

VELEUČILIŠTE U ŠIBENIKU

Preddiplomski stručni studij Promet



S. Đuranović

L. Olivari

OSNOVE STROJARSTVA

II. izdanje

Šibenik, 2021.

Izdavač

VELEUČILIŠTE U ŠIBENIKU

Za izdavača

Dekan Veleučilišta u Šibeniku

dr.sc. Ljubo Runjić, prof. v. š.

Recenzenti

prof. dr. sc. Ernest Bazijanc

mr. sc. Branko Maković

ISBN 978-953-7566-48-7

Predgovor drugom izdanju

Udžbenik Osnove strojarstva prvenstveno je namijenjen studentima Prometa Veleučilišta u Šibeniku i kao takav pisan je da prati nastavni plan kolegija Osnove strojarstva. Budući da je od prethodnog izdanja udžbenika došlo do izmjena nastavnog plana kolegija, bile su nužne i izmjene udžbenika. Tako se u ovom izdanju ne proučava cjelina Jednadžba kretanja vozila, koja se detaljnije obrađuje na kolegiju Teorija kretanja vozila. U ovom je izdanju dodana cjelina Tehnička termodinamika, kako bi studenti ovladali znanjima nauke o toplini i procesima koji se odvijaju u motorima s unutrašnjim izgaranjem. Da bi mogli samostalno pratiti ovaj kolegij, studentima se preporuča da prethodno ponove znanja iz matematike i fizike odnosno tehničke mehanike. Udžbenik je usklađen s nastavnim planom i programom Veleučilišta u Šibeniku i kao takav dio je obvezne literature. S obzirom na to da, sukladno nastavnom programu, kolegij sadrži tri relativno nezavisne osnovne cjeline (tehnički materijali, elementi strojeva i termodinamika), moralo je doći do određenog pojednostavljenja i selekcije materijala koje je bilo potrebno uklopiti u obliku udžbenika. U ovom izdanju udžbenika je u manjoj mjeri izmijenjena organizacija i redoslijed poglavlja, te su napravljene neke dopune određenih dijelova gradiva kako bi se studentima olakšalo usvajanje gradiva. Posebnu zahvalnost dugujemo recenzentima prof. dr. sc. Ernestu Bazijancu i mr. sc. Branku Makoviću na uloženom trudu prilikom pregleda materijala i ukazanim propustima. Za studente koji žele proširiti svoje znanje, preporučuje se korištenje literature navedene u popisu literature.

Autori

Sadržaj

1. UVOD.....	4
1.1. Uvod u osnove strojarstva.....	5
1.1.1. Osnovni pojmovi.....	6
1.1.2. Projektiranje i konstruiranje strojeva i strojnih dijelova.....	7
1.1.3. Određivanje oblika i dimenzija strojnih dijelova.....	8
1.1.4. Izbor materijala	10
1.2. Osnovne (temeljne) SI jedinice i zakonom dopuštene jedinice izvan SI-a	10
1.3. Brojčani iznosi i načini zapisa.....	13
1.4. Osnove proračuna elemenata strojeva.....	15
1.4.1. Standardizacija i tipizacija	15
2. TEHNIČKI MATERIJALI	18
2.1. Uvod u materijale	18
2.2. Struktura materijala	19
2.3. Svojstva materijala	22
2.3.1. Kemijska svojstva	23
2.3.2. Fizikalna svojstva.....	24
2.3.3. Toplinska svojstva	25
2.3.4. Električna svojstva	26
2.3.5. Magnetska svojstva.....	28
2.3.6. Tehnološka svojstva.....	28
2.3.7. Mehanička svojstva.....	30
2.4. Opterećenje i vrste opterećenja	31
2.5. Naprezanje i osnovne vrste naprezanja	34
2.5.1. Geometrijske karakteristike ravnih presjeka strojnih elemenata	41
2.6. Ispitivanje mehaničkih svojstava materijala	47
2.6.1. Statički vlačni pokus	49
2.6.2. Statički tlačni pokus.....	57
2.6.3. Statičko ispitivanje na savijanje.....	58
2.6.4. Ispitivanje materijala na odrez (smik).....	61
2.6.5. Ispitivanje materijala na uvijanje (torziju).....	63

2.6.6.	Ispitivanje tvrdoće.....	64
2.6.7.	Ispitivanje statičke izdržljivosti - puzanje.....	71
2.6.8.	Ispitivanje žilavosti	73
2.6.9.	Ispitivanje dinamičke izdržljivosti.....	75
2.6.10.	Koncentracija naprezanja	80
3.	ELEMENTI STROJEVA.....	83
3.1.	Kriteriji dimenzioniranja	83
3.2.	Podjela elemenata strojeva	88
3.3.	Elementi za spajanje.....	88
3.3.1.	Zakovični spojevi.....	88
3.3.2.	Zavareni spojevi.....	98
3.3.3.	Lemljeni spojevi.....	109
3.3.4.	Vijčani spojevi	111
3.3.5.	Stezni (prešani) spojevi.....	125
3.3.6.	Veze sa zaticima i svornjacima.....	138
3.3.7.	Opruge.....	144
3.4.	Prijenosnici snage i gibanja.....	155
3.4.1.	Osovine, vratila i rukavci	157
3.4.2.	Ležaji.....	173
3.4.3.	Klizni ležaji	174
3.4.4.	Kotrljajući (valjni) ležaji.....	182
3.4.5.	Spojke	192
3.4.6.	Osnove zupčanih prijenosnika	205
3.4.7.	Osnove remenskih prijenosnika.....	213
3.4.8.	Osnove tarnih prijenosnika	221
3.4.9.	Osnove lančanih prijenosnika	222
4.	TEHNIČKA TERMODINAMIKA	226
4.1.	Uvod u termodinamiku.....	226
4.1.1.	Kinetičko-molekularna teorija	229
4.1.2.	Veličine stanja i funkcije procesa	230
4.2.	Toplinsko širenje čvrstih tijela	238
4.3.	Toplinska ravnoteža i prijelaz topline	241

4.3.1.	Kondukcija (provođenje) topline	243
4.3.2.	Konvekcija (strujanje) topline.....	247
4.3.3.	Radijacija (zračenje) topline	249
4.4.	Idealni plin.....	250
4.4.1.	Količina topline i specifični toplinski kapacitet.....	251
4.4.2.	Jednadžba stanja idealnog plina.....	256
4.4.3.	Promjene stanja idealnih plinova	262
4.5.	Zakoni termodinamike	269
4.5.1.	Prvi zakon termodinamike	269
4.5.2.	Kružni procesi	273
4.5.3.	Drugi glavni stavak termodinamike.....	275
4.5.4.	Entropija.....	277
4.5.5.	Karakteristični kružni procesi	278
5.	Literatura:.....	285

1. UVOD

S obzirom da se kolegij Osnove strojarstva izvodi na stručnom studiju Promet, Veleučilišta u Šibeniku, kroz isti se studentima pokušava ukazati na potrebe dobre izobrazbe budućih inženjera prometa, koji će se u svojoj praksi susretati s mnogobrojnim prometnim problemima od kojih će većina biti tehničke naravi. Naime, velik dio strojarskih elemenata koristi se u eksploataciji transportnih sredstava i ostalim strojarskim konstrukcijama i uređajima. Motor, turbina, generator, kotači vagona ili vozila, odnosno sve što se okreće i na temelju toga pokreće, sastavljeno je od strojnih elemenata i sklopova. Da bi u potpunosti razumjeli ovu problematiku, studenti, odnosno budući inženjeri, moraju imati dobro poznavanje teorijskih osnova iz područja matematike, fizike, tehničke mehanike i nauke o čvrstoći, kao i osnovna znanja iz područja metalografije, odnosno moraju poznavati svojstva materijala od kojih su izrađeni navedeni elementi. Proračuni i konstrukcije pojedinih strojnih elemenata u ovom su Udžbeniku obrađeni u mjeri koliko je to nužno za razumijevanje problema i njihovo kvalitetno rješavanje. Kao prometni inženjeri, također moraju vladati osnovnim znanjima termodinamike i procesima koji se odvijaju unutar motora s unutrašnjim izgaranjem. Budući da rješenja problema često nisu jednoznačna, pri izboru optimalnog rješenja, koje može biti jako složeno, vrlo je važan inženjerski način razmišljanja i odlučivanja koje bi se u ovoj fazi obrazovanja trebao početi izgrađivati.

Ovaj udžbenik čine tri cjeline:

Tehnički materijali:

- struktura materijala i njegova svojstva,
- osnovna opterećenja i naprezanja,
- ispitivanje mehaničkih svojstava.

Elementi strojeva:

- elementi za spajanje (zakovice, zavareni spojevi, lemljeni spojevi, vijčani spojevi, stezni spojevi, opruge),
- elementi za prijenos i pretvorbu snage i gibanja (vratila, spojke, zupčanici)

Tehnička termodinamika:

- veličine stanja (temperatura, tlak, volumen), toplinsko istezanje i prijelaz topline,
- idealni plinovi,
- zakoni termodinamike i kružni procesi.

1.1. Uvod u osnove strojarstva

Strojarstvo je područje tehnike, čiji je cilj racionalno iskorištavanje prirodnih dobara upotrebom strojeva. Strojevi se dijele na dva osnovna tipa:

- pogonske strojeve i
- radne strojeve.

Pogonski strojevi pretvaraju različite vrste energije (mehanička energija vode, toplinska energija plina ili pare, kinetička energija plina, električna energija, nuklearna energija) u mehaničku energiju, potrebnu za obavljanje mehaničkog rada sa što manje gubitaka energije. Ovdje spadaju: motori s unutrašnjim izgaranjem, parni stapni strojevi, toplinske turbine, hidraulički motori, pneumatski motori, elektromotori i reaktivni motori.

Radni strojevi obavljaju koristan mehanički rad upotrebom mehaničke energije dobivene od pogonskog stroja, ili pretvaraju mehaničku energiju pogonskog stroja u drugu vrstu energije. Ovdje spadaju: alatni strojevi, dizala, transporter, ventilatori, pumpe, kompresori, elektrogeneratori, itd.

Prijenosnici su uređaji posebne vrste, koji se upotrebljavaju kao posrednici između pogonskih i radnih strojeva, pri čemu mehaničku energiju pogonskog stroja prilagođavaju potrebama njenog korištenja u radnom stroju (prijenos gibanja, sile, momenta, smjera i karakteristike gibanja, itd.).

Pogonski i radni strojevi te prijenosnici, u cilju obavljanja korisnog rada, čine cjelinu u vidu zajedničkog stroja, koja u ovisnosti o svojoj funkciji ima različite nazive: motorno vozilo, alatni stroj, ventilator, agregat itd.

Bit djelovanja tih strojeva je u njihovoj dinamici, tj. u gibanju uz svladavanje određenih otpora, jer se samo gibanjem strojnih dijelova može obaviti mehanički rad.

Budući se rad svakog stroja temelji na prirodnim zakonima, za proučavanje strojeva i njihovih dijelova nužno je dobro poznavanje osnovnih teorijskih disciplina, kao i načina njih

ove praktične primjene: tehničke mehanike, nauke o čvrstoći, mehanike materijala, primijenjene matematike, poznavanja materijala, tehnologije obrade materijala, tehničkog crtanja itd.

U poglavlju „Elementi strojeva“ izučavaju se pojedini elementi strojeva opće primjene, sukladno nastavnom planu i programu i to njihova konstrukcija, oblik, dimenzioniranje i izbor materijala ovisno o njihovoj namjeni i funkciji.

1.1.1. Osnovni pojmovi

Stroj je skup funkcionalno oblikovanih strojnih dijelova, koji u cilju proizvodnje, prijenosa ili pretvaranja energije, obavlja koristan rad. Primarna zadaća stroja je pretvorba različitih vrsta energije. Strojevi koji ne obavljaju mehanički rad su metalne konstrukcije, instalacije i sl.

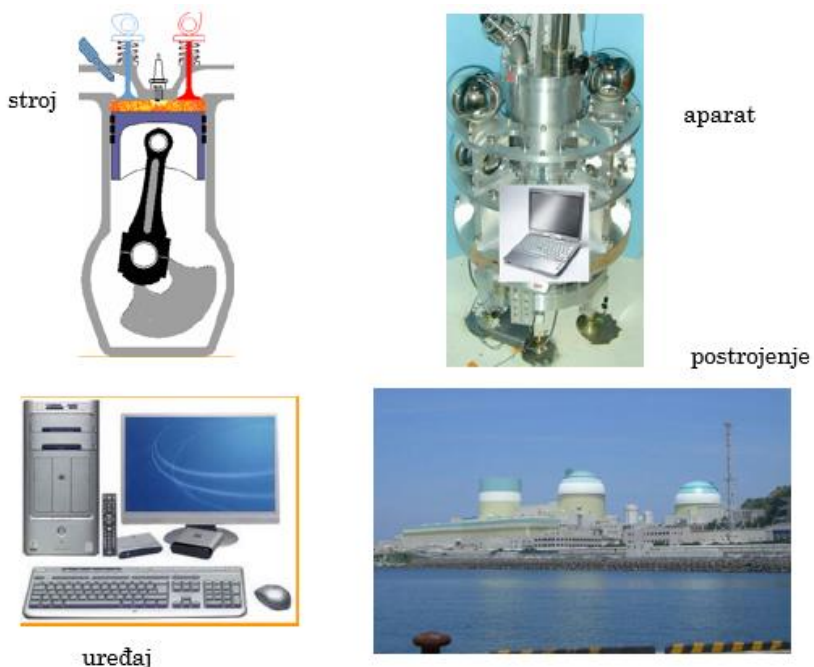
Strojarски proizvodi se prema stupnju složenosti dijele na:

- elementarne (pojedinačne dijelove, komponente),
- sklopove (skupove elemenata).

Elementarni dio stroja obavlja točno određenu zadaću zajedno s drugim elementima strojeva. Upotrebljavaju se kod različitih strojeva kod kojih obavljaju određene elementarne, osnovne funkcije (vijci, zakovice, pera, klinovi, vratila, osovine, opruge, zupčanici, ležaji itd.). Elementarni dio stroja nije moguće dalje rastaviti.

Sklop stroja – više strojnih dijelova i elemenata čine sklop stroja (ventil, željeznički kotač s bandažom, mehanizam za brisanje vjetrobranskog stakla kod automobila itd.).

Posebni elementi strojeva – su elementi strojeva, koji se upotrebljavaju samo kod određenih specijalnih vrsta strojeva (elementi motornih vozila, elementi dizaličnih mehanizama, elementi alatnih strojeva, elementi motora s unutrašnjim izgaranjem, elementi parnih ili plinskih turbina, elementi hidrauličnih strojeva itd.).



Slika 1.1. Prikaz pojedinih primjera stroja, aparata, uređaja i postrojenja

Skup funkcionalno oblikovanih elemenata-dijelova, kojima je primarna zadaća pretvorba materijala, naziva se **aparat**.

Skup funkcionalno oblikovanih elemenata-dijelova kojima je primarna zadaća pretvorba signala (informacija), naziva se **uređaj**.

Postrojenja predstavljaju spoj strojeva, prijenosnika, aparata i uređaja koji čine namjensku cjelinu za obavljanje korisnog rada (Slika 1.1).

1.1.2. Projektiranje i konstruiranje strojeva i strojnih dijelova

Pod pojmom *projektiranje i konstruiranje*, podrazumijeva se u najširem smislu stvaralački rad stručnjaka, s namjenom određivanja oblika i dimenzija strojeva i njihovih dijelova.

- projektiranje ima za cilj izradu idejnog projekta, predprojekta i glavnog projekta stroja kao cjeline, koji sadrži glavne zahtjeve stroja, određivanje njegovih glavnih karakteristika, izbor glavnih sastavnih dijelova, njihovih osnovnih karakteristika i funkcija, te rasporeda i međusobne ovisnosti. Projektiranje se dakle, odnosi na određivanje i utvrđivanje osnovnih početnih zahtjeva, potrebnih za konstrukcijsku razradu budućeg stroja.

- *konstruiranje* ima za cilj određivanje i utvrđivanje oblika i dimenzija pojedinih elemenata, sklopova ili čitavog stroja na temelju zahtjeva, određenih u fazi projektiranja. Proračun elemenata je osnova za njihovo konstruiranje, iz kojeg proizlaze glavne mjere prema kojima se element oblikuje ili konstruira. Mjere dobivene proračunom treba uskladiti s normama.

1.1.3. Određivanje oblika i dimenzija strojnih dijelova

Oblici i dimenzije strojnih dijelova moraju zadovoljiti brojne zahtjeve koji su vrlo često međusobno u suprotnosti i nije ih moguće istodobno u potpunosti ispuniti. Stoga je zadaća konstruktora da s obzirom na zadane zahtjeve, koji su za određeni primjer najvažniji, nađe najbolje rješenje. Tom prilikom moraju biti zadovoljeni sljedeći zahtjevi:

- zahtjevi funkcionalnosti i namjene,
- zahtjevi radne sposobnosti,
- zahtjevi proizvodnosti,
- zahtjevi ekonomičnosti.

Zahtjev funkcionalnosti kao osnovni zahtjev, koji određuje oblike i dimenzije mnogih dijelova strojeva i specifičan je i različit za svaki stroj i za svaki njegov dio. Bez funkcionalnosti, svi su drugi zahtjevi beznačajni. Oblik strojnih dijelova je često vezan za način njihovog gibanja (kružno gibanje – cilindrični oblik, pravocrtno gibanje – ravne površine, pretvorba pravocrtnog gibanja u kružno – vijčani oblik itd.). Dimenzije strojnih dijelova su ovisne o opterećenjima kojima su isti izloženi. Dijelovi različitih mehanizama imaju oblike i dimenzije, koji su određeni s obzirom na željenu kinematiku gibanja (oblik bregastog vratila, razni krivuljni mehanizmi, ručni mehanizmi, zupčani mehanizmi). Oblici različitih opruga su prilagođeni osnovnom zahtjevu namjene (što veće elastično deformiranje, progresivna, degresivna ili linearna krutost), dok cijevi i cijevna armatura moraju biti oblikovani tako da su hidraulički otpori najmanji. Kod određenih prometnih sredstava je vrlo važna njihova aerodinamičnost. Pri oblikovanju pojedinih sklopova dijelovi strojeva moraju imati takove dimenzije, da su sposobni obavljati svoju funkciju pravilno i sigurno, što znači da se treba držati standardnih propisa (npr. standardni razmak tračnica kod željezničkih vozila itd.).

Radna sposobnost zahtjeva dovoljno veliku čvrstoću i krutost, te podnošenje radnih opterećenja i drugih utjecaja bez trajnih deformacija ili loma. Unutar strukture materijala najčešće nisu dopuštene niti pukotine. Kontaktne površine se ne smiju pretjerano trošiti, treba izbjeći neželjene vibracije, zagrijavanje itd.

Zahtjevi proizvodnje zajedno sa *zahtjevima montaže* značajno utječu na oblike strojnih dijelova. Pri tome ovi zahtjevi nisu od odlučujućeg značaja za njegov opći oblik, ali se odnose na detalje. S obzirom na postupak izrade strojnog dijela (dobiven zavarivanjem, lijevanjem, postupkom obrade odvajanjem čestica itd.), strojni dio može imati različite oblike i dimenzije.

Zahtjevi ekonomičnosti su u suvremenoj strojogradnji iznimno važni, jer konkurencija nalaže što jeftiniju izradu i eksploataciju svakog stroja. Zato oblici strojnih dijelova moraju biti što jednostavniji, a sve što povećava troškove proizvodnje mora biti opravdano poboljšanim svojstvima, duljim vijekom trajanja, većim stupnjem pouzdanosti, itd. Primjena normizacije ima odlučujući utjecaj na zahtjev ekonomičnosti, tako da upotreba normiranih elemenata i pravila bitno utječe na sniženje troškova proizvodnje. Izbor elemenata obavlja se u slučajevima kad se strojni dijelovi izrađuju kao gotovi proizvodi (npr. vijci, ležajevi i sl.), odnosno u slučajevima kad je konstrukcija poznata, a potrebno je obaviti pravilan izbor s obzirom na opterećenje, vijek trajanja, uvjete rada ili kad treba zadovoljiti neka druga ograničenja.

Oblik i izvedba stroja i strojnih dijelova ovise i o sljedećim čimbenicima koje treba zadovoljiti, a koji se temelje na sljedećim načelima:

- načelu minimalnih troškova proizvodnje (bit će u potpunosti zadovoljeni samo u slučaju ako su svi dijelovi stroja opterećeni do dopuštenog naprezanja, što je slučaj kod cestovnih vozila i letjelica),
- načelu minimalnog prostora (osobito važno u slučajevima ograničenja prostora: letjelice, podmornice, tenkovi, amfibije, sportska vozila i sl.),
- načelu minimalne težine, ali ne na račun kvalitete, funkcionalnosti i cijene stroja,
- načelu minimalnih gubitaka energije (što bolji stupanj iskorištenja),
- načelu najpogodnijeg rukovanja (osobito važno u slučajevima stalne uporabe strojeva, vozila, alatni strojevi, uređaji za kućanstvo i sl.).

1.1.4. Izbor materijala

Izbor odgovarajućih materijala za izradu dijelova strojeva je važna i odgovorna zadaća konstruktora i tijesno je povezana s funkcionalnošću i radnom sposobnošću strojnih dijelova u različitim sklopovima. Izbor optimalnog materijala jedan je od najdelikatnijih odluka konstruktora i u velikoj mjeri utječe na postupak i ekonomičnost izrade. Izbor optimalnog materijala ovisan je o mehaničkim svojstvima materijala, kao što su statička i dinamička čvrstoća, površinska tvrdoća, otpornost na habanje i koroziju, tribološka svojstva itd. Za što jednostavniju izradu i obradu, materijal mora imati dobru mehaničku obradivost, zavarljivost, ljevkost, kovkost i mora biti pogodan za toplinsku obradu. Izbor odgovarajućeg materijala je često vezan i za broj proizvoda koje je potrebno izraditi, odnosno o serijskoj ili pojedinačnoj proizvodnji, a što je opet povezano s konstrukcijskim oblikom strojnog dijela. Pri pojedinačnoj proizvodnji, prednost se daje pouzdanosti i funkcionalnosti strojnog dijela, a zahtjevi proizvodnje i ekonomičnost su nižeg prioriteta. Prilikom proizvodnje velikih serija, svi zahtjevi moraju biti stručno razmatrani i optimalno riješeni. U tom procesu vrlo važnu ulogu ima primjena standardiziranih poluproizvoda, iz kojih je moguće jednostavno, brzo i ekonomično, te s primjerenim postupcima, izraditi dijelove strojeva konačnog oblika. Takovi poluproizvodi su na primjer vučene ili valjane šipke različitih presjeka, razni odljevci, itd.

Za izradu strojnih dijelova najčešće se upotrebljavaju sljedeći materijali: čelik, čelični lijev, sivi lijev, legirani obojeni metali i legirani laki metali, a ponekad i polimerni materijali, keramika, drvo, tekstil, itd. Najčešće upotrebljavani materijal je čelik, koji u najvećoj mjeri zadovoljava potrebe visoke volumenske i površinske čvrstoće, temperaturne postojanosti, žilavosti, itd. Na svojstva čelika u velikoj mjeri utječe se različitim postupcima izrade i obrade, dodatkom legirajućih elemenata i odgovarajućom kemijskom i toplinskom obradom.

1.2. Osnovne (temeljne) SI jedinice i zakonom dopuštene jedinice izvan SI-a

Zakonom o mjernim jedinicama i mjerilima utvrđeno je da se u Hrvatskoj mogu upotrebljavati samo mjerne jedinice Međunarodnog sustava mjernih jedinica – SI (skraćenica SI - na francuskom jeziku: *Système International d' Unités*). Iz niza fizikalnih veličina, po dogovoru su izdvojene međusobno nezavisne veličine, koje nazivamo osnovnim veličinama i za njih su

definirane *osnovne temeljne jedinice*. To su sve izravno mjerljive veličine nezavisne jedna o drugoj, a njihove mjerne jedinice su osnovne mjerne jedinice.

Tablica 1.1. Osnovne SI jedinice

Naziv	Oznaka	Veličina
metar	m	duljina
kilogram	kg	masa
sekunda	s	vrijeme
amper	A	električna struja
kelvin	K	termodinamička temperatura
mol	mol	množina (količina) tvari
kandela	cd	svjetlosna jakost

Ostale fizikalne veličine i njihove jedinice mogu se definirati pomoću osnovnih veličina i jedinica primjenom algebarskih izraza i upotrebom matematičkih simbola množenja i dijeljenja. Na taj način dobivene veličine i jedinice nazivamo *izvedenim*. To su veličine koje nisu izravno, ali jesu neizravno mjerljive, a njihove mjerne jedinice su izvedene mjerne jedinice. Neke od izvedenih mjernih jedinica dobile su nazive i oznake po imenima poznatih znanstvenika.

Vrijednost fizikalne veličine potpuno je određena s najmanje dva podatka: brojčanim iznosom (vrijednošću) i mjernom jedinicom. Ako veličinu izrazimo iznosom i mjernom jedinicom, tada govorimo o skalarnoj veličini. Fizikalne veličine koje su definirane s četiri podatka - iznos, pravac djelovanja, smjer djelovanja ili orijentacija na pravcu i hvatište nazivaju se vektori: sila, moment, vektor položaja, pomak, brzina, ubrzanje.

Tablica 1.2. Neke izvedene jedinice SI s posebnim nazivima i znakovima koje se koriste u strojarstvu:

Naziv izvedene jedinice	Oznaka	Veza s drugim jedinicama SI	Veličina
Celzijev stupanj	°C	K	Celzijeva temperatura
džul	J	Nm	rad, energija, toplina
herc	Hz	s ⁻¹	frekvencija
njutn	N	kgm/s ²	sila
paskal	Pa	N/m ²	tlak
vat	W	J/s	snaga

volt	V	W/A	električni potencijal, napon, elektromotorna sila
radian ¹	rad	1	kut
steradian ¹	st	1	ugao (prostorni kut)

- ¹⁾ Jedinice radian i steradian bile su svojedobno razvrstane u posebnu skupinu tzv. dopunskih jedinica SI. Dvadeseta opća konferencija za utege i mjere 1995. god. svojom je Rezolucijom br. 8 ukinula tu skupinu, a jedinice radian i steradian proglasila izvedenim jedinicama SI, bez dimenzije. Uporaba njihovih naziva i znakova pri tvorbi izvedenih jedinica slobodna je, ali neobavezatna.

Tablica 1.3. Neke izvedene jedinice SI bez posebnih naziva i znakova koje se koriste u strojarstvu

Naziv izvedene jedinice	Oznaka	Veličina
kvadratni (četvorni) metar	m ²	ploština (površina)
kubni metar	m ³	obujam (volumen)
metar u sekundi	m/s	brzina
metar u sekundi na kvadrat	m/s ²	ubrzanje
kubni metar u sekundi	m ³ /s	volumni protok
kilogram po kubnom metru	kg/m ³	gustoća
džul po kilogramu	J/kg	energijski tijek
džul po kilogram kelvinu	J/kgK	specifični toplinski kapacitet

Tablica 1.4. Prefiksi jedinica SI sustava

Decimalni višekratnik			Decimalni višekratnik		
prefiks		faktor	prefiks		faktor
deka	da	10 ¹	jokto	y	10 ⁻²⁴
hekto	h	10 ²	zepto	z	10 ⁻²¹
kilo	k	10 ³	ato	a	10 ⁻¹⁸
mega	M	10 ⁶	femto	f	10 ⁻¹⁵
giga	G	10 ⁹	piko	p	10 ⁻¹²
tera	T	10 ¹²	nano	n	10 ⁻⁹
peta	P	10 ¹⁵	mikro	μ	10 ⁻⁶
eksa	E	10 ¹⁸	mili	m	10 ⁻³
zeta	Z	10 ²¹	centi	c	10 ⁻²
jota	Y	10 ²⁴	deci	d	10 ⁻¹

Zbog vrlo čestog korištenja pojedinih veličina koje se označavaju grčkim slovima, u tablici je prikaz grčkog alfabeta:

Tablica 1.5. Grčki alfabet

Ime slova	veliko slovo	malo slovo	Ime slova	veliko slovo	malo slovo
alfa	Α	α	ni	Ν	ν
beta	Β	β	ksi	Ξ	ξ
gama	Γ	γ	omikron	Ο	ο
delta	Δ	δ	pi	Π	π
epsilon	Ε	ε	ro	Ρ	ρ
zeta	Ζ	ζ	sigma	Σ	σ
eta	Η	η	tau	Τ	τ
theta	Θ	θ	ipsilon	Υ	υ
jota	Ι	ι	fi	Φ	φ
kapa	Κ	κ	hi	Χ	χ
lambda	Λ	λ	psi	Ψ	ψ
mi	Μ	μ	omega	Ω	ω

1.3. Brojčani iznosi i načini zapisa

Tijekom izvođenja mjerenja, vrijednosti izmjerenih veličina treba bilježiti u pregledno organizirane tablice. Pritom je važno u vrhu svakog stupca tablice staviti oznaku fizikalne veličine i uz nju mjernu jedinicu u uglatim zagrada (npr. t [s] predstavlja vrijeme u sekundama).

Iako je ispis brojeva obično jednostavan postupak, u fizici nailazimo na brojeve koji su toliko mali ili pak toliko veliki da to često postaje nezgodno. Primjerice, masa elektrona (u kilogramima) je 0.911 s još 30 nula između decimalne točke i 9. Udaljenost (u metrima) do zvijezde najbliže našem Sunčevu sustavu je 32 popraćeno s 15 nula. Pošto 10^2 predstavlja 1 s dvije nule, prethodni broj se može pisati kao 32×10^{15} . Primjenom istih pravila za eksponent, masa elektrona može se napisati kao $9.11 \cdot 10^{-31}$. Ova pravila znače da kad god pomaknemo decimalnu točku za jedno mjesto ulijevo, eksponentu od 10 dodaje se -1, a kad je pomaknemo udesno, dodaje mu se +1.

Kako su mjerenja određenih veličina vrlo česta u strojarskoj praksi, tom se prilikom treba služiti teorijom sigurnih znamenki, a koja se bavi pouzdanošću znamenki brojeva koje se bilježe. Ako se mjerenjem ustanovilo da je npr. visina neke osobe 175 cm, to znači da smo sigurni za 1 i 7, te da 5 bolje odgovara nego 4 ili 6. Dakle, budući da su sve tri znamenke sigurne znamenke, kažemo da je sigurna znamenka ona koja predstavlja broj čiji je iznos je potvrđen pouzdanim mjerenjem. Broj sigurnih znamenki zabilježen mjerenjem ovisi djelomično o mjernom uređaju, a djelomično o tome što mjerimo. Ako mjereni objekt nema dobro definirane krajeve, tada mjerenje može samo po sebi biti nepouzdanije od najmanjeg podjeljka mjernog instrumenta. Primjer za ovo je mjerenje duljine podlaktice. Sličan problem se susreće npr. kad pomičnom mjerilom određujemo dimenzije predmeta čiji se rubovi pod pritiskom lako deformiraju, ili kad zadnja znamenka na nekom digitalnom mjernom instrumentu stalno oscilira. Sve su to slučajevi kad treba pažljivo ocijeniti pouzdanost mjerenja, te u skladu s time odrediti kako bilježiti očitavanje. Ako se npr. mjeri s pouzdanošću od jednog centimetra, ne smije se zabilježiti mjerni rezultat kao 35.1 cm jer bi to značilo da je mjerenje pouzdano do na desetinku centimetra. Zato se rezultat mora zabilježiti kao 35 cm. Svako mjerenje mora imati prikladan broj sigurnih znamenki. Nema smisla bilježiti mnogo znamenki koje nisu sigurne.

Sve znamenke nekog broja, različite od 0, su sigurne (npr. 35.1 cm ima tri sigurne znamenke). Nule koje leže između dvije znamenke različite od 0 su sigurne (npr. nula u broju 1023 je sigurna). Nule koje slijede nakon posljednje znamenke različite od 0 (npr. u broju 123000) najčešće predstavljaju samo red veličine, osim ako je drukčije naznačeno, npr. povlakom iznad nula. U tom slučaju i naznačene nule su sigurne. Ako broj sadrži decimalnu točku, tada nule koje leže između decimalne točke i prve znamenke različite od 0 predstavljaju samo red veličine. Takav broj ima onoliko sigurnih znamenki koliko ih se nalazi od prve znamenke različite od 0 pa dalje udesno (npr. broj 0.00123 ima tri sigurne znamenke, broj 0.0010230 ih ima pet, dok ih broj 1.00023 ima šest). Nule koje slijede znamenke različite od 0 sigurne su u svakom broju s decimalnom točkom (npr. broj 1230.00 ima šest sigurnih znamenki).

Dakle, brojčani iznosi dobiveni mjerenjem mogu biti točni ili približni, a način zapisa, ovisno o cilju mjerenja, može biti decimalni, inženjerski ili znanstveni (Slika 1.2.).



Slika 1.2. Shematski prikaz brojčanog zapisa

Tako izmjerenu veličinu npr. prijeđenog puta od 40000 km, možemo zapisati u obliku originalnog decimalnog zapisa: $s = 40000 \text{ km}$, u obliku inženjerskog zapisa: $s = 40 \cdot 10^6 \text{ m}$, odnosno u znanstvenom obliku kao $s = 40000 \text{ km} = 4,0000 \cdot 10^7 \text{ m}$ (obuhvaća sve sigurne znamenke).

1.4. Osnove proračuna elemenata strojeva

Od ideje pa do realizacije izrade određenog stroja nužno je provesti niz međusobno usklađenih aktivnosti. Potrebno je definirati, projektirati, konstruirati i proračunati, te izraditi odgovarajuću tehničku dokumentaciju predmetnog stroja. Potrebno je također, propisati način izrade, obrade, kontrole i montaže stroja, izraditi sastavne dijelove i sastaviti ih u cjelinu, ispitati stroj, pustiti ga u pogon, brinuti se za pravilno rukovanje, redovito ga održavati i pravodobno zamjenjivati dotrajale dijelove. Pri tome, rad stroja mora biti pouzdan i siguran za upravljanje, uz optimalne troškove izrade stroja.

1.4.1. Standardizacija i tipizacija

Standardi (norme) su propisi u pogledu materijala, oblika i veličine industrijskih proizvoda, kao i u pogledu točnosti izrade, koja bi u slučaju potrebe omogućila brzu zamjenu dijelova, rezervnim dijelovima iz skladišta.

Dijelovi strojeva i konstrukcija imaju točno određen oblik kojeg definiraju različite površine, čiji su međusobni položaji propisani dimenzijama. Zbog različitih odstupanja kvalitete izabranih materijala, odstupanja u izradi strojnih dijelova, nesavršenosti poslužitelja strojeva itd., u proizvodnji nije moguće idealno točno izraditi strojni dio u predviđenim mjerama i zahtijevanom obliku. Svi ovi razlozi uzrokuju da strojevi ne bi mogli u potpunosti i s određenom točnošću obaviti

predviđenu funkciju. Stoga je bilo potrebno da se odstupanja propišu i definiraju određenim granicama, a što je obuhvaćeno tolerancijama. Tolerancije propisuju određena odstupanja od nazivne mjere. Standardima (normama) su predviđene:

- tolerancije duljinskih mjera strojnih dijelova,
- tolerancije oblika i položaja pojedinačnih površina strojnih dijelova i
- tolerancije kvalitete hrapavosti površina strojnih dijelova.

Uvođenje standarda (normi) ima vrlo važnu ulogu i pruža niz prednosti:

- omogućava uvođenje masovne proizvodnje i mehanizaciju odnosno automatizaciju,
- ubrzava i usavršava konstrukcije i proizvodnju, povećava kvalitetu proizvoda,
- poboljšava uvjete i sigurnost rada upotrebom standardiziranih proizvoda,
- smanjuje utrošak ljudskog rada,
- čini proizvodnju ekonomičnijom i konkurentnijom,
- omogućava laganu zamjenu oštećenih i istrošenih dijelova,
- omogućava uporabu najnovijih znanstvenih dostignuća.

Standardi (norme) mogu biti: međunarodni (internacionalni), nacionalni i interni – tvornički. U Republici Hrvatskoj na snazi je hrvatski standard HRN (hrvatske norme), koji je preuzet od standarda JUS i koji se stalno usklađuje sa standardima europske unije (EN) koji su velikim dijelom temeljeni na DIN-u, ali i dobrim standardima drugih zemalja EU.

U područje standardizacije ušli su i brojevi. Razlog odabiranju standardnih brojeva leži u velikom smanjenju troškova. Objasnit ćemo to u primjeru izbora vijaka. Ako bismo npr. pri izradi vijaka stupnjevali promjer vijka od 1 mm do 100 mm, s međusobnom razlikom od 1 mm, dobili bismo stotinu različitih vijaka, matica, ključeva, alata za izradu i veliku količinu dokumentacije. Ako se odlučimo i uzmemo npr. 20 vijaka i njima pokrijemo područje od 1 do 100 mm, uvelike ćemo smanjiti troškove. Pri tome odabir vijaka treba obaviti tako da promjeri vijaka budu članovi geometrijskog niza, jer je na taj način postotno povećanje promjera jednako u cijelom području primjene. Na taj način dobivamo finije stupnjevanje u području malih promjera, a grublje u području velikih promjera.

Standardni brojevi temelje se na vrijednostima članova *geometrijskoga niza*. Pri tome se brojevi razmjerno povećavaju, a faktor prirasta q određuje se po izrazu:

$$q = \sqrt[x]{10}$$

gdje se vrijednost korijena bira kao $x = 5, 10, 20, 40$ ili 80 . Niz standardnih brojeva tvori se tako, da se osnovni član niza a uzastopce množi s faktorom q ($a, a \cdot q, a \cdot q^2, a \cdot q^3 \dots a \cdot q^n$) i dobivene vrijednosti minimalno zaokružuju. Red standardnih brojeva označava se sa slovom R , a pripadajući niz s $5, 10, 20, 40$ ili 80 . Tako npr:

$R5$ (5 članova u dekadi) $q = \sqrt[5]{10} = 1,6$; za taj čimbenik možemo dobiti određene nizove koji čine geometrijski niz: $1,6^1 = 1,6$; $1,6^2 = 2,5$; $1,6^3 = 4$; $1,6^4 = 6,3$; $1,6^5 = 10$

$R10$ (10 članova u dekadi) $q = \sqrt[10]{10} = 1,25$

$R40$ (40 članova u dekadi) $q = \sqrt[40]{10} = 1,06$ i td.

Standardni brojevi su dakle redovi brojeva koje se preporučuje upotrebljavati u svim primjerima kada se odluči dati prikaz u brojčanim iznosima. Pri tom vrijedi načelo, da se upotrebljavaju standardni redovi sa što većim stupnjem uvećanja. Standardni brojevi se obično koriste za duljinske mjere i promjere u svim primjerima gdje se pomoću njih može na zadovoljavajući način nadomjestiti izračunate potrebne vrijednosti. Upotreba standardnih brojeva je nužna prije svega kod modularne gradnje strojeva, tipizacije i sastavljanja standarda.

2. TEHNIČKI MATERIJALI

2.1. Uvod u materijale

Naziv "materijal" potječe od riječi „materija“ koja označava sve što zauzima neki prostor i posjeduje masu. Materija je u fizikalnom smislu svaka pojavnost u svemiru koja čini njegove dijelove. Materija se općenito pojavljuje u obliku *čestice* (elementarne i složenijske) i njene agregacije, koje nazivamo *tvarima*, i u obliku *polja sila* (gravitacijsko, elektromagnetsko, jako i slabo nuklearno), koju nazivamo *energijom*. Ova su dva oblika materije povezana međusobnim odnosom koji je matematički izražen Einsteinovom jednačinom ekvivalencije mase i energije: $E = m \cdot c^2$, gdje je: E - ukupna energija (energija mirovanja + kinetička energija), m - masa i c = brzina svjetlosti (približno jednaka $c = 3 \cdot 10^8 \text{ ms}^{-1}$).

Tvar ili supstancija je svaki sređeni oblik postojanja materije. Glavna obilježja tvari su da imaju određenu masu (tj. masu mirovanja) koja, ovisno o gustoći, zauzima različiti prostor, da se sastoje od atoma i molekula i da se u konačnici mogu pretvoriti u energiju. Atomi su najmanje čestice čistih tvari koje imaju svojstva tih tvari. Najmanje čestice spojeva koje imaju svojstva tih spojeva su molekule. Molekule su sastavljene od dva pa sve do nekoliko stotina tisuća međusobno povezanih atoma. Tvari se ovisno od veza koje atomi međusobno ostvaruju pojavljuju u nekoliko različitih stanja. Jednostavno pojašnjeno je da se tvari pojavljuju u tri stanja ili forme: čvrstoj, tekućoj i plinovitoj. Ta stanja nazivamo agregatnim stanjima ili fazama. Tako npr. voda može postojati u obliku čvrste vode-leđa, tekuće vode i plinovite vode ili vodene pare, ovisno o temperaturi i tlaku. Prema unutarnjoj građi tvari se može podijeliti na metale i nemetale.

Svaka tvar ima fizikalna i kemijska svojstva. Fizikalna svojstva tvari su ona koja se mogu opaziti i mjeriti a da se ona ne promijeni u neku drugu tvar. Pri fizikalnoj promjeni vrsta tvari se ne mijenja, mijenja se samo oblik, faza, agregatno stanje. Kemijska svojstva tvari su ona koja se odnose na sudjelovanje tvari (supstancije) u kemijskoj reakciji. Pri kemijskoj promjeni tvar se mijenja, nastaje nova tvar čija su kemijska i fizikalna svojstva različita od svojstva polazne tvari. Svaka kemijska reakcija uključuje i promjene u kemijskim vezama.

Da bi neka tvar postala materijal mora imati jedno ili više specifičnih svojstava korisnih za primjenu. Tehnički materijali su oni materijali od kojih se izrađuju tehnički proizvodi, a posjeduju kombinaciju povoljnih fizikalnih svojstava koje nazivamo tehnička svojstva. Tvar koja posjeduje

tehnička svojstva mora ispuniti još dva preduvjeta da postane tehnički materijal. Mora se moći prerađivati, odnosno dovesti u željeni oblik (lijevanjem, obradom deformiranjem, obradom odvajanjem čestica, zavarivanjem, itd.). U konačnici mora biti i pristupačan cijenom, jer unatoč dobrim tehničkim svojstvima ne dolazi u obzir kao materijal ako je preskup. Najznačajniji tehnički materijali u strojarскоj praksi su: čelik, lijevano željezo, obojeni metali (bakar, aluminij, cink, krom i drugi), drvo, staklo plastične mase, goriva i maziva.

Znanost o materijalima je znanstvena disciplina koja se prvenstveno bavi izučavanjem odnosa koji postoje između strukture i svojstava materijala, kao i procesima obrade materijala s ciljem dobivanja boljih svojstava (toplinska obrada, termokemijska obrada, termomehanička obrada).

Metalografija je općenito znanost o metalima. U užem smislu to je znanost koja se bavi građom metala (kovina) i njihovih legura (slitina) i istraživanjem svojstava metalnih materijala s obzirom na njihovu mikrostrukturu u određenom temperaturnom području.

Tehnologija materijala je inženjerska disciplina koja koristi osnovna i primijenjena znanja o materijalima, kako bi se od materijala izradio proizvod.

2.2. Struktura materijala

Materijali su tvari od kojih su izrađeni predmeti koji nas okružuju. Pod tim pojmom definira se građa predmeta, bez obzira jesu li isti dobiveni prirodnim ili umjetnim načinom. *Tehničkim materijalima* se nazivaju svi materijali koji se koriste za izgradnju strojeva, uređaja i konstrukcija. Tehnički materijali mogu se podijeliti na metale, keramiku i polimere. U upotrebi su još i kompoziti koji se sastoje od dva ili više različitih materijala, kao što su na primjer armirani beton ili Kevlar. Kompoziti se koriste zato što imaju bolja svojstva od pojedinačnih materijala od kojih je kompozit sastavljen. Čisti metali imaju loša eksploatacijska svojstva, zbog toga se u praksi koriste legure, tj. spojevi dvaju ili više materijala. Legure imaju znatno bolja eksploatacijska svojstva od čistih metala. Zbog toga se, na primjer, u praksi gotovo nikad ne može susresti željezo kao čisti metal, dok je čelik (legura željeza i ugljika) najčešći tehnički materijal u strojogradnji. Dakle, i kompoziti i legure se koriste zbog toga što imaju bolja svojstva nego čisti metali. Razlika između kompozita i legure je u tome što kompoziti imaju jasno izraženu granicu između sastavnih materijala (npr. armirani beton), dok legure nemaju jasno izraženu granicu.

Poznato je da danas postoji jako veliki broj materijala različitih svojstava. Svi ovi materijali dobiveni su kombinacijom samo 109 kemijskih elemenata periodičkog sustava, od kojih su 76 metali. Svakom od elemenata odgovara određena vrsta atoma koji se međusobno privlače elektromagnetnim silama i na taj način tvore molekule, koji se dalje povezuju sličnim silama tvoreći tako kemijske tvari. Dakle, atom je čestica složene strukture, koja mu omogućuje spajanje s drugim atomima, stvarajući tako strukturu materijala koja značajno utječe na svojstva i ponašanje materijala.

Atomi u tvari nisu slobodni, već su spojeni u molekule ili druge atomske agregate. Budući među atomima postoje privlačne i odbojne sile, kojih veličina ovisi o međusobnom razmaku atoma, atomi zauzimaju onaj razmak na kojemu su privlačne i odbojne sile međusobno jednake. Taj je razmak po veličini jednak promjeru atoma, odnosno oko 10^{-7} mm, što znači da u jedan milimetar stane 10 milijuna atoma jedan do drugoga.

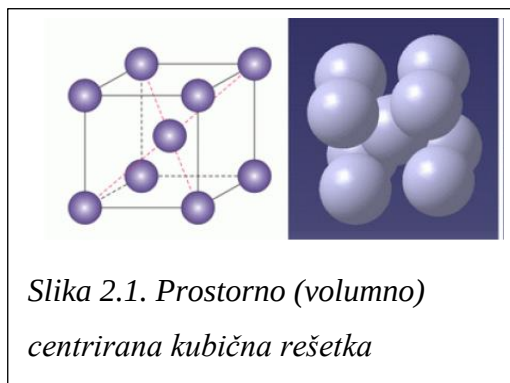
Zauzimanjem položaja atoma jedan prema drugome, nastaje kristalna struktura materijala, a oblik, veličina i raspored metalne strukture su glavni faktori koji utječu na svojstva metala (kovina). Sukladno valnoj mehanici, atome u rešetkama ne možemo smatrati nepomičnim, već su oni u stanju titranja određenom brzinom i amplitudom oko središnjeg položaja. Pri konstantnom tlaku, a s porastom temperature amplituda i brzina titranja rastu. Promjena brzine i amplitude titranja atoma uzrokuju da tvar dospijeva u različita agregatna stanja. Općenito je poznato da se tvari mogu nalaziti u tri agregatna stanja: čvrstom, tekućem (kapljevitom) i plinovitom stanju. Pri visokim temperaturama, atomi se premještaju tako brzo da svojim uzajamnim sudaranjem stvaraju napetost, koja se očituje u težnji za slobodnim širenjem (ekspanzijom) atoma i molekula. Ovakvo stanje nazivamo *plinovitim stanjem*. Pri nižim temperaturama, brzina i amplituda titranja atoma postaju manje, zbog čega se smanjuje i njihova napetost, tako da druge sile (sila teže, površinska napetost) prevladavaju težnju za širenjem i atomi se svrstavaju gušće. Ovakvo stanje nazivamo *tekućim agregatnim stanjem*. Budući su brzine i amplituda titranja još razmjerno velike, atomi se relativno lako premještaju i sele, pa unutar tekućine ne dolazi do njihovog pravilnog rasporeda. Lako seljenje atoma, karakteristično za tekućine, traje sve dok amplitude titranja atoma premašuju jednu osminu njihovih veličina. U slučaju kad su amplitude titranja atoma manje od $1/8$ njegove veličine, tada prevladavaju privlačne i odbojne sile susjednih atoma i prestaje seljenje atoma, te se oni ustale u srednjim položajima. Ustvari, oni i dalje titraju, ali samo oko svog ustaljenog središnjeg položaja. Na taj način nastaje *čvrsto agregatno stanje*. Budući da između svih susjednih

atoma vlada kohezija, jasno je da oni svi moraju doći u pravilan raspored, pa takvo pravilno raspoređivanje atoma nazivamo *kristalizacijom*, a nastale tvorevine *kristalima*. Dakle, *kristal je dio čvrste tvari u kojemu su atomi pravilno raspoređeni, a prema vani omeđen je pravilnim plohama*.

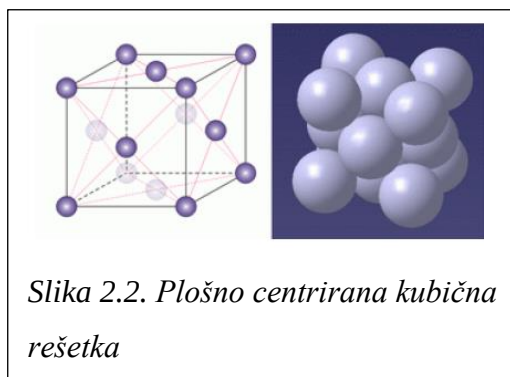
Metali (kovine) su kristalne građe, što znači da su im atomi raspoređeni u pravilnom prostornom rešetkastom rasporedu, odnosno raspoređeni su prema određenoj prostornoj mreži ili *rešetki*. Taj raspored proizlazi iz metalne veze i o njemu ovise mehanička svojstva metala.

Osnovni kristal kristalne građe metala je jedna prostorna rešetka, a više povezanih kristalnih rešetki koje nastaju skrućivanjem metala čini kristalno zrno ili *kristalit*. Metali kristaliziraju u jednom od tri kristalografska sustava: *kubičnom*, *heksagonskom* i *tetragonskom*. Pri tome se razlikuje: *prostorno centrirana kubična rešetka*, kojoj je jedinična ili osnovna ćelija kocka i *plošno centrirana kubična rešetka*, kojoj je jedinična ćelija također kocka, ali su u kristalnoj rešetki atomi raspoređeni gušće nego u prostorno centriranoj kubičnoj rešetki. Zbog toga se naziva *kompaktnom kubičnom rešetkom*.

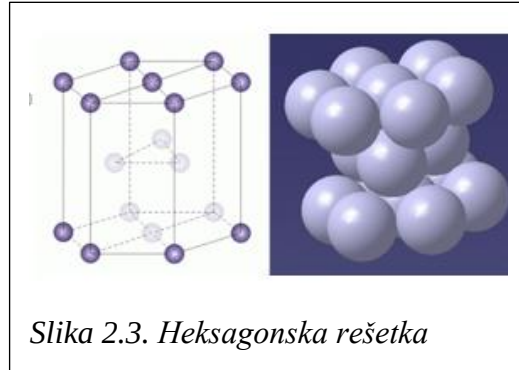
Prostorno (volumno) centrirana kubična rešetka (Slika 2.1.) ima osam atoma na vrhovima kuba i jedan atom u sjecištu prostornih dijagonala. Atomi na vrhovima kuba osnovnoj rešetki pripadaju jednom osminom, a atom u sjecištu prostornih dijagonala osnovnoj rešetki pripada cijeli, pa jednoj volumno centriranoj kubičnoj rešetki pripadaju ukupno dva atoma ($8/8 + 1 = 2$).



Plošno centrirana kubična rešetka (Slika 2.2.) ima osam atoma na vrhovima kuba i po jedan atom u sjecištima dijagonala ploha. Atomi na vrhovima kuba osnovnoj rešetki pripadaju jednom osminom, a atom u sjecištima plošnih dijagonala osnovnoj rešetki pripadaju jednom polovinom. Tako jednoj plošno centriranoj kubičnoj rešetki pripadaju ukupno četiri atoma ($8/8 + 6/2 = 4$).



Heksagonska rešetka (Slika 2.3.), ima dvanaest atoma na vrhovima heksagona, dva atoma u sjecištu osnovica heksagona i tri atoma simetrično raspoređena unutar heksagona. Atomi na vrhovima heksagona osnovnoj rešetki pripadaju jednom šestinom, atomi u osnovicama jednom polovinom, a atomi unutar heksagona cijeli pripadaju osnovnoj rešetki. Na taj način jednoj heksagonskoj rešetki pripada ukupno šest atoma: $(12/6 + 2/2 + 3 = 6)$.



2.3. Svojstva materijala

Sastav i mikrostruktura materijala, definirani su različitim postupcima preoblikovanja i oplemenjivanja materijala, i utvrđuju svojstva materijala. Svojstva materijala su određena njegovom mikrostrukturom i kemijskim sastavom. Općenito, reakcija materijala na djelovanje vanjskih i unutarnjih faktora ukazuje na ponašanje materijala tijekom uporabe. Oblik i dimenzije konstrukcije, kao i uvjeti rada, izravno utječu na svojstva i ponašanje materijala u uporabi.

Da bi se materijal mogao primijeniti kao građevni materijal u gradnji uređaja, strojeva i aparata on mora zadovoljavati određena svojstva: kemijska, fizikalna, mehanička i tehnološka. Nakon što se materijali ugrade u određeni proizvod, provode se ispitivanja eksploatacijskih svojstva proizvoda i ispitivanja ponašanja materijala u složenim eksploatacijskim uvjetima. Svojstva materijala se ispituju normiranim (propisanim) metodama, pri čemu je propisan: uzorak (oblik, dimenzije, stanje), mjerni uređaj (fizikalne karakteristike), postupak (redoslijed, način mjerenja i računanja,...), stanje okoliša (temperatura, vlažnost, tlak, ...) i način iskazivanja rezultata. Rezultati ispitivanja koji karakteriziraju svojstvo materijala, sadržani su u katalozima, priručnicima, časopisima, knjigama, datotekama. Mjerljivo i brojčano iskazivo svojstvo predstavlja značajku (karakteristiku) materijala.

Na temelju rečenog, tehnički materijali se međusobno razlikuju po svojim svojstvima i to:

- kemijskim (kemijski sastav, kemijska mikrostruktura, mikrostrukturne i makrostrukturne karakteristike, otpornost na kemijske, fizikalne i biološke utjecaje),
- fizikalnim (gustoća, talište, viskozitet),

- mehaničkim (tvrdoća, čvrstoća, žilavost, elastičnost, istežljivost), i
- tehnološkim (daju informaciju o njegovoj obradivosti tj. sposobnosti deformiranja u hladnom i toplom stanju: zavarljivost, livljivost, kovkost, gnječivost, toplinska obradivost i sl.).

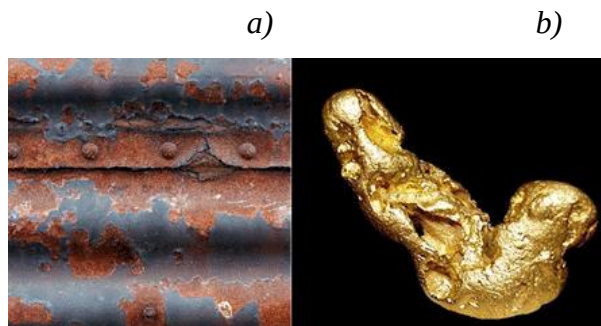
Tehnološkim postupcima utječe se na sastav i mikrostrukturu materijala odnosno na svojstva materijala, a svojstva materijala, opet, ograničavaju njihovu uporabu u realnim eksploatacijskim uvjetima.

2.3.1. Kemijska svojstva

Kemijska svojstva materijala očituju se prilikom kemijskih promjena, tj. kada pri kemijskim reakcijama prelaze u druge materijale. Dakle, kemijska svojstva materijala su karakteristike materijala koje se odnose na promjene stanja materijala pri kojima se mijenja njegov sastav. Ovdje spadaju svojstva vezana uz reakcije s kiselinama, koroziju, reakcije s halogenim plinovima, itd. Stoga je prilikom izbora materijala za neke konstrukcije važno znati kakvim će kemijskim utjecajima te konstrukcije biti izložene i sukladno tim uvjetima treba odabrati odgovarajuće materijale. Kemijska svojstva se, kao i sva ostala svojstva, određuju ispitivanjem i imaju za cilj:

- **određivanje kemijskog sastava:** određuje se klasičnim metodama, kvantitativnom i kvalitativnom analizom, te spektrografski,
- **određivanje kemijske otpornosti** materijala prema djelovanju kemikalija, kiselina, lužina i prema djelovanju atmosferilija,
- **određivanje vatrootpornosti**, pod čime se podrazumijeva otpornost materijala prema djelovanju vatre, uz istodobno djelovanje plinova i vodene pare,
- **određivanje toplinske otpornosti**, pod čime se podrazumijeva otpornost prema visokim temperaturama,
- **otpornost prema koroziji**, pod čime se podrazumijeva otpornost prema raspadanju kovina pod utjecajem okoliša. Do korozije dolazi kao posljedica kemijskih i elektrokemijskih procesa pri dodiru metala i korozijske sredine (metal-voda, metal-zrak, metal-kiselina itd.). Korozija je neizbježan proces oštećivanja materijala izloženog agresivnom djelovanju okoliša. Utjecaj korozije naročito je izražen kod

transportnih sredstava kao što su cestovna vozila, brodovi, željeznička vozila i sl. Korozija je karakteristična za neke materijale, a za neke i nije, (Slika 2.4).



Slika 2.4. Korozija je karakteristična za željezo a), ali ne i za zlato b)

2.3.2. Fizikalna svojstva

Fizikalna svojstva su svojstva koja se odnose na fizičke (prirodne) osobine nekog materijala. To je skup značajki (karakteristika) materijala koje se odnose na promjene stanja materijala, bez promjene njegovog kemijskog sastava. Osobito su važna sljedeća svojstva: gustoća (specifična težina, zapreminska težina i specifični volumen), toplinska svojstva (specifični toplinski kapacitet, toplinska provodljivost, koeficijent linearnog širenja, temperatura taljenja), električna, magnetska, optička svojstva (prozirnost, boja) i ostala.

Gustoća materijala (ρ), je masa jedinice volumena i definirana je kao omjer mase (m) i volumena (V):

$$\rho = \frac{m}{V} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

Prema gustoći, svi se materijali dijele na:

- lake materijale, gustoće manje od $5000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$, u koje pripadaju litij, natrij, magnezij, berilij i aluminij, i
- teške materijale, gustoće veće od $5000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$, u koje pripadaju svi ostali metali.

Specifična težina (γ), je težina jedinice volumena materijala i definira se kao omjer težine materijala (G) i njegovog volumena (V):

$$\gamma = \frac{G}{V} \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right).$$

Specifična težina može se izraziti i uz pomoć gustoće: $\gamma = \frac{G}{V} = \frac{m \cdot g}{V} = \rho \cdot g \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right)$

Zapreminska težina γ_v , je težina jedinice volumena materijala zajedno sa svim porama i prirodnim šupljinama, ako se radi o šupljikavim materijalima:

$$\gamma_v = \frac{G}{V} \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right)$$

Specifični volumen (v), je omjer volumena i mase. Predstavlja također recipročnu vrijednost gustoće:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right).$$

Dakle, može se reći da je to volumen kojeg, pri određenoj temperaturi i tlaku, zauzima neka tvar jedinične mase (najčešće mase 1 kg).

Težina tijela (G), je sila kojom neko tijelo pritišće podlogu (pri tome je težina definirana 2. Newtonovim zakonom: $G = m \cdot g$, gdje je: m (kg) masa tijela, a $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$, ubrzanje Zemljine sile teže). Na svako tijelo na površini Zemlje djeluje privlačna sila (usmjerena prema središtu Zemlje), koja se naziva sila teže. Ako je podloga čvrsto vezana za Zemlju, sila teže je jednaka težini tijela. Pravac djelovanja težine naziva se vertikalna. Budući se s promjenom položaja mijenja ubrzanje Zemljine sile teže (g), težina nije konstantna i mijenja se s promjenom položaja tijela

Masa (m), je osnovno svojstvo materije, a istovjetna je količini materije nekog tijela. Masa tijela očituje se kao otpor promjeni stanja gibanja ili jednolikog pravocrtnog gibanja, tj. to je mjera inercije tijela. Masa je konstantna veličina.

2.3.3. Toplinska svojstva

Toplinska svojstva se odnose na ponašanje materijala na toplinske utjecaje. Među toplinskim svojstvima prema praktičnom značenju ističu se: specifični toplinski kapacitet, toplinska provodljivost, toplinsko širenje i temperatura taljenja.

Specifični toplinski kapacitet (specifična toplota), (c): je količina topline - energije koju tijelo jedinične mase treba primiti da bi mu se temperatura povisila za jedan Kelvin.

Toplinska provodljivost predstavlja sposobnost tvari da provede toplinu. **Koeficijent toplinske provodljivosti** (λ) je pokazatelj stupnja propusnosti materijala prema vođenju topline. To je ona količina topline koja kroz presjek od 1 m^2 , prijeđe put od 1 m , pri promjeni temperature od 1 K ili 1°C za vrijeme od 1 s .

Toplinsko širenje (rastezanje): iskustveno je poznato da gotovo sva čvrsta tijela zagrijavanjem povećavaju svoj volumen. Uzrok tome je neharmonijsko titranje atoma u kristalnoj

rešetki, koje dovodi do povećanja srednje udaljenosti između atoma, posljedica čega je porast volumena tijela. Kod predmeta koji imaju jednu dimenziju znatno dulju od ostalih (vratila, osovine, štapovi, cijevi, tračnice i sl.) interesira nas isključivo povećanje samo te izmjere tj. duljine i tada govorimo o linearnom toplinskom širenju. *Površinsko širenje* je karakteristično za tijela kod kojih su istaknute dvije dimenzije. Ako nas zanima povećanje volumena tijela, govorimo o prostornom toplinskom širenju.

Povećanje duljine pri linearnom toplinskom širenju možemo izračunati ako poznajemo **koeficijent linearnog toplinskog širenja (α)**. To je vrijednost koja pokazuje koliko se tijelo produljilo nakon što se zagrijalo za 1°C ili 1 K . Poznavanje linearnog koeficijenta toplinskog širenja je vrlo značajno u strojarstvu. Osobito je bitno kod metalnih konstrukcija koje se pod djelovanjem različitih temperatura šire ili skupljaju. Zbog toga može doći do pojave štetnih dodatnih naprezanja i opterećenja, o čemu treba voditi računa prilikom konstruiranja elemenata (kod postavljanja željezničkih tračnica, mosnih konstrukcija, dalekovoda, pri zagrijavanju cilindara i klipova motora SUI itd.).

Temperatura taljenja je temperatura pri kojoj materijal pri zagrijavanju prelazi iz čvrstog u tekuće agregatno stanje. Temperatura taljenja metala zavisi od energije potrebne da se razdvoje atomi. Temperatura taljenja legure (slitine) ima širok opseg i zavisi od sastava legure, za razliku od čistih metala koji imaju točno određenu temperaturu taljenja. Temperatura taljenja metala ima veliki broj neizravnih utjecaja na proizvodne procese. Od velike je važnosti pri izboru materijala za izradu komponenata koje su u eksploataciji izložene visokim temperaturama, kao što su dijelovi mlaznih motora, industrijskih peći i dijelovi gdje se razvija toplina uslijed trenja. Poznavanje vrijednosti temperature taljenja metala ima poseban značaj pri određivanju temperature rekristalizacijskog žarenja, mekog žarenja, kaljenja, pri obradi deformacijom u toplom stanju i lijevanju. S druge strane to ima utjecaja na izbor materijala pri izradi alata za različite proizvode.

Toplinska svojstva detaljnije se obrađuju u cjelini *Tehnička termodinamika*.

2.3.4. Električna svojstva

Prema svojstvu vodljivosti električne struje, svi se materijali dijele na vodiče, poluvodiče i izolatore. Vodiči dobro provode električnu struju i toplinu. Vodiči su najčešće metali (bakar i aluminij kao i neke njihove legure, željezo, čelici, itd.), te elektroliti (kisljine, lužine i soli) i

zemlja. Poluvodiči imaju visok specifični električni otpor i provode električnu struju samo u određenom smjeru (npr. ugljen, oksidi bakra, silicij i germanij s dodatkom fosfora itd.). Izolatori ne provode električnu struju. Uzrok električnog otpora je molekularno gibanje, titranje atoma u kristalnoj rešetki oko svojih središnjih položaja, kao i postojanje strukturnih nesavršenosti u materijalu. Pri višim temperaturama, brzina titranja je veća i amplitude titranja čestice su veće, tako da je pri višim temperaturama električni otpor veći, odnosno električna vodljivost materijala je manja.

Jedna od najvažnijih električnih svojstava metala je njihov **električni otpor (R)**.

Električni otpor vodiča (R), metalnog vodiča konstantnog poprečnog presjeka, razmjernan je duljini (l), a obrnuto razmjernan poprečnom presjeku vodiča (A). Mjerna jedinica je om (Ω). Ukupni električni otpor je definirana izrazom:

$$R = \rho \cdot \frac{l}{A} \quad (\Omega)$$

Električni otpor ovisi o duljini i poprečnom presjeku vodiča i o vrsti materijala od kojeg je načinjen vodič, a što se izražava preko *specifičnog električnog otpora (ρ)*. *Specifični električni otpor (ρ)* je karakterističan za svaki materijal i predstavlja otpor vodiča jediničnog presjeka (1 m^2) i jedinične duljine (1 m). Mjerna jedinica je $\frac{\Omega \cdot \text{m}^2}{\text{m}} = \Omega \text{m}$. Ova je mjerna jedinica nepraktična za korištenje pa se češće koristi $\frac{\Omega \cdot \text{mm}^2}{\text{m}} = 10^{-6} \Omega \text{m}$.

Recipročna vrijednost električnog otpora je **električna vodljivost materijala (G)**:

$$G = \frac{1}{R} = \frac{A}{\rho \cdot l} \quad (\text{S})$$

Električna vodljivost materijala ovisi o kemijskom sastavu metala (najbolji vodiči su srebro, platina, zlato, bakar i aluminij, a najlošiji tj. najbolji otpornici cekaš-žica, kanthal itd.). Mjerna jedinica je siemens ($\text{S} = \frac{1}{\Omega}$).

Analogno je definirana recipročna vrijednost specifičnog otpora, koja se zove **specifična električna vodljivost (λ)**:

$$\lambda = \frac{1}{\rho} \quad \left(\frac{\text{S}}{\text{m}}\right)$$

Temperatura utječe na specifični električni otpor, kao i na električni otpor svih materijala koji provode struju. Promjenu otpora u ovisnosti o temperaturi karakterizira *temperaturni koeficijent otpora (α)*, koji predstavlja relativni porast otpora pri porastu temperature od 1°C . Temperaturni koeficijent α određuje se empirički, i različit je za različite materijale, te se obično

daje kataloški. Dakle, za određeni materijal i početnu temperaturu $\vartheta_0 = 20^{\circ}\text{C}$, povišenje temperature na neku temperaturu ϑ (dakle za razliku $\vartheta - \vartheta_0$) prouzročit će povećanje električnog otpora prema izrazu:

$$R_t = R_{20}[1 + \alpha(\vartheta - \vartheta_0)] \quad (\Omega)$$

2.3.5. Magnetska svojstva

Magnetska svojstva materijala su karakteristike materijala koje se odnose na ponašanje materijala u magnetskom polju. Kako je elektron nositelj naboja, svako kretanje elektrona je struja, a struja je pobuda koja proizvodi magnetsko polje. Magnetsko polje je prostor u kojem se osjeća djelovanje magnetskih sila čiji smjer u proizvoljnoj točki polja ide uvijek od sjevernog ka južnom polu.

Magnetska permeabilnost (μ) je elektromagnetsko svojstvo materijala koje pokazuje intenzitet magnetizacije tijela kada je ono izloženo vanjskom magnetskom polju. Može se reći da je magnetska permeabilnost odnos pobuđenog magnetskog polja B prema vanjskom magnetskom polju H. Magnetska permeabilnost se označava grčkim slovom *mi* (μ) i ovisi o vrsti materijala:

$$\mu = \frac{B}{H}$$

Može biti manja ili veća od magnetske permeabilnosti u vakuumu. U jedinicama SI sustava, permeabilnost se izražava u Henrijima po metru ($\frac{\text{H}}{\text{m}}$), ili u Njutnima po Amperu na kvadrat ($\frac{\text{N}}{\text{A}^2}$) ili Voltsekunda po Ampermetru ($\frac{\text{V}\cdot\text{s}}{\text{A}\cdot\text{m}}$).

2.3.6. Tehnološka svojstva

Tehnološka svojstva metala pokazuju njihovu sposobnost za obradu različitim postupcima. U tehnološka svojstva spadaju:

- **Lijevkost** - to je sposobnost ispunjavanja kalupa složenih oblika rastaljenim materijalom, a koji nakon skrutnjavanja sadrži sva bitna obilježja njenog oblika. Lijevkost je kompleksno svojstvo koje ovisi o brojnim parametrima kao što su visina tališta, viskoznost i sl. Kao mjera ove sposobnosti služi, između ostalih, skupljanje kod otvrdnjavanja. Pod skupljanjem se podrazumijeva postotno smanjenje duljine odljeva nakon otvrdnjavanja prema duljini kalupa. Lijevanjem se obrađuju metali, staklo, guma, plastika itd.

- *Kovkost* je općenito obradivost plastičnom deformacijom i izravno je ovisno o plastičnosti materijala.
- *Plastičnost materijala* je svojstvo nekih materijala da pod djelovanjem dovoljno velike sile mijenja oblik, koji gotovo u potpunosti trajno zadržava i nakon prestanka djelovanja sile (plastična deformacija). Plastičnost nastupa kada se pod djelovanjem sila prijeđe tzv. granica tečenja, koja ovisi o temperaturi materijala. Tako i neki krhki materijali (bronca, mramor, staklo, kristali) mogu prijeći u plastično stanje pri povišenim temperaturama. Plastičnost je bitna pojava u tehnologiji oblikovanja deformiranjem, kao što su valjanje, kovanje, savijanje, duboko vučenje i dr., dok se u konstrukcijama javlja samo lokalno unutar ograničenih manjih područja.
- *Zavarljivost i lemljivost* je sposobnost spajanja materijala zavarivanjem i lemljenjem. Zavarivanjem se spajaju metalne konstrukcije. Zavarljivost je sposobnost materijala da ga se zavari u spoj koji ima traženu kvalitetu kao i dio konstrukcije. Lemljivost je sposobnost spajanja dva materijala taljenjem trećeg.
- *Rezivost* je sposobnost materijala da se može obrađivati rezanjem. Primjenjuje se kod obrade metala, plastike, drveta, itd.
- *Obradivost skidanjem strugotine* je sposobnost nekog materijala da se postupcima obrade skidanjem strugotine, uz ekonomičnost izrade, postigne tražena točnost oblika i mjera, kao i tražena glatkost obrađenih površina.
- *Toplinska obradivost* je sposobnost materijala da u različitim uvjetima postiže različita stanja strukture, a time i različita stanja svojih svojstava.
- *Trajnost materijala (postojanost)* je jedno od važnijih svojstava kako kod konstrukcijskih tako i pogonskih materijala. Trajnost definira sposobnost materijala da se suprotstavi raznim utjecajima odnosno promjenama svojstava, koji utječu na skraćenje vijeka trajanja materijala. Trajnost konstrukcije se također može definirati kao sposobnost da uslijed očekivanog opterećenja iz okoliša, tijekom uporabe, zadrži zahtijevanu razinu sigurnosti i uporabljivosti, te odgovarajući izgled bez povećanih troškova održavanja i popravaka. Uglavnom se radi o štetnim utjecajima na materijal.

2.3.7. Mehanička svojstva

Mehanička svojstva su skup svojstava tj. mjerljivih i brojčano iskazanih karakteristika, koja se odnose na ponašanje materijala pod djelovanjem vanjskih sila. Podsjetimo se, da je sila mjera međudjelovanja dvaju tijela, koja uvijek teži izazvati gibanje tijela ili njegovu deformaciju tj. promjenu oblika i dimenzija, ako je gibanje onemogućeno nekim drugim tijelom. Dakle, sila je uzrok promjene stanja gibanja tijela ili promjene oblika i dimenzija tijela.

Na temelju mehaničkih svojstava se provodi dimenzioniranje konstrukcijskih dijelova i alata, izbor optimalnog materijala, kontrola kvalitete (na ulazu, u proizvodnji i po izlasku završnog proizvoda) i određivanje radnih parametara proizvodnih procesa. Dakle, izbor materijala je ovisan o njegovim mehaničkim svojstvima koja su, kao i svojstva metala općenito, posljedica kemijskog sastava i strukturnog stanja materijala. Strukturno se stanje dobiva obradom materijala određenog kemijskog sastava određenim tehnološkim postupcima. Na taj se način izborom određenog materijala i odgovarajućeg tehnološkog postupka postiže ciljano strukturno stanje koje će osigurati zahtijevana mehanička svojstva.

U strojarstvu su temeljna mehanička svojstva materijala:

- *čvrstoća* je sposobnost prenošenja opterećenja bez pojave nedopuštenih oštećenja (lom, plastične deformacije, pukotine,...), odnosno otpornost prema nedopuštenim oštećenjima (plastičnoj deformaciji i lomu),
- *elastičnost* je otpornost materijala prema deformiranosti tj. sposobnost deformiranog materijala da se nakon rasterećenja vrati u prvobitni oblik i dimenzije,
- *istezljivost (rastezljivost)* je sposobnost deformiranja uopće tj. sposobnost materijala da se deformira, a da ne dođe do loma,
- *plastičnost* je sposobnost materijala da se deformira, a nakon rasterećenja da zadrži deformirani oblik tj. ona se reflektira u popuštanju deformaciji, koja zbog toga ostaje trajna,
- *krutost* je svojstvo materijala da se pri naprezanju opire deformiranju,
- *tvrdća* je otpornost materijala prema prodiranju stranog (tvrđeg) tijela u površinu materijala kojeg ispituje,

- *puzavost* je pojava da tijelu dugotrajno opterećenom statičkim konstantnim opterećenjem tijekom vremena raste deformacija,
- *krtost* je svojstvo materijala da se ne odupire udarnome naprezanju (udaru),
- *žilavost* je otpornost materijala prema udarnom (kratkotrajnom dinamičkom) opterećenju,
- *dinamička izdržljivost* je otpornost materijala prema titrajnom opterećenju, odnosno dinamička izdržljivost je ono najveće dinamičko opterećenje koje materijal može izdržati beskonačno dugo, a da se ne pojavi lom.

Sukladno gornjim definicijama, može se zaključiti da čvrstoćom i elastičnošću mjerimo otpornost prema deformacijama, a istežljivošću i plastičnošću mjerimo sposobnost prema deformacijama.

Kako je već rečeno, mehanička se svojstva mogu utvrditi isključivo eksperimentalnim putem u laboratorijima, na posebno pripremljenim uzorcima “epruvetama”, simulirajući pri tome realne uvjete opterećenja materijala tijekom eksploatacije.

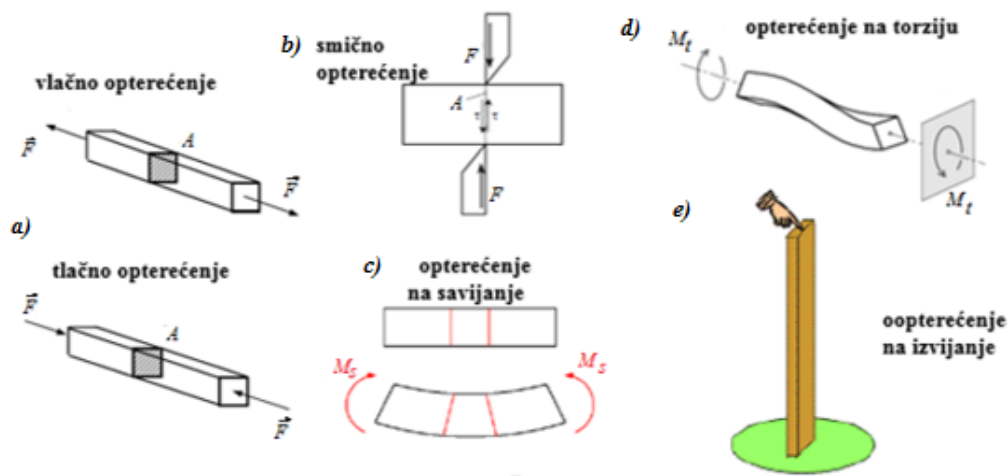
2.4. Opterećenje i vrste opterećenja

Pod opterećenjem podrazumijevamo djelovanje sila, spregova ili momenata (savijanja i uvijanja) na tijelo, ili neke od njihovih kombinacija. Posljedice opterećenja elementa su naprezanja i deformacije (promjene oblika i dimenzija čvrstih tijela nastale pod utjecajem opterećenja, topline ili zbog promjene kemijskog sastava materijala). Kako će se tijelo ponašati prilikom opterećenja ovisi o vrsti opterećenja.

Prema *smjeru djelovanja opterećenja*, razlikujemo sljedeća opterećenja (Slika 2.5 a-e):

- aksijalno opterećenje - vlačno opterećenje (vanjske sile djeluju u osi štapa i žele ga produljiti) i tlačno opterećenje (vanjske sile djeluju u osi štapa i žele ga skratiti) (Slika 2.5 a). Pri tome se podrazumijeva da je kod aksijalnog tlačnog opterećenja, ono jednoliko raspoređeno po površini poprečnog presjeka, te da uzdužna os predmeta pod opterećenjem ostaje ravna,
- opterećenje na smicanje (odrez) – opterećenje djeluje okomito na uzdužnu os tijela i želi ga prerezati (Slika 2.5 b),

- opterećenje na savijanje (fleksija) – nastaje u slučaju kad na tijelo djeluju spregovi u ravni uzdužne osi ili kombinacija spregova i poprečnih sila (Slika 2.5 c),
- opterećenje na uvijanje (torziju) - djeluju li u ravni okomitoj na os štapa paralelno udaljena dva ili više momenata istog iznosa i suprotnih smjerova, nastaje opterećenje na uvijanje ili torzija, (Slika 2.5 d),
- opterećenje na izvijanje - u slučaju sabijanja štapa kojemu je duljina l puno veća od površine poprečnog presjeka A , on će se izviti, a neće nastupiti tlačno opterećenje (o pojmu izvijanja bit će više rečeno u narednoj točki), (Slika 2.5 e).



Slika 2.5. Osnovne vrste opterećenja

S obzirom na vrijeme trajanja, opterećenja se dijele na:

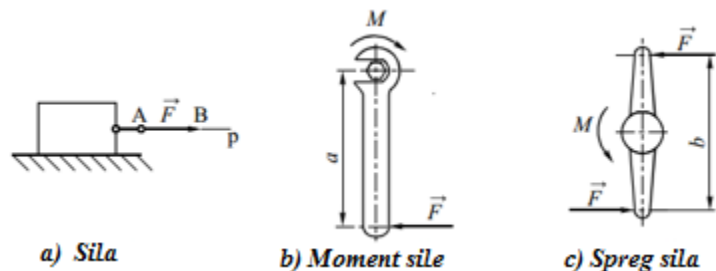
- *kratkotrajno* (vrijeme trajanja opterećenja je manje od 100 sati) i
- *dugotrajno* (vrijeme trajanja opterećenja je dulje od 100 sati).

Prema temperaturi ispitivanja, se dijele na:

- ispitivanja na sobnoj ($23 \pm 5^\circ\text{C}$),
- povišenoj i sniženoj temperaturi.

S obzirom na način djelovanja (Slika 2.6 a-c) opterećenje može biti:

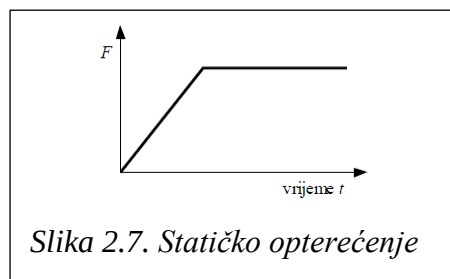
- *silama*: koncentriranim, kontinuiranim ili kombiniranim,
- *momentima savijanja i uvijanja* izazvanim djelovanjem odgovarajućih sila.



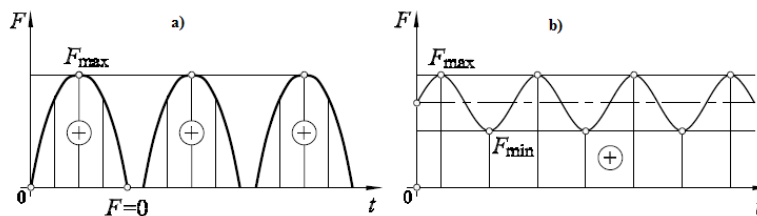
Slika 2.6. Opterećenje izazvano djelovanjem: sile a) momenta b) i spreg c)

Prema karakteru djelovanja (brzini djelovanja opterećenja), opterećenja se mogu podijeliti na:

- *statičko ili mirno* (Slika 2.7.), pri kojem se nakon postizanja nazivne vrijednosti njegova veličina i smjer s vremenom ne mijenjaju (npr. vlastita težina konstrukcije),
- *dinamičko jednosmjerno opterećenje ili pulsiranje* (Slika 2.8.), kod kojeg opterećenje tijekom vremena mijenja veličinu ali zadržava isti smjer. Ta promjena može biti periodična i neprekidna.
- *periodično pulsiranje* (Slika 2.8 a), opterećenje raste od nule do najveće vrijednosti, a potom se smanjuje do nulte vrijednosti, nakon čega se nakon nekog vremena sve periodično ponavlja,
- *neprekidno pulsiranje* (jednosmjerno promjenljivo opterećenje pozitivnog predznaka) (Slika 2.8 b), kod kojeg opterećenje neprekidno koleba između najveće i najmanje pozitivne vrijednosti u vremenu t , ali zadržava isti smjer.



Slika 2.7. Statičko opterećenje



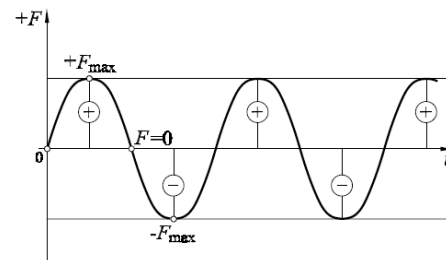
Slika 2.8. Dinamičko jednosmjerno opterećenje – pulsiranje

a) periodično pulsiranje b) neprekidno pulsiranje

Pulsiranje materijali teže podnose, pa dopušteno opterećenje konstrukcije moramo smanjiti. Tipičan primjer takvog opterećenja je opterećenje na uvijanje vratila u nekom stupnjevanom mjenjaču broja okretaja, gdje je rotacija u istom smjeru, npr. uže dizalice, zupci zupčanika, lančanika itd.

- *dinamičko dvosmjerno opterećenje (titranje)* (Slika 2.9.), kod kojeg opterećenje tijekom vremena mijenja i veličinu i smjer. Ovdje periodičko opterećenje raste od nulte do neke najveće vrijednosti u pozitivnom smjeru pa potom opada na nultu vrijednost. Nakon toga, opterećenje ponovo raste do neke najveće vrijednosti, ali u suprotnom (negativnom) smjeru, te nakon toga slijedi pad opterećenja na nultu vrijednost i ponavljanje opisanog procesa

U eksploataciji ovo je najnepovoljnije opterećenje, jer najviše umara materijal. Tipičan primjer ovog opterećenja je opterećenje vratila u vozilima, opterećenje opruga, te opterećenje vratila radnih i pogonskih strojeva u pogonu, kada promatramo njihovo opterećenje na savijanje.



Slika 2.9. Dinamičko dvosmjerno opterećenje – titranje

2.5. Naprezanje i osnovne vrste naprezanja

Promjene koje nastaju u materijalu pri opterećivanju, najbolje se uočavaju pri ispitivanju otpornosti materijala. Radna opterećenja strojnih dijelova nastoje promijeniti njihov oblik i dimenzije, čemu se suprotstavlja materijal strojnog dijela djelovanjem unutarnjih sila između svojih čestica. Ravnoteža unutarnjih i vanjskih sila se ne uspostavlja trenutno u trenutku opterećenja, već postupno. Djelovanjem opterećenja na tijelo, djelići tijela se pomiču i odupiru se vanjskim silama sve dok se ne uspostavi ravnoteža vanjskih i unutarnjih sila. Nakon uspostavljene ravnoteže, svaki je dio opterećenog tijela u stanju statičke ravnoteže. Ove unutarnje sile, svedene na jedinicu površine, se nazivaju *naprezanje*. Dakle, naprezanje je pojava unutarnjih sila između čestica opterećenog tijela i njihovo nastojanje da uspostave ravnotežu s vanjskim silama. Pri različitim opterećenjima javljaju se i različita naprezanja u materijalima. Osnovne vrste opterećenja i naprezanja navedena su u tablici 2.1:

Tablica 2.1. Osnovne vrste opterećenja i naprezanja

Opterećenje	Naprezanje	Oznaka
Aksijalno vlačno	normalno vlačno	σ ili σ_v
Aksijalno tlačno	normalno tlačno	$-\sigma$ ili σ_t
Smicanje	tangencijalno	τ
Uvijanje (torzija)	tangencijalno	τ_t
Čisto savijanje	normalno	σ_s
Savijanje silama	normalno i tangencijalno	σ_s i τ_s

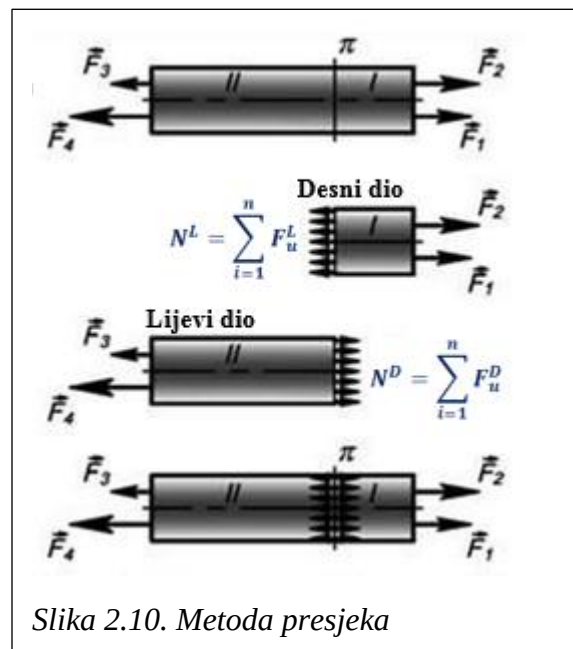
Pojam naprezanja najlakše je razumjeti primjenom metode zamišljenog (fiktivnog) presjeka, koja se temelji na sljedećem principu: ako je pod djelovanjem nekog sustava sila tijelo u ravnoteži, tada je i bilo koji njegov dio, pod djelovanjem sila koje djeluju na taj dio tijela, u ravnoteži.

Zamislimo da štap opterećen aksijalnim silama (Slika 2.10.), presijecemo ravninom π , okomitom na uzdužnu os štapa. Može se promatrati desni ili lijevi dio štapa.

Ako se promatra npr. desni dio štapa, na mjestu presjeka pridružimo mu sumu unutarnjih sila N^L , koje zamjenjuju utjecaj lijevog na izdvojeni desni dio i promatramo njegovu ravnotežu. Budući je štap pod djelovanjem sustava sila u ravnoteži, onda su i dijelovi tog tijela nastali zamišljenim presijecanjem štapa na proizvoljnom mjestu, pod djelovanjem vanjskih i unutarnjih sila, također u ravnoteži.

Može se zaključiti da se kao posljedica djelovanja sustava vanjskih sila na tijelo, u bilo kojem poprečnom presjeku javljaju dva međusobno uravnotežena sustava sila.

Lijevi sustav unutarnjih sila N^L , drži ravnotežu svim vanjskim silama koje djeluju na desni dio promatranog tijela i obrnuto. Kako je rečeno, suma svih unutarnjih sila koje djeluju u bilo kom presjeku opterećenog tijela podijeljena s poprečnim presjekom, predstavlja naprezanje tijela.



Slika 2.10. Metoda presjeka

Dakle, naprezanje je unutarnja sila podijeljena s površinom na kojoj djeluje (Slika 2.10.):

$$p = \frac{N}{A} \quad (\text{Pa})$$

gdje su: p (Pa) ukupno naprezanje,
 N (N) unutarnja sila,
 A (mm^2) površina presjeka na kojoj djeluje unutarnja sila.

Mjerna jedinica za naprezanje u SI sustavu je paskal, pri čemu je $1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$, odnosno 10^6
 $\text{Pa} = 1 \text{ MPa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

Promotrimo slučaj kad ravnina presjeka nije okomita na uzdužnu os štapa (poprečni presjek), već je presjek ravninom pod nekim kutom φ (Slika 2.11.). U tom slučaju analiziramo *naprezanje u kosom presjeku*.

U promatranom kosom presjeku tijela, unutarnja sila F može se rastaviti na normalnu komponentu F_n i tangencijalnu komponentu F_t .

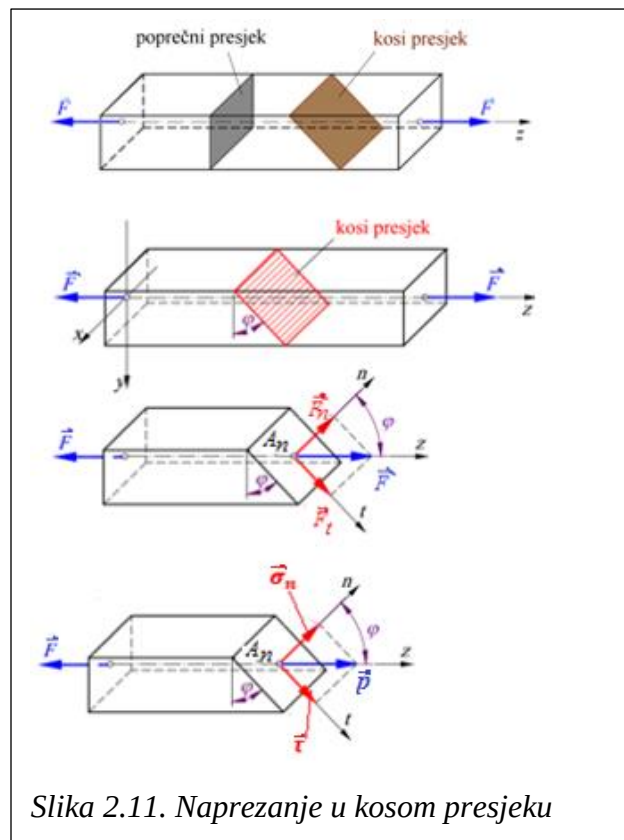
Sukladno definiciji naprezanja, ove unutarnje sile, svedene na jedinicu površine presjeka, predstavljaju naprezanja.

Oznake za naprezanja su σ_n i τ , gdje σ_n predstavlja *normalno*, a τ *tangencijalno* (*smično*) naprezanje, i vrijede odnosi:

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A_n} \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right), \quad \tau = \frac{F_t}{A_n} \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right).$$

Budući se bilo koje stanje može svesti na sustav normalnih i tangencijalnih komponenta naprezanja, ova naprezanja nazivamo *osnovnim naprezanjima*.

Normalno naprezanje je uvijek okomito na površinu presjeka, i može biti pozitivno (vlačno) i negativno (tlačno), a tangencijalno (smično) naprezanje djeluje u ravnini presjeka i uvijek je pozitivno.



Slika 2.11. Naprezanje u kosom presjeku

Vektor ukupnog naprezanja $\vec{p}$ rastavlja se na dvije komponente: vektor normalnog naprezanja ($\vec{\sigma}_n$) koji je okomit na ravninu presjeka i vektor tangencijalnog (smičnog) naprezanja ($\vec{\tau}$), čiji pravac tangira ravninu presjeka. Dakle, ukupno naprezanje $\vec{p}$ vektorski je zbroj normalnog $\vec{\sigma}_n$ i tangencijalnog $\vec{\tau}$ naprezanja:

$$\vec{p} = \vec{\sigma}_n + \vec{\tau}$$

Iznos ukupnog naprezanja p , može se izračunati prema Pitagorinom poučku:

$$p = \sqrt{\sigma_n^2 + \tau^2}$$

U praksi se vrlo rijetko pojavljuju osnovni slučajevi opterećenja štapa. Češće se pojavljuje više vrsta opterećenja istodobno. Takvo stanje naprezanja u presjeku, izazvano istodobnim djelovanjem nekoliko komponenata unutarnjih sila, naziva se *složenim stanjem naprezanja*. Sila, moment sile i spreg sila su tri osnovne statičke veličine koje svojim djelovanjem mogu izazvati navedena osnovna naprezanja i veliki broj njihovih kombinacija u vidu složenih naprezanja.

Osnovne vrste naprezanja su:

- **aksijalno naprezanje** (istezanje ili vlak i tlačenje ili tlak) je pojava unutarnjih sila u tijelu koje se protive produljenju ili skraćanju tijela zbog djelovanja aksijalnih sila (Slika 2.12.). Vanjsko opterećenje djeluje u smjeru osi štapa okomito na poprečni presjek A . U štapu se javlja normalno naprezanje na vlak (σ_v) / tlak (σ_t), koje obilježavamo grčkim slovom σ (sigma).

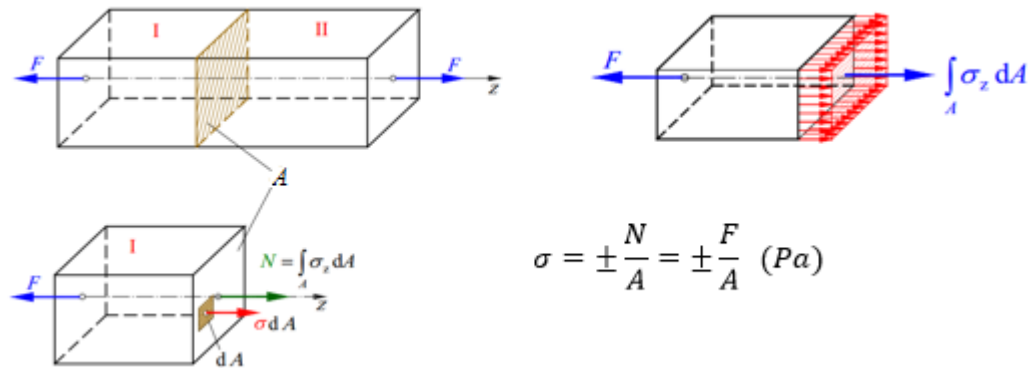
Računa se prema izrazu:
$$\sigma = \pm \frac{F}{A} \quad (\text{Pa})$$

gdje su: F (N) aksijalna sila,
 A (m^2) površina poprečnog presjeka neopterećenog štapa,
 σ (Pa) nazivno naprezanje.

Mjerna jedinica za naprezanje u SI sustavu je paskal, pri čemu je

$$1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}, \text{ odnosno: } 10^6 \text{ Pa} = 1 \text{ MPa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

U strojnim konstrukcijama tako su napregnuta navojna vretena dizalica, štapovi hidrauličnih dizalica i td.



Slika 2.12. Naprezanje na vlak

- **naprezanje na smicanje (odrez) ili smično naprezanje** (Slika 2.13.), je pojava unutarnjih sila u tijelu koje se protive presijecanju tijela zbog djelovanja poprečnih sila. Sile djeluju nasuprotno i okomito na uzdužnu os štapa, te nastoje odrezati štap (smaknuti ga) po površini poprečnog presjeka A_0 koji se nalazi na pravcu djelovanja sila. Naprezanje na smicanje obilježavamo grčkim slovom τ (tau).

Računa se prema izrazu:

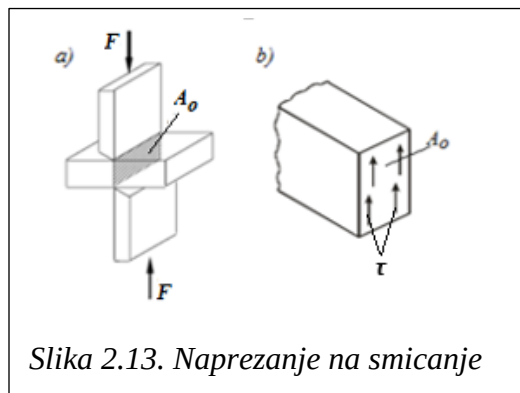
$$\tau = \frac{F}{A_0} \quad (\text{Pa})$$

gdje su:

F (N) sila,

A_0 (m^2) površina poprečnog presjeka neopterećenog štapa

τ (Pa) nazivno smično naprezanje.



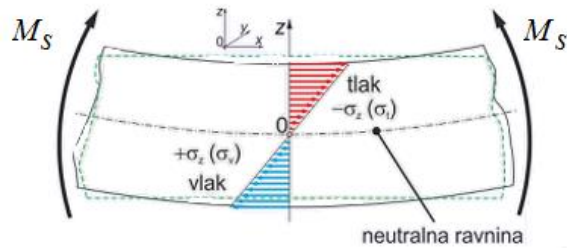
Slika 2.13. Naprezanje na smicanje

Mjerna jedinica za smično naprezanje u SI sustavu je paskal, pri čemu je $1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$,

odnosno: $10^6 \text{ Pa} = 1 \text{ MPa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

U strojnim konstrukcijama tako su napregnute zakovice, osovinice, lim pri rezanju ili probijanju alatima na prešama i sl.

- **naprezanje na savijanje**, je pojava unutarnjih sila u tijelu, koje se zbog djelovanja poprečnih sila ili spregova u ravnini, koji prolaze kroz uzdužnu os tijela, protive deformaciji tijela u vidu zakrivljenja njegove uzdužne osi. Savijanje nastaje kada se opterećeni štap deformira u zakrivljeni oblik, jedan rub štapa se skraćuje a drugi se produljuje (Slika 2.14.).



Slika 2.14. Naprezanje na savijanje

Naprezanja i deformacije nisu konstantne vrijednosti po poprečnom presjeku, odnosno mijenjaju se od tlačnih na jednom rubu do vlačnih na drugom rubu štapa. Dakle, ovdje je naprezanje nejednoliko raspoređeno po površini poprečnog presjeka, pa ga računamo kao kvocijent momenta savijanja (M_s) i aksijalnog momenta otpora W .

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W} \text{ (Pa)}$$

Naprezanje na savijanje obilježavamo grčkim slovom σ (sigma), a mjerna jedinica u SI sustavu je paskal, pri čemu je $1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$, odnosno megapaskal, pri čemu je:

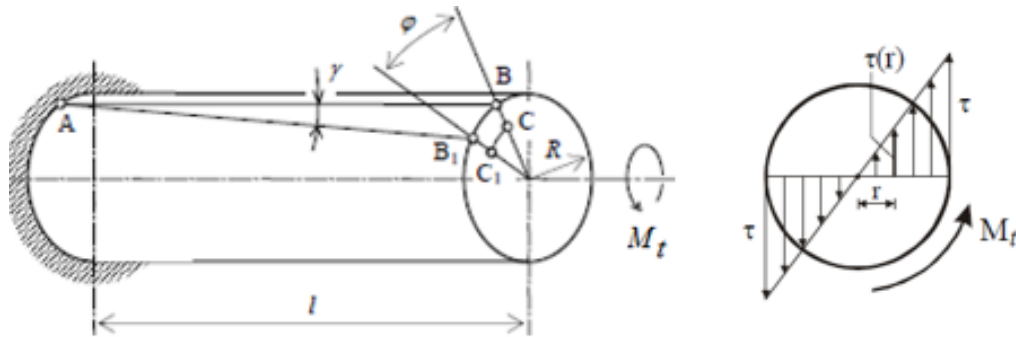
$$10^6 \text{ Pa} = 1 \text{ MPa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Razlikujemo dva slučaja savijanja štapa:

- poprečno savijanje ili savijanje silama - ako se u poprečnom presjeku štapa pojavljuju poprečna sila i moment savijanja,
 - čisto savijanje - ako se u poprečnim presjecima štapa pojavljuju samo momenti savijanja.
- **naprezanje na uvijanje ili torziju**, je pojava unutarnjih sila u tijelu koje se protive deformaciji tijela u vidu zakretanja poprečnih presjeka tijela zbog djelovanja momenta na slobodnom kraju uklještenog štapa, ili spregova u ravninama okomitim na uzdužnu os štapa. Naprezanja i deformacije nisu konstantne vrijednosti po poprečnom presjeku. U težištu plohe, naprezanje je jednako nuli, sl. 2.15. Zbog toga stvarno naprezanje nije jednako kvocijentu momenta uvijanja (torzije) i površine poprečnog presjeka (A), već kvocijentu momenta uvijanja (M_t) i polarnog momenta otpora ravne površine, W_p :

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \text{ (Pa)}$$

Naprezanje na uvijanje (torziju) obilježavamo grčkim slovom τ (tau) u indeksu t (odnosi se na torziju), a mjerna jedinica u SI sustavu je paskal, pri čemu je $1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$, odnosno $10^6 \text{ Pa} = 1 \text{ MPa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.



Slika 2.15. Naprezanje na torziju

Karakter deformacija štapa pri torziji ovisi o obliku poprečnog presjeka. Tri su grupe štapova: štapovi kružnog, neokruglog (pravokutnog, eliptičnog, trokutnog itd.) i tankostjenog presjeka. Hipoteza ravnih poprečnih presjeka primjenjuje se samo za štapove kružnog presjeka.

- **naprezanje na izvijanje** je pojava unutarnjih sila u tijelu koje se protive deformaciji tijela u vidu zakrivljenja uzdužne osi tijela u obliku dugačkog ili vitkog štapa, a zbog djelovanja aksijalne tlačne sile. Kako smo ranije naveli, u slučaju savijanja zbog djelovanja aksijalnog tlačnog opterećenja, podrazumijevali smo da je opterećenje jednoliko raspoređeno po površini poprečnog presjeka, te da uzdužna os predmeta pod opterećenjem ostaje ravna. U svakodnevnom životu, svjedoci smo situacije u kojoj smo, oslanjajući se na tanki drveni štap, primijetili da je došlo do savijanja, a zatim i pucanja drvenog štapa.

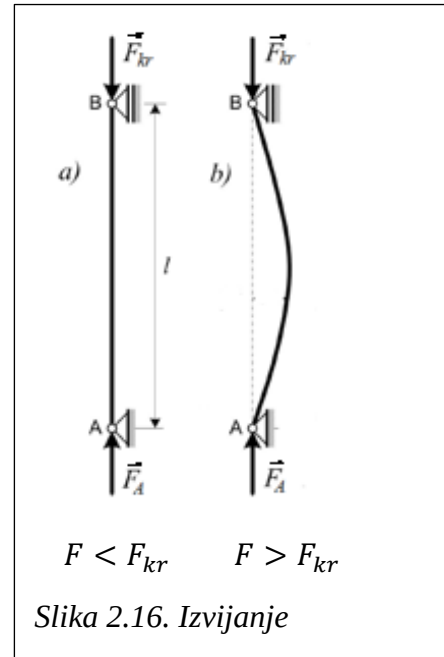
Međutim, ako smo se oslonili na štap znatno većeg poprečnog presjeka ili znatno manje duljine, do njegovog savijanja nije došlo. Dakle, do savijanja tlačno opterećenih štapova će doći samo ako je njihova duljina znatno veća u odnosu na površinu poprečnog presjeka (Slika 2.16.). Ovisnost duljine i površine poprečnog presjeka zove se *vitkost*. Pri

postupnom povećanju tlačnih opterećenja vitkih elemenata (kod kojih je duljina puno veća u odnosu na njihovu debljinu), dolazi kod određenih kritičnih opterećenja do gubitka njihove elastične stabilnosti, koja se manifestira kao izvijanje.

Najveća tlačna sila koju štap može izdržati, a da ne dođe do izvijanja naziva se *kritična sila izvijanja*. Naprezanje koje nastaje u poprečnom presjeku štapa pod utjecajem kritične sile izvijanja naziva se *kritično naprezanje* i računa se prema izrazu:

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} \quad (\text{Pa})$$

gdje je : F_{kr} (N) kritična sila izvijanja,
 A (m²) površina poprečnog presjeka.



Ako je tlačna sila manja od kritične sile izvijanja, štap zadržava ravnotežu oblika (Slika 2.16 a). Ali ako je tlačna sila veća od kritične sile izvijanja gubi se ravnoteža oblika štapa, što vrlo lako može dovesti do loma štapa (Slika 2.16. b).

- **Složena naprezanja:** u strojarskoj praksi rijetko su konstrukcijski elementi izloženi samo jednom od navedenih naprezanja. Vrlo često su oni istodobno izloženi kombiniranom naprezanju koje se sastoji od dva ili više osnovnih naprezanja (savijanje i vlak, savijanje i tlak, savijanje i uvijanje, ekscentrični vlak i tlak), pri čemu se u poprečnim presjecima uvijek istodobno pojavljuju normalno (σ), i tangencijalno (τ), naprezanje. Stoga je zadatak pronaći vrijednost ekvivalentnog naprezanja (σ_{ekv}), koje zatim treba usporediti s dopuštenim naprezanjem (σ_{dop}). Vrijednost ekvivalentnog naprezanja računa se prema izrazu:

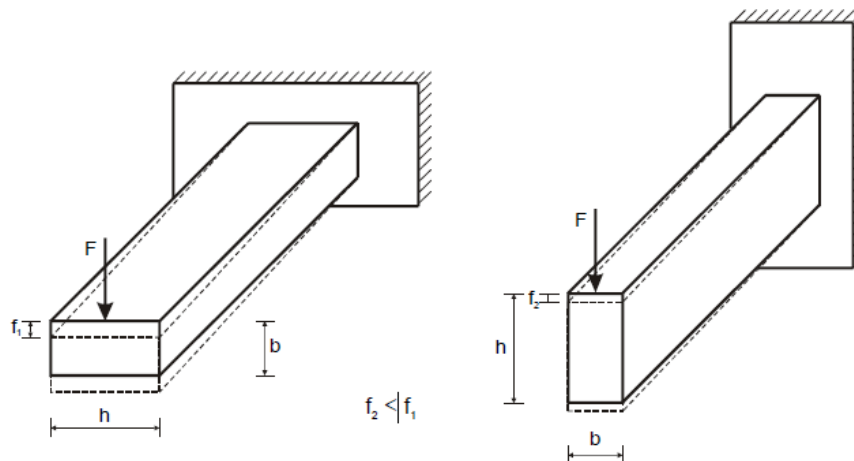
$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{dop} \quad (\text{Pa})$$

2.5.1. Geometrijske karakteristike ravnih presjeka strojnih elemenata

Iz dosadašnjeg razmatranja aksijalnih naprezanja štapova, možemo zaključiti da naprezanje i krutost ovise o veličini poprečnog presjeka A . Međutim, kod savijanja i uvijanja

štapova, veličina i raspored naprezanja, te krutost štapova ne ovise samo o veličini površine poprečnog presjeka A , već i o njegovom obliku.

Tako se npr. dva štapa jednakih površina poprečnog presjeka $A = b \cdot h$, opterećena jednakim opterećenjem na savijanje silom F , izrađena od istog materijala, različito deformiraju (Slika 2.17).



Slika 2.17. Slučaj opterećenja štapova na savijanje

Iako su u oba slučaja jednake površine poprečnog presjeka štapova ($b \cdot h = h \cdot b$) i opterećenja u oba slučaja jednaka ($M_s = F \cdot l$), dobili smo prilično različite progibe (deformacije) štapova ($f_1 > f_2$). Budući su štapi od istog materijala, može se zaključiti da je jedina razlika u obliku plohe poprečnog presjeka u odnosu na smjer djelovanja opterećenja. Dakle, značajnu ulogu u odupiranju deformaciji ima geometrijski oblik plohe poprečnog presjeka u odnosu na smjer djelovanja opterećenja. Ovo odupiranje deformaciji nazivamo *moment tromosti (inercije) plohe*, a ovisi o geometrijskom obliku plohe. Može se reći da momenti tromosti (inercije) i momenti otpora ovise o geometrijskim značajkama površine presjeka. Prije nego se detaljnije upoznamo s pojmom momenta tromosti, upoznat ćemo se s pojmom težišta i statičkog momenta površine.

Težište: pod težištem podrazumijevamo onu točku u kojoj bismo tu površinu trebali osloniti da bi ostala u ravnoteži (Slika 2.18.). U slučaju da plohu nije moguće prikazati kao kombinaciju konačnog broja jednostavnih površina, potrebno je promatrati utjecaj beskonačno malog (elementarnog, diferencijalnog) dijela korištenjem integrala. U tom slučaju koordinate težišta T za bilo koju površinu određujemo sljedećim izrazima:

$$x_T = \frac{1}{\sum_{i=1}^n A_i} \int_A x \cdot dA ,$$

$$y_T = \frac{1}{\sum_{i=1}^n A_i} \int_A y \cdot dA .$$

U slučaju da plohu možemo prikazati kao kombinaciju konačnog broja jednostavnih površina, koristimo sumu konačnih jednostavnih površina:

$$x_T = \frac{\sum_{i=1}^n A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n A_i} , \quad y_T = \frac{\sum_{i=1}^n A_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n A_i}$$



Statički moment presjeka : statički moment presjeka s obzirom na bilo koju os jednak je umnošku površine presjeka i pripadajuće koordinate težišta. Za bilo koju težišnu os (os koja prolazi težištem presjeka) statički moment presjeka jednak je nuli.

$$dS_x = y dA \rightarrow S_x = \int_A y dA = y_T \cdot A$$

$$dS_y = x dA \rightarrow S_y = \int_A x dA = x_T \cdot A$$

Dimenzija statičkog momenta površine je m^3 .

Momenti tromosti: budući je otpor deformaciji značajno uzrokovan geometrijskim oblikom plohe poprečnog presjeka, nazivamo ga geometrijskim momentom tromosti. Ispitivanjem je dokazano da otpor deformaciji raste s kvadratom udaljenosti elementarnih površina (dA) od središnje osi koja je okomita na smjer djelovanja opterećenja:

$$I_x = \int_A y^2 dA \quad (m^4) \quad \text{aksijalni moment tromosti u odnosu na os } x,$$

$$I_y = \int_A x^2 dA \quad (m^4) \quad \text{aksijalni moment tromosti u odnosu na os } y.$$

S obzirom da osi u odnosu na koje su određeni momenti tromosti prolaze kroz težište plohe, te geometrijske momente tromosti nazivamo *ekvatorijalnim* ili *aksijalnim momentima tromosti*. Budući da se ovakav otpor deformaciji javlja kod strojnih elemenata koji su u konstrukcijama

opterećeni na savijanje, deformacije tako opterećenih elemenata će se izračunavati pomoću aksijalnih momenata tromosti.

U slučaju da je element strojne konstrukcije opterećen na uvijanje (vratila ili torzijske opruge) tada deformacije, osim o geometrijskom obliku plohe poprečnog presjeka, također ovise i o ukupnoj površini poprečnog presjeka i čvrstoći na uvijanje materijala od kojeg je element napravljen. Ako se koordinatni sustav (x,y,z) sa središtem O postavi u težište plohe poprečnog presjeka, tada točku O nazivamo *polom*. Polarni moment tromosti površine A u odnosu na točku O karakterizira položaj površine A s obzirom na točku (pol) O:

$$I_p = \int_A \rho^2 dA = \int_A y^2 dA + \int_A x^2 dA = I_x + I_y \quad (\text{m}^4)$$

Zbroj aksijalnih momenata tromosti oko dviju međusobno okomitih osi, jednak je polarnom momentu tromosti oko presjecišta osiju i ne ovise o njihovoj orijentaciji.

Centrifugalni (devijacijski) moment tromosti površine A za osi x i y, po definiciji je:

$$I_{xy} = \int_A xy dA \quad (\text{m}^4)$$

Aksijalni i polarni momenti tromosti uvijek su pozitivne veličine:

$$I_y > 0, \quad I_z > 0, \quad I_p > 0$$

Centrifugalni moment tromosti može biti pozitivan, negativan ili jednak nuli, ovisno o položaju promatranog presjeka u odnosu na koordinatni sustav.

Momente otpora (W), definiramo kao kvocijent momenta tromosti i najveće udaljenosti konture plohe poprečnog presjeka od osi povučene kroz njezino težište:

$$W_y = \frac{I_y}{x_{max}} \quad (\text{m}^3)$$

Momentom otpora poprečnog presjeka služimo se kod proračuna dimenzioniranja i dopuštenog opterećenja strojnog elementa. Kad opterećenje na savijanje djeluje okomito na os x, povučenu kroz težište plohe poprečnog presjeka, tada se u proračunu služimo momentom otpora u odnosu na os x:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{max}} \quad (\text{m}^3)$$

Kad opterećenje na savijanje djeluje okomito na os y, povučenu kroz težište plohe poprečnog presjeka, tada se u proračunu služimo momentom otpora u odnosu na os y:

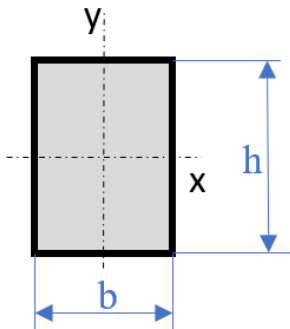
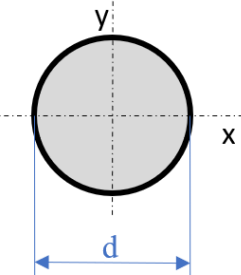
$$W_y = \frac{I_y}{x_{max}} \quad (\text{m}^3)$$

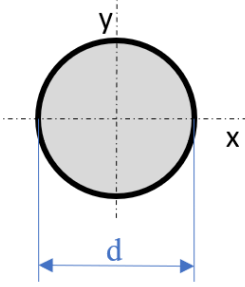
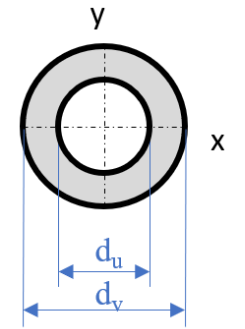
Kod strojnih elemenata opterećenih na uvijanje, u proračunima dimenzioniranja i dopuštenog opterećenja se služimo polarnim momentom otpora :

$$W_p = \frac{I_p}{y_{max}} \quad (\text{m}^3)$$

U tablici pod nazivom *Momenti inercije i otpora* (Tablica 2.2.) su prikazani neki česti oblici ravnih ploha strojnih elemenata opterećenih na savijanje i uvijanje, te su dani izrazi za izračun momenta inercije i momenta otpora. Bitno je zapamtiti da moment inercije predstavlja otpor prema deformaciji, a moment otpora predstavlja otpor prema opterećenju. Aksijalni momenti inercije i otpora se koriste kod proračuna strojnih elemenata opterećenih na savijanje, a polarni momenti inercije i otpora kod proračuna strojnih elemenata opterećenih na uvijanje.

Tablica 2.2. *Momenti inercije i otpora*

Savijanje	Aksijalni moment inercije	Aksijalni moment tromosti
	$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$ $I_y = \frac{h \cdot b^3}{12}$	$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$ $W_y = \frac{h \cdot b^2}{6}$
	$I_x = I_y = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$	$W_x = W_y = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$

Uvijanje	Polarni moment inercije	Polarni moment otpora
	$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$	$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$
	$\frac{d_u}{d_v} = \beta$ $I_p = \frac{\pi \cdot d_v^4}{32} (1 - \beta^4)$	$\frac{d_u}{d_v} = \beta$ $W_p = \frac{\pi \cdot d_v^3}{16} (1 - \beta^4)$

Promjena momenata tromosti pri translaciji koordinatnog sustava: na temelju izraza koji definiraju momente tromosti, jasno se da uočiti da je njihova vrijednost ovisna o koordinatama težišta površine.

Neka su z i y težišne osi i neka su poznati momenti tromosti presjeka s obzirom na koordinatne osi z i y koje prolaze težištem presjeka T : I_y, I_z, I_p . Treba odrediti momente tromosti s obzirom na koordinatne osi z_1 i y_1 koje su paralelne s težišnim osima z i y , sl. 3.5:

$$z_1 = z + b \quad y_1 = y + a$$

Sukladno izrazima koji definiraju momente tromosti, momenti tromosti za osi transliranoga koordinatnog sustava iznose:

$$I_{z_1} = \int_A y_1^2 dA = \int_A (y + a)^2 dA = \int_A y^2 dA + a^2 \int_A dA + 2a \int_A y dA = I_z + a^2 A$$

$$I_{y_1} = \int_A z_1^2 dA = \int_A (z + b)^2 dA = \int_A z^2 dA + b^2 \int_A dA + 2b \int_A z dA = I_y + b^2 A$$

$$I_{z_1 y_1} = \int_A z_1 y_1 dA = \int_A (z + b)(y + a) dA = \int_A zy dA + ab \int_A dA + a \int_A z dA + b \int_A y dA = I_{zy} + abA$$

jer su statički momenti presjeka u odnosu na težišne osi jednaki nuli:

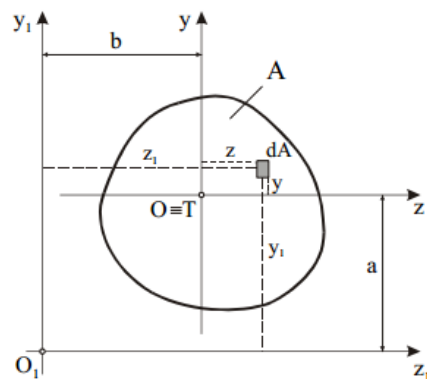
$$\int_A y dA = 0 \quad \text{i} \quad \int_A z dA = 0$$

Dobiveni izrazi nazivaju se **Steinerovim pravilom**, koje za aksijalni moment tromosti glasi: *aksijalni moment tromosti presjeka s obzirom na zadanu os jednak je zbroju momenta tromosti s obzirom na paralelnu težišnu os i produkta površine presjeka s kvadratom udaljenosti zadane i težišne osi.*

Steinerovo pravilo za centrifugalni moment tromosti glasi: *centrifugalni moment tromosti presjeka s obzirom na zadani pravokutni koordinatni sustav jednak je zbroju centrifugalnog momenta tromosti s obzirom na paralelni težišni koordinatni sustav i produkta površine presjeka s koordinatama težišta presjeka u zadanome pravokutnom koordinatnom sustavu.*

Pri tome svakako treba uzeti u obzir sljedeće:

- koordinate težišta a i b u gornjim izrazima ulaze sa svojim predznacima tako da pri translaciji koordinatnog sustava može doći do uvećanja ili smanjenja centrifugalnog momenta tromosti.
- od svih momenata tromosti s obzirom na skup paralelnih osi, najmanju vrijednost ima moment tromosti s obzirom na os koja prolazi težištem poprečnog presjeka.



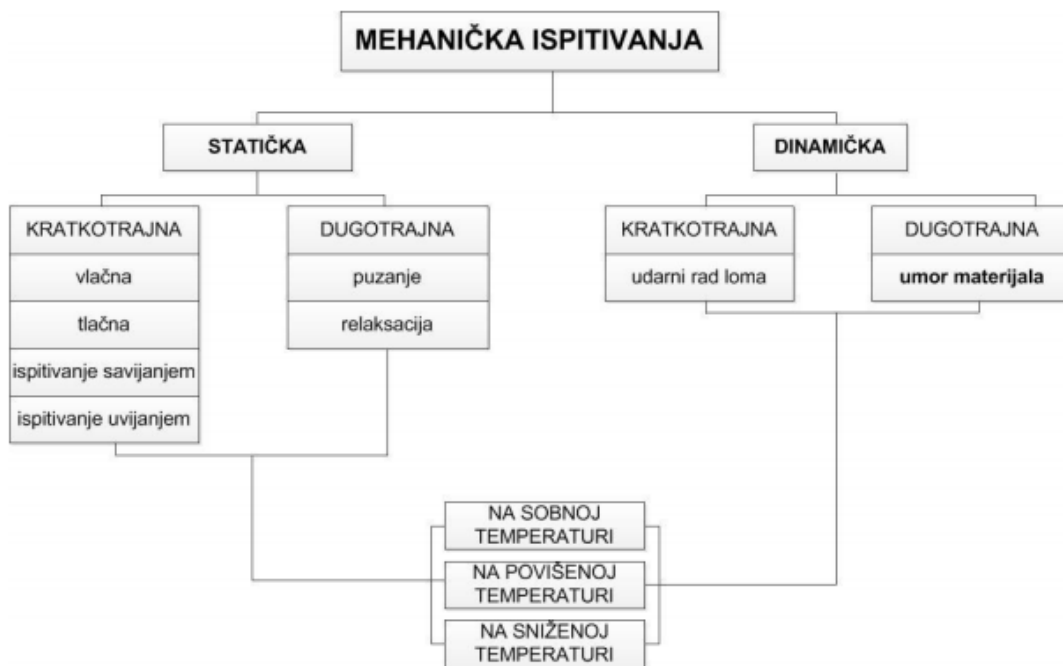
Slika 2.19. Momenti tromosti za translirani koordinatni sustav

2.6. Ispitivanje mehaničkih svojstava materijala

Ispitivanje mehaničkih svojstava materijala bitno je zbog činjenice da se na temelju njih dimensioniraju dijelovi strojeva i uređaja. S pomoću mehaničkih svojstava može se objektivno ocijeniti kvaliteta materijala kroz kontrolu poluproizvoda i proizvoda. Mehanička svojstva materijala osnovni su kriterij za ocjenu uporabnih karakteristika pojedinih materijala. Kao i sva

ostala svojstva, mehanička svojstva materijala su posljedica strukturnog stanja materijala, koje se dobiva obradom materijala određenog sastava određenim tehnološkim postupkom. Na temelju nekih mehaničkih i tehnoloških svojstava materijala utvrđuju se tehnološki parametri u proizvodnji.

Zbog postojanja grešaka u metalnoj strukturi, a koje je nemoguće obuhvatiti proračunom, mehanička se svojstva mogu utvrditi jedino laboratorijskim pokusnim ispitivanjem, simulirajući pri tom realne eksploatacijske uvjete kakvima će određeni materijal biti izložen. Stoga se uobičajeno provode sljedeća mehanička ispitivanja, čija je sistematizacija prikazana na slici (Slika 2.20.).



Slika 2.20. Sistematizacija mehaničkih ispitivanja

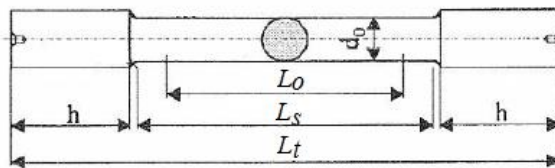
S obzirom na sveprisutnu uporabu metala u svim granama industrije (automobilska, brodograđevna, zrakoplovna, građevna i td.) značaj ispitivanja mehaničkih svojstava metala je izuzetno važan i velik. Ispitivanja mehaničkih svojstava detaljno su propisana normama, pri čemu se uobičajeno navode oblik i mjere ispitnog uzorka (epruvete), uvjeti okoliša, te način, brzina i trajanje djelovanja opterećenja. Različiti uvjeti ispitivanja međusobno se kombiniraju, što daje više od stotinu potencijalno mogućih ispitivanja mehaničkih svojstava, kojim se nastoje oponašati sile i opterećenja na materijal u eksploataciji. Naravno, nisu sve kombinacije uvjeta ispitivanja prisutne

u eksploataciji konkretnog proizvoda, pa se niti ne provode sva teorijski moguća ispitivanja, već samo ona koja su mjerodavna i cijenom prihvatljiva za konkretnu seriju proizvoda.

2.6.1. Statički vlačni pokus

Statičkim vlačnim pokusom se ispituje statička otpornost materijala prema istezanju i određuje ponašanje materijala u uvjetima jednoosnog statičkog vlačnog naprezanja. Ovim pokusom se utvrđuju osnovna mehanička svojstva materijala kao što su: granica razvlačenja, vlačna čvrstoća, istezljivost, modul elastičnosti, suženje itd.

Vlačni pokus se provodi uređajima - kidalicama, na probnom uzorku – epruveti, koja se vlačno opterećuje do loma. Epruvete mogu biti standardne i tehničke. Standardne se posebno izrađuju iz materijala koji se ispituje, dok se tehničke epruvete uzimaju iz gotovog proizvoda bez posebne pripreme (lanci, čelična užad, cijevi, različiti profili, žica, gotovi strojni dijelovi itd). Te epruvete se posebno ne obrađuju, već se ispitivanje provodi u stanju u kojem se ugrađuju u konstrukciju. Površina standardne epruvete mora biti fino obrađena bez ogrebotina i tragova obradbe, a prijelaz između tijela i glave epruvete mora biti izveden s propisanim zaobljenjem r . Osnovni oblik epruvete je cilindričan, duljine $L_o = 10 d_o$ (duga epruveta) ili $L_o = 5 d_o$ (kratka epruveta) (Slika 2.21.). Epruvete su najčešće kružnog ili pravokutnog presjeka.

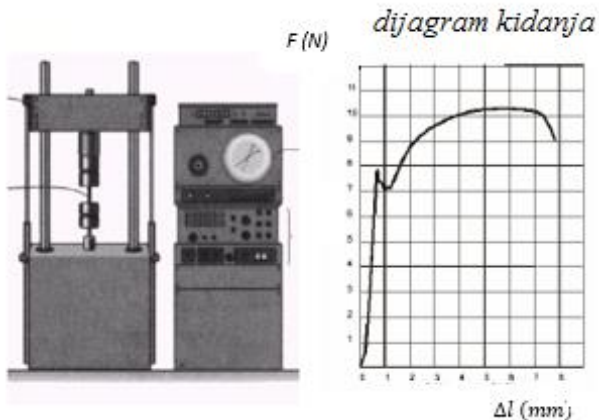


d_o – nazivni (početni) promjer epruvete
 L_o – početna mjerna duljina epruvete
 L_s – stvarna duljina epruvete
 L_t – ukupna duljina epruvete

Slika 2.21. Osnovni oblik ispitne epruvete za statički vlačni pokus prema normi DIN 50 115

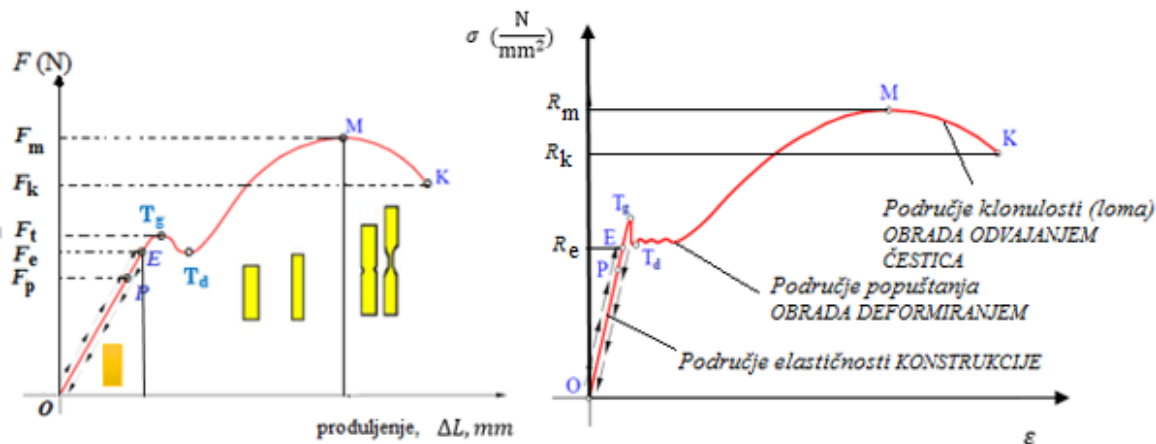
Standardna epruveta kružnog presjeka prikazana je na slici (Slika 2.21.) i sastoji se iz mjernog (L_o), prijelaznog i steznog dijela. Mjerni dio je srednji glatki dio epruvete, na kojem se mjere njene deformacije i kidanja, te se provjeravaju važnije mjere prije početka i na kraju ispitivanja. Stezni dio se učvrsti u čeljust kidalice, na kojoj se provodi statički vlačni pokus.

Kidalice su univerzalne, tako da se njima može, osim opterećenja rastezanjem, epruvetu opteretiti sabijanjem, smicanjem, izvijanjem i savijanjem, a na njima postoji mogućnost grafičkog registriranja rezultata (promjena opterećenja i produljenja) (Slika 2.22.).



Slika 2.22. Kidalica i dijagram kidanja

Tijekom samog pokusa, treba paziti da se brzina promjene intenziteta sile kreće unutar prihvatljivih granica tj. ona ne smije izazvati povećanje naprezanja u ispitivanom materijalu većem od $10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ u sekundi. Temperatura prostora u kojem se izvodi pokus treba biti unutar $23 \pm 5^\circ\text{C}$. S obzirom da epruvetu opterećujemo aksijalnom silom, u njoj će se pojaviti naprezanja i deformacije. Što je opterećenje veće, bit će veća i naprezanja ali i deformacije, što znači da će se epruveta produljivati (istezati). Stoga se pri statičkom vlačnom pokusu pored vrijednosti uzdužne sile prati i produljenje epruvete, te se na pisaču kidalice crta dijagram „sila-produljenje“ (Slika 2.23.).



Slika 2.23. a) Dijagram kidanja $F - \Delta l$; b) Konvencionalni dijagram za „meki“ konstrukcijski čelik ($\sigma - \varepsilon$ dijagram mekog čelika)

S obzirom na činjenicu da u grafu $F - \Delta l$ nije uzeta u obzir promjena presjeka epruvete koja se događa tijekom čitavog pokusa, dijagram rastezanja (dijagram „sila-produljenje“: $F - \Delta l$) ne daje pravi uvid u mehanička svojstva materijala. Stoga se umjesto sile uvodi naprezanje kao omjer sile i početnog poprečnog presjeka ($\sigma = \frac{F}{A_0}$, MPa), te se dijagram rastezanja $F - \Delta l$ transformira u dijagram „naprezanje-istezanje“ ($\sigma - \varepsilon$ *dijagram*). Karakteristični dijagram „naprezanje-istezanje“ za konstrukcijski čelik prikazan je na slici (Slika 2.23.) i pogodan je za analizu naprezanja. Na njemu se mogu uočiti sljedeće točke:

- **Točka P – granica proporcionalnosti:** U početku opterećivanja, dok je ono još relativno malo, produljenje epruvete raste proporcionalno s opterećenjem. U tom dijelu grafa postoji linearna ovisnost (pravac) između naprezanja i relativnog produljenja (istim prirastima sile odgovaraju jednaka produljenja). Ovaj se odnos izražava Hookeovim zakonom (o kojem će detaljnije biti riječi u daljnjem dijelu udžbenika), a koji vrijedi sve do točke P. U području 0-P deformacije epruvete su vrlo male, a ako epruvetu u bilo kojoj točki do točke P rasteretimo, ona će se vratiti u prvobitan položaj (na početnu duljinu L_0), a apsolutna produljenja su vrlo mala. Najveće naprezanje pri kojem još postoji linearna ovisnost deformacije i naprezanja naziva se *granicom proporcionalnosti*. Točka P, dakle, predstavlja granicu proporcionalnosti

Točka E – granica elastičnosti: povećanjem opterećenja do točke E materijal se deformira (produljuje) neproporcionalno, ali se još uvijek nakon prestanka djelovanja opterećenja vraća na početnu duljinu (L_0). Zato i kažemo da nema trajnih deformacija, odnosno da je materijal u području od 0 do E u području elastične deformacije. Ovo se svojstvo zove *elastičnost tijela*.

Budući je granicu elastičnosti (točka E) vrlo teško odrediti, u praksi se zadovoljavamo *tehničkom ili konvencionalnom granicom elastičnosti*. To je ono naprezanje nakon čijeg prestanka u epruveti ostaje trajna (zaostala) deformacija od 0,01% do 0,005%, što je dovoljno točno i olakšava nam proračune. Dakle, oznaka E u gornjim izrazima označava da je riječ o naprezanju na granici elastičnosti, a indeks 0,01 i 0,005 označava postotak deformacije zaostale u rasterećenoj epruveti, a na temelju koje je naprezanje određeno.

Granica elastičnosti je najvažnija osobina konstrukcijskih materijala, jer je to krajnja granica do koje se smiju opteretiti elementi konstrukcije. To je najveće naprezanje do kojeg se materijal ponaša elastično (nakon rasterećenja uzorak se vraća u prvobitni oblik). Prelaskom te točke javljaju se prve plastične (trajne) deformacije. Dakle, prekoračenjem točke E, epruveta se

više neće vratiti na početnu duljinu (L_0), već ostaje za određenu vrijednost dulja, odnosno, epruveta je trajno promijenila oblik i dimenzije.

Što je materijal tvrdi to je razmak između točaka P i E manji, a jako je izražen samo kod mekog čelika. U praksi se nikad ne smije dozvoliti da naprezanja prijeđu granicu elastičnosti.

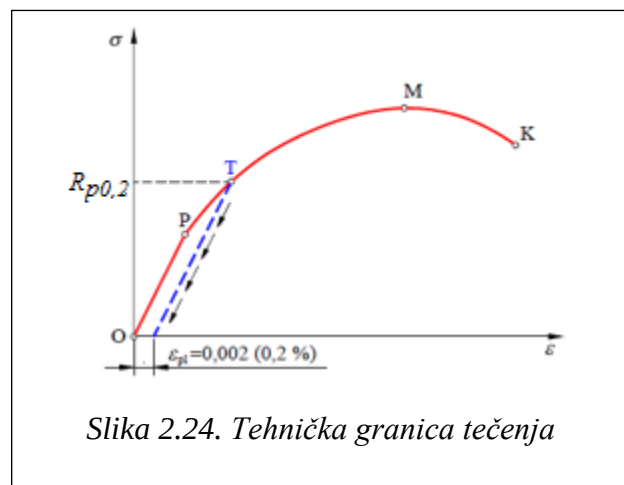
Točke T_g i T_d – gornja i donja granica tečenja (plastičnosti, popuštanja, razvlačenja): iznad granice elastičnosti, područje „ $O-E$ “, produljenja i dalje rastu, ali nisu više proporcionalna sili. U epruveti se, osim elastičnih, javljaju i trajne ili plastične deformacije. Nestalo je, dakle, proporcionalnosti između tih veličina, pa se krivulja u dijagramu otklanja od pravca, što znači da Hookeov zakon više ne vrijedi. Nastaje područje velikih i trajnih deformacija koju nazivamo područjem tečenja (materijal se ponaša slično tekućini – teče bez povećanja opterećenja). Na materijalu se golim okom mogu zamijetiti kose crte, tzv. Lüdersove crte.

Granica tečenja je vrlo izražena kod mekih čelika, kod kojih su karakteristične dvije vrijednosti: gornja granica tečenja ($T_g = T_{eH}$) i donja granica tečenja ($T_d = T_{eL}$). Sve do gornje granice tečenja (točka T_g), deformacija (produljenje) raste uz vrlo malo povećanje opterećenja. Ako se prekorači točka T_g , produljenje raste i uz opadanje opterećenja do točke T_d (donja granica tečenja), jer područje velikih trajnih deformacija nije posljedica velikog porasta opterećenja već je posljedica popuštanja materijala.

Granica tečenja označava, dakle, ono naprezanje koje odvaja područje elastičnih od plastičnih deformacija.

Vrijednosti granice tečenja koje su propisane tehničkim zahtjevima isporuke materijala, odnose se na gornju granicu tečenja. Na vrijednost gornje granice tečenja može se jako utjecati brzinom opterećenja kod izvođenja pokusa.

Za one materijale kod kojih ta granica nije jasno definirana (tvrdi, zakaljeni čelik), određuje se *tehnička ili konvencionalna granica tečenja*. To je ono naprezanje, koje u materijalu izaziva trajnu deformaciju od 0,2% ($\epsilon = 0,002$), a označava se $R_{p0,2}$, (Slika 2.24.).



Slika 2.24. Tehnička granica tečenja

Iz konvencionalnog dijagrama rastezanja, (Slika 2.25.), je vidljivo da se za neku točku A, deformacija u materijalu, sastoji od elastične (povratne, privremene) deformacije (ε_{Ael}) koja rasterećenjem epruvete iščezava, te od plastične deformacije koja ostaje trajno prisutna u materijalu (ε_{Apl}).

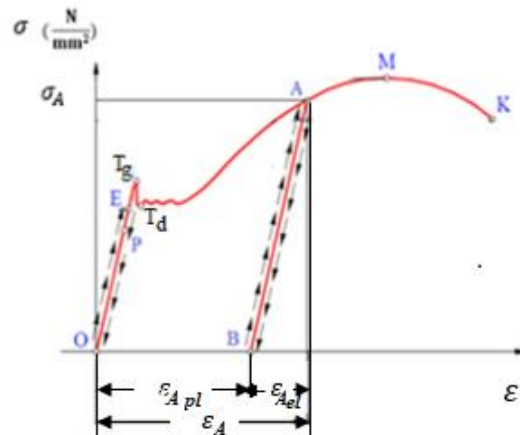
Iznos trajne deformacije u dijagramu $\sigma - \varepsilon$, se dobije tako da se iz željene točke na dijagramu povuče paralela s Hookeovim pravcem i nađe

presjecište na osi apscisa (pravac A -B). Dakle, ako se u točki A rastereti epruvetu, u njoj će ostati trajna plastična deformacija (ε_{Apl}), što znači da će se razmak mjernih točaka, koji je prije bio označen s L_0 , uvećati za iznos ΔL_A pa je:

$$\varepsilon_{Apl} = \frac{\Delta L_A}{L_0} \left(\frac{\text{mm}}{\text{mm}} \right)$$

- **Točka M – vlačna ili rastezna čvrstoća:** nakon točke T_d nastaje područje ojačavanja materijala. Materijal ponovno dobiva sposobnost opiranja djelovanju opterećenja, ali se rastezanje povećava puno brže nego do tada. U točki M sila poprima najveću vrijednost (F_{max}) uz značajno smanjenje poprečnog presjeka epruvete. Naprezanje u materijalu kod najveće sile naziva se vlačnom ili rasteznom čvrstoćom (R_m). Vlačna ili rastezna čvrstoća osnovno je mehaničko svojstvo na temelju kojeg se materijali vrednuju prema svojoj mehaničkoj otpornosti. To je granično najveće naprezanje, koje može izdržati materijal. Izraženo je omjerom najveće sile (F_{max}) i početne površine poprečnog presjeka uzorka (A_0).

Granično najveće naprezanje nije i u stvarnosti maksimalno naprezanje u materijalu, jer se pri njegovom određivanju ne uzima u obzir smanjenje površine presjeka epruvete, već se sva naprezanja računaju s početnom površinom (A_0). Nakon dostignute vrijednosti vlačne čvrstoće, deformacija epruvete nije više jednolika po čitavoj njenoj duljini već se lokalizira na jednom mjestu, nastaje tzv. vrat. Tu se ne radi o najvećem naprezanju, već o naprezanju pri najvećoj



Slika 2.25. Konvencionalni dijagram $\sigma - \varepsilon$ mekog čelika

sili, jer se površina presjeka epruvete od trenutka postizanja najveće sile počinje naglo smanjivati pa stvarno naprezanje, unatoč smanjenju sile, raste.

Točka K – granica loma: U točki K dolazi do kidanja epruvete iako je sila (F) smanjena. Naprezanje kod kojeg dolazi do loma epruvete je granično naprezanje (prekidna čvrstoća).

Vrijednost istezanja nakon kidanja određuje se prema izrazu:

$$\varepsilon_u = \frac{L_u - L_o}{L_o} = \frac{\Delta L_u}{L_o} \quad \left(\frac{\text{mm}}{\text{mm}} \right)$$

gdje je : $\Delta L_u = L_u - L_o$ apsolutno (ukupno) produljenje, razlika duljine epruvete nakon deformiranja (L_u) i duljine prije deformiranja (L_o).

U dijagramu $\sigma - \varepsilon$ vrijednost ε_u dobiva se na isti način kao i vrijednost u $F - \Delta L$ dijagramu, a to je povlačenje paralele iz konačne točke dijagrama s Hookeovim pravcem i nalaženjem presjecišta tog pravca s osi apscise.

Podijelimo li silu (F) početnom površinom poprečnog presjeka epruvete (A_o), dobit ćemo tzv. *konvencionalno naprezanje* (σ_o):

$$\sigma_o = \frac{F}{A_o} \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

koje se razlikuje od pravog ili *stvarnog naprezanja*:

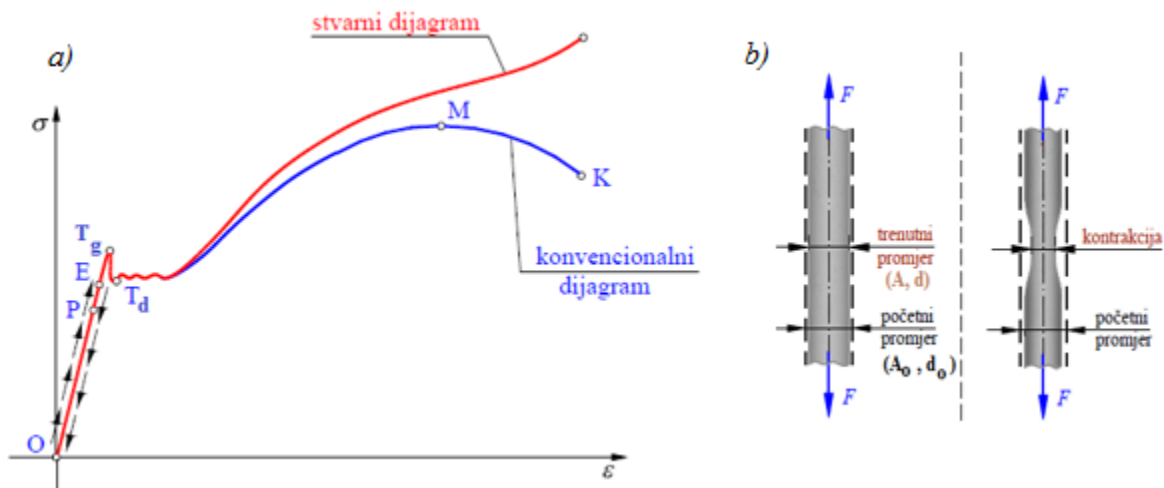
$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

gdje je A_o početna, a A stvarna (trenutna) površina poprečnog presjeka, (Slika 2.26.).

Do točke T_g površina A se neznatno razlikuje od površine A_o , pa su i naprezanja σ i σ_o gotovo jednaka. Podijelimo li produljenje (Δl) početnom duljinom (L_o), dobit ćemo duljinsku deformaciju (ε) koja je definirana kao *normalna deformacija* ili *relativno produljenje* (*diletacija*):

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{L_o} \quad \left(\frac{\text{mm}}{\text{mm}} \right)$$

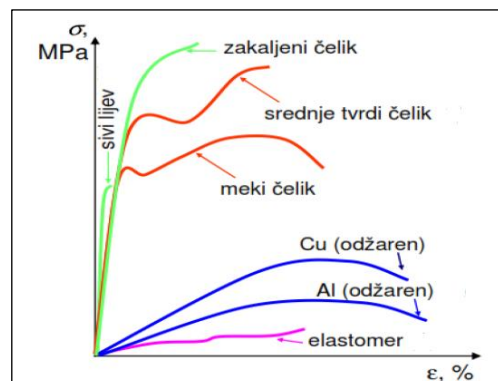
Relativno produljenje (normalna deformacija) predstavlja produljenje jedinice duljine epruvete i ona je bezdimenzijska veličina. Ako se pomnoži sa 100 dobiva se relativno produljenje u postocima: $\varepsilon = \frac{\Delta l}{L_o} \cdot 100$, %.



Slika 2.26. Stvarni i konvencionalni dijagram $\sigma - \varepsilon$ mekog čelika

Dijagrami rastezanja različitih materijala su vrlo raznoliki i mogu se podijeliti u četiri osnovna oblika, (Slika 2.27.):

1. s izraženom granicom razvlačenja (npr. meki i srednje tvrdi čelici),
2. s kontinuiranim prijelazom iz elastičnog u elastično/plastično područje deformacija (npr. bakar i aluminij),
3. bez područja elastično/plastičnih deformacija (krhki materijali koji se lome gotovo bez plastične deformacije, npr. sivi lijev ili zakaljeni čelik),
4. s entropijskom elastičnom deformacijom, npr. neki organski materijali i polimeri tipa elastomera.



Slika 2.27. Vrste dijagrama rastezanja različitih materijala

Veza između naprezanja i deformacije: promatrajući konvencionalni dijagram rastezanja mekog čelika, $\sigma - \varepsilon$, jasno je da su u elastičnom području naprezanje i deformacija linearno povezani. Za jednoosno stanje naprezanja ta je ovisnost dana izrazom:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \quad (\text{MPa})$$

koji se naziva **Hookeovim zakonom** i vrijedi samo za dio grafa $\sigma = f(\varepsilon)$ od ishodišta do granice elastičnosti, a koji je za tehničke proračune ujedno i najvažniji, (Slika 2.28.). Hookeov zakon, dakle, razmatra model idealnoga elastičnog tijela u kojega su veze između naprezanja i deformacija linearne.

U tom području naprezanja, materijal je deformiran isključivo elastično, što znači da u slučaju rasterećenja, nema trajne deformacije epruvete.

Iz poznate definicije naprezanja, i izraza za duljinsku deformaciju ε ,

$$\sigma = \frac{F}{A} \text{ (Pa)} \text{ i } \varepsilon = \frac{\Delta L}{L}$$

može se pisati:

$$\frac{F}{A} = \frac{\Delta L}{L} \cdot E, \text{ odnosno}$$

$$\Delta L = \frac{F \cdot L}{A \cdot E} \text{ (mm)}$$

gdje je: ΔL (mm) apsolutno produljenje epruvete.

Ovaj izraz predstavlja produljenje za slučaj da su sve veličine konstantne.

Općenito za produljenje vrijedi izraz:

$$\Delta l = \int_{(l)} \frac{F}{A \cdot E} dx,$$

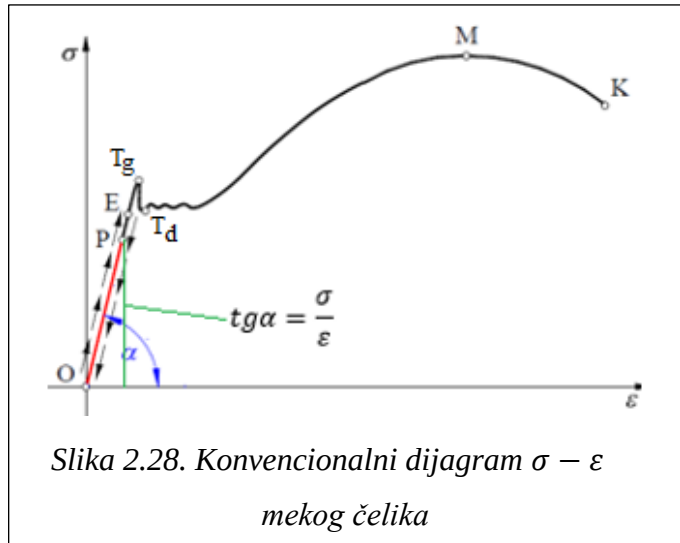
odnosno ako je u dijelu uzdužno opterećenog tijela umnožak $A \cdot E = konst.$ onda vrijedi:

$$\Delta l = \frac{1}{A \cdot E} \int_{(l)} F dx$$

gdje je: $\int_{(l)} F dx$ površina ispod dijagrama uzdužnih sila „F“.

Umnožak površine poprečnog presjeka i modula elastičnosti, $A \cdot E$, naziva se **aksijalna krutost štapa** (epruvete), i označava mjeru moći opiranja materijala tijela deformiranju.

Konstanta $E \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$ naziva se **modul elastičnosti ili Youngov modul**, i predstavlja veličinu kojom se neki materijal odupire elastičnoj deformaciji, odnosno predstavlja mjeru čvrstoće materijala. Jasno je da je to svojstvo materijala ovisno izravno o jačini veze između atoma i/ili molekula u kristalnoj rešetci ili amorfnoj strukturi. Što je ta veza jača veći je i modul elastičnosti.



Slika 2.28. Konvencionalni dijagram $\sigma - \varepsilon$
mekog čelika

Dakle, materijal veće krutosti ima veći modul elastičnosti, a elastičniji manji. Također, ta veličina diktira nagib Hooke-ovog pravca, što je lako zaključiti iz dijagrama na sl. 2.27:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma}{\varepsilon} \rightarrow E = \operatorname{tg} \alpha = \text{konst.}$$

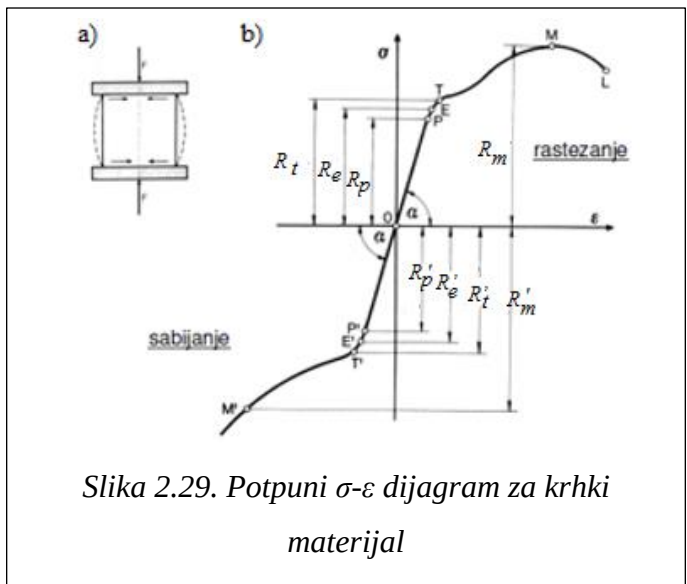
Analizom dijagrama sa slike 2.25 b) može se zaključiti da prilikom jednolikog opterećenja štapa (epruvete) dolazi do produljenja epruvete, od početne duljine (L_0), na trenutnu duljinu (L) i istodobnog smanjenja promjera (kontrakcije) s početnog promjera (d_0), na trenutni promjer (d). Početna duljina se povećala za iznos ΔL , a promjer smanjio za Δd . Prema tome je pri rastezanju štapa $\Delta L > 0$, a $\Delta d < 0$. Ako, uz poznati izraz za prosječnu duljinsku deformaciju $\varepsilon = \frac{\Delta L}{L}$, označimo prosječnu poprečnu deformaciju s ε_q , po analogiji, možemo pisati: $\varepsilon_q = \frac{\Delta d}{d}$. Pokusima je dokazano da postoji ovisnost između uzdužne i poprečne deformacije, što se matematički može izraziti sljedećim izrazom:

$$\varepsilon_q = -\nu \cdot \varepsilon$$

Faktor proporcionalnosti $\nu = -\frac{\varepsilon_q}{\varepsilon}$, zove se **Poissonov koeficijent**. Kako su ε_q i ε uvijek suprotnog predznaka, Poissonov koeficijent je uvijek pozitivan broj (za većinu metala i metalnih legura $\nu \approx 0,3$).

2.6.2. Statički tlačni pokus

Statičkim tlačnim pokusom se ispituje statička otpornost materijala prema gnječenju i određuje ponašanje materijala u uvjetima jednoosnog statičkog tlačnog naprezanja. Ovom vrstom ispitivanja kod tvrdih i krhkih materijala se određuje njihova čvrstoća na tlak i sposobnost deformiranja. Od strojarskih se materijala najčešće ispituje lijevano željezo, kaljeni čelik, materijal kliznih ležajeva, mjedene i brončane legure, plastika i guma.



Ispitivanje se provodi na kidalicama ili prešama, a ispitni uzorci su najčešće valjkastog ili kockastog oblika.

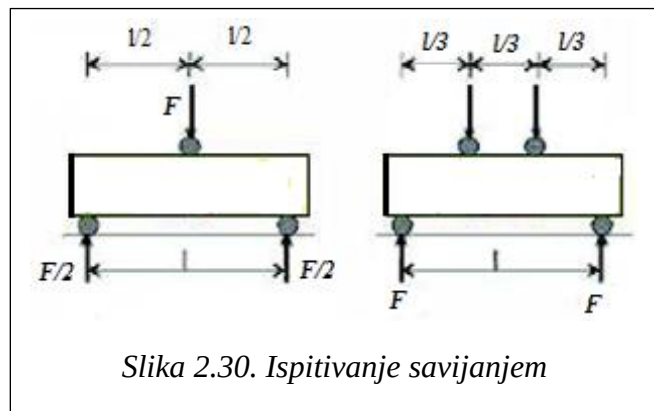
Pripremljeni ispitni uzorak se postavlja u prešu pravilno između tlačnih ploča i postupno se hidrauličnom silom tlači i deformira se do pojave pukotine, loma, postizanja određenog opterećenja ili određenog skraćenja. Pri tome se ispitni uzorak skraćuje i bačvasto proširuje.

Dobiveni tlačni dijagram izgleda suprotno vlačnom i nalazi se u III. kvadrantu, (Slika 2.29.). Specifičnosti statičkog tlačnog ispitivanja su da otpornost metala prema gnječenju ovisi o omjeru h_0/d_0 , gdje su h_0 početna visina uzorka, a d_0 početni promjer uzorka.

2.6.3. Statičko ispitivanje na savijanje

Ispitivanje savijanjem, u cilju utvrđivanja svojstava otpornosti materijala pri naprezanju savijanjem, se rjeđe primjenjuju. Ovim postupkom se uglavnom ispituju tvrdi i krhki materijali (npr. tvrdi čelik, lijevano željezo, neke vrste zavarenih materijala, te određeni nosači i konstrukcije u strojarstvu i građevinarstvu) koji se lome pri relativno malim kutovima savijanja. Kod žilavih materijala, lom pri savijanju, u pravilu, ne nastaje, pa je ispitivanje ograničeno na određivanje naprezanja pri kojim se pojavljuju trajne deformacije.

Ispitivanje savijanjem obavlja se na univerzalnim strojevima za ispitivanje čvrstoće metala (kidalicama) ili na prešama opremljenim posebnim uređajima za ispitivanje savijanjem. Epruveta, najčešće kružnog ili pravokutnog presjeka, postavlja se na dva oslonca u vidu valjaka i opterećuje jednom silom koja djeluje u sredini



Slika 2.30. Ispitivanje savijanjem

epruvete ili s dvije koncentrirane sile, koje djeluju na jednakoj udaljenosti od oslonaca.

Postupak ispitivanja sastoji se u pravilnom postavljanju ispitnih uzoraka na okretljive oslonce uređaja savijanja na kidalici, (Slika 2.30.) Ispitni se uzorak (epruveta) postupno hidrauličkim opterećenjem savija do pojave njenog napuknuća, postizanja odgovarajućeg opterećenja ili progiba ili loma epruvete.

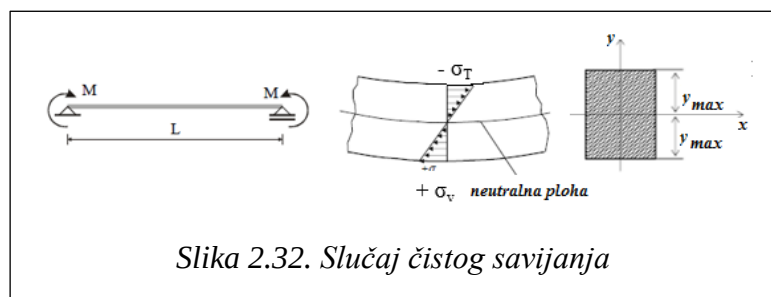
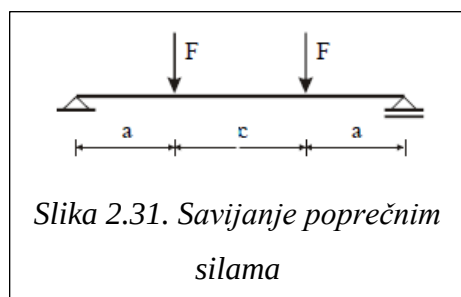
Porast sile prati se na uređaju za mjerenje sile koji je sastavni dio ispitnog stroja.

Za mjerenje nastalih progiba koriste se posebni uređaji komparatori ili se progibi izračunavaju.

Pod djelovanjem sile, u epruveti se pojavljuju prvo elastične, a pri većem opterećenju i plastične deformacije. Prilikom savijanja donja se vlakna poprečnog presjeka epruvete produljuju i u njima vladaju vlačna, a gornja skraćuju i u njima vladaju tlačna naprezanja. Budući naprezanja mijenjaju predznak, jasno je da postoji mjesto gdje su naprezanja jednaka nuli (neutralna linija). Dakle, naprezanje u pojedinom vlaknu razmjerno je s njegovom udaljenošću od neutralne osi, a na neutralnoj osi je jednako nuli.

Prilikom savijanja zbog djelovanja poprečnih sila, (Slika 2.31.), u epruveti se javljaju tangencijalna naprezanja. Kod kraćih nosača ili nosača čija visina nije mnogo puta veća od širine, treba ih svakako uzeti u obzir, dok u ostalim slučajevima tangencijalna naprezanja možemo zanemariti. U praksi se skoro uvijek zanemaruju. Kada to nije moguće, mora se računati sa složenim naprezanjem.

Čisto savijanje nastaje kad je štapni element opterećen momentom po duljini, a u poprečnim presjecima ne djeluju poprečne sile, (Slika 2.32.). Uzima se da je deformacija štapa u obliku kružnog luka, a očituje se savijanjem epruvete koju mjerimo *progibom* (najveća udaljenost od osi savijanja (neutralne osi) do ruba presjeka). Gornja vlakanca epruvete se skraćuju, a donja se produljuju. Sloj vlakana koja ne mijenjaju duljinu prilikom savijanja čine neutralni sloj. Tangencijalna naprezanja su u presjeku jednaka nuli. Presječna neutralnog sloja i ravnine poprečnog presjeka naziva se neutralna os presjeka. Samo pri simetričnim presjecima (krug, kvadrat, pravokutnik i dr.) neutralna os se podudara sa sredinom presjeka. Kod profila nesimetričnog oblika (trokut, T-profil, U-profil i dr.) neutralna os prolazi kroz težište presjeka, gdje je naprezanje jednako nuli, a prema krajevima linearno raste.



Naprezanje na udaljenosti y od neutralne osi definirano je izrazom:

$$\sigma_s = \frac{M_{smax}}{I} \cdot y \quad (\text{MPa})$$

gdje je: M_{smax} (Nmm) najveći moment savijanja u nekom presjeku nosača,
 I (mm^4) aksijalni moment tromosti (inercije),
 y (mm) najveća udaljenost od osi savijanja (neutralne osi) do ruba presjeka.

Znajući da odnos $\frac{I}{y}$ predstavlja aksijalni moment otpora W , dobivamo konačni izraz za naprezanje pri savijanju:

$$\sigma_s = \frac{M_{smax}}{W} \quad (\text{MPa})$$

Naprezanje na savijanje karakteristično je za nosače pri čijem se dimenzioniranju na savijanje mogu pojaviti dva slučaja:

1. uz zadano opterećenje, oblik poprečnog presjeka nosača i dopušteno naprezanje pri savijanju (σ_{sdop}), treba odrediti dimenzije poprečnog presjeka. Dimenzije poprečnog presjeka se izračunavaju iz momenta otpora:

$$\sigma_{sdop} = \frac{M_{max}}{W} \rightarrow W = \frac{M_s}{\sigma_{sdop}}$$

Iz dobivenog izraza se vidi da naprezanje pri savijanju ovisi o dimenzijama poprečnog presjeka nosača, koje su sadržane u momentu otpora W . Tako je aksijalni moment otpora za nosač kružnog poprečnog presjeka: $W = \frac{d^3 \cdot \pi}{32}$ (mm^3), odnosno za

pravokutni presjek: $W = \frac{b \cdot h^2}{6}$ (mm^3).

2. uz poznate dimenzije poprečnog presjeka i opterećenje nosača, treba provjeriti je li naprezanje u dopuštenim granicama. Potrebno je dakle, provjeriti je li zadovoljen uvjet:

$$\sigma_s = \frac{M_{smax}}{W} \leq \sigma_{sdop}$$

gdje je: σ_s ($\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$) naprezanje pri savijanju,
 M_{max} (Nmm) najveći moment savijanja,
 W (mm^3) aksijalni moment otpora.

2.6.4. Ispitivanje materijala na odrez (smik)

Zadatak ispitivanja materijala na odrez je odrediti čvrstoću materijala na odrez kod raznih strojnih elemenata (zakovica, vijaka, klinova, limova i profila kod rezanja, zavara na karakterističnim dijelovima metalnih konstrukcija i sl.) opterećenih okomito na njihovu uzdužnu os. Ispitni se uzorak, različitih duljina i promjera 5 do 20 mm, ispituje na kidalici.

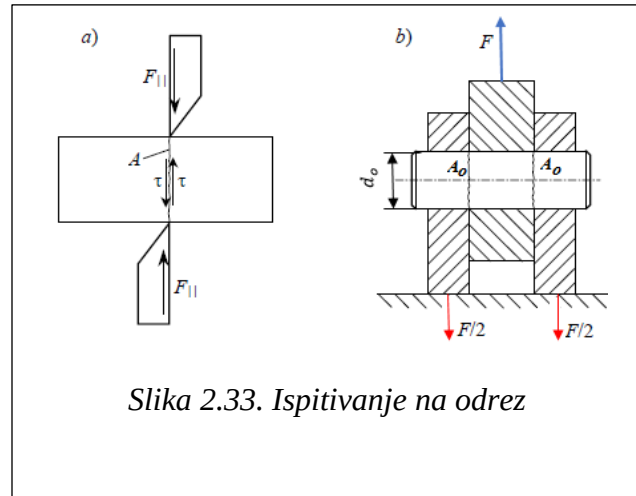
Uzorak se hidraulički opterećuje na odrez u dva presjeka, sve do njegova loma, pri čemu se prati i mjeri najveće opterećenje i izračunava naprezanje na odrez (u poprečnom presjeku djeluju samo smična naprezanja), (Slika 2.33.).

$$\tau = \frac{F_m}{2 \cdot A_o} = \frac{F_m}{2 \cdot \frac{d_o^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{2 \cdot F_m}{d_o^2 \cdot \pi} \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

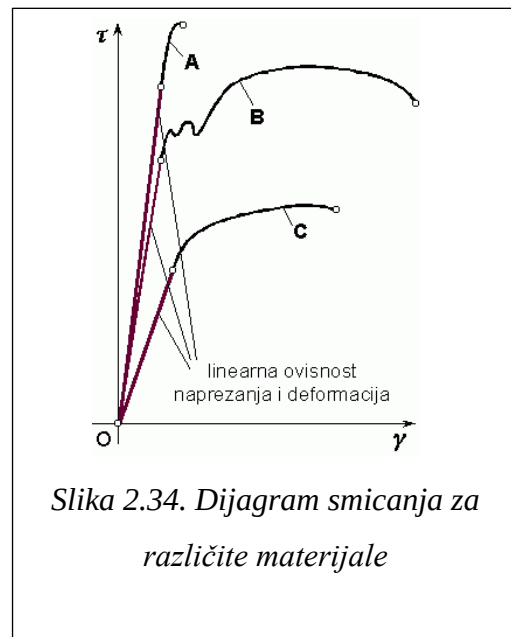
Prilikom samog ispitivanja epruveta nije napregnuta samo na odrez, već i na tlak, savijanje i gnječenje, što u navedenom slučaju nije uzeto u obzir.

Dijagrami smicanja $\tau = f(\gamma)$, tj. ovisnosti smičnog naprezanja i kutne deformacije, po obliku su slični dijagramima rastezanja tehničkih materijala. Tri su karakteristična tipa dijagrama smicanja tehničkih materijala, s označenim područjem proporcionalnosti posmičnog naprezanja i kutne deformacije (**A** - visoko legirani čelik, **B** - meki (niskouglični) čelik i **C** - žilavi materijal, npr. legura bakra (mjed)), (Slika 2.34.).

Vidljivo je da i kod tih materijala postoji područje linearne ovisnosti smičnog naprezanja i kutne deformacije (označeno bojom).



Slika 2.33. Ispitivanje na odrez



Slika 2.34. Dijagram smicanja za različite materijale

Deformacija se pri smicanju očituje u promjeni kuta u vidu klizanja jednog presjeka prema drugom (zakovice, poprečni klinovi i td.).

Kut smicanja, (Slika 2.35.), (prosječni kut klizanja poprečnog presjeka) je:

$$\gamma = \frac{\Delta s}{L}$$

Linearnu ovisnost smičnog naprezanja i kutne deformacije kod smicanja materijala, a koja vrijedi do granice proporcionalnosti, opisuje **Hookeov zakon smicanja**:

$$\tau = \gamma \cdot G \quad (\text{MPa})$$

gdje je:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (\text{GPa}) \quad \text{modul smicanja (Coulombov modul),}$$

$$\gamma \quad (\text{rad}) \quad \text{kutna deformacija.}$$

Slijedi da je :

$$\gamma = \frac{\tau}{G} = \frac{F}{A \cdot G}$$

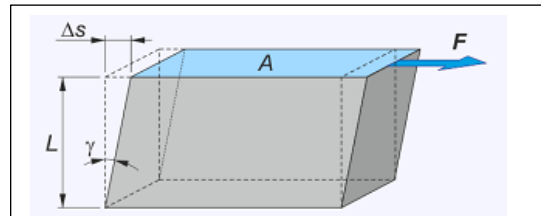
gdje je umnožak $A \cdot G$ *smična krutost štapa*.

Točan proračun dijelova opterećenih na čisto smicanje vrlo je teško izvesti, jer bi za to trebalo poznavati zakon raspodjele tangencijalnog naprezanja po poprečnom presjeku, što je gotovo nemoguće. Stoga se provodi približan proračun prema kojem se određuje srednje tangencijalno (smično) naprezanje:

$$\tau \approx \tau_{sr} = \frac{F_o}{A_o} \leq \tau_{dop} \quad (\text{MPa})$$

Pri tome je (F_o) sila odreza (smicanja), (A_o) površina smicanja, a obično se za dopušteno naprezanje pri smicanju kod žilavih materijala uzima vrijednost: $\tau_{dop} \approx (0,5 - 0,6)\sigma_{dop}$, a kod krhkih materijala $\tau_{dop} \approx \frac{\sigma_{dop}}{(1+\nu)}$, pri čemu je σ_{dop} dopušteno vlačno naprezanje, a ν – Poissonov koeficijent.

Kako se u pojedinim slučajevima kod odreza mogu pojaviti veliki površinski pritisci na dodirnim površinama, to je u tim slučajevima potrebno zadovoljiti i uvjet čvrstoće $p_{max} \leq p_{dop}$.



Slika 2.35. Deformacija pri smicanju

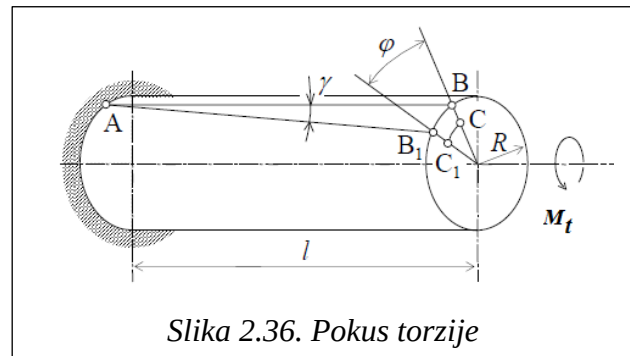
2.6.5. Ispitivanje materijala na uvijanje (torziju)

Velik broj strojnih elemenata je tijekom eksploatacije opterećen na uvijanje ili torziju (vratila, osovine, opruge i sl.). Ispitivanjem na uvijanje određuje se čvrstoća materijala na uvijanje ili torziju, te otpor materijala prema elastičnim deformacijama uvijanja. Samo se ispitivanje provodi na odgovarajućim epruvetama na vertikalnim ili horizontalnim strojevima za uvijanje. Epruveta odgovarajućeg presjeka ukrućena je na jednom kraju, a na drugom je opterećena spregom sila, odnosno momentom torzije M_t , (Slika 2.36.).

Epruveta se ispituje do pojave pukotine. Karakter deformacija štapa pri torziji ovisi o obliku poprečnog presjeka.

Tri su grupe štapova: štapovi kružnog, neokruglog (pravokutnog, eliptičnog, trokutnog itd.) i tankostjenog presjeka (cijevi).

Pod djelovanjem vanjskog momenta torzije M_t , štap će se uvijati. Izvodnice koje su u neopterećenom stanju pravci (pravac AB), prilikom uvijanja se deformiraju i dobiju oblik uvojne linije. Izvodnica valjka AB koja je u početku bila usporedna s osi valjka, deformacijom se zakreće za kut smicanja γ .



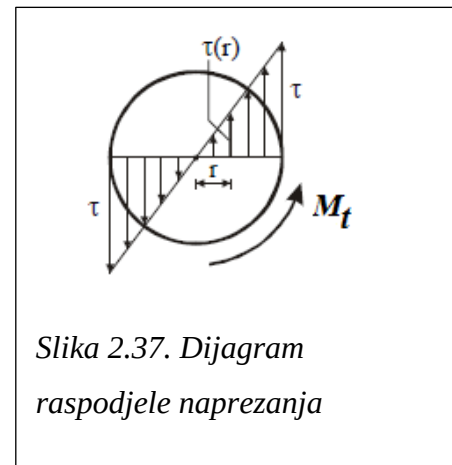
Slika 2.36. Pokus torzije

Kut smicanja predstavlja mjeru deformacije na uvijanje odnosno pokazuje za koliko se promijenio prvobitni kut. Kut smicanja je vrlo malen, pa se uvojna linija može aproksimirati pravcem AB_1 . Dakle, izvodnica AB zakrenut će se za neki kut smicanja γ , i to u presjeku koji je okomit na uzdužnu os, za zakretni kut ili kut uvijanja (torzije) ϕ . Naprezanje na uvijanje je tangencijalno (smično) naprezanje τ , koje je definirano izrazom:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \text{ (MPa)}$$

gdje je : M_t (Nmm) moment torzije,
 W_p (mm³) polarni moment otpora,
 $(W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} \text{ (mm}^3\text{)- polarni moment}$
 otpora kružnog presjeka).

Prilikom torzijskog opterećenja, u poprečnom presjeku se pojavljuju samo tangencijalna naprezanja.



Slika 2.37. Dijagram raspodjele naprezanja

Najveće tangencijalno naprezanje je na obodu štapa, (Slika 2.37.), a izračunava se prema gornjem izrazu.

Kut uvijanja φ je kut za koji se zakrene polumjer slobodne baze u odnosu na uklještenu bazu pri uvijanju, (Slika 2.36.) i definiran je izrazom:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \quad (\text{rad})$$

gdje je :

M_t	(Nmm)	moment torzije,
l	(mm)	duljina vratila,
I_p	(mm ⁴)	polarni moment tromosti (inercije), $I_p = \frac{d^4 \cdot \pi}{32}$ (mm ⁴) polarni moment tromosti (inercije) kružnog presjeka,
G	(MPa)	modul smika.

Umnožak $G \cdot I_p$ naziva se *krutost na uvijanje* ili *torzijska krutost*.

Ako se kut uvijanja φ podijeli s duljinom vratila l izraženom u metrima, dobije se *specifični kut torzije* ϑ ili *specifična deformacija* kojom se provjerava krutost vratila:

$$\vartheta = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_t}{G \cdot I_p} \leq \vartheta_d \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{m}} \right)$$

gdje je : ϑ_d – dopušteni zakretni kut $\left(\frac{\text{rad}}{\text{m}} \right)$

Prilikom dimenzioniranja lakih vratila koja prenose snagu preko zupčanika, remenica, tarenica, spojki, zamašnjaka i sličnih elemenata, opterećenje na savijanje često možemo zanemariti, pa se ona dimenzioniraju na temelju opterećenja na torziju, pri čemu se treba izvršiti provjera s obzirom :

- na čvrstoću (dopuštenom naprezanju τ_{tdop}) $\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \leq \tau_{tdop}$ i
- na krutost (dopuštenom kutu uvijanja φ_{dop}): $\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \leq \varphi_{dop}$.

2.6.6. Ispitivanje tvrdoće

Važnu ulogu u praksi i primjeni različitih metala ima svojstvo tvrdoće. Postoji više definicija tvrdoće, no osnovna koja je i primijenjena u glavnim tehničkim metodama mjerenja tvrdoće glasi: tvrdoća je otpornost materijala prema prodiranju ili zarezivanju stranog tijela u njegovu površinu. Pri tome ovo tvrđe tijelo može biti dijamant (kao najtvrdi prirodni materijal) ili

neki drugi tvrdi materijal (kaljeni čelik, tvrdi metal). Tvrdi materijal može zaparati mekši, može ostaviti otisak u mekšem, odskače više od podloge od mekšeg, ako se udarcem pobudi na titranje zvoni dulje vremena od mekšeg, ako je magnetičan dulje vremena zadržava magnetičnost. Što je veća tvrdoća, materijal je otporniji na trošenje. Na temelju poznate tvrdoće, često se može približno odrediti i vlačna čvrstoća materijala R_M .

Izmjerena vrijednost tvrdoće nema apsolutnu vrijednost kao npr. vlačna čvrstoća, nego se izražava zavisno od načina mjerenja. Ispitivanja tvrdoće neznatno oštećuju površinu ispitivanog predmeta pa se svrstavaju u nerazarajuća ispitivanja. Većina metoda se zasniva na mjerenju veličine i dubine otiska koji penetrator-utiskivač opterećen nekom silom načini u ispitivanom materijalu. U svakom ispitivanju penetrator treba biti znatno tvrdi od ispitivanog materijala da se sam ne deformira prilikom utiskivanja. Površina prije ispitivanja treba biti glatka kako bi se omogućilo oblikovanje pravilnog otiska i očitavanje promjera. Tvrdoća se može odrediti sljedećim metodama:

- statičkim - sila ispitivanja koja djeluje na utiskivač postupno raste do najveće vrijednosti. Najčešće su Brinellova, Vickersova, Rockwelova metoda itd.,
- dinamičkim - sila na utiskivaču se ostvaruje udarom, ili se pak tvrdoća određuje na temelju elastičnog odskoka utiskivača od površine koja se ispituje (Poldyjeva metoda, skleroskopska – Shoreova, duroskopska-Lessenova i sl.) i
- specijalnim metodama.

U daljnjem dijelu će se opisati neke od metoda ispitivanja tvrdoće koje se u praksi najviše primjenjuju za ocjenu tvrdoće nekog materijala.

Ispitivanje tvrdoće po Brinellu (HB): kod Brinellove metode je tijelo koje se utiskuje u metal kuglica od zakaljenog čelika (pomoću ove metode se mjeri isključivo tvrdoća metalnih materijala). Tijelo koje se utiskuje naziva se *penetrator* ili *indentor*. Iznimno, za mjerenje tvrdih materijala koristi se kuglica od tvrdog metala. Pod djelovanjem sile utiskivanja (F) kuglica se utiskuje u materijal, ostavljajući u njemu trajan otisak oblika kalote promjera (d) i dubine (h), (Slika 2.38.). Brinellovom metodom se ne mjeri dubina prodiranja kuglice (h), nego promjer kalote (d) (mm). Brinell-ova metoda pogodna je za ispitivanje tvrdoće mekših metala (npr. konstrukcijski čelik, obojeni metali).

Nakon utiskivanja zakaljene kuglice, promjera D u površinu uzorka, očitani otisak promjera (d), se uspoređuje s podacima iz tablica, npr. u različitim strojarskim priručnicima, te nađemo pripadajuću tvrdoću HB.

Tvrdoća po Brinellu (oznaka HB) je omjer primijenjene sile F (N) i površine kalote otiska A (mm²):

$$HB = \frac{F}{A} \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right).$$

Pri tome je površina otiska kalote: $A = \pi \cdot d \cdot h$ (mm²). Jednostavnim trigonometrijskim odnosima sa (Slika 2.38.), može se doći do veličine dubine h :

$$\frac{D}{2} - h = \sqrt{\frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4}} \rightarrow h = \frac{1}{2}(D - \sqrt{D^2 - d^2})$$

Izraz za tvrdoću po Brinellu glasi:

$$HB = \frac{2 \cdot F}{D \cdot \pi (D - \sqrt{D^2 - d^2})} \left(\frac{\text{kp}}{\text{mm}^2} \right)$$



Slika 2.38. Mjerenje tvrdoće prema Brinellu

Budući da sila treba biti izražena u njutnima, treba «stari» izraz korigirati, tj. kiloponde pretvoriti u njutne, dijeljenjem s 9,81. Konačno se dobije:

$$HB = \frac{0,204 \cdot F}{D \cdot \pi (D - \sqrt{D^2 - d^2})} \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

Normirani promjeri kuglice D su 10, 5, 2,5, 2 i 1 mm, a mjerenje je valjano ako promjer otiska d iznosi od 0,25 do 0,6 D , pa u ovisnosti o tvrdoći materijala treba varirati i silu F , što ovisi o debljini uzorka, tj. za manje debljine upotrebljavaju se proporcionalno manje kuglice i sile. Kod standardnih uređaja, sila pritiska raste do nazivne sile utiskivanja (F) kroz $2 \div 8$ (s), a njeno djelovanje traje $10 \div 15$ (s). Nakon rasterećenja očita se pripadajući promjer otiska d . Najbolje rezultate dobivamo s onim silama utiskivanja kod kojih je promjer otiska:

$$d \approx 0,3 \div 0,4 \cdot D.$$

Vrijednost izmjerene tvrdoće Brinellovom metodom piše se na sljedeći način - npr:

$$HB10/29420/15=165,$$

što znači da je kuglica promjera $D = 10$ mm opterećivana silom $F = 29420$ N u trajanju od 15 sekundi.

Primjena metode je uglavnom za ispitivanje tvrdoće mekših materijala (željeznih lijevova, nekaljenih čelika, aluminijskih i njihovih legura, bakra i njihovih legura itd.) u ljevaonicama i tehnološkoj kontroli kvalitete. Za konstrukcijske čelike na temelju izmjerene Brinell-ove tvrdoće HB možemo približno odrediti vlačnu (rasteznu) čvrstoću R_m :

$$\text{za ugljični čelik:} \quad R_m \approx 3,6 \cdot HB \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$\text{za čelik legiran s Cr:} \quad R_m \approx 3,5 \cdot HB \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$\text{za čelik legiran s Cr – Ni:} \quad R_m \approx 3,4 \cdot HB \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

Prednosti Brinellove metode:

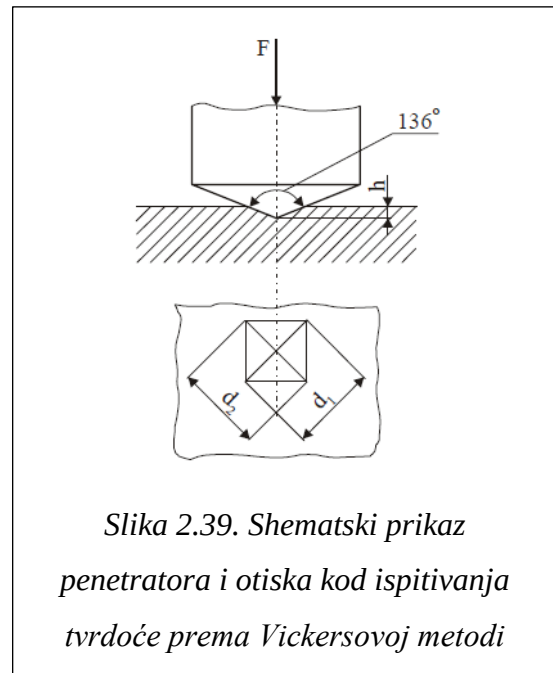
- jednostavna priprema površine,
- lako mjerenje promjera otiska.

Nedostaci Brinellove metode :

- ne mogu se mjeriti tvrdoće ≥ 600 HB,
- nije pogodna za određivanje tvrdoće tankih predmeta i tankih slojeva (nitrirani, cementirani, kromirani i sl.) jer ih kuglica može probiti,
- tvrdoća je ovisna o opterećenju i prema stupnju opterećenja potrebno je izabrati odgovarajuću silu utiskivanja (F),
- nakon mjerenja otisak je velik i ostavlja vidljiv trag.

Ispitivanje tvrdoće po Vickersu (HV): ova je metoda puno univerzalnija od Brinellove metode. Ovom se metodom može ispitati tvrdoća svih kovina, neovisno o njihovoj tvrdoći i debljini. Tvrdoća po Vickersu je mjera otpornosti ispitivanog materijala prodiranju četverostrane dijamantne piramide s vršnim kutom 136° pritiskane silom, (Slika 2.39.) Tvrdoća po Vickersu je omjer između sile utiskivanja F i površine otiska četverostrane piramide.

Trajanje opterećenja iznosi 10 do 15 s, a iznimno za mekane materijale može se produljiti. Ovim postupkom se mogu ispitivati mikrotvrdoće, ali u tom slučaju je opterećenje reda veličine do samo nekoliko (N), a dijagonale se mjere na istom uređaju pomoću povećala s ugraviranom mjernom skalom i točnošću od 0,001 mm.



Slika 2.39. Shematski prikaz penetratora i otiska kod ispitivanja tvrdoće prema Vickersovoj metodi

Ispitivanje tvrdoće metodom Vickers otklanja prethodno navedene glavne nedostatke Brinell-ove metode.

Prema Vickersovoj metodi moguće je ispitivati tvrdoću svih tehničkih i prirodnih materijala, a tvrdoća nije ovisna o primijenjenoj sili.

Ovo je ostvareno primjenom dijamantnog penetratora posebne geometrije, u obliku istostrane četverostrane piramide s kutom između stranica od 136° , pa je i otisak u materijalu oblika piramide.

Tvrdoća se određuje prema jednadžbi:

$$HV = \frac{F}{A} = 0,189 \frac{F}{d^2}$$

gdje je:

HV	oznaka za Vickersovu tvrdoću,
F	(N) primijenjena sila, ($F = 49 \dots 981$ N)
A	(mm^2) površina šuplje piramide otisnute u materijalu,
d	(mm) srednja vrijednost dijagonala baze piramide, $d = (d_1 + d_2)/2$.

Vrijednosti dijagonala baze piramide (d_1 , d_2) mjere se otisnute u materijalu mjernim mikroskopom.

Vrijednosti Vickersove tvrdoće navode se uz simbol HV, iza kojeg slijedi indeks koji se odnosi na iznos primijenjenog opterećenja, npr. (npr. HV5 = 500, znači da je sila utiskivanja iznosila 5 kp odnosno 49 N).

Prednosti ove metode:

- univerzalna metoda, moguće je mjerenje vrlo tankih i vrlo tvrdih materijala.

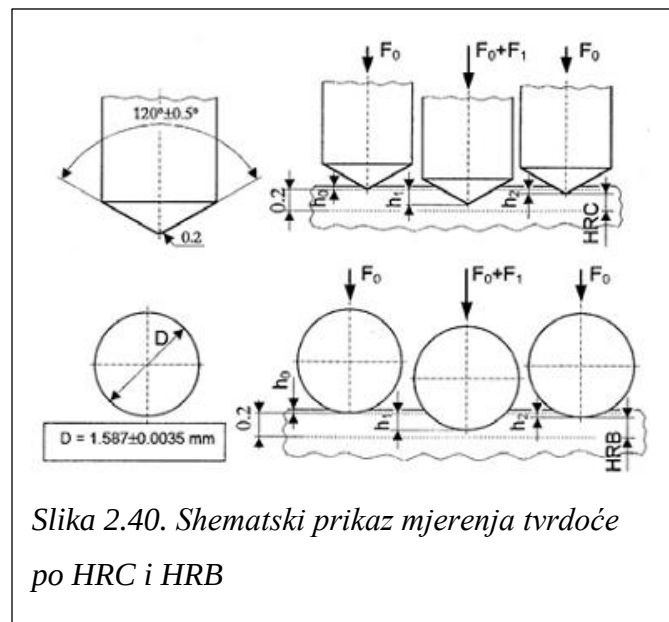
Nedostaci ove metode:

- potrebna posebna priprema ispitne površine,
- potreban mjerni mikroskop za očitavanje dijagonala otiska, mogućnost loma dijamantne piramide.

Ispitivanje tvrdoće po Rockwellu: za razliku od Brinellove i Vickersove metode, kod Rockwellove metode se umjesto veličine otiska, mjeri dubina prodiranja penetratora. Penetrator može biti dijamantni stožac (HRC) vršnog kuta 120° , radijusa zaobljenja 0,2 mm ili kuglica (HRB) od zakaljenog čelika (za ispitivanje tvrdih kovina), sl. 2.39. Tvrdoća po Rockwellu je bezdimenzijski broj i određuje se na temelju dubine prodiranja utiskivača. Prilikom ispitivanja pod djelovanjem sile, utiskivač prodire u materijal i ostavlja trajni otisak.

Postupak mjerenja tvrdoće po HRC metodi odvija na sljedeći način, (Slika 2.40.).

U položaju 1 penetrator se predopterećuje silom $F = 98 \text{ N}$, što za posljedicu ima prodiranje penetratora ispod površine uzorka. Ta točka je i početni položaj za mjerenje dubine prodiranja. Ukupna moguća dubina prodiranja iznosi 0,2 mm i podijeljena je na 100 dijelova. Jedna podjela iznosi prema tome 0,002 mm, i predstavlja jedan stupanj tvrdoće po HRC metodi. Skala je okrenuta naopako, pa početnom položaju pripada vrijednost 100, a najvećoj mogućoj dubini prodiranja 0. Razlog tomu je činjenica da se manjoj dubini prodiranja (tvrdi materijali) pridružuje veći broj koji karakterizira veću tvrdoću, i obrnuto.



Slika 2.40. Shematski prikaz mjerenja tvrdoće po HRC i HRB

Nakon predopterećenja ($F = 98 \text{ N}$) slijedi glavno opterećenje ($F = 1373 \text{ N}$), pa je u položaju 2 penetrator opterećen s ukupno 1471 N. Taj položaj ne predstavlja tvrdoću po HRC-u jer je penetrator opterećen ukupnom silom (1471 N). Slijedi rasterećenje glavnog opterećenja ($F = 1373 \text{ N}$), pa ostaje samo predopterećenje ($F = 98 \text{ N}$), a penetrator se uslijed elastičnosti materijala vrati u položaj 3 (dubina prodiranja penetratora: $e = h_2 - h_0 \text{ (mm)}$).

Ova dubina predstavlja tvrdoću, tj. u ovom položaju se očitava tvrdoća na skali tvrdomjera. Naime, svaki tvrdomjer koji mjeri tvrdoću po Rockwell-ovoj metodi ima mjerni sat čija je skala podijeljena u stupnjevima HRC.

Kod HRC metode ukupna moguća dubina prodiranja penetratora iznosi 0,2 mm i podijeljena je na 100 dijelova, pa Rockwellova jedinica za tvrdoću iznosi 0,002 mm. Mjerno područje HRC-metode je od 20 do 70 HRC.

Tvrdoća se po Rockwellu određuje na temelju izraza:

$$HRC = 100 - \frac{e}{0,002}$$

$$HRB = 130 - \frac{e}{0,002}$$

Po HRC metodi gotovo isključivo se mjeri tvrdoća toplinski obrađenih čelika. Zato se metoda najviše koristi u pogonskim uvjetima, u prijemnoj kontroli poluproizvoda, te za praćenje efekata postupka toplinske obrade čelika.

Prednosti ove metode:

- mjerenje je brzo i nije potrebna posebna priprema mjerne površine,
- tvrdoća se očitava na skali tvrdomjera.

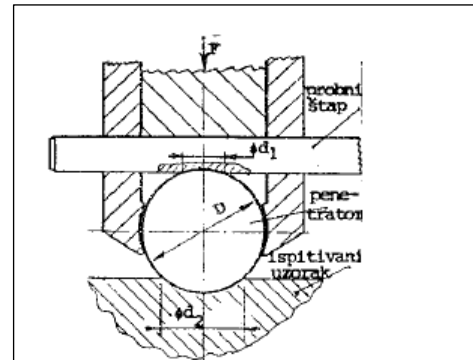
Nedostaci ove metode:

- slaba selektivnost metode. Čitavo mjerno područje je od 0 do 100 HRC (teorijski) praktički od 20 do 70 HRC. Stoga se ova metoda koristi gotovo samo u pogonima, gotovo isključivo na toplinski obrađenim čelicima. Nepreciznost: $\pm 2 \text{ HRC}$.

Vrijednosti tvrdoće prema Rockwellu navode se uz simbol HRC (engl. "cone" - HRC metoda) i HRB (engl. "ball" - HRB metoda), iza kojeg slijedi indeks koji se odnosi na iznos primijenjenog opterećenja, npr. 98 HRB označava: 98 - iznos tvrdoće izmjeren Rockwellovom HRB metodom ili npr. 59 HRC, označava: 59 - iznos tvrdoće izmjeren Rockwellovom HRC metodom.

Dinamičke metode ispitivanja tvrdoće: su metode pri kojima se tvrdoća određuje utiskivanjem kuglice udarom u materijal koji se ispituje. Karakteristika svih dinamičkih metoda (Graven, Poldy, Shore, Lessen itd.) je da su to komparativne metode u kojima se uspoređuje odnos promjera otiska ispitivanog i poznatog materijala.

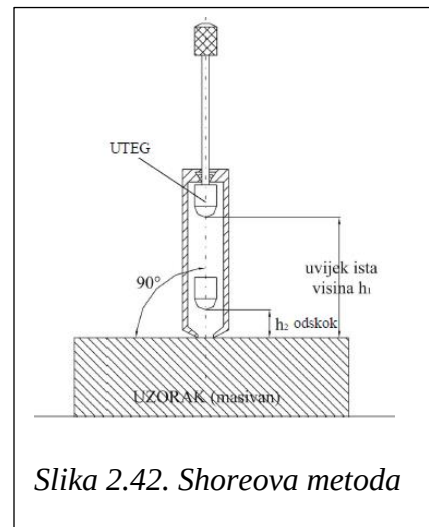
Kod Poldyijeve metode, (Slika 2.41.) zakaljena čelična kuglica promjera 10 mm utiskuje se istodobno u površinu uzorka materijala kojem mjerimo tvrdoću s donje strane i u etalon poznate čvrstoće s gornje strane. Udarcem čekića zakaljena kuglica ostavlja otisak i na etalonu i na površini metala kojem mjerimo tvrdoću. Ovim postupkom se zapravo mjeri tvrdoća po Brinellu HB uz poznatu tvrdoću etalona HB_{et} koje stoje u određenom omjeru.



Slika 2.41. Poldyijeve metoda

Kod Shoreove metode, (Slika 2.42.) kroz staklenu baždarenu cijev se pusti slobodnim padom čelični uteg na glatku površinu ispitivanog materijala i pri tome se mjeri visina prvog odskoka utega, te se ista uspoređuje s tabličnim vrijednostima.

Kod Lessenove metode, također se koristi čelični uteg-batić koji je u obliku njihala i pada s određene visine na materijal koji se ispituje. Tvrdoća se određuje prema veličini otklona njihala nakon prvog odskoka.



Slika 2.42. Shoreova metoda

2.6.7. Ispitivanje statičke izdržljivosti - puzanje

Iskustvo je pokazalo da do sada opisana kratkotrajna ispitivanja ne vrijede u slučaju dugotrajnih opterećenja osobito na povišenoj temperaturi.

Pri kratkotrajnom opterećenju, kovine pokazuju za svako opterećenje, odgovarajuću veličinu deformacije. Pri dugotrajnom statičkom opterećenju na razvlačenje i pri povišenim temperaturama, vremenom dolazi do većih trajnih deformacija, čak i pri naprezanjima koja su dosta manja od granice tečenja materijala. Dakle, puzanje je pojava kad se dugotrajno

opterećeni materijali, koji su pod utjecajem neke konstantne (statičke) sile, ovisno o temperaturi, počinju postupno rastezati.

Puzanje materijala ovisi o:

- intenzitetu radnog opterećenja,
- visini radne temperature (ako je neka kovina izložena u radu povišenim temperaturama onda će i pojava puzavosti biti ubrzana) i
- vremenu trajanja opterećenja.

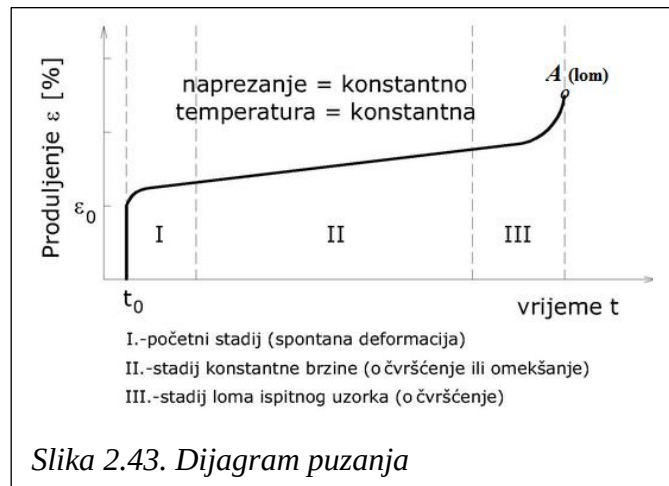
Najmanja temperatura pri kojoj materijal pokazuje sklonost puzanju zove se *temperatura puzanja*. Pri povišenoj temperaturi, pojava puzanja je ubrzana pa se stoga dugotrajna ispitivanja kovina visokih tališta (čelik), izvode skraćenim postupkom uz više temperature (puzanje ovisi o temperaturi). Dugotrajno ispitivanje se često zamjenjuje skraćenim (vremenskim) ispitivanjem (nekoliko desetaka sati) na uređajima – *puzalicama*. Ispitivanje puzanja se obavlja tako da se epruveta, s navojem na krajevima, zagrije na određenu temperaturu, koja se drži konstantnom tijekom ispitivanja. Tako ugrijana epruveta se optereti konstantnim vlačnim opterećenjem, a ekstenziometrom se mjeri njeno produljenje tijekom ispitivanja. Ispitivanje može trajati od 45 sati do nekoliko godina (100.000 sati). Pri pojavi puzanja razlikujemo tri stadija, (Slika 2.43.):

U prvom stadiju je primjetan brz porast deformacije koja raste srazmjerno ili nesrazmjerno s porastom opterećenja. Ovaj stadij opterećenja traje relativno kratko.

Drugi stadij pokazuje veći ili manji gradijent puzanja.

Treći je stadij stadij loma.

Materijal se u konstrukcijama nikad ne smije opteretiti tako da pri dugotrajnom opterećenju dođe do trećeg stadija u kojem nastupa lom materijala.



Slika 2.43. Dijagram puzanja

Statička izdržljivost $R_{M/t/T}$ je ono vlačno napreznost pri određenoj temperaturi koje u zadanom vremenu dovodi do loma epruvete (npr. $R_{M/10000/475}$).

Granica puzanja $R_{pe/t/T}$ predstavlja otpornost materijala na puzanje (vlačno napreznost pri temperaturi ispitivanja i trajanju ispitivanja koje uzrokuju deformaciju ε , npr. $R_{0,2/1000/500}$ je napreznost gdje se kod 1000 sati ispitivanja na 500°C , ispitni uzorak trajno produlji za 0,2 %.

2.6.8. Ispitivanje žilavosti

Tijekom rada, velik je broj strojeva i njihovih dijelova, te konstrukcija, izložen udarnim (kratkotrajnim dinamičkim) opterećenjima. Metali takva opterećenja teže podnose od postupnih, mirnih (statičkih) opterećenja. Karakteristike materijala pri udarnim opterećenjima razlikuju se od odgovarajućih karakteristika dobivenih pri statičkom opterećenju. Činjenica je da pri određenim uvjetima (snižene temperature i veće brzine opterećenja) u materijalu mogu nastati krti (trenutni) lomovi. Kako se proračunom ovi lomovi mogu samo iznimno predvidjeti, jasna je važnost ispitivanja koja imaju za cilj spoznati ponašanje metala pri navedenim eksploatacijskim uvjetima. Vrlo često smo svjedoci različitih havarija koje se manifestiraju u obliku različitih vrsta lomova: krtog loma, žilavog (duktilnog), zrnastog, vlaknastog, udarnog loma, loma zbog umora materijala, loma zbog uvijanja itd. Neki od ovih naziva opisuju način opterećenja kojim je lom izazvan, a drugi kristalografski karakter, odnosno oblik pojave loma ili način ponašanja materijala prije i nakon loma. Pojedini tipovi loma su ovisni o materijalu, obliku i veličini metalnog dijela, o opterećenju, temperaturi itd.

Posebno su važne dvije vrste loma: krti i žilavi lom.

Kod krtog loma ne nastaje gotovo nikakva ili samo vrlo mala trajna deformacija prije loma. Krti lom može biti prouzročen strukturom materijala ali i geometrijskim oblikom metalnog dijela. Kod žilavog loma, istom uvijek prethodi znatna plastična deformacija materijala. Takva vrsta loma je karakteristična za većinu metala pri sobnim i povišenim temperaturama.

Hoće li kod nekog materijala nastati krti ili žilavi lom, u velikoj mjeri ovisi, osim temperature i brzine opterećenja, još i od odnosa tangencijalnih i normalnih naprezanja, kao i od postojanja makroskopskih zareza. Različitim postupcima ispitivanja i analizama, došlo se do zaključka da se male pukotine mogu nalaziti u svakom konstrukcijskom dijelu. Pri tom se misli na pukotine koje nastaju zbog preopterećenja, (npr. u području koncentracije naprezanja zbog postojanja zareza), ili na greške nastale pri izradi (npr. pri zavarivanju, toplinskoj obradi i brušenju), ili na površinske greške nastale pri lijevanju ili valjanju itd. Sigurno je da takve greške predstavljaju potencijalnu opasnost za nastajanje krtog loma u svakoj konstrukciji.

Za procjenu ponašanja konstrukcijskih elemenata sa zarezom, postoji više različitih postupaka ispitivanja, npr. ispitivanje udarne žilavosti, vlačno ispitivanje epruveta sa zarezom, ispitivanje savijanjem epruveta sa inicijalnom pukotinom i drugi.

Pod žilavošću materijala podrazumijeva se otpornost materijala prema krtom lomu od udarnog opterećenja. Ispitivanje udarnog rada loma provodi se sa ciljem utvrđivanja ponašanja materijala u uvjetima udarnog opterećenja (na sobnoj temperaturi i sniženim temperaturama). Udarni rad loma određuje otpornost materijala krtom lomu i mjera je za žilavost materijala.

Najčešće se ispitivanje udarnog rada loma provodi na Charpy-evom batu. Radi se o metodi ispitivanja materijala razaranjem. Uređaj se sastoji od bata mase m koji je pričvršćen za okretište O, oko kojega se njiše. Pri ispitivanju, uteg slobodno pada s visine h_1 , udara u stražnju stranu epruvete, točno na mjestu zarez, lomi je i otklanja se u suprotnu stranu za visinu h_2 , (Slika 2.44.). U početnom je položaju potencijalna energija bata: $E_{pot} = m \cdot g \cdot h_1 = R (1 - \cos \alpha)$ (J). Nakon što bat počne padati njegova potencijalna energija se pretvara u kinetičku energiju. Dio kinetičke energije troši se za udarni rad loma ispitnog uzorka, a s preostalom kinetičkom energijom bat nastavlja otklon do visine $h_2 = R(1 - \cos \beta)$. Udarni rad loma jednak je razlici potencijalnih energija prije i nakon udara:

$$W = m \cdot g \cdot (h_1 - h_2) \text{ (J)}.$$

Ako se mjeri kut otklona bata, onda je udarni rad loma:

$$W = m \cdot g \cdot R \cdot (\cos \beta - \cos \alpha) \text{ (J)}$$

Nakon ispitivanja može se izračunati žilavost materijala:

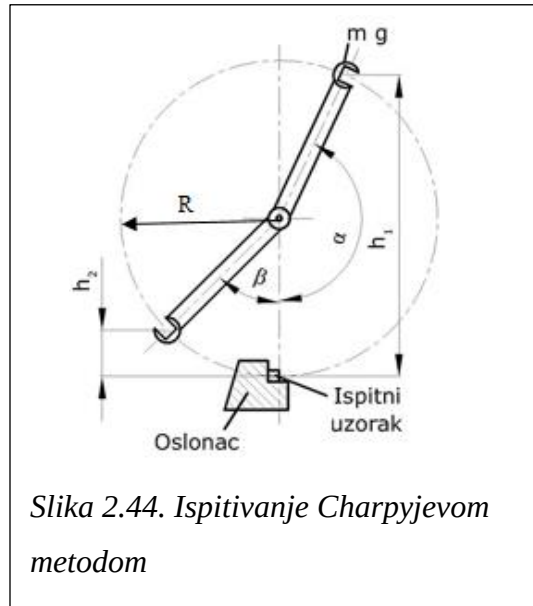
$$\rho = \frac{W}{A} = \frac{m \cdot g \cdot R \cdot (\cos \beta - \cos \alpha)}{A} \quad \left(\frac{\text{J}}{\text{cm}^2} \right)$$

gdje je: ρ $\left(\frac{\text{J}}{\text{cm}^2} \right)$ žilavost,

W (J) udarni rad loma ispitnog

uzorka s U zarezom,

A (cm^2) površina ispitnog uzorka.



Slika 2.44. Ispitivanje Charpyjevom metodom

Da bi se moglo koristiti Charpyjev bat, potrebno je napraviti ispitni uzorak, koji može biti s V ili U zarezom, budući da oblik i dubina zareza utječu na smanjenje žilavosti. Oblik i dimenzije uzorka su standardizirani. Dubina "U" utora može biti 3 ili 5 mm, a "V" utora je 2 mm. Sam zarez se izvodi iz više razloga. Jedan od razloga je da se epruveta slomi na točno određenom mjestu, a drugi je ispitivanje utjecaja zareza na smanjenje žilavosti, budući da površinski zarez ima najveći utjecaj na žilavost materijala.

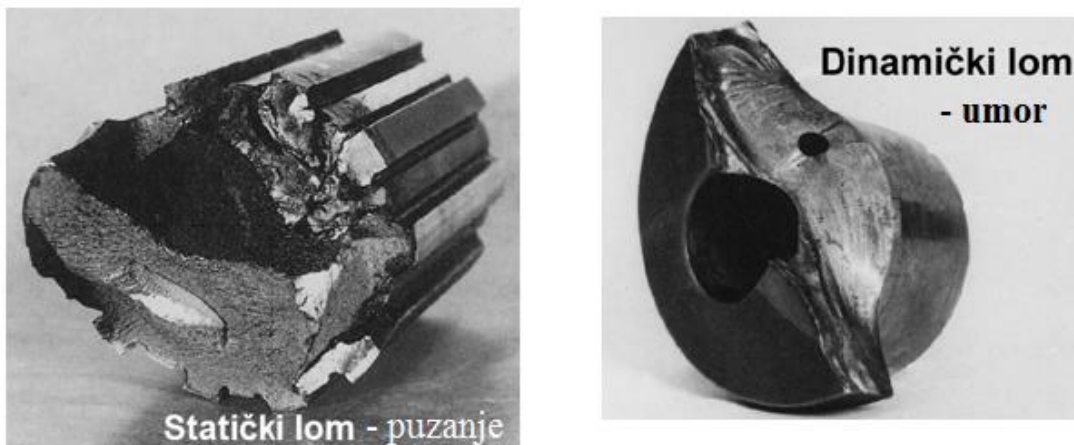
Epruvete sa zaobljenim utorom primjenjuju se za krte materijale, a one s oštrim za žilave (duktilne) materijale. Kod ispitivanja je važno provjeriti da je ispitni uzorak postavljen točno nasuprot vrhu bata. Ispitni se uzorak ispituje jednim udarcem brzinom od 5 do 5,5 m/s. Uobičajeno je za metalne materijale da je potencijalna energija Charpyjevog bata 300 J. Ispitni se uzorci s V zarezom rabe za određivanje udarnog rada loma za opće konstrukcijske čelike, a za čelike za poboljšanje rabe se uzorci s U zarezom. Kod krutih materijala (npr. sivi lijev), dubina zareza gotovo da i nema utjecaja na žilavosti jer je i sama struktura sivog lijeva vrlo nehomogena.

2.6.9. Ispitivanje dinamičke izdržljivosti

Elementi strojeva i dijelovi konstrukcija često su u radu izloženi promjenjivom opterećenju koje u materijalu izaziva dinamička naprezanja. Ova naprezanja mogu izazvati lom konstrukcijskog dijela, iako su iznosom manja od granice tečenja (R_T) određene u uvjetima statičkog vlačnog pokusa. Ova pojava naziva se *lom od umora materijala*. Stoga, dimenzioniranje dinamički opterećenih dijelova i konstrukcija treba provesti prema vrijednosti dinamičke izdržljivosti materijala. Dinamička izdržljivost ili granica umora (R_d) je ono najveće promjenljivo (dinamičko) naprezanje koje materijal izdržava uz praktički beskonačan broj ciklusa bez pojave loma. To je mehaničko svojstvo koje karakterizira otpornost materijala prema pojavi umora. Dakle, strojni dio koji je dulje vremena podvrgnut vremenski promjenjivim naprezanjima, lomi se pri naprezanjima koja su znatno manja od statičke čvrstoće i granice tečenja, što je posljedica tzv. *umora materijala* (oko 90 % lomova strojnih dijelova, posebno dijelova motora, vozila i sl. posljedica je umora materijala).

Za razliku od lomova pri statičkom opterećenju, lomovi zbog umora materijala redovito nastaju bez prethodnog razvlačenja materijala (dakle bez trajne deformacije i kontrakcije presjeka), bez obzira na vrstu i osobine materijala i na vrstu naprezanja. Razlog ovome je to što su naprezanja koja uzrokuju lom zbog umora, znatno ispod granice tečenja.

Za statički lom je karakteristična hrapava površina loma, dok je dinamički lom karakterističan po svojoj glatkoj i finoj prijelomnoj površini loma, (Slika 2.45.).



Slika 2.45. Statički lom (zbog puzanja) i dinamički lom (zbog umora) materijala

Umor materijala je iznimno opasna i složena pojava koja se odvija u tri stadija:

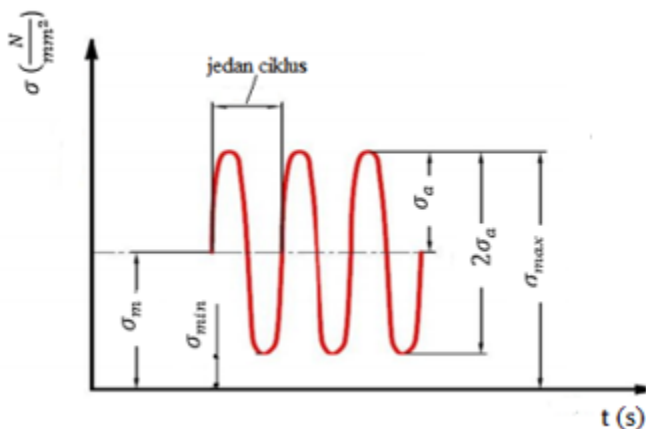
- *stadij inicijacije pukotine* je pojava jedne ili više mikropukotina u blizini tzv. koncentrata naprezanja, na površini ili ispod površine dinamički opterećenog strojnog dijela. Važan uzrok začeca pukotine na površini jest i činjenica da su nominalna naprezanja uvijek najveća na površini. Ustvari, pukotina se uvijek inicira na mjestu najvećih stvarnih naprezanja.
- *stadij širenja pukotine* je širenje inicijalne pukotine do veličine nekoliko kristalnih zrna (proces širenja pukotine traje sve dok se ostatak presjeka ne smanji toliko da naprezanja u njemu dostignu vrijednost statičke čvrstoće materijala, pa se on odjednom nasilno slomi). Na površini loma je u ovom stadiju, zona širenja pukotine glatka (hrapavost na razini kristalnih zrna).
- *stadij frakture (loma)* strojnog dijela, je zadnji stadij umora materijala koji nastupa posve iznenadno. Na površini loma u ovom stadiju izražene su vrlo grube i nepravilne površine, (Slika 2.46.).



Slika 2.46. Primjer oštećenja zbog umora

U praksi nas zanima ono najveće titrajno opterećenje koje neki materijal može izdržati beskonačno dugo, a da se ne pojavi lom. Ispitivanje dinamičke izdržljivosti provodi se uređajima umaralicama ili pulzatorima. Ispitivanja dinamičke čvrstoće redovito se izvode za probne epruvete ili strojne dijelove izložene cikličkim promjenjivim naprezanjima na vlak, tlak, savijanje i torziju. U ispitivanjima je uobičajena vremenski ovisna promjena dinamičkog napreznja prema sinusoidnom zakonu, (Slika 2.47.). Pri proračunu strojnih dijelova, periodička dinamička opterećenja najčešće se aproksimiraju s harmonijskim dinamičkim opterećenjima, a dodatni nepoželjni utjecaji zbog udarnih opterećenja uzimaju se u obzir faktorom radnih uvjeta.

Pri harmonijskom opterećenju, veličina napreznja se mijenja u području između najmanje i najveće vrijednosti, pri čemu su amplituda ciklusa napreznja i srednje napreznje određeni izrazima: $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$; $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$



- σ_{max} $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ najveće napreznje ciklusa
- σ_{min} $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ najmanje napreznje ciklusa
- σ_m $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ srednje napreznje ciklusa
- σ_a $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ amplituda ciklusa napreznja
- $2\sigma_a$ $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ raspon napreznja

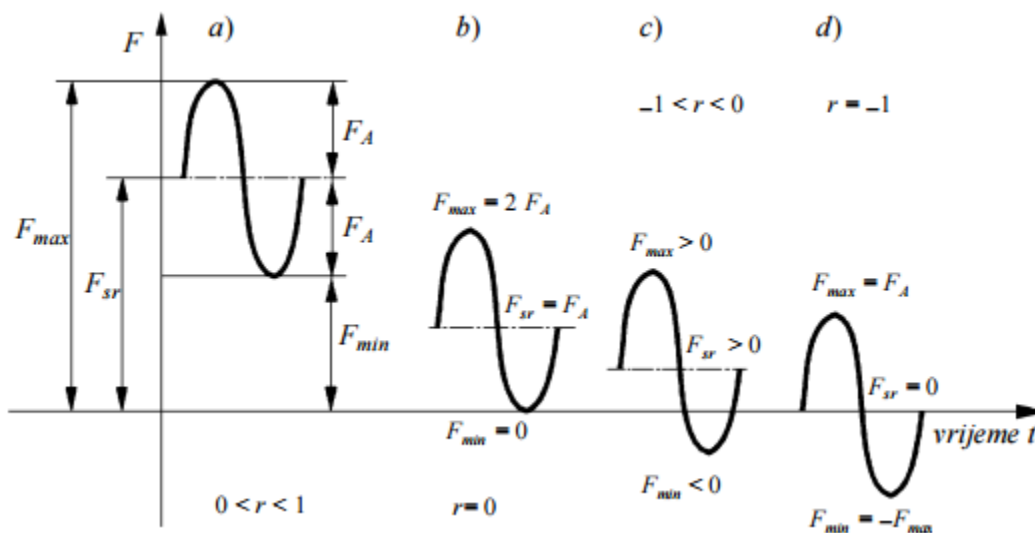
Slika 2.47. Sinusoidna promjena dinamičkog napreznja

Karakter dinamičkih opterećenja uvijek se određuje s obzirom na faktor asimetrije ciklusa naprezanja (r), koji je definiran omjerom najmanjeg i najvećeg naprezanja ciklusa i određen je izrazom:

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad -1 \leq r \leq 1$$

Dinamička opterećenja mogu se opisati kombinacijom statičkog opterećenja (F_{sr}) i titrajućeg opterećenja amplitude (F_A).

Glavni tipovi promjenljivog opterećenja prikazani su na slici (Slika 2.48.) (isti se pristup koristi za opterećenja silama i momentima torzije M_t i savijanja M_s , te za naprezanja σ).



Slika 2.48. Glavni tipovi promjenljivog opterećenja: a) jednosmjerno dinamičko opterećenje b) impulsno dinamičko opterećenje c) opće izmjenično dinamičko opterećenje d) čisto izmjenično opterećenje

Da bi se utvrdila "dinamička izdržljivost" materijala, ispitne epruvete moraju biti fino brušene i polirane. Ispitivanje dinamičke izdržljivosti provodi se sa zadanim iznosom gornjeg i donjeg naprezanja i određenom vremenski ovisnom promjenom opterećenja.

U strojarskim sustavima su dva vrlo česta slučaja dinamičkog opterećenja: pulzirajuće (istosmjerno) i titrajuće (dvosmjerno), (Slika 2.49.):

1. pulzirajuće opterećenje: $F_{min} = 0$, $F_A = F_{max}/2$, $F_{sr} = F_{max}/2$, $r = 0$
2. titrajuće opterećenje: $F_{min} = -F_A$, $F_A = F_{max}$, $F_{sr} = 0$, $r = -1$



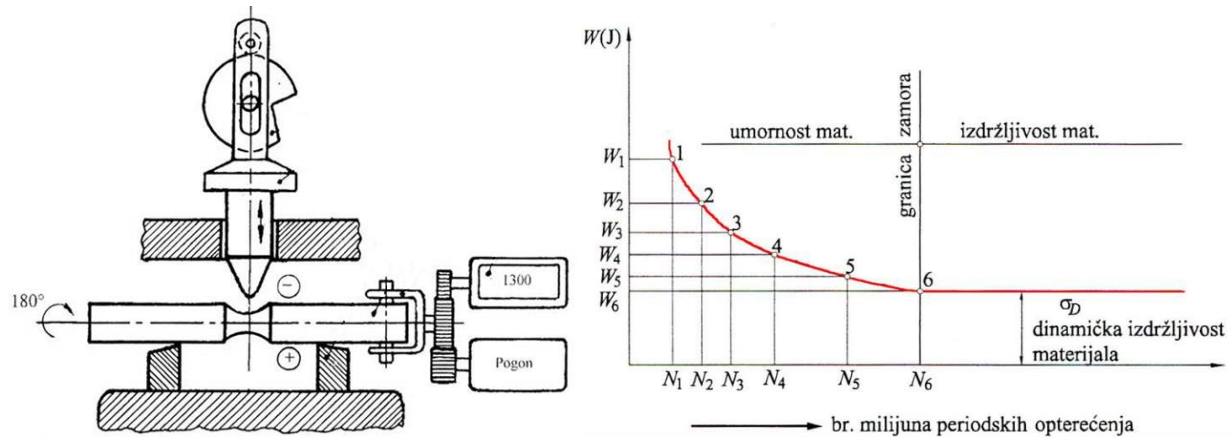
Slika 2.49. Primjeri dinamičkog opterećenja (klackalica za otvaranje ventila kod motora s unutarnjim izgaranjem opterećena je na pulzirajuće naprezanje na savijanje) i titrajućeg (osovina vagona opterećena je na izmjenično naprezanje na savijanje)

Kako ispitivanje na umaralicama nije moguće provoditi beskonačno dugo, određuje se granični broj ciklusa (N_g), koji epruvete trebaju izdržati bez pojave loma. U tom slučaju kažemo da su dinamički izdržljive. Vrijednost graničnog broja ciklusa iznosi :

$$N_g = n \cdot 10^7 \text{ ciklusa}$$

gdje n može biti od 1 do 10 (maksimalno 20), ovisno o ispitivanom materijalu i njegovoj primjeni. Za čelik je $n = 1$, za bakar (Cu) i njegove legure $n = 5$, za lake metale (Al, Mg, Ti) i njihove legure $n = 10$.

Na temelju dobivenih rezultata ispitivanja, konstruira se Wöhlerov dijagram (Slika 2.50.). Wöhlerove krivulje daju odnos između primijenjenog raspona napreznja σ i broja ciklusa N do popuštanja materijala. Na temelju dobivenih vrijednosti za dinamičku čvrstoću prema Wöhleru, može se za određeni materijal nacrtati dijagram dinamičke čvrstoće, koji pregledno daje podatke o najvećem i najmanjem graničnom napreznju, pri kojima ne dolazi do loma ni nakon beskonačno dugo vremena. Detaljnija objašnjenja navedenog prelaze okvire nastavnog programa, a zainteresirani studenti mogu se koristiti navedenom dostupnom literaturom.



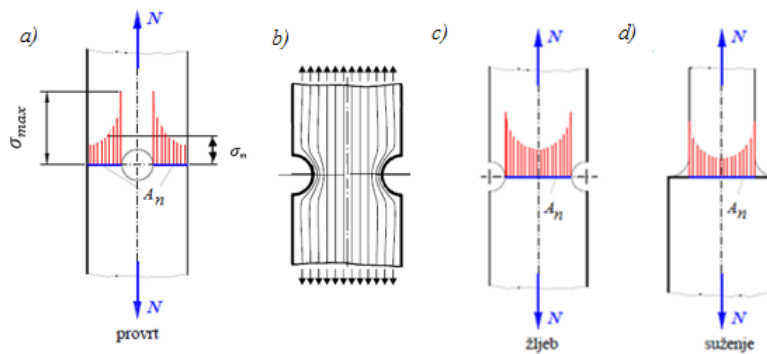
Slika 2.50. lijevo) umaralica; desno) Wöhlerov dijagram dinamičke izdržljivosti

Dinamička čvrstoća strojnog dijela manja je od dinamičke čvrstoće materijala (tj. standardne probne epruvete od istog materijala) zbog čitavog niza utjecaja, od kojih su najvažniji oblik strojnog dijela, njegove apsolutne dimenzije i kvaliteta njegove površinske obrade. Stoga, prilikom konstruiranja, treba voditi računa o toj činjenici, te spoznati da do nje dolazi uslijed raznih koncentratora naprezanja na pojedinim mjestima konstrukcijskog dijela (površinska hrapavost, promjena debljine, oštri rubovi, greške u strukturi materijala, korozija, temperatura i sl.). Na tim mjestima pojava koncentratora naprezanja može rezultirati inicijalnim mikropukotinama, te u kasnijoj fazi eksploatacije i do loma.

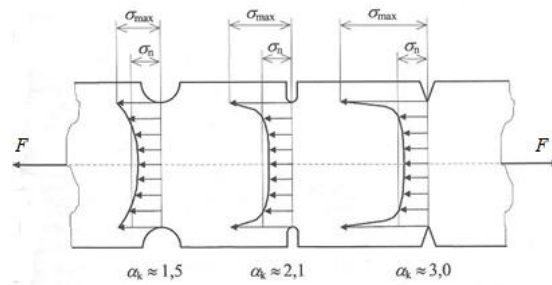
2.6.10. Koncentracija naprezanja

Utjecaj oblika strojnog dijela na njegovu dinamičku čvrstoću svodi se na (ne)ravnomjernost rasporeda naprezanja po presjeku. Naime, promjena oblika presjeka strojnog dijela izaziva promjenu naprezanja u njima, koja se reflektira u obliku skoka naprezanja na mjestu promjene, tj. prijelaza. U takvim slučajevima, raspodjela naprezanja po presjeku bitno se razlikuje od slučaja tijela konstantnog presjeka, sl. 2.49. Dijagram rasporeda naprezanja po presjeku pokazuje nagli porast naprezanja na mjestu prijelaza, tim veći što je prijelaz nagliji.

U štapu konstantnog poprečnog presjeka, opterećenog konstantnom vlačnom silom (N), u svakom presjeku vlada isto naprezanje: $\sigma_n = \frac{N}{A}$ (MPa). Zamislamo da se sila prenosi putem zamišljenih linija-silnica. Koncentracija naprezanja biti će veća što je promjena presjeka naglija, odnosno što je zarez oštriji, (Slika 2.51. i Slika 2.52.).



Slika 2.51. Koncentracija naprezanja a), c), d) raspodjela naprezanja po presjeku, b) tijek silnica



Slika 2.52. Utjecaj oblika zareza na koncentraciju naprezanja

Faktor koji pokazuje koliko puta je najveće naprezanje u određenoj točki tijela iz idealnog (elastičnog, izotropnog i homogenog) materijala, veće od nominalnog naprezanja u toj točki, naziva se *teorijski (geometrijski) faktor koncentracije naprezanja* i definira se kao:

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \geq 1$$

gdje je: σ_{max} (MPa) najveće naprezanje zbog učinka koncentracije,

σ_n (MPa) nominalno naprezanje.

Pri statičkom opterećenju dijelova iz razvlačivih materijala, prilikom dostizanja granice tečenja na mjestima koncentracije naprezanja, materijal se na tim mjestima plastično deformira (razvlači) bez povećanja opterećenja. To uzrokuje ravnomjerniji raspored naprezanja, tj. efekt koncentracije naprezanja se poništi. Običaj je da se koncentracija naprezanja pri statičkim opterećenjima uzima u obzir samo kod izrazito krutih materijala. Većina žilavih materijala pri mirnom (statičkom) opterećenju nije posebno osjetljiva na zarezna naprezanja, tako da vršna naprezanja nije niti potrebno uzimati u obzir.

Kod dinamičkih opterećenja, koncentracija naprezanja uzrokuje smanjenje dinamičke čvrstoće strojnih dijelova izrađenih kako od krtih, tako i od žilavih materijala. Ovo je uzrokovano činjenicom da pri promjenjivom naprezanju efekt poravnanja naprezanja ne može sasvim doći do izražaja kao pri statičkom naprezanju. Naime, materijal nema vremena za veće poravnanje naprezanja, jer je već u idućem trenutku napregnut mnogo manje, često i naprezanjem suprotnog predznaka.

Svojstvo materijala da pri promjenjivom naprezanju, lokalnim plastičnim deformacijama ipak donekle smanji koncentraciju naprezanja, procjenjuje se *faktorom osjetljivosti materijala na koncentraciju naprezanja*. Očito je da su razvlačivi materijali manje osjetljivi na koncentraciju naprezanja negoli krti materijali. U izrazito nehomogenih materijala, kao što je sivi lijev, unutrašnji izvori koncentracije (zbog nehomogenosti) u velikoj mjeri poništavaju efekte vanjske koncentracije naprezanja (zbog oblika), tako da se dinamička čvrstoća dijelova izrađenih od ovakvih materijala malo razlikuje od dinamičke čvrstoće polirane probne epruvete iz istog materijala. Kaže se da su takvi materijali malo osjetljivi ili neosjetljivi na koncentraciju naprezanja.

Utjecaj apsolutnih dimenzija: s povećanjem apsolutnih dimenzija strojnih dijelova, povećava se i njihov volumen, a time i vjerojatnost povećanja nehomogenosti dijelova, pa se njihova čvrstoća smanjuje. Uzrok tome jest što je u većem volumenu veća vjerojatnost nehomogenosti, te grešaka u materijalu i obradi, a time je i veća vjerojatnost nastanka i širenja pukotine koja je inicijalni koncentrator naprezanja.

Utjecaj stanja površine strojnog dijela na njegovu dinamičku čvrstoću vrlo je značajan, jer inicijalna pukotina redovito nastaje na površini i to zbog sljedećih razloga:

- površinske mikroneravnine i lokalne plastične deformacije, nastale u procesu obrade, uzrokuju lokalne koncentracije naprezanja na površini,
- utjecaj vanjske sredine je najveći na površinske slojeve,
- nominalna naprezanja su najveća na površinama strojnih dijelova.

Smanjenje dinamičke čvrstoće strojnih dijelova zbog navedenih upliva obuhvaćeno je faktorom kvalitete površine strojnog dijela, koji je definiran omjerom trajne dinamičke čvrstoće izvjesnog strojnog dijela i trajne dinamičke čvrstoće istog strojnog dijela, ali polirane površine.

3. ELEMENTI STROJEVA

3.1. Kriteriji dimenzioniranja

Pod dimenzioniranjem strojnog dijela ili elementa konstrukcije podrazumijeva se određivanje najmanjih mjera koje mu jamče siguran rad u zadanim radnim uvjetima, odnosno mogućnost podnošenja radnog opterećenja bez rizika pojave trajnih deformacija. Radna sposobnost strojnih dijelova se procjenjuje obzirom na kritične pojave, kojima se moraju dijelovi strojeva uspješno suprotstaviti. Pri tome je na prvom mjestu čvrstoća, zatim krutost i elastičnost, vibracije, otpornost na trošenje, otpornost na koroziju, pouzdanost u radu, itd. Svaka je strojna konstrukcija, kao i njeni elementi, projektirana, dimenzionirana i proizvedena za određenu namjenu i kao takva, treba biti izrađena od odgovarajućeg materijala i određenog geometrijskog oblika. Kako su tijekom eksploatacije i konstrukcija i njezini elementi, izloženi djelovanju osnovnih ili složenih opterećenja, ista treba zadovoljiti odgovarajuće kriterije, koji se temelje na znanstvenim spoznajama Nauke o čvrstoći i poznavanju materijala, kao što su:

- *kriterij čvrstoće* zahtijeva da najveća naprezanja u konstrukciji moraju biti manja od čvrstoće materijala. Zadatak proračuna čvrstoće je određivanje najmanjih dimenzija pojedinih dijelova konstrukcije pod djelovanjem zadanog opterećenja, a da pri tome ne dođe do pojave loma.
- *kriterij krutosti* zahtijeva da najveće deformacije konstrukcije budu u okviru dopuštenih granica.
- *kriterij stabilnosti* znači da konstrukcija bez obzira na naprezanje, poprima uvijek stabilni oblik ravnoteže.

Skup proračuna čvrstoće, krutosti i stabilnosti naziva se **dimenzioniranje** elemenata konstrukcije.

Kriterij čvrstoće : Pod pojmom čvrstoće konstrukcije ili njenog dijela, podrazumijeva se sposobnost prenošenja graničnog opterećenja bez pojave nedopuštenih oštećenja: trajnih deformacija ili nastanka pukotina odnosno loma. Pri dimenzioniranju strojnih dijelova i konstrukcija uvijek se postavlja pitanje: koliko smije biti najveće naprezanje u dimenzioniranom elementu? U većini slučajeva, pojava nedopuštenog oštećenja uzrokovana je pojavom graničnih naprezanja. Zbog toga je uvjet da na određenom, kritičnom mjestu opterećenog strojnog dijela ili

konstrukcije ne dođe do nedopuštenog oštećenja, odnosno da na tom mjestu naprezanja σ bude manja od onih (graničnih) naprezanja σ_{gr} i τ_{gr} , koja bi uzrokovala ta nedopuštena oštećenja:

$$\sigma < \sigma_{gr} \text{ , } \tau < \tau_{gr}$$

Jasno je da su za granična naprezanja mjerodavne karakteristike čvrstoće materijala, koje se označavaju sa R . To znači da ih treba odabrati prema onoj (karakterističnoj) vrijednosti čvrstoće, koja se ne smije dostići. Ako su naprezanja npr. statička (mirna), a važno je npr. samo da ne dođe do loma, mjerodavna karakteristika čvrstoće će biti statička čvrstoća materijala (R_m). Ako pri statičkim naprezanjima nisu dopuštene plastične deformacije, mjerodavna karakteristika čvrstoće će biti granica tečenja (R_T). Ako su naprezanja vremenski promjenjiva (dinamička), mjerodavna karakteristika čvrstoće će biti dinamička čvrstoća R_d (granica umora materijala). U slučaju dugotrajnih statičkih opterećenja, posebno pri povišenim temperaturama, mjerodavna karakteristika čvrstoće će biti granica puzanja ili dugotrajna statička čvrstoća, itd. Iz navedenog se da zaključiti da su vrijednosti ovih graničnih naprezanja različite za različite vrste opterećenja (vlak, tlak, savijanje, smik, torzija).

Omjer mjerodavne karakteristike čvrstoće R i radnog naprezanja σ , koji pokazuje koliko je puta mjerodavna karakteristika čvrstoće R veća od radnog naprezanja σ naziva se faktorom sigurnosti:

$$\nu = \frac{R}{\sigma} > 1$$

Faktor sigurnosti ν mora biti veći, ili barem jednak, vrlo pažljivo i vrlo odgovorno odabranoj vrijednosti tzv. potrebnog stupnja sigurnosti ν_{potr} :

$$\nu \geq \nu_{potr}$$

Budući se prema ovom izrazu kontrolira čvrstoća na kritičnom mjestu strojnog dijela, stoga on predstavlja *uvjet čvrstoće*. Potrebni faktor sigurnosti određuje na temelju iskustva i znanja, a granice su mu određene procjenom visine štete, koja bi nastala nedopuštenim oštećenjem (gornja granica), te što manjim utroškom materijala, tj. cijenom proizvoda (donja granica). Vrijednost mu naročito raste, ako bi oštećenjem bili ugroženi ljudski životi. Naime, prilikom dimenzioniranja strojnih dijelova i konstrukcija, susrećemo se s pojmom proračunskog i stvarnog (radnog) naprezanja. Proračunsko naprezanje je ono naprezanje za koje očekujemo da će se pojaviti u strojnom dijelu na temelju proračuna i ono vrlo često ne odgovara stvarnom naprezanju koje se pojavljuje u strojnom dijelu tijekom eksploatacije. Razlog tome leži u opterećenju (sile koje djeluju na pojedine konstrukcije ili dijelove nisu nam poznate), u problematici potpunog definiranja

opterećenja realne konstrukcije, u problematici proračuna s idealnim materijalom strojnih dijelova (a znamo da materijal često nije niti homogen niti izotropni), kao i u djelomičnoj netočnosti primijenjenih izraza Nauke o čvrstoći. Teško je računski proračunati sile koje djeluju npr. na avionsko krilo, brod na uzburkanom moru, automobilsku osovinu pri vožnji na neravnom putu i sl. Također u konstrukciji mogu postojati početna, montažna i toplinska naprezanja. Iz svega ovog možemo zaključiti da je proračunsko naprezanje samo procjena stvarnog naprezanja. Kako stvarno naprezanje očito mora biti manje od čvrstoće materijala, jer inače bi došlo do loma konstrukcije, to se osigurava faktorom sigurnosti. Izbor faktora sigurnosti jedna je od najvažnijih, najodgovornijih i najtežih zadaća projektanta, jer o njemu ovisi sigurnost i ekonomičnost konstrukcije ili stroja. Mali faktor sigurnosti može uzrokovati lom konstrukcije zbog preopterećenja, a prevelik faktor sigurnosti znači neracionalne dimenzije i cijenu konstrukcije ili stroja.

Iz gore navedenih izraza proistječe sljedeći izraz:

$$\sigma \leq \frac{R}{v_{potr}} \text{ (MPa)}$$

Omjer čvrstoće R i faktora sigurnosti v_{potr} na desnoj strani ovog izraza predstavlja granicu koju stvarno (radno) naprezanje σ ne smije nikada preći, i naziva se *dopušteno naprezanje*:

$$\sigma_{dop} = \frac{R}{v_{potr}} \text{ (MPa)}$$

Sada se *uvjet čvrstoće* može pisati, i najčešće se piše, kao: $\sigma \leq \sigma_{dop}$

Kako se u konstrukcijama ne smiju pojaviti trajne plastične deformacije, već čitava konstrukcija mora biti u području elastičnih deformacija, to znači da dopuštena naprezanja u materijalu ne smiju prijeći granicu elastičnosti. Stoga projektant pri proračunu mora biti siguran da je stvarno naprezanje manje od granice tečenja kod rastezljivih materijala, odnosno manje od maksimalne čvrstoće (R_M) kod krhkih materijala. Dakle, prilikom proračuna se mora osigurati da najveće proračunsko naprezanje bude manje od dopuštenog naprezanja σ_{dop} ili τ_{dop} , koje je za krhke materijale definirano izrazom:

$$\sigma_{dop} \geq \frac{R_m}{v} \text{ (MPa)} \quad \tau_{dop} \geq \tau \text{ (MPa)}$$

gdje su: σ_M i τ_s vlačna (tlačna), odnosno smična čvrstoća materijala, a v faktor sigurnosti.

Dopušteno naprezanje zavisi o osnovnim vrstama opterećenja: dopušteno vlačno (σ_{vdop}), dopušteno tlačno (σ_{tdop}), dopušteno naprezanje na savijanje (σ_{sdop}), dopušteno smično

(tangencijalno) naprezanje (τ_{sdop}) i dopušteno naprezanje na torziju (τ_{tdop}). Dopušteno naprezanje strojnog dijela bitno ovisi o posebnim faktorima koji utječu na čvrstoću materijala, a posebno o njegovim apsolutnim dimenzijama, koeficijentu oblika, kvaliteti njegove površinske obrade, te o trajnom statičkom ili dinamičkom opterećenju.

Prema **kriteriju čvrstoće**, razlikujemo:

1. kriterij najvećeg normalnog naprezanja, prema kojem najveće normalno naprezanje (σ_{max}), u bilo kojem poprečnom presjeku (A) konstrukcijskog elementa, ne smije biti veće od dopuštenog normalnog naprezanja (σ_{dop}):

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A} \leq \sigma_{dop} \quad \text{za aksijalno opterećene štapove,}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} \leq \sigma_{dop} \quad \text{za štap opterećen na savijanje.}$$

2. kriterij najvećeg tangencijalnog naprezanja, prema kojem najveće tangencijalno naprezanje (τ_{max}), u bilo kojem poprečnom presjeku konstrukcijskog elementa, ne smije biti veće od dopuštenog tangencijalnog naprezanja (τ_{dop}):

$$\tau = \frac{F_o}{A_o} \leq \tau_{dop} \quad \text{za štap opterećen na odrez (smicanje),}$$

$$p_{max} \leq p_{dop}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_p} \leq \tau_{dop} \quad \text{za nosače kružnog poprečnog presjeka opterećene na uvijanje.}$$

3. kriterij ekvivalentnog naprezanja, prema kojem ekvivalentna (reducirana) naprezanja moraju biti manja od dopuštenog normalnog naprezanja:

$$\sigma_{ekv} \leq \sigma_{dop}$$

Kriterij krutosti: krutost konstrukcije je otpornost prema deformiranju. Zadatak proračuna krutosti je određivanje deformacija konstrukcija pod djelovanjem zadanog opterećenja, a koje moraju ostati u dopuštenim granicama određenima uvjetima uporabe same konstrukcije. Kod velikog broja strojnih dijelova, veličina elastičnih deformacija mora biti ograničena, jer velike deformacije bitno utječu na funkcionalnost strojnih dijelova. Zahtjev krutosti je puno stroži od zahtjeva čvrstoće. Zahtjev krutosti je posebno važan kod alatnih strojeva, jer je ispunjenje zahtjeva stupnja točnosti obrade i kvalitete obrađenih površina moguće postići jedino pod uvjetom, da se glavni dijelovi alatnog stroja pod opterećenjem najmanje deformiraju.

U određenim slučajevima, zahtijeva se da dijelovi strojeva imaju što manju krutost, tj. što veću elastičnost (opruge, elastični vijci, itd.). Veća elastičnost je posebno važna za dijelove strojeva, koji su izloženi udarnim opterećenjima, jer je za ocjenjivanje njihove radne sposobnosti mjerodavan deformacijski rad, s kojim je potrebno apsorbirati što veći dio kinetičke energije udara.

Prema kriteriju krutosti, najveća deformacija konstrukcijskog elementa (Δl_{max} , φ), ne smije biti veća od dopuštene deformacije (Δl_{dop} , φ_{dop}), što se može napisati kao:

$$\Delta l_{max} = \frac{F_{max} \cdot l}{A \cdot E} \leq \Delta l_{dop} \quad \text{za aksijalno opterećene štapove,}$$

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \leq \varphi_{dop} \quad \text{za nosače kružnog poprečnog presjeka opterećene na uvijanje.}$$

gdje su:

A	(m ²)	površina poprečnog presjeka,
E	(Pa)	modul elastičnosti,
G	(Pa)	modul smika,
I_p	(m ⁴)	polarni moment tromosti.

Kriterij stabilnosti: stabilnost konstrukcije je sposobnost iste da zadrži početni, ravnotežni oblik (izvijanje dugačkih štapova). Zadatak proračuna stabilnosti je određivanje opterećenja pod kojim konstrukcija i njezini elementi zadržavaju prvobitni oblik elastične ravnoteže. Prema kriteriju stabilnosti, nije dovoljno da konstrukcijski element bude unutar dopuštenih granica samo sa stajališta naprezanja i deformacija, već treba odrediti granično opterećenje koje može uzrokovati gubitak stabilnosti nosača, odnosno njegovo izvijanje zbog kojeg se mogu pojaviti trajne deformacije i lom elementa. Dimenzioniranje ili provjera postojećih dimenzija pri aksijalnom tlačnom opterećenju, kada postoji mogućnost gubitka stabilnosti, obavlja se ili prema Eulerovom ili prema Tetmajerovom izrazu, ovisno o vitkosti štapa (analiza stabilnosti prelazi okvire nastavnog plana, pa se studenti zainteresirani za stjecanje više razine znanja upućuju na literaturu navedenu na kraju udžbenika).

Poznavanje materijala, njihovih karakteristika, način proizvodnje, sposobnosti prerade, fizičke i toplinske obrade, te ispitivanja, je nužno potrebno zbog njihovog pravilnog izbora za različite strojne dijelove, posebno obzirom na nosivost, težinu, mogućnost obrade i ekonomičnost.

3.2. Podjela elemenata strojeva

Svi strojevi, koliko god na prvi pogled izgledali različito po obliku, veličini, funkciji i namjeni, imaju veliki broj jednakih ili sličnih dijelova, podsklopova i sklopova, s istom funkcijom i koji se u radu podvrgavaju jednakim zakonima. Ovakvi dijelovi, sklopovi, podsklopovi, grupe i podgrupe koji u svrhu funkcije stroja vrše različite osnovne funkcije nazivaju se **elementima strojeva**.

Elementi strojeva se prema funkciji mogu podijeliti na:

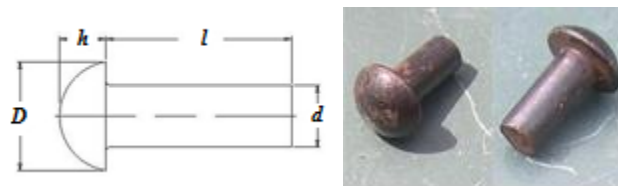
- elemente za spajanje,
 - elementi neraskidivog spajanja: zakovani, zavareni, lemljeni, lijepljeni i porubljeni spojevi,
 - elementi raskidivog spajanja: vijčani, stezni, zatični, spojevi klinovima i opruge,
- elementi za prijenos i pretvorbu sile i gibanja: osovine, vratila, ležaji, rukavci, spojke, prijenosnici,
- elementi za prijenos tekućina, plinova i rasutih tvari: cjevovodi, cijevi, ventili, zasuni, pipci, zaklopke (neće biti predmet opisivanja zbog ograničenog nastavnog programa).

3.3. Elementi za spajanje

3.3.1. Zakovični spojevi

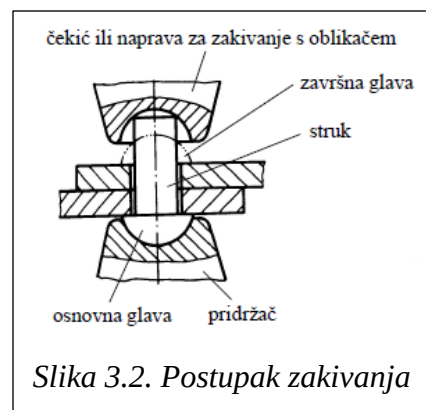
Zakivanje je tehnologija nerastavljivog spajanja limova, profila, šipkastog materijala itd. pomoću zakovica koje su normirani elementi.

Sirova zakovica sastoji se od struka, promjera d i duljine l , i već oblikovane osnovne glave promjera D i visine h , (industrijska gotova glava zakovice), (Slika 3.1.).



Slika 3.1. Elementi i izgled zakovice s poluokruglom glavom

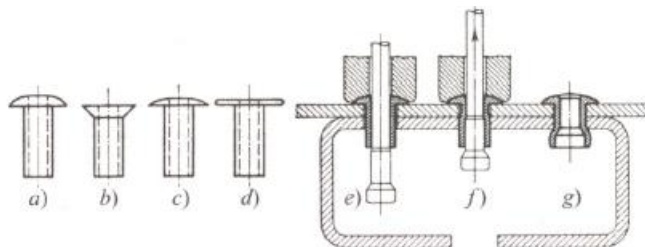
Zakovica se umeće u prethodno izbušeni provrt, koji prolazi kroz obje plohe, na način da glava zakovice ostaje s jedne strane, a tijelo prolazi na drugu stranu. Tlačnim djelovanjem na tijelo zakovice, tijelo se širi i tvori drugu glavu zakovice na suprotnoj plohi. Na taj se način ostvaruje trajan spoj dviju ploha, (Slika 3.2.). Osnovna glava zakovice podupire se pridržačem, a završna glava zakiva se oblikačem.



Slika 3.2. Postupak zakivanja

Provrti za zakovice se buše ili probijaju. Probijani se provrti dodatno buše ili razvrtaju, budući da stvaranje vrlo finih prskotina predstavlja koncentrator loma. U gradnji čeličnih konstrukcija zabranjeno je probijanje provrta. Rubovi provrta moraju se upustiti, da bi se dobio dobar prijelaz između struka i glave.

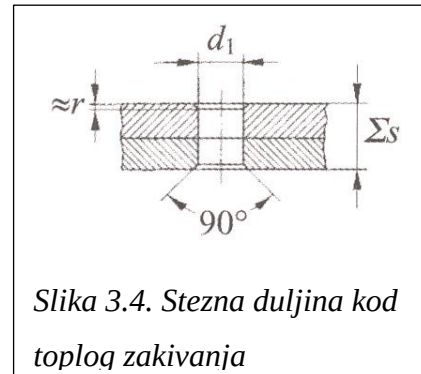
Zakovica može imati različite oblike glave: poluokrugli oblik glave (koji je i najrašireniji), poluupušteni, upušteni ili neki drugi oblik gotove glave, (Slika 3.3.). Zakovični se spoj primjenjuje u konstrukcijama koje su podvrgnute intenzivnim vibracijama i udarnom opterećenju i u konstrukcijama koje su izrađene od teško zavarivih materijala. Sam spoj zakovicama dobro podnosi naprezanja po osi okomitoj na os zakovice (smično naprezanje). Gdje god je to moguće, treba izbjegavati naprezanje zakovica na vlak.



Slika 3.3. Različiti oblici glave zakovica : a) zakovica s okruglom glavom b) zakovica s upuštenom glavom c) zakovica s plosnato-okruglom glavom d) zakovica s plosnatom glavom e) umetnuta zakovica pripremljena za provlačenje f) provlačenje trna g) zatvorena zakovica

Zakivati se može na hladno (u slučaju zakovica od lakih metala ili čelika promjera manjeg od 10 mm) i na toplo (u slučaju čeličnih zakovica promjera većeg od 10 mm, kada se zakovice zagrijevaju na svjetlo crvenu boju na cca. 1000°C).

Toplo zakovane zakovice hlađenjem se stežu (skupljaju), smanjuju u promjeru i duljini, te tlače sastavljene dijelove čvrsto jedan na drugi, tako da stvaraju čvrst spoj. Stezanje zakovica izaziva u struku vlačna naprezanja. Budući da je naprezanje zbog skupljanja proporcionalno duljini zakovice, stezna duljina treba biti veća ili jednaka 4 promjera zakovice, $\Sigma s \leq 4 \cdot d$, (Slika 3.4.).



Slika 3.4. Stezna duljina kod toplog zakivanja

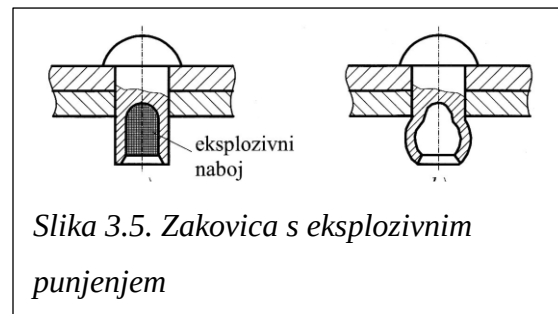
Duljina zakovice l mora biti dulja od stezne duljine za:

$\Sigma s \approx (4/3) \cdot d$ za zakovice s poluokruglom glavom i strojno zakivanje,

$\Sigma s \approx (7/4) \cdot d$ za zakovice s poluokruglom glavom i ručno zakivanje,

$\Sigma s \approx (0,6 \dots 1) \cdot d$ za zakovice s upuštenom glavom.

Kod ograničenog prostora zakivanja, na mjestima gdje je zakovica nepristupačna s jedne strane, koriste se zakovice s eksplozivnim punjenjem. Zakovica se umetne u provrt i zagrijavanjem zapali eksplozivno punjenje.



Slika 3.5. Zakovica s eksplozivnim punjenjem

Zakovica se eksplozijom proširuje i stvara odgovarajuću glavu, (Slika 3.5.).

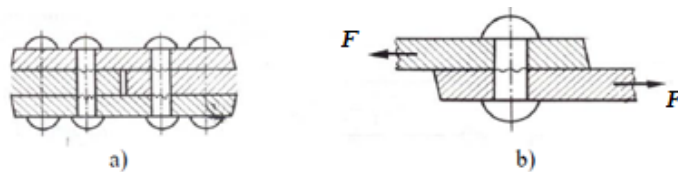
Zakivati se može ručno (ručnim alatima i zračnim čekićima) i strojno (specijalne preše), kod kojeg zakovica bolje ispunjava provrt nego pri ručnom zakivanju čekićem.

Prema namjeni, zakovične spojeve dijelimo na:

- čvrste (za gradnju čeličnih konstrukcija: mostova, dizalica, zgrada itd.),
- nepropusne (za gradnju spremnika, brodova itd.) i
- čvrste i nepropusne (posude pod tlakom).

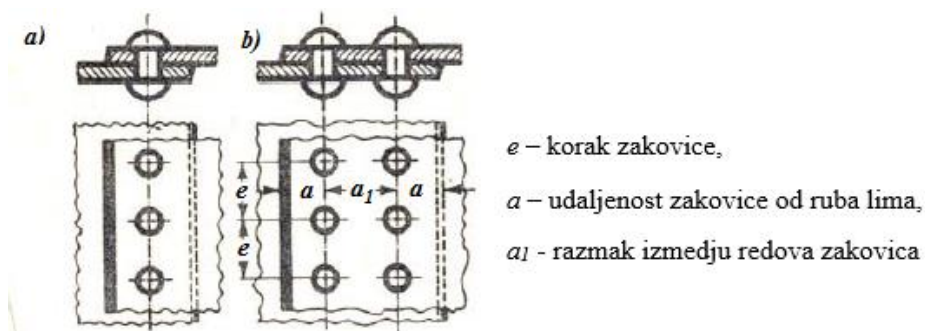
Prema međusobnom položaju zakovica u redovima, dijelimo ih na usporedne (paralelne) i izmjenične.

Prema međusobnom načinu postavljanja limova razlikujemo: sučeonu i prijeklopni spoj, (Slika 3.6.). Kod sučeonog spoja (a) limovi se međusobno spajaju cijelom površinom, a kod prijeklopnog (b) samo krajevima.



Slika 3.6. Način spajanja a) sučeonu b) prijeklopni spoj

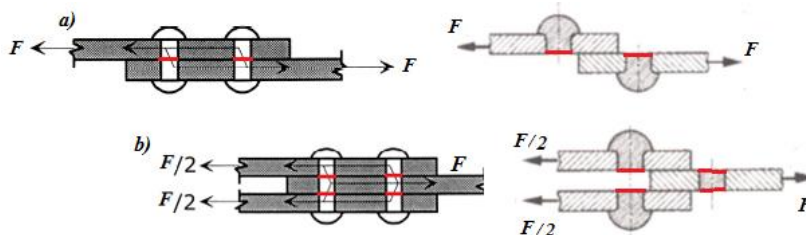
Prema broju redova zakovica, zakovice dijelimo na jednoredne, dvoredne i višeredne, (Slika 3.7.).



Slika 3.7. Prikaz zakovica kod jednorednog i dvorednog spoja

Zakovice u više redova osiguravaju i nepropusnost spoja. Najčešće se ne stavlja više od 3 do 4 reda zakovica (dopušteno je 5 do 6).

Prema broju mjesta prereza, razlikujemo: jednoredne, dvoredne i višeredne, (Slika 3.8.).



Slika 3.8. Jednoredne a) i dvoredne zakovice b)

Ako su zakovicom spojena dva lima (dva dijela), prevelika poprečna sila F će prerezati zakovicu na jednom mjestu pa se govori o jednorednom spoju (broj rezova $k = 1$). Ako su

zakovicom spojena tri lima (tri dijela) ili više njih, prevelika poprečna sila F će prerezati zakovicu na dva ili više mjesta pa se govori o dvoreznom ($k = 2$) ili višereznom spoju.

Prednosti zakovičnih spojeva:

- zakovični spoj vrijedi kao bezuvjetno siguran i primjenjuje se kod lakih konstrukcija (aluminij i njegove slitine),
- zakivanje konstrukcija od lakih metala pokazalo se povoljnijim od zavarivanja, jer hladno zakovane zakovice potpuno ispunjavaju provrte (nema zračnosti zbog sakupljanja),
- zakovični spojevi, unatoč visokim koncentracijama naprezanja zbog provrta, su trajniji od zavarenih (zavarivanje utječe nepovoljno na svojstva lakih metala),
- materijal se ne oslabljuje toplinskim utjecajima kao kod zavarivanja (posebno važno kod konstrukcija od lakih metala i kod zrakoplova – hladno zakivanje), a nema niti opasnosti od puzanja,
- nema temperaturnih deformacija,
- mogu se spajati različiti materijali različitih debljina, te materijali s presvlakama,
- kontrola kvalitete je jednostavna,
- trenje u spoju dovodi do prigušenja vibracija i buke,
- velika brzina izvođenja za neke vrste zakovica, i do 1000 zakovica/sat ,
- kod montaže može biti zamjena za vijčane spojeve,
- spoj se eventulano može i rastaviti rezanjem glava ili bušenjem zakovica.

Nedostaci zakovičnih spojeva :

- priprema je zahtjevnija zbog bušenja provrta,
- ne mogu se izvesti čeonu spojevi jer je uvijek potreban prijeklop, što konstrukciju čini težom,
- zakovice i dijelovi koji se spajaju moraju biti od istog materijala jer inače može doći do labavljenja zbog različitih temperaturnih rastezanja i do kontaktne ili galvanske korozije,
- neravnomjerna raspodjela naprezanja na spoju,
- površina nije glatka zbog glava zakovica.

Proračun zakovičnih spojeva: ako u spoju ima više zakovica, u proračunu čvrstoće se najčešće pretpostavlja da sve zakovice jednako sudjeluju u prijenosu sile, tj. da su podjednako opterećene. Zakovice prvenstveno trebaju biti opterećene smično. Iako dio sile nosi trenje na dodirnim površinama spojenih dijelova, to se u proračunu zanemaruje.

Za spoj opterećen kao na (Slika 3.9.), osim smicanja zakovica limovima, postoji i rizik od gnječenja zakovica od površinskog pritiska limovima i rizik od kidanja lima od istezanja. Prilikom proračuna niti jedan od navedenih rizika ne smije se zanemariti.

Smicanje zakovica limovima: u slučaju smicanja zakovica limovima, provjera smicajne čvrstoće zakovica određuje se prema kriteriju dimenzioniranja s obzirom na smično naprezanje, i određuje se izrazom:

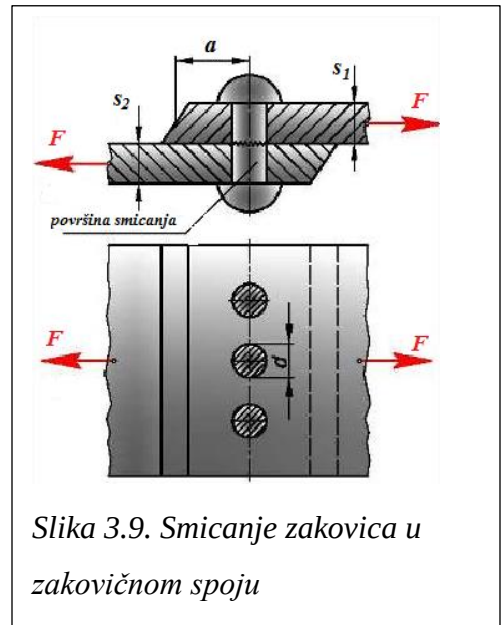
$$\tau_{sz} = \frac{F}{n \cdot k \cdot A_{sz}} \leq \tau_{szdop}$$

gdje je:

τ_{szdop} (MPa) dopušteno naprezanje materijala zakovice na smicanje,
 F (N) sila,
 n broj zakovica u spoju koja nose opterećenje ($n = 3$, za primjer sa slike),
 k broj rezova tj. smičućih površina

odnosno broj mjesta primjer sa slike)

A_{sz} (mm²) površina poprečnog presjeka zakovane zakovice, $A_{sz} = \frac{d_z^2 \pi}{4}$.



Slika 3.9. Smicanje zakovica u zakovičnom spoju

Smicanje lima zakovicama: za spoj opterećen kao na slici 3.15, aksijalne sile (F) mogu izazvati smicanje jednog od dva spojena lima, pri čemu u slučaju različitih debljina lima proračun smicanja treba napraviti za tanji lim. Provjera čvrstoće lima na smicanje, dobiva se prema izrazu:

$$\tau_{sL} = \frac{F}{n \cdot k \cdot A_{sL}} \leq \tau_{sLdop} \quad (\text{MPa})$$

gdje je:

τ_{sLdop} (MPa) dopušteno naprezanje materijala lima na smicanje,
 n broj zakovica u spoju, ($n = 3$, za primjer sa slike),

- k broj rezova lima (smičućih površina lima) po jednoj zakovici, ($k = 2$, za primjer sa slike),
- A_{sL} (mm^2) površina smicanja lima, $A_{sL} = a \cdot s_{min}$
- (stvarnoj smičućoj površini u obliku trapeza ekvivalentna je pravokutna površina koja je jednaka umnošku udaljenosti ruba lima (a) od simetrale zakovice i debljine tanjeg lima (s_{min})).

Naprezanje bokova provrta: u zakovičnom spoju prema slici (Slika 3.10.), postoji rizik od gnječenja zakovica uslijed površinskog tlaka koji djeluje na zakrivljenu površinu (plohu) tanjeg lima.

Površinski tlak je posljedica djelovanja sile F , i javlja se na dodirnim površinama dvaju tijela. Može izazvati nagnječenje i deformaciju dodirnih površina.

Srednje tlačno naprezanje na bokovima provrta se računa sa srednjim naprezanjem (površinskim tlakom) na bokovima provrta, odnosno struku zakovice, i to u slučaju više limova različite debljine u provrtu najtanjeg lima. Kriterij dimenzioniranja s obzirom na površinski tlak je:

$$p = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{n \cdot d \cdot s_{min}} \leq p_{dop} \quad (\text{Pa})$$

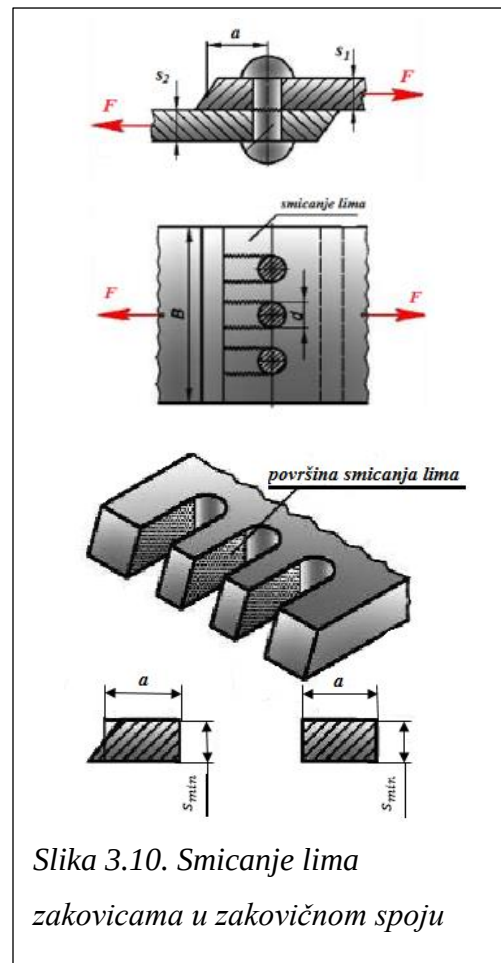
gdje je: p (Pa) stvarni površinski tlak lima na zakovicu,

A_p (mm^2) projekcija površine dodira lima i zakovice, $A_p = n \cdot d \cdot s_{min}$ broj zakovica na jednoj strani spoja,

d (mm) promjer provrta zakovice,

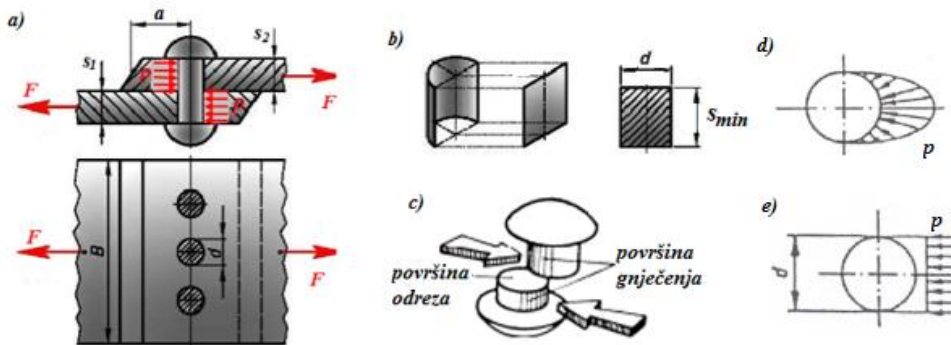
s_{min} (mm) najmanja debljina lima u spoju,

p_{dop} (Pa) dopušteni površinski tlak materijala zakovice.



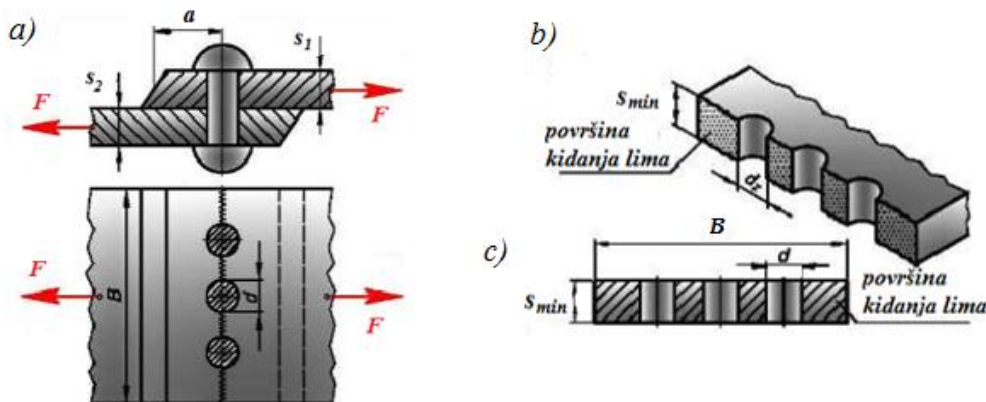
Slika 3.10. Smicanje lima zakovicama u zakovičnom spoju

Prema slici (Slika 3.11. b , d i e), jasno se uočava raspodjela stvarnog i proračunskog (srednjeg) površinskog tlaka. Površina A_p na koju djeluje sila F je projekcija stvarne zakrivljene površine na vertikalnu ravninu. Kako je ta površina manja od stvarne, odabirom proračunske površine u obliku projekcije, u stvari povećavamo faktor sigurnosti.



Slika 3.11. Površinski tlak lima na struk zakovice (naprezanje bokova provrta)

Kidanje lima od istezanja: u zakovičnom spoju prema slici (Slika 3.12.), postoji rizik od kidanja jednog od limova zbog vlačnog opterećenja.



Slika 3.12. Kidanje lima zakovičnog spoja zbog istezanja

Provjera lima na kidanje računa se prema izrazu: $\sigma_{vl} = \frac{F}{A_{vl}} \leq \sigma_{vldop}$

gdje je: σ_{vl} (MPa) stvarno vlačno naprezanje u kritičnom presjeku tanjeg lima,
 σ_{vldop} (MPa) dopušteno vlačno naprezanje u kritičnom presjeku tanjeg lima,
 A_{kl} (mm²) površina kidanja lima; $A_{kl} = (B - n \cdot d_z) \cdot s_{min}$.

Prilikom proračuna zakovičnih spojeva je korisno navesti nekoliko empirijskih izraza odnosno vrijednosti za izračun promjera, koraka i udaljenosti zakovica, definiranih (Slika 3.13.):

Promjer zakovice određuje se prema empirijskom izrazu:

$$d = \sqrt{50 \cdot s_{min}} - 2 \quad (\text{mm})$$

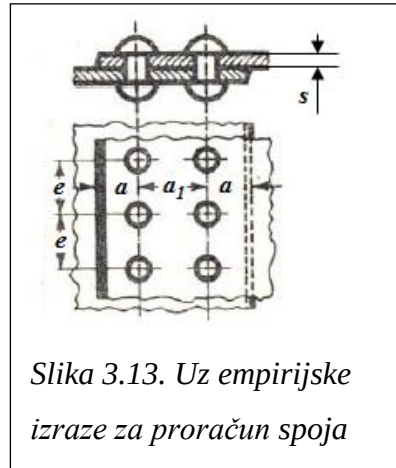
gdje je: s_{min} (mm) debljina najtanjeg lima u spoju, (treba usvojiti prvu veću standardnu vrijednost).

Korak zakovica (razmak između dvije susjedne zakovice):

$$e = (2 - 6) \cdot d.$$

Najmanja udaljenost zakovice od ruba limova koji se spajaju treba biti: $a = (1,5 - 4) \cdot d$, odnosno razmak između redova zakovica: $a_1 = (3 - 6) \cdot d$.

Pri proračunu zakovanih konstrukcija treba provjeriti i naprezanja u kritičnim presjecima zakovicama spojenih dijelova.



Slika 3.13. Uz empirijske izraze za proračun spoja

Tablica 3.1. Dopusštena naprezanja za različite materijale u ovisnosti o obliku i vrsti opterećenja

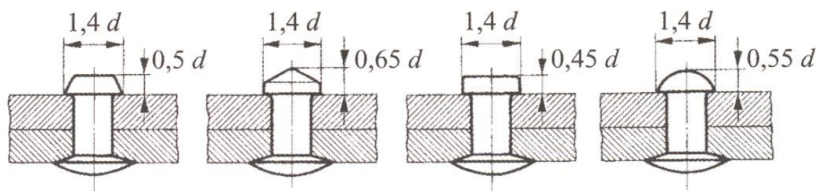
Zakovicama spojeni dijelovi										
Naprezanje	Opterećenje	Čelik ili čelični lijev s vlačnom čvrstoćom R_m (N/mm ²)					Sivi lijev ¹⁾ s vlačnom čvrstoćom R_m (N/mm ²)			
		340	360	420	500	600	100	200	300	400
Vlak, tlak σ_{dop}	Statičko	120	140	160	180	220	35	65	100	135
	Ishodišno dinamičko	85	100	120	140	170	25	40	75	100
	Izmjenično dinamičko	70	85	95	110	130	20	35	50	70
Savijanje σ_s dop	Statičko	170	195	225	250	310	50	90	140	190
	Ishodišno dinamičko	95	110	130	155	185	28	45	80	110
	Izmjenično dinamičko	75	95	100	120	145	20	40	55	80
Naprezanje u provrtu σ_l dop	Statičko	240	280	320	360	410	65	130	200	270
	Ishodišno dinamičko	170	200	240	280	340	45	85	130	170
	Izmjenično dinamičko	140	170	190	220	260	35	65	100	130
Čelične zakovice										
Naprezanje		Smicanje τ_s dop			Naprezanje u provrtu σ_l dop			Vlak σ_{dop}		
Opterećenje	Statičko	140			280			70		
	Ishodišno dinamičko	100			200			50		
	Izmjenično dinamičko	85			170			40		

¹⁾ Kod tlaka i tlaka pri savijanju oko 2,5 puta veće vrijednosti

U tablici (Tablica 3.1.) navedena su dopuštena naprezanja za različite materijale u ovisnosti o obliku i vrsti opterećenja (koja nisu ista za sve oblike opterećenja). Ispitivanjima je utvrđen

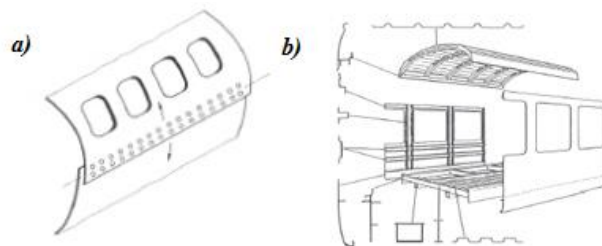
odnos između dopuštenih naprezanja za statičko opterećenje, za ishodišno dinamičko opterećenje (jednosmjerno dinamičko opterećenje – pulsiranje) i izmjenično (dvosmjerno) dinamičko opterećenje – titranje.

Materijal zakovica: kako bi izbjegli stvaranje elektrokemijske korozije, te kako bi postigli ujednačeno istežanje zakovica i limova pri zakivanju, zakovice se izrađuju od materijala jednakog kao i materijal spajanih limova. Tako se u gradnji čeličnih konstrukcija, kao materijal za zakovice upotrebljava čelik za konstrukcije: Č 0245 ili Č 0445, dok se za obojene (lake) metale koriste kao material za zakovice bakar, mjed, aluminij ili legure AlCuMg i AlMg5. Zakovični spojevi u konstrukcijama od lakih metala pokazali su se povoljnijim od npr. zavarivanja, posebice u gradnji vozila, brodova, zrakoplova, dizalica, mostova i u visokogradnji. Prednosti zakovanih konstrukcija od lakih metala u odnosu na čelične konstrukcije su mala težina, približno jednaka čvrstoća i otpornost prema koroziji. Nedostaci su visoka cijena i niži modul elastičnosti ($0,7 \cdot 10^5$ N/mm²). Zakovice od lakih metala su nešto drukčijeg oblika, (Slika 3.14.).



Slika 3.14. Oblik zakovica od lakih metala

Za spajanje dijelova zrakoplova se uglavnom koriste zakaljene AlCuMg1 ili Ti – zakovice, (Slika 3.15.), dok je npr. udio ekstrudiranih profila u željezničkoj industriji oko 70%.



Slika 3.15. Uporaba zakovica u avionskoj a) i željezničkoj industriji, b)

Budući da zavarivanje nepovoljno utječe na svojstva lakih metala, zakovični su spojevi, unatoč visokim zarezanim djelovanjima, trajniji od zavarenih spojeva.

3.3.2. Zavareni spojevi

Zavareni spojevi spadaju među nerastavljive veze i upotrebljavaju se prije svega za spajanje nosivih strojnih dijelova i konstrukcija. Radi se o spajanju jednog ili više dijelova toplinskim postupkom taljenja s ili bez dodavanja dodatnog materijala ili pritiskanjem omekšanih osnovnih materijala. Popunjavanje žlijeba dodatnim materijalom može se obaviti u jednom ili više prolaza, što zavisi o dubini žlijeba. Područje u kojem nastaje spoj naziva se zavar. Zavari i dijelovi koji se zavaruju predstavljaju zavareni spoj. Dijelovi koji se zavaruju su obično iz istih ili srodnih materijala, koji imaju približno jednaku temperaturu taljenja, ali mogu biti i iz raznorodnih materijala. Zavarivanjem se može postići da mehanička svojstva zavarenih spojeva budu jednaka onim osnovnog materijala, a ponekad čak i bolja. Osim čelika, pod posebnim uvjetima mogu se zavarivati bakar i bakarne legure, aluminijske legure, umjetne mase itd.

Prednosti zavarenih spojeva su:

- u usporedbi s ostalim spojevima, nosivost zavarenih spojeva može biti približno jednaka nosivosti osnovnog materijala (postiže se pravilnim odabirom dodatnog materijala i parametara zavarivanja),
- laka konstrukcija (i do 20% manja nego kod zakivanja, i do 50% u odnosu na dijelove dobivene lijevanjem),
- ekonomičnost - najbolje iskorištenje poprečnog presjeka zavarenih elemenata uz uštedu materijala,
- skraćanje vremena procesa spajanja,
- jednostavnost procesa,
- mogućnost dobivanja kompliciranih oblika,
- smanjenje buke (prisutna kod zakivanja).

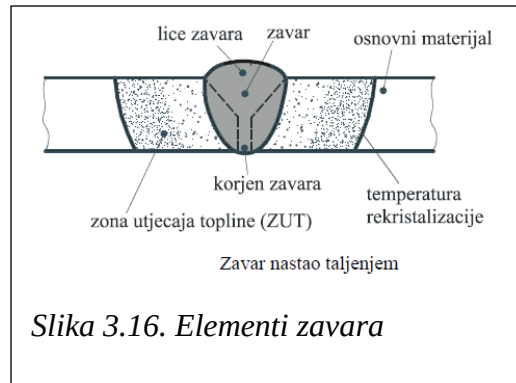
Nedostaci zavarenih spojeva su:

- zavarivanjem se bez problema spajaju samo materijali koji imaju jednaku ili približnu kvalitetu i sastav i koji su dobro zavarljivi (zavarljivost je svojstvo materijala da se spajanjem zavarivanjem njegovih dijelova dobije upotrebljiv spoj),
- na mjestu spajanja dolazi do lokalnog zagrijavanja i neravnomjernog rastezanja i skupljanja, što prilikom hlađenja uzrokuje zaostala naprezanja, koja mogu

uzrokovati plastične deformacije zavarenih dijelova (posebno su opasna vlačna naprezanja, jer smanjuju čvrstoću, a u prisustvu vodika i lokalno zakaljene strukture mogu dovesti do nastanka tzv. hladne pukotine. Deformacije i zaostala naprezanja mogu se smanjiti pogodnim smjerom i redoslijedom zavarivanja, a čak potpuno odstraniti naknadnim žarenjem (kod čelika približno 500 - 700°C),

- mjesto zavarivanja treba odgovarajuće oblikovati, pripremiti i očistiti od nečistoća i oksida,
- zavareni spojevi imaju manju sposobnost prigušenja vibracija, te manju otpornost prema koroziji, pa ih se nakon zavarivanja mora zaštititi protiv vanjskih utjecaja,
- kvaliteta spoja jako ovisi o individualnim sposobnostima radnika varioca.

Elementi zavora: Donji dio zavora na dnu žlijeba naziva se *korijen*, a gornji dio na vrhu naziva se *lice zavora*. Zbog brzog lokalnog zagrijavanja i hlađenja na mjestu zavora, velik dio topline prelazi u osnovni materijal, tako da u određenom području u okolini zavora dolazi do promjene mikrostrukture osnovnog materijala dijelova koji se zavaruju. To se područje naziva *zona utjecaja topline (ZUT)*. Elementi zavora prikazani su na slici (Slika 3.16.).



Danas je poznato oko 200 različitih postupaka zavarivanja. Oni se dijele s obzirom na vrstu energije kojom se zagrijava mjesto zavora (mehanička, kemijska, električna, snop elektrona), vrstu osnovnog materijala (metali, umjetni materijali), način zavarivanja (zavarivanje, navarivanje) i razinu mehanizacije zavarivanja (ručno, poluautomatsko, automatsko).

Budući se zavareni spojevi općenito temelje na kohezijskim silama u zavaru, nakon čega zavareni spoj čini neraskidivu cjelinu s osnovnim materijalom, s obzirom na način nastanka kohezijskih sila u zavarenom spoju razlikujemo:

- zavarivanje toplinskom energijom (zavarivanje taljenjem),
- zavarivanje s mehaničkom energijom, toplo i hladno (zavarivanje pritiskom).

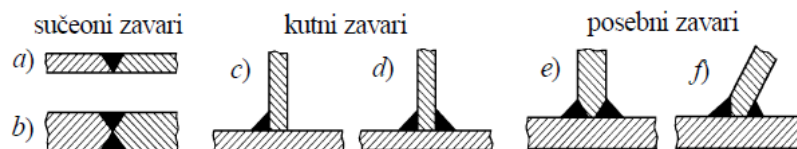
Zavarivanje toplinskom energijom (zavarivanje taljenjem): pri zavarivanju toplinskom energijom, spajani se dijelovi iz jednakog ili srodnog materijala (osnovni materijal), te dodatni

materijal, zagrijavaju na temperaturu koja je viša od tališta materijala dijelova koji se zavaruju. Tom prilikom na mjestu spoja dolazi do stapanja taline osnovnog i dodatnog materijala. Zavarivanje topljenjem obavlja se tako da se dijelovi koji se spajaju, na mjestu spoja rastope, a može se dodati, ali i ne mora, dodatni materijal. Ovisno o načinu dovođenja topline na mjesto spoja razlikujemo: plinsko zavarivanje (zavarivanje plamenom), elektrootporno, elektrolučno, ljevačko, zavarivanje plazmom, zavarivanje elektronskim snopom, i zavarivanje svjetlosnim snopom.

Zavarivanje mehaničkom energijom (zavarivanje pritiskom): do zavarivanja materijala dolazi zbog djelovanja pritiska ili udaraca na zagrijano mjesto spoja. Kod toplog zavarivanja, dodirne površine dijelova se prije zavarivanja na različite načine zagrijavaju do tjestastog stanja, tj. lokalno do tališta, čime se pospješuje proces difuzije atoma preko kontaktnih površina i rekristalizacije pod djelovanjem mehaničke sile pritiska. Pri hladnom zavarivanju su za nastanak zavarenog spoja potrebne veće sile pritiska, jer su kontaktne površine na sobnoj temperaturi. Dubina difuzijskog prodiranja je od 2 μm do 1 mm i ovisna je o vrsti spajanog materijala. Ovisno o načinu dovođenja topline na mjesto spoja razlikujemo: kovačko, plinsko, elektrootporno, indukcijsko, frikcijsko, hladno i ultrazvučno zavarivanje.

Zavarljivost je svojstvo materijala da se spajanjem zavarivanjem njegovih dijelova dobije upotrebljiv spoj. Materijal je dobro zavarljiv ako je standardnom opremom i postupkom zavarivanja moguće ostvariti upotrebljiv spoj, pri čemu je ponovljivost postupka vrlo visoka. Materijal je slabo zavarljiv ako se spoj ostvaruje složenom opremom i postupkom zavarivanja čija je ponovljivost problematična. Većina metala i umjetnih materijala je dobro zavarljiva, ako se izabere odgovarajući postupak zavarivanja. Na zavarljivost utječe sastav materijala, njegova kemijska i mehanička svojstva, te krutost konstrukcije. Za zavarivane strojne dijelove najvažniji materijal je čelik, a često se upotrebljavaju i čelični lijev, sivi lijev, teški metali (bakar, mjed i bronce, nikal i njegove legure, te titanove legure) kao i polimerni materijali.

Vrste zavarenih spojeva: s obzirom na međusobni položaj dijelova koji se zavaruju, zavareni spojevi se općenito dijele na: sučeone, (Slika 3.17.) *a* i *b*, kutne; *c* i *d*, i posebne; *e* i *f*



Slika 3.17. Opća podjela zavara s obzirom na položaj dijelova koji se zavaruju a) sučeoni V-zavar b) sučeoni X-zavar c) kutni zavar d) dvojni kutni zavar e) sučeoni K-zavar kutnog T-spoja f) polovični Y-zavar s kutnim zavarom u korijenu

Ovisno o debljini dijelova koji se zavaruju, postupku i načinu zavarivanja, zahtjeva i mogućnosti, a s obzirom na položaj dijelova koji se zavaruju razlikujemo:

- sučeono zavarivanje bez žlijeba (bez pripreme ruba) – sučeoni spojevi tankih limova i dijelova, u slučaju manjih opterećenja, (Slika 3.17. a),
- zavarivanje u prirodnom žlijebu s međusobnim naližeganjem dijelova (bez posebne obrade rubova) – obični kutni zavar, (Slika 3.17. c i d), te
- zavarivanje u posebno oblikovanom žlijebu (posebno obrađeni rubovi prije zavarivanja) – debeli dijelovi odnosno zavari s posebnim zahtjevima, u slučaju većih opterećenja, (Slika 3.17. b, e i f).

Prema položaju zavarivanja, razlikuju se četiri osnovna položaja:

- horizontalni,
- horizontalni na zidu,
- vertikalni,
- nad glavom.

Svi drugi položaji su kosi.

S obzirom na međusobni položaj dijelova koji se zavaruju, u tablici (Tablica 3.2.) su prikazani osnovni oblici zavarenih spojeva.

Tablica 3.2. Osnovni oblici zavarenih spojeva

Naziv spoja i opis	Poprečni presjek	Naziv spoja i opis	Poprečni presjek
<i>Sučeonni spoj</i> dijelovi leže u ravni		<i>Kosi spoj</i> spoj dvaju dijelova pod kutom	
<i>Sučeonni spoj s ivicom</i> spoj dijelova s ivičastim rubom		<i>Kutni T spoj</i> spoj dvaju pravokutnih dijelova	
<i>Preklopni spoj</i> spoj dijelova koji se djelomično prekrivaju		<i>Križni spoj</i> spoj triju dijelova, koji se križaju	
<i>Paralelni spoj</i> spoj dijelova, koji se u cijelosti prekrivaju		<i>Rubni spoj</i> spoj rubova dijelova pod proizvoljnim kutom	
<i>Usporedni spoj</i> spoj dvaju usporednih dijelova		<i>Višedijelni spoj</i> spoj više dijelova koji spojeni tvore žlijeb	

U tablici (Tablica 3.3.) prikazane su neke vrste i oblici taljenih zavara, te potrebne oznake na radioničkim crtežima, dok su u tablici (Tablica 3.4.) prikazane vrste i oznake zavara spojenih pritiskom.

Tablica 3.3. Vrste i oblici taljenih zavara po EN 22553 – izvadak

Naziv zavora	Oznaka	Priprema	Izvedba	Naziv zavora	Oznaka	Priprema	Izvedba
Sučeonni spojevi							
Zavar s ivicom				Polovični Y zavar			
I zavar				Dvostruki Y zavar			
V zavar				K zavar			
Polovični V zavar				U zavar			
Široki V zavar				Dvostruki U zavar			
X zavar				J zavar			
Y zavar				Dvostruki J zavar			
Kutni spojevi							
Kutni zavar				Ugaoni zavar			
Dvostruki i kutni zavar							
Rubni spojevi							
Rubni plosnati zavar				Rubni V zavar			

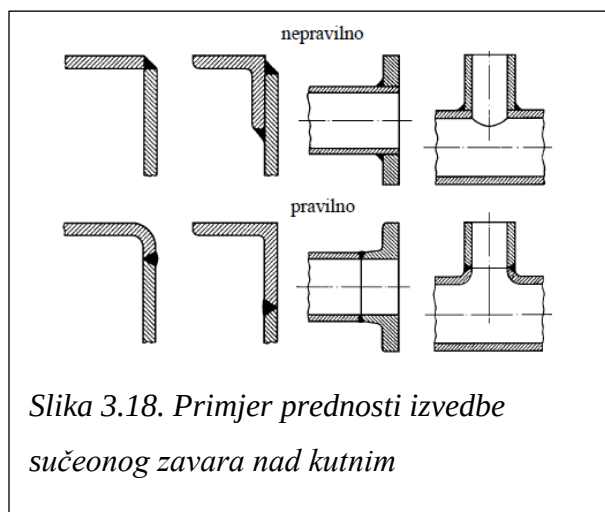
Tablica 3.4. Vrste i oblici mehanički spojenih zavora po EN 22553

Naziv	Oznaka	Priprema	Izvedba	Naziv	Oznaka	Priprema	Izvedba
Čeoni spojevi							
Zavar s zadebljanjem				Gnječeni zavar			
Zavar sa srhom							
Preklopni spojevi							
Jednoredni točkasti zavar				Bradavičasti zavar			
Dvoredni točkasti zavar				Šavni zavar			

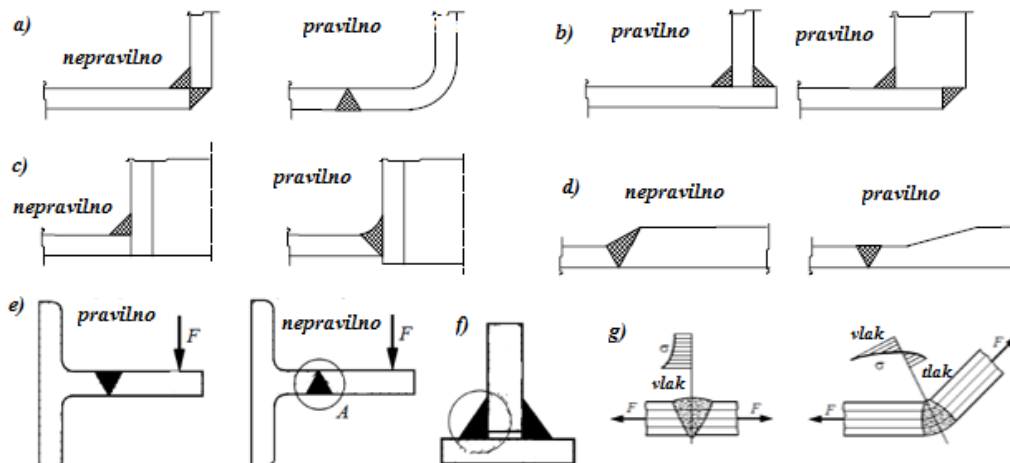
Kvaliteta zavora ovisi o tipu i količini grešaka koje u njemu nastaju pri zavarivanju. U te greške spadaju zračni ili plinski mjehurići u zavaru, zaostala troska, hladno naljepljivanje između zavora i osnovnog materijala, pukotine u zavaru ili ZUT-u, neprovaren korijen, itd. Vanjske greške se lako zapaze prostim okom, ili se otkriju pomoću magnetskog praha ili penetrirajuće boje. Tipični primjeri pravilno i nepravilno izvedenih zavarenih spojeva prikazani su na slikama (Slika 3.18 i Slika 3.19.).

Treba izbjegavati vlačna naprezanja u korijenu zavora, (Slika 3.19. e) i preveliku zračnost između zavarivanih dijelova, jer dolazi do učinka zareza i smanjenja nosivosti zavora, (Slika 3.19 f).

Također treba izbjegavati promjenu toka silnica u zavaru, (Slika 3.19. g), jer dolazi do koncentracije naprezanja u korijenu. Zbog toga je statička, a prije svega dinamička nosivost sučeonih zavora veća nego nosivost kutnih zavora. Zato se pri oblikovanju zavarenih spojeva uvijek prednost daje sučeonom zavaru, (Slika 3.18.).

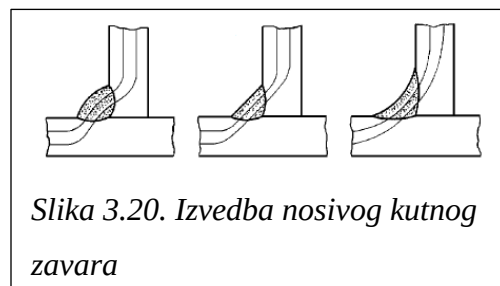


Slika 3.18. Primjer prednosti izvedbe sučeonog zavora nad kutnim



Slika 3.19. Tipični primjeri ispravno i loše izvedenih zavarenih spojeva

Nosivi kutni zavari se po mogućnosti izrađuju s ravnim ili konkavnim licem zavora (potrebna naknadna obrada nakon zavarivanja). Tako se postiže povoljniji tok silnica i prije svega veća dinamička nosivost, (Slika 3.20.).



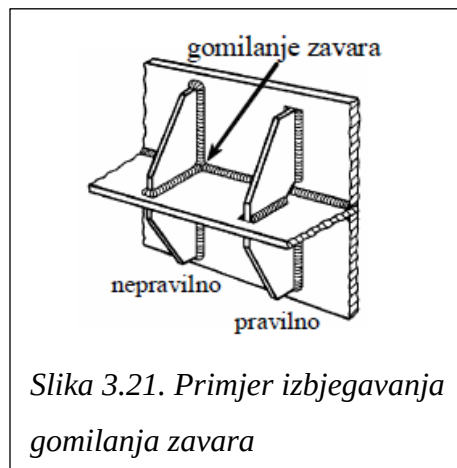
Slika 3.20. Izvedba nosivog kutnog zavora

Da bi se smanjila zaostala naprezanja, koja bi nastala zbog pregrijavanja spoja, treba izbjegavati gomilanje zavora, (Slika 3.21.).

Ultrazvučnim ili rendgenskim postupkom moguće je otkriti i unutrašnje greške.

Prema ISO 10721 i DIN 18800 zavareni spojevi se razvrstavaju u četiri razreda kvalitete:

1. razred kvalitete – u tom razredu moraju sve vrste sučeonih zavora imati provareni korijen, a kutni i križni zavari provarene presjeke. Upotrijebljeni osnovni i dodatni materijal moraju imati atest. Zavari moraju biti bez grešaka, izvodi se 100 % - na kontrola (radiografska, ultrazvučna). Zavar izvode samo stručno osposobljeni zavarivači s atestom za taj razred kvalitete.



Slika 3.21. Primjer izbjegavanja gomilanja zavora

2. razred kvalitete – u drugom razredu kvalitete su sve vrste spojeva i zavaru. Materijali su atestirani, manje su greške dopuštene, ali u zavaru ne smije biti pukotina. Obvezna je 50% kontrola. Zavarivanje izvode zavarivači s atestom za postupke i položaje zavarivanja, koji su mogući na konstrukciji.

3. razred kvalitete – sučcone zavare tog razreda moraju izraditi atestirani zavarivači. Zahtjeva se 10% - na kontrola zavaru s ultrazvukom, te 100% - na vizualna i dimenzijska kontrola.

4. razred kvalitete – nema posebnih zahtjeva, vrijedi samo za jednostavne konstrukcije.

Proračun čvrstoće zavarenih spojeva: proračun čvrstoće zavarenih spojeva izvodi se prema osnovnim izrazima čvrstoće. Pri tome se uspoređuju radna naprezanja s dopuštenim naprezanjima u zavaru. U proračunu čvrstoće zavarenih spojeva zavari se smatraju samostalnim elementima, u čemu se određuju radna naprezanja u pojedinim kritičnim presjecima zavaru. Proračun zavarenih spojeva u općoj strojogradnji nije propisan standardom, pa se naprezanja računaju slično kao u gradnji čeličnih konstrukcija. Dopuštena naprezanja zavaru su iskustvene vrijednosti, dobivene u zavisnosti od vrste zavarenog spoja, stupnja kontrole kvalitete spoja, vrste naprezanja (vlak, tlak, savijanje, uvijanje, smik), vrste materijala i opterećenja zavarene čelične konstrukcije: glavna opterećenja (vlastita težina, ispune, podovi i sl.) i dodatna opterećenja (sile vjetra, kočione sile, horizontalne sile, toplinska opterećenja i sl.). Posebnu pozornost treba posvetiti pravilnom određivanju sila i momenata, koji opterećuju zavareni spoj. Prema DIN EN 25817, za namjene proračuna zavari se razvrstavaju u tri skupine, kako slijedi:

skupina B - zavari visoke kvalitete (1. i 2. razred kvalitete). Uglavnom se radi o zavarima pod visokim opterećenjima, gdje je lom zavaru opasan po život, ili uzrokuje ispad (otkaz) glavne funkcije stroja ili uređaja, zatim pri velikim dinamičkim opterećenjima (npr. vozila, radni strojevi, preše, dizalice, itd.), odnosno prema posebnim zahtjevima kod rezervoara i tlačnih posuda u strojogradnji i gradnji kotlova (dimnjaka).

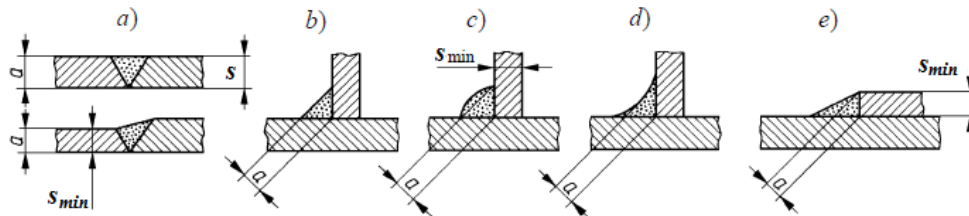
skupina C - zavari srednje kvalitete (3. razred kvalitete). Izabire se pri srednjim iznosima opterećenja gdje lom zavaru ne uzrokuje ispad glavne funkcije stroja ili uređaja, i pri srednje velikim iznosima dinamičkih opterećenja (npr. potpore, određeni dijelovi kućišta, kućišta ležajeva, itd.).

skupina D - zavari niske kvalitete (4. razred kvalitete). Izabire se pri manjim opterećenjima, gdje lom zavora nema bitnih posljedica, i pri statičkim i manjim dinamičkim opterećenjima (npr. uređaji, sanduci, ograde, itd.).

Kod proračuna je vrlo važno pravilno određivanje ukupne nazivne nosive površine zavora, (Slika 3.22.):

$$A_{zv} = \Sigma(a \cdot l_{zv}),$$

gdje je: a (m) računska debljina zavora,
 l_{zv} (m) nosiva duljina pojedinog zavora u zavarenom spoju koji prenosi vanjska opterećenja.

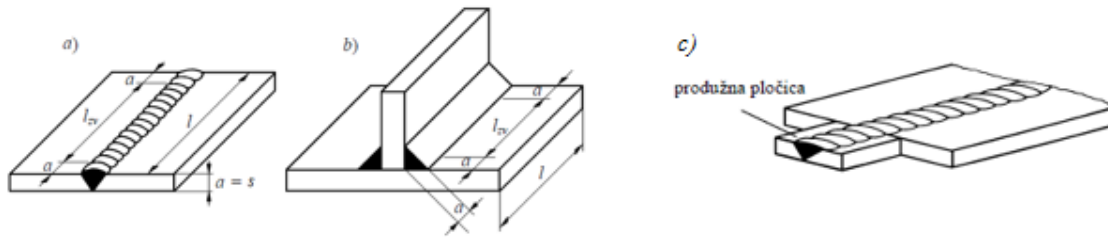


Slika 3.22. Računska debljina zavora: a) sučeonni zavar b) sučeonni kutni zavar c) izbočeni kutni zavar d) udubljeni kutni zavar e) raznostranični kutni zavar

Kod *sučeonih zavora*, računska debljina zavora (a), jednaka je debljini dijelova koji se zavaruju $a = s$, (Slika 3.22. a), odnosno debljini najtanjeg dijela u spoju različito debelih dijelova $a = s_{min}$.

Kod *kutnih zavora* za računsku debljinu zavora uzima se visina istokračnog trokuta ucrtanog u poprečni presjek zavora, (Slika 3.22 b, c, d, e). Debljina zavora kreće se u granicama: $3 \text{ mm} < a \leq 0,7 s_{min}$.

Za nosivu duljinu zavora l_{zv} uzima se duljina na kojoj zavar ima punu debljinu a , (Slika 3.23. a). Ako se zavaruje s produžnom pločicom, puna debljina zavora je po cijeloj dužini spoja l i vrijedi $l_{zv} = l$. Kod zavarivanja bez dodataka na početku i kraju zavora ne postiže se puna debljina, i mora se cijelu duljinu zavora l smanjiti na svakoj strani za po jednu debljinu zavora a . Stoga je u tom slučaju nosiva duljina zavora $l_{zv} = l - 2 \cdot a$.



Slika 3.23. Računska duljina zavar, l_{zv} a) sučeonni zavar b) kutni zavar

Kod kružnih zavarova smatra se da je debljina zavarova po cijelom obodu jednaka. Nastalu šupljinu u zavaru na krajevima zavarivanja je potrebno popuniti navarivanjem. Općenito vrijedi, da je duljina zavarova u granicama: $\max(6 \cdot a, 40 \text{ mm}) \leq l_{zv} \leq 150 a$

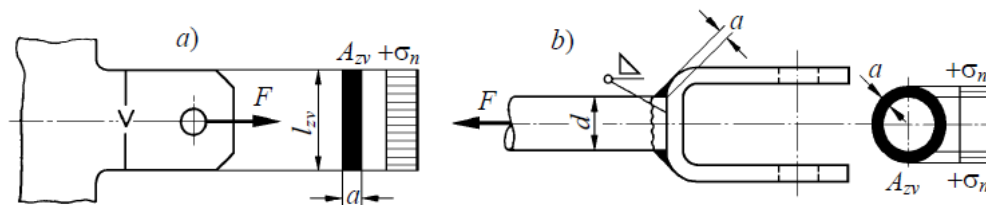
Proračun na čvrstoću zavarenog spoja, provodi se kao da su sami zavareni spojevi posebni dijelovi. Za površinu presjeka zavarenih spojeva se uzima ona površina koja preuzima opterećenje. Dopusšteno naprezanje zavarova izračunava se prema izrazu:

$$\sigma_{dop zv} = v_1 \cdot v_2 \cdot \sigma_{dop mat}$$

gdje su: v_1 faktor oslabljenja oblika zavarova, koji ovisi o vrsti zavarova i vrsti naprezanja ($v_1 = 0,32 - 0,9$),
 v_2 faktor kvalitete zavarova, ovisi o kvaliteti zavarivača,
 $\sigma_{dop zv}$ (MPa) dopušteno naprezanje zavarova,
 $\sigma_{dop mat}$ (MPa) dopušteno naprezanje materijala koji se zavaruje.

Zavareni spojevi opterećeni na vlak/tlak: na slici (Slika 3.24.) prikazan je primjer vlačnog opterećenja sučeonog i kutnog zavarenog spoja.

Kod kutnog zavarenog spoja potrebno je uzeti u obzir, da pod opterećenjem vlačnom silom F nastaju vlačna naprezanja σ_v , okomita na normalnu priključnu ravninu, i istodobno poprečna smična naprezanja τ_s , okomita na poprečnu priključnu površinu. Oba se naprezanja provjeravaju posebno.



Slika 3.24. Vlačno opterećeni zavareni spojevi: a) sučeonni zavar b) kutni zavar

U slučaju da sila F djeluje okomito na površinu zavarenog šava, normalno naprezanje se računa prema izrazu:

$$\sigma_{v,t,zv} = \frac{F}{A_{zv}} = \frac{F}{\sum(a \cdot l_{zv})} \leq \sigma_{dop\ zv}$$

gdje je: $\sigma_{v,t, zv}$ ($\frac{N}{mm^2}$) normalno vlačno / tlačno naprezanje u zavaru,
 $\sigma_{dop\ zv}$ ($\frac{N}{mm^2}$) dopušteno normalno naprezanje zavara,
 F (N) sila opterećenja,
 A_{zv} (mm^2) računski površina zavarenog šava,
 $A_{zv} = \sum a \cdot (l - 2 \cdot a)$, za slučaj sa slike 3.29 a,
 $A_{zv} = a \cdot (d + a) \cdot \pi$, za slučaj sa slike 3.29 b.

Zavareni spojevi opterećeni na savijanje, (Slika 3.25.): u slučaju opterećenja zavara momentom savijanja, M_s , određuje se najveće normalno naprezanje od savijanja u zavarenom spoju prema izrazu:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{I_{zv}} \cdot y_{zv} = \frac{M_s}{W_{zv}} \leq \sigma_{dop\ zv}$$

gdje je:

M_s (Nmm) moment savijanja okomit na računsku ravninu zavara,

$$M_s = F \cdot L$$

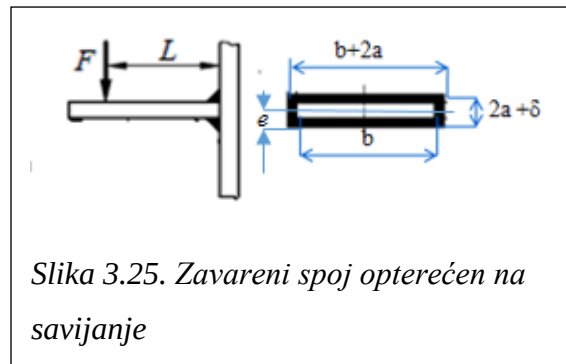
F (N) sila opterećenja,

L (mm) krak sile,

I_{zv} (mm^4) moment inercije računski površine zavarenog priključka,

y_{zv} (mm) udaljenost zavara od težišnice zavarenog priključka,

σ_{dopzv} ($\frac{N}{mm^2}$) dopušteno normalno naprezanje zavara.



Za kutno zavareni spoj, opterećen na savijanje prikazan je na slici 3.30, moment otpora spoja izračunavamo pomoću momenata tromosti i najveće udaljenosti konture zavara od neutralne osi:

$$W_{zv} = \frac{I_1 - I_2}{e}$$

gdje je: I_1 (mm^4) moment tromosti presjeka definiranog vanjskom konturom zavara,

I_2 (mm^4) moment tromosti presjeka definiranog unutarnjom konturom zavara,

e (mm) udaljenost konture zavara od neutralne osi.

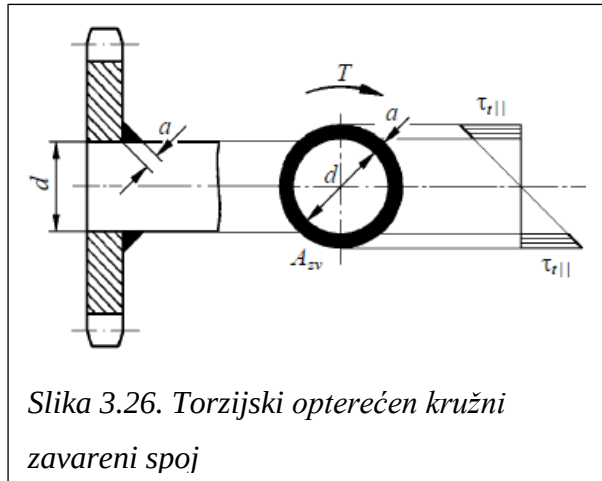
Zavareni spojevi opterećeni na torziju (uvijanje): pri torzijskim opterećenjima kružnih zavarenih spojeva (obično kutni zavar), pojavljuju se na priključnim ravninama smična torzijska

naprezanja, koja djeluju u obodnom smjeru zavora. Jednostavni torzijski opterećeni kružni zavareni spojevi prema (Slika 3.26.), provjeravaju se po izrazu:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_{pzv}} \leq \tau_{dopzv}$$

gdje je:

τ_t ($\frac{N}{mm^2}$) torzijsko naprezanje uzduž zavora,
 M_t (Nmm) moment torzije zavora,
 W_{pzv} (mm^3) polarni moment otpora računске površine zavora,
 τ_{dopzv} ($\frac{N}{mm^2}$) dopušteno smično naprezanje zavora.



Slika 3.26. Torzijski opterećen kružni zavareni spoj

U konkretnom slučaju, polarni moment zavarenog spoja, koji je u ovom slučaju mjerodavan za izračunavanje naprezanja iznosi:

$$W_{pzv} = \frac{I_{pzv}}{e} = \frac{\frac{\pi \cdot (d+2a)^4}{32} - \frac{\pi \cdot d^4}{32}}{\frac{d+2a}{2}} = \frac{\pi \cdot (d+2a)^4 - \pi \cdot d^4}{16(d+2a)}, mm^3$$

gdje je: $e = \frac{d+2a}{2}$ (mm) udaljenost konture zavora od neutralne osi,
 I_{pzv} (mm^4) polarni moment tromosti računске površine zavora,
 d (mm) unutarnji promjer zavora.

Treba također provjeriti i smično naprezanje uzduž zavora:

$$\tau_t = \frac{F_o}{A_{zv}} \cong \frac{\frac{2M_t}{d}}{\pi \cdot a(d+a)} \leq \tau_{dopzv}$$

gdje su: F_o (N) smična sila u površini zavarenog šava,
 A_{zv} (mm^2) površina zavarenog šava, $A_{zv} = \pi \cdot a(d+a)$.

3.3.3. Lemljeni spojevi

Lemljenje je postupak termičkog spajanja metalnih dijelova pomoću dodanog rastaljenog metala. Za razliku od zavarivanja taljenjem, lemljenje se izvodi pri temperaturama koje su niže od temperature taljenja spajanih metala. Postupkom lemljenja spajamo iste ili različite metalne

dijelove. Sastav lema, odnosno njegov materijal bira se prema materijalima koji se leme u spoju i standardiziran je. Spojevi se najčešće oblikuju na limu, cijevima i šipkama s prirubnicom.

Prema temperaturi lemljenja razlikujemo:

- meko lemljenje – temperatura tališta lema je manja od 450°C . Primjenjuje se pri malim naprezanjima i malim pogonskim temperaturama. Meko se leme električni priključci, hladnjaci itd.
- tvrdo lemljenje - temperatura tališta lema je iznad 450°C . Dijelovi se spajaju tako da se postave paralelno jedan prema drugom, s malom zračnošću (cca 0,5 mm). Rastopljeni lem kapilarnim djelovanjem prodire u predviđenu zračnost. Primjenjuje se kod spajanja dijelova koji prenose veća opterećenja i rade pri višim radnim temperaturama: okviri bicikla i motocikla, cijevne veze, spajanje prirubnica i td.

Prije postupka spajanja, lemljene površine moraju biti pripremljene i ne smiju imati hrapavost veću od $20\text{ }\mu\text{m}$. Duljina lemljenog spoja treba biti najviše $l \cong (3 - 4) \cdot \delta$, gdje je δ debljina lima koji se lemi.

Slično kao i kod zavarenih spojeva, i kod lemljenih spojeva se pojavljuju toplinska naprezanja, samo u znatno manjoj mjeri. Jedino se u slučaju lemljenja dvaju materijala različitih toplinskih vodljivosti, mogu pojaviti velika toplinska naprezanja.

Najvažniji postupci lemljenja su:

- plameno lemljenje – izvodi se pomoću plina kod mekog i tvrdog lemljenja.
- lemljenje uronjavanjem – dijelovi se leme tako da se na njima zaštite mjesta gdje neće biti lema, a zatim urone u rastaljeni lem u položaju u kojem trebaju biti zalemljeni. Moguće je meko i tvrdo lemljenje.
- lemljenje pomoću lemila – lemilo se ugrije električki ili plinom, te se tako ugrijano, vođeno rukom ili strojem, ugrije mjesto lemljenja. Lem se prisloni na lemilo, otapa se i tako spaja dijelove. Postupak dolazi u obzir samo kod mekog lemljenja.
- lemljenjem u peći – kada se lem stavlja na mjesto lemljenja, a samo se lemljenje provodi u električnoj ili plinskoj peći. Postupak je moguć i kod mekog i tvrdog lemljenja.
- elektrootporno lemljenje – je postupak koji se provodi na stroju za elektrootporno lemljenje. Mjesto se ugrije sabijanjem u kliještima ili na strojevima za elektrootporno lemljenje. Postupak je moguć i kod mekog i tvrdog lemljenja.

3.3.4. Vijčani spojevi

Vijčani spoj je spoj dvaju dijelova od kojih jedan ima vanjski navoj (vijak), a drugi unutarnji navoj (matica). S obzirom da su vijak i matica istih nazivnih promjera i imaju isti uspon, spoj je ostvaren na način da vijak ulazi u kontakt s maticom tako da njihovi navoji zahvaćaju jedan drugog.

Vijčani spojevi spadaju u rastavljive spojeve, a pored spajanja, koriste se za brtvljenje, zatezanje, regulaciju, mjerenje i prijenos gibanja itd. Radi se o najčešće korištenoj vrsti rastavljivih spojeva u strojarstvu. Osnovni elementi vijčanog spoja su *vijak i matica*, pri čemu vijak ima vanjski navoj, a matica odgovarajući unutarnji navoj. Matica može u vijčanom spoju biti samostalan dio, ili je zamjenjuje dio spajanog strojnog dijela, u kojemu onda treba izraditi unutarnji navoj. Obzirom da su vijak i matica najčešće korišteni strojni dijelovi na svim područjima tehnike, njihov oblik, veličina i materijal su standardizirani.

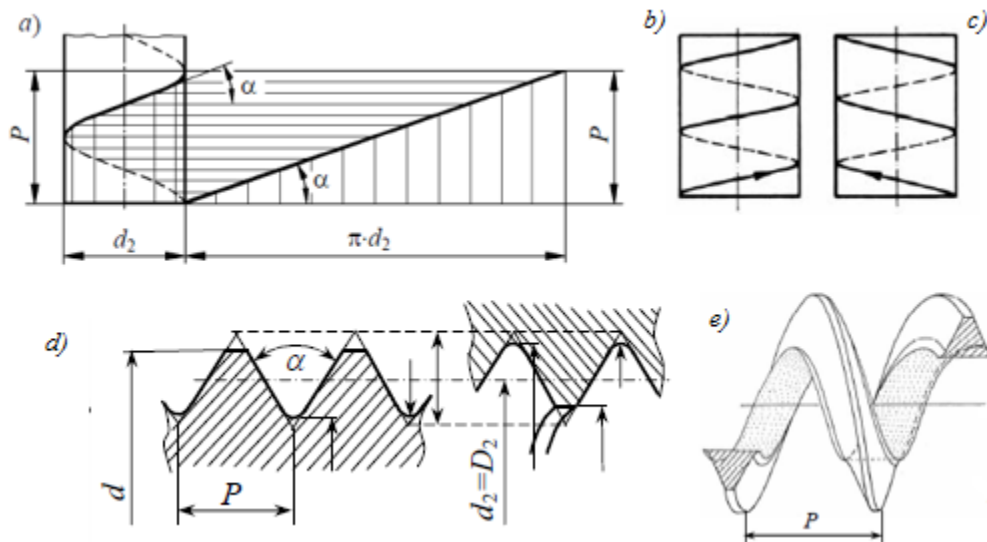
Prednosti vijčanih spojeva :

- mogu se međusobno spajati svi materijali,
- vijčani spoj se može lako rastaviti i ponovno sastaviti više puta, bez bitnih posljedica za spajane dijelove,
- relativno niska cijena i jednostavna zamjena, zbog visokog stupnja standardizacije vijaka i matica,
- nosivost vijčanog spoja proporcionalna je veličini i kvaliteti korištenog vijka i navoja,
- vijčani spojevi vrlo dobro podnose dinamička opterećenja,
- mogućnost određivanja stezne sile.

Nedostaci vijčanih spojeva:

- slabljenje presjeka spajanih dijelova i veliko zarezno djelovanje zbog uzdužnog provrta ili provrta s navojem,
- visoka koncentracija naprezanja na mjestima nalijeganja glave vijka ili matice na površinu spajanih dijelova,
- opasnost od odvijanja odnosno labavljenja pri dinamičkom opterećenju vijčanog spoja,
- neprestana napregnutost u okolini prednapregnutih vijčanih spojeva.

Elementi navoja: osnovni dio vijka i matice preko kojega se prenose spojne sile je *navoj*. Temelj navoja je *zavojnica*. To je prostorna krivulja koju opisuje hipotenuza pravokutnog trokuta, kada takav trokut obavijemo oko cilindra promjera d_2 (srednji promjer navoja), (Slika 3.27. a). Posljedica je translacijskog i kružnog gibanja.



Slika 3.27. Zavojnica: a) nastanak zavojnice b) desna zavojnica c) lijeva zavojnica d) i e) profil navoja

Osnovica trokuta jednaka je opsegu cilindra, $O = d_2 \cdot \pi$. Udaljenost između dvije točke iste zavojnice koje leže na istoj osi naziva se visina zavoja ili *korak zavojnice (navoja)* P ili *visina zavojnice (navoja)*. Matica koja se na vijku okrene za 360° , napraviti će dakle, u aksijalnom smjeru put koji je jednak usponu h . Kut uspona zavojnice (navoja) α određen je izrazom:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P}{d_2 \cdot \pi}.$$

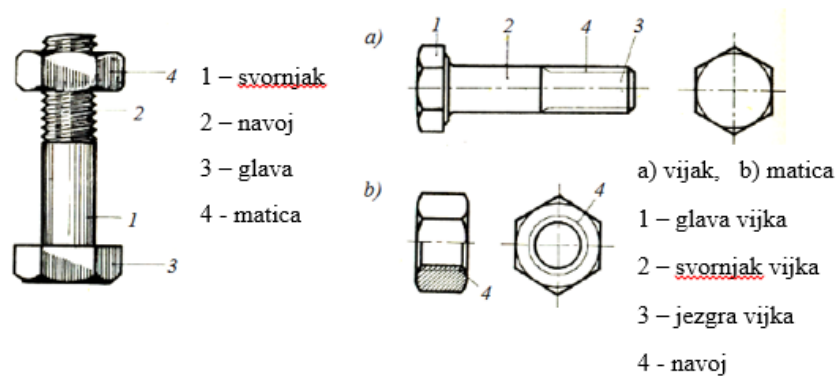
Prema smjeru obavijanja razlikuju se desna zavojnica (obavijanje u smjeru kazaljke na satu) koja je ujedno i standardna, (Slika 3.27 b) i lijeva, (Slika 3.27 c), (obavijanje u smjeru suprotno kazaljke na satu) koja se uglavnom za posebne namjene: ventili plinskih boca, natezači čelične užadi i sl.

Ako se oko valjka obavija dvije ili više paralelnih zavojnica dobije se *dvovojna ili viševojna zavojnica*.

Dijelovi vijčanog spoja: glavni elementi vijčanog spoja su, (Slika 3.28.):

1. vijak na kojem je izrađen vanjski navoj,
2. matica ili cilindrični provrt u strojnom dijelu u kojima je izrađen unutarnji navoj,
3. podložna pločica ili osigurač - po potrebi.

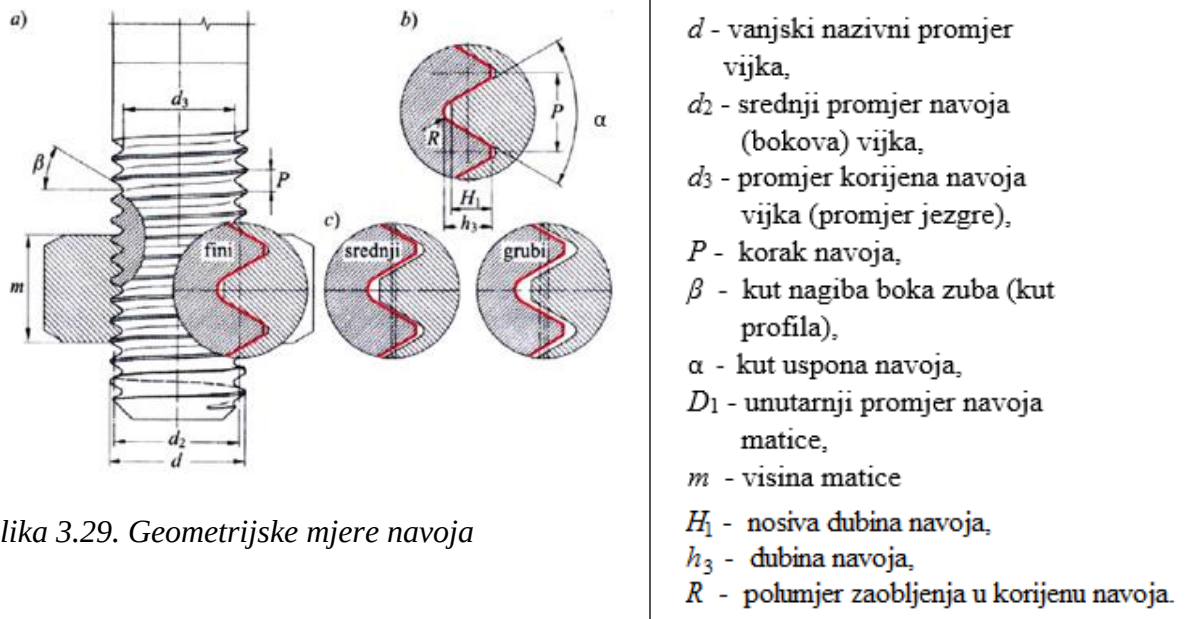
Vijak ima vanjski navoj, izrađen na vanjskoj površini cilindra, dok matica ima unutarnji navoj, izrađen u cilindričnom provrtu. Kod vanjskog npr. trokutastog navoja, geometrijski lik trokuta se giba s vanjske strane cilindra, a kod unutarnjeg navoja s unutarnje strane cilindra. Unutarnji navoj može biti izrađen i u provrtu u nekom strojnom dijelu.



Slika 3.28. Dijelovi vijčanog spoja

Promjer navoja vijka nosi oznaku d i zove se *nazivni promjer vijka* (d), prema kojem vijak nosi ime. Veliki promjer navoja matice označava se sa D , i u pravilu je nešto veći od nazivnog promjera (d). Srednji promjer navoja vijka označava se sa d_2 , a navoja matice sa D_2 ($d_2 = D_2$). Mali promjer navoja vijka d_3 je istodobno i promjer jezgre vijka. Mali promjer navoja matice označava se sa D_1 .

Prema kvaliteti izrade, tj. hrapavosti i točnosti izmjera i oblika, vijci i matice se proizvode u finoj, srednjoj i gruboj kvaliteti.

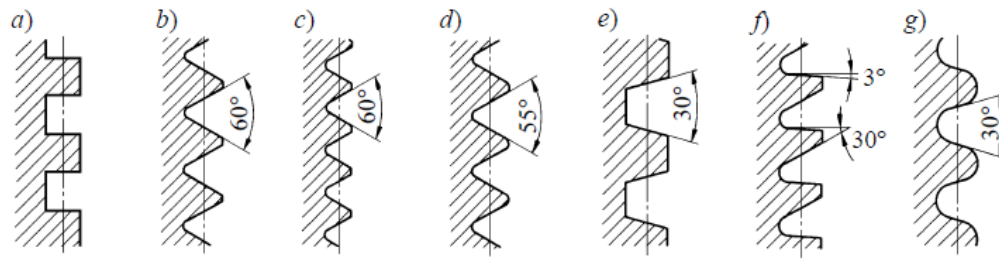


Slika 3.29. Geometrijske mjere navoja

Vrste vijčanih spojeva: varijacijom kuta profila α i varijacijom polumjera zaobljenja u korijenu navoja R , (Slika 3.29.), mogu se dobiti različiti profili navoja. U primjeni su se zadržali oni profili koji svojim svojstvima najvećim dijelom zadovoljavaju odgovarajuće potrebe. Oblici i dimenzije tih navoja su standardizirani. Profili navoja dijele na *plosnate* i *trokutaste*. Profil plosnatog navoja, (Slika 3.30. a), je kvadrat, pa se takav navoj naziva i *kvadratni navoj*. Navoji kojima je teorijski profil trokut dijele se na: navoje za spajanje (metrički navoj, cjevasti-Whithworthov navoj), navoje za prijenos snage i gibanja (trapezni navoj, pilasti navoj, obli navoj), (Slika 3.30. b – g), te specijalne vrste navoja (Edisonov navoj, vijak za lim, vijak za drvo, temeljni vijak - za pričvršćivanje strojeva, vijak s nareznicom, natezni vijci).

Metrički navoj s trokutastim ISO profilom: najčešće primjenjivani navoj je navoj s trokutastim profilom - metrički navoj. To je prvi navoj čije su dimenzije standardizirane u metričkom sustavu jedinica i tada je nazvan metrički navoj. Ima teorijski profil istostraničnog trokuta s kutom profila navoja $\alpha = 2\beta = 60^\circ$, (Slika 3.30. b i c), i on određuje njegove glavne karakteristike i područje upotrebe. Razlikuju se *normalni* i *fini metrički navoji*. Normalni metrički navoji se najviše upotrebljavaju u općoj strojogradnji, a prvenstveno kod pričvrsnih vijaka i matica. Fini metrički navoji koriste se u slučajevima kada se traži što manje slabljenje elemenata vijčanog spoja, velika sigurnost od odvijanja, mali i točni pomaci vijka ili matice u aksijalnom smjeru itd. Normalni metrički navoji označavaju se slovom M i nazivnim promjerom navoja d u mm, npr. M 20. Kod finih metričkih navoja uz oznaku se još dodaje i veličina koraka P u mm, npr. M 20 $\times$ 1,5.

Ako se radi o lijevom navoju, oznaci navoja dodaje se i međunarodna oznaka LH (left-hand), npr. M 20 X 1,5 LH.



Slika 3.30.: Osnovni profili navoja: a) kvadratni navoj b) metrički normalni navoj c) metrički fini navoj d) cjevasti (Withworthov) navoj e) trapezni navoj f) pilasti navoj g) obli navoj

Cjevasti navoj (Whithworthov navoj) ima teorijski profil jednak istokračnom trokutu s kutom profila navoja $2\beta = 55^\circ$, (Slika 3.30. d). Profil navoja zaobljen je na tjemenu i u korijenu navoja. Postoje grubi (normalni) i fini cjevasti (Whithworthov) navoj. Zbog mogućnosti dobrog brtvljenja upotrebljavaju se za spajanje cijevi vodovodnih ili plinskih instalacija i raznih armatura. Nazivni promjer cjevastog navoja slaže se s unutarnjim promjerom cijevi. Označava se slovom R i nazivnim promjerom u colima, npr. $R \frac{3}{4}$ ". Aksijalni profil i dimenzije cjevastih navoja su standardizirani.

Trapezni navoj ima teorijski profil trapez (Slika 3.30. e). Osnovica trapeznog navoja je istokračan trokut s kutom profila $2\beta = 30^\circ$. Trapezni navoj zamjenjuje nekada često korišten kvadratni navoj jer se zbog automatskog centriranja vijak s trapeznim navojem lakše pomiče nego vijak s kvadratnim navojem. Najviše se koristi za pokretne navojne spojeve, npr. vretena u dizalima, škripcima, prešama i sl. Oblik trapeznog navoja i osnovne dimenzije su standardizirani, a standardi razvrstavaju navoje prema nazivnom promjeru navoja d u tri reda prioriteta (normalni, fini i grubi), pri čemu navode za svaki nazivni slučaj preporučene i moguće korake navoja P . Trapezni navoj označava se slovima Tr, te nazivnim promjerom navoja d i korakom navoja P u mm, npr. Tr 20 × 4.

Pilasti (kosi) navoj ima za teorijski profil pravokutni trokut kojemu dulja kateta s hipotenuzom zatvara kut od 30° (Slika 3.30. f). Predviđen je za opterećenja koja djeluju samo u jednom smjeru (preše, lokomotivska vretena i td). Promjeri i koraci su isti kao i kod trapeznog navoja. Izmjere kosog navoja su u milimetrima, a označavaju se npr.: S 44 x 7, pri čemu je 44

nazivni promjer a 7 mm uspon. Može biti fini, grubi i normalni. Ovaj navoj ipak nije našao ozbiljniju primjenu.

Obli navoj ima za osnovni profil jednakokračni trokut (Slika 3.30. g). Karakterizira ga velika tjemena zračnost i mala dodirna površina između navoja. Veličina zračnosti je takva da omogućava prolazak prljavštine, pa se može upotrijebiti u sredini u kojoj ima prljavštine, pijeska, prašine i sl.. Zbog velikog zaobljenja pogodan je kod vatrogasne armature, željezničkih kvačila, različitim vrstama vretena. Nazivni promjer se označava u milimetrima, a uspon u colima npr.: Rd 28 x 1/8". Uspon je 7 mm, a kut profila $15^{\circ} 56'$ za sve promjere.

Proračun pritezanja nekih vrsta vijaka: prilikom faze projektiranja vijčanog spoja, nužan je vrlo ozbiljan i metodološki pristup, jer pogreške prilikom projektiranja mogu dovesti do vrlo skupog kvara i katastrofalnih posljedica. Analizom havarija u konstrukcijama ili strojevima, utvrđeno je da je velik dio istih prouzročen greškama u vijčanim spojevima zbog preopterećenja, nepravilnog projektiranja, tvorničkih grešaka i sl. Nedovoljna ili prevelika pritegnutost ili nepravilno pritezanje vijaka uzrok su oko 30 % svih havarija vijčanih spojeva. Zbog navedenih uzroka, prilikom proračuna vijčanih spojeva projektant ili konstruktor mora imati analitički i inženjerski pristup definiranju vijčanog spoja.

Pravilno pritezanje vijaka znači najbolju iskoristivost njegovih elastičnih svojstava. Pritezanje vijaka je optimalno kad je vijak pravilno pritegnut, niti previše niti premalo. Da bi pravilno radio, vijak se mora ponašati poput opruge. Pri radu, postupkom pritezanja vijaka, postiže se predosovinsko opterećenje pritezanja vijaka, koje je jednako i suprotno sili kompresije koja djeluje na sklopljene komponente spoja. Možemo ga nazvati „opterećenjem stezanja“ ili „opterećenjem pritezanja“. Ovisno o primjeni vijaka, svrha opterećenja pritezanja je višestruka i sadržana je u ispunjenju zahtjeva vijčanog spoja.

Vijak može popustiti bez obzira je li dovoljno ili nedovoljno stegnut i zato je nužno kontrolirati stanje pritegnutosti vijaka.

Vijci su najčešće izrađeni od čelika. Poput drugih metala i čelik je elastičan, barem dok naprezanje ne prijeđe granicu elastičnosti, nakon koje deformacije metala postaju trajne.

Prilikom analize sila i momenata koje djeluju na vijčani spoj, radi pojednostavljenja se razmatra navoj pravokutnog profila, a matica se svodi na jedan element na promjeru d_2 .

Iako na element djeluju određene elementarne sile, radi jednostavnosti će se odmah računati s ukupnim silama. Prilikom pritezanja matice se taj element uklinjuje između podloge i

navoja vijka. Pod pritezanjem vijčanog spoja, podrazumijeva se slučaj kada se okretanjem matice ili vijka povećava opterećenje vijka. Odvijanjem (odvrtanjem, otpuštanjem) vijčanog spoja rasterećuje se vijak. U nosivim vijčanim spojevima, pritezanje se obično podudara s okretanjem matice ili vijka u smjeru zavojnice navoja, (Slika 3.31. a). Zbog toga se naliježne površine vijka i matice primiču i pritežu strojne dijelove koji se spajaju. S obzirom da su način pritezanja i veličina momenta pritezanja od temeljnog značenja za nosive vijčane spojeve, u nastavku su detaljnije obrađeni odnosi u vijčanom spoju prilikom pritezanja.

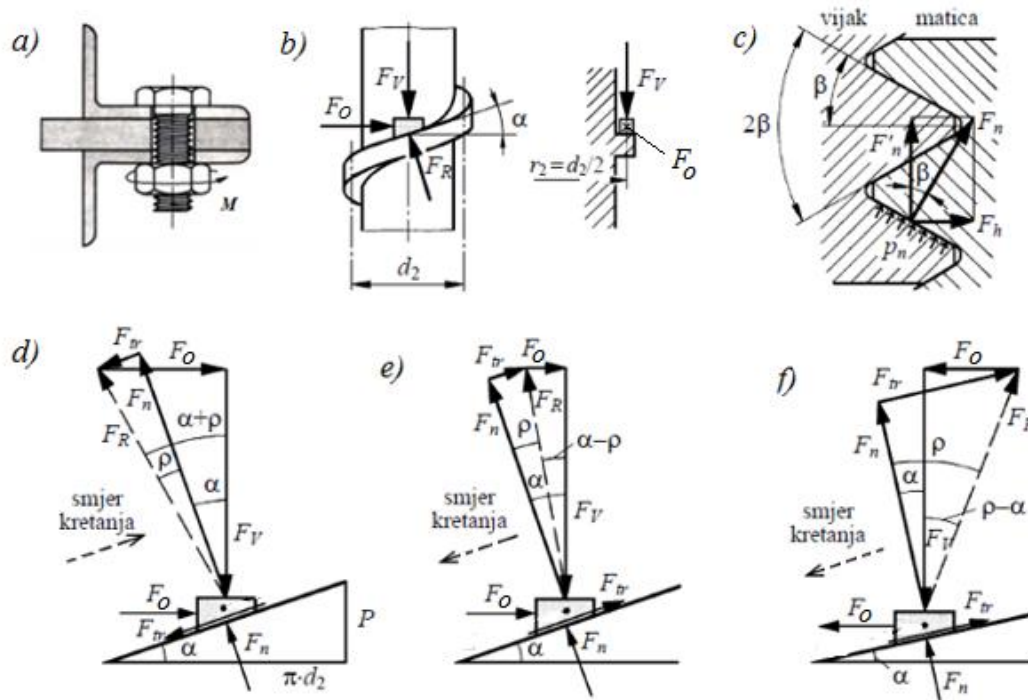
Zbog djelovanja aksijalne sile u vijku (F_V), naliježne površine vanjskog navoja (vijka) i unutarnjeg navoja (matice) međusobno su pritisnute dodirnim tlakom p_N . Njega se može zamijeniti s ekvivalentnom normalnom silom među navojima:

$$F_n = p_N \cdot A_N \text{ (N)}$$

pri čemu je A_N naliježna površina vijka i matice.

Pritezanjem vijčanog spoja, stvara se sila trenja među navojima $F_{tr} = \mu \cdot F_n$, koju je potrebno savladati. Pri tome je μ faktor trenja među navojima. U slučaju pritezanja i odvijanja plosnatog navoja, promatrani element navoja matice je, približno na srednjem promjeru navoja d_2 , opterećen aksijalnom silom u vijku F_V , obodnom silom F_o i reakcijskom silom dodira među navojima F_R , (Slika 3.31. b). Sila F_R rezultanta je normalne sile F_n i sile trenja među navojima F_{tr} , $\vec{F}_R = \vec{F}_n + \vec{F}_{tr}$, (Slika 3.31. d, e i f). Kut kojega u dijagramu sila zatvaraju normalna sila F_n i sila trenja F_{tr} naziva se *kut trenja* ρ , te za njega vrijedi odnos $\mu = \tan \rho$.

Odnose sila prilikom pritezanja (uspon matice po nagibu navoja) prikazuje slika (Slika 3.31. d).



Slika 3.31. Odnosi sila na navoju prilikom pritezanja i odvijanja a) pritezanje vijčanog spoja b) odnosi na plosnatom navoju c) odnosi u normalnom presjeku navoja s trokutastim profilom d) pritezanje e) automatsko odvijanje (nesamokočnost) f) odvijanje silom (samokočnost)

Potrebna obodna sila na navoju F_o proizlazi iz ravnotežnog plana sila, te iznosi:

$$F_o = F_v \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \rho).$$

Slika (Slika 3.31.e), pokazuje odnose prilikom odvijanja (spuštanja matice po nagibu navoja) iz čega je vidljivo kako je za uspostavljanje ravnotežnog stanja potrebna obodna sila:

$$F_o = F_v \cdot \operatorname{tg} (\alpha - \rho)$$

koja djeluje u smjeru pritezanja, dakle u suprotnom smjeru od kretanja matice.

Ako se matica giba niz kosinu, mogu nastati sljedeća tri slučaja:

1. $\alpha > \rho$ očit, bez prisutnosti obodne sile F_o , matica bi se automatski kretala niz nagib navoja (odvijala), jer je sila trenja F_{tr} premala da bi mogla spriječiti to gibanje. U tom se slučaju vijčani spoj *nije samokočan*.
2. $\alpha = \rho$ u tom je slučaju sila $F_o = 0$ i imamo granični slučaj u kojem se čini da postoji ravnoteža, jer je sila trenja upravo dovoljno velika za uspostavljanje ravnoteže bez obodne sile F_o . Takvu ravnotežu može

narušiti i najmanja sila u smjeru odvijanja, pa i dolazi do odvijanja vijčanog spoja. Zbog toga se u praksi uzima da je i u ovom slučaju navoj *nesamokočan*.

3. $\alpha < \rho$ *uvjet samokočnosti* i tada je $F_o < 0$. U tom se slučaju matica neće odvijati sama od sebe, već će za to biti potrebna sila suprotnog smjera. Dakle, za odvijanje je potrebna dodatna obodna sila u smjeru odvijanja.

U navojima s trokutastim profilom, (Slika 3.31. c), odnosno profilom s kutom nagiba β , potrebno je uzeti u obzir da se u normalnom presjeku navoja normalna sila među navojima F_n , zbog nakošenosti profila, raspodijeli na normalnu komponentu $F'_n = F_n \cos \beta$, koja je okomita na zavojnicu vijka, te na radijalnu komponentu F_h , koja pokušava navoj matice radijalno odmaknuti od navoja vijka. U ravnini uzduž zavojnice navoja, (Slika 3.31. d, e i f), sila F'_n zatvara sa silom trenja F_{tr} kut ρ' , iz čega slijedi:

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{F_{tr}}{F'_n} = \frac{\mu_N}{\cos \beta} = \mu'$$

gdje se μ' naziva *fiktivni (prividni, reducirani) faktor trenja navoja*. Odnosi u navojima s nagnutim profilom jednaki su onima u navojima s plosnatim profilom, osim što se mora u poligonima sila i odgovarajućim izrazima računati s F_n' umjesto s F_n , a umjesto kuta trenja (ρ) treba uzeti s *fiktivni (prividni, reducirani) kut trenja navoja* ρ' .

Vrijednost fiktivnog (prividnog) faktora trenja za pojedine vrste navoja iznose:

- za metrički navoj ($\beta = 60^\circ$): $\mu' = \frac{1}{\cos 30^\circ} = 1,15 \mu$
- za Whitworthov navoj ($\beta = 55^\circ$): $\mu' = \frac{1}{\cos 27,5^\circ} = 1,13 \mu$
- za trapezni navoj ($\beta = 30^\circ$): $\mu' = \frac{1}{\cos 15^\circ} = 1,035 \mu$

Iz navedenog se da zaključiti da je trenje kod metričkog navoja između matice i navoja 15 %, kod Whitworthovog navoja 13 %, te kod trapeznog navoja 3,5 % veće nego kod pravokutnog navoja. Stoga se vijci s ostrim navojem koriste za spajanje dijelova, jer povećavaju samokočnost matice.

Trapezni navoj se koristi za pokretne veze, budući se za isti može uzeti da je $\mu' = \mu$. Moment potreban za gibanje matice uz pravokutni ili trapezni navoj iznosi:

$$M_{t1} = F_2 \cdot \frac{d_2}{2} = F_v \cdot \operatorname{tg} (\alpha \pm \rho) \cdot \frac{d_2}{2}$$

Moment potreban za gibanje matice uz trokutasti navoj, odnosno moment potreban za svladavanje trenja između navoja matice i vijka iznosi:

$$M_{t1} = F_o \cdot \frac{d_2}{2} = F_V \cdot$$

$$tg(\alpha \pm \rho') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (\text{Nm})$$

predznak + vrijedi za pritezanje, a

predznak – za odvrtanje navoja.

gdje su:

F_o (N) obodna sila na srednjem promjeru

navoja: $F_2 = F_V \cdot tg(\alpha \pm \rho')$,

F_V (N) aksijalna sila u vijku;

kod prednaprežanja: $F_V = F_{pr}$,

d_2 (mm) srednji promjer navoja,

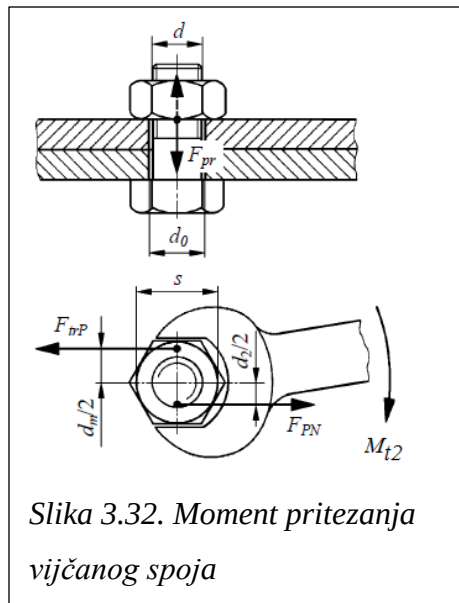
α (°) kut uspona navoja,

ρ' (°) fiktivni (prividni, reducirani) kut trenja:

$$tg\rho' = \frac{\mu}{\cos\beta} = \mu',$$

μ faktor trenja među navojima,

β (°) kut profila navoja.



Slika 3.32. Moment pritezanja vijčanog spoja

Prilikom pritezanja matice kod vijaka za spajanje s oštrim navojem, mora se također savladati sila trenja koja se javlja između matice i podloge ili matice i podloške. Krak na kojem djeluje sila trenja između matice i podloge iznosi, prema iskustvenim podacima, $0,7 d$, pri čemu je d nazivni promjer vijka, (Slika 3.32.).

Moment potreban za svladavanje te sile trenja iznosi:

$$M_{t2} = 0,7 \cdot d \cdot F_{trP} = 0,7 \cdot d \cdot \mu_P \cdot F_V \quad (\text{Nm})$$

gdje su:

μ_P faktor trenja između matice i podloge,

d (mm) nazivni promjer vijka,

d_2 (mm) srednji promjer navoja,

F_V (N) aksijalna sila u vijku, $F_V = F_{pr}$ kod prednaprežanja aksijalna sila u vijku jednaka je sili prednaprežanja,

d_m (mm) srednji promjer naliježne površine glave vijka ili matice na podlogu, $d_m \approx (s + d_0)/4$ (kod šesterokutnih ili cilindričnih glava $d_m \approx 0,7 \cdot d$, mm),

s (mm) otvor ključa kod šesterokutnih i četverokutnih vijaka.

Kako je prije navedeno, ovaj je član kod vijaka za prijenos gibanja (trapezni i plosnati navoj) jednak nuli jer nema trenja između matice i podloge.

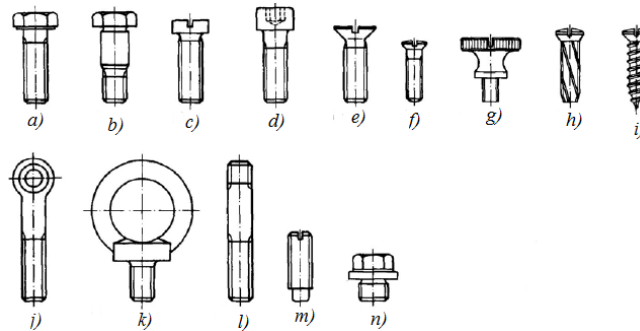
U konačnici momentom pritezanja na ključu mora se svladati uspon vijka, otpor trenja između navoja vijka i matice i otpor trenja između matice i podloge:

$$M = M_{t1} + M_{t2} = F_V \cdot tg(\alpha + \rho') \cdot \frac{d_2}{2} + 0,7 \cdot d \cdot \mu_P \cdot F_V$$

odnosno:

$$M = F_V \cdot \frac{d_2}{2} \left[tg(\alpha + \rho') + \mu_P \frac{1,4 \cdot d}{d_2} \right] \quad (\text{Nm})$$

Najčešće vrste pričvrsnih vijaka (Slika 3.33):



Slika 3.33. Najčešće vrste pričvrsnih vijaka

a) vijak sa šestostranom glavom b) vijak za točno nalijezanje (kalibrirani vijak) c) vijak s cilindričnom glavom d) vijak s cilindričnom glavom s unutarnjim šesterokutom (za imbus-ključ) e) vijak s upuštenom glavom f) vijak s upuštenom lećastom glavom g) vijak s narovašenom glavom za ručno pritezanje h) vijak sa samorežućim navojem i) vijak za lim (sličnog koničnog oblika su vijci za drvo) j) vijak s uškom k) očni vijak (s prstenastom glavom) l) svorni vijak m) zatik s navojem n) čep s navojem

Materijal i izdržljivost navojnih dijelova: Vijčani spojevi su izloženi visokim naprezanjima s izrazitom koncentracijom naprezanja. Izrađuju se od konstrukcijskih čelika, ugljičnih i legiranih čelika za poboljšanje. Za posebne namjene, odnosno za posebne radne uvjete rabe se i posebni materijali. To su nehrđajući čelici za prehrambenu industriju, vatrootporni čelici za visoke temperature, obojeni metali i legure, kao što je mjed za kemijski agresivne sredine ili bronca kada su potrebna dobra klizna svojstva. Za lake konstrukcije koriste se legure aluminija, magnezija ili titana (za visoke temperature). Navojni dijelovi se izrađuju i od plastičnih masa i drugih materijala kada se za to ukaže potreba.

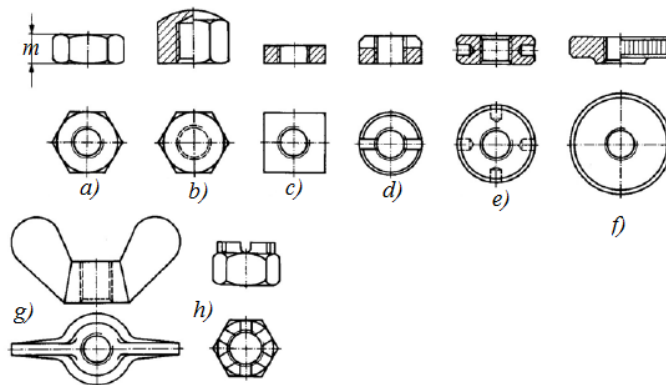
Označavanje vijaka: Standardi propisuju obvezu proizvođačima da na vijak upišu oznaku kvalitete materijala – klasu čvrstoće. Čvrstoća materijala matice je za jednu klasu niža od čvrstoće vijka. Razlog tome su niža naprezanja u navoju matice, jer je kritični presjek ovog navoja na većem promjeru. Osim toga, iz praktičnih razloga, u slučaju oštećenja lakše je zamijeniti maticu nego vijak.

Matice: su elementi vijčanog spoja s unutarnjim navojem u provrtu ili uvrtnu (slijepe matice). U ovisnosti o namjeni i upotrebi imaju različite oblike. Visina matice za normalan navoj je $m \approx 0,8 \cdot d$. Matice koje se češće odvijaju i navijaju, kao i one od mekog materijala, mogu imati veću visinu. Nisko opterećene matice mogu imati i manju visinu $m \approx 0,4 \cdot d$.

S obzirom na izvedbu razlikujemo: matice s navojnim provrtom i slijepe matice s navojnim uvrtnom.

Prema visini razlikujemo visoke, normalne i niske matice.

Prema obliku matice razlikujemo, (Slika 3.34.): četverostrane, šesterostrane, šesterostrane s vijencem i krunaste matice, okrugle matice sa zaravnanjima za ključ, s čelnim i bočnim provrtima za ključ. Matice za pritezanje rukom su rovašene i leptir matice.



Slika 3.34. Najčešće vrste matica

a) šesterostrana matica b) šesterostrana zatvorena matica c) četverostrana matica d) matica s čelnim urezom e) matica s rupama po obodu f) narovašena matica g) krilasta matica (za ručno pritezanje) h) krunasta matica

Alati za zavrtnanje i pritezanje: alat za zavrtnanje i pritezanje naziva se ključ. Otvor ključa odgovara dimenziji elementa kojeg zavrćemo ili odvrćemo.

Ključevi za zavrtnanje i pritezanje izrađuju se od temper lijeva ili kovanjem od čelika za poboljšavanje.

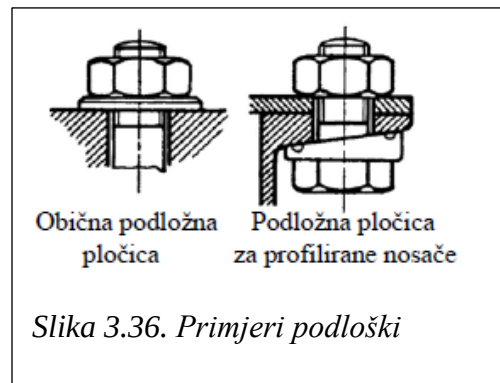
Ovisno o raspoloživom prostoru za zavrtnanje i pritezanje i obliku glave matice i vijka, oblikuju se različiti ključevi, od kojih su neki prikazani na slici (Slika 3.35.).



Slika 3.35. Neke vrste ključeva

Podložne pločice (podloške): su normirani elementi steznog spoja, najčešće okruglog oblika, s rupom kroz koju prolazi vijak. Ne osiguravaju vijak od odvrtanja i postavljaju se pod glavu vijka ili matice, (Slika 3.36.), u sljedećim slučajevima:

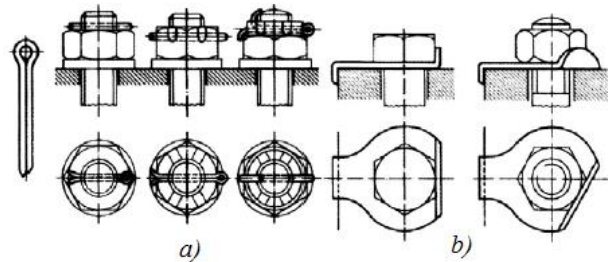
- kad je površina podloge na koju dolaze matica ili glava vijka loše obrađena, tj. kad je neravna,
- kad je rupa za vijak u podlozi znatno veća od promjera vijka,
- kad se spoj često rastavlja, kako se ne bi oštetila podloga,
- kad je podloga mekana, kako bi se povećala površina na koju se ostvaruje pritisak,
- kad je podloga kosa, što je slučaj kod spajanja U ili I-profila.



Slika 3.36. Primjeri podloški

Osiguranje vijčanih spojeva: osiguranje vijčanog spoja od odvrtanja kod statičkih opterećenja nije potrebno. Međutim, iako se vijci za spajanje rade kao samokočni, može se dogoditi da kod dinamičkih opterećenja (izloženost vibracijama i trešnji, temperaturnih razlika, korozije itd.), sila u vijku padne na nulu. Da bi se spriječilo odvijanje matice koriste se razne vrste konstruktivnih elemenata koji se zovu osigurači. Osiguranje protiv odvijanja matice može se postići:

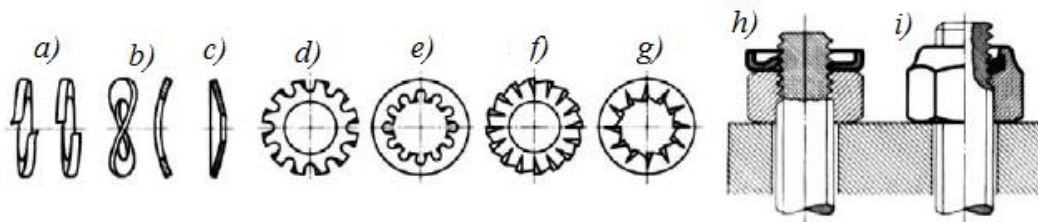
- osiguranje oblikom, koje služi isključivo protiv odvrtanja i ostvaruje se međusobnim zahvatom osiguravajućeg i navojnog elementa. Osiguranje oblikom se postiže:
 - rascjepkom s običnom ili krunastom maticom. Rascjepka prolazi kroz poprečni provrt u vijku, (Slika 3.37. a), i
 - sigurnosnim limom s izdancima, pri čemu se jedan izdanak priljubi uz maticu, a drugi savije oko ruba, (Slika 3.37. b).



Slika 3.37. Osiguranje oblikom: a) osiguranje od odvrtanja pomoću rascjepke b) pomoću sigurnosnog lima

- osiguranje silom (opružnim djelovanjem), kojom se pojačava trenje između unutarnjeg i vanjskog navoja i služi protiv gubitka prednaprezanja, (Slika 3.38.). Osiguranja silom se izvode:
 - "elastičnim podloškama" izrađeni od opružnog čelika u obliku rasječenih, zakrivljenih ili tanjurastih prstena (pločica),
 - pomoću raznih zupčastih i lepezastih prstenastih pločica, koje se svojim zupcima utiskuju u podlogu, povećavaju trenje i tako sprečavaju odvrtanje (samo za meke materijale),
 - pomoću sigurnosne limene matice od opružnog čelika, koja s unutarnje strane ima više jezičaca koji se zabijaju u navoj,
 - pomoću dvije matice: gornja matica (kontramatica) je glavna i ona prima opterećenje od uzdužne sile u vijku, dok donja matica ima ulogu osigurača jer osigurava pritisak u navojima gornje matice i može imati manju visinu od standardne,
 - pomoću matice s uloškom od umjetne plastične mase (za jednokratnu upotrebu).

- osiguranje materijalom: vrši se lijepljenjem navoja umjetnim smolama. Često se koristi ljepilo komercijalnog naziva "Loctite" kojim se mogu postići vodonepropusni spojevi, npr. kod spajanja cijevi. Moguće je i zavarivanje glave vijka ili matice za podlogu (posebni vijci i matice).



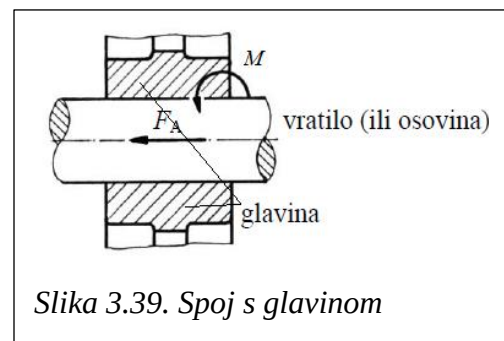
Slika 3.38. Osiguranje silom

a) rasječeni elastični prsteni b) zakrivljeni elastični prsteni c) tanjurasta elastična pločica d) i e) zupčaste pločice f) i g) lepezaste pločice h) sigurnosna limena matica i) sigurnosna matica s poliamidnim uloškom – za jednokratnu upotrebu

3.3.5. Stezni (prešani) spojevi

Vratila nose različite strojne dijelove (zupčanike, lančanike, remenice, spojke, vijence - bandaže željezničkih kotača i sl.) koji rotiraju zajedno s vratilom. Vratila prenose okretni moment M , a često i aksijalne sile F_A .

Dio strojnog elementa koji naliježe na vratilo zove se *glavina*, (Slika 3.39.). Za spoj vratila i glavine koriste se takvi elementi koji omogućuju prijenos okretnog momenta M , s glavine na vratilo ili obrnuto, te u posebnim slučajevima i pomicanje glavine u smjeru osi (aksijalne sile F_A).



Slika 3.39. Spoj s glavinom

Stezni spoj može biti nerastavljiv i rastavljiv.

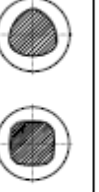
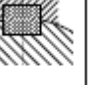
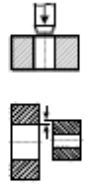
Nerastavljivi stezni spojevi su čvrste, prešanjem dobivene i prema vibracijama otporne veze strojnih dijelova, koje omogućavaju prijenos udarnih i promjenljivih opterećenja. Zbog postupka prešanja i čvrstog dosjeda, nakon ugradnje, na dodirnom površinama nastaje površinski

tlak p koji osigurava silu trenja F_{tr} , potrebnu za prijenos vrtnje. Istodobno, takav spoj podnosi i određenu aksijalnu silu.

Rastavljivi stezni spojevi prenose okretni moment s vratila na glavinu ili obratno trenjem, tj. pomoću naponske veze. Zbog toga se praktički neograničen broj puta mogu rastaviti i ponovno sastaviti.

Prema načinu prenošenja momenta, odnosno sile, spojevi s glavinama dijele se u sljedeće skupine (Tablica 3.5.):

Tablica 3.5. Spojevi vratila i glavine i njihova svojstva

Osnovna svojstva i mogućnosti	SPOJEVI OBLIKOM			SPOJEVI TRENJEM			
	Pera	Žlijebljeni i zupčasti spojevi	poligonski spojevi	Klinovi	Spoj steznom glavinom	Rastavljivi stezni spojevi	Nerastavljivi stezni spoj
							
Prijenos aksijalne sile	ne	ne	ne	da	da	da	da
Udarna opterećenja	ne	uvjetno	uvjetno	ne	da	da	da
Jednostavna demontaža	da	da	da	da	da	da	ne
Proizvoljan položaj montaže	ne	uvjetno	uvjetno	ne	da/ne	da	uvjetno
Osni pomak spoja	ne	da	uvjetno	ne	ne	ne	ne
Zarezni učinak spoja	velik	velik	mali	velik	mali	mali	mali
Troškovi izrade	srednji	visoki	visoki	srednji	srednji	niski	visoki
Dodatni troškovi	niski	nikakvi	nikakvi	niski	srednji	srednji	nikakvi

Kako se iz tablice vidi, spojevi mogu biti ostvareni:

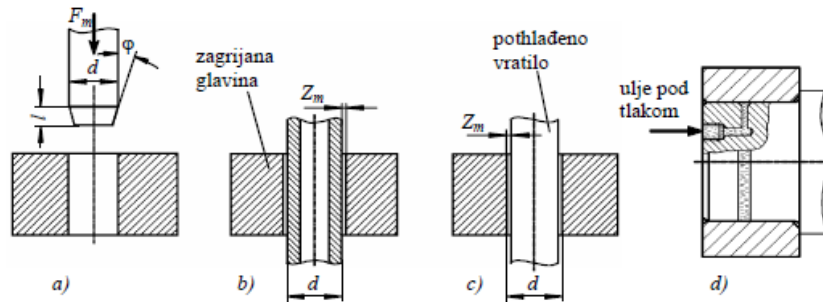
- silom trenja (cilindrični stezni spojevi, konični stezni spojevi, spojevi sa steznim elementima),
- oblikom (pera, žlijebljeni spojevi: ožlijebljena vratila, ozubljena vratila),

- silom trenja i oblikom (uzdužni klinovi).

Zbog čvrstog dosjeda između vratila i glavine kod nerastavljivog steznog spoja je potrebno upotrijebiti odgovarajući postupak montaže. U praksi se upotrebljavaju tri postupka montaže i demontaže steznog spoja, ovisno prvenstveno o zahtijevanom dosjedu steznog spoja i montažnim sredstvima koja su na raspolaganju i to: *mehanički*, *toplinski* i *hidraulički* postupak, (Slika 3.40.).

Kod *mehaničkog (uzdužnog) postupka*, vratilo i glavina sastavljaju se u hladnom stanju s određenom montažnom silom F_m i brzinom utiskivanja vratila u glavinu 2 do 5 mm/s, (Slika 3.40. a). Koristi se kod montaže uzdužnog cilindričnog steznog spoja. Kako bi se olakšala montaža, dio s višom granicom tečenja (obično je to vratilo) je skošen pod kutom $\varphi = 5^\circ$ na duljini $l \approx \sqrt[3]{d}$ (mm), a dodirne površine obično su još i nauljene, osim ako je jedan dio iz bronce. Nakon montaže dijelovi zbog prijeklopa ostaju elastično deformirani. Osovina ili vratilo su sabijeni, a otvor glavine proširen, zbog čega se javlja površinski tlak na dodirnoj površini i trenje, zahvaljujući kojem je među dijelovima moguć prijenos momenta i sile. Prilikom uprešavanja se površine zaglade pa je faktor trenja manji nego kod poprečnog cilindričnog steznog spoja. Kod većih prijeklopa izvodi se dvostruko skošenje vratila. Ovako montiran stezni spoj postiže radnu sposobnost nakon približno 48 sati.

Kod *toplinskog postupka montaže* koriste se svojstva materijala da se prilikom zagrijavanje materijal rasteže, a prilikom hlađenja skuplja. Zagrijavanjem na odgovarajuću temperaturu, glavina se raširi, a između dijelova nastane zračnost Z_m . Sastavljanje je u tom slučaju bez upotrebe dodatne mehaničke sile, (Slika 3.40. b). Kada se glavina nakon montaže ohladi na sobnu temperaturu, ona se skupi, a zbog preklapa na dodirnim površinama nastaje odgovarajući površinski tlak za postizanje sile trenja. Glavina se obično zagrijava u ulju, ali ako se zahtijevaju suhe dodirne površine radi većih faktora trenja, tada se glavina zagrijava u peći s vrućim zrakom. U oba slučaja glavina se zagrijava do 400°C . U drugom slučaju se vratilo hladi i time se suzi za određenu zračnost koja je dovoljna da se može uvući kroz promjer glavine. Vratilo se hladi u suhom ledu u kojemu se postižu temperature do -78°C , a niže temperature (do -196°C) postižu se u tekućem dušiku. Zagrijavanjem vratila na normalnu temperaturu $+20^\circ\text{C}$, dolazi do steznog spoja. Koristi se kod montaže poprečnog cilindričnog steznog spoja.



Slika 3.40. Načini montaže (demontaže) steznog spoja a) mehanički b) i c) toplinski d) hidraulički

Kod *hidrauličkog postupka montaže* na dodirne površine između vratila i glavine dovodi se ulje pod tlakom zbog čega se vratilo skupi, a glavina raširi, (Slika 3.40. d). Na taj način mogu se montirati samo dijelovi s blago koničnim površinama (konus 1:30), gdje se vratilo najprije potisne u glavinu do određenog položaja, a konačni položaj se postiže tek uz pomoć tlaka ulja.

Spojevi ostvareni silom trenja (naponskom vezom) prenose okretni moment isključivo trenjem koje nastaje neposredno između vratila i glavine zbog međusobnog pritiska. Bez obzira na koji je način ostvaren prijenos momenta i aksijalne sile, na dodirnim površinama treba ostvariti dovoljno velik otpor protiv aksijalnog pomicanja i međusobnog zakretanja spojenih dijelova. Kako je otpor izazvan pritanjanjem veći od otpora trenja klizanja, prilikom proračuna je dovoljno proračunati otpor trenja klizanja. Za ove spojeve općenito, mora biti ispunjen uvjet da je sila otpora trenja klizanja ona najmanja sila koju treba izazvati minimalan tlak naliježućih površina (p_{min}), a koja treba biti tolika da drži u ravnoteži uzdužno (F_a), obodno (F_o) ili rezultantno (F_R) vanjsko opterećenje. Dakle, da bi stezni spoj mogao prenijeti rezultirajuće opterećenje F_R , na dodirnim površinama između glavine i vratila treba postići silu trenja:

$$F_{tr} = F_N \cdot \mu_o = p_{min} \cdot A \cdot \mu_o \geq F_R \cdot v_k$$

gdje je:

F_{tr}	(N)	sila trenja na dodirnim površinama,
$F_{tr} = F_a$	(N)	sila trenja klizanja u uzdužnom pravcu,
		$F_{tr} = F_a = p_{min} \cdot A \cdot \mu_a$
$F_{tr} = F_o$	(N)	obodna sila trenja klizanja, $F_{tr} = F_o = p_{min} \cdot A \cdot \mu_o$
$F_{tr} = F_R$	(N)	rezultirajuća sila trenja klizanja, $F_{tr} = F_R = p_{min} \cdot A \cdot \mu_R$
A	(mm ²)	površina nalijeganja, $A = d \cdot \pi \cdot l$
p_{min}	(MPa)	minimalni površinski tlak,
F_N	(N)	normalna sila na dodirnim površinama,

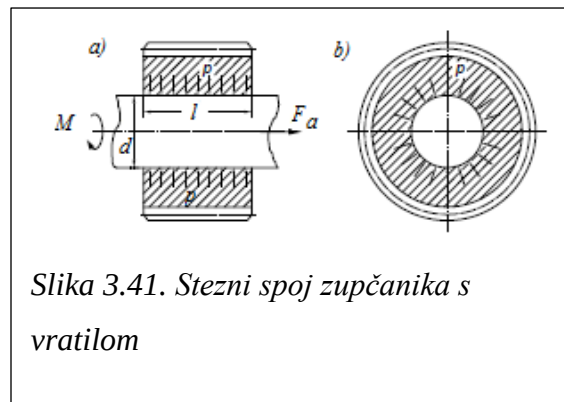
μ_o		(statički) faktor trenja klizanja na dodirnim površinama,
μ_a, μ_o		faktor trenja klizanja u uzdužnom i obodnom pravcu,
F_R	(N)	rezultanta aktivnih sila, $F_R = \sqrt{F_o^2 + F_a^2}$,
F_o	(N)	obodna sila, $F_o = \frac{2M}{d} = \frac{2 \cdot P}{d \cdot \omega}$,
M	(Nm)	okretni moment,
d	(mm)	promjer vratila,
P	(W)	snaga,
ω	($\frac{\text{rad}}{\text{s}}$)	kutna brzina,
F_a	(N)	aksijalna sila,
ν_k		sigurnost protiv klizanja: $\nu_k = 1,0$ do $2,5$.

Da bi se dobila tolika sila trenja, najmanji potrebni površinski tlak između vratila i glavine, mora biti:

$$p_{min} = \frac{F_R}{A} = \frac{F_{tr}}{A \cdot \mu_o} = \frac{F_{tr}}{d \cdot \pi \cdot l \cdot \mu_o}$$

gdje je:

F_R	(N)	radijalna sila na dodirnoj površini; $F_R = \frac{F_{tr}}{\mu_o}$
F_{tr}	(N)	sila trenja na dodirnim površinama između vratila i glavine, $F_{tr} = F_R \cdot \nu_k$
A	(mm ²)	dodirna površina između vratila i glavine, $A = \pi d l$,
D	(mm)	nazivni promjer steznog spoja,
l	(mm)	nosiva duljina steznog spoja (obično duljina glavine),
μ_o		(statički) faktor trenja steznog spoja.

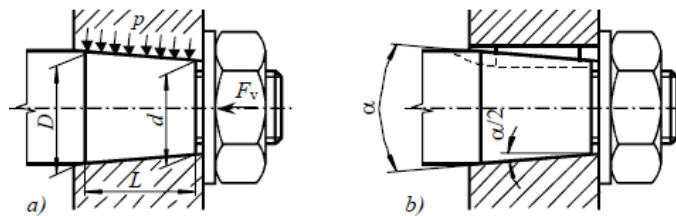


Slika 3.41. Stezni spoj zupčanika s vratilom

Cilindrični stezni spoj je nerastavljivi spoj osovine ili vratila s glavinom pri čemu je ostvaren prijeklop, tj. čvrsti dosjed. Znači da je promjer osovine ili vratila nešto veći od promjera provrta u glavini, iako imaju jednak nazivni promjer, (Slika 3.41. a). Zbog toga nakon ugradnje na dodirnom površinama nastaje površinski tlak p koji osigurava silu trenja F_{tr} , potrebnu za prijenos vrtnje. Istodobno, takav spoj podnosi i određenu aksijalnu silu. Stezni spoj je siguran protiv vibracija i dobro podnosi velika dinamička i udarna opterećenja, jer na spoju nema koncentrata naprezanja (utora), promjena promjera i sl. Koristi se u slučajevima kada ostali spojevi vratila i

glavine nisu dovoljni za prijenos velikih okretnih momenata. Kako je ranije opisano, zbog čvrstog dosjeda između vratila i glavine za ovaj stezni spoj je potrebno upotrijebiti odgovarajući postupak montaže.

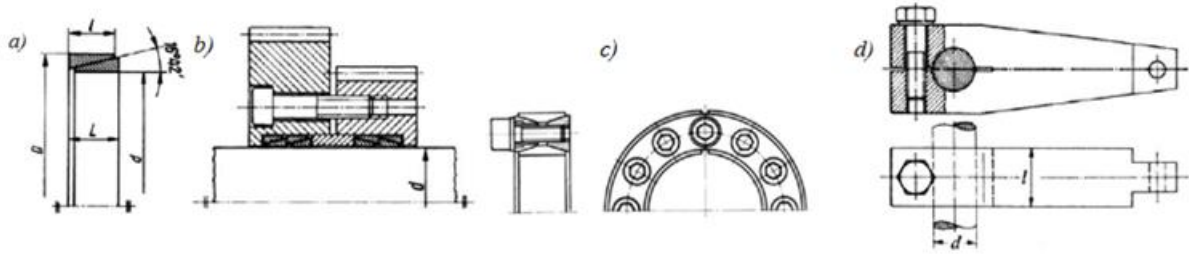
Konični stezni spoj je rastavljivi stezni spoj koji se postiže navlačenjem glavine s koničnim provrtom na konični završetak vratila ili osovine i zatim pritezanjem vijcima, (Slika 3.42.). Konični dosjed prenosi moment silom trenja između konično oblikovanog završetka vratila i glavine. Pri tome se potrebna radijalna sila, odnosno površinski tlak, stvara preko aksijalne sile prednaprezanja F_V pritezanjem vijka. Konusi sami od sebe centriraju glavine koje na njima sjede, pa se koriste za prijenos velikih brzina vrtnje. Mogu se spajati bez zračnosti, ako unutarnji i vanjski konus vrlo točno naliježu jedan na drugi ili s umetnutim perom u slučaju dinamičkih opterećenja.



Slika 3.42. Konični stezni spoj a) bez pera b) s perom

Kut konusa označava opadanje promjera konusa na duljini x za 1 mm. Najčešće se upotrebljavaju u općem strojarstvu (za veze zupčanika, remenica, spojki, itd.) koristi konus 1:10. Spoj omogućava brzu i jednostavnu montažu i demontažu, ali je skup jer se moraju izvesti potpuno isti konusi na vratilu i glavini, a često se radi prilagođavanja treba vršiti međusobno ubrusivanje površina. Kako na spoju nema utora, praktički nema ni koncentracije naprezanja. Iako se spojevi mogu dodatno osigurati perom, to nije preporučljivo jer se ne postiže dobro trenje po koničnoj površini.

Spojevi sa steznim elementima, (Slika 3.43. a-d), se postižu umetanjem odgovarajućih elemenata u prstenasti prostor između osovine ili vratila i glavine. Proračun se u pravilu radi prema uputama proizvođača.

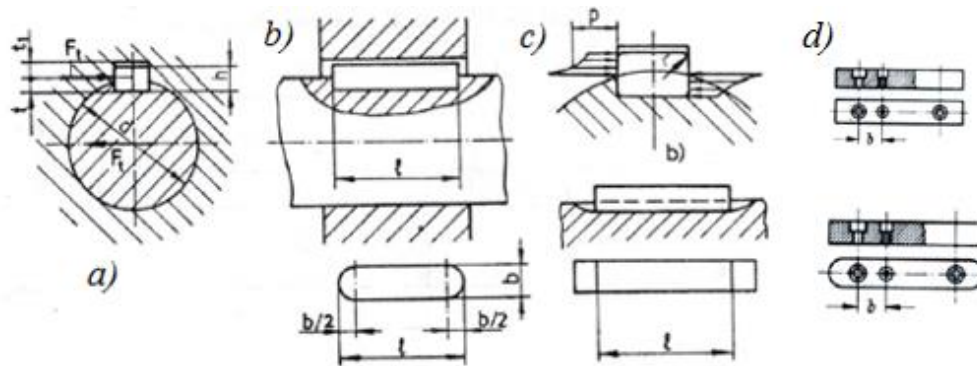


Slika 3.43. Spojevi sa steznim elementima: a) spoj s parovima prstena, b) spoj sa steznim vijcima, c) spoj sa steznim ulošcima, d) spoj sa steznom glavinom

U slučaju spoja s parovima prstena, (Slika 3.43. a), prsteni s koničnim površinama umeću se u prstenasti prostor s vrlo malom zračnošću u odnosu na osovinu ili vratilo i glavinu. Pritezanjem vijaka se postiže aksijalna sila koja po koničnoj površini navlači jedan prsten na drugi. Time se postiže odgovarajuća sila trenja potrebna za prenošenje okretnog momenta. Sličan je i primjer spoja sa steznim vijcima, (Slika 3.43. b), kao i spoja sa steznim ulošcima (u prstenasti prostor između osovine/vratila i glavine se umeću ulošci u kojima se već nalaze vijci, pa posebni vijci za pritezanje nisu potrebni), (Slika 3.43. c), odnosno spoja sa steznom glavinom, (Slika 3.43. d) kao npr. za sjedalo i pedale bicikla.

Spojevi ostvareni oblikom uglavnom prenose okretni moment oblikom preko površinskog pritiska neposredno između vratila i glavine (žlijebljeni i zupčasti spojevi, poligonski spojevi), odnosno posredno preko dodatnih elemenata (poprečni klinovi i pera). To su:

a) Pera (uzdužni klin bez nagiba) su standardizirani elementi koji se umeću između osovine/vratila i glavine, tako da jednom stranom ulaze u utor u osovini/vratilu, a drugom stranom u utor u glavini, (Slika 3.44.). Utori (žljebovi) su točno određenih dimenzija, te daju čvrst spoj vratila i klina. Takav se spoj primjenjuje u slučajevima prenošenja manjih sila. U slučaju prijenosa većih opterećenja, klin se spaja s vratilom pomoću vijaka, (Slika 3.44. d). Pera prenose okretni moment samo pomoću veze oblikom. Dakle, kod pera ostvaren je čvrsti dosjed između bočnih strana pera i glavine odnosno vratila, za razliku od klina gdje je taj dosjed labav. Između pera i donje površine utora glavine obično ostaje zračnost, (Slika 3.44. a). Pri prijenosu momenta bokovi pera, odnosno utora su opterećeni bočnim tlakom. Izmjere poprečnog presjeka pera ovise o promjeru osovine/vratila. Pera su izvedena bez nagiba.



Slika 3.44. Oblik pera

- a) raspored opterećenja b) pera s okruglim čelom
c) pera s ravnim čelom d) spoj pera s vratilom pomoću vijaka

Dimenzije pera se izražavaju u obliku: $l \times b \times h$ (mm), pri čemu je l - duljina, b - širina pera, h - visina pera.

Proračun pera vrši se na odrez i na bočni tlak između klina i glavine, a dopušteni bočni tlakovi su definirani iskustveno i zadani tablično. U pogonu s prekidima, uputno je uzeti 1,5 puta veće vrijednosti od proračunatih, a kod većeg broja pera po obodu, uputno je vrijednosti množiti s 0,8 zato jer nije vjerojatno da su sva pera jednako opterećena.

$$\tau_s = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{b \cdot l_k} \leq \tau_{odop} \quad (\text{MPa}) \quad \text{naprezanje na smik (odrez)}$$

$$p = \frac{F_t}{A} = \frac{2 \cdot M}{l_k \cdot (h - t)} \leq p_{dop} \quad (\text{MPa}) \quad \text{kontrola naprezanja pera na bočni tlak,}$$

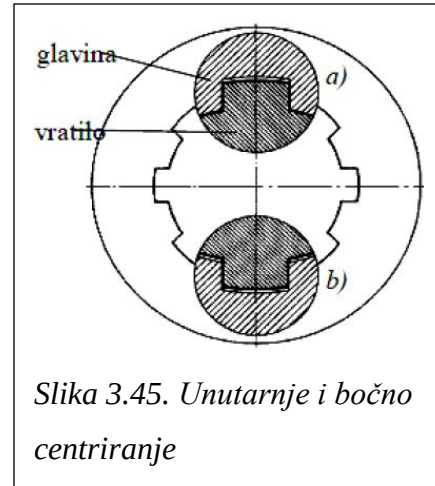
Naprezanje pera na bočni tlak može se približno (iskustveno) dobiti i iz izraza:

$$p \cong \frac{F_t}{0,5 \cdot h \cdot l_k \cdot i} \leq p_{dop}$$

gdje su: b (mm) širina pera,
 h (mm) visina pera,
 l_k (mm) korisna (nosiva) duljina pera; $l_k = l - b$,
 i broj pera na obodu,
 t (mm) dubina utora za tangencijalne klinove, sl.3.49 a.

Materijal glavine je jednake ili manje čvrstoće od materijala vratila, pa treba kontrolirati bočni tlak p utora u glavini, prema prethodno zadanom izrazu.

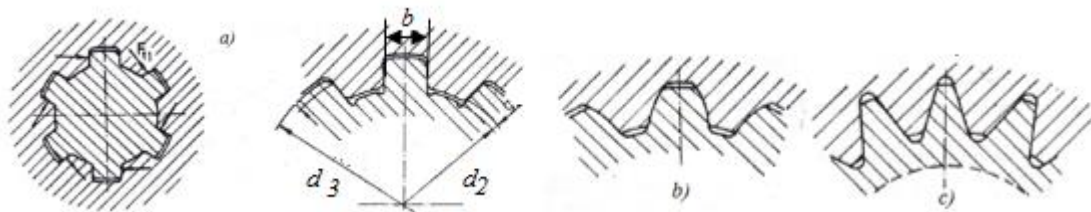
b) Žlijebljeni spojevi - žlijebljeni spoj predstavlja spoj ožljebljenog vratila i ožljebljene glavine nekog elementa za prijenos snage. Ožljebljeno vratilo ima uzdužno izrađene žljebove, odnosno izdanke, koji ulaze u odgovarajuće oblikovane žljebove u provrtu glavine. Na ovaj način je tangencijalna (obodna) sila raspoređena na više površina. Tradicionalno se koristi pogrešan naziv "klinasto vratilo".



Slika 3.45. Unutarnje i bočno centriranje

Primjenjuju se pri većem promjenljivoj opterećenju umjesto uzdužnih klinova. Pogodni su i za pokretljive veze (mjenjači, frikcijske spojke i sl.). U općoj strojogradnji najčešće se koriste žlijebljeni spojevi s unutarnjim centriranjem u kojima provrt glavine naliježe na unutarnji provrt vratila (Slika 3.45 a), a za velika i udarna opterećenja koriste se žlijebljeni spojevi s bočnim centriranjem (Slika 3.45 b). Također se primjenjuju u slučaju zahtjeva točnosti centriranja osi vratila i osi glavine.

Prema obliku profila boka, žlijebljeni spojevi mogu biti s ravnim bokovima, s evolventnim bokovima i s trokutastim profilom žljebova, (Slika 3.46 a-c).



Slika 3.46. Profili ožljebljenih spojeva a) s ravnim bokovima b) s evolventnim bokovima c) s trokutastim profilom žljebova

Budući se obodna sila prenosi preko više dodirnih površina, žljebovi su manje dubine u odnosu na žljeb s klinom. Nedostatak je u tome što su skupi za izradu.

Ožljebljena vratila s ravnim bokovima imaju po opsegu parni broj visokih "klinova" koje treba shvatiti kao pera, te su kao i pera, opterećeni na bočni tlak. Zbog neizbježnih odstupanja tijekom izrade nose samo 75 do 90 % klinova. Uzevši u obzir tu činjenicu izračunavaju se kao i utorni klinovi i pera, pa se naprezanje klina na bočni tlak može približno (iskustveno) dobiti i iz izraza:

$$p \cong k \cdot \frac{F_t}{h \cdot l_k \cdot i} \cong \frac{2 \cdot M}{d_{sr} \cdot h \cdot l_k \cdot i} \leq p_{dop}$$

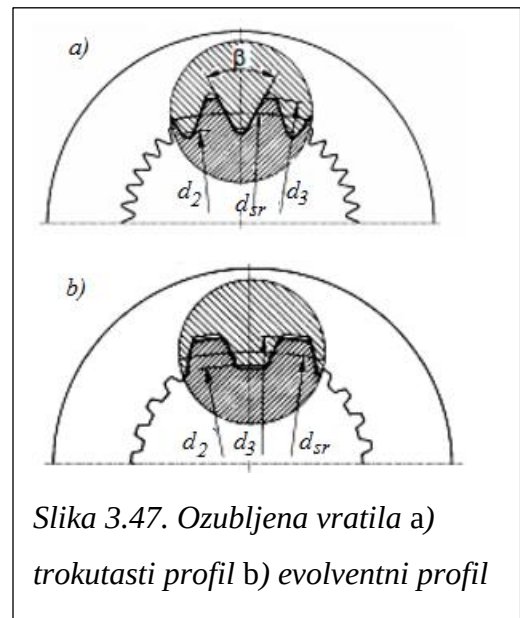
gdje su:	p	$\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$	bočni tlak klinova, odnosno utora glavine,
	p_{dop}	$\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$	dopušteni bočni tlak klinova, odnosno utora glavine,
	F_t	(N)	obodna sila na vratilu, $F_t = 2M/d_{sr}$
	h	(mm)	nosiva visina klina, $h = 0,5(d_3 - d_2)$
	d_{sr}	(mm)	srednji promjer, $d_{sr} = (d_2 + d_3)/2$
	d_2	(mm)	unutarnji promjer glavine,
	d_3	(mm)	vanjski promjer glavine,
	l_k	(mm)	nosiva duljina spoja,
	i		broj klinova na obodu,
	k		faktor nošenja $\approx 1,35$ kod unutarnjeg centriranja, $\approx 1,15$ kod bočnog centriranja.

Ozubljeni vratila: Uobičajeni profili ozubljenih vratila su trokutasti i evolventni profil, (Slika 3.47.). Velik broj zubi osigurava prenošenje velikih okretnih momenata i udarnih opterećenja. Zupčasti su spojevi primjereniji za vratila manjeg promjera. Proračun se vrši kao i kod klinastog spoja, proračunom tlaka na bokove zubi, a proračunate se vrijednosti uspoređuju s iskustvenim dopuštenim bočnim tlakovima (obično se nalaze u strojarskim tablicama).

Proračun bočnog tlaka se vrši kao kod ožljebljenja s evolventnim bokovima:

$$p \cong k \cdot \frac{F_t}{h \cdot l_k \cdot z} \cong k \cdot \frac{2 \cdot M}{d_{sr} \cdot h \cdot l_k \cdot z} \leq p_{dop}$$

gdje su:	p	$\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$	tlak na bokove zubi,
	p_{dop}	$\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$	dopušteni tlak na bokove zubi,
	F_t	(N)	obodna sila na vratilu: $F_t = 2M/d_{sr}$
	d_{sr}	(mm)	srednji promjer: $d_{sr} = (d_2 + d_3)/2$
	d_2	(mm)	unutarnji promjer glavine,
	d_3	(mm)	vanjski promjer glavine,
	h	(mm)	nosiva visina zuba: $h = 0,5(d_3 - d_2)$



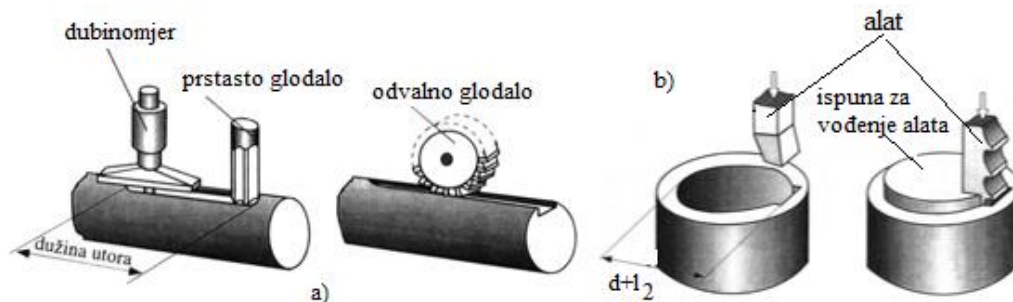
Slika 3.47. Ozubljena vratila a) trokutasti profil b) evolventni profil

l_k	(mm)	nosiva duljina spoja,
z		broj zubi,
k		faktor nošenja ≈ 2 kod trokutastog ozubljenja, $\approx 1,35$ kod evolventnog ozubljenja.

Spojevi ostvareni silom trenja i oblikom:

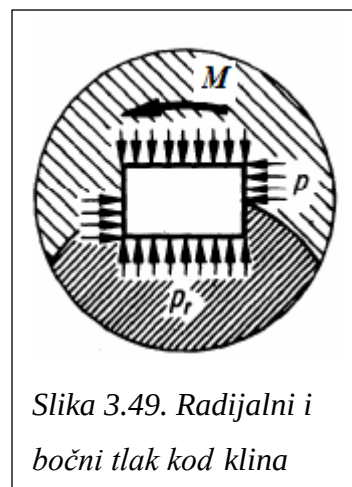
Uzdužni klinovi: su smješteni pod prednaprezanjem u utor vratila i glavine. Spoj je ostvaren silom i oblikom. Klinovima se spajaju i torzijski povezuju s vratilom remenice, zupčanici, zamašnjaci, koljenasta vratila, spojke i sl. Uzdužni klinovi su standardizirani elementi koji između donje i gornje plohe imaju nagib 1:100, što znači da se na duljini od 100 mm njihova visina h smanjuje za 1 mm.

Utori u vratilu ili osovinu se izrađuju prstastim (a) ili odvalnim (b) glodalima, (Slika 3.48. a), dok se utori u glavini se izrađuju dubljenjem ili provlačenjem, (Slika 3.48. b).



Slika 3.48. Postupak izrade utora u vratilu a) i glavini b)

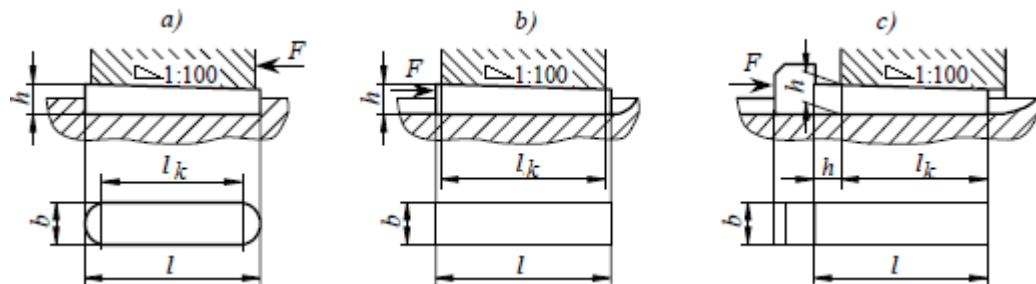
Klinovi se umeću u osovinu/vratilo i na njih nabija glavina ili se zabijaju u prostor između vratila i glavine. Prilikom zabijanja, klin donjom stranom pritiskuje dno utora u vratilu, a gornjom stranom dno utora u glavini, čime se ostvaruje radijalni tlak p_r potreban za prijenos torzijskog momenta pomoću veze silom. U slučaju da torzijski moment prijeđe moment prijanjanja tada se torzijski moment prenosi i bokovima u vratilu i glavini površinskim tlakom p , (Slika 3.49.).



Slika 3.49. Radijalni i bočni tlak kod klina

Prema obliku i načinu montaže razlikuju se:

- *uložni klinovi*, ima okrugle čeonke plohe i ulažu se u žlijeb vratila, a zatim se silom F glavina navuče na vratilo, (Slika 3.50. a). Duljina im je jednaka duljini žlijeba u vratilu.
- *utjerni klinovi*, s ravnim čelima. U postupku montaže se prvo namješta glavina na željeno mjesto na vratilu, a zatim se klinovi utjeruju silom F između glavine i vratila, (Slika 3.50. b). Žlijeb u glavini mora biti primjereno duži kako bi se klin zabio između vratila i glavine.
- *klin s nosom*, stavlja se na mjesto gdje je teško izbijanje klina sa suprotnog čela spoja, pa prilikom demontaže nos klina služi za njegovo izvlačenje, (Slika 3.50. c).

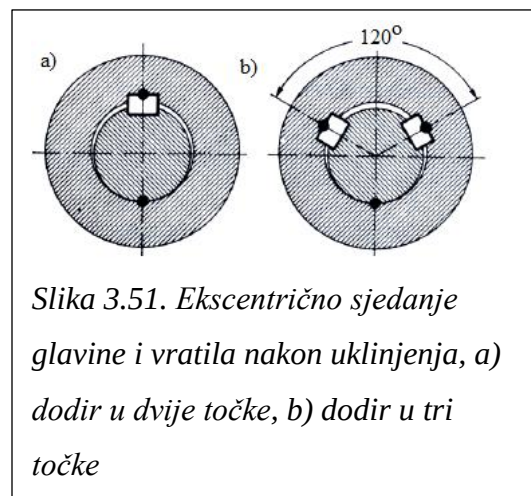


Slika 3.50. Konstrukcijske izvedbe žlijebljenih klinova a) uložni klin b) utjerni klin c) klin s nosom

Zabijanjem klina, glavina se rastegne, a vratilo stlači pa više nisu centrični jedno prema drugome. Na mjestu uklinjenja se vratilo i glavina dodiruju posredno preko klina, a na suprotnoj strani dodiruju se neposredno, (Slika 3.51.). U tom slučaju dolazi do dodira u dvije točke.

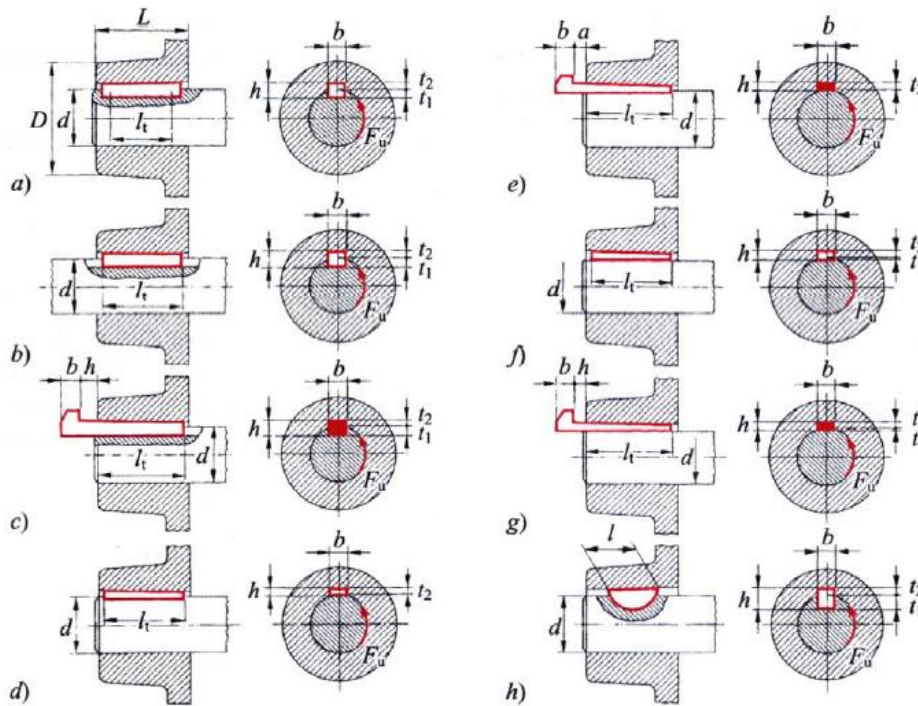
U slučaju da se stave dva klina pod kutom 120° dobije se dodir u tri točke, što je povoljno u slučaju dinamičkih opterećenja.

Zato se klinovi smiju koristiti samo kad se ne zahtijeva preciznost (poljoprivredni strojevi, štance, kovački čekići, tj. grubi pogoni), a nikako za precizne namjene, npr. zupčanike.



Slika 3.51. Ekscentrično sjedanje glavine i vratila nakon uklinjenja, a) dodir u dvije točke, b) dodir u tri točke

Na Sliku 3.52. su prikazani spojevi sa standardnim uzdužnim klinovima:



Slika 3.52. Standardni uzdužni klinovi a) uložni klin b) utjerni klin c) klin s nosom d) obli udubljen klin e) obli udubljen klin s nosom f) plosnati klin g) plosnati klin s nosom h) segmentno pero

Proračun čvrstoće klinova se svodi na kontrolu nosive duljine i broja klinova po spoju, budući su klinovi standardizirani tako da ih se odabire prema promjeru vratila. Budući da zbog povremenih neodređeno visokih opterećenja i izradnih odstupanja, nije moguće provesti točan proračun čvrstoće, računa se s bočnim tlakom p , zanemaruje se prednaprezanje i uspoređuje s dopuštenim iskustvenim vrijednostima. Stoga vrijedi :

$$p \cong \frac{F_t}{0,5 \cdot h \cdot l_k \cdot i} \leq p_{dop} \quad \text{za utjerne i uložne klinove}$$

$$p \cong \frac{F_t}{t_2 \cdot l} \leq p_{dop} \quad \text{za pločaste klinove}$$

$$p \cong \frac{F_t}{t \cdot l_k} \leq p_{dop} \quad \text{za tangencijalne klinove}$$

$$p \cong \frac{F_t}{0,1 \cdot b \cdot l_k \cdot i} \leq p_{dop} \quad \text{za udubljene i plosnate klinove}$$

gdje su: p ($\frac{N}{mm^2}$) bočni tlak klina odnosno utora glavine (kod obli udubljenih i plosnatih klinova radijalni tlak p_r),

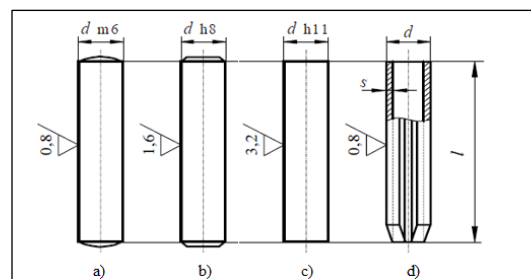
p_{dop} ($\frac{N}{mm^2}$)	dopušteni tlak,
F_t (N)	obodna sila na vratilu: $F_t = 2M/d_{sr}$,
h (mm)	visina klina,
l_k (mm)	nosiva duljina klina,
i	broj klinova na obodu,
t_2 (mm)	dubina utora glavine,
l (mm)	duljina segmentnih klinova,
t (mm)	dubina utora za tangencijalne klinove,
b (mm)	širina oblog ili plosnatog klina.

3.3.6. Veze sa zaticima i svornjacima

Zatici: Zatici spadaju među najstarije i najjednostavnije konstrukcijske elemente. Normiranih su oblika, promjera i duljina. Koriste se za učvršćivanje, osiguranje točnog položaja među dijelovima (centriranje pomoću dosjednog zatika), prenošenje sila i momenata, za spajanje dijelova, za preuzimanje poprečne sile u spoju itd. Radi se o čvrstom spoju koji se po potrebi može rastaviti. Obično su od tvrdog materijala nego što su spojeni dijelovi. Proizvode se od čelika za automate s tvrdoćom 125 do 245 HV, a za velika opterećenja i od poboljšanog čelika, te čelika za cementiranje i kaljenje. S obzirom na upotrebu, zatici imaju različite oblike:

Cilindrični zatici (Slika 3.53.), ugrađuju se pretežito kao dosjedni zatici za osiguranje položaja dvaju strojnih dijelova spojenih vijcima, koji sa zračnošću prolaze kroz provrte. Cilindrični zatici imaju nazivni promjer d , a ovisno o primjeni izrađeni su s različitim tolerancijama. Upotrebljavaju se prvenstveno za međusobno pozicioniranje strojnih dijelova, za spajanje ili učvršćenje i sl. Ovisno o toleranciji zatici zahtijevaju razvrtavanje provrta, jer se bušenjem ne bi dobila dovoljna točnost dosjeda.

Elastični cilindrični zatici, (Slika 3.53 d), su šuplji s debljinom stijenke s . Uzdužni žlijeb daje im dobra elastična svojstva zbog kojih nisu potrebne uske tolerancije izrade, a provrti u strojnim dijelovima mogu biti samo izbušeni. Prvenstveno se upotrebljavaju kao osiguravajući zatici.



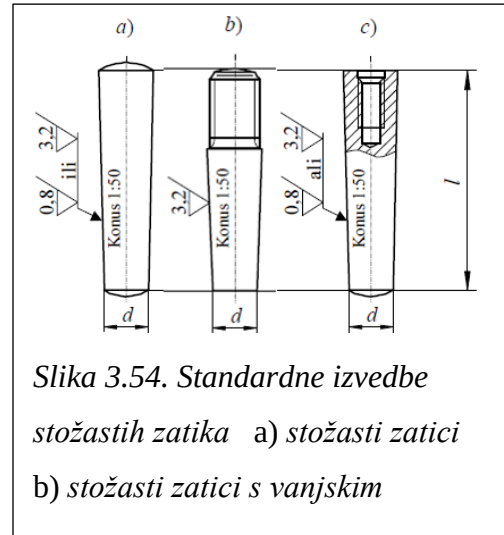
Slika 3.53. Standardne izvedbe cilindričnih zatika a), b) i c) cilindrični zatici d) elastični cilindrični zatic

Stožasti zatici, (Slika 3.54.), osiguravaju vrlo čvrsti spoj, ali nisu pogodni za spajanje gdje postoje titraji, jer bi moglo doći do ispadanja zatika. Ako se radi o dijelovima izloženim vibracijama ili trešnji, stožaste zatike treba osigurati. Stožasti zatici imaju konus 1:50, a nazivni promjer d im se mjeri na donjoj strani zatika.

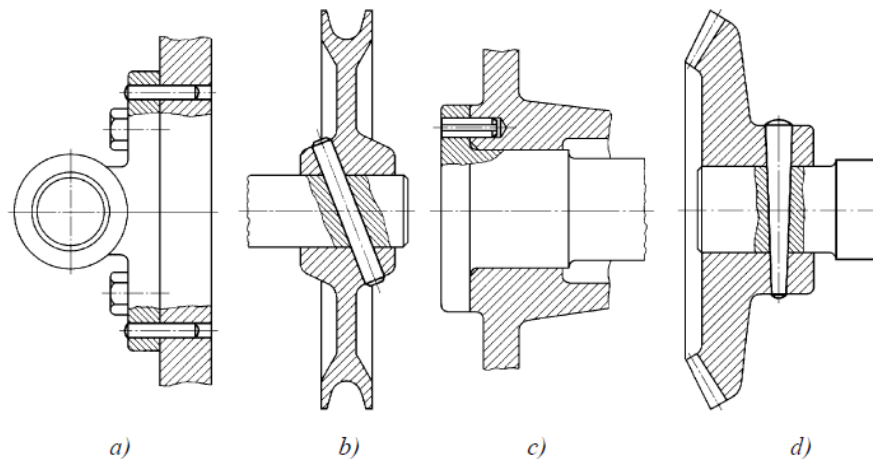
Dobra su im svojstva što dobro centriraju međusobni položaj dva dijela, vrlo dobro podnose opterećenja na smik, a za razliku od

cilindričnih zatika mogu se više puta sastaviti i rastaviti. Slaba strana im je skuplja izvedba, jer provrt mora imati jednak konus kao i zatic, i osjetljivost na dinamička opterećenja.

Osim osnovne izvedbe, izrađuju se i stožasti zatici s vanjskim ili unutarnjim navojem koji se može upotrebom matice ili vijka jednostavno demontirati. Uglavnom se upotrebljavaju za pozicioniranje strojnih dijelova, (Slika 3.55.), a služe i kao vezni elementi (npr. spoj glavine s vratilom).



Slika 3.54. Standardne izvedbe stožastih zatika a) stožasti zatici b) stožasti zatici s vanjskim



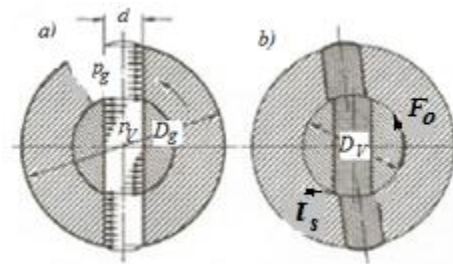
Slika 3.55. Primjeri upotrebe cilindričnih i stožastih zatika a) pozicioniranje strojnih dijelova b) spajanje strojnih dijelova c) fiksiranje položaja strojnih dijelova d) spoj glavine i vratila

Zasječni zatici: imaju po svojoj duljini uprešana tri zasjeka (zareza), (Slika 3.56.). Pri jakom zabijanju na stijenke provrta, dolazi do deformiranja krajeva. Tlak zatika u provrtu mijenja se u ovisnosti od njegove dubine. Zatici su od materijala veće tvrdoće od one što je imaju dijelovi koji se spajaju, kako se pri zabijanju ne bi deformirali. Upotrebom ovih zatika štedi se skupo razvrtavanje provrta, koje je potrebno kod cilindričnih i stožastih zatika.



Slika 3.56. Zasječni zatici
a) konični b) zatični c) s vratom d) u obliku zatege

Poprečni zatici opterećeni okretnim momentom: poprečni zatici upotrebljavaju se za spoj glavine i vratila gdje prenose okretni moment s glavine na vratilo i obrnuto. Zbog obodne sile F_o , stijenke provrta u vratilu i glavini su opterećene na površinski tlak, a zatik na odrez, (Slika 3.57.).



Slika 3.57. Poprečni zatic za spojeve glavine i vratila a) konstrukcijske veličine i površinski tlak
b) lom zatika zbog preopterećenja na smik

Površinski tlak u vratilu i glavini, te naprezanje zatika na odrez računaju se prema sljedećim izrazima:

$$p_V = 3 \frac{F_o}{D_V \cdot d} \leq p_{dop} \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \quad \text{površinski tlak u vratilu,}$$

$$p_g = \frac{F_o}{(D_g - D_V) \cdot d} \leq p_{dop} \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \quad \text{površinski tlak u glavini,}$$

$$\tau_s = \frac{F_o}{2A} \leq \tau_{sdop} \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \quad \text{naprezanje na odrez.}$$

gdje su:	p	$\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$	površinski tlak zatika i dijelova u spoju,
	F_o	(N)	obodna sila na vratilu: $F_o = \frac{M_t}{R_V}$,
	M_t	(Nm)	okretni moment,
	D_V	(mm)	promjer vratila,
	D_g	(mm)	promjer glavine,
	d	(mm)	promjer zatika,

A (mm²) površina presjeka zatika.

Uzdužni zatici opterećeni okretnim momentom: uzdužni zatici, poznati su i kao okrugli klinovi, jer obavljaju istu funkciju kao i klinovi. Upotrebljavaju se slično kao i poprečni zatici za spojeve glavine i vratila, osim što ih se postavlja uzdužno u prethodno napravljen provrt između glavine i vratila, (Slika 3.58.).

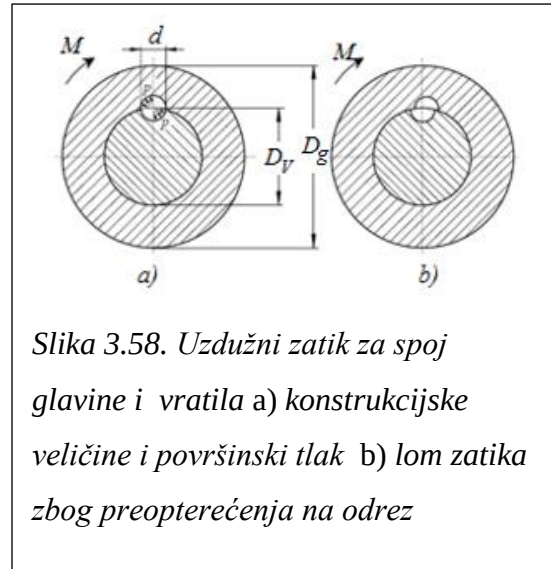
Vratilo i glavina su opterećeni na površinski tlak, a zatic na odrez. Okretni moment M uzrokuje između zatika i glavine, te između zatika i vratila, površinski tlak p .

Za približan proračun dovoljno je precizno ako se površinski tlak računa kao srednja vrijednost $p = F_o/A_{proj}$, gdje je F_o obodna sila zbog djelovanja okretnog momenta M , a A_{proj} projekcijska površina dodirne plohe. Obodna sila F_o opterećuje zatic i naprezanjem na odez τ_s koje može dovesti do loma zatika ako nisu ispunjeni uvjeti:

$$p \approx \frac{F_o}{A_{proj}} = \frac{2 \cdot F_o}{d \cdot l} = \frac{4 \cdot M}{D_V \cdot d \cdot l} \leq p_{dop}, \quad \tau_s = \frac{F_o}{A_l} = \frac{F_o}{d \cdot l} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot l} \leq \tau_{sdop}$$

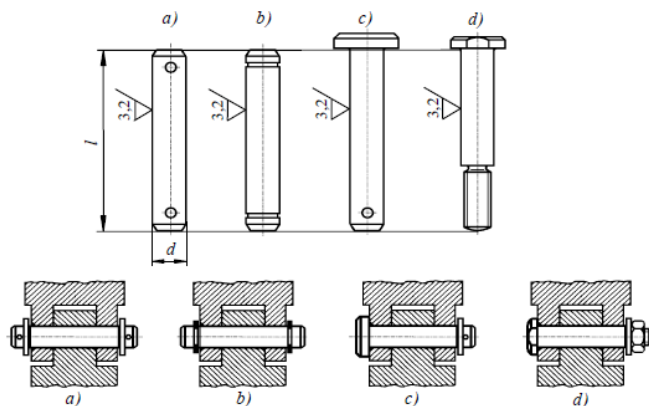
gdje je:

A_l (mm ²)	uzdužni presjek zatika, $A_l = d \cdot l$,
d (mm)	promjer zatika,
D_V (mm)	promjer vratila,
D_g (mm)	promjer glavine,
l (mm)	duljina zatika,
p ($\frac{N}{mm^2}$)	površinski tlak glavine i vratila,
p_{dop} ($\frac{N}{mm^2}$)	dopušteni površinski tlak materijala glavine,
τ_s ($\frac{N}{mm^2}$)	naprezanje na odrez zatika u uzdužnom presjeku zatika,
F_o (N)	obodna sila na vratilu,
M_t (Nm)	okretni moment,
τ_{sdop} ($\frac{N}{mm^2}$)	dopušteno naprezanje na odrez materijala zatika.



Slika 3.58. Uzdužni zatic za spoj glavine i vratila a) konstrukcijske veličine i površinski tlak b) lom zatika zbog preopterećenja na odrez

Svornjaci (zglobni zatici): svornjaci se upotrebljavaju za zglobno spajanje strojnih dijelova s kliznim dosjedom. Pri tome jedan dio može biti pokretljiv oko svornjaka dok drugi miruje ili su oba dijela pokretljiva. Pokretljivi dio svornjaka mora biti uvijek podmazivan. Oblici i dimenzije svornjaka su standardizirani, (Slika 3.59.).

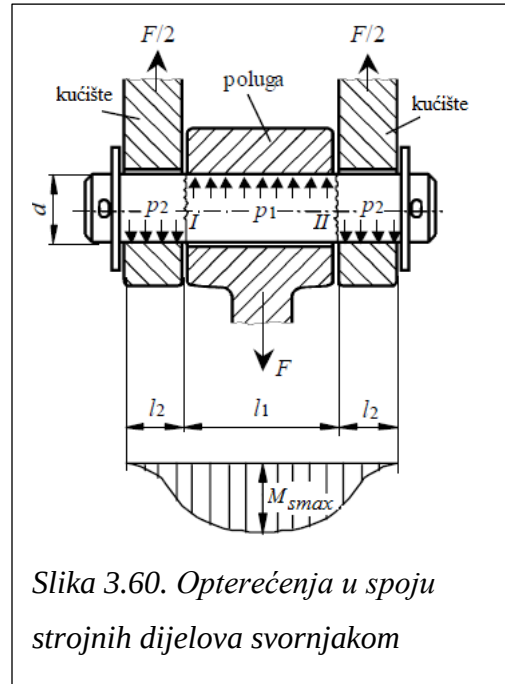


Slika 3.59. Spojevi strojnih dijelova sa svornjacima standardnih oblika a) glatki svornjak s rascjepkom b) glatki svornjak s uskočnikom c) svornjak s glavom d) svornjak s navojem

Svornjaci se proizvode od istog materijala kao i zatici (od čelika za automate s tvrdoćom 125 do 245 HV), a za velika opterećenja i od poboljšanog čelika, te čelika za cementiranje i kaljenje. Glatki svornjaci jeftini su i najviše se upotrebljavaju. Od ispadanja svornjaka osigurani su rascjepkom ili uskočnikom. Svornjaci s glavom upotrebljavaju se kada to zahtjeva dostupnost montaže (s jedne strane su od osnovog pomaka osigurani glavom svornjaka, a s druge strane uskočnikom ili rascjepkom). Svornjaci s navojem, upotrebljavaju se uglavnom kao osovine trkaćih bicikla i kolotura (s jedne strane su od osnovog pomaka osigurani glavom svornjaka, a s druge strane maticom i podloškom).

Proračun čvrstoće svornjaka: Slika 3.60. pokazuje uobičajen spoj strojnih dijelova sa svornjakom. Svornjak se promatra kao nosač s dva potpornja koji je preko poluge opterećen pogonskom silom F i poduprt na obje strane u kućištu. Sila F uzrokuje:

- naprezanje na odrez (smik) τ_s u presjecima I i II,
- naprezanje na savijanje σ_s na mjestu najvećeg momenta savijanja M_{smax} ,
- površinski tlak p_1 između svornjaka i poluge, te površinski tlak p_2 između svornjaka i kućišta.



Slika 3.60. Opterećenja u spoju strojnih dijelova svornjakom

Između svornjaka i pokretnog dijela, koji može biti poluga ili kućište, dolazi do trošenja dodirnih površina, koja se u pravilu ne provjeravaju računski, već se za pokretne dijelove predvide odgovarajući materijali i podmazivanje dodirnih površina. U posebnim slučajevima između svornjaka i pokretnog dijela umeće se i tuljak koji se jednostavno zamjeni kada se istroši.

Naprezanje na odrez (smik) u svornjaku:

$$\tau_s = \frac{F}{2A} = \frac{F}{2 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{2F}{d^2 \pi} \leq \tau_{sdop}$$

gdje je: τ_s $\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$ naprezanje na odrez u svornjaku,
 F (N) pogonska sila,
 A (mm^2) poprečni presjek svornjaka: $A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$,
 d (mm) promjer svornjaka,
 τ_{sdop} $\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$ dopušteno naprezanje na odrez materijala svornjaka.

Naprezanje na savijanje u svornjaku: iznos najvećeg momenta u kritičnom presjeku je:

$$M_{smax} = \frac{F(l_1 + 2l_2)}{8}$$

$$\sigma_s = \frac{M_{smax}}{W_x} = \frac{\frac{F(l_1 + 2l_2)}{8}}{\frac{d^3 \pi}{32}} = \frac{4F(l_1 + 2l_2)}{d^3 \pi} \leq \sigma_{sdop}$$

gdje je:

σ_s	$\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$	naprezanje na savijanje u svornjaku,
M_{smax}	(Nmm)	najveći moment savijanja,
W_x	(mm ³)	moment otpora na savijanje svornjaka,
F	(N)	vanjsko opterećenje svornjaka,
l_1	(mm)	širina poluge,
l_2	(mm)	širina kućišta,
d	(mm)	promjer svornjaka,
σ_{sdop}	$\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$	dopušteno naprezanje na savijanje materijala svornjaka.

Površinski tlak između svornjaka i poluge:
$$p_1 = \frac{F}{A_{proj}} = \frac{F}{l_1 \cdot d} \leq p_{dop}$$

Površinski tlak između svornjaka i kućišta:
$$p_2 = \frac{F}{A_{proj}} = \frac{F}{2 \cdot l_2 \cdot d} \leq p_{dop}$$

gdje je:

p_1	$\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$	površinski tlak između svornjaka i poluge,
p_2	$\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$	površinski tlak između svornjaka i kućišta,
F	(N)	vanjsko opterećenje svornjaka,
A_{proj}	(mm ²)	projekcijska dodirna površina,
l_1	(mm)	širina poluge svornjaka,
l_2	(mm)	širina kućišta svornjaka,
d	(mm)	promjer svornjaka,
p_{dop}	$\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$	dopušteni površinski tlak materijala između svornjaka i poluge odnosno kućišta.

3.3.7. Opruge

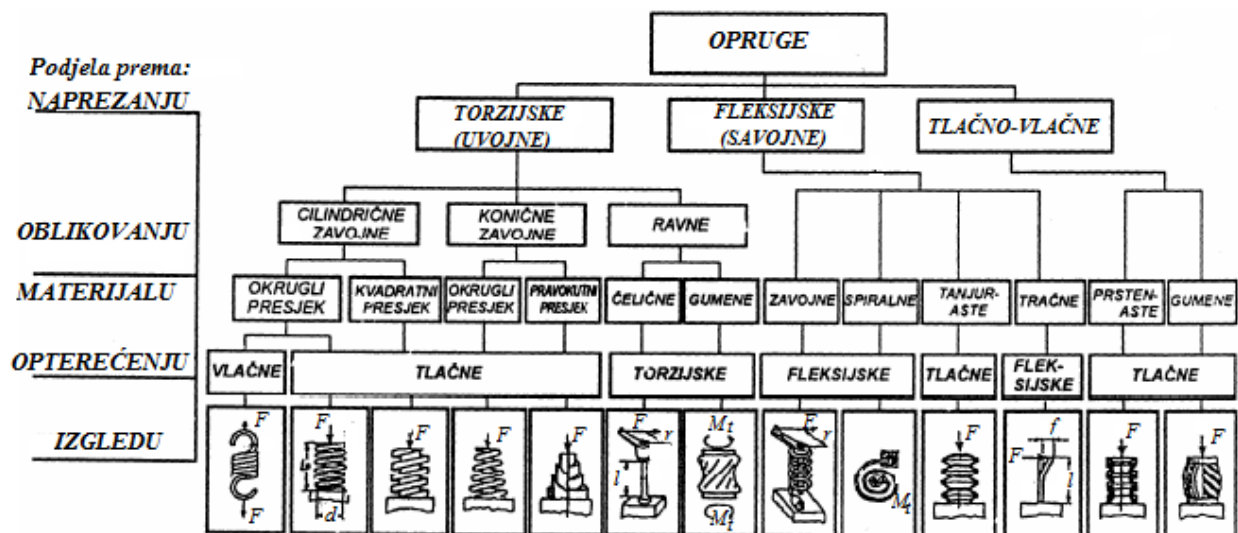
Opruge su elastični elementi strojeva koji omogućavaju elastično spajanje, akumuliranje mehaničkog rada i prigušenje vibracija. Zadatak opruge je da se pod djelovanjem vanjske sile elastično deformira, pri čemu akumulira energiju, da bi se kod rasterećenja vratila u prvobitni oblik vraćajući istu (ili malo manju) količinu energije. Najčešće se primjenjuju u sljedećim slučajevima:

- za akumulaciju energije (opruge za pogon mehanizma u satu i u igračkama),
- za prigušivanje udaraca i vibracija (torzijske opruge u cestovnim vozilima, elastične spojke, odbojnici kod vagona i lokomotiva),

- kao povratni elementi (opruge u ventilima, spojka, mjernim instrumentima),
- za mjerenje sila (vaga s oprugom - dinamometar),
- za ograničavanje sile (sigurnosni ventili, sigurnosne spojke, preše i sl.),
- za raspodjelu opterećenja (na osovina, željezničkih vagona, oruđa za učvršćivanje),
- za regulaciju (regulacijski ventili).

Kao materijal opruga najviše se koristi opružni čelik visokih mehaničkih svojstava. Također se koriste Si-Mn čelici, Cr-Si čelici, Cr-Va čelici, zakaljivi ugljični čelici i nehrđajući čelici. Osim čelika kao materijal za opruge služi i specijalna mjed, fosforna bronca, silicijeva bronca, guma, drvo, pluto i td.

Pregled opruga prema vrsti opterećenja, naprezanja i obliku, prikazana je na slici (Slika 3.61.). Kako se vidi, osnovna podjela opruga je prema vrsti glavnog naprezanja, gdje se opruge dijele na fleksijske (savojne), vlačno-tlačne i torzijske (uvojne) opruge. Obzirom na materijal, u praksi se najčešće upotrebljavaju metalne i gumene opruge.



Slika 3.61. Podjela opruga prema naprezanju, materijalu, opterećenju i izgledu

Značajka (karakteristika) opruge: Svaka se opruga pod djelovanjem opterećenja elastično deformira. Ako se vlačna, tlačna ili savojna opruga optereće silom (F), deformacija se očituje tako da hvatište sile (F) napravi put koji se naziva *progib*. Slično tome, opruge opterećene torzijskim momentom (M_t), zakreću se za kut (φ) koji se naziva *relativni kut zakretanja opruge*. Svojstva opruga (ovisnost deformacije o opterećenju) ocjenjuju se prema njihovoj značajki. Značajka opruge prikazuje funkcionalnu zavisnost između progiba (deformacije) opruge i opterećenja:

$$C = \frac{f}{F} \quad \left(\frac{\text{mm}}{\text{N}} \right)$$

Recipročna vrijednost značajke (C) naziva se *krutost opruge* (c) i pokazuje kolika je sila ili moment potreban da se opruga deformira za jedan mm ili zakrene za kut od jednog radijana:

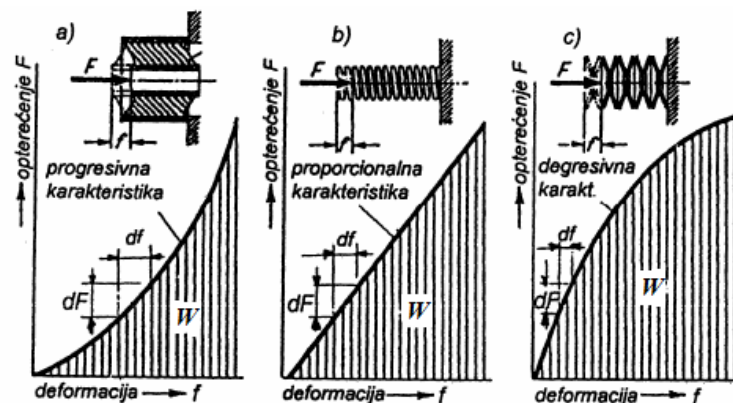
$$c = \frac{1}{C} = \frac{F}{f} \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right) \quad \text{krutost opruge za vlačne, tlačne i savojne opruge,}$$

$$c_t = \frac{M_t}{\varphi} \quad \left(\frac{\text{Nmm}}{\text{rad}} \right) \quad \text{krutost opruge za vlačne, tlačne i savojne opruge.}$$

gdje je:

F	(N)	opterećenje opruge,
M_t	(Nmm)	moment torzije,
f	(mm)	progib opruge,
φ	(rad)	relativni kut zakretanja opruge – kut torzije.

Značajka opruge može biti *linearna*, *progresivna* ili *degresivna*, (Slika 3.62.). U oprugama s linearnom karakteristikom krutost opruge je konstantna veličina i naziva se *konstanta opruge*. Dakle, ako se krutost opruge (c) s povećanjem progiba (f) ne mijenja, tj. konstantna je, opruga ima linearnu karakteristiku i tada su veličine značajke i krutosti opruge konstantne. Ako se s povećanjem sile opruga sve teže deformira, znači da je potrebna velika sila za mali progib, tj. opruga je kruta (tvrda). Karakteristika je progresivna (krutost opruge raste). Ako se s povećanjem sile opruga sve lakše deformira, karakteristika je degresivna (krutost opruge pada). Kaže se da je opruga je podatljiva (meka).



Slika 3.62. Značajke opruga a) progresivna gumena opruga, b) linearna (ravna) cilindrična opruga, c) degresivna tanjurasta opruga

Krutost metalnih opruga kod vlačnih, tlačnih i savojnih opruga je ovisna o modulu elastičnosti materijala opruge (E) odnosno o modulu smika (G), kod torzijskih opruga.

Zbog elastičnosti opruge, rad opruge je onaj rad koji je utrošen na deformaciju opruge, odnosno na stvaranje progiba (f). Rad se opruge akumulira u opruzi kao potencijalna energija, te omogućava vraćanje akumulirane mehaničke energije umanjene za trenje u opruzi. Rad opruge predstavljen je površinom ispod karakteristike opruge, te je općenito dan izrazom:

$$W = \int F df \quad (\text{Nmm}) - \text{pri opterećenju silom, } F \neq \textit{konst.}$$

$$W = \int M_t d\varphi \quad (\text{Nmm}) - \text{pri opterećenju momentom torzije, } M_t \neq \textit{konst.}$$

Spoj opruge s masom predstavlja opružni sustav koji može titrati kada ga se pobudi nekim impulsom. Ako se pobuda ponavlja s taktom vlastite frekvencije titranja sustava (f), može doći do pojave **rezonancije**.

Vlastita frekvencija sustava za vlačne, tlačne i savojne opruge je:

$$f_v = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (\text{s}^{-1})$$

Vlastita frekvencija sustava za torzijske opruge je:

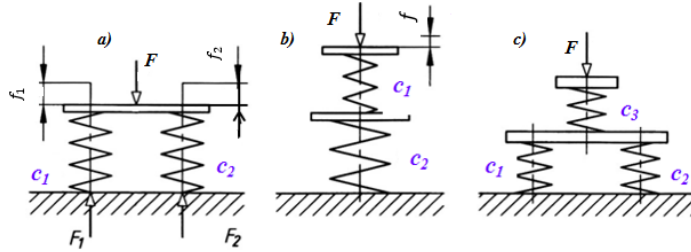
$$f_v = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_t}{I}} \quad (\text{s}^{-1})$$

gdje je: f_v ($\text{s}^{-1} = \text{Hz}$) vlastita frekvencija titrajnog sustava (broj vlastitih titraja u sekundi),

c	$\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}}\right)$	krutost opruge za vlačne, tlačne i savojne opruge,
c_t	$\left(\frac{\text{Nmm}}{\text{rad}}\right)$	krutost torzijske opruge,
m	(kg)	masa tijela izloženog titranju,
I	(kgm^2)	moment tromosti mase tijela izloženog rotacijskom titranju prema osi vrtnje.

Da bi se spriječilo da vlastita frekvencija sustava bude jednaka frekvenciji pobude, potrebno je promijeniti dimenzije ili uvesti prigušenje u sustavu.

U praksi se često susreću primjeri povezivanja opruga u opružne sustave, pa se opruge mogu spajati serijski, paralelno ili kombinirano. Ovisno o načinu njihovog spajanja dobivaju se različite krutosti opružnog sustava.



Slika 3.63. Sustavi opruga a) paralelni b) serijski c) kombinirani

Kod paralelnog spoja, sl. 3.68 a, sila F se dijeli na sile F_1 i F_2 :

$$F = F_1 + F_2 = c_1 f_1 + c_2 f_2$$

Kako su progibi obje opruge jednaki, tj. $f_1 = f_2 = f$, bit će: $F = (c_1 + c_2) f$

Krutosti paralelnog spoja je: $c = F/f = c_1 + c_2$.

Općenito za veći broj paralelno spojenih opruga, ukupni koeficijent krutosti je:

$$c = c_1 + c_2 + \dots + c_n = \sum_{i=1}^n c_i,$$

te se dobiva kruti (tvrdi) paket opruga.

Kod serijskog spoja, sl. 3.68 b, ista sila djeluje na obje opruge, ali će opruge imati različite progibe $f_1 \neq f_2$, odnosno $f_1 = F/c_1$, $f_2 = F/c_2$, pa je ukupan progib :

$$f = f_1 + f_2 = F\left(\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}\right)$$

Općenito, za veći broj serijski spojenih opruga se ukupni koeficijent krutosti računa prema izrazu:

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \dots + \frac{1}{c_n} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i},$$

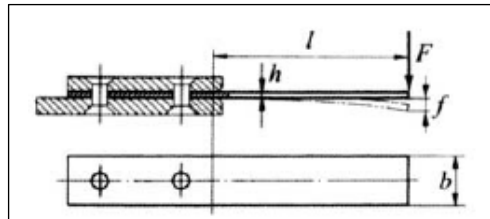
te se dobiva se podatljiv (meki) paket opruga.

Kod kombiniranog spoja, sl. 3.68 c, koeficijent krutosti paketa donjih opruga (paralelni spoj) je: $c_d = c_1 + c_2$, a koeficijent krutosti gornje opruge: $c_g = c_3$. Donji i gornji dio su u serijskom spoju, pa se ukupni koeficijent krutosti računa prema izrazu:

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_d} + \frac{1}{c_g}, \text{ odnosno } \frac{1}{c} = \frac{1}{(c_1 + c_2)} + \frac{1}{c_3}.$$

Fleksijske (savojne) opruge – su opruge opterećene na fleksiju – savijanje. Najjednostavniji primjer ovakve opruge je konzolno učvršćena (ukliještena) *lisnata opruga s konstantnim pravokutnim presjekom*, (Slika 3.64.).

Ako je opruga opterećena silom F koja djeluje na kraju opruge, najveći moment savijanja ($M_s = F \cdot l$) nastaje na mjestu učvršćenja i ima odlučujući utjecaj pri dimenzioniranju opruge. Obzirom da su širina opruge b i debljina h po čitavoj duljini jednake ($W_y = \text{konst}$), zbog promjenljivog momenta savijanja mijenja se i naprezanje, pa materijal nije optimalno iskorišten.



Slika 3.64. Konzolno učvršćena savojna opruga s konstantnim presjekom

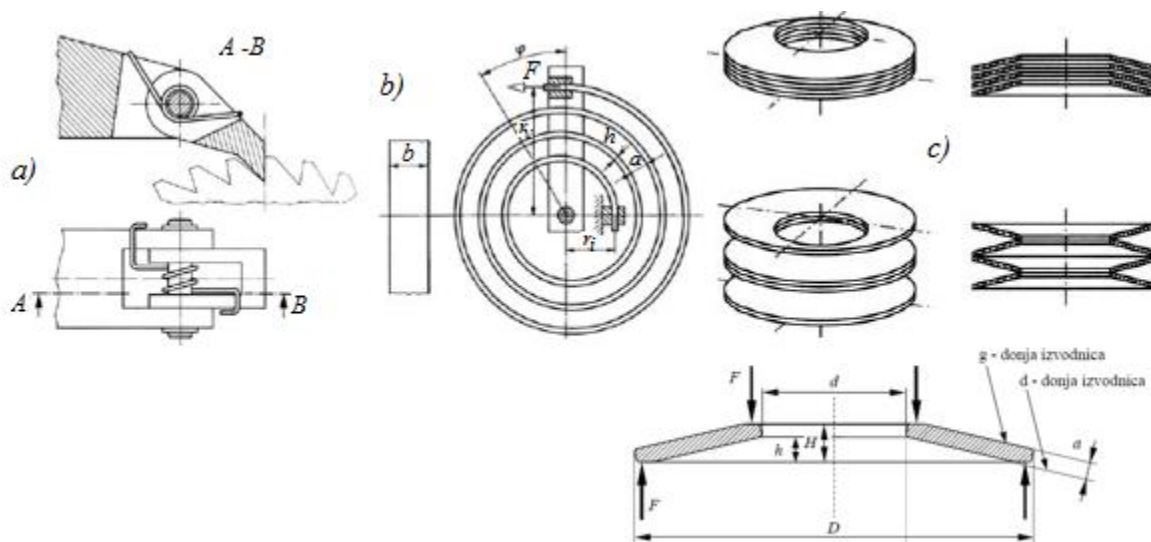
Zbog toga se ovakve opruge u praksi koriste samo za mala opterećenja, prvenstveno u preciznoj mehanici kao kontaktne opruge u raznim sklopkama ili tlačne opruge za kvake i slično.

Naprezanje na savijanje (σ_s) opruge računa se poznatim izrazom:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W_y} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{sdop} \quad (\text{Pa})$$

gdje je: M_s (Nmm) najveći moment savijanja: $M_s = F \cdot l$,
 W_y (mm³) aksijalni moment otpora poprečnog presjeka
 opruge oko horizontalne osi y: $W_y = \frac{b \cdot h^2}{6}$,
 b (mm) širina opruge,
 h (mm) debljina opruge,
 σ_{sdop} ($\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$) dopušteno naprezanje na savijanje materijala
 opruge.

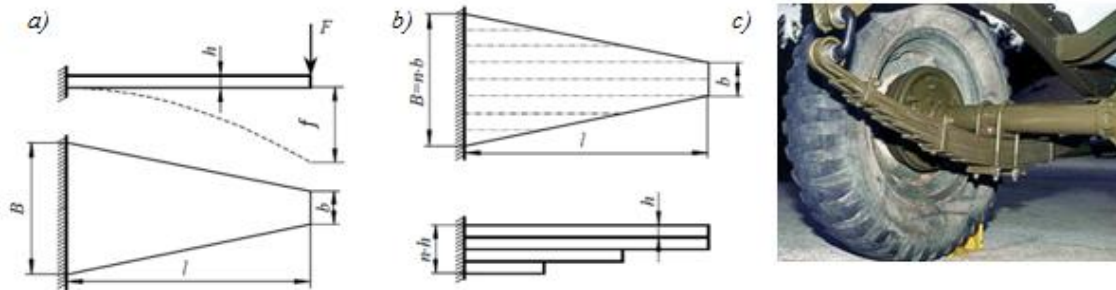
Na slici (Slika 3.65.) prikazani su neki primjeri fleksijskih opruga:



Slika 3.65. Primjeri fleksijskih opruga: a) zavojne fleksijske opruge (npr. kod štipaljki) b) spiralne fleksijske opruge (npr. kod satova, igrački, prozorskih roleta) c) tanjuraste fleksijske opruge (npr. kod ovjesa cjevovoda i kuka dizalica, postolja).

Lisnata opruga jednake čvrstoće, (Slika 3.66.): jako opterećene opruge i opruge za cestovna i šinska vozila oblikovane su tako da je uzduž opruge naprezanje na savijanje približno konstantno. To znači da se moment otpora na savijanje presjeka opruge mijenja približno u istom odnosu kao i moment savijanja. Ako je poprečni presjek opruge pravokutnik s momentom otpora na savijanje ($W_y = \frac{b \cdot h^2}{6}$) (mm^3), za postizanje gornje pretpostavke mora se uzduž opruge mijenjati širina (b) ili debljina (h).

Zbog jednostavnije izrade u praksi se obično opruzi mijenja širina (b), tako da se dobiva lisnata opruga "jednake čvrstoće". Ako se ova opruga razreže po širini na n jednakih listova koji se polože jedan na drugoga, dobiva se lisnata opruga jednake čvrstoće u sloju. Ako se upotrijebe dvije lisnate opruge i krajevi pojedinih listova odgovarajuće oblikuju, dobiva se praktički oblik lisnate savojne opruge u sloju, tzv. *gibanj*, koji se često upotrebljava u cestovnim i šinskim vozilima.

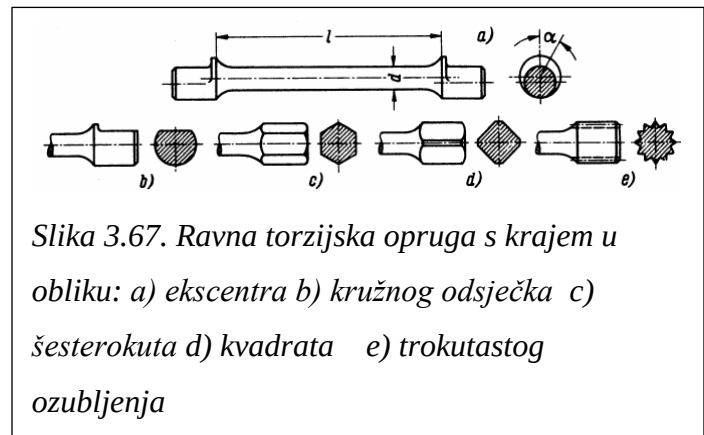


Slika 3.66. Konzolno učvršćena lisnata opruga s promjenjivim presjekom; a) lisnata opruga jednake čvrstoće b) nastajanje gibnja c) gibanje

Kako prilikom rada opruge ne bi došlo do poprečnog zamicanja, listovi su primjerno oblikovani i pričvršćeni posebnim prstenima, a po sredini opruge su međusobno povezani odgovarajućim elementom za pričvršćivanje, čime se osigurava jednakomjeran raspored opterećenja koje djeluje na pojedine listove. Gornji list je nešto produžen i oblikovan tako da se opruga može primjereno pričvrstiti. Dobro svojstvo gibanja je što ublažava udare zbog neravnog kolnika, a što povoljno utječe na ugodnost pri vožnji vozila.

Torzijske (zavojne) opruge, (Slika 3.67.): najjednostavnija torzijska opruga je ravna ili šipkasta torzijska opruga, s karakterističnim oblikom kraja za pričvršćenje opruge.

Torzijske opruge u obliku ravne šipke kružnog presjeka koriste se za mjerenje momenta pritezanja kod momentnih ključeva, elastičnih spojki, u automobilskoj industriji za prigušenje torzijskih vibracija, itd. Krajevi šipke su zbog koncentracije naprezanja zadebljani i prikladno oblikovani, kako je prikazano na (Slika 3.67.).

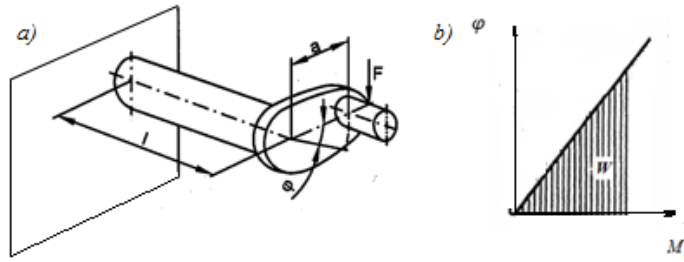


Slika 3.67. Ravna torzijska opruga s krajem u obliku: a) ekscentra b) kružnog odsječka c) šesterokuta d) kvadrata e) trokutastog ozubljenja

Na slici (Slika 3.68 a) je također prikazana jednostavna okrugla torzijska opruga.

Zbog vanjskog opterećenja (\$F\$), naprezanje na uvijanje na vanjskoj površini presjeka iznosi:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{F \cdot a}{\frac{d^3 \cdot \pi}{16}} \cong \frac{F \cdot a}{0,2 \cdot d^3} \leq \tau_{tdop}$$



Slika 3.68. Torzijska opruga a) s karakterističnom značajkom b)

Pod djelovanjem momenta torzije poprečni presjeci zadržavaju svoj prvobitni oblik, ali se zakreću za kut (φ), koji u lučnoj mjeri iznosi:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \leq \varphi_{dop} \quad (\text{rad})$$

gdje je: M_t (Nmm) moment torzije, $M_t = F \cdot a$
 l (mm) duljina opruge,
 G ($\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$) modul smika (klizanja),
 I_p (mm^4) polarni moment tromosti, $I_p = \frac{d^4 \cdot \pi}{32}$ - polarni moment tromosti kružnog poprečnog presjeka štapa.

Budući su za zadanu oprugu, veličine modula smika (G) i polarni moment tromosti poprečnog presjeka štapa (I_p) konstantne, značajka torzijske opruge je pravac, definiran izrazom:

$$C_t = \frac{\varphi}{M_t},$$

Krutost opruge definirana je izrazom:

$$c_t = \frac{M_t}{\varphi} \frac{\varphi}{M_t \cdot l} = \frac{G \cdot I_p}{l}.$$

Rad koji se obavi pri deformaciji opruge iznosi: $W = \frac{1}{2} M_t \cdot \varphi$ (J)

Budući da je moment torzije je konstantan uzduž cijele duljine opruge (l), pri konstantnom poprečnom presjeku opruge, torzijsko naprezanje ostaje isto duž cijele duljine opruge:

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

Tlačna zavojna cilindrična opruga, (Slika 3.69. a), je najčešće rabljena torzijska opruga koja nastaje uvijanjem žice kružnog ili pravokutnog presjeka u obliku zavojnice. Zbog djelovanja sile (F) na polumjeru (R), opruga je opterećena na uvijanje momentom: $M_t = F \cdot R$, dok je tlačno naprezanje zanemarivo. Primjenjuju se kod ventila motora, spojki, i općenito u transportnim sredstvima. Tlačne zavojne torzijske opruge mogu se izrađivati u hladnom ili toplom stanju. Hladno oblikovane tlačne zavojne torzijske opruge motaju se na hladno, prvenstveno od okrugle žice za opruge, a također i od nehrđajućeg čelika i legura bakra. Toplo oblikovane tlačne zavojne torzijske opruge izrađuju se prvenstveno od toplo valjanih čelika za opruge.

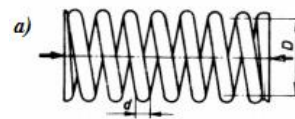
Do promjera žice od 10 mm, opruga se mota u hladnom, a iznad toga u toplom stanju.

Postupak izrade i dimenzije opruga su standardizirani.

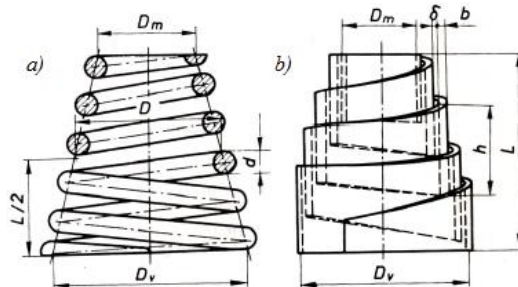
Vlačna zavojna torzijska opruga, (Slika 3.69. b): u vlačnim zavojnim torzijskim oprugama sila djeluje u aksijalnom smjeru tako da se opruga pod utjecajem te sile rasteže (njena duljina se prilikom opterećenja povećava). Može se oblikovati s i bez predopterećenja, te se mota u hladnom stanju za promjere žice manje od 17 mm, a za veće promjere i veća opterećenja mota se u toplom stanju. Krajevi opruge su oblikovani za prihvaćanje opterećenja i završavaju ušicama. Primjenjuju se u industriji namještaja (kod rasklopivih kauča i vaga i sl.)

Proračun čvrstoće zavojnih torzijskih opruga (vlačnih i tlačnih, hladno i toplo oblikovanih) standardiziran je prema DIN 2086.

Na slici (Slika 3.70.) prikazani su neki primjeri torzijskih opruga:



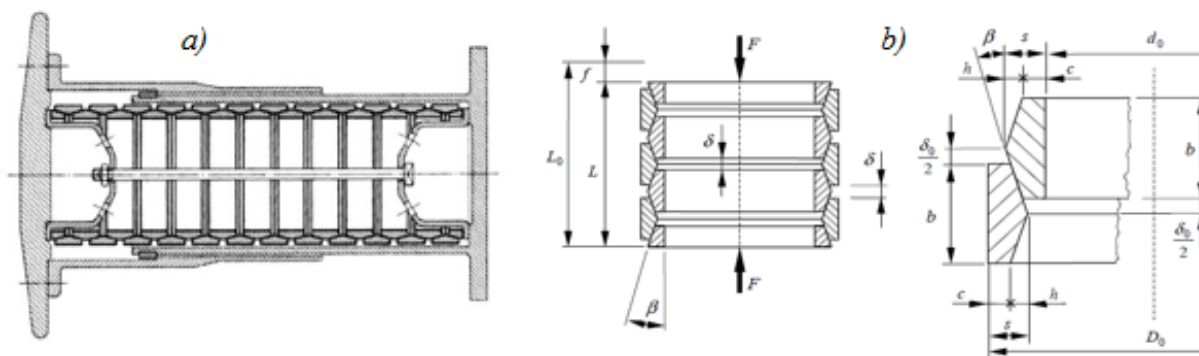
Slika 3.69. a) tlačna zavojna cilindrična opruga b) vlačna zavojna torzijska opruga



Slika 3.70. Primjeri torzijskih opruga a) konično zavojna torzijska opruga b) teleskopska opruga

Tlačno-vlačna prstenasta opruga, (Slika 3.71.): prstenasta opruga je sastavljena od vanjskih i unutarnjih prstena, koji se dodiruju kosom plohom, nagnutom pod kutom β , pri čemu pod djelovanjem tlačnog opterećenja dolazi do smanjenja visine, tj. javlja se progib f (vanjski se promjer prstena povećava, a unutarnji smanjuje). Prsteni su izrađeni od ugljičnih čelika kovanjem ili valjanjem, i termički obrađeni i brušeni. Rad akumuliran prilikom opterećenja neće biti u cijelosti vraćen prilikom rasterećenja, već će se dio energije pretvoriti u toplinu trenja, te tako predstavljati prigušenje opruge. Zbog mogućnosti velikog prigušenja, ove opruge se koriste kod većih opterećenja, posebno udarnih (npr. odbojnici željezničkih vagona, kod preša, valjaoničkih stanova, itd.).

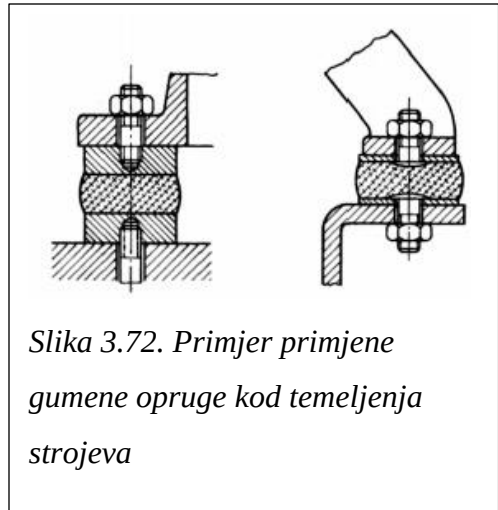
Rad trenja kod tlačno-vlačne prstenaste opruge (W_{tr}) ovisi o kutu (β), i što je on manji rad trenja je veći. Pritom treba paziti da kut (β) ne bude tako malen da izazove samokočivost. Treba biti zadovoljen uvjet da je $\beta > \rho$. Kut trenja (ρ) od (7 do 9)°, a kut β od (12 do 14)°.



Slika 3.71. a) tlačno-vlačna prstenasta opruga b) segment prstena

Gumene opruge, (Slika 3.72.): guma kao materijal, osim elastičnosti ima svojstvo tzv. unutarnjeg trenja, što znači da se pod djelovanjem opterećenja deformira i zagrijava, čime se dio akumulirane energije pretvara u toplinu i prenosi na okolinu.

Osnovno svojstvo gume je da se ona ne može komprimirati. Guma može promijeniti oblik, ali ne i volumen. To svojstvo gume koristi se kod opruga za prigušenje titraja i udara izazvanih radom stroja, te sprječavanja njihovog prenošenja na temelj ili ostali dio konstrukcije.



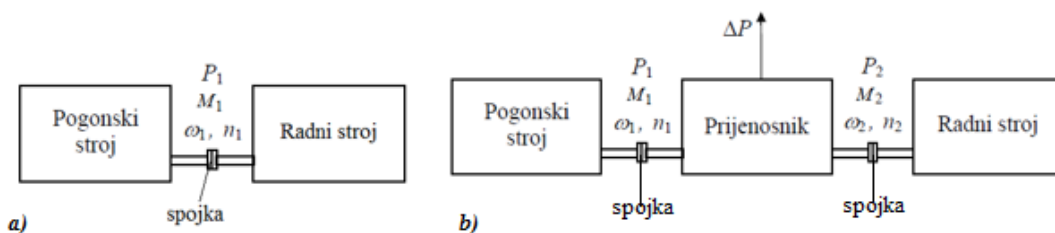
Slika 3.72. Primjer primjene gumene opruge kod temeljenja strojeva

Guma vrlo dobro apsorbira zvučne valove, pa se u cjevovodima koristi kao gumeni kompenzator zbog omogućavanja dilatacija cjevovoda i sprječavanja prijenosa zvuka. Jedno od dobrih svojstava gume je mogućnost vezivanja s mnogim materijalima postupkom vulkanizacije (čelik, mjed, bronca, cink, lake kovine). Nedostatak gume je starenje gume zbog dugotrajne izloženosti svjetlosti, toplini i kisiku, te njena vrlo izražena puzavost. Naime guma koja je dulje vremena izložena opterećenju zadržava trajne deformacije.

Kao materijal za gume dolazi u obzir prirodna guma, buna-S, perbunan guma i druge.

3.4. Prijenosnici snage i gibanja

Prijenosnici služe za prijenos snage s pogonskog stroja (motor) na radni - gonjeni stroj (pumpa, ventilator, turbina i sl.). Najjednostavnija veza motora i radnog stroja je izravna veza, na način da se vratila međusobno spoje spojkom, (Slika 3.73. a).



Slika 3.73. Veza motora i radnog stroja a) izravan spoj motora i radnog stroja b) spoj pomoću prijenosnika

U tom je slučaju broj okretaja motora jednak broju okretaja radnog stroja.

Potreba za primjenom prijenosnika pojavljuje se iz sljedećih razloga:

- broj okretaja radnog stroja često se razlikuje od broja okretaja standardnih pogonskih strojeva (elektromotori, motori s unutarnjim izgaranjem itd.), (Slika 3.73 b). Standardni pogonski strojevi najčešće imaju standardni broj okretaja, dok radni strojevi zbog promjene radnog režima zahtijevaju različite brojeve okretaja, npr. motorna vozila, tračnička vozila, lokomotive i sl. Promjenom broja okretaja pogonskih kotača motornih vozila mijenjamo njihovu brzinu kretanja (v), a time pri konstantnoj snazi (P), mijenjamo vučnu silu (F_v).
- ponekad jedan motor goni više radnih strojeva s različitim brojevima okretaja,
- pogonski strojevi u principu rade s velikim brojem okretaja, jer bi u suprotnom motor imao veće dimenzije, veću masu i naravno veću cijenu.

Prema načinu pogona prijenosnici mogu biti: mehanički, hidraulički, pneumatski, električni i kombinirani. U ovom udžbeniku ćemo se, zbog ograničenog nastavnog programa, zadržati samo na objašnjenjima osnovnih parametara mehaničkih prijenosnika.

Mehanički prijenosnici prenose energiju pomoću rotacijskog gibanja, a upotrebljavaju se u slučaju:

- ako je brzina pogonskog stroja prevelika,
- ako se osi pogonskog i gonjenog stroja ne podudaraju,
- ako jedan pogonski stroj mora goniti više gonjenih strojeva,
- ako je potrebno izbjeći kritičnu brzinu vrtnje.

S obzirom na način prijenosa gibanja, mehanički prijenosnici se dijele na:

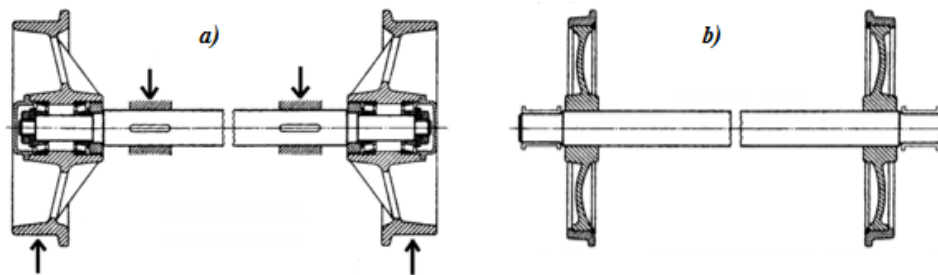
- mehaničke prijenosnike kod kojih se gibanje prenosi trenjem: tarni prijenosnici, remenski prijenosnici (plosnati i klinasti remeni), prijenosi užetima i
- mehaničke prijenosnike kod kojih se gibanje prenosi oblikom: zupčani prijenosnici, pužni prijenosnici, lančani prijenosnici, remenski zupčani.

S obzirom na položaj pogonskog i gonjenog dijela, mehanički se prijenosnici dijele na:

- prijenosnike s izravnim kontaktom između pogonskog i gonjenog dijela: tarni prijenosnici, zupčani prijenosnici, pužni prijenosnici,
- prijenosnike s neizravnom vezom između pogonskog i gonjenog dijela: remenski prijenosnici, lančani prijenosnici, prijenosi užetima.

3.4.1. Osovine, vratila i rukavci

Osovine su elementi strojeva koji na sebi nose mirujuće ili rotirajuće strojne dijelove, kao što su remenice, zupčanici, rotor, lančanici i sl. Osovine služe kao nosači drugih strojnih dijelova i mogu mirovati, (Slika 3.74. a), tako da se na njima okreću smješteni strojni dijelovi (npr. kotač ili ležaj kod pogonskog podvozja vlaka), ili mogu rotirati zajedno s dijelovima koji su smješteni na njima, (Slika 3.74. b).



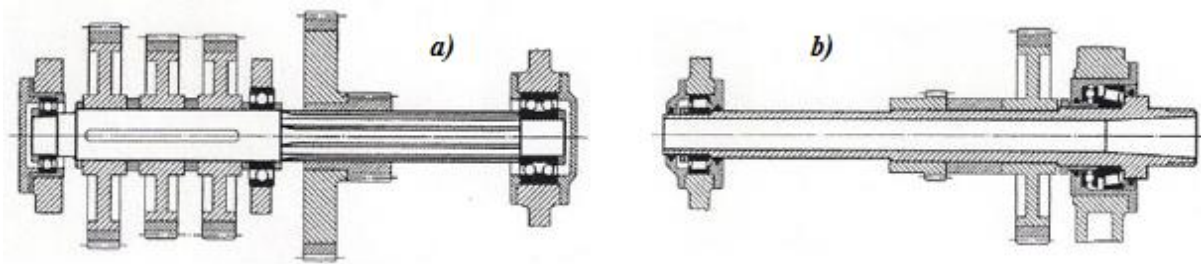
Slika 3.74. Osovina a) nepokretna puna osovina b) rotirajuća puna osovina (okreće se zajedno s kotačima)

Osovine su opterećene samo na savijanje i nisu namijenjene prijenosu snage ili okretnog momenta, pa nisu opterećene na torziju (uvijanje). Ponekad mogu biti opterećene i aksijalnom silom koja uzrokuje vlak ili tlak. Smicanje izazvano poprečnim silama se zanemaruje. Osovina je obično kružnog poprečnog presjeka, a može biti i proizvoljnog poprečnog presjeka. Razlikujemo pune i šuplje osovine.

Vratila na sebi nose strojne dijelove kao i osovine, ali se ovi dijelovi stalno okreću i prenose okretni moment (snagu). Vratila su, dakle, za razliku od osovine, u pravilu rotirajući elementi. Stoga su vratila uvijek opterećena na uvijanje, vrlo često i na savijanje, a ponekad i aksijalnom silom koja uzrokuje vlak ili tlak. Smicanje izazvano poprečnim silama se zanemaruje.

Vratila mogu biti puna, (Slika 3.75 a), ili šuplja, (Slika 3.75 b). Mogu biti ravna ili koljenasta (uobičajeni naziv je koljenasta osovina). Ravna vratila mogu biti cilindrična ili posebno profilirana (četverokutni presjek, ožljebljena vratila, poligonska vratila i sl.). Posebnu kategoriju čine zglobova, teleskopska i savitljiva vratila. Za prijenos snage između pokretnih pogonskih i radnih agregata upotrebljavaju se savitljiva vratila koja se sastoje od savitljive metalne cijevi kroz koju se vodi višeslojna žičana jezgra (mjerači brzine vozila i brzine vrtnje, pogon brojlara,

bušilica...)). Vratila, odnosno kombinacija vratila u cilju prijenosa okretnih momenata na veće udaljenosti naziva se *transmisija*.



Slika 3.75. Vratila a) puno vratilo b) šuplje vratilo s dva zupčanika

Vratila, kao i osovine, su rijetko jednakog promjera po čitavoj duljini. Najčešće su stupnjevani, tj. pojedini dijelovi imaju različite promjere. Vratila mogu biti i profilirana, tj. ožlijebljena ili ozubljena. Radi smanjenja težine, vratila, kao i osovine, mogu biti šuplja, s uzdužnim provrtom. Iako to poskupljuje izradu, korist od smanjenja težine je veća nego šteta od smanjenja čvrstoće i krutosti. Npr. vratilo s promjerom provrta $0,5 \cdot d$ je lakše 25 %, a moment otpora W_p se smanjuje samo oko 5 %.

Ponekad je, posebno u slučaju kad je iz samog opisa elementa jasno da se radi o elementu opterećenom na torziju, uobičajeno da se umjesto naziva *vratilo* primijeni naziv *osovina*. Tako se vrlo često koriste nazivi kao osovina reduktora, koljenasta osovina, kardanska osovina, osovina kormila, osovina motora (turbine, pumpe...), ili općenito pogonska osovina, iako je jasno da se radi o vratilima. Isto tako npr. za prijenos snage s brodskog motora na propeler služi *osovinski vod*, a ne brodsko vratilo, koji pored momenta torzije prenosi i znatnu aksijalnu silu – poriv propelera.

Vratila i osovine promjera do 80 mm se mogu dobiti provlačenjem (izvlačenjem) čeličnih šipki na hladno. Promjeri do 150 mm izrađuju se od okruglih čeličnih šipki izvlačenjem na toplo, valjanjem na toplo ili tokarenjem. Deblje i složenije osovine i vratila izrađuju se kovanjem, prešanjem ili lijevanjem.

Preporučuje se da promjeri osovina/vratila u (mm) budu standardni ili zaokruženi brojevi. Osovine i vratila za brzine vrtnje iznad 1500 min^{-1} moraju biti kruta, kruto uležištena i izbalansirana.

Materijal osovina i vratila najčešće je konstrukcijski čelik Č0545* ili u slučaju većih opterećenja Č0645. Kod većih zahtjeva se koriste čelici za poboljšanje Č1431, Č1531, Č4130 i sl.

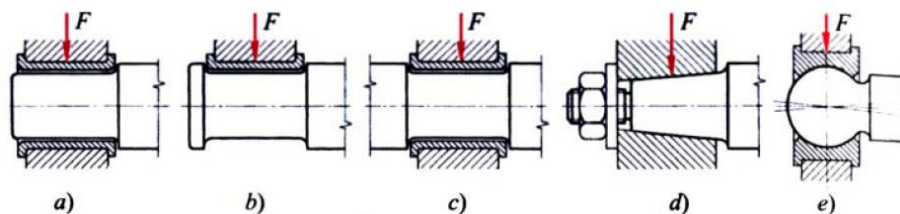
Za vratila vozila se koriste čelici za cementiranje, a koljenasta vratila motora s unutarnjim izgaranjem mogu se izrađivati i iz nodularnog lijeva (NL 600).

*Oznaka čelika sastoji se od tri dijela: Č. XXXX.X

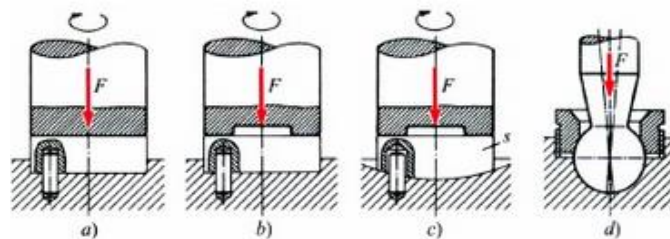
Prvi dio predstavlja slovni simbol za čelik Č. Drugi dio je osnovna oznaka četiriju brojeva simbola i označava vrstu čelika (čelici s negarantiranim sastavom imaju simbol na 1. mjestu 0, a na drugom mjestu simbol predstavlja grupu minimalne vlačne čvrstoće. Kod ugljičnih i legiranih čelika s garantiranim sastavom, oznaka na 1. mjestu je 1 kod ugljičnih čelika, odnosno oznaka najutjecajnijeg legirnog elementa kod legiranih čelika). Simbol na 3. i 4. mjestu predstavlja redni broj čelika, a dodatna oznaka označava stanje čelika.

Rukavci su dijelovi vratila (osovina) preko kojih se vratila oslanjaju na klizne ili valjne ležaje, čime je omogućeno da se opterećenja prenesu na nepokretni dio konstrukcije. Rukavci, kao dijelovi osovina i vratila, mogu mirovati, rotirati ili vibrirati. Rukavci koji se nalaze na kraju osovine / vratila se nazivaju čelnim, a ostali unutarnjim. Da bi se smanjio otpor klizanju, rukavci mogu biti različito oblikovani, a prije svega moraju imati glatku površinu koja se postiže finim tokarenjem, brušenjem ili poliranjem, dok za ostale dijelove osovine ili vratila obično nije potrebna tako fina obrada. Da bi se povećala površinska tvrdoća i smanjilo trošenje, rukavci se često prethodno termokemijski obrađuju nitriranjem ili cementiranjem. Promjeri rukavaca su određeni promjerom ležaja.

Osovine i vratila imaju obično dva rukavca, tj. ležaja, a dugačka i jače opterećena vratila, više njih, npr. koljenasta osovina (vratilo) motora. Nosivi rukavci su opterećeni poprečno, a potporni ili uporni rukavci uzdužno na os rukavca. Kod poprečnih (radijalnih) rukavaca, sile djeluju okomito na uzdužnu os osovina ili vratila, (Slika 3.76.), a kod uzdužnih (aksijalnih), sile djeluju u smjeru uzdužne osi osovina ili vratila, (Slika 3.77.).

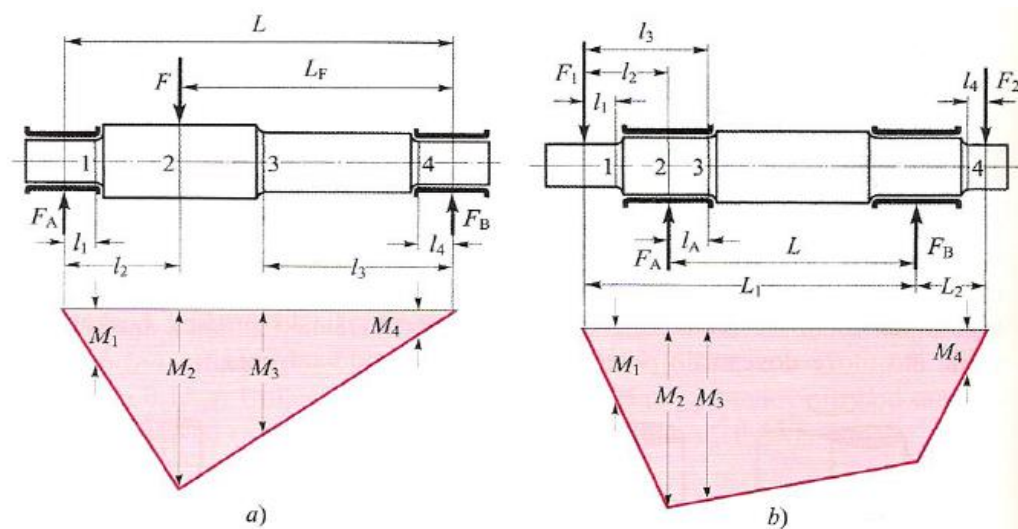


Slika 3.76. Nosivi (poprečni) rukavci a) cilindrični čelni rukavac b) cilindrični unutarnji rukavac s ojačanjem c) cilindrični unutarnji rukavac d) konični nepokretni rukavac e) kuglasti pokretni ili nepokretni rukavac



Slika 3.77. Uzdužni – potporni rukavci a) s punom naliježnom površinom b) s prstenastom naliježnom površinom c) s prstenastom naliježnom površinom i lećastom potpornom pločom d) kuglasti rukavac

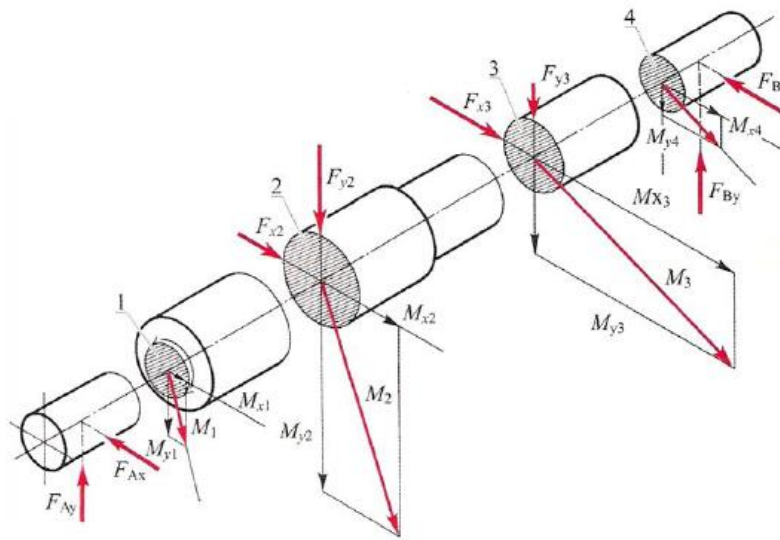
Dimenzioniranje osovina i vratila: osovine i vratila treba smatrati nosačima na dva oslonca. Na mjestima ležaja djeluju reakcije odnosno otpori oslonaca (sile u ležajima), koje se određuju iz statičkih uvjeta ravnoteže. Nakon toga se, sukladno znanjima iz Tehničke mehanike, odrede vrijednosti uzdužnih i poprečnih sila, te momenata savijanja, u karakterističnim presjecima. Na kraju se odredi presjek u kojem se pojavljuje najveći moment savijanja. “Opasnim” presjecima osovina i vratila treba smatrati sve presjeke na mjestima promjene promjera, na mjestima utora, žljebova itd., a kod ravnih (glatkih) osovina i vratila opasni presjek se smatra mjestom najvećeg momenta savijanja, (Slika 3.78.).



Slika 3.78. Momenti savijanja u opasnim presjecima osovina i vratila a) primjer opterećenja s jednom silom b) primjer opterećenja s dvije sile

U daljnjem tekstu ograničit ćemo se na jednostavno opterećenje osovine ili vratila. To je slučaj kad na osovinu djeluje (samo) moment savijanja M_s ili na vratilo djeluje samo moment torzije M_t .

Opterećenje vratila predstavlja prostorne sustave sila i momenata savijanja (spregova), te se radi izračuna reakcija u osloncima, isti svode na ravninske sustave. Ako sile ne djeluju u jednoj ravni, pojedine sile se rastavljaju na horizontalne i vertikalne komponente, tako da se promatraju dvije međusobno okomite ravnine (ravnine x-z i y-z), (Slika 3.79.). Momenti savijanja u tim međusobno okomitim ravninama tvore rezultirajući moment savijanja, koji se dobije geometrijskim zbrajanjem momenata na pojedinim presjecima, $M_s = \sqrt{M_{sx}^2 + M_{sy}^2}$.

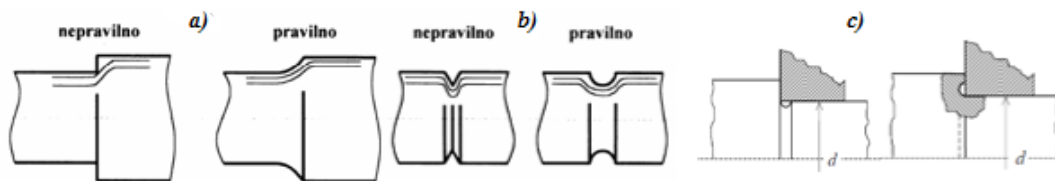


Slika 3.79. Prostorni prikaz sila i momenata savijanja u opasnim presjecima vratila

Prema načinu prenošenja okretnih momenata, rotirajući dijelovi mogu prenositi okretni moment po cijelom opsegu (spojke, rotori elektromotora, turbokompresori, pumpe, ventilatori, i dr.), ili na jednom dijelu opsega (zupčanici, lančanici, remeni, frikcijski kotači i sl.). U ovisnosti o načinu rada i konstrukcije, rotirajući dijelovi prve grupe mogu biti opterećeni i aksijalnim silama, raspoređenim kontinuirano ili mjestimično po cijelom opsegu. Pri tome okretni momenti opterećuju vratilo na uvijanje, a aksijalne sile na vlak ili tlak. Kod rotirajućih dijelova druge grupe, kao posljedica djelovanja obodne sile na jednom dijelu opsega, vratilo je, pored navedenih opterećenja, dodatno opterećeno i poprečnim silama koje izazivaju naprezanje vratila na savijanje. Ako postoje i aksijalne komponente sila (kao npr. kod cilindričnih zupčanika s kosim zubima), koje su svedene na težište presjeka, one uzrokuju sile koje djeluju u pravcu osi vratila, i naprežu

vratilo na tlak ili vlak. Spregovi momenata u aksijalnim ravnima, naprežu vratila na savijanje. Dakle, vratila su osim momentom savijanja M_s opterećena i s okretnim momentom M_t koji u vratilu uzrokuje torzijsko naprezanje.

Pri dimenzioniranju osovina i vratila približno se određuje njihov najmanji potrebni promjer, pri čemu se uzimaju u obzir samo opterećenja na savijanje i torziju. Nakon odabira primjerenih promjera mora se izvršiti i detaljan proračun čvrstoće, gdje se uzimaju u obzir i eventualne aksijalne sile, te neki drugi utjecaji kao što su koncentracija naprezanja uz žljebove, utore i promjene presjeka, kvaliteta površine i utjecaj veličine (promjera) osovine i vratila. Utjecaji koncentratora naprezanja predstavljaju stalnu opasnost od loma uslijed umora materijala. Stoga osovini ili vratilu treba oblikovati tako da skretanje silnica - zamišljenih linija po kojima se prenosi sila - bude što blaže, a što se može postići ako na osovini/vratilu ne bude naglih promjena oblika, (Slika 3.80. a i b). Opasnost zbog loma od umora će se smanjiti ako površinska obrada na mjestima skretanja sila bude što finija. Ukoliko na promjenama promjera ne smije biti zaobljenje radi bočnog oslanjanja pojedinih elemenata (valjnog ležaja, zupčanika itd.), izrađuju se žljebovi za izlaz alata koji također smanjuju koncentraciju naprezanja, (Slika 3.80. c).



Slika 3.80. Prikaz pravilnog i nepravilnog oblika prijelaza: a) s manjeg na veći promjer b) pravilan oblik žlijeba c) žljeb za izlaz alata

Proračun osovine: što se tiče opterećenja, osovine treba smatrati nosačima na dva oslonca, opterećena samo na savijanje. Prema tome, da bi se odredio promjer osovine u nekom presjeku, nužno je poznavati veličinu momenta savijanja u tom presjeku, kao i mehanička svojstva materijala osovine. Iz poznatog izraza za naprezanje pri savijanju:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W} \leq \sigma_{sdop}$$

gdje su: M_s (Nmm) najveći moment savijanja, uzrokuje u osovini najveće naprezanje na savijanje σ_s . Ako momenti djeluju u dvije ravnine, najveći rezultirajući moment savijanja M_s određuje se prema izrazu

$$M_s = \sqrt{M_{sx}^2 + M_{sy}^2},$$

W (mm³) aksijalni moment otpora, $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ - aksijalni moment otpora za puni kružni presjek osovine,
 d (mm) najmanji promjer osovine,
 σ_{sdop} ($\frac{N}{mm^2}$) dopušteno naprezanje na savijanje.

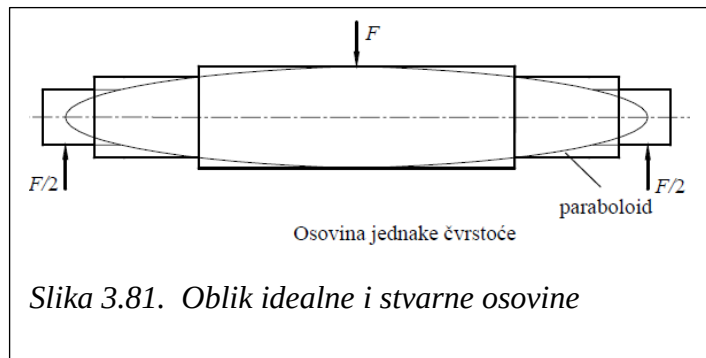
Slijedi izraz za izračunavanje promjera osovine:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_s}{\pi \cdot \sigma_{sdop}}} \text{ (mm)}.$$

Kad bi osovina ili vratilo bili takvog oblika da su naprezanja u svakom presjeku međusobno jednaka i da istodobno odgovaraju veličini dopuštenog naprezanja, bio bi upotrijebljeni materijal najbolje iskorišten.

Takva osovina ili vratilo imala bi paraboloidni ili idealni oblik i za nju vrijedi: $\sigma_s = \sigma_{sdop} = konst.$

Oblik stvarno izvedene osovine je takav da njegova kontura nigdje ne dodiruje oblik idealne osovine, Slika 3.81.



Slika 3.81. Oblik idealne i stvarne osovine

Proračun vratila: ranije je rečeno da prilikom uvijanja vratila dolazi do zakretanja jednog presjeka u odnosu na drugi i to zakretanje zovemo deformacijom pri uvijanju ili kutom uvijanja. Prilikom većih deformacija tj. većih kutova uvijanja, vratilo akumulira rad i može doći do pojave vibracija i vratilo počinje djelovati kao opruga. Mala krutost vratila daje i malu kritičnu brzinu vrtnje pri kojoj dolazi do rezonancije.

Dva presjeka glatkog vratila na primjer, bit će zbog djelovanja okretnog momenta međusobno zakrenuta za kut uvijanja ($\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p}$, rad). Ovo međusobno zakretanje presjeka posebno je značajno kod dugih vratila (npr. transmisijских vratila, te vratila za pogon kotača dizalice i pogon mačka dizalice), kad ova promjena oblika vratila može dovesti do nepovoljnih torzijskih titraja strojnih dijelova montiranih na vratilu.

Prilikom proračuna vratila razlikujemo proračun „lakog“ i „teškog“ vratila. „Laka“ vratila su obično kratka vratila opterećena samo na uvijanje, a „teška“ vratila su opterećena i na savijanje i uvijanje.

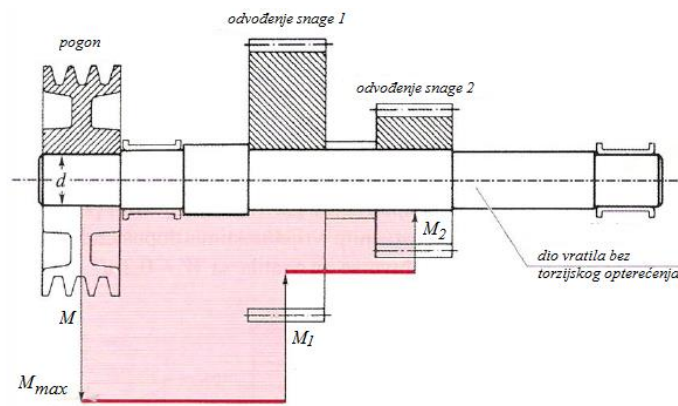
U projektnom proračunu, promjer lakih vratila se može odrediti samo na temelju torzijskog naprezanja (u prvoj fazi proračuna savijanje možemo zanemariti). Zbog zanemarenog naprezanja na savijanje, računa se sa smanjenim dopuštenim naprezanjem na torziju, a promjer lakih vratila dobivamo iz poznatih izraza za naprezanje na torziju (uvjet čvrstoće):

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t}{\frac{d^3 \cdot \pi}{16}} \leq \tau_{tdop}$$

odakle slijedi izraz za minimalni promjer vratila koji osigurava uvjet čvrstoće, odnosno da su očekivana naprezanja u materijalu manja od dopuštenih:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\tau_{tdop} \cdot \pi}} \quad (\text{mm}).$$

Moment torzije obično se dovodi na jednom mjestu vratila, a odvodi s jednog ili više mjesta. Sa slike (Slika 3.82.) je vidljivo da se pogonski moment dovodi preko klinaste remenice, a odvodi preko zupčanika 1 i 2.



Slika 3.82. Prikaz toka momenata torzije u vratilu

Vratila se ne smiju torzijski deformirati više od $0,25^\circ$ po metru duljine. Iz poznatog izraza za izračunavanje kuta torzijske deformacije (φ), vidimo da njegov iznos ovisi o duljini vratila, odnosno s porastom duljine raste i kut uvijanja. To znači da vratila velike duljine mogu biti dovoljno čvrsta, ali se zbog nedovoljne krutosti uvijaju za veći kut nego je to dopušteno u radnim uvjetima. Zbog toga se vratila moraju dimenzionirati i na način da zadovolje uvjet krutosti, tj. da stvarni kut uvijanja opterećenog vratila bude manji od dopuštenog:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \leq \varphi_{dop} \quad (\text{rad})$$

i odatle:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_t \cdot l}{\varphi_{dop} \cdot \pi \cdot G}} \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_t}{\left(\frac{\varphi}{l}\right)_{dop} \cdot \pi \cdot G}} \quad (\text{mm})$$

gdje je: M_t (Nmm) moment torzije,
 I_p (mm⁴) polarni moment tromosti (inercije), $I_p = \frac{d^4 \cdot \pi}{32}$ - za puni kružni presjek,
 l (mm) duljina vratila,
 G (MPa) modul smika.

Ako poznajemo modul smika za čelik ($G = 80 \text{ GPa} = 0,8 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$) i ako uvrstimo izraz za kut torzijske deformacije, uz pretpostavku da je dozvoljeni kut uvijanja $0,25^\circ \dots 0,5^\circ$ po metru duljine vratila, a kod kardanskih vratila automobila se dopušta i do $2^\circ/\text{m}$:

$$\left(\frac{\varphi}{l}\right)_{dop} = \frac{0,25^\circ}{\text{m}} = 4,36 \cdot 10^{-3} \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{m}}\right)$$

dobivamo izraz za izračunavanje promjera vratila na temelju torzijske deformacije:

$$d = 0,0131 \cdot \sqrt[4]{M_t} \quad (\text{mm}).$$

I u slučaju šupljih vratila, sl. 3.87, ista se proračunavaju također na uvjet čvrstoće i uvjet krutosti.

Iz uvjeta krutosti dobivamo:

$$I_p \geq \frac{M_t \cdot l}{G \cdot \varphi_{dop}}$$

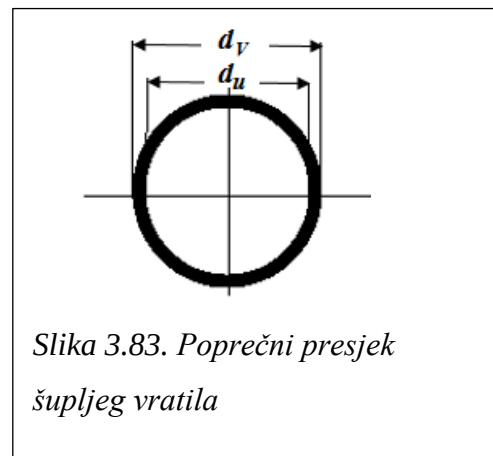
Moment inercije šupljeg vratila se dobiva algebarskim zbrajanjem momenata inercije punog vratila i šupljine:

$$I_p = \frac{d_v^4 \cdot \pi}{32} - \frac{d_u^4 \cdot \pi}{32} = \frac{d_v^4 \cdot \pi}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_u}{d_v}\right)^4\right] = \frac{d_v^4 \cdot \pi}{32} \cdot (1 - \beta^4)$$

gdje je: d_u – unutarnji promjer vratila, mm

d_v – vanjski promjer vratila, mm

β – omjer unutarnjeg i vanjskog presjeka.



Ako dobiveni izraz uvrstimo u uvjet krutosti, dobivamo potrebni vanjski promjer šupljeg vratila:

$$d_v \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_t \cdot l}{\varphi_{dop} \cdot \pi \cdot G \cdot (1 - \beta^4)}}.$$

Iz uvjeta čvrstoće dobivamo:

$$W_p \geq \frac{M_t}{\tau_{dop}}$$

Budući znamo da je polarni moment otpora jednak:

$$W_p = \frac{I_p}{r_{max}} = \frac{I_p}{\frac{d_V}{2}} = \frac{\frac{d_V^4 \cdot \pi}{32} \cdot (1 - \beta^4)}{\frac{d_V}{2}}$$

Sređivanjem izraza, dobivamo potreban promjer šupljeg vratila iz uvjeta čvrstoće:

$$d_V \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\tau_{tdop} \cdot \pi \cdot (1 - \beta^4)}}$$

Dakle, odabrani promjer vratila mora zadovoljiti oba uvjeta tj. i uvjet čvrstoće i uvjet krutosti.

Ponekad je potrebno odrediti promjer vratila na temelju snage koju ono mora prenijeti.

Uzevši u obzir da je snaga:

$$P = M_t \cdot \omega \text{ (W)}$$

pri čemu je: M_t (Nm) moment uvijanja,

ω (rad/s = s⁻¹) kutna brzina, $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ (n u sekundama⁻¹), ili

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ (n u minutama}^{-1}\text{)}.$$

Na temelju poznatog dopuštenog tangencijalnog naprežanja pri uvijanju, τ_{tdop} i gornjih izraza, može se dobiti traženi promjer vratila. Naime iz poznatog izraza:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \leq \tau_{tdop}$$

i izraza za polarni moment otpora vratila kružnog promjera: $W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ (mm³)

dobiva se:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{tdop}}} \text{ (mm)}$$

Osim torzijskim, „teška“ vratila su realno istodobno opterećena i savijanjem, tako da se pri proračunu složenog opterećenja koristi najčešće hipoteza najvećeg deformacijskog rada u opasnom presjeku, prema kojoj je opterećenje vratila svedeno na opterećenje na savijanje u vidu ekvivalentnog (reduciranog) naprežanja:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \alpha_0^2 \cdot \tau_t^2} \leq \sigma_{sdop}$$

σ_{ekv} (σ_{red}) ($\frac{N}{mm^2}$)

najveće ekvivalentno (reducirano) naprežanje,

$\sigma = \sigma_s \pm \sigma_{vl} \left(\frac{N}{mm^2} \right)$ gornje naprezanje promjenljivog opterećenja. To je najveće normalno naprezanje koje nastaje u presjeku,
 $\tau_t \left(\frac{N}{mm^2} \right)$ torzijsko naprezanje,
 α_0 faktor odnosa savojnog i torzijskog naprezanja; pomoću ovog faktora prilagođava se torzijsko naprezanje naizmjenično promjenljivom naprezanju na savijanje; ovisi o vrsti opterećenja: statičko, istosmjerno promjenljivo ili izmjenično promjenljivo i kreće se u granicama: $(3 \cdot \alpha_0^2 = 0,48 \text{ do } 3)$.

Pregled opterećenja i naprezanja osovina i vratila prikazan je u tablici (Tablica 3.6.).

Tablica 3.6. Pregled opterećenja i naprezanja osovina i vratila

	Opterećenje	Naprezanje		
Osovine	M_s – uvijek	$\sigma_s = M_s / W$	$\sigma = \sigma_s \pm \sigma_{v,tl}$	
	F_a – ponekad	$\sigma_{v,tl} = \pm F_a / A$		
Vratila	M_s – najčešće	$\sigma_s = M_s / W$	$\sigma = \sigma_s \pm \sigma_{v,tl}$	$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$
	F_a – ponekad	$\sigma_{v,tl} = \pm F_a / A$		
	M_t – uvijek	$\tau_t = M_t / W_p$		

Iako zbog ograničenja u opsegu nastavnog plana i programa nije predviđeno obrazloženje kontrolnog proračuna, radi zaokruženja cjeline samo će se istaknuti da se nakon određivanja osnovnih dimenzija, u procijenjenom kritičnom presjeku provodi kontrolni proračun naprezanja na umor i pojavu plastične deformacije. Pod kritičnim presjekom se podrazumijeva presjek u kojem opterećenje i koncentracija naprezanja poprimaju velike vrijednosti (prijelazi s manjeg na veći promjer, žljebovima, mjesta na kojima je vratilo oslabljeno zbog utora za pero i sl.).

Fleksijska kritična brzina vrtnje: kod vratila i osovina, mogu se pri određenoj brzini vrtnje pojaviti jake vibracije. Broj okretaja pri kojem dolazi do takvih vibracija nazivamo *kritičnim brojem okretaja*. Osovine i vratila, zajedno s masama koje su na njima smještene, predstavljaju fleksijske (savojne) opruge. Zbog vanjskih opterećenja, te mase će početi vibrirati *frekvencijom vlastitih titraja*. Kako su stvarne izmjere, unutar granica dopuštenih odstupanja, i razlikuju se od nazivnih, stvarni položaj težišta T neće se poklapati potpuno s teorijskim. Stoga se prilikom rotacije osovina i vratila mogu javiti periodični impulsi centrifugalne sile. Frekvencija ovih impulsa bit će jednaka brzini vrtnje. Ako se pogonska brzina vrtnje slučajno podudara s

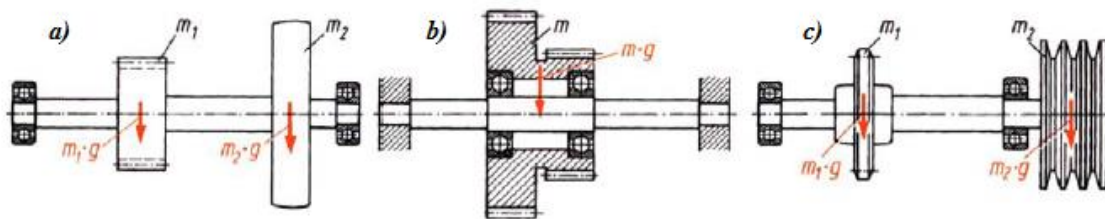
frekvencijom vlastitih titraja osovine ili vratila i na njima smještenih masa, dolazi do pojave rezonancije. U tom slučaju amplituda vibriranja se skokovito poveća, što može dovesti do loma osovine ili vratila. Brzina vrtnje, kod koje dolazi do rezonancije, naziva se *fleksijska kritična brzina vrtnje* (kritična brzina vrtnje pri savojnim opterećenjima) i označava se n_{skrit} . Prilikom određivanja fleksijske kritične brzine vrtnje, uzima se u obzir da vanjska opterećenja na savijanje, samo potiču vlastite vibracije elemenata na osovini ili vratilu, ali nemaju utjecaj na vlastitu frekvenciju tog vibriranja, koja je ovisna o krutosti osovine ili vratila, te masi pojedinih elemenata smještenih na osovini ili vratilu.

Ako je na osovini ili vratilu smješten samo jedan strojni element mase m , fleksijska kritična brzina vrtnje računa se prema izrazu:

$$n_{skrit} \approx \frac{K}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{K}{2\pi} \sqrt{\frac{G}{f_G \cdot m}} = \frac{K}{2\pi} \sqrt{\frac{m \cdot g}{f_G \cdot m}} = \frac{K}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_G}}$$

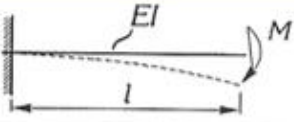
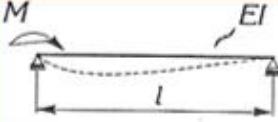
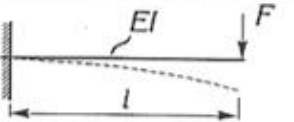
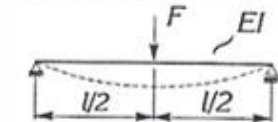
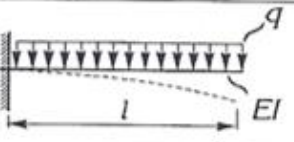
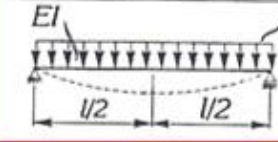
gdje je:

- n_{skrit} (s^{-1}) savojna kritična brzina vrtnje,
 K faktor načina uležištenja, sl. 3.88 ($K = 1$ za osovine i vratila koja se slobodno okreću u ležajima, $K = 1,3$ za osovine obostrano učvršćene, $K = 0,9$ za konzolno uležištene osovine ili vratila),
 c ($\frac{N}{m}$) krutost osovine ili vratila u težištu mase strojnog elementa (predstavlja statički progib (f_G) vratila izazvan masama (G) vratila koje rotiraju, $c = \frac{G}{f_G}$),
 m (kg) masa strojnog elementa na osovini,
 g ($\frac{m}{s^2}$) gravitacijsko ubrzanje ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$),
 f_G (mm) progib osovine u težištu mase strojnog elementa zbog sile teže, i ovisan je o načinu uležištenja osovine ili vratila, (Tablica 3.7.).



Slika 3.84. Načini uležištenja osovine ili vratila: a) vratilo (ili osovina) se okreće, $K = 1$ b) osovina je nepokretna, $K = 1,3$ c) vratilo (ili osovina) s konzolno uležištenim dijelom, $K = 0,9$

Tablica 3.7. Najveći progib u ovisnosti o načinu uležištenja osovine ili vratila

	$f_{\max} = \frac{Ml^2}{2EI}$		$f_{\max} = \frac{Ml}{3EI}$
	$f_{\max} = \frac{Fl^3}{3EI}$		$f_{\max} = \frac{Fl^3}{48EI}$
	$f_{\max} = \frac{ql^4}{8EI}$		$f_{\max} = \frac{5ql^4}{384EI}$

gdje su:

$f_{\max}$	(m)	najveći progib osovine ili vratila
F (N), M (Nm), q ($\frac{N}{m}$)		vanjsko opterećenje,
E	(MPa)	modul elastičnosti materijala vratila,
I	(mm ⁴)	aksijalni moment inercije,
l	(m)	duljina osovine ili vratila.

Ako je na vratilo ili glavinu smješteno više strojnih elemenata s masama m_1 , m_2 , m_3 itd., računaju se pojedine savojne kritične brzine vrtnje n_{skrit1} , n_{skrit2} , n_{skrit3} itd. prema gornjem izrazu. Savojna kritična brzina vrtnje čitavog sustava tako iznosi:

$$\frac{1}{n_{skrit}^2} \approx \frac{1}{n_{skrit1}^2} + \frac{1}{n_{skrit2}^2} + \frac{1}{n_{skrit3}^2} + \dots$$

Prilikom proračuna progiba f_G , kao sile koje opterećuju vratilo ili osovinu, smiju se uzimati u proračun samo težine masa. Ostale sile kao npr. vučne sile remena, sile koje djeluju na zube zupčanika i sl., ne smiju se uzimati u obzir.

Kako je vidljivo iz gornjeg izraza, frekvencija vlastitog sustava ovisi isključivo o krutosti (c) i masama (m) koje vibriraju, dok sile koje djeluju na sustav ne utječu na kritičnu brzinu vrtnje.

Veličina kritične brzine neovisna je o položaju vratila ili osovine, tj. od toga je li vratilo ili osovina u horizontalnom, kosom ili vertikalnom položaju.

Općenito, duge i tanke osovine i vratila imaju nisku, a kratke i debele visoku fleksijsku kritičnu brzinu vrtnje.

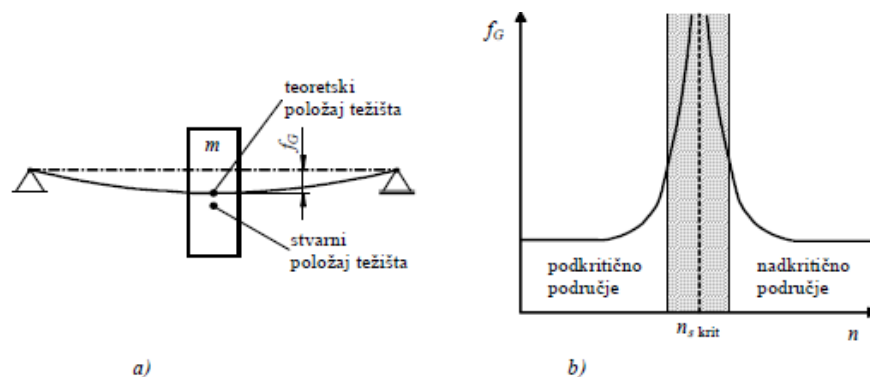
Često se zbog složenosti konstrukcije (n_{skrit}) ne može računski točno odrediti pa se određuje eksperimentalno. Vratila i osovine treba dimenzionirati tako da kritični broj okretaja (n_{skrit}) bude iznad (nadkritično ili nadrezonantno područje) ili ispod stvarnih pogonskih okretaja (podkritično ili podrezonantno područje), (Slika 3.85.):

$$(0,9 - 0,95)n_p \geq n_{skrit} \geq (1,1 - 1,15)n_p$$

Ako je savojna kritična brzina vrtnje manja od brzine vrtnje osovine ili vratila tijekom rada ($n_{skrit} < n_p$), prilikom pokretanja i zaustavljanja stroja mora se osigurati što brži prijelaz preko kritičnog područja. Tako će osovina ili vratilo vrlo kratko vrijeme raditi u kritičnom području, pa će utjecaj rezonancije biti zanemariv.

Najčešće sustav radi u podkritičnom (podrezonantnom) području pa je poželjno da (n_{skrit}) bude što viši. To se postiže:

- malim razmakom ležaja kako bi progib (f) bio manji,
- balansiranjem sustava, kako bi se smanjilo djelovanje centrifugalne sile i
- minimiziranjem težine kako bi progib (f) bio manji.



Slika 3.85. Odnosi kod savojnog vibriranja osovine ili vratila a) teorijski i stvarni položaj težišta
b) ovisnost progiba vratila f_G o brzini vrtnje

Torzijska kritična brzina vrtnje: torzijske vibracije izazvane su periodičnim promjenama okretnih momenata. Vratilo s masama koje su na njemu smještene ravna je torzijska opruga koja će početi vibrirati prigušenim torzijskim titrajima ako je izložena kolebanjima okretnog momenta. Dakle, vratila stvaraju, skupa s masama elemenata namještenim na njima, torzijski opružni sustav koji torzijski vibrira vlastitom frekvencijom pod utjecajem vanjskog opterećenja (okretnog momenta). Zbog neuravnoteženosti elemenata smještenih na vratilu, dolazi do dodatnih torzijskih

impulsa koji su ovisni o brzini vrtnje i masi elemenata smještenih na vratilu. Ako se pogonska brzina vrtnje podudara s vlastitom frekvencijom torzijskog vibriranja vratila i na njih smještenih elemenata, dolazi do rezonancije.

Brzina vrtnje pri kojoj se to događa naziva se *torzijska kritična brzina vrtnje* ($n_{tkrit.}$), a računa se prema izrazu:

$$n_{krit} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_t}{I}}$$

gdje su:

n_{krit}	(s ⁻¹)	torzijska kritična brzina vrtnje,
c_t	($\frac{Nm}{rad}$)	krutost vratila,
I	(kgm ²)	moment tromosti mase vratila, uključivo mase dijelova smještenih na vratilu.

Kako se iz prethodnog izlaganja da zaključiti, fleksijska i torzijska kritična brzina vrtnje se mogu izračunati iz karakteristika vibrirajućeg sustava, kao što su: progib vratila, masa sustava, krutost vratila, itd. Osovine i vratila nastoje se, dakle, dimenzionirati tako da izračunate kritične brzine vrtnje leže uz dovoljnu sigurnost iznad ili ispod stvarne pogonske brzine vrtnje.

Proračun rukavaca: podsjetimo se da su rukavci dijelovi vratila (osovina) preko kojih se vratila oslanjaju na ležajeve, čime je omogućeno da se opterećenja prenesu na nepokretni dio konstrukcije. Osnovna opterećenja rukavca su površinski tlak i trenje (zbog kojega se rukavac i ležaj zagrijevaju), te savijanje. Cilindrični rukavac se stoga proračunava s obzirom na površinski tlak, zagrijavanje uslijed trenja i savijanje.

Površinski tlak (p) kojem je rukavac izložen jednak je količniku sile (F) koja djeluje na rukavac (reakcija oslonca na mjestu rukavca) i projekcije površine rukavca: $A = d \cdot l$ okomite na silu (d je promjer, a l duljina rukavca):

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{l \cdot d} \leq p_{dop} \quad (\text{Pa})$$

Dopušteni tlak ovisi o nizu čimbenika: vrsti materijala rukavca i posteljice ležaja, obodnoj brzini rukavca, kvaliteti obrade površina, vrsti maziva, radnoj temperaturi, te karakteru opterećenja. Kreće se u području od 3 do 15 MPa.

S obzirom na *savijanje*, rukavac se može smatrati ukliještenom gredom na jednom kraju, pa je naprezanje na savijanje:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W} = \frac{F \cdot l}{2} \cdot \frac{32}{\pi \cdot d^3} \approx \frac{5 \cdot F \cdot l}{d^3} \leq \sigma_{sdop} \quad (\text{MPa})$$

Često se proračun rukavca izvodi prema *konstruktivnoj karakteristici* φ , tj omjeru duljine rukavca (l) i promjera rukavca (d): $\varphi = \frac{l}{d}$ i kreće se u području $\varphi = 0,5 - 1,2$. Konačno se iz gornja dva izraza može dobiti promjer rukavca u ovisnosti o konstruktivnoj karakteristici φ :

$$d = \sqrt{\frac{F}{\varphi \cdot p_{dop}}} \quad (\text{mm}).$$

Ovako konačno dobivenu vrijednost promjera rukavca treba zbog trošenja tijekom rada i ponovne dorade povećati za 10% i uskladiti sa standardnim veličinama.

Zbog pojave trenja između rukavca i blazinice ležaja, dolazi do zagrijavanja sklopa. Toplina razvijena trenjem rukavca i blazinice ne smije biti veća od one koja se hlađenjem može odvesti (proračun zagrijavanja i odvođenja topline). Snaga potrebna za svladavanje trenja u ležaju jednaka je umnošku sile trenja i brzine rukavca:

$$P_t = M_t \cdot \omega = F_t \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega = \mu \cdot F \cdot v \quad (\text{W})$$

gdje je:

F	(N)	opterećenje rukavca,
$F_t = \mu \cdot F$	(N)	sila trenja između blazinice ležaja i rukavca,
v	$\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$	obodna brzina rukavca,
μ		faktor trenja klizanja.

Budući se ova snaga ravnomjerno raspodjeljuje na ukupnu površinu rukavca: $A = \pi \cdot d \cdot l$, dobivamo specifičnu snagu trenja :

$$\frac{P_t}{A} = \frac{\mu \cdot F \cdot v}{\pi \cdot d \cdot l} = \frac{\mu}{\pi} (p \cdot v) \leq (p \cdot v)_{dop} \quad \left(\frac{\text{Nm}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} = \frac{\text{J}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} = \frac{\text{W}}{\text{m}^2}\right)$$

Umnožak $(p \cdot v)$ nazivamo *značajkom zagrijavanja*, koja se utvrđuje eksperimentalno. Vrijednosti značajke zagrijavanja $(p \cdot v)$ kreću se od 0,8 do 2 $\frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$ za dobro podmazane rukavce, od 1,5 do 2 $\frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$ za rukavce vratila prijenosnika, a 3,5 do 5 $\frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$ za prisilno hlađene rukavce. Ako je $(p \cdot v)$ veće od dopuštenih veličina, potrebno je povećati promjer rukavca (d), ne mijenjajući konstruktivnu karakteristiku (φ), ili ako i to nije dovoljno treba primijeniti podmazivanje pod tlakom, koje se često koristi kod suvremenih konstrukcija.

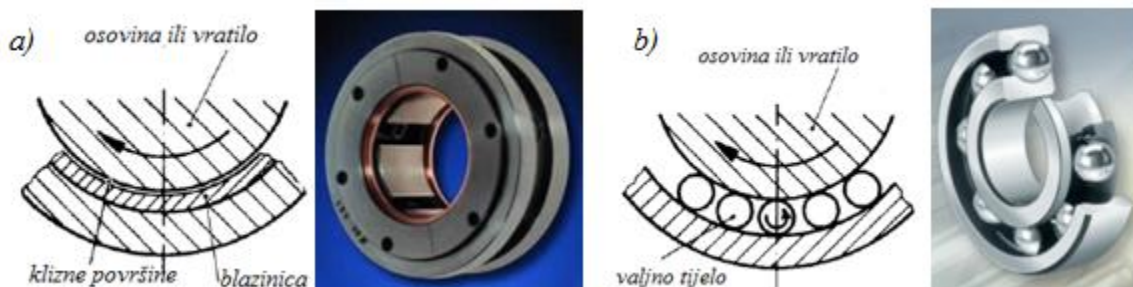
Obzirom da su rukavci ležaja obično i dijelovi osovine ili vratila, izrađeni su od jednakih materijala (konstrukcijski čelici, poboljšani čelici i čelici za cementiranje i kaljenje). Kod izbora materijala za rukavce, bitan je kriterij obradivosti materijala rukavca. Nužno je postići što tvrđu i glatkiju površinu (preporučuje se tvrdoća 64 HRc $\approx$ 810 HV), što se postiže na način da se nakon

grube mehaničke obrade (struganje, grubo brušenje, itd.) i toplinske obrade (cementiranje i kaljenje, poboljšanje, površinsko kaljenje, itd.) prije ugradnje rukavci još i fino mehanički obrade (fino brušenje, honanje, lepanje, itd.). Na taj se način postižu vrlo glatke klizne površine. Za poboljšanje svojstava čvrstoće obzirom na površinski tlak, rukavci kliznih ležaja se još i dodatno kromiraju, čime se postižu bolja antifriksijska svojstva i veća otpornost protiv nagrizanja kliznih površina. Imajući u vidu navedeno, čelici za cementiranje i kaljenje bolji su od konstrukcijskih i poboljšanih čelika, iako se i površinskim kaljenjem poboljšanih čelika mogu postići zadovoljavajuća svojstva. Konstrukcijski čelici, koji se ne kale, primjereni su samo za nisko opterećene klizne ležaje.

3.4.2. Ležaji

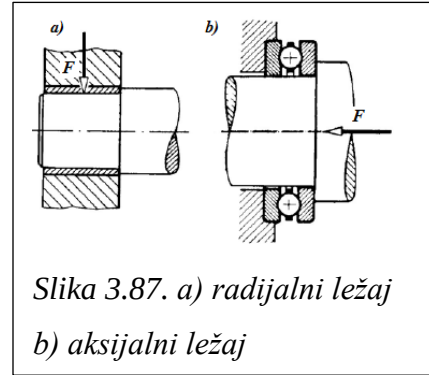
Ležaji su konstruktivni elementi strojeva u kojima se oslanjaju osovine i vratila, te im omogućuju kretanje. Osovine i vratila se oslanjaju na ležaje preko svojih rukavaca. Ležaji drže vratila i osovine u točno određenom položaju, omogućavajući njihovo okretanje i prenošenje sila na kućišta i postolja. Dakle, ležaji su oblikovani tako da prihvate opterećenja koja djeluju na osovine i vratila i spriječe pomake, te da omoguće neposredno okretanje rukavca uz pojavu trenja klizanja i kotrljanja.

U užem smislu, ležaji i nisu elementi, jer su obično sastavljeni od više dijelova. Ukoliko je dodir između rukavca i blazinice ležaja izravan, odnosno kada se između dodirnih površina pojavljuje trenje klizanja, govori se o *kliznim ležajima*, (Slika 3.86 a). Dodir može biti i neizravan, kada se između rukavca i ležaja nalaze kotrljajuća tijela (kugle, valjci, konusi i iglice). Tada se govori o *kotrljajućim (valjnim) ležajima*, (Slika 3.86 b).



Slika 3.86. a) klizni ležaj b) kotrljajući ležaj

Ukoliko ležaji preuzimaju sile koje djeluju okomito na uzdužnu os vratila, govori se o *radijalnim ili poprečnim ležajima*. Ukoliko sile djeluju u smjeru uzdužne osi vratila (aksijalno), govori se o *aksijalnim ili uzdužnim ležajima*, (Slika 3.87.). Djeluju li na ležaje istodobno i radijalne i aksijalne sile, govori se o *radijalno - aksijalnim ležajima*.



Slika 3.87. a) radijalni ležaj
b) aksijalni ležaj

Klizni i kotrljajući (valjni) ležaji nadopunjuju se u svojstvima i karakteristikama, pa se danas jedni i drugi vrlo često uspješno primjenjuju. Ispravan rad ležaja je često od presudnog značenja za integritet i vijek trajanja strojeva i uređaja u koje su ugrađeni, zbog čega je pri projektiranju vrlo važno uzeti u obzir eksploatacijske uvjete, te odabrati najprikladniju vrstu, a odabrane ležajeve pravilno dimenzionirati. Pri tome se moraju uzimati u obzir brojni kriteriji, kao što su promjer osovine ili vratila, način opterećenja, brzina vrtnje, zahtijevani životni vijek, uputstva za njihovu ugradnju u konstrukcijski sklop stroja ili uređaja, radni uvjeti (temperatura, prašnja okolina), itd. U svakom pojedinom slučaju treba odabrati optimalan izbor ležaja s obzirom na navedene kriterije, istodobno ispunjavajući zahtjeve sa stajališta funkcionalnosti i ekonomičnosti.

3.4.3. Klizni ležaji

Klizni ležaji omogućuju vođenje pokretnih strojnih dijelova (osovine, vratila, itd.) i prijenos opterećenja s rukavca na blazinicu ležaja. Klizne površine podmazane su uljem, a rjeđe mašću ili krutim sredstvima za podmazivanje. Općenito se klizni ležaji primjenjuju u slučajevima kada nije moguća uporaba kotrljajućih ležaja. Stoga se mogu izdvojiti tri područja njihove uporabe:

1. u sklopovima u kojima bi kotrljajući ležaji stvorili relativno visoke vibracije i buku,
2. za rukavce promjera manjih od 15 mm i većih od 300 mm, gdje se u pravilu i koriste, jer su kotrljajući ležaji tih gabarita rijetki i izrađuju se isključivo ako su nužni,

3. na mjestima gdje ugradnja kotrljajućih jednodjelnih ležaja, nije moguća.

Prednosti kliznih ležaja:

- dozvoljavaju velike brzine vrtnje,
- rad im je miran i tih,
- uz dobro podmazivanje imaju nizak faktor trenja, te time praktički neograničen vijek trajanja,
- jednostavna izrada i ugradnja,
- prigušuju udarce i vibracije, te su pogodni za prenošenje udarnih opterećenja,
- nisu osjetljivi na prašinu,
- u radijalnom smjeru zauzimaju manje prostora,
- mogu biti izrađeni u višedijelnoj izvedbi,
- jeftiniji su od kotrljajućih ležaja.

Nedostaci kliznih ležaja:

- gubici trenjem su veliki, osobito kod pokretanja i malih brzina,
- neprecizno vođenje, odnosno pozicioniranje pokretnih strojnih dijelova,
- ležaji se ne mogu opteretiti u svim smjerovima,
- osjetljivi su na nedostatak podmazivanja,
- zahtijevaju uglaćavanje i pažljivo održavanje,
- na kvalitetu ležaja bitno utječu materijal i toplinska obrada rukavaca osovina ili vratila.

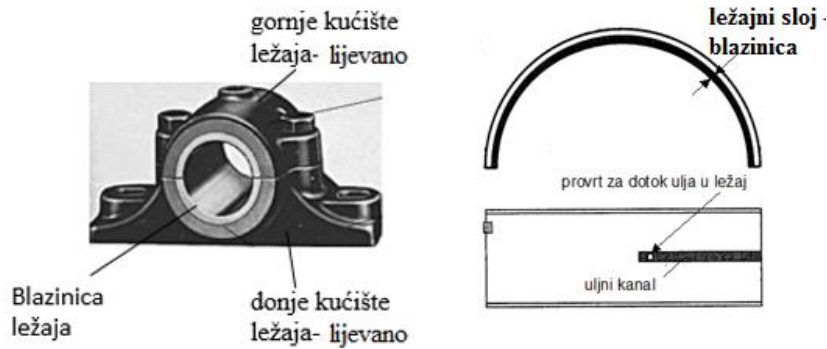
Prema smjeru djelovanja opterećenja, klizni ležaji mogu biti radijalni i aksijalni. Postoje još i klizni ležaji za vođenje koji ne prenose nikakva vanjska opterećenja već služe samo za vođenje osovina ili vratila.

Prema konstrukciji mogu biti jednodjelni, dvodjelni (Slika 3.88), stojeći, viseći i sl.

Prema vrsti maziva, razlikujemo ležaje podmazivane uljem ili mašću.

Prema načinu podmazivanja, ležaje dijelimo na one s jednostavnim otvorom za dovod maziva, na podmazivane slobodnim prstenom, na ležaje podmazivane cirkulacijski, na ležaje podmazivane pod tlakom ili uronjavanjem i sl.

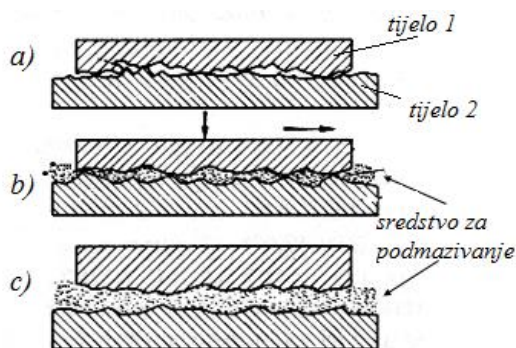
Prema materijalu ležajnih blazinica dijelimo ih na ležaje s blazinicama od bronce, bijele kovine, crvene kovine (Cu, Sn, Zn, Pb), lakih metala, materijala na bazi umjetne smole itd.



Slika 3.88. Dvodijelni klizni ležaj

U radu ležajeva pojavljuje se trenje između rukavca i blazinice ležaja. Veličina trenja jednaka je umnošku reaktivne sile podloge (F_N) i faktora trenja μ : $F_T = \mu F_N$. Pod trenjem se podrazumijeva otpor, sila trenja, koja se javlja između površina nalijezanja dvaju tijela. Otpor se suprotstavlja međusobnom gibanju, bilo klizanjem, bilo kotrljanjem (trenje gibanja – kinetičko trenje), ili onemogućuje gibanje (trenje mirovanja – statičko trenje). S obzirom na podmazivanje razlikuju se sljedeće vrste trenja, (Slika 3.89.):

- **suho trenje** - pri kojem se fizikalno čiste površine nalijezanja (bez oksidacijskog sloja, sloja vlage i bez bilo kojeg drugog stranog sloja) dodiruju u pojedinim točkama. Dakle, tijelo kliže po podlozi bez maziva. U praksi ne postoji suho trenje, jer uvijek postoji tanki oksidacijski sloj, (Slika 3.89. a).



Slika 3.89. Trenje među kinematskim parovima a) suho trenje, b) granično i mješovito trenje, c) tekuće / hidrodinamičko trenje

- **granično (mješovito) trenje** – nastaje u slučaju kad tlak u sloju maziva nije dovoljan da u potpunosti razdvoji naliježne površine. U tom se slučaju površine nalijezanja, koje na sebi imaju tanki granični sloj oksida, vlage, nečistoća ili maziva, dodiruju u točkama gdje

je probijen granični sloj i dolazi do neizravnog metalnog dodira površina nalijeganja, odnosno pojave suhog trenja. Zbog malih dodirnih površina ti dodirni ispupčeni dijelovi su izloženi vrlo velikim specifičnim pritiscima koji uzrokuju deformacije ispupčenja. U sljedećem momentu zbog međusobnog pomicanja naliježnih površina dolazi do nalijeganja na drugim mjestima ispupčenja, dok će prethodno deformirana mjesta biti zalivena mazivom. Ovo znači da istodobno imamo suho i tekuće trenje, pa ovo stanje nazivamo *mješovitim trenjem*. Ovo se trenje najčešće pojavljuje u slučaju rada strojeva i uređaja na prijelaznim radnim režimima pri malim brzinama gibanja (pokretanje i zaustavljanje, naglo ubrzavanje) i pri prevelikom opterećenju ili nedostatku maziva. U tim su uvjetima ležaji izloženi povećanim mehaničkim i toplinskim opterećenjima i pogoršanim uvjetima podmazivanja, a što utječe i na radni vijek trajanja ležaja, (Slika 3.89. b).

- **tekuće trenje** – pri kojem se površine nalijeganja ne dodiruju, a vrhove neravnina njihovih površina razdvaja tanki mazivni sloj. Plak u sloju između naliježnih površina je toliki da osigurava njihovo potpuno razdvajanje. Trenje koje pri tome nastaje zavisi jedino od otpora što ga međusobnom gibanju suprotstavlja mazivo (otpor smicanja slojeva maziva), odnosno žilavosti (viskozitetom) nosivog međusloja. Taj otpor nije ovisan samo od vrste maziva, već i od temperature, brzine gibanja i specifičnog tlaka, (Slika 3.89. c).

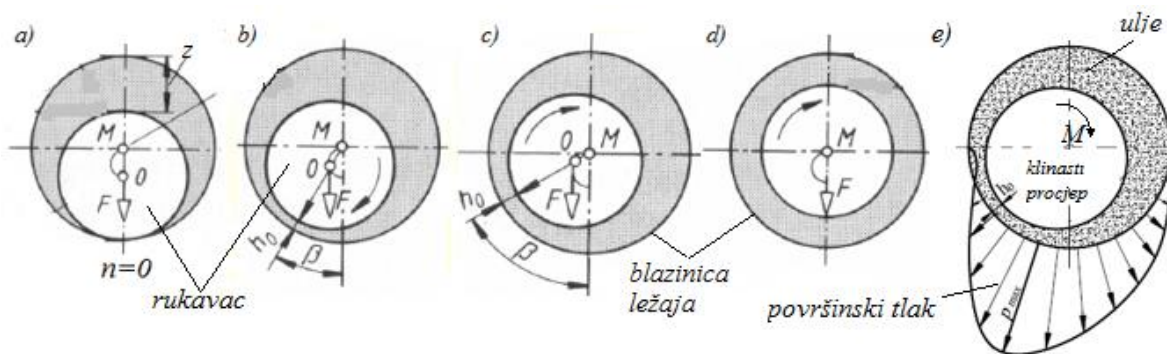
S obzirom na rečeno, osnovna svrha podmazivanja kliznih ležaja je smanjenje trenja i time smanjenje gubitaka snage, smanjenje trošenja i time povećanje vijeka trajanja ležaja, te smanjenje zagrijavanja i time sprječavanje zaribavanja ležaja. Ova tri cilja ostvaruju se dobrim podmazivanjem, pri kojem su površina rukavca i blazinice ležaja razdvojene tankim slojem ulja, tzv. uljnim filmom u kojem vlada tekuće trenje. Pri tome relativna zračnost (odnos razlike polumjera blazinice (R) i rukavca (r) i polumjera rukavca: $z = \frac{R-r}{r}$), (sl. 3.90 a), utječe na promjenu svih radnih parametara ležaja, jer o vrijednosti relativne zračnosti ovisi toplinski režim ležaja i nosiva sposobnost uljnog filma. Smanjenjem zračnosti omogućava se održanje uljnog sloja pod povećanim opterećenjem. Međutim premala zračnost dovodi do smanjenja protoka ulja, rasta temperature, pada viskoznosti i nastajanja mješovitog trenja, koje uzrokuje pregrijavanje ulja, ubrzano starenje ulja, te oštećenja ležaja. Povećana zračnost smanjuje energetske gubitke, pridonose nižim temperaturama ulja i smanjuju starenje ulja. Međutim to dovodi do smanjenja debljine mazivog sloja i opasnosti da u slučaju preopterećenja dođe do oštećenja ležaja.

Dobri ležajevi mogu pod povoljnim okolnostima raditi bez vidljivog trošenja, tj. s praktički neograničenom trajnošću. Za postizanje tekućeg trenja potrebno je u sloju maziva osigurati tlak koji omogućava ravnotežno stanje s vanjskim opterećenjem ležaja. Ovo se postiže *hidrostatičkim* ili *hidrodinamičkim* načinom podmazivanja.

Hidrodinamičko podmazivanje, se postiže ako se potrebni tlak nosivog mazivog sloja stvara automatski, ako je među kliznim površinama dovoljno velika relativna brzina klizanja v i ako klizne površine imaju oblik klina.

Hidrostatičko podmazivanje, se postiže na način da se potrebni tlak za nošenje osigurava pumpom s posebnim pogonom, $p > 200$ bar.

Na slici (Slika 3.90.) prikazan je način nastajanja nosivog mazivog sloja (uljnog filma). U stanju mirovanja rukavac leži ekscentrično u blazinici ležaja, (Slika 3.90. a), stvarajući klinasti procjep (procjep mjesecčevog oblika). Procjep se stalno smanjuje, dok ne postigne vrijednost jednaku nuli, na mjestu gdje se rukavac oslanja na blazinici. Kada rukavac počinje rotirati, trenje čvrstih tijela (suho trenje) prelazi prvo u mješovito trenje (trenje pri pokretanju). Površina rukavca nosi ulje koje prijanja i tlači ga u klinasti procjep, zbog čega u procjepu raste tlak koji rukavac ekscentrično premješta u jednu stranu. Porastom brzine vrtnje povećava se i tlak u mazivom sloju. Rukavac se uzdiže i počinje plivati na tako stvorenom mazivom sloju (uljnom filmu) najmanje debljine h_0 , (Slika 3.90. b). Mješovito trenje na taj način prelazi u tekuće trenje. Brzina vrtnje pri kojoj se to događa se naziva *prijelazna brzina vrtnje*. Daljnjim porastom brzine vrtnje smanjuje se ekscentricitet, (Slika 3.90. c), a kod beskonačno velike brzine vrtnje bi se moglo očekivati da rukavac centrično rotira u blazinici ležaja. U tom slučaju bi mazivi sloj bio jednako „debeo“ u svim smjerovima (najveća debljina mazivog sloja), (Slika 3.90. d). Slika (Slika 3.90. e) prikazuje razdiobu tlaka ulja, koja je jednaka površinskom tlaku na blazinicu.



Slika 3.90. Hidrodinamičko podmazivanje kod radijalnih kliznih ležaja

Debljina uljnog filma (h_o) ovisi od opterećenja ležaja. Povećanjem opterećenja ona se smanjuje, a kod prevelike sile odnosno kod prevelikog površinskog tlaka, može čak probiti uljni film. Što je viši površinski tlak, a brzina klizanja manja, viskozitet maziva mora biti to veći.

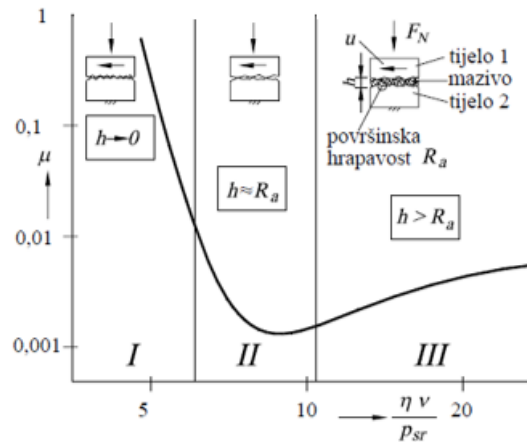
Odnosi u sloju maziva između dviju kliznih površina opisuju se Stribeckovom krivuljom, (Slika 3.91.), koja pokazuje utjecaj dinamičke viskoznosti sredstva za podmazivanje (η), srednjeg tlaka (p_{sr}) u ležaju i kutne brzine rukavca (ω) (ili obodne brzine v) na faktor trenja klizanja (μ). Primjećuje se da je trenje mirovanja ($v = 0$) neovisno o veličini tlaka (p). Povećanjem obodne brzine (v), odnosno broja okretaja (n), faktor trenja naglo pada. Zbog viskoznosti maziva nastaje *tekuće trenje* koje zbog turbulencije u sloju maziva raste s povećanjem brzine, odnosno broja okretaja.

Da bi se ostvarilo hidrodinamičko podmazivanje odnosno plivanje rukavca u ležaju (a time i tekuće trenje), potrebno je da se kanali za dovodenje i razvođenje ulja za podmazivanje nalaze u neopterećenom dijelu blazinice, a to je redoviti gornji dio blazinice.

Također je potrebno da najmanja debljina uljnog filma (h_o) bude veća od kritične debljine uljnog filma h_{kr} : $h_o > h_{kr} + (2...5) \mu\text{m}$. Kritična debljina uljnog filma računa se prema izrazu: $h_{kr} = R_{z1} + R_{z2} + \Delta h$, gdje srednje visine neravnine R_{z1} i R_{z2} ovise o primijenjenom načinu obrade, odnosno klasi površinske hrapavosti. Veličina Δh uzima u obzir neparalelnost osi rukavca i blazinice, progib osovine duž ležaja, te odstupanje uzdužnog presjeka rukavca i blazinice od nominalnog profila. Ako su maksimalni progib osovine između dva oslonca i raspon između ležajeva l nepoznati podaci, uvjet hidrodinamičkog podmazivanja se računa približno:

$$h_o > (1,5...3) \cdot (R_{z1} + R_{z2}).$$

Ukoliko ovaj uvjet nije ispunjen, potrebno je ponoviti proračun sa smanjenom vrijednosti srednjeg tlaka u ležaju, tj. s povećanim dimenzijama ležaja. Prema iskustvenim podacima, minimalna debljina mazivog sloja da bi se ostvarilo tekuće trenje treba iznositi 3 do 5 μm , a za mješovito trenje minimalna debljina je manja od 0,3 μm .



Slika 3.91. Faktor trenja u ovisnosti o brzini vrtnje pri hidrodinamičkom podmazivanju (krivulja po Stribecku) I - granično podmazivanje, II - mješovito podmazivanje, III - hidrodinamičko podmazivanje

Maziva: prema agregatnom stanju maziva mogu biti: tekuća maziva-ulja, žitka maziva-masti i kruta maziva (grafit i molibdensulfid). Najvažnija maziva za ležaje su tekuća maziva-ulja, koja mogu biti mineralna i sintetička. Poznato je da se svakom gibanju tekućine suprotstavlja unutarnje trenje. Ako dvije površine podmazane uljem klize jedna po drugoj, onda se i pojedini uljni slojevi pomiču međusobno uz trenje. Što je trenje veće, to je tzv. žilavost tekućine veća. Ta žilavost tekućine ili otpor kojeg ulje pruža pri protjecanju, se naziva *viskoznost*. Kao mjera za viskoznosti mazive tekućine u gibanju, označava se *dinamička viskoznost* (η). To je ono smično naprezanje koje bi nastalo kad između dva sloja, razmaknuta za jedinicu duljine (1 m), postoji razlika u brzini od jedne jedinice brzine (1 m/s). Jedinica za dinamičku viskoznost (η) je Pascal sekunda (Pas).

Odnos dinamičke viskoznosti i gustoće ulja predstavlja *kinematsku viskoznost* (ν):

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

S obzirom da je viskoznost bitno ovisna o temperaturi (s porastom temperature maziva postaju rjeđa pa im se viskoznost smanjuje), viskoznost se uvijek mora naznačiti u ovisnosti o temperaturi.

Viskoznost motornih ulja označava se posebnom SAE skalom američke udruge automobilskih inženjera. Veći broj oznake označuje veću viskoznost: SAE 10, SAE 30.

Razne vrste maziva razlikujemo na temelju njihovih svojstava. Najvažnija svojstva su:

- boja, o kojoj ne ovisi kvaliteta ulja. Međutim, ako ulje potamni to može biti znak starenja ulja zbog oksidacije i onečišćenja,
- gustoća, koja se mijenja s temperaturom i
- viskoznost ili žilavost tekućine.

Izbor maziva je u najvećoj mjeri stvar iskustva. Opći kriterij za izbor maziva je da mazivo treba imati što veću viskoznost što je veći tlak i što je manja brzina i obrnuto, pri većim brzinama i manjim tlakovima viskoznost mora biti što manja. Osobito su teški uvjeti podmazivanja motora s unutarnjim izgaranjem. Osim visokih tlakova i brzina, ulja su izložena vrlo visokim temperaturama, različitim vrstama onečišćenja (ispušnim plinovima, gareži, djelićima uslijed habanja i sl.) i intenzivnom miješanju sa zrakom. Stoga se tim uljima radi podizanja kvalitete dodaju određeni aditivi.

Ležajni materijali: su materijali s niskim faktorom trenja (bitno u početku gibanja), s visokim dopuštenim specifičnim pritiscima i niskim trošenjem. Stoga se kod kliznih ležaja teži tome da površina rukavaca bude približno tri do pet puta tvrđa od površine blazinice ležaja. Time se trošenja ležaja ograniče prije svega na trošenje blazinice ležaja, koji se u slučaju kritičnog trošenja jednostavno zamijeni. Troškovi su u tom slučaju znatno manji nego kada bi trošenje nastalo na rukavcu osovine ili vratila. Pri odabiru materijala za klizne ležaje, je potrebno voditi računa, kako o materijalu blazinice ležaja, tako i o materijalu rukavca i vrsti-karakteristikama maziva, koji zajedno čine *tribološki sustav*. Svojstva tribološkog sustava su najznačajnija svojstva za ispravan rad kliznih ležajeva pri graničnom i mješovitom trenju. Tribološki sustav bi trebao imati sljedeća antifriksijska svojstva:

- sposobnost razrađivanja ležaja,
- prilagodljivost elastičnim i plastičnim deformacijama,
- odgovarajuću dinamičku čvrstoću i otpornost na dodirni tlak,
- ne smiju dopustiti zaribavanje pri kratkotrajnom radu ležaja na suho,
- moraju se dati dobro uglačati i omogućiti dobru prionljivost ulja,
- moraju se što jednoličnije rastezati s povećanjem temperature,
- moraju imati dobru otpornost na temperaturu i koroziju, i moraju dobro voditi toplinu.

Budući ne postoji materijal koji udovoljava svim ovim zahtjevima, u praksi se odlučuje za takav materijal rukavca i blazinice ležaja kojim će se uz upotrijebljeno sredstvo podmazivanja postići najbolja svojstva tribološkog sustava.

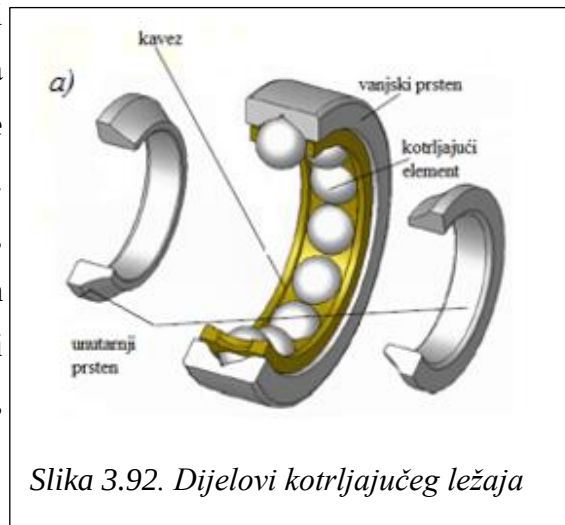
Za blazinice ležaja najviše se koriste sljedeći materijali:

- *neželjezni metali* (cink, kositar, olovo, bakar, aluminij) i njihove legure, zbog dobrih kliznih svojstava pri nedovoljnom podmazivanju. Međutim treba imati u vidu da su njihova svojstva čvrstoće ovisna o temperaturi, pa se upotrebljavaju se samo u određenom temperaturnom području,
- *bijele kovine* (ležajne legure na bazi kositra i olova) i
- *različite vrste bronci*,
- *umjetne mase: termoplasti, duroplasti i fluorirani ugljikovodici* (posebna vrsta voska koji su otporni na kiseline i lužine). Umjetne mase su primjerene prvenstveno tamo gdje nije dovoljno podmazivanje uljem ili mašću, npr. u tekstilnoj industriji, i gdje postoji opasnost od korozije.

S obzirom da su ležajni materijali vrlo skupi i trebaju udovoljiti visokim eksploatacijskim zahtjevima, oni se postavljaju u ležajne blazinice u više tankih slojeva, pa imamo bimetalne ili višemetalne blazinice.

3.4.4. Kotrljajući (valjni) ležaji

Kotrljajući (valjni) ležaji su strojni elementi koji omogućavaju okretno gibanje rukavca osovina ili vratila. Pri tome se gibanju pojavljuje trenje kotrljanja između kotrljajućih tijela i rukavca. Sastavljeni su od unutarnjeg i vanjskog prstena, između kojih se u odgovarajuće oblikovanom kavezu (držaču), (Slika 3.92.), po izrađenoj stazi kotrljanja rotiraju kotrljajuća tijela (kugle, valjci, konusi, bačvice, iglice), sl. 3.93 a-e.



Osim što imaju zadatak da kotrljajuća tijela pravilno rasporede u ležaju i onemoguće njihov međusoban dodir, kavez olakšava i montažu ležaja koji se montiraju u dijelovima.

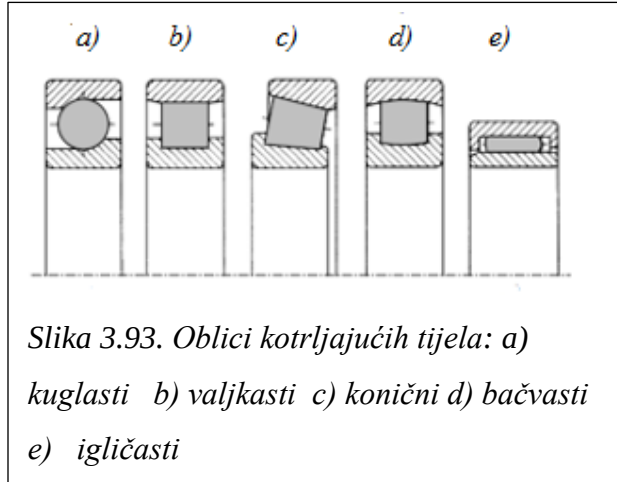
Kotrljajuća tijela i prsteni standardnih ležaja izrađeni su od zakaljenog čelika. Držači su od čeličnog lima, prešani ili mehanički obrađeni.

Prednosti kotrljajućih ležaja u usporedbi s kliznim ležajima:

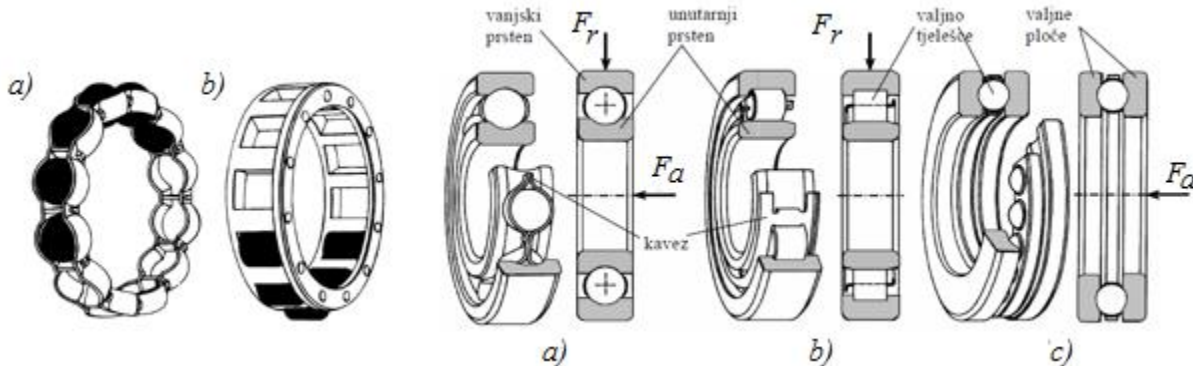
- zbog manjeg faktora trenja pri kotrljanju, (25 do 50 % manji u odnosu na faktor trenja klizanja), kotrljajući ležaji se manje zagrijavaju i rade s manjim gubicima energije,
- zbog malog trenja kod pokretanja, prikladni za primjenu na strojevima koji se često pokreću i zaustavljaju, kao što su motorna vozila,
- visoka nosivost pri relativno malim dimenzijama,
- precizna vrtnja zbog manjih zračnosti među kotrljajućim elementima,
- jednostavno održavanje (ne zahtijevaju nadzor),
- troškovi održavanja su niski,
- troše malo maziva i nije im potrebno uhodavanje,
- moguć rad u svim položajima,
- standardizirani su, pa je time osigurana jednostavna zamjenjivost ležajeva,
- mala širina i težina.

Nedostaci kotrljajućih ležaja su:

- veća osjetljivost na udarna opterećenja,
- slaba otpornost na mehaničke vibracije,
- bučniji rad i viša cijena u odnosu na klizne ležaje,
- sastavljeni su iz velikog broja pojedinačnih dijelova,
- nisu reparabilni, tj. u slučaju kvara treba zamijeniti čitav ležaj,
- zahtjevnija montaža i demontaža.



Kotrljajući ležaji mogu istodobno prenositi radijalno i aksijalno opterećenje, samo radijalno ili samo aksijalno opterećenje. S obzirom na opterećenje koje prevladava, razlikuju se *radijalni* i *aksijalni kotrljajući ležajevi*, (Slika 3.94.).



Slika 3.94. Lijevo: Kavez za vođenje kotrljajućih tijela: a) limeni kavez za kuglice, b) masivni kavez za valjke. Desno: Osnovni elementi kotrljajućih ležajeva: a) radijalni kuglični ležaj b) radijalni valjkasti ležaj c) aksijalni kuglični ležaj

Radijalni kotrljajući (valjni) ležaji su u biti namijenjeni za prenošenje radijalnih opterećenja, iako neke izvedbe omogućavaju i prijenos aksijalnih opterećenja. Međusobno se razlikuju prije svega prema obliku kotrljajućih tijela. U praksi se najviše upotrebljavaju *kuglični ležajevi* u kojima su kotrljajuća tijela kuglice. Najčešći standardni oblici kotrljajućih ležaja prikazani su na (Slika 3.95. a – g).

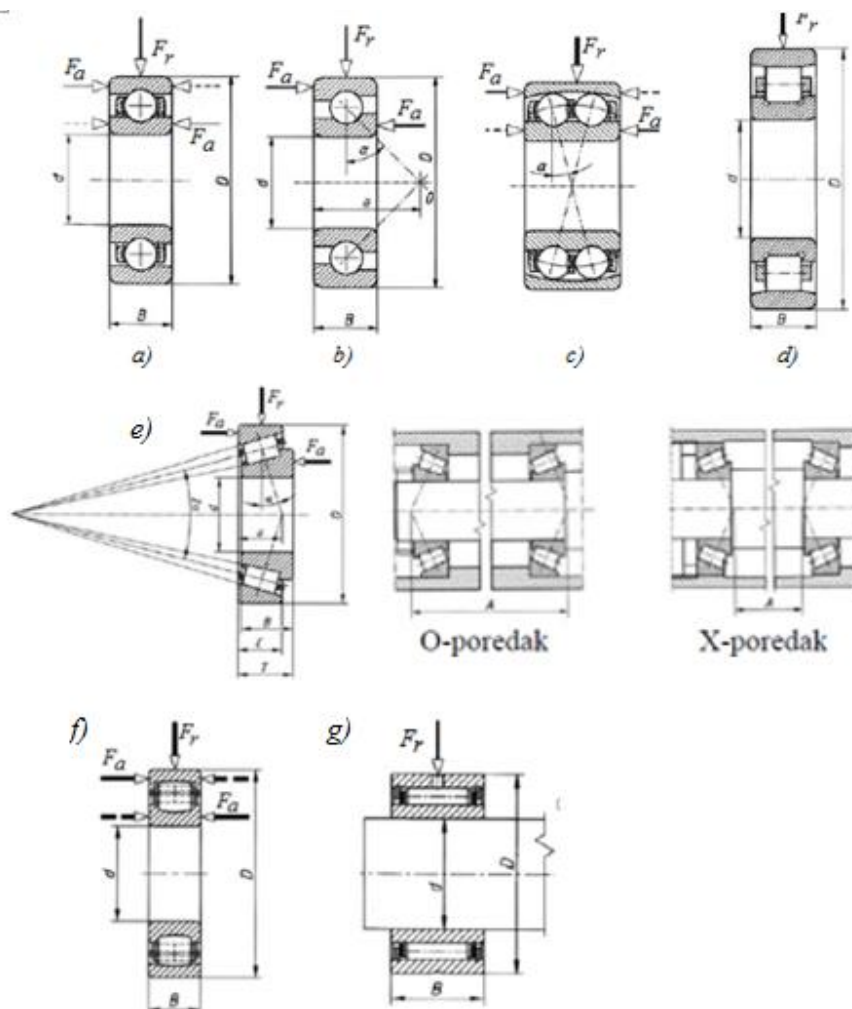
Radijalni kuglični ležaj, (Slika 3.95. a), je najčešće je u upotrebi. Zbog visoke radijalne i manje aksijalne nosivosti, zbog uporabe pri visokim brojevima okretaja i zbog jednostavne konstrukcije, široko su primjenjeni u strojarstvu i na vozilima. Vodeće površine ležaja ne treba podmazivati, a ležaj nije rastavljiv.

Kuglični ležaj s kosim dodirom, (Slika 3.95. b), može preuzeti i veće aksijalne sile, ali samo u jednom smjeru, zbog toga jer dodirne osi s radijalnom ravninom zatvaraju kut 20° do 40° . Ležaj može biti rastavljiv i nerastavljiv. Često se koristi za ugradnju u prednje kotače vozila.

Dvoredni samopodesivi kuglični ležaj, (Slika 3.95. c), kod kojeg kuglice, kavez i unutarnji prsten čine cjelinu koja ima mogućnost da se u odnosu na vanjski prsten postavi u razne položaje. Primjenjuje se na mjestima gdje je točnost montaže problematična i može se prilagoditi u slučaju odstupanja položaja osovine/vratila do 4° (poljoprivredni strojevi, transportni uređaji, strojevi za obradu drveta i sl.). Podnosi radijalne i aksijalne sile u oba smjera.

Cilindrični (valjkasti) ležaj, (Slika 3.95. d), preuzima isključivo radijalnu silu. Omogućava aksijalno pomicanje unutarnjeg u odnosu na vanjski prsten - npr. zbog toplinskih dilatacija. Primjenjuju se u elektromotorima srednjih i većih snaga, prijenosnicima i željezničkim vozilima.

Kod *koničnog (stožastog) ležaja*, (Slika 3.95. e), staze kotrljanja su dijelovi konusa, čiji vrh leži u osi rotacije ležaja. Pri opterećenju sile djeluju okomito na staze kotrljanja. Podnosi znatne radijalne i aksijalne sile, ali samo u jednom smjeru, pa se obično ugrađuju dva ležaja radi preuzimanja aksijalnog opterećenja u oba smjera. Montiraju se u paru u "O-poretku" ili "X-poretku". Ležajevima se lako podešava zračnost, pa se primjenjuju na transportnim sredstvima kao što su kamioni i kamionske prikolice.

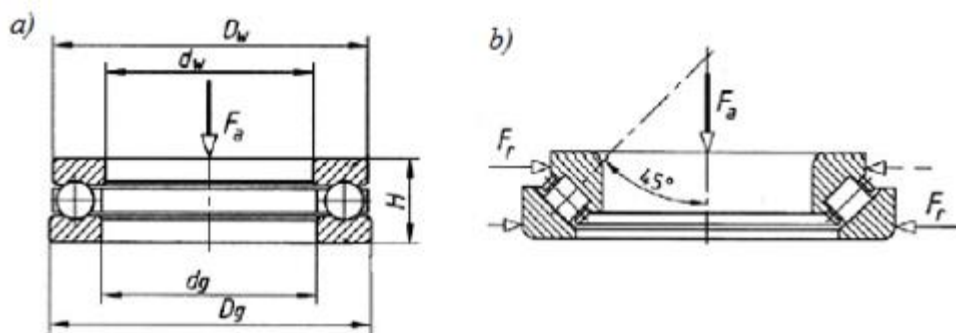


Slika 3.95. Najčešći standardni oblici kotrljajućih ležajeva: a) kuglični ležaj b) kuglični ležaj s kosim dodirom c) dvoredni samopodesivi kuglični ležaj d) cilindrični (valjkasti) ležaj e) konični (stožasti) ležaj f) bačvasti ležaj g) igličasti ležaj

Bačvasti ležaj, (Slika 3.95. f), može biti s jednim ili dva reda bačvica. Slično kao i samopodesivi kuglični ležaji, kutno su pokretljivi i zato neosjetljivi na kutno odstupanje vratila, ali u usporedbi s njima imaju višu nosivost u radijalnom i u aksijalnom smjeru. Bačvasti ležaji su općenito ležaji upotrebljivi za velika opterećenja.

Kod *igličastog ležaja*, (Slika 3.95. g), kotrljajuća tijela su iglice (valjci manjih promjera) koji osiguravaju relativno veliku nosivost unatoč malim poprečnim presjecima. Izrađuju se s unutarnjim prstenom ili bez njega, a primjenjuju se u slučajevima kada je prostor za ugradnju u radijalnom smjeru ograničen. Preuzima isključivo radijalnu silu i može biti bez vanjskog, bez unutarnjeg ili bez oba prstena. U tom se slučaju stavlja izravno u provrt ili na osovinu, čije površine na mjestu nalijezanja moraju imati visoku tvrdoću i malu hrapavost.

Aksijalni ležaji: prenose isključivo aksijalno opterećenje (sila djeluje u osi osovine/vratila). Sastavljeni su od dvije kružne prstenaste ploče između kojih je uzdužno oblikovan vijenac kotrljajućih elemenata. Ležaji su rastavljivi. Kao kotrljajuća tijela se koriste kuglice, valjčići, krnji konusi i iglice. Na slici 3.101 a, i b, su prikazani neki standardni aksijalni ležaji.



Slika 3.96. Aksijalni ležaji: a) kuglični aksijalni ležaj b) samopodesivi aksijalno-radijalni kuglični ležaj

Proračun kotrljajućih (valjnih) ležaja: ležaji, bez obzira bili klizni ili kotrljajući, predstavljaju oslonce osovine i vratila. Na osovine djeluju sile od različitih tereta, a na vratila još i sile od zupčanika, remenica, lančanika, spojki itd., koje ležaj mora preuzeti na sebe. Proračunati kotrljajući ležaj znači pronaći (odabrati) takav ležaj koji će biti u stanju da, uz određenu pouzdanost ostvari taj zadatak. Kotrljajući ležaji su standardizirani, pa je za njih potrebno napraviti samo

kontrolni proračun trajnosti i dinamičke nosivosti. Dakle, u svrhu proračuna ležaja, proizvođači ležaja, nude svoje kataloge u kojima se nalaze podaci o *dinamičkoj* (C) i *statičkoj* (C_0) nosivosti ležaja, koje u određenim uvjetima predstavljaju dopušteno opterećenje ležaja. Dakle, potrebna veličina ležaja za određeno ležajno mjesto određuje se na temelju vrste ležaja i njegove nosivosti, prisutnih opterećenja, projektnog vijeka trajanja i pogonske sigurnosti. *Dinamička* (C) i *statička* (C_0) nosivost ležaja predstavljaju osnovna obilježja ležajeva i nalaze se u odgovarajućim katalogima proizvođača (FAG, SKF, itd.).

Statička nosivost (C_0), je ono opterećenje koje izaziva deformaciju od 0,01% promjera kotrljajućeg tijela. Za svaki tip ležaja ova vrijednost se nalazi u tablicama.

Dinamička nosivost (C), je kriterij nosivosti pri odabiru dinamički opterećenih ležaja, odnosno ležaja kod kojih je prisutna rotacija pod opterećenjem. Tablične vrijednosti se dobivaju eksperimentalno i nalaze se u katalogima proizvođača. Dinamička nosivost se određuje na temelju vijeka trajanja ležaja. Naime, na stazama kotrljanja pojavljuju se nakon izvjesnog vremena, ovisno o visini opterećenja, inicijalne pukotine – prvi znakovi umora materijala. Tu pojavu prati najprije pojava finih površinskih pukotina, a kasnije dolazi do ljuštenja staza kotrljanja. Dakle, *dinamička nosivost* (C) je ono opterećenje uz koje 90% ležajeva istog tipa postigne jedan milijun okretaja, bez pojave oštećenja uslijed zamora.

Nominalna trajnost pojedinog ležaja (L_n) - vijek trajanja, definirana je kao broj okretaja (ili sati rada pri konstantnom broju okretaja) koje ležaj učini prije prvih znakova umora materijala prstena ili kotrljajućih tijela. Rezultati ispitivanja pokazuju da je vijek trajanja, izražen u milijunima okretaja, u rasponu 6 do 208 milijuna okretaja. Ovako veliko rasipanje vremena do pojave umora materijala (rasipanje vijeka trajanja) kreće se u području od 1:30 do 1:40. Ono je ponajviše uzrokovano nejednolikom raspodjelom tlaka kotrljajućih elemenata, kao posljedice neizbježnih razlika u promjerima kotrljajućih tijela (tolerancije). Na rasipanje utječe još i veličina vanjskog promjera ležaja, kvaliteta površinske obrade, promjenjivost vanjskog opterećenja i drugo. Budući je utjecaj svih ovih faktora nemoguće računski obuhvatiti, ne može se niti odrediti točna trajnost pojedinog ležaja. Stoga je ona definirana kao *nominalna trajnost* dobivena na temelju računa vjerojatnosti obradom rezultata velikog broja ispitivanja. Dakle, *nominalna trajnost* (L_n) kotrljajućeg ležaja je onaj ukupni broj okretaja kojeg dostigne ili premaši 90 % ležaja jedne serije podvrgnutih istim uvjetima pogona.

$$L_n = 10^6 \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^\varepsilon \text{ (okretaja)}$$

gdje je: L_n (okr) vijek trajanja unutarnjeg prstena izraženu milijunima okretaja do pojave prvih znakova zamora,

C (N) dinamička nosivost ležaja, označuje ono dopušteno opterećenje pri kojem nominalna trajnost iznosi 10^6 okretaja,

F (N) ekvivalentno (idealno) dinamičko opterećenje ležaja. To je konstantno isključivo radijalno opterećenje radijalnog ležaja ili konstantno isključivo aksijalno opterećenje aksijalnog ležaja $F = xF_r + yF_a$, pri čemu je F_r - radijalno opterećenje, F_a - aksijalno opterećenje, x, y – faktori vrste i veličine ležaja (tablično definirani),

ε eksponent vijeka trajanja (konstanta ležaja), $\varepsilon = 3$ ako je teorijski dodir kotrljajućeg tijela i staze kotrljanja u jednoj točki (npr. kuglični ležaji), $\varepsilon = 3,33$ za teorijski dodir u liniji (npr. valjkasti ležajevi).

Iz gornjeg izraza je vidljivo da je vijek trajanja unutarnjeg prstena, $L_n = 10^6$, za $C = F$, pa odatle slijedi definicija dinamičke nosivosti kotrljajućeg ležaja: to je ono ekvivalentno dinamičko opterećenje pri kojem nominalni vijek trajanja iznosi milijun okretaja, pri čemu se pretpostavlja da je opterećenje konstantno po smjeru i po veličini i da djeluje centralno na ležaj.

Kod konstantnog broja okretaja vratila (n), vijek trajanja se može proračunati u satima:

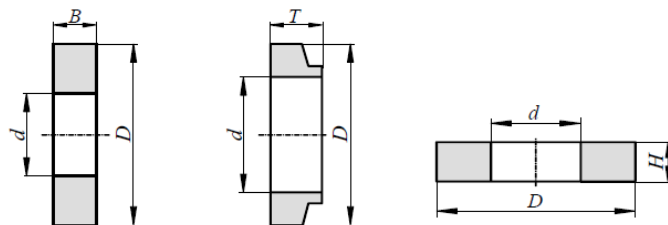
$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^\varepsilon \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \text{ (sati)}$$

Trajnost ležaja ovisi o namjeni stroja u kojem je ležaj ugrađen, o opterećenju ležaja, a kreće se unutar iskustvenih vrijednosti, definiranih u tablici (Tablica 3.8.).

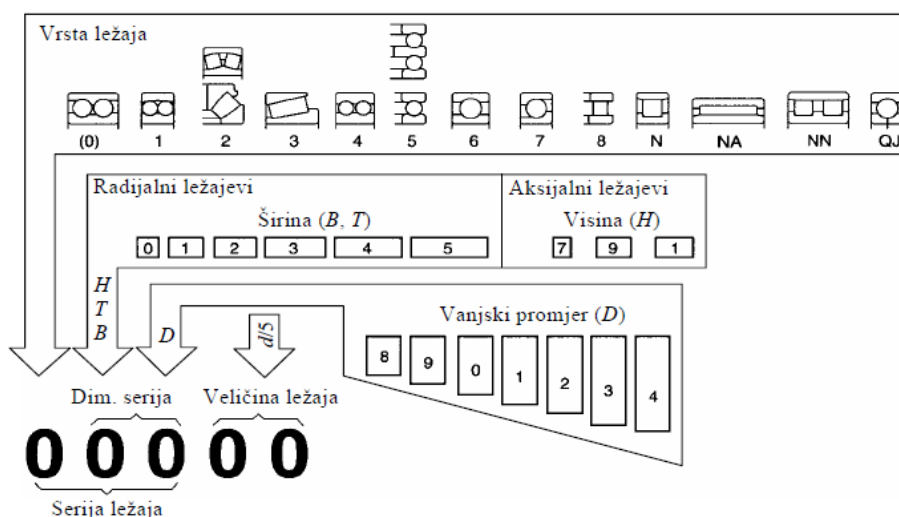
Tablica 3.8 Iskustvene vrijednosti trajnosti ležaja

Uređaj	Trajnost L_h
Kućanski aparati	1500 do 3000
Alatni strojevi	15000 do 25000
Dizalice	10000 do 15000
Elektromotori snage < 4 kW	8000 do 15000
Srednji elektromotori	15000 do 25000
Veliki elektromotori	20000 do 30000
Automobili	2000 do 5000
Teretni vagoni	20000
Putnički vagoni	40000
Propelerske osovine velikih brodova	80000 do 100000

Označavanje kotrljajućih ležaja: osnovna oznaka kotrljajućih ležaja je sastavljena prema DIN 623 od odgovarajuće kombinacije brojeva i slova, kao što to prikazuje slika (Slika 3.98.).



Slika 3.97. Uz označavanje ležaja: a) radijalni ležaj b) konični ležaj c) aksijalni ležaj



Slika 3.98. Osnovna oznaka kotrljajućih ležaja prema DIN 623

Prvi broj ili slovo u osnovnoj oznaci predstavlja vrstu ležaja, koja može biti:

- | | |
|----|---|
| 0 | dvoredni kuglični ležaj s kosim dodirom |
| 1 | samopodesivi kuglični ležaj |
| 2 | radijalni i aksijalni bačvasti ležaji |
| 3 | konični ležaji |
| 4 | jednostavni dvoredni kuglični ležaji |
| 5 | aksijalni kuglični ležaji |
| 6 | jednostavni jednoređni kuglični ležaji |
| 7 | jednoređni kuglični ležaji s kosim dodirom |
| 8 | aksijalni valjkasti ležajevi |
| N | jednoređni valjkasti ležajevi (s obzirom na izvedbu može i NJ, NU, NUP, itd.) |
| NA | igličasti ležajevi |

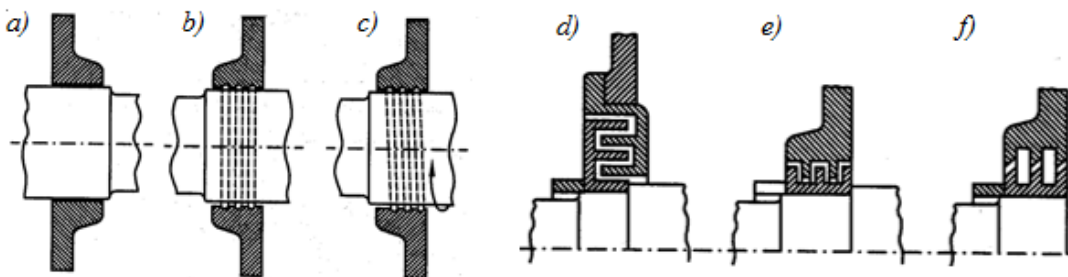
NN	dvoredni ili višeredni valjkasti ležajevi
QJ	kuglični ležajevi s dodirom u četiri točke

Drugi i treći broj zajedno predstavljaju *dimenzijsku seriju*. Pri tome treći broj znači *red vanjskog promjera* (brojevi 8, 9, 0, 1, 2, 3 i 4), prema kojoj odabranom promjeru uvrta (d) odgovara precizno određeni vanjski promjer ležaja (D). Broj na drugom mjestu definira za svaki pojedini red vanjskog promjera odgovarajući *red širine* za radialne ležaje (brojevi 0, 1, 2, 3, 4 i 5 koji definiraju širinu ležaja B ili T), odnosno *red visine* za aksijalne ležaje (brojevi 7, 9 i 1 koji definiraju visinu ležaja H). Geometrijske dimenzije kotrljajućih ležajeva, koje moraju odgovarati dimenzijskoj seriji, standardizirane su prema DIN 616. Vrsta ležaja i dimenzijska serija zajedno predstavljaju *seriju ležaja*.

Zadnja dva broja osnovne oznake označuju unutarnji promjer ležaja d (jednak promjeru rukavca), koji istovremeno definira *veličinu ležaja*. Promjeri od 17 mm do 480 mm označavaju se tako da se brojčana vrijednost promjera podijeli s 5. Promjeri iznad 480 mm označavaju se stvarnim brojem milimetara, a za promjere manje ili jednake 17 mm vrijedi: 00=10 mm, 01=12 mm, 02=15 mm, 03=17 mm.

Podmazivanje kotrljajućih ležajeva provodi se u cilju smanjenja trenja i habanja ležaja, zaštite ležaja i radnih površina od korozije, odvođenje topline koja se pojavljuje pri radu ležaja, brtvljenja ležaja i smanjenja buke koju stvara ležaj. Obično se maziva dijele na tekuća (maziva ulja), na plastična (mazive masti), na čvrsta (grafit) i na plinovita maziva (zrak). Maziva koja dolaze u obzir su mineralne masti, mineralna ulja i tvrda maziva. Što se tiče izbora maziva, glavni kriteriji su radni uvjeti ležaja koji su određeni veličinom ležaja, brojem okretaja, opterećenjem, radnom temperaturom i načinom brtvljenja.

Brtvljenje ležaja i vratila protiv izlaska masti provodi se u cilju sprječavanja prodiranja nečistoća bilo koje vrste u ležaj, kao i izlaženje maziva iz ležaja. Mjerilo zabrtvljenosti predstavlja stupanj propustljivosti zabrtvljenog spoja, odnosno količina isteklog fluida u jedinici vremena. Brtvljenje se može provesti na dva načina, (Slika 3.99.):

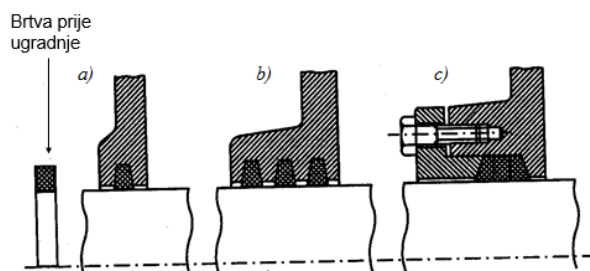


Slika 3.99. Brtvljenje ležajeva i vratila bez brusnog djelovanja (nedodirno brtvljenje) a) brtvljenje procjepom b) brtvljenje koncentričnim žljebovima bez brusnog djelovanja c) brtvljenje žljebovima u obliku zavojnice bez brusnog djelovanja d) aksijalno labirintno brtvljenje e) radijalno labirintno brtvljenje f) aksijalno labirintno brtvljenje kod samoprilagodljivih ležaja

- bez brusnog djelovanja (nedodirno brtvljenje): brtvljenje procjepom, žljebovima, labirintno brtvljenje, (Slika 3.99. a-f), i
- s brusnim djelovanjem (dodirno brtvljenje): brtvljenje mekim tvarima (pust, koža, guma i sl.), brtvljenje s više prstena, brtvljenje brtvenicama, brtvljenje radijalnim brtvenim prstenima, manžetama, (Slika 3.99. a-c).

Brtvljenje bez dodira funkcionira pouzdano samo u slučaju ako unutarnji pretlak ne može istisnuti mast i ako se rascjepi ili labirinti okreću centrično.

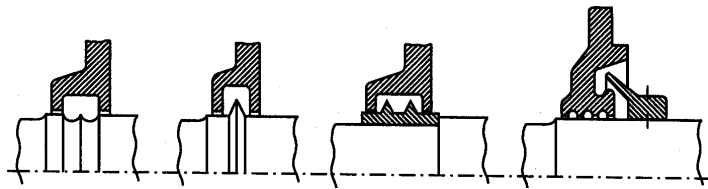
Brtvljenje s brusnim djelovanjem se postiže tako da se neka mekša tvar priljubi uz vratilo na mjestu njegova prolaska kroz kućište ležaja. U ovom slučaju dolazi do trenja, osobito ako montaža nije dobro izvedena pa brtva struže po vratilu i može ga oštetiti. Stoga se preporučuju samo za male brzine vrtnje vratila.



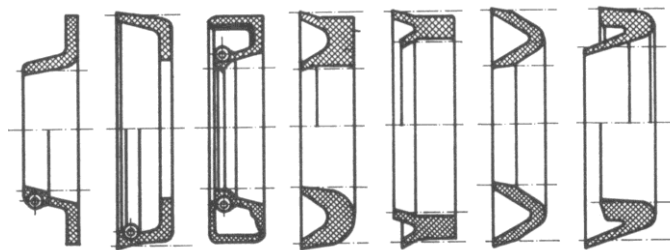
Slika 3.100. Brtve s brusnim djelovanjem (dodirno brtvljenje): a) s jednim prstenom, s prstenovima u nizu, s tri prstena u jednoj brtvenici

Brtvljenje ležaja i vratila protiv istjecanja ulja: brtvljenje se može provesti također na dva načina:

- bez brusnog djelovanja (nedodirno brtvljenje): brtvljenje žljebovima i prstenima, (Slika 3.101.) i
- s brusnim djelovanjem (dodirno brtvljenje): brtvljenje različitim vrstama manžeta, radijalnim prstenima, (Slika 3.102.).



Slika 3.101. Žljebovi i prsteni za odbacivanje ulja zbog brtvljenja protiv izlaska ulja



Slika 3.102. Brtvljenje manžetama (brtvljenje brusnim djelovanjem)

3.4.5. Spojke

Spojke su strojni elementi koji služe za prijenos okretnog momenta s pogonskog na gonjeni stroj, za zaštitu uređaja gonjenog stroja pri eventualnom preopterećenju, kao i za prigušivanje torzijskih vibracija spojenih vratila.

Osim ove osnovne funkcije, pojedine vrste spojki mogu imati i dodatnu funkciju:

- prilagodbu koaksijalnog odstupanja osi vratila (radijalnog ili kutnog) nastalog netočnom izradom, netočnom ugradnjom ili odstupanjima pod djelovanjem opterećenja,
- uspostavljanje ili prekid prijenosa okretnog momenta,

- prijenos okretnog momenta, koji može biti s prenošenjem udara i vibracija ili s njihovim manjim ili većim prigušivanjem,
- prijenos okretnog momenta, koji može biti stalan ili povremen, u jednom ili oba smjera, s ograničenim vrijednostima brzine ili momenta.

U pravilu, spojka se ugrađuje neposredno nakon izvora snage (motora) gdje je broj okretaja najveći, a opterećenje najmanje. Na taj se način dobivaju spojke manjih dimenzija i masa. Budući spojke rotiraju, moraju biti statički i dinamički uravnotežene (izbalansirane).

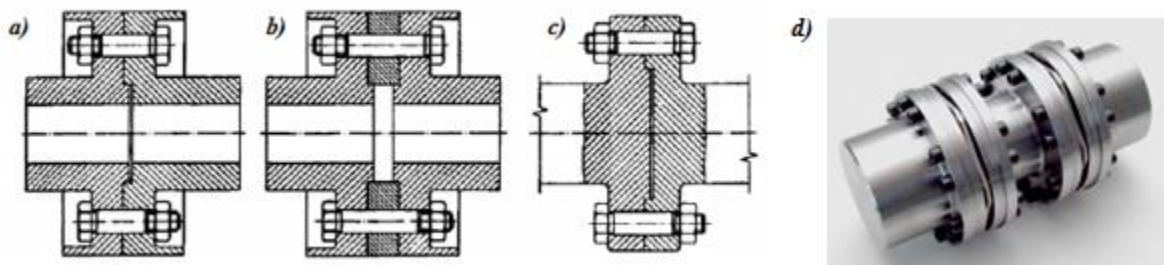
Upravljanje radom spojke može biti mehaničko, hidrauličko ili električno, s prekidom rada strojnog sustava ili bez prekida.

Prema funkciji, spojke dijelimo na:

1. krute,
2. kompenzacijske,
3. elastične,
4. isključne i uključno isključne, te
5. specijalne.

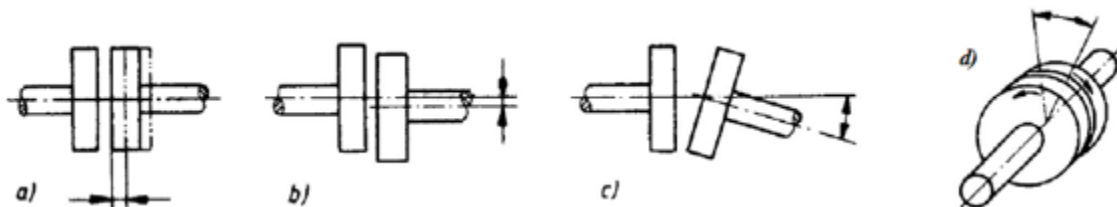
Krute spojke kruto povezuju dva vratila, te ostvaruju nepokretnu vezu spojenih vratila pri čemu se ona ponašaju kao jedna cjelina. Budući da kod krutih spojki nisu moguća međusobna aksijalna ni radijalna pomicanja vratila, osi vratila moraju se međusobno geometrijski podudarati i prilikom ugradnje i tijekom rada. Kad to ne bi bio slučaj, nastajala bi u radu dodatna opterećenja vratila i njihovih oslonaca (ležaja). Budući da kruta spojka u potpunosti prenosi i momente torzije i momente savijanja, ona treba biti postavljena što bliže ležaju. Krutim se spojkama, zato, najčešće spajaju duga i elastična vratila (transmisijska vratila, a rjeđe vratila pogonskog i radnog stroja).

Najčešće rabljena kruta spojka je kolutna spojka, sl. 3.108. Sastavljena je od dva koluta iz sivog ljeva, koji se pomoću pera (klinova bez nagiba) montiraju na krajeve vratila, a kolutovi su međusobno povezani dosjednim vijcima, sl. 3.108 *a* i *b*. Rade se za promjere vratila do 160 mm. Centriraju se pomoću nastavka na jednom kolutu, ili dodatnim prstenom. Mogu povezivati i vratila različitih promjera. Montaža i demontaža je moguća samo ako se vratila odmaknu. Posebna izvedba kolutnih spojki su *prirubne spojke* s prirubnicama dobivenim raskivanjem krajeva vratila, (Slika 3.103. *c*).



Slika 3.103. Kolutne spojke a) s nastavcima za centriranje b) s međupločom za centriranje c) s prirubnicama dobivenim raskivanjem krajeva vratila d) izgled spojke u naravi

Kompenzacijske spojke se koriste u slučajevima kada je pri prijenosu okretnog momenta potrebno dopustiti međusobne pomake vratila. Ti pomaci su posljedica okretanja, temperaturnih rastezanja ili grešaka pri izradi ili montaži. Pomaci mogu biti uzdužni (aksijalni), poprečni (radijalni), kutni i kutni pomak po obodu kod elastičnih spojki, (Slika 3.104. a-d).



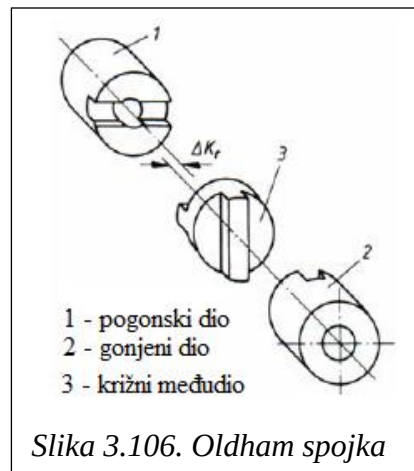
Slika 3.104. Vrste pomaka a) uzdužni pomak b) poprečni pomak (aksijalni) c) kutni pomak (radijalni) d) kutni pomak po obodu kod elastičnih spojki

Primjer kompenzacijske spojke koje izjednačuju dilatacije međusobnim uzdužnim pomicanjem svojih polovica je *kandžasta spojka*. Sastavljena je od dva dijela s odgovarajućim izdancima i urezima. Između njih se može umetati i elastični element koji prigušuje udarce, (Slika 3.105.).



Slika 3.105. Kandžasta spojka

Primjer spojke za kompenzaciju eventualnih poprečnih pomaka i manjih uzdužnih pomaka između vratila je *Oldham spojka*, (Slika 3.106.). Naziva se i križna spojka. Sastoji se od tri dijela: pogonskog, gonjenog i srednjeg križnog dijela. Položaj pogonske i gonjene strane spojke je fiksiran, s njima su fiksirani i pripadajući im svornjaci, pa križni među dio kliže po svornjacima. Često se primjenjuje kod alatnih strojeva.

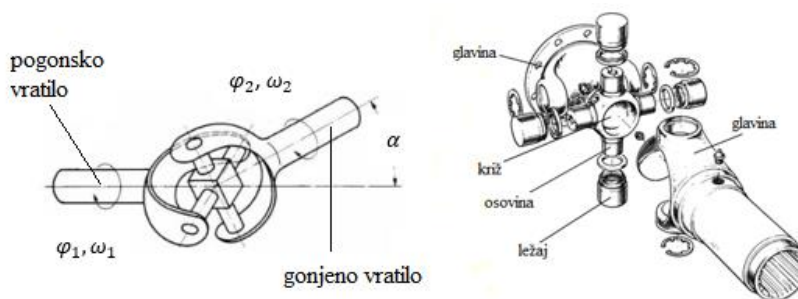


U slučaju kompenzacija velikih poprečnih pomaka upotrebljava se *Schmidtova spojka*, (Slika 3.107.). Dobro prigušuje radijalne vibracije, a primjenom nekih modela moguća je kompenzacija kutnih i uzdužnih pomaka, (Slika 3.107. b).



Slika 3.107. Schmidtova spojka

Spojke za kompenzaciju kutnih pomaka prenose okretni moment preko vratila koja međusobno zatvaraju kut, a koji se tijekom pogona može mijenjati. Takva spojka je *kardanski zglob*, tj. *spojka s križnim zglobom*, (Slika 3.108.).



Slika 3.108. Kardanska spojka

Ove spojke služe za spajanje vratila čije se osi sijeku pod nekim većim kutom ili čije se osi ne poklapaju. Sastoje se od dviju glavina u obliku vilice od lijevanog željeza, s krajevima u obliku čepova, koji su križno uležišteni u vanjskom prstenu. Izrađuju se za promjere vratila do 200 mm i kutove nagiba vratila do 15° . Imaju veliku primjenu na motornim vozilima. Ugrađuju se također u teškom strojarstvu, u gradnji poljoprivrednih strojeva, dizalica, brodova, valjačkih stanova itd.

Nezgodna strana zglobnih spojki je neravnomjernost hoda gonjenog vratila pri konstantnoj kutnoj brzini pogonskog vratila. Brzina vrtnje gonjenog vratila varira tijekom jednog okretaja između:

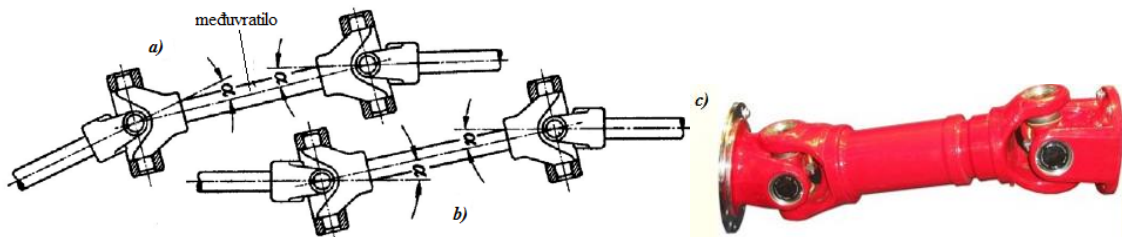
$$n_{max} = \frac{n}{\cos\alpha} \quad \text{i} \quad n_{min} = n \cdot \cos\alpha$$

gdje je: n (min^{-1}) brzina vrtnje pogonskog vratila,
 α ($^\circ$) kut nagiba vratila.

Dakle, veličina te neravnomjernosti zavisna je od veličine kuta nagiba α . Što je veći kut nagiba α , veća je i neravnomjernost hoda gonjenog vratila tijekom jednog okretaja.

Da bi se to izbjeglo, potrebno je ugraditi međuvratilo s dva zgloba, koje onda rotira nejednoliko s malim momentom tromosti. Preduvjet za to je da su oba kuta nagiba α jednaka i da oba zgloba imaju isti položaj, jer bi se inače nejednolikost udvostručila.

Međuvratilom mogu pogonsko i gonjeno vratilo zatvarati međusobno kut i do 40° ili se mogu postaviti na veće radijalne udaljenosti, (Slika 3.109.).

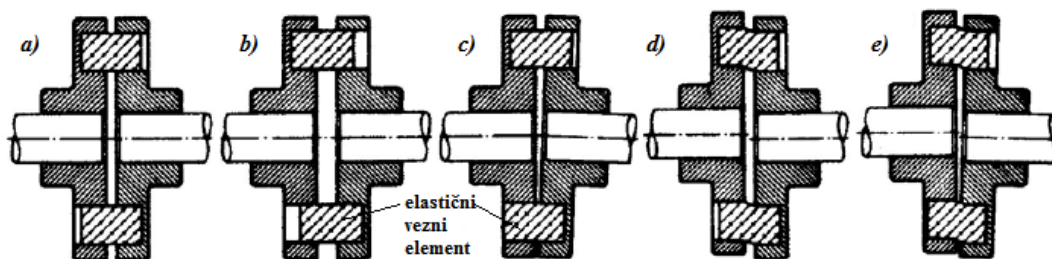


Slika 3.109. Ugradnja kardanskih zglobova: a) između kutno pomaknutih vratila b) između radijalno pomaknutih vratila c) kardansko vratilo

Elastične spojke: zadatak elastične spojke je kompenzacija razlike međusobnog položaja osi vratila, kao i preuzimanje kolebanja okretnih momenata do kojih dolazi tijekom rada (klipni strojevi). Spojke također mogu akumulirati energiju udara na način da ublažavaju udare i udarna opterećenja uslijed naglih ubrzanja strojeva. Između pogonskog i gonjenog dijela spojke nalaze se savojno ili torziono elastični elementi od gume, kože, umjetnih masa, tekstilnih tkanina, čeličnih

opruga, itd. Karakteristika elastičnih spojki je funkcionalna ovisnost okretnog momenta i kuta zakretanja, jedne polovice spojke prema drugoj polovici, $M_0 = f(\varphi)$.

Na slici (Slika 3.110.) shematski su prikazane polovice spojke u različitim međusobnim položajima. Elastični vezni elementi preuzimaju na sebe rad udarnog opterećenja.



Slika 3.110. Kompenzacija razlika međusobnog položaja vratila pomoću elastičnih spojki: a) male razlike položaja b) aksijalne razlike položaja c) kutne razlike položaja d) radijalne razlike položaja e) radijalne i kutne razlike položaja

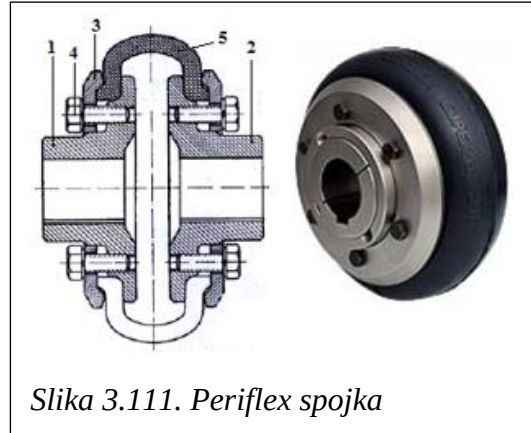
Prednosti elastičnih spojki su:

- mogućnost međusobnog radijalnog i kutnog pomaka,
- prigušenje udara,
- ne traže točnu koaksijalnost vezanih vratila, uz omogućavanje većih aksijalnih i kutnih pomaka,
- mogućnost sprječavanja rezonancije torzijskih vibracija do kojih dolazi zbog kolebanja okretnog momenta.

Nedostatak svih elastičnih spojki je utjecaj povratnih sila elastičnih spojnih elemenata, koje nastoje dovesti do dodatnih radijalnih i aksijalnih opterećenja ležaja.

Postoji velik broj različitih konstrukcija elastičnih spojki. Elastične spojke se biraju iz kataloga proizvođača na osnovi najvećeg momenta M_{max} i pogonskog faktora koji ovisi o vrsti pogonjenog i radnog stroja. U ovisnosti o proizvođaču nose i različite komercijalne nazive. Tako npr. firma “Flender“ proizvodi elastične spojke s ulošcima, tip spojke BIPEX i N-Eupex, Firma “Renk” tip spojke ELCO i td.

Na slici (Slika 3.111.) prikazana je spojka s gumenim obručem (*Periflex spojka*). Spojka je sastavljena iz dva koluta (1) i (2), na koje je s poklopcima (3) i vijcima (4) pričvršćen vezni gumeni obruč (5). Može prenositi okretne momente do $(3 - 4) \cdot 10^4 \text{ Nm}$. Kut međusobnog zakreta kolutova spojke je do 12° , kutni pomak do 4° , aksijalni pomak do 8 mm, a radijalni pomak do 4 mm.



Slika 3.111. *Periflex spojka*

Dobra je strana Periflex spojke da zbog preuzimanja relativno većih radijalnih, aksijalnih i kutnih pomaka, ne zahtijeva točnost pri montaži. Mana je što gumeni obruč djelovanjem okretnog momenta izaziva aksijalne sile koje opterećuju ležaje.

Isključne i uključno – isključne spojke: omogućavaju uključivanje ili isključivanje pogonskog ili gonjenog vratila tijekom mirovanja ili pogona. Isključne spojke prenose okretni moment oblikom, a mogu se isključiti tijekom rada stroja. Uključivanje je moguće samo tijekom mirovanja (ili laganog sinkronog okretanja) vratila. Uključno - isključnim spojkama moguće je uključivanjem spojku staviti u pogon i isključivanjem isključiti iz pogona gonjeno vratilo dok pogonsko rotira. Dijele se na zupčaste, tarne i hidrodinamičke spojke.

Zupčasta spojka je isključna spojka slična krutoj spojci s razlikom da je jedna polovica pomična po vratilu i osigurana klinom protiv zakretanja. Okretni se moment prenosi zubima smještenim na čelu, odnosno obodu spojke. Uključuje se tijekom mirovanja ili pri malim razlikama u broju okretaja pogonskog i gonjenog vratila. Zupci mogu biti različitih oblika, (Slika 3.112.). Primjenjuju se za manje brojeve okretaja vratila i promjera vratila do 100 mm.

Za uključivanje odnosno isključivanje mora postojati poseban uređaj za ukopčavanje odnosno iskopčavanje. Može biti mehanički, pneumatski, hidraulični, elektrohidraulični i elektromagnetski.

Tarne (frikcijske) spojke prenose okretni moment s pogonske na gonjenu stranu, pomoću otpora klizanja, koje nastaje na dodirnim površinama tarne spojke. Radi se o uključno-isključnoj spojci koja omogućava spajanje odnosno razdvajanje vratila tijekom okretanja i punog opterećenja. Osim kao uključno/isključne spojke, koriste se i kao spojke za promjenu smjera okretaja i kao sigurnosne spojke. Okretni moment se postupno prenosi i povećava kao posljedica

proklizavanja prilikom uključivanja, a ovisno o ostvarenom tlaku na tarnim površinama spojke (normalna pritisna sila na obje tarne površine spojke).

Tarne spojke su tako konstruirane da mogu prenijeti najveći okretni moment motora M_{max} s određenim faktorom sigurnosti S , koji predstavlja omjer okretnog momenta kojeg spojka može prenijeti M_s i najvećeg okretnog momenta motora M_{max} : $S = \frac{M_s}{M_{max}}$

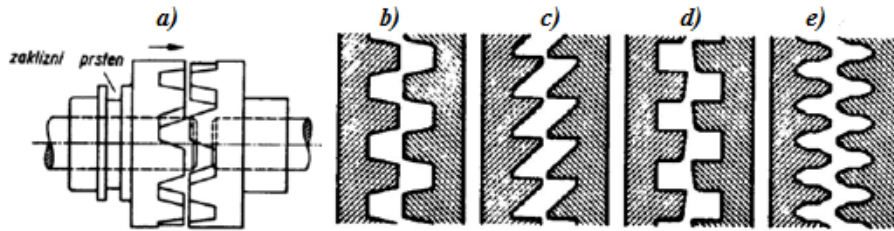
Uobičajene vrijednosti faktora sigurnosti ovise od težine uvjeta eksploatacije i iznose:

$S = 1,3 - 1,6$ za putničke automobile i autobuse

$S = 1,5 - 1,8$ za teretne automobile

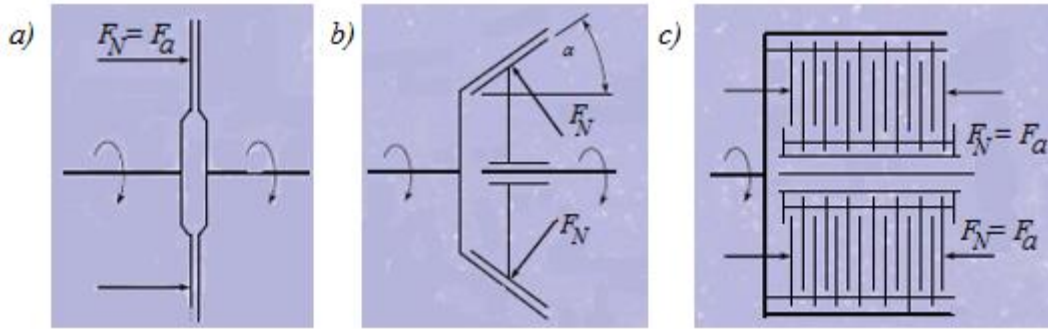
$S = 1,6 - 2,0$ za građevinska vozila

Uključivanje/isključivanje spojke može biti mehaničko, hidrauličko, pneumatsko i elektromagnetsko.



Slika 3.112. a) Isključna kandžasta spojka b) s trapeznim zubima c) s kosim zubima d) sa zubima sa zakošenim čelom e) sa zubima koji omogućuju uključivanje u svakom položaju

Osnovna prednost ovih spojki u odnosu na spojke s trenutnim uključenjem i isključenjem je postupno i dulje trajanje procesa uključivanja, čime se smanjuju inercijske sile ili udari zbog spajanja dijelova koji rotiraju različitim kutnim brzinama. Nedostatak ovih spojki je veće zagrijavanje dodirnih dijelova spojke i nužnost odvođenja topline nastale djelovanjem sila trenja tijekom klizanja. Osim toga, mala čvrstoća frikcijskih materijala za obloge tarnih površina uvjetuje veće promjere i veći broj dijelova. Oblik tarnih površina određuje konstrukcijski oblik tarnih spojki, tako da one prema obliku tarnih površina mogu biti: pločaste ili konične, s jednom ili više lamela, (Slika 3.113.). Aksijalna sila ostvaruje se: mehanički, hidraulički, pneumatski, elektromagnetski.



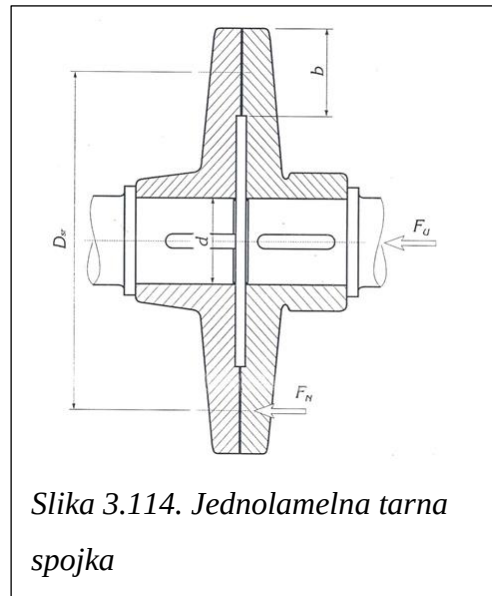
Slika 3.113. Shematski prikaz tarnih spojki a) jednolamelne b) konične c) višelamelne

Najjednostavnija tarna spojka je *jednolamelna tarna spojka*, (Slika 3.114.). Sastoji se od dviju kružnih ploča koje su protiv okretanja osigurane uzdužnim klinom - perom. Ploča na gonjenom vratilu ima klizni dosjed i može se aksijalno pomicati po vratilu. Spojka se uključuje pritiskom gonjene ploče na pogonsku. Uključivanje mora biti postupno, tj. bez udara čime se povećava sila trenja odnosno okretni moment što uzrokuje povećanje broja okretaja. Postupak uključivanja treba biti što kraći kako bi se izbjeglo preveliko zagrijavanje i trošenje spojke.

Da se pri uključenoj spojci ne bi pojavljivalo proklizavanje, sila trenja F_{tr} treba biti veća od obodne sile F_o : $F_{tr} = \mu \cdot F_N > F_o$. gdje je F_o - obodna sila koja se može dobiti iz snage (P), odnosno iz momenta torzije (okretnog momenta), koji se prenosi s pogonskog na gonjeno vratilo. Obodna sila na srednjem promjeru tarne spojke (D_{sr}) jednaka je sili trenja i iznosi:

$$M_t = \frac{P}{\omega} = F_o \cdot \frac{D_{sr}}{2} \quad (\text{Nm}) \quad \rightarrow$$

$$F_o = \frac{2 \cdot M_t}{D_{sr}} = F_{tr} \quad (\text{N})$$



Slika 3.114. Jednolamelna tarna spojka

Sile uključivanja i isključivanja međusobno su jednake, a iz ravnoteže sila u horizontalnoj ravnini slijedi:

$$F_u = F_i = F_N = \frac{F_T}{\mu} = \frac{F_o}{\mu} \quad (\text{N})$$

Tlačno naprezanje tarnih površina iznosi: $p = \frac{F_N}{A} = \frac{F_N}{D_{sr} \cdot \pi \cdot b} \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$

Dakle, sila trenja ovisi o ukupnoj tlačnoj sili F_N (sila opruga, normalna sila) i faktoru trenja klizanja μ . Faktor trenja ovisi o vrsti materijala u dodiru (kod motora za pogon vozila: zamašnjak/obloga) i vrsti trenja $\mu=0,08$ kod mokrih spojki do $\mu=0,45$ kod suhih tarnih spojki. Ukupnu tlačnu silu, kod spojki motornih vozila, daje više zavojnih (6,9 ili 12) ili samo jedna tanjurasta opruga. Kao što se može zaključiti iz gornjeg izraza, ukupna tlačna sila je ograničena dopuštenim tlačnim naprežanjem tarnih površina p . Iskustveno se uzima da je:

$p = 1,7 \text{ _ } 3,5 \text{ bar}$ - za sinterirane lamele

$p = 15 \text{ _ } 20 \text{ bar}$ - za metalokeramičke lamele.

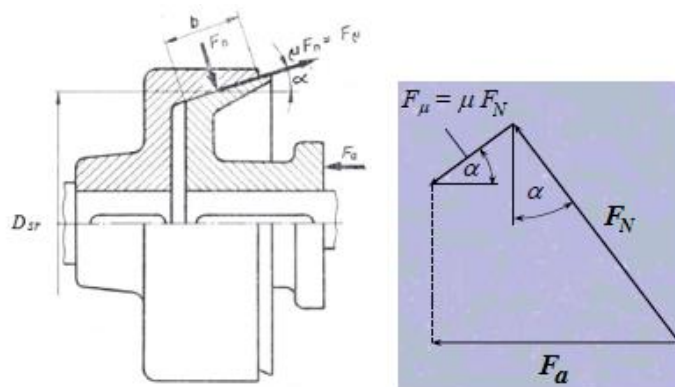
Konična tarna spojka, (Slika 3.115.): ima konične tarne površine što uzrokuje znatno manju silu uključivanja (F_u). Ove spojke mogu biti s jednom ili s dva para tarnih površina. Jednostavne su konstrukcije, ali za pouzdan rad zahtijevaju vrlo točno centriranje oboda, i imaju vrlo malu nosivost pri relativno velikim promjerima. Aksijalna sila uključivanja kod spojke s dva para tarnih površina je znatno manja nego kod spojke s jednom ravnom tarnom površinom. Uključivanjem spojke, na tarnim površinama djeluje normalna sila F_N , i sila trenja klizanja ($F_{tr} = \mu \cdot F_N$). Kut nagiba konusa α , a bira se tako da se izbjegne samokočnost koja bi otežala isključivanje, tj. treba biti zadovoljen uvjet: $\alpha > \arctan \mu$ i zavisi od materijala tarnih obloga. Da bi se postigla što manja sila uključivanja, kut nagiba konusa spojke treba biti što manji (obično je $8 - 10^\circ$, iznimno 15°). Da bi se obodna sila F_o mogla sa sigurnošću prenijeti, mora biti zadovoljen uvjet:

$$F_{tr} = \mu \cdot F_N \geq F_o.$$

Veličina potrebne sile za uključivanje spojke dobije se iz uvjeta ravnoteže sile:

$$F_u = F_N(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \quad (\text{N}).$$

Kad se spojka isključuje, sila trenja djeluje suprotno od slučaja uključivanja, pa sila isključivanja iznosi: $F_i = F_N(\sin \alpha - \mu \cos \alpha) \quad (\text{N}).$



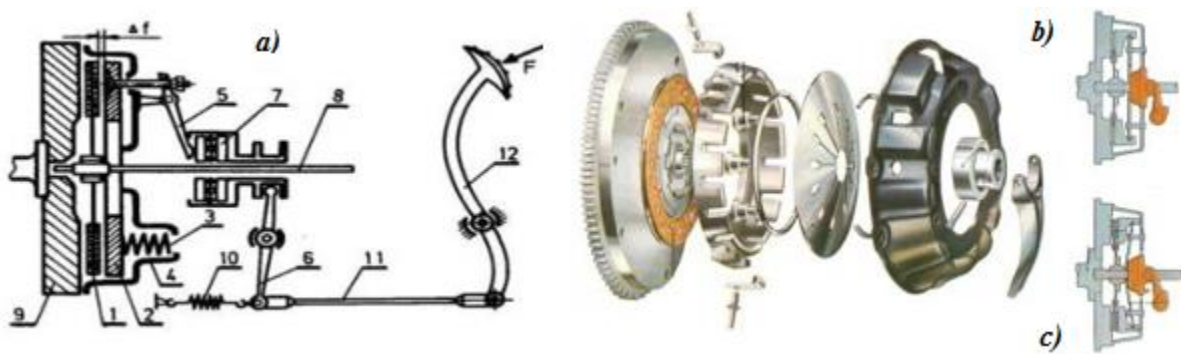
Slika 3.115. Konična tarna spojka

Kod tarnih je spojki vrlo važan faktor trenja klizanja, koji ovisi o vrsti materijala tarnih površina, o njihovoj obrađenosti (hrapavosti), o podmazivanosti, temperaturi i površinskom tlaku. Što je faktor trenja klizanja veći, dimenzije spojke mogu biti manje.

U slučaju primjene na motornim vozilima, pored osnovne namjene prenošenja okretnog momenta od motora prema transmisiji, spojka obavlja i niz drugih bitnih zadaća, kao što su: odvajanje motora od transmisije i ponovno spajanje, omogućavanje ravnomjernog pokretanja vozila s mjesta, ubrzavanje vozila i omogućavanje promjene stupnjeva prijenosa tijekom kretanja vozila uz minimalne udare zuba sparenih zupčanika. Dobro konstruirana spojka mora imati sljedeće osobine:

- mogućnost potpunog isključivanja, odnosno odvajanja motora od transmisije, kako bi se prilikom uključivanja spojke mogao predati najpovoljniji okretni moment na vodeće kotače,
- mogućnost ravnomjernog uključivanja, kako bi se moment trenja mogao postupno povećati,
- mogućnost brzog odvoda topline, koja se pojavljuje na dodirnim plohama prilikom proklizavanja, kako tijekom uključivanja kvačila, tako i prilikom preopterećenja,
- da gonjeni dijelovi spojke imaju što manji moment tromosti,
- mogućnost automatizacije procesa uključivanja i isključivanja.

Spojke koje za prijenos okretnog momenta koriste mehaničko trenje, najviše su u upotrebi na motornim vozilima. Do pojave vozila s većim snagama i brojevima okretaja, u uporabi je bila konusna spojka. Zbog naglog (udarnog) uključivanja, koje je izazvala sila paralelna konusnim površinama, a koja je bila usmjerena prema pogonskom dijelu spojke ovaj tip spojke zamijenila je jednolamelna tarna spojka (Slika 3.116.).



Slika 3.116. Jednostavna tarva spojka motornog vozila: a) princip djelovanja – shema b) uključena spojka c) isključena spojka

Spojka prikazana na slici (Slika 3.116. a), je stalno uključena. Pod djelovanjem sila u oprugama (3), lamela (tanjur, disk) s tarnim oblogama (1) je stalno pritisnuta na zamašnjak motora (9), zbog čega se na dodirnim površinama između lamele i zamašnjaka i lamele i potisne ploče (2) stvara trenje. Opruge su jednim krajem pričvršćene na potisnu ploču (2), a drugim krajem na poklopac odnosno nosač kućišta spojke (4), koji je vijcima spojen na zamašnjak i zajedno s njim rotira. Kada je spojka uključena, okretni se moment sa zamašnjaka prenosi na lamelu (1), a s njega na vratilo spojke (8), koje je najčešće i ulazno vratilo mjenjača. Spoj lamele (1) i vratila spojke (8) ostvaruje se ožljebljenjem. Pod djelovanjem sile F na papučicu spojke, potisni ležaj (7) preko polužnog mehanizma (5) djeluje na potisnu ploču (2) i pomiče je udesno, čime tlači opruge (3) i prekida se prijenos snage odnosno okretnog momenta između mjenjača i motora. Zamašnjak (9) zajedno s potisnom pločom (2), kućištem spojke (4) i polugama (5) i dalje rotira, dok se lamela (1) zajedno s vratilom (8) postupno zaustavlja. Pri postupnom uključivanju spojke, što je proces obrnut prethodnom, pojavljuje se klizanje između lamele (1) i potisne ploče (2) odnosno zamašnjaka (9), te se rad trenja pretvara u toplinsku energiju.

U slučaju brzog povećanja otpora kretanja ili pri intenzivnom kočenju (pri uključenoj spojci) dijelovi transmisije su opterećeni inercijskim momentom koji može biti nekoliko puta veći od maksimalnog okretnog momenta motora. Ovakav inercijski moment se može pojaviti npr. u trenutku blokiranja kotača pri kočenju bez isključivanja spojke. U tom se slučaju dijelovi motora sa zamašnjakom (s momentom inercije I_m) okreću kutnom brzinom ω , a zbog kočenja su prisiljeni

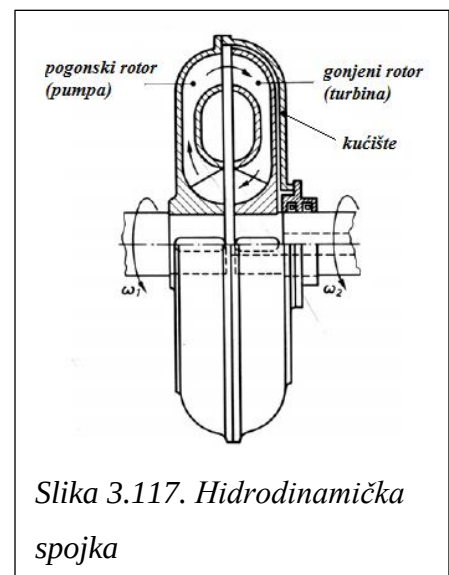
zaustavit se u vrlo kratkom vremenu t , odnosno pri vrlo velikom usporenju $\frac{d\omega}{dt}$. U tom slučaju inercijski moment, M_i iznosi : $M_i = I_m \cdot \frac{d\omega}{dt} = I_m \cdot \varepsilon$. Dakle, budući inercijski moment može i nekoliko puta biti veći od maksimalnog okretnog momenta motora spojka se konstruira tako da se ovo preopterećenje eliminira na račun klizanja elemenata spojnice. Povećani inercijski momenti javljaju se i prilikom kretanja vozila s mjesta, ili prilikom izbora stupnja prijenosa u mjenjaču, ako vozač naglo uključuje spojku.

Ako je vrijednost okretnog momenta u spojci veća od vrijednosti najvećeg momenta trenja, dolazi do proklizavanja spojke bez aktiviranja uređaja za uključivanje. Na taj način spojka sprječava mogućnost preopterećenja motora i mogućih lomova prijenosnog mehanizma.

Hidrodinamička spojka se razlikuje od tarne po konstrukciji i po načinu djelovanja. Prijenos snage, s pogonskog na gonjeno vratilo ostvaruje se izmjeničnim ubrzavanjem i usporavanjem radnog fluida u zatvorenom krugu cirkulacije kojega formiraju lopatice radnih kola. Pri ubrzanom kretanju radnog fluida (ulja) u kanalima pumpnog kola mehanička energija motora, se pretvara u kinetičku energiju ulja. Obrnuto se događa u međulopatičnim kanalima turbinskog kola. Ulje se usporava i njegova kinetička energija se ponovo pretvara u mehaničku energiju turbinskog kola. Karakteristika hidrodinamičkih (hidrauličnih) prijenosnika su visoke brzine strujanja radnog fluida pri relativno niskim tlakovima.

Hidrodinamička spojka se dakle, sastoji od dva rotora s radijalnim lopaticama s unutarnje strane u zajedničkom kućištu, (Slika 3.117.) Jedan rotor, pogonski, djeluje kao centrifugalna pumpa, a drugi gonjeni kao turbina. Zbog centrifugalne sile, tekućina se kreće prema obodu pogonskog rotora i prelazi u obodni dio gonjenog rotora uzrokujući kružno gibanje. Tlak tekućine na lopatice turbine uzrokuje okretni moment i rotaciju turbine. Tekućina može biti različit medij (voda i ulje različite gustoće). Okretni moment gonjenog vratila je to veći što je veći vanjski promjer rotora, broj okretaja i specifična gustoća tekućine.

Upotrebljavaju se za prijenos velikih snaga na brodovima i u vozilima.

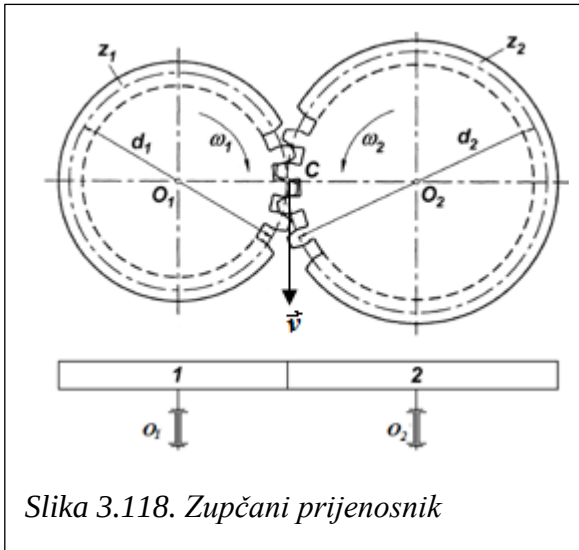


Slika 3.117. Hidrodinamička spojka

Specijalne spojke imaju posebnu namjenu, najčešće kao sigurnosne spojke kako bi spriječile lom dijelova nekog mehanizma koji bi mogao biti prouzročen iznenadnim preopterećenjem ili udarom. Pri preopterećenju, spojka prekida vezu između pogonskog i gonjenog vratila na način da se slomi sigurnosni element.

3.4.6. Osnove zupčanih prijenosnika

Zupčani prijenosnici služe za prijenos rotacijskog gibanja s pogonskog na gonjeno vratilo. Prijenos gibanja se obavlja s pomoću veze oblikom, u ovom slučaju zahvatom zuba. U svom najjednostavnijem obliku to je tročlani kinematski lanac s jednim višim kinematskim parom (spregnuti zupčanici 1 i 2) i dva niža kinematska para (vratila zupčanika s postoljima ležaja O_1 i O_2). Pri tom su osi zupčanika nepomične tj. njihova se vratila okreću u nepomičnim ležajevima, (Slika 3.118.).



Slika 3.118. Zupčani prijenosnik

Zupčanik 1 je pogonski, a zupčanik 2 je gonjeni zupčanik. Zupčanici se međusobno dodiruju kinematskim ili diobenim kružnicama u zajedničkoj točki C (kinematskom polu), koja leži na spojnici središta O_1 i O_2 spregnutih zupčanika. Promjeri kinematskih kružnica su d_1 i d_2 , a brojevi zubi zupčanika su označeni sa z_1 i z_2 .

Prijenosni omjer dvaju zupčanika u sprezi, definira se kao omjer kutnih brzina pogonskog (ulaznog), ω_1 , i gonjenog (izlaznog, radnog) zupčanika, ω_2 , odnosno brzine vrtnje (broja okretaja) pogonskog n_1 i gonjenog zupčanika n_2 :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Da bi prijenosni omjer u svakoj fazi okretnog gibanja ostao konstantan, potrebno je da bokovi zuba imaju takav oblik, koji tijekom cijelog vremena zahvata omogućava međusoban dodir zupčanika, odnosno valjanje jednog zupčanika po drugom bez klizanja. Budući su bokovi zakrivljeni, oni se u ravnini crtanja dodiruju u pojedinim točkama. Ako spojimo sve dodirne točke u kojima se bokovi dodiruju, dobivamo *zahvatnu crtu (dodirnicu)*, koja predstavlja apsolutnu

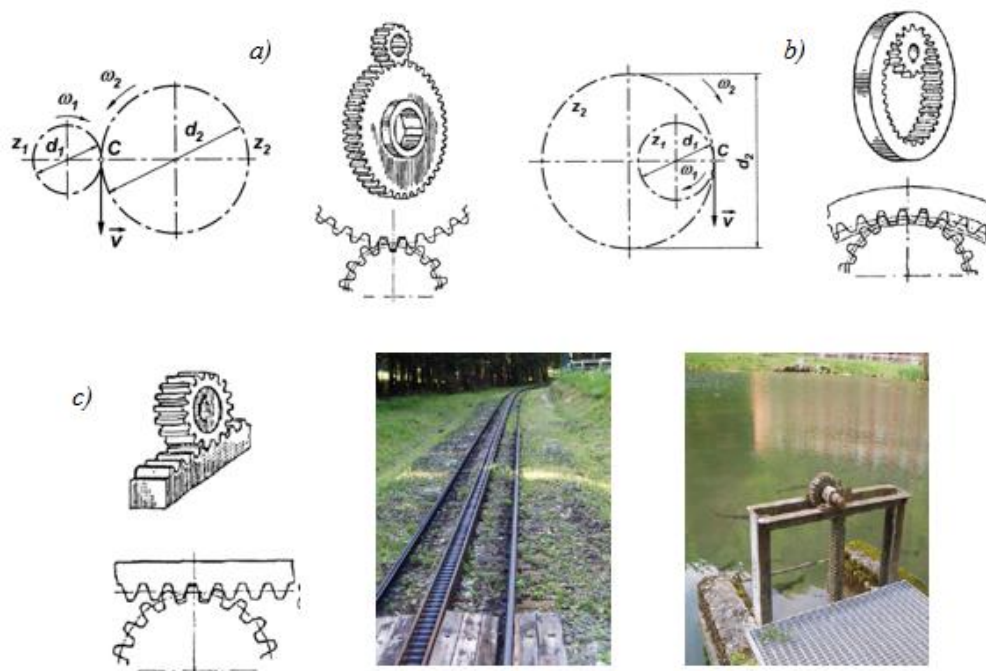
putanju dodira dodirne točke. Budući je kinematski pol C zajednička točka dodira pogonskog i gonjenog zupčanika, bez obzira je li sprezanje zupčanika izvedeno vanjskim ili unutarnjim ozubljenjem, i pod uvjetom da nema klizanja, obodna brzina v u dodirne točke C za oba zupčanika mora biti jednaka, (Slika 3.119.), pa stoga vrijedi:

$$v_1 = r_1 \cdot \omega_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \omega_1, \quad v_2 = r_2 \cdot \omega_2 = \frac{d_2}{2} \cdot \omega_2$$

$$v = v_1 = v_2 \rightarrow \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

te izraz za prijenosni omjer poprima oblik:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

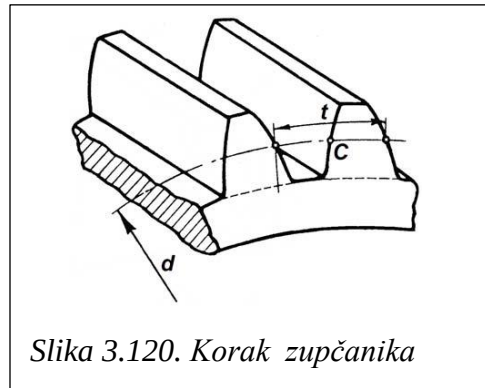


Slika 3.119. Vrste ozubljenja a) vanjsko ozubljenje b) unutarnje ozubljenje c) ravno ozubljenje - ozubljenja letva s primjerima

Kod zupčanih prijenosa, vrijednost obodne brzine jako ovisi o kvaliteti izrade zupčanika, pa se pri običnoj kvaliteti izrade obodna brzina kreće od $10 - 15 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$, a pri finijim i finim kvalitetama od $30 - 100 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$.

Pri vanjskom ozubljenju zupčanici imaju suprotan smjer vrtnje, pa je prijenosni omjer negativan. Kod unutarnjeg ozubljenja smjer vrtnje oba zupčanika je jednak, što znači da je prijenosni omjer pozitivan. U ovom udžbeniku prijenosni omjer imat će uvijek pozitivnu vrijednost.

Da bi se dva zupčanika mogla uzubiti, njihovi zubi moraju biti istih dimenzija. To znači da zupčanici moraju imati isti korak t . Korak zupčanika predstavlja razmak istoimenih bokova dvaju susjednih zuba po diobenoj kružnici, (Slika 3.120.). To je lučna mjera uzastopnih lijevih, odnosno desnih bokova.



Slika 3.120. Korak zupčanika

Diobeni promjer (d) je računska veličina, koja se na zupčaniku ne može mjeriti. Definiran je tako da je opseg diobene kružnice jednak umnošku koraka t i broja zubi z . Dakle, koliko zupčanik ima zuba, toliko ima i koraka, pa je opseg diobene kružnice zupčanika:

$$O = d \cdot \pi = t \cdot z$$

Zbog pojednostavljenja proračuna i izrade zupčanika, usvojeno je da je korak višekratnik broja π :

$$t = m \cdot \pi$$

gdje je: m modul zupčanika.

Modul (m) je polazni podatak za određivanje geometrijske veličine zupčanika. Modul je dio diobenog promjera izražen u milimetrima. Vrijednosti modula su standardizirane i konačne, a kako je broj zuba cijeli broj, i diobeni promjer je cijeli broj. Spregnuti zupčanici u zahvatu imaju jednake zube i korak, te su im i moduli jednaki. Dakle, mogu se sprezati samo zupčanici istih vrijednosti modula.

Uvrštavanjem gornjeg izraza u izraz za izračunavanje opsega diobenog promjera dobiva se:

$$d = \frac{t \cdot z}{\pi} = m \cdot z$$

Omjer opsega diobenih kružnica glasi:

$$\frac{O_2}{O_1} = \frac{d_2 \cdot \pi}{d_1 \cdot \pi} = \frac{t \cdot z_2}{t \cdot z_1} \rightarrow \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

U konačnici, **prijenosni omjer jednostavnog zupčastog mehanizma** moguće je izraziti na sljedeći način:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Ako je razmak između osi vratila pogonskog i gonjenog zupčanika veći, upotrebljavaju se međuzupčanici. Na slici (Slika 3.121.) prikazan je takav zupčasti mehanizam kod kojeg su između pogonskog zupčanika 1 i gonjenog zupčanika 4, postavljeni međuzupčanici 2 i 3. Prijenosni omjeri pojedinih zupčastih parova su:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad ; \quad i_{2,3} = \frac{\omega_2}{\omega_3} \quad ; \quad i_{3,4} = \frac{\omega_3}{\omega_4}$$

Kod višestupnjevane prijenosnika snage ili većeg broja prijenosnika spojenih u seriju, ukupni prijenosni omjer se dobiva množenjem pojedinačnih prijenosnih omjera, tj.:

$$i_{uk} = i_{1,2} \cdot i_{2,3} \cdot i_{3,4} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = i_{1,4}$$

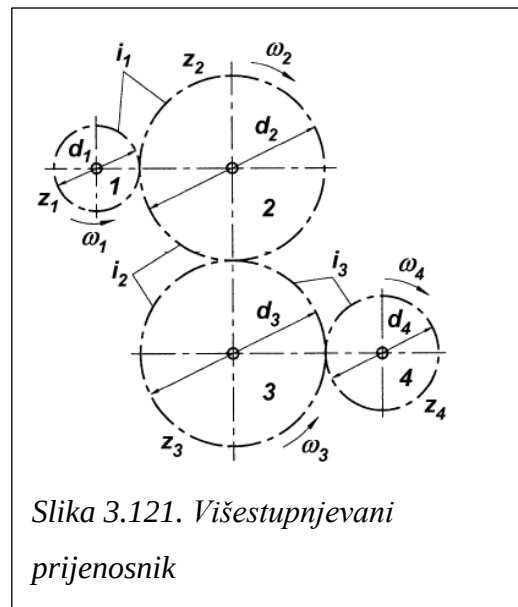
Općenito, ako mehanizam čini n spregnutih zupčanika, ukupni prijenosni omjer u tom slučaju jednak je umnošku pojedinačnih prijenosnih omjera parova zupčanika koji ulaze u njegov sastav i iznosi:

$$i_{uk} = i_{1,n} = i_{1,2} \cdot i_{2,3} \cdot i_{3,4} \cdots i_{n-1,n}$$

$$i_{uk} = i_{1,n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n} = \frac{d_n}{d_1} = \frac{z_n}{z_1}$$

Iz dobivenog izraza proistječe da međuzupčanici nemaju utjecaja na ukupni prijenosni omjer, već samo na smjer rotacije gonjenog zupčanika, te da je omjer broja zubi u zahvatu izravno proporcionalan omjeru promjera zupčanika.

Također proistječe da se brzine vrtnje zupčanika odnose obrnuto proporcionalno prema broju zubi zupčanika, odnosno kutne brzine odnose se obrnuto proporcionalno s dimenzijama kinematskih kružnica.



Slika 3.121. Višestupnjevani prijenosnik

Analizirajući broj okretaja pogonskog i gonjenog vratila tj. broj okretaja na ulazu i izlazu iz prijenosnika, dolazi se do sljedećeg zaključka:

- ako se broj okretaja smanjuje, $n_2 < n_1$, a time je prijenosni omjer $i > 1$, prijenosnik nazivamo reduktorom,
- ako se broj okretaja povećava, $n_2 > n_1$, a time je prijenosni omjer $i < 1$, prijenosnik nazivamo multiplikatirom.

Stupanj djelovanja ili faktor korisnosti prijenosnika predstavlja mjeru uspješnosti konstrukcije u pogledu što manjih gubitaka snage prilikom prolaska snage kroz uređaj. Stupanj djelovanja može se definirati i kao odnos snage na gonjenom vratilu (P_2) i pogonskom vratilu (P_1). Razlika ulazne i izlazne snage troši se u samom prijenosniku na podmirenje gubitaka (P_g) i pretvara se u toplinu koja zagrijava prijenosnik.

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

Snaga se općenito kod mehaničkih prijenosnika gubi na mjestima prelaska snage s jednog na drugi prijenosni element (gubici ozubljenja, proklizavanja tarenice, gubici u ležajima, pojave trenja na elementima itd.). Prema definiciji, ukupni je stupanj djelovanja jednak umnošku parcijalnih stupnjeva djelovanja. Općenito, u slučaju zupčanog prijenosnika, ako mehanizam čini n spregnutih zupčanika, ukupni stupanj djelovanja u tom slučaju jednak je umnošku pojedinačnih stupnjeva djelovanja parova zupčanika koji ulaze u njegov sastav i iznosi:

$$\eta_{uk} = \eta_{1,n} = \eta_{1,2} \cdot \eta_{2,3} \cdot \eta_{3,4} \cdots \eta_{n-1,n}$$

Stupanj djelovanja zupčanog prijenosa je 0,95 – 0,97, što ovisi o kvaliteti izrade, broju zuba, načinu podmazivanja, obodnoj brzini i obliku zuba.

Kako je okretni moment mjera opterećenja prijenosnika kod prijenosa okretnog gibanja, moment gonjenog vratila može se izraziti na sljedeći način:

$$M = \frac{P}{\omega} \quad (\text{Nm})$$

gdje je: P (W) snaga stroja,
 ω (s^{-1}) kutna brzina, $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$, n (s^{-1}) broj okretaja, ili
 $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ (s^{-1}), n (min^{-1}) broj okretaja,

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = \frac{M_2}{M_1 \cdot i}$$

$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta \quad (\text{Nm})$$

Snaga na gonjenom vratilu jednaka je:

$$\frac{P_2}{\omega_2} = \frac{P_1}{\omega_1} \cdot i \cdot \eta \rightarrow P_2 = \frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot P_1 \cdot i \cdot \eta = \frac{1}{i} \cdot P_1 \cdot i \cdot \eta$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta \quad (\text{W})$$

U slučaju višestupanjskog vratila, ako uzmemo da je gonjeno vratilo, vratilo radnog stroja, a pogonsko vratilo, vratilo motora, po analogiji s prethodnim, vrijedi sljedeći izraz za moment radnog stroja: $M_{RS} = M_M \cdot i_{uk} \cdot \eta_{uk}$ (Nm)

odnosno za snagu radnog stroja: $P_{RS} = P_M \cdot \eta_{uk}$ (W).

Zupčani prijenosnici su najraširenija i najvažnija grupa mehaničkih prijenosnika.

Prednosti:

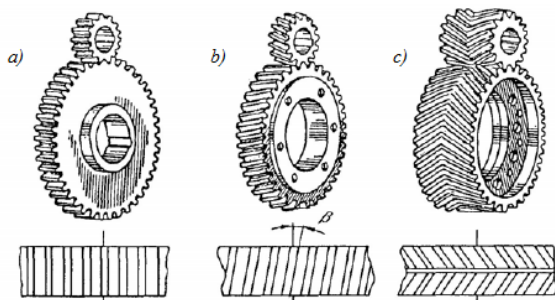
- visok stupanj djelovanja ($\geq 0,98$),
- velika trajnost i izdržljivost,
- male dimenzije,
- mogu se upotrebljavati za prijenos od najmanjih do najvećih snaga, te od najmanje do najveće brzine vrtnje.

Nedostaci:

- najskuplji od mehaničkih prijenosnika (izuzev pužnih),
- vibracije i šumovi zbog krutog prijenosa okretnog momenta,
- zahtijeva se vrlo točna obrada.

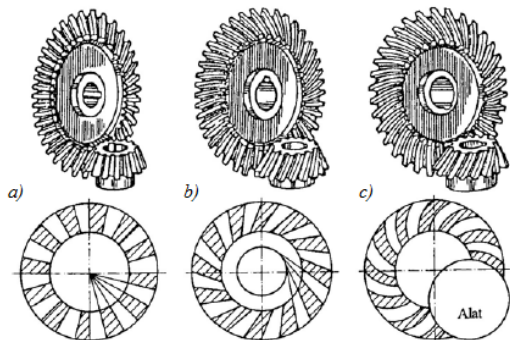
Prema položaju osi zupčanog para zupčani prijenosnici se dijele na:

- prijenosi za paralelna vratila (prijenos cilindričnim zupčanicima), (Slika 3.122.),
- prijenosi za vratila koja se sijeku (konični zupčani prijenosi), (Slika 3.124.),
- prijenosi za mimosmjerna vratila, (Slika 3.123.).



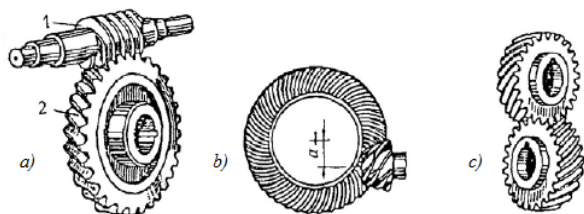
Slika 3.122. Prijenosi za paralelna vratila (prijenosi cilindričnim zupčanicima)

- a) s ravnim ozubljenjem
- b) s kosim ozubljenjem
- c) sa strelastim ozubljenjem
- d) s unutrašnjim ozubljenjem (sl. 3.119 b)



Slika 3.124. Prijenosi za vratila koja se sijeku (konični zupčani prijenosi)

- a) s ravnim zubima
- b) s kosim zubima
- c) sa zakrivljenim (lučnim) zubima

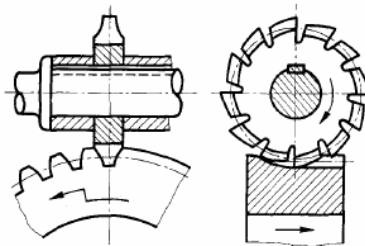


Slika 3.123. Prijenosi za mimosmjerna vratila

- a) pužni prijenos
- b) hipoidni prijenos
- c) vijčanici

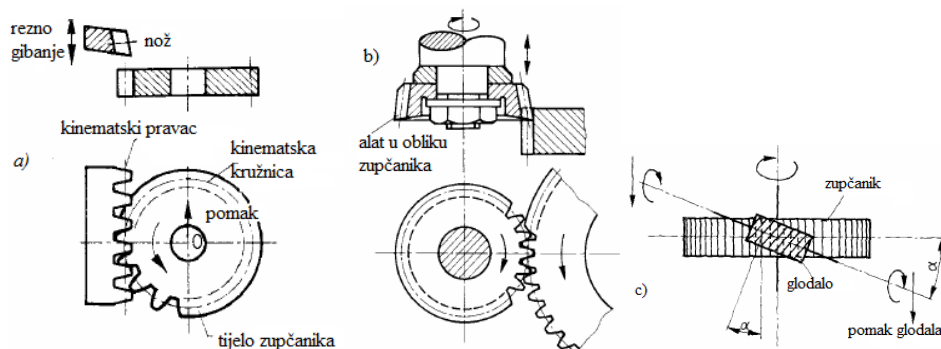
Zupčanici mogu biti izrađeni sljedećim postupcima:

- lijevanjem,
- sinteriranjem,
- hladno izvlačenjem,
- valjanjem,
- obradom odvajanjem čestica, koja se dijeli na:
 - fazonske postupke – oblik alata odgovara obliku uzubine, (provlačenje, štancanje),



Slika 3.125. Profilno pločasto glodalo

- odvalne postupke – alat ima oblik osnovnog profila ili zupčanika (odvalno blanjanje – Maagov postupak – alat u obliku ozubnice (zupčane letve), (Slika 3.126. a), odvalno dubljenje – Fellows postupak – alat ima oblik zupčanika, (Slika 3.126. b), odvalno glodanje – alat ima oblik pužnog glodala (evolventni puž isprekidan uzdužnim utorima s oštricama) (Slika 3.126. c).



Slika 3.126. Odvalni postupci: a) odvalno blanjanje b) odvalno dubljenje c) odvalno glodanje

Nosivost (opterećenost) zupčanika: Uslijed nedovoljnog podmazivanja i temperaturnih dilatacija, odstupanja mjera i oblika, nepravilne montaže i sl., radna naprezanja mogu postati veća od čvrstoće zuba što dovodi do različitih oblika njihovog razaranja. Tijekom predviđenog vijeka trajanja, zupčanici ne smiju pretrpjeti oštećenja. Uzroci nastajanja oštećenja su različiti, a najvažnije posljedice su: lom zuba u korijenu uslijed umora materijala i rupičenje bokova zubi.

Rupičenje bokova zubi: pri prijenosu snage, bokovi zubi se međusobno relativno gibaju. Pri ovom gibanju dolazi do pojave kontaktnog (Hertzovog) pritiska na dodirnim površinama. Zbog ovog pritiska, ovisno o stanju hrapavosti površine, te o čvrstoći bokova, kapljice maziva bivaju

utisnute u mikropukotine i dolazi do razaranja površine. Tijekom rada, ove se rupice povećavaju, površina zuba se sve više oštećuje, dolazi do grešaka geometrije, te na kraju do loma zuba. Pojava rupičenja je najizraženija u području oko diobenog (kinematskog) promjera, jer su tu najveći kontaktni pritisci.

Lom zuba u korijenu uslijed umora materijala: obzirom na način opterećenja zuba i njegov oblik, zub se može pojednostavljeno predstaviti kao konzolno uležišteni nosač. Opterećenje predstavlja normalna sila na boku zuba, s hvatištem koje se pomiče, ovisno o trenutnoj točki dodira zupčanog para. Osim intenziteta opterećenja i samog oblika zuba, na lom u korijenu nepovoljno utječu i pogrešna toplinska obrada, koncentracija naprezanja u korijenu, greške u materijalu, itd.

3.4.7. Osnove remenskih prijenosnika

Remenski prijenos koristi se za prijenos snage i okretnog momenta između prostorno udaljenih vratila. Jednostavni remenski prijenosnik sastoji se od dvije remenice i remena. Dio remena između dvije remenice remenskog prijenosa koji vuče naziva se vučni ogranak, a povratni dio slobodni ogranak.

Dobra svojstva remenskog prijenosa su:

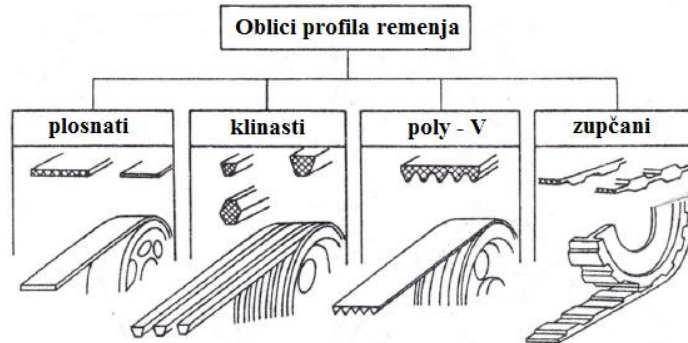
- pogodan je za velika međuosna rastojanja vratila i do 15 m,
- zaštita dijelova stroja od loma zbog elastičnosti remena i sposobnosti proklizavanja remena po remenici u slučaju udara ili preopterećenja,
- vrlo tihi rad,
- dobro podnošenje udarnih opterećenja,
- jednostavna izvedba i jednostavno uključivanje i isključivanje,
- jednostavno održavanje.

Nedostaci remenskog prijenosnika su:

- velike dimenzije,
- nisu otporni na vlagu i promjenu temperature (temperatura i vlaga utječu na duljinu remena), prijenosni omjer mu je nestalan i netočan zbog proklizavanja remena (iznimka je zupčani remenski prijenos),
- osjetljivi su na nečistoće čijim prisustvom se smanjuje faktor trenja između remena i remenice, remenski prijenos jako opterećuje ležaje i vratila,

- relativno mali vijek trajanja (1000 do 5000 sati).

Prema obliku profila, remenski prijenosnici se dijele na, plosnate, klinaste, poly – V i zupčane, (Slika 3.127.).



Slika 3.127. Oblici profila remenskih prijenosnika

Ova podjela uključuje i podjelu prema principu prenošenja (trenjem ili oblikom-zupcima). Kod prijenosa snage putem trenja, od posebnog je značaja da se silom pritezanja ostvari trenje između remena i remenice, kako ne bi došlo do proklizavanja. Drugi princip prijenosa snage je sprežanjem zubaca remena i remenice. Također, oblici profila remena mogu se podijeliti na nekoliko grupa: plosnati, klinasti, poly-V i zupčani.

Plosnati remeni primjenjuju se kod velikih obodnih brzina, a karakterizirani su potrebom za jakim pritezanjem, čime se ostvaruje trenje potrebno za prijenos snage s pogonske na gonjenu remenicu. Klinaste remene potrebno je relativno malo pritezati, a odlikuju se velikom nosivošću. Nisu pogodni za velike brzine, a njihovo savijanje može dosta smanjiti njihovu nosivost. Poly-V ili PV remeni kao i trapezni remeni ne zahtijevaju veliko pritezanje, smanjen je utjecaj savijanja na nosivost i povećana obodna brzina. Zupčani remeni mogu biti s različitim oblicima profila zubi, mogu biti jednostrano i obostrano nazubljeni. Prednost zupčanog prijenosa je točnost prijenosnog omjera, ali je mana bučnost i preuzimanje manjih opterećenja od ostalih. Savijanje i zatezanje remena relativno malo utječe na nosivost. Primjenjuju se u slučajevima gdje postoji prioritet točnosti i prijenosnog omjera u odnosu na nosivost i obodnu brzinu.

Radi ostvarenja što bolje funkcije remenskog prijenosa, potreban je što veći faktor trenja, veći modul elastičnosti i veća otpornost na trošenje. Ako je faktor trenja veći, potrebna sila pritezanja je manja. Modul elastičnosti se uvećava impregnacijom remena tekstilnim i drugim vlaknima. Što je veći modul elastičnosti materijala remena manje su elastične deformacije i

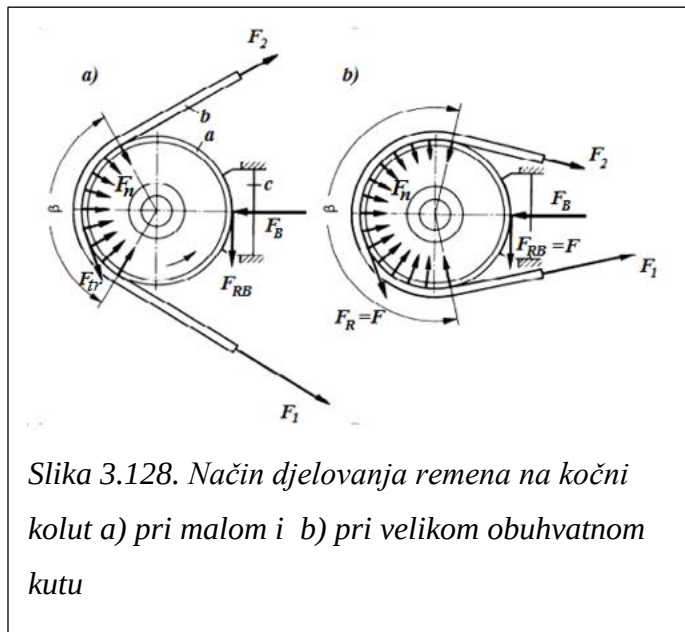
smanjena mogućnost klizanja.. U cilju postizanja većeg faktora trenja, remeni se izrađuju na bazi gume. Otpornost na trošenje se povećava oblaganjem dodirnih površina slojem impregniranim tekstilnim vlaknima. Izuzetak su plosnati remeni koji se najčešće izrađuju od umjetnih slojevitih materijala.

Prijenos plosnatim remenom: prijenos remenom se temelji na trenju koje se pojavljuje kada remen, (Slika 3.128. a-b), prebacimo preko okretljive remenice i krajeve remena zategnemo silama F_1 i F_2 ($F_1 > F_2$) tako da remen s normalnim silama tlači remenicu.

Osim toga, na remenicu djeluje i tlačna sila kočne papuče (F_B). Između remena i remenice se pojavljuje sila trenja: $F_{tr} = F_1 - F_2$.

Rotaciji remenice se suprotstavlja sila trenja kočne papuče (F_{RB}). U ovisnosti sile trenja (F_{tr}), situacija može biti takva da remen počinje okretati remenicu:

$F_{RB} < F_{tr} < \sum F_n \cdot \mu$ ili u slučaju: $F_{tr} < F_{RB}$, dolazi do proklizavanja remena po remenici.



Slika 3.128. Način djelovanja remena na kočni kolut a) pri malom i b) pri velikom obuhvatnom kutu

Sposobnost remenskog prijenosa za prijenos snage ovisi o veličinama zateznih sila (F_1) i (F_2), faktoru trenja (μ) i obuhvatnom kutu (β). Odnos sila definiran je Eulerovom jednadžbom koja daje odnos sila (F_1) i (F_2), za granični slučaj i ($F_1 > F_2$):

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\alpha}$$

gdje su:

F_1 i F_2	(N)	sile u remenu,
$e = 2,718$		baza prirodnog logaritma,
β	(rad)	obuhvatni kut na remenici,
μ		faktor trenja između remena i remenice.

Za jednostavni prijenos, prikazan slici (Slika 3.129.), kojeg čine pogonska i gonjena remenica koje se vrte jednakom brzinom (pod uvjetom da nema klizanja), vrijedi:

$$v_1 = v_2 ,$$

odnosno:

$$d_1 \cdot \pi \cdot n_1 = d_2 \cdot \pi \cdot n_2$$

pa slijedi da je prijenosni omjer :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Neke konstruktivne mjere koje proistječu iz slike 3.135 su sljedeće:

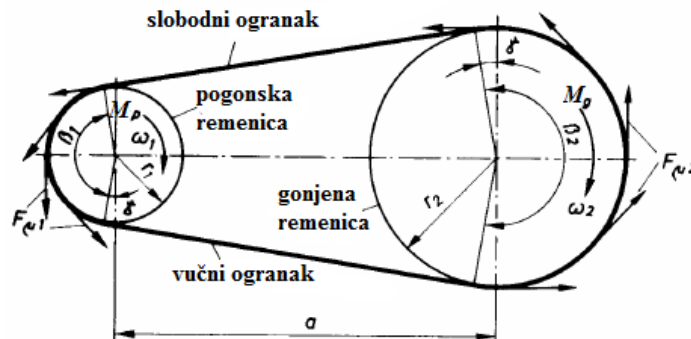
Oсно растоjanje (a), bira se u granicama: $a = (0,7 - 2) \cdot (d_1 + d_2)$

Pri izboru veličina, prednost treba dati većim vrijednostima, kako bi obuhvatni kut na maloj remenici (β_1) bio veći.

Obuhvatni kutovi bit će: $\beta_1 = 180^\circ - 2 \cdot \gamma$; $\beta_2 = 180^\circ + 2 \cdot \gamma$

Duljina remena dobivena je na temelju slike 3.135, kao zbroj duljina pravocrtnih dijelova remena u slobodnom i vučnom ogranku, polovice opsega pogonske i gonjene remenice, i razlike kružnih lukova na gonjenoj i pogonskoj remenici:

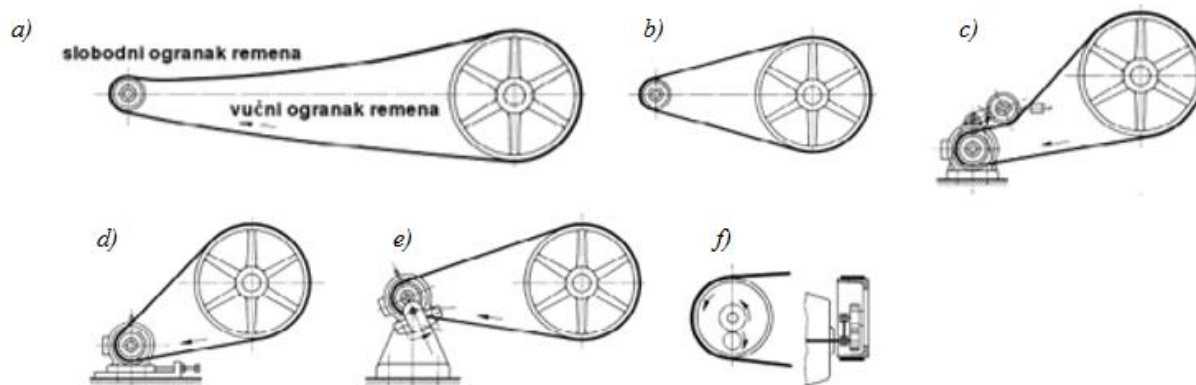
$$L_p = 2 \cdot a \cdot \cos \gamma + \pi \cdot (r_1 + r_2) + 2 \cdot \gamma (r_2 - r_1)$$



Slika 3.129. Tijek sila na remenskom prijenosu tijekom rada

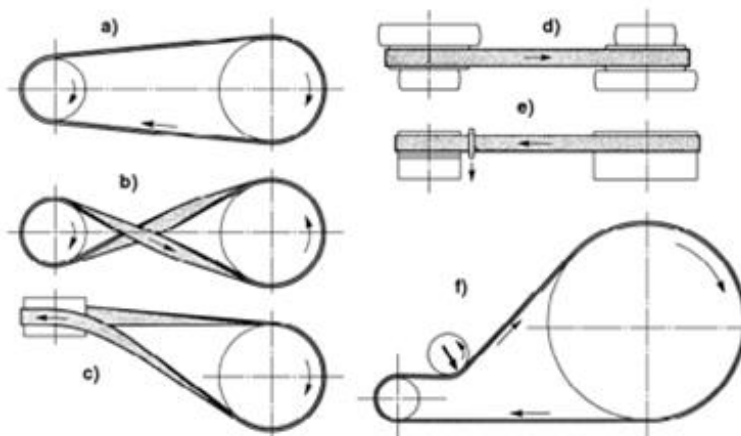
Tijekom rada na remenu razlikujemo jače zategnuti vučni ogranak od slabije zategnutog slobodnog ogranka.

Vučni je ogranak opterećen na vlačno naprezanje. Zatezanje (napinjanje) je potrebno da bi se osigurao otpor klizanju i prenošenje sile s remena na remenice i obratno. Potrebno zatezanje remena postiže se na razne načine, (Slika 3.130.):



Slika 3.130. Načini zatezanja pogonskog remenja

a) vlastitom masom remena b) navlačenjem remena predzatezanjem c) pomicanjem pogonskog motora pomoću priteznice d) zateznom remenicom e) pomoću momenta izazvanog težinom pogonskog motora f) pomoću obodne sile zupčanika.



Slika 3.131. Vrste remenskih prijenosa: a) otvoreni prijenos, b) križni prijenos, c) polukrižni prijenos, d) prijenos stupnjevanim remenom, e) prijenos pogonskom i slobodnom remenicom, f) prijenos zateznom remenicom

Zbog okretanja remenice, pojavljuje se centrifugalna sila koja teži odvojiti remen od remenice. Jačim pritezanjem, utjecaj centrifugalne sile na smanjenje pritiska na dodiru s remenicom, se smanjuje.

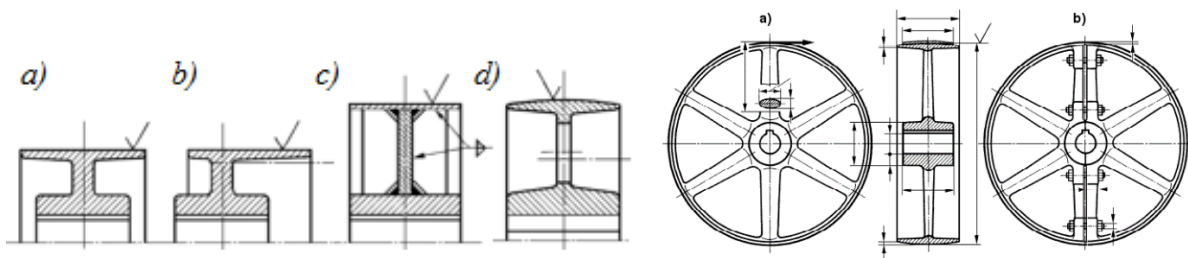
U ovisnosti o vrstama pogona, postoje različite vrste remenskog prijenosa, (Slika 3.131.).

Materijali za izradu plosnatih remena su: koža, tkanine od organskog (pamuk, konoplja, životinjske dlake, lan, prirodna svila i sl.) ili sintetičkog materijala (umjetna svila, najlon i perlon) i umjetne mase (poliamid, najlon i perlon). Materijali za izradu remena trebaju imati sljedeća svojstva: visoki faktor trenja, veliku čvrstoću, veliku elastičnost s malom trajnom deformacijom, veliku dinamičku izdržljivost na savijanje, neosjetljivost na atmosferske utjecaje, dobro prigušenje vibracija, jednostavno čišćenje, dugotrajnost, vodootpornost, neporoznost i sl. U slučaju višeslojnog remena, isti se sastoji tarnog sloja, vučnog sloja i zaštitnog sloja, sl. 3.138.



Slika 3.132. Višeslojni remen

Materijal za izradu remenica je sivi lijev, čelični lijev, lake kovine i čelični poluproizvodi (zavarene konstrukcije). Remenice moraju biti statički, a za brzine vrtnje veće od 25 m/s i dinamički uravnotežene. Glavne su mjere standardizirane. Vijenci remena su ravni (cilindrični) i zaobljeni, (Slika 3.133. lijevo). Jednodjelna i dvodjelna remenica (za veće promjere) od sivog lijeva prikazana je na slici (Slika 3.133. desno).

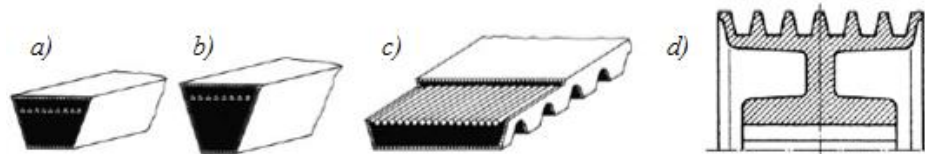


Slika 3.133. Vrste remenica; lijevo: a) – c) ravne d) zaobljena remenica; desno: remenica od sivog lijeva a) jednodjelna b) dvodjelna

Prijenos klinastim remenom: je prijenos remenom koji ima poprečni presjek trapeza. Zbog svog oblika, klinasto remenje pri istoj radijalnoj sili (koja opterećuje ležaje) ima gotovo tri puta veću sposobnost prijenosa momenta. Manjih je dimenzija, moguć je prijenos i kod malih osovinskih razmaka i malih obuhvatnih kutova, može se postaviti više remena na istu remenicu, a

moć je veliki prijenosni omjer (i do 11:1). Zbog prednosti nad plosnatim remenom primjenjuje se kod pogona radnih strojeva i osobito u automobilskej industriji.

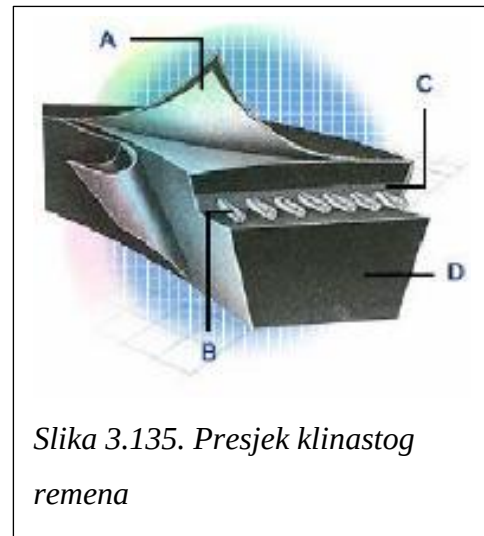
Elementi klinastog prijenosa su klinasti remen (Slika 3.134. a – c) i klinaste remenice, (Slika 3.134. d). Pri tome razlikujemo normalni a) uski b) i široki (nazubljeni) remen c).



Slika 3.134. Vrste remena, a) normalni b) uski i c) široki (nazubljeni) remen d) remenica za široke klinaste remene

Presjek profila klinastog remena prikazan je na slici (Slika 3.135.):

- A – zaštitni sloj: impregniran gumom, izdržljiv je i elastičan, otporan na proklizavanje i habanje,
- B - vućni sloj: prednapregnuta poliesterska vlakna osiguravaju veliku vlačnu čvrstoću i malo rastezanje,
- C - vezivni sloj: povezuje poliesterska vlakna i održava njihov pravilan položaj, te smanjuje porast temperature.
- D – gumeni sloj: ima veliku otpornost prema trošenju i omogućava pravilan položaj remena u remenici.



Slika 3.135. Presjek klinastog remena

Dimenzije klinastih remena i remenica su normirane.

Na slici (Slika 3.136.) prikazano je djelovanje sila pri prijenosu klinastim remenom.

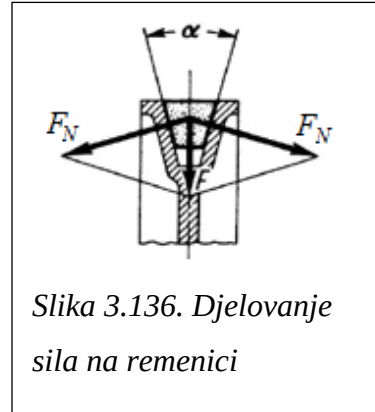
Odnos tlačne sile F i normalne sile F_N dobije se iz jednadžbi ravnoteže:

$$F = 2F_N \sin \frac{\alpha}{2} \quad \text{odnosno} \quad F_N = \frac{F}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (\text{N})$$

Obodna sila (F_o) koja se može prenijeti remenom je:

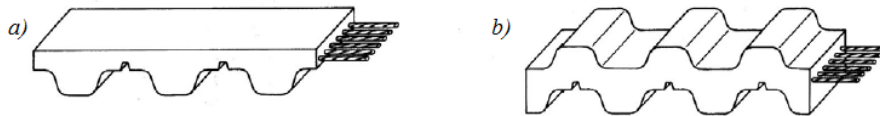
$$F_o = 2\mu F_N = \frac{F}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (\text{N})$$

Iz dobivenog izraza slijedi da se to veća sila može prenijeti klinastim remenom što je manji kut profila remena (α). Kut profila remena je oko 36° . Ako je kut profila remena manji od 20° on djeluje samokočno.



Slika 3.136. Djelovanje sila na remenici

Prijenos zupčastim remenjem: zupčasti remeni prenose snagu i gibanje s pomoću veze oblikom. Zupčasti remeni mogu biti jednostrano i obostrano ozubljeni, (Slika 3.137.).

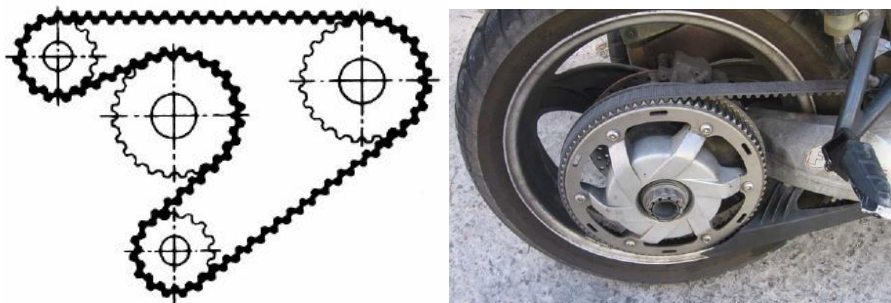


Slika 3.137. Zupčasti remen: a) jednostrano ozubljeni remen b) dvostrano ozubljeni remen

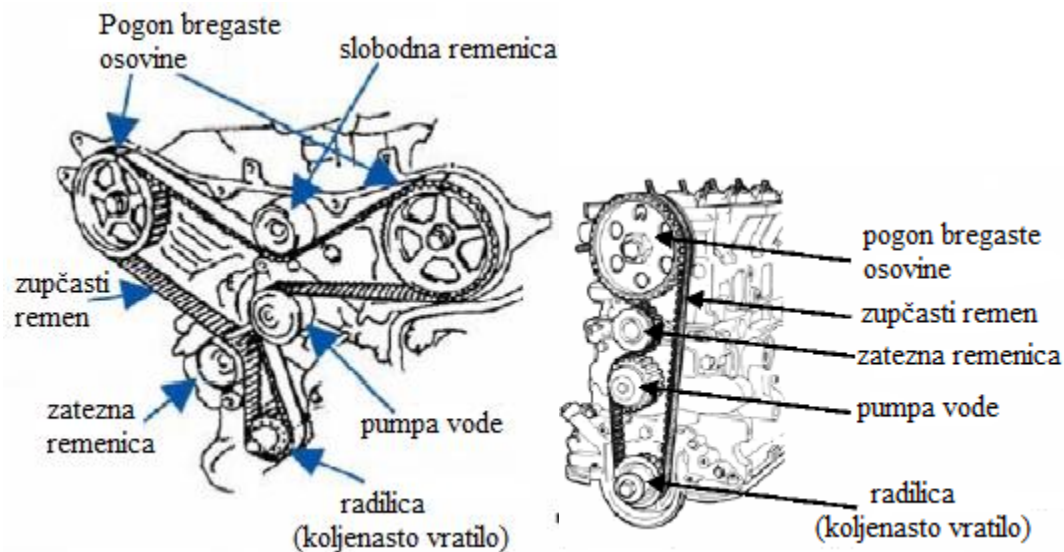
Zbog svojih prednosti koje se ogledaju u održavanju točnog prijenosnog omjera, zupčasti prijenos je našao široku primjenu za pogon različitih radnih strojeva kao npr. motora s unutarnjim izgaranjem kao pogonskim strojem na vozilima, lokomotivama i ostalim transportnim sredstvima.

Nedostatak zupčastog remena je taj da u slučaju udara uslijed preopterećenja motora može doći do njegovog preskakanja, zbog, najčešće dolazi do velikih havarija motora.

Neki primjeri pogona zupčastim remenom prikazani su na slici (Slika 3.138.).



Slika 3.138. Lijevo: Pogon više remenica s dvostrano ozubljenim remenom; Desno: pogon motocikla zupčastim remenom

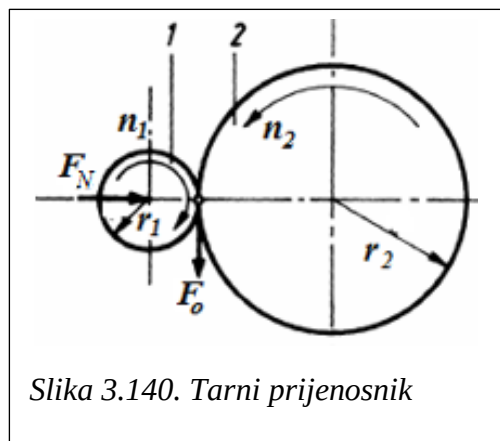


Slika 3.139. Lijevo: zupčasti remen u motociklu; Desno: zupčasti remen u automobilu

3.4.8. Osnove tarnih prijenosnika

Tarni prijenos je prijenos gibanja koji nastaje kao posljedica trenja između dodirnih površina. Tarni prijenosnik se sastoji od dvije tarenice (cilindričnog, koničnog ili globoidnog oblika). Princip rada je sljedeći: pogonska tarenica (1) tlači silom F_N gonjenu tarenicu (2), (Slika 3.140.). Okretni moment se prenosi kao posljedica sile trenja:

$$F_{tr} = F_o = \mu \cdot F_N$$



Slika 3.140. Tarni prijenosnik

Prednosti tarnih prijenosa:

- jednostavna i relativno jeftina izvedba,
- tih i miran rad,
- zaštita od preopterećenja,
- mogućnost kontinuirane promjene prijenosnog omjera.

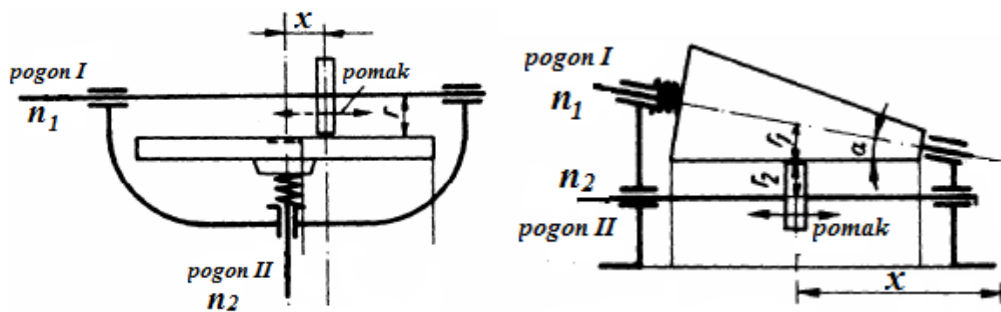
Nedostaci tarnih prijenosa:

- velike sile koje opterećuju ležajeve i vratila,

- proklizavanje i puzanje,
- kako rade na principu trenja, javlja se problem zagrijavanja i trošenja tarnih površina.

Tarnim prijenosnicima se može postići kontinuirana promjena prijenosnog omjera, odnosno njima je moguće za konstantnu brzinu vrtnje pogonskog stroja, radni stroj opskrbljivati različitim brzinama vrtnje. Tarni prijenosnici s kontinuiranom promjenom prijenosnog omjera nazivaju se *varijatori*.

Konstruktivne izvedbe varijatora prikazane su na slici (Slika 3.141. a i b).



Slika 3.141. Konstruktivne izvedbe varijatora

3.4.9. Osnove lančanih prijenosnika

Lančani prijenosnici su mehanički prijenosnici kod kojih se snaga i gibanje prenose oblikom putem međusobnog poligonalnog zahvata članaka lanca i lančanika. Lančani parovi sastoje se od lanca i dva lančanika, od kojih je jedan lančanik pogonski, a drugi gonjeni, (Slika 3.142.). Lančani prijenos se upotrebljava tamo gdje je uporaba remenskog prijenosa zbog loših prostornih i prijenosnih prilika ili razmaka osi vratila nemoguća. Upotrebljavaju se kod velikih osnih razmaka i paralelnih vratila. Lančani prijenosi s manjim obuhvatnim kutom i manjim razmakom osi mogu prenositi znatno veće sile nego remenski prijenos. Općenito im nije potrebno nikakvo predzatezanje, te prema tome manje opterećuju vratila. Lančani prijenosi međutim ne rade elastično i potrebno im je bolje održavanje, jer se moraju podmazivati, a često ih treba zaštititi protiv utjecaja prašine.

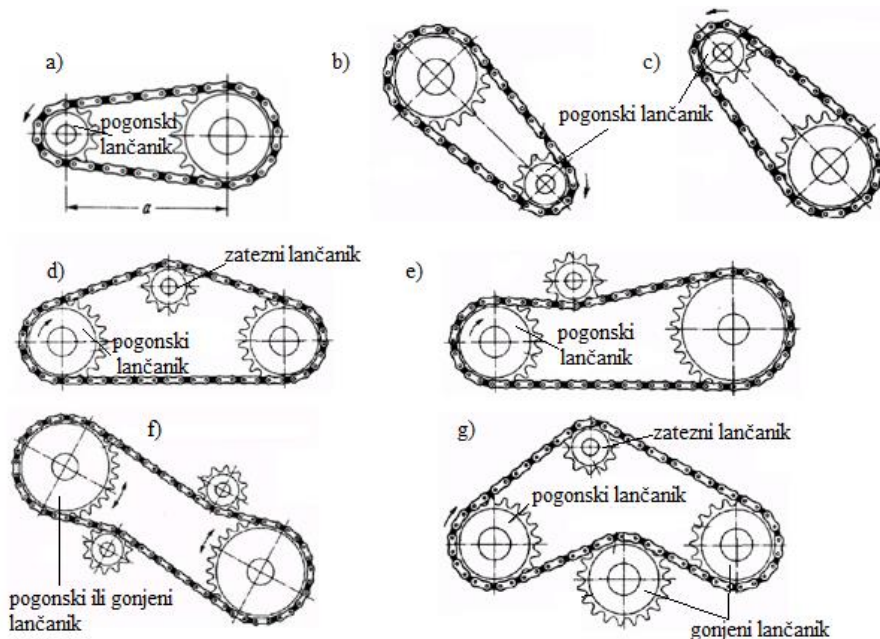
Prednosti lančanog prijenosa: jednostavna konstrukcija, male dimenzije u usporedbi s remenskim prijenosom, visok stupanj korisnog djelovanja, radi bez klizanja i sa stalnim

prijenosnim omjerom, mogućnost istodobnog pogona više lančanika s jednim lancem, malo trošenje i trajnost, jednostavno održavanje, ne smeta mu povišena temperatura i vlaga, može se upotrijebiti za najveća opterećenja.

Nedostaci lančanog prijenosa: produljenje lanca pri preopterećenju i udarima, što uzrokuje nepravilan rad i pojačanu buku, lom uslijed umora elemenata lanca, u slučaju neparalelnosti vratila je rad nejednolik što uzrokuje trošenje lanca i lančanika, potrebno je podmazivanje lanca, skuplja izvedba u odnosu na remenski prijenos.

Primjenjuju se u gradnji transportnih uređaja, u industriji motornih vozila, za bicikle i kod poljoprivrednih strojeva.

Vučni ogranak lančanog prijenosa treba biti po mogućnosti na gornjoj strani, (Slika 3.142. a). Kosi položaj prijenosnika je povoljan, dok je okomiti položaj nepovoljan zbog loših zahvata na donjoj lančanici (provjes lanca). Zbog toga su kod vertikalnih lančanih prijenosnika potrebni zatezni lančanici. Okomiti položaj vratila treba po mogućnosti izbjegavati, jer lančane spojnice taru po čeonj strani lančanika i tako se brzo troše.

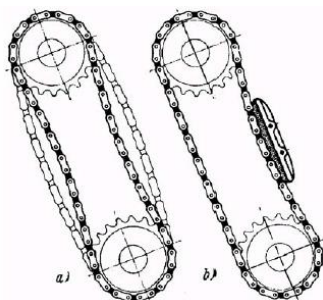


Slika 3.142. Oblici i raspored lančanih parova

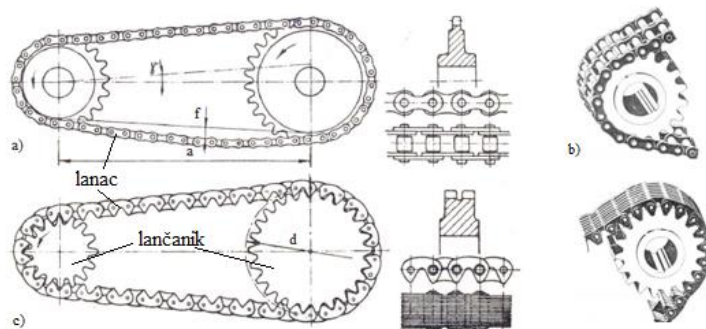
- a) vodoravni položaj b) pogonski lančanik s donje strane, nagnuto najviše pod 60° c) pogonski lančanik s gornje strane, nagnuto najviše pod 60° d) s unutarnjim zateznom lančanicom e) s vanjskim zateznom lančanicom f) s dva zatezna lančanika zbog mogućnosti promjene smjera okretanja g) s dva gonjena vratila

Budući da se i lanci plastično deformiraju, treba predvidjeti mogućnost naknadnog zatezanja, npr. zatezne lančanike ili zatezna vratila. Kao granica dopuštenog provjesa uzima se oko 2% razmaka vratila. S obzirom da su lanci izloženi vibracijama, naročito u pogonu s udarima i kod motora s unutarnjim izgaranjem, često su u kombinaciji s prigušivačima vibracija, (Slika 3.143.).

Lanac može biti s valjcima, Slika 3.144., a, ili sa zupcima, Slika 3.144. b).



Slika 3.143. Vibracije lanca i prigušenje vibracija a) amplitude izazvane vibracijama b) prijenos s ugrađenim prigušivačima vibracija



Slika 3.144. Lančani parovi a) s valjkastim lancem b) s dvostrukim valjkastim lancem c) sa zupčastim lancem

U prvom slučaju, sprežu se zupci lančanika s valjcima u zglobovima članaka lanca. Zupci pri tom ulaze između bočnih pločica (lamela) lanca što zahvat čini sigurnim, a lanac stabilnim u radu. Svornjaci su uprešani u vanjske spojnice, a krajevi raskovani. Time se dobiva zglobovi tuljak/svornjak (zglobni tuljak). Lanci s valjcima pogodni su za gotovo sve vrste pogona, pa se zato najviše i upotrebljavaju. Primjenjuju za visoka opterećenja i male brzine, Neosjetljivi su prema

vanjskim utjecajima. Jednoredni valjkasti lanci nazivaju se simpleks, dvoredni dupleks, a troredni tripleks. Mogu se spajati tako da tvore četveroredne, petoredne i višeredne valjkaste lance. Valjkasti lanci su standardizirani.

Zupčasti lanac se spreže s lančanicom pomoću zubaca koji su po unutarnjoj konturi lanca. Članke lanca čini slog pločica međusobno spojenih svornjacima (osovinicama) u zglobovima. Vanjski nosivi bokovi zubi zatvaraju međusobno kut od 60°. Zupci zupčastog lanca mogu se preciznije izraditi u usporedbi s valjkastim lancem te se i sprezanje ostvaruje s većom preciznošću. Zupčasti lanci pogodni su za mala opterećenja i vrlo velike brzine te rade gotovo bešumno (upravljački lanac kod motora s unutarnjim izgaranjem). Skuplji su od svih dosad opisanih lanaca.

Lančanici: su elementi strojeva koji uz lanac čine lančani pogon. Lančanici su u stvari kružne ploče sa zupcima po obodu, čiji profil odgovara vrsti lanca. Razlikujemo pogonski, gonjeni i natezni lančanik. Proizvode se jednoredni, dvoredni ili višeredni prema standardnim koracima.

Podmazivanje lančanih prijenosa provodi se u cilju produljenja vijeka trajanja lančanog prijenosa. Lančani prijenosnici mogu se podmazivati ručno, kapanjem ili uranjanjem lančanika pri okretanju, te optočno tlačnim podmazivanjem. Osobito važan utjecaj na efekt podmazivanja ima kvaliteta i stanje maziva. Preporuke o načinu podmazivanja definirane su standardima u ovisnosti o koraku lanca i brzini lanca.

Proračun lančanih prijenosnika također je definiran standardima (DIN 8195).

4. TEHNIČKA TERMODINAMIKA

4.1. Uvod u termodinamiku

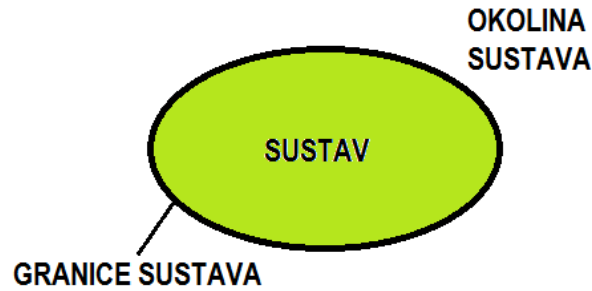
Termodinamika, odnosno nauka o toplini, je grana fizike koja proučava pretvorbu toplinske energije. Gotovo svaki oblik energije pri pretvorbi djelomično se pretvara u toplinu, na primjer, pri pretvorbi električne energije u svjetlosnu ili pri smanjenju kinetičke energije uslijed trenja, ali te pretvorbe su često neželjene i smatraju se gubitcima. Kada je poželjna, toplinska energija se, među ostalim, dobiva pretvorbom električne energije ili izgaranjem goriva. U svakodnevnom životu toplinska energija se najčešće koristi za grijanje, odnosno hlađenje prostora ili pogon prometnih sredstava.

Ovisno o području koje se proučava, termodinamika može biti opća, kemijska i tehnička. Opća termodinamika proučava pretvorbe toplinske energije u općem slučaju, dok kemijska termodinamika proučava promjene energije pri kemijskim procesima. Tehnička termodinamika proučava pretvorbu energije u toplinskim strojevima, odnosno pretvorbu toplinske energije u mehanički rad i obratno. Toplinski strojevi koji se najčešće susreću u svakodnevnom životu su pogonski agregati cestovnih vozila, odnosno motori s unutrašnjim izgaranjem (motori SUI). Kod motora SUI gorivo izgara u cilindru kako bi se dio dobivene topline pretvorio u mehaničku energiju klipa, koja se dalje preko klipnjače prenosi na koljenasto vratilo, zatim preko transmisije na pogonske kotače vozila i u konačnici u kinetičku energiju vozila.

Kako bi se olakšalo daljnje izlaganje gradiva, potrebno je upoznati se s temeljnim pojmovima termodinamike:

Sustav, (Slika 4.1) odnosno termodinamički sustav, je skup čestica neke tvari koje su ogradijene od okoline stvarnim ili zamišljenim granicama unutar kojih se odvijaju toplinske promjene. Ovisno o odnosu sustava s okolinom razlikujemo tri vrste termodinamičkih sustava, a to su:

- Otvoreni sustav: kroz granice sustava moguća je razmjena materije i topline (energije) s okolinom.
- Zatvoreni sustav: kroz granice sustava moguća je razmjena topline, ali ne i materije s okolinom.
- Izolirani sustav: kroz granice sustava nije moguća razmjena niti energije niti materije s okolinom.

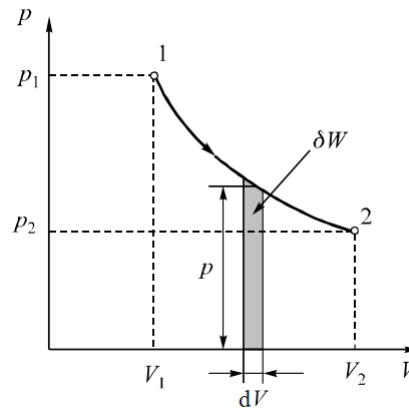


Slika 4.1. Sustav

Toplinsko stanje neke tvari opisuje se potrebnim brojem *veličina stanja*, tj. fizikalnih parametara (temperatura, specifični volumen, tlak, unutarnja energija itd.). Svojstva tvari ovise o toplinskom stanju te tvari. U termodinamici toplinsko stanje tvari je definirano skupom međusobno ovisnih fizikalnih veličina koje se nazivaju *veličine stanja*. Može se reći da se pod pojmom toplinskog stanja tvari podrazumijeva točka u p - V dijagramu (dijagramu tlak-volumen) koja definira to stanje, a ne ovisi o „putu“ na dijagramu kojim je tvar došla u to stanje.

Veličine stanja su skup međusobno ovisnih fizikalnih veličina kojima je definirano toplinsko stanje tvari. Osnovne veličine stanja su temperatura, tlak i volumen, one se mogu mjeriti mjernim instrumentima. Pomoću osnovnih veličina stanja mogu se izračunati ostale, nemjerljive, veličine stanja kao što su unutarnja energija, entalpija i entropija. Osnovne veličine stanja međusobno su povezane matematičkim izrazom koji se naziva *jednadžba stanja*, što znači da se za neko stanje na osnovi poznatih veličina stanja mogu izračunati i ostale, nepoznate, veličine stanja. Veličine stanja ovise samo o trenutnom toplinskom stanju tijela, bez obzira na proces kojim tvar prelazi iz jednog stanja u drugo stanje.

Termodinamički proces je promjena toplinskog stanja sustava. U općem slučaju sustavu se mijenjaju veličine stanja poput temperature, tlaka i volumena uz dovođenje/odvođenje topline i rada sustavu. Sustav može promijeniti toplinsko stanje spontano ili pod vanjskim utjecajem. Proces se može prikazati krivuljom u p - V dijagramu (Slika 4.2.) koja se naziva linija promjene stanja ili put (putanja) promjene stanja. Veličine stanja, kao što su tlak, volumen i temperatura, ne ovise o putanji procesa, već samo o početnoj i konačnoj točki u dijagramu, dok funkcije procesa, kao što su toplota i rad, ovise o putanji promjene stanja.



Slika 4.2. Prikaz termodinamičkog procesa u dijagramu

Radni medij u termodinamičkim sustavima su plinovi i pare. Oni se još nazivaju nositelji topline. Radni medij služi za prijenos energije u sustavu, a svi toplinski procesi su povezani s promjenom stanja radnog medija. Bez radnog medija ne bi bila moguća pretvorba toplinske energije u mehaničku. Primjeri radnih medija su zrak, vodena para, vodik, helij, argon, dimni plinovi, smjesa goriva i zraka i sl. Pod pojmom *zrak* podrazumijeva se smjesa plinova koji čine Zemljinu atmosferu i sastoji se od otprilike 78% dušika, 21 % kisika i 1% ostalih plinova.

Termodinamička ravnoteža je stanje tvari (ili termodinamičkog sustava) pri kojem se veličine stanja tvari tijekom vremena ne mijenjaju. Svaka tvar spontano teži prema unutarnjoj ravnoteži, a nakon uspostavljanja ravnoteže stanje se ne može promijeniti bez vanjskog utjecaja. Sustav u ravnoteži ima maksimalnu entropiju. Ako tvar nije u termodinamičkoj ravnoteži s okolinom nastupit će prirodni proces uravnoteženja, koji se ovisno o potrebi može nastojati ubrzati ili usporiti, ali se nikad ne može u potpunosti zaustaviti.

Toplinska ravnoteža je stanje pri kojem nema razmjene topline unutar izoliranog sustava, tj. kada su svi podsustavi (tj. sve sastavnice tog sustava) jednake temperature. Odnosno, može se reći da su dva sustava u toplinskoj ravnoteži kada između njih nema razmjene topline jer su im temperature izjednačene.

Normalni uvjeti ili **normalno stanje** je pojam koji se često susreće u termodinamici, a podrazumijevaju stanje koje je karakterizirano tlakom od 1,013 bar i temperaturom od 0 °C (273,15 K). Nema posebnog opravdanja zašto bi se ovo stanje nazivalo „normalnim“, ali njegovim definiranjem postiže se jednoznačnost veličina stanja koje su promjenjive u ovisnosti o tlaku i temperaturi, kao što je na primjer volumen plina. Ponekad, ali vrlo rijetko, se koristi pojam

normalni tehnički uvjeti ili **normalno tehničko stanje** koje je karakterizirano tlakom od 0,98 bar i temperaturom od 15 °C.

4.1.1. Kinetičko-molekularna teorija

Tvari se u prirodi nalaze u tri različita agregatna stanja, a to su čvrsto, tekuće i plinovito. Postoji i četvrto agregatno stanje, plazma, ali u okvirima ovog kolegija se neće detaljnije razmatrati. Materija je u svojoj osnovi izgrađena od atoma, odnosno molekula, najmanjih dijelova tvari koji sadrže makroskopska svojstva te tvari. Ovisno o tlaku i temperaturi molekule neke tvari mogu se nalaziti na različitim međusobnim udaljenostima i među njima mogu djelovati privlačne sile različitog intenziteta. Upravo o tim privlačnim silama i međusobnoj udaljenosti molekula ovisi u kakvom agregatnom stanju će se materija nalaziti.

Neovisno o agregatnom stanju, molekule svih tvari pravocrtno se gibaju. Kod čvrstih tvari, molekule titraju oko ravnotežnog položaja, dok se kod tekućina i plinova gibaju pravocrtno u svim smjerovima, međusobno se sudaraju (savršeno elastični sudari) i odbijaju. Međusobne udaljenosti molekula neprekidno se mijenjaju, ali srednja udaljenost ostaje ista. Budući da se molekule gibaju one sadrže određenu kinetičku energiju, od tuda i naziv: molekularno-kinetička teorija. Cilj molekularno-kinetičke teorije je povezati ponašanje molekula s makroskopskim svojstvima tvari koja se proučava.

Kod čvrstih tijela molekule tvari su na međusobno malim razmacima, te među njima djeluju jake privlačne sile. Zbog malih međusobnih razmaka molekula, čvrsta tijela imaju veliku gustoću, a zbog jakih privlačnih sila čvrsta tijela zadržavaju svoj oblik, tj. protive se promjeni oblika i volumena. Kada se čvrstom tijelu dovodi toplina, molekule te tvari se gibaju brže i titraju na većoj amplitudi, tj. razmak između molekula se povećava. Na makroskopskoj razini to se očituje kao povećanje volumena čvrste tvari. Kada bi čvrstom tijelu odvodili toplinu, tj. kad bi tijelo hladili, molekule tog tijela bi titrale sve sporije i na sve manjoj amplitudi, a posljedica bi bilo smanjenje volumena tog tijela. Kada bi čvrsto tijelo hladili toliko dugo, da mu se oduzme sva toplina, molekule bi se u potpunosti zaustavile, što znači da im je brzina jednaka nuli, tj. da nemaju više kinetičku energiju. U tom slučaju daljnje odvođenje topline više nije moguće, jer prema kinetičko-molekularnoj teoriji hlađenje znači smanjivanje kinetičke energije molekula, a budući da je ona u ovom slučaju nepostojeća, ne može se više smanjiti. Temperatura tog tijela tada bi iznosila 0 Kelvina, odnosno -273,15 stupnjeva Celzija. Ova temperatura se naziva *apsolutna nula*.

Dakle, ako se čvrstom tijelu dovodi toplina, temperatura mu raste, što znači da i razmak između molekula raste, a njihove međusobne privlačne sile slabe. Nastavi li se dovodenje topline dovoljno dugo, privlačne sile će toliko oslabiti da tijelo više neće moći zadržati svoj oblik. Tijelo se počinje taliti, tj. prelazi u tekuće agregatno stanje. Daljnje dovodenje topline troši se na promjenu agregatnog stanja tijela, što znači da temperatura tijela ostaje ista sve dok tvar u potpunosti ne promjeni svoje agregatno stanje. Međusobne privlačne sile molekula tekućih tvari nisu dovoljno jake da tvar zadrži svoj oblik, ali su dovoljno jake da zadrže molekule na okupu, zbog toga tekućina poprima oblik posude u kojoj se nalazi. Iz prakse je poznato da lokve vode na pločniku ne trebaju zakuhati da bi voda prešla iz tekućeg u plinovito stanje. Također je poznato da će lokva na pločniku „nestati“ puno prije za vrućeg ljetnog dana, nego zimi. Molekule tekućine koje se nalaze blizu površine, zbog svoje velike brzine mogu izletjeti u okolinu. Što je veća temperatura tekućine, tj. što se molekule tekućine brže gibaju veća je šansa da će molekula izletjeti kroz površinu. Ova pojava se naziva hlapljenje.

Daljnje dovodenje topline tekućini dovest će do temperature isparavanja tekućine. Isparavanje je pojava kada uslijed velike kinetičke energije molekula i njihovih velikih međusobnih udaljenosti, privlačne sile su toliko slabe da više ne mogu zadržati molekule na okupu. Čak i molekule koje su na dnu tekućine, npr. voda koja kuha na štednjaku, zbog svoje male gustoće i velike brzine probijaju kroz sloj tekućine i prelaze u okolinu. Dovedena toplina se troši na promjenu agregatnog stanja, a temperatura tvari ostaje stalna sve dok i posljednja molekula ne ispari, tj. dok tvar u potpunosti ne prijeđe u plinovito stanje. Privlačne sile ne mogu nadvladati kinetičku energiju molekula, tj. ne mogu zadržati molekule na okupu, te se molekule kreću po svom raspoloživom prostoru.

4.1.2. Veličine stanja i funkcije procesa

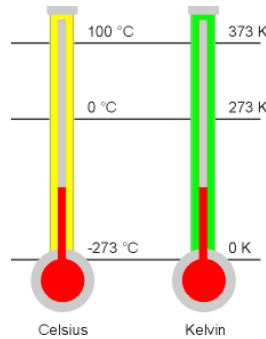
Temperatura (T ili t) se definira kao stupanj zagrijanosti tvari. Prema kinetičko-molekularnoj teoriji temperatura se definira brzinom gibanja molekula, dakle molekule tvari veće temperature će se gibati brže (imat će veću kinetičku energiju) u odnosu na tu istu tvar manje temperature. Poznato je da će dva tijela različitih temperatura, ako su u toplinskom kontaktu, međusobno izmjenjivati toplinu dok im se temperature ne izjednače. Toplina će s tijela više temperature prelaziti na tijelo niže temperature dok se ne uspostavi toplinska ravnoteža, kaže se da toplije tijelo predaje energiju hladnijem tijelu. Temperatura se ne može izravno mjeriti, ali se

mogu mjeriti promjene fizikalnih svojstava uslijed promjene temperature kao što su volumen tijela ili električni otpor. Poznato je da će tijela više temperature imati veći volumen, odnosno veću otpornost provođenju električne energije, u odnosu na to isto tijelo manje temperature. U svakodnevnom životu koristi se stupanj Celzijusa ($^{\circ}\text{C}$) kao mjerna jedinica za temperaturu. Celzijeva temperaturna skala definirana je na temelju ledišta vode (0°C) i vrelišta vode (100°C) pri atmosferskom tlaku. Ova skala je dovoljno dobra i praktična za svakodnevnu upotrebu, ali za znanstvenu upotrebu nije jednoznačno definirana, budući da se temperatura vrelišta i ledišta vode mijenjaju ovisno o tlaku. U međunarodnom sustavu mjernih jedinica (SI) za temperaturu je propisana mjerna jedinica Kelvin (simbol K), ta temperatura se još naziva i termodinamičkom temperaturom, odnosno apsolutnom temperaturom. Početak Kelvinove skale (0 K) definiran je apsolutnom nulom, teoretski najnižom mogućom temperaturom u prirodi, temperaturom pri kojoj molekule miruju (nemaju kinetičku energiju). Ta temperatura u Celzijevoj skali (Slika 4.3.) odgovara temperaturi od $-273,15^{\circ}\text{C}$ pa vrijede izrazi:

$$t (^{\circ}\text{C}) = T (\text{K}) - 273,15$$

$$T (\text{K}) = t (^{\circ}\text{C}) + 273,15$$

Bitno je napomenuti da temperatura izražena u Kelvinima ima oznaku veliko slovo T i nema oznaku stupnja (dakle jedan Kelvin, a ne jedan stupanj Kelvina), a temperatura izražena u stupnjevima Celzija ima oznaku malo slovo t . Temperaturna razlika jednog Kelvina odgovara temperaturnoj razlici jednog stupnja Celzija, dakle ako se tijelo zagrije za 20°C , to tijelo se zagrijalo i za 20 K ($\Delta t = \Delta T$).



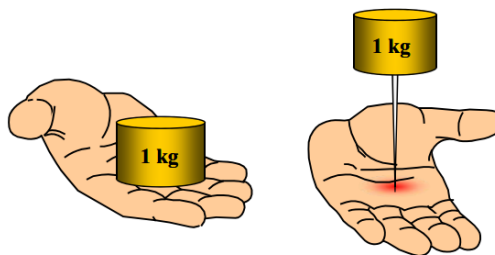
Slika 4.3. Usporedba Celzijusove i Kelvinove temperaturne skale

Tlak (p) je fizikalno definiran kao djelovanje sile na jedinicu površine, ali razlikuju se tri načina očitovanja tlaka: djelovanje sile na čvrstu podlogu, djelovanje stupca tekućine i djelovanje plina na stijenke posude. Oznaka za tlak je p (u nekoj literaturi P), a mjerna jedinica je Pascal (Pa). Jedan Pascal je djelovanje sile od jednog Newtona na površinu od jednog metra kvadratnog.

$$p [Pa] = \frac{F [N]}{A [m^2]}$$

Iz navedenog se vidi da je Pascal veoma mala mjerna jedinica, pa se u praksi često koriste ne standardne mjerne jedinice, poput bara. Jedan bar približno odgovara atmosferskom tlaku.

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$$

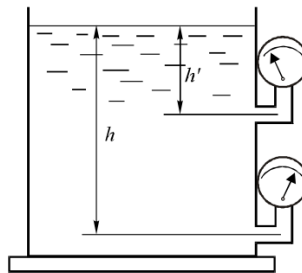


Slika 4.4. Očitovanje tlaka kao djelovanje sile na površinu

Očitovanje tlaka kao sile na jedinicu površine može se lako razumjeti ako se zamisli uteg mase od 1 kg oslonjen na dlan ruke (Slika 4.4). U prvom slučaju težina je raspoređena na dlan na relativno velikoj površini (baza utega) i u tom slučaju čovjek ne bi osjetio posebnu nelagodu ili bol držeći uteg na dlanu jer je tlak koji djeluje na dlan malog iznosa. Ako bi ista težina bila raspoređena na relativno maloj površini, npr. vrh igle, tlak bi bio toliko velik da bi uzrokovao bol i ozljedu dlana.

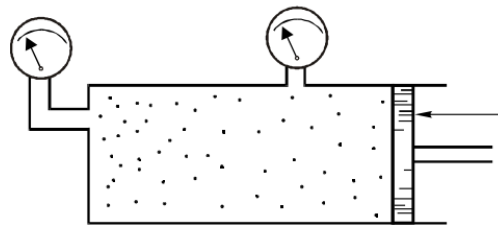
Poznato je da na većoj morskoj dubini djeluje veći tlak, to je očitovanje tlaka kao djelovanje stupca tekućine (Slika 4.5.). Tlak u tom slučaju ovisi o visini stupca tekućine (h), gustoći tekućine (ρ) i ubrzanju sile teže (g). Očito je da bi stupac tekućine veće gustoće (npr. živa) uzrokovao veći tlak, nego stupac jednake visine tekućine manje gustoće (npr. voda).

$$p = \rho \cdot g \cdot h$$



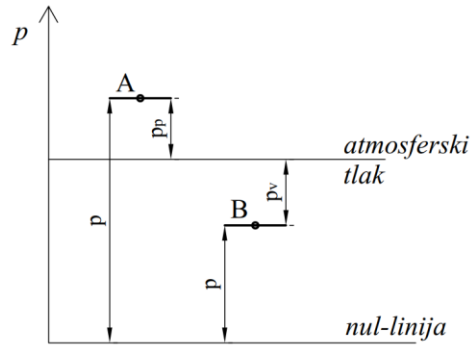
Slika 4.5. Očitovanje tlaka kao djelovanja stupca tekućine

Očitovanje tlaka kao djelovanje plina na stijenke posude (Slika 4.6.) prema kinetičko-molekularnoj teoriji se objašnjava kao neprestano udaranje veoma velikog broja molekula plina o stijenke posude, s tim da djeluju na sve stijenke posude jednako. Ako se zamisli napuhani balon, molekule zraka pod tlakom udaraju o unutrašnju stijenku balona i tako mu daju oblik. Kada bi se povećao tlak u balonu, molekule zraka bi jače udarale o stijenku i tako dodatno proširile balon.



Slika 4.6. Očitovanje tlaka kao djelovanje plina na stijenke posude

Tlak plina u nekoj posudi naziva se apsolutni tlak i u ovisnosti je li veći ili manji od atmosferskog tlaka (tlaka okoline) razlikuju se pretlak i podtlak. Pretlak je tlak u posudi koji je veći od atmosferskog, a podtlak, odnosno vakuum, je tlak u posudi manji od atmosferskog. Budući da atmosferski tlak ovisi o nadmorskoj visini i atmosferskim uvjetima, pretlak i podtlak nisu jednoznačno određeni i zbog toga ne mogu biti veličine stanja. Samo apsolutni tlak, mjereno od nule, se smatra veličinom stanja termodinamičkog sustava.



Slika 4.7. Ovisnost pretlaka i podtlaka o atmosferskom tlaku

U grafu (Slika 4.7.) je prikazana ovisnost pretlaka (p_p) i podtlaka (p_v) o atmosferskom tlaku, odnosno tlaku okoline. Nul-linija predstavlja stopostotni vakuum, tj. apsolutni tlak od 0 Pa. Atmosferski tlak je tlak okoline i iznosi otprilike 1 bar. U točki A djeluje pretlak, jer apsolutni tlak je veći od atmosferskog. Pretlak je jednak razlici apsolutnog tlaka i atmosferskog tlaka. Na primjer, u ispravno napunjenim automobilskim gumama vlada pretlak od otprilike 2 bara, što znači da je apsolutni tlak u gumama 3 bara. Kada bi u gumama vladao apsolutni tlak od 1 bara, dakle tlak jednak atmosferskom, reklo bi se da je guma prazna. U točki B vlada podtlak, odnosno vakuum, jer je apsolutni tlak manji od atmosferskog. Bitno je napomenuti da u klasičnoj fizici vakuum podrazumijeva prazan prostor, bez materije ili plinova, dok u tehničkoj termodinamici vakuum označava bilo koji tlak niži od atmosferskog (podtlak).

Tlakomjeri su mjerni instrumenti za mjerenje tlaka, a dijele se na barometre (za mjerenje atmosferskog tlaka), manometre (za mjerenje pretlaka) i vakuummetre (za mjerenje podtlaka).

Volumen (V) je prostor koji zauzima određena masa neke tvari i izražava se u kubnim metrima (m^3). U praksi i svakodnevnom životu volumen tekućina se često izražava u litrama, a 1 litra odgovara volumenu koji zauzima masa od 1 kg vode pri temperaturi od 4 °C.

$$1 \text{ l} = 1,000\,028 \text{ dm}^3 \approx 1 \text{ dm}^3$$

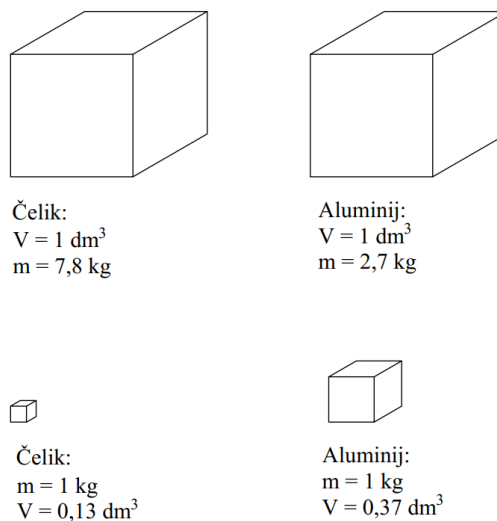
Gustoća tvari je omjer mase i jediničnog volumena, tj. masa tvari volumena 1 m^3 . Logično je da će tvari veće gustoće imati veću masu, pa će tako na primjer volumen 1 dm^3 čelika gustoće $\rho_{\text{č}} = 7\,800 \text{ kg/m}^3$ imati masu od 7,8 kg dok će isti volumen aluminija gustoće $\rho_{\text{al}} = 2\,700 \text{ kg/m}^3$

imati masu 2,7 kg. U termodinamici se umjesto volumena puno češće koristi specifični volumen, koji je recipročan gustoći tvari.

Specifični volumen (v) je prostor koji zauzima jedinična masa tvari, tj. volumen tvari mase 1 kg. Tvari većeg specifičnog volumena, tj. manje gustoće, će za jednaku masu zauzimati veći volumen u odnosu na tvari manjeg specifičnog volumena, tj. veće gustoće. Promjenom fizikalnih uvjeta poput temperature i tlaka, mijenja se i specifični volumen tvari. Specifični volumen se izražava u m^3/kg .

$$v = \frac{V}{m} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

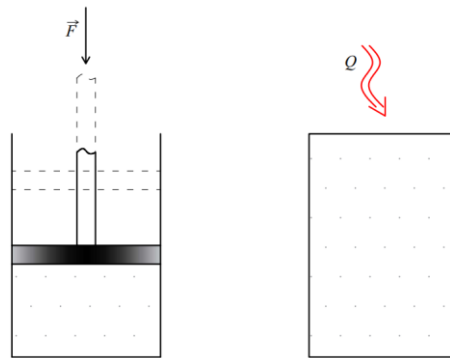
Baš kao i specifični volumen, i sve ostale specifične veličine o kojima će biti više riječi u nastavku, poput specifične unutarnje energije ili specifičnog toplinskog kapaciteta, odnose se na 1 kg tvari. U termodinamici se specifični volumen koristi za izražavanje termodinamičkog stanja plinova, ali zbog zornosti (Slika 4.8.) prikazan je odnos mase čelika i aluminija istog volumna, te odnos volumena koji zauzima 1 kg čelika u odnosu na volumen koji zauzima ista masa aluminija.



Slika 4.8. Usporedba masa i volumena tvari različitih specifičnih volumena

Unutarnja energija (U) je veličina stanja tvari i podrazumijeva energiju koja je pohranjena u nekom sustavu. Prema kinetičko-molekularnoj teoriji unutarnja energija plina je veća što je veća brzina kretanja molekula plina i što su veće sile koje djeluju između njegovih molekula. Dakle,

unutarnja energija je zbroj kinetičke i potencijalne energije molekula plina. U tehničkoj termodinamici nije bitan apsolutni iznos unutarnje energije, već samo njena promjena. Ako se zamisli plin u zatvorenoj posudi, promjena volumena nije moguća, što također znači da plin ne može obavljati rad. Kada bi se taj plin zagrijavao, tj. kada bi se tom plinu dovodila toplinska energija (toplina), tom plinu bi porasla unutarnja energija koja bi se očitovala kao povećanje temperature i tlaka plina u zatvorenoj posudi. Unutarnja energija plina se može povećati i radom. Ako se zamisli plin u cilindru, te da na klip djeluje sila koja pomiče klip i smanjuje volumen plina u cilindru, tlak i temperatura plina bi se povećali što znači da bi se povećala i unutarnja energija plina (Slika 4.9.).



Slika 4.9. Povećanje unutarnje energije plina radom i dovođenjem topline

Može se zaključiti da se unutarnja energija plina može povećati na više načina, a to su:

1. Povećanje unutarnje dovođenjem topline:

$$Q = U_2 - U_1$$

2. Povećanje unutarnje energije vanjskim radom:

$$W = U_2 - U_1$$

3. Kombinacijom dovođenja topline i vanjskog rada:

$$Q + W = U_2 - U_1$$

Što je veća masa tvari to je veća i unutarnja energija, zbog toga se često koristi specifična unutarnja energija (u). Unutarnja energija, kao i svi ostali oblici energije, se izražava u J, dok se specifična unutarnja energija izražava u J/kg.

Toplina (Q) je jedan od prijelaznih oblika energije, tj. to je energija koja prelazi iz sustava više temperature u sustav niže temperature. Toplina je prisutna samo pri prolazu kroz granice sustava, dakle toplina je energija koja prelazi granice dva sustava zbog razlike njihovih temperatura, ako su sustavi u toplinskom kontaktu. Toplina uvijek teče samo u jednom smjeru, od sustava više temperature prema sustavu niže temperature. Čovjek subjektivno osjeća toplinu dodirrom. Kada dodiruje tijelo veće temperature od temperature ljudskog tijela, tada toplina prelazi s tog tijela na čovjeka, pa se kaže da je tijelo toplo. Kada čovjek dodiruje tijelo manje temperature od temperature ljudskog tijela onda toplina prelazi s čovjeka na to tijelo, pa se kaže da je tijelo hladno. Količina topline se objektivno mjeri mjernim instrumentima koji se nazivaju kalorimetri. Budući da je toplina jedan od oblika energije, njena vrijednost se izražava u J.

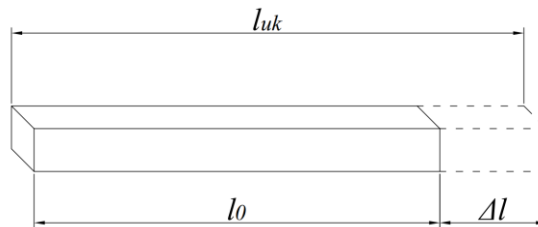
Neki sustav ne može sadržavati toplinu, već toplina dovedena nekom sustavu povećava unutarnju energiju sustava. Toplina nije veličina stanja, nego je povezana s procesom izmjene topline iz jednog toplinskog stanja u drugo. Toplina je funkcija termodinamičkog procesa, a ne stanja i ovisi o putanji kojom je određeni sustav doveden iz jednog stanja u drugo. Dogovorom je usvojeno da je toplina pozitivna ako se dovodi sustavu, odnosno negativna ako se odvodi.

Bitno je ustanoviti **razliku** između unutarnje energije, topline i temperature. Razlika unutarnje energije i topline je u tome što je unutarnja energija zaliha energije nekog sustava i ona je veličina stanja tog sustava, dok se toplina pojavljuje samo kod prolaza energije između granica sustava. Toplina je jedan od prijelaznih oblika energije i nije veličina stanja sustava. Temperatura je fizikalna veličina kojom se izražava toplinsko stanje sustava, dakle temperatura je veličina stanja. Temperatura ne može prelaziti iz sustava u sustav, već zbog razlike temperatura prelazi toplina, a temperature se pri tom izjednačavaju.

Rad (W) se u termodinamici, slično kao i toplina, definira kao prijenos energije kroz granice sustava. Taj prijenos energije ekvivalentan je djelovanju sile na nekom putu. U praksi često je cilj proizvesti mehanički rad iz relativno jeftine topline, kao na primjer, izgaranje goriva u motorima vozila kako bi se vozilo pokretalo. Zbog toga se dobiveni rad, koji se odvodi iz sustava dogovorom smatra pozitivnim, a uloženi rad, tj. rad doveden sustavu smatra se negativnim. Bitno je primijetiti da je konvencija predznaka rada upravo suprotna konvenciji predznaka topline. Rad, kao i toplina, nije veličina stanja, već funkcija procesa i ovisi o „putu“ tijekom procesa kojim je sustav doveden u određeno stanje.

4.2. Toplinsko širenje čvrstih tijela

Gotovo sve tvari u prirodi povećavaju svoj volumen pri grijanju, odnosno smanjuju svoj volumen pri hlađenju, iznimka je voda pri temperaturama od 0 °C do 4 °C. Voda ima najveću gustoću upravo pri temperaturi od 4 °C dok sve ostale tvari imaju najveću gustoću u čvrstom stanju. Molekule tvari u čvrstom agregatnom stanju zauzimaju točno određen položaj i titraju oko ravnotežnog stanja određenom brzinom i amplitudom. Zagrijavanjem, tj. porastom temperature tvari povećava se brzina i amplituda titranja molekula. Kako je amplituda titranja jedne molekule veća, ona odguruje od sebe susjednu molekulu koja pak odguruje sljedeću molekulu i tako dalje. Razmak između molekula postaje veći i svaka sljedeća molekula u nizu je odgurnuta nešto dalje, što se na makroskopskoj razini očituje kao povećanje volumena čvrste tvari. Kada bi se tijelu odvodila toplina, tj. kada bi tijelo hladili, molekule bi titrale sve sporije i na manjoj amplitudi, primičući se bliže jedna drugoj što bi u konačnici dovelo do smanjenja volumena čvrstog tijela. Ova pojava se naziva toplinsko širenje ili stezanje, tj. toplinska dilatacija. Intenzitet širenja čvrstog tijela pri zagrijavanu ovisi o promjeni temperature, početnoj dimenziji, materijalu od kojeg je tijelo izrađeno i obliku tijela. Prikazan je štap (Slika 4.10) koji se produljuje uslijed zagrijavanja.



Slika 4.10. Linearno rastezanje tijela

$$\Delta l = l_0 \cdot \alpha \cdot (T_2 - T_1)$$

Gdje je:

Δl [m] – promjena duljine štapa

l_0 [m] – početna duljina štapa

α [K⁻¹] – linearni koeficijent toplinskog širenja

T_2 [K] – konačna temperatura tijela

T_1 [K] – početna temperatura tijela

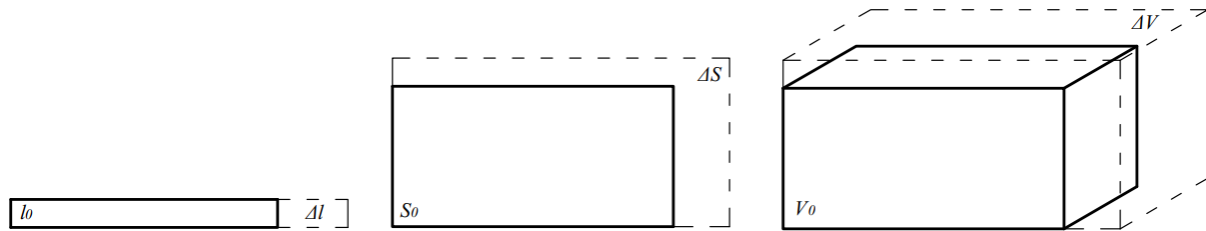
Logično je zaključiti da će se čelična šipka koja se zagrijala s temperature 20 °C na 100 °C ($\Delta t = 80$ °C) više produljiti od čelične šipke iste duljine koja se zagrijala s 20 °C na 30 °C ($\Delta t = 10$ °C). Zbog toga se kaže da je toplinsko širenje ovisno o razlici konačne i početne temperature tijela. Budući da je temperaturna razlika u Kelvinima i stupnjevima Celzija jednaka, pri izračunu je svejedno u kojim će se mjernim jedinicama promjena temperature biti uvrštena u izraz.

Isto tako može se zaključiti da će se čelična šipka početne duljine 10 m, više produljiti od čelične šipke početne duljine 1 m ako se obje zagriju s 20 °C na 100 °C. Neke tvari, odnosno materijali, se više šire pri i istoj početnoj duljini i istoj promjeni temperature. Na primjer, aluminijska šipka će se produljiti otprilike duplo više od čelične šipke istih dimenzija i ako im je jednaka promjena temperature. Utjecaj vrste materijala na intenzitet širenja numerički se prikazuje koeficijentom linearnog toplinskog rastezanja.

Koeficijent linearnog toplinskog istezanja (α) je fizikalna veličina kojom se opisuje linearno širenje, odnosno sakupljanje, tijela neke početne duljine pri promjeni temperature, a ovisi o vrsti materijala od kojeg je tijelo načinjeno. Koeficijent linearnog toplinskog istezanja se eksperimentalno određuje za svaki materijal, a vrijednosti su prikazane u tablično (Tablica 4.1). Koeficijent linearnog toplinskog istezanja se označava sa α , a iskazuje se u K⁻¹. Bitno je primijetiti da je α relativno mali broj reda veličine 10⁻⁶.

Tablica 4.1. Koeficijenti linearnog toplinskog istezanja za određene materijale

Materijal	α [10 ⁻⁶ K ⁻¹]	Materijal	α [10 ⁻⁶ K ⁻¹]
Čelik*	12	Beton	12
Bakar	16	Staklo	8
Bronca	17,5	PVC	52
Mjed	18	Guma	77
Aluminij	24	Željezo	11
Olovo	29	Srebro	18
Živa	61	Zlato	14
*Čelik podrazumijeva velik broj različitih legura, različitog kemijskog sastava, načina proizvodnje pa tako i različitih svojstava. Svaka vrsta čelika ima vlastiti koeficijent linearnog toplinskog rastezanja, a u tablici je prikazan koeficijent linearnog istezanja ugljičnog čelika koji je dovoljan za potrebe ovog kolegija.			



Slika 4.11. Usporedba linearnog, površinskog i prostornog toplinskog širenja

Oblik tijela utječe na to hoće li se predmet kod zagrijavanja širiti približno linearno ili prostorno, kao što je prikazano (Slika 4.11.) Šipke, štapovi, žice i ostala tijela kojima je jedna dimenzija (tzv. istaknuta dimenzija) znatno veća od ostalih dimenzija se šire linearno, tj. povećava im se samo duljina. Prethodna rečenica nije u postupnosti točna, jer kod zagrijavanja se sva tijela uvijek šire u sve tri dimenzije, ali zbog velike razlike u dimenzijama povećanje ostalih dimenzija u odnosu na istaknutu dimenziju je toliko malo da se može zanemariti. S obzirom na oblik tijela, razlikuje se linearno širenje, površinsko širenje i prostorno širenje. Kod linearnog širenja kaže se da se mijenja samo jedna dimenzija tijela, dok se promjena preostale dvije zanemaruje. Kod površinskog širenja mijenjaju se dvije istaknute dimenzije, a promjena jedne dimenzije se zanemaruje, dok se kod prostornog širenja povećanje dimenzija događa svim pravcima proporcionalno početnoj duljini u svakom pravcu. Koeficijent površinskog širenja je otprilike duplo veći od koeficijenta linearnog širenja ($\alpha_p = 2\alpha$), a koeficijent prostornog širenja tri puta veći od koeficijenta linearnog širenja ($\alpha_v = 3\alpha$). Površinsko i prostorno širenje tijela mogu se približno izračunati prema izrazima:

$$\Delta S = S_0 \cdot 2\alpha \cdot (T_2 - T_1)$$

$$\Delta V = V_0 \cdot 3\alpha \cdot (T_2 - T_1)$$

Gdje je:

ΔS – promjena površine uslijed zagrijavanja

S_0 – početna površina

ΔV – promjena volumena uslijed zagrijavanja

V_0 – početni volumen

Toplinsko širenje u praksi se uzima u obzir kod konstruiranja dalekovoda, tračnica mostova i slično. Tako se može primijetiti kako su žice dalekovoda više obješene u ljetnim, nego zimskim mjesecima. Kada bi se žice dalekovoda postavljale tako da su u potpunosti nategnute ljeti, kada bi se zimi spustila temperatura, žice bi se skratile zbog toplinske dilatacije i došlo bi do oštećenja ili čak pucanja žica ili dalekovoda. Tračnice se pak postavljaju tako da zimi između njih postoji određeni razmak, jer bi inače u ljetnim mjesecima zbog povećanja temperature došlo do izvijanja tračnica (Slika 4.12.). Mostovi se grade tako da im je jedan oslonac pomičan kako bi se mogli slobodno širiti i stezati uslijed promjene temperature.

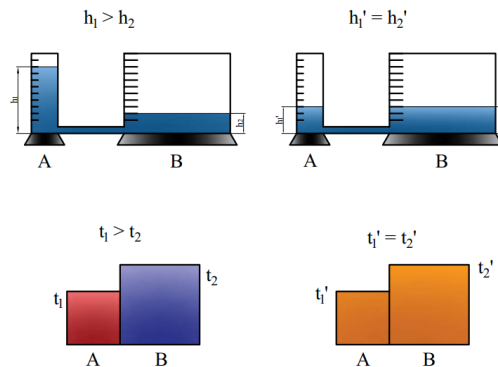


Slika 4.12. Deformacija tračnica zbog toplinske dilatacije

4.3. Toplinska ravnoteža i prijelaz topline

Kao što je prethodno objašnjeno, toplina je jedan od prelaznih oblika energije i kao takva, prelazi iz jednog termodinamičkog sustava u drugi dok među njima postoji temperaturna razlika. Toplina prelazi iz sustava više temperature u sustav niže temperature sve dok im se temperature ne izjednače. Prelazak topline iz sustava u sustav je analogan prelasku vode između dvije spojene posude ako je različita visina vode u posudama (Slika 4.13). Slika prikazuje dvije spojene posude, prije i nakon uspostavljanja ravnoteže, te analogno tome dva toplinska sustava prije i nakon uspostavljanja toplinske ravnoteže. Voda će prelaziti iz jedne posude u drugu dok im se razina vode ne izjednači. Bitno je primijetiti da voda prelazi iz posude u kojoj je viša *razina* vode, a ne iz posude u kojoj je veća *količina* vode. Na primjer, u posudi B može biti veća količina vode jer je posuda ima veću bazu, ali u posudi A je voda na višoj razini, zbog toga će, iako je u

posudi A manja količina vode, voda prelaziti iz posude A u posudu B. Analogno vrijedi i za toplinu, toplina prelazi iz sustava više temperature u sustav niže temperature, bez obzira na količinu unutarnje energije svakog sustava.



Slika 4.13. Prijelaz tekućine i prijelaz topline

Nakon što su dva sustava izjednačila temperaturu, sustavu s višom početnom temperaturom temperatura se smanjila, a sustavu s nižom početnom temperaturom temperatura je porasla. Konačna temperatura oba sustava *najčešće nije* aritmetička sredina njihovih početnih temperatura, već ovisi o njihovim pojedinim početnim temperaturama, masama i toplinskim kapacitetima. Trenutak kada su se temperature izjednačile prestaje razmjena topline, kaže se da je postignuta toplinska ravnoteža. **Toplinska ravnoteža** je toplinsko stanje dvaju ili više različitih sustava koje se postiže kada svi sustavi imaju istu temperaturu. Sustavi spontano uspostavljaju toplinsku ravnotežu, a vrijeme postizanja toplinske ravnoteže ovisi o toplinskoj provodljivosti odnosno otporu provođenja topline između granica sustava. Svaki prirodni sustav nastoji postići stanje toplinske ravnoteže sa sustavom različite temperature. Jednom kad se toplinska ravnoteža postigne, sustav se ne može vratiti u početno stanje bez vanjskog utjecaja.

Ako je sustav A u toplinskoj ravnoteži sa sustavom B, a sustav B je u toplinskoj ravnoteži sa sustavom C onda je lako zaključiti da su sustavi A i C također u toplinskoj ravnoteži. Navedena pretpostavka je poznata kao nulti zakon termodinamike. Dakle, **nulti zakon termodinamike** glasi: dva su sustava u toplinskoj ravnoteži ako je svaki od njih u toplinskoj ravnoteži s nekim trećim sustavom.

Prijelaz topline ili prijenos topline je proces razmjene topline između dva sustava različitih temperatura. Postoje tri načina prijelaza topline, a to su: provođenje (ili kondukcija),

strujanje (ili konvekcija) i zračenje (ili radijacija). Vođenje topline, odnosno kondukcija je prijenos topline između dva tijela koja se fizički dodiruju, kao na primjer prijelaz topline s ploče štednjaka na posudu koja se nalazi na njoj. Strujanje, odnosno konvekcija je usmjereno gibanje tekućina i plinova (fluida) pri kojem se topliji fluid giba prema hladnijem, kao na primjer kada se otvore vrata zagrijane pećnice, a topli zrak tada struji prema gore. Zračenje, odnosno radijacija je prijenos topline elektromagnetskim zračenjem. Upravo tako Sunce zagrijava Zemlju, budući da Sunce i Zemlja nisu u dodiru, niti između njih struje fluidi. Toplinsko zračenje širi se brzinom svjetlosti. U praksi i svakodnevnom životu nekad se nastoji postići što intenzivniji prijelaz topline (npr. prijelaz topline s grijalice u prostoriju), a nekad se nastoji prijelaz topline maksimalno usporiti (npr. izolirane cijevi kroz koje prolazi topla voda ili kava u termos boci), tj. toplina se nastoji sačuvati. Prijelaz topline nikada nije moguće u potpunosti spriječiti.

4.3.1. Kondukcija (provođenje) topline

Kondukcija, odnosno provođenje topline, je karakteristično za čvrsta tijela. Toplina se provodi kroz tijelo preko molekula, s tim da nema trajnog pomicanja molekula. Izotermne površine tijela su sve točke tog tijela koje u datom trenutku imaju jednaku temperaturu. Provođenje topline uvijek se odvija od mjesta više temperature prema mjestu niže temperature. Primjer provođenja topline kroz jednu stijenku može se zorno opisati na primjeru homogenog betonskog zida. Neka se radi o zidu kuće u zimskim mjesecima. Unutrašnjost kuće se grije, pa je temperatura veća nego temperatura okoline s vanjske strane zida. Unutrašnja površina i vanjska površina zida su izotermne površine, tj. cijela površina je jednake temperature. Promjena temperature između navedenih površina je linearna. Toplina koja u jedinici vremena prolazi kroz stijenku naziva se **toplinski tok** (Φ), a ovisi o debljini stijenke (δ), razlici temperatura (ΔT), površini zida (A) i vrsti materijala.

$$\Phi = \frac{Q}{t}$$

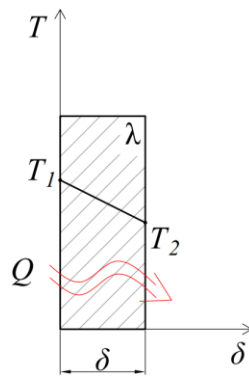
Gdje je:

Φ [W] – toplinski tok

Q [J] – toplina

t [s] – vrijeme

Poznato je da neki materijali veoma dobro provode toplinu (npr. metali) i nazivaju se toplinski vodiči, dok neki materijali slabo provode toplinu (npr. stiropor, pluto, kamena vuna, staklena vuna i sl.) i nazivaju se toplinski izolatori. Koliko dobro materijal provodi toplinu opisuje se koeficijentom toplinske vodljivosti. **Koeficijent toplinske vodljivosti (λ)** je količina topline koja prođe kroz stijenku jedinične debljine (1 m) i jedinične površine (1 m²) pri temperaturnoj razlici od 1 °C. Vrijednosti koeficijenta toplinske vodljivosti utvrđuju se eksperimentalno i prikazuju tablično (Tablica 4.2.).



Slika 4.14. Kondukcija topline kroz stijenku

$$\Phi = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_1 - T_2) \cdot A$$

Gdje je:

Φ [W] – toplinski tok

λ [W/mK] – koeficijent toplinske vodljivosti

δ [m] – debljina stijenke

T_1 [K] – temperatura toplije površine stijenke

T_2 [K] – temperatura hladnije površine stijenke

A [m²] – površina stijenke

Tablica 4.2. Koeficijenti toplinske vodljivosti za neke materijale

Materijal	λ [W/mK]	Materijal	λ [W/mK]
Aluminij	229	Beton	0,8
Bakar	386	Beton (armirani)	1,5
Čelik	57	Pluto	0,05
Olovo	35	Staklena vuna	0,038

Kada se govori o toplinskom svojstvu neke stijenke, toplinski tok se svodi na jediničnu površinu, tj. koliko topline prođe kroz stijenku površine 1 m^2 u jedinici vremena, to svojstvo se opisuje gustoćom toplinskog toka. **Gustoća toplinskog toka** (q) je toplina koja prolazi kroz stijenku jedinične površine u jedinici vremena.

$$q = \frac{\Phi}{A}$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_1 - T_2)$$

Gdje je:

q [W/m²] – gustoća toplinskog toka

Φ [W] – toplinski tok

A [m²] – površina stijenke

λ [W/mK] – koeficijent toplinske vodljivosti

δ [m] – debljina stijenke

T_1 [K] – temperatura toplije površine stijenke

T_2 [K] – temperatura hladnije površine stijenke

Kada toplina prolazi kroz višeslojnu stijenku koja se sastoji od više slojeva različitih debljina i materijala, a time i različitih koeficijenata toplinske vodljivosti, tada kroz svaki sloj prolazi jednak toplinski tok (Slika 4.15).

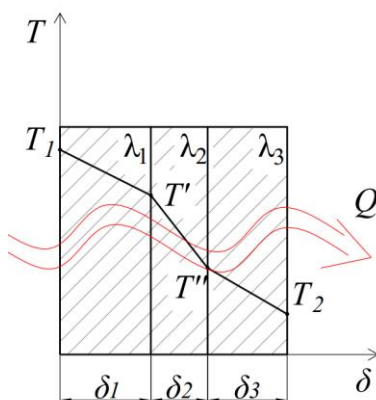
$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (T_1 - T') = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (T' - T'') = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (T'' - T_2)$$

Iz čega se dobiju ove tri jednačbe:

$$T_1 - T' = q \cdot \frac{\lambda_1}{\delta_1}$$

$$T' - T'' = q \cdot \frac{\lambda_2}{\delta_2}$$

$$T'' - T_2 = q \cdot \frac{\lambda_3}{\delta_3}$$



Slika 4.15. Kondukcija kroz višeslojnu stijenku

Kada se zbroje ove tri jednačbe dobije se izraz za gustoću toplinskog toka kroz višeslojnu stijenku. U konačnici može se promatrati samo temperaturna razlika najtoplije i najhladnije površine, a gustoća toplinskog toka kroz višeslojnu stijenku se računa prema izrazu:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}$$

Gdje je:

q [W/m²] – gustoća toplinskog toka

λ [W/mK] – koeficijent toplinske vodljivosti

δ [m] – debljina stijenke

T_1 [K] – temperatura toplije površine stijenke

T_2 [K] – temperatura hladnije površine stijenke

4.3.2. Konvekcija (strujanje) topline

Kod fluida (tekućina i plinova) molekule tvari se gibaju i mijenjaju svoj položaj. U tom slučaju toplina se istodobno prenosi i kondukcijom i konvekcijom. Kada bi se u jedan kraj velike kade hladne vode usula topla voda, tekućina bi konačno poprimila neku temperaturu koja je između te dvije početne temperature tekućina. U tom slučaju molekule tekućine će se izmiješati, tj. molekule veće temperature će se premjestiti u područje molekula manje temperature i obratno. To je prijenos topline strujanjem. Nakon toga, budući da su sada dvije molekule različitih temperatura u međusobnom dodiru, toplina će prelaziti s molekule više temperature na molekulu niže temperature (kondukcija) dok im se temperature ne izjednače. U praksi je čest slučaj da fluidi pri strujanju dolaze u dodir sa stijenkom cijevi ili zida te mu predaju ili oduzimaju toplinu (Slika 4.16.). Na tom principu radi većina rashladnih uređaja (hlađenje motora SUI, hladnjak za namirnice i sl.) ili grijalica (uljni radijator, centralno grijanje i sl.). Gustoća toplinskog toka koja se prenese u ovom slučaju računa se prema izrazu:

$$q = \alpha \cdot (T - T_1)$$

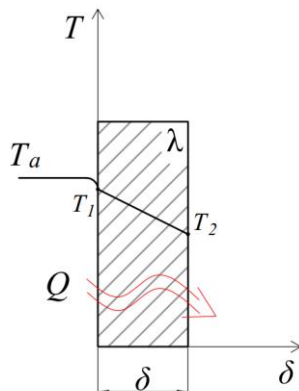
Gdje je:

q [W/m²] – gustoća toplinskog toka

α [W/m²K] – koeficijent prijenosa topline

T [K] – temperatura fluida

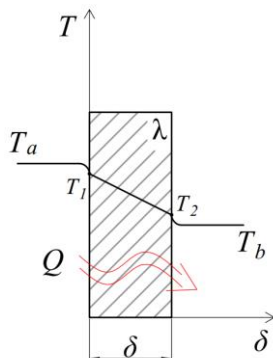
T_1 [K] – temperatura površine stijenke



Slika 4.16. Konvekcija

Očito je da prijenos topline ovisi o razlici temperatura i o koeficijentu prijenosa topline. **Koeficijent prijenosa topline (α)** je količina topline koja se u jedinici vremena (1 s) prenese na jedinicu površine (1 m²) stijenke pri razlici temperatura od 1 K. Koeficijent α (paziti da se ne pomiješa s koeficijentom linearnog toplinskog istezanja koji ima istu oznaku!) određuje se eksperimentalno. Koeficijent prijenosa topline, a time i konvekcija topline s fluida na stijenku ovisi o puno faktora, a to su:

- Brzina strujanja; što je veća brzina strujanja to je veći prijenos topline.
- Vrsta strujanja, kod turbulentnog strujanja prenosi se veća količina topline nego kod laminarnog strujanja.
- Hrapavost i geometrijski oblik stijenke.
- Fizikalna svojstva tvari i mijenjaju li tvari prilikom strujanja agregatno stanje.



Slika 4.17. Prijelaz topline s fluida na fluid kroz stijenku

Kod gore navedenih primjera iz prakse (motori SUI, grijalice itd.) toplina se istodobno prenosi i konvekcijom i kondukcijom. Na primjer, svrha uljnog radijatora (sobne grijalice) je prijenos topline s prethodno zagrijanog ulja u radijatoru na zrak prostorije koja se grije (Slika 4.17.). Toplina se prvo konvekcijom prenosi s ulja na jednu stijenku radijatora, zatim kondukcijom prolazi kroz navedenu stijenku, a zatim se ponovo konvekcijom prenosi s druge stijenske radijatora na zrak u prostoriji. Sva toplina mora proći kroz tri različite tvari koje različito provode toplinu. Kao što je već spomenuto, prolaz topline konvekcijom ovisi o koeficijentu prijenosa topline (α), a kod kondukcije o debljini stijenske (δ) i koeficijentu provođenja topline (λ). U ovom slučaju gustoća toplinskog toka se računa prema izrazu:

$$q = \frac{T_a - T_b}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Gdje je:

q [W/m²] – gustoća toplinskog toka

α [W/m²K] – koeficijent prijenosa topline

λ [W/mK] – koeficijent toplinske vodljivosti

δ [m] – debljina stijenske

T_a [K] – temperatura toplijeg fluida

T_b [K] – temperatura hladnijeg fluida

4.3.3. Radijacija (zračenje) topline

Zračenje topline, odnosno radijacija topline, jest prijenos topline bez da su tijela u dodiru ili da između njih struji fluid. Već spomenuti primjer, radijacija topline sa Sunca na Zemlju, zorno prikazuje kako tijela ne trebaju biti u dodiru, nema strujanja fluida između dva tijela, fluid između ta dva tijela (Zemljina atmosfera) ostaje hladan, a toplina se svejedno prenosi. Tako najviši slojevi zemljine atmosfere ostaju hladni (-50 °C) dok se tijela na zemljinoj površini mogu zagrijati i preko 60 °C. Toplina s tih tijela tada konvekcijom prelazi na zrak i zagrijava ga. Kod radijacije toplina se prenosi elektromagnetskim zračenjem, tj. infracrvenim zračenjem, kojeg definiraju valovi

duljine 0,8 μm do 400 μm . Infracrvene zrake, još se nazivaju i toplinske zrake, te se one ponašaju po fizikalnim zakonima kao i svjetlosne zrake, što znači da se toplinska energija zračenjem prenosi brzinom svjetlosti. Za razliku od ostalih načina prijenosa topline, pri zračenju i hladnije tijelo djeluje na toplije. Iz iskustva je poznato da će tijela od istog materijala, ostavljena na suncu, biti veće ili niže temperature ovisno o tome koje su boje, tj. tamnija tijela bit će veće temperature, a tijela svjetlije boje bit će manje temperature. To je zbog toga što se od ukupne topline koja se prenosi zračenjem, dio topline se apsorbira, dio se reflektira, a dio se propušta. Koliko tijelo topline apsorbira, reflektira i propušta opisuje se pripadajućim koeficijentima, tzv. koeficijentom apsorpcije, koeficijentom refleksije i koeficijentom propusnosti. Kada bi tijelo apsorbiralo svu toplinsku energiju koju dobiva zračenjem, koeficijent apsorpcije bio bi 1, a to tijelo bi se nazivalo **apsolutno crno tijelo**. Kada bi tijelo u potpunosti reflektiralo svu toplinu koja dospijeva zračenjem, koeficijent refleksije bio bi 1, a takvo tijelo bi se nazivalo **apsolutno bijelo tijelo**. U prirodi ne postoje apsolutno crna ili bijela tijela, već samo **siva tijela** koja djelomično apsorbiraju, a djelomično reflektiraju toplinu dobivenu zračenjem.

4.4. Idealni plin

Idealni plinovi su uvijek u plinovitom stanju i ne mijenjaju svoje agregatno stanje uslijed promjene veličina stanja. Kod idealnog plina ne postoje međusobne privlačne sile među molekulama, a njihov volumen je beskonačno mali u odnosu na volumen promatranog plina. Ponašanje idealnog plina može se opisati jednadžbama stanja idealnog plina. Idealni plinovi su teorijski koncept i ne postoje u praksi. Realni plinovi se ponašaju kao idealni pri normalnim uvjetima, te se s dovoljnom točnošću, uz manja ograničenja, jednadžbama stanja može opisati i ponašanje realnih plinova. Uglavnom, realni plin se ponaša kao idealni plin pri visokim temperaturama i niskim tlakovima, što dovodi do velikih udaljenosti između molekula plina. Plinovi izgaranja, koji se pojavljuju kao radni medij u motorima s unutarnjim izgaranjem, su vrlo približni idealnim plinovima što se tiče njihovih svojstava. Zbog toga se može kod toplinskih proračuna plinove nastale uslijed izgaranja smatrati idealnim plinovima. Realni plinovi pri niskim temperaturama i visokim tlakovima mijenjaju svoje agregatno stanje, te odstupaju od modela idealnog plina – to se posebno odnosi na vodenu paru.

Molekula se sastoji od dva ili više atoma povezanih zajedničkim elektronima u kovalentnoj vezi, i to je najmanji dio tvari koji posjeduje ista svojstva i građu kao i sama tvar. **Mol (*n*)** je mjerna jedinica za količinu tvari i govori o tome koliko molekula tvar sadržava. 1 mol bilo koje tvari sadrži točno $6,022 \times 10^{23}$ molekula (tzv. Avogadrov broj). U praksi se često koristi tisuću puta veća mjerna jedinica kmol (kilomol). Količina plina koja pri normalnom stanju ima volumen od 1 m^3 naziva se *normalni kubni metar*. Molna masa (*M*) je omjer mase i količine tvari, a izražava se u g/mol ili kg/kmol. Molna masa je brojčano jednaka relativnoj atomskoj masi za atome i relativnoj molekulskoj masi za molekule.

Avogadrov zakon govori da jednaki volumeni različitih plinova na istim tlakovima i temperaturama imaju isti broj molekula. Veličine stanja (tlak, temperatura i volumen) ne ovise o vrsti plina, nego o broju molekula i njihovom toplinskom stanju. Dakle, ako se bilo koja dva plina nalaze u jednakim posudama pod istim tlakom i temperaturom, imat će *isti* broj molekula, ali imat će *različite* mase.

Na primjer, ako se usporede kisik i vodik pri jednakim temperaturama, tlakovima i volumenima, njihova količina tvari bit će jednaka, tj. bit će jednak broj molekula plina. Njihove mase bit će različite jer su im različite molne mase, pa tako kisik (O_2) ima molnu masu od $M(\text{O}_2) = 32 \text{ kg/kmol}$, a vodik (H_2) ima molnu masu od $M(\text{H}_2) = 2,016 \text{ kg/kmol}$.

Kada se govori o količini plina bitno je zapamtiti:

- 1 kmol plina uvijek sadrži jednak broj molekula;
- 1 kmol bilo kojeg plina pri jednakom tlaku i temperaturi ima jednak volumen;
- 1 kmol nekog plina ima masu od toliko kilograma koliko iznosi relativna molekularna masa tog plina.

4.4.1. Količina topline i specifični toplinski kapacitet

Pojmom **količina topline** se opisuje koliko je energije potrebno dovesti određenoj masi neke tvari kako bi porasla temperatura te tvari. Koliko je topline potrebno dovesti određenoj tvari ovisi o masi tvari, vrsti tvari i razlici konačne i početne temperature tvari. Tako će na primjer biti potrebna duplo veća količina topline da se zagrije 2 kg vode s temperature 0°C na temperaturu 10°C , nego što bi bilo potrebno da se zagrije 1 kg vode za tu istu temperaturnu razliku. Isto tako, potrebna je dva puta veća količina topline ako se zagrijava 1 kg vode s temperature 0°C na

temperaturu 20 °C, nego kad se zagrijava 1 kg vode s temperature 0 °C na temperaturu 10 °C. Potrebna količina topline također ovisi i o vrsti tvari koja se zagrijava, pa nije svejedno zagrijava li se voda, ulje, zrak, čelik ili aluminij. Svaka tvar ima vlastiti specifični toplinski kapacitet koji je jedno od toplinskih svojstava tvari.

Specifični toplinski kapacitet (c) je ona količina topline koju je potrebno dovesti jediničnoj masi tvari (1 kg) kako bi joj temperatura porasla za jedinični iznos (1 K ili 1 °C). Specifični toplinski kapacitet nekih čvrstih tvari i tekućina je prikazan u tablici (Tablica 4.3.). Količina topline koja se dovodi tvari (ili tijelu, ili sustavu) ovisi o masi tvari (m), vrsti tvari (c) i temperaturnoj razlici ($\Delta t = t_2 - t_1$) i računa se prema izrazu:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t$$

gdje je:

Q [J]-količina topline

m [kg]-masa tvari

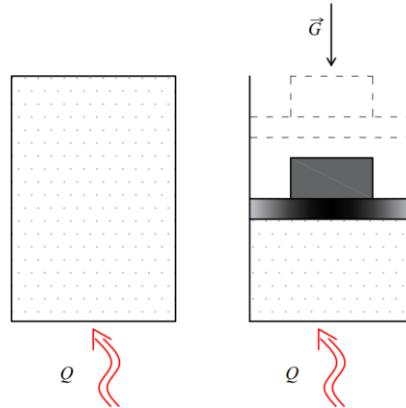
c [J/kgK]-specifični toplinski kapacitet

Δt [°C]-temperaturne razlika

Tablica 4.3. Specifični toplinski kapacitet nekih tvari

Čvrste tvari	c [J/kgK]	Tekućine	c [J/kgK]
Aluminij	900	Voda	4 800
Bakar	380	Ulje	3 800
Olovo	130	Alkohol	2 500

Budući da se plinovima zagrijavanjem volumen znatno mijenja (za razliku od tekućina i čvrstih tvari, kojima se volumen pri zagrijavanju zanemarivo mijenja) specifični toplinski kapacitet zavisi o načinu na koji se topline dovodi. Toplina se plinu može dovoditi pri stalnom volumenu (plin u zatvorenoj posudi) ili pri stalnom tlaku, pa se tako razlikuje i specifični toplinski kapacitet pri stalnom volumenu (c_v) i specifični toplinski kapacitet pri stalnom tlaku (c_p).



Slika 4.18. Zagrijavanje pri stalnom volumenu (lijevo) i zagrijavanje pri stalnom tlaku (desno)

Posuda, stalnog volumena ($v = konst.$), s nepropusnim stijenkama u kojoj je zatvoren 1 kg plina, kao na slici (Slika 4.18, lijevo), ako se tom plinu dovodi toplina, temperatura i tlak plina će rasti. Stijenke posude su izolirane pa nema izmjene topline s okolišem, a budući da je posuda konstantnog volumena, plin ne može obaviti rad. Sva dovedena toplina je utrošena na povećanje unutrašnje energije.

U drugom slučaju, kao što je prikazano na slici (Slika 4.18, desno), plin se nalazi u cilindru. Klip cilindra je pomičan, trenje je zanemarivo, a spoj klipa i cilindra je nepropustan (nema izmjene plina s okolinom), a na njemu se nalazi uteg određene težine. Budući da je težina utega konstantna, te je i površina klipa konstantna, može se zaključiti da se plin nalazi pod stalnim tlakom ($p = konst.$). Zagrijavanjem, tj. dovođenjem topline, raste temperatura i volumen plina, ali tlak ostaje stalan. Budući da se plinu mijenja volumen, znači da plin obavlja rad pomičući klip prema gore. Dakle, dovedena toplina djelomično se utrošila na povećanje unutrašnje energije plina, a djelomično na obavljanje rada.

Iz navedenog, može se zaključiti da će specifični toplinski kapacitet pri stalnom tlaku (c_p) biti veći od specifičnog toplinskog kapaciteta pri stalnom volumenu (c_v) upravo za veličinu izvršenog mehaničkog rada. Specifični toplinski kapacitet pri stalnom tlaku, za određeni plin, bit će veći od specifičnog toplinskog kapaciteta pri stalnom volumenu upravo za iznos individualne plinske konstante tog plina (R):

$$c_p = c_v + R$$

gdje je:

c_p [J/kgK] – specifični toplinski kapacitet pri stalnom tlaku

c_v [J/kgK] – specifični toplinski kapacitet pri stalnom volumenu

R [J/kgK] – specifična (individualna) plinska konstanta nekog plina

Plinska konstanta (R) predstavlja mehanički rad, koji izvrši jedan kilogram idealnog plina, uz promjenu temperature za 1 K. Plinska konstanta jedinstvena je za svaki plin. O plinskoj konstanti bit će više riječi kasnije.

Vrijednosti specifičnih toplinskih kapaciteta pri stalnom tlaku je puno jednostavnije odrediti nego vrijednosti specifičnih toplinskih kapaciteta pri stalnom volumenu. Zbog toga se često potrebne vrijednosti specifičnih toplinskih kapaciteta pri stalnom volumenu određuju iz poznatih vrijednosti specifičnih toplinskih kapaciteta pri stalnom tlaku. U termodinamici, za idealne plinove, također je bitan odnos specifičnih toplinskih kapaciteta, tzv. adijabatski koeficijent (κ):

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

gdje je:

κ [] – adijabatski koeficijent

c_p [J/kgK] – specifični toplinski kapacitet pri stalnom tlaku

c_v [J/kgK] – specifični toplinski kapacitet pri stalnom volumenu

Vrijednosti adijabatskog koeficijenta:

$\kappa = 1,67$ (za jednoatomne plinove)

$\kappa = 1,4$ (za dvoatomne plinove)

$\kappa = 1,28$ (za troatomne plinove)

Tablica 4.4. Fizikalna svojstva nekih idealnih plinova

Plin	$M \cdot 10^3$	R	c_p	c_v	κ
	$\frac{\text{kg}}{\text{mol}}$	$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	-
Amonijak	17	489	2.20	1.71	1.28
Argon	40	208	0.52	0.31	1.67
Dušik	28	297	1.04	0.74	1.40
Kisik	32	260	0.91	0.65	1.40
Neon	20	416	1.04	0.62	1.67
Ugljični dioksid	44	189	0.85	0.66	1.28
Ugljični monoksid	28	297	1.04	0.74	1.40
Zrak	29	287	1.00	0.72	1.40
Vodik	2	4157	14.55	10.40	1.40

Budući da specifični toplinski kapacitet ovisi o temperaturi, kod velikih promjena temperature vrijednosti specifičnog toplinskog kapaciteta će se znatno mijenjati. U tom slučaju, za izračun dovedene (ili odvedene) količine topline se koristi *srednji specifični toplinski kapacitet*. Srednji specifični toplinski kapacitet, za promjenu temperature od t_1 do t_2 se računa prema izrazu:

$$[c_p]_{t_1}^{t_2} = \frac{[c_p]_0^{t_2} \cdot t_2 - [c_p]_0^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}$$

gdje je:

t_1 – početna temperatura

t_2 – konačna temperatura

$[c_p]_0^{t_2}$ - srednji spec. top. kapacitet za razliku od 0°C do t_2 °C (uzima se iz tablice)

$[c_p]_0^{t_1}$ - srednji spec. top. kapacitet za razliku od 0°C do t_1 °C (uzima se iz tablice)

Naravno, i ovdje vrijedi izraz za sve temperature i za sve plinove:

$$[c_v]_{t_1}^{t_2} = [c_p]_{t_1}^{t_2} - R$$

Izjednačenje temperatura dva tijela različitih temperatura koja su dovedena u toplinski kontakt odvija se tako da ta tijela izmjenjuju toplinu sve dok im se temperature ne izjednače, tj. dok ne postignu stanje toplinske ravnoteže. Postignuta ravnoteža neće se poremetiti sve dok su ta tijela izolirana od okoline. Logično je zaključiti da prilikom izjednačenja temperatura dvaju tijela, ono tijelo s višom temperaturom je predalo toplinu tijelu s nižom temperaturom, te da mu se temperatura snizila. Tijelo s nižom temperaturom primilo je toplinu, a temperatura mu se povisila. Konačna zajednička temperatura u pravilu nije aritmetička sredina početnih temperatura, već ovisi o masi tijela, toplinskim kapacitetima tijela i naravno njihovim početnim temperaturama.

4.4.2. Jednadžba stanja idealnog plina

Termodinamički parametri, odnosno veličine stanja tlak (p), volumen (v) i temperatura (T), međusobno su ovisne. Ako su poznate neke veličine stanja, ostale se mogu izračunati uz pomoć funkcije koja se zove *jednadžba stanja idealnog plina*.

Gay-Lussacov zakon govori o tome kako je porast volumena pri stalnom tlaku proporcionalan porastu apsolutne temperature plina. To se može objasniti ako se promatra plin u posudi (Slika 4.19.), tj. cilindru koji je zatvoren klipom pod nepromjenjivim opterećenjem (uteg i atmosferski tlak). Između klipa i cilindra nema trenja, te se klip može slobodno pomicati bez gubitaka energije. Ako se plin u cilindru zagrijava, tj. dovodi mu se toplota, temperatura plina će rasti, a klip će se pomicati prema gore, a tlak u posudi ostaje nepromjenjiv. Povećanje volumena plina bit će proporcionalno promjeni temperature, te vrijedi izraz:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

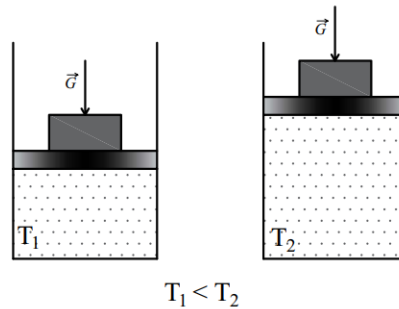
gdje je:

V_1 [m³] – volumen plina pri temperaturi T_1

V_2 [m³] – volumen plina pri temperaturi T_2

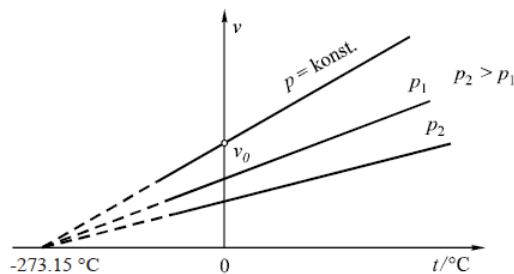
T_1 [K] – temperatura plina u prvom slučaju

T_2 [K] – temperatura plina u drugom slučaju



Slika 4.19. Posuda pod stalnim tlakom

Gay-Lussacov zakon može se prikazati na grafu (Slika 4.20.). Na slici je prikazan zakon toplinskog širenja plinova za tri različita stalna tlaka. S porastom tlaka smanjuje se nagib pravca, pa je tako za najveći tlak (p_2) volumen manji pri istoj temperaturi nego što je za neki manji tlak (p_1). Iz grafa je vidljivo da se sva tri pravca sijeku u istoj točki, na temperaturi od $-273,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (apsolutna nula). Pravci na grafu ispod određene temperature su crtkani, jer pri tako niskim temperaturama ovaj zakon u stvarnosti ne vrijedi zbog toga što se realni plin pretvara u tekućinu pod tim uvjetima. Isto tako ne može se reći da je volumen u apsolutnoj nuli također jednak nuli, jer to bi značilo da je materija nestala.



Slika 4.20. Grafički prikaz Gay-Lussacovog zakona

Charlesov zakon govori o tome kako je porast tlaka pri stalnom volumenu proporcionalan porastu temperature plina. Ako se promatra zatvorena posuda stalnog volumena (Slika 4.21.) u kojoj se nalazi plin, pri zagrijavanju (dovođenju topline), temperatura plina u posudi će rasti, a proporcionalno tome rasti će i tlak plina u posudi. Isto vrijedi i u obrnutom slučaju, kada se plinu odvodi toplina, temperatura i tlak se proporcionalno smanjuju. Dakle, za plin pri stalnom volumenu vrijedi izraz:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

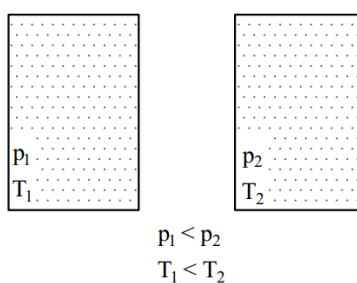
gdje je:

p_1 [Pa] – tlak plina pri temperaturi T_1

p_2 [Pa] – tlak plina pri temperaturi T_2

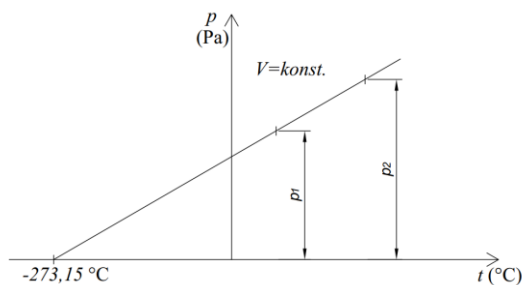
T_1 [K] – temperatura plina u prvom slučaju

T_2 [K] – temperatura plina u drugom slučaju



Slika 4.21. Posuda stalnog volumena

Kod zagrijavanja plina, porast tlaka pri stalnom volumenu je proporcionalan i prikazan pravcem na p - t grafu (tlak-temperatura). Pri temperaturi od $-273,15$ °C tlak je jednak nuli, što prema kinetičko-molekularnoj teoriji znači da molekule nemaju brzinu, tj. da im je kinetička energija nula.



Slika 4.22. Grafički prikaz Charlesovog zakona

Boyle-Mariotteov zakon govori da su umnošci volumena i tlaka, pri promjeni stanja uz stalnu temperaturu, konstantni. Kada bi se plin nalazio u cilindru, a cilindar se potisne prema dolje,

mijenjaju se volumen, tlak i temperatura (Slika 4.23.). Ako bi se istovremeno odvodila toplina (npr. cilindar se hladi rashladnom tekućinom), tako da temperatura ostaje stalna, umnožak tlaka i volumena bi bio konstantan. Može se reći, koliko puta povećamo volumen plina, toliko puta se smanji tlak plina i obratno, što se može zapisati:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 = konst.$$

ili

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1}$$

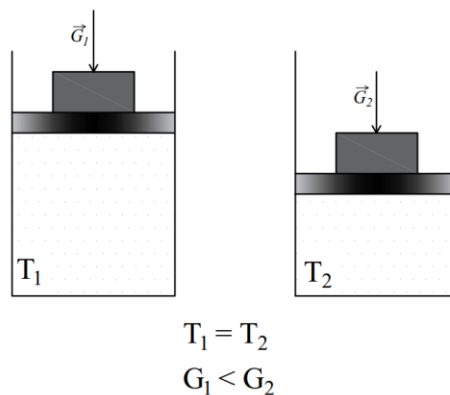
gdje je:

p_1 [Pa] – tlak plina u prvom slučaju

p_2 [Pa] – tlak plina u drugom slučaju

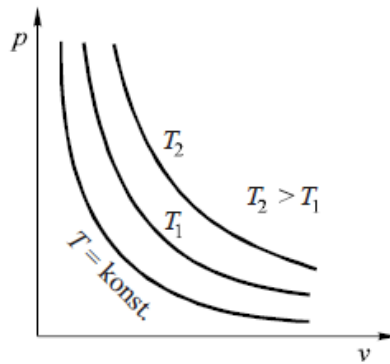
V_1 [m³] – volumen plina u prvom slučaju

V_2 [m³] – volumen plina u drugom slučaju



Slika 4.23. Posude iste temperature

Volumen plina je obrnuto proporcionalan tlaku pri stalnoj temperaturi. U p - V dijagramu ta ovisnost se prikazuje istostranom hiperbolom za određenu temperaturu. Hiperbole su udaljenije od ishodišta što je veća temperatura plina, što je prikazano na Slika 4.24.



Slika 4.24. Grafički prikaz Boyle-Mariotteovog zakona

Plinska jednačba stanja opisuje ponašanje određenog idealnog plina u općem slučaju, kada se mijenjaju sve tri veličine stanja. Iz prethodnih zakona, kod kojih je uvijek jedna veličina bila stalna, može se izvesti plinska jednačba stanja koja sadržava tlak, volumen i temperaturu, a glasi:

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} = \frac{p_3 \cdot V_3}{T_3} = \dots = konst.$$

Iz izraza je očito da za bilo koje stanje plina, odnos tlaka, volumena i temperature daje isti rezultat, odnosno konstantu. Ta konstanta se naziva **individualna plinska konstanta (R)** i jednoznačno je određena za svaki plin (Slika 4.24.). Plinska konstanta plina ne ovisi o toplinskom stanju plina, već samo o njegovom kemijskom sastavu, pa tako gušći plinovi imaju manju plinsku konstantu i obratno. Opći plinski zakon za 1 kg plina se može pisati u obliku:

$$\frac{p \cdot v}{T} = R$$

odnosno, ako se izraz pomnoži s masom plina:

$$p V = mRT$$

gdje je:

p [Pa] – tlak

$V [m^3]$ – volumen

$v [m^3/kg]$ – specifični volumen

$T [K]$ – apsolutna temperatura

$R [J/kgK]$ – plinska konstanta

$m [kg]$ – masa plina

Iz navedenog je očito da opći plinski zakon vrijedi za individualne plinove. Kako bi se dobila jednadžba stanja koja će vrijediti za sve plinove, bez obzira na njihov kemijski sastav treba se poslužiti Avogadrovim zakonom koji glasi: *svi plinovi istog volumena pri istom tlaku i temperaturi imaju jednak broj molekula*. Ako se plinska konstanta bilo kojeg plina pomnoži s molekularnom masom tog istog plina dobit će se uvijek isti rezultat koji se naziva **opća plinska konstanta (R_0)**, koja je jednaka za sve plinove i iznosi:

$$R_0 = 8314,4 \left[\frac{J}{kmol K} \right]$$

Razlika između plinske konstante i opće plinske konstante je u tome što je plinska konstanta jednoznačno određena za svaki plin, a opća plinska konstanta je jednaka za sve plinove. Kao što je već rečeno, *plinska konstanta (R)* predstavlja mehanički rad, koji izvrši *jedan kilogram* idealnog plina savladavajući vanjski tlak, uz promjenu temperature za 1 K, dok *opća plinska konstanta (R_0)*, je kod idealnih plinova jednaka mehaničkom radu što ga izvrši *jedan kilomol* plina savladavajući vanjski tlak pri zagrijavanju za 1 K.

Uvođenjem količine tvari umjesto mase, te opće plinske konstante umjesto individualne plinske konstante dobiva se **opća plinska jednadžba stanja** iz koje nestaje utjecaj posebnih svojstava nekog plina, te se može primijeniti jednako na sve plinove. Za n kmola idealnog plina jednadžba glasi:

$$pV = nR_0T$$

gdje je:

$p [Pa]$ – tlak

$V [m^3]$ – volumen

$T [K]$ – apsolutna temperatura

$R_0 [J/kmol K]$ – opća plinska konstanta

$n [kmol]$ – količina plina

$v [kg/m^3]$ – specifični volumen

U tehničkoj praksi su **plinske smjese** mnogo učestalije nego čisti plinovi. Plinske smjese su mješavine dvaju ili više plinova koji nisu kemijski povezani, kod kojih su svi plinovi iste temperature, ali se svaki plin ponaša kao da sam zauzima cjelokupan prostor. U smjesi plinova svaki plin ima svoj parcijalni tlak, tj. tlak koji bi taj plin imao da se jedini nalazi u prostoru. Ukupan tlak smjese je jednak zbroju parcijalnih tlakova pojedinih plinova. Primjeri plinskih smjesa su: zrak – smjesa dušika, kisika i ostalih plinova; gorivi plinovi, smjesa gorivih plinova sa zrakom (npr. kod Otto motora), dimni plinovi nastali izgaranjem goriva itd. Zakoni koji vrijede za idealne plinove vrijede i za plinske smjese.

4.4.3. Promjene stanja idealnih plinova

Tehnička termodinamika proučava međusobne pretvorbe mehaničke i toplinske energije, a u praksi se najčešće nastoji dobiti mehanička energija iz relativno jeftine toplinske energije u toplinskim strojevima poput motora SUI, plinskih i parnih turbina i sl. Za funkcioniranje toplinskih strojeva potrebna je radna tvar. Plinovi se često koriste kao posrednici pri pretvorbi toplinske i mehaničke energije zbog svog svojstva da im se volumen znatno mijenja pri dovođenju, odnosno odvođenju topline. Pri termodinamičkim procesima stanje plina se gotovo neprekidno mijenja, tj. plin prolazi kroz niz uzastopnih stanja koje se nazivaju promjene stanja plina.

Poznavanje tih stanja i promjena veoma je važno u tehničkoj praksi jer veličine stanja (tlak, temperatura i volumen) utječu na karakteristike potrebnih toplinskih strojeva i uređaja. Strojevi se dimenzioniraju prema maksimalnom tlaku koji moraju izdržati i silama koje proizlaze iz tih tlakova. Veličina uređaja izravno ovisi o volumenu radne tvari, a mehanička svojstva materijala uvelike ovise o temperaturi, što se također mora uzeti u obzir kod dimenzioniranja strojeva i uređaja. Podatci o izmjeni topline i obavljenom mehaničkom radu bitni su za proračun pogonskih troškova.

Budući da se govori o idealnim plinovima, analiza stanja plina pri promjeni stanja je vrlo jednostavna. Čak kada se radi i o stvarnim plinovima, mogu se koristiti rezultati dobiveni analizom idealnog plina koji se tada korigiraju uz pomoć korekcijskih faktora.

U nastavku će se objasniti karakteristične promjene stanja idealnog plina, a to su izohorna, izobarna, izotermna, adijabatska i politropska promjena stanja idealnog plina, te će biti prikazane u p - V dijagramu. Da bi se promjene stanja mogle smatrati povratnim, uzet će se u obzir dvije pretpostavke:

- na plin se u svakom trenutku njegove promjene može primijeniti jednadžba stanja idealnog plina. Smatra se da su promjene *ravnotežne* ili *povratne*, tj. plin se stalno nalazi u unutarnjoj i vanjskoj mehaničkoj ravnoteži, te u unutarnjoj toplinskoj ravnoteži.
- izvršeni mehanički rad se računa prema $W_{1-2} = \int_1^2 p \, dV$ što znači da površina ispod krivulje u p - V dijagramu predstavlja izvršeni rad.

Izobarna promjena stanja ($p=\text{konst.}$) je promjena stanja idealnog plina pri stalnom tlaku, prikazana na (Slika 4.25). Ova promjena stanja je već ranije objašnjena kod specifičnog toplinskog kapaciteta pri stalnom tlaku, te kod Gay-Lussacovog zakona. Plin se nalazi u posudi stalnog tlaka, a izvana se dovodi toplota. *Budući da tlak ostaje stalan, dovodenjem topline plinu proporcionalno rastu temperatura i volumen.*

$$p = \text{konst.}$$

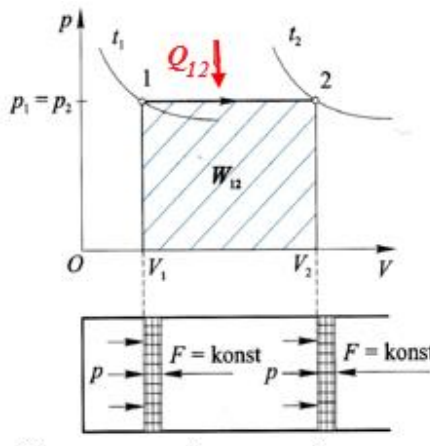
$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Zbog promjene volumena, tj. pri pomicanju stapa iz početnog u krajnji položaj plin izmjenjuje rad s okolinom. Dakle, dovedena toplota se dijelom troši na povećanje unutarnje topline, a dijelom na izvršeni rad. Budući da se proces odvija pri stalnom tlaku, pri dovodenju topline i promjena temperature se računa uz pomoć specifičnog toplinskog kapaciteta pri stalnom tlaku. **Izobara** je krivulja na dijagramu koja opisuje promjenu stanja plina pri stalnom tlaku. Za izobarnu promjenu stanja vrijede izrazi:

$$W = p \cdot (V_2 - V_1)$$

$$Q = (U_2 - U_1) + W$$

$$Q = m \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1)$$



Slika 4.25. Izobara

Izohorna promjena stanja ($V=\text{konst.}$) je promjena stanja idealnog plina pri stalnom volumenu. Ova promjena stanja je također ranije objašnjena, plin se nalazi zatvoren u posudi nepromjenjivog volumena, što znači da *pri dovođenju topline proporcionalno rastu tlak i temperatura plina, ali volumen ostaje konstantan.*

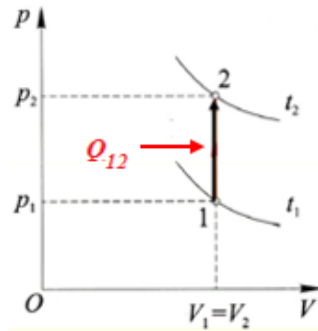
$$V = \text{konst.}$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Budući da nema promjene volumena, plin nije u mogućnosti razmijeniti rad s okolinom ($V=\text{konst.}; W=0$), kao što se vidi i na dijagramu (Slika 4.26.), budući da je površina ispod krivulje jednaka nuli. Budući da plin ne može obavljati rad, sva dovedena topline se troši na povećanje unutarnje energije plina. Proces se odvija pri stalnom volumenu, pri dovođenju topline i promjena temperature se računa uz pomoć specifičnog toplinskog kapaciteta pri stalnom volumenu. **Izohora** je krivulja na dijagramu koja opisuje promjenu stanja pri stalnom volumenu. Za izohornu promjenu stanja vrijede izrazi:

$$W = 0$$

$$Q = U_2 - U_1 = m \cdot c_v \cdot (t_2 - t_1)$$



Slika 4.26. Izohora

Izotermna promjena stanja ($T = \text{konst.}$) je promjena stanja plina uz stalnu temperaturu. Plin se nalazi u ne izoliranom cilindru koji veoma sporo ekspandira. Iz okoliša na plin, kroz stijenku, prelazi toliko topline da temperatura ostaje stalna. Budući da se temperatura plina ne mijenja, unutarnja energija plina ostaje stalna ($T = \text{konst.}$, $U = \text{konst.}$). Prema prvom zakonu termodinamike može se zaključiti da se sva dovedena toplina pretvorila u rad. Kod izotermne promjene stanja, tlak i volumen plina se povećavaju pri dovođenju topline, odnosno smanjuju pri odvođenju topline. Kod ovog procesa dovedena toplina se ne troši na povećanje temperature, tj. unutarnje energije plina. *Kod izotermne promjene stanja rad se odvija isključivo na račun dovedene/odvedene topline ($Q = W$).*

$$T = \text{konst.} \quad U = \text{konst.}$$

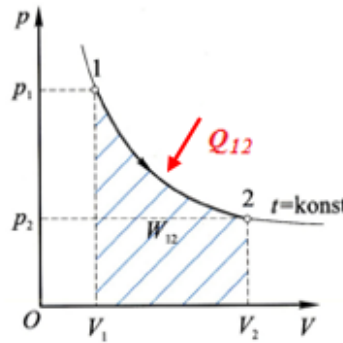
$$Q = W$$

Kao i kod ostalih promjena stanja, površina ispod p-V dijagrama (Slika 4.27.). predstavlja obavljeni rad koji se računa primjenom integralnog računa. **Izoterma** je krivulja na dijagramu koja opisuje promjenu stanja pri stalnoj temperaturi. Za izotermnu promjenu stanja vrijede izrazi:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = pV = \text{konst.}$$

$$W = m \cdot R \cdot T \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} = m \cdot R \cdot T \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$W = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} = p_2 \cdot V_2 \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} = p_2 \cdot V_2 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}$$



Slika 4.27. Izoterma

Adijabatska promjena stanja ($Q = 0$) je promjena stanja plina bez izmjene topline s okolinom, da bi se to postiglo, stijenke cilindra se moraju idealno izolirati. Budući da idealna toplinska izolacija u praksi nije moguća, ni ovaj proces u praksi nije moguć, ali postoje procesi koji su približni adijabatskom procesu. Proces kod kojih se kompresija ili ekspanzija odvija toliko brzo da se toplina ne stigne izmijeniti s okolinom. Kako nema izmjene topline s okolinom sav obavljeni rad vrši se na račun unutarnje energije.

$$Q = 0$$

$$W = U_1 - U_2$$

Adijabata je krivulja na dijagramu koja opisuje promjenu stanja bez izmjene topline s okolinom. Za adijabatsku promjenu stanja vrijede izrazi:

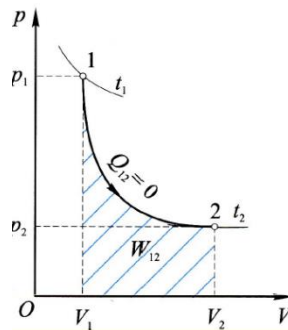
$$p_1 V_1^\kappa = p_2 V_2^\kappa = p V^\kappa \text{ konst.}$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^\kappa ; \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\kappa-1} ; \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} ; \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} ; \frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

$$W = \frac{m \cdot R}{\kappa - 1} \cdot (T_1 - T_2) = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot (p_1 V_1 - p_2 V_2)$$

$$W = \frac{m \cdot R \cdot T_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = \frac{p_1 V_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$$



Slika 4.28. Adijabata

Politropska promjena stanja je opća promjena stanja plina pri kojoj se mijenjaju sve veličine stanja uz izmjene topline i mehaničkog rada s okolinom. U praksi je gotovo nemoguće ili nepotrebno postići adijabatsku ili izotermnu promjenu stanja. Potpunu izolaciju topline nikad nije moguće postići. Za održavanje konstantne temperature, proces bi se trebao odvijati toliko sporo da bi takav proces za tehničku primjenu bio neprihvatljiv. Očito je da se realni procesi razlikuju od zamišljenih idealnih procesa. Stvarni procesi mogu se opisati politropskom promjenom stanja, odnosno jednačbama politrope.

$$p \cdot V^n = konst.$$

Eksponent politrope (n) može poprimiti vrijednosti od $0 < n < \infty$, a u praksi se utvrđuje eksperimentalnim mjerenjem. Izrazi koji opisuju adijabatsku promjenu stanja, razlikuju se od izraza koji opisuju politropsku promjenu stanja samo u eksponentu.

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n ; \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{n-1} ; \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Do sada opisane promjene stanja plina (izobara, izohora, izoterma i adijabata) su ustvari samo posebni slučajevi politrope kada eksponent n poprimi određenu vrijednost.

Kada je eksponent $n = 0$ politropska jednažba dobiva oblik jednažbe izobare.

$$p \cdot V^0 = p \cdot 1 = p = konst.$$

Kada je eksponent $n = 1$ politropska jednažba dobiva oblik jednažbe izoterme.

$$p \cdot V^1 = p \cdot V = konst.$$

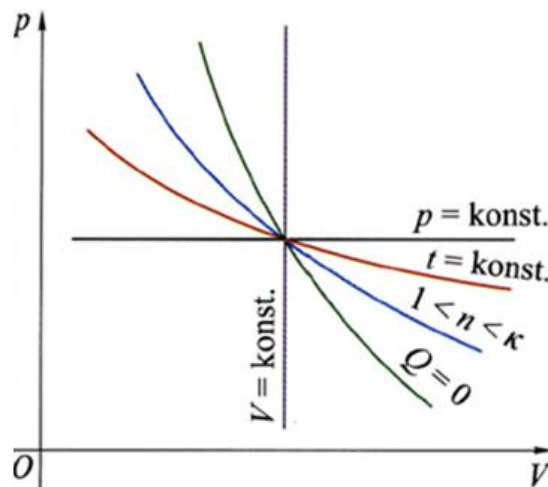
Kada je eksponent $n = \kappa$ politropska jednažba dobiva oblik jednažbe adijabate.

$$p \cdot V^\kappa = konst.$$

Kada je eksponent $n = \infty$ politropska jednažba dobiva oblik jednažbe izohore.

$$p \cdot V^\infty = p^{\frac{1}{\infty}} \cdot V = 1 \cdot V = V = konst.$$

Politropa je krivulja u dijagramu koja opisuje opću promjenu stanja plina i koja se predočava općim hiperbolama u p - V dijagramu. Na dijagramu (Slika 4.29.) prikazana je usporedba karakterističnih promjena stanja u p - V dijagramu. Bitno je primijetiti kako je adijabata u p - V dijagramu strmija hiperbola od izoterme.



Slika 4.29. Usporedba promjena stanja idealnih plinova

4.5. Zakoni termodinamike

Ranije je spomenut tzv. **nulti zakon termodinamike** koji govori o tome ako su od dva sustava (A i B), svaki zasebno, u toplinskoj ravnoteži s nekim trećim sustavom (C), zaključuje se da su i sustavi A i B u međusobnoj toplinskoj ravnoteži. U nastavku će biti riječi o prvom i drugom zakonu termodinamike, koji se još nazivaju prvi i drugi glavni stavak termodinamike.

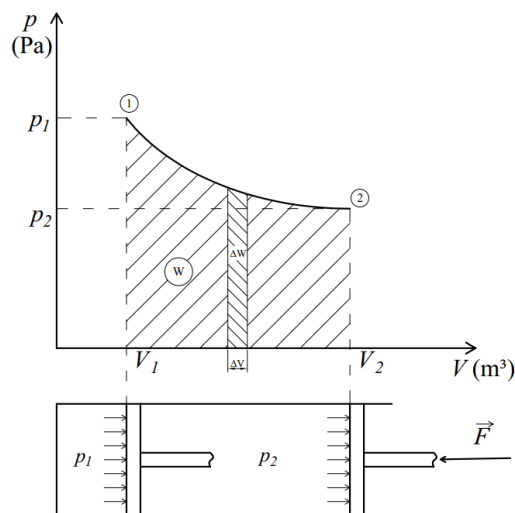
4.5.1. Prvi zakon termodinamike

Prvi zakon termodinamike jest primjena zakona o očuvanju energije na termodinamičke pojave, a glasi: *energija se ne može iz ničega stvoriti niti se može uništiti, već može samo prijeći iz jednog oblika u drugi*. Znači da u svakom sustavu, koji je izoliran od okoline, tj. nema razmjene topline ili mehaničkog rada s okolinom, ukupna energija ostaje stalna. Zbroj mehaničke i toplinske energije u sustavu je konstantan.

Princip o očuvanju energije govori da energija može prelaziti iz jednog oblika u drugi, ali zbroj svih vrsta energije unutar izoliranog sustava je stalan, pod uvjetom da na sustav djeluju samo konzervativne sile, dakle sile kod kojih obavljeni rad ne ovisi o ukupnom putu ili obliku putanje, već samo o razlici početne i konačne točke položaja tijela. U slučaju da u sustavu djeluju nekonzervativne sile, tj. gubitci, poput sile trenja ukupna mehanička energija sustava nije očuvana.

Sustav može izmijeniti energiju s okolišem na dva načina, izmjenom topline ili izmjenom mehaničkog rada. Izmjena energije s okolišem se očituje u promjeni veličina stanja sustava (tlaka, volumena, temperature i unutarnje energije). Kao što je ranije rečeno, toplina dovedena sustavu ima pozitivan predznak, a odvedena toplina negativan predznak. Kod mehaničkog rada predznaci su obrnuti, doveden rad sustavu ima negativan predznak, a odveden rad iz sustava ima pozitivan predznak.

U tehničkoj termodinamici se jako često u termodinamičkom procesu pokušava dobiti **mehanički rad**, koji kada se odvodi iz sustava mijenja toplinsko stanje tog sustava. Mehanički rad se često dobiva ekspanzijom plina u cilindru. Na dijagramu (Slika 4.30.) prikazan je termodinamički proces, odnosno promjena veličina stanja plina (radnog medija) iz stanja (1) u stanje (2). Pri stanju (1) radni medij ima tlak p_1 i volumen V_1 . Tlak djeluje na čelnu površinu stapa pri čemu se stap pomiče, volumen plina raste, a tlak pada do stanja (2), odnosno do tlaka p_2 i volumena V_2 .



Slika 4.30. Prikaz rada u p - V dijagramu

Plin je ekspanzijom, odnosno pokretanjem stapa od točke (1) do točke (2) obavio mehanički rad. Pri pomaku stapa Δs , volumen plina u cilindru se promijenio za iznos ΔV . Tlak koji djeluje na čelnu površinu stapa djeluje silom koja se može izračunati kao umnožak tlaka i čelne površine stapa:

$$F = p \cdot A$$

Djelovanjem sile na čelnu površinu stapa i pomakom stapa, sila je obavila rad ΔW . Ukupan rad jednak je integralu:

$$W_{1-2} = \int_1^2 p \, dV$$

Mehanički rad u nekom termodinamičkom procesu može se jednostavno prikazati ili izračunati iz površine ispod p - V dijagrama.

Ako je potrebno komprimirati plin, odnosno povećati tlak i smanjiti volumen plina mora se uložiti mehanički rad u sustav, tj. djelovanjem vanjske sile pomaknuti stap iz položaja (2) u položaj (1), pri čemu se, naravno, potreban rad može izračunati preko površine u p - V dijagramu.

Očito je da rad ovisi o načinu, tj. putanji na koji je radni medij došao iz stanja (1) u stanje (2). Zbog toga se u praksi nastoji dobiti što veća površina ispod p - V dijagrama pri dobivanju rada, a što manja površina ispod krivulje u p - V dijagramu kada se ulaže rad. Rad i toplina su funkcije procesa i ovise o putanji tijekom procesa kojim je sustav doveden iz početnog u konačno stanje.

Grijanjem plina u zatvorenoj posudi, pri kojoj nije moguća promjena volumena plina, pa tako nije moguće niti obavljanje rada, ta dovedena energija se akumulira u plinu u vidu **unutarnje energije**. Kako je unutarnja energija zbroj kinetičke i potencijalne energije molekula plina, u tehničkoj termodinamici nije bitan apsolutni iznos unutarnje energije, već samo njena promjena, te se u proračunima najčešće barata razlikom unutarnje energije. Kako bi se u praksi olakšali tehnički proračuni, dogovoreno je da pri normalnom stanju ($p=1013,25$ hPa i $t=0^{\circ}\text{C}$) unutarnja energija plina jednaka nuli. Što bi značilo da neki plin temperature niže od 0°C ima negativnu unutarnju energiju. Bitno je razumjeti da niti jedan oblik energije, pa tako niti unutarnja energija plina, ne može biti negativna, te da taj dogovor usvojen samo radi olakšanja tehničkih proračuna. Za neku masu m plina unutarnja energija iznosi:

$$U = m \cdot c_v \cdot t$$

odnosno za jediničnu masu plina (1kg):

$$u = c_v \cdot t$$

gdje je:

U [J] – unutarnja energija plina

m [kg] – masa plina

c_v [J/kgK] – specifični toplinski kapacitet plina

t [$^{\circ}\text{C}$] – temperatura plina

u [J/kg] – specifična unutarnja energija (unutarnja energija 1 kg plina)

U općem slučaju dovođenjem toplinske energije (Q) plinu, tj. zagrijavanjem plina, dovedena energija se dijelom troši na povećanje unutarnje energije plina, a dijelom na obavljanje mehaničkog rada. Hlađenjem plina, odnosno odvođenje topline se odvija na račun unutarnje energije i obavljenog mehaničkog rada.

Prvi glavni stavak (zakon) termodinamike glasi da termodinamički sustav može s okolinom razmjenjivati toplinu koja je jednaka zbroju promjene unutarnje energije plina i obavljenog mehaničkog rada. Matematički oblik prvog zakon termodinamike:

$$Q = U_2 - U_1 + W$$

odnosno za 1 kg plina:

$$q = u_2 - u_1 + w$$

gdje je:

Q [J] – toplina

q [J/kg] – specifična toplina

U_2 [J] – konačna unutarnja energija

U_1 [J] – početna unutarnja energija

u_2 [J/kg] – konačna specifična unutarnja energija

u_1 [J/kg] – početna specifična unutarnja energija

W [J] – mehanički rad

w [J/kg] – mehanički rad koji obavi 1 kg plina

Prvi zakon termodinamike obuhvaća akumulaciju energije u zatvorenom sustavu, tj. sustavu u mirovanju kod kojeg se sva energija akumulira u vidu unutrašnje energije. U termodinamici se često susreću procesi koji obuhvaćaju promjenu agregatnog stanja ili postoji izmjena tvari (mase) s okolišem, ili kao što je već spomenuto, pri procesu dovođenja topline plinu pri stalnom tlaku, gdje se dovedena energija djelomično akumulira u sustavu u vidu unutarnje energije, a djelomično troši na obavljanje rada.

Entalpija (H) je ukupna energija koju je potrebno dovesti sustavu da se sustav dovede iz nekog početnog stanja u neko konačno stanje pri stalnom tlaku, i zbroj je unutarnje energije i obavljenog mehaničkog rada. Ukupna entalpija sustava ne može se utvrditi, nego se govori o promjeni entalpije (ΔH). Dakle, pri promjeni stanja plina iz početnog u konačno stanje, ukupna dovedena toplina sustavu je jednaka razlici entalpija. Zbog jednostavnosti tehničkih proračuna, kao što je slučaj i kod unutrašnje energije, prema dogovoru se uzima da je entalpija pri 0 °C također jednaka nuli.

$$H = U + pV$$

odnosno svedeno na jedinicu mase (1kg),

$$h = u + pv$$

gdje je:

H [J] – entalpija

U [J] – unutarnja energija

p [Pa] – tlak

V [m³] – volumen

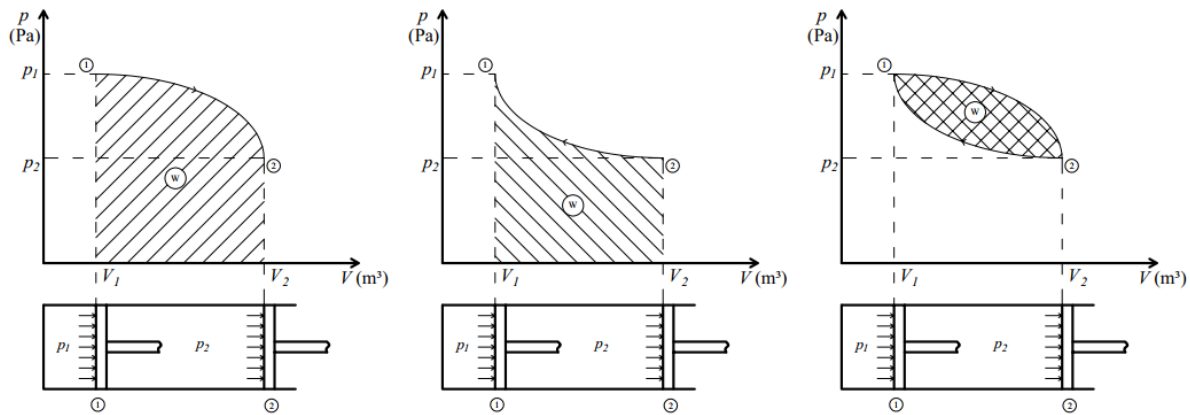
h [J/kg] – specifična entalpija

u [J/kg] – specifična unutarnja energija

v [m³/kg] – specifični volumen

4.5.2. Kružni procesi

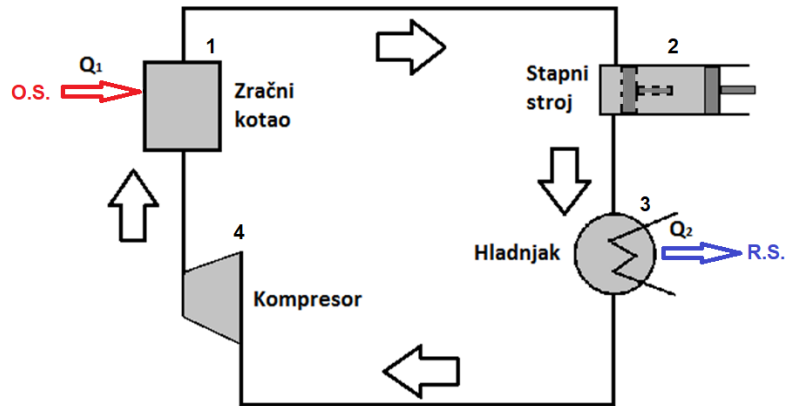
Ekspanzijom plina u cilindru od stanja (1) do stanja (2), kao što je prikazano na dijagramu (Slika 4.31.), dobiva se **jednokratni mehanički rad**. U tehničkoj praksi takav rad nije zanimljiv, jer nakon što cilindar dosegne položaj (2) iz tog sustava se ne može više dobiti rad. U praksi se taj postupak dobivanja rada mora ponavljati. Dakle, plin u cilindru se mora iz stanja (2) nekako vratiti u stanje (1), a to se postiže tako da se uloži vanjski rad i plin se tlači. Ako bi se plin vratio istom putanjom u početno stanje (Slika 4.31., lijevo) kojom je i došao u stanje (2) dobiveni i uloženi rad bili bi jednaki, te od tog procesa nema koristi – nema viška dobivenog rada. Zbog toga se u početno stanje (1) plin mora dovesti nekom drugom putanjom, kao što je prikazano na dijagramu (Slika 4.31., u sredini). Iz p - V dijagrama je očito da je na ovaj način uloženo manje rada nego što je dobiveno, te postoji određeni višak rada (Slika 4.31., desno). Kontinuirano dobivanje rada postiže se stalnim ponavljanjem ovog procesa – tzv. kružnim procesima.



Slika 4.31. Tehnički rad

Kružni proces je niz promjena stanja radne tvari u termodinamičkom sustavu, koje se periodički ponavljaju, pri kojima se radna tvar uvijek u jednom trenutku vraća u početno stanje. Kružni procesi su osnova za rad toplinskih strojeva od kojih se očekuje da kontinuirano proizvode rad na račun uložene topline.

Na shemi (Slika 4.32.), je prikazan kružni proces toplinskog stroja u kojem se kao radna tvar koristi zrak. Dobiveni rad se dobiva na račun dovedene topline. U zračnom kotlu izgara gorivo i oslobađa se toplinska energija koja se predaje radnoj tvari (zraku) i dovodi je u stanje (1) pri kojoj zrak ima veličine stanja p_1 , V_1 , T_1 . Kaže se da se toplina dovodi iz ogrjevnog spremnika (O.S.). Zrak se odvodi u stapni stroj u kojem ekspandira, pokreće stap i dobiva se mehanički rad. Zrak se nalazi u stanju (2) pri kojem ima veličine stanja p_2 , V_2 , T_2 . Nakon ekspanzije u cilindru, zrak se odvodi u hladnjak kako bi mu se oduzela toplina tj. zrak se hladi i nalazi se u stanju (3) pri kojem su mu veličine stanja p_3 , V_3 , T_3 . Kaže se da se toplina predaje rashladnom spremniku (R.S.). Ohlađeni zrak se vodi u kompresor gdje se tlači i nalazi u stanju (4) pri kojem ima veličine stanja p_4 , V_4 , T_4 . Nakon toga zrak se vodi u kotao, gdje mu se ponovo dovodi toplina izgaranjem goriva te se zrak ponovo nalazi u početnom stanju pri kojem ima veličine stanja p_1 , V_1 , T_1 .



Slika 4.32. Kružni proces

Toplinski stupanj djelovanja (η_t) je mjera efikasnosti termodinamičkog procesa i uvijek je jednak omjeru dobivenog i uloženog. U tehničkoj termodinamici se najčešće nastoji dobiti što više mehaničkog rada od što manje uložene toplinske energije. Odnosno, pri vođenju topline od ogrjevnog spremnika prema rashladnom, nastoji se što više topline pretvoriti u mehanički rad. Toplinski stupanj djelovanja uvijek je manji od 100% odnosno manji od 1 i može se izračunati iz izraza:

$$\eta_t = \frac{W}{Q_d} = \frac{Q_d - Q_{od}}{Q_d} = 1 - \frac{Q_{od}}{Q_d} < 1$$

gdje je:

η_t – toplinski stupanj djelovanja

W [J] – dobiveni mehanički rad

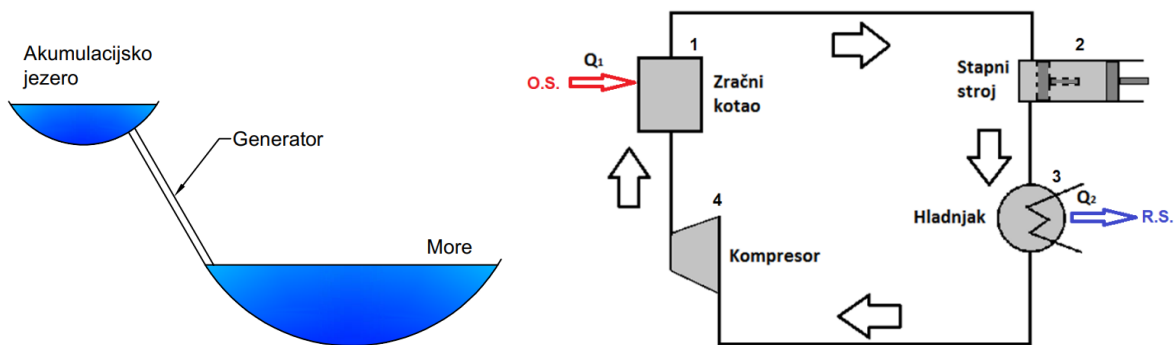
Q_d [J] – dovedena toplotina

Q_{od} [J] – odvedena toplotina

4.5.3. Drugi glavni stavak termodinamike

Za ispravno funkcioniranje bilo kojeg kružnog procesa potrebno je voditi toplotu iz spremnika visoke temperature, tzv. ogrjevnog spremnika (O.S) prema spremniku niske temperature, tzv. rashladnog spremnika (R.S.). Rashladni spremnik je najčešće okolina. Pri tom

prijelazu topline iz O.S. prema R.S. dio energije se „uzima“ za obavljanje mehaničkog rada. Koncept dobivanja mehaničkog rada kod toplinskih strojeva je analogan dobivanju mehaničkog rada iz gravitacijsko-potencijalne energije vode. Da bi to bilo moguće, potrebna su dva spremnika vode različitih visina kao što je prikazano (Slika 4.33). Voda iz spremnika na većoj visini (akumulacijsko jezero) prolazi kroz neki stroj (generator, vodeni mlin ili sl.) u kojem se gravitacijsko-potencijalna energija vode dijelom pretvara u mehanički rad (i eventualno naknadno u neku drugu vrstu energije, npr. u električnu energiju u generatoru). Kao što ne bi bilo moguće dobivati mehanički rad iz samo jednog spremnika vode, (npr. more) iako je more jako velike mase i posjeduje jako veliku energiju, nepostojanje još jednog spremnika niže visine prema kojem bi voda mogla teći, onemogućava dobivanje mehaničkog rada. Isto tako nije moguće dobivati mehanički rad iz samo jednog toplinskog spremnika, već su potrebna dva toplinska spremnika, jedan na više, a drugi niže temperature – i upravo o tome govori drugi glavni stavak termodinamike.



Slika 4.33. Analogija visinske razlike spremnika vode i temperaturne razlike ogrjevnog i rashladnog spremnika topline

Drugi glavni stavak termodinamike glasi: *nije moguće konstruirati toplinski stroj koji bi preuzimao energiju iz samo jednog toplinskog spremnika i pretvarao je u mehanički rad. Energija se uvijek mora preuzeti iz ogrjevnog spremnika i predati rashladnom spremniku, pri čemu se dio toplinske energije može iskoristiti za dobivanje mehaničkog rada.*

Očito je da toplota prelazi iz spremnika više temperature, prema spremniku niže temperature, te se iz tog iskustva može dobiti još jedna formulacija drugog glavnog stavka

termodinamike koja glasi: *Toplina ne može spontano prijeći iz sustava niže temperature na sustav više temperature.*

4.5.4. Entropija

U termodinamici se razlikuju povratni i nepovratni kružni procesi. Kao primjer može poslužiti, sada već dobro poznata ekspanzija i kompresija plina u cilindru. Kada bi plin adijabatski ekspandirao u cilindru od stanja (1) do stanja (2), od te ekspanzije dobio bi se mehanički rad. Taj isti dobiveni rad bi tada utrošili na adijabatsko tlačenje plina, te bi ga iz stanja (2) doveli u stanje (1). U oba slučaja, ekspanzija i kompresija, dobili bi i uložili jednaki rad, a plin bi se u konačnici vratio u ono isto početno stanje (1). Taj proces bi onda mogli ponoviti beskonačno mnogo puta, bez da igdje u okolini ostane traga tom procesu. Takav proces zovemo povratni proces. **Povratni (reverzibilni) proces** je onaj termodinamički proces kod kojeg se radna tvar može dovesti natrag u početno stanje tako da nigdje u okolini ne ostane traga tom procesu.

Termodinamički povratni proces ekvivalentan je *matematičkom njihalu*. Odnosno, kada bi imali njihalo koje se njiše bez ikakvih gubitaka (poput trenja ili otpora zraka), to njihalo bi se uvijek vraćalo u istu početnu točku iz koje je krenulo, i takvo njihalo se može njihat i zauvijek. Poznato je da su matematička njihala samo teorijski koncept i ne mogu se ostvariti u praksi. Realni slučaj bi bilo *fizikalno njihalo*, kod kojeg se njihalo svakim zamahom zaustavlja u sve nižoj točki, te se u konačnici zbog gubitaka energije u potpunosti zaustavi. Isto tako kod procesa adijabatske ekspanzije i kompresije plina u cilindru, mali dio energije bi se gubio na savladavanje sile trenja između stapa i cilindra. Kod ekspanzije bi se dobilo manje rada nego što je potrebno da se plin komprimira natrag u početno stanje. **Nepovratni procesi** su oni termodinamički procesi kod kojih nije moguć povrat radne tvari u početno stanje. Svi procesi u prirodi su u stvari nepovratni procesi.

Entropija (S) je veličina stanja termodinamičkog sustava i može se definirati kao *mjerilo potrošenosti sustava, odnosno mjera energije koja se više ne može iskoristiti*. Entropija izoliranog sustava raste dovođenjem topline, a opada odvođenjem topline. Kod povratnih procesa ukupna promjena entropije je jednaka nuli, ali kao što je već rečeno idealni povratni procesi ne postoje u prirodi što znači da ukupna entropija uvijek raste. Kao što je bio slučaj s entalpijom, ukupna entropija nekog sustava se ne može ustanoviti, već se razmatra promjena entropije (ΔS), a računa

se kao omjer dovedene topline (Q_d) i temperature ogrjevnog spremnika (T_{OS}) ili odvedene topline (Q_{od}) i temperature rashladnog spremnika (T_{RS}).

$$\Delta S = \frac{Q_d}{T_{OS}} = \frac{Q_{od}}{T_{RS}}$$

Iz ovog se izraza može dobiti neupotrebljivi dio toplinske energije koji se mora predati rashladnom spremniku koji ovisi o razlici temperatura ogrjevnog i rashladnog spremnika:

$$Q_{od} = \frac{Q_d}{T_{OS}} \cdot T_{RS}$$

Postoji više definicija entropije poput: *mjerilo neuređenosti sustava*, *mjerilo valjanosti toplinskog procesa* ili *mjerilo raspršenosti energije*. Za objašnjenje entropije kao mjere raspršenosti energije, odnosno potrošenosti sustava, može se ponovo iskoristiti analogija gravitacijsko-potencijalne energije vode i temperature ogrjevnog, odnosno rashladnog spremnika. Neka voda teče od spremnika na višoj visini prema spremniku na nižoj razini i pri tom se dio energije iskorištava kako bi se dobio rad. Voda, a time i energija je koncentrirana u dva spremnika – spremnik na višoj razini i spremnik na nižoj razini koji nisu u međusobnoj ravnoteži. Kako voda teče iz spremnika na višoj razini, razina vode u tom spremniku se smanjuje, dok se razina vode u nižem spremniku povećava kako u njega utječe dodatna količina vode. Dakle, razlika razine vode između dva spremnika se konstantno smanjuje. Kada se razine vode u oba spremnika izjednači, taj sustav se više ne može koristiti za dobivanje rada pa se kaže da je taj sustav *potrošen*, odnosno da se energija jednoliko raspršila između oba spremnika. Entropija je dosegla svoj maksimum.

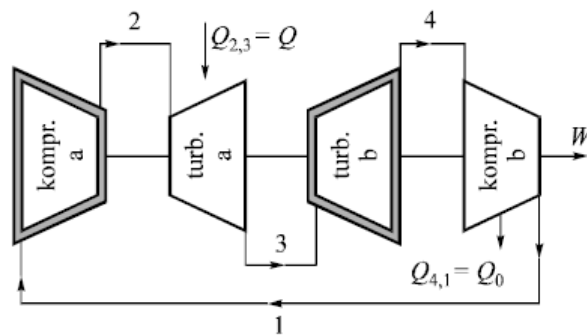
Analogno tome, kod bilo kojeg toplinskog procesa neprekidno se odvija toplinsko uravnoteženje ogrjevnog i rashladnog spremnika, odnosno entropija raste. Kada se uspostavi toplinska ravnoteža, odnosno sustav se potrošio, a entropija je na vrhuncu.

4.5.5. Karakteristični kružni procesi

Svi kružni procesi sastoje se od određene kombinacije osnovnih promjena stanja (izobara, izohora, izoterma, adijabata i politropa). Postoji beskonačno mnogo različitih mogućih kombinacija pa time i beskonačno mnogo različitih kružnih procesa, ali u praksi se primjenjuju

samo neki koji su se pokazali najprikladnijim. U nastavku će se opisati najvažniji, odnosno karakteristični kružni procesi.

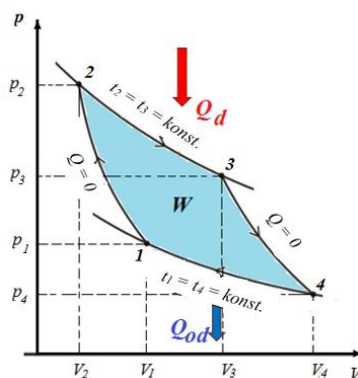
Carnotov kružni proces je kružni proces s najvišim stupnjem iskoristivosti, ali nije ostvariv u praksi. Carnotov kružni proces vrlo je važan zbog teorijske usporedbe s ostalim ciklusima. Sustav koji radi po Carnotovom kružnom procesu naziva se Carnotov toplinski stroj (Slika 4.34.), te kao i svi ostali toplinski strojevi služi kako bi se dovedena toplina prenijela iz ogrjevnog spremnika u rashladni, a pritom se dio energije pretvara u mehanički rad. Carnotov toplinski stroj sastoji se od dvije turbine i dva kompresora spojenih na način kompresor (a) – turbina (a) – turbina (b) – kompresor (b) – kompresor (a). Proces se može i obrnuti, te se na račun dovedenog rada može podizati toplina (tzv. toplinska pumpa ili dizalica topline).



Slika 4.34. Carnotov toplinski stroj

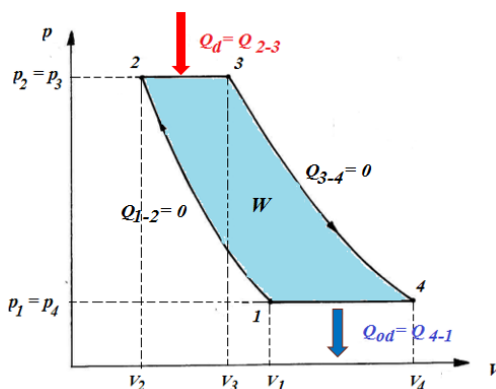
Carnotov proces (Slika 4.35.) sastoji se od dvije izoterme i dvije adijabate. Proces se sastoji od adijabatske kompresije radne tvari iz početnog stanja (1) do stanja (2) u kojem se radna tvar nalazi na najvišem mogućem tlaku ($p_2 = p_{max}$). Radna tvar se odvodi u ekspanzijski stroj (turbinu a) u kojoj izotermno ($T_2 = T_3 = T_{max}$) ekspandira do stanja (3) pri čemu se dobiva rad (W_{2-3}). Kako bi temperatura ostala konstantna pri prijelazu stanja radne tvari od (2) do (3) mora se dovoditi toplina iz ogrjevnog spremnika ($Q_{2-3} = Q_d$). Zatim radna tvar ponovo ekspandira (W_{3-4}) u ekspanzijskom stroju (turbina b) od stanja (3) do stanja (4) pri kojem je minimalni tlak u ciklusu ($p_4 = p_{min}$). Na posljepku radna tvar se izotermno komprimira (kompresor b) od stanja (4) u početno stanje (1) pri čemu je ($T_4 = T_1 = T_{min}$). Kako bi temperatura pri kompresiji ostala stalna, potrebno je odvoditi toplinu ($Q_{4-1} = Q_{od}$). Za Carnotov kružni proces karakteristično je da termički stupanj djelovanja ovisi isključivo o razlici temperatura rashladnog i ogrjevnog spremnika.

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{RS}}{T_{OS}}$$



Slika 4.35. Prikaz Carnotovog procesa u p-V dijagramu

Jouleov proces se sastoji od dvije adijabate i dvije izobare (Slika 4.36.). Jouleov proces se koristi kod plinskih turbina koje se mogu koristiti kao toplinski strojevi, zrakoplovne i brodske turbine. Radna tvar se adijabatski tlači od stanja (1) do stanja (2). Zatim se izobarno dovodi toplina od stanja (2) do stanja (3). Slijedi adijabatska ekspanzija od stanja (3) do stanja (4), nakon čega se radnoj tvari odvodi toplina kako bi se izobarno vratila u početno stanje (1).



Slika 4.36. Prikaz Jouleovog kružnog procesa u p-V dijagramu

Termički stupanj djelovanja Jouleovog procesa se može dobiti iz izraza:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\varepsilon = \frac{p_{max}}{p_{min}}$$

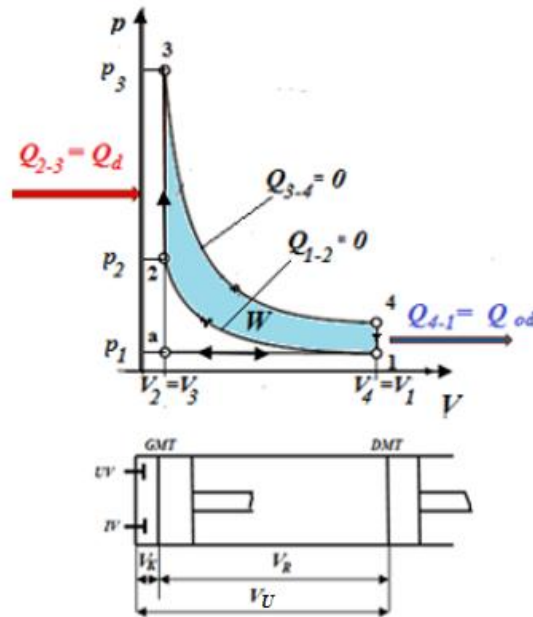
Gdje je (ε) omjer maksimalnog i minimalnog tlaka procesa. Budući da je eksponent adijabate (κ) konstanta, može se zaključiti da se stupanj iskoristivosti povećava s porastom omjera tlakova (ε) odnosno s povećanjem razlike maksimalnog i minimalnog tlaka u procesu.

U nastavku će se obraditi dva termodinamička kružna procesa koji se mogu gotovo svakodnevno susresti – Ottov i Dieselov kružni proces. To su kružni procesi motora SUI (s unutrašnjim izgaranjem). Kod motora SUI toplina se razvija izgaranjem mješavine zraka i goriva unutar cilindra. Kao i kod ostalih toplinskih strojeva, dio proizvedene topline pretvara se u motoru u mehanički rad. Ostatak topline se ispuhuje s vrućim izgorjelim plinovima u atmosferu. Radni medij u ovim procesima su zrak, mješavina goriva i zraka i konačno ispušni plinovi. Oni su po svojim svojstvima vrlo približni idealnim plinovima, pa ih se prilikom proračuna može smatrati idealnim plinovima. Općenito se razlikuju stvarni i teoretski procesi motora SUI. U okviru ovog kolegija razmatrat će se samo teoretski procesi koji su pojednostavljeni kako bi se olakšao toplinski proračun. Kako bi se toplinski proračun još dodatno olakšao uvedene su određene pretpostavke:

- Proces i unutar motora s unutrašnjim izgaranjem smatraju se zatvorenim procesima, tj. smatra se da se količina i kemijski sastav radnog medija ne mijenjaju, dakle masa radnog medija je konstantna. U stvarnim procesima to očito nije slučaj, budući da je izgaranje po samoj svojoj definiciji promjena kemijskog sastava, a izmjena radnog medija se vrši pri svakom usisu i ispuhu.
- Radni medij je idealni plin s konstantnim eksponentom adijabate i specifičnim toplinskim kapacitetom.
- Razvijanje topline uslijed izgaranja radnog medija, zamjenjuje se dovođenjem topline iz ogrjevnog spremnika, a odvođenje topline prilikom izbacivanja ispušnih plinova smatra se da se odvija pri stalnom volumenu.
- Pretpostavka je da se unutar cilindra odvijaju adijabatski procesi, tj. da nema izmjene topline s okolišem.
- Smatra se da goriva potpuno izgara, te da nakon ispuha nema zaostalih produkata izgaranja u cilindru.
- Prigušenje prilikom usisa i ispuha se zanemaruje.

Otto proces je termodinamički proces koji se odvija u benzinskim motorima s unutrašnjim izgaranjem, (Slika 4.37.). Razlikuju se 2-taktni i 4-taktni Otto motori, ali termodinamički proces u oba je slučaja vrlo sličan. Ovdje će se objasniti rad 4-taktnog Otto motora.

1. takt se naziva *usis*, pri čemu se klip giba od gornjeg krajnjeg položaja (GMT – gornja mrtva točka), prema donjem krajnjem položaju (DMT – donja mrtva točka). Zbog gibanja klipa stvara se podtlak u cilindru, te se usisava smjesa goriva i zraka. Na dijagramu od točke (a) do točke (1) je prikazana izobarna promjena stanja.
2. takt se naziva *kompresija*, pri čemu se klip giba od DMT prema GMT i adijabatski komprimira smjesu goriva i zraka u cilindru. Tlakovi iznose 9 do 20 bara, a temperature oko 250 °C. Točke (1) do (2) na dijagramu, adijabatska kompresija. Kada klip dođe u GMT svjećica baca iskru i dolazi do zapaljenja goriva. Gorivo u teoriji trenutno izgara, pri stalnom volumenu, zbog čega raste tlak i temperatura smjese. Tlak raste na 15 do 180 bara, a temperatura na 2400°C - 2700°C. Izgaranje goriva se smatra dovođenjem topline. Na dijagramu od točke (2) do točke (3) je prikazano izohorno dovođenje topline.
3. takt se naziva *ekspanzija*. Zbog velikog tlaka i temperature, plinovi u cilindru potiskuju klip prema DMT, pri čemu se dobiva mehanički rad iz dovedene topline. Ovaj takt se naziva radni takt, jer se samo u ovom taktu toplina pretvara u mehanički rad. Na dijagramu od točke (3) do točke (4) je prikazana adijabatska ekspanzija.
4. takt se naziva *ispuh*. Nakon što je klip došao u DMT, otvara se ispušni ventil i plinovi koji su još uvijek visokog tlaka i temperature se izbacuju u okolinu. Otvaranjem ispušnog ventila tlak u cilindru naglo pada. Točke (4) do (1) na dijagramu, izohorno odvođenje topline. Pomicanjem klipa prema GMT ostatak ispušnih plinova se izbacuje iz cilindra. Na dijagramu od točke (1) do točke (a) je prikazana izobarna promjena stanja.



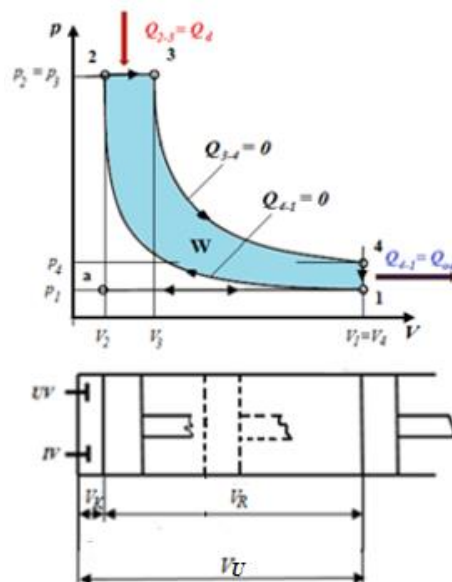
Slika 4.37. Prikaz Otto procesa u p - V dijagramu

Diesel proces je termodinamički proces koji se odvija u Diesel motorima s unutrašnjim izgaranjem, (Slika 4.38.). Razlikuju se 2-taktni i 4-taktni Diesel motori, ali termodinamički proces u oba slučaja je vrlo sličan. Ovdje će se objasniti rad 4-taktnog Diesel motora. Glavna razlika između Otto i Diesel motora je što se kod Diesellovog motora vrši usis i kompresija čistog zraka (a ne smjese goriva i zraka) kod ubrizgavanja goriva u cilindar te dolazi do *samozapaljenja* goriva zbog velike temperature i tlaka komprimiranog zraka (nema svjećice koja baca iskru).

1. takt se naziva *usis*, pri čemu se klip giba od GMT prema DMT, zbog gibanja klipa stvara se podtlak u cilindru, te se usisava zrak iz okoline. Na dijagramu od točke (a) do točke (1), je prikazana izobarna promjena stanja.
2. takt se naziva *kompresija*, pri čemu se klip giba od DMT prema GMT i adijabatski komprimira smjesu čistog zraka u cilindru, pri čemu konačna temperatura kompresije mora biti veća od temperature samozapaljenja goriva. Tlakovi iznose 20 do 60 bara, a temperature oko 550°C - 700°C . Na dijagramu od točke (1) do točke (2) je prikazana adijabatska kompresija.
3. takt se naziva *ekspanzija*. Kada klip dođe u GMT počinje ubrizgavanje goriva u cilindar koje se pali zbog velike temperature. Za vrijeme ubrizgavanja i izgaranja goriva, klip se giba prema DMT, a tlak u cilindru se ne mijenja. Na dijagramu od točke (2) do točke (3)

je prikazano izobarno dovođenje topline. Nakon što je dovršeno ubrizgavanje goriva, klip se nastavlja gibati prema DMT uslijed visokih tlakova i temperatura, točke (3) do (4) na dijagramu, adijabatska ekspanzija. Ovo je jedini radni takt procesa, pri čemu se dovedena temperatura pretvara u mehanički rad.

4. takt se naziva *ispuh*. Nakon što je klip došao u DMT, otvara se ispušni ventil i plinovi koji su još uvijek visokog tlaka i temperature se izbacuju u okolinu. Otvaranjem ispušnog ventila tlak u cilindru naglo pada. Točke (4) do (1) na dijagramu, izohorno odvođenje topline. Pomicanjem klipa prema GMT ostatak ispušnih plinova se izbacuje iz cilindra. Na dijagramu od točke (1) do točke (a) je prikazana izobarna promjena stanja.



Slika 4.38. Prikaz Dieselog procesa u p-V dijagramu

5. Literatura:

- Alfirević, I. Nauka o čvrstoći I, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 1978.
- Andreić, Ž. Temelji mehanike fluida, Sveučilišni e-udžbenik, RUDARSKO-GEOLOŠKO-NAFTNI FAKULTET, Zagreb 2014.
- Balić, A. Čvrstoća I, Elementi strojeva I, Visoka pomorska škola u Splitu, Zbirka riješenih zadataka, Split, 1998.
- Brnić, J.,
Turkalj, G. Nauka o čvrstoći I, Sveučilište u Rijeci, Tehnički Fakultet, Rijeka, 2004.
- Černe, B. Nauka o toplini, Tehnička knjiga Zagreb, 1969.
- Decker, K.-H. Elementi strojeva, Tehnička knjiga, Zagreb, 1975.
- Domazet, Ž.,
Krstulović, L. Skripta iz Osnova strojarstva, Kemijsko-tehnološki fakultet, Sveučilište u Splitu, srpanj 2006.
- Đuranović, S. Udžbenik iz Tehničke mehanike, Veleučilište u Šibeniku, siječanj 2015.
- Đuranović, S. Udžbenik iz Osnova strojarstva, Veleučilište u Šibeniku, travanj 2016.
- Đuranović, S. Vibracijska dijagnostika istrošenja glavnog ležaja diesel motora, Magistarski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 1989.
- Gabrić, I. Materijali I - vježbe, Sveučilište u Splitu, Sveučilišni odjel za stručne studije, Studij konstrukcijskog strojarstva, Split, 2013.
- Galović, A. Termodinamika I, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2011.
- Ivušić, V. Materijali I, Udžbenici Sveučilišta u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje u Zagrebu, Zagreb, studeni 2011.
- Franc, M.
- Španiček, Đ.
- Ćurković, L.
- Jelaska, D. Elementi strojeva, Sveučilište u Splitu, Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje (skripta za studente industrijskog inženjerstva), Split, 2005.
- Jovic, V.: Uvod u hidromehaniku, Element, Zagreb, 2005.

- Kladarić, I. Materijali I, Mehanička svojstva materijala, Statički vlačni pokus, www.sfsb.hr
- Križan, B. OSNOVE PRORAČUNA I OBLIKOVANJE KONSTRUKCIJSKIH ELEMENATA, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 1999.
- Landek, D. Materijali i proizvodni postupci, Autorizirana predavanja iz područja materijala, Ak.god. 2012/2013, TEHNIČKO VELEUČILIŠTE U ZAGREBU
- Ljubišić, I. Tehnička mehanika 1 za 1. razred mašinske tehničke škole, Srednja mašinska tehnička škola, Tuzla, 2005.
- Maković, B. Tehnička mehanika za mehatroničare 2, Udžbenik za 2. razred četverogodišnje strojarske tehničke škole, Neodidakta d.o.o., Zagreb
- Pasanović, B.,
Štalo, V. 2007.
- Lončar, G., Mehanika tekućina, Građevinski fakultet u Zagrebu
- Andročec, V.
- Mihaljević, G., Projekt višesustavne električne lokomotive Bo' Bo' za teretni i putnički promet, Diplomski rad, Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2008.
- Novak. Z., Dinamika vožnje 1, Veleučilište u Rijeci, Prometni odjel, Predavanja 2012/2013.
- Obsieger, B. Elementi strojeva I, Svezak I, Drugo izdanje, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, listopad, 2001.
- Perše, S., STROJARSTVO U PROMETU, Fakultet prometnih znanosti, Zagreb, 2005.
- Višnjić, V.
- Petric. N., Tehnička termodinamika, Sveučilište u Splitu, Kemijsko-tehnološki fakultet u Splitu, Split, 2007.
- Vojnović. I.,
- Martinac. V.
- Podrug, S. Elementi strojeva, Predavanja za stručni i preddiplomski studij brodogradnje, Sveučilište u Splitu, Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje u Splitu, Split, 2008.
- Praktičar 3 Školska knjiga Zagreb, 1973.

- Radovanović, N. Tehnička mehanika, Vježbe iz čvrstoće materijala, Školske novine, Zagreb, 1994.
- Šporer, Z. Toplina, VI izdanje, Školska knjiga, Zagreb, 1990.
- Turk, I. Nauka o toplini I, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 1976.
- Nikšić, M. Udžbenik iz STROJARSTVA Osnove teorije, Fakultet prometnih znanosti, Zagreb, siječanj 2017.
- Đuranović, S. Osnove strojarstva, Zbirka riješenih zadataka, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet prometnih znanosti, Zagreb, 2000.
- Vrhovski, D., Nikšić, M. Tehnički materijali 1, Školska knjiga, d.d. Zagreb, 1990.
- Toufar, F. Termodinamika: udžbenik, Pučko otvoreno učilište Zagreb, 2014.
- Njire, I.

Literatura dostupna na internetskim stranicama:

www.dzm.mjerne.jedinice

www.pmfst.unist.hr

<http://www.sfsb.unios.hr/>

<http://www.simet.unizg.hr/>

www.gimnazija-dubrovnik.skole.hr/dokumenti?dm_document_id:SI jedinice i načini zapisa:

<http://www.riteh.uniri.hr/>: Remenski prijenos

www.gimnazija-dubrovnik.skole.hr/dokumenti: Pravila za znanstveni zapis brojeva

<https://www.fer.unizg.hr/download/repository/Predavanja1-2014.pdf>, Sanda Pleslić, Pripreme za predavanje iz Fizike I

<http://glossary.periodni.com/glosar.php?hr=Carnotov+kružni+proces>, E. Generalić

rudar.rgn.hr/~tkujun/nids_tkujun/Transport/Predavanja/7gibanje1.doc: *Načini ostvarivanja gibanja transportnih sredstva*

documentslide.com › Documents, Katedra za motore i vozila MOTORNA VOZILA 2012 – 2013, FSB Zagreb, *Krunoslav Ormuž, Goran Šagi, Ante Šoda*