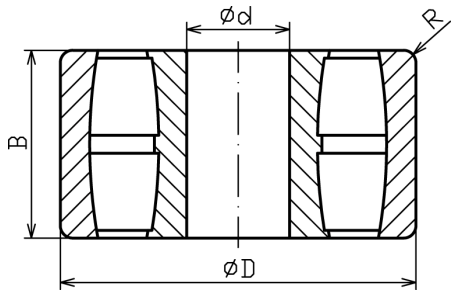
Tabela 10.9. Igličasti ležaji oznake NA



Igličasti ležaji oznake tipa ležaja NA

Oznaka provrta	d	red mera 48					red mera 49				
	mm	D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN	D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN
00	10						22	13	0,5	8,15	9,15
01	12						24	13	0,5	9	11
02	15						28	13	0,5	10,2	13,7
03	17						30	13	0,5	10,4	14,6
04	20						37	17	0,5	19	23,6
05	25						42	17	0,5	21,6	30
06	30						47	17	0,5	23,2	33,5
07	35						55	20	1,0	29	49
08	40						62	22	1,0	40	64
09	45						68	22	1,0	41,5	69,5
10	50						72	22	1,0	43	76,5
11	55						80	25	1,5	56	100
12	60						85	25	1,5	58,5	108
13	65						90	25	1,5	58,5	114
14	70						100	30	1,5	78	150
15	75						105	30	1,5	80	156
16	80						110	30	1,5	83	170
17	85						120	35	2,0	100	220
18	90						125	35	2,0	104	236
19	95						130	35	2,0	106	245
20	100						140	40	2,0	127	285
22	110	140	30	1,5	81,5	216	150	40	2,0	134	315
24	120	150	30	1,5	85	236	165	45	2,0	160	380
26	130	165	35	2	98	300	180	50	2,5	190	490
28	140	175	35	2	102	315	190	50	2,5	193	520
30	150	190	40	2	125	375					
32	160	200	40	2	139	390					
34	170	215	45	2	163	480					
36	180	225	45	2	166	510					
38	190	240	50	2,5	193	630					
40	200	250	50	2,5	196	655					
44	220	270	50	2,5	208	710					
48	240	300	60	3	290	1040					
52	260	320	60	3	300	1120					
56	280	350	69	3	390	1270					
60	300	380	80	3,5	540	1800					
64	320	400	80	3,5	540	1860					
68	340	420	80	3,5	550	1930					
72	360	440	80	3,5	560	2000					
76	380	480	100	3,5	930	3150					

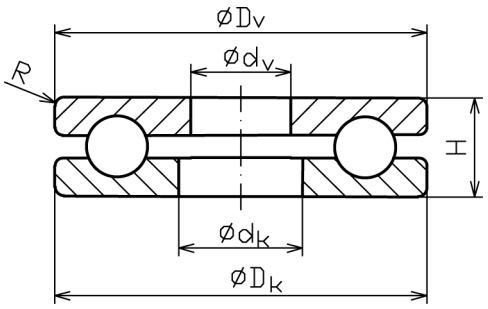
Tabela 10.10. Prstenasti bačvasti dvoredni podesivi ležaji oznake 2, SRPS M.C3.655



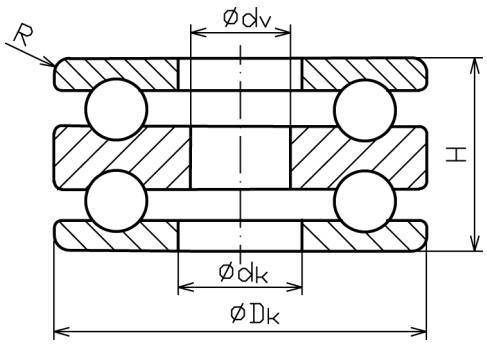
Prstenasti bačvasti dvoredni podesivi ležaji oznake tipa ležaja 2

Oznaka provrta	d mm	red mera 03					red mera 23				
		D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN	D mm	B mm	R mm	C kN	C_o kN
04	20	52	5	1,5	34,5	33,5					
05	25	62	17	1,5	44	43					
06	30	72	19	2,0	62	63					
07	35	80	21	2,0	71	73,5					
08	40	90	23	2,0	91,5	100	90	33	2,5	129	143
09	45	100	25	3,0	108	120	100	36	2,5	156	176
10	50	110	27	3,0	122	137	110	40	3	190	216
11	55	120	29	3,0	146	166	120	43	3	224	255
12	60	130	31	3,0	166	193	130	46	3,5	260	300
13	65	140	33	3,0	196	228	140	48	3,5	290	355
14	70	150	35	3,0	220	265	150	51	3,5	325	375
15	75	160	37	3,0	250	305	160	55	3,5	375	440
16	80	170	39	3,0	275	340	170	58	3,5	415	500
17	85	180	41	4	305	375	180	60	4	455	540
18	90	190	43	4	335	415	190	64	4	510	620
19	95	200	45	4	360	450	200	67	4	560	680
20	100	215	47	4	425	530	215	73	4	655	815
22	110	240	50	4	510	640	240	80	4	800	1060
24	120						260	86	4	900	1140
26	130						280	93	5	1040	1340
28	140						300	102	5	1220	1600
30	150						320	108	5	1370	1830
32	160						340	114	5	1430	1900
34	170						360	120	5	1600	2120
36	180						380	125	5	1760	2360
38	190						400	132	6	1860	2500
40	200						420	138	6	2080	2800
44	220						460	145	6	2320	3350
48	240						500	155	6	2650	3900
52	260						540	165	7	3000	4400
56	280						580	175	7	3550	5400

Tabela 10.11. Kolutni kuglični jednoredni i dvoredni ležaji oznake 5, SRPS M.C3.701



Kolutni kuglični jednoredni ležaji oznake tipa ležaja 5, red mera 11

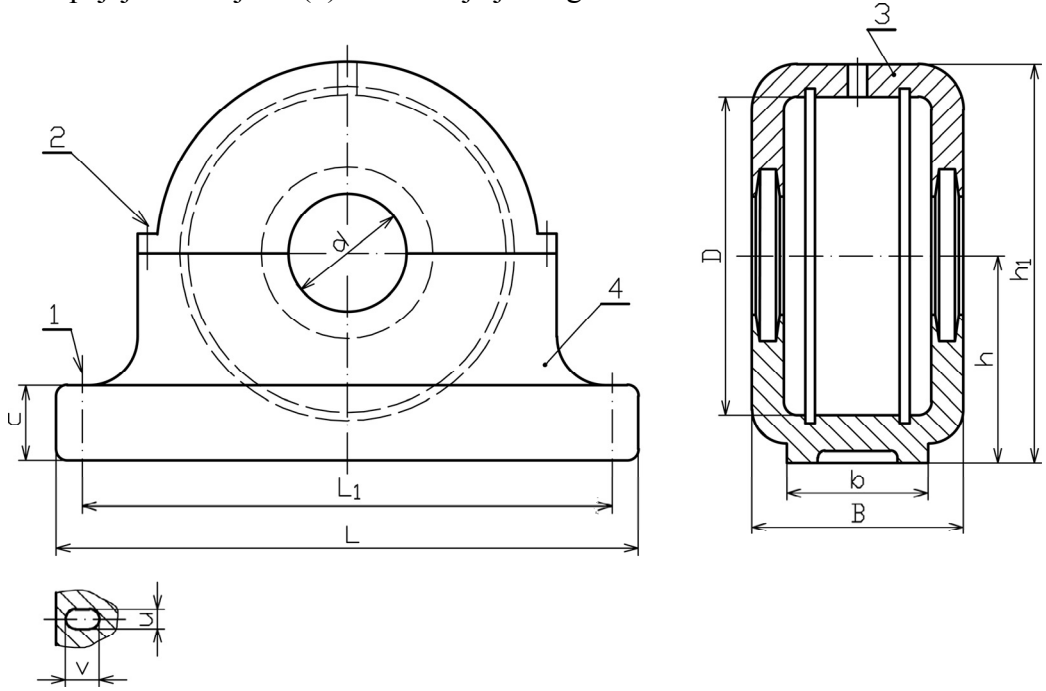


Kolutni kuglični dvoredni ležaji oznake tipa ležaja 5, red mera 22

Oznaka provrta	d_v mm	red mera 11							red mera 22						
		d_k mm	D_v mm	D_k mm	H mm	R mm	C kN	C_o kN	d_v mm	d_k mm	D_k mm	H mm	R mm	C kN	C_o kN
00	10	11	24	24	9	0,5	10	14							
01	12	13	26	26	9	0,5	10,4	15,3							
02	15	16	28	28	9	0,5	9,3	14	10	17	32	22	1,0	16,6	25
03	17	18	30	30	9	0,5	9,65	15,3							
04	20	21	35	35	10	0,5	12,7	20,8	15	22	40	26	1,0	22,4	37,5
05	25	26	42	42	11	1,0	15,6	29	20	27	47	28	1,0	28	50
06	30	32	47	47	11	1,0	16,6	33,5	25	32	52	29	1,0	25,5	47,5
07	35	37	52	52	12	1,0	17,6	37,5	30	37	62	34	1,5	35,5	67
08	40	42	60	60	13	1,0	23,2	50	30	42	68	36	1,5	46,5	98
09	45	47	65	65	14	1,0	24,5	57	35	47	73	37	1,5	39	80
10	50	52	70	70	14	1,0	24,5	60	40	52	78	39	1,5	50	106
11	55	57	78	78	16	1,0	31	78	45	57	90	45	1,5	61	134
12	60	62	85	85	17	1,5	36,5	93	50	62	95	46	1,5	62	140
13	65	67	90	90	18	1,5	37,5	98	55	67	100	47	1,5	64	150
14	70	72	95	95	18	1,5	37,5	104	55	72	105	47	1,5	65,5	160
15	75	77	100	100	19	1,5	44	137	60	77	110	47	1,5	67	170
16	80	82	105	105	19	1,5	45	140	65	82	115	48	1,5	75	190
17	85	87	110	110	19	1,5	45,5	150	70	88	125	55	1,5	98	250
18	90	92	120	120	22	1,5	60	190	75	93	135	62	2	120	300
20	100	102	135	135	25	1,5	85	270	85	103	150	67	2	122	320
22	110	112	145	145	25	1,5	86,5	290	95	113	160	67	2	129	360
24	120	122	155	155	25	1,5	90	310	100	123	170	68	2	140	400
26	130	132	170	170	30	1,5	112	390	110	133	190	80	2,5	183	540
28	140	142	178	180	31	1,5	112	400	120	143	200	81	2,5	190	570
30	150	152	188	190	31	1,5	110	400	130	153	215	89	2,5	236	735
32	160	162	198	200	31	1,5	112	430	140	163	225	90	2,5	245	780
34	170	172	213	215	34	2	132	500	150	173	240	97	2,5	285	930
36	180	183	222	225	34	2	134	530							
38	190	193	237	240	37	2	170	655							
40	200	203	245	250	37	2	170	655							

10.2.3. Kućišta za kotrljajne ležaje

Kotrljajni ležaji obavezno se nalaze u kućištima, koja mogu biti standardna ili nestandardna. Standardno kućište se pomoću zavrtnjeva spaja za podlogu (sl. 10.39, poz. 1). Kućišta su iz dva dela (3, 4) koja se spajaju zavrtnjima (2). Dimenzije jednog od standardnih kućišta date su u tabeli 10.12.



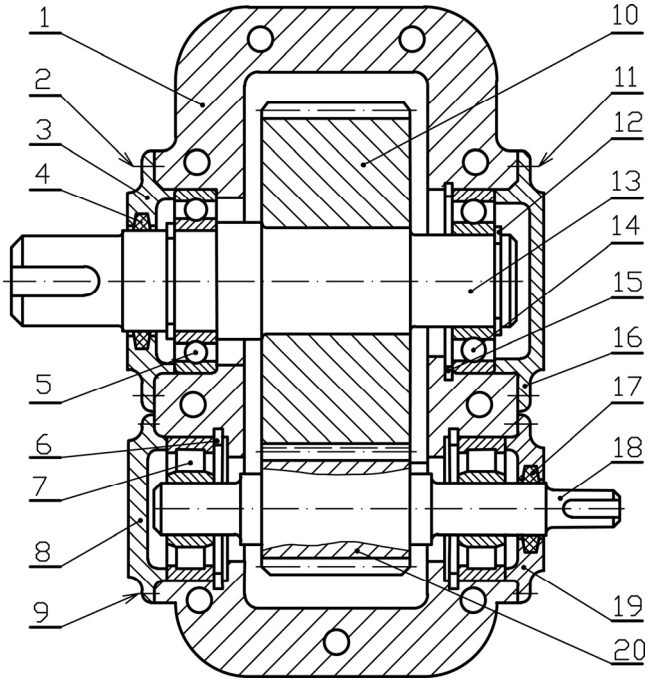
Sl. 10.39. Standardno kućište za kotrljajni ležaj:
1. zavrtanj, 2. zavrtanj, 3. gornji deo kućišta, 4. donji deo kućišta

Tabela 10.12. Standardna kućišta za kotrljajne ležaje, SRPS M.C3.542. Dimenzije su u mm.

Laki tip											
d	D	h	h_1	B	L	b	c	L_1	u	v	Zavrtanj
20	52	40	7	67	165	46	19	130	15	20	M12
25	62	50	90	72	185	52	22	150	15	20	M12
30	72	50	95	82	185	52	22	150	15	20	M12
35	80	60	110	85	205	60	25	170	15	20	M12
40	85	60	110	85	205	60	25	170	15	20	M12
45	90	60	115	90	205	60	25	170	15	20	M12
50	100	70	130	95	255	70	28	210	18	23	M16
55	110	70	135	105	255	70	30	210	18	23	M16
60	120	80	150	110	275	80	30	230	18	23	M16
65	130	80	155	115	280	80	30	230	18	23	M16
70	140	95	175	120	315	90	32	260	22	27	M16
75	150	95	185	125	320	90	32	260	22	27	M20
80	160	100	195	145	345	100	35	290	22	27	M20
85	170	112	210	150	345	100	35	290	22	27	M20
90	180	112	215	160	380	110	40	320	26	32	M24
100	200	125	240	175	410	120	45	350	26	32	M24
110	215	140	315	185	410	120	45	350	26	32	M24
115	230	150	335	190	445	130	50	380	28	35	M24
125	250	150	350	205	500	150	50	420	35	42	M30
135	270	160	370	220	530	160	60	450	35	42	M30
140	290	170	390	235	550	160	60	470	35	42	M30
Teški tip											
20	62	50	90	80	185	52	22	150	15	20	M12
25	72	50	95	82	185	52	22	150	15	20	M12

30	80	60	110	90	205	60	25	170	15	20	M12
35	90	60	115	95	205	60	25	170	15	20	M12
40	100	70	130	105	255	70	28	210	18	23	M16
45	110	70	135	115	255	70	30	210	18	23	M16
50	120	80	150	120	275	80	30	230	18	23	M16
55	130	80	155	125	280	80	30	230	18	23	M16
60	140	95	175	130	315	90	32	260	22	27	M20
65	160	100	195	140	345	100	35	290	22	27	M20
70	170	112	210	145	345	100	35	290	22	27	M20
75	180	112	215	155	380	110	40	320	26	32	M24
80	190	112	220	160	380	110	40	320	26	32	M24
85	200	125	240	170	410	120	45	350	26	32	M24
90	215	140	315	175	410	120	45	350	26	32	M24
100	240	150	340	190	450	130	50	390	28	35	M24
110	260	160	370	200	530	169	60	450	35	42	M30
115	280	170	390	210	550	160	60	470	35	42	M30
125	300	180	420	235	620	170	65	520	35	42	M30
135	320	190	440	245	650	180	65	560	35	42	M30
140	340	200	460	255	680	190	70	580	42	50	M36
d	D	h	h_1	B	L	b	c	L_1	u	v	Zavrtanj

Nestandardna kućišta su nepokretni delovi mašina koji igraju ulogu kućišta (sl.10.40). U nestandardnom kućištu (1) nalaze se dva spregnuta zupčanika (10) i (20) koji se nalaze na vratilima (13) i (18). Zupčanik (20) je sastavni deo vratila (18) jer je malog kinematičkog prečnika. Vratilo (13) oslonjeno je sa leve i desne strane u prstanastim ležajima sa kuglicama (5) i (14). Vratilo (20) oslonjeno je u prstenastim valjkastim ležajima (7). Kućište (1) se sastoji iz dva dela koja se spajaju zavrtnjima. Kućište je zatvoreno poklopcima (3), (8), (16) i (19). Poklopci su spojeni za kućište zavrtnjima (2), (9) i (11). Zaptivenost kućišta obezbeđena je filcanim prstenovima (4) i (17). Spoljašnji i unutrašnji prsten ležaja (14) obezbeđen je od aksijalnog pomeranja spoljašnjim i unutrašnjim prstenom (uskočnikom) (12) i (15). Spoljašnji prsten ležaja (5) i (7) obezbeđen je sa leve strane od aksijalnog pomeranja ispustom na poklopcima (3) i (8). Prsteni ležaja (5) sa desne strane obezbeđeni su od aksijalnog pomeranja prirodnim naslonom vratila i naslonom kućišta. Spoljašnji prsten ležaja (7) sa desne strane osiguran je uskočnikom (6).



Sl. 10.40. Nestandardno kućište: 1. kućište, 2, 9 i 11. zavrtnji, 3, 8, 16 i 19. poklopci kućišta, 4 i 17. zaptivke, 5, 7 i 14. ležaji, 6, 12, 15 prstenasti uskočnici, 10 i 20. zupčanici, 13 i 18. vratila, .

10.2.4. Tolerancije mera kotrljajnih ležaja

Tolerancije mera su veoma važne za kotrljajne ležaje. Tolerancije mera naleganja između rukavca i provrta ležaja treba da obezbedi neizvesno naleganje sa malim vrednostima zazora ili preklopa.

Tolerancija mera provrta ležaja (*d*) je u sistemu zajedničke rupe (tolerancijsko polje H). Preporučuju se tolerancije naleganja rukavca i provrta: H/j, H/m, H/k, kvaliteta $IT5$, $IT6$ i $IT7$, koje će obezbediti da se unutrašnji prsten ležaja obrće zajedno sa rukavcem. Ako je zazor povećan, neće se obrtati unutrašnji prsten sa vratilom i kotrljajni ležaj postaje klizni. Ako je povećan preklop, teško će se montirati ležaj a da se ne ošteti. Kvalitet površinske hrapavosti otvora ležaja i rukavca treba da je $N5$ i $N6$.

Naleganje između spoljašnjeg prstena i otvora kućišta treba da je čvrsto sa manjim preklopima. Veće vrednosti preklopa otežaće montažu i demontažu ležaja. Tolerancija mera prečnika vratila (*D*) je u sistemu zajedničke osovine (tolerancijsko polje h). Preporučuju se tolerancije naleganja ležaja i otvora kućišta: P/h, N/h, M/h, K/h itd. zavisno od opterećenja, brzine obrtanja, uslova rada, tipa i veličine ležaja itd. Kvalitet površinske hrapavosti otvora kućišta i spoljašnje cilindrične površine ležaja treba da je $N7$.

Navedene tolerancije naleganja su okvirne, mogu biti i neke druge, što zavisi od mnogo faktora i uslova rada ležaja.

Tolerancije mera i tolerancije oblika kotrljajnih tela su u širokom opsegu zbog racionalnije proizvodnje. Međutim, pre montaže kotrljajna tela se klasifikuju u različitim opsezima tolerancije mera i tolerancije oblika.

10.3. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE KOTRLJAJNIH LEŽAJA

Pravilno korišćenje ležaja se sastoji u tome da se ležaji:

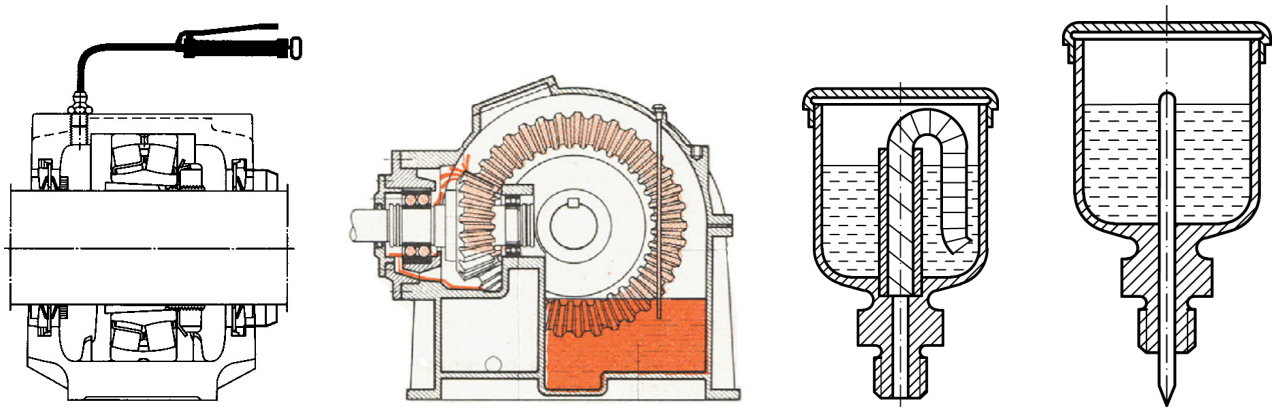
- ne preopterećuju,
- redovno podmazuju,
- kontrolišu i prati njihova ispravnost i
- na vreme zamene sa novim, adekvatne oznake.

10.3.1. Podmazivanje ležaja

Adekvatno podmazivanje ležaja propisuje proizvođač mašine i to je ključno za njihovo pravilno korišćenje i predviđeni radni vek. Podmazivanje ležaja je u propisanim intervalima. Ne podmazuju se samo oni ležaji koji su zaptiveni i označeni na odgovarajući način. Za podmazivanje i kliznih i kotrljajnih ležaja koriste se različiti načini i uređaji za podmazivanje – mazalice.

Pomoću mazalice povremeno se pod pritiskom ubacuje mazivo (sl. 10.41, a). Kada je ležaj potrebno stalno podmazivati, to je moguće izvesti zapljuskivanjem pomoću zupčanika (sl. 10.41, b) ili prstena za podmazivanje.

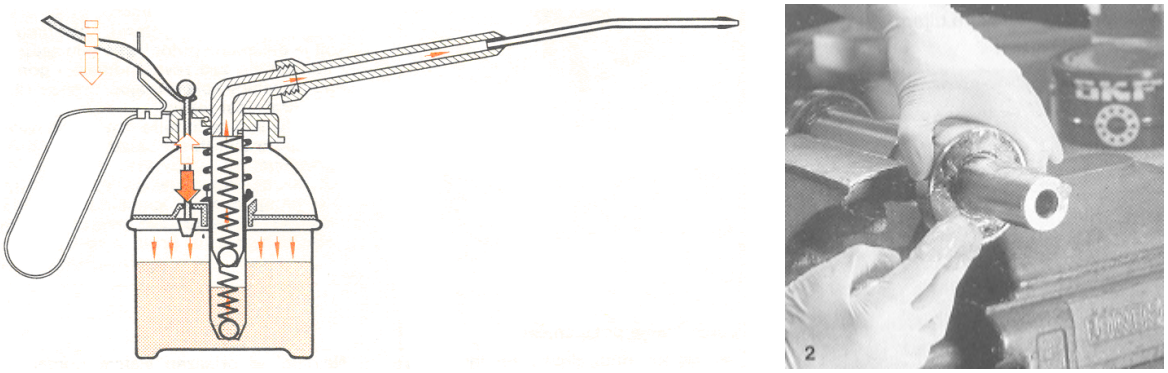
Za stalno podmazivanje i doticanje maziva može se koristiti fitilj koji se nalazi u posudi sa mazivom (sl. 10.41, c). Pomoću šiljka koji se nalazi jednim krajem u posudi sa mazivom, a drugim dodiruje vratilo, takođe se neprekidno podmazuje vratilo (sl. 10.41, d). Pri obrtanju vratila pomera se šiljak koji na taj način propušta mazivo.



a) b) c) d)

Sl. 10.41. Podmazivanje kotrljajnih ležaja

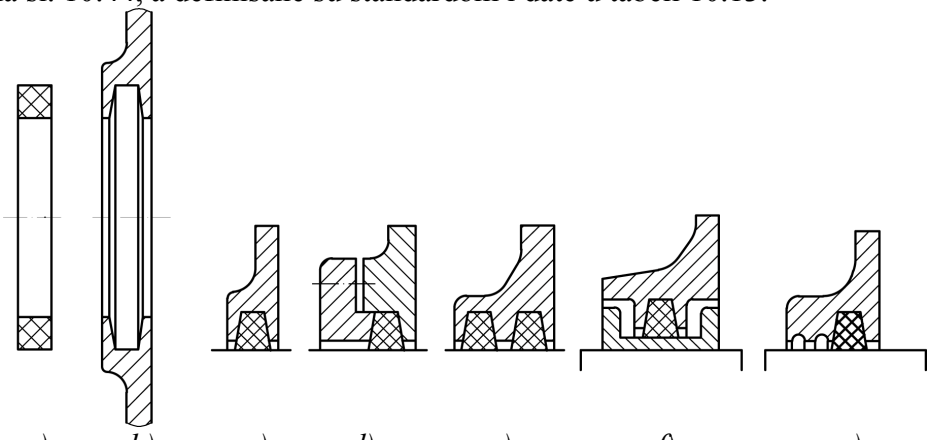
Izgled standardne mazalice koja se pumpa rukom data je na sl. 10.42, a. Pritiskanjem poluge povećava se pritisak ulja, usled čega ventil propušta ulje kroz cevčicu mazalice. Punjenje ležaja mazivom pre montaže prikazano je na sl. 10.42, b. To se obavlja u čistom prostoru sa rukavicama, kako strane primese, prašina ili pesak, ne bi dospele u ležaj.



a) b)

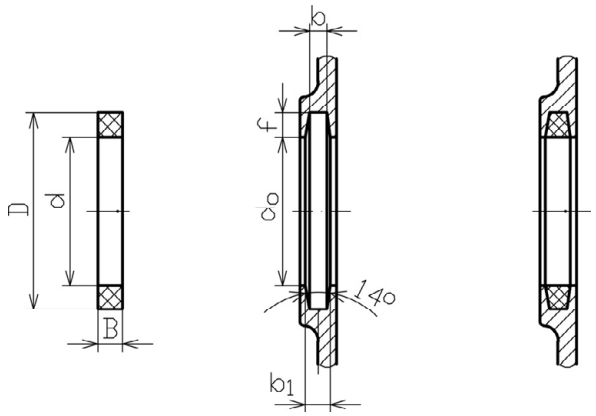
Sl. 10.42. Načini podmazivanja ležaja

Da bi podmazivanje bilo pravilno, kućište ležaja mora biti zaptiveno. Zaptivanje kućišta se postiže na različite načine. Najčešće se koristi zaptivni filcani prsten (sl. 10.43, a) koji ulazi u odgovarajući žleb kućišta (sl. 10.43, b). Da bi se što bolje zadržalo mazivo u kućištu i sprečilo prodiranje nečistoća i vode u kućište, filcani prsteni mogu biti postavljeni na različite načine (sl. 10,43, c do g). Vratilo nije u kontaktu sa otvorom kućišta, već sa filcanim prstenom koji je mokar od maziva. Kada se filcani prsten deformiše ili ishaba treba ga zameniti novim. Mere zaptivnih filcanih prstena pokazane su na sl. 10.44, a definisane su standardom i date u tabeli 10.13.



a) b) c) d) e) f) g)

Sl. 10.43. Zaptivanje ležaja pomoću filcanih prstena

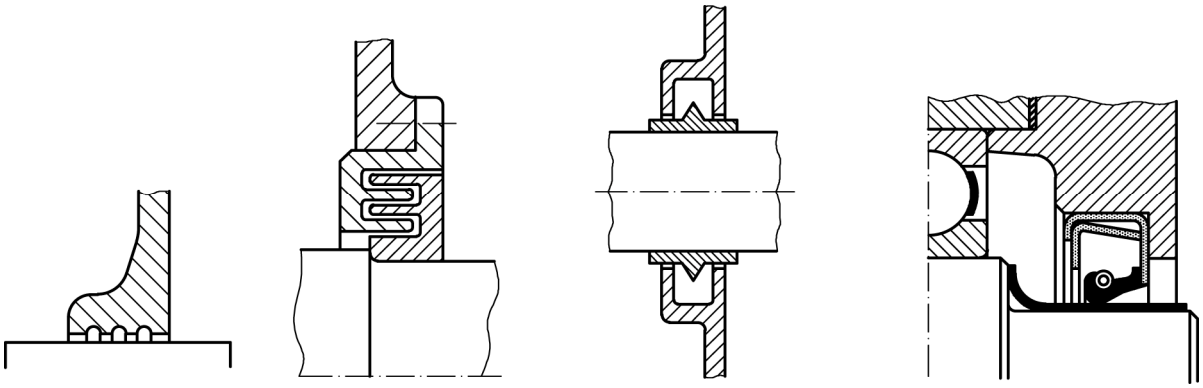


Sl. 10.44. Mere zaptivnih filcanih prstena i žlebova u kućištu

Tabela 10.13. Dimenzije zaptivnih filcanih prstena i žlebova u kućištu, prema SKF-u. Mere u mm.

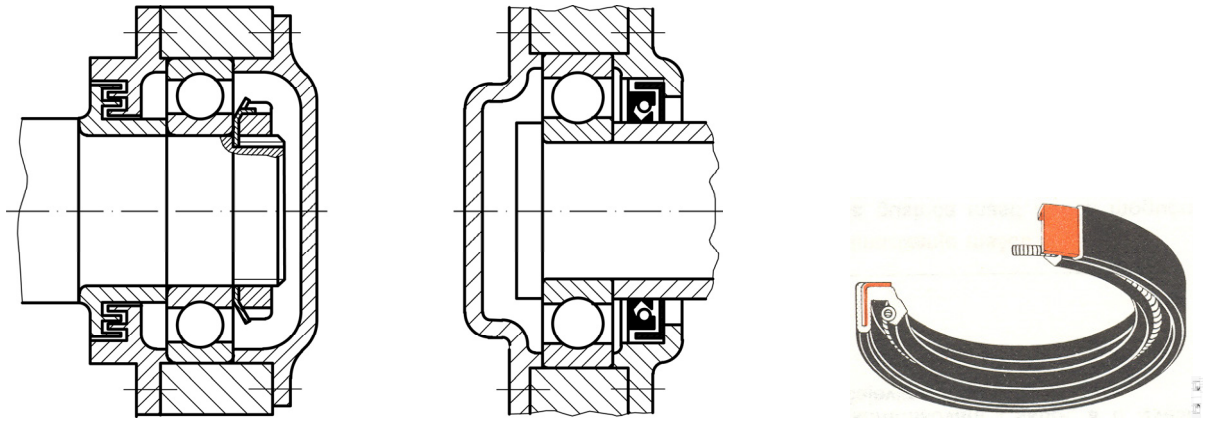
Zaptivni prsten			Žleb				Zaptivni prsten			Žleb			
d	D	B	d_o	b	b_1	f	d	D	B	d_o	b	b_1	f
20	31	3,5	21	3	4,2	5	90	111	8,6	91	7	9,5	10
25	38	5	26	4	5,5	6	95	116	8,5	96	7	9,5	10
30	43	5	31	4	5,5	6	100	125	9,5	101	8	11	12
35	48	5	36	4	5,5	6	110	135	9,5	111	8	11	12
40	53	5	41	4	5,5	6	115	140	9,5	116	8	11	12
45	58	5	46	4	5,5	6	125	154	10,5	126	9	12,4	14
50	67	6	51	5	7	8	135	164	10,5	136	9	12,4	14
55	72	6	56	5	7	8	140	173	12	141	10	13,9	14
60	77	6	61	5	7	8	150	183	12	151	10	13,9	16
65	82	6	66	5	7	8	160	193	12	161	10	13,9	16
70	89	7	71	6	8,2	9	170	203	12	171	10	13,9	16
75	94	7	76	6	8,2	9	180	213	12	181	10	13,9	16
80	99	7	81	6	8,2	9	200	239	13,5	201	11	15,7	19
85	104	7	86	6	8,2	9	300	351	16	301	13	19,1	25

Zaptivanje ležaja može se izvesti na više načina. Odgovarajući žlebovi u kućištu (sl. 10.45, a) u nekoj meri onemogućavaju isticanje maziva. Lavirintna zaptivka je deo kućišta (sl. 10.45, b) koja svojom konstrukcijom onemogućava isticanje maziva (sl. 10.46, a). Prsten sa šiljkom (sl. 10.45, c) takođe može da posluži kao zaptivka. Gumeni ili plastični zaptivači (sl. 10.45, d) se često koriste za zaptivanje kotrljajnih ležaja i veoma su efikasni ako se koriste do predviđenih temperatura. Primer zaptivanja ležaja i sama zaptivka prikazani su na sl. 10. 46, b i c.



a) *b)* *c)* *d)*

Sl. 10.45. Zaptivanje kućišta



a) *b)* *c)*

Sl. 10.46. Zaptivanje ležaja i zaptivka

10.3.2. Kontrola ispravnosti ležaja

Preventivna kontrola ispravnosti ležaja je od velikog značaja. Ako se na vreme ne otkrije oštećenje ležaja, dolazi do oštećenja i ostalih delova na vratilu: prenosnika, spojnice itd. i samog vratila. Najjednostavniji način je svakodnevni nadzor i osluškivanje jer je oštećen ležaj bučniji. Kada je ležaj oštećen povećava se temperatura što se proverava termometrom. Vizuelnim nadzorom može se pratiti i stanje zaptivki. U slučaju da su oštećene dolazi do curenja maziva (sl. 10.47). Ako je iscurelo mazivo tamne boje, znači da je zaprljano, a ako je mutno i belkasto u mazivu je prisutna voda. Ovakva kontrola je vrlo gruba i orijentaciona. Za tačnu i preciznu kontrolu koriste se savremeni uređaji za beskontaktno merenje temperature u ležaju i vibracije, na osnovu čega se primenom odgovarajućih softvera dobija procena stanja ležaja i prognoza koliko će još raditi bez oštećenja.



Sl. 10.47. Vizuelna kontrola ispravnosti ležaja

Za savremen način merenja stanja ležaja i određivanje veka trajanja koriste se metode za merenje udarnog impulsa, ili takozvana SPM Metoda (*The Shock Pulse Method*). Ovom metodom mogu se detektovati udarni impulsi još u prvoj fazi razvoja oštećenja ležaja, koji uglavnom potiču zbog manjeg sloja maziva ili povećane hrapavosti dodirnih površina.

Korektivne aktivnosti održavanja u ovoj fazi su od presudnog značaja za duži radni vek ležaja i uglavnom se odnose na obezbeđenje potrebnog sloja maziva u datim uslovima. Udarni impulsi se stvaraju u ležaju kao rezultat kotrljanja elemenata ležaja po stazi (prstenu). Ako je došlo do oštećenja ležaja, sloj maziva samo umanjuje ali ne eliminiše potpuno pojavu udarnih impulsa, što omogućava da se SPM metoda koristi u toku ukupnog rada ležaja. Intenzitet i oblik signala udarnog impulsa je u direktnoj vezi sa debljinom sloja maziva između kotrljajnih elemenata i prstenova ležaja i mehaničkog stanja njihovih površina. Razvoj oštećenja ležaja je najčešće postepen, te stalnim merenjem intenziteta udarnih impulsa, na vreme se može otkriti i nagoveštaj oštećenja ležaja.

Jedan od uređaja za merenje udarnih impulsa, vibracija i stanja ležaja je SKF MARLIN (sl. 10.48). Ovaj merni uređaj i drugi slični njemu, opremljeni su odgovarajućim softverom pomoću kojeg se, na osnovu izmerenih udarnih impulsa i brzine obrtanja, određuju brzine i ubrzanja vibracija.

Merni uređaj signalizira izmerene i izračunate vrednosti u vidu dijagrama ili bojom (zelenom, žutom i crvenom). Niska vrednost vibracija i zelena boja znači da je ležaj u dobrom stanju, da je ugradnja ležaja bila pravilna, da je podmazivanje odgovarajuće i da je opterećenje u granicama dozvoljenih vrednosti. Maksimalna vrednost vibracija, koje su još u zelenom polju, znači da nema još nedozvoljenih oštećenja ležaja. Žuta boja znači da se ležaj još može kraće vreme koristiti, ali je vreme za zamenu. Maksimalne vrednosti udarnih impulsa i vibracija u crvenom polju ukazuju na veća oštećenja ležaja i da se ne može više koristiti.



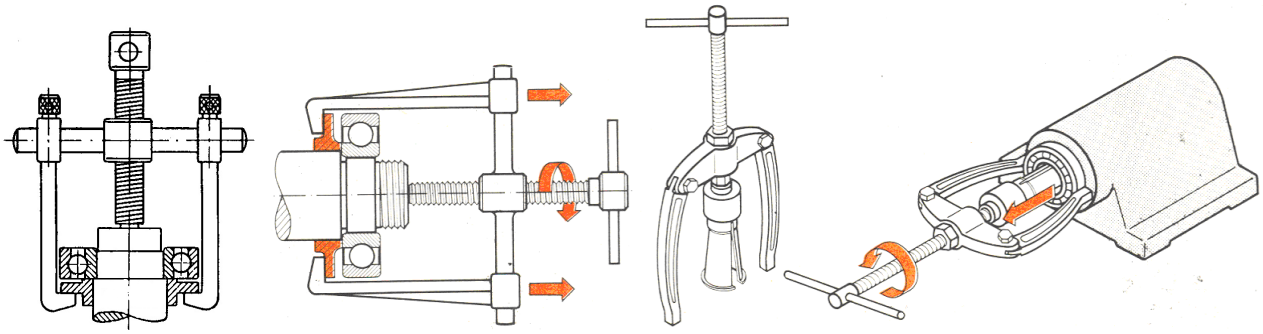
Sl. 10.48. SKF MARLIN uređaj za merenje stanja ležaja

10.3.3. Zamena oštećenog ležaja

Radni vek kotrljajnog ležaja je ograničen. Bez obzira na pravilno održavanje i odgovarajuće uslove rada dođe vreme da ga treba zameniti novim. Sam ležaj nije skup, međutim ako se ošteti ležaj, lančano će se oštetiti i svi ostali delovi u sklopu, što će značajno poskupeti korišćenje i održavanje mašine. Stoga je veoma važno da se na vreme otkrije početno oštećenje ležaja, dok se još ne oštete ostali delovi u sklopu. Zamena oštećenog ležaja sastoji se u demontaži i montaži novog.

Demontaža ležaja

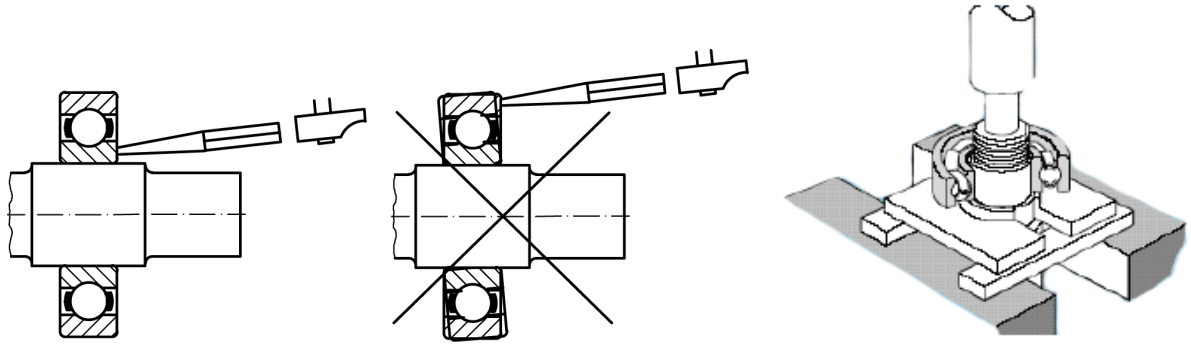
Kada se ustanovi da je ležaj oštećen treba ga demontirati (izvaditi) i zameniti novim. Za demontažu se koriste posebni alati za izvlačenje ležaja (izvlakači) (sl. 10.49). Čeljustima alata obuhvate se prsteni ležaja, zatim okretanjem navojnog vretena ležaj se postepeno svlači sa rukavca.



Sl. 10.49. Demontaža ležaja pomoću izvlakača

Manji ležaji se mogu demontirati pomoćnim alatom. Da bi se ležaj skinuo sa rukavca treba delovati na unutrašnji prsten (sl. 10. 50, a) laganim udarcima, a ne na spoljašnji (sl. 10. 50, b).

Da bi se ležaj izvukao iz kućišta treba delovati na spoljašnji prsten, nikako na kotrljajna tela. Ukoliko je potrebna veća sila za demontažu, koristi se presa (sl. 10. 50, c).



a) pravilno *b) nepravilno* *c) s presom*

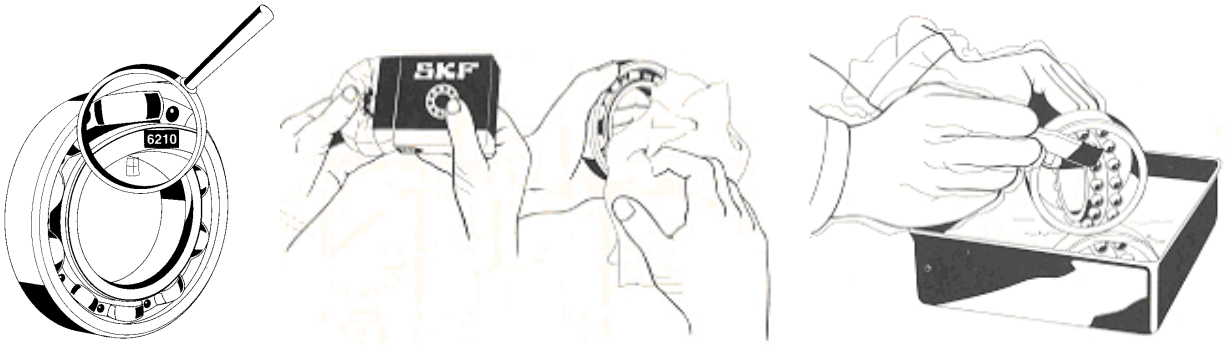
Sl. 10.50. Demontaža ležaja sa rukavca

Montaža ležaja

Pri zameni ležaja treba voditi računa da to bude ležaj sa identičnom standardnom oznakom koja stoji utisnuta na čeonoj površini ležaja (sl. 10.51, a). Standardna oznaka ležaja sadrži podatke o geometrijskim parametrima i vrednostima dinamičke i statičke moći nošenja. Treba koristiti ležaje od pouzdanih specijalizovanih proizvođača (sl. 10.51, b). U Srbiji ima dobrih prozvođača ležaja: Fabrika kotrljajnih ležaja - FKL Temerin i Industrija kotrljajnih ležaja - IKL Beograd.

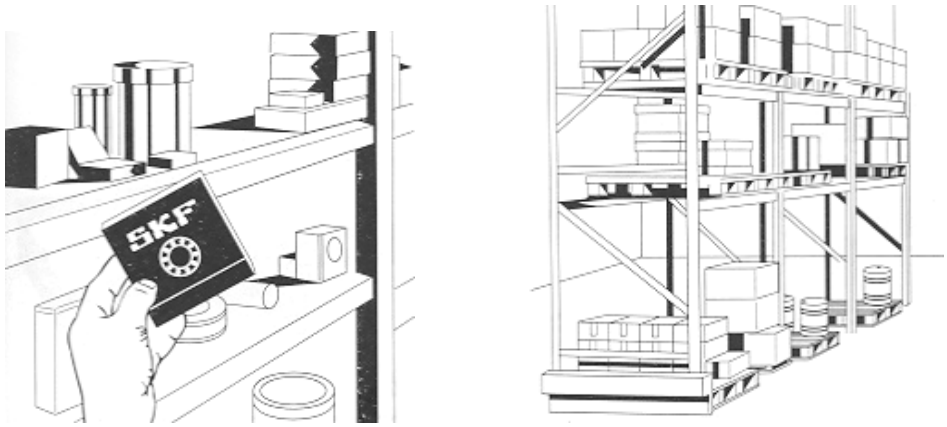
Ležaj pre montaže treba pregledati i po potrebi očistiti. Pri tome koristiti rukavice i čistu podlogu bez prašine, primesa, opiljaka i tome slično (sl. 10.51, c).

Ležaje na zalihi treba pravilno skladištiti u suvom prostoru, u ambalaži koja je štiti od korozije i nečistoća (sl. 10.52).



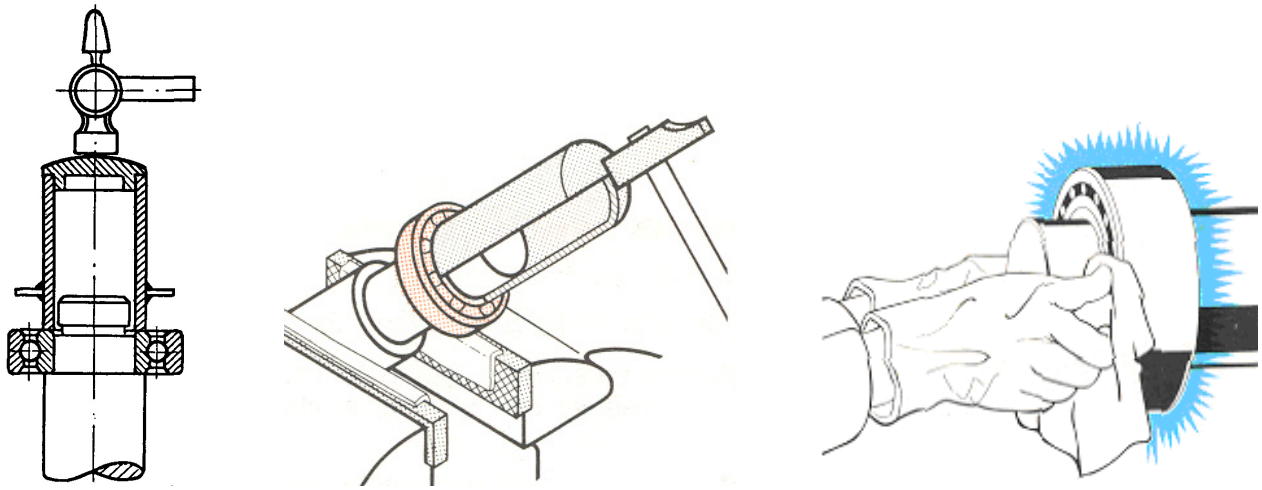
a) *b)* *c)*

Sl. 10.51. Priprema ležaja za montažu



Sl. 10.52. Skladištenje ležaja

Za montažu ležaja koristi se presa ili posebna čaura. Lakim udarcima čekića na čauru deluje se na unutrašnji prsten, nikako na kotrljajne elemente (sl. 10.53). Manji ležaji mogu se montirati pritiskom ruku na prstene ležaja. Pri većim vrednostima preklopa montaža se izvodi specijalnom presom. Za lakšu montažu ležaja na rukavac potrebno je ležaj grejati, a rukavac hladiti.



Sl. 10. 53. Montaža ležaja

10.4. OŠTEĆENJA NA KOTRLJAJNIM LEŽAJIMA

I pored pravilnog održavanja kotrljajnih ležaja dolazi do njihovog oštećenja jer im je vek trajanja ograničen. Nakon određenog vremenskog perioda dolazi do oštećenja kotrljajnih elemenata i dodirnih površina prstenova u vidu: habanja, ljuskanja, ljuštenja, pukotina, mikropukotina i rupica, naprslina, oštećenja korozijom, zaribavanja i topljenja. Na kotrljajnim telima najčešće se pojave rupice, naprsline, pukotine, drobljenje i topljenje.

Mnogi oblici oštećenja i otkaza međusobno su povezani, tj. mnogi od njih su uzrok pojave i nastanka drugih. Uzroci za oštećenje kotrljajnih ležaja su različiti, a mogu biti: preopterećenje, greške u materijalu, greške u proizvodnji (greške nastale prilikom kovanja, presovanja i kaljenja, pukotine nastale prilikom brušenja, greške u tolerancijama itd.), pogrešna montaža ili ugradnja ležaja, nepravilno podmazivanje (manjak ili višak maziva, neadekvatno sredstvo za podmazivanje), oštećenje zaptivki, prolazak struje kroz ležaj, uticaj vlage, uticaj korozije i drugo.

Habanje

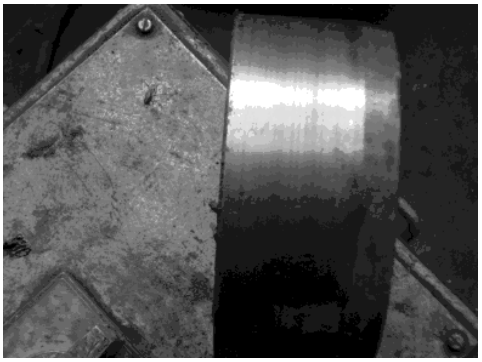
Bez obzira na pravilno korišćenje i održavanje, posle izvesnog perioda javlja se habanje svih delova ležaja koji se međusobno kreću. To su najčešće staze po kojima se kreću kotrljajni elementi na unutrašnjem i spoljašnjem prstenu ležaja. Habanje se javlja i na kotrljajnim telima. Ako je tolerancija naleganja između rukavca i otvora unutrašnjeg prstena neodgovarajuća (veći zazor) javlja se trenje klizanja koje dovodi do habanja rukavca i unutrašnjeg prstena.

Ljuskanje i ljuštenje

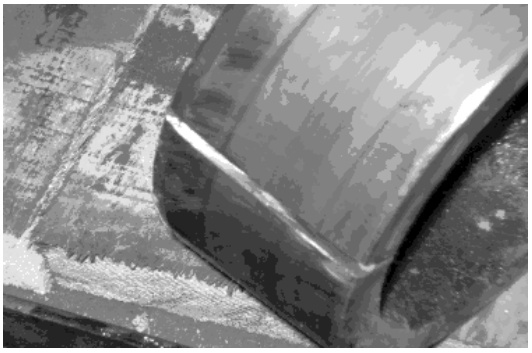
Ljuskanje i ljuštenje se javlja na stazama prstena i na kotrljajnim telima, najčešće na cilindričnim valjčićima. Prvo se javlja ljuskanje, tj. neznatno skidanje materijala, zatim skidanje materijala u većoj meri, odnosno ljuštenje (sl. 10.54). Javlja se zbog neogovarajućeg materijala i termičke obrade, nepravilne ugradnje ležaja, prisustva stranih tela i usled zamora materijala.

Pukotine

Pukotine nastaju prilikom neadekvatne demontaže i montaže, a kao posledica udaranja čekićem na prstenove i kotrljajna tela. Uzrok pojave poprečnih pukotina na unutrašnjem prstenu može biti suviše čvrsto naleganje između rukavca i prstena (sl. 10.55).



Sl. 10.54. Ljuštenje prstena ležaja



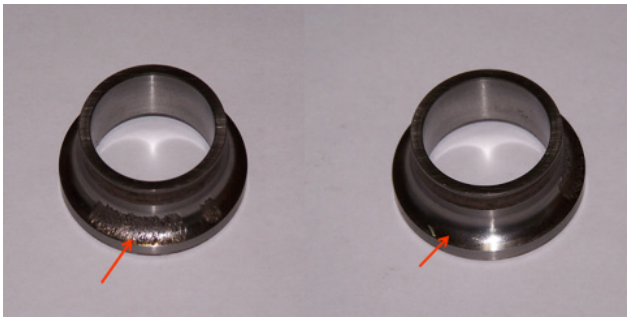
Sl. 10.55. Pukotine na prstenu

Mikropukotine

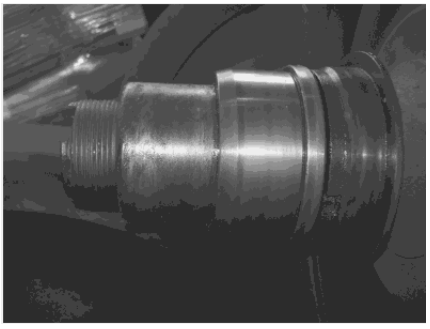
Pod opterećenjem dolazi do elastičnih deformacija na mestu dodira, tako da se prenos opterećenja ostvaruje preko malih dodirnih površina. Zbog toga i pored veoma velike tvrdoće i čvrstoće materijala delova ležajeva, kao i pažljive izrade, ugradnje i održavanja, posle određenog vremenskog perioda dolazi do zamora i oštećenja dodirnih površina. Oštećenja su rezultat lokalnog kontaktnog preopterećenja i manifestuje se najpre pojavom mikropukotina ispod površine (sl. 10.56). Pri daljem radu mikropukotine se šire ka površini i stvaraju se male rupice i jamice. Ovo oštećenje naziva se piting.

Oštećenja ležišta korozijom

Kod nedovoljno zaštićenih ležaja od vlage (nezaptivenih) i ako su neodgovarajuće podmazivana često se javlja korozija. Korozija nagriza dodirne površine što dovodi do povećanog habanja. Kada čestice korodiranog materijala dospeju između tarnih površina deluju kao sredstvo za brušenje što izaziva još brže habanje i oštećenje (sl. 10.57).



Sl. 10.56. Mikropukotine na prstenovima



Sl. 10.57. Oštećenje korozijom

Rupice i pukotine

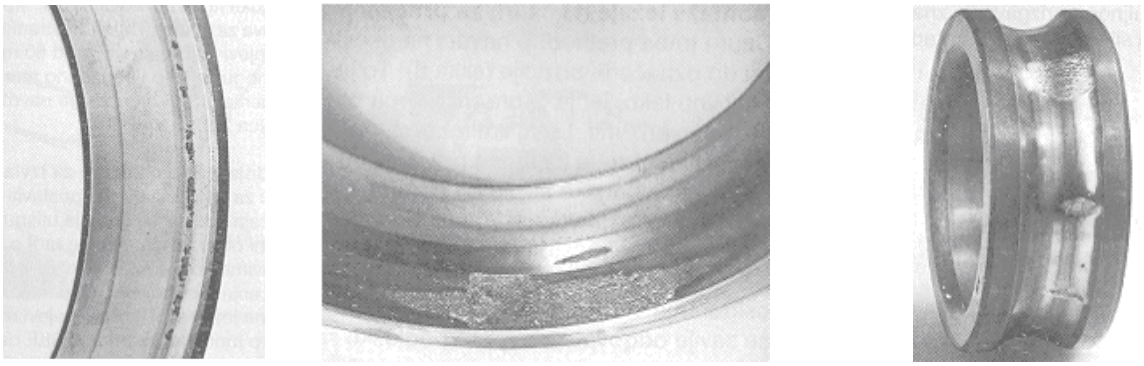
Rupice se najčešće javlaju na stazama prstena. Razlog ovog oštećenja može biti neodgovarajući kvalitet površinske hrapavostri, neodgovarajuća termička obrada i preopterećenje. Kada je obrada neadekvatna u malim udubljenjima zadržava se mazivo koje biva potiskivano kotrljajnim elementima. Kako je mazivo nestišljivo, razara materijal i dolazi do većih rupica, pukotina i naprslina (sl. 10.58).

Nezaptivenost kućišta

I mala nezaptivenost kućišta ležaja omogućava prodor vlage iz vazduha u ležaj koja se prilikom hlađenja kondenzuje i stvara prekid uljnog filma na mestima kontakta kotrljajnih tela i kotrljajnih staza. Tokom vremena javlja se korozija koja se kasnije ponaša kao abrazivno sredstvo i izaziva mehanička oštećenja (sl. 10.59).

Oštećenje kaveza

Pri oštećenju kaveza cilindrični valjčići se zakose, nepravilno se obrću i prouzrokuju intenzivno oštećenja površine prstena i kaveza. Habanje kaveza na kraju dovodi do loma ili velikog oštećenja (sl. 10.60). Uzroci oštećenja kaveza su različiti: nedovoljno podmazivanje, preopterećenje, neodgovarajuća brzina obrtanja i sl.



Sl. 10.58. Oštećenja prstenova kotrljajnih ležaja



Sl. 10.59. Posledica nezaptivenog kućišta



Sl. 10.60. Oštećenje kaveza

Drobljenje i topljenje kotrljajnih elemenata

Manja ili veća oštećenja kotrljajnih elemenata ležaja nastaju usled nepravilnog izbora ležaja, preopterećenja, nepravilne montaže ležaja i nepravilnog podmazivanja Oštećenja mogu biti u vidu rupica, ljuštenja, pucanja, drobljenja i topljenja (sl. 10.61).



Sl. 10.61.Drobljenje i topljenje kotrljajnih elemenata ležaja

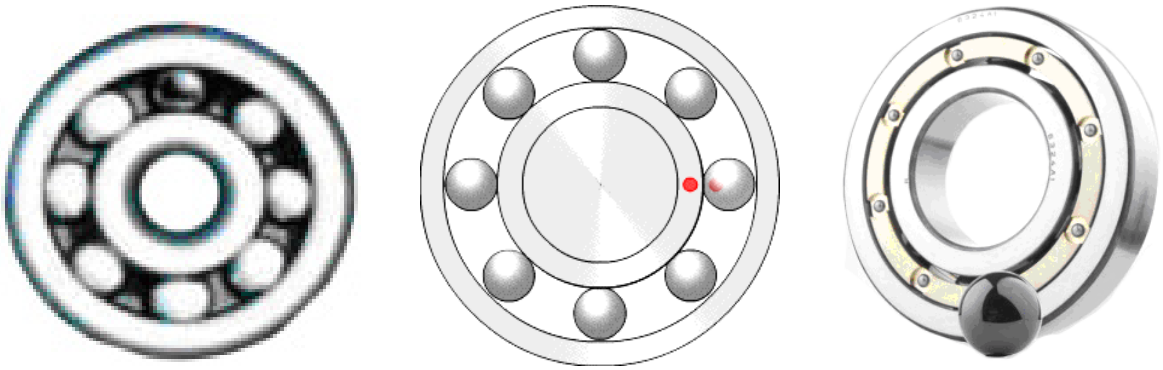
10. 5. RAZVOJ KOTRLJAJNIH LEŽAJA

Razvoj kotrljajnih ležaja ide u pravcima iznalaženja novih materijala i pravilnijeg korišćenja i održavanja.

Jedna od mogućnosti poboljšanja radnih karakteristika ležaja jeste korišćenje keramičkih materijala za izradu delova ležaja. Novi keramički materijali su tvrdi i otporni na habanje. Keramika je

električni izolator, hemijski je oporna na kiseline i druga slična jedinjenja i ima dobru otpornost na koroziju. Keramika se već odavno koristi u brojnim industrijskim granama, od elektronske do hemijske i procesne industrije. Najčešće upotrebljavani keramički materijal koji se koristi za kotrljajne ležaje je tzv. "silikon nitrid" Si_3N_4. Ovaj materijal se odlikuje visokom čvrstoćom i velikom otpornošću na habanje. Ima visoku otpornost na deformacije pri visokim temperaturama do 1000^oC, i malu gustinu u poređenju sa čelikom. Ima veoma mali koeficijent trenja. Međutim, keramika je krt materijal, nepogodan za obradu rezanjem i nepogodan za promenljiva i udarna opterećenja, te još uvek nema široku primenu za izradu delova mašina i ležaja.

Ležaj sa samo jednom keramičkom kuglicom, svojom tvrdom površinom ravna stazu kotrljanja čime povećava triboloških osobine celog ležaja. Jedna keramička kuglica održava kotrljajnu stazu čistom od prljavštine i drugih stranih čestica i time produžava vek trajanja ležaja čak i u ekstremno kontaminiranim uslovima (sl. 10.62).



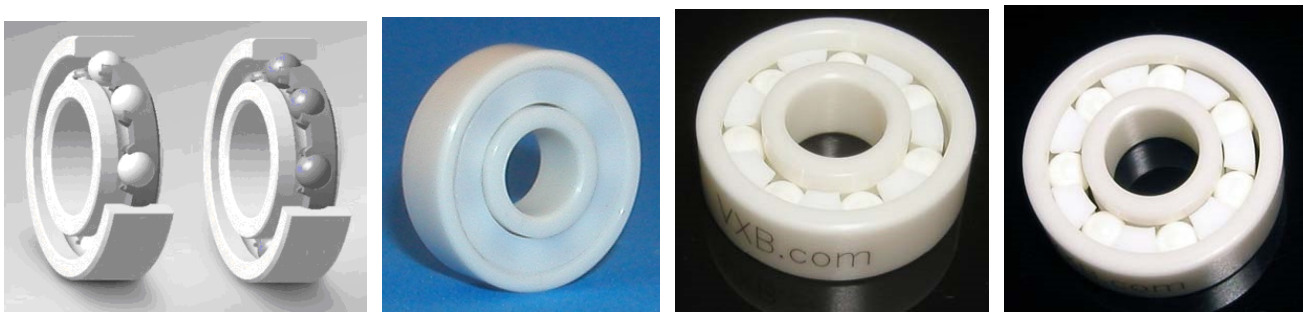
Sl. 10.62. Ležaj sa samo jednom keramičkom kuglicom

Ležaj sa svim keramičkim kotrljajnim elementima je potpuno električno izolovan jer je spoljašnji i unutrašnji metalni prsten razdvojen kotrljajnim elementima koji su izolatori (sl. 10.63).



Sl. 10.63. Ležaj sa svim kotrljajnim elementima od keramike

Potpuno keramički ležaj (sl. 10.64), sa svim delovima od keramike, sasvim je otporan na koroziju. Može da radi u uslovima vrlo visokih temperatura, nedovoljnog podmazivanja i teške kontaminacije. Primena potpuno keramičkog ležaja je moguća uz konstrukcione izmene.



Sl. 10.64. Potpuno keramički ležaji

Jedna od novina kod kotrljajnih ležaja je grafitni kavez (sl. 10.65). Grafitni kavez podmazuje ležaj bez dodatnog podmazivanja. Unutrašnji zazor je povećan na dvostruku vrednost standardnog C5 zazora, čime se omogućava pouzdan rad u temperaturnom intervalu od -150 do +350ºC.

Sveukupan razvoj tehnike, tehnologija, materijala itd. omogućio je izradu ležaja velikih dimenzija koji su teški i komplikovani za izradu (sl. 10.66).



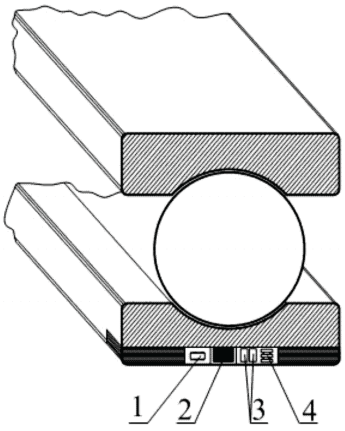
Sl. 10.65. Kavez od grafita (samopodmazujući ležaj)





Sl. 10.66. Kotrljajni ležaji velikih dimenzija koji se teško izrađuju

Drugi pravac razvoja kotrljajnih ležaja je istraživanje u cilju pravilnijeg korišćenja i održavanja. U tom cilju na vitalnim ležajima mogu se ugraditi senzori za kontrolu ležaja. Na slici 10.67. prikazan je jedan od primera ugradnje bežičnog senzora u ležaj koji se sastoji od mikroprocesora (1), senzora (2), baterija (3) i telemetrijskog (nadzornog) sistema (4). Bežičnim putem prati se temperatura u ležaju ili neki drugi parametar i u slučaju povećane vrednosti šalje se signal do korisnika, bilo do računara ili mobilnog telefona, kako bi se odmah reagovalo.



Sl. 10.67. Raspored elemenata bežičnog senzora u kugličnom ležaju:
1. mikroprocesor, 2. senzor, 3. baterija, 4. nadzorni sistem

10.6. PRIMENA KOTRLJAJNIH LEŽAJA U POLJOPRIVREDNIM MAŠINAMA

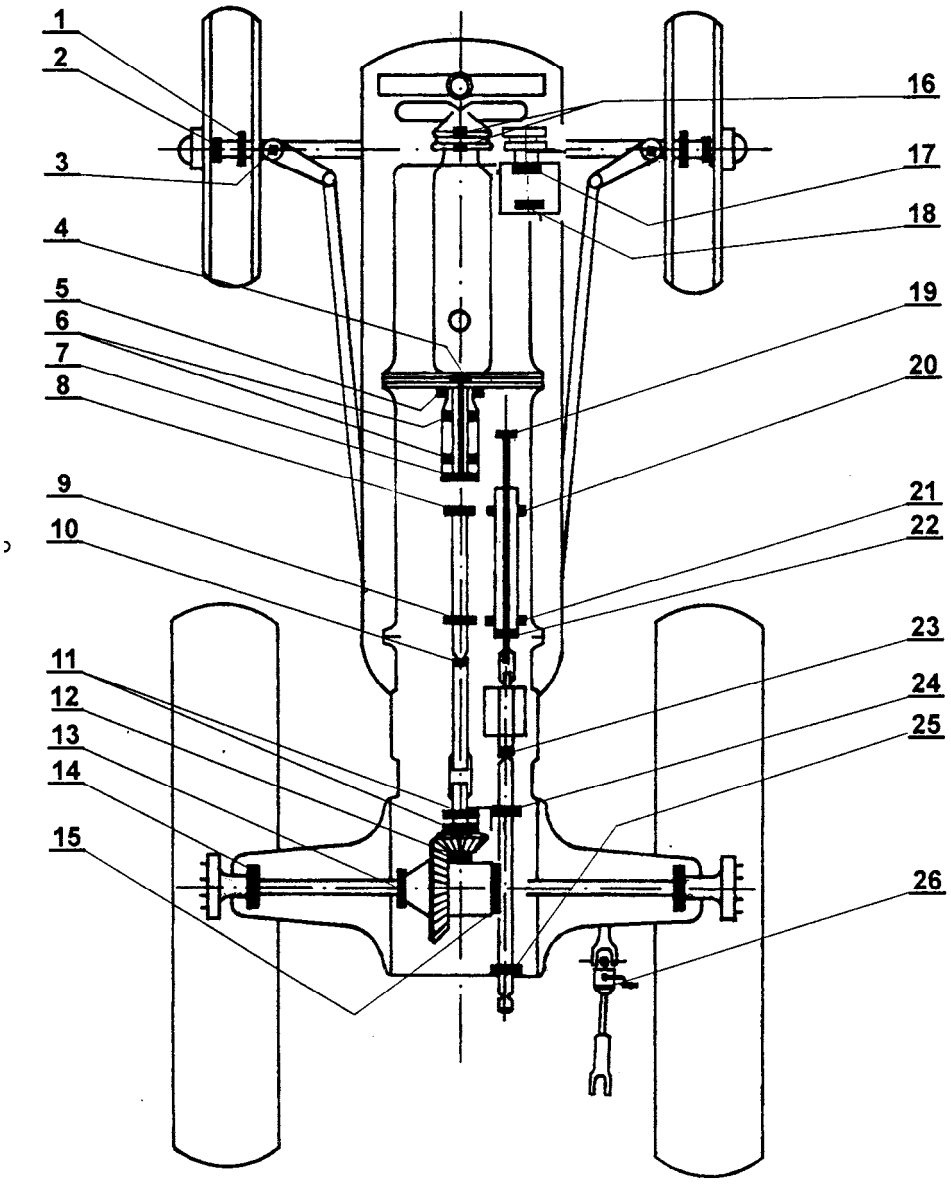
Kotrljajni ležaji imaju široku primenu u traktorima, kombajnima, priključnim mašinama i uređajima svih kategorija, tipova i proizvođača. Najzastupljeniji su sledeći kotrljajni ležaji:

- kuglični jednoredni radijalni ležaji;
- konusno valjčani ležaji;
- cilindrino valjani jednoredni leaji;
- igličasti ležaji;
- aksijalni jednoredni kuglični ležaji;
- aksijalni jednoredni valjčani ležaji;
- podesivi kuglični ležaji i
- drugi ležaji u manjoj meri.

Proizvođači čiji se ležaji mogu naći na našem tržištu i njihove oznake su:

BOW Bower Roller Bearing Co., SAD,
DKF Istočna Nemačka,
FAF The Fafnir Bearing Co., SAD,
FAG Kugelfischer Georg Schäfer und Co., Zapadna Nemačka,
FED The Federal Bearing Co., SAD,
FKL Fabrika kardana i ležaja, Temerin, Srbija,
FLT Poljska,
HOO Marlin Rockwell Corporation, SAD,
IKF, KOYO, NSK, NACHI Japan,
IKL Industrija kotrljajnih ležaja, Beograd, Srbija,
MGM Mađarska,
NDH New Departure-Hyatt Division of General Motors, SAD,
NTN The Toyo Bearing Co. LTD, Japan,
RHP Ransome Hoffmannh Pollard Limited, Engleska,
RIV RIV-SKF Officine Di Villar Perosa SPA, Italija,
RWY Rollway Bearing Co., Inc., SAD,
SKF Aktiebolaget Svenska Kullagerfabriken, Švedska,
SNR Francuska,
SRO Švajcarska,
STEYR Austrija,
TOR,TORINGTON The Tprringon Co., LTD, SAD,
URB, FRB, FRA Rumunija,
UTL Unis, Tvornica valjčanih ležaja, Vogošća, Sarajevo, B i H,
VMZ Bugarska,
ZKL Zavody na valiva-kuličkova ložiska, Češka i
ГПЗ Государственный подьшипниковый завод, Россия

Kao primer velike primene kotrljajnih ležaja u poljoprivrednim mašinama prikazan je traktor domaćeg proizvođača IMT iz Beograda, model IMT 539. U ovom traktoru male snage (≈27 kW) ugrađuju se različiti kotrljajni ležaji čak na 26 mesta (sl. 10.68), tabela 10.14.



Sl. 10.68. Kotrljajni ležaji u traktoru IMT 539:
1. glavčina prednjeg točka – unutrašnji; 2. glavčina prednjeg točka – spoljašnji; 3. rukavac vratila prednjeg točka; 4. zamajac motora; 5. spojnica, potisni ležaj; 6. šuplje vratilo; 7. ulazno vratilo; 8. glavno vratilo – prednji; 9. glavno vratilo – zadnji; 10. spojno vratilo; 11. pogonski zupčanik; 12. pogonski zupčanik – zadnji; 13. diferencijal – levi; 14. poluosovina; 15. diferencijal – desni; 16. pumpa za vodu; 17. poklopac alternatora; 18. rotor alternatora; 19. kućište ležaja priključnog vratila; 20. posredno vratilo – prednji; 21. posredno vratilo – zadnji; 22. priključno vratilo – menjač; 23. priključno vratilo – pumpa hidraulika; 24. priključno vratilo – prednji; 25. priključno vratilo – zadnji; 26. podizna poluga sa ručicom

Tabela 10.14. Ležaji ugrađeni u traktor IMT 539

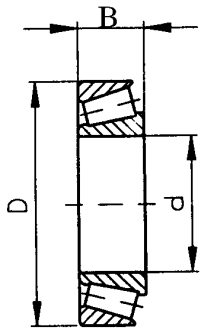
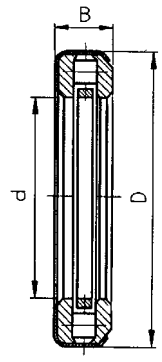
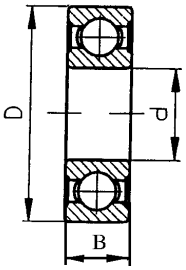
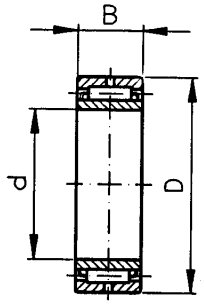
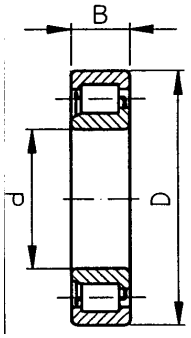
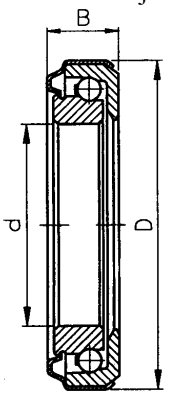
Poz.	Standardna oznaka (proizvođač)	Dimenzije (mm)			Naziv ležaja i izgled
		d	D	B	
1.	15123/15245 (TIMKEN); 15123/15245 (FKL); HI-CAP15123/245 (KOYO); 15123/15245/Q (SKF); 15123/15245/Q (UTIL); 4T-15123/15245 (NTN)	31,75	62	18,161	Aksijalni jednoredni valjčani ležaj 
2.	09067/09195 (TIMKEN); K 09067/K 09195 (SKF); 4T- 09067/09195 (NTN); CK-09067/ASK-09195 (SKF); K-09067/K-09195 (UTL); HI-CAP09067/HI-CAP09195 (KOYO)	19,05	49,225	18	
11	HM 903249 / HM 903210 (TIMKEN); HM 903249 / N/210/QCL7C (SKF); HM 903249 / HM 903210 (KOYO); 4T- 903249 / HM 903210 Px4 (NTN); AK- 903249 / K-HM 903210 (ITL)	44,45	95,25	30,958	
13	3984 /3920 (TIMKEN); 3984 /3920 (SKF); CK-3984 /2 AK-3920/3(UTL); 3984 /3920 (SKF): 3984-PH1/ /3920-PH1 (KOYO); 4T-3984 /3920 (NTN)	66,675	112,7125	30,1625	
14.	462 A/453 X (TIMKEN); 4T-462/453 X (NTN); CK-462 A/K453 (VTL); 462 /453 X (KOYO)	57,15	104,775	30,162	
15.	37425 / 37625 (TIMKEN); AK-37425 /2/ K37625/3 (SKF); AK-37425 / 2/ K 37625/3 (UTL); 37425 / 37625 (KOYO)	107,95	158,75	23,02	
3	BT-126 (TIMKEN); E 1041 (HOFMANN); 195/175 M1(MF); 8111-4-14316 (UTL); 403009 (SKF); 566478 (FAG)	31,9	55,5	16	
26.	T-77 (TIMKEN); K-T77 (SKF; E-1034 (HOFMANN); 8-111-4-14459 (UTL); 532788 (FAG); T77-L4-PZ (KOYO)	19,304	41,275	12,7	
4.	6203-2Z (FKL); 6203-2Z (IKL); 6203-2Z (SKF); 6203-2Z (FAG); 6203-2Z (MGM); 80203 (GPZ)	17	40	12	Kuglični jednoredni radijalni ležaj 
6	6010 (FKL); 6010 (SKF); 6010 (MGM); 6010 (NTN); 6010 (KOYO); 6010 (IKL)	50	80	16	
7	208 (FKL); 208000 (IKL); 208 (SKF); 208 A (FAG); 208 WD (INA)	40	80	18	
8. 19.	6208 (FKL); 6208 (IKL); 6208 (SKF); 6208 (FAG)	40	80	18	
9. 21.	6210-NR (FKL); 6210-NR (SKF); NSK 6210-NR (NSK); 6210-NR (IKL);	50	90	20	
13.	6007-2RS (FKL); 6007-2RS (IKL)	35	62	14	
20.	6211 (FKL); 6211 (IKL); 6211 (SKF); 6211 (FAG); 6211 (URB)	55	100	21	
25.	6009 NR (FKL); 6009 NR (FAG); 6009 NR (KOYO); 6009 NR (NTN); 6009 NR (SKF); 6009 NR (IKL); 6009 NR (URB);	45	75	16	

Tabela 10.14. Ležaji ugrađeni u traktor IMT 539 (nastavak)

Poz.	Standardna oznaka (proizvođač)	Dimenzije (mm)			Naziv ležaja i izgled
		d	D	B	
10.	B1212; SC 1212 (INA); SC 1212 (INA); SC 1212 (FAG)	19,05	25,4	19,05	Igličasti ležaji 
22. 24.	B 228 (TORINGTON)	39,925	41,275	12,7	
23.	SC-108 (INA)	15,875	20,638	12,7	
12.	V 31842 (INA); 43 1935 C (SKF); 506029 (FAG)	30	62	19	Cilindrično valjčani jednoredni 
5.	455524010 (FKL); 513982 (FAG); 613661 (SKF)	63,5	103,378	22,098	Potisni ležaj 

10.7. PRIMER PRORAČUNA LEŽIŠTA I LEŽAJA

Zadatak 10.1. Za rukavac vratila pumpe za vodu prečnika $d = 9\,mm$ odabrati klizni ležaj, dužinu rukavca, tolerancije mera i kvalitet površinske hrapavosti ležišta i rukavca. Ugaona brzina obrtanja vratila je $\omega = 140\,s^{-1}$, a radijalna sila koja opterećuje rukavac je $F = 750N$.

1. Izbor materijala ležišta

Prema preporukama iz tabele 10.1. usvaja se beli metal oznake L.PbSn5 sa sledećim karakteristikama: dozvoljeni pritisak $p_d = 5\,N/mm^2$, dozvoljena brzina obrtanja rukavca maksimalno $v = 5\,m/s$, dozvoljena vrednost $pv_d = 6\,N/mm^2 \cdot m/s$, maksimalna temperatura do 110 °C, vrednost relativnog zazora $\psi = 0{,}0004 \div 0{,}001\,m/s$ i preporučuje se za pumpe.

2. Obimna brzina rukavca

$v = \frac{d}{2} \cdot \omega = \frac{0,009}{2} \cdot 140 = 0,63\ m/s$. Vrednost brzine je u skladu sa dozvoljenom koja iznosi do 5 m/s za izabrani materijal.

3. Određivanje dužine rukavca (ležišta) L

Dužina rukavca (ležišta) L dobija se na osnovu dozvoljenog pritiska između rukavca i ležišta.

$p = \frac{F}{d \cdot L} \le p_d$, odakle je $L = \frac{F}{d \cdot p_d} = \frac{750}{9 \cdot 5} = 16,66\ mm$. Standardna vrednost je $L = 17mm$.

– Stvarni pritisak

$p_S = \frac{F}{d \cdot L} = \frac{750}{9 \cdot 17} = 4,90 N/mm^2$. Stvarni pritisak je manji od dozvoljenog, te se usvaja stvarna vrednost dužine rukavca $L = 17mm$.

4. Provera zagrevanja ležišta

$p \cdot v \le pv_d$, $p \cdot v = 4,90 \cdot 0,63 = 3,087 N/mm2 \cdot m/s$.

Stvarna vrednost ovog pokazatelja je u skladu za dozvoljenom koja iznosi do 6 N/mm^{2}m/s.

5. Tolerancije mera i kvalitet površinske hrapavosti

Tolerancije mera i kvalitet površinske hrapavosti rukavca i ležišta treba da je u skladu sa preporukom da je relativni zazor ψ maksimalne vrednosti do 0,001 mm. Tolerancija naleganja rukavca i ležišta je u sistemu zajedničke rupe te se usvaja Ø9H5/g5. Tolerancija mera otvora ležišta je Ø9H5, gde je $T_R = 6\mu m$ i prečnik otvora ležišta $D = 9 \div 9,006\ mm$. Tolerancija mera rukavca je Ø9g5, gde je $T_o = 6\mu m$, granična odstupanja mera su $a_g = -5\mu m$, $a_d = -11\mu m$ i prečnik rukavca je $d = 8,989 \div 8,995\ mm$. Relativni zazor je $\psi = \frac{D-d}{d} = \frac{9-8,989}{8,989} = 0,0012$, ili $\psi = \frac{9,006-8,995}{8,995} = 0,0012$, ili $\psi = \frac{9-8,995}{8,995} = 0,00055$, što je u skladu sa preporukom. Kvalite površinske hrapavosti rukavca i otvora ležišta prema kvalitetu tolerancija mera je N4.

Zadatak 10.2. Za rukavac vratila odabrati i označiti izabrani kotrljajni ležaj. Dati podaci su: prečnik vratila $d = 20\ mm$, opterećenja rukavca $X = 925\ N$, $Y = 50\ N$, $Z = 0\ N$, radni vek ležaja $T = 10^4\ h$ i broj obrtaja vratila $n = 1600\ °/min$. Na vratilu su zupčasti prenosnici sa brušenim zupcima sa malim udarnim opterećenjem. Vratilo radi u uslovima sobne temperature.

1. Radijalna sila koja opterećuje vratilo

$F_R = \sqrt{X^2 + Y^2} = \sqrt{925^2 + 50^2} = 926\ N$.

2. Izbor tipa ležaja

Prema zadatim vrednostima opterećenja bira se prstenasti jednoredni cilindrično-valjkasti ležaj tipa N koji nosi samo radijalno opterećenje.

3. Ekvivalentno opterećenje F

$F = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 1 \cdot 926 + 1 \cdot 0 = 926\ N$,

s obzirom da su za ležaj tipa N koeficijenti $X = 1$ i $Y = 1$, tabela 10.2.

4. Dinamička moć nošenja C

$$C \ge F \cdot k_t \cdot k_u \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot T}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}} = 926 \cdot 1 \cdot 1,2 \left(\frac{60 \cdot 1600 \cdot 10^4}{10^6} \right)^{\frac{1}{3,333}} = 8719\ N.$$

Faktori korekcije k_t i k_u usvajaju se iz tabela 10.3 i 10.4 prema zadatim uslovima. Na osnovu izračunate dinamičke moći nošenja $C = 8719\ N$ i zadatog prečnika $d = 20\ mm$ bira se ležaj tipa NU koji ima statičku moć nošenja veću ili jednaku izračunatoj vrednosti. Odabrani ležaj ima sledeće vrednosti parametara: $C = 31,5\ kN$, $d = 20\ mm$, $C_o = 27\ kN$, $B = 15\ mm$, $D = 52\ mm$ i $R = 2\ mm$ (tabela 10.8).

Usvojeni ležaj ima daleko veću dinamičku moć nošenja od izračunate. Na osnovu kataloga proizvođača ili na osnovu standarda u kojima su dati podaci za daleko veći broj ležaja nego što je to u ovoj knjizi dato, može se odabrati adekvatniji ležaj.

5. Oznaka usvojenog ležaja

Prsteni cilindrično valjčani jednoredni ležaji SRPS M.C3.631 NU0304.

Zadatak 10.3. Za rukavac vratila odabrati i označiti izabrani kotrljajni ležaj. Dati podaci su: prečnik provrta ležaj $d = 20\,mm$, sile koje deluju na rukavac $X = 1340\,N$, $Y = 290\,N$, $Z = 330\,N$, radni vek ležaja $T = 10^4\,h$, broj obrtaja vratila $n = 716{,}2\,^\circ/min$. Na vratilu su zupčasti prenosnici.

1. Radijalna sila koja opterećuje vratilo

$$F_R = \sqrt{x^2 + y^2} = \sqrt{1340^2 + 290^2} = 1371\,N.$$

2. Aksijalna sila koja opterećuje vratilo

$F_A = Z = 330\,N$.

3. Izbor tipa ležaja

Na osnovu zadatih opterećenja bira se prstenasti jednoredni kuglični ležaj tipa 6 jer nosi radijalna i aksijalna opterećenja.

4. Ekvivalentno opterećenje ležaja

$F = X \cdot F_R + Y \cdot F_A$.

Koeficijenti „X“ i „Y“ se biraju i usvajaju na osnovu pretpostavke da je $\frac{F_A}{F_R} = \frac{330}{1371} = 0{,}24$ veće ili manje od pokazatelja „e“ iz tabele 10.2.

Vrednost e zavisi od odnosa $\frac{F_A}{C_o}$, što će se znati tek nakon odabranog ležaja. Stoga se pretpostavlja da je, na primer $\frac{F_A}{F_R} = 0{,}24 < e$ te su iz tabele 10.2 vrednosti $X = 1$ i $Y = 0$ za usvojene oznake ležaja 60, 62, 63 ili 64. Koeficijent $Y = 0$ znači da aksijalna sila $F_A = Z = 330\,N$ nema značajnijeg udela u opterećenju ležaja.

Ležaji oznaka 60, 62, 63 ili 64 nose radijalna i aksijalna opterećenja, te se mogu izabrati za zadate vrednosti opterećenja. Tada je ekvivalentno opterećenje:

$F = 1 \cdot 1371 + 0 \cdot 330 = 1371N$.

5. Dinamička moć nošenja

$$C \geq F \cdot k_t \cdot k_u \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot T}{10^6}\right)^{\frac{1}{\alpha}} = 1371 \cdot 1 \cdot 1{,}4 \left(\frac{60 \cdot 716{,}2 \cdot 10^4}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 14484\,N.$$

Na osnovu izračunate dinamičke moći nošenja $C = 14484\,N$ i zadatog prečnika $d = 20\,mm$ bira se prsteni kuglični jednoredni ležaj sa radijalnim dodirom oznake tipa 6, reda mera 03 (tabela 10.6) koji ima sledeće vrednosti: $d = 20\,mm$, $C = 17{,}3\,kN$, $C_o = 8{,}5\,kN$, $B = 15\,mm$, $D = 52\,mm$ i $R = 2\,mm$.

6. Provera odabranih koeficijenata „X“ i „Y“

$\frac{F_A}{C_o} = \frac{330}{8500} = 0{,}038$.

Iz tabele 10.2. dobija se da je za $\frac{F_A}{C_o} = 0{,}038$ pokazatelj $e \approx 0{,}235$, što znači da pretpostavka da je $\frac{F_A}{F_R} = 0{,}24 < e$ nije tačna jer je 0,24 > 0,235. Zbog toga se ponovo određuju koeficijenti „X“ i „Y“, te su $X = 0{,}546$ i $Y = 1{,}99$, $X_o = 0{,}6$ i $Y_o = 0{,}5$ (tabela 10.2).

7. Ekvivalentno opterećenje

$F = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 0{,}546 \cdot 1371 + 1{,}99 \cdot 330 = 1405\ N$.

8. Potrebna dinamička moć nošenja

$$C \geq F \cdot k_t \cdot k_u \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot T}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}} = 1405 \cdot 1 \cdot 1{,}4 \left(\frac{60 \cdot 716{,}2 \cdot 10^4}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 14843\ N .$$

Odabrani ležaj oznake tipa 6 , reda mera 03 prečnika $d = 20\ mm$ odgovara jer je dinamička nosivost $C = 14843\ N$ (izračunata i na ovaj drugi način) manja od nosivosti odabranog ležaja $C = 17{,}30\ kN$.

9. Provera statičke moći nošenja odabranog ležaja

$F_o = X_o \cdot F_R + Y_o \cdot F_A = 0{,}6 \cdot 1371 + 0{,}5 \cdot 330 = 988 N$.

10. Statička karakteristika ležaja k_o

$$k_o = \frac{C_o}{F_o} = \frac{8500}{988} = 8{,}6 .$$

Kako je statička karakteristika ležaja k_o veća od preporučene vrednosti ($k_o = 0{,}8 \div 1{,}2$), odabrani ležaj se usvaja.

11. Oznaka usvojenog ležaja

Prsteni kuglični jednoredni ležaji sa radijalnim dodirom SRPS M.C3.601 60304.

Zadatak 10.4. Za rukavac vratila odabrati i označiti izabrani kotrljajni ležaj. Dati podaci su: $d = 40\ mm$, $Z = 1530\ N$, $T = 10^5\ h$, $n = 1100\ ^\circ / min$. Na vratilu su zupčasti prenosnici.

1. Aksijalna sila koja opterećuje vratilo i ležaj

$F_A = Z = 1530\ N$.

2. Izbor tipa ležaja

Prema zadatim vrednostima opterećenja bira se kolutni kuglični jednoredni ležaj oznake 5 koji nosi samo aksijalno opterećenje.

3. Ekvivalentno opterećenje F

$F = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 1 \cdot 1530 = 1530\ N$,

s obzirom da je za ležaj oznake 5, tada je $Y = 1$ i $Y_o = 1$ (tabela 10. 2).

4. Dinamička moć nošenja

$$C \geq F \cdot k_t \cdot k_u \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot T}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}} = 1530 \cdot 1 \cdot 1{,}6 \left(\frac{60 \cdot 1100 \cdot 10^5}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 45905\ N .$$

Na osnovu izračunate dinamičke moći nošenja $C = 45905\ N$ i zadatog prečnika $d = 40\ mm$ bira se kolutni kuglični dvoredni ležaj oznake tipa 5, red mera 22 (tabela 10.11), koji ima statičku moć nošenja veću ili jednaku izračunatoj vrednosti. Odabrani ležaj ima sledeće vrednosti parametara: $C = 50\ kN$, $d_v = 40\ mm$, $C_o = 106\ kN$, $H = 39\ mm$, $d_k = 52\ mm$, $D_k = 78\ mm$ i $R = 1{,}5\ mm$.

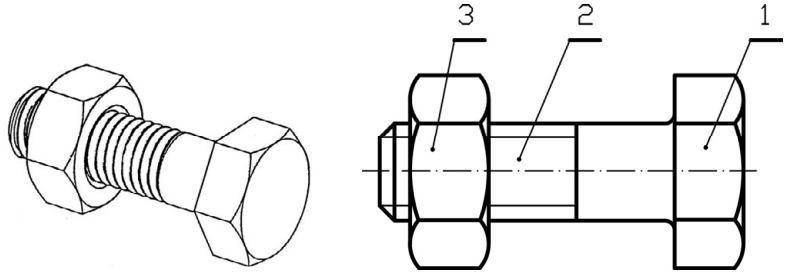
5. Oznaka usvojenog ležaja

Kolutni kuglični dvoredni ležaj SRPS M.C3.635 5 2208.



11. ZAVRTNJI

Zavrtnji su mašinski elementi koji razdvojivo, bez razaranja spajaju mašinske delove. Imaju široku primenu na svim mašinama i konstrukcijama. Mogu biti vrlo različitih konstrukcionih oblika. Zavrtanj (sl. 11.1, poz. 1) se najčešće koristi u sklopu sa navrtkom (3). Na stablu zavrtnja je urezan žleb u obliku zavojnice (2), kao i u otvoru navrtke. Vitalni deo na zavrtanjskoj vezi je zavojnica.

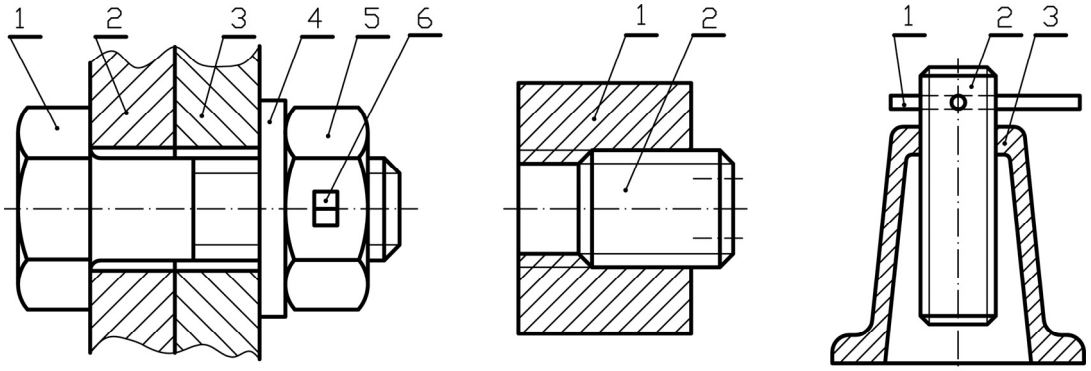


Sl. 11.1. Zavrtanj sa navrtkom: 1. glava zavrtnja, 2. stablo sa zavojnicom, 3. navrtka

11.1. PODELA ZAVRTANJSKIH VEZA

Zavrtanjske veze se dele na **nepokretne i pokretne**. Nepokretne zavrtanjske veze su one koje se ne obrću pod opterećenjem (sl. 11.2, a i b), a pokretne koje se pak pod opterećenjem obrću (sl. 11.2, c).

Nepokretna zavrtanjska veza se najčešće sastoji iz zavrtnja (sl. 11.2, a, poz. 1) koji ima stablo sa zavojnicom, delova koje spaja (2 i 3), podloške (4), navrtke (5) i osigurača za osiguranje od odvrtanja (6). Zadatak podloške je da poveća dodirnu površinu između navrtke i ploče. Na taj način zavrtanj može da nosi veće opterećenje i teže dolazi do samoodvrtanja. Zavrtanj teži da se odvrne, posebno kada se nalazi na delovima koji vibriraju ili su opterećeni promenljivim opterećenjem. Stoga je potreban osigurač od samoodvrtanja. Pritezanjem navrtke povećava se trenje između dodirnih površina. Ovim trenjem nosi se spoljašnje opterećenje koje može biti aksijalno - kada je sila paralelna sa dužom simetralnom osom zavrtnja, radijalno - kada je sila upravna na ovu simetralnu osu ili kombinovano.



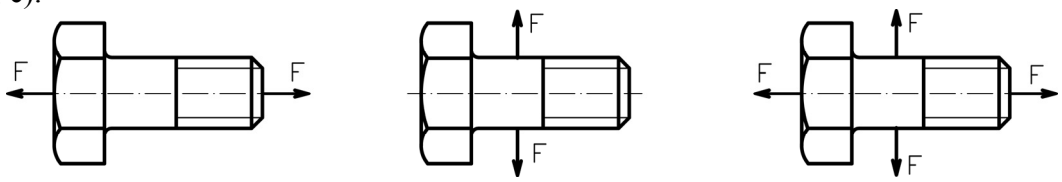
a) b) c)

Sl. 11.2. Vrste zavrtanjskih veza: a) sa glavom i navrtkom, b) bez glave i navrtke, c) pokretna

Nepokretna zavrtanjska veza je bilo koji cilindrični deo sa zavojnicom (sl. 11.2, b, pozicija 2) i ploča sa rupom u kojoj je zavojnica (1). U ovom primeru zavrtanj nema glavu niti navrtku. Ulogu navrtke ima ploča sa rupom u kojoj je zavojnica. Ovakav zavrtanj se uvrće i odvrće pomoću posebnog alata sa ispustima u obliku valjčića koji uđu u otvore na čelu zavrtnja.

Pokretna zavrtanjska veza je vreteno ručne dizalice na kojem je zavojnica (sl. 11.2. c, poz. 2) a gornji deo postolja (3) igra ulogu navrtke. Obrtanjem ručice (1) u jednom ili drugom smeru podiže se ili spušta teret na dizalici.

Zavrtnji mogu biti **uzdužno, poprečno i složeno opterećeni**. Uzdužno opterećeni su oni zavrtnji kod kojih sila deluje uzduž aksijalne ose i pri tome isteže ili sabija stablo zavrtnja (sl. 11.3, a). Poprečno opterećeni su oni zavrtnji kod kojih sila deluje upravno na uzdužnu osu i pri tome se javlja naprezanje na smicanje ili savijanje stabla zavrtnja (sl. 11.3, b). Složeno naprezanje nastaje onda kada je sila pod nekim uglom na uzdužnu osu stabla, koju razlažemo na uzdužnu i poprečnu (sl. 11.3, c).

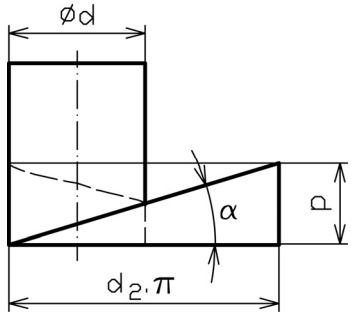


Sl. 11.3. Opterećenje zavrtnja

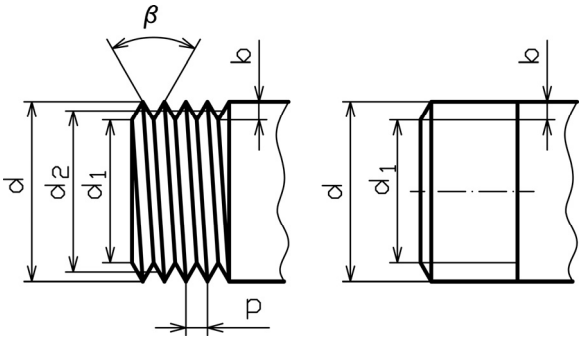
11.2. OSNOVNI PARAMETRI ZAVOJNICE

Vitalni deo na zavrtnju je zavojnica koja nastaje kada se pravougli trougao obrće oko valjka nominalnog prečnika $\varnothing d$ (sl. 11.4). Dužina veće katete trougla jednaka je obimu valjka $d_2 \cdot \pi$, a dužina manje katete, koraku p. Obrtanjem trougla oko valjka hipotenuza pravi zavojnicu.

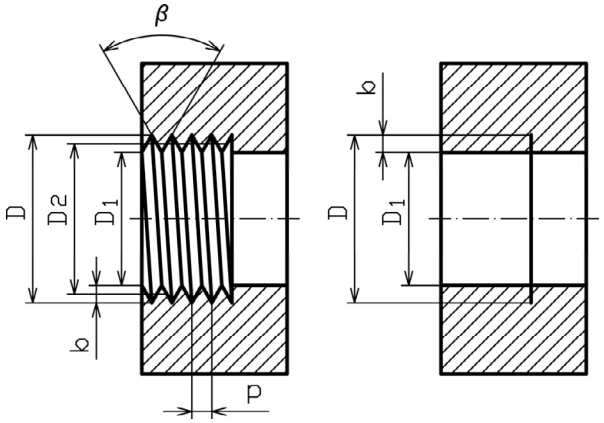
Osnovni parametri zavojnice na stablu i u rupi su: d, D - nominalni prečnici, d_1, D_1 - prečnici jezgra, d_2, D_2 - srednji prečnici, b - dubine zavojnica, β - uglovi profila zavojnica, α - uglovi nagiba zavojnica i p - koraci zavojnica (sl. 11.5 i 11.6). Ugao nagiba zavojnice određuje se na osnovu izraza: $tg\varphi = \frac{p}{d_2 \cdot \pi} = \frac{p}{D_2 \cdot \pi}$. Dimenzije parametara zavojnice na stablu i u rupi moraju biti iste, sa odgovarajućom tolerancijom mera: $d = D$, $d_1 = D_1$, $d_2 = D_2$, dubine zavojnica b, uglovi profila zavojnica β, uglovi nagiba zavojnica α i koraci p (sl. 11.6 i 11.7). Tek tada zavrtanj i rupa mogu dati jedan zavrtanjski sklop.



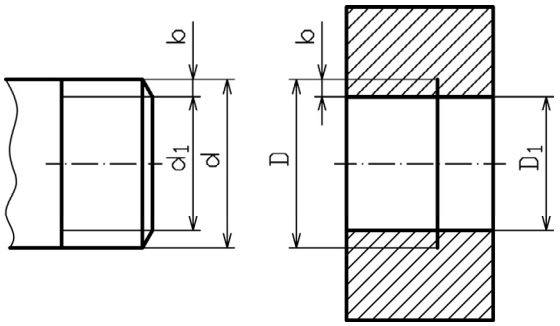
Sl. 11.4. Dobijanje zavojnice



Sl. 11.5. Parametri zavojnice na stablu



Sl. 11.6. Parametri zavojnice u rupi



Sl. 11.7. Parametri zavojnice na stablu i u rupi

11.3. VRSTE ZAVOJNICA

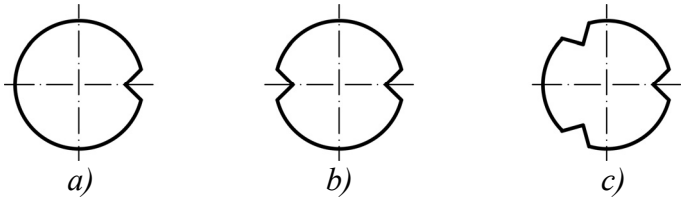
Profil zavojnice je najčešće ravnokraki trougao (sl. 11.8, a), a može biti pravougli trougao (sl. 11.8, b), trapez (sl. 11.8, c), delovi kružnice (sl. 11.8, d) ili ravnokraki trougao sa razmaknitim profilom (sl. 11.8, e). Vrhovi i podnožja svih profila su zaobljeni. Zavisno od oblika profila i međusobnih odnosa vrednosti osnovnih parametara imamo sledeće zavojnice: metričku, vitvortovu, testerastu, trapeznu, oblu, za drvo, lim i dr.



Sl. 11.8. Profili zavojnica

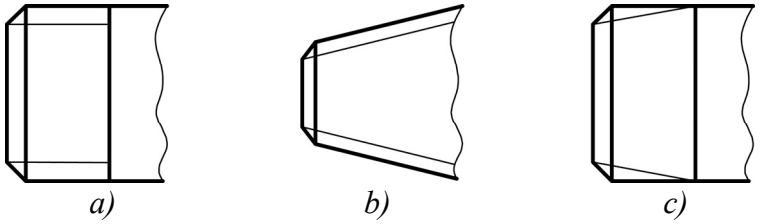
Zavojnica može biti desna i leva. Desna zavojnica se dobija kada se pravougli trougao obrće oko stabla u desnu stranu. Ako zavrtanj sa desnom zavojnicom obrćemo u smeru kazaljke na satu, odmicaće se od nas. Ako obrćemo zavrtanj u suprotnom smeru od smera kazaljke na satu, a pri tome se odmiče od nas, u pitanju je leva zavojnica. Uglavnom se koristi desna zavojnica, dok se leva zavojnica koristi za osiguranje instalacija za gasove, otrove i slično.

Zavojnica može biti jednohoda, dvohoda i trohoda (višehoda). Kada je zavojnica jednohoda poprečni presek ima jedan žleb (sl. 11.9, a). Tada se pri jednom potpunom obrtaju stabla zavrtanj aksijalno pomeri za jedna korak p. Dvohoda zavojnica nastaje kada se oko stabla istovremeno obrću dva trougla (noža alata za narezivanje zavojnice), pri tome poprečni presek ima uporedo dva žleba (sl. 11.9, b). Tada se pri jednom potpunom obrtaju stabla, zavrtanj aksijalno pomeri za dva koraka p, a kod trohode za tri koraka p (sl. 11.9, c). Uglavnom se koristi jednohoda zavojnica, a za vretena presa, vretena mašina alatki višehoda.



Sl. 11.9. Poprečni presek jednohode, dvohode i trohode zavojnice

Zavojnica može biti cilindrična narezana na cilindričnom stablu (sl. 11.10, a), na konusnom stablu (sl. 11.10, b) i da bude konusna na cilindričnom stablu (sl. 11.10, c). Uglavnom se koristi cilindrična zavojnica na cilindričnom stablu, dok se za cevi može koristiti konusna zavojnica na cilindričnom stablu.

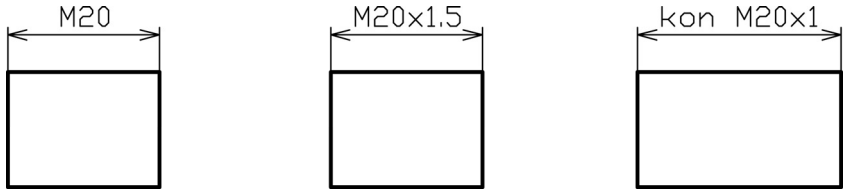


Sl. 11.10. Zavojnica na cilindričnom i konusnom stablu

Zavisno od oblika profila zavojnice, od uzajamnog odnosa vrednosti parametara, zavojnice se dele na: metričke, vitvortove, trapazne, kose, oble, zavojnice za lim i drvo itd.

Metrička zavojnica ima profil ravnokrakih trouglova, ugao profila je $\beta = 60^\circ$, sve dimenzije su u mm i ima široku univerzalnu primenu. Može biti krupnog i sitnog koraka i cevna. Označava se tako što se ispred vrednosti nominalnog prečnika koristi slovo M. Oznaka za zavojnicu krupnog koraka na crtežu je npr. M20, dok se korak koji iznosi 2,5 mm ne označava (sl. 11.11, a). Kada je zavojnica sitnog koraka označava se i korak, npr. M20x1,5, gde je korak p=1,5 mm (sl. 11.11, b). Metrička

cevna zavojnica na cilindričnom stablu, a sama je konusna, ima oznaku npr. kon M20x1 (sl. 11.11, c). Standardne mere metričke zavojnice su definisane standardima i date u tabelama 11.1 i 11.2.



Sl. 11.11. Označavanje metričke zavojnice

Tabela 11.1. Glavne nazivne mere metričke zavojnice krupnog koraka ,prema SRPS M.BO.012 (izvod)

Nazivni prečnik $d(mm)=D(mm)$		Korak $p(mm)$	Srednji prečnik $d_2(mm)=D_2(mm)$	Prečnik jezgra $d_1(mm)$	Dubina nošenja $b(mm)$	Površina preseka jezgra $A_1(mm^2)$	Ugao nagiba zavojnice $\alpha(\circ)$
I	II						
stepen prioriteta							
0,8		0,20	0,670	0,555	0,108	0,241	5,45
	0,9	0,225	0,754	0,624	0,122	0,306	5,46
1		0,25	0,838	0,693	0,135	0,378	5,45
	1,1	0,25	0,983	0,793	0,135	0,495	4,86
1,2		0,25	1,038	0,893	0,135	0,628	4,40
	1,4	0,30	1,205	1,032	0,162	0,836	4,55
1,6		0,35	1,373	1,171	0,189	1,080	4,65
	1,8	0,35	1,573	1,371	0,189	1,470	4,05
2		0,40	1,740	1,509	0,217	1,790	4,20
	2,2	0,45	1,908	1,648	0,244	2,130	4,30
2,5		0,45	2,208	1,948	0,244	2,980	3,72
3		0,50	2,675	2,387	0,271	4,470	3,42
	3,5	0,60	3,110	2,764	0,325	6,000	3,52
4		0,70	3,545	3,141	0,379	7,750	3,60
	4,5	0,75	4,013	3,580	0,406	10,1	3,40
5		0,80	4,480	4,019	0,433	12,7	3,26
6		1,00	5,350	4,773	0,541	17,9	3,42
8		1,25	7,188	6,466	0,677	32,8	3,18
10		1,50	9,026	8,160	0,812	52,3	3,03
12		1,75	10,863	9,853	0,947	76,2	2,94
	14	2,00	12,701	11,546	1,083	104	2,87
16		2,00	14,701	13,546	1,083	144	2,48
	18	2,50	16,376	14,933	1,353	175	2,80
20		2,50	18,376	16,933	1,353	225	2,48
	22	2,50	20,376	18,933	1,353	282	2,24
24		3,00	22,051	20,320	1,624	324	2,48
	27	3,00	25,051	23,320	1,624	427	2,18
30		3,50	27,727	25,706	1,894	519	2,34
	33	3,50	30,727	28,706	1,894	647	2,08
36		4,00	33,402	31,093	2,165	759	2,19
	39	4,00	36,402	34,093	2,165	913	2,00
42		4,50	39,077	36,479	2,436	1045	2,10
	45	4,50	42,077	39,479	2,436	1224	1,95

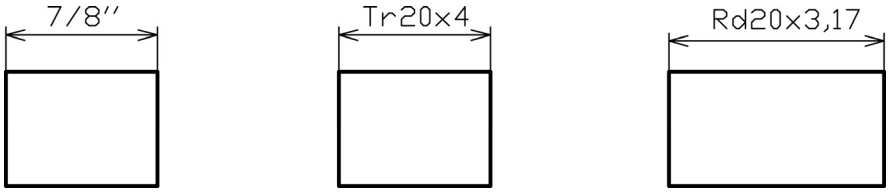
Tabela 11.2. Glavne nazivne mere metričke fine zavojnice, prema SRPS M.BO.013 (izvod)

Nazivni prečnik $d(mm)=D(mm)$		Korak $p(mm)$	Srednji prečnik $d_2(mm)=D_2(mm)$	Prečnik jezgra $d_1=D_1(mm)$	Dubina nošenja $b(mm)$	Površina preseka jezgra $A_1(mm^2)$
I	II					
stepen prioriteta						
5		0,50	4,675	4,387	0,2706	15,1
6		0,75	5,513	5,080	0,4059	20,3
8		1,00	7,350	6,773	0,5413	36,0
10		1,25	9,188	8,466	0,6766	56,3
12		1,25	11,188	10,466	0,6766	86,0
	14	1,50	13,026	12,160	0,8119	116
16		1,50	15,026	14,160	0,8119	157
	18	1,50	17,026	16,160	0,8119	205
20		1,50	19,026	18,160	0,8119	259
	22	1,50	21,026	20,160	0,8119	319
24		2	22,701	21,546	1,0825	365
	27	2	25,701	24,546	1,0825	473
30		2	28,701	27,546	1,0825	596
	33	2	31,701	30,546	1,0825	733
36		3	34,051	32,320	1,6238	820
	39	3	37,051	35,320	1,6238	980
42		3	40,051	38,320	1,6238	1153
	45	3	43,051	41,320	1,6238	1341
48		3	46,051	44,320	1,6238	1543
	52	3	50,051	48,320	1,6238	1834

Vitvortova zavojnica ima profil ravnokrakih trouglova kao i metrička sa uglom profila $\beta = 55^\circ$. Dimenzije su u colima (1"=25,4 *mm*). Može biti krupnog i sitnog koraka i cevna. Vitvortovu zavojnicu potiskuje metrička. Vitvortova zavojnica se koristi na vodovodnim i kanalizacionim cevima jer dobro zaptiva. Oznaka ove zavojnice se sastoji iz vrednosti nominalnog prečnika izraženog u colima, npr. 7/8 " (sl. 11.12, a). Za vitvortovu zavojnicu se propisuje i broj celih zavojaka na dužini od 1", za ovaj primer je to 9 zavojaka. Dimenzije vitvortove zavojnice date su u tabelama 11.3 i 11.4.

Trapezna zavojnica ima profil trapeza sa uglom profila $\beta = 30^\circ$. Koristi se za zavrtanjske veze koje se zavrću ili odvrću pod opterećenjem, jer ima najveći stepen korisnosti (najlakše se zavrće pod opterećenjem). Primenjuje se za vretena dizalica, presa, zatega i sl. Oznaka se sastoji iz slova Tr, prečnika i koraka, npr. Tr20x4, gde je *d=20 mm,* a *p=4 mm* (sl. 11.12, b). Mere standardne trapezne zavojnice date su u tabelama 11.5 i 11.6.

Obla zavojnica ima profil ravnokrakih trouglova, zaobljenih pri vrhu i podnožju toliko da se dobiju delovi kružnica. Koristi se za spojeve koji treba brzo da se uvrnu i odvrnu (vatrogasne cevi). Obla zavojnica označava se slovom Rd, prečnikom i korakom, npr. *Rd20x3,17*, gde je *d=20 mm*, a *p=3,17 mm* (sl. 11.12, c).



Sl. 11.12. Označavanje vitvortove, trapezne i oble zavojnice

Tabela 11.3. Pregled prečnika i koraka vitvortove zavojnice

Nazivni prečnik		Broj koraka na 1“
„	*mm*	
1/4	6,350	20
5/16	7,938	18
3/8	9,525	16
7/16	11,113	14
½	12,700	12
5/8	15,876	11
¾	19,051	10
7/8	22,226	9
1	25,401	8
1 1/8	28,576	7
1 ¼	31,751	7
1 3/8	34,926	6
1 ½	38,101	6
1 5/8	41,277	5
1 3/4	44,452	5
1 7/8	47,627	4 ½
2	50,802	4 ½
2 1/4	57,152	4
2 ½	63,502	4
2 ¾	69,853	3 ½
3	76,203	3 1/2
3 ¼	82,553	3 ¼
3 ½	88,903	3 ¼
3 3/4	95,254	3

Tabela 11.4. Pregled prečnika i koraka vitvortove cevne zavojnice (izvod)

Nazivni prečnik	Prečnik zavojnice $d(mm)$	Broj koraka na 1“
R1/8	9,728	28
R1/4	13,157	19
R3/8	16,662	19
R1/2	20,995	14
R5/8	22,911	14
R3/4	26,441	14
R7/8	30,201	14
R1	33,249	11
R1 1/8	37,897	11
R1 ¼	41,910	11
R1 3/8	44,323	11
R1 ½	47,803	11
R1 ¾	53,746	11
R2	59,614	11
R2 ¼	65,710	11
R2 ½	75,184	11
R2 ¾	81,534	11
R3	87,884	11
R3 ¼	93,980	11
R3 ½	100,330	11
R3 ¾	106,680	11
R4	113,030	11
R4 ½	125,730	11
R5	138,430	11

Tabela 11.5. Nazivne mere trapezne normalne zavojnice, prema SRPS M.BO.062 (izvod)

Nazivni prečnik $d(mm)$	Korak $p(mm)$	Srednji prečnik $d_2(mm)=D_2(mm)$	Prečnik jezgra $d_1=D_1(mm)$	Dubina nošenja $b(mm)$	Površina preseka jezgra $A_1(mm^2)$	Ugao nagiba zavojnice $\alpha(^\circ)$	
						jednostruki	dvostruki
10	3	8,5	6,5	1,25	33	6,40	12,66
12	3	10,5	8,5	1,25	57	5,20	10,30
14	4	12	9,5	1,75	71	6,08	12,00
16	4	14	11,5	1,75	104	5,20	10,30
18	4	16	13,5	1,75	143	4,57	9,05
20	4	18	15,5	1,75	189	4,05	8,02
22	5	19,5	16,5	2	214	4,68	9,28
24	5	21,5	18,5	2	269	4,25	8,40
26	5	23,5	20,5	2	330	3,88	7,70
28	5	25,5	22,5	2	398	3,58	7,11
30	6	27	23,5	2,5	434	4,06	8,06
32	6	29	25,5	2,5	511	3,78	7,50
36	6	33	29,5	2,5	683	3,31	6,60
40	7	36,5	32,5	3	830	3,50	6,98
44	7	40,5	36,5	3	1046	3,15	6,29
48	8	44	39,5	3,5	1225	3,31	6,60
50	8	46	41,5	3,5	1353	3,17	6,31
52	8	48	43,5	3,5	1486	3,04	6,05
55	9	50,5	45,5	4	1626	3,25	6,48
60	9	55,5	50,5	4	2003	2,96	5,90
65	10	60	54,5	4,5	2333	3,04	6,05
70	10	65	59,5	4,5	2781	2,81	5,62
75	10	70	64,5	4,5	3267	2,61	5,22
80	10	75	69,5	4,5	3794	2,44	4,88
85	12	79	72,5	5,5	4128	2,74	5,48
90	12	84	77,5	5,5	4717	2,57	5,14
95	12	89	82,5	5,5	5346	2,46	4,92
100	12	94	87,5	5,5	6013	2,37	4,74
110	12	104	97,5	5,5	7466	2,10	4,20
120	14	113	105	6	8659	2,26	4,52
130	14	123	115	6	10387	2,08	4,16
140	14	133	125	6	12272	1,92	3,84
150	16	142	133	7	13893	2,06	4,12
160	16	152	143	7	16061	1,92	3,84
170	16	162	153	7	18385	1,80	3,60
180	18	171	161	8	20358	1,92	3,84

Tabela 11.6. Pregled nazivnih prečnika i koraka trapezne zavojnice, prema SRPS M.BO.061

Nazivni prečnik $d\,(mm)$	Korak zavojnice $p\,(mm)$		
	normalni	sitni	krupni
10	3	2	-
12	3	2	-
14	4	2	-
16	4	2	-
18	4	2	-
20	4	2	-
22	5	3	8
24	5	3	8
26	5	3	8
28	5	3	8
30	6	3	10
32	6	3	10
36	6	3	10
40	7	3	12
44	7	3	12
48	8	3	12
50	8	3	12
52	8	3	12
55	9	3	14
60	9	3	14
65	10	4	16
70	10	4	16
75	10	4	16
80	10	4	16
85	12	4	18
90	12	4	18
95	12	4	18
100	12	4	20
110	12	4	20
120	14	6	22
130	14	6	22
140	14	6	24
150	16	6	24
160	16	6	28
170	16	6	28
180	18	8	28
190	18	8	32
200	18	8	32
210	20	8	36
220	20	8	36
230	20	8	36
240	22	8	36
250	22	12	40
260	22	12	40
270	24	12	40
280	24	12	40
290	24	12	44
300	26	12	44

11.4. MATERIJALI ZA ZAVRTNJE

Zavojnica se izrađuje na više načina: na mašinama alatkama, ručno pomoću nareznica i hladnim valjanjem. Zavojnica se može izraditi skidanjem strugotine na: strugu, glodalici, brusilici i sl. Ručna izrada je pomoću nareznica za stabla i ureznica za rupe. Nareznice i ureznice imaju profil i dimenzije zavojnice koja se narezuje. Hladno valjanje je pomoću valjaka ili ploča. Ovo je vrlo produktivan način jer je racionalan, jeftin i daje dobar kvalitet. Naš dobar proizvođač zavrtanjeva je bila fabrika „Petar Drapšin“ iz Novog Sada.

Osnovni materijal od kojeg se izrađuju zavrtnji su čelici, a mogu se koristiti i drugi materijali. Standardom nisu propisane vrste materijala od kojih se izrađuju zavrtnji, već njihove mehaničke karakteristike. Standardne oznake materijala za zavrtnje su: 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.6, 6.8, 6.9, 8.8, 10.9, 12.9 i 14.9, a za navrtke 4, 5, 6, 8, 10, 12 i 14.

Oznaka za materijal za zavrtnje u sebi sadrži vrednost zatezne čvrstoće i granice tečenja na sledeći način, npr. za oznaku 5.6. Prvi broj umnožen sa 10 daje granicu zatezne čvrstoće $\sigma_M = 5 \cdot 10 = 50 \ daN/mm^2$. Prvi broj umnožen sa drugim daje granicu tečenja za normalne napone $\sigma_T = 5 \cdot 6 = 30 \ daN/mm^2$. Granica tečenja za tangencijalne napone je $\tau_T = (0{,}6 \div 0{,}8) \cdot \sigma_T$. Najčešće se usvaja $\tau_T = 0{,}7 \cdot \sigma_T$. Za materijal 5.6 granica tečenja pri tangencijalnim naponima bila bi $\tau_T = 0{,}7 \cdot 30 = 21 \, daN/mm^2$. Oznaka materijala za navrtke sadrži u sebi samo vrednost zatezne čvrstoće, npr. za oznaku 5, pomnoži se ovaj broj sa 10 i dobija $\sigma_M = 5 \cdot 10 = 50 \, daN/mm^2$.

Materijal za navrtku treba da ima za jedan stepen manju vrednost zatezne čvrstoće od materijala za zavrtanj. Na primer, ako je materijal za zavrtanj 5.6, tada za navrtku treba da je materijal 4. U sklopu, navrtka je manje napregnuta od zavrtnja.

11.5. ANALIZA SILA NA ZAVOJNICI

Da bi se zavrtnjem savladala (postigla) aksijalna sila F (spoljašnja sila) potrebno je na zavrtanj delovati obimnom silom F_o (sl. 11.13, a). Uzajamna zavisnost između sile F i F_o dobija se iz jednakosti rada potrebnog da se zavrtanj obrne za jedan potpun obrtaj:

$$F \cdot p = F_o \cdot d_2 \cdot \pi ,$$

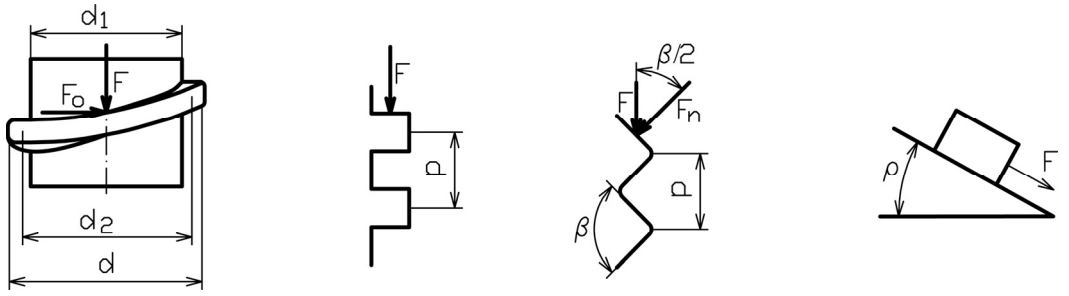
odakle je za **kvadratnu zavojnicu** (sl. 11.13, b): $F_o = \dfrac{F \cdot p}{d_2 \cdot \pi} = F \cdot tg\alpha$, jer je $\dfrac{p}{d_2 \cdot \pi} = tg\alpha$. Ako se uzme u obzir trenje između zavojaka zavrtnja i navrtke, tada je obimna sila kojom se pokreće navrtka, računajući i trenje F_{ot} po **kvadratnoj** (približno i trapeznoj) zavojnici (sl. 11.13, b), jednaka:

$$F_o = F \cdot tg(\alpha \pm \rho) ,$$

gde je: $\rho(^\circ)$- ugao trenja kvadratne zavojnice (sl. 11.13, d). Ugao trenja ρ zavisi od koeficijenta trenja klizanja μ i određuje se za kvadratnu zavojnicu kao $tg\rho = \mu$, odnosno $\rho = arctg\mu$. Koeficijent trenja klizanja μ za čelike iznosi $\mu = 0{,}1 \div 0{,}2$. Predznak plus (+) se koristi kada se navrtka kreće uz nagib (prema opterećenju), a predznak minus (-) kada se navrtka kreće niz nagib (od opterećenja).

Zavisno od odnosa uglova α i ρ mogu biti dva slučaja. Prvi slučaj je kada je ugao nagiba zavojnice veći od ugla trenja ($\alpha > \rho$). Tada će navrtka pod dejstvom sile F sama da se odvrne, odnosno zavrtanj nije samokočiv. Drugi slučaj je kada je ugao nagiba zavojnice manji od ugla trenja

($\alpha < \rho$). Tada se navrtka pod dejstvom sile F neće sama da odvrne, odnosno zavrtanj je samokočiv.



a) *b)* *c)* *d)*

Sl. 11.13. Sile na zavojnici

Za **trouglastu zavojnicu** (sl. 11.13, c) na silu trenja F_t utiče sila F_n koja je upravna na dodirne površine, tj. $F_t = F_n \cdot \mu$. Sila F_n zavisi od spoljašnjeg opterećenja, $F_n = \dfrac{F}{\cos\dfrac{\beta}{2}}$, te je sila za pokretanje navrtke po trouglastoj zavojnici, kada se uzme u obzir trenje, jednaka:

$$F_o = F \cdot tg(\alpha \pm \rho'),$$

gde je: $\rho'(^\circ)$ - ugao trenja kod truglastih zavojnica. Ugao trenja kod trouglastih zavojnica određuje se iz relacije $tg\rho' = \mu'$, gde je μ' koeficijent trenja klizanja kod trouglastih zavojnica. Koeficijent trenja klizanja za trouglaste zavojnice je $\mu' = \dfrac{\mu}{\cos\dfrac{\beta}{2}}$. Za metričku zavojnicu je $\beta = 60^\circ$, te je

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos\frac{\beta}{2}} = \frac{\mu}{\cos 30} = \frac{\mu}{0{,}866}.$$

Ugao trenja ρ' kod truglastih i trapeznih zavojnica je $\rho' = arctg\mu' = arctg\dfrac{\mu}{\cos\dfrac{\beta}{2}}$

Moment sile za pokretanje zavrtnja po kvadratnoj (trapeznoj) zavojnici, uzimajući u obzir trenje, određuje se iz jednačine:

$$M_{ot} = F_{ot} \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{1}{2} \cdot F \cdot d_2 \cdot tg(\alpha \pm \rho) \cdot$$

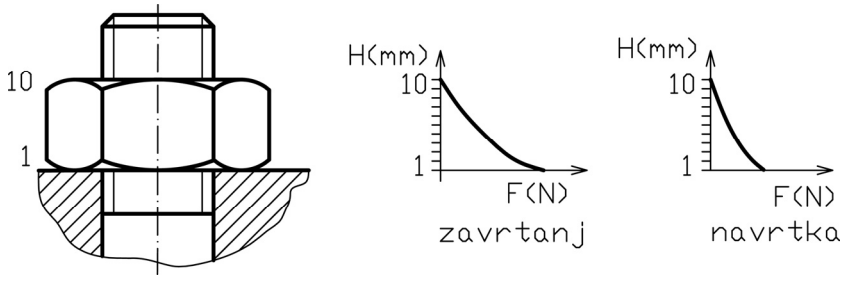
Moment sile za pokretanje zavrtnja po trouglastim zavojnicama, uzimajući u obzir trenje, određuje se iz jednačine:

$$M_{ot} = F_{ot} \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{1}{2} \cdot F \cdot d_2 \cdot tg(\alpha \pm \rho') \cdot$$

Za zavrtanjske veze koje treba da su prethodno pritegnuti (pre delovanja radne sile F) prema ovim jednačinama odredi se potreban moment pritezanja koji se postiže pomoću alata i koji se naziva moment ključ. Pritezanje moment ključem može biti ručno i mašinski. Za mašinsko pritezanje najčešće se koristi komprimovani vazduh.

11.6. RASPODELA OPTEREĆENJA PO ZAVOJNICI

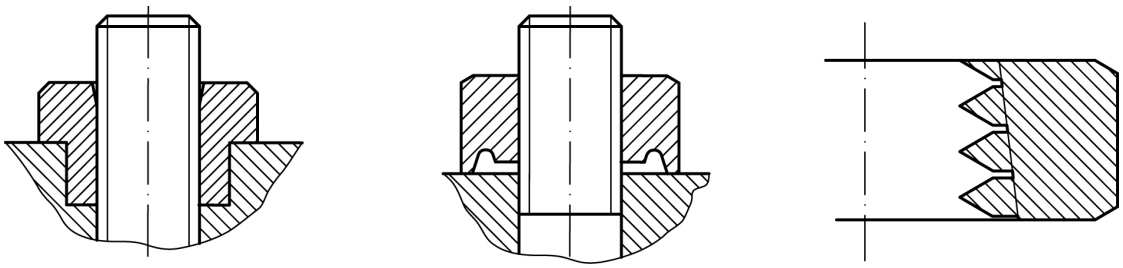
Jedan od nedostataka zavrtanjskog spoja je taj što je neravnomerno opterećenje zavojaka u spoju zavrtnja i navrtke (sl. 11.14, a). Zavojak na zavrtnju i u navrtki na početku navrtke do ploča (označen sa 1) je mnogo više opterećen od poslednjeg zavojka (označen sa 10). Kod metričke zavojnice samo prvih 10 zavojaka nose opterećenje, a kod trapezne samo prvih 8, što znači da se ti prvi zavojci najviše pri pritezanju i deformišu. Prvi zavojak zavrtnja (1) je najviše opterećen što se vidi iz dijagrama (sl. 11.14, b). Prvi zavojak nosi oko 35 % od ukupnog opterećenja, dok poslednji zavojak (10) skoro da i ne nosi opterećenje. Raspored opterećenja je nešto povoljniji na zavojcima navrtke (sl. 11.14, c), te se za navrtku koristi materijal koji ima mehaničke karakteristike manje za jedan stepen od materijala zavrtnja.



a) *b)* *c)*

Sl. 11.14. Neravnomernost opterećenja zavojaka

Ravnomernija raspodela opterećenja po zavojcima može se postići različitim konstrukcionim oblicima navrtke i samih zavojaka (sl. 11.15).

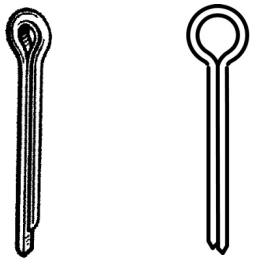


Sl. 11.15. Navrtke za rasterećenje zavojaka

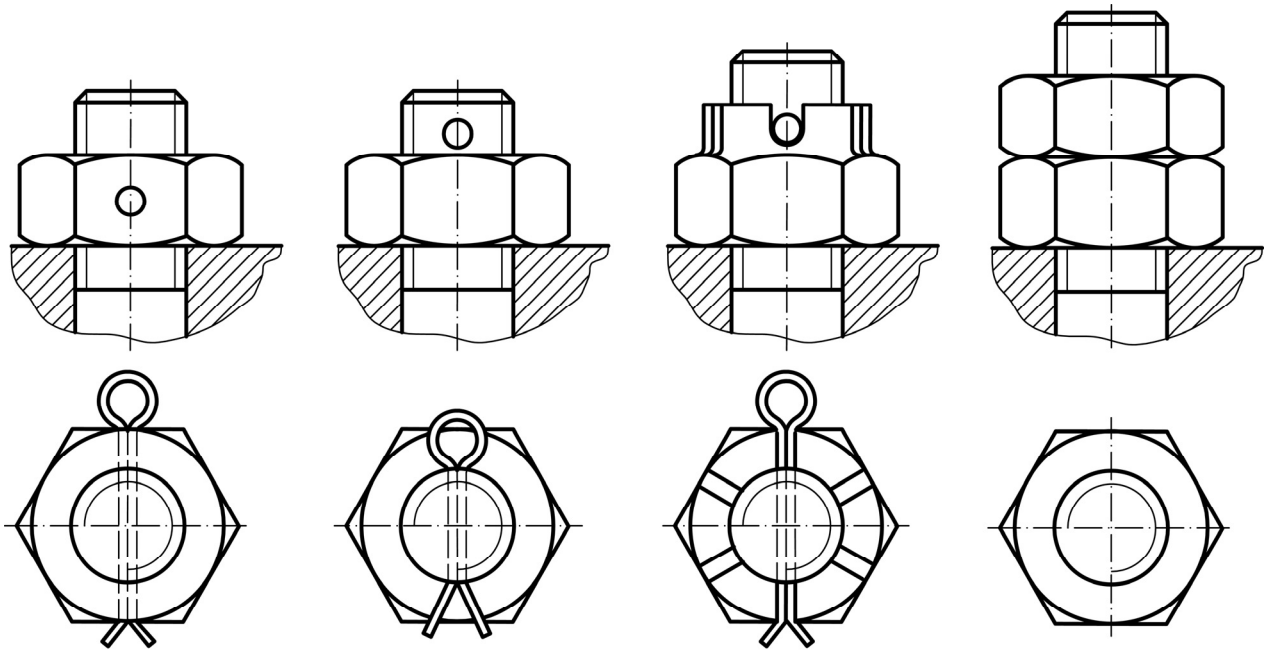
11.7. OSIGURANJE ZAVRTANJSKIH VEZA OD SAMOODVRTANJA

Drugi nedostatak zavrtanjskih veza je taj što teže da se, same od sebe, odvrnu, posebno oni koji spajaju delove koji vibriraju. Iz tog razloga se osiguravaju od samoodvrtanja na različite načine: rascepkom (sl. 11.16), pomoću dve navrtke, podloškom i dr.

Rascepka se kroz otvore na navrtki i zavrtnju (sl. 11.17, a) provuče i zavrne na drugom kraju i tako obezbedi navrtku od samoodvrtanja. Otvor za rascepku može biti samo kroz stablo zavrtnja (sl. 11.17, b) ili kroz otvore krunaste navrtke i stabla (sl. 11.17, c). Zavrtanjska veza se može obezbediti od samoodvrtanja pomoću dve navrtke (sl. 11.17, d). Druga navrtka za osiguranje od samoodvrtanja je manje visine.



Sl. 11.16. Rascepka za osiguranje

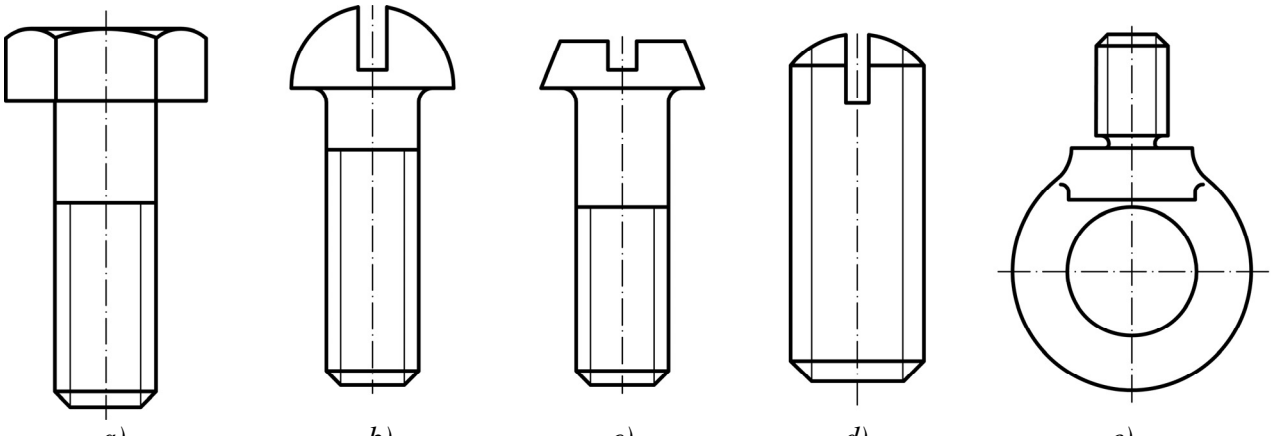


a) b) c) d)

Sl. 11.17. Osiguranje zavrtanjske veze: a) rascepkom kroz navrtku i stablo, b) rascepkom kroz stablo, c) krunastom navrtkom i rascepkom, d) sa dve navrtke

11.8. KONSTRUKCIONI OBLICI I OZNAČAVANJE ZAVRTNJEVA

Konstrukcioni oblici i dimenzije zavrtnja i navrtke definisane su međunarodnim i nacionalnim standardima i date su u tabelama. Zavrtnji mogu biti vrlo različitih standardnih konstrukcionih oblika kako bi se prilagodili potrebama ugradnje. Najčešći konstrukcioni oblik glave zavrtnja je šestougaonik (sl. 11.18, a). Osnovne dimenzije zavrtnja sa šestostranom glavom i šestostranih navrtki date su u tabeli 11.7. Dimenzije najčešće korišćenih oblika zavrtnjeva i navrtki dati su u narednim tabelama 11.8, 11.9 i 11.10.



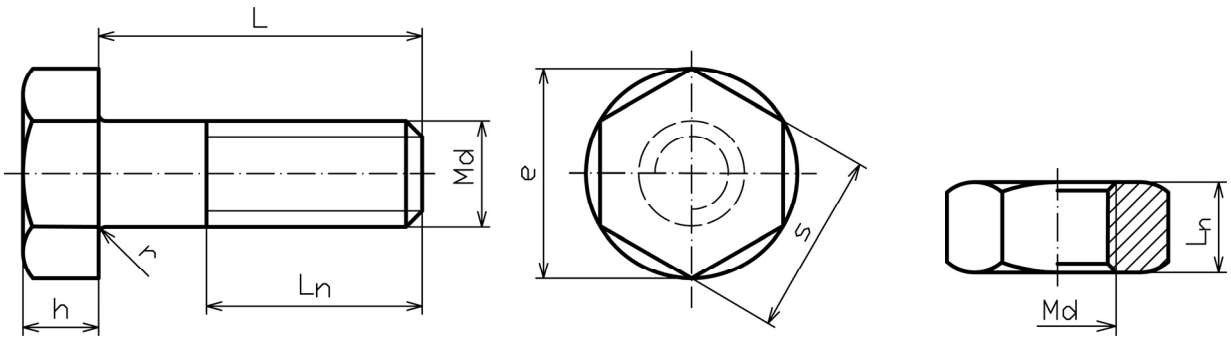
a) b) c) d) e)

Sl. 11.18. Različiti konstrukcioni oblici zavrtnjeva: a) sa šestougaonom glavom, b) sa poluloptastom glavom, c) sa cilindričnom glavom, d) za osiguranje, e) prstenasti

Tabela 11.7. Osnovne dimenzije zavrtnja sa šestostranom glavom i šestostranih navrtki i otvora za zavrtnje za opštu namenu prema SRPS M.B1.050

Nazivni prečnik zavojnice $d(mm)$	Otvor ključa s (mm)	$e(mm)$	Visina glave $h(mm)$	Visina navrtke $L_n(mm)$	Visina niske navrtke $L_n(mm)$	Prečnik otvora za zavrtanj $D_o(mm)$		
						fini	srednji	grubi
1	-	-	-	-	-	1,1	1,2	1,3
1,2	-	-	-	-	-	1,3	1,4	1,5
1,4	-	-	-	-	-	1,5	1,6	1,8
1,6	3,2	-	1,1	1,3	1	1,7	1,8	2
1,8	3,5	4	1,3	1,5	1,1	1,9	2	2,3
2	4	4,6	1,4	1,6	1,2	2,2	2,4	2,6
2,2	4,5	5,2	1,5	1,8	1,2	2,4	2,6	2,8
2,5	5	5,8	1,7	2	1,6	2,7	2,9	3,1
3	5,5	6,4	2	2,4	1,6	3,2	3,4	3,6
3,5	6	6,9	2,4	2,8	2	3,7	3,9	4,1
4	7	8,1	2,8	3,2	2	4,3	4,5	4,8
5	8	9,2	3,5	4	2,5	5,3	5,5	5,8
6	10	11,5	4	5	3	6,4	6,6	7
8	13	15	5,5	6,5	5	8,4	9	10
10	13	19,6	7	8	6	10,5	11	12
12	19	21,9	8	10	7	13	14	15
14	22	25,4	9	11	8	15	16	17
16	24	27,7	10	13	8	17	18	19
18	27	31,2	12	15	9	19	20	21
20	30	34,6	13	16	9	21	22	24
22	32	36,9	14	18	10	23	24	26
24	36	41,6	15	19	10	25	26	28
27	41	47,3	17	22	12	28	30	32
30	46	53,1	19	24	12	31	33	35
33	50	57,7	21	26	14	34	36	38
36	55	63,5	23	29	14	37	39	42
39	60	69,3	25	31	16	40	42	45

Napomena: Oznake iz tabele 11.7 se odnose na sl. 11.19.



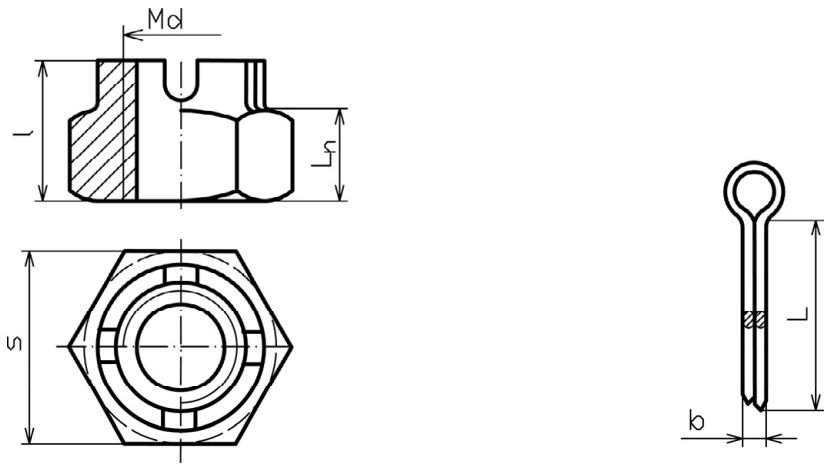
a) *b)*

Sl. 11.19. Dimenzije zavrtnja sa šestougaonom glavom:
a) zavrtanj sa šestougaonom glavom za opštu namenu, b) šestougaona navrtka

Tabela 11.8. Krunasta navrtka SRPS M.B1.631 i rascepka SRPS M.B2.300 (izvod)

Nazivni prečnik zavojnice d (mm)	s (mm)	l_n (mm)	l (mm)	Rascepka b x L (mm x mm)
4	7	3,2	5	
5	8	4	5,5	1x10
6	10	5	7,5	1x12
8	13	6,5	9,5	1,5x15
10	17	8	11	2x18
12	19	9,5	14	2x22
14	22	11	16	3x25
14	24	13	19	4x32
18	27	15	21	4x35
20	30	16	22	4x40
22	32	17	25	5x40
24	36	18	26	5x45
27	41	20	28	5x50
30	46	22	31	6x55
33	50	25	34	6x60
36	55	28	37	6x65
39	60	30	42	8x70
42	65	32	44	8x75
45	70	35	47	8x75
48	75	38	50	8x80
52	80	40	52	8x90

Napomena: Oznake iz tabele 11.8 odnose se na sl. 11.20.

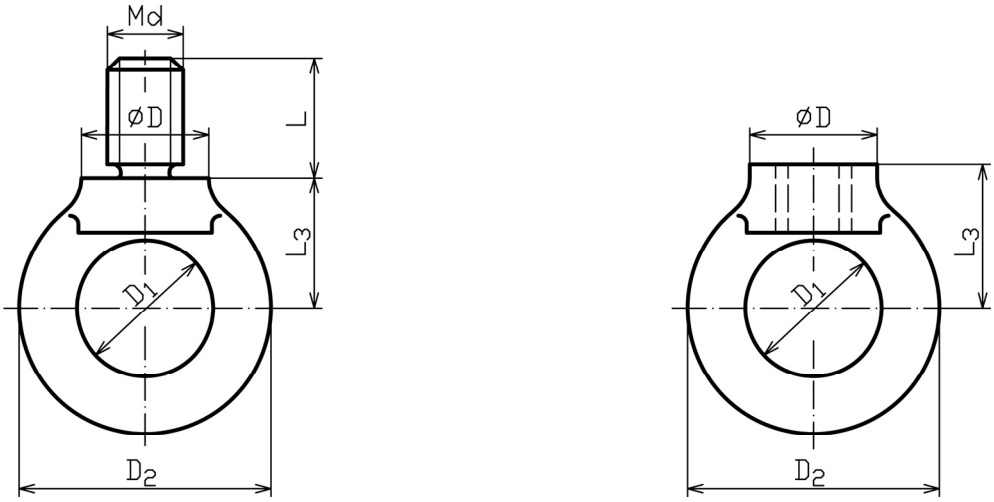


Sl. 11.20. Dimenzije krunaste navrtke i rascepke

Tabela 11.9. Osnovne dimenzije zavrtnjeva (SRPS M.B1.210) i navrtki (SRPS M.B1.690) sa prstenastom glavom

Zavojnica Md	D (mm)	D_1 (mm)	D_2 (mm)	l (mm)	l_3 (mm)
M8	20	20	36	14	18
M10	25	25	45	16	22
M12	30	30	54	20	26
M16	35	35	63	25	30
M20	40	40	72	28	35
M24	50	50	90	35	45
M30	65	60	108	42	55
M36	75	70	126	50	65
M42	85	80	144	58	75
M48	100	90	184	75	95
M64	120	110	206	85	105
M72x6	150	140	260	100	130
M80x6	170	160	296	115	150
M100x6	190	180	330	125	165

Napomena: Oznake iz tabele 11.9 odnose se na sl. 11.21.



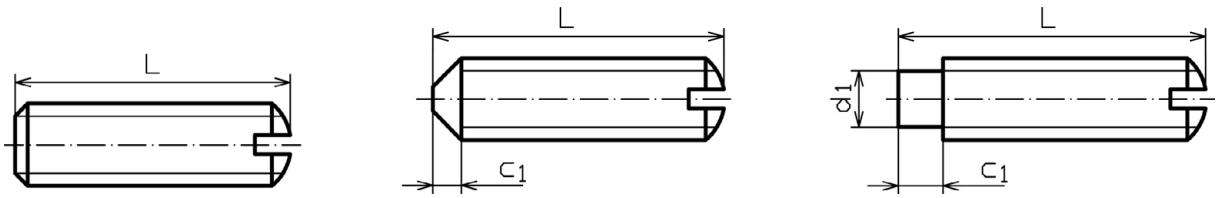
a) *b)*

Sl. 11.21. Dimenzije zavrtnja i navrtke sa prstenastom glavom:
a) prstenasti zavrtanj, b) prstenasta navrtka

Tabela 11.10. Osnovne dimenzije uvrtnih zavrtnjeva (za podešavanje) (izvod)

Zavojnica	Bez završetka SRPS M.B1.280	Sa šiljkom SRPS M.B1.290		Sa cilindričnim završetkom SRPS M.B1.291		
	l (mm)	c_1 (mm)	l (mm)	c_1 (mm)	d_1 (mm)	l (mm)
M1	2-4	0,5	2-4	-	-	-
M1,2	2-4	0,6	2-4	-	-	-
(M1,4)*	2-5	0,7	2-5	-	-	-
M1,6	2-6	0,8	2-6	-	-	-
M2	3-8	1	3-8	1,5	1,4	3-6
(M2,2)	3-10	1,15	3-10	2	1,5	4-8
M2,5	3-10	1,3	4-10	2	1,7	4-10
M3	3-10	1,5	4-12	2,5	2	5-12
(M3,5)	3-12	1,75	5-12	2,5	2,5	5-15
M4	4-12	2	6-15	3	2,5	6-15
M5	4-15	2,5	8-18	3	3,5	8-18
M6	5-18	2,5	8-22	3,5	4,5	8-22
M8	6-25	3	10-28	5	6	10-28
M10	10-30	4	15-35	5,5	7	12-35
M12	12-40	5	15-45	7	9	18-45
M16	18-50	6	22-55	9	12	22-55
M20	20-55	7	28-60	9	15	28-60

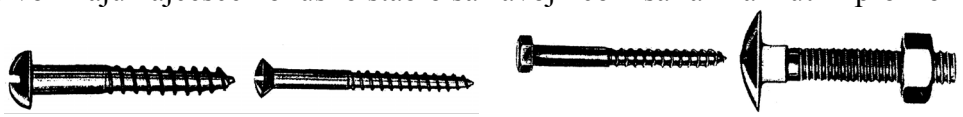
* Dimenzije zavrtnjeva u zagradi (M1,4) treba izbegavati. Oznake iz tabele 11.10 odnose se na sl. 11.22.



a) *b)* *c)*

Sl.11.22. Osnovne dimenzije uvrtnih zavrtnjeva:
a) bez završetaka, b) sa šiljkom, c) sa cilindričnim završetkom

Zavrtnji za drvo imaju najčešće konusno stablo sa zavojnicom sa razmaknutim profilom (sl. 11.23).



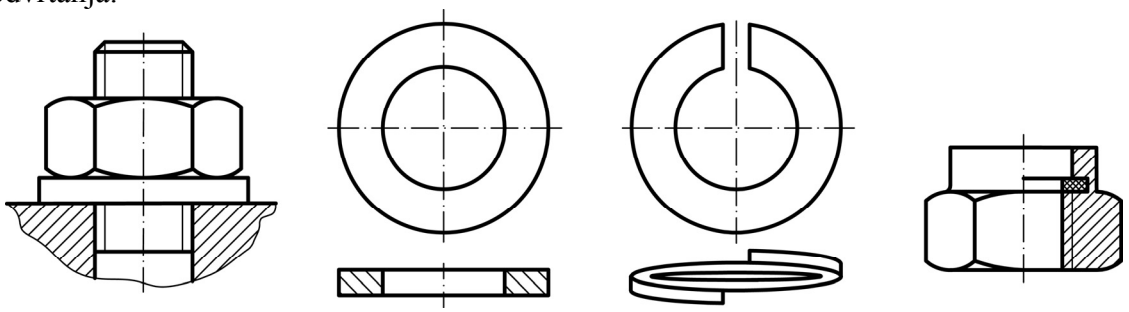
Sl. 11.23. Zavrtnji za drvo

Zavrtnji mogu biti bez glave (goli zavrtnji) koji imaju samo stablo sa zavojnicom. Ovi zavrtnji se jednom stranom uvrću u ploču pomoću navrtke na drugoj strani ili spajaju delove tako što na obe strane imaju navrtke.

Standardna oznaka za zavrtnje sastoji se iz: oznake za vrstu zavojnice, nominalnog prečnika zavojnice, dužine stabla, broja standarda i oznake materijala od kojeg je napravljen. Na primer, oznaka za zavrtanj za podešavanje je M10x30 SRPS M.B1.280. 5.8, gde je: M – oznaka za vrstu zavojnice (metrička), 10 – nominalni prečnik d u mm, 30 – dužina stabla L u mm, SRPS – oznaka za srpski standard, M.B1 – oznaka za pripadnost mašinskoj grupi elemenata, 280 – oznaka za konstrukcioni izgled zavrtnja i 5.8 – oznaka za vrstu materijala.

Najčešće korišćena podloška je obična podloška (sl. 11.24, a i b). Elastična podloška (sl. 11.24, c) koristi se za osiguranje od samoodvrtanja, kada su veća opterećenja. Kada se navrtka dobro pritegne, elastična podloška se deformiše i pouzdanije osigurava navrtku od samoodvrtanja. Za

osiguranje od samoodvrtanja služi navrtka sa prstenom (sl. 11.24, d) koja u otvoru ima žleb u kojem se nalazi elastični prsten. Elastični prsten dodatno steže stablo zavrtnja i tako ga osigurava od samoodvrtanja.



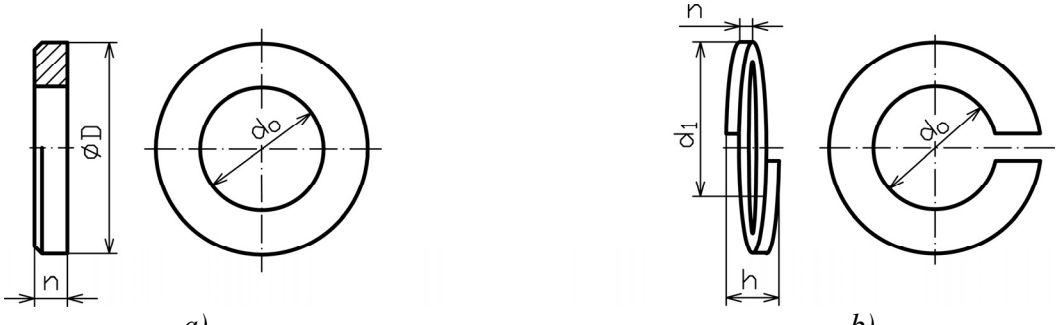
a) *b)* *c)* *d)*

Sl. 11.24. Osiguranje od samoodvrtanja: a) navrtka sa podloškom, b) obična podloška, c) elastična podloška, d) elastični prsten

Tabela 11.11. Standardne dimenzije običnih podloški (izvod)

Nazivni prečnik zavrtnja	Unutrašnji otvor podloške	Za zavrtnje sa šestougaonom glavom SRPS M.B2.011		Za zavrtnje sa cilindričnom i poluokruglom glavom SRPS M.B2.013		Sa velikim spoljašnjim prečnikom SRPS M.B2.014	
d (mm)	d_o (mm)	D (mm)	n (mm)	D (mm)	n (mm)	D (mm)	n (mm)
2	2,2	5,5	0,5	4,5	0,5	-	-
3	3,2	7	0,5	6	0,5	9	0,8
3,5	3,7	8	0,5	7	0,5	11	0,8
4	4,3	9	0,8	8	0,5	12	1
5	5,3	11	1	10	1	15	1,5
6	6,4	12	1,5	11	1,5	18	1,5
8	8,4	17	2	15	1,5	25	2
10	10,5	21	2,5	18	1,5	30	2,5
12	13	24	3	20	2	40	3
14	15	28	3	25	2	45	3
16	17	30	3	27	2	50	3
18	19	34	4	30	2,5	56	4
20	21	36	4	33	2,5	60	4
22	23	40	4	34	3	-	-
24	25	44	4	-	-	-	-
27	28	50	5	-	-	-	-
30	31	56	5	45	5	-	-
36	37	68	6	-	-	-	-
39	40	72	6	-	-	-	-
42	43	78	7	-	-	-	-

Napomena: Oznake iz tabele 11.11 odnose se na sl. 11.25.



a) *b)*

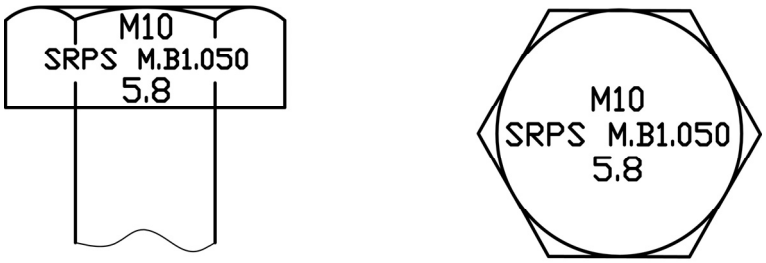
Sl. 11.25. Dimenzije podloški:a) obična podloška, b) elastična podloška

11.9. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE ZAVRTANJSKIH VEZA

Pravilno korišćenje i održavanje zavrtanjskih veza sastoji se u:
- primeni bez preopterećenja,
- kontroli pritegnutosti i
- zaštiti od korozije.

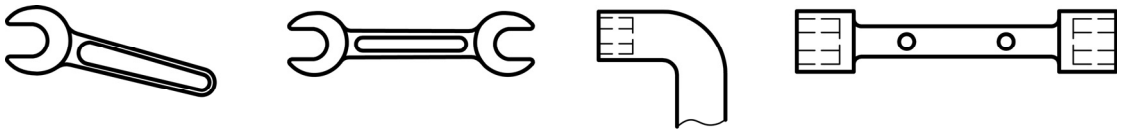
Preopterećenje zavrtanjske veze može da bude već pri samom pritezanju, bez dejstva radne sile. Ako se to desi, dolazi do trajnih deformacija zavojaka u rupi i na stablu zavrtnja i deformacije stabla zavrtnja, što otežava razdvajanje i ponovno spajanje delova mašina i konstrukcija. Deformisan zavrtanj treba zemeniti s novim, istih dimenzija, iste zavojnice i od istog materijala.

Zavrtanj se može uvrnuti u rupu samo ako imaju istu zavojnicu i da su istih dimenzija. Da bi bio jednostavniji izbor, zamena i ugradnja, proizvođači zavrtnjeva su dužni da označe zavrtnje kao na sl. 11.26. Oznaka koja je utisnuta na glavi zavrtnja na čeonoj ili bočnoj površini treba da sadrži oznaku vrste zavojnice (M10), broj standarda (SRPS M.B1.050) i oznaku vrste materijala (5.8). Međutim, ponekad proizvođači na delovima svojih mašina koriste nestandardne zavojnice, kako ih korisnici ne bi mogli sami zameniti, već da bi ih morali kupiti kao rezervni deo, koji je znatno skuplji.



Sl. 11.26. Označavanje zavrtanja

Kako zavrtnji imaju stalnu težnju da se sami od sebe odvrnu potrebna je stalna kontrola i pritezanje. Za odvrtanje i zavrtanje zavrtanjskih veza koriste se različiti alati, takozvani ključevi. Čeljusti ili otvori ključeva imaju oblik glave zavrtnja i navrtke. Oblici ključeva su prilagođeni zavrtnjima i prostoru u kojem se zavrtnji mogu da nalaze. Vilasti ključ sa jednom ili dve čeljusti (sl. 11.27, a i b) je prikladan za odvrtanje rukom kada ima dovoljno slobodnog prostora oko zavrtnja. Okasti ključevi (sl. 11.27, c i d) se koriste za ručno i mašinsko odvrtanje kada nema dovoljno slobodnog prostora oko samog zavrtnja.



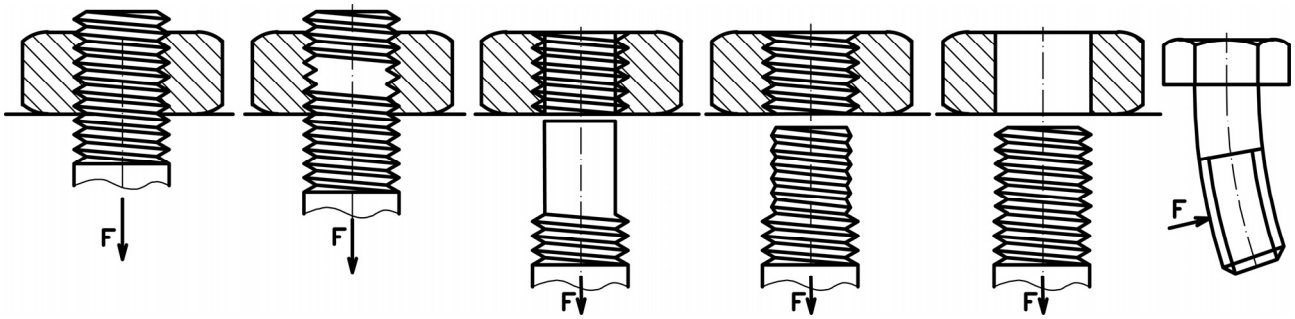
a) *b)* *c)* *d)*

Sl. 11.27. Alati (ključevi) za odvrtanje i zavrtanje zavrtnjeva

Sigurna zaštita od korozije zavrtanjskih veza sastoji se u održavanju u čistom stanju, bez prljavštine i vlage. Zavrtanjske veze se ne podmazuju, sem pokretnih (vretena dizalica, presa i sl.). Da bi se zavrtnji sigurno zaštitili od korozije koristi se površinska zaštita od cinka (pocinkovanje). Za posebne uslove korišćenja (u prehrambenoj industriji) zavrtnji se izrađuju od materijala koji su otporni na koroziju, npr. hrom-nikl čelici.

U toku korišćenja može doći do različitih deformacija i oštećenja zavrtnjeva. Pri nepravilnom korišćenju ili usled zamora materijala koji se javlja posle izvesnog vremena korišćenja dolazi do nedozvoljenih oštećenja i lomova zavrtnjeva. Nepravilno korišćenje je tada kada se zavrtanj optereti većom silom od one za koju je proračunat.

Kada je zavrtanj preopterećen na istezanje (sl. 11.28, a) oštećenja mogu biti: kidanje stabla zavrtnja (sl. 11.28, b), potpuno ili delimično skidanje (smicanje) zavojaka na stablu (sl. 11.28, c i d) ili skidanje zavojaka u navrtki (sl. 11.28, e). Pri poprečnom opterećenju može doći do savijanja stabla zavrtnja (sl. 11.28, f). Pri suviše velikom pritezanju dolazi do uvijanja zavrtnja tako da može doći do kidanja stabla. Pored toga, vrlo su česte deformacije pojedinih zavojaka u toj meri da se zavrtanj ne može niti zavrnuti niti odvrnuti.



a) *b)* *c)* *d)* *e)* *f)*

Sl. 11.28. Deformacije na zavrtnjima

11.10. PRORAČUN ZAVRTANJSKIH VEZA

Proračun zavrtanjskih veza je **na osnovu naprezanja stabla zavrtnja**. Kada se proračuna i proveri stablo zavrtnja, proveravaju se naprezanja zavojaka zavrtnja.

Zavrtanj je izložen različitim opterećenjima, te se javljaju i različita naprezanja. Sile koje opterećuju zavrtanj su uzdužne, poprečne i prostorne. Zavisno od dejstva sila, zavrtnji su podeljeni na proračunske grupe. Broj proračunskih grupa može biti različit, ovde će biti podeljene na četiri.

Prva proračunska grupa je ona, gde se zavrtanj uvrne, zatim optereti uzdužnom silom na istezanje. Tipičan primer za prvu proračunsku grupu je zavrtanj u obliku kuke koji služi za vešanje različitih tereta (sl. 11.29).

Proračun ovog zavrtnja je na osnovu naprezanja na istezanje:

$$\sigma_e = \frac{F}{A_1} \le \sigma_{de} \ ,$$

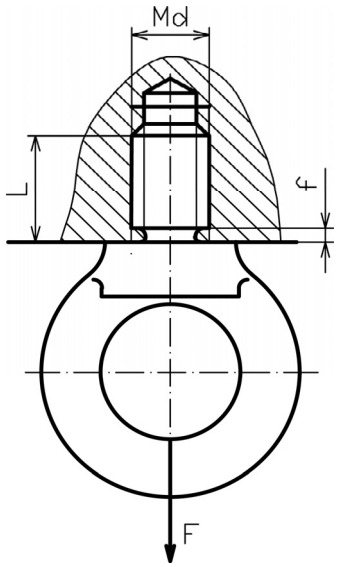
gde je: A_1 (mm^2) - površina jezgra stabla $A_1 = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4}$.

Nakon proračuna, gde je potrebno odrediti dimenzije, nosivost, materijal ili stepen sigurnosti, treba proveriti površinski pritisak p između zavojaka zavrtnja i dela koji igra ulogu navrtke i naprezanje samih zavojaka. Površinski pritisak jednak je:

$$p = \frac{F}{d_2 \cdot \pi \cdot b \cdot z} \le p_d \ ,$$

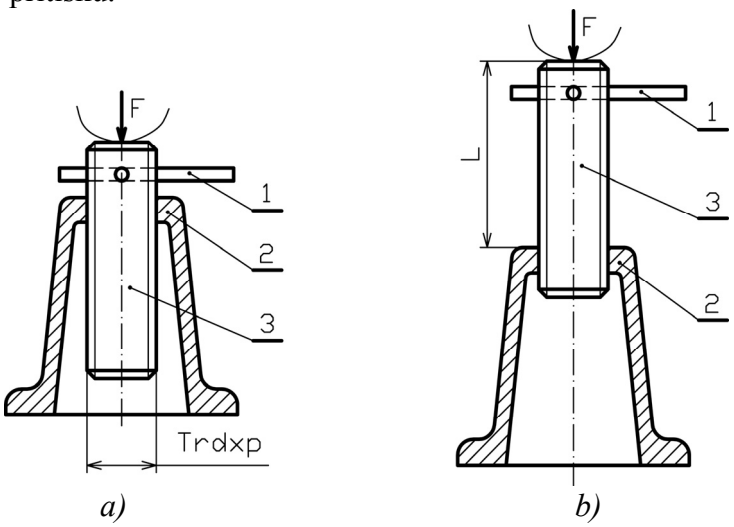
gde je: z (-) – broj celih zavojaka koji u ovom primeru predstavlja količnik dužine L i koraka p, tj. $z = \frac{L}{p}$.

Sami zavojci su napregnuti na savijanje, smicanje i površinski pritisak, isto za sve četiri proračunske grupe, te će ovo biti objašnjeno nakon analize sve četiri proračunske grupe.



Sl. 11.29. Prva proračunska grupa zavrtnjeva

U drugu proračunsku grupu zavrtnjeva svrstavaju se oni zavrtnji koji su opterećeni uzdužnom silom F, a obrću se pod opterećenjem. Tipičan primer za ovu proračunsku grupu je vreteno ručne dizalice (sl. 11.30), prese, zatege itd. Stablo zavrtnja (vreteno) je izloženo sabijanju ili istezanju, uvijanju, pri maksimalnom izvijenom položaju izvijanju (sl. 11.30, b, poz. 3) i površinskom pritisku.



Sl. 11.30. Druga proračunska grupa zavrtnjeva:
1. ručica, 2. postolje sa navrtkom, 3. vreteno sa zavojnicom

Proračun je na osnovu sabijanja stabla zavrtnja, jer je naprezanje na sabijanje dominantno, prema jednačini:

$$\sigma_c = \frac{(1{,}2-1{,}4)\cdot F}{A_1} \le \sigma_{dc}\,.$$

Proverava se uvijanje, izvijanje i površinski pritisak između zavojaka. Naprezanje na uvijanje se proverava prema jednačini:

$$\tau_u = \frac{M_u}{W_o} = \frac{F \cdot d_2 \cdot tg(\alpha + \rho')}{2 \cdot \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16}} \le \tau_{du}\,.$$

Zavojnica ovih zavrtnjeva je trapezna jer ima veći stepen korisnosti od ostalih.

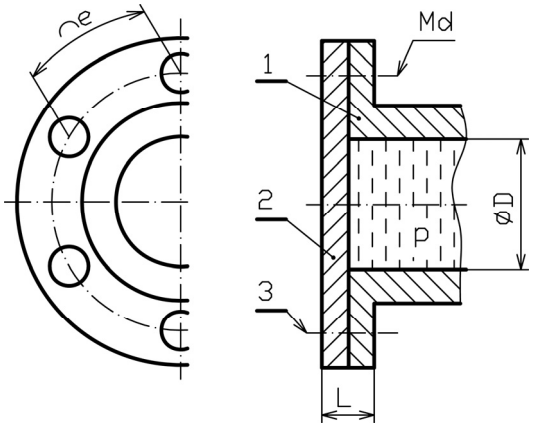
Ugao nagiba zavojnice određuje se prema izrazu: $\alpha = arctg\dfrac{h}{d_2 \cdot \pi}$, a ugao trenja: $\rho' = arctg\dfrac{\mu}{\cos\dfrac{\beta}{2}}$.

Provera izvijanja se svodi na proveru stepena sigurnosti na izvijanje $S_{iz} = \dfrac{\sigma_{iz}}{\sigma_c} = (4 \div 5)$. Stvarni

napon na sabijanje određuje se prema izrazu: $\sigma_c = \frac{F}{A_1}$. Napon na izvijanje se određuje prema Ojlerovom ili Tetmajerovim izrazima. Redukovana dužina vretena je $L_{red} = 2 \cdot L$. Površinski pritisak između zavojaka proverava se prema izrazu: $p = \frac{F}{d_2 \cdot \pi \cdot b \cdot z} \le p_d$. Pored toga, proverava se i naprezanje zavojaka što će biti objašnjeno kasnije.

U treću proračunsku grupu svrstavaju se oni zavrtnji koji se pre dejstva radne aksijalne sile F prethodno pritegnu odgovarajućom silom F_p. Zavrtnji su izloženi naponu na uvijanje i istezanje, približno iste dominantnosti, te proračun bazira na složenom naprezanju σ_i. Tipičan primer za ovu grupu su zavrtnji poklopaca posuda i cevi u kojima je neki fluid pod pritiskom p (sl. 11.31, poz. 3). Ovi zavrtnji treba da obezbede i hermetičnost veze, te njihovo međusobno rastojanje e ima preporučene vrednosti, zavisno od pritiska. Okvirna preporuka je de je $e < 150\ mm$ za pritiske fluida $p < 100\ N/cm^2$ i $e < 120\ mm$ za pritiske fluida $p > 100\ N/cm^2$.

Sila prethodnog pritezanja približno je jednaka $F_p = (2 \div 3) \cdot F$. Minimalna vrednost sile prethodnog pritezanja je $F_{p\,min} = \frac{c_p}{c_z + c_p} \cdot F$, gde je c_z - krtost zavrtnja i c_p - krutost ploča. Krutost zavrtnja i krutost ploča je ona sila koja izduži ili sabije materijale zavrtnja i ploča (poz. 1 i 2) za jedinicu. Krutosti c_z i c_p zavise od elastičnosti materijala zavrtnja i ploča E_z, E_p i dimenzija i određuju se, u ovom primeru, prema izrazima: $c_z = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot E_z}{4 \cdot L}$ i $c_p = \frac{2 \cdot d^2 \cdot \pi \cdot E_p}{L}$. Radna sila u ovom primeru je: $F = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot p$.



Sl. 11.31. Treća proračunska grupa zavrtnjeva:
1. posuda sa fluidom, 2. poklopac, 3. zavrtnji

Pri dejstvu sile prethodnog pritezanja F_p zavrtanji se istegnu, a ploče se sabiju za neku vrednost. Nakon dejstva radne sile F ploče se rasterete, a zavrtnji se dodatno istegnu. Ukupna sila koja opterećuje stablo zavrtnja na istezanje je $F_1 = F_p + \frac{1}{1 + \frac{c_p}{c_z}} \cdot F$.

Proračun zavrtnja je na osnovu složenog naprezanja stabla:

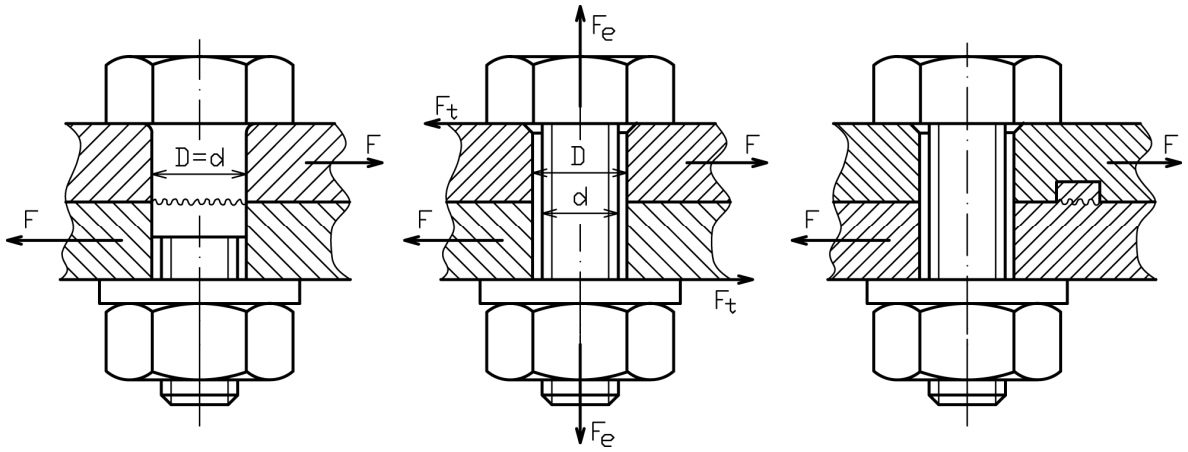
$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_e^2 + \left(\frac{\sigma_{Te}}{\tau_{Tu}} \cdot \tau_u\right)^2} \le \sigma_{de}, \text{ gde je } \sigma_e = \frac{F_1}{\frac{d_1^2 \cdot \pi}{4}} \text{ i } \tau_u = \frac{F_p \cdot d_2 \cdot tg(\alpha + \rho)}{2 \cdot \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16}}.$$

Nakon proračuna proveravaju se naprezanja zavojaka.

U **četvrtu proračunsku grupu** svrstavaju se oni zavrtnji koji su opterećeni poprečno na uzdužnu simetralnu osu. Zavrtnji ove grupe mogu biti: **podešeni, nepodešeni i rasterećeni**.

Podešeni zavrtnji su oni kod kojih su prečnici otvora i zavrtnjeva jednaki $D = d$ (sl. 11.32, a). Usled dejstva poprečnih sila F stablo zavrtnja je izloženo smicanju na poprečnom preseku spoja dve ploče (talasasta linija). Na stablu zavrtnja na poprečnom preseku spoja dve ploče nije narezana zavojnica. Navrtka je pritegnuta samo toliko da se spoje dve ploče, tako da zavojci nisu napregnuti usled dejstva sile F. Otporom stabla na smicanje zavrtanj nosi poprečne sile, te proračun bazira na jednačini za smicanje:

$$\tau_s = \frac{F}{\frac{d^2 \cdot \pi}{4}} \le \tau_{ds} .$$



a) *b)* *c)*

Sl. 11.32. Četvrta proračunska grupa zavrtnjeva:
a) podešeni, b) nepodešeni, c) rasterećeni

Nepodešeni zavrtnji su takvi gde je prečnik otvora rupe D u kojoj se nalazi zavrtanj, veći od prečnika zavrtnja d ($D > d$). Kod ovih zavrtanjskih veza stablo zavrtnja nije u kontaktu sa cilindričnom površinom otvora (sl. 11.32, b). Ovi zavrtnji se moraju pritegnuti pre dejstva radne sile F odgovarajućim obrtnim momentom kako bi se stvorilo dovoljno trenje između dodirnih površina glave i ploča i navrtke i ploča. Sila trenja treba da je jednaka ili veća od poprečne radne sile F ($F_t \ge F$). Pri pritezanju navrtke dolazi do istezanja stabla silom F_e. Sila trenja jednaka je $F_t = F_e \cdot \mu$. Ako se usvoji da je sila trenja jednaka poprečnoj sili F ($F_t = F$), sledi da je $F_e \cdot \mu = F$, odakle je $F_e = \frac{F}{\mu}$. Radi sigurnosti od klizanja usvaja se stepen sigurnosti protiv klizanja $S_k = 1{,}2 \div 1{,}8$, te je $F_e = \frac{F \cdot S_k}{\mu}$. Koeficijent trenja klizanja μ za čelike iznosi $\mu = 0{,}1 \div 0{,}2$. Moment kojim treba pritegnuti zavrtanj je $M_t = \frac{1}{2} \cdot F_e \cdot d_2 \cdot tg(\alpha + \rho')$.

Proračun zavrtnja je na osnovu naprezanja stabla na istezanje silom F_e:

$$\sigma_e = \frac{F_e}{\frac{d_1^2 \cdot \pi}{4}} \le \sigma_{de} .$$

Nakon proračuna proverava se naprezanje na uvijanje $\tau_u = \dfrac{M_u}{W_o} = \dfrac{F_e \cdot d_2 \cdot tg(\alpha + \rho')}{2 \cdot \dfrac{d_1^3 \cdot \pi}{16}} \le \tau_{du}$ i naprezanja zavojnice.

Rasterećeni zavrtnji su oni koji ne nose opterećenje, već samo spajaju ploče da se ne bi razdvojile. Opterećenje nosi profilisani deo ploča koji otporom na smicanje nosi poprečne sile F (sl. 11.32, c). Talasastom linijom je označena površina ploče koja nosi poprečne sile.

11.11. NAPREZANJA ZAVOJNICE ZAVRTNJA I NAVRTKE

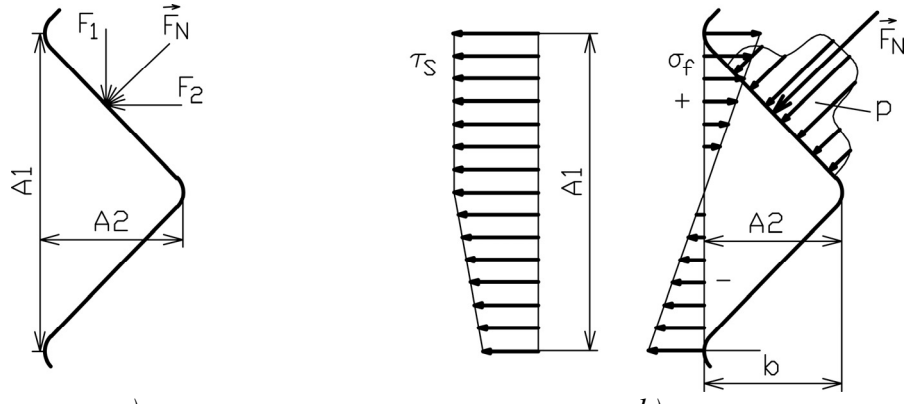
Zavojci su opterećeni silom F_N koja deluje upravno na dodirnu površinu zavojka. Razlaganjem sile F_N na njenu vertikalnu i horizontalnu komponentu imamo da sila F_1 napreže zavojak na savijanje i smicanje po površini A_1 (sl. 11.33, a). Horizontalna komponenta F_2 napreže zavojak na sabijanje na površini A_1. Pored ovih naprezanja javlja se i površinski pritisak na površini A_2 (sl. 11.33, b). Naprezanje na sabijanje se može zanemariti, dok na savijanje, smicanje i površinski pritisak ne može. Napon na savijanje σ_f je promenljivog smera i intenziteta (sl. 11.33, b), dok je napon na smicanje τ_s neznatno promenljivog intenziteta. Jednačine za proveru naprezanja zavojaka zavrtnja su:

$$\sigma_f = \frac{0{,}637 \cdot F}{d_1 \cdot p \cdot z}, \quad \tau_s = \frac{0{,}35 \cdot F}{d_1 \cdot p \cdot z} \quad \text{i} \quad p = \frac{0{,}588 \cdot F}{d_2 \cdot \pi \cdot b \cdot z}.$$

Jednačine za proveru naprezanja zavojaka navrtke su:

$$\sigma_f{}' = \frac{0{,}637 \cdot F}{d \cdot p \cdot z}, \quad \tau_s{}' = \frac{0{,}35 \cdot F}{d \cdot p \cdot z} \quad \text{i} \quad p' = \frac{0{,}588 \cdot F}{d_2 \cdot \pi \cdot b \cdot z}.$$

Naprezanja zavojaka navrtke su manjih vrednosti od naprezanja zavojaka zavrtnja.



a) *b)*

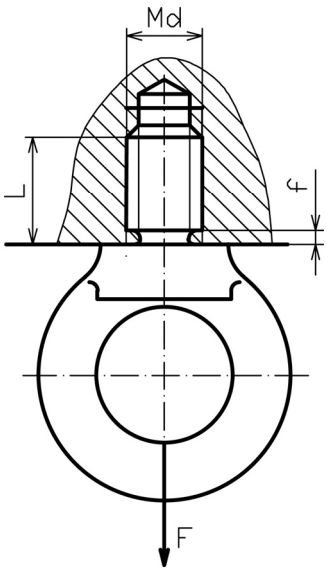
Sl. 11.33. Opterećenje i naprezanje zavojnice

11.12. PRIMERI PRORAČUNA ZAVRTNJEVA

Primer 11.1. Zavrtanj sa prstenastom glavom (SRPS M.B1.210) nosi silu $F = 30\,kN$ i izrađen je od materijala 5.6, a deo u koji je uvrnut je od Sl. 200. Odabrati zavrtanj i proveriti stvarana naprezanja.

Zavrtanj se uvrne nakon čega se optereti na istezanje, te spada u prvu proračunsku grupu. Proračun je na osnovu jednačine naprezanja na istezanje, odakle je $A_1 = \dfrac{F}{\sigma_{de}} = \dfrac{30000\ N}{100\ N/mm^2} = 300\ mm^2$, jer je dozvoljeni napon $\sigma_{de} = \dfrac{\sigma_{Te}}{S} = \dfrac{300}{3} = 100\ N/mm^2$. Granica tečenja materijala 5.6 pri istezanju je

$\sigma_{Te} = 300\ N/mm^2$. Stepen sigurnosti se preporučuje $S = 2 \div 4$, a usvaja se $S = 3$. Usvaja se metrička zavojnica $M24$ prve veće vrednosti površine poprečnog preseka od izračunate ($A_1 = 324\ mm^2$, tabela 11.1). Ostali podaci ove zavojnice su: $d_1 = 20{,}320\ mm$, $d_2 = 22{,}051\ mm$, $p = 3\ mm$ i $b = 1{,}624\ mm$. Proverom iz tabele 11.9 se konstatuje da se ovaj zavrtanj nominalnog prečnika $d = 24\ mm$ proizvodi. Ostale dimenzije zavrtanja sa prstenastom glavom (SRPS M.B1.210) su: $D = 50\ mm$, $D_1 = 50\ mm$, $D_2 = 90\ mm$, $L = 35\ mm$, $L_3 = 45\ mm$ i $f \approx 2 \cdot h \approx 6\ mm$.



Provera se sastoji iz provere površinskog pritiska između zavojaka i naprezanja zavojaka zavrtnja i navrtke.

Površinski pritisak je:

$$p = \frac{0{,}588 \cdot F}{d_2 \cdot \pi \cdot b \cdot z} = \frac{0{,}588 \cdot 30000}{22{,}051 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}624 \cdot 10} = 15{,}68 N/mm^2 .$$

Broj zavojaka je $z = \frac{L - f}{p} = \frac{35 - 6}{3} \approx 10$. Dozvoljena vrednost površinskog pritiska se usvaja za onaj materijal čija je vrednost manja, kada su u sklopu različiti materijali (Sl.200 i čelik za zavrtnje 5.6). Dozvoljena vrednost površinskog pritiska za Sl.200 je $p_d = 47 \div 53\ N/mm^2$, a za čelik $p_d = 53 \div 70\ N/mm^2$ (tabela 1.7). Kako je stvarni površinski pritisak manji od dozvoljenog ($p < p_d$) zadovoljen je ovaj uslov.

Provera složenog naprezanja zavojaka zavrtnja sastoji se iz provere stepena sigurnosti:

$$\sigma_f = \frac{0{,}637 \cdot F}{d_1 \cdot p \cdot z} = \frac{0{,}637 \cdot 30000}{20{,}32 \cdot 3 \cdot 10} = 31{,}34\ N/mm^2 , \qquad \tau_s = \frac{0{,}35 \cdot F}{d_1 \cdot p \cdot z} = \frac{0{,}35 \cdot 30000}{20{,}32 \cdot 3 \cdot 10} = 17{,}22\ N/mm^2 ,$$

$$\sigma_i = \sqrt{\left(\sigma_f\right)^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T} \cdot \tau_s\right)^2} = \sqrt{31{,}34^2 + (\frac{1}{0{,}7} \cdot 17{,}22)^2} = 39{,}84\ N/mm^2 .$$ Složeni napon treba da je manji od dozvoljenog pri savijanju, te je: $\sigma_i \le \sigma_{df} \le \frac{\sigma_T}{S_z}$, odakle je $S_z = \frac{\sigma_T}{\sigma_i} = \frac{300}{39{,}84} = 7{,}53$. Stepen sigurnosti zavojaka zavrtnja je veći od stepena sigurnosti stabla zavrtnja ($S = 3$) te zadovoljavaju.

Provera složenog naprezanja zavojaka navrtke sastoji se iz provere stepena sigurnosti zavojaka u ploči od Sl.200, koja igra ulogu navrtke:

$$\sigma'_f = \frac{0{,}637 \cdot F}{d \cdot p \cdot z} = \frac{0{,}637 \cdot 30000}{24 \cdot 3 \cdot 10} = 26{,}54\ N/mm^2 , \qquad \tau'_s = \frac{0{,}35 \cdot F}{d \cdot p \cdot z} = \frac{0{,}35 \cdot 30000}{24 \cdot 3 \cdot 10} = 14{,}58\ N/mm^2 ,$$

$$\sigma'_i = \sqrt{\left(\sigma'_f\right)^2 + \left(\frac{\sigma_M}{\tau_M} \cdot \tau'_s\right)^2} = \sqrt{26{,}54^2 + (\frac{360}{240} \cdot 14{,}58)^2} = 34{,}38\ N/mm^2 .$$ Složeni napon treba da je manji od dozvoljenog pri savijanju, te je: $\sigma_i \le \sigma_{df} \le \frac{\sigma_M}{S_{zn}}$, odakle je $S_{zn} = \frac{\sigma_M}{\sigma_i} = \frac{360}{34{,}38} = 10{,}47$.

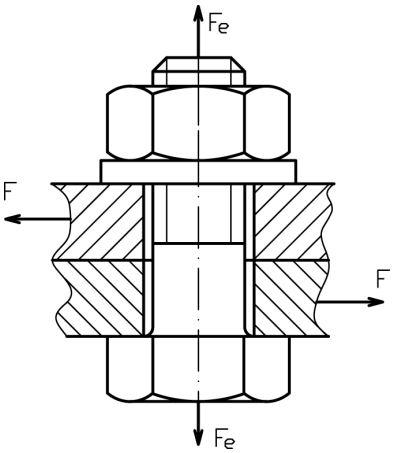
Zavojci u ploči (navrtki) imaju najveći stepen sigurnosti ($S_{zn} = 10{,}47$), što je dobro, jer je najteže popraviti oštećene zavojke u rupi. Ako dođe do oštećenja u ovom sklopu, prvo će to biti na stablu zavrtnja ($S = 3$), zatim na zavojcima zavrtnja ($S_z = 7{,}53$) i tek onda na zavojcima u rupi.

Primer 11.2. Zavrtanj M30 je pritegnut obrtnim momentom $M_{ot} = 40Nm$. Materijal zavrtnja je 6.6. Ugao trenja između ploča i navrtke i podloške je $\mu = ,15$. Odrediti silu F kojom mogu da se opterete ploče, ako je zavrtanj nepodešen i podešen.

a) Nepodešen zasvrtanj

Za M30 iz tabele 11.1 podaci zavojnice su: $d_1 = 25{,}706\ mm$, $d_2 = 27{,}727\ mm$, $p = 3{,}5\ mm$, $b = 1{,}894\ mm$, $A_1 = 519\ mm^2$ i $\alpha = 2{,}34^\circ$.

Obrtni moment kojim je zavrtanj pritegnut je $M_{ot} = \frac{1}{2} \cdot F_e \cdot d_2 \cdot tg(\alpha \pm \rho')$, odakle je sila F_e kojom se stablo zavrtnja isteže jednaka $F_e = \frac{2 \cdot M_{ot}}{d_2 \cdot tg(\alpha + \rho')}$, tj.



$$F_e = \frac{2 \cdot 40000\ Nmm}{27{,}727 \cdot tg(2{,}34 + 9{,}826)} = \frac{80000}{27{,}727 \cdot 0{,}21485} = 13429N.$$

Ugao uspona zavojnice je $tg\alpha = \frac{p}{d_2 \cdot \pi} = \frac{3{,}5}{27{,}727 \cdot 3{,}14} = 0{,}0402008$, gde je $\alpha = 2{,}34^\circ$. Ugao trenja zavojnice je $tg\rho' = \mu'$, $\mu' = \frac{\mu}{\cos\frac{\beta}{2}} = \frac{\mu}{\cos 30} = \frac{0{,}15}{0{,}866} = 0{,}1732$, te je $tg\rho' = 0{,}1732$, odakle je $\rho' = 9{,}826^\circ$.

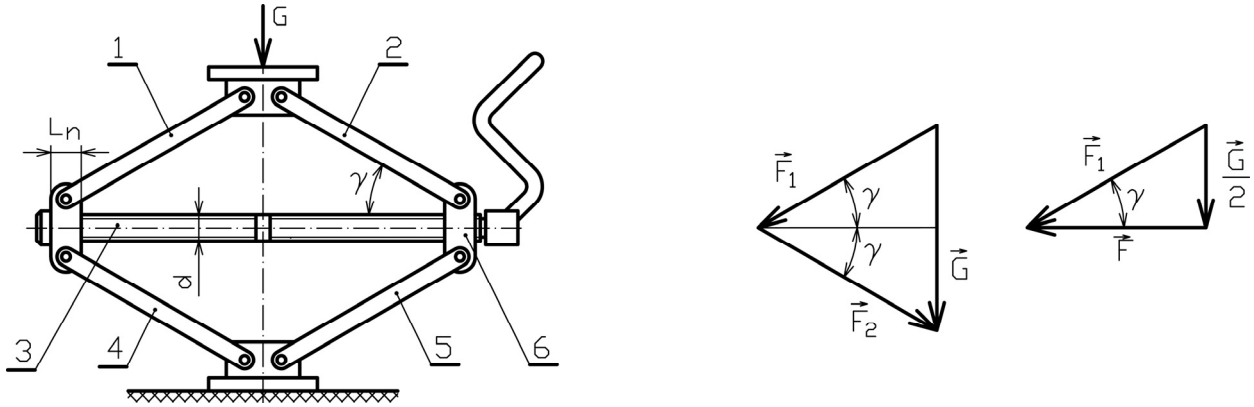
Odnos sile kojom se isteže stablo F_e i poprečne kojom se mogu opteretiti ploče F je $F_e = \frac{F \cdot S_k}{\mu}$, odakle je $F = \frac{F_e \cdot \mu}{S_k} = \frac{13429 \cdot 0{,}15}{1{,}5} = 1343\ N$. Usvaja se stepen sigurnosti protiv klizanja $S_k = 1{,}5$.

Napon na istezanje stabla je $\sigma_e = \frac{F_e}{A_1} \le \sigma_{de}$, $\sigma_e = \frac{13429}{519} = 25{,}87 N/mm^2$. Dozvoljeni napon na istezanje je $\sigma_{de} = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{360\ N/mm^2}{2} = 180\ N/mm^2$. Naprezanje na uvijanje stabla: $\tau_u = \frac{M_u}{W_o} \le \tau_{du}$, $\tau_u = \frac{M_{ot}}{\frac{d_1^3 \cdot \pi}{16}} = \frac{40000}{\frac{25{,}706^3 \cdot 3{,}14}{16}} = 11{,}99\ N/mm^2$. Dozvoljeni napon na uvijanje je: $\tau_{du} = \frac{\tau_T}{S} = \frac{360 \cdot 0{,}7\ N/mm^2}{2} = 126\ N/mm^2$. Stvarni naponi na istezanje i uvijanje su manji od dozvoljenih, te će stablo zavrtnja zadovoljiti naprezanje na istezanje i uvijanje.

b) Podešen zavrtanj

Podešen zavrtanj je izložen smicanju te je $F = A_1 \quad \tau_{ds} = 519 \quad 126 = 66394N$. Dobijena vrednost sile F je daleko veća od one kada je zavrtanj nepodešen. To znači da je nosivost podešenih zavrtnja veća od nepodešeni, pod uslovom da je naleganje stabla zavrtnja i otvora ploča dobro sa vrlo malim vrednostima zazora ili preklopa.

Primer 11.3. Ručna automobilska dizalica za dizanje maksimalnog tereta $G = 5\ kN$ prikazana je na sl. 11.34, a. Minimalna veličina ugla u donjem položaju je $\gamma = 25^\circ$. Materijal vretena (vratila) je Č.0745, a navrtki kalajna bronza P.CuSn12. Odrediti prečnik vretena (d) i visinu navrtki L_n.



a) b) c)

Sl. 11.34. Ručna automobilska dizalica (primer 11.3)

Vreteno je najmanje opterećeno kada je dizalica u maksimalnom gornjem položaju, a najviše kada je u donjem minimalnom položaju pri uglu $\gamma = 25^\circ$. Proračun se obavlja za donji položaj, najteži za dizalicu. Opterećenje G se prenosi simetrično na poluge (1), (2), (4) i (5) jer je dizalica simetrična. Gledajući gornju polovinu dizalice, opterećenje G razlaže se na dve komponente $\vec{F}_1$ i $\vec{F}_2$ koje su paralelne sa polugama (1) i (2) (sl. 11.34, b). Iz uslova da je $\vec{F}_1 + \vec{F}_2 = \vec{G}$ dobijaju se vrednosti sila F_1 i F_2:

$\sin\gamma = \dfrac{\frac{G}{2}}{F_1}$, odakle je $F_1 = \dfrac{\frac{G}{2}}{\sin\gamma} = \dfrac{\frac{5}{2}}{0{,}42261} = 5{,}91\,kN$. Posmatrajući polugu (1) i vreteno (3), silu $\vec{F}_1$ možemo razložiti na dve komponente: $\vec{F}$ koja deluje uzduž vretena usmerena na levu stranu i $\dfrac{\vec{G}}{2}$ (sl. 11.34, c). Iz ovog pravouglog trougla je $\cos\gamma = \dfrac{F}{F_1}$, odakle je:

$F = F_1 \cos\gamma = 5{,}91 \cdot 0{,}9063 = 5{,}35\,kN$. Posmatrajući polugu (2) dobija se da je desni deo dizalice takođe opterećen silom F sa usmerenjem na desnu stranu (sl. 11.35, a). Iz ovog sledi da je vreteno (3), usled dejstva sile F, izloženo naprezanju na istezanje (sl. 11.35, b). Pored toga, izloženo je uvijanju.



a) b)

Sl. 11.35. Ručna automobilska dizalica (primer 11.3)

Dominantno je naprezanje na istezanje. Na osnovu naprezanja na istezanje dobija se prečnik vretena:

$\sigma_e = \dfrac{\delta \cdot F}{A_1} \le \sigma_{de}$, odakle je $A_1 = \dfrac{\delta \cdot F}{\sigma_{de}} = \dfrac{1{,}2 \cdot 5350\,N}{140\,N/mm^2} = 45{,}85\,mm^2$

Dozvoljeni napon na istezanje jednak je: $\sigma_{de} = \dfrac{\sigma_T}{S} = \dfrac{420\,N/mm^2}{3} = 140\,N/mm^2$.

Granica tečenja čelika za vreteno (Č.0745) je $\sigma_T = 420\,N/mm^2$ (tabela 1.2). Usvojen je stepen sigurnosti $S = 3$. Iz tabele 11.5. usvaja se trapezna zavojnica Tr12x3 za koju je $A_1 = 57\,mm^2 > 45{,}85\,mm^2$. Ostale mere ove zavojnice su: $d_1 = 8{,}5\,mm$, $d_2 = 10{,}5\,mm$, $p = 3\,mm$, $b = 1{,}25\,mm$, $A_1 = 57\,mm^2$ i $\alpha = 5{,}2^\circ$.

Da bi dizalica pravilno funkcionisala zavojnica na jednom kraju je desnog, a na drugom levog usmerenja.

Vreteno je potrebno proveriti na uvijanje i površinski pritisak između zavojaka vretena i dela koji igra ulogu navrtki (sl. 11.34, poz. 6).

Napon na uvijanje je: $\tau_u = \frac{M_u}{W_o} \le \tau_{du}$. Moment uvijanja je: $M_u = \frac{1}{2} \cdot F \cdot d_2 \cdot tg(\alpha \pm \rho')$

$M_u = \frac{1}{2} \cdot 5350 \cdot 10{,}5 \cdot tg(5{,}20 + 8{,}827) = 7017\ Nmm$.

Ugao trenja je: $\rho' = arctg \frac{\mu}{\cos\frac{\beta}{2}} = arctg \frac{0{,}15}{\cos 15^\circ} = 8{,}827^\circ$. Ugao trenja je veći od ugla nagiba zavojnice ($\rho' > \alpha$) te je osigurana samokočivost.

Polarni otporni moment je: $W_o = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16} = \frac{8{,}5^3 \cdot 3{,}14}{16} = 120{,}52\ \ mm^3$.

Napon na uvijanje je: $\tau_u = \frac{M_u}{W_o} = \frac{7017}{120{,}52} = 58{,}22 N/mm^2$.

Dozvoljeni napon na uvijanje je $\tau_{du} = \frac{\tau_T}{S} = \frac{260}{3} = 86{,}66 N/mm^2$. S obzirom da je $\tau_u < \tau_{du}$, vreteno je osigurano od uvijanja.

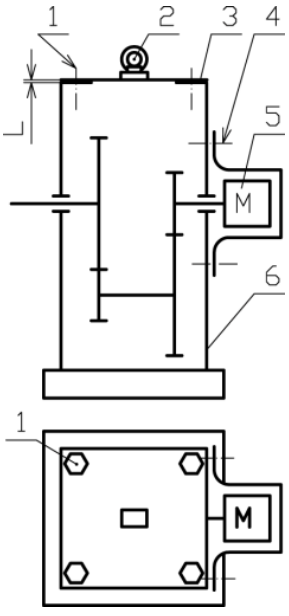
Da bi se proverio površinski pritisak između zavojaka vretena i navrtke mora se usvojiti broj zavojaka. Maksimalan broj zavojaka koji nose opterećenje kod trapezne zavojnice je 8.

Površinski pritisak na zavojke vretena i navrtke je:

$p = \frac{0{,}588 \cdot F}{d_2 \cdot \pi \cdot b \cdot z} \le p_d$, $p = \frac{0{,}588 \cdot 5350}{10{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}25 \cdot 8} = 9{,}541 N/mm^2$,

$p_d = 8 - 10 N/mm^2$ (tabela 1.10).

Usvaja se trapezna zavojnica Tr12x3 jer zadovoljava i napon na uvijanje i površinski pritisak. Međutum, površinski pritisak je na gornjoj ivici dozvoljenog ($p = 9{,}54 < 10 N/mm^2$), te se može usvojiti i prva veća vrednost trapezne zavojnice Tr14x4. Visina navrtke L_n jednaka je $L_n = 8 \cdot p = 8 \cdot 3 = 24\ mm$.



Primer 11.4. Dvostepeni reduktor prikazan na skici ukupne mase zajedno sa elektromotorom bez poklopca je $m = 250\ kg$. Poklopac reduktora (3) pričvršćen je sa 4 zavrtnja M10 (1) za kućište (poz. 6). Zavrtnji su od čelika 6.8, prethodno pritegnuti kako bi obezbedili zaptivenost kućišta. Usvojiti da je elastičnost materijala zavrtnja $E_z = 2{,}1 \cdot 10^6\ daN/cm^2$, a ploča $E_p = 0{,}98 \cdot 10^6\ daN/cm^2$. Debljina ploča je $L=12\ mm$. Odrediti stepen sigurnosti zavrtnjeva (1) i prokomentarisati dobijenu vrednost.

Zavrtanji (poz. 1) spadaju u 3 proračunsku grupu. Opterećeni su težinom reduktora G pri njegovom prenosu i silom prethodnog pritezanja F_p.

Težina reduktora G kojom su svi zavrtnji opterećeni je:

$G = m \cdot g = 250\ kg \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2} = 2452\ N$, a po jednom zavrtnju:

$G_1 = \frac{G}{4} = \frac{2452}{4} = 613\ N$.

Sila prethodnog pritezanja zavrtnja jednaka je: $F_p = (2 \div 3) \cdot G_1 = 2{,}5 \cdot G_1 = 2{,}5 \cdot 613 = 1532\ N$.

Zavrtnji su izloženi složenom naprezanju: istezanju radnom silom G_1 i uvijanju silom prethodnog pritezanja F_p. Ukupna sila F_1 koja opterećuje stablo na istezanje svakog pojedinačnog zavrtnja je: $F_1 = F_p + \frac{1}{1 + \frac{c_p}{c_z}} \cdot G_1$. Krutosti zavrtnja c_z i ploča c_p zavise od elastičnosti materijala zavrtnja i ploča E_z, E_p i dimenzija zavrtnja. U ovom primeru određuju se pre prema izrazima:

$c_z = \frac{d_1^2 \cdot \pi \cdot E_z}{4 \cdot L} = \frac{8{,}16^2 \cdot 3{,}14 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5\ N/mm^2 \cdot}{4 \cdot 12\ mm} = 914719\ N/mm$ i

$c_p = \frac{2 \cdot d^2 \cdot \pi \cdot E_p}{L} = \frac{2 \cdot 10^2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}98 \cdot 10^5\ N/mm^2}{12} = 5128666\ N/mm$, odakle je:

$F_1 = F_p + \frac{1}{1 + \frac{c_p}{c_z}} \cdot F = 1532 + \frac{1}{1 + \frac{5128666}{914719}} \cdot 613 = 1624\ N$.

Zavojnica M10, prema tabeli 11.1 ima vrednosti parametara: $d_1 = 8{,}16\ mm$, $d_2 = 9{,}026\ mm$ i $\alpha = 3{,}03^\circ$.

Naprezanje stabla zavrtnja je složeno, te je: $\sigma_i = \sqrt{\sigma_e^2 + \left(\frac{\sigma_{Te}}{\tau_{Tu}} \cdot \tau_u\right)^2} \le \sigma_{de}$, gde je $\sigma_e = \frac{F_1}{\frac{d_1^2 \cdot \pi}{4}}$ i

$\tau_u = \frac{F_p \cdot d_2 \cdot tg(\alpha + \rho')}{2 \cdot \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16}}$. Napon na istezanje je: $\sigma_e = \frac{F_1}{\frac{d_1^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{1624}{\frac{8{,}16^2 \cdot 3{,}14}{4}} = 31{,}07\ N/mm^2$. Napon na uvijanje je: $\tau_u = \frac{F_p \cdot d_2 \cdot tg(\alpha + \rho')}{2 \cdot \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16}} = \frac{1532 \cdot 9{,}026 \cdot tg(3{,}03 + 9{,}82)}{2 \cdot \frac{8{,}16^3 \cdot 3{,}14}{16}} = 120{,}69\ N/mm^2$.

Ugao trenja metričke zavojnice je: $\rho' = arctg\mu' = arctg \frac{\mu}{\cos\frac{\beta}{2}} = arctg \frac{0{,}15}{\cos\frac{60}{2}} = 9{,}82^\circ$. Sledi da je:

$\sigma_i = \sqrt{\sigma_e^2 + \left(\frac{\sigma_{Te}}{\tau_{Tu}} \cdot \tau_u\right)^2} = \sqrt{31{,}07^2 + \left(\frac{48}{0{,}7 \cdot 48} 120{,}69\right)^2} = 175{,}19 N/mm^2$, odakle je:

$\sigma_i = 175{,}19\ N/mm^2 \le \sigma_{de} \le \frac{\sigma_T}{S}$, odakle je $S = \frac{\sigma_T}{\sigma_i} = \frac{480}{175{,}19} = 2{,}74$.

Zavrtrnji su pravilno dimenzionisani i odabrani jer je vrednost stepena sigurnosti na složeno naprezanje odgovarajuća ($S = 2{,}74$).



12. KLINOVI

Klinovi su mašinski elementi koji služe za spajanje vratila i osovina sa prenosnicima snage i drugih mašinskih delova koji se nalaze na vratilima i osovinama (točkova, doboša, rotora i sl.). Klinovi se dele na:

- uzdužne,
- poprečne i
- čivije.

12.1. UZDUŽNI KLINOVI

Uzdužni klinovi su opterećeni uzduž svoje simetralne ose. Uzdužni klinovi mogu biti:

- bez nagiba i
- sa nagibom.

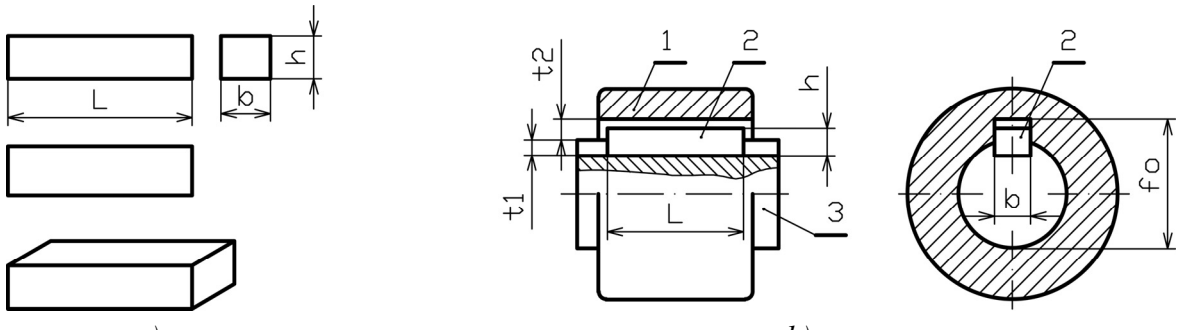
Klinovi bez nagiba se koriste za vratila čiji su ležaji osetljivi na udare, kada je potrebno postići tačno rastojanje između prenosnika uzduž vratila i kada se prenosnici često pomeraju po vratilu. Klinovi bez nagiba se obično ne pričvršćuju za vratilo, izuzev kada su velikih dimenzija i kada su opterećeni velikim silama, tada se pričvršćuju za vratilo pomoću zavrtnjeva.

Klinovi sa nagibom se koriste za ležaje koji nisu osetljivi na udare i za prenosnike koji se ne pomeraju uzduž vratila.

Prema konstrukcionom izgledu, uzdužni klinovi dele se na:

- normalne,
- klinove sa kukom,
- segmentne,
- tangentne,
- tetivne itd.

Normalni klin bez nagiba ima oblik prizme sa ravnim ili polukružnim krajevima. Mogu biti bez i sa nagibom. Osnovni parametri normalnog klina bez nagiba sa ravnim završecima su: širina b, visina h i dužina L (sl. 12.1, a). Vrednosti ovih parametara definisane su nacionalnim i međunarodnim standardima. Klin (2) jednim delom visine t_1 ulazi u žleb vratila (3), a drugim delom visine t_2 u žleb glavčine prenosnika, točka ili slično (1). Dodir između klina i žleba za klin je bočnim stranama, dok gornja površina klina nije u kontaktu sa žlebom u glavčini. Između bočnih površina klina i žleba je čvrsto, a između gornje površine klina i žleba je labavo naleganje (sl. 12.1, b). Dimenzija dubine žleba u glavčini je f_o. Normalni klin bez nagiba koristi se za spoj glavčine i vratila koja se često pomera po vratilu.

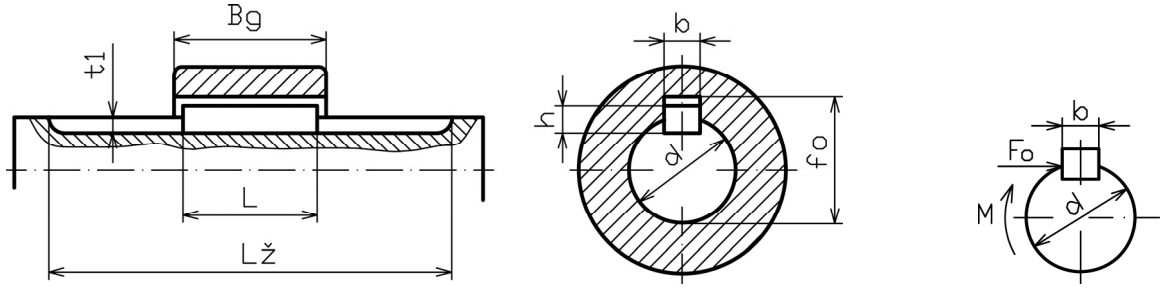


a) b)

Sl. 12.1. Normalni klin bez nagiba sa ravnim završecima: 1. glavčina, 2. klin

Dužina klina L treba da je manja od širine glavčine B_g ($L < B_g$) (sl. 12. 2, a). Dužina žleba za klin u vratilu $L_{\check{z}}$ treba da je duži dva do tri puta od dužine klina L zbog montaže $L_{\check{z}} >> L$, što je nedostatak ovog klina. Postupak montaže je sledeći: na vratilo se postavi prenosnik, zatim se sa strane nabija klin. Demontaža se sastoji u izbijanju klina sa jedne ili druge strane posebnim alatom.

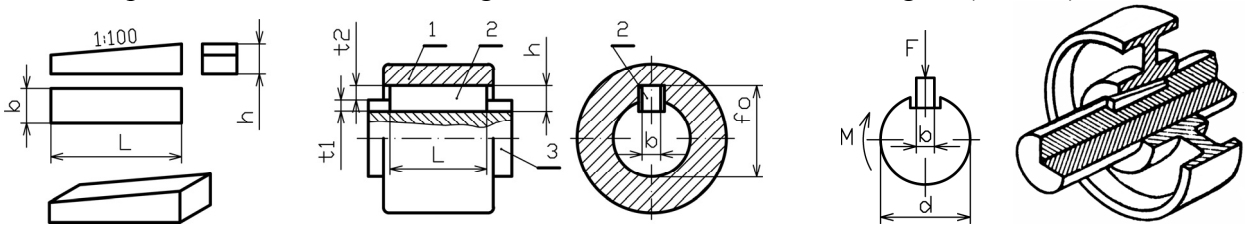
Pri prenošenju obrtnog momenta M klin je opterećen obimnom silom F_o koja izaziva naprezanje na smicanje τ_s (sl. 12. 2, b). Obrtni moment se prenosi zahvaljujući otpornosti na smicanje površine poprečnog preseka klina.



a) *b)*

Sl. 12.2. Dimenzije klina bez nagiba i žleba u vratilu

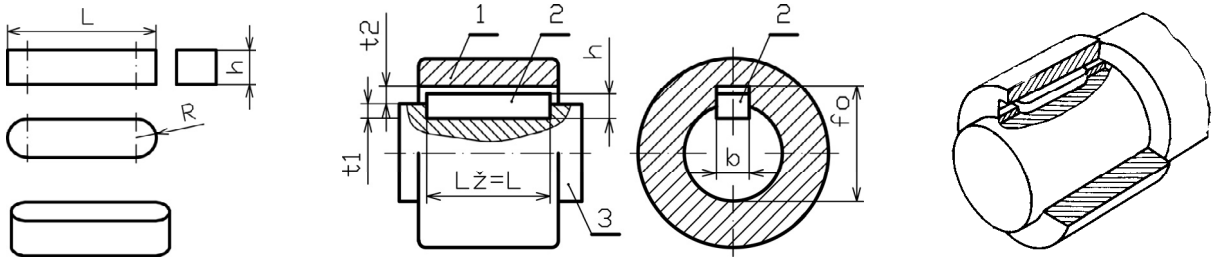
Normalni klin sa nagibom sa ravnim završecima (sl. 12.3) obrtni moment M prenosi trenjem između gornje i donje površine usled dejstva sile F, dok bočne površine nisu u dodiru. Pri prenošenju obrtnog momenta, gornja površina klina izložena je površinskom pritisku. Ovaj klin se koristi kada se prenosnik ne pomera po vratilu. Naleganje vratila i glavčine treba da je neizvesno sa manjim vrednostima preklopa ili zazora, H/k ili H/m. Dužina žleba za klin u vratilu treba da je duža dva do tri puta od dužine klina L zbog montaže kao i kod klina bez nagiba (sl. 12.2).



Sl. 12.3. Normalni klin sa nagibom: 1. glavčina, 2. klin, 3. vratilo

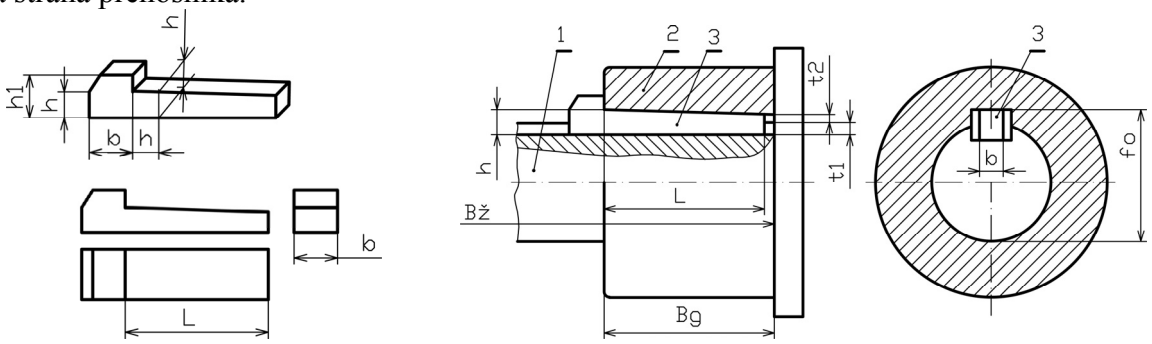
Klin sa zaobljenim krajevima može biti bez i sa nagibom. Za ovaj klin potreban je žleb u vratilu iste dužine i oblika kao što je klin, $L_{\check{z}} = L$ (sl. 12.4). Pri montaži prvo se stavi klin (2) u žleb vratila (3), te se zatim navlači glavčina (1) na vratilo i klin. Ovaj klin se koristi kada nije pristupačno mesto sa jedne ili sa druge strane prenosnika.

Pri prenosu obrtnog momenta, normalni klin sa zaobljenim krajevima bez nagiba izložen je naprezanju na smicanje, a sa nagibom naprezanju na površinski pritisak.



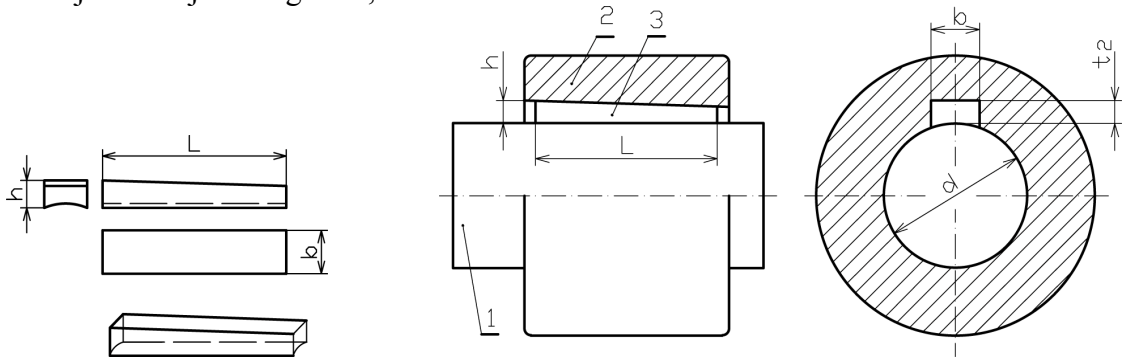
Sl. 12.4. Normalni klin bez nagiba sa zaobljenim krajevima: 1. glavčina, 2. klin, 3. vratilo

Klin sa kukom ima sa gornje strane nagib. Dužina žleba u vratilu je najmanje dva puta duža od klina $B_{\check{z}} >> L$ (sl. 12.5). Kuka služi za montažu i demontažu klina. Klin sa kukom (3) zabija se u žleb vratila (1) i glavčinu (2). Obrtni moment se prenosi trenjem između gornje i donje površine klina i žleba. Klin se montira tako što se sa jedne strane zabija u žleb, a demontira izvlačenjem pomoću posebnog alata hvatanjem za kuku klina. Ovaj klin se koristi kada je pristupačna samo jedna strana prenosnika.



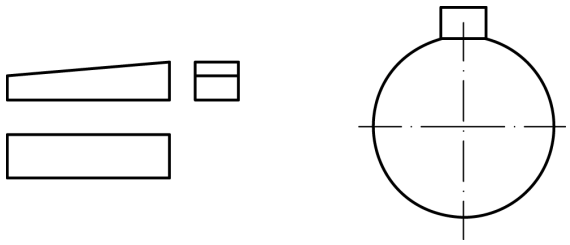
Sl. 12.5. Klin sa kukom: 1. vratilo, 2. glavčina, 3. klin

Zaobljeni klin (sl. 12.6) ima sa jedne strane zaobljenje u vidu dela kružnice prečnika vratila. Na taj način u vratilu nije potreban žleb za klin. Može se staviti na bilo kojem delu između vratila i žleba u glavčini. Koristi se za manje obrtne momente i za materijale vratila koji su osetljivi na koncentraciju napona. Obrtni moment se prenosi samo trenjem između vratila i udubljenog dela klina. Zaobljeni klin je sa nagibom, a može biti i sa kukom.



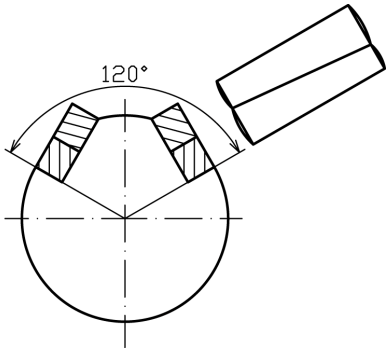
Sl. 12.6. Zaobljeni klin: 1. vratilo, 2. glavčina, 3. klin

Tetivni klin je normalni klin sa nagibom za koji ne treba žleb za klin u vratilu (sl. 12.7). Vratilo je samo na tom mestu sravnjeno. Koristi se kada je materijal vratila veoma osetljiv na koncentracije napona i za manje obrtne momente. Tetivni klin se koristi za manja opterećenja.



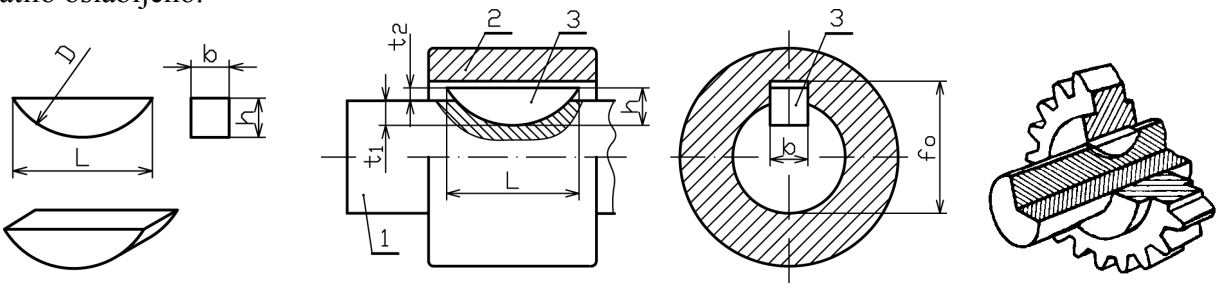
Sl. 12.7. Tetivni klin

Tangentni klinovi (sl. 12.8) su normalni klinovi sa nagibom na bočnim stranama. U zasek u vratilu i glavčini prenosnika stavlja se po dva takva klina. Tangentni klinovi se koriste za prenošenje velikih opterećenja pri promenljivom smeru obrtanja. Vratilo je manje oslabljeno u odnosu na segmentne i normalne klinove.



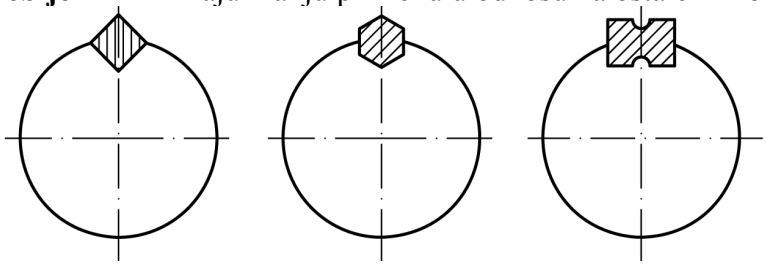
Sl. 12.8. Tangentni klinovi

Segmentni klin (sl. 12.9) sa jedne strane ima oblik dela kružnice, a sa druge je ravan. Žleb u vratilu je istog takvog oblika. Pri montaži stavi se klin u žleb, pa se zatim navlači prenosnik. Ovaj klin omogućava lako pomeranje prenosnika po vratilu. Koristi se u menjačima, na mašinama alatkama itd. Nedostatak segmentnog klina je taj što mu je potreban dubok žleb u vratilu, te je na tom mestu vratilo oslabljeno.



Sl. 12.9. Segmentni klin 1. vratilo, 2. glavčina, 3. klin

Kvadratni, alfa i ižlebljeni klin imaju manju primenu u odnosu na ostale klinove (sl. 12.10).



Sl. 12.10. Kvadratni, alfa i ižlebljeni klin

Dimenzije uzdužnih klinova definisane su našim nacionalnim i međunarodnim standardima i date su u tabelama 12.1 do 12.5.

Tabela 12.1. Dimenzije (mm) uzdužnih normalnih klinova sa nagibom sa ravnim i zaobljenim krajevima i klinova sa kukom prema SRPS M.C2.020 i 031

d	*b*	*h*	t_1	t_2	*d*	*b*	*h*	t_1	t_2
10÷12	4	4	2,5 + 0,1	1,2 + 0,1	95÷110	28	16	10,0 + 0,2	5,4 + 0,2
12÷17	5	5	3,0 + 0,1	1,7 + 0,1	110÷130	32	18	11,0 + 0,3	6,4 + 0,2
17÷22	6	6	3,5 + 0,1	2,2 + 0,2	130÷150	36	20	12,0 + 0,3	7,1 + 0,3
22÷30	8	7	4,0 + 0,2	2,4 + 0,2	150÷170	40	22	13,0 + 0,3	8,1 + 0,3
30÷38	10	8	5,0 + 0,2	2,4 + 0,2	170÷200	45	25	15,0 + 0,3	9,1 + 0,3
38÷44	12	8	5,0 + 0,2	2,4 + 0,2	200÷230	50	28	17,0 + 0,3	10,1 + 0,3
44÷50	14	9	5,5 + 0,2	2,9 + 0,2	230÷260	56	32	20,0 + 0,3	11,1 + 0,3
50÷58	16	10	6,0 + 0,2	3,4 + 0,2	260÷290	63	32	20,0 + 0,3	11,1 + 0,3
58÷65	18	11	7,0 + 0,2	3,4 + 0,2	290÷330	70	36	22,0 + 0,3	13,1 + 0,3
65÷75	20	12	7,5 + 0,2	3,9 + 0,2	330÷380	80	40	25,0 + 0,3	14,1 + 0,3
75÷85	22	14	9,0 + 0,2	4,4 + 0,2	380÷440	90	45	28,0 + 0,3	16,1 + 0,3
85÷95	25	14	9,0 + 0,2	4,4 + 0,2	440÷500	100	50	31,0 + 0,3	18,1 + 0,3

Tabela 12.2. Dimenzije (mm) uzdužnih normalnih klinova bez nagiba sa ravnim i zaobljenim krajevima prema SRPS M.C2.060, 061

b	*h*	t_1	t_2	*d*	*b*	*h*	*d*	t_1	t_2
2	*2*	1,2 + 0,1	1,0 + 0,1	85÷95	25	14	6÷8	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2
3	*3*	1,8 + 0,1	1,4 + 0,1	95÷110	28	16	8÷10	10,0 + 0,2	6,4 + 0,2
4	4	2,5 + 0,1	1,8 + 0,1	110÷130	32	18	10÷12	11,0 + 0,3	7,4 + 0,3
5	5	3,0 + 0,1	2,3 + 0,1	130÷150	36	20	12÷17	12,0 + 0,3	8,4 + 0,3
6	6	3,5 + 0,1	2,8 + 0,1	150÷170	40	22	17÷22	13,0 + 0,3	9,4 + 0,3
8	7	4,0 + 0,2	3,3 + 0,2	170÷200	45	25	22÷30	15,0 + 0,3	10,4 + 0,3
10	8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	200÷230	50	28	30÷38	17,0 + 0,3	11,4 + 0,3
12	8	5,0 + 0,2	3,3 + 0,2	230÷260	56	32	38÷44	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3
14	9	5,5 + 0,2	3,8 + 0,2	260÷290	63	32	44÷50	20,0 + 0,3	12,4 + 0,3
16	10	6,0 + 0,2	4,3 + 0,2	290÷330	70	36	50÷58	22,0 + 0,3	14,4 + 0,3
18	11	7,0 + 0,2	4,4 + 0,2	330÷380	80	40	58÷65	25,0 + 0,3	15,4 + 0,3
20	12	7,5 + 0,2	4,9 + 0,2	380÷440	90	45	65÷75	28,0 + 0,3	17,4 + 0,3
22	14	9,0 + 0,2	5,4 + 0,2	440÷500	100	50	75÷85	31,0 + 0,3	19,5 + 0,3

Tabela 12.3. Dimenzije (mm) uzdužnih normalnih niskih klinova bez nagiba sa ravnim i zaobljenim krajevima prema SRPS M.C2.021 i 022

d	*b*	*h*	t_1	t_2	*d*	*b*	*h*	t_1	t_2
12÷17	5	3	1,9+ 0,1	1,2 + 0,1	58÷65	18	7	4,8+ 0,2	2,3 + 0,1
17÷22	6	4	2,5 + 0,1	1,6 + 0,1	65÷75	20	8	5,4 + 0,2	2,7 + 0,1
22÷30	8	5	3,1 + 0,2	2,0 + 0,1	75÷85	22	9	6,0 + 0,2	3,1 + 0,2
30÷38	10	6	3,7 + 0,2	2,4 + 0,1	85÷95	25	9	6,2 + 0,2	2,9 + 0,2
38÷44	12	6	3,9 + 0,2	2,2 + 0,1	95÷110	28	10	6,9+ 0,2	3,2 + 0,2
44÷50	14	6	4,0 + 0,2	2,1 + 0,1	110÷130	32	11	7,6 + 0,2	3,5 + 0,2
50÷58	16	7	4,7 + 0,2	2,4 + 0,1	130÷150	36	12	8,3 + 0,2	3,8 + 0,2

Tabela 12.4. Dimenzije (mm) uzdužnih zaobljenih i tetivnih klinova prema SRPS M.C2.060, 061

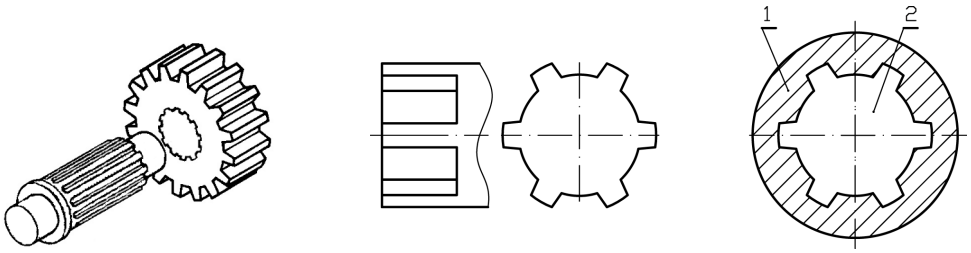
d	Izdubljeni klin				Tetivni klin		
	b	*h*	*f*	*r*	*b*	*h*	*f*
22÷30	8	3,5	3,2	15	8	5	1,3
30÷38	10	4	3,7	19	10	6	1,8
38÷44	12	4	3,7	22	12	6	1,8
44÷50	14	4,5	4	25	14	6	1,4
50÷58	16	5	4,5	29	16	7	1,9
58÷65	18	5	4,5	33	18	7	1,9
65÷75	20	6	5,5	38	20	8	1,9
75÷85	22	7	6,5	43	22	9	1,8
85÷95	25	7	6,4	48	25	9	1,9
95÷110	28	7,5	6,9	55	28	10	2,4
110÷130	32	8,5	7,9	65	32	11	2,3
130÷150	36	9	8,4	75	36	12	2,8
150÷170					40	14	4,0
170÷200					45	16	4,7
200÷230					50	18	5,2

Vrednosti dužina uzdužnih klinova L u mm su: 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 315, 355, 400.

Tabela 12.5. Dimenzije (mm) segmentnih klinova prema SRPS M.C2.050

d	*b h9*	*h h12*	*L*	*D*	t_1	t_2
3÷4	1	1,4	3,82	4	1 + 0,1	0,6 +0,1
4÷6	1,5	2,6	6,76	7	2 + 0,1	0,8 +0,1
6÷8	2	2,6	6,76	7	1,8+ 0,1	1,0 +0,1
6÷8	2	3,7	9,66	10	2,9+ 0,1	1,0+0,1
8÷10	3	3,7	9,66	10	2,5+ 0,1	1,1 +0,1
8÷10	3	5	12,65	13	3,8+ 0,1	1,1 +0,1
8÷10	3	6,5	15,72	16	5,3+ 0,1	1,1 +0,1
10÷12	4	5	12,65	13	3,5+ 0,1	1,1 +0,1
10÷12	4	6,5	15,72	16	5,0+ 0,1	1,1 +0,1
10÷12	4	7,5	18,57	19	6,0+ 0,1	1,1 +0,1
12÷17	5	6,5	15,72	16	4,5+ 0,1	1,3 +0,1
12÷17	5	7,5	18,57	19	5,5+ 0,1	1,3 +0,1
12÷17	5	9	21,63	22	7,0+ 0,2	1,3 +0,1
17÷22	6	7,5	18,57	19	5,1+ 0,1	1,7 +0,1
17÷22	6	9	21,63	22	6,6+ 0,1	1,7 +0,1
17÷22	6	11	27,35	28	8,6+ 0,1	1,7 +0,1
22÷30	8	9	21,63	22	6,2+ 0,2	1,7 +0,1
22÷30	8	11	27,35	28	8,2+ 0,2	1,7 +0,1
22÷30	8	13	31,43	32	10,2+ 0,2	1,7 +0,1
30÷38	10	11	27,35	28	7,8+ 0,2	2,1 +0,1
30÷38	10	13	31.43	32	9,8+ 0,2	2,1 +0,1
30÷38	10	16	43,08	45	12,8+ 0,2	2,1 +0,1

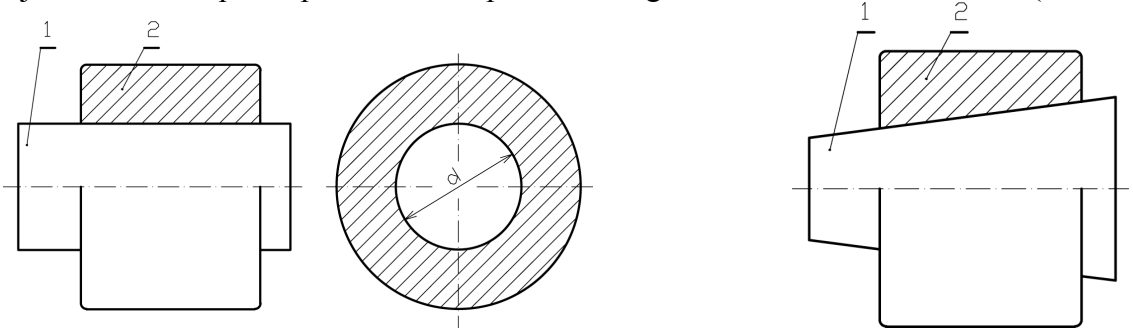
Za prenošenje većih obrtnih momenata, umesto klinova za spajanje vratila i glavčine koristi se **ožlebljeni spoj** (sl. 12.11). Profil žlebova, kao i njihov broj, definisan je standardom. Na vratilu se nalaze žlebovi (sl. 12.11, b) i isti takvi u otvoru glavčine prenosnika (sl. 12.11, c) koji igraju ulogu klinova.



a) *b)* *c)*

Sl. 12.11. Ožlebljeni spoj vratila i glavčine: 1. glavčina, 2. Vratilo

Za prenošenje manjih obrtnih momenata, mogu se ne koristiti klinovi, već se samo **trenjem između vratila i otvora glavčine** prenosi obrtni moment. Trenje se postiže odgovarajućim čvrstim naleganjem sa velikim preklopom. Dodirne površine mogu biti cilindrične ili konusne (sl. 12.12).



Sl. 12.12. Prenošenje obrtnog momenta sa vratila na prenosnik trenjem bez klina

12.2. PRORAČUN UZDUŽNIH KLINOVA

Proračun uzdužnih klinova obuhvata sledeće:

- Izbor tipa ležaja prema uslovima rada i obrtnom momentu koji prenosi vratilo na tom mestu;
- Izbor širine i visine klina. Širina b i visina klina h zavise od dimenzija vratila. Na osnovu preporuka datih u tabelama za opseg prečnika vratila usvaja se preporučena vrednost širine b i visine h klina.
- Izbor materijala. Materijali za izradu klinova su čelici: Č.0345, Č.0445, Č.0545, Č.0645, Č.0745 kao i drugi čelici, što zavisi od opterećenja i materijala vratila. Materijal klina treba da ima manje vrednosti granice razvlačenja od materijala vratila i glavčine. Bolje je da se pre ošteti klin, nego vratilo ili glavčina. Žleb za klin u vratilu izrađuje se glodanjem.
- Dužina klina L zavisi od obrtnog momenta koji prenosi. Preporuka je da dužina klina L bude u opsegu $L \approx 1{,}5 \cdot d$. Pri tome dužina klina treba da je manja od širine glavčine $L < B_g$.

Nakon izbora klina proverava se odabrano rešenje prema naprezanju na smicanje i površinski pritisak između bočnih površina klina i žleba u glavčini za klinove bez nagiba:

$$\tau_S = \frac{F_o}{b \cdot L} \leq \tau_{ds},$$

gde je: $\tau_{ds}\ (N/mm^2)$ - dozvoljeni napon na smicanje i iznosi $\tau_{ds} = (60 - 90)\ N/mm^2$,

$$p = \frac{F_o}{t_2 \cdot L} \leq p_d.$$

Dozvoljeni površinski pritisak p_d za klinove bez nagiba dat je u tabeli 12.6.

Tabela 12.6. Dozvoljeni površinski pritisak p_d (N/mm^2) za klinove bez nagiba zavisno od materijala glavčine (dobijeni na osnovu iskustva)

Vrsta klina	Laki udari				Jaki udari			
	Jednosmerno		Naizmenično		Jednosmerno		Naizmenično	
	Č.	Sl.	Č.	Sl.	Č.	Sl.	Č.	Sl.
Normalni klin bez nagiba	100	60	70	45	80	40	35	20
Tangentni	-	-	140	80	-	-	90	60
Zaobljeni	65	40	33	20	50	25	33	20
Tetivni	85	50	43	25	70	35	43	25

Klinove sa nagibom nakon izbora nema potrebe proveravati.

12.3. STANDARDNE OZNAKE KLINOVA

Standardna oznaka klina sadrži u sebi dimenzije klina, standard koji ga definiše i oznaku materijala. Standardna oznaka normalnog klina bez nagiba je:

bx7xL SRPS... Č...

Na primer, 8x7x36 SRPS M.C2.060 Č.0645 znači da je $b = 8\ mm$, $h = 7\ mm$, $L = 36\ mm$, SRPS M.C2.060 srpski standard koji definiše konstrukcioni oblik klina i Č.0645 čelik za izradu klina.

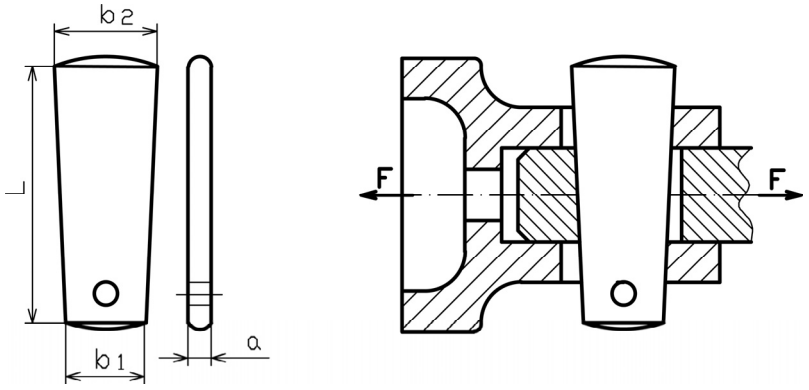
Oznaka segmentnog klina je:

bxh SRPS M.

Na primer, 6x11 SRPS M.C2.050, gde je 6 - širina b u mm i 11 - visina h u mm. U oznaci za segmentni klin ne daje se dužina klina.

12.4. POPREČNI KLINOVI

Poprečni klinovi služe za međusobno spajanje različitih mašinskih delova. Poprečni klin je konusan sa jedne ili sa obe strane (sl. 12.13, a). Može da ima otvor na užem kraju za osigurač od ispadanja. Usled opterećenja radnom silom F poprečni klin je izložen naprezanju na smicanje i na savijanje (sl. 12.13, b).

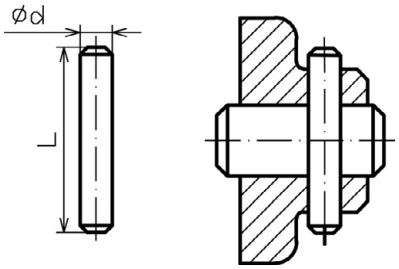


a) *b)*

Sl. 12.13. Spajanje delova poprečnim klinom

12.5. ČIVIJE

Poseban oblik poprečnih klinova su čivije (sl. 12.14). Čivije su obično kružnog poprečnog preseka manjih dimenzija. Mogu biti cilindrične ili konusne, šuplje, elastične (razrezane) itd. Čivije se koriste za spajanje poluga i sl. Koriste se za manja opterećenja.



Sl. 12.14. Spajanje dela za osovinu pomoću čivije

12.6. ODRŽAVANJE I OŠTEĆENJA KLINOVA

Pravilno održavanje i korišćenje klinova podrazumeva da se ne preopterećuju. Radno opterećenje propisuje proizvođač mašine ili sklopa u kojem se klin nalazi.

Pri korišćenju klina treba voditi računa da se zaštiti od korozije i da se pri zabijanju i izbijanju ne ošteti i ne deformiše. Montaža i demontaža klina treba da je pažljiva i zbog ostalih delova na vratilu, prvenstveno ležaja.

Oštećenja koja mogu da se jave pri korišćenju uzdužnih klinova su deformacije pri montaži i demontaži i deformacije ili prelom usled preopterećenja na smicanje. Oštećenja poprečnih klinova i čivija mogu biti u vidu smicanja i savijanja.

12.7. PRIMER PRORAČUNA KLINOVA

Zadatak 12.1. Odabrati tip i dimenzije klina za spajanje zupčanika sa vratilom. Zupčanik je potrebno često skidati sa vratila. Vratilo je mirno opterećeno. Pristupačnost zupčaniku sa obe strane je dobra. Prečnik vratila je $d_v = 32\,mm$, snaga koju prenosi zupčanik je $P = 14\,kW$, broj obrtaja vratila je $n = 480\,o/min$, a materijal vratila je Č.1230. Proveriti odabrani klin.

- Prema zadatim uslovima usvaja se normalni klin bez nagiba sa zaobljenim krajevima normalne visine.
- Prema zadatom prečniku vratila $d_v = 32\,mm$ bira se klin dimenzija: b=10 mm, h=8 mm, t_1=5,0 mm i t_2=3,3 mm (tabela 12.2 za opseg prečnika vratila od 30 do 38 mm).
- Dužina klina je $L \approx 1{,}5 \cdot d = 1{,}5 \cdot 32 = 48\,mm$. Ukupna dužina klina je $L_u \approx L = 48\,mm$, s obzirom da je klin sa zaobljenim krajevima. Usvaja se prva veća standardna dužina klina od $L = 50\,mm$.
- Provera napona na smicanje prema izrazu $\tau_s = \frac{F_o}{b \cdot L} \leq \tau_{ds}$, te je $\tau_s = \frac{17416}{10 \cdot 50} = 34{,}83\ N/mm^2$.

  Obimna sila jednaka je:

$$F_o = \frac{2 \cdot P}{d_v \cdot \omega} = \frac{2 \cdot 14000000\ Nmm/s}{32 \cdot \frac{n\pi}{30}} = \frac{2 \cdot 14000000\,Nmm/s \cdot 30}{32\,mm \cdot 480\,s^{-1} \cdot 3{,}14} = 17416\,N.$$

Dozvoljeni napon na smicanje je $\tau_{ds} = \frac{\tau_M}{S} = \frac{260}{3{,}5} = 74{,}29\ N/mm^2$. Usvaja se materijal klina Č.0745, za koji je $\tau_T = 260\,N/mm^2$ i stepen sigurnosti S=3,5 koji treba da je manji od stepena sigurnosti vratila (stepen sigurnosti vratila je od 4 do 5).

Stvarni napon na smicanje je manji od dozvoljenog, što znači da se, prema naponu na smicanje, klin može usvojiti.

- Provera površinskog pritiska između klina i žleba u glavčini je $p = \frac{F_o}{t_2 \cdot L} < p_d$,

$$p = \frac{F_o}{t_2 \cdot L} = \frac{17416}{3{,}3 \cdot 50} = 105{,}55\ N/mm^2.$$

Dozvoljeni površinski pritisak prema tabeli 12.6 je $p = 100\ N/mm^2$, ako se usvoji da su udari pri radu laki i jednosmerno promenljivi. Stvarni površinski pritisak je veći od dozvoljenog, što znači da klin treba korigovati. Korekcija se vrši povećanjem dužine klina na $L = 63\,mm$. Dozvoljeni površinski pritisak za klin povećane dužine je:

$$p = \frac{F_o}{t_2 \cdot L} = \frac{17416}{3{,}3 \cdot 63} = 83{,}77\ N/mm^2.$$

Dozvoljeni površinski pritisak klina povećane dužine je manji od dozvoljenog, te se može usvojiti.

Usvaja se klin 10x8x63 SRPS M.C2.061 od Č. 0745.



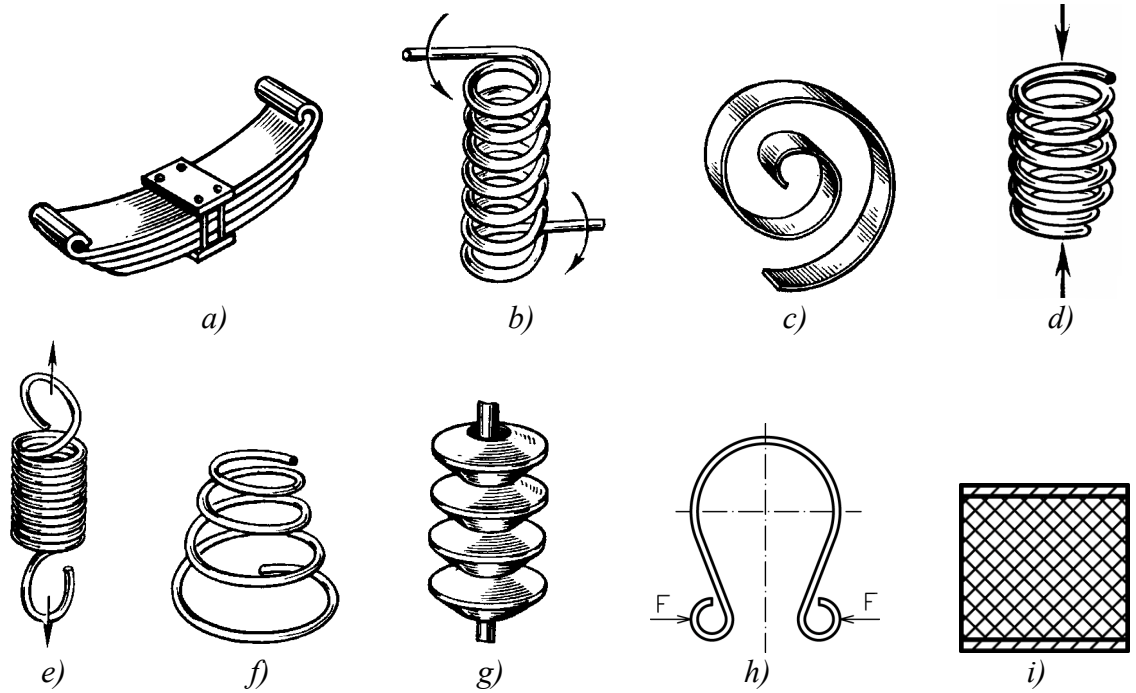
13. OPRUGE

Opruge su mašinski elementi koji elastično i razdvojivo spajaju mašinske delove. Pored ove osnovne uloge, opruge imaju zadatak da:

- akumuliraju energiju, tj. da mehaničku energiju transformišu u potencijalnu i obrnuto, npr. kod časovnika;
- amortizuju udare, npr. na vozilima;
- prigušuju vibracije, kod delova koji imaju vibracije;
- ostvaruju prinudno kretanje mašinskih delova, npr. kod sigurnosnih spojnica;
- da ograniče pritisak fluida, kod ventila itd.

Opruge se dele na:

- fleksione opruge koje su izložene naprezanju na savijanje (sl. 13.1, a, b i c);
- torzione opruge koje su izložene naprezanju na uvijanje (sl. 13.1, d, e i f);
- opruge izložene složenom naprezanju (sl. 13.1, g);
- opruge različitih oblika izložene savijanju (sl. 13.1, h) ili nekom drugom naprezanju i
- gumeni elastični elementi izloženi na sabijanje ili drugim naprezanjima (sl. 13.1, i).



Sl. 13.1. Vrste opruga

13.1. MATERIJALI ZA OPRUGE

Materijali za opruge moraju da budu izuzetno elastični i čvrsti, da mogu da nose velike napone koji su najčešće promenljivi. Osnovni materijali su čelici sa velikim sadržajem ugljenika do 1,18 %, legirani čelici sa silicijumom, manganom, hromom, vanadijumom i višestruko legirani čelici. Pored čelika za izradu opruga koriste se mesing, bronza, guma, plastične mase itd.

Za udarna opterećenja koriste se čelici legirani sa silicijumom, volframom i vanadijumom. Veliku zateznu čvrstoću imaju ugljenični, a posebno hrom-vanadijum čelici.

Veliki uticaj na čvrstoću materijala za opruge ima postupak izrade i termička obrada. Velika čvrstoća žice manjih prečnika od koje se izrađuju opruge dobija se izvlačenjem u hladnom stanju (tabela 13.1). Opruge se izrađuju savijanjem u vrućem stanju, sa naknadnom termičkom obradom ili savijanjem u hladnom stanju, od prethodno termički obrađenog, kasnije otpuštenog materijala.

Tabela 13.1. Čelici za opruge za hladno valjanje, SRPS C.B3.722

Oznaka čelika	Zatezna čvrstoća materijala σ_M (N/mm^2)
Č.1630, Č.1631, Č.1730, Č.1731	1250 – 1450
Č.1733, Č.1735	1400 – 1650
Č.1832, Č.1834, Č.1835	1200 – 1600
Č.1930	1800 – 2400
Č.2133, Č.2134, Č.2135	1600 – 2400
Č.2330, Č.2331	1700 – 2200
Č.4230	1900 – 2400
Č.4830, Č.4831	1700 – 2400

Čelici za izradu opruga u vrućem stanju određeni su standardom SRPS C.BO.551 (tabela 13.2).

Tabela 13.2. Mehaničke osobine vruće valjanih čelika za opruge

Oznaka čelika	Vruće valjan tvrdoća HB (N/mm^2)	Meko žaren tvrdoća HB (N/mm^2)	Kaljen granica tečenja σ_T (N/mm^2)	Otpušten zatezna čvrstoća σ_M (N/mm^2)
Č.2130	240	217	1050	1200 – 1400
Č.2131	255	230	1100	1300 – 1500
Č.2132	270	230	1100	1300 – 1500
Č.2133	290	235	1100	1300 – 1600
Č.2030, Č.2331	310	240	1100	1300 – 1500
Č.2134	310	240	1200	1400 – 1600
Č.4230	310	240	1350	1500 – 1700
Č.4830	310	235	1200	1350 – 1700
Č.4831	310	235	1350	1350 – 1700

Modul elastičnosti i modul klizanja materijala za opruge su od velike važnosti (tabela 13.3).

Tabela 13.3. Modul elastičnosti i modul klizanja materijala za opruge

Materijal	Modul elastičnosti (N/mm^2)	Modul klizanja (N/mm^2)
Opruge od hladno vučene žice i hladno valjanih traka	$2{,}1\cdot10^5$	$83\cdot10^3$
Toplo oblikovane opruge	$2{,}1\cdot10^5$	$80\cdot10^3$
Opruge od nerđajućih čelika	$2{,}1\cdot10^5$	$73\cdot10^3$
Opruge od bronze	$1{,}94\cdot10^5$	$42\cdot10^3$
Opruge od mesinga	$0{,}94\cdot10^5$	$35\cdot10^3$

Izbor materijala za opruge sa osnovnim mehaničkim karakteristikama i preporukama za primenu date su u tabeli 13.4.

Tabela 13.4. Izbor materijala za opruge, SRPS C.B0.551

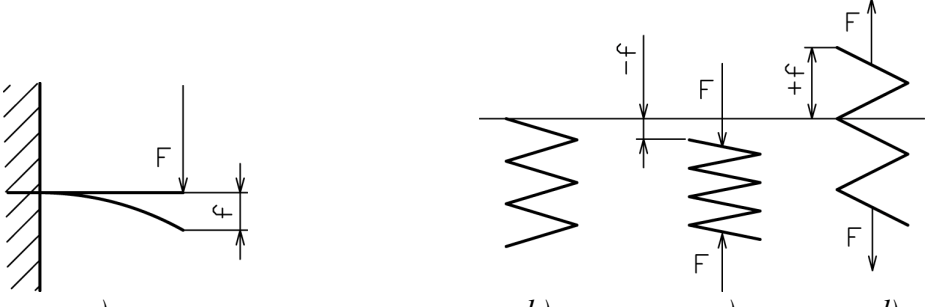
Vrste čelika		Valjanje	Žarenje	Kaljenje i otpuštanje			Preporuka za primenu
		Tvrdoća HB (N/mm^2)		σ_T (N/mm^2)	σ_M (N/mm^2)	δ_o (%)	
Kaljeni čelici za srednja naprezanja	Č.2130	240	217	1050	1200	6	Elastični prsteni, prstenaste elastične podloške, tanjiraste opruge, opruge za kultivatore
	Č.2131	255	230	1100	1300	6	Cilindrične zavojne opruge, lisnate opruge za vozila, tanjirasteopruge
	Č.2132	270	230	1100	1300	6	Lisnate opruge za vozila
	Č.2133	290	235	1100	1300	6	Lisnate opruge za vozila do 7 mm, zavojne opruge, tanjiraste opruge
	Č.2331 Č.2332	310	240	1100	1300	6	Lisnate opruge za vozila preko 7 mm, zavojne opruge, tanjiraste opruge
	Č.2330	310	240	1050	1350	6	Lisnate opruge za vozila preko 7 mm, zavojne opruge
Kaljeni čelici za velika naprezanja	Č.2134	>310	240	1200	1400	6	Lisnate opruge, zavojne opruge, ravne torzione opruge ≤25 mm prečnika
	Č.4230	>310	240	1350	1500	6	Zavojne opruge za udarna opterećenja, ravne torzione opruge ≤40 mm prečnika, ventilske opruge
	Č.4830	>310	235	1200	1350	6	Velika opterećenja opruga za vozila, zavojne opruge, elastični prsteni, tanjiraste opruge, ravne torzione opruge ≤40 mm prečnika
	Č.4831	>310	235	1350	1500	6	Posebno velika opterećenja zavojnih opruga i ravne torzione opruge većih prečnika

13.2. OSNOVNE KARAKTERISTIKE OPRUGA

Osnovne karakteristike opruga su:

- jedinični ugib C,
- krutost opruga c i
- deformacijski rad A.

Opruge obavljaju svoju funkciju zahvaljujući ugibu (deformaciji) koji se javlja pod opterećenjem, a pri prestanku opterećenja ugib nestaje (sl. 13.2). Pri dejstvu sile F na fleksionu oprugu (sl. 13.2, a) javlja se ugib f. Pri dejstvu sile F na sabijanje (sl. 13.2, c), torziona opruga ima negativan ugib ($-f$), a pri dejstvu na istezanje (sl. 13.2, d) javlja se pozitivan ugib (f). Torziona opruga ne treba da bude toliko opterećena pri sabijanju da se zavojci dodirnu, jer u protivnom opruga prestaje da bude opruga. Nakon prestanka dejstva sile, opruga treba da se vrati u svoj prvobitni položaj.



a) *b)* *c)* *d)*

Sl. 13.2. Ugib opruga

Vrednost deformacije opruga (f) zavisi od: opterećenja (F), vrste opruge, dimenzija, materijala, načina ugradnje itd. Uzajamna zavisnost opterećenja i deformacija opruga može biti proporcionalna (sl. 13.3, a) ili ne proporcionalna (sl. 13.3, b i c). Odnos ugiba f i sile F naziva se jedinični ugib C ili karakteristika opruge.

Jedinični ugib C predstavlja odnos ugiba i sile koja ugib izaziva:

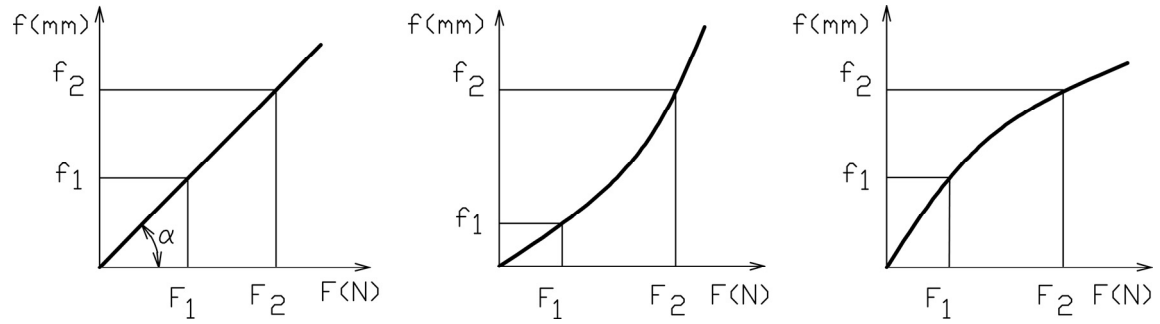
$$C = tg\alpha = \frac{f_2 - f_1}{F_2 - F_1} = \frac{f}{F}\left(\frac{mm}{N}\right).$$

Jedinični ugib C definiše to koliki ugib f u *mm* izazove sila *F* od 1 *N* ili 1 *kN*.

Krutost opruge c je recipročna vrednost jediničnog ugiba i predstavlja odnos sile i ugiba. Krutost opruge se određuje prema izrazu:

$$c = \frac{F_2 - F_1}{f_2 - f_1} = \frac{F}{f}\left(\frac{N}{mm}\right).$$

Krutost opruge c pokazuje to, kolika je sila F izražena u *N* potrebna da se izazove ugib f ravan *1 mm* ili *1 cm*.



Sl. 13.3. Odnos opterećenja F i ugiba f opruga

Proporcionalan odnos sile i ugiba (sl. 13.3, a) imaju torzione cilindrične i fleksione opruge (sl. 13.1, a, d i e). Progresivan odnos sile i ugiba (sl. 13.3, b) imaju konusne torzione opruge i gumeni elementi (sl. 13.1, f i i). Degresivan odnos sile i ugiba (sl. 13.3, c) imaju tanjiraste opruge (sl. 13.1, g).

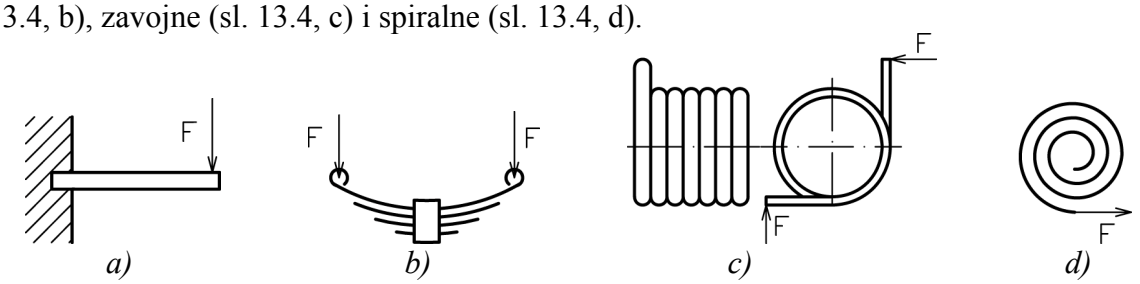
Deformacijski rad A predstavlja uložen rad za deformaciju opruge koji nakon toga može da se koristi. Za opruge sa proporcionalnim odnosom sile i ugiba, deformacijski rad je jednak:

$$A = \frac{F \cdot f}{2}(Nmm),$$

gde je: *F (N)* – razlika sile na kraju F_2 i početku dejstva F_1, f (mm) - ugib kao razlika ugiba na kraju dejstva f_2 i početku dejstva f_1.

13.3. FLEKSIONE OPRUGE

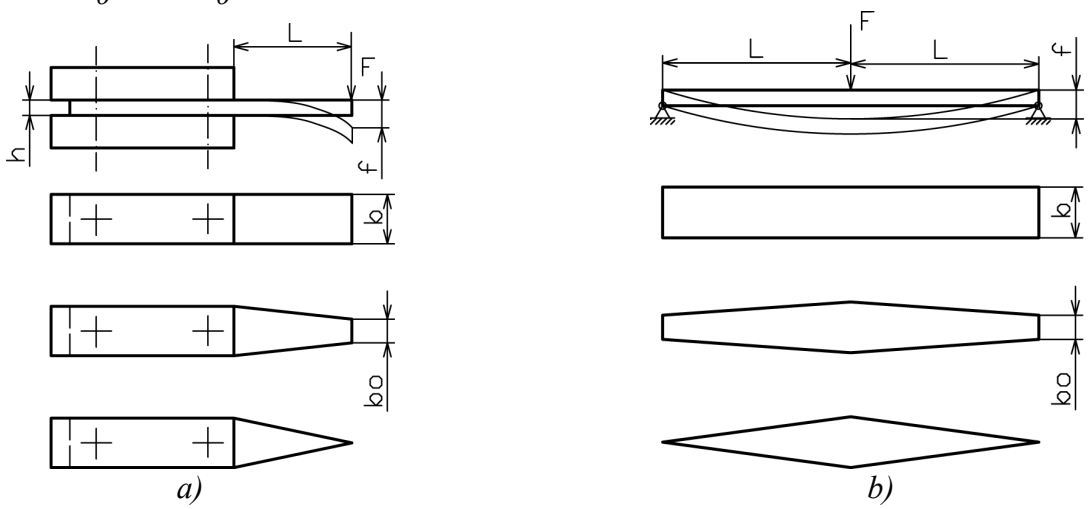
Fleksione opruge su izložene savijanju. Fleksione opruge mogu biti: lisnate (sl. 13.4, a), gibnjevi (sl. 13.4, b), zavojne (sl. 13.4, c) i spiralne (sl. 13.4, d).



Sl. 13.4. Vrste fleksionih opruga

Lisnate opruge su jednostavnog oblika (sl. 13.4, a) i koriste se za ručne alate kao što su makaze za rezanje i slično. Pored toga, koriste se za elastično priljubljivanje i razmicanje delova u bravarskoj i preciznoj mehanici, za razne alate i sl. Tada je obično jedan krak pričvršćen, a drugi je slobodan.

Lisnate opruge mogu biti jednokrake i dvokrake. Najjednostavnija lisnata jednokraka opruga je konzola od opružnog materijala (sl. 13.5, a). Kritičan poprečni presek dimenzija $h \, x \, b$ je na mestu uklještenja i izložen je na savijanje i smicanje. Vrednost napona na savijanje je najveća na mestu uklještenja, a smanjuje se za poprečne preseke koji su bliži dejstvu sile F. U poprečnom preseku dejstva sile F napon na savijanje je jednak nuli. Kako bi se uštedelo na materijalu, koji je za opruge skup, širina b nije konstantna po dužini L već se smanjuje do b_o ili do $b_o = 0$ (sl. 13.5, a). Na isti način se prave i dvokrake opruge (sl. 13.5, b). Kritičan poprečni presek dvokrake lisnate opruge je na sredini. Stoga je na ovom mestu najveći poprečni presek, a smanjuje se prema krajevima na b_o ili do $b_o = 0$.



a) *b)*

Sl. 13.5. Lisnate opruge

Ako je visina h i širina b lisnate jednokrake opruge konstantna, (sl. 13.5, a) napon na savijanje, ugib f i krutost opruge c određuje se na osnovu izraza:

$$\sigma_f = \frac{F \cdot L}{\frac{b \cdot h^2}{6}} \le \sigma_{df}, \text{ gde je } \sigma_{df} = \frac{\sigma_T}{S},$$

$$f = \frac{4F \cdot L^3}{b \cdot h^3 \cdot E} \; (mm) \quad \text{i} \quad c = \frac{b \cdot h^3 \cdot E}{4 \cdot L^3} (N/mm).$$

Preporučuje se da stepen sigurnosti opruga bude $S = 2 \div 3$.

Za lisnate opruge čija širina *b* nije konstantna (sl. 13.5, b), ugib se računa na osnovu izraza:

$$f = k \cdot \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \; (mm),$$

gde je: k (-) – korekcioni faktor odnosa širina b_o/b dat u tabeli 13.5.

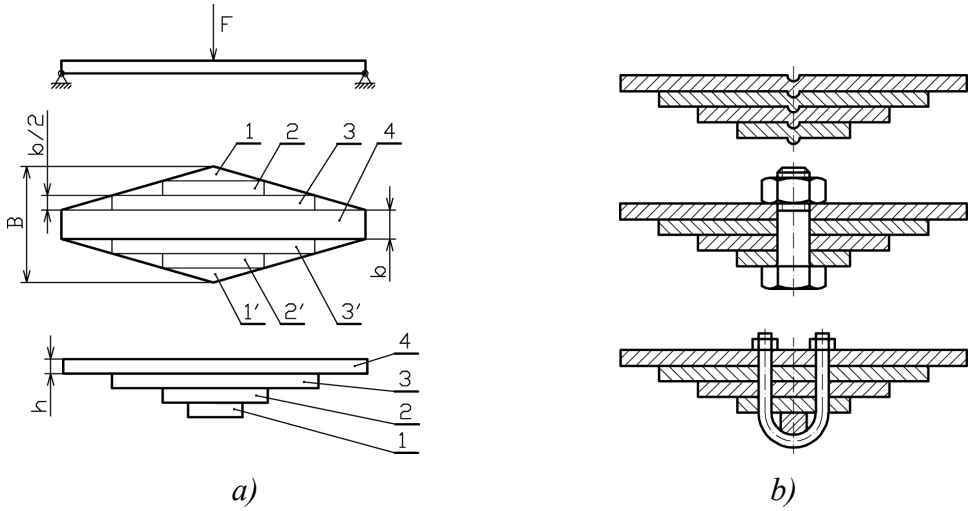
Tabela 13.5. Vrednosti korekcionog faktora k

b_o/b	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k	1,5	1,4	1,32	1,26	1,2	1,17	1,12	1,08	1,05	1,03	1,0

Gibnjevi su dvokrake lisnate opruge koje se sastoje iz više spojenih delova i koriste se za oslanjanje vozila (sl. 13. 6). Gibanj nastaje tako što se potrebna širina opruge *B* podeli na određen broj listova (1 i 1′), (2, 2′), (3, 3′) itd. širine $b/2$ i središnji glavni list (4) širine b (sl. 13. 6, a). Tako dobijeni

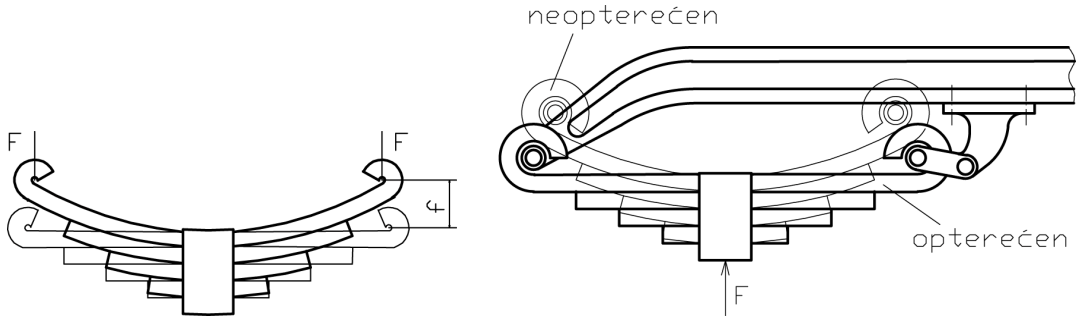
listovi stavljaju se jedan na drugi. Listovi gibnja spajaju se u sredini na različite načine. Za mala opterećenja i male ugibe listovi se mogi spojiti sa odgovarajućim ispustima (sl. 13.6, b), zavrtnjem, uzengijom ili na neki drugi način.

Gibanj u neopterećenom položaju ima ugib *f* (sl. 13.7, a), a kada se optereti maksimalnom silom *F,* listovi su u horizontalnom položaju (sl. 13.7, b). Gibnjevi se koriste za oslanjanje vozila.



a) *b)*

Sl. 13.6. Spajanje listova gibnja



a) *b)*

Sl. 13.7. Gibanj

Fleksiona zavojna opruga nastaje kada se žica okruglog poprečnog preseka namota na valjak pod određenim uglom uspona opruge i koraka p (sl. 13.8, a). Zavojna opruga se koristi za elastično spajanje poklopaca, za povratni hod delova mašina, poluga itd. Žica ima takve završetke da se može opteretiti silom F koja deluje upravno na uzdužnu osu opruge, najčešće u smeru zavojaka opruge. Pod dejstvom sile F opruga se savije za ugao φ (sl. 13.8, b) i time je izložena naprezanju na savijanje:

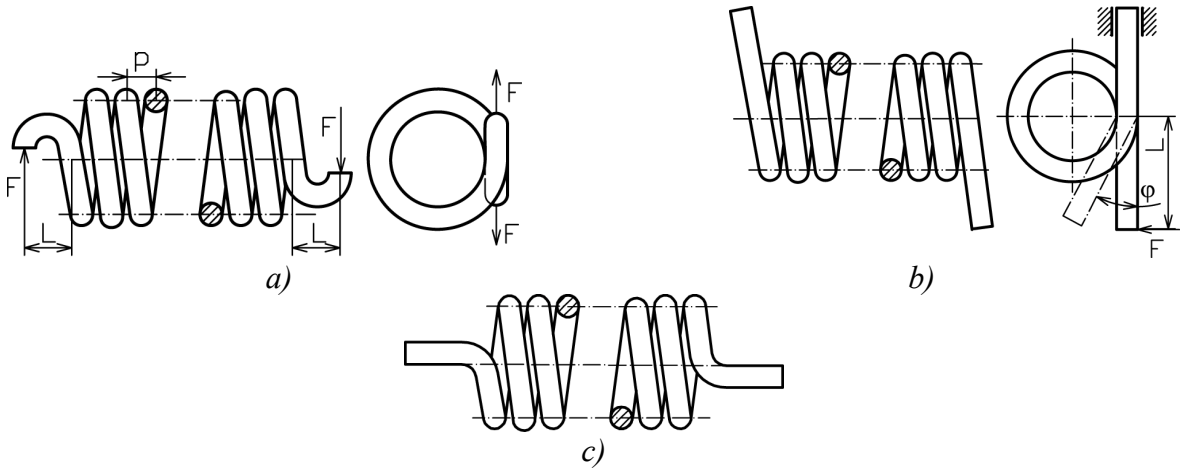
$$\sigma_f = \frac{M}{W_x} = \frac{F \cdot L}{W_x} \leq \sigma_{df} .$$

Ugao zakretanja opruge je:

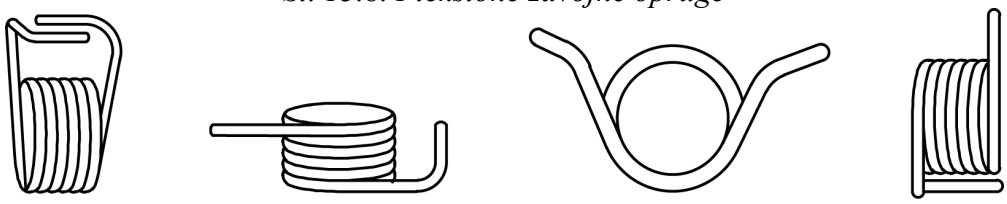
$$\varphi = \frac{M \cdot L_u}{E \cdot I},$$

gde je: $L_u\,(m)$ - ukupna dužina žice opruge, $I\,(m^4)$ - moment inercije poprečnog preseka zavojaka (žice).

Zavojne fleksione opruge imaju završetke različitih oblika kojima se zakače za delove mašina koje elastično spajaju (sl. 13.9).

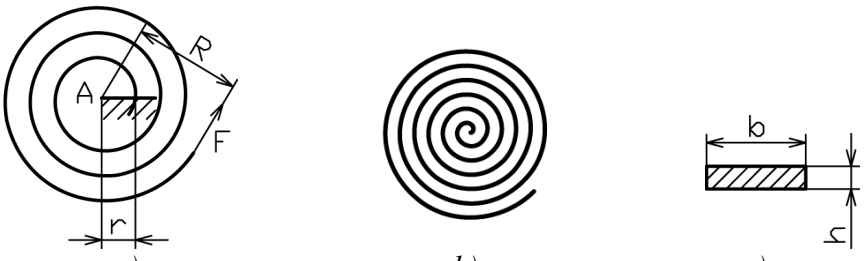


Sl. 13.8. Fleksione zavojne opruge



Sl. 13.9. Različiti završeci fleksionih zavojnih opruga

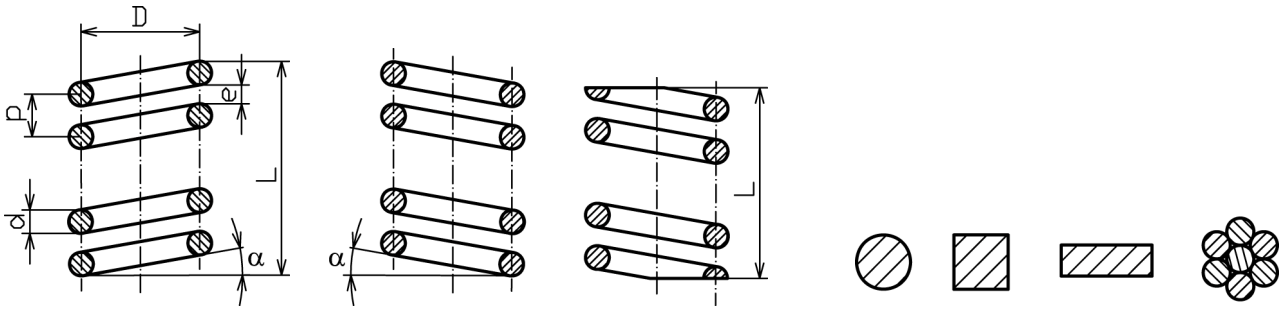
Spiralne opruge se prave od hladno valjanih traka pravougaonog poprečnog preseka ($b \times h$), savijenih u arhimedovu spiralu unutrašnjeg poluprečnika r i spoljašnjeg poluprečnika R, sa početnim brojem navojaka N_o (sl. 13.10). Jedan kraj opruge je čvrsto spojen (uklješten) u tački A, dok je drugi kraj opterećen silom F pri čemu je opruga napregnuta na savijanje. Nakon dejstva sile F smanjuju se vrednosti poluprečnika r i R, a poveća se broj zavojaka na N (sl. 13.10, b). Karakteristika spiralnih opruga je, da se sa malim vrednostima sile F postiže velika deformacija, koja se definiše smanjenim vrednostima poluprečnika r i R i povećanim brojem zavojaka N. Spiralna opruga je uglavnom u početnom stanju napregnuta na savijanje, nakon čega obavlja svoju funkciju, recimo kod časovnika da pomera kazaljke.



Sl. 13.10. Spiralne opruge

13.4. TORZIONE (ZAVOJNE) OPRUGE

Torziona opruga nastaje kada se žica, najčešće kružnog poprečnog preseka prečnika *Ød,* obavije oko valjka prečnika *ØD* po zavojnici sa uglom uspona α na desnu (sl. 13.11, a) ili levu stranu (sl. 13.11, b). Ostali geometrijski parametri torzione opruge su korak zavojnice p, rastojanje između susednih zavojaka e i dužina opruge L. Krajevi opruga se najčešće sravne, kako bi bolje nalegala na dodirne površine (sl. 13.11, c). Poprečni presek žice od koje se dobija opruga je najčešće kružnica, a može biti kvadrat, pravougaonik ili uže (sl. 13.11, d). Torzione cilindrične opruge kružnog poprečnog preseka imaju najširu primenu u mašinama.

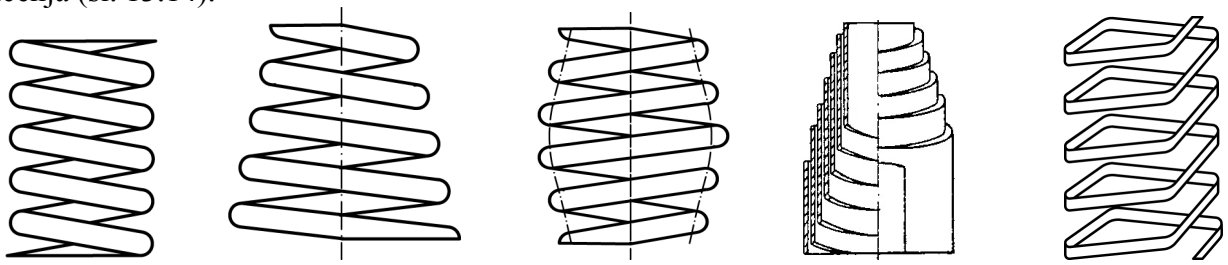


a) *b)* *c)* *d)*

Sl. 13.11. Osnovni parametri torzionih opruga

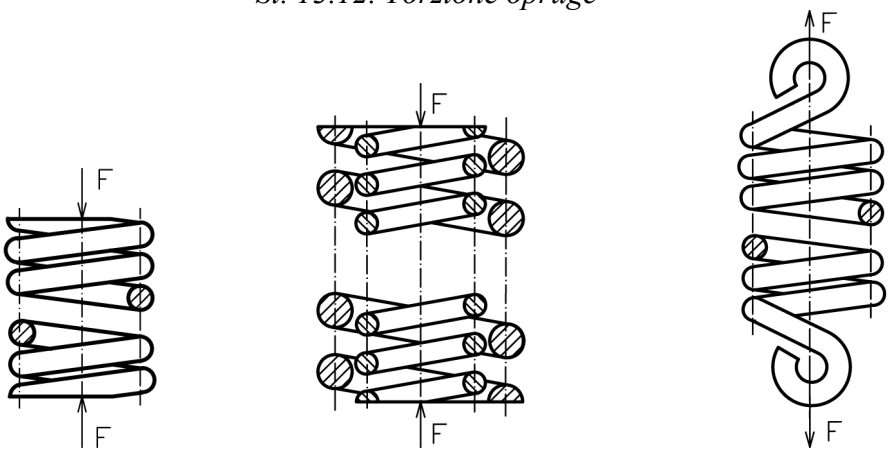
Valjak oko kojeg se namotavanjem dobija torziona opruga, može biti cilindričan (sl. 13.12, a), konusan (sl. 13.12, b) i bačvast (sl. 13.12, c). Konusne i bačvaste torzione opruge imaju veći ugib i progresivan odnos sile i ugiba. Torziona opruga može biti teleskopska (sl. 13.12, d) koja ima pravougaoni poprečni presek trake od koje se opruga pravi. Teleskopska opruga ima mogućnost velikih ugiba i progresivan odnos sile i ugiba. Torziona opruga može biti prizmatična kada se žica namotava oko prizme (sl. 13.12, e).

Opruge mogu biti pritisne ili vučne. Pritisne opruge (sl. 13.13, a) su izložene na pritisak silom F uzduž simetralne ose, dok su vučne izložene aksijalnom silom F na istezanje (sl. 13.13, c). Za veoma velika opterećenja koriste se dve ili više opruga različitih uglova uspona, koje su jedna u drugoj (sl. 13.13, b). Vučne opruge imaju završetke vrlo različitih oblika koji su prilagođeni mestu kačenja (sl. 13.14).



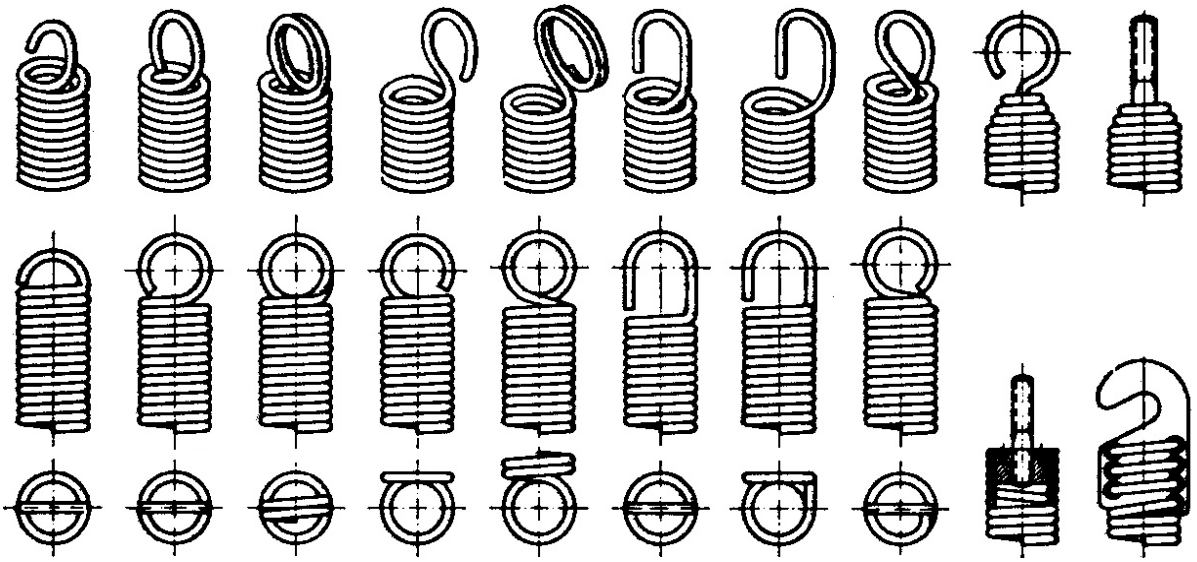
a) *b)* *c)* *d)* *e)*

Sl. 13.12. Torzione opruge



a) *b)* *c)*

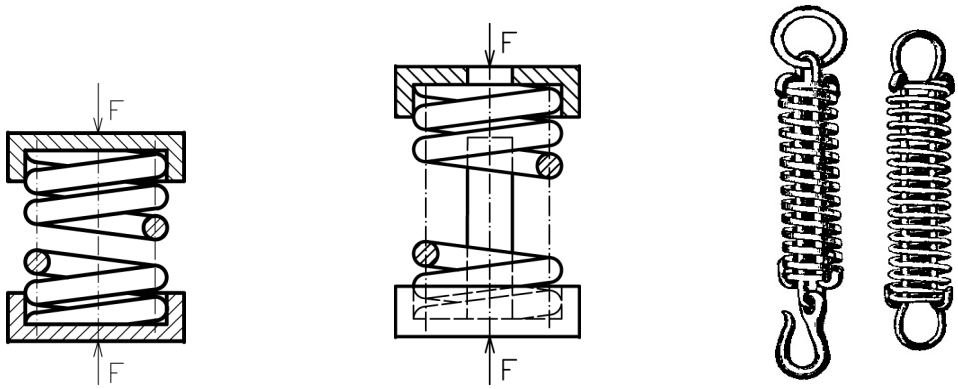
Sl. 13.13. Pritisna i vučna torziona opruga



Sl. 13.14. Završeci vučnih opruga

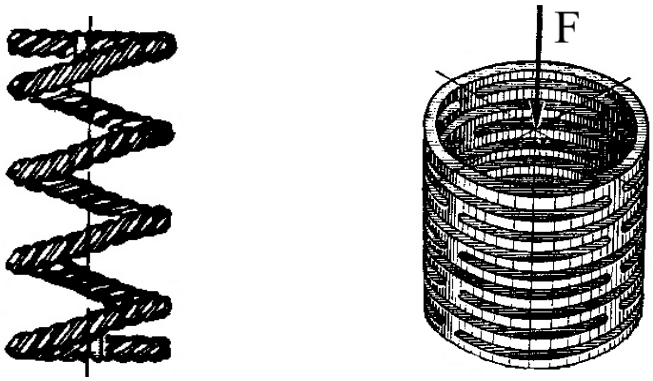
Opruge imaju različite držače u kojima se oslanjaju (sl. 13.15, a). Za dugačke opruge potrebne su vođice, u protivnom opruga će se izviti (sl. 13.15, b). Nosači opruga su potrebni za dugačke opruge pomoću kojih se teret elastično veša ili za slične potrebe, npr. kod dinamometra za merenje težina (sl. 13.15, c).

Torziona cilindrična opruga koja ima žicu čiji je poprečni presek uže prikazana je na sl. 13.16, a. Cev sa naizmeničnim prorezima ili sa prorezima u obliku zavojnice, takođe, predstavlja torzionu oprugu (sl. 13.15, b).



a) *b)* *c)*

Sl. 13.15. Držač i nosač opruga



a) *b)*

Sl. 13.16. Različiti oblici torzionih opruga

Torzione opruge se izrađuju navijanjem hladno vučene ili brušene žice ili vruće valjanih štapova kružnog ili pravougaonog poprečnog preseka oko valjka. Opruge prečnika do 10 mm izrađuju se hladnim postupkom, između 10 i 17 mm hladnim i toplim postupkom, a iznad 17 mm toplim postupkom. Nakon mehaničke obrade opruge se termički obrađuju.

Ako se sila F koja opterećuje torzionu oprugu na pritisak (sl. 13.17, a) redukuje na središte žice (tačku A) (sl. 13.17, b), dobija se spreg sila $M_u = F \cdot r$ koji uvija žicu ukupne dužine $L_a = D \cdot \pi \cdot Z$ (sl. 13.17, c). Parametar Z je ukupan broj zavojaka opruge i jednak je $Z = \frac{L}{p}$. Napon na uvijanje torzione opruge τ_u jednak je:

$$\tau_u = \frac{M_u}{W_o} = \frac{F \cdot \frac{D}{2}}{\frac{d^3 \cdot \pi}{16}} = \frac{8 \cdot F \cdot D}{d^3 \cdot \pi} \le \tau_{du}$$, odakle je prečnik žice d

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot D}{\tau_{du} \cdot \pi}}.$$

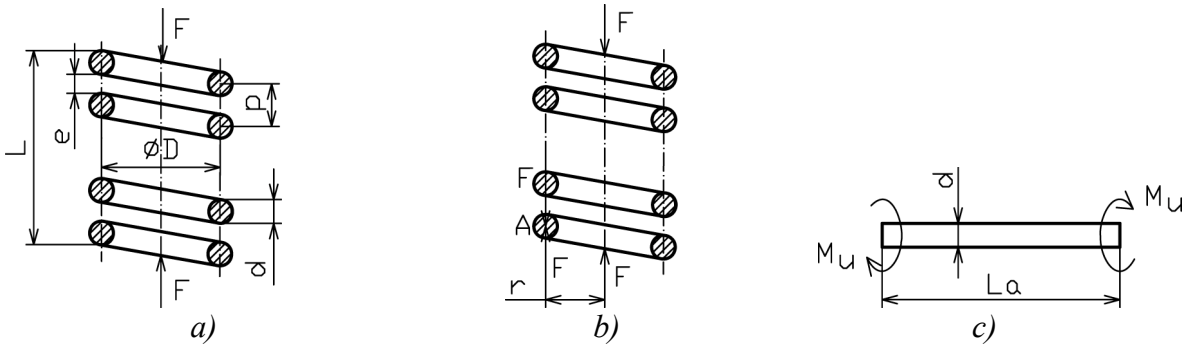
Ugib f cilindrične torzione opruge jednak je:

$$f = \frac{8 \cdot D^3 \cdot Z_a \cdot F}{d^4 \cdot G},$$

gde je: Z_a (-) – broj aktivnih zavojaka koji nose opterećenje i određuju se iz izraza $Z_a = \frac{L}{p} - 1{,}5$; G (N/mm^2) – modul klizanja materijala opruge.

Dužina opterećene opruge je $L_1 = L - f$. Rastojanje između susednih zavojaka u opterećenom stanju e_1 jednako je: $e_1 = \frac{Z_a \cdot e - f}{Z_a} \ge e_{min}$.

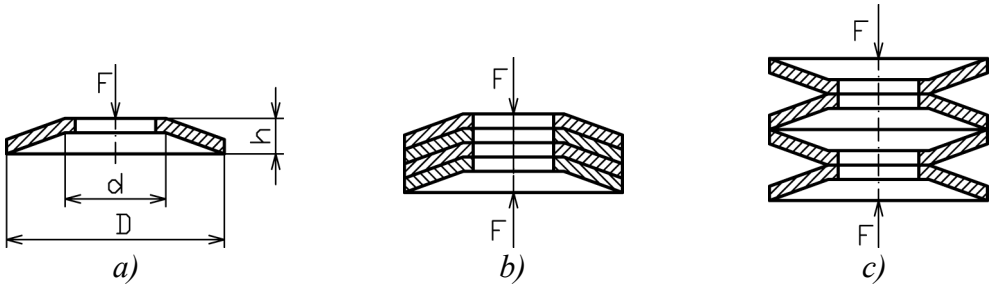
Pri opterećenju usled ugiba f smanjuje se vrednost rastojanja između susednih zavojaka sa e na e_1. Ovo rastojanje ne sme da bude manje od $e_{min} = 0{,}1 \cdot d$ ili ne manje od 0,5 mm. U slučaju da je ugib toliki da se zavojci dodirnu, opruga prestaje da bude opruga.



Sl. 13.17. Opterećenje torzione opruge

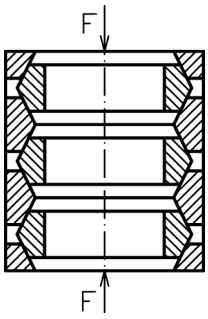
13.5. OPRUGE IZLOŽENE SLOŽENOM NAPREZANJU

Za elastično prenošenje velikih sila sa malim ugibima koriste se tanjiraste (pločaste) opruge koje su složeno napregnute (sl. 13.18, a). Tanjiraste opruge se slažu jedna na drugu u različitim kombinacijama (sl. 13.18, b i c) čime se postiže odgovarajuća nosivost, krutost i ugib.



Sl. 13.18. Tanjiraste opruge

Složeno napregnute opruge su i prstenaste opruge koje se sastoje iz članaka koji se pod dejstvom sile F deformišu i ulaze jedni u druge (sl. 13.19). Ove opruge prigušuju velika udarna opterećenja sa malim deformacijama. Koriste se za motorna vozila, za transportne mašine, dizalice itd.



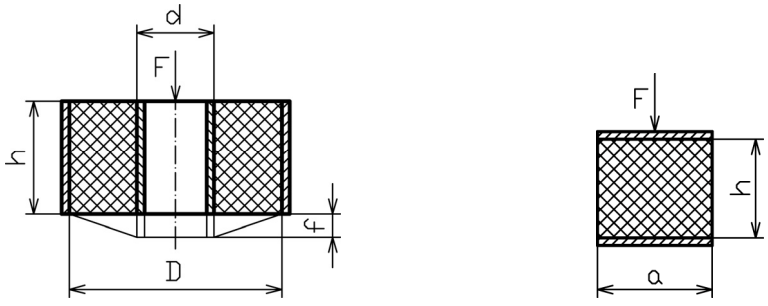
Sl. 13.19. Prstenasta opruga

13.6. GUMENI ELASTIČNI ELEMENTI

Gumeni elastični elementi su jednostavne opruge koje imaju sposobnost da prigušuju udarna opterećenja i vibracije (sl. 13.20). Kao materijal koristi se guma različitih elastičnih karakteristika. Ove opruge su pogodne za elastično spajanje delova mašina koje su dinamički opterećene i koje vibriraju. Gumeni elastični elementi mogu biti izloženi pritisku, smicanju ili uvijanju. Naprezanje na istezanje ovih elastičnih elemenata nije pogodno, jer bi izazvalo brzo starenje gume.

Deformacije gumenih elastičnih elemenata zavise od materijala, dimenzija i opterećenja. Najčešća deformacija je u vidu ugiba f .

Gumeni elastični elementi najčešće se nalaze između čeličnih ploča ili čaura, koje na taj način elastično spajaju.



Sl. 13.20. Gumeni elastični elementi

13.7. OSTALI OPRUŽNI ELEMENTI

Opruge mogu imati i druge oblike, vrlo različite od onih koje su u prednjem izlaganju opisane. Neki od tih oblika prikazan je na sl. 13.21. Ovakvi oblici opruga imaju vrlo različite uloge u primenu pri elastičnom spajanju ili povezivanju mašinskih delova. Opruge su i elastične podloške za zavrtanjske veze.



Sl. 13.21. Ostali opružni elementi

13.8. PRAVILNO KORIŠĆENJE I ODRŽAVANJE OPRUGA

Pravilno korišćenje opruga podrazumeva da se:

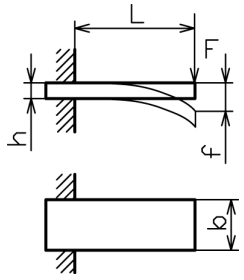
- ne preopterećuju,
- zaštite od korozije i
- zaštite od pregrevanja.

Pri velikim preopterećenjima opruga se trajno deformiše i prestaje da bude opruga određene početne krutosti. Takođe, korozija utiče na gubitak elastičnih svojstava opruga. Usled pregrevanja materijal opruge gubi karakteristike koje su dobijene termičkom obradom. Pregrejana opruga promeni boju u postaje plavkasta. Kada opruga izgubi elastična svojstva i elastične karakteristike, treba je zameniti novom, određenih dimenzija i krutosti.

Ako dođe do oštećenja opruga, biće u vidu velikog ugiba, istezanja ili loma.

13.9. PRIMERI PRORAČUNA OPRUGA

Zadatak 13.1. Lisnata jednokraka opruga dužine L=100 mm, širine b=20 mm i visine h=2 mm izrađena je od kaljenog čelika. Opruga je izložena promenljivom opterećenju (sl. 13.22). Odrediti nosivost, ugib i krutost opruge.



Sl. 13.22. Zadatak 13.1.

Nosivost F dobija se iz izraza za napon na savijanje $\sigma_f = \dfrac{F \cdot L}{\dfrac{b \cdot h^2}{6}} \le \sigma_{df}$.

Usvaja se čelik za kaljenje Č.2133 koji ima napon na tečenje $\sigma_T = 1100 N/mm^2$ (tabela 13.4). Dozvoljeni napon na savijanje je $\sigma_{df} = \dfrac{\sigma_T}{S} = \dfrac{1100}{2} = 550 N/mm^2$, ako se usvoji stepen sigurnosti $S = 2$.

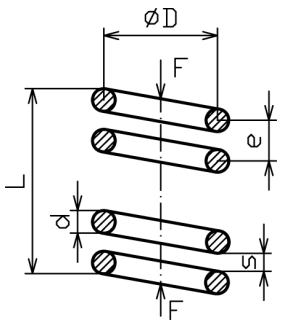
Nosivost opruge je $F = \dfrac{\sigma_{df} \cdot b \cdot h^2}{6 \cdot L} = \dfrac{550 \cdot 20 \cdot 2^2}{6 \cdot 100} = 73{,}33\ N$. Ugib je jednak $f = \dfrac{4F \cdot L^3}{b \cdot h^3 \cdot E} = \dfrac{4 \cdot 73{,}33 \cdot 100^3}{20 \cdot 2^3 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5} = 8{,}729\ mm$. Krutost opruge je $c = \dfrac{F}{f} = \dfrac{73{,}33}{8{,}729} = 8{,}4\ N/mm$, što znači da će sila od 8,4 N napraviti ugib od 1 mm, sila od 16,8 N napraviće ugib od 2 mm itd.

Zadatak 13.2. Proračunati cilindričnu zavojnu oprugu opterećenu na pritisak maksimalnom silom od $F = 2000\ N$ (sl. 13.23). Materijal opruge je Č.4230. Prečnik opruge je $D = 25\ mm$, a dužina $L = 100\ mm$. Potreban maksimalan ugib opruge je $f = 15\ mm$.

Opruga je izložena naprezanju na uvijanje. Napon na uvijanje torzione opruge jednak je:

$\tau_u = \dfrac{M}{W_o} = \dfrac{\mathrm{F}\cdot\dfrac{\mathrm{D}}{2}}{\dfrac{\mathrm{d}^3\pi}{16}} = \dfrac{8\cdot\mathrm{F}\cdot\mathrm{D}}{\mathrm{d}^3\cdot\pi} \le \tau_{du}$, odakle se dobija prečnik žice $d = \sqrt[3]{\dfrac{8\cdot F\cdot D}{\tau_{du}\cdot\pi}}$.

Granica tečenja pri normalnom naponu za zadati materijal Č.4230, prema tabeli 13.4, jednaka je $\sigma_T = 1350\ N/mm^2$, a pri tangencijalnom je $\tau_T = \sigma_T \cdot 0{,}7 = 1350\cdot 0{,}7 = 945\ N/mm^2$. Usvaja se stepen sigurnosti $S = 2$, te je dozvoljeni napon na uvijanje jednak: $\tau_{du} = \dfrac{\tau_T}{S} = \dfrac{945}{2} = 472{,}5\ N/mm^2$. Prema zadatim podacima prečnik žice je $d = \sqrt[3]{\dfrac{8\cdot 2000\cdot 25}{472{,}5\cdot 3{,}14.}} = 6{,}45\ mm$. Dobijeni prečnik žice se standardizuje na prvu veću vrednost, te je $d = 7\ mm.$ Iz izraza za ugib opruge $f = \dfrac{8\cdot D^3\cdot Z_a\cdot F}{d^4\cdot G}$ dobija se broj aktivnih zavojaka $Z_a = \dfrac{d^4\cdot G\cdot f}{8\cdot D^3\cdot F} = \dfrac{7^4\cdot 80\cdot 10^3\cdot 15}{8\cdot 25^3\cdot 2000} = 11{,}52$. Ukupan broj zavojaka jednak je $Z = Z_a + 1{,}5 = 11{,}52 + 1{,}5 = 13{,}01$. Korak opruge je $p = \dfrac{L}{Z} = \dfrac{100}{13{,}01} = 7{,}68\ mm$. Rastojanje između susednih zavojaka pri opterećenju jednako je $e_1 = \dfrac{L - f}{Z\cdot d} = \dfrac{100 - 15}{13{,}01\cdot 7} = 0{,}933\ mm$. Dobijena vrednost rastojanja između susednih zavojaka e_1 je veća od preporučenog minimalnog rastojanja $e_{min} = 0{,}1\cdot d = 0{,}1\cdot 7 = 0{,}7\ mm$ ili ne manja od 0,5 mm te se usvaja proračunata opruga. Krutost opruge je $c = \dfrac{F}{f} = \dfrac{2000}{15} = 133{,}33\ N/mm$.



Sl. 13.23. Zadatak 13.2.

Zadatak 13.3. Sigurnosni ventil sastoji se iz opruge (3) koja je u vođici (2). Opruga zajedno sa vođicom se nalazi između dva nepokretna dela (1) i (4). Na delu (4) nalazi se otvor sa fluidom pod pritiskim (sl. 13.24*)*. Za cilindričnu zavojnu oprugu (3) zadato je: prečnik opruge $D = 30\ mm$, prečnik žice $d = 4\ mm$, materijal opruge je kaljeni čelik Č.4830, stepen sigurnosti opruge $S = 2$, prečnik otvora $D_o = 12\ mm$ i krutost opruge $c = 60\ N/mm$. Odrediti:

a) Silu kojom se opruga može opteretiti na sabijanje $F = ?$,
b) Ugib opruge f i
c) Pritisak fluida p kada će se ventil aktivirati (da bi se postigao ugib f).

a) Na osnovu naprezanja na uvijanje $\tau_u = \dfrac{M}{W_o} = \dfrac{F\cdot\dfrac{D}{2}}{\dfrac{d^3\cdot\pi}{16}} = \dfrac{8\cdot F\cdot D}{d^3\cdot\pi} \le \tau_{du}$ dobija se sila F:

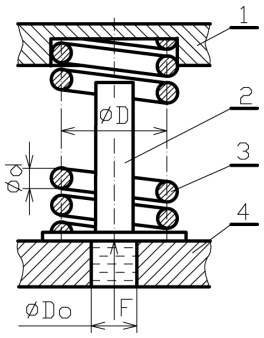
$$F = \frac{\tau_{du}\cdot d^3\pi}{8\cdot D} = \frac{420\cdot 4^3\cdot 3{,}14}{8\cdot 30} = 351{,}68\ N,$$

gde je: $\tau_T = \sigma_T\cdot 0{,}7 = 1200\cdot 0{,}7 = 840\ N/mm^2$. Granica tečenja je: $\sigma_T = 1200\ N/mm^2$ (tabela 13.4), te je:

$$\tau_{du} = \frac{\tau_T}{S} = \frac{840}{2} = 420\ N/mm^2.$$

b) Ugub opruge f dobija se iz krutosti opruge: $c = \frac{F}{f}\left(\frac{N}{mm}\right)$, te je:

$$f = \frac{F}{c} = \frac{351{,}68N}{60\frac{N}{mm}} = 5{,}86\ mm\ .$$



Sl. 13.24. Zadatak 13.3.

c) Pritisak fluida, kada će se ventil aktivirati dobija se iz sile:

$F = \frac{D_o{}^2 \cdot \pi}{4} \cdot p$, te je pritisak:

$$p = \frac{4 \cdot F}{D_o{}^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 351{,}68}{12^2 \cdot 3{,}14} = 3{,}11\ N/mm^2\ .$$

Ventil će se otvoriti kada se postigne pritisak fluida od $p = 3{,}11\ N/mm^2$ i više.





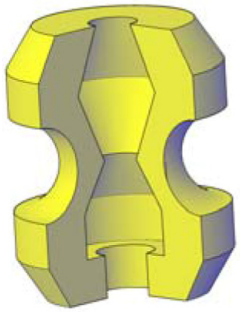














14. ZAVARENI SASTAVCI

Zavareni sastavci su mašinski elementi koji spajaju delove mašina u nerazdvojivu vezu. Zavareni sastavak nije poseban mašinski deo, kao što je to zavrtanj ili klin. Zavaren sastavak se dobija određenim tehnološkim postupcima koji izazivaju topljenje materijala, bilo elektroda ili dva mašinska dela koji se zavarivanjem spajaju. Zavareni sastavci se koriste za spajanje vrlo različitih delova mašina i mašinskih konstrukcija. Vrlo su jednostavni i svojom težinom dodatno ne opterećuju konstrukciju. Međutim, kvalitet i nosivost zavarenog spoja je subjektivne prirode jer zavisi od stručnosti i umešnosti varioca. Na zavarenom sastavku nakon zavarivanja javljaju se zaostali naponi koji dodatno, pored spoljašnjeg opterećenja, opterećuju sastavak. Otklanjanje zaostalih napona postiže se termičkom obradom - žarenjem.

14.1. MATERIJALI I VRSTE ZAVARENIH SPOJEVA

Najpogodniji materijali za zavarivanje su čelici i to sve vrste. Mogu se zavarivati i svi ostali tehnički materijali, s tim da se neki zavaruju lakše, neki teže, a neki pod određenim uslovima.

Čelici koji se zavaruju su: sa negarantovanim sastavom Č.0..., ugljenični čelici Č.1... i legirani čelici Č.2... Pored toga, zavaruju se čelični liv ČL..., zatim obojeni materijali (bakar, bronza, cink, aluminijum) i njihove legure i posebne vrste plastičnih masa. Neki od materijala zahtevaju posebne uslove i postupke pri zavarivanju, što poskupljuje ovakve konstrukcije.

Sam postupak zavarivanja može biti:
- topljenjem sa dodavanjem materijala,
- topljenjem bez dodavanja materijala i
- pod pritiskom.

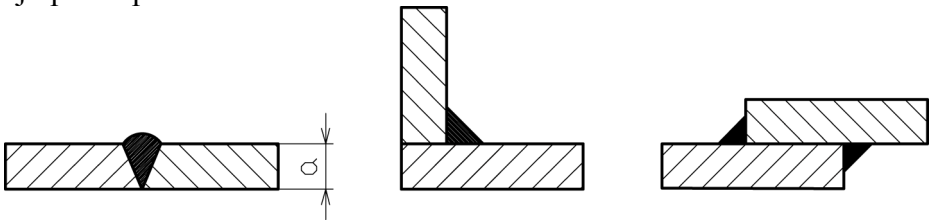
Načini zavarivanja topljenjem materijala su: gasno, elektrootporno, elektrolučno, zavarivanje plazmom, zavarivanje elektronskim snopom, zavarivanje svetlosnim snopom (laserkim zracima) itd.

Zavarivanje pod pritiskom je takvo gde se dva dela međusobno pritisnu, brzo rotiraju jedan u odnosu na drugi, što izaziva topljenje i spajanje delova.

O postupcima i načinu zavarivanja u ovom tekstu neće biti reči (o tome se izučava u okviru posebnog nastavnog predmeta) već samo o proračunu zavarenih sastavaka.

14.1.1. Vrste zavarenih spojeva

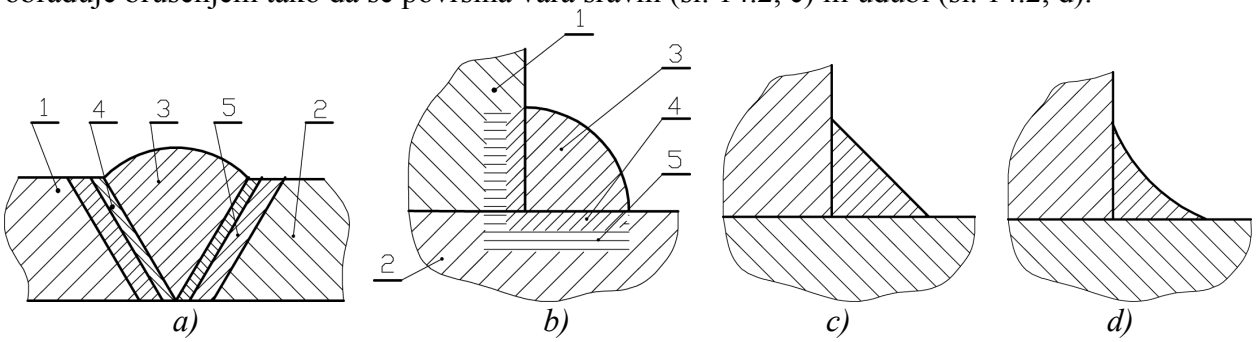
Zavareni sastavci dobijeni **topljenjem sa dodavanjem materijala** mogu biti čeoni (sl. 14.1, a), ugaoni (sl. 14.1, b) i preklopni (sl. 14.1, c). Ako se zavare dve iste ploče, istih dimenzija, istom debljinom vara, od istih materijala, pod istim uslovima, najveće opterećenje nosiće čeoni var, zatim ugaoni i na kraju preklopni var.



Sl. 14.1. Vrste zavarenih sastavaka

Zavareni sastavak dobijen **topljenjem sa dodavanjem materijala** prikazan je na sl. 14.2. Ploče (1) i (2) spojene su varom (3). Usled topljenja materijala u plačama se javlja uvar (4), a uticaj toplote

(5) prostire se dublje u pločama. Površina vara je hrapava, te se zbog smanjenja pojave korozije obrađuje brušenjem tako da se površina vara sravni (sl. 14.2, c) ili udubi (sl. 14.2, d).



a) b) c) d)

Sl. 14.2. Var nastao topljenjem: 1, 2. ploče, 3. var, 4. uvar, 5. zona uticaja toplote

Završeci ploča koje se čeono zavaruju topljenjem mogu biti vrlo različiti (sl. 14.3) što zavisi od debljine ploča koje se zavaruju i od opterećenja kojim će ploče biti izložene. Kada su završeci ploča ravni, simbol (oznaka) za var su dve paralelne linije (sl. 14.3, a). Ako su završeci skošeni od sredine na obe strane, oznaka vara je X, (sl. 14.3, b) itd.



a) b) c)

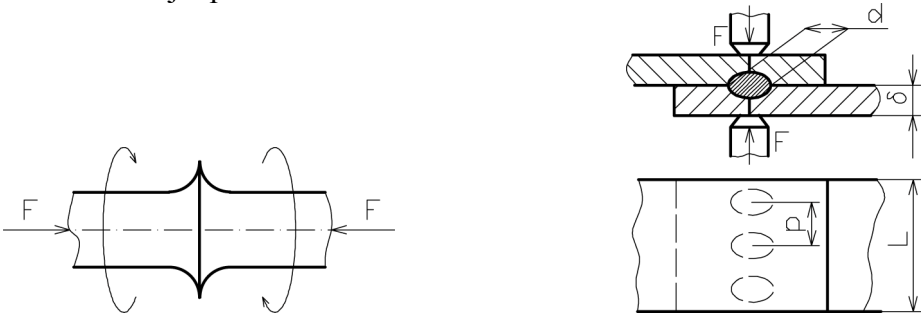
Sl. 14.3. Završeci ploča za čeono zavarivanje i simboli vara

Preklopno zavarivanje se najređe koristi jer nosi najmanja opterećenja u odnosu na čeono i ugaono zavarivanje. Preklapanjem delova koji se zavaruju povećava se težina konstrukcije, te se koristi samo kada je to opravdano (sl. 14.1, c).

Zavareni sastavak dobijen **topljenjem bez dodavanja materijala** postiže se pod pritiskom tako što se krajevi delova koji se spajaju razmekšaju pomoću trenja (sl. 14.4, a) ili pomoću električnog otpora (sl. 14.4, b).

Zavarivanje pomoću trenja koristi se za obrtne delove tako što se pritisnu jedan prema drugom nekom silom F i obrću se u suprotnim smerovima, dok se krajevi ne zagreju do usijanja. U trenutku razmekšavanja materijala delovi se pritisnu još većom silom i plastično se deformišu i spoje. Naknadnom obradom se dobija ravna površina. Struktura zavarenih delova je neznatno izmenjena, a nosivost je neznatno smanjena. Na ovaj način se mogu zavarivati samo delovi odgovarajućih oblika i male su nosivosti.

Ako se kroz dve ploče koje se spajaju propusti visokofrekventna struja, doći će do topljenja materijala ploča na tom mestu u vidu tačkica. Na ovaj način se preklopno spajaju tanke ploče do $\delta = 5\,mm$, na više mesto, na koraku p što se naziva tačkasto zavarivanje. Ako su tačkice na vrlo malom rastojanju, dobija se linijsko zavarivanje. Nosivost tačkasto zavarenih ploča je mnogo manja u odnosu na osnovni materijal ploča.



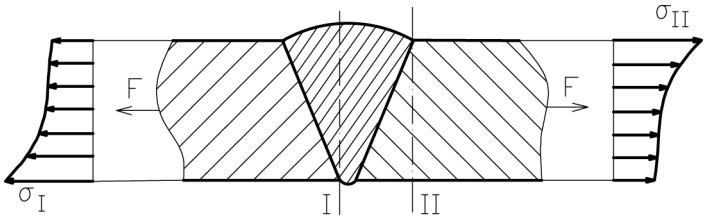
a) b)

Sl. 14.4. Zavarivanje topljenjem bez dodavanja materijala

14.2. NAPREZANJE VARA

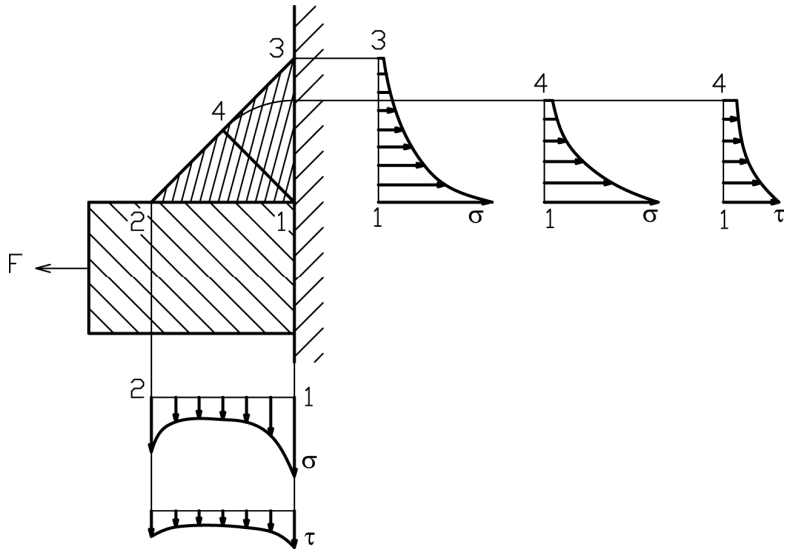
Var predstavlja prelaz između spojenih ploča. Poprečni presek vara je najčešće manji od poprečnog preseka ploča, te se na mestu vara javlja koncentracija napona. Stoga se proračun zavarenih delova bazira na naprezanju vara, a ne ploča na mestu vara.

Ako su čeono zavareni delovi opterećeni aksijalnom silom F, javlja se naprezanje na istezanje σ koje je različitog intenziteta po debljini ploča (sl. 14.5). Najveće vrednosti su na mestu spoja sa pločama σ_I i σ_{II}.



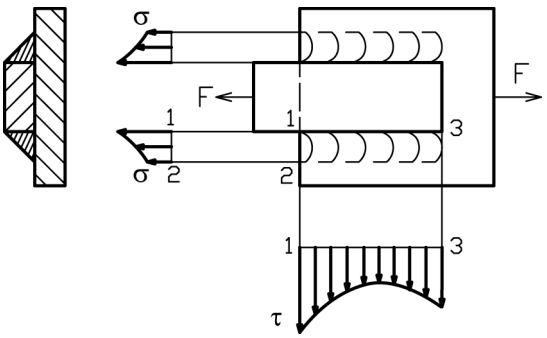
Sl. 14.5. Raspored napona u čeonom varu

Ugaoni var koji spaja dva dela opterećena silom F (sl. 14.6) izložen je naponima na istezanje σ i naponima na smicanje τ na više poprečnih preseka. Delovi vara u pravcu tačaka 1, 3; 1, 4 i 1, 2 izloženi su naponima na istezanje σ. Pored toga, delovi vara u pravcu tačaka 1, 4 i 1, 2 izloženi su i naponu na smicanje τ. Naponi na istezanje i smicanje su različitih intenziteta po poprečnim presecima.



14.6. Raspored napona u ugaonom varu

Preklopni var opterećen aksijalnom silom F izložen je naponu na istezanje u delu vara označenog tačkama 1 i 2 i na smicanje u delu vara označenog tačkama 1 i 3 (sl. 14.7). I ovi naponi su različitih intenziteta po poprečnim presecima.



Sl. 14.7. Raspored napona u preklopnom varu

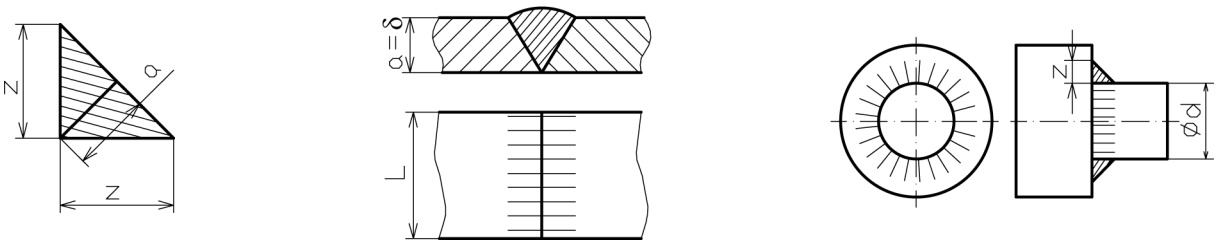
Najveće promene napona su kod preklopnog vara, a najmanje kod čeonog. Stoga čeoni var može da nosi najveća opterećenja, a preklopni najmanja.

14.3. PRORAČUN ZAVARENIH SASTAVAKA

Proračun zavarenih sastavaka može biti statički i dinamički zavisno od promene opterećenja. Statički i dinamički proračuni se razlikuju jedino u vrednostima faktora korekcije φ i ξ.

Pri proračunu zavarenih sastavaka, bilo statičkom ili dinamičkom, mora se pridržavati sledećih principa:

- Proračun zavarenih sastavaka bazira se na jednačinama naprezanja samog vara;
- Materijal vara se smatra da je isti kao i matarijal ploča koje se zavaruju, bez obzira na postupak zavarivanja. U slučaju da su materijali ploča različiti, za proračun je merodavan onaj čije su vrednosti mehaničkih karakteristika manje;
- Površina poprečnog preseka koji nosi opterećenje je površina vara, a ne zavarenih ploča na tom mestu (sl. 14.8). Dimenzije ugaonog i preklopnog vara su a - računska širina vara i z - debljina vara (sl. 14.8, a i c). Dimenzija čeonog vara je a - računska širina vara koja je jednaka debljini ploča koje se zavaruju $a = \delta$ (sl. 14.8, b). Površina poprečnog preseka čeonog vara koja nosi opterećenje je $A = L_k \cdot \delta$, gde je L_k - računska dužina vara. Računska dužina vara L_k je manja od dužine vara L za dve računske širine vara a, tj. $L_k = L - 2a$. Kada je var zatvoren, računska dužina vara jednaka je dužini vara, $L_k = L$. Površina poprečnog preseka ugaonog vara (sl. 14.8, c) koja nosi opterećenje je prstenasta površina samog vara $A = \frac{(d+2z)^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$, a ne poprečnog preseka predmeta ispod vara;
- Proračunsko opterećenje (F, M) se uvećava faktorom korekcije φ u odnosu na nominalno (radno) F_N ili M_N, $F = F_N \cdot \varphi$ ili $M = M_N \cdot \varphi$. Preporučene vrednosti faktora korekcije φ su: $\varphi = 1 \div 1{,}1$ za mirno (statičko) opterećenje, $\varphi = 1{,}2 \div 2$ za opterećenje sa umerenim udarima i $\varphi = 2 \div 3$ za opterećenja sa jačim udarima;
- Dozvoljeni naponi se umanjuju faktorima korekcije. Dozvoljeni naponi za elastične materijale računaju se prema izrazima $\sigma_d = \xi \cdot \frac{\sigma_T}{S}$ i $\tau_d = \xi \cdot \frac{\tau_T}{S}$, a za krte materijale $\sigma_d = \xi \cdot \frac{\sigma_M}{S}$ i $\tau_d = \xi \cdot \frac{\tau_M}{S}$, gde je ξ (-) – faktor korekcije koji iznosi $\xi = 0{,}65 \div 0{,}9$ za čeoni var, $\xi = 0{,}6 \div 0{,}7$ za ugaoni var i $\xi = 0{,}6$ za preklopni var. Manje vrednosti faktora korekcije ξ se usvajaju za uvijanje, srednje za istezanje i savijanje, a veće za sabijanje.



a) *b)* *c)*

Sl. 14.8. Dimenzije vara

14.4. ODRŽAVANJE ZAVARENIH SASTAVAKA

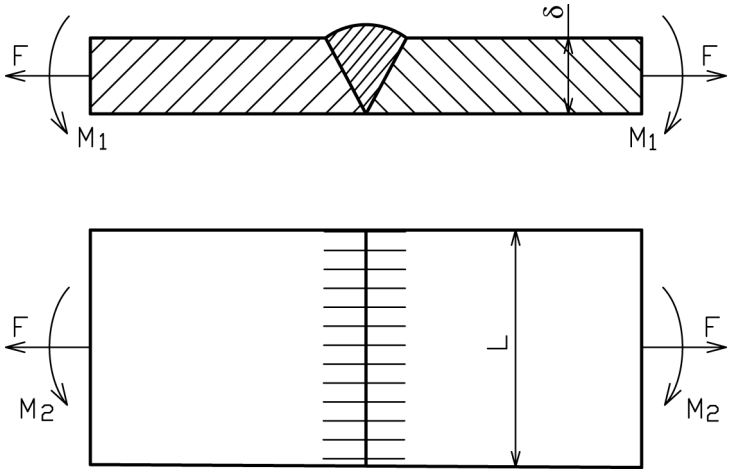
Zavarene sastavke kao i sve druge mašinske elemente treba koristiti bez preopterećenja.

Zavarene konstrukcije treba zaštititi od korozije, jer je var sklon koroziji. U tu svrhu var treba obraditi (skinuti zaobljeni vrh) kako bi se otklonile rupice i neravnine nastale varenjem, jer se u njima zadržava vlaga koja pospešuje stvaranje korozije. U cilju zaštite od korozije, var je potrebno zaštititi antikorozivnim prevlakama npr. od cinka ili uljanom bojom.

Ako dođe do oštećenja, biće u vidu naprslina koje su u početku male, da bi se kasnije proširile i produbile, što dovodi do loma vara.

14.5. PRIMERI PRORAČUNA ZAVARENIH SASTAVAKA

Zadatak 14.1. Dve ploče od Č.0545 čeono su zavarene (sl. 14.9). Dimenzije ploča su: $\delta = 8\ mm$ i $L = 70\ mm$. Odrediti silu F i momente savijanja M_1 i M_2 kojima mogu da se opterete ploče.



Sl. 14.9. Zadatak 14.1.

Pod dejstvom sile F var je izložen istezanju, te je napon na istezanje $\sigma_e = \dfrac{F \cdot \varphi}{A} \le \sigma_{de}$. Iz ove jednačine dobija se sila $F = \dfrac{A \cdot \sigma_{de}}{\varphi} = \dfrac{432 \cdot 82{,}66}{1{,}1} = 32.462{,}83\ N$.

Poprečni presek vara je $A = \delta \cdot L_k = 8 \cdot (L - 2 \cdot \delta) = 8 \cdot (70 - 2 \cdot 8) = 432\ mm^2$. Dozvoljeni napon na istezanje jednak je: $\sigma_{de} = \xi \cdot \dfrac{\sigma_T}{S} = 0{,}8 \cdot \dfrac{310}{3} = 82{,}66\ N/mm^2$, jer je granica tečenja čelika Č.0545 $\sigma_T = 310 N/mm^2$ (tabela 1.2), a stepen sigurnosti se usvaja $S = 3$. Usvaja se faktor korekcije $\varphi = 1{,}1$.

Pod dejstvom momenta M_1 var debljine δ je izložen savijanju, te je napon na savijanje $\sigma_{f1} = \dfrac{M_1 \cdot \varphi}{W_{x1}} = \le \sigma_{df}$. Iz ove jednačine moment savijanja jednak je:

$M_1 = \dfrac{W_{x1} \cdot \sigma_{df}}{\varphi} = \dfrac{576 \cdot 98{,}66}{1{,}1} = 51.661\ Nmm = 51{,}661\ Nm$.

Aksijalni otporni moment je $W_{x1} = \frac{L_k \cdot \delta^2}{6} = \frac{(70 - 2 \cdot 8) \cdot 8^2}{6} = 576\ mm^3$, a dozvoljeni napon na savijanje $\sigma_{fd} = \xi \cdot \frac{\sigma_{Tf}}{S} = 0{,}8 \cdot \frac{370}{3} = 98{,}66\ N/mm^2$.

Pod dejstvom momenta M_2 var dužine L_k je izložen savijanju, te je napon na savijanje $\sigma_{f2} = \frac{M_2 \cdot \varphi}{W_{x2}} = \leq \sigma_{df}$. Iz ove jednačine moment savijanja jednak je:

$M_2 = \frac{W_{x2} \cdot \sigma_{df}}{\varphi} = \frac{3.888 \cdot 98{,}66}{1{,}1} = 348.718 Nmm = 348{,}718\ Nm$,

jer je aksijalni otporni moment $W_{x2} = \frac{\delta \cdot L_k^2}{6} = \frac{8 \cdot (70 - 2 \cdot 8)^2}{6} = 3.888\ mm^3$, a dozvoljeni napon na savijanje je iste vrednosti $\sigma_{fd} = 98{,}66\ N/mm^2$.

Zadatak 14.2. Odrediti stepen sigurnosti zavarenih cevi (sl. 14.10) koje su opterećene momentom uvijanja $M_u = 300\ Nm$. Materijal cevi je Sl.200.

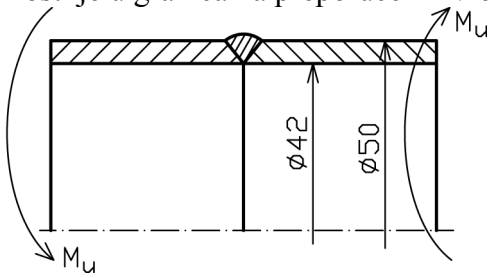
Pod dejstvom momenta uvijanja M_u javlja se naprezanje na uvijanje $\tau_u = \frac{M_u \cdot \varphi}{W_o} \leq \tau_{du}$, odakle je

$\tau_{du} = \frac{300.000 \cdot 1{,}1}{9.991{,}23} = 33{,}02\ N/mm^2$.

Polarni moment inercije je $W_o = \frac{50^3 \cdot \pi}{16} - \frac{42^3 \cdot \pi}{16} = 9.991{,}23\ mm^3$. Dozvoljeni napon na uvijanje jednak je $\tau_{du} = \xi \cdot \frac{\tau_M}{S}$, odakle je stepen sigurnosti $S = \frac{\xi \cdot \tau_M}{\tau_{du}} = \frac{0{,}65 \cdot 280}{33{,}02} = 5{,}51$.

Zatezna čvrstoća Sl.200 pri uvijanju je $\tau_M = 28\ daN/mm^2$ (tabela 1.6). Usvaja se koeficijent korekcije $\xi = 0{,}65$.

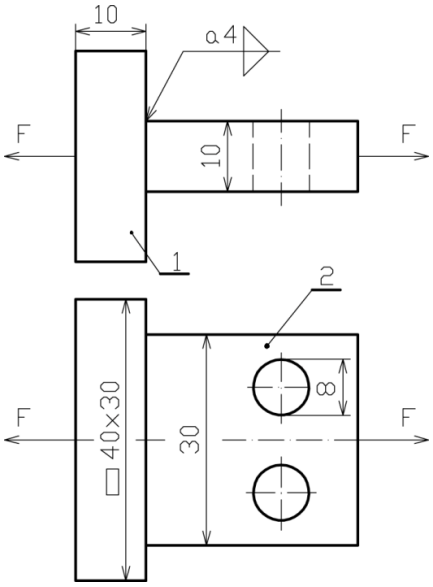
Dobijena vrednost stepena sigurnosti je u granicama preporučenih vrednosti.



Sl. 14.10. Zadatak 14.2.

Zadatak 14.3: Dva zavarena mašinska dela opterećena su, kao na sl. 14.11, silom nepromenljivog dejstva $F = 5200\ N$. Materijal ploče (1) je Č.0345, a ploče (2) Č.0645. Odrediti:

a) pojedinačne stepene sigurnosti i
b) ukupan stepen sigurnosti.



Sl. 14.11. Zadatak 14.3.

a) Usled opterećenja silom $F = 5200\ N$ javlja se naprezanje na istezanje delova 1 i 2 i zavarenog sastavka.

Stepen sigurnosti dela 1 S_1:

Napon na istezanje $\sigma_{e1} = \frac{F}{A_1} = \frac{5200}{1200} = 4{,}33 N/mm^2$.

Poprečni presek dela 1 je $A_1 = 30 \cdot 40 = 1200\ mm^2$.

$\sigma_{e1} = 4{,}33 N/mm^2 \le \sigma_{de1} \le \frac{\sigma_{T1}}{S_1}$, odakle se dobija S_1.

$\sigma_{T1} = 220 N/mm^2$ (tabela 1.2) za materijal Č.0345.

$S_1 = \frac{\sigma_{T1}}{\sigma_{e1}} = \frac{220}{4{,}33} = 50{,}80$.

Stepen sigurnosti dela 2 S_2:

Napon na istezanje $\sigma_{e2} = \frac{F}{A_2} = \frac{5200}{140} = 37{,}14 N/mm^2$.

Poprečni presek dela 2 je $A_2 = (30 - 2 \cdot 8) \cdot 10 = 140\ mm^2$.

$\sigma_{e2} = 37{,}14 N/mm^2 \le \sigma_{de2} \le \frac{\sigma_{T2}}{S_2}$, odakle se dobija S_2.

$\sigma_{T2} = 360 N/mm^2$ (tabela 1.2) za materijal Č.0645.

$S_2 = \frac{\sigma_{T2}}{\sigma_{e2}} = \frac{360}{37{,}14} = 9{,}69$.

Stepen sigurnosti vara S_v:

Napon na istezanje $\sigma_{ev} = \frac{F \cdot \varphi}{A_v} = \frac{5200 \cdot 1{,}1}{176} = 32{,}54\ N/mm^2$.

Poprečni presek vara je $A_v = 2 \cdot (30 - 2 \cdot a) \cdot a = 2 \cdot (30 - 2 \cdot 4) \cdot 4 = 176\ mm^2$.

$\sigma_{ev} = 32{,}54 N/mm^2 \le \sigma_{dev} \le \zeta \frac{\sigma_{T1}}{S_v}$, odakle se dobija S_v:

$S_v = \xi \frac{\sigma_{T1}}{\sigma_{ev}} = 0,65 \frac{220}{32,54} = 4,4$.

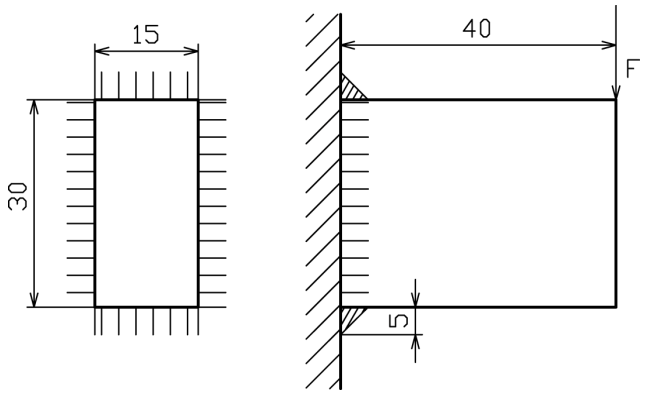
$\xi = 0,6 \div 0,7 = 0,65$ za ugaoni var.

b) ukupan stepen sigurnosti

$S_u = \frac{S_1 \cdot S_2 \cdot S_v}{S_1 + S_2 + S_v} = \frac{50,80 \cdot 9,69 \cdot 4,4}{50,80 + 9,69 + 4,4} = 33,37$.

Kritično mesto na ovom mašinskom delu je var jer ima najmanju vrednost stepena sigurnosti $S_v = 4,4$ i to jeste stvaran stepen sigurnosti. Međutim, ukupan stepen sigurnosti je veliki $S_u = 33,37$, što znači da su ostali delovi predmeta poz. (1) i (2) sa aspekta stepena sigurnosti nepravilno odabrani (predimenzionisani).

Zadatak 14.4: Odrediti silu F kojom može da se optereti zavareni nosač (sl. 14.12). Računska širina vara je *a=4 mm*. Materijal nosača je Č.0445, a ploče za koju je nosač zavaren Č.0345.



Sl. 14.12. Zadatak 14.4.

Usled dejstva sile F var je izložen naprezanju na smicanje i savijanje. Napon na smicanje je $\tau_s = \frac{F \cdot \varphi}{A} \leq \tau_{ds}$, odakle je sila smicanja $F = \frac{A \cdot \tau_{ds}}{\varphi} = \frac{550 \cdot 42}{1,1} = 21.000N$.

Površina poprečnog preseka vara izložena smicanju je $A = (15 + 2 \cdot 5) \cdot (30 + 2 \cdot 5) - 15 \cdot 30 = 550\, mm^2$. Dozvoljeni napon je $\tau_{ds} = \xi \cdot \frac{\tau_T}{S} = 0,6 \cdot \frac{140}{2} = 42\ N/mm^2$. Granica tečenja se usvaja za materijal Č.0345, a ne Č.0545 i iznosi pri smicanju $\tau_T = 14\ daN/mm^2$. Usvaja se stepen sigurnosti $S = 2$.

Sila F na osnovu napona na savijanje $\sigma_f = \frac{F \cdot 40 \cdot \varphi}{W_x} = \leq \sigma_{df}$ je:

$F = \frac{W_x \cdot \sigma_{df}}{40 \cdot 1,1} = \frac{3.228,32 \cdot 84,5}{40 \cdot 1,1} = 6.199,84\ N$.

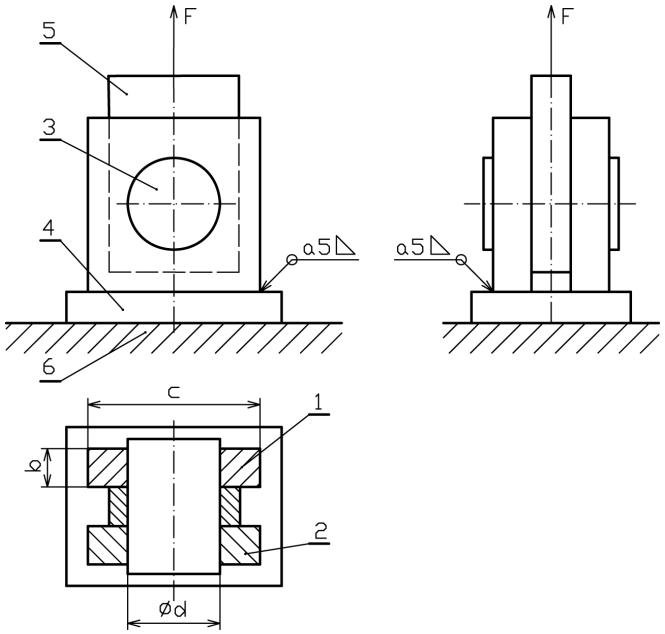
Aksijalni otporni moment je:

$W_x = \frac{I_s - I_i}{y_{max}} = \frac{(15 + 2a) \cdot (30 + 2a)^3 - 15 \cdot 30^3}{6(30 + 2a)} = \frac{(15 + 2 \cdot 3,53) \cdot (30 + 2 \cdot 3,53)^3 - 15 \cdot 30^3}{6(30 + 2 \cdot 3,53)} = 3.228,32\, mm^3$.

Računska širina vara je $a = \frac{z\sqrt{2}}{2} = \frac{5\sqrt{2}}{2} = 3,53\, mm$. Dozvoljeni napon na savijanje je $\sigma_{df} = \xi \cdot \frac{\sigma_T}{S} = 0,65 \cdot \frac{260}{2} = 84,5N/mm^2$. Usvaja se koeficijent korekcije $\xi = 0,65$.

Manja vrednost sile F dobijena je iz dozvoljenog napona na savijanje ($F = 6.199,84\ N$) nego dobijena iz napona na smicanje ($F = 21.000 N$). Usvaja se manja vrednost, te se nosač može opteretiti silom $F = 6.199,84\ N$.

Zadatak 14.5. Odrediti dimenzije Ød, b i c nosača hidrauličnog cilindra, ako je $c = 4b$. Materijal uški (1) i (2) je Č.0545, a osovinice (3) Č.0645. Uške su zavarene za ploču (4) koja je čvrsto spojena za postolje (6) (sl. 14.13). Materijal ploče (4) i postolja (6) je Č.0345. Sila kojom nosač deluje na hidrauličnu polugu (5) je $F = 200\ kN$.



Sl. 14.13. Zadatak 14.5.

Osovinica je napregnuta na smiscanje $\tau_s = \frac{F}{2 \cdot A_o} \le \tau_{ds}$, odakle je $A_o = \frac{F}{2 \cdot \tau_{ds}} = \frac{200000}{2 \cdot 73,33} = 1363,7 mm^2$.

Dozvoljeni napona na smicanje je $\tau_{ds} = \frac{\tau_T}{S} = \frac{220}{3} = 73,33 N/mm^2$, ako se usvoji stepen sigurnosti $S = 3$.

Prečnik osovinice d se dobija iz izraza $A_o = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$, $d = \sqrt{\frac{A_o \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{1363,7 \cdot 4}{3,14}} = 41,67 mm$.

Standardna vrednost prečnika osovinice je $d = 42\ mm$.

Dimenzije uški b i c se dobijaju iz naprezanja na istezanje vara kojim su uške (1) i (2) zavarene za ploču (4). Var je napregnut na istezanje te iz izraza $\sigma_e = \frac{F}{2 \cdot A_v} \le \sigma_{de}$, dobija se

$A_v = \frac{F}{2 \cdot \sigma_{de}} = \frac{200000}{2 \cdot 47,66} = 2098,19 mm^2$.

Dozvoljeni napon na istezanje vara je $\sigma_{de} = \xi \cdot \frac{\sigma_T}{S} = 0,65 \cdot \frac{220}{3} = 47,66 N/mm^2$, ako se usvoji stepen sigurnosti $S = 3$. Granica tečenja se uzima za materijal Č.0345 koja je $\sigma_T = 200 \div 230 N/mm^2$.
Površina vara jednaka je $A = (2b + 2c)a$. Dimenzije b i c se dobijaju iz površine vara: $b + c = \frac{A}{2 \cdot a} = \frac{2098,10}{2 \cdot 5} = 209,81 mm$. Kako je $c = 4b$ tada je $b + 4b = 209,81$, odakle se dobija širina uške $b = \frac{209,81}{5} = 41,96 = 42 mm$, a dužina c jednaka je $c = 4 \cdot b = 4 \cdot 42 = 168 mm$.

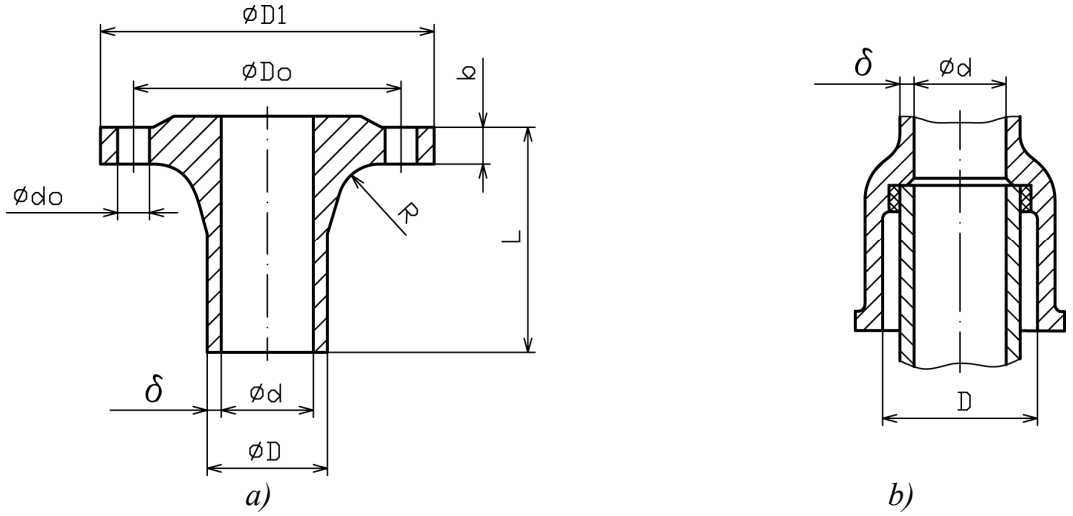
15. MAŠINSKI ELEMENTI ZA PROVOĐENJE FLUIDA

Mašinski elementi za provođenje fluida namenjeni su za: vodu, naftu, benzin, ulje, gas i druga tečna i gasovita jedinjenja. U ovu grupu svrstavaju se: cevi za transportovanje, posude za čuvanje, cevni zatvarači i sigurnosni uređaji.

Cevi se izrađuju od različitih materijala zavisno od mesta korišćenja: sivog liva, čeličnog liva, bakra, olovo, plastične mase, gume, keramike... Cevi od sivog liva su pogodne za vodove koji se polažu u zemlju za vodovod i kanalizaciju. Međutim, teške su i nisu pogodne za visoke pritiske i niske temperature. Cevi od bakra se koriste u prehrambenoj industriji jer su otporne na korozuju i savitljive su, međutim skupe su. Olovne cevi su otporne na kiseline te se koriste u hemijskoj industriji. Primenjuju se i za kanalizaciju jer su veoma savitljive. Plastične mase imaju sve širu primenu jer su lake, otporne na koroziju i jeftinije su od ostalih materijala za cevi.

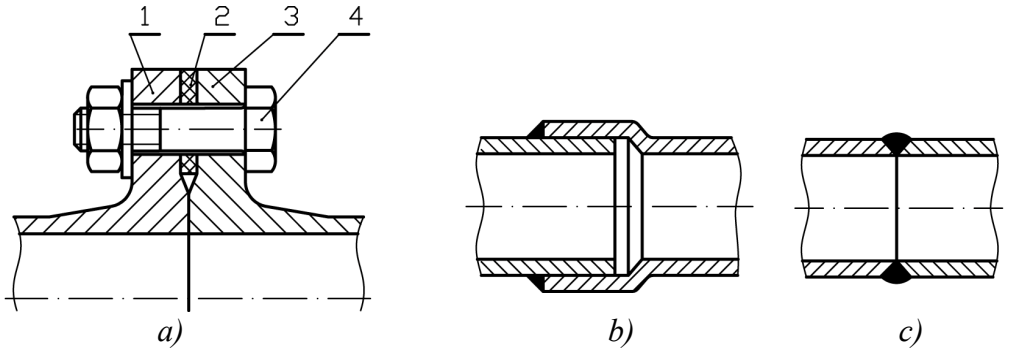
Konstruktivni oblici i veličina cevi propisane su standardima i kao takve se serijski proizvode. Jedna od standardnih oblika je cev sa prirubnicom (sl. 15.1, a) različitih vrednosti unutrašnjeg prečnika ∅d, debljine δ, prečnika prirubnice $\varnothing D_o$ i dužine L.

Drugi oblik cevi je sa jednim proširenim krajem (sl. 15.1, b). Ove cevi se jednostavno spajaju sa drugom cevi. Zaptivanje je pomoću zaptivnog prstena između njih.



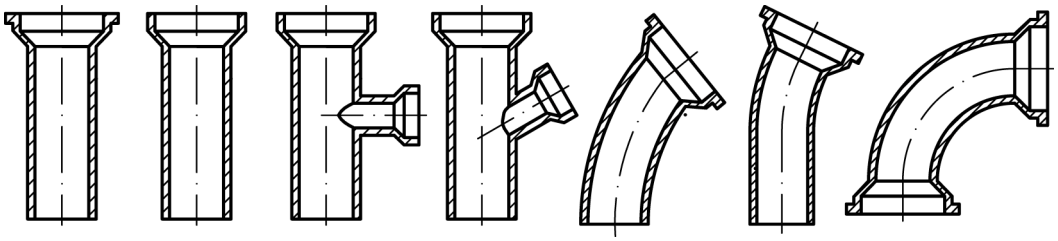
Sl. 15.1. Standardni oblici cevi: a) sa prirubnicom, b) sa zaptivnim prstenom

Spajanje cevi se izvodi na različite načine, što zavisi od oblika cevi. Cevi sa prirubnicom spajaju se pomoću zavrtnjeva (sl. 15.2, a, poz. 4). Između prirubnica (1) i (3) je zaptivni prsten (2). Cevi se mogu spajati i preklopnim zavarivanjem (sl. 15.2, b) ili čeonim (sl. 15.2, c). Zavarene cevi se ne mogu više bez sečenja razdvajati.



Sl. 15.2. Spajanje cevi: a) pomoću zavrtnjeva, b) i c) zavarivanjem

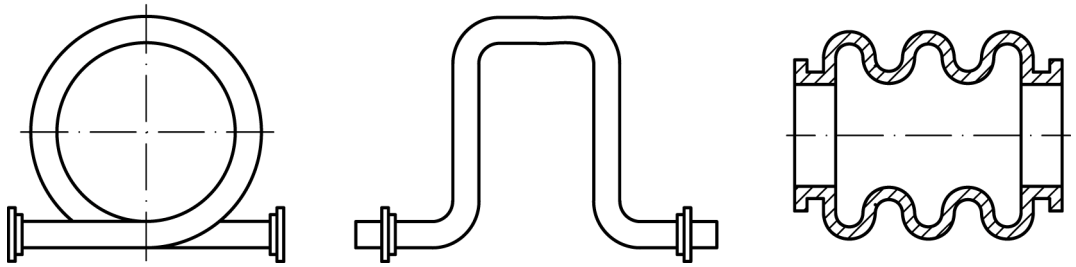
Za nastavljanje i spajanje cevi koriste se različiti cevni priključci (sl.15.3): pravougli sa prirubnicom (sl.15.3, a), pravougli sa proširenim krajem (sl.15.3, b), pravougla račva (sl.15.3, c), kosougla račva (sl.15.3, d), lučni (sl.15.3, e), polulučni (sl.15.3, f) i kolenasti (sl.15.3, g). Ovi nastavci omogućavaju spajanje cevi sa različitim međusobnim položajima.



a) b) c) d) e) f) g)

Sl. 15.3. Cevni priključci: a) pravougli sa prirubnicom, b) pravougli sa proširenim krajem, c) pravougla račva, d) kosougla račva, e) lučni, f) polulučni, g) kolenasti

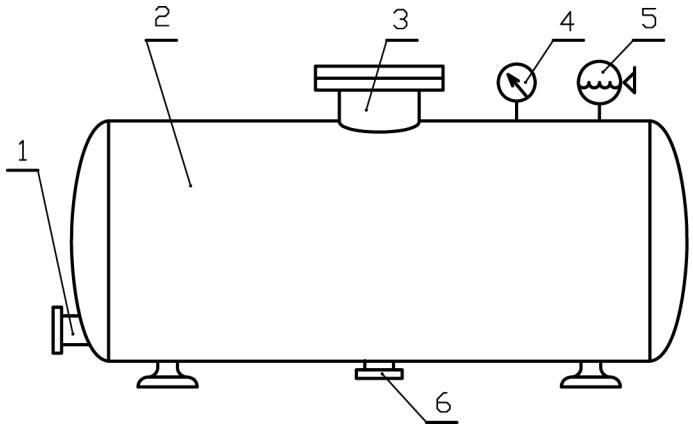
Da bi se omogućila dilatacija cevi zbog širenja i skupljanja pri promeni temperature koriste se kompenzacione cevi različitih oblika (sl. 15.4). Njihov oblik dozvoljava širenje cevi radijalno, a ne izdužno, što sprečava od pucanja i lomova cevi. Da bi se cevi zaštitile od niskih temperatura i da bi se izolovale zbog gubitaka toplote, izoluju se obmotavanjem sa izolacionim materijalima.



Sl. 15.4. Kompenzacione cevi

Za skladištenje fluida koriste se različiti rezervoari (sl. 15.5, poz. 2) koji treba da imaju: otvor za punjenje (3), otvor za istakanje (1), otvor za pranje (6), manometar (4) i pokazivač nivoa (5).

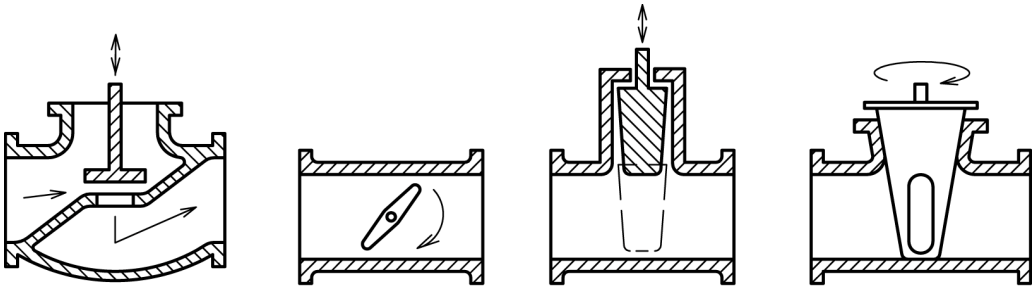
Cevni zatvarači se koriste za regulisanje protoka fluida kroz cevi i to su najčešće: ventili, priklopci, zasuni, slavine itd. Ventili imaju široku primenu za regulisanje protoka u cevovodima i kod radnih mašina (motora, traktora, pumpi...). Ventili mogu biti sigurnosni i redukcioni.



Sl. 15.5. Rezervoar za odlaganje i čuvanje fluida

Ventili se najčešće pomeraju upravno na sedište otvora u cevi, bilo da se pomeraju ručno ili automatski. Pomeranjem ventila (sl. 15.6) zatvara se ili otvara protok fluida kroz cevi. Sigurnosni ventili se automatski otvaraju pri povećanom pritisku fluida, a pri prestanku povećanog pritiska se

zatvaraju. Pri otvaranju sigurnosnog ventila, fluid može da izlazi iz cevovoda, čime se reguliše pritisak. Kako pritisak fluida opadne, ventil, najčešće pod pritiskom opruge, zatvara otvor. Ventili stvaraju veliki otpor pri strujanju fluida i može doći do eventualnih udara pokretnih delova u cevovodu.



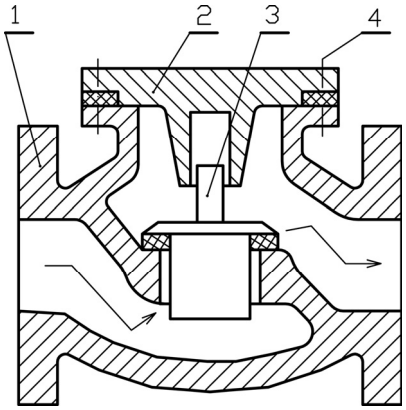
Sl. 15.6. Elementi za regulisanje protoka fluida: a) ventil, b) priklopac, c) zasun, d) slavina

Šematski prikaz ventila sa tegom dat je na sl. 15.7. Fluid pod pritiskom savlada težinu tega (3), podiže ga i tako je omogućen protok. Pri padu pritiska, teg usled svoje težine pada i zatvara otvor ventila te je protok onemogućen. Vođica tega nalazi se u poklopcu ventila (2). Poklopac ventila hermetički zatvara ventil pomoću zavrtnjeva (4). Ovaj ventil sa tegom ne dozvoljava protok fluida u suprotnom smeru.

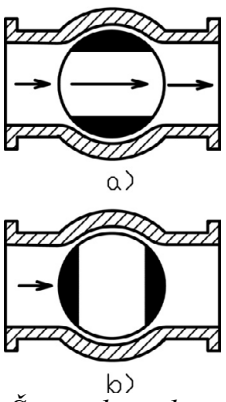
Priklopci su jednostavne konstrukcije i imaju namenu da smanje protok tečnosti kroz cevovod. Rotacionim obrtanjem priklopca (sl. 15.6, b) oko svoje nepokretne ose reguliše se otvor za proticanje fluida.

Zasuni se pomeraju upravno na uzdužnu osu cevi (sl. 15.6, c). Pomeranjem zasuna polako se smanjuje otvor za proticanje fluida bez promene pravca kretanja, pri čemu ne dolazi do udara u fluidu. Nedostatak zasuna je u velikom otporu pri spuštanju i podizanju i njegovom povećanom habanju.

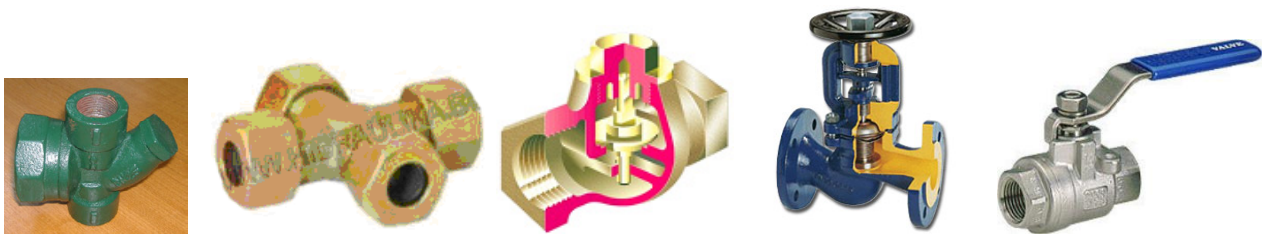
Slavine služe za zatvaranje i otvaranje protoka fluida kroz cevi (sl. 15.6, d). Koriste se za manje prečnike cevi. Zatvarač slavine ima otvor koji se obrtanjem dovodi u položaj da fluid prolazi kroz cev ili ne (sl. 15.8). Kada je zatvarač u položaju (a) fluid će proticati kroz cev, a kada se nađe u položaju (b) neće.



Sl. 15.7. Ventil sa tegom

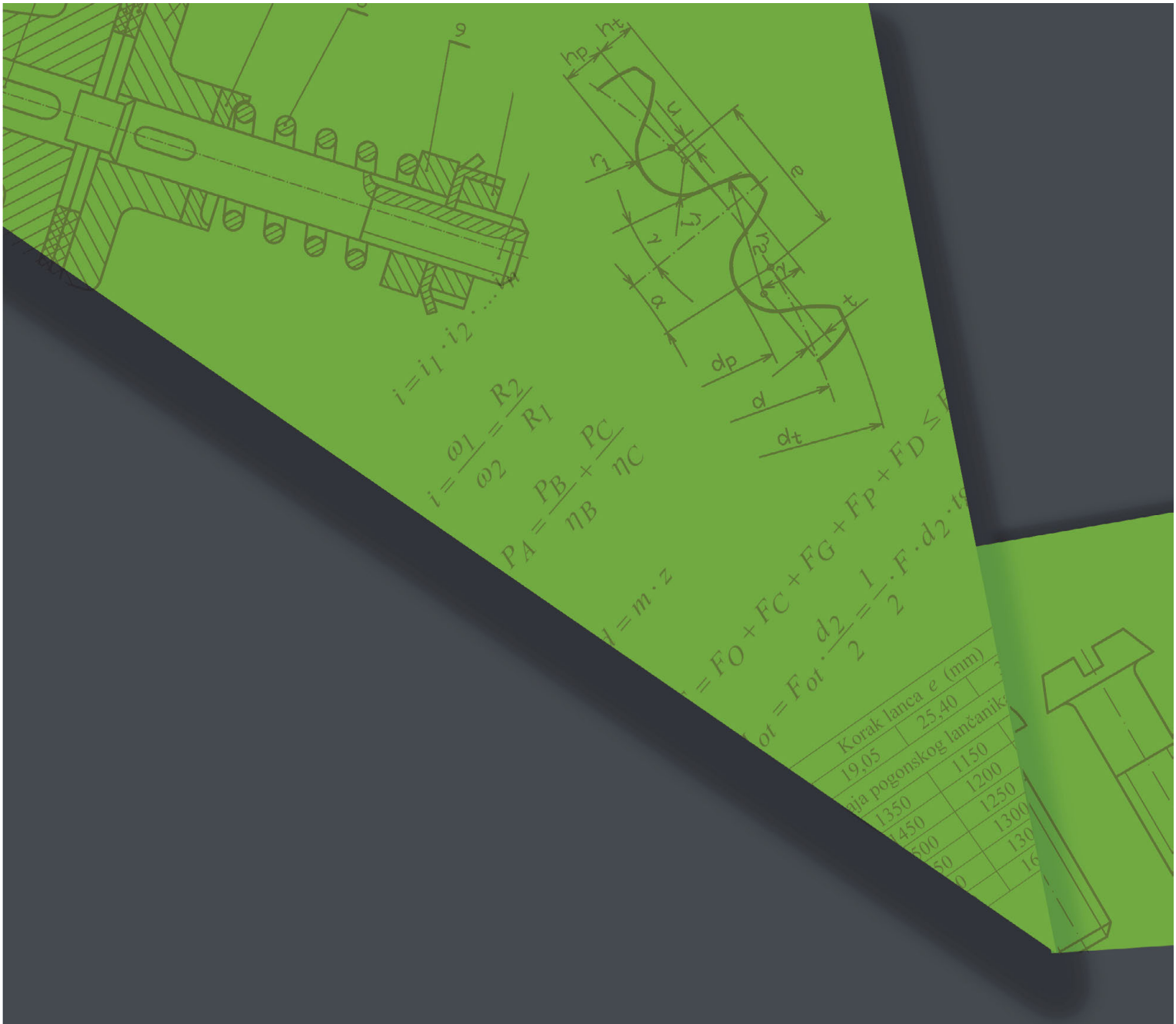


Sl. 15.8. Šematski prikaz slavine



LITERATURA

1. Ercegović Đ.: Mašinski elementi, Poljoprivrdni fakultet Univerziteta u Beogradu, Nauka, 1994.
2. Gligorić R.: Mašinski elementi, Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu, 2015, http://polj.uns.ac.rs/sites/default/files/udzbenici/Ma%C5%A1inski-elementi-Gligori%C4%87-Radojka-Ud%C5%BEbenik-Kompletno.pdf
3. Gligorić R.: Mehanizmi poljoprivrednih mašina Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Novom Sadu, 2005.
4. Grupa autora: Inženjersko-mašinski priručnik, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva, beograd, 1992.
5. Decker K.: Elementi strojeva, tehnička knjiga Zagreb, 1975.
6. Добровольский В.А. и сотруд.: Детали машин, Издательство Машиностроение, Москва, 1972.
7. Jovanović D.: Proračun remenih prenosnika, Mašinac, Fakultet tehničkih nauka Novi Sad, 1988.
8. Куглин Н.Г.: Детали машин, Высшая школа, Москва, 1973.
9. Kuzmanović S., Trbojević R., Rackov M.: Zbirka rešenih zadataka iz mašinskih elemenata, Fakultet tehničkih nauka Univerziteta u Novom Sadu, 2003.
10. Масларевић А.: Репаратура зупчастих парова, završni rad, Универзитет у Београду Машински факултет, 2009.
11. Marković S.: Standardi za čelik, Udruženje crne metalurgije, Grafopan Beograd, 2005.
12. Miltenović V., Ognjanović M.: Mašinski elementi I, II i III, Mašinski fakultet, Niš, Beograd 1995.
13. Miltenović V.: Mašinski elementi, tabele i dijagrami, Niš, 2009.
14. Ognjanović M, Plavšić N, Janković M: Teorija mašinskih elemenata, Универзитет у Београду, Mašinski fakultet, Beograd, 1991.
15. Ognjanović M., Miltenović V.: Mašinski elementi I , II I III, Univerzitet u Nišu, Универзитет у Београду, Mašinski fakultet, Niš, Beograd, 1996.
16. Ognjanović M.: Mašinski elementi sa rešenim primerima, podacima i zadacima za vežbe, Naučnam Beograd, 2001.
17. Plavšić N. i sar.: Mašinski elementi, priručnik za vežbe, Mašinski fakultet Univeriteta u Beogradu, 1991.
18. Rašković D.: Otpornost materijala, Naučna knjiga, Beograd, 1987.
19. Veriga S.: Mašinski elementi II sveska, Mašinski fakultet, Beograd, 1984.
20. Vitas D., Trbojević M.: Mašinski elementi I, II i III, Naučna knjiga, Beograd, 1985.
21. Šimon V.: Rešeni programski i ispitni zadaci iz mašinskih elemenata, Tehnološki fakultet, Novi Sad, 197
22. http://www.lezaji.com/?modul=lezaji
23. https://www.youtube.com/watch?v=pNkISSA0Vs8
24. http://www.industrijska-merenja.rs/instrumenti/meraci/merac-zategnutosti-remena-trummeter.html


$i = i_1 \cdot i_2 \cdot \ldots$
$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1}$
$P_A = \frac{P_B}{\eta_B} + \frac{P_C}{\eta_C}$
$d = m \cdot z$
$F_O + F_C + F_G + F_P + F_D \leq$
$F_{ot} = F \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{1}{2} \cdot F \cdot d_2 \cdot$
h_p
h_t
r_1
r_2
r_3
e
α
d_p
d
d_t
Korak lanca e (mm)
25,40
19,05
1150
1200
1250
1300
1350
1450
1600