

MAŠINSKI ELEMENTI

PREDAVANJE I

UVOD U MAŠINSKE SISTEME I ELEMENTE



PFK | POMORSKI
FAKULTET
KOTOR

SEMESTAR:	II
HRB Sertifikat:	000826/093216
ISO 9001:2015	
Usaglašeno sa:	IMO Modelom kursa 7.04
Nastavnik:	Prof. dr Janko Jovanović
Saradnik:	mr Draško Kovač

Nastavnik: Prof.dr Janko Jovanović, dipl.maš.inž.

Saradnik: mr Draško Kovač, dipl.maš.inž.

Studijski program: Brodomašinstvo

Semestar: II

Fond časova: 2P + 1V

Broj ECTS kredita: 3

Nakon položenog ispita iz ovog predmeta studenti će biti sposobni da:

1. Objasne primjenu različitih kriterijuma za konstruisanje mašinskih elemenata
2. Objasne radna i kritična stanja mašinskih elemenata i njihov utivaj na određivanja stepena sigurnosti
3. Opišu različite vrste mašinskih elemenata i način njihovog funkcionisanja
4. Upotrebe odgovarajuće analitičke modele za opisivanje i predviđanje funkcionisanja različitih mašinskih elemenata

5. Izvrše svođenje složenih mašinskih sistema na odgovarajuće podsisteme i potom analiziraju funkcionisanje njihovih elemenata
6. Izaberu odgovarajuće mašinske elemente za različite primjene
7. Izvrše elementarno konstruisanje različitih mašinskih elemenata
8. Koriste standarde pri izboru standardnih mašinskih elemenata.

1. Prisustvo predavanjima = 4 poena
2. Domaći zadaci: 4 x 4 poena = 16 poena
3. I kolokvijum: = 15 poena
4. II kolokvijum: = 15 poena
5. Završni ispit: = 50 poena

Ocjena	A	B	C	D	E
Broj poena	90-100	80-89	70-79	60-69	50-59

Domaćim zadacima su obuhvaćene sledeće oblasti:

1. Tolerancije mašinskih elemenata i sklopova
2. Proračun vijčane veze
3. Analiza opterećenja prenosnika snage
4. Proračun kotrljajnih ležaja

Domaći zadaci se brane i na kraju semestra predaju u papirnoj formi u fascikli.

1. Kolokvijumi se mogu polagati u redovnom i dodatnom terminu koji se organizuju u toku semestra.
2. Redovni termin za održavanje I kolokvijuma je u VII sedmici, a za održavanje II kolokvijuma u XIV sedmici semestra.
3. Kolokvijumima su obuhvaćene oblasti koje su predmet domaćih zadataka koji se rade u toku semestra.

Završni ispit se može polagati u redovnom i dodatnom terminu koji se organizuju po okončanju semestra.

1. Vojislav Miltenović, Radoš Bulatović, Mašinski elementi – konstrukciono izvođenje, proračun, primjena, Univerzitet Crne Gore, 2007.
2. Vojislav Miltenović, Radoš Bulatović, Mašinski elementi – tablice i dijagrami, Univerzitet Crne Gore, 2007.
3. Radoš Bulatović, Janko Jovanović, Mašinski elementi – riješeni zadaci, Univerzitet Crne Gore, 2014.

Mašinski elementi: Uvod u mašinske sisteme i elemente

U ovom poglavlju naučićete (specificirati jedan ili više ishoda učenja):

- Šta je mašinski sistem;
- Koja je razlika između funkcionalne i materijalne strukture mašinskog sistema;
- Podjelu mašinskih sistema;
- Šta je mašinski element;
- Podjelu mašinskih elemenata

Mašinski sistem predstavlja materijalizovani proizvod ljudskog rada koji samostalno vrši određenu funkciju.

Drumska vozila predstavljaju mašinske sisteme čija je globalna funkcija prevoz ljudi i roba po izgrađenim saobraćajnicama.



Drumsko vozilo se kao složen mašinski sistem sastoji od većeg broja sistema i mehanizama koji ostvaruju parcijalne funkcije neophodne za ostvarivanje globalne funkcije vozila:

- Pogonski sistem
- Sistem za prenos snage (Transmisija)
- Sistem za kočenje
- Sistem za oslanjanje
- Sistem za upravljanje
- Noseća struktura

Pogonski sistem pretvara neki vid energije u mehanički rad potreban za kretanje vozila.



Pogonski sistemi drumskih vozila mogu biti:

- SUS motori
- Elektromotori
- Hibridni pogonski sistemi (SUS motori + elektromotor)

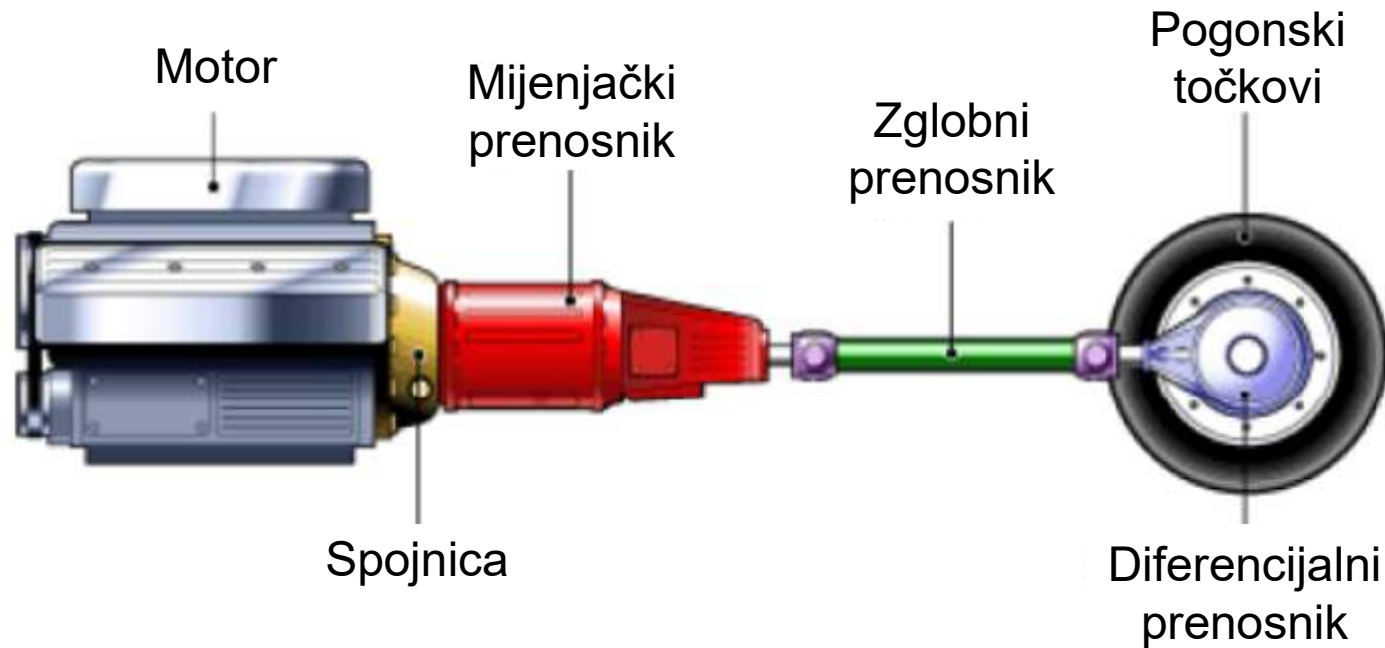
Transmisija omogućava prenos snage potrebne za kretanje vozila, od pogonskog sistema do pogonskih točkova vozila.



Transmisiju čine sledeće cjeline:

- Spojnica
- Mijenjački prenosnik
- Zglobni prenosnik (kardansko vratilo)
- Glavni prenosnik
- Diferencijalni prenosnik
- Pogonska poluvratila

Djelovi transmisije drumskog vozila



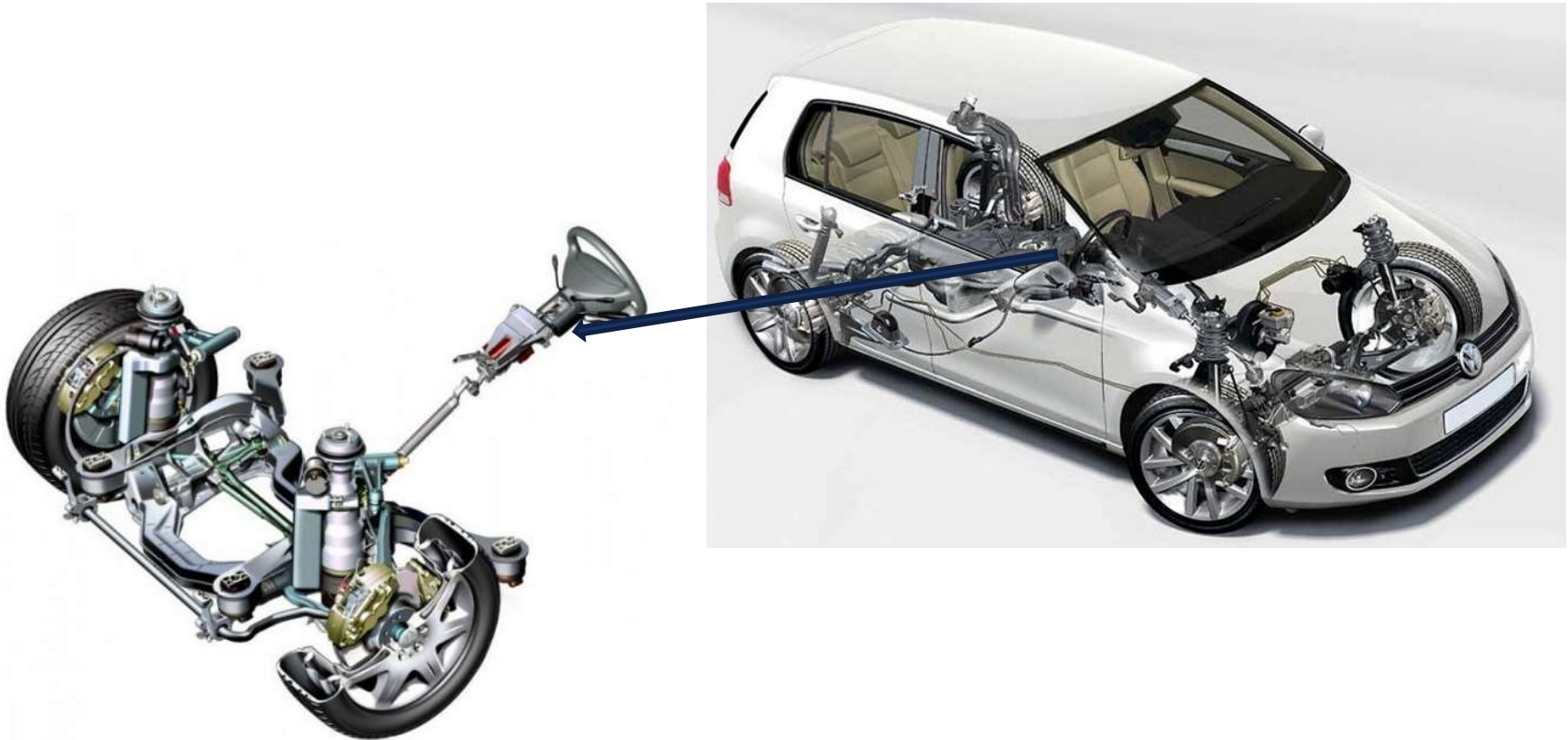
Sistem za kočenje omogućava smanjenje brzine kretanja vozila i njegovo zaustavljanje.



Sistem za oslanjanje obezbeđuje prigušenje vibracija noseće strukture vozila tokom vožnje.



Sistem za upravljanje omogućava upravljanje pravcem kretanja vozila.



Noseća struktura predstavlja oslonac za sve sisteme drumskog vozila i omogućava njihovo povezivanje u funkcionalnu cjelinu.



Noseću strukturu čine:

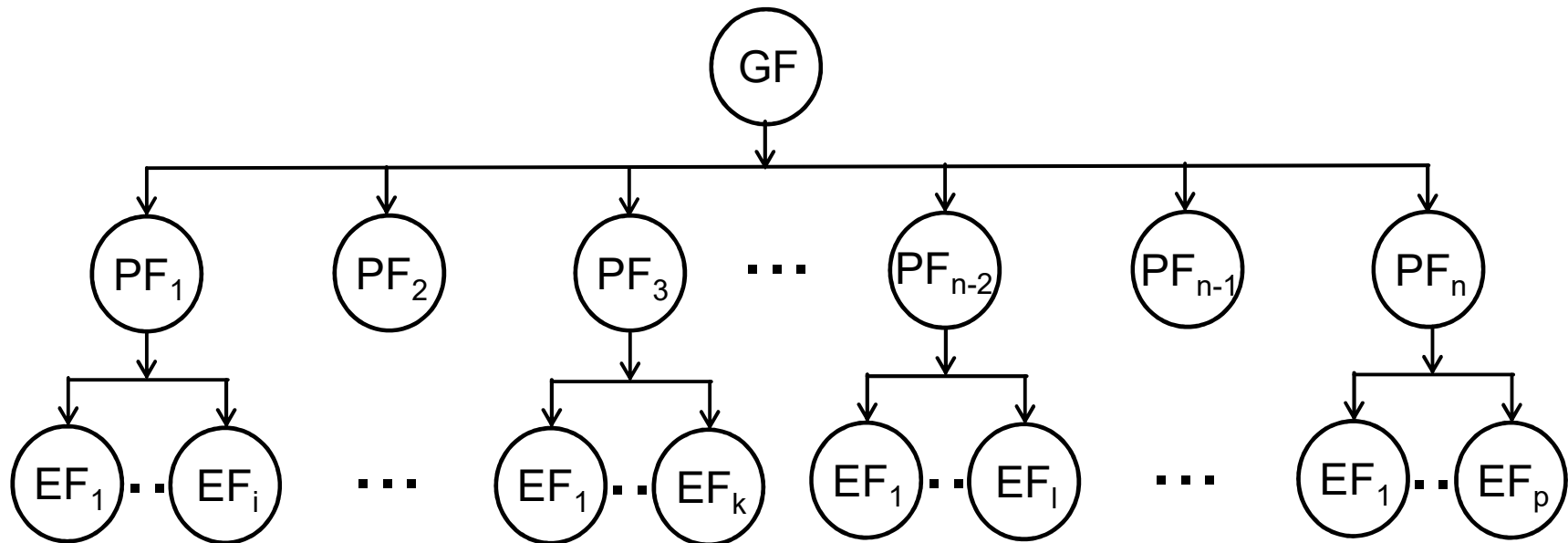
- Šasija
- Karoserija



Mašinski sistemi shodno namjeni mogu biti:

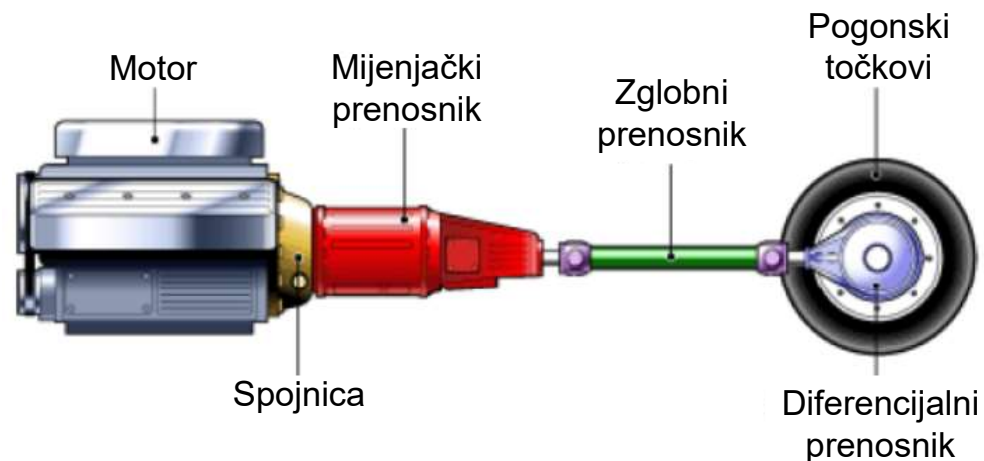
- Radni sistemi, vrše konkretan rad (sistem za prenos snage, sistem za kočenje, sistem za upravljanje...)
- Energetski sistemi, vrše transformaciju iz jednog u drugi vid energije (pogonski sistem)
- Sistemi posebne namjene, vrše posebne funkcije (noseća struktura)

- **Funkcionalna struktura mašinskog sistema** obuhvata sve funkcije koje djelovi mašinskog sistema ostvaruju u cilju realizacije njegove globalne funkcije.
- Globalna, parcijalne i elementarne funkcije koje čine funkcionalnu strukturu mašinskog sistema su međusobno hijerarhijski povezane.
- Elementarne funkcije mašinskog sistema ne mogu biti razložene na jednostavnije funkcionalne oblike.



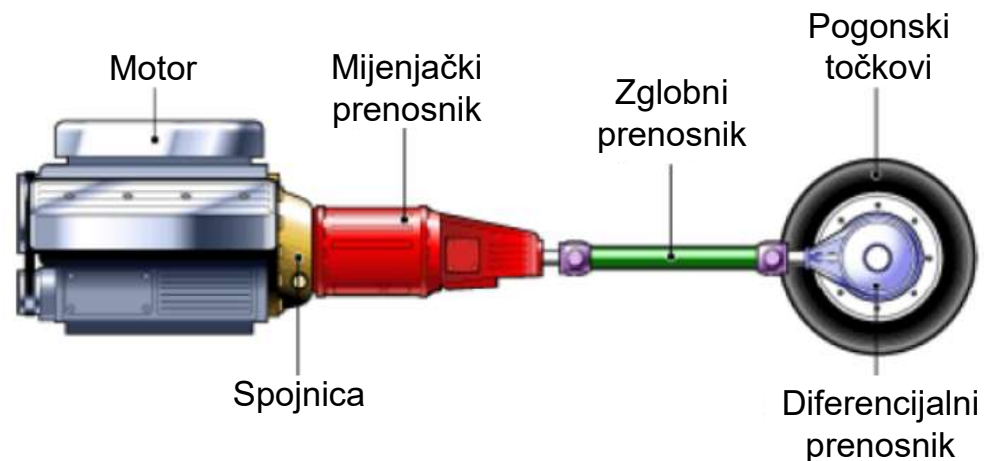
- GF – globalna funkcija (prevoz putnik i roba)
- PF – parcijalne funkcije (pogon, prenos snage, kočenje, upravljanje...)
- EF – elementarne funkcije

- Transmisija vozila izvršava parcijalnu funkciju prenosa snage od pogonskog sistema do pogonskih točkova vozila
- Da bi se realizovala parcijalna funkcija prenosa snage potrebno je realizovati veći broj elementarnih funkcija.

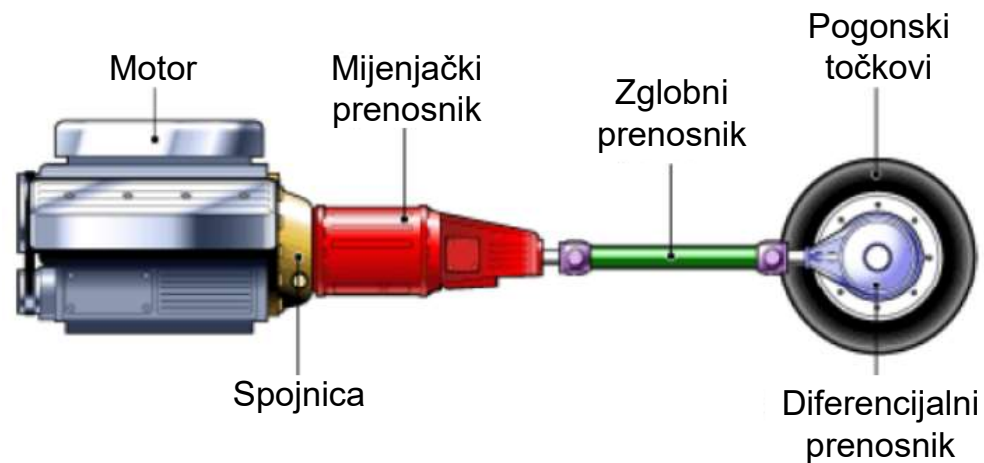


Pregled elementarnih funkcija koje realizuju neki od dijelova transmisije drumskog vozila:

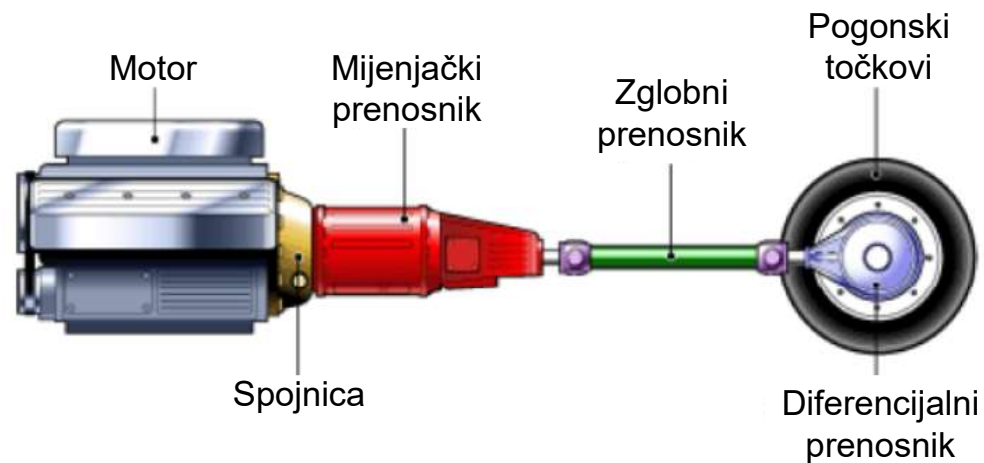
- Povezivanje izlaznog vratila motora i ulaznog vratila mijenjačkog prenosnika koje ostvaruje spojnica.



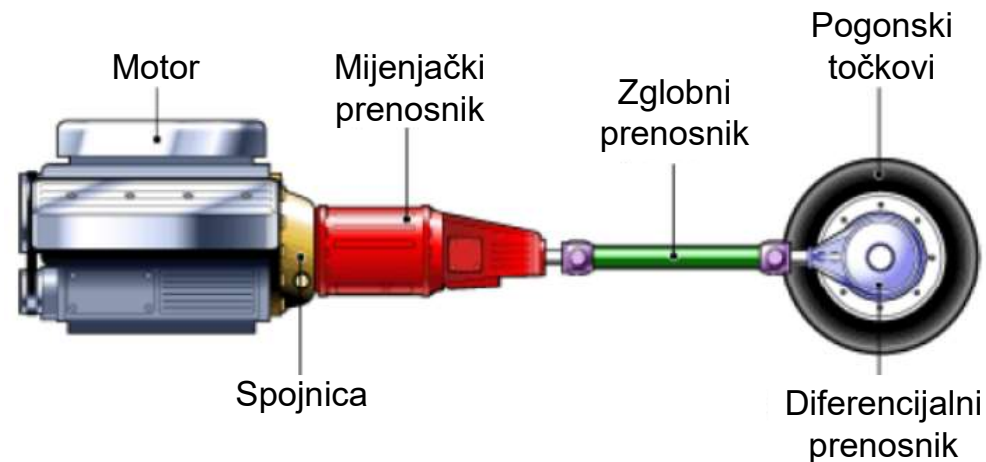
- Promjena ugaone brzine i obrtnog momenta od ulaznog do izlaznog vratila mijenjačkog prenosnika koje ostvaruju zupčani prenosnici snage.



- Prenos snage između nesaosnog izlaznog vratila mijenjačkog prenosnika i ulaznog vratila diferencijalnog prenosnika koje ostvaruje zglobni prenosnik, odnosno, kardansko vratilo.



- Distribucija snage na pogonska poluvratila koju ostvaruje diferencijalni prenosnik.



Materijalnu strukturu mašinskog sistema čine mašinski dijelovi koji realizuju elementarne, parcijalne i globalnu funkciju mašinskog sistema.

Mašinski djelovi mogu biti različitog nivoa složenosti:

- Osnovni mašinski dio je dio koji se ne može dalje rasklopiti.



- Mašinski sklop čini više osnovnih mašinskih dijelova koji su međusobno funkcionalno povezani.



- Mašinsku grupu čini više osnovnih mašinskih dijelova i sklopova koji su međusobno funkcionalno povezani.



- Mašinu čini više osnovnih mašinskih dijelova, sklopova i grupa koji su međusobno funkcionalno povezani.



- Mašinski elementi su izvršioci elementarnih funkcija mašinskih sistema.
- Mašinski element može biti osnovni mašinski dio, mašinski sklop ili mašinska grupa ukoliko izvršava elementarnu funkciju.
- Mašinski element je vratilo koje je osnovni mašinski dio, ali i kotrljajni ležaj koji je mašinski sklop.

Shodno primjeni mašinski elementi se dijele na:

- Opšte mašinske elemente koji se ugrađuju i koriste bez ograničenja u svim vrstama mašina.



- Posebne mašinske elemente koji se ugrađuju i koriste samo u pojedinim vrstama mašina. Primjer: koljenasto vratilo kod klipnih mašina i koturača kod dizalica.



Shodno principu na kojem je zasnovano njihovo funkcionisanje mašinski elementi se dijele na:

- Mehaničke
- Hidrulične
- Pneumatske
- Električne

Mehanički opšti mašinski elementi se dijele na:

- Elemente za vezu
- Elemente za prenos snage
- Elemente za obrtno kretanje
- Elemente za prenos tečnosti i gasova

Mašinski spojevi moraju da obezbjede:

- Odgovarajući odnos mašinskih dijelova u sklopu
- Prenošnje opterećenja i / ili kretanja

Mašinski spojevi mogu biti:

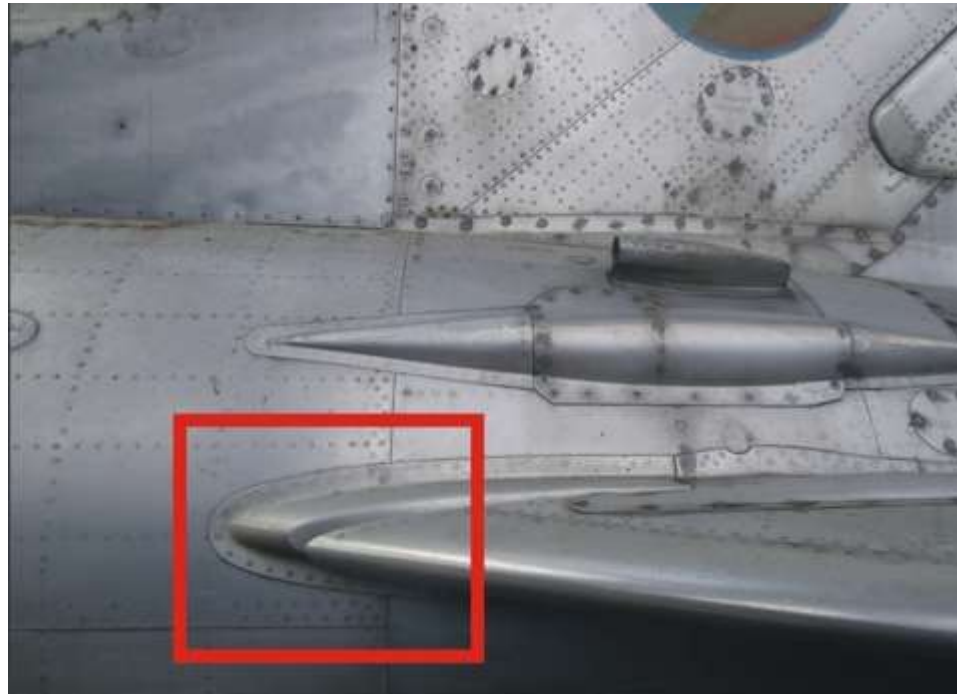
- Nerazdvojivi ukoliko ne omogućavaju razdvajanje spojenih cjelina bez razaranja. Spojene cjeline u ovom slučaju predstavljaju jedinstven mašinski dio.
- Razdvojivi ukoliko omogućavaju razdvajanje spojenih cjelina bez razaranja.

Nerazdvojivi mašinski spojevi mogu biti:

- Zavareni spojevi



- Zalijepljeni spojevi
- Zakovani spojevi



Razdvojni mašinski spojevi mogu biti:

- Navojni spojevi



- Presovani spojevi
- Žljebni spojevi



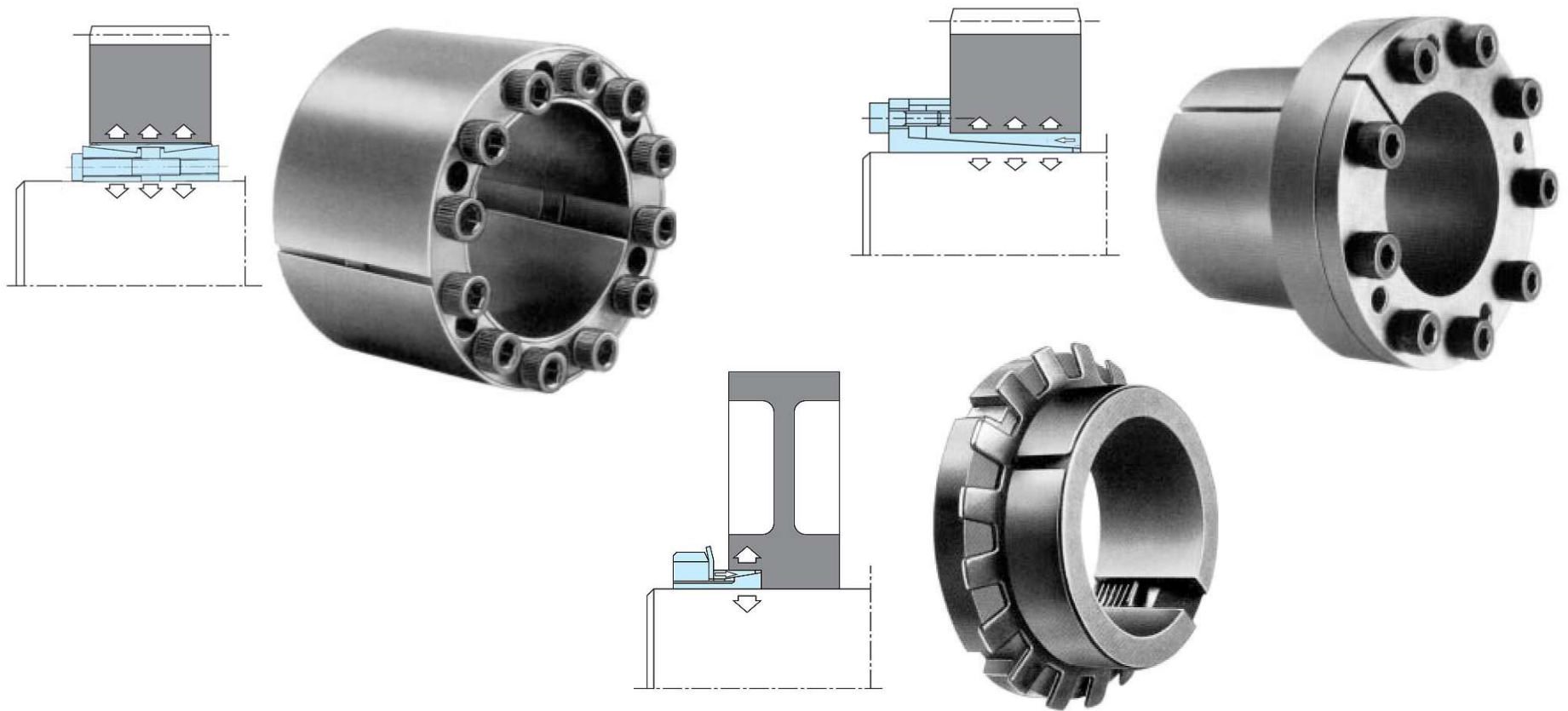
- Spojevi klinovima



- Spojevi čivijama



- Spojevi prstenovima



- Zglobni spojevi



Elementi za prenos snage moraju da obezbijede:

- Promjenu ugaone brzine i obrtnog momenta koja dovodi do istovremenog:
 - Smanjenja ugaone brzine i povećanja obrtnog moment ili
 - Povećanja ugaone brzine i smanjenja obrtnog momenta.

Elementi za prenos snage mogu ostvarivati:

- Neposredni dodir
- Posredni dodir

Elementi za prenos snage koji ostvaruju neposredni dodir su:

- Frikcioni parovi

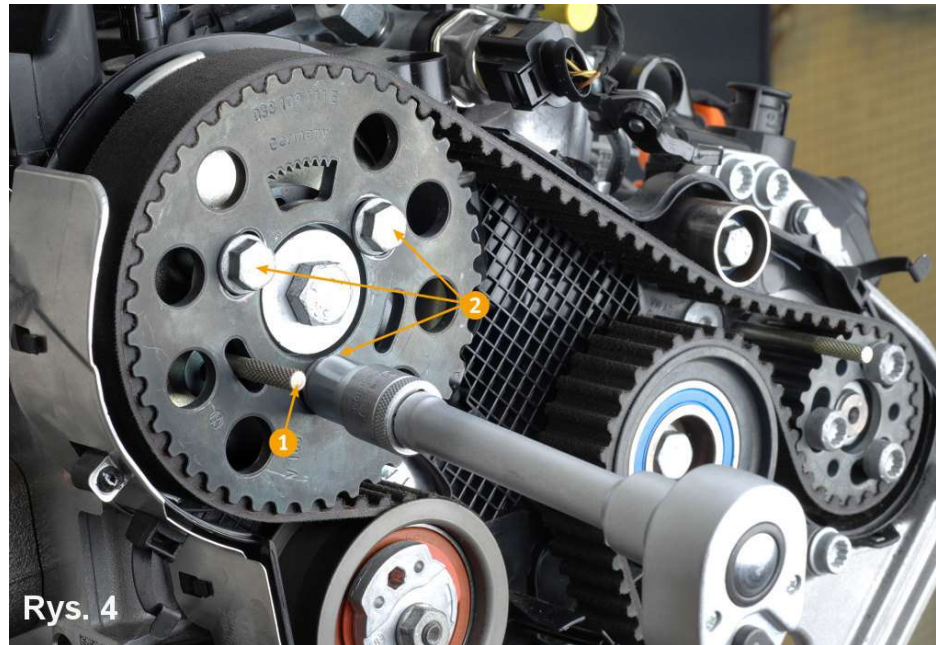


- Zupčani parovi

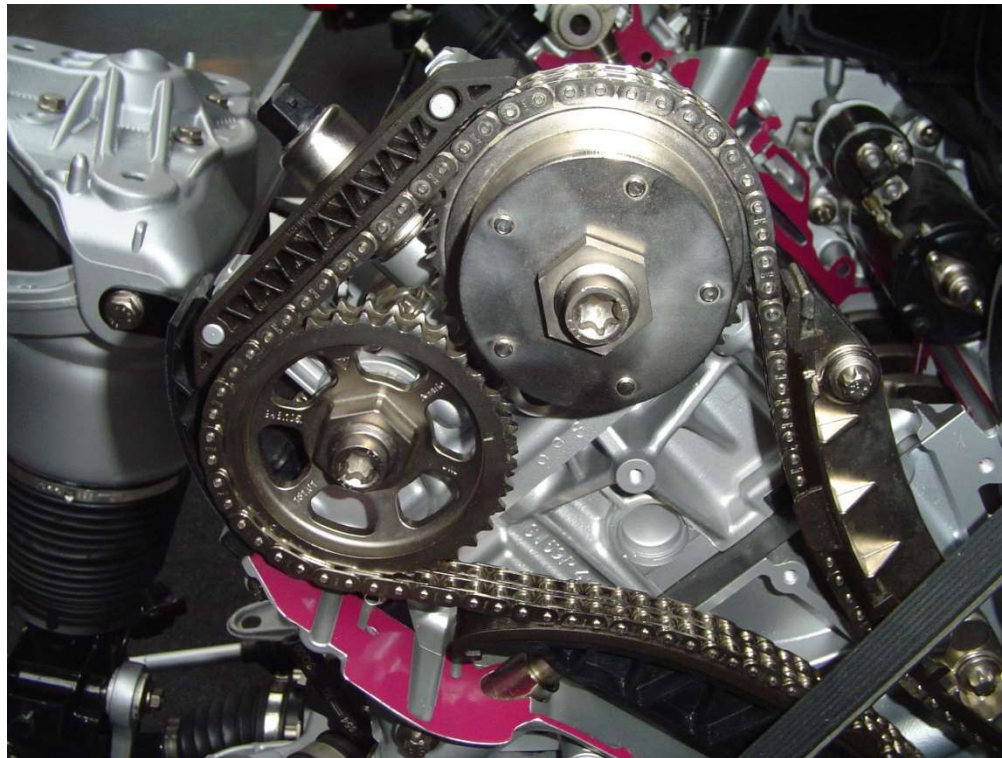


Elementi za prenos snage koji ostvaruju posredni dodir su:

- Kaišni parovi



- Lančani parovi



Elementi za obrtno kretanje moraju da obezbjede sledeće uslove potrebne za ostvarivanje obrtnog kretanja:

- Prenošnje sila na nepokretne oslonce
- Prenošnje obrtnog momenta sa jednog na drugi obrtni dio (bez transformacije)
- Smanjenje otpora klizanja i / ili kotrljanja

Elementi za obrtno kretanje su:

- Vratila i osovine



- Kotrljajni i klizni ležaji



- Spojnice i kočnice



Elementi za prenos tečnosti i gasova moraju da obezbijede:

- Prenos tečnosti i gasova
- Kontrolu protoka tečnosti i gasova
- Skladištenje tečnosti i gasova

Elementi za prenos tečnosti i gasova su:

- Posude pod pritiskom



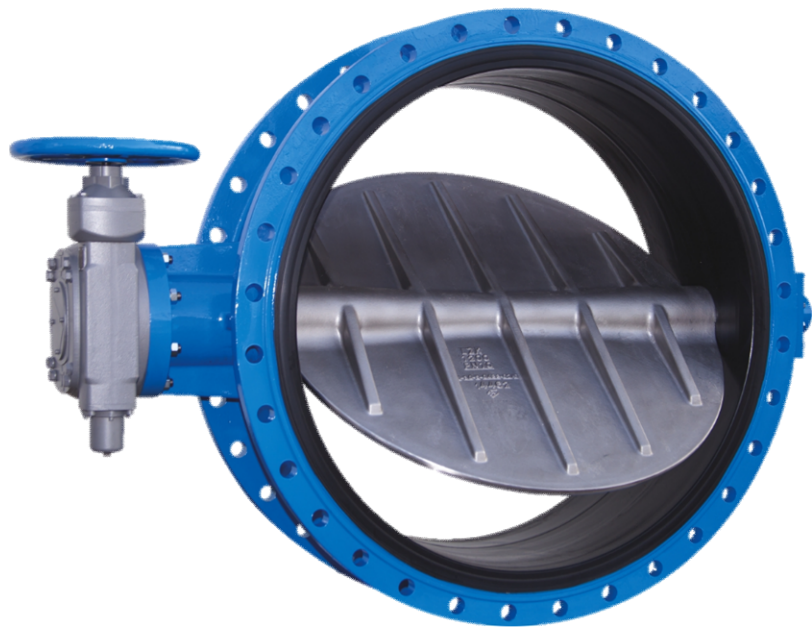
- Cijevi i cijevni vodovi



- Cijevna armatura (ventili, zasuni, priklopci, slavine)



- Cijevna armatura (ventili, zasuni, priklopci, slavine)



Mašinski elementi: Uvod u mašinske sisteme i elemente

Pitanja:

- Šta je mašinski sistem ?
- Šta je funkcionalne struktura mašinskog sistema ?
- Šta je materijalna struktura mašinskog sistema ?
- Koje vrste mašinskih sistema postoje ?
- Šta je mašinski element ?
- Koja je razlika između opštih i posebnih mašinskih elemenata ?
- Šta su elementi za vezu ?
- Šta su elementi za prenos snage ?
- Šta su elementi za obrtno kretanje ?



ZAHVALJUJEM NA PAŽNJI

MAŠINSKI ELEMENTI

PREDAVANJE II

OBLIKOVANJE MAŠINSKIH ELEMENATA I SISTEMA



PFK | POMORSKI
FAKULTET
KOTOR

SEMESTAR:	II
HRB Sertifikat:	000826/093216
ISO 9001:2015	
Usaglašeno sa:	IMO Modelom kursa 7.04
Nastavnik:	Prof. dr Janko Jovanović
Saradnik:	mr Draško Kovač

Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema

U ovom poglavlju naučićete (specificirati jedan ili više ishoda učenja):

- Šta je oblikovanje;
- Koje vrste radnog opterećenja djeluju toku eksploatacije na mašinske djelove i sisteme;
- Šta su statička i dinamička radna opterećenja;
- Šta su površinski i zapreminski radni naponi;
- Koja je razlika između udarnih, harmonijskih i stohastičkih radnih napona;
- Da objasnite fenomen koncentracije napona;
- Da objasnite razliku između statičkih i dinamičkih lomova mašinskih elemenata;
- Koji su kritični naponi u slučaju statičkog, odnosno, dinamičkog radnog opterećenja mašinskog djela;
- Objasnite Smitov dijagram;
- Objasnite šta je stepen sigurnosti mašinskog djela;
- Odredite parcijalne i složene stepene sigurnosti mašinskog djela;

Oblikovanje je proces kroz koji se određuju oblik, dimenzije i materijal mašinskog dijela.

U toku procesa oblikovanja mašinskih dijelova mora se voditi računa o sledećim faktorima:

- Načinu izrade
- Montaži
- Eksploatacionim uslovima
- Održavanju
- Reciklaži

Osnovne smjernice procesa oblikovanja mašinskih dijelova proističu iz sledećih zahtjeva koji treba da ispuni svaki mašinski sistem:

- **Jednoznačnost** koja podrazumijeva da se djelovanje i ponašanje mašinskog sistema može predvidjeti sa pouzdanošću.
- **Jednostavnost** koja podrazumijeva ekonomično konstrukciono rješenje mašinskog sistema realizovano sa što manjim brojem dijelova i što jednostavnijom strukturom.

- **Sigurnost** koja podrazumijeva da je potrebno obezbjediti:
 - Nosivost (sigurnost dijelova)
 - Pouzdanost (sigurnost funkcionisanja)
 - Bezbjednost (sigurnost rada)
 - Zaštitu okoline (sigurnost okoline)

Proces oblikovanja mašinskog dijela sa aspekta nosivosti je po karakteru optimizacioni proces čije su funkcije cilja:

- Maksimalna nosivost mašinskog dijela
- Minimalni utrošak materijala potrebnog za izradu mašinskog dijela

Konstruktor mašinskih dijelova i sistema koristi sledeća sredstva za postizanje ciljeva procesa oblikovanja mašinskog dijela sa aspekta nosivosti:

- Izbor oblika i dimenzija mašinskog dijela
- Izbor materijala za izradu mašinskog dijela

Variranje oblika, dimenzija i materijala mašinskog dijela koje se vrši tokom procesa oblikovanja za posledicu ima promjenu sledećih fizičkih veličina:

- Radni naponi
- Kritični naponi

od kojih zavisi sigurnost mašinskog dijela.

- **Radni naponi** mašinskog dijela su posledica radnih opterećenja kojim je mašinski dio izložen tokom eksploatacije.
- **Radna opterećenja** mašinskog dijela su uzrokovana dejstvom različitih fizičkih i hemijskih veličina.

Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema

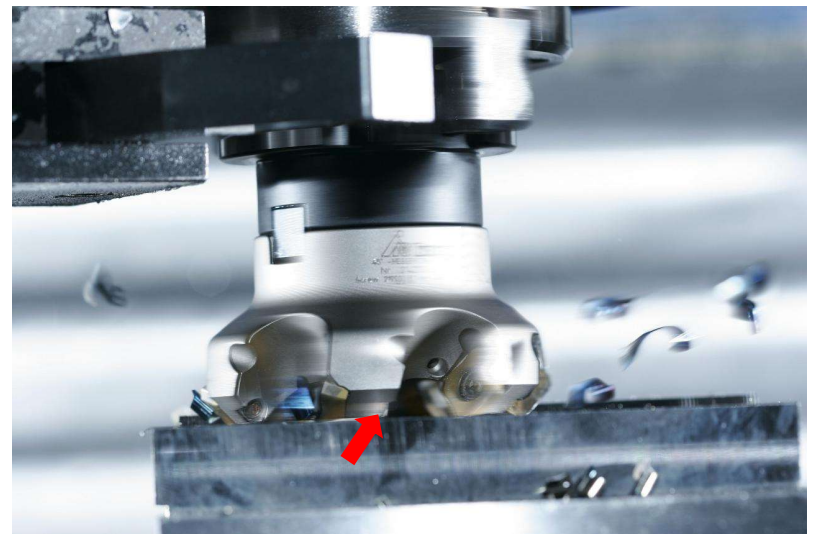
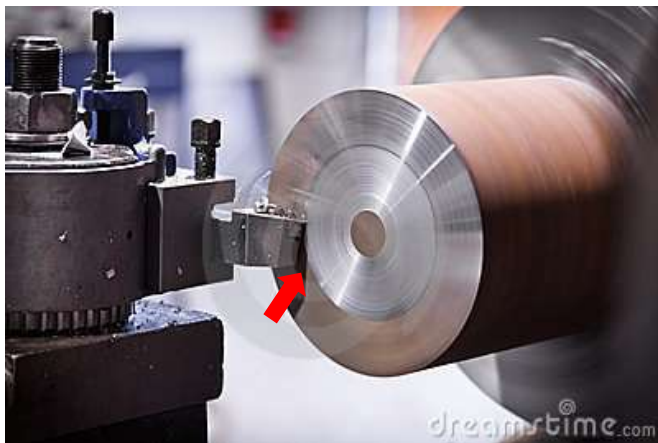


- **Mehaničko opterećenje** mašinskog dijela čine spoljašnje sile i spregovi koji tokom eksploatacije djeluju na mašinski dio.
- **Mehaničko opterećenje** mašinskog dijela je uzrokovano dominantno radnim otporima koje neki mašinski sistem savlađuje vršeci koristan rad.

Otpor trenja između pneumatika i putne podloge, vode / vazduha i oplate broda / aviona / vozila



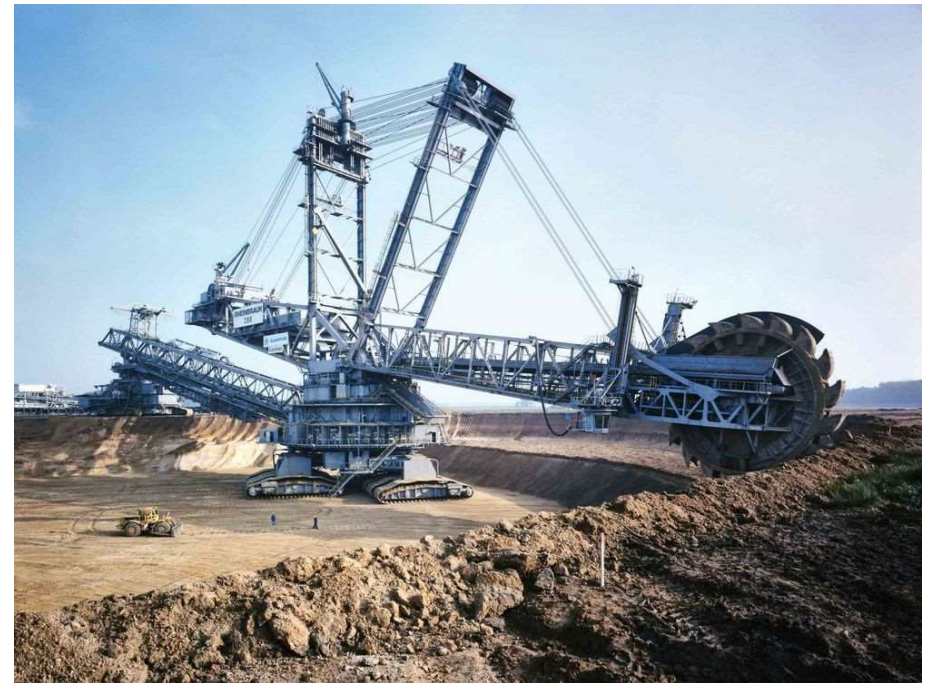
Otpor rezanja metala na kontaktu alata i obratka



Otpor deformisanja metala tokom obrade deformisanjem



Otpor kopanja tokom eksploatacije rude i zemljanih radova



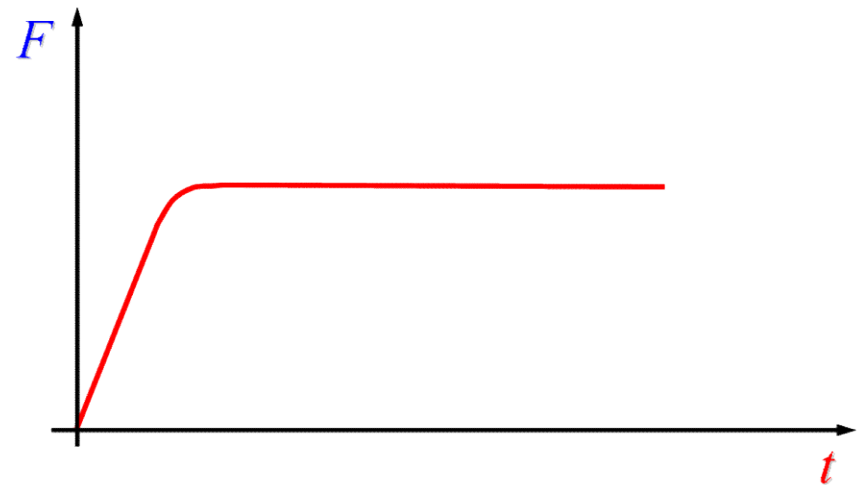
- **Mehaničko opterećenje** mašinskog dijela, pored radnih otpora, može biti uzrokovano:
 - Sopstvenom težinom dijelova mašine
 - Inercijalnim silama
 - Pristiskom tečnosti i gasova
 - Unutrašnjim silama i spregovima
 - Drugim sekundarnim dejstvima

U odnosu na promjenljivost inteziteta radno opterećenje mašinskog dijela može biti:

- Stalno (statičko) opterećenje
- Promjenljivo (dinamičko) opterećenje

Promjenljiva opterećenja čiji je broj promjena u posmatranom vremenskom intervalu mali i/ili koja se mijenjaju sa malom amplitudom se i pored svoje promjenljivosti smatraju stalnim opterećenjima.

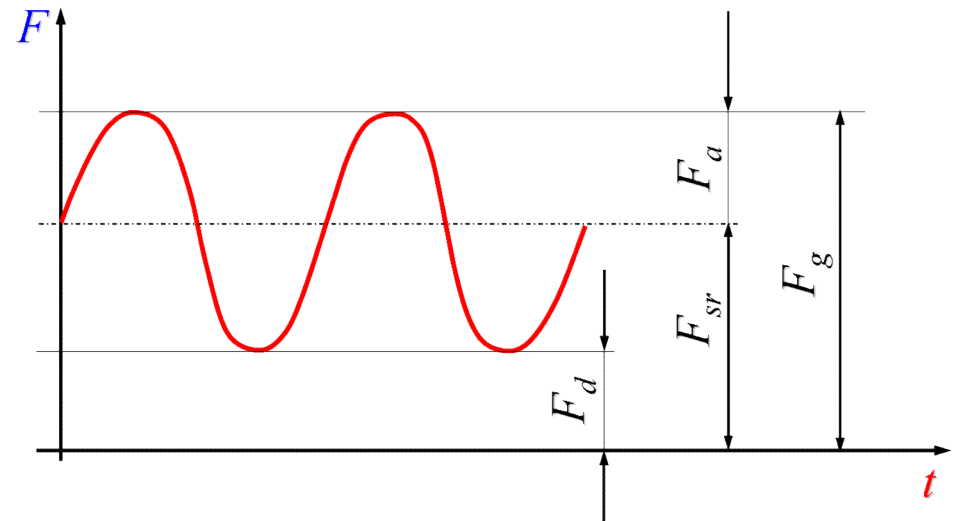
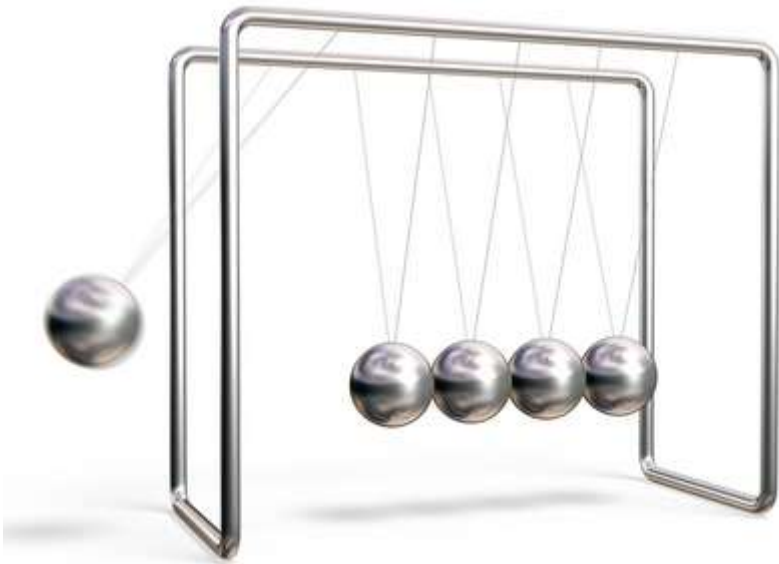
Stalno opterećenje (mlin za mljevenje rude)



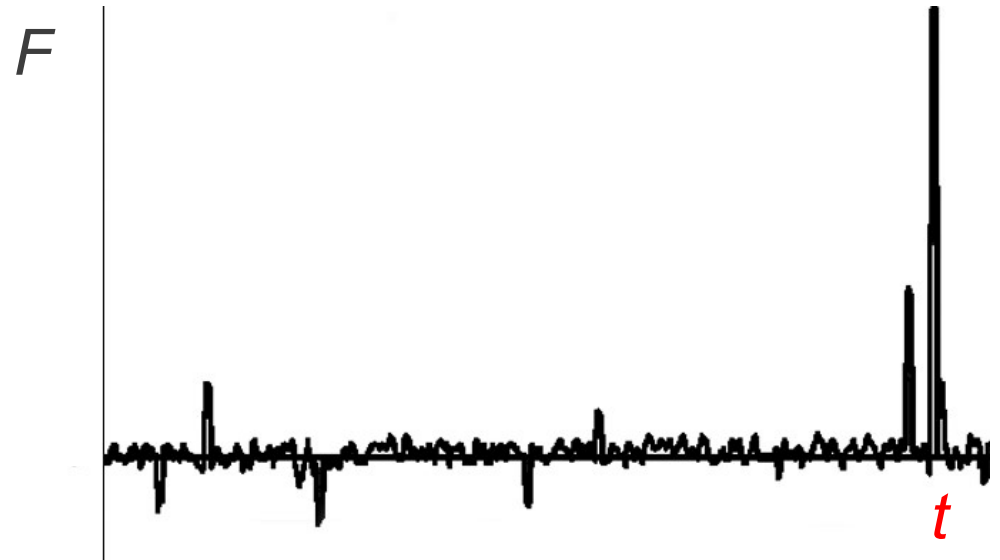
Promjenljivo opterećenje može biti:

- Harmonijsko opterećenje
- Udarno opterećenje
- Slučajno promjenljivo opterećenje

Harmonijsko opterećenje (klatno)



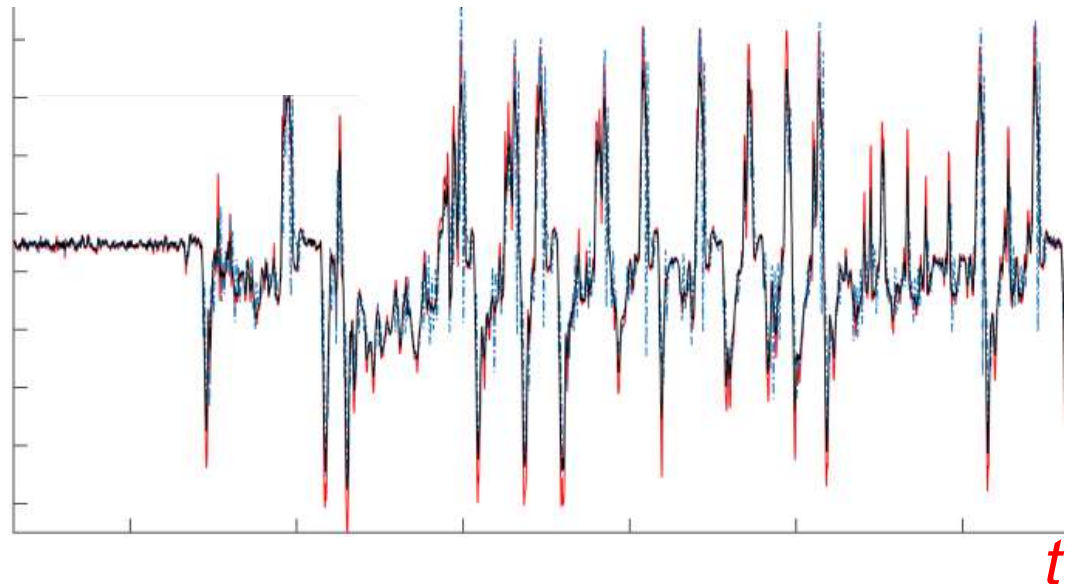
Udarno opterećenje (mehanizam za katapultiranje)



Slučajno promjenljivo opterećenje (drumska vozila)



F

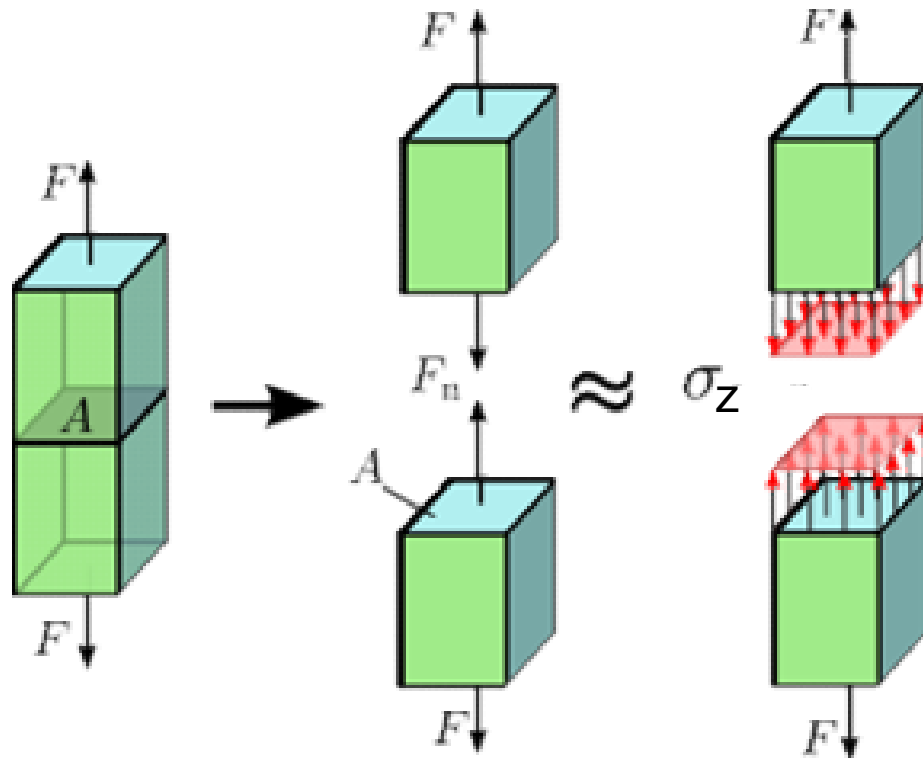


- Radni naponi mašinskog dijela su posledica radnih opterećenja kojim je mašinski dio izložen tokom eksploatacije.
- Radna opterećenja mašinskog dijela pokušavaju da promjene oblik i dimenzije dijela usled čega se javljaju radni naponi koji predstavljaju unutrašnje otpore deformisanju mašinskog dijela.

Radni naponi mašinskog dijela mogu biti:

- **Zapreminski naponi** koji se javljaju unutar zapremine mašinskog elementa kao posledica djelovanje različitih vrsta radnog opterećenja (zatezanje / pritisak, savijanje, uvijanje i smicanje)
- **Površinski naponi** koji se javljaju po površini i neposredno ispod površine mašinskog dijela kao posledica prenosa opterećenja između dva mašinska dijela u kontaktu.

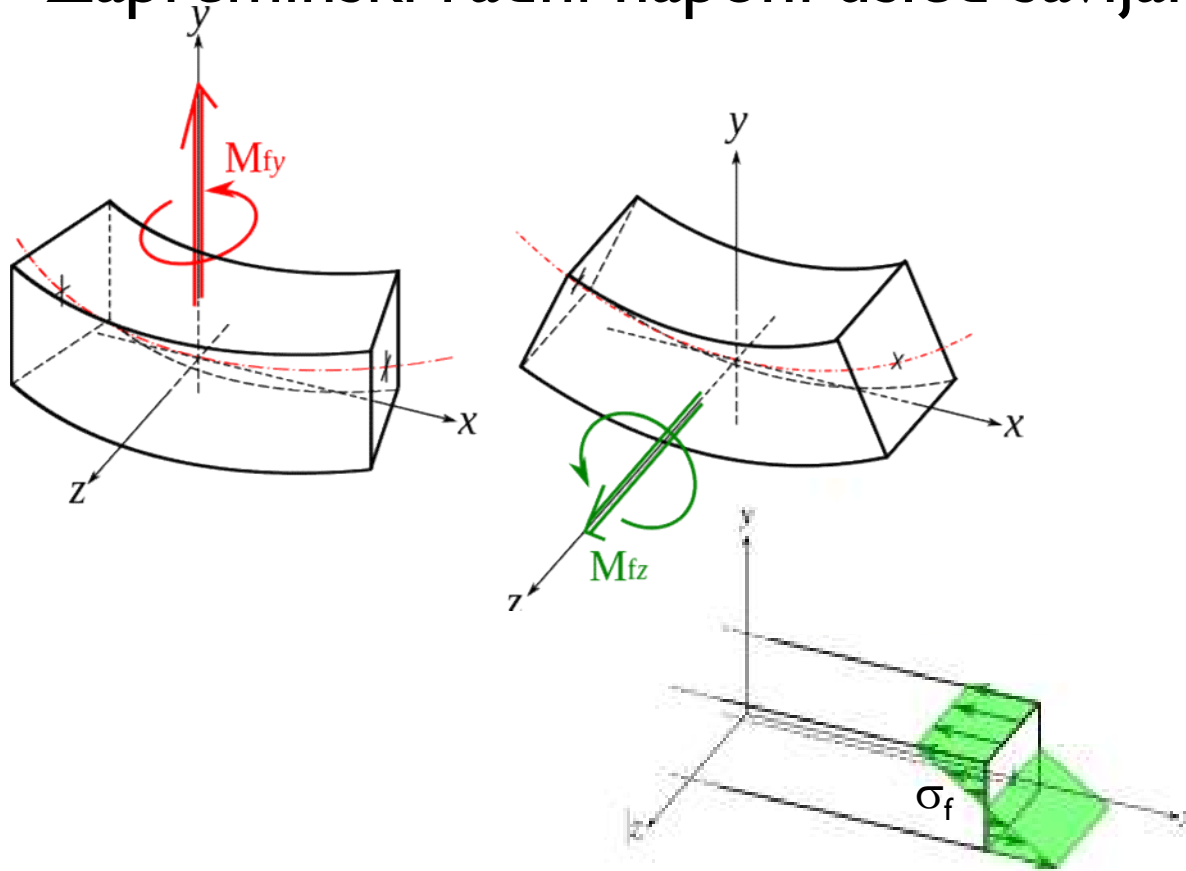
Zapreminski radni naponi usled zatezanja / pritiska



$$\sigma_z = \frac{F_n}{A}$$

F_n – normalna sila
 A – površina poprečnog presjeka

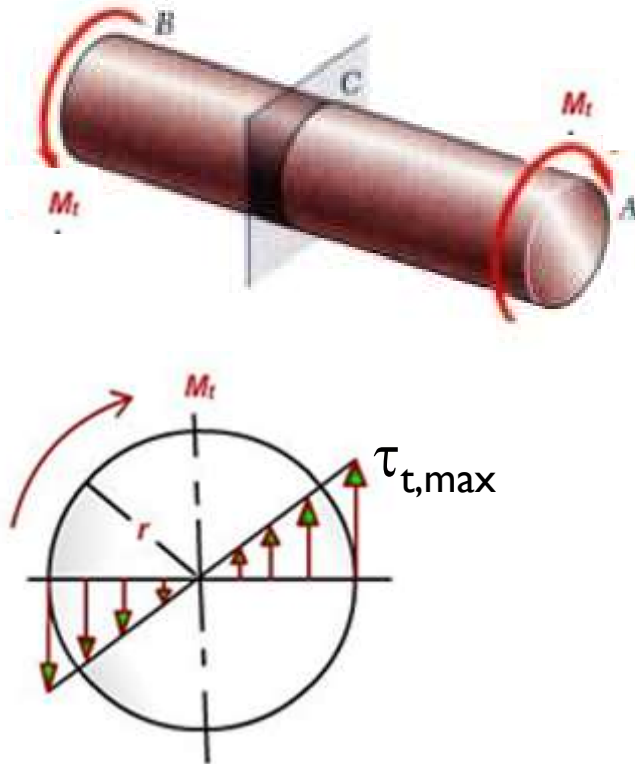
Zapreminski radni naponi usled savijanja



$$\sigma_f = \frac{M_f}{W}$$

M_f – moment savijanja
 W – aksijalni otporni moment poprečnog presjeka

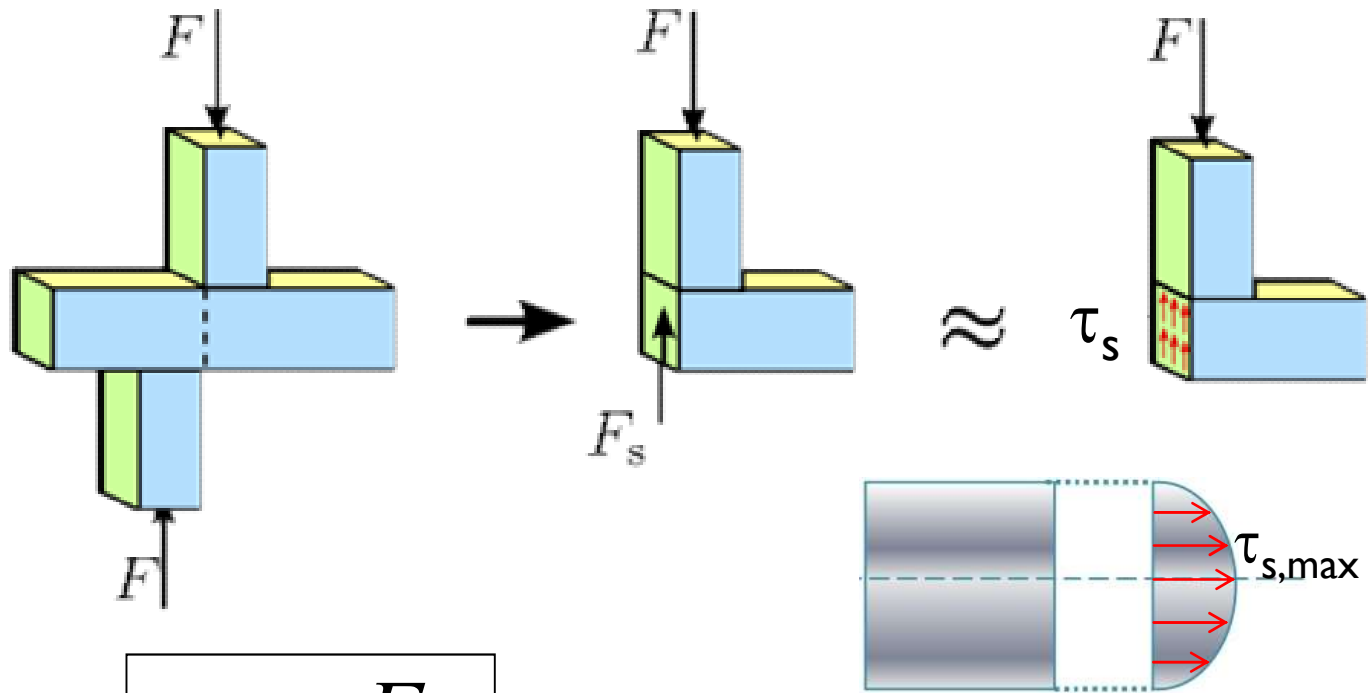
Zapreminski radni naponi usled uvijanja



$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p}$$

M_t – moment uvijanja
 W – polarni otporni moment poprečnog presjeka

Zapreminski radni naponi usled smicanja



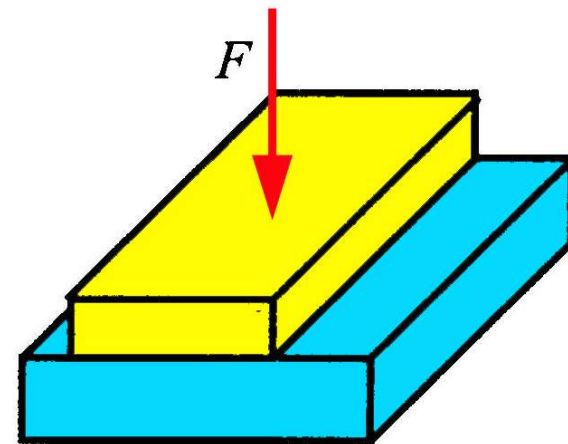
$$\tau_s = \frac{F_s}{A}$$

F_s – smičuća sila
 A – površina poprečnog presjeka

Površinski radni naponi mašinskog dijela se mogu javiti u sledećim slučajevima:

- Mašinski delovi se u neopterećenom stanju dodiruju po konačnim površinama
- Mašinski delovi se u neopterećenom stanju dodiruju duž linije
- Mašinski delovi se u neopterećenom stanju dodiruju u tački

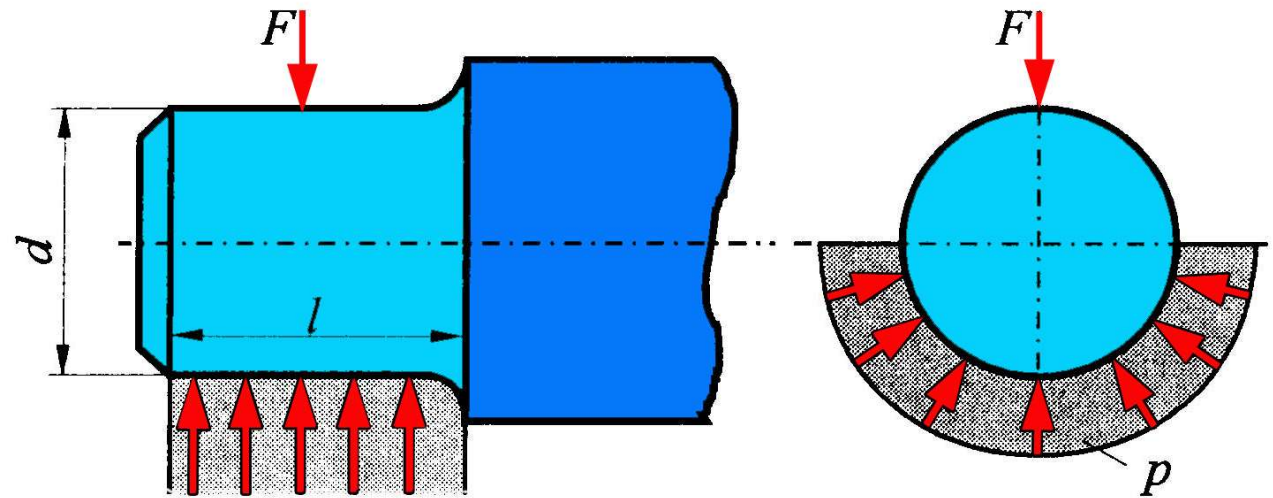
Mašinski djelovi se u neopterećenom stanju dodiruju po ravnim konačnim površinama



$$p_{sr} = \frac{F}{A}$$

p_{sr} – srednji površinski pritisak
 F – normalna sila
 A – površina kontakta

Mašinski djelovi se u neopterećenom stanju dodiruju po cilindričnim konačnim površinama



$$p_{sr} = \frac{F}{d \cdot l}$$

p_{sr} – srednji površinski pritisak

F – normalna sila

d – prečnik cilindrične kontaktne površine

l – širina kontaktne zone

Mašinski djelovi se u neopterećenom stanju dodiruju po liniji i u tački

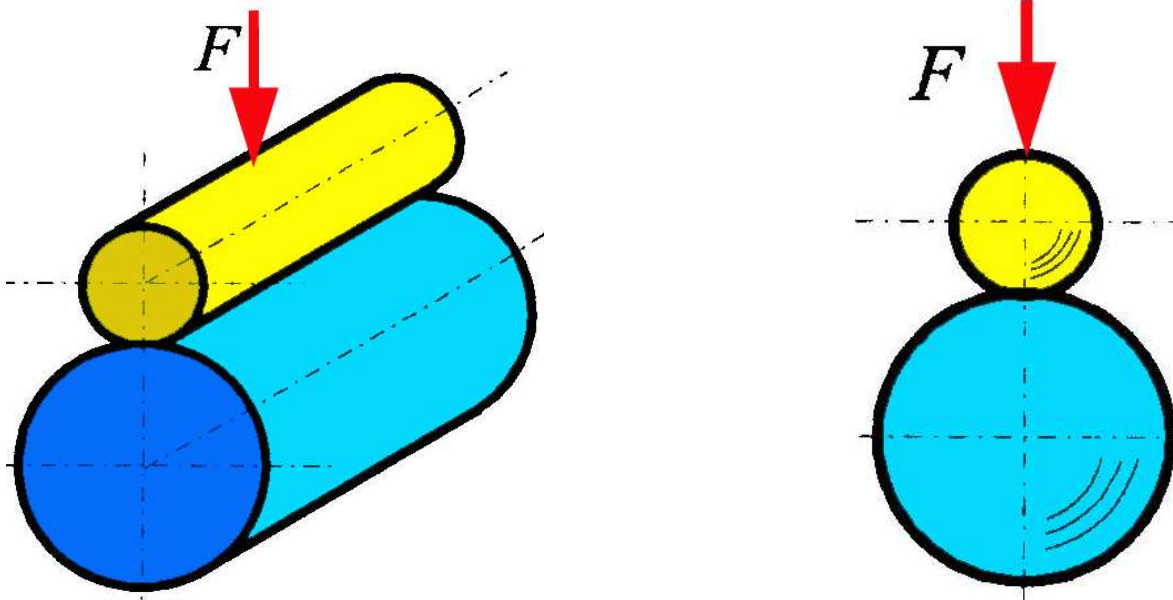


Površinski pritisak u slučaju dodira mašinskog djela po liniji i u tački se određuje prema Hertz-ovoj kontaktnoj teorije uz sledeće pretpostavke:

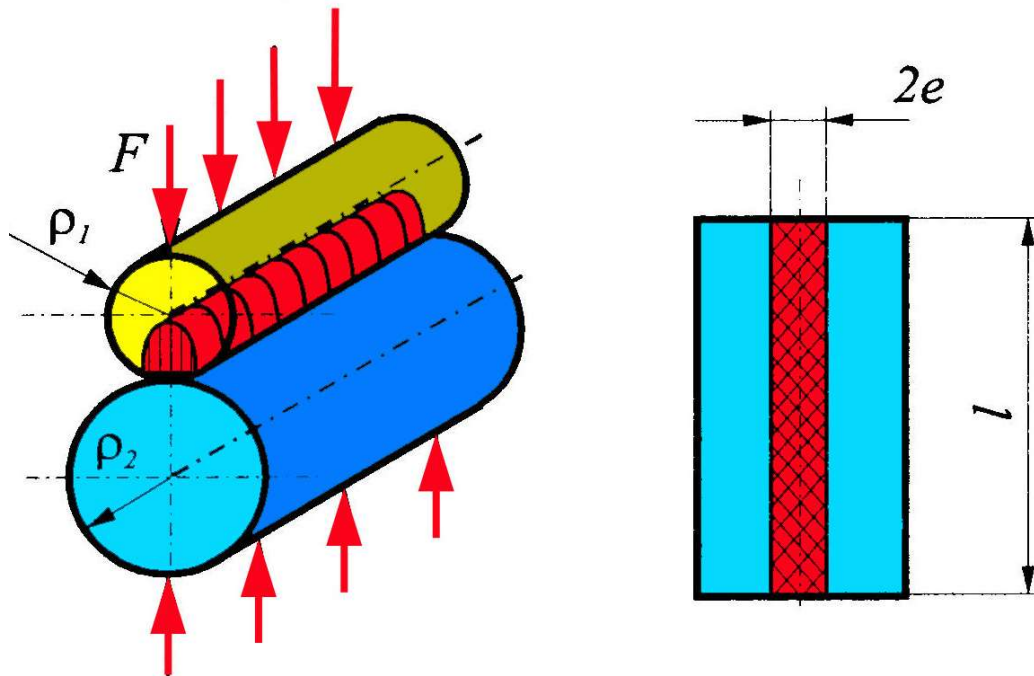
- Materijali mašinskih delova u kontaktu su homogeni i izotropni
- Opterećenje mašinskih delova izaziva elastične deformacije u zoni kontakta

- Opterećenje mašinskih djelova djeluje u pravcu zajedničke normale na liniju / tačku kontakta
- Kontaktna površina je nakon elastičnog deformisanja mala u poređenje sa površinama mašinskih djelova

Dodir po liniji i u tački se aproksimira kontaktom dva cilindra, odnosno, dvije sfere čiji su poluprečnici jednaki poluprečnicima krivine mašinskih dijelova duž linije, odnosno, u tački njihovog kontakta



Dodir dva mašinska djela po liniji

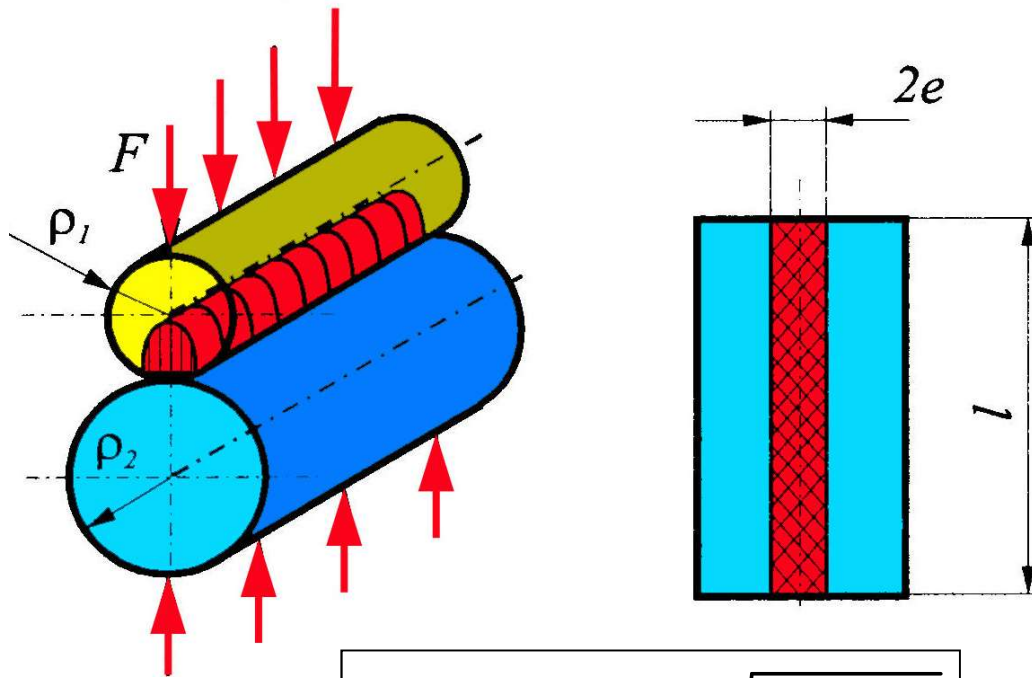


$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

- E_1, E_2 – moduli elastičnosti materijala cilindara
 ρ_1, ρ_2 – poluprečnici cilindara
 E – ekvivalentni modul elastičnosti
 ρ – ekvivalentni poluprečnik

Dodir dva mašinska djela po liniji



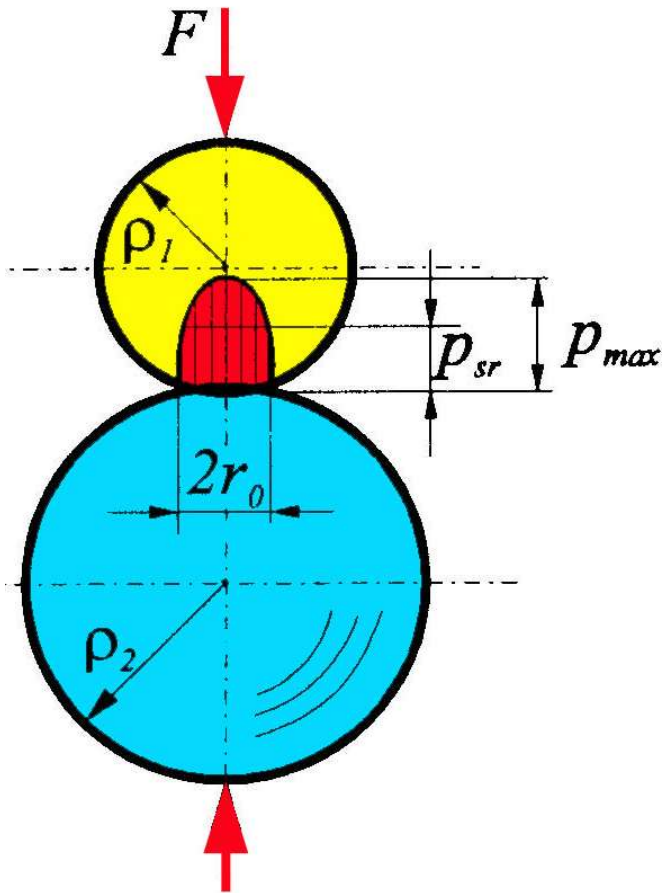
$$2e = 3,04 \sqrt{\frac{F \cdot E}{\rho \cdot l}}$$

- F – normalna sila
 l – dužina linije kontakta
 $\nu=0.3$ – Poisson-ov koeficijent
 $2e$ – širina kontaktne zone

$$p_{sr} = 0,33 \sqrt{\frac{F \cdot \rho}{E \cdot l}}$$

$$p_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{F \cdot \rho}{E \cdot l}}$$

Dodir dva mašinska djela u tački



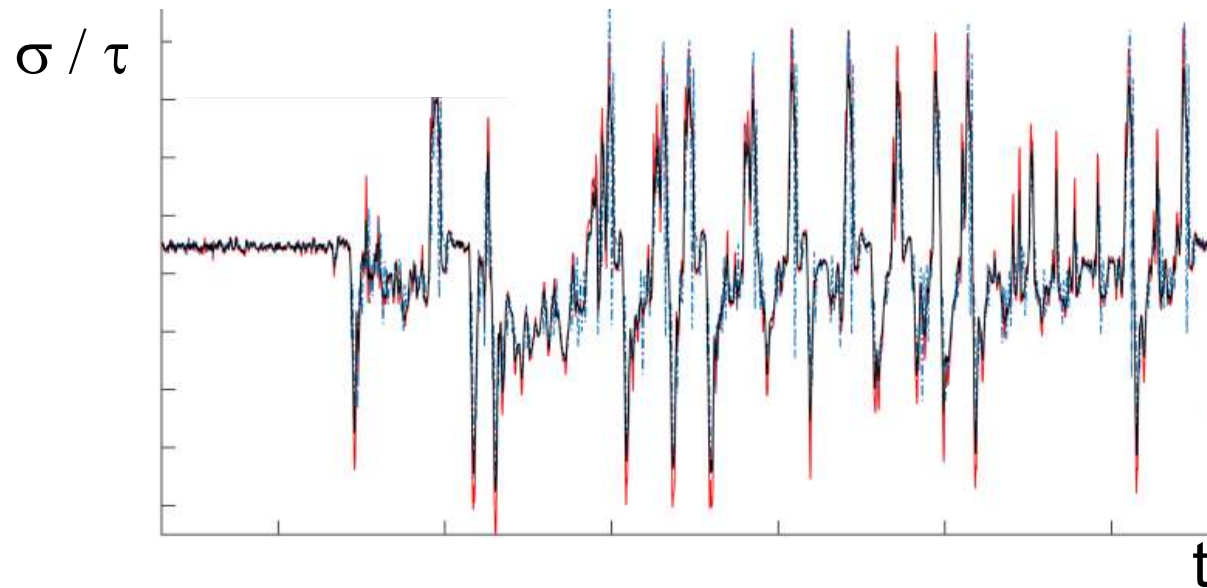
$$r_0 = \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot F \cdot (1 - \nu^2) \cdot \frac{\rho}{E}}$$

$$p_{sr} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot r_0^2}$$

Radni naponi, poput radnih opterećenja, mašinskog dijela tokom vremena mogu biti:

- Stalni (statički) naponi
- Promjenljivi (dinamički) naponi (harmonijski, udarni i slučajno promjenljivi naponi)

Radni naponi mašinskog djela, u realnim eksploatacionim uslovima, uglavnom odgovaraju slučajno promjenljivim naponima.

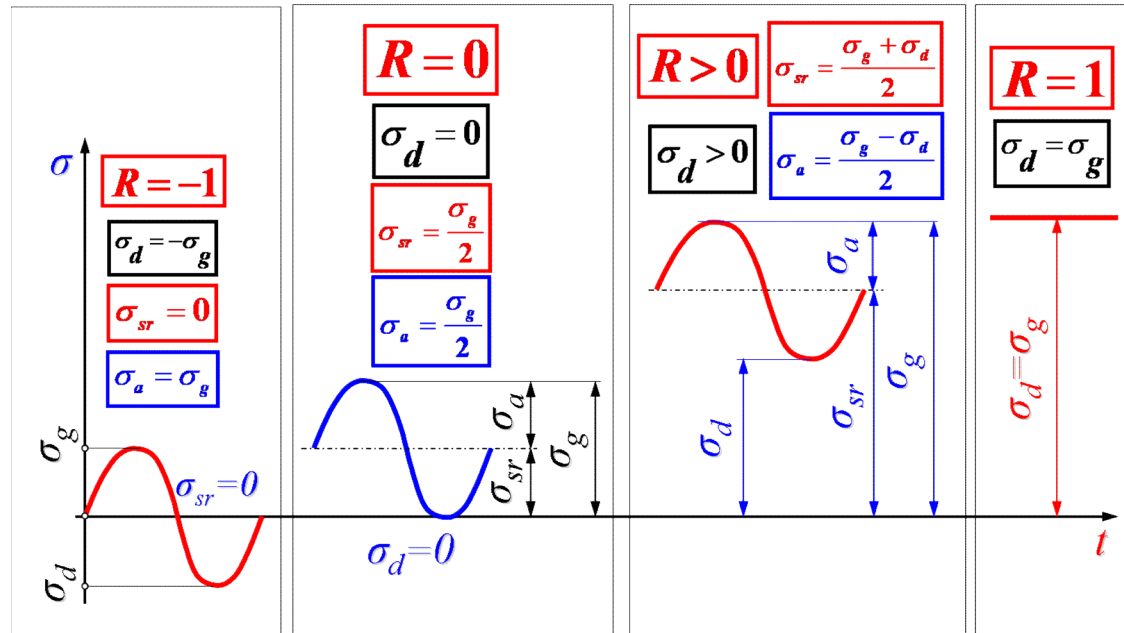


- Slučajno promjenljive napone zbog stohastičke prirode promjene tokom vremena nije moguće kao takve koristiti za proračune koji se tiču mašinskih djelova.
- Stoga se slučajno promjenljivi radni naponi aproksimiraju harmonijskim naponima čija se promjena tokom vremena ponavlja ciklično što ih čini predvidljivim i pogodnim za proračune mašinskih djelova.

Harmonijski radni naponi mogu biti:

- Naizmjenično promjenljivi naponi ($R=-1$)
- Čisto jednosmjerno promjenljivi naponi ($R=0$)
- Jednosmjerno promjenljivi naponi sa prednaponom ($R>0$)
- Statički naponi ($R=1$)

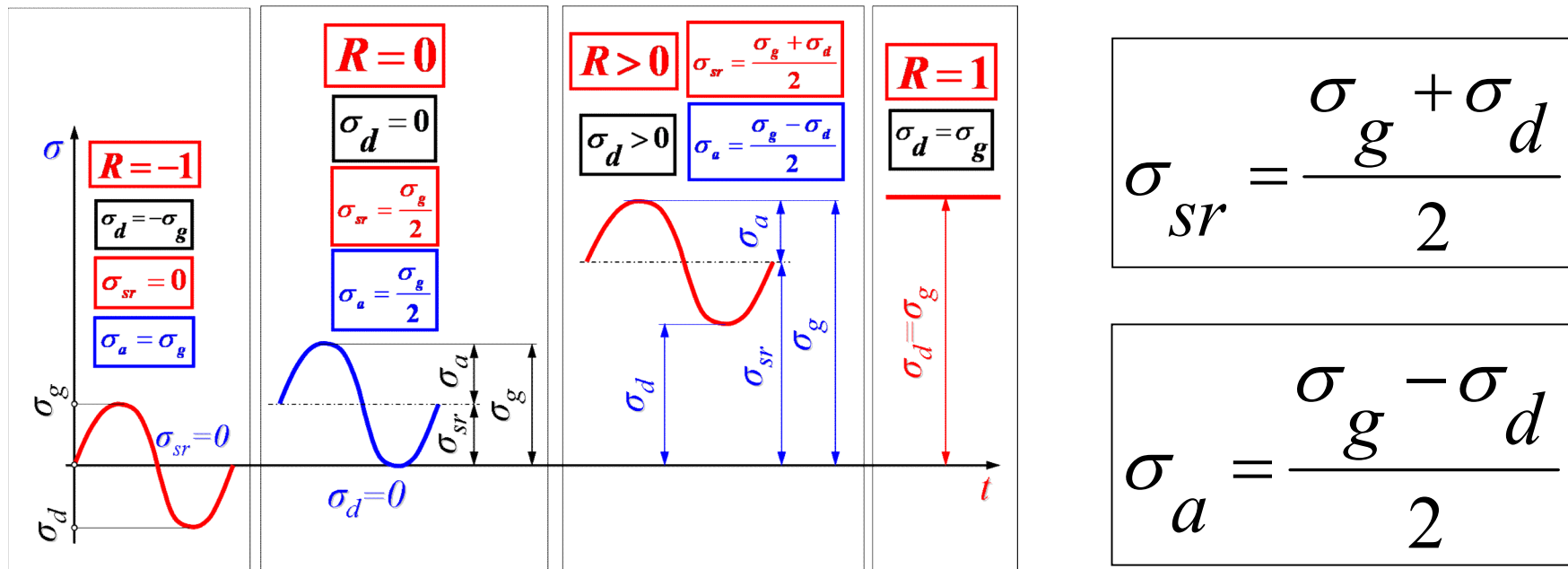
Harmonijski radni naponi



$$R = \frac{\sigma_d}{\sigma_g} = (-1 \dots +1)$$

σ_d – donja vrijednost napona
 σ_g – gornja vrijednost napona
 R – koeficijent asimetrije ciklusa

Karakteristične veličine harmonijskih radnih napona



σ_{sr} – srednja vrijednost napona

σ_a – amplitudna vrijednost napona

Geometrijska koncentracija napona je fenomen koji se ogleda u povećanju neravnomjernosti raspodjele radnih napona u odnosu na raspodjelu nominalnih napona čiji je uzrok:

- Promjena dimenzija mašinskog djela
- Promjena oblika mašinskog djela

Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema

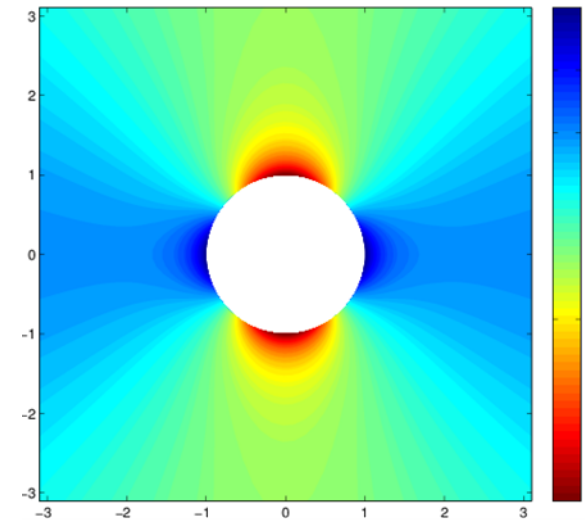
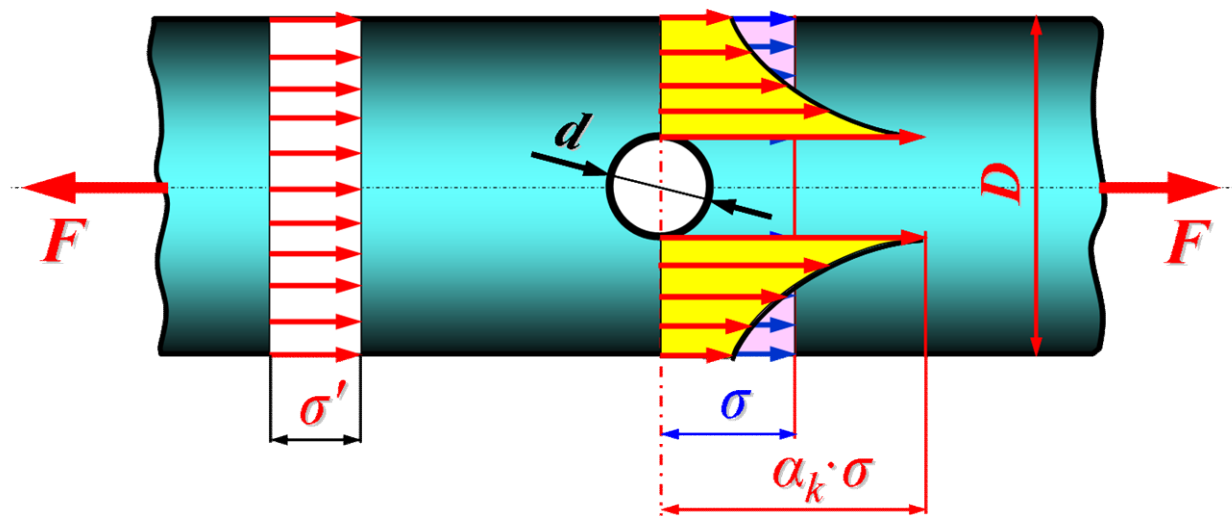
Promjena dimenzija

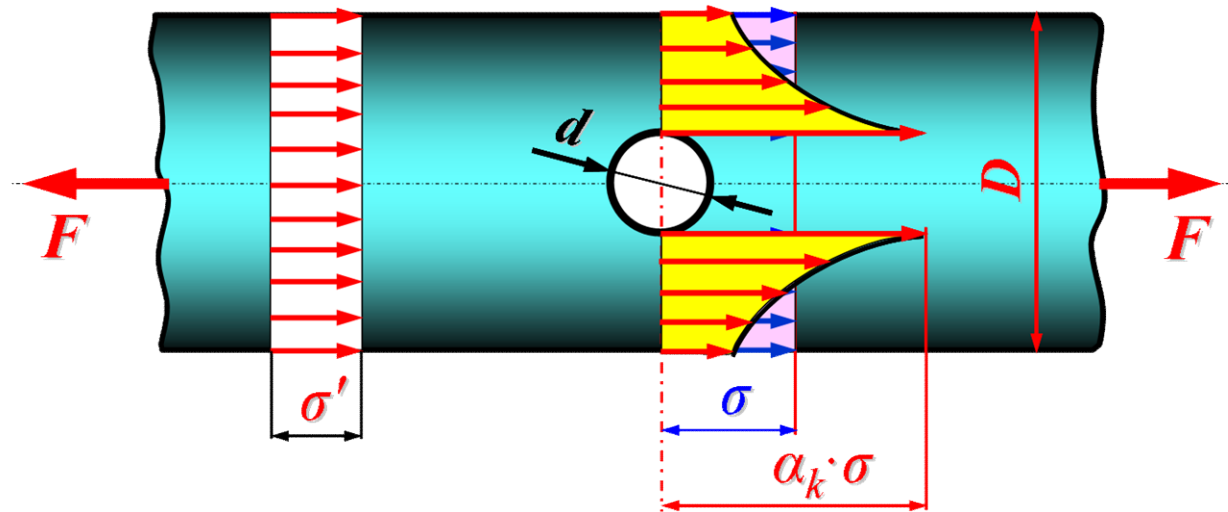


Promjena oblika



U slučaju ploče sa otvorom opterećene na istezanje radni naponi se u odnosu na nominalne napone uvećavaju u neposrednoj blizini otvora, a umanjuju u blizini spoljašnjih ivica ploče.





$$\sigma_{\max} = \alpha_k \cdot \sigma$$

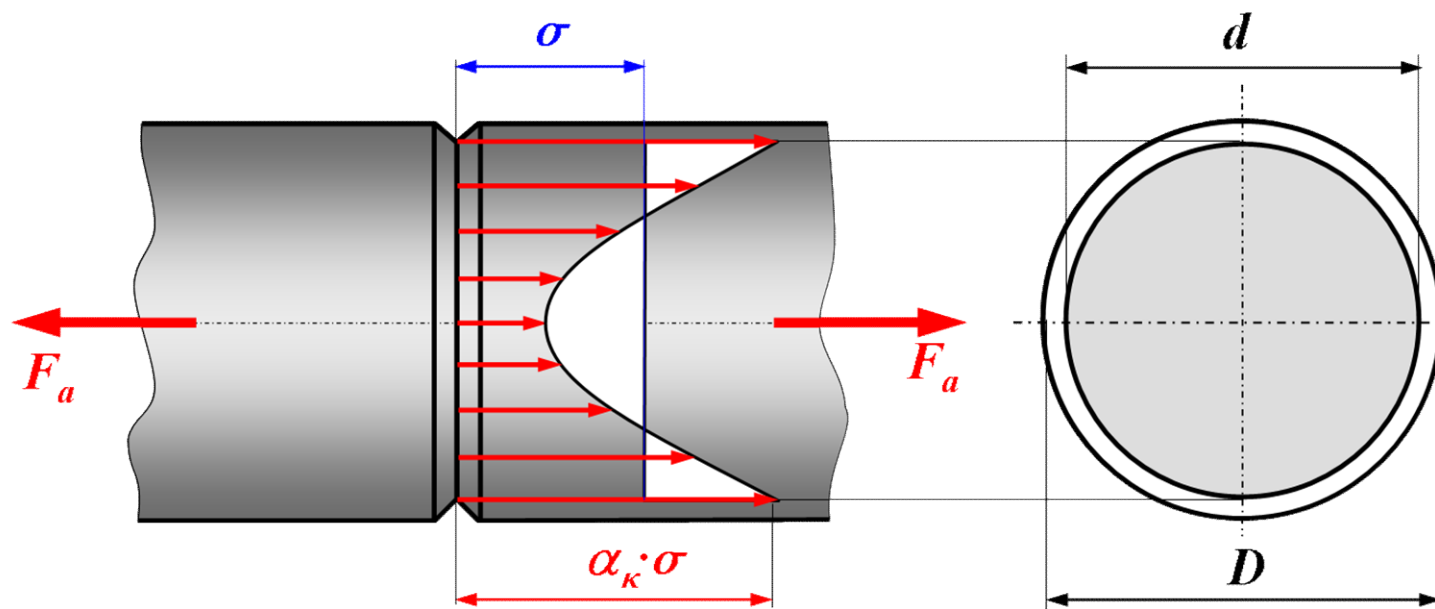
$$\sigma = \frac{F}{A}$$

- σ_{\max} – maksimalna vrijednost napona
- α_k – geometrijski faktor koncentracije napona
- σ – nominalna vrijednost napona

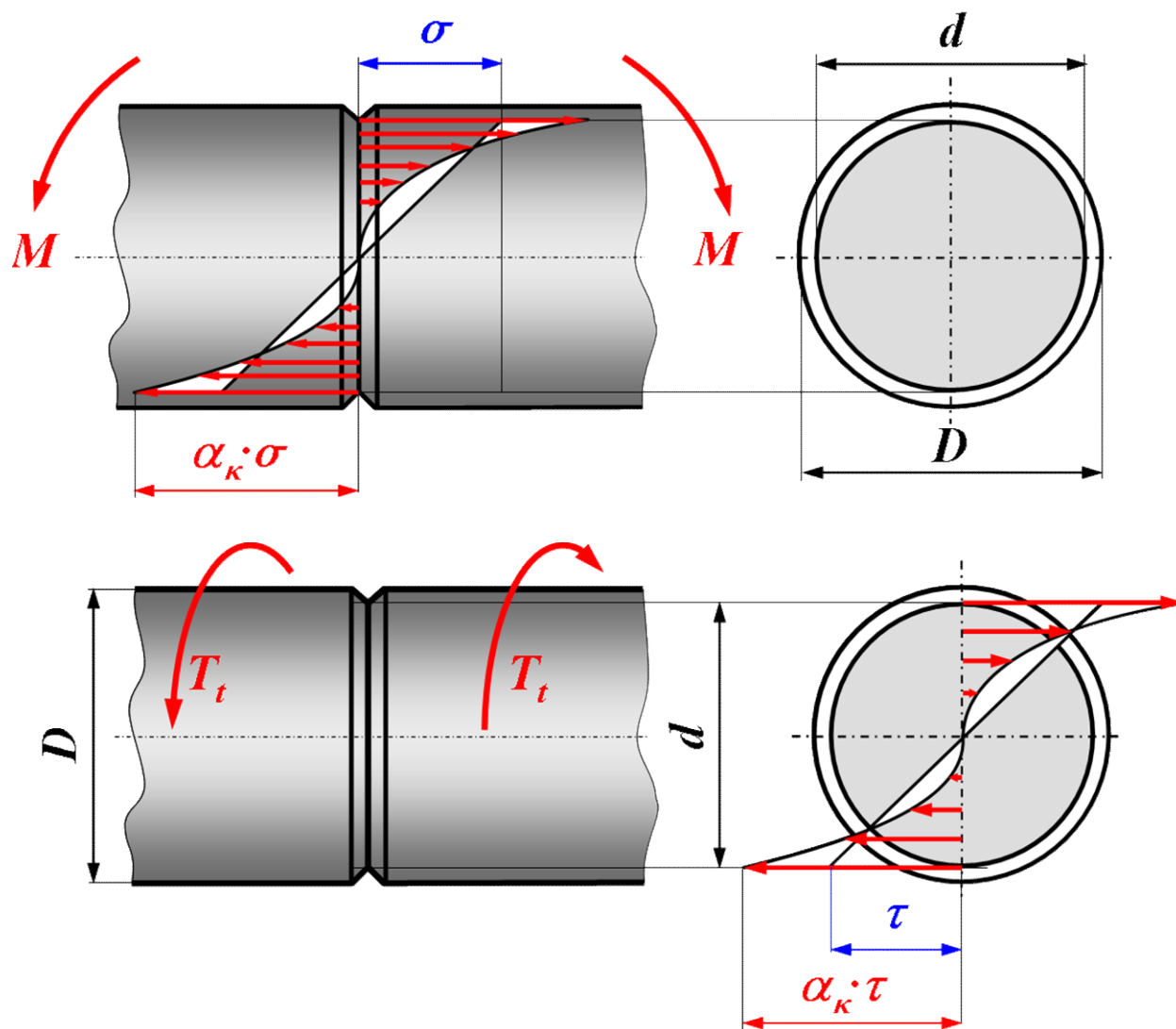
Vrijednosti geometrijskog faktora koncentracija napona uobičajno se daju u obliku dijagrama u zavisnosti od:

- Vrste radnog opterećenja
- Oblika promjene poprečnog presjeka
- Odnosa dimenzija

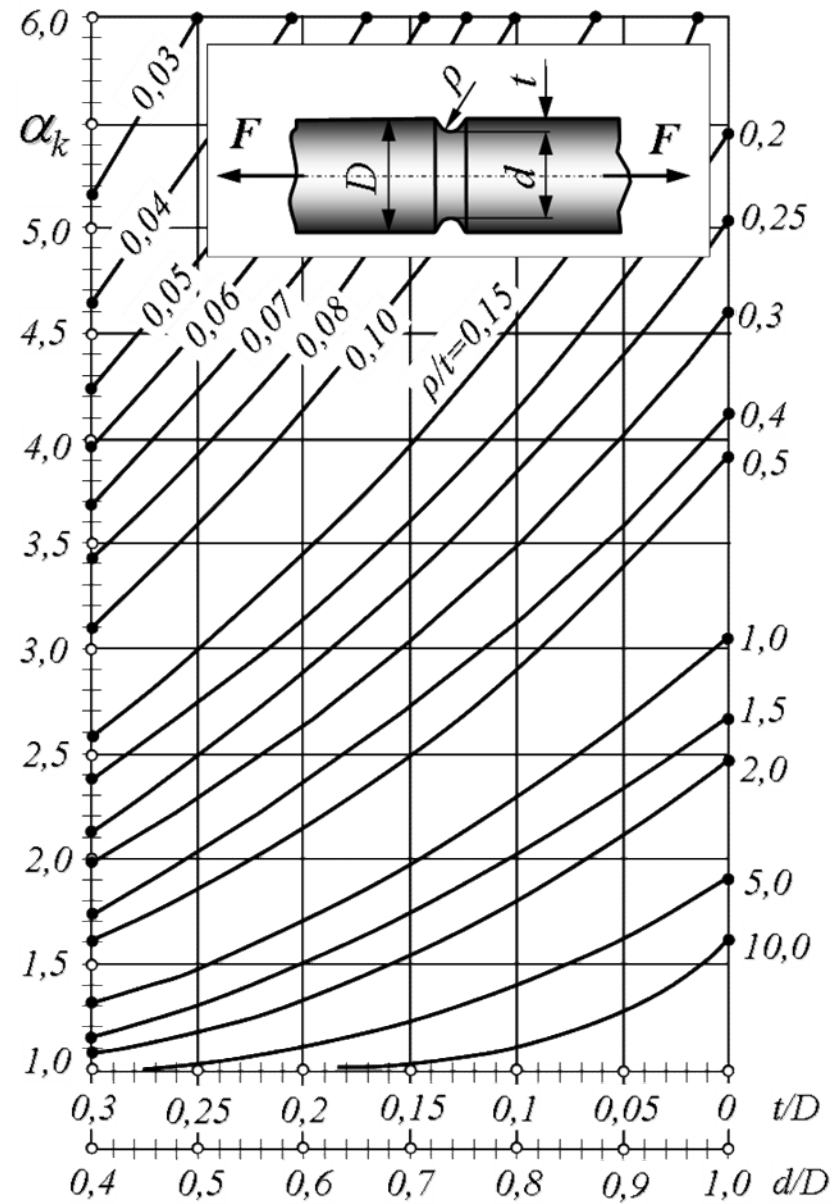
Uticaj vrste radnog opterećenja mašinskog djela na raspodjelu radnih napona u zoni koncentracije napona



Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema

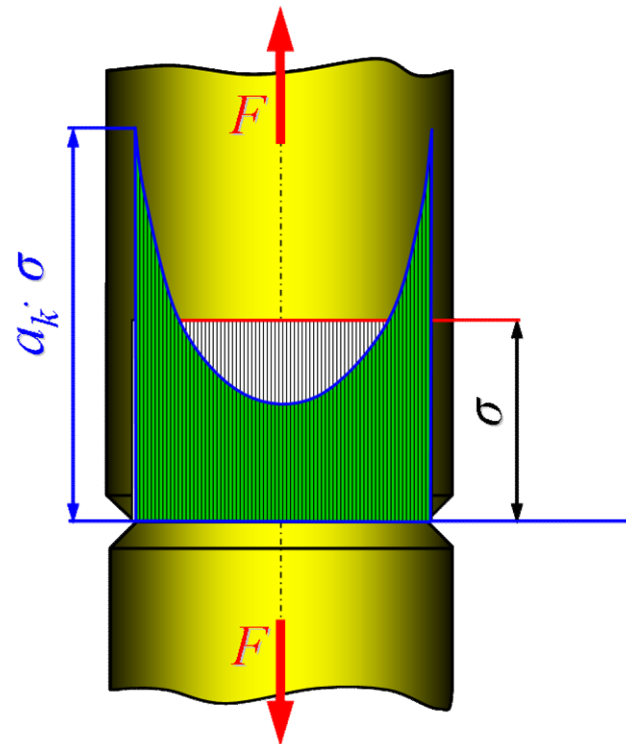


Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema



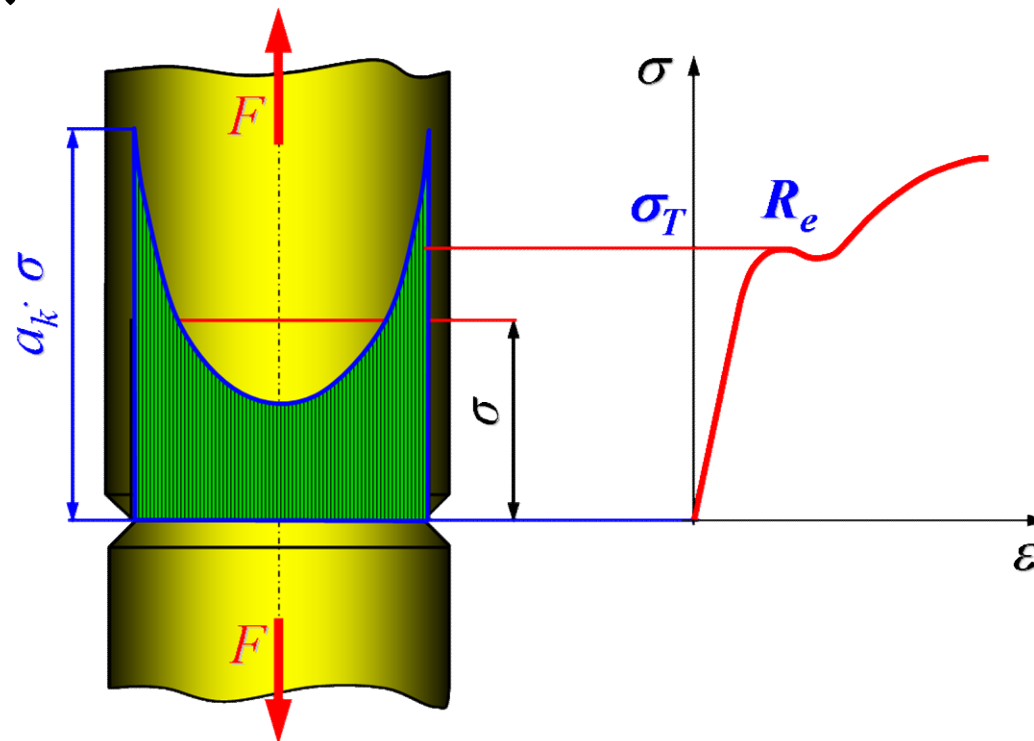
Fenomen geometrijske koncentracije napona je zasnovan na sledećim pretpostavkama:

- Maksimalna veličina napona nije ograničena
- Materijal je idealno i neograničeno elastičan

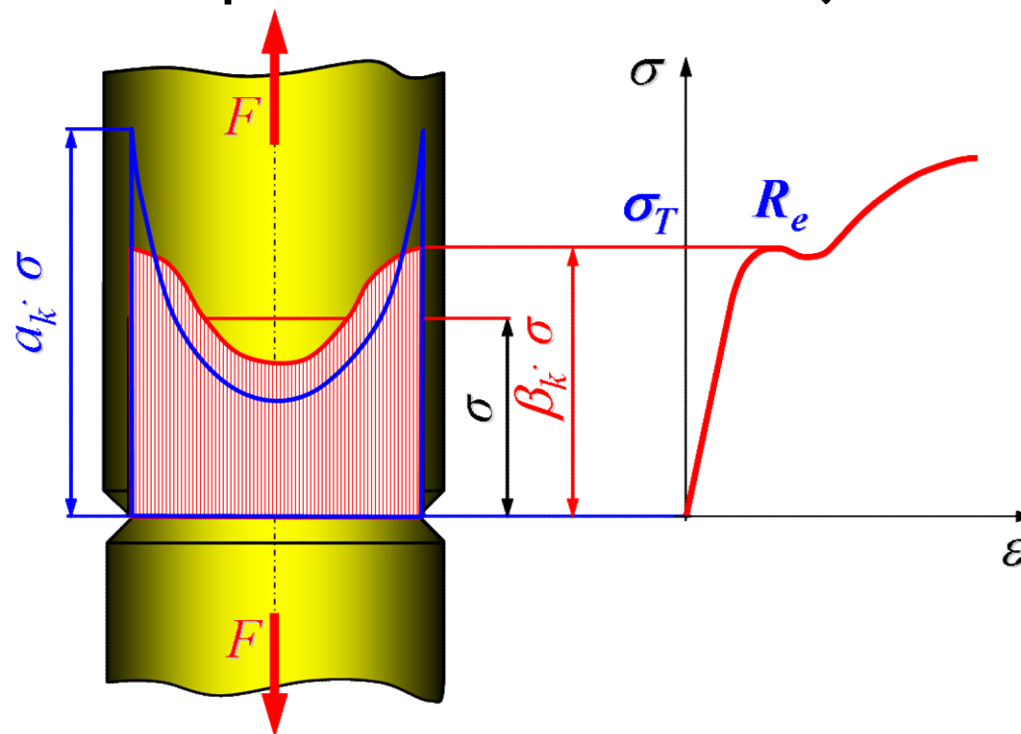


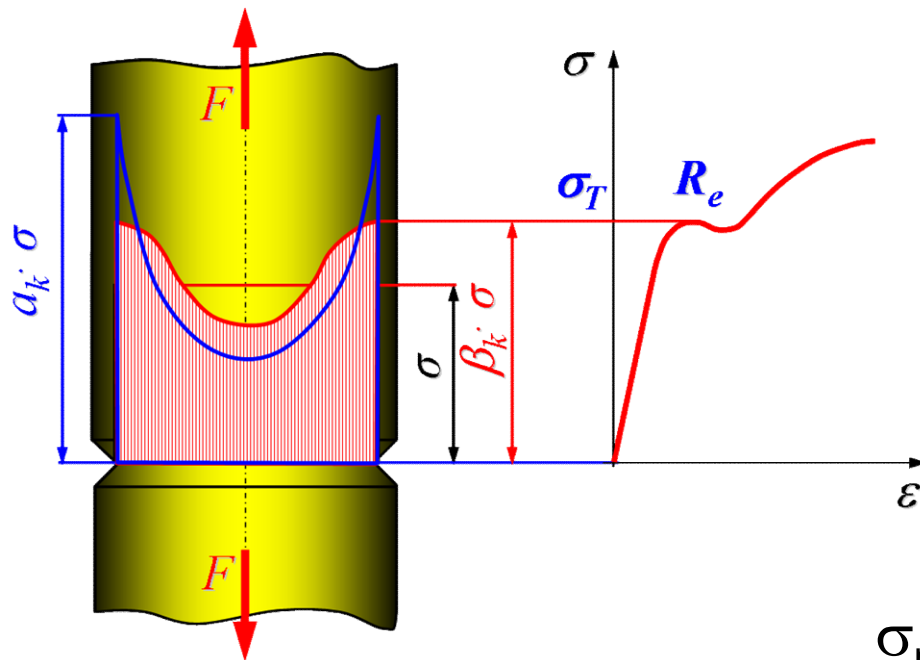
Međutim, realni materijali su:

- Elastični samo u ograničenom području
- Naponi mogu rasti samo do granice tečenja materijala



- U tačkama poprečnog presjeka u kojim napon dostigne granicu tečenja nastupaju lokalne plastične deformacije i napon prestaje da raste.
- Dalje povećanje radne sile dovodi do porasta napona van zone lokalnih plastičnih deformacija.





$$\sigma_{\max} = \beta_k \cdot \sigma$$

$$\beta_k = (\alpha_k - 1) \cdot \eta_k + 1$$

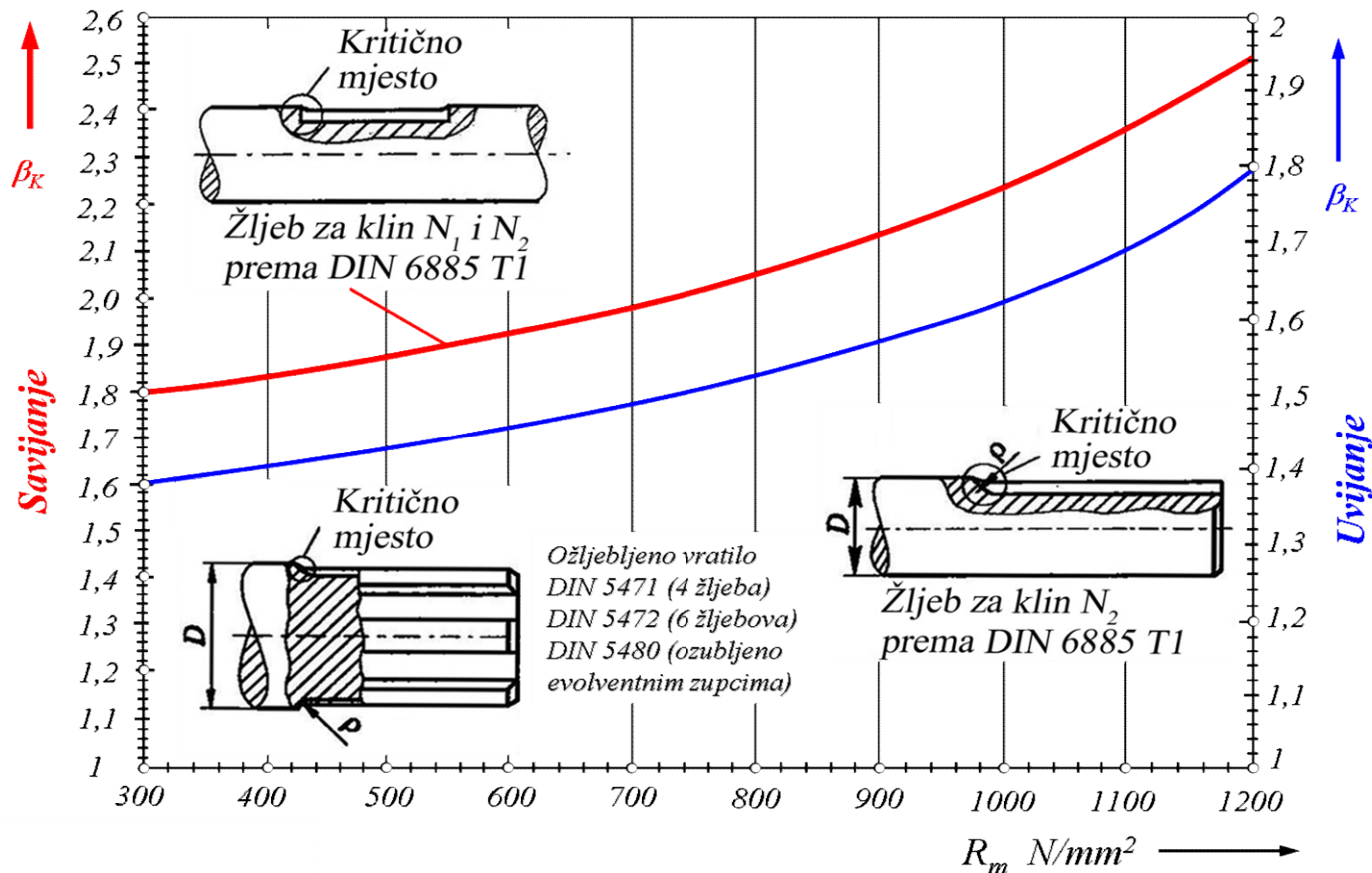
σ_{\max} – maksimalna vrijednost napona

β_k – efektivni faktor koncentracije napona

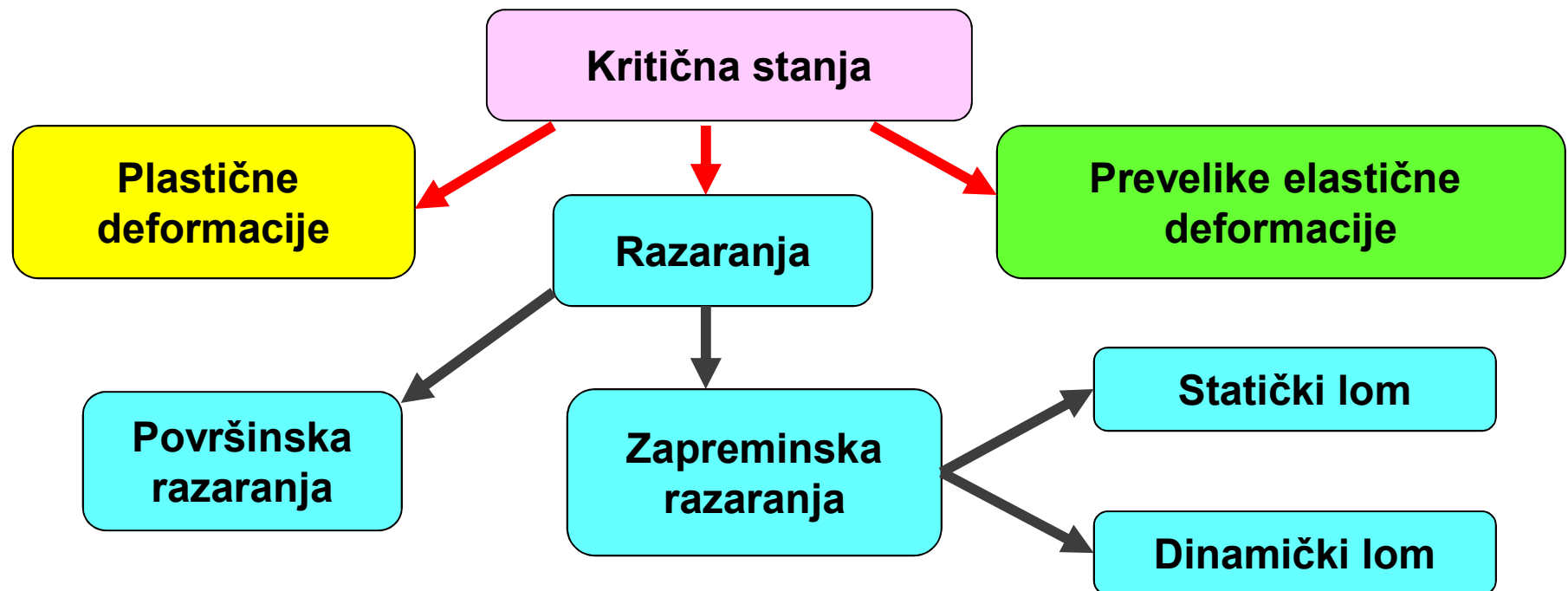
σ – nominalna vrijednost napona

η_k – stepen osjetljivosti materijala na koncentraciju napona

Uticaj materijala mašinskog dijela na koncentraciju napona je određen stepenom osjetljivosti materijala na koncentraciju napona.



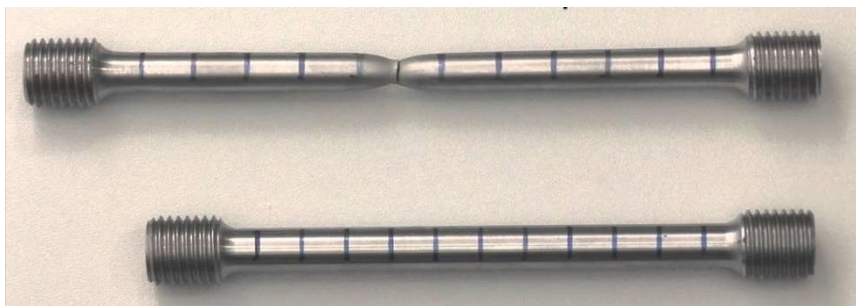
Kritično stanje mašinskog dijela je stanje u kojem mašinski dio ne može ispravno da izvršava svoju funkciju.



Statički lom mašinskog dijela nastaje pri statičkom opterećenju ili pri progresivno rastućem opterećenju, karakteriše ga:

- Izražena plastična deformacija praćena kontrakcijom poprečnog presjeka
- Hrapava krupnozrna struktura u zoni loma sa tragovima čupanja kristala.
- Lom nastaje trenutno

Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema

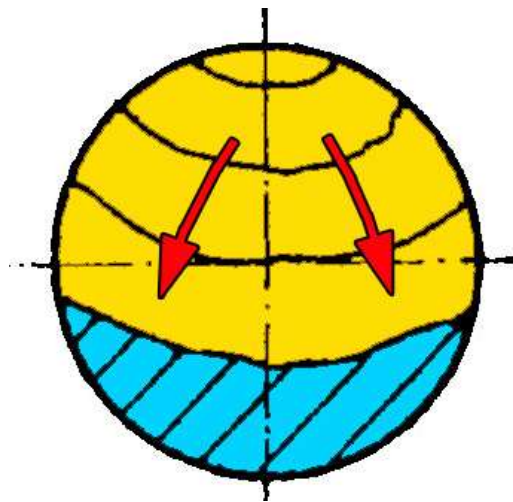


Dinamički lom mašinskog dijela nastaje postepeno pri promjenljivom opterećenju i odvija se kroz sledeće faze:

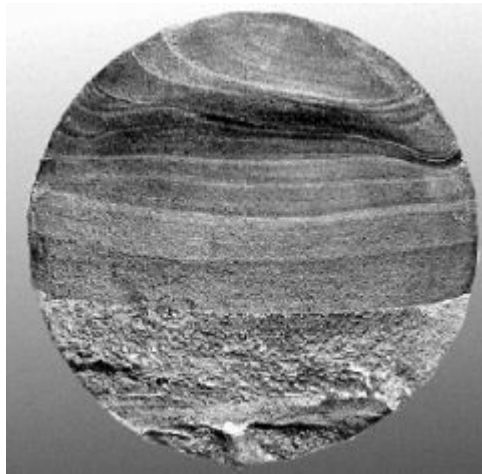
- Pojava inicijalne površinske prsline usled zamora materijala
- Širenje (propagacija) prsline praćena smanjenjem nosećeg dijela presjeka
- Statički lom do kojeg dolazi trenutno usled smanjenja nosećeg dijela presjeka

Prslinu nastalu tokom dinamičkog lom mašinskog dijela karakterišu dvije zone:

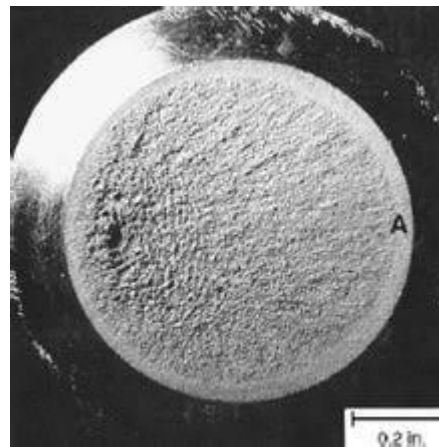
- Zona širenja prsline koja je glatke sitnozrne strukture
- Zona statičkog loma koja je hrapave krupnozrne strukture



Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema



dinamički lom
usled savijanja



dinamički lom
usled savijanja
obrotnog dijela



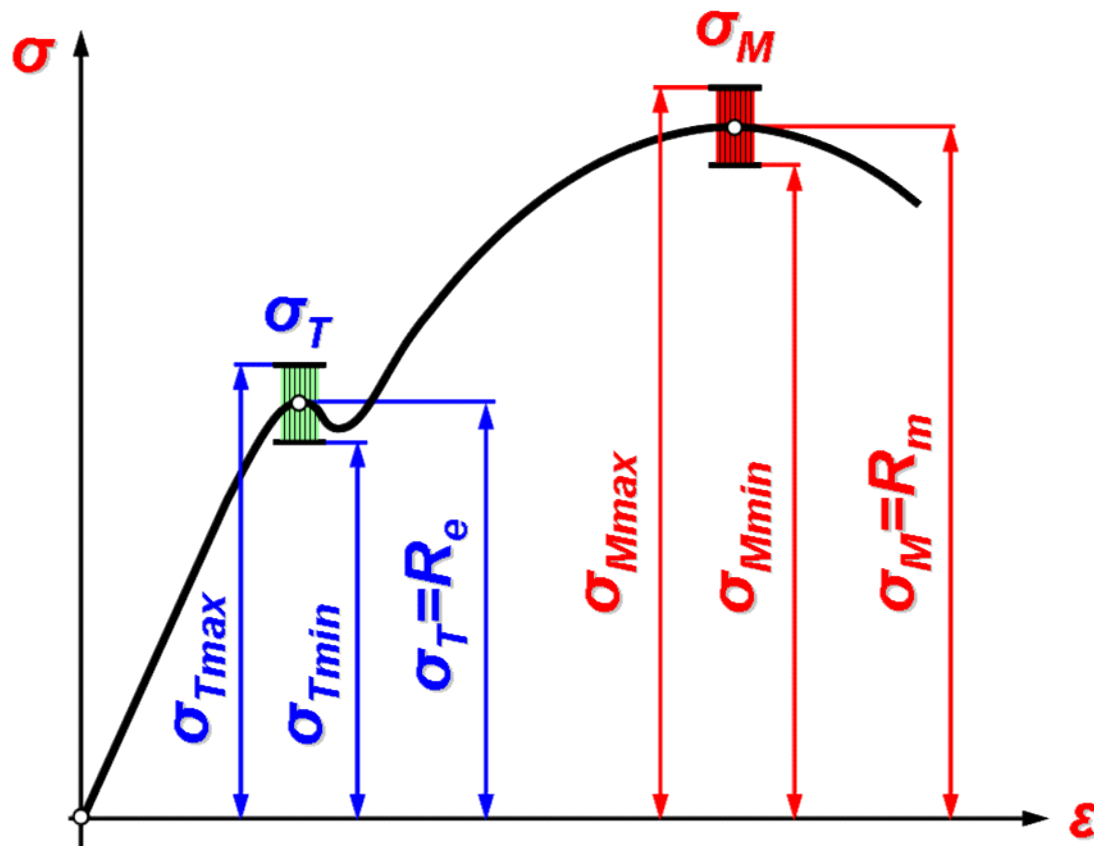
dinamički lom
usled uvijanja

Kritično stanje mašinskog dijela nastaje kada radni napon dosegne vrijednost odgovarajućeg kritičnog napona.

Kritični napon za statički (stalni) radni napon može biti:

- Napon na granici tečenja $\sigma_T (R_E)$ pri kojem dolazi do pojave plastičnih deformacija
- Napon na granici kidanja $\sigma_M (R_M)$ pri kojem dolazi do razaranja

Dijagram deformacija-napon

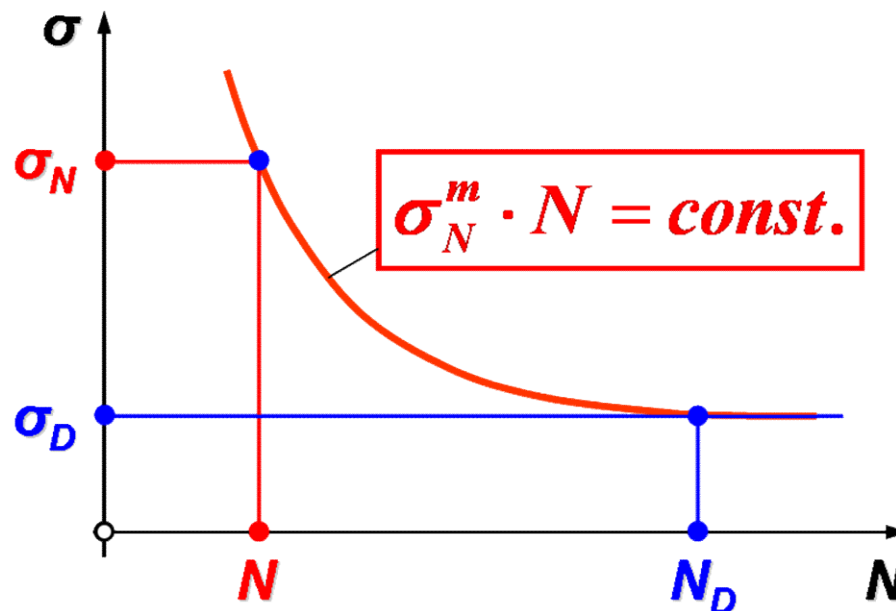


Kritični napon za dinamički (promjenljivi) radni napon može biti:

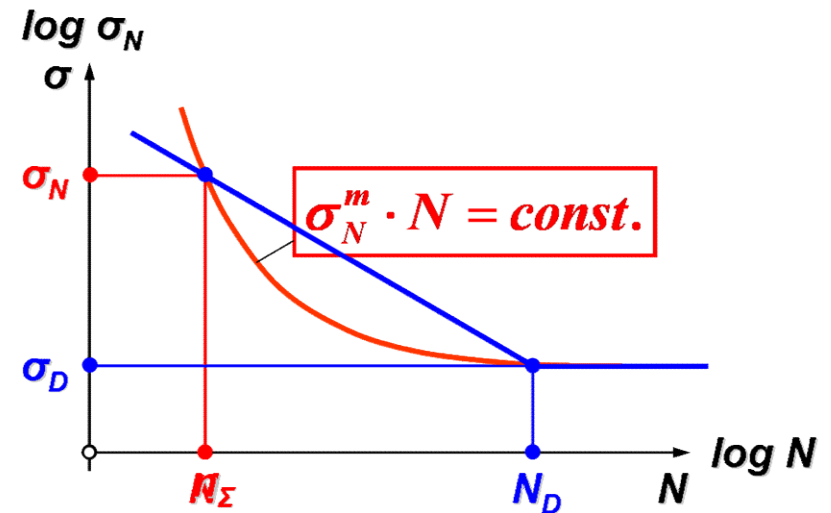
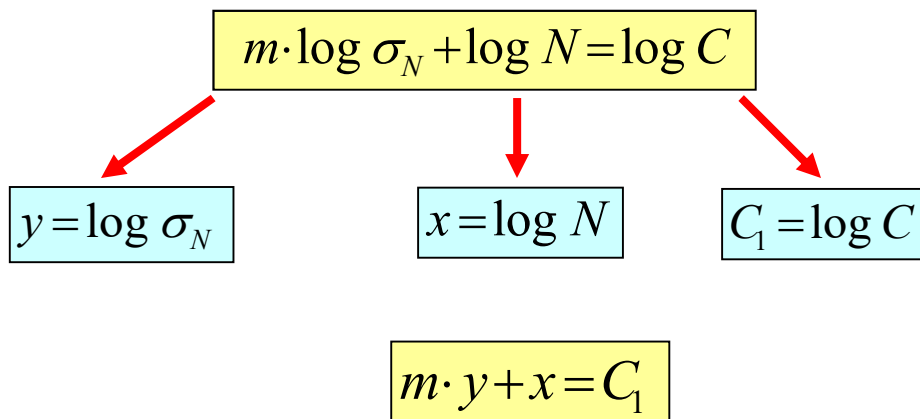
- **Vremenska dinamička izdržljivost** σ_N koja predstavlja napon koji dovodi do razaranja nakon konačnog broja ciklusa promjene napona N
- **Trajna dinamička izdržljivost** σ_D koja predstavlja maksimalni napon koji ne dovodi do razaranja u slučaju neograničenog broja ciklusa promjene napona

Vremenska dinamička izdržljivost je napon manji od granice tečenja $\sigma_N < \sigma_T$.

Ispitivanjem je utvrđena eksponencijalna veza broja ciklusa promjene napon N i vremenske dinamičke izdržljivosti σ_N .



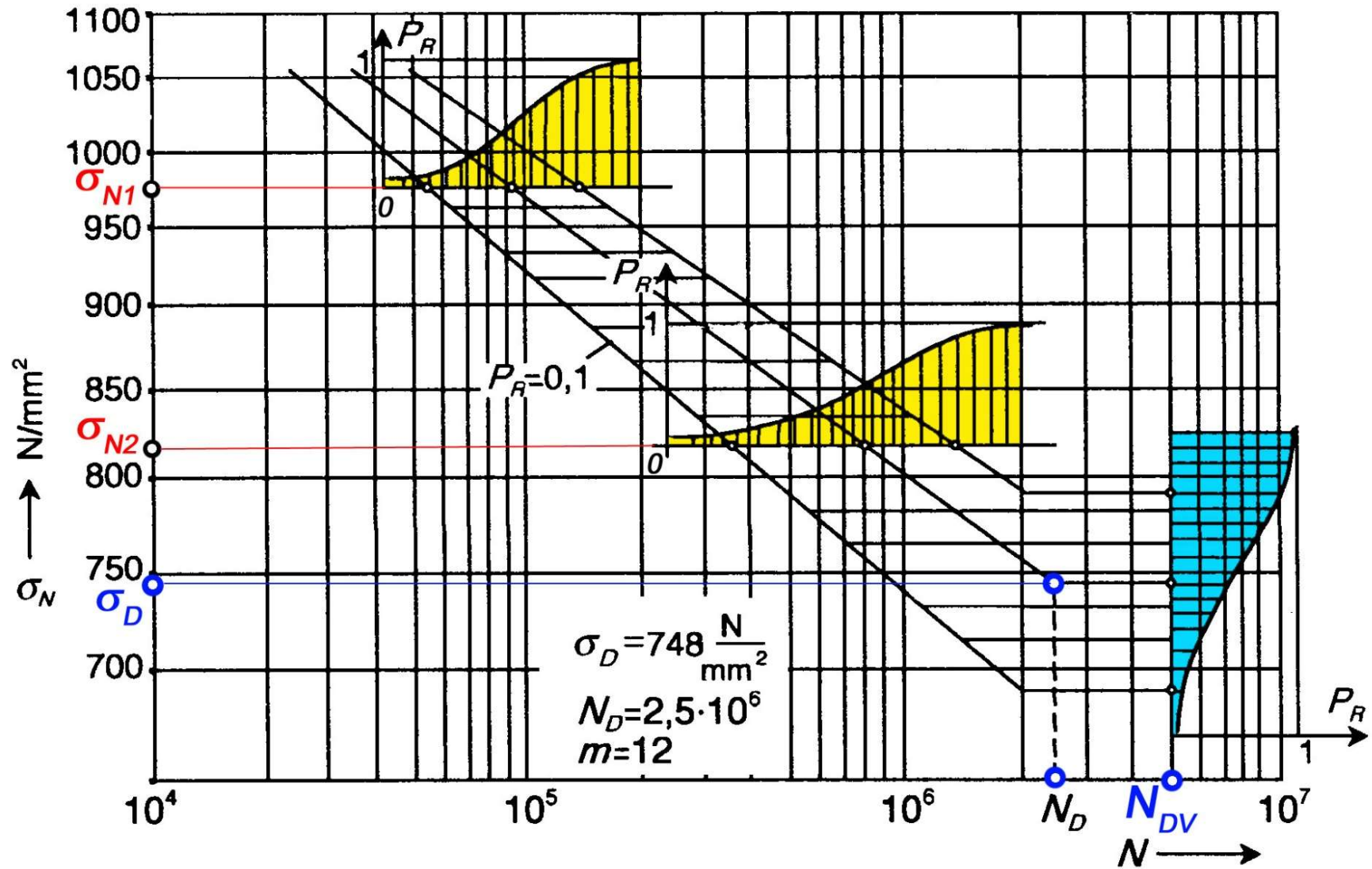
Da bi se nacrtala **eksponencijalna kriva $N-\sigma_N$** potrebno je eksperimentalnim putem odrediti položaj određenog broja tačaka sa krive. Ukoliko se kriva crta u logaritamskom koordinatnom sistemu dobija se tlz. **Velerova kriva** čiji se položaj određuje sa svega dvije tačke sa krive.



Za eksperimentalno određivanje Velerove krive potrebno je:

- Izabrati dva nivoa napona kojima će se izlagati epruvete. Gornji nivo napona treba da bude što bliže i ispod granice tečenja, a donji nivo napona što bliže i iznad trajne dinamičke izdržljivosti.
- Izabrati broj epruveta koje treba ispitati na izabranim nivoima napona.

Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema



Pri određivanju Velerovih krivih linija pored prethodno navedenog definisani su i sledeći uslovi:

- Vrsta napona (naponi usled zatezanja, savijanja, uvijanja...)
- Koeficijent asimetrije napona R
- Način promjene napona (frekvencije, amplituda...)

Skup Velerovih krivih linija za različite vrijednosti koeficijenta asimetrije napona $R=(-1 \div 1)$ može se zamjeniti vezom:

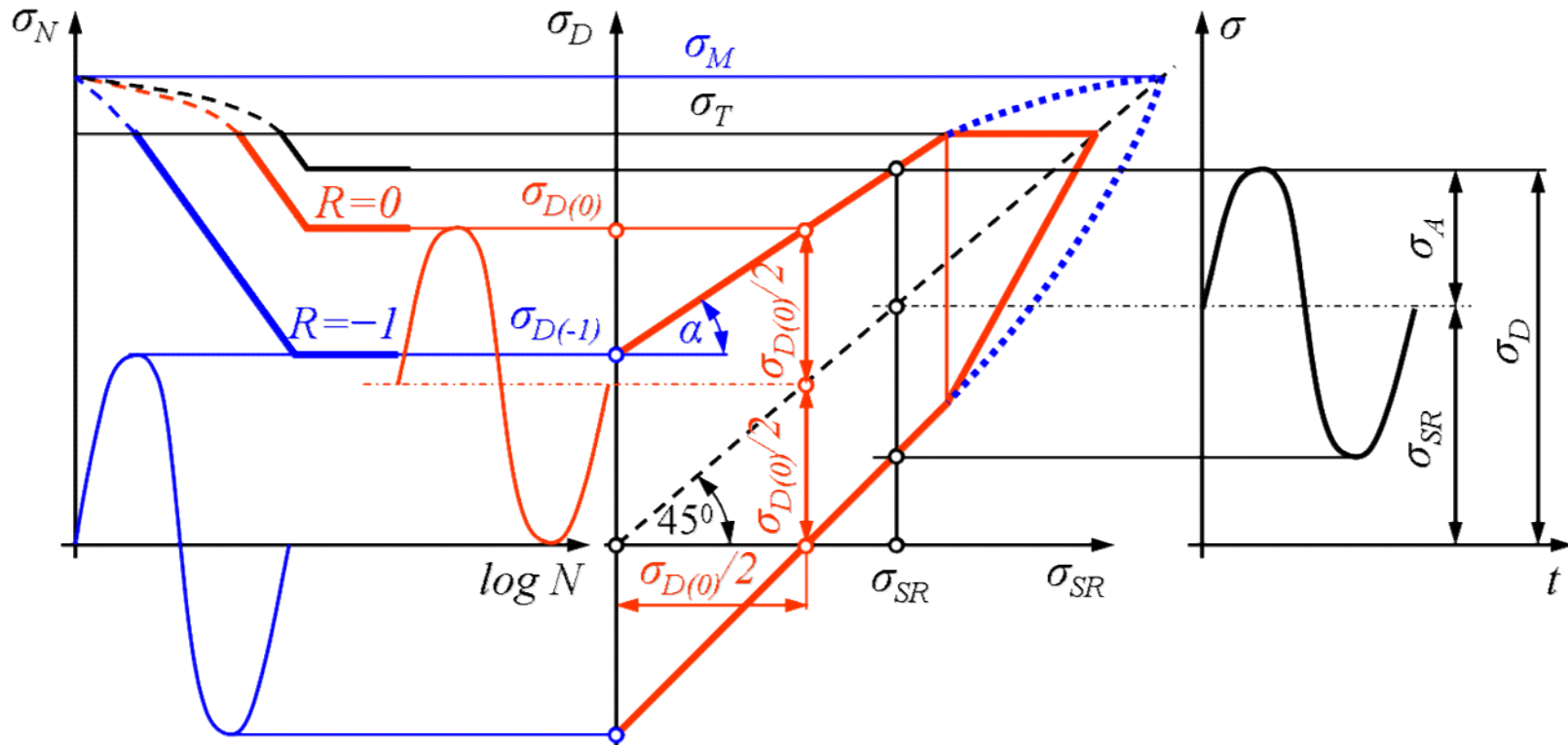
- Trajne dinamičke izdržljivosti σ_D
- Srednje vrijednosti promjene napona σ_{sr}

Na ovaj način se dobija Smitov dijagram koji predstavlja zavisnost $\sigma_{sr}-\sigma_D$

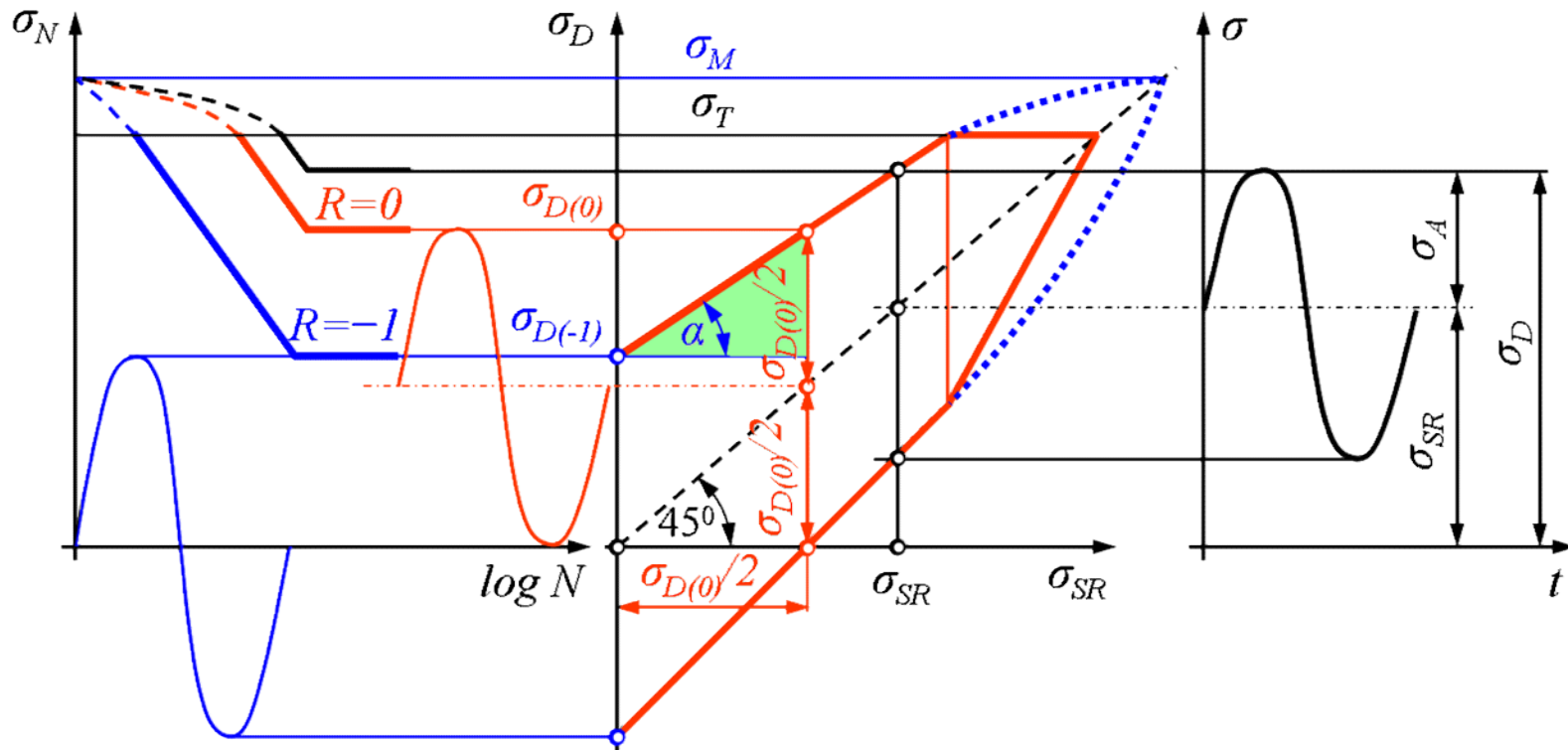
Smitov dijagram je predstavljen pravom linijom pod uglom α i određen je sa dvije tačke:

- $\sigma_{D(-1)}$ trajna dinamička izdržljivost za naizmjeničnu promjenu napona $R=-1$
- $\sigma_{D(0)}$ trajna dinamička izdržljivost za jednosmjernu promjenu napona $R=0$

Provlačenjem prave linije kroz tačke $\sigma_{D(-1)}$ i $\sigma_{D(0)}$ do granice tečenja σ_T (R_E) koja ograničava trajnu dinamičku izdržljivost dobija se Smitov dijagram.



Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema



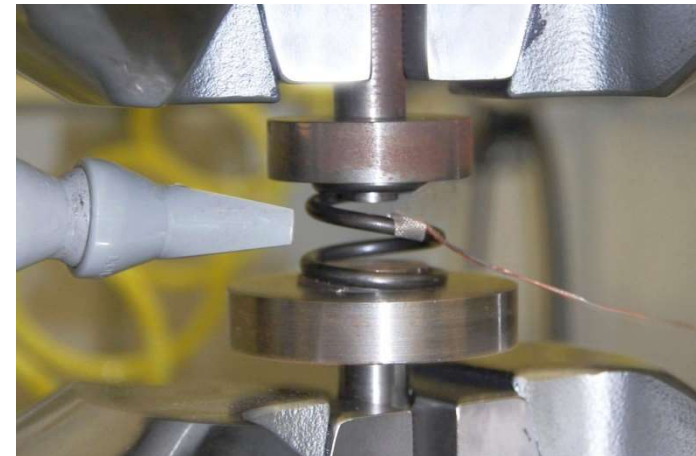
$$tg\alpha = \frac{\sigma_{D(0)} - \sigma_{D(-1)}}{\frac{\sigma_{D(0)}}{2}} = 2 \cdot \left[1 - \frac{\sigma_{D(-1)}}{\sigma_{D(0)}} \right] \leq 45^0$$

Kritični naponi mašinskih dijelova se mogu odrediti:

- Neposrednim ispitivanjem
- Korekcijom odgovarajuće veličine dobijene ispitivanjem standardnih epruveta



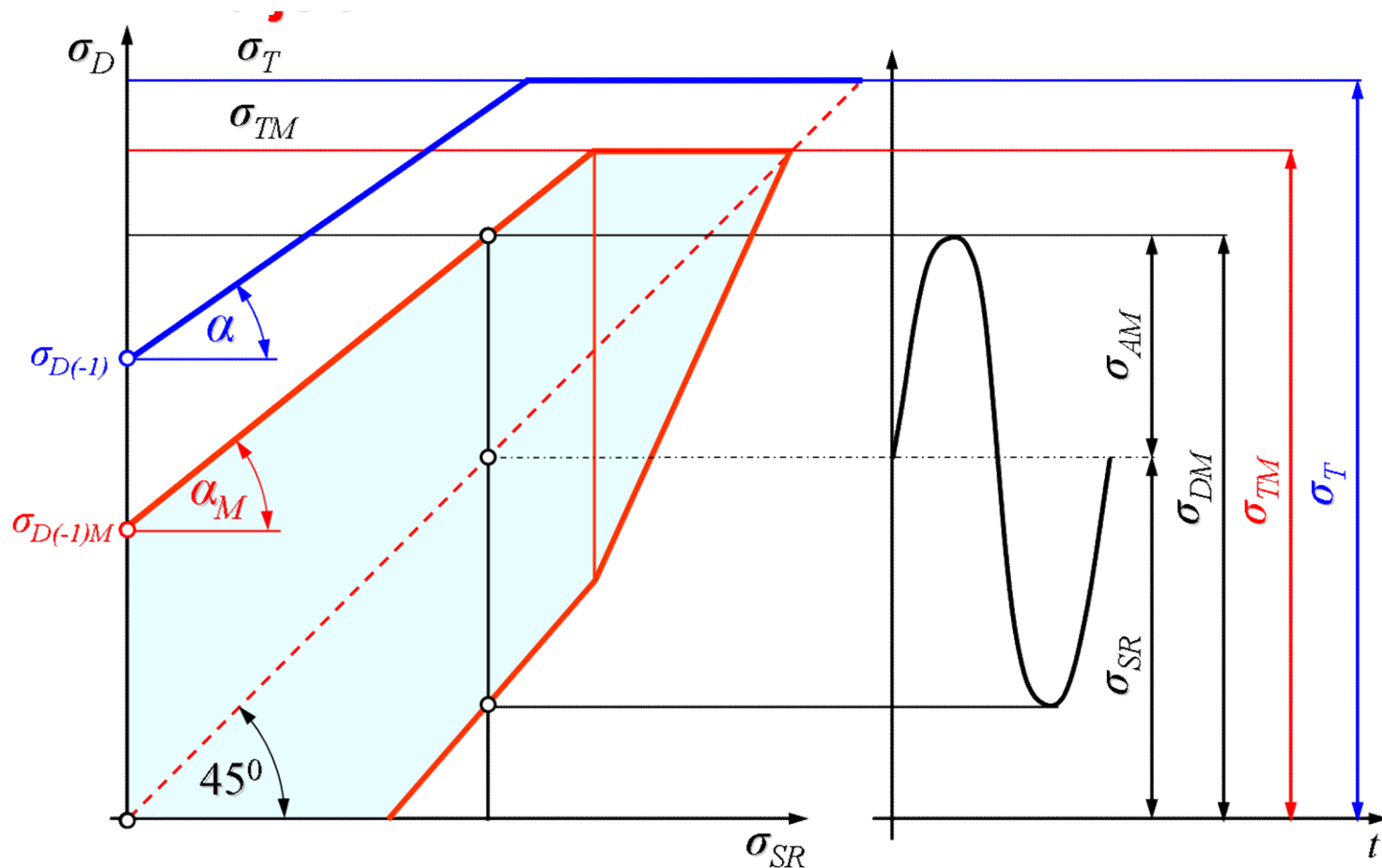
Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema



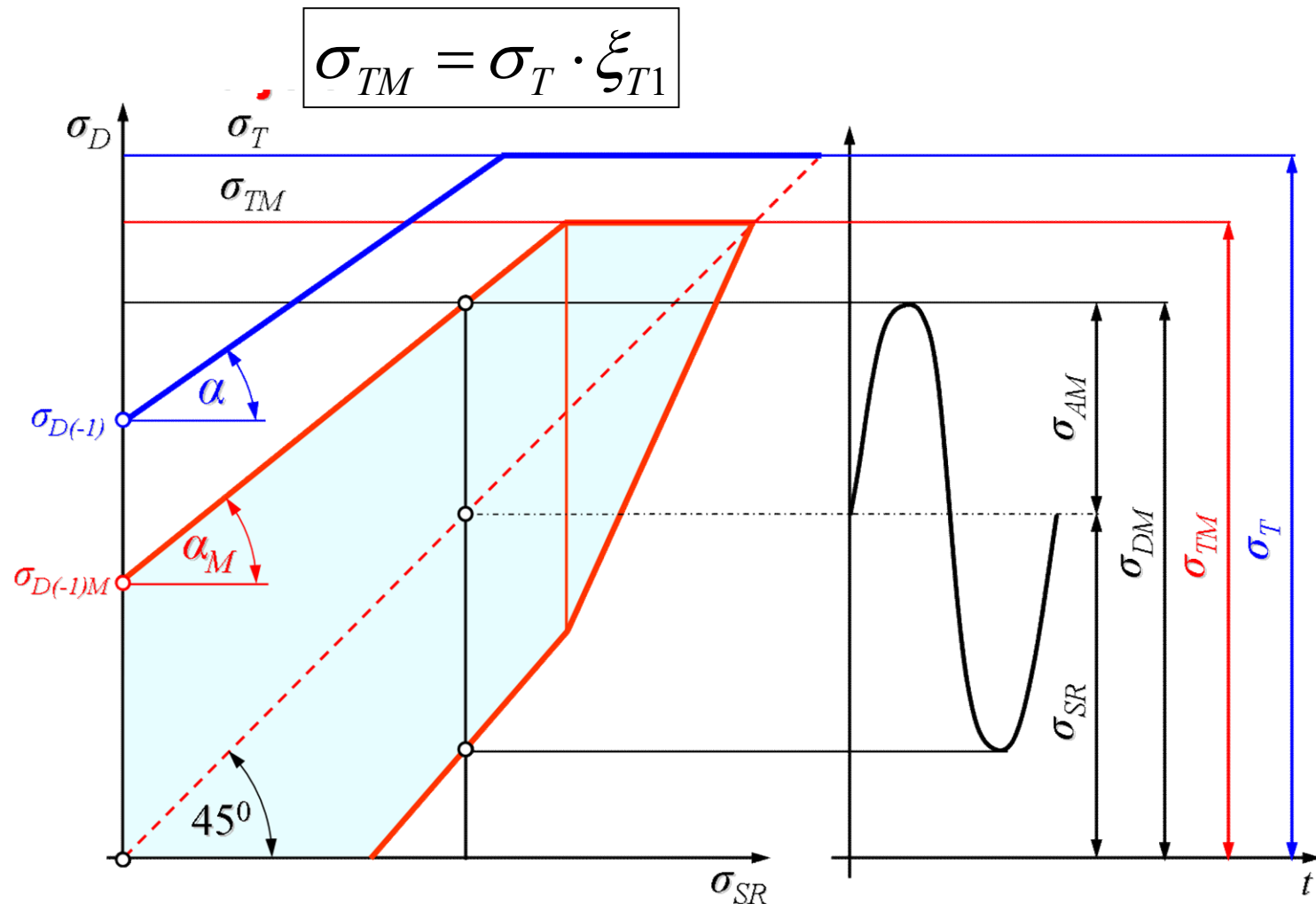
Korekcija kritičnih napona dobijenih ispitivanjem standardnih epruveta obuhvata sledeće razlike mašinskog dijela i standardne epruvete:

- Razliku u veličini poprečnog presjeka ξ_1
- Razliku u hrapavosti površinskog sloja ξ_2
- Razliku u mehaničkoj i termohemijskoj obradi površinskog sloja ξ_3
- Razliku u koncentracija napona ξ_β
- Razliku u promjeni radnog napona ξ_N i ξ_R

Korekcija parametara dinamičke izdržljivosti je najjednostavnije izvršiti u Smitovom dijagramu



Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema



$$\operatorname{tg} \alpha_M = 1 + \left(1 - \frac{2 \cdot \sigma_{D(-1)}}{\sigma_{D(0)}} \right) \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \xi_\beta \cdot \xi_N \cdot \xi_R \dots$$

- Sigurnost mašinskog dijela je obezbjeđena ako su obezbjeđeni uslovi da ne dođe do pojave kritičnog stanja.
- Uslovi sigurnosti mašinskog dijela podrazumjevaju da je radni napon σ manji od kritičnog napona $[\sigma]$
- Stepen sigurnosti mašinskog dijela predstavlja odnos kritičnog i radnog napona

$$S = \frac{[\sigma]}{\sigma} > 1$$

Statički opterećeni mašinski dijelovi

$$S_T = \frac{R_e}{\sigma}$$

R_e - granica tečenja materijala

σ - mjerodavni radni napon

Minimalna vrijednost stepena sigurnosti statički opterećenih mašinskih dijelova treba da bude:

$$S_{T\min} = (1,2 \dots 1,8)$$

Dinamički opterećeni mašinski dijelovi

$$S_D = \frac{\sigma_{DM}}{\sigma_g}$$

σ_{DM} - dinamička izdržljivost

σ_g - gornja vrijednost napona

Minimalna vrijednost stepena sigurnosti u odnosu na dinamičku izdržljivost mašinskih dijelova treba da bude:

$$S_{Dmin} = (1,25 \dots 2,0)$$

Dinamički opterećeni mašinski dijelovi

$$S_A = \frac{\sigma_{AM}}{\sigma_a}$$

σ_{AM} – amplituda dinamičke izdržljivosti
 σ_a - amplitudna vrijednost napona

Minimalna vrijednost stepena sigurnosti u odnosu na amplitudnu izdržljivost mašinskih dijelova treba da bude:

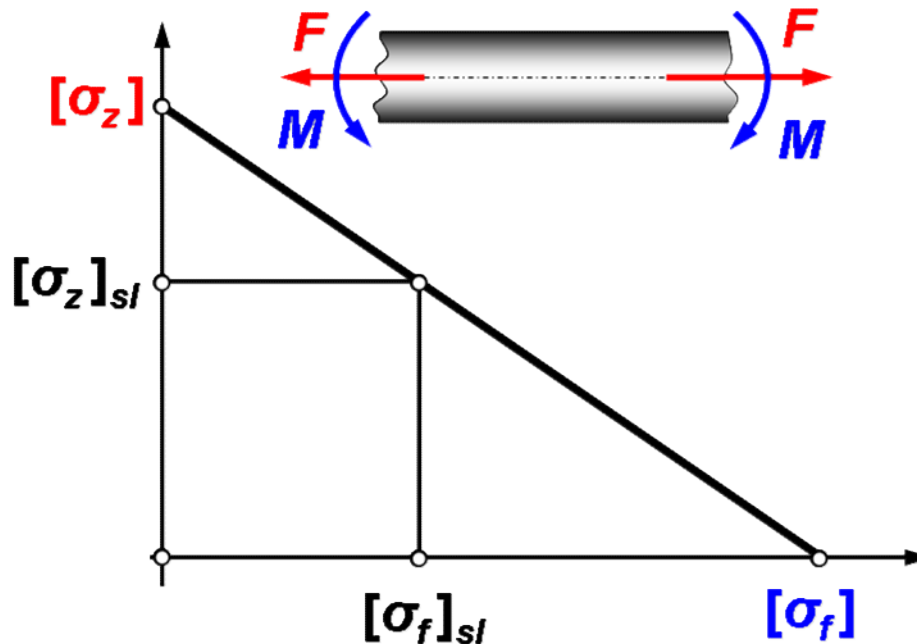
$$S_{Amin} = (1,25 \dots 2,0)$$

Mašinski dijelovi su u toku eksploatacije najčešće izloženi dejstvu složenog opterećenja koje za posledicu može imati pojavu:

- Istorodnih napona (normalnih ili tangencijalnih) ili
- Raznorodnih napona (normalnih i tangencijalnih)

u posmatranom poprečnom presjeku mašinskog dijela.

Ukoliko je mašinski dio izložen dejstvu istorodnih, normalnih napona zatezanja/pritiska i savijanja ili tangencijalnih napona uvijanja i smicanja zavisnost između kritičnih istorodnih napona je linearna.



$$\frac{[\sigma_z]_{sl}}{[\sigma_z]} + \frac{[\sigma_f]_{sl}}{[\sigma_f]} = 1$$

Stepen sigurnosti složenog istorodnog naprezanja

■ Zatezanje i savijanje

$$S = \frac{S_z \cdot S_f}{S_z + S_f}$$

S_z - parcijalni stepen sigurnosti u odnosu na zatezanje

S_f - parcijalni stepen sigurnosti u odnosu na savijanje

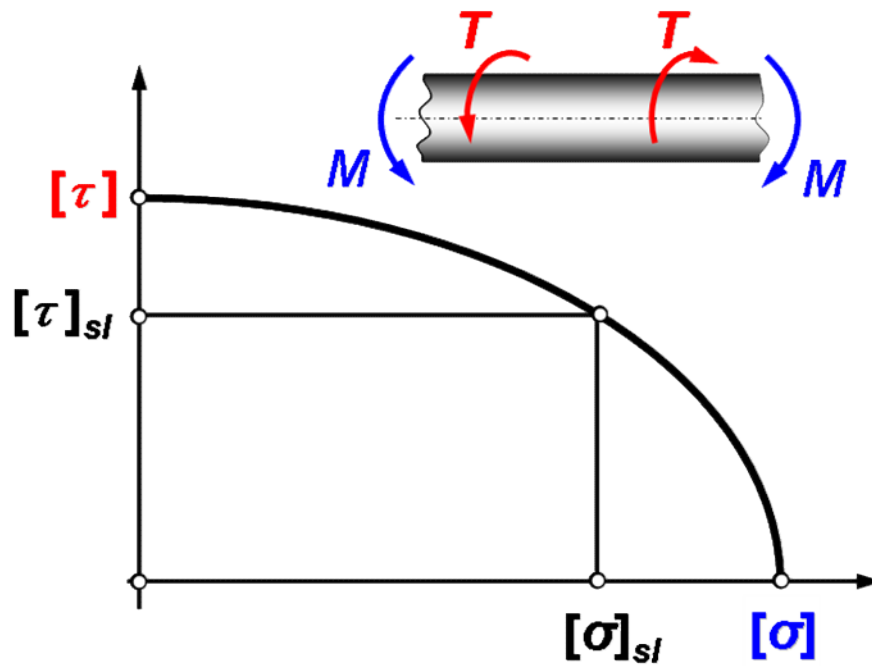
■ Uvijanje i smicanje

$$S = \frac{S_t \cdot S_\tau}{S_t + S_\tau}$$

S_t - parcijalni stepen sigurnosti u odnosu na uvijanje

S_τ - parcijalni stepen sigurnosti u odnosu na smicanje

Ukoliko je mašinski dio izložen dejstvu raznorodnih, napona npr. savijanja i uvijanja ili savijanja i smicanja zavisnost između kritičnih raznorodnih napona je eliptična.



$$\left(\frac{[\sigma]_{sl}}{[\sigma]} \right)^2 + \left(\frac{[\tau]_{sl}}{[\tau]} \right)^2 = 1$$

Stepen sigurnosti složenog raznorodnog naprezanja

- Savijanje i uvijanje

$$S = \frac{S_f \cdot S_t}{\sqrt{S_f^2 + S_t^2}}$$

S_f - parcijalni stepen sigurnosti u odnosu na savijanje

S_t - parcijalni stepen sigurnosti u odnosu na uvijanje

- Savijanje i smicanje

$$S = \frac{S_f \cdot S_\tau}{\sqrt{S_f^2 + S_\tau^2}}$$

S_s - parcijalni stepen sigurnosti u odnosu na savijanje

S_τ - parcijalni stepen sigurnosti u odnosu na smicanje

Ukupni stepen sigurnosti se može odrediti i korišćenjem hipoteza o uporednim naponima:

- U slučaju istorodnih napona (zatezanje i savijanje)

$$\sigma_i = \sigma_z + \frac{[\sigma_z]}{[\sigma_f]} \cdot \sigma_f$$

σ_i – idealni napon

$$S = \frac{[\sigma_z]}{\sigma_i}$$

- U slučaju raznorodnih napona (zatezanje i uvijanje)

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{[\sigma]}{[\tau]} \cdot \tau \right)^2}$$

σ_i – idealni napon

$$S = \frac{[\sigma_z]}{\sigma_i}$$

Mašinski elementi: Oblikovanje mašinskih elemenata i sistema

Pitanja:

- Šta obuhvata proces oblikovanja mašinskog djela ?
- Šta čini radno opterećenje mašinskog djela ?
- Koje vrste radnih napona se javljaju u mašinskom djelu pod dejstvom radnog opterećenja ?
- Šta je koncentracija napona ?
- Koja je razlika između geometrijskog i efektivnog faktora koncentracije napona ?
- Šta su naponi na granici tečenja i granici razaranja ?
- Koja je razlika između vremenske i trajene dinamičke izdržljivosti ?
- Šta predstavlja stepen sigurnosti mašinskog djela ?
- Kako se određuju složeni stepeni sigurnosti u slučaju istorodnog, odnosno, raznorodnog radnog opterećenja ?



ZAHVALJUJEM NA PAŽNJI

MAŠINSKI ELEMENTI

PREDAVANJE III

TOLERANCIJE



PFK | POMORSKI
FAKULTET
KOTOR

SEMESTAR:	II
HRB Sertifikat:	000826/093216
ISO 9001:2015	
Usaglašeno sa:	IMO Modelom kursa 7.04
Nastavnik:	Prof. dr Janko Jovanović
Saradnik:	mr Draško Kovač

Mašinski elementi: Tolerancije

U ovom poglavlju naučićete (specificirati jedan ili više ishoda učenja):

- Šta je tolerancija;
- Koje vrste tolerancija se propisuju za mašinske elemente;
- Šta je donja i gornja granična mjera;
- Koja je razlika između dobre i loše mjera;
- Šta je donje i gornje granično odstupanje;
- Kako se označavaju tolerancije dužinskih mjera;
- Šta je nalijeganja i koje vrste nalijeganja postoje;:
- Šta su sistemi nalijeganja;
- Kako promjena radne temperature može uticati na promjenu nalijeganja;
- Šta su tolerancije oblika i položaja i kako se označavaju;
- Šta su tolerancije površinske hrapavosti;
- Kako se označavaju tolerancije površinske hrapavosti;
- Područje primjene klasa hrapavosti;

- U pojedinačnoj proizvodnji mašinski dijelovi koji formiraju sklop se mogu doradivati i tokom montaže, u serijskoj ili masovnoj proizvodnji to nije dopušteno.
- Stoga bi svaki mašinski dio trebao biti proizveden tako da ga je moguće montirati bez ikakve dorade.
- Ovaj zahtjev je naročito postao izražen specijalizacijom proizvodnje koja je dovela do toga da veći broj kompanija proizvodi različite dijelove neke mašine.

- Potrebno je, takođe, obezbjediti i zamjenljivost dotrajalih, novim mašinskim dijelovima bez potrebe za njihovom doradom.
- Tokom proizvodnje mašinskih dijelova nije moguće izraditi dva dijela apsolutno jednakih dimenzija, oblika i položaja površina. Ukoliko se to i dogodi posledica je slučajnosti, a ne zahtjeva proizvodnje.
- Takođe, visoka tačnost izrade mašinskih dijelova nije ekonomična jer znatno poskupljuje proizvodnju.

Analizom prethodnih zahtjeva dolazi se do smjernica za proizvodnju mašinskih dijelova:

- Ne zahtjeva se apsolutna tačnost pri izradi mašinskih dijelova.
- Zahtjeva se da mašinski dijelovi uspješno vrše svoju funkciju u radu.
- Zahtjeva se obezbjeđenje zamjenljivosti mašinskih dijelova.

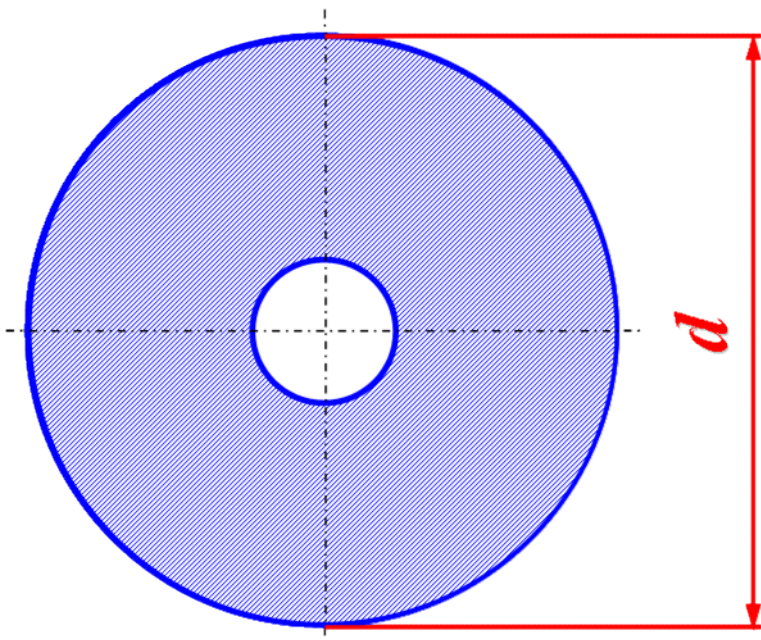
- U cilju ispunjenja navedenih smjernica za proizvodnju mašinskih dijelova uveden je pojam tolerancije.
- **Tolerancija** predstavlja dozvoljeno odstupanje stvarne dimenzije od nazivne dimenzije mašinskog dijela.

U skladu sa funkcijom i radnim uslovima, tokom konstruisanja mašinskih dijelova propisuju se sledeće vrste tolerancija:

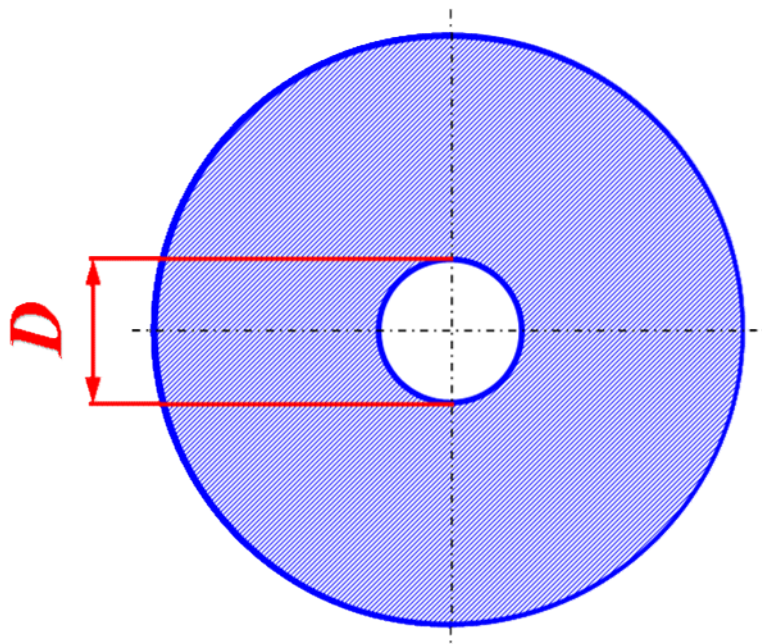
- Tolerancije dužinskih mjera
- Tolerancije oblika i položaja
- Tolerancije površinske hrapavosti

- Izrazi za tolerancije i nalijeganja, kao i tolerancijske oznake usklađeni su sa međunarodnim standardom ISO 286.
- Dužinske mjere mogu biti:
 - Spoljašnje mjere
 - Unutrašnje mjere
 - Neodređene mjere

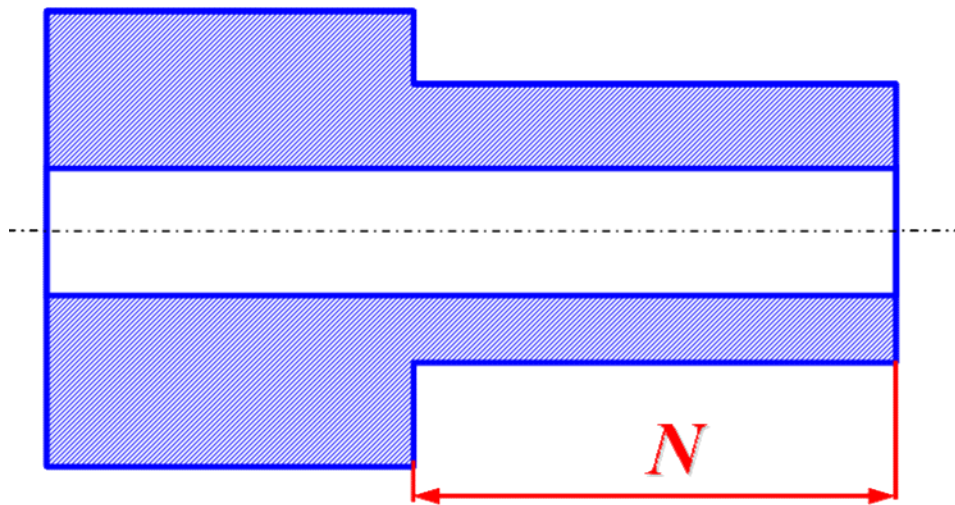
- Kod spoljašnje mjere (d), pipci mjernog instrumenta prilaze sa spoljašnje strane tj. obuhvataju mašinski dio.



- Kod unutrašnje mjere (D), pipci mjernog instrumenta prilaze sa unutrašnje strane mašinskog dijela.



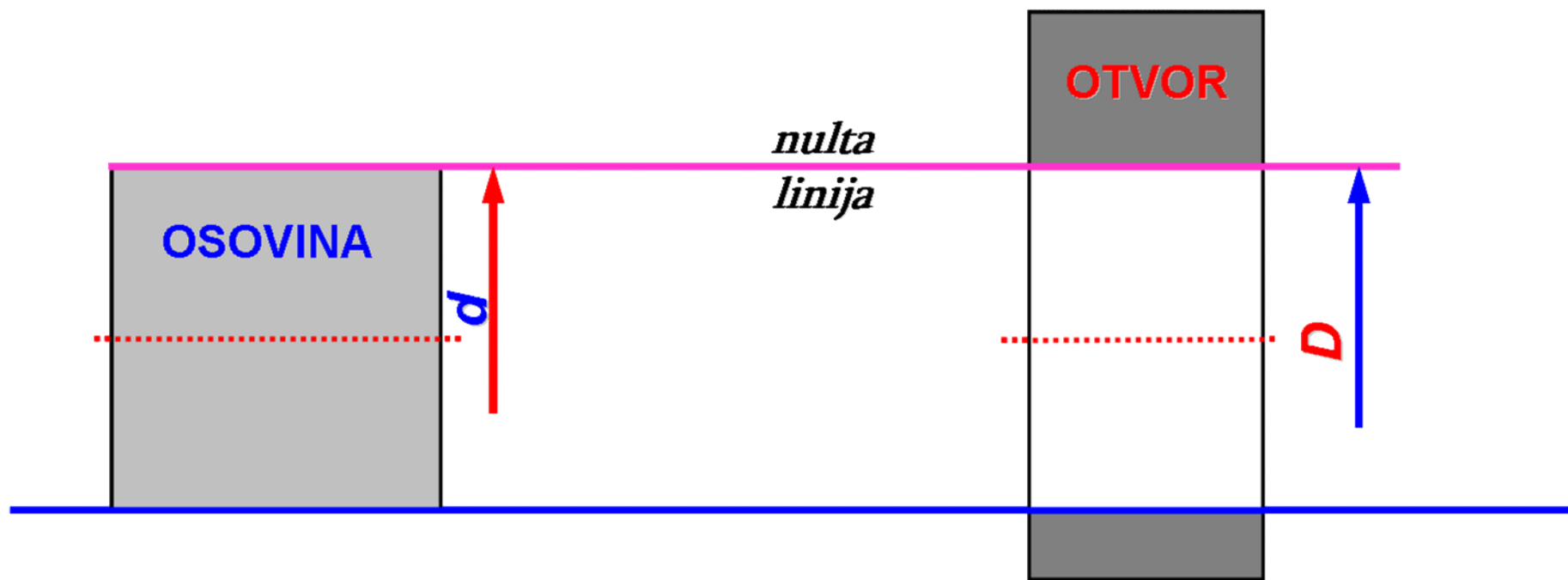
- Neodređene mjere (N) su mjere, koje ne mogu da se svrstaju ni u spoljašnje ni u unutrašnje mjere.



ISO sistem tolerancija definiše sledeće pojmove:

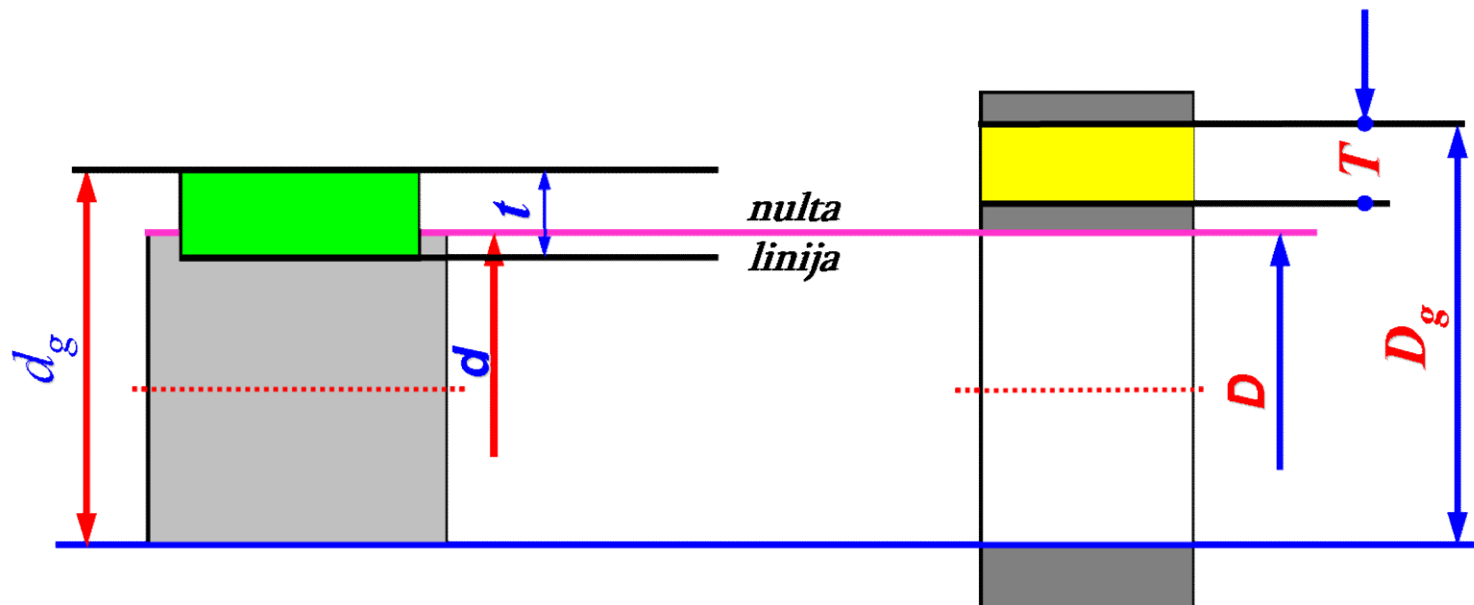
- Nazivna mjera (d , D) je ona mjera koja se unosi u crtež i služi kao osnova za određivanje odstupanja.
- Pri prikazivanju tolerancija, nazivna mjera se označava kao nulta linija, od koje se mjeri veličina odstupanja.

Mašinski elementi: Tolerancije dužinskih mjera

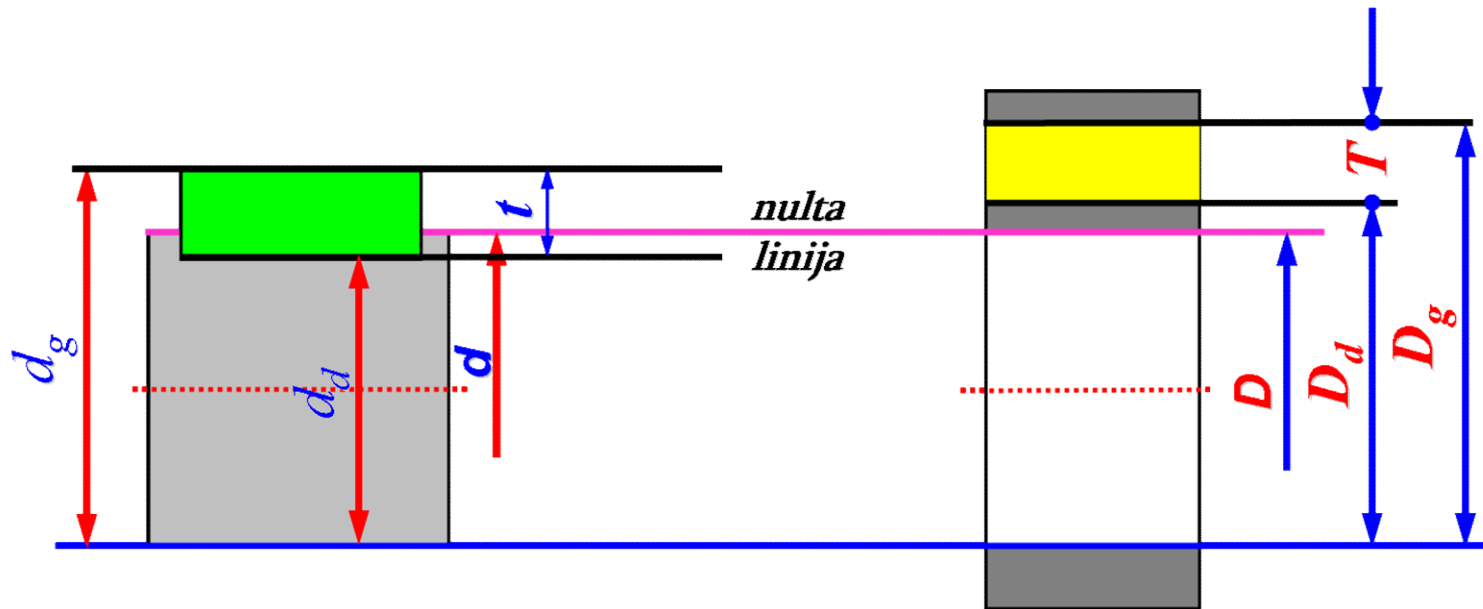


Granične mjera su one mjere između kojih mora da leži stvarna mjera ispravno izrađenog mašinskog djela:

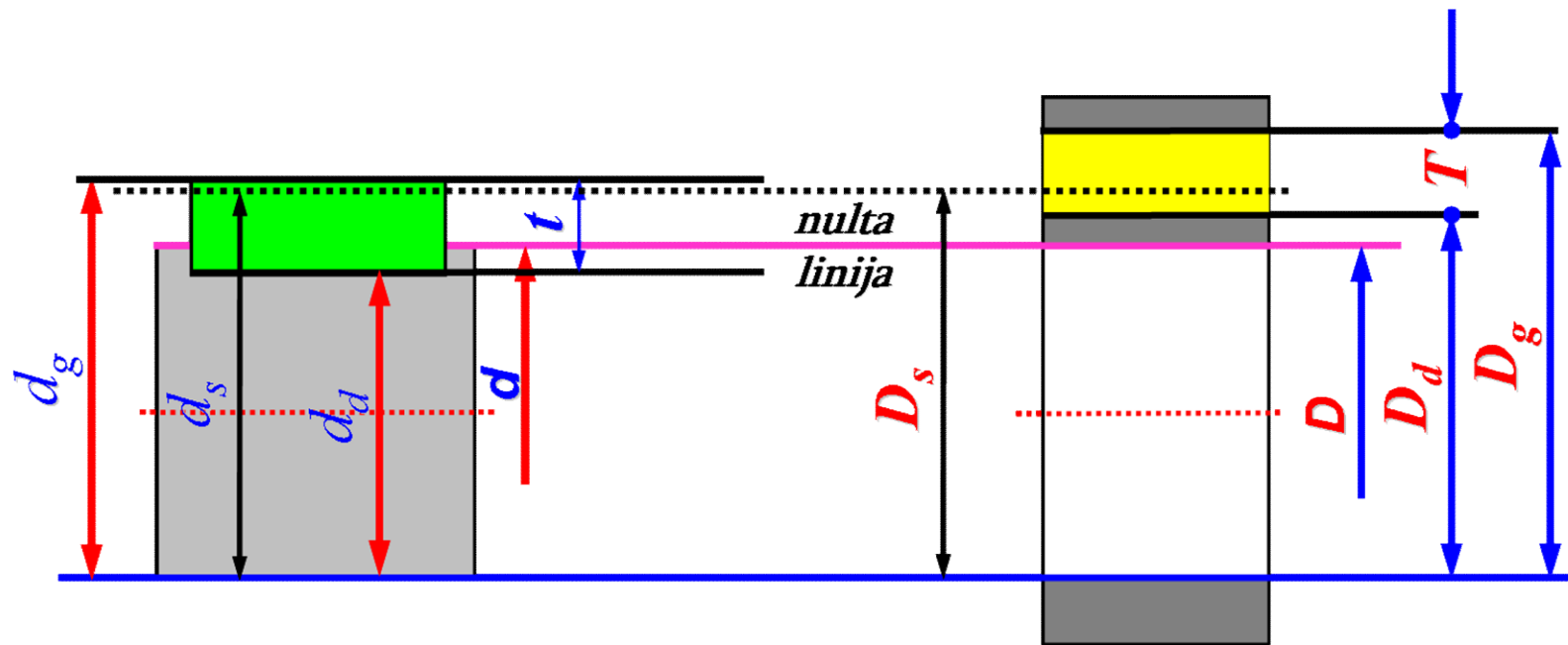
- Gornja granična mjere je najveća dozvoljena mjera (d_g , D_g)



- Donja granična mjere je najmanja dozvoljena mjera (d_d , D_d)



- Stvarna mjere je mjera koja se dobije neposrednim mjerenjem na izraženom mašinskom djelu (d_s , D_s)



Dobra mjera je ona mjera, koja se doradom skidanjem strugotina može dovesti u granice tolerancija:

- Kod spoljašnje mjere, ona je veća od gornje mjere ($d_s > d_g$)
- Kod unutrašnje mjere, ona je manja od donje mjere ($D_s < D_d$)

Loša mjera je ona koja se doradom skidanjem strugotina ne može dovesti u granice tolerancija:

- Kod spoljašnje mjere, ona je manja od gornje mjere ($d_s < d_g$)
- Kod unutrašnje mjere, ona je veća od donje mjere ($D_s > D_d$)

Odstupanje je algebarska razlika neke od navedenih mjera i nazivne mjere:

- Gornje i donje granično odstupanje predstavljaju algebarsku razliku gornje, odnosno, donje granične mjere i nazivne mjere:

$$es = d_g - d ; ES = D_g - D$$

$$ei = d_d - d ; EI = D_d - D$$

- Tolerancijsko polje je područje ograničeno gornjim i donjim odstupanjem.
- Tolerancijsko polje se grafički predstavlja u obliku pravougaonika čija je visina t ili T :

$$t = d_g - d_d = es - ei$$

$$T = D_g - D_d = ES - EI$$

Tablica P13-2 Brojne vrijednosti **osnovnih tolerancija** u μm za područje nazivnih mjera do **500 mm**

K V A L I T E T	Područje nazivnih mjera d i D u mm												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	od	iznad	iznad	iznad	iznad	iznad	iznad	iznad	iznad	iznad	iznad	iznad	iznad
	1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
	do	do	do	do	do	do	do	do	do	do	do	do	do
	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
IT 01	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,6	0,8	1	1,2	2	2,5	3	4
IT 0	0,5	0,6	0,6	0,8	1	1	1,2	1,5	2	3	4	5	6
IT 1	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8
....
IT 5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
IT 6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
IT 7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
IT 8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
....
IT 18	--	--	--	2700	3300	3900	4600	5400	6300	7200	8100	8900	9700

Mašinski elementi: Tolerancije dužinskih mjera

Tablica P13-3 Brojne vrijednosti **osnovnih tolerancija** u μm za područje **nazivnih mjera od 500 do 3150 mm** prema ISO 286

Kvalitet	Broj	ISO osnovne tolerancije	Područje nazivnih mjera u mm							
			1	2	3	4	5	6	7	8
			iznad	iznad	iznad	iznad	iznad	iznad	iznad	iznad
			500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
			do	do	do	do	do	do	do	do
			630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150
6	1	IT 6	44	50	56	66	78	92	110	135
7	2	IT 7	70	80	90	105	125	150	175	210
8	3	IT 8	110	125	140	165	195	230	280	330
9	4	IT 9	175	200	230	260	310	370	440	540
10	5	IT 10	280	320	360	420	500	600	700	860
11	6	IT 11	440	500	560	660	780	920	1100	1350
12	7	IT 12	700	800	900	1050	1250	1500	1750	2100
13	8	IT 13	1100	1250	1400	1650	1950	2300	2800	3300
14	9	IT 14	1750	2000	2300	2600	3100	3700	4400	5400
15	10	IT 15	2800	3200	3600	4200	5000	6000	7000	8600
16	11	IT 16	4400	5000	5600	6600	7800	9200	11000	13500

Područje primjene kvaliteta tolerancije:

- IT01...IT4 za mjerne uređaje i precizno mašinstvo.
- IT05...IT11 za nalijeganja u opštem mašinstvu.
- IT12...IT18 grube tolerancije za obradu kovanjem, valjanjem, itd.

Položaji tolerancijskih polja u odnosu na nultu liniju određeni su slovnim oznakama:

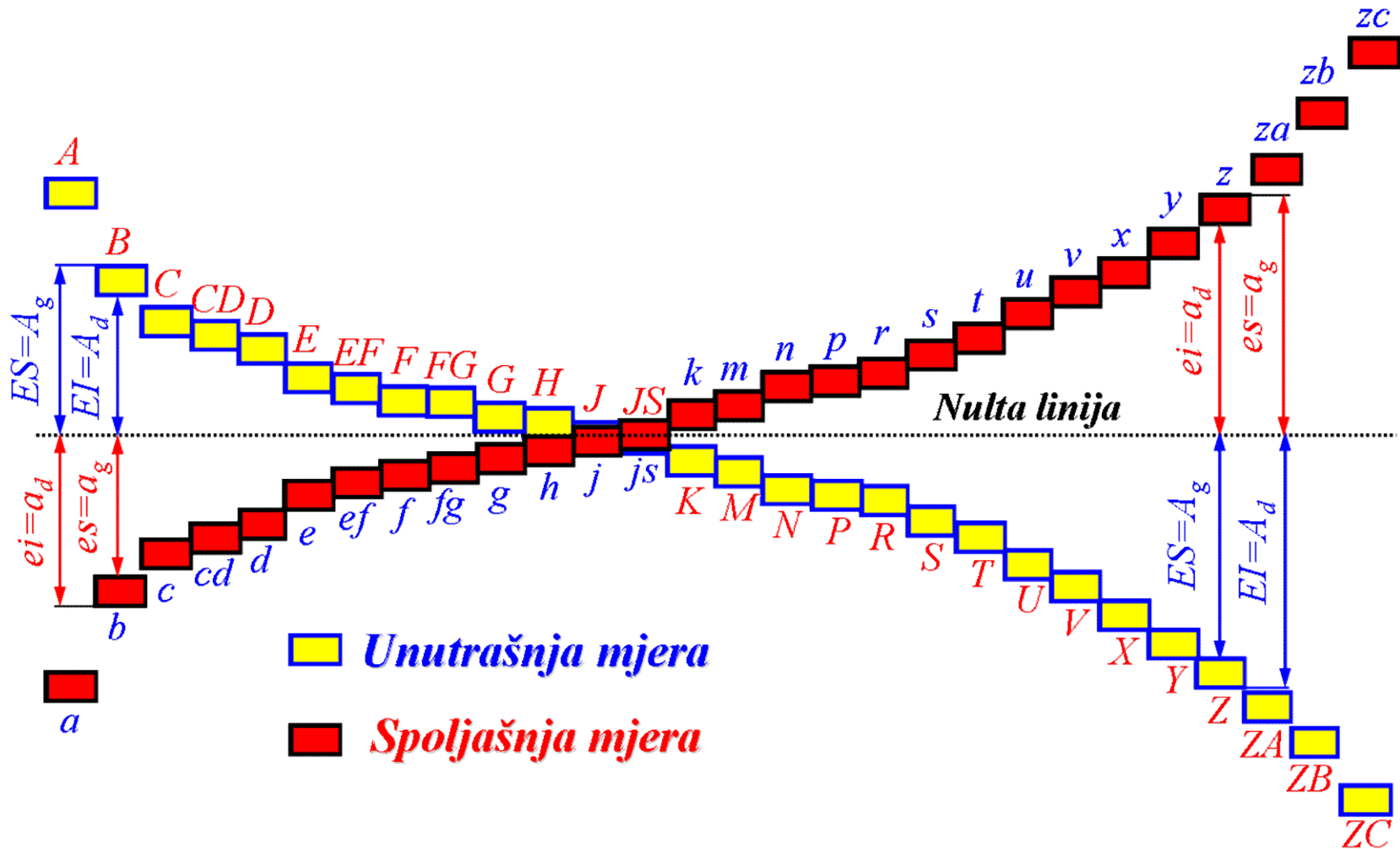
- Za unutrašnje mjere:

A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H, J, JS, K, M,
... , ZA, ZB, ZC

- Za spoljašnje mjere:

a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h, j, js, k, m, ... , za,
zb, zc

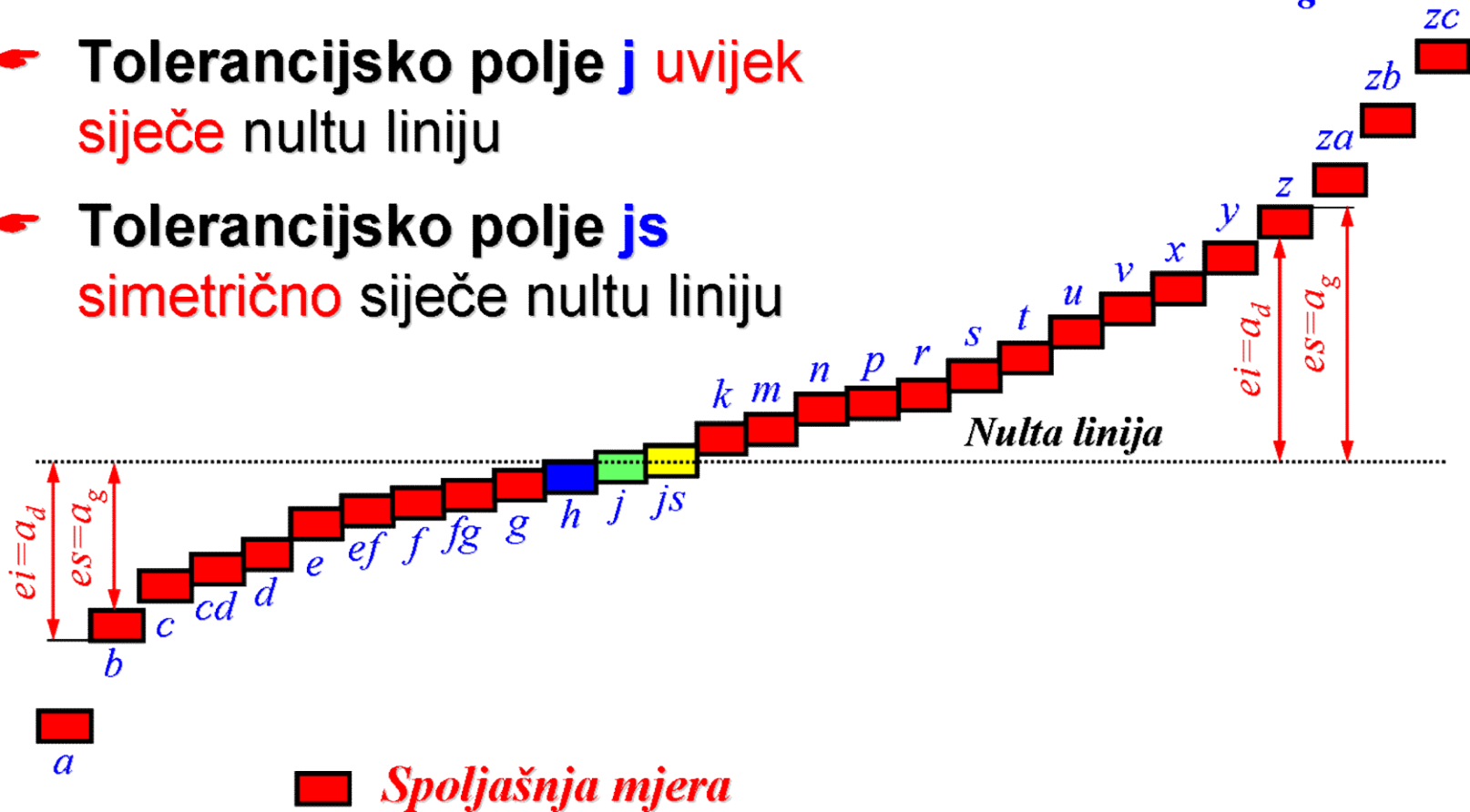
Mašinski elementi: Tolerancije dužinskih mjera



□ **Karakteristično polje za spoljašnju mjeru je polje h koje leži na nultoj liniji i kod njega je gornje granično odstupanje jednako nuli $es=a_g=0$**

↪ **Tolerancijsko polje j uvijek siječe nultu liniju**

↪ **Tolerancijsko polje js simetrično siječe nultu liniju**



- **Karakteristično polje za unutrašnju mjeru je polje H koje leži iznad nulte linije i kod njega je donje granično odstupanje jednako nuli $EI=A_d=0$**

- ← **Tolerancijsko polje J uvijek siječe nultu liniju**
- ← **Tolerancijsko polje JS simetrično siječe nultu liniju**



Mašinski elementi: Tolerancije dužinskih mjera

Називни пречник (mm)		Горње гранично одступање es у μm											ИТ 5, ИТ 6			ИТ 7			ИТ 8			Доње гранично одступање ei у μm																
Изнад	до	Сви ИТ квалитети											ИТ 5, ИТ 6	ИТ 7	ИТ 8	Сви ИТ квалитети																						
		a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h				js	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc						
--	3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0				-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14		+18		+20		+26	+32	+40	+60				
3	6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0				-2	-4				+1	0	+4	+8	+12	+15	+19		+23		+28		+35	+42	+50	+80		
6	10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0				-2	-5				+1	0	+6	+10	+15	+19	+23		+28		+34		+42	+52	+67	+97		
10	14																																					
14	18	-290	-150	-95		-50	-32		-16		-6	0				-3	-6				+1	0	+7	+12	+18	+23	+28		+33		+39	+45		+60	+77	+108	+150	
18	24																																					
24	30	-300	-160	-110		-65	-40		-20		-7	0				-4	-8				+2	0	+8	+15	+22	+28	+35		+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218	
30	40	-310	-170	-120		-80	-50		-25		-9	0				-5	-10				+2	0	+9	+17	+26	+34	+43		+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274	
40	50	-320	-180	-130																																		
50	65	-340	-190	-140		-100	-60		-30		-10	0				-7	-12				+2	0	+11	+20	+32		+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405	
65	80	-360	-200	-150																																		
80	100	-380	-220	-170		-120	-72		-36		-12	0				-9	-15				+3	0	+13	+23	+37		+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585	
100	120	-410	-240	-180																																		
120	140	-460	-260	-200																																		
140	160	-520	-280	-210		-145	-85		-43		-14	0				-11	-18				+3	0	+15	+27	+43		+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800	
160	180	-580	-310	-230																																		
180	200	-660	-340	-240																																		
200	225	-740	-380	-260		-170	-100		-50		-15	0				-13	-21				+4	0	+17	+31	+50		+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150	
225	250	-820	-420	-280																																		
250	280	-920	-480	-300		-190	-110		-56		-17	0				-16	-26				+4	0	+20	+34	+56		+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550	
280	315	-1050	-540	-330																																		
315	355	-1200	-600	-360		-210	-125		-62		-18	0				-18	-28				+4	0	+21	+37	+62		+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900	
355	400	-1350	-680	-400																																		
400	450	-1500	-760	-440		-230	-135		-68		-20	0				-20	-32				+5	0	+23	+40	+68		+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400	
450	500	-1650	-840	-480																																		
500	560					-260	-145		-76		-22	0									0	0	+26	+44	+78		+150	+280	+400	+600								
560	630																																					
630	710					-290	-160		-80		-24	0									0	0	+30	+50	+88		+175	+340	+500	+740								
710	800																																					
800	900					-320	-170		-86		-26	0									0	0	+34	+56	+100		+210	+430	+620	+940								
900	1000																																					
1000	1120					-350	-195		-98		-28	0									0	0	+40	+66	+120		+250	+520	+780	+1150								
1120	1250																																					
1250	1400					-390	-220		-110		-30	0									0	0	+48	+78	+140		+300	+640	+960	+1450								
1400	1600																																					
1600	1800					-430	-240		-120		-32	0									0	0	+58	+92	+170		+370	+820	+1200	+1850								
1800	2000																																					
2000	2240					-480	-260		-130		-34	0									0	0	+68	+110	+195		+440	+1000	+1500	+2300								
2240	2500																																					
2500	2800					-520	-290		-145		-38	0									0	0	+76	+135	+240		+550	+1250	+1900	+2900								
2800	3150																																					

ИТп
Одступања = $\pm \frac{IT_p}{2}$, где је п број квалитета

Mašinski elementi: Tolerancije dužinskih mjera

Називни пречник <i>mm</i>		Доње гранично одступање EI у <i>μm</i>																		
Изнад	до	Сви IT квалитети											JS							
		A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H								
--	3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0		IT6	IT7	IT8	до Преко IT8	до Преко IT8	до Преко IT8	до Преко IT8
														J	K	M				
														+2 +4 +6	0	0	-2	-2		
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0		+5 +6 +10	-1 +Δ		-4 +Δ	-4		
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0		+5 +8 +12	-1 +Δ		-6 +Δ	-6		
10	14													+6 +10 +15	-1 +Δ		-7 +Δ	-7		
14	18																			
18	24	+300	+160	+110		+65	+40		+20		+7	0		+8 +12 +20	-2 +Δ		-8 +Δ	-8		
24	30																			
30	40	+310	+170	+120		+80	+50		+25		+9	0		+10 +14 +24	-2 +Δ		-9 +Δ	-9		
40	50	+320	+180	+130																
50	65	+340	+190	+140		+100	+60		+30		+10	0		+13 +18 +28	-2 +Δ		-11 +Δ	-11		
65	80	+360	+200	+150																
80	100	+380	+220	+170		+120	+72		+36		+12	0		+16 +22 +34	-3 +Δ		-13 +Δ	-13		
100	120	+410	+240	+180																
120	140	+460	+260	+200																
140	160	+520	+280	+210		+145	+85		+43		+14	0		+18 +26 +41	-3 +Δ		-15 +Δ	-15		
160	180	+580	+310	+230																
180	200	+660	+340	+240																
200	225	+740	+380	+260		+170	+100		+50		+15	0		+22 +30 +47	-4 +Δ		-17 +Δ	-17		
225	250	+820	+420	+280																
250	280	+920	+480	+300																
280	315	+1050	+540	+330		+190	+110		+56		+17	0		+25 +36 +55	-4 +Δ		-20 +Δ	-20		
315	355	+1200	+600	+360																
355	400	+1350	+680	+400		+210	+125		+62		+18	0		+29 +39 +60	-4 +Δ		-21 +Δ	-21		
400	450	+1500	+760	+440																
450	500	+1650	+840	+480		+230	+135		+68		+20	0		+33 +43 +66	-5 +Δ		-23 +Δ	-23		
500	560																			
560	630					+260	+145		+76		+22	0								
630	710																			
710	800					+290	+160		+80		+24	0								
800	900																			
900	1000					+320	+170		+86		+26	0								
1000	1120																			
1120	1250					+350	+195		+98		+28	0								
1250	1400																			
1400	1600					+390	+220		+110		+30	0								
1600	1800																			
1800	2000					+430	+240		+120		+32	0								
2000	2240																			
2240	2500					+480	+260		+130		+34	0								
2500	2800																			
2800	3150					+520	+290		+145		+38	0								

Одступања = ± IT_n где је n број квалитета

Горње гранично одступање ES у <i>mm</i>															Вредности за Δ у <i>μm</i>					
до Преко IT8	Преко IT8	до IT7	N	Изнад IT7											Квалитет толеранције					
				P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7
			-4 -4	-6	-10	-14	-18	-20	-26	-32	-40	-60	0	0	0	0	0	0		
			-8 +Δ	-12	-15	-19	-23	-28	-35	-42	-50	-80	1	1,5	1	3	4	6		
			-10 +Δ	-15	-19	-23	-28	-34	-42	-52	-67	-97	1	1,5	2	3	6	7		
			-12 +Δ	-18	-23	-28	-33	-40	-50	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9		
			-15 +Δ	-22	-28	-35	-41	-47	-54	-63	-73	-98	1,5	2	3	4	8	12		
			-17 +Δ	-25	-32	-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	1,5	3	4	5	9	14		
			-20 +Δ	-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	2	3	5	6	11	16		
			-23 +Δ	-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	2	4	5	7	13	19		
			-27 +Δ	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	2	4	5	7	13	19		
			-31 +Δ	-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	3	4	6	7	15	23		
			-34 +Δ	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	3	4	6	7	15	23		
			-37 +Δ	-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	3	4	6	7	15	23		
			-40 +Δ	-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	3	4	6	9	17	26		
			-44	-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	3	4	6	9	17	26		
			-50	-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	3	4	6	9	17	26		
			-56	-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	4	4	7	9	20	29		
			-62	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	4	5	7	11	21	32		
			-68	-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1000	4	5	7	11	21	32		
			-78	-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	5	5	7	13	23	34		
			-88	-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300	5	5	7	13	23	34		
			-100	-125	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	5	5	7	13	23	34		
			-120	-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600	5	5	7	13	23	34		
			-140	-155	-280	-400	-600	-740	-900	-1100	-1400	-1800	5	5	7	13	23	34		
			-170	-185	-310	-450	-660	-840	-1050	-1300	-1650	-2100	5	5	7	13	23	34		
			-195	-175	-340	-500	-740	-940	-1150	-1450	-1850	-2400	5	5	7	13	23	34		
			-240	-210	-430	-620	-940	-1200	-1550	-1950	-2500	-3200	5	5	7	13	23	34		
			-240	-220	-470	-680	-1050	-1350	-1750	-2200	-2800	-3600	5	5	7	13	23	34		
			-240	-250	-520	-780	-1150	-1500	-1950	-2500	-3200	-4100	5	5	7	13	23	34		
			-240	-260	-580	-840	-1300	-1700	-2200	-2800	-3600	-4600	5	5	7	13	23	34		
			-240	-300	-640	-960	-1450	-1900	-2450	-3100	-3900	-5000	5	5	7	13	23	34		
			-240	-330	-720	-1050	-1600	-2100	-2700	-3400	-4300	-5500	5	5	7	13	23	34		
			-240	-370	-820	-1200	-1850	-2400	-3100	-3900	-4900	-6200	5	5	7	13	23	34		
			-240	-400	-920	-1350	-2000	-2600	-3300	-4200	-5300	-6700	5	5	7	13	23	34		
			-240	-440	-1000	-1500	-2300	-3000	-3800	-4800	-6000	-7500	5	5	7	13	23	34		
			-240	-460	-1100	-1650	-2500	-3200	-4100	-5100	-6300	-7900	5	5	7	13	23	34		
			-240	-550	-1250	-1900	-2900	-3700	-4700	-5800	-7100	-8800	5	5	7	13	23	34		
			-240	-580	-1400	-2100	-3200	-4100	-5200	-6400	-7800	-9600	5	5	7	13	23	34		

Као за подручје изнад IT7 увећано за Δ

- Nalijeganje je odnos dijelova istih nazivnih mjera, od kojih je jedna spoljašnja a druga unutrašnja mjera.
- Zavisno od stvarnih mjera oba dijela, prije sklapanja, nalijeganja mogu biti:
 - Labavo nalijeganje
 - Čvrsto nalijeganje
 - Neizvjesno nalijeganje

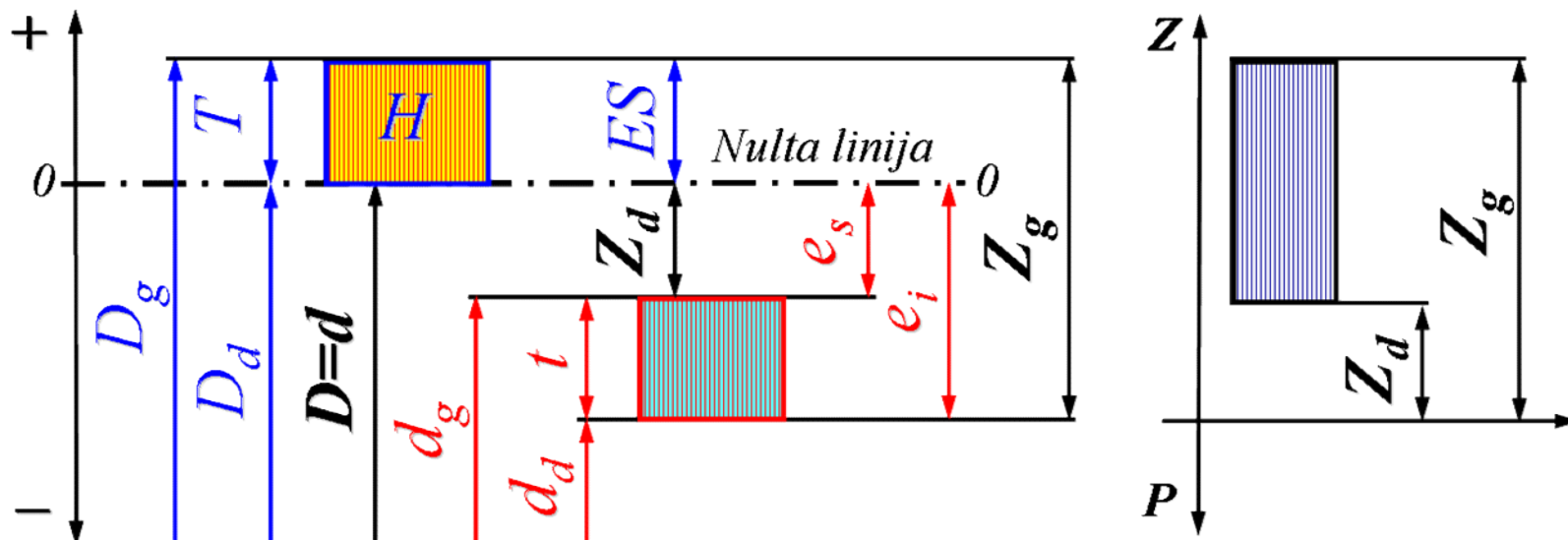
- **Labavo nalijeganje** se ostvaruje između osovine i otvora kod kojih uvijek postoji zazor.
- **Zazor (Z)** je razlika između stvarne mjere otvora i stvarne mjere osovine, ukoliko je stvarna mjera otvora veća od stvarne mjere osovine:

$$Z = D_s - d_s \geq 0$$

- Zazor se kreće između najveće i najmanje vrijednosti:

$$Z_g = D_g - d_d = ES - ei$$

$$Z_d = D_d - d_g = EI - es$$



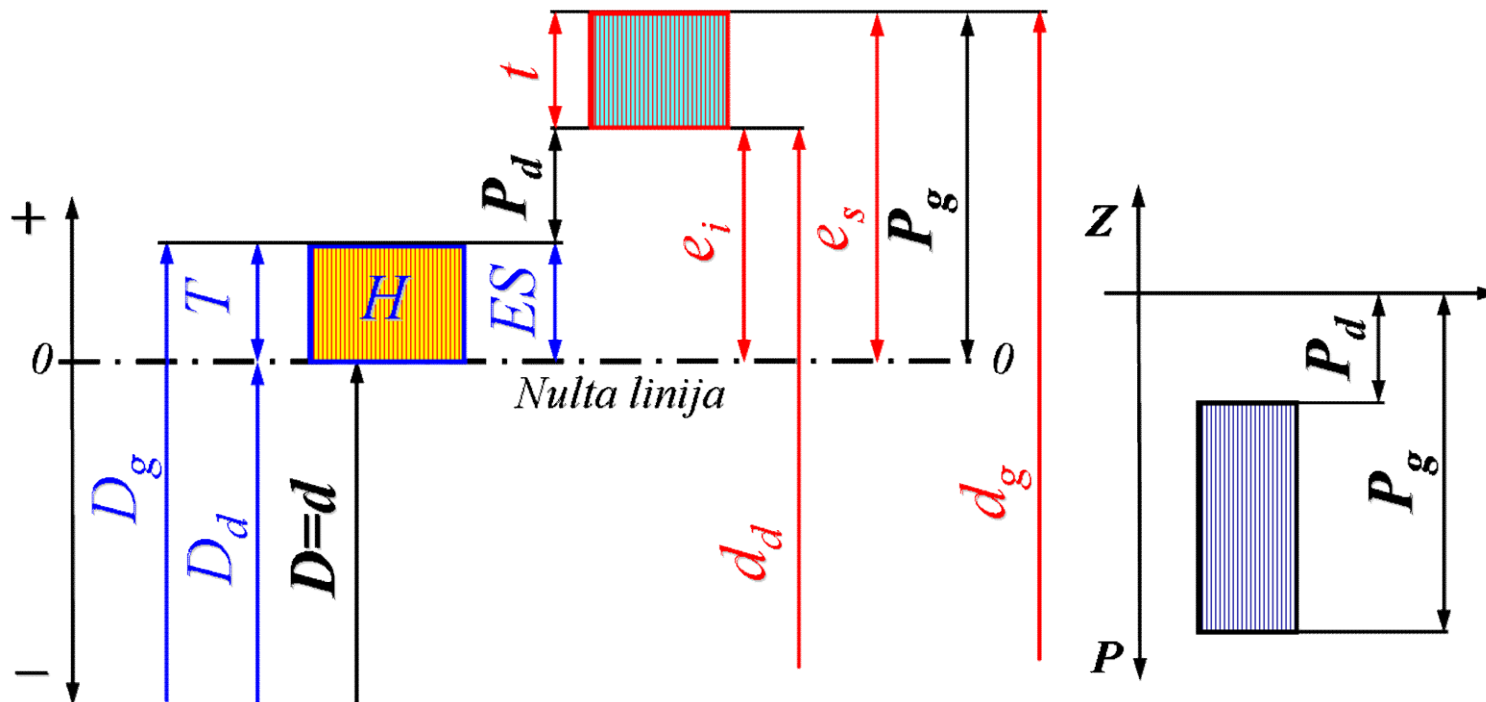
- **Čvrsto nalijeganje** se ostvaruje prinudnim utiskivanjem osovine u otvor, odnosno, u slučaju da između sklopljenih djelova uvijek postoji preklap
- **Preklap (P)** je razlika između stvarne mjere otvora i stvarne mjere osovine, ukoliko je stvarna mjera otvora manja od stvarne mjere osovine:

$$P = D_s - d_s < 0$$

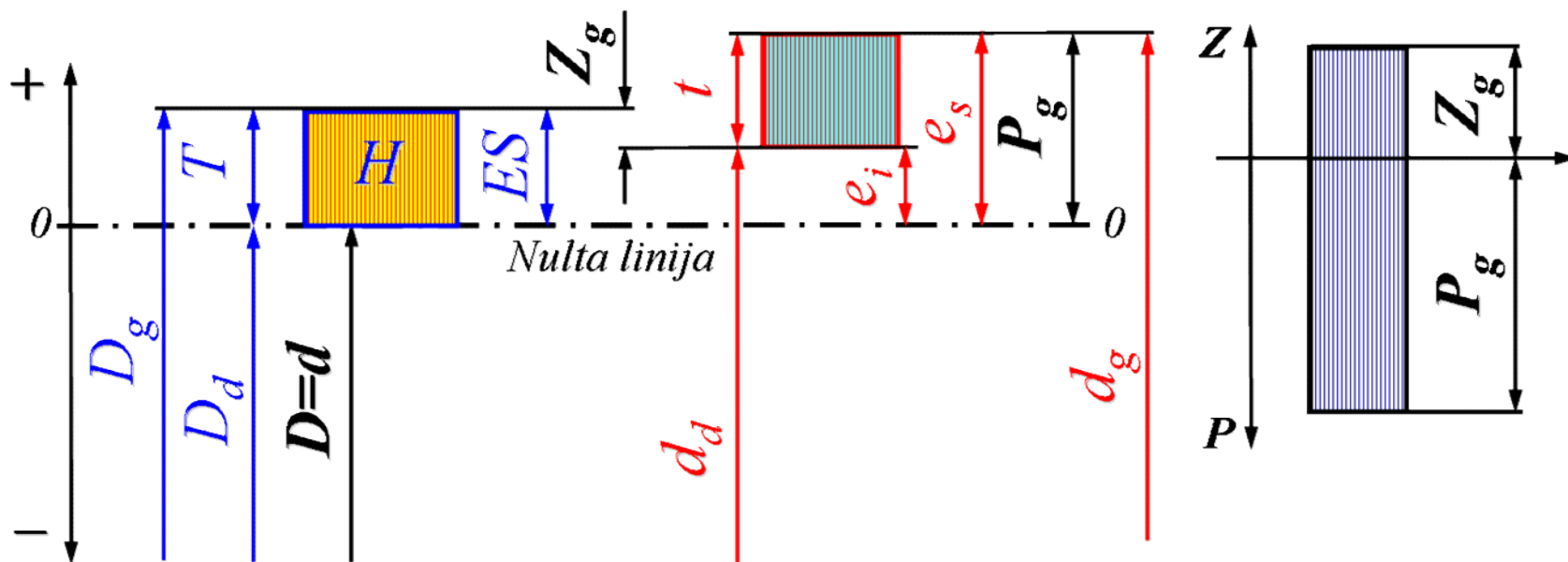
- Preklop se kreće između najveće i najmanje vrijednosti:

$$P_g = D_d - d_g = EI - es$$

$$P_d = D_g - d_d = ES - ei$$



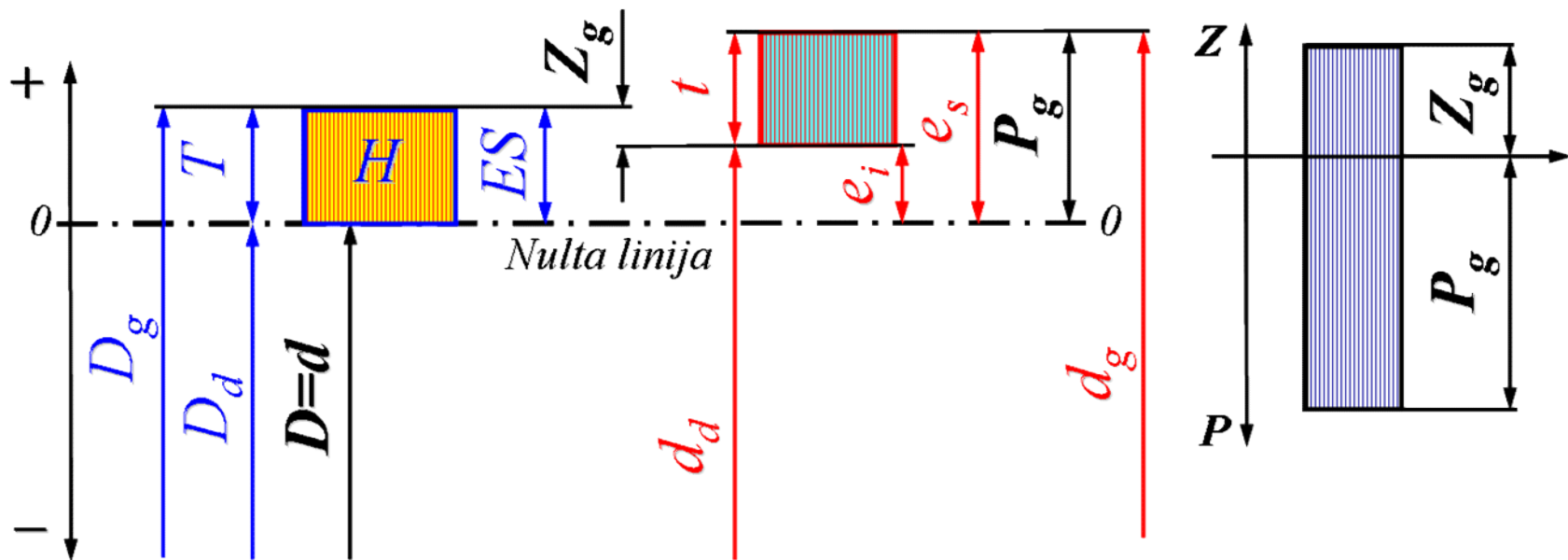
- **Neizvjesno nalijeganje** se ostvaruje izborom graničnih mjera osovine i otvora tako da se različitim kombinacijama njihovih stvarnih mjera mogu dobiti zazor ili preklop.



- Zazor i preklop kod neizvjesnog nalijeganja se kreću između najvećih vrijednosti:

$$Z_g = D_g - d_d = ES - ei$$

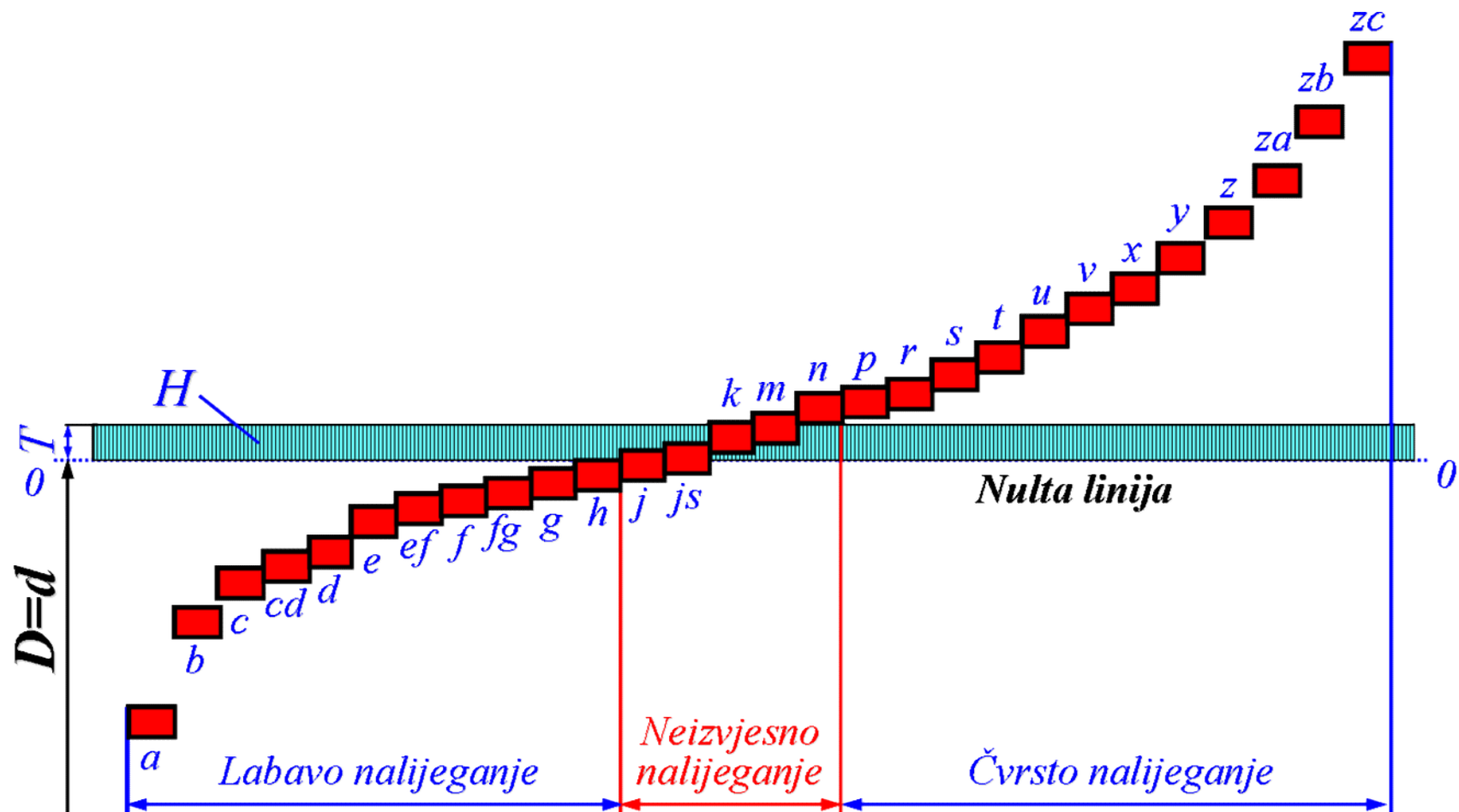
$$P_g = D_d - d_g = EI - es$$

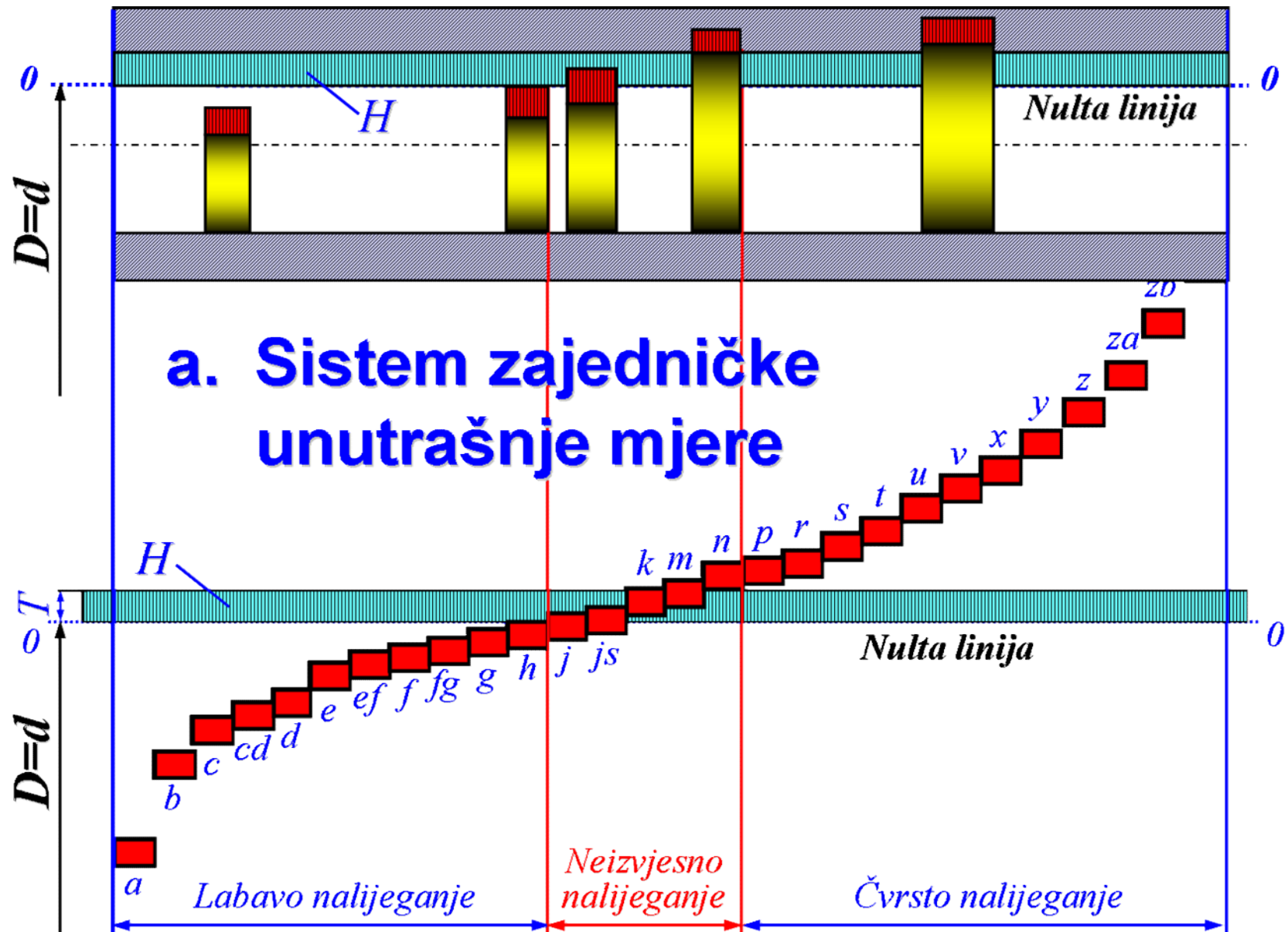


U praktične svrhe se u cilju svođenja teorijski mogućeg broja nalijeganja koriste sledeći sistemi nalijeganja:

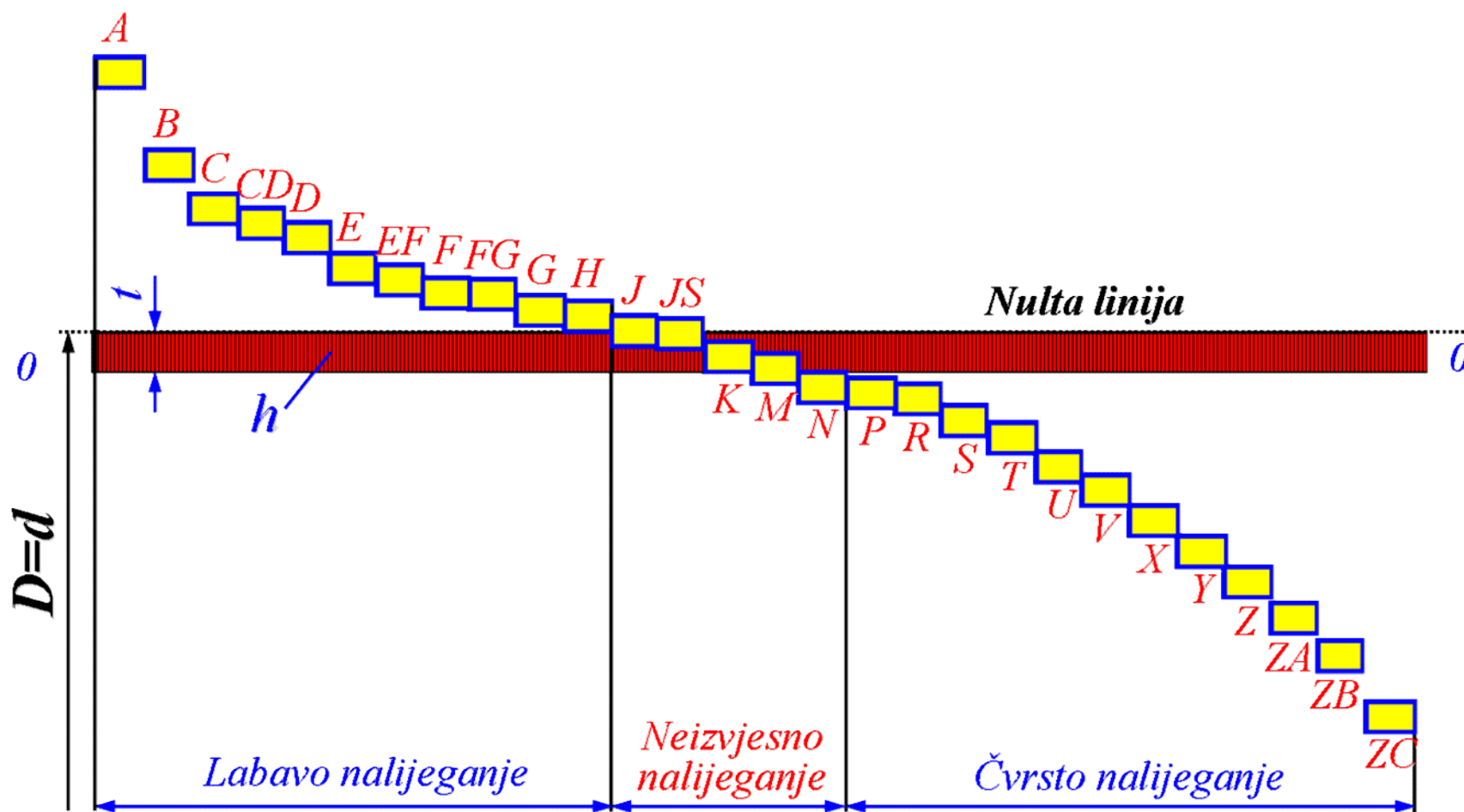
- Sistem zajedničke unutrašnje mjere
- Sistem zajedničke spoljašnje mjere

U sistemu zajedničke unutrašnje mjere za dimenziju otvora se propisuje tolerancijsko polje H

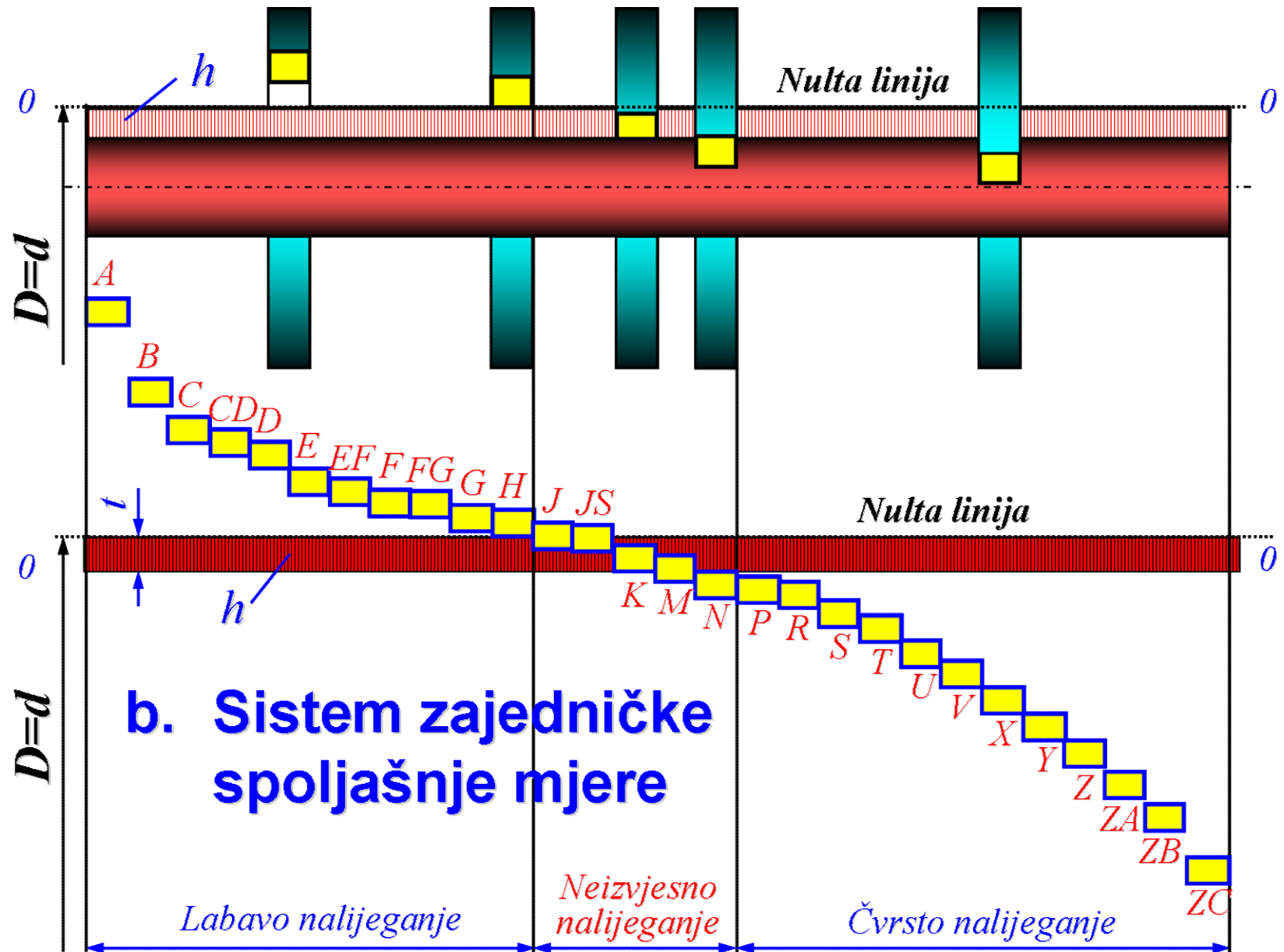




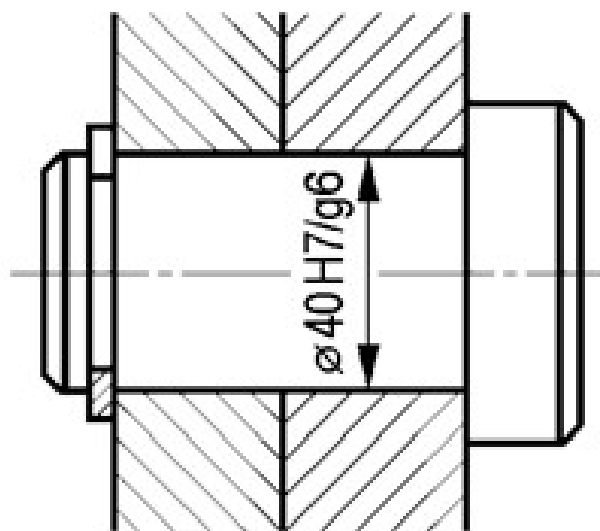
U sistemu zajedničke spoljašnje mjere za dimenziju osovine se propisuje tolerancijsko polje h



Mašinski elementi: Sistemi nalijeganja

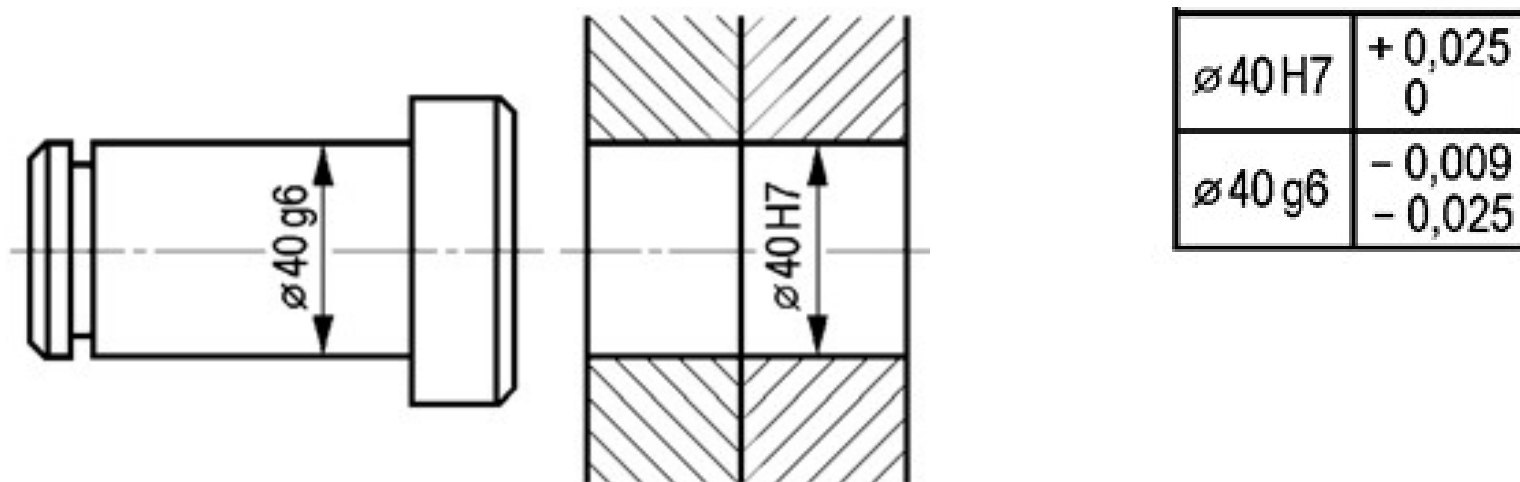


Tolerancija nalijeganja



$\varnothing 40 H7/g6$	+ 0,050
	+ 0,009

Tolerancije dužinskih mjera



Usled promjene temperature mijenjaju se dimenzije mašinskih dijelova u sklopu. Promjena dimenzija je srazmjerna:

- Linearnom koeficijentu toplotnog širenja α
- Promjeni temperature $\Delta\theta$
- Veličini prečnika otvora D , odnosno, osovine d

$$\Delta D = \alpha \cdot D \cdot \Delta\theta$$

Promjene nazivnih dimenzija otvora ΔD i osovine Δd mogu biti jednake:

- Ukoliko su dijelovi u sklopu od istih materijala

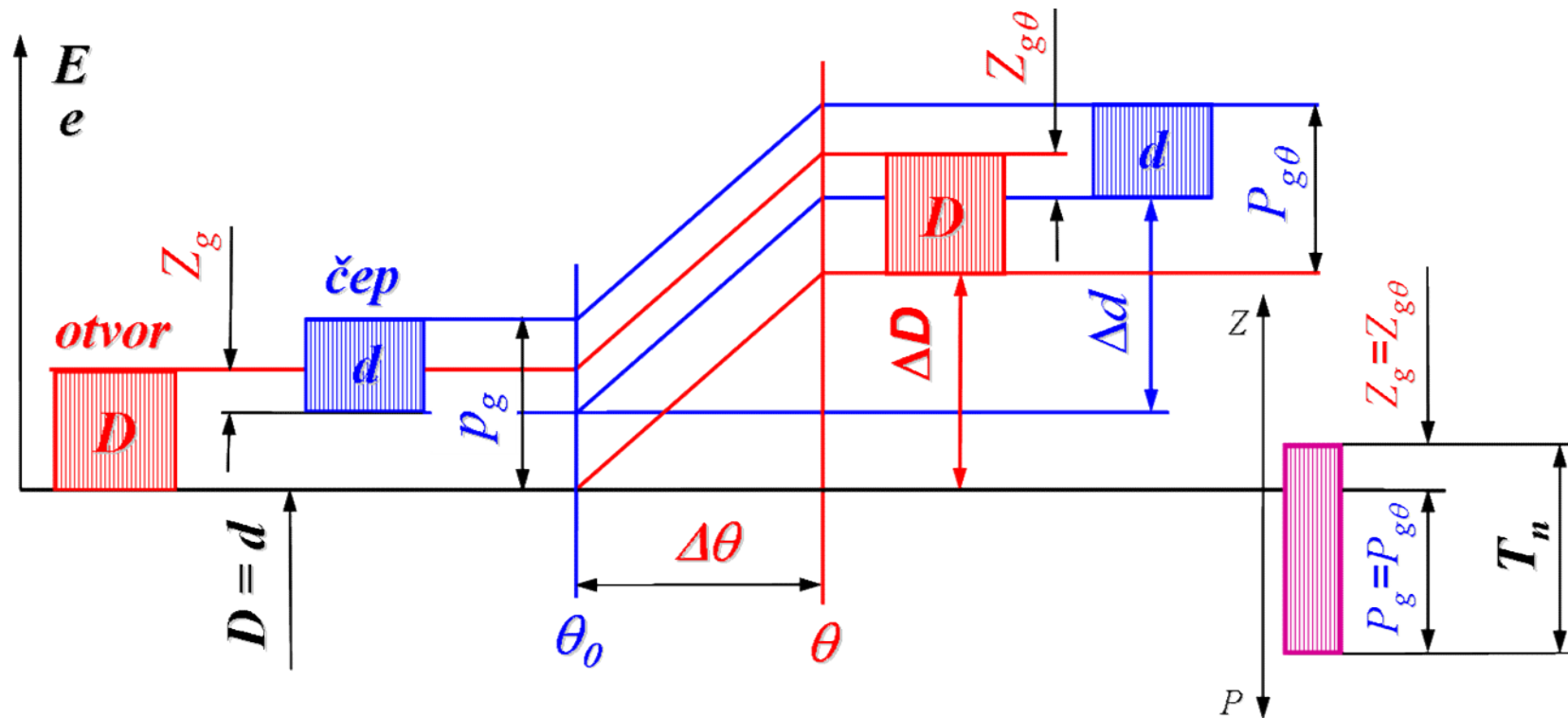
$$\alpha_D = \alpha_d$$

- Ukoliko je radna temperatura dijelova u sklopu

$$\theta_D = \theta_d$$

U ovom slučaju ne dolazi do promjene odnosa tolerancijskih polja i vrste nalijeganja.

Jednake promjene nazivnih dimenzija otvora i osovine

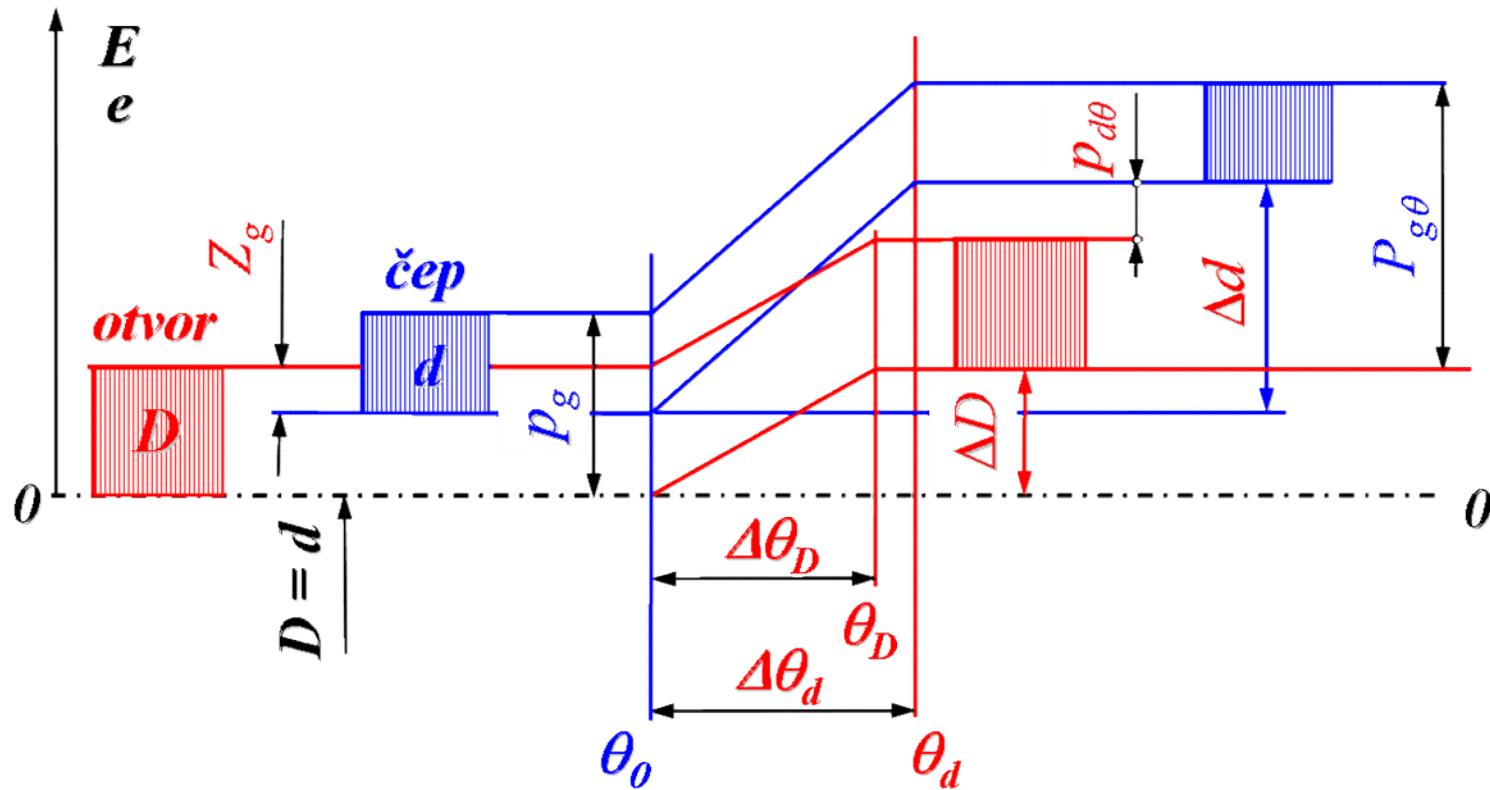


Promjene nazivnih dimenzija otvora ΔD i osovine Δd mogu biti različite:

- Ukoliko su dijelovi u sklopu od različitih materijala $\alpha_D \neq \alpha_d$
- Ukoliko je radna temperatura dijelova u sklopu različite $\theta_D \neq \theta_d$

U ovom slučaju dolazi do promjene odnosa tolerancijskih polja usled čega može doći i do promjene vrste nalijeganja.

Različite promjene nazivnih dimenzija otvora i osovine

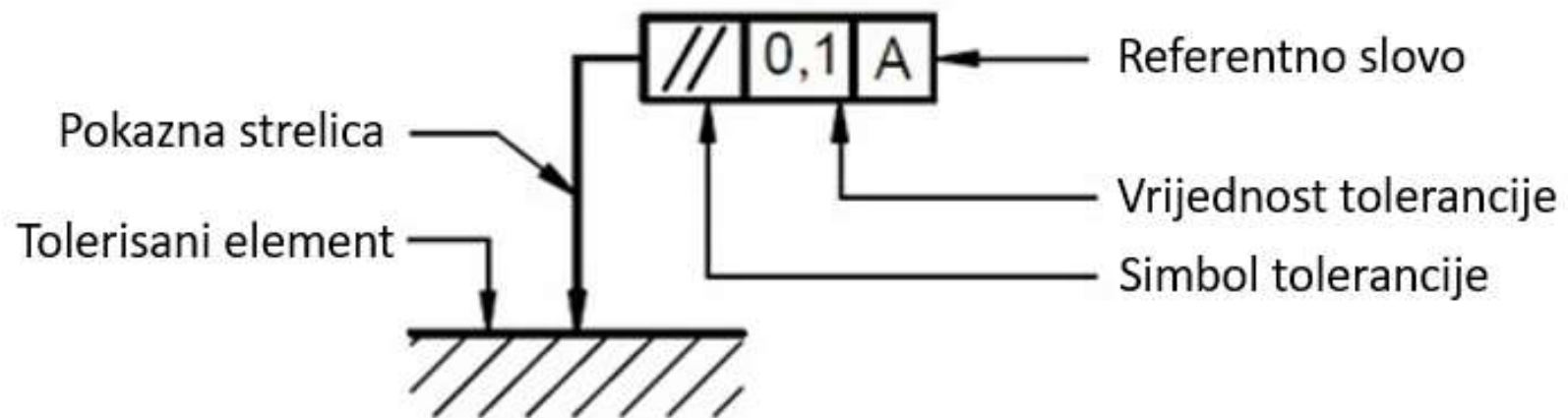


- Uslovi funkcije i montaže mašinskih dijelova zahtjevaju određenu tačnost oblika i položaja. U tu svrhu se koriste tolerancije oblika i položaja čije se oznake unose u tehničke crteže i njima se definiše dozvoljeno odstupanje od idealnog oblika ili položaja.
- Izrazi za tolerancije oblika i položaja, kao i tolerancijske oznake usklađeni su sa međunarodnim standardom ISO 1101.

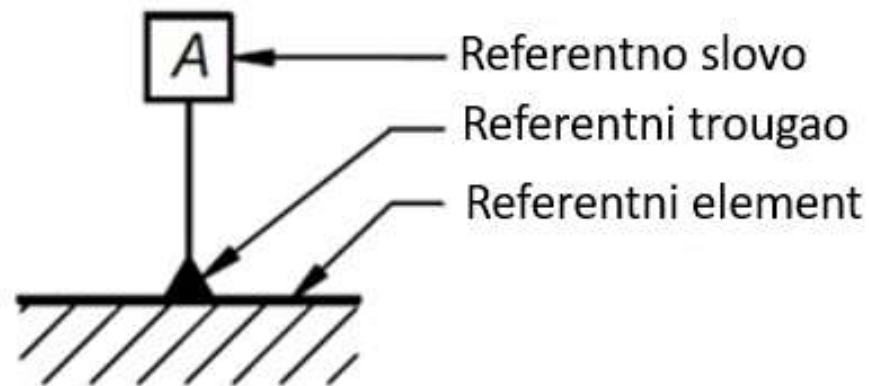
Mašinski elementi: Tolerancije oblika i položaja

Vrste simbola i tolerancija		Svojstvo	Simbol
Pojedinačni simboli	Tolerancije oblika	Pravost	
		Ravnost	
		Kružnost	
		Cilindričnost	
Pojedinačni i povezani simboli	Tolerancije oblika	Oblik linije	
		Oblik površine	
Povezani simboli	Tolerancije orijentacije	Paralelnost	
		Normalnost	
		Nagib	
	Tolerancije položaja	Lokacija	
		Koaksijalnost	
		Simetričnost	
	Tolerancija obrtanja	Kružnost obrtanja	
		Ravnost obrtanja	

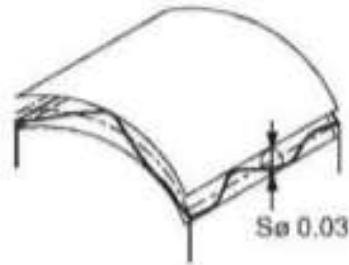
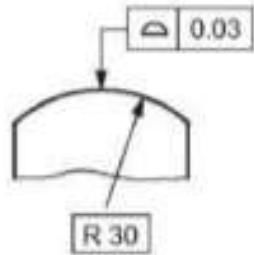
Oznaka tolerancije oblika i položaja se upisuje u kvadratni okvir. Ukoliko je potrebno upotrebljava se pravougaonik sastavljen iz više oblasti za upisivanje neophodnih oznaka.



Često se oznaka tolerancije oblika i položaja odnosi na neku referentnu površinu, pa se u tom slučaju za nju koristi oznaka.

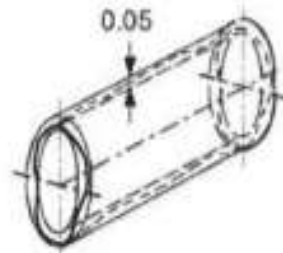
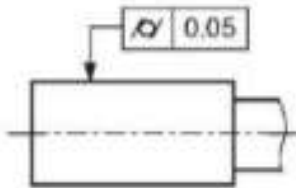


Mašinski elementi: Tolerancije oblika i položaja



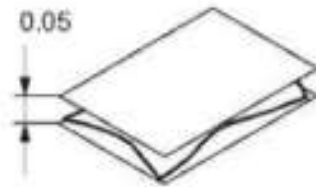
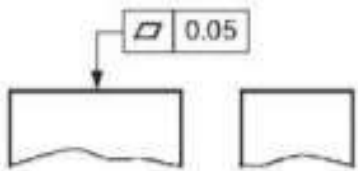
Oblik površine

Tolerisana površina mora ležati između dvije obvojne površine čije je rastojanje ograničeno sferama prečnika $t=0.03$ mm



Cilindričnost

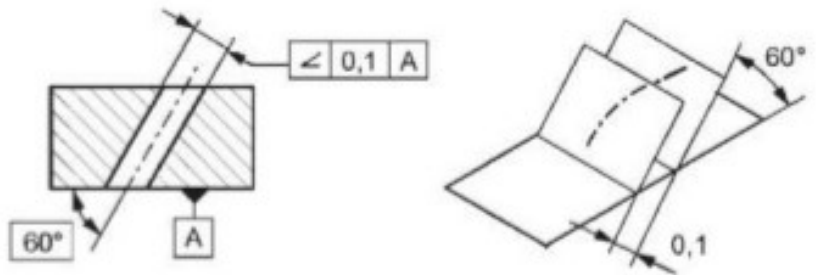
Tolerisana površina mora ležati između dva koaksijalna cilindra rastojanja $t=0.05$ mm



Ravnost

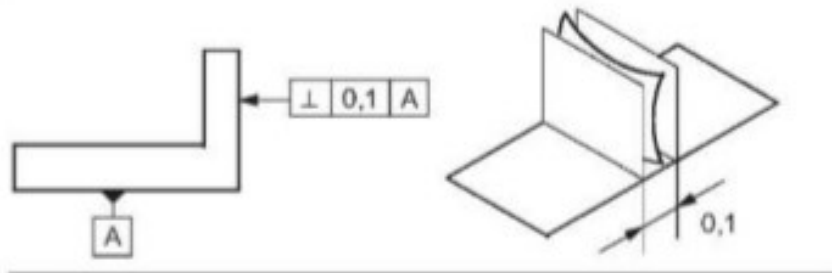
Tolerisana površina mora ležati između dvije paralelne ravni rastojanja $t=0.05$ mm

Mašinski elementi: Tolerancije oblika i položaja



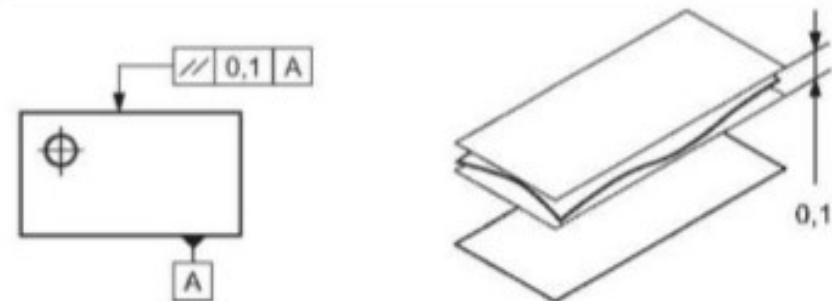
Nagib

Osa rupe mora ležati između dvije međusobno paralelne ravni rastojanja $t=0.1$ mm, nagnute pod uglom 60° u odnosu na referentnu površinu



Upravnost

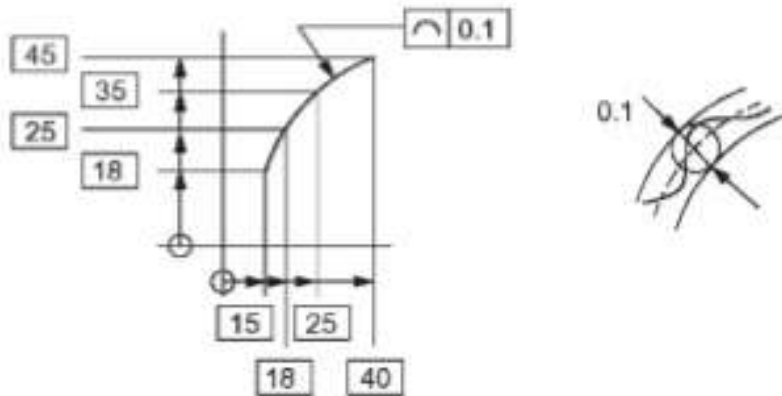
Tolerisana površina mora ležati između dvije međusobno paralelne ravni rastojanja $t=0.1$ mm, upravne na referentnu površinu i na pravac strelice



Paralelnost

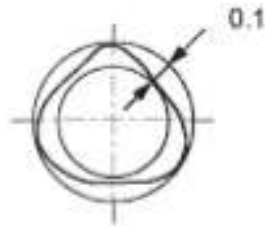
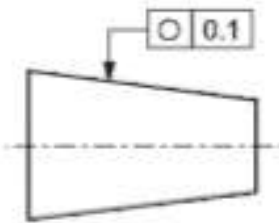
Tolerisana površina mora ležati između dvije paralelne ravni rastojanja $t=0.1$ mm, paralelne sa referentnom površinom

Mašinski elementi: Tolerancije oblika i položaja



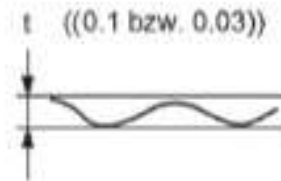
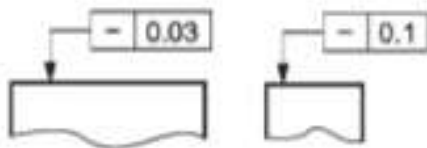
Oblik linije

Tolerisani profil mora ležati između dvije obvojne površine, čije je rastojanje ograničeno krugovima prečnika $t=0.1$ mm



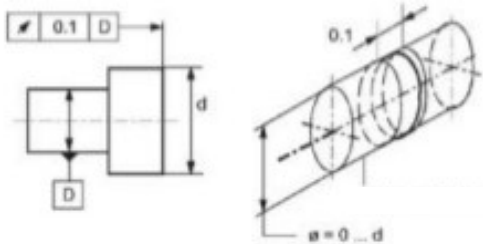
Kružnost

Obimna linija svakog poprečnog presjeka mora ležati u kružnom prstenu širine $t=0.1$ mm



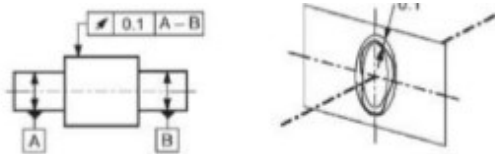
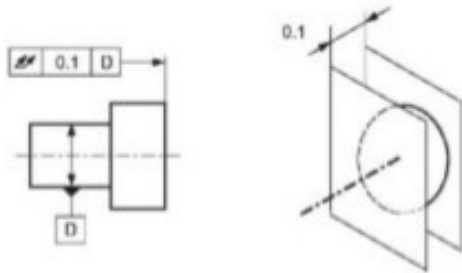
Pravost

Pravolinijska ivica mora ležati između dvije prave rastojanja $t=0.1$ mm



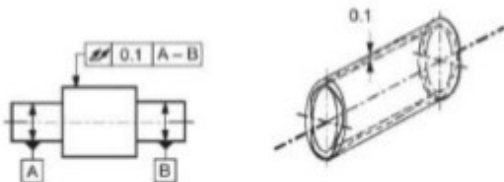
Ravnost obrtanja

Pri obrtanju oko referentne ose D odstupanje od ravnosti obrtanja u svakom mjenom cilindru ne smije prelaziti 0.1 mm



Kružnost obrtanja

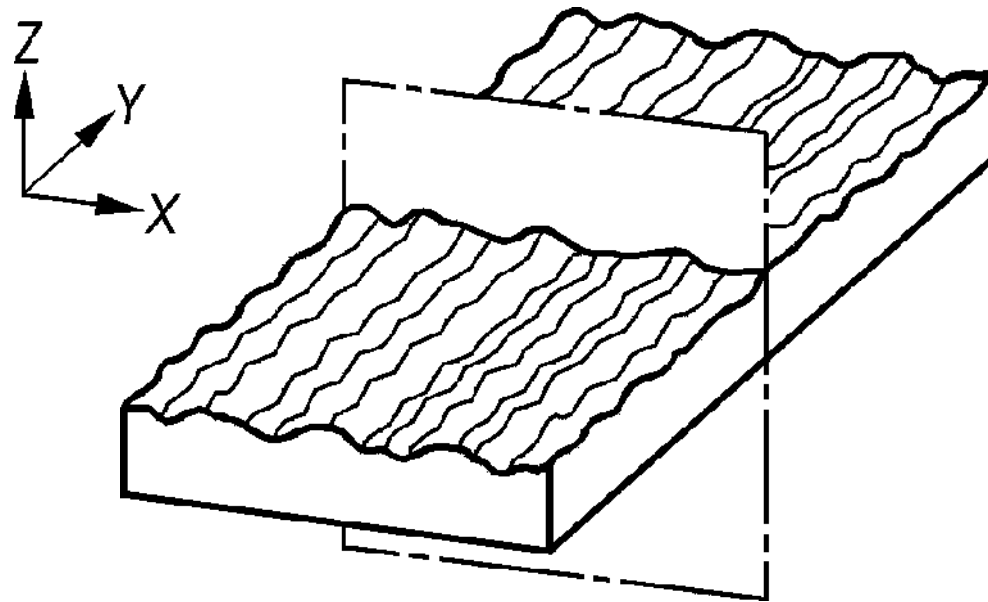
Pri obrtanju oko referentne ose AB odstupanje od kružnosti obrtanja u svakoj upravnoj ravni ne smije prelaziti 0.1 mm



- Površine mašinskih dijelova nijesu idealno glatke geometrijske površine, nego su to, mikroskopski gledano, hrapave površine koje se karakterišu nizom neravnina raznih veličina, oblika i rasporeda.
- Veličina hrapavosti površina mašinskog dijela može uticati na njegove mehaničke karakteristike, intezitet habanja, brzinu korozije itd.

- Osnovni pojmovi o hrapavosti površina mašinskih dijelova definisani su međunarodnim standardom ISO 4287.
- Površinsku hrapavost čine mikrogeometrijske nepravilnosti na površini mašinskog dijela koje su prouzrokovane postupkom obrade ili nekim drugim uticajima.

Profil površine predstavlja presjek realne površine s određenom ravni.

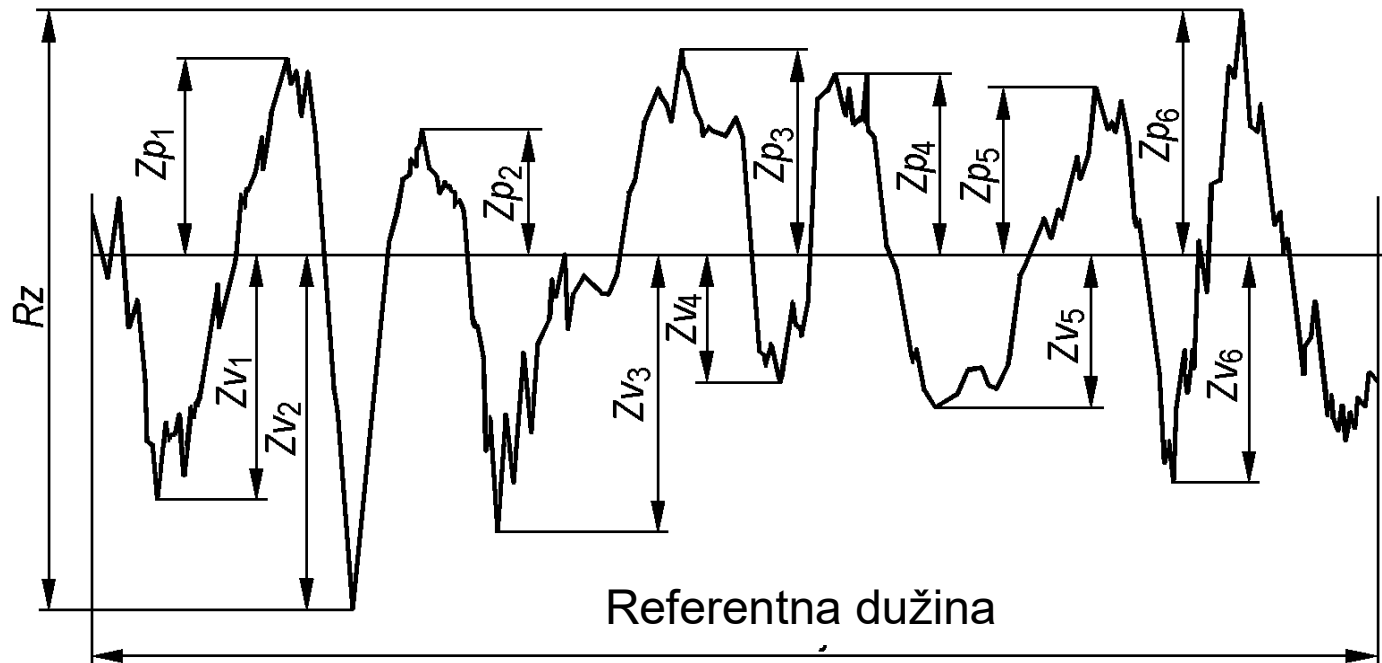


- Profil hrapavosti površine predstavlja osnovu za mjerenje parametara hrapavosti profila.



- Određivanje parametara hrapavosti profila se vrši na izabranoj referentnoj dužini.

Profil hrapavosti površine na referentnoj dužini






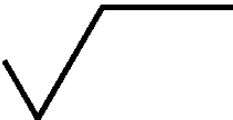
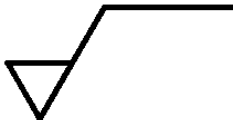
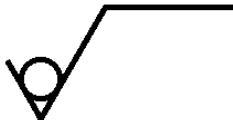
- Maksimalna visina profila R_z predstavlja zbir najveće visine ispupčenja profila Z_p i najvećeg udubljenja profila Z_v na referentnoj dužini.
- Srednje aritmetičko odstupanje mjenog profila R_a je aritmetički prosjek apsolutne ordinatne vrijednosti $Z(x)$ na referentnoj dužini.

$$R_a = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l |Z(x)| dx$$

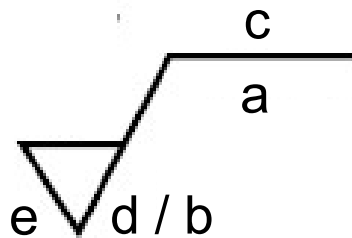
Klase površinske hrapavosti

Klasa površinske hrapavosti	R_a (μm)	Primjena
N12	50	Nefunkcionalne površine
N11	25	Precizna nalijezanja
N10	12.5	
N9	6.3	Klizne površine i precizna nalijezanja
N8	3.2	
N7	1.6	
N6	0.8	Zaptivne i vlo precizne klizne površine
N5	0.4	
N4	0.2	
N3	0.1	
N2	0.05	Kontrolna mjerila, najstrožiji zahtjevi
N1	0.025	

Hrapavost površina

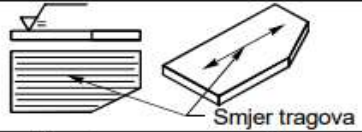
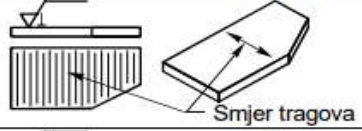
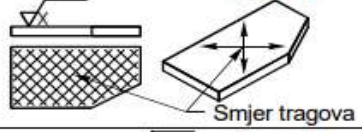
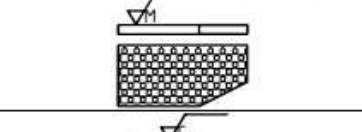
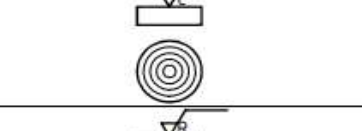
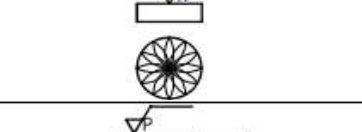

a) osnovni grafički simbol za hrapavost površine	prošireni grafički simboli	
	b) obrada skidanjem strugotine	c) obrada bez skidanja strugotine
		
potpuni grafički simboli		
d) svi postupci dopušteni	e) obrada skidanjem strugotine	f) obrada bez skidanja strugotine
		

Označavanje različitih zahtjeva u potpunom grafičkom simbolu



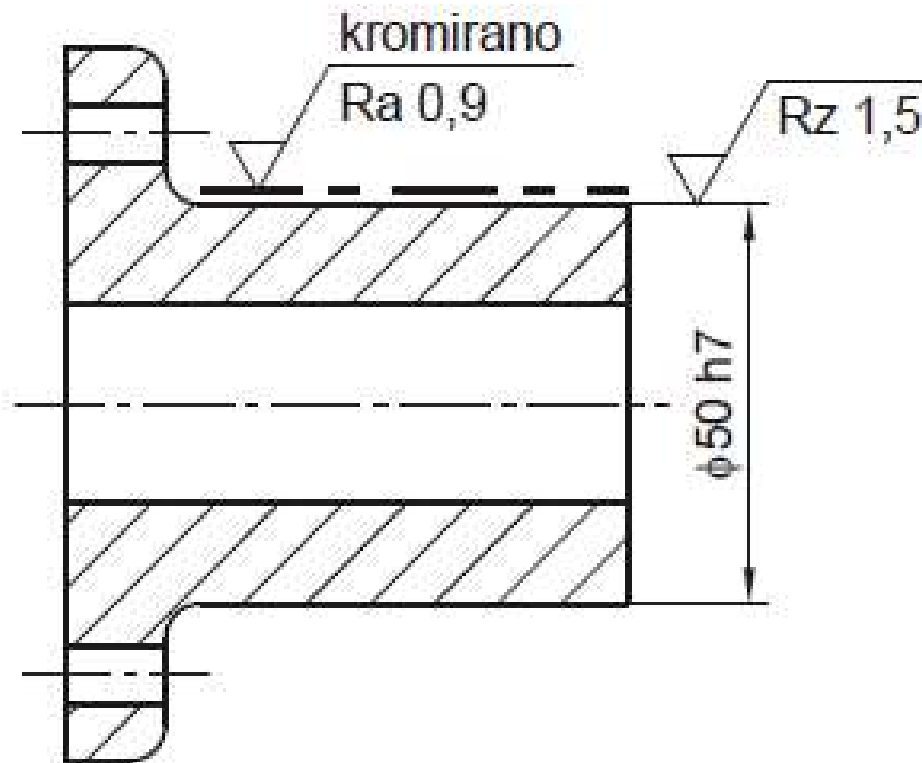
- a – vrijednost hrapavosti u mikrometrima (broj klase hrapavosti N1 do N12 za R_a)
- b – drugi kriterijum hrapavosti
- c- metoda proizvodnje, postupak ili prevlaka
- d – pravac prostiranja neravnina
- e – dodatak za mašinsku obradu

Označavanje pravaca prostiranja neravnina

Grafički znak	Opis i primjer	
=	Paralelno na ravninu projekcije u kojoj je znak upotrebljen	 Smjer tragova
⊥	Okomito na ravninu projekcije u kojoj je znak	 Smjer tragova
X	Križno u dva pravca na relativnu ravninu projekcije u kojoj je znak	 Smjer tragova
M	Višesmjerno	
C	Približno kružno prema središtu površine na kojoj je znak	
R	Približno radijalno prema središtu površine na kojoj je znak	
P	Tragovi su zasebni, neusmjereni ili nestršeci	

Ukoliko je neophodno naznačiti uzorak koji nije jasno opisan ovim znakovima, to treba uraditi upotrebom prikladne bilješke na crtežu.

Označavanje tolerancija hrapavosti na tehničkom crtežu



Mašinski elementi: Tolerancije

Pitanja:

- Šta je razlog uvođenje pojma tolerancija;
- Koje vrste tolerancija se propisuju za mašinske elemente;
- Šta je donja i gornja granična mjera, odnosno, donje i gornje granično odstupanja;
- Da li je dobru mjeru mašinskog elementa moguće doradom dovesti unutar granica propisane tolerancije;
- Kako se označavaju tolerancije dužinskih mjera;
- Šta je nalijeganja i koje vrste nalijeganja postoje,;
- Koji sistemi nalijeganja se koriste u praksi i šta je razlog za njihovu primjenu;
- Da li i u kojem slučaju promjena radne temperature može uticati na promjenu nalijeganja;
- Šta su tolerancije oblika i položaja i kako se označavaju;
- Šta su tolerancije površinske hrapavosti;
- Kako se označavaju tolerancije površinske hrapavosti;



ZAHVALJUJEM NA PAŽNJI

MAŠINSKI ELEMENTI

PREDAVANJE IV ELEMENTI ZA VEZU



PFK | POMORSKI
FAKULTET
KOTOR

SEMESTAR:	II
HRB Sertifikat:	000826/093216
ISO 9001:2015	
Usaglašeno sa:	IMO Modelom kursa 7.04
Nastavnik:	Prof. dr Janko Jovanović
Saradnik:	mr Draško Kovač

Mašinski elementi: Elementi za vezu

U ovom poglavlju naučićete (specificirati jedan ili više ishoda učenja):

- Šta je zadatak mašinskih spojeva;
- Podjelu mašinskih spojeva po različitim kriterijumima;

Mašinski spojevi treba da:

- Povežu u cjelinu mašinske djelove, podsklopove i sklopove.
- Obezbjede prenošenja opterećenja i kretanja.
- Obezbjede odgovarajući odnos djelova sklopa, odnosno, mašinskog sistema.

Mašinski spojevi mogu biti ostvareni:

- Fizičko-hemijskim spajanjem materijala djelova u nerazdvojivu cjelinu, koje se može realizovati:
 - Zavarivanjem



- Lemljenjem



- Lijepljenjem



Mašinski spojevi mogu biti ostvareni:

- Trenjem između dodirnih površina spojenih djelova, koje se može realizovati:
 - Presovanim sklopovima



Presovani sklop

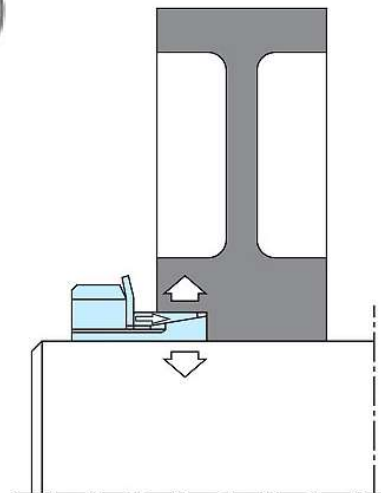
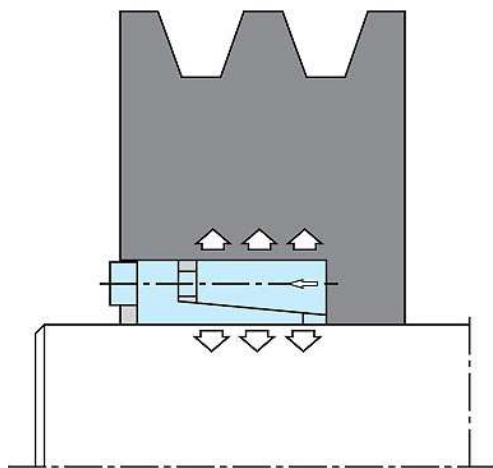


Konusni spoj



Toplo navučeni spoj

- Steznim spojevima



Mašinski spojevi mogu biti ostvareni:

- Oblikom, što se može realizovati:
 - Ožljebljenim spojevima



- Spojevima sa klinom bez nagiba



- Zglobnim spojevima



Mašinski spojevi mogu biti ostvareni:

- Oblikom i trenjem, što se može realizovati:
 - Spojevima sa klinom sa nagibom



Mašinski spojevi u odnosu na pokretljivost spojenih dijelova mogu biti:

- Kruti
- Elastični



Mašinski spojevi u odnosu na razdvojivost spojenih dijelova mogu biti:

- Nerazdvojivi spojevi koji se razdvajaju uz oštećenje spojenih dijelova



- Razdvojnivi spojevi koji se razdvajaju bez oštećenja spojenih djelova

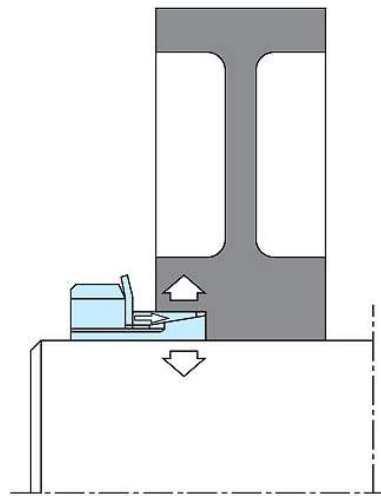


Mašinski spojevi u odnosu na potrebu za posebnim elementom za vezu mogu biti:

- Neposredni spojevi koji ne zahtjevaju poseban element za vezu



- Posredni spojevi koji zahtjevaju poseban element za vezu



Mašinski elementi: Elementi za vezu

Pitanja:

- Šta je namjena mašinskih spojeva;
- Objasniti podjelu mašinskih spojeva po načinu ostvarivanja;
- Objasniti podjelu mašinskih spojeva u odnosu na njihovu razdvojitost;

MAŠINSKI ELEMENTI

PREDAVANJE V NAVOJNI SPOJEVI – DIO I



PFK | POMORSKI
FAKULTET
KOTOR

SEMESTAR:	II
HRB Sertifikat:	000826/093216
ISO 9001:2015	
Usaglašeno sa:	IMO Modelom kursa 7.04
Nastavnik:	Prof. dr Janko Jovanović
Saradnik:	mr Draško Kovač

Mašinski elementi: Navojni spojevi

U ovom poglavlju naučićete (specificirati jedan ili više ishoda učenja):

- Šta omogućavaju navojni spojevi;
- Podjelu navojnih spojeva u odnosu na pokretnost elemenata spoja;
- Šta karakteriše pokretne navojne spojeve;
- Šta karakteriše nepokretne navojne spojeve;
- Podjelu navojnih spojeva u odnosu na pravac djelovanja radnog opterećenja;
- Šta je zavojno kretanja, zavojnica i zavojak;
- Podjelu zavojnih površina;
- Elemente geometrije navoja;
- Šta je navojni par;
- Vrste navoja, njihovu primjenu i način označavanja;
- Materijale za izradu navoja i njihovo označavanje;
- Kinematske karakteristike zavojnog kretanja;

Navojni spojevi su najčešće korišćena vrsta mašinskih spojeva zbog niza prednosti u odnosu na druge vrste mašinskih spojeva, poput:

- Mogućnosti ostvarivanje međusobnog kretanja mašinskih djelova



- Mogućnosti transformacije obrtnog u translatorno kretanje i obratno



- Mogućnosti formiranja razdvojivih spojeva mašinskih dijelova



- Mogućnosti međusobnog zaptivanja mašinskih dijelova



- Mogućnosti preciznog pomjerenja i podešavanje kod mjernih instrumenata, alatnih mašina...



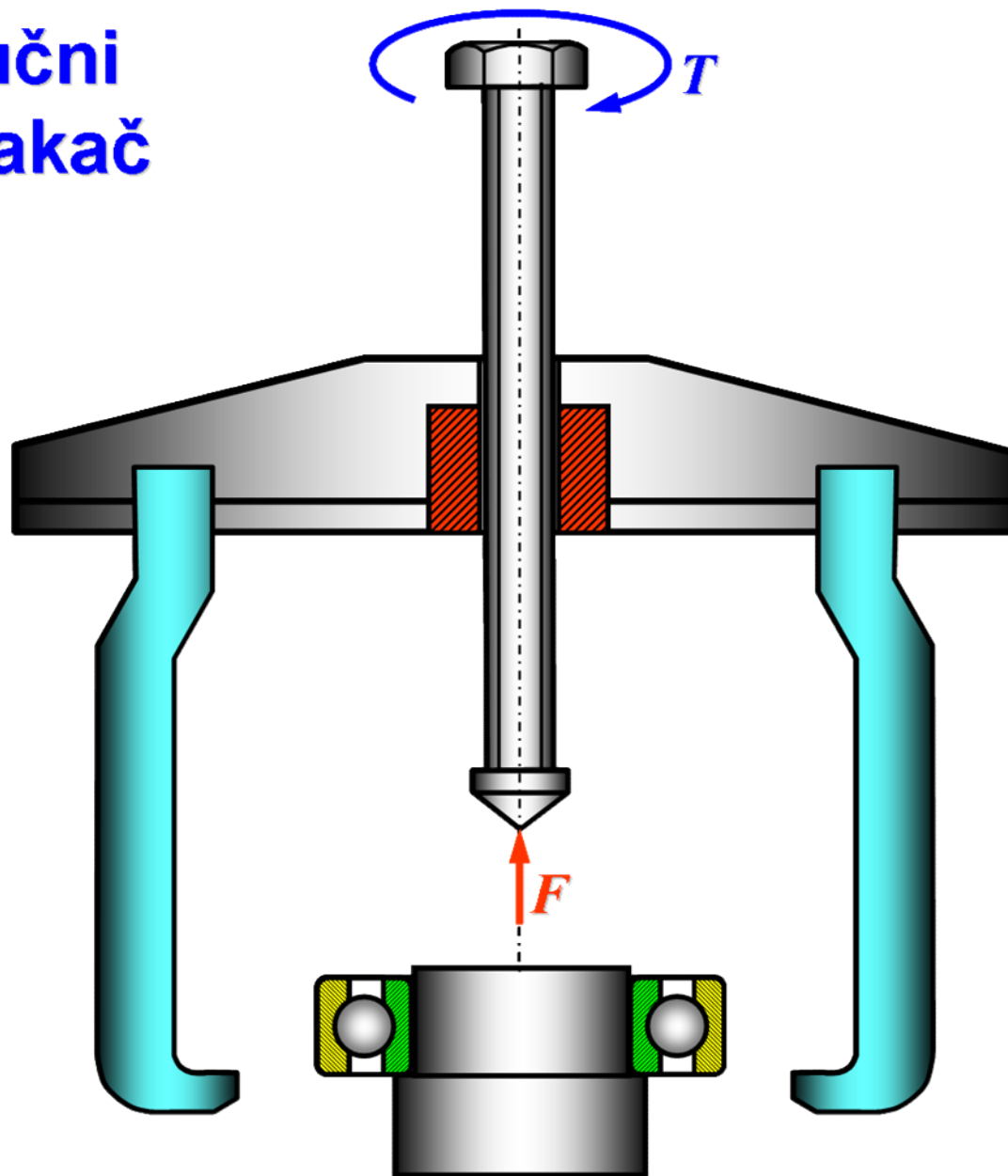
U odnosu na međusobnu pokretljivost djelova navojni spojevi mogu biti:

- Pokretni navojni spojevi (navojni prenosnici) koji omogućavaju:
 - Transformaciju obrtnog u translatorno kretanje.
 - Transformaciju obrtnog momenta u aksijalnu silu.

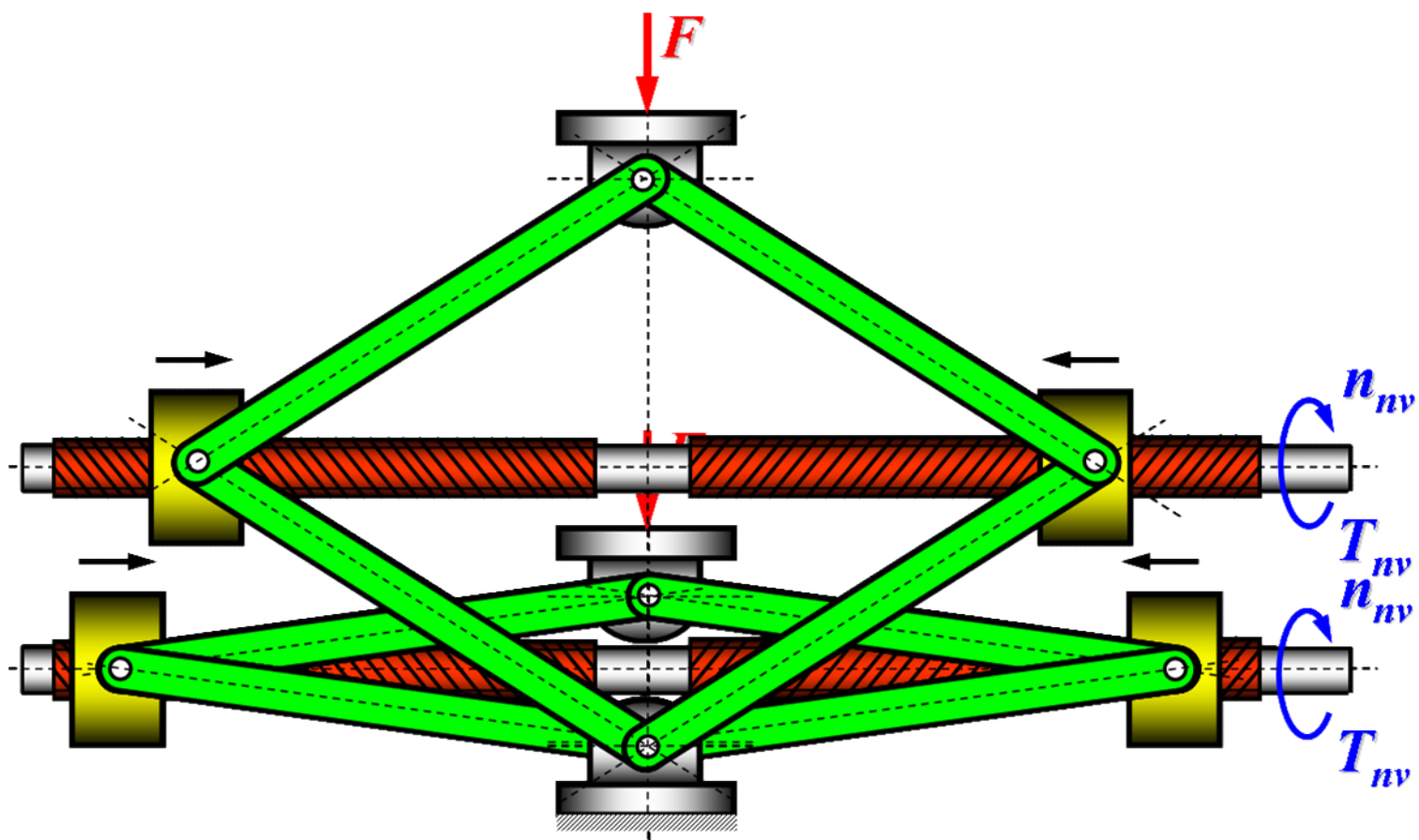
Primjeri navojnih prenosnika:



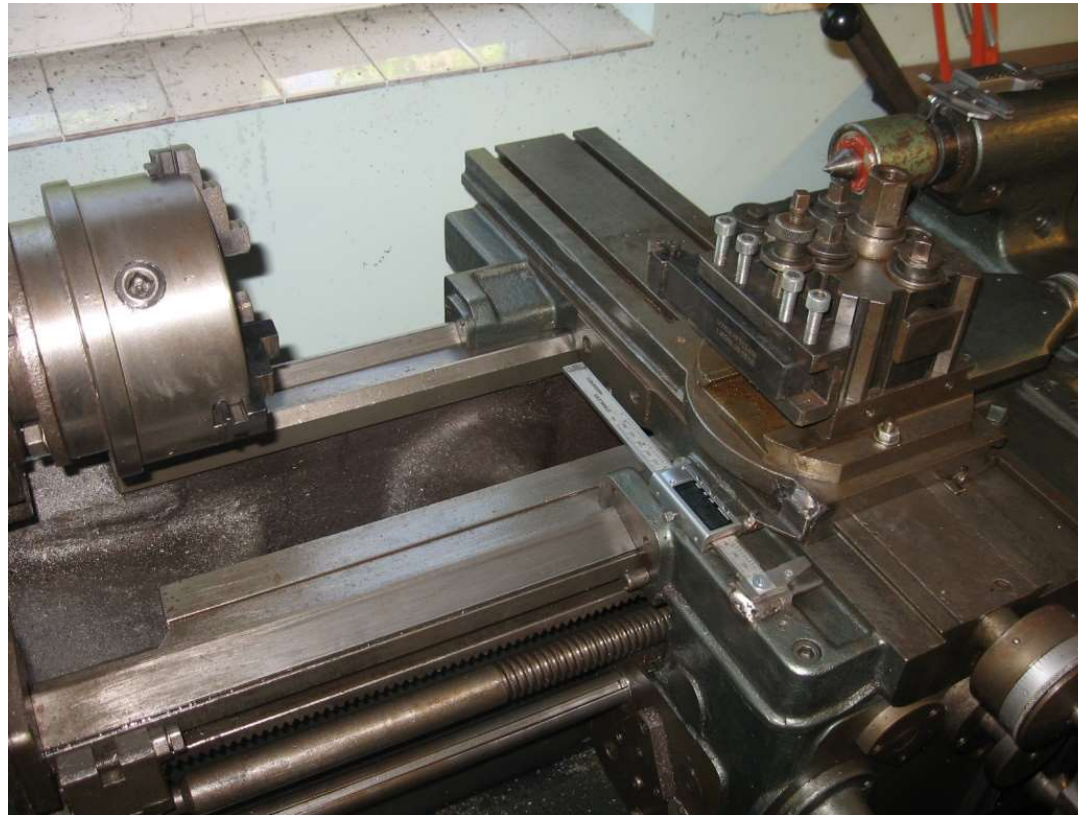
**Ručni
svlakač**



Ručna dizalica



- Pokretni navojni spojevi (navojni prenosnici) koji omogućavaju precizno pomjeranje i podešavanje tačnog položaja



- Nepokretni navojni spojevi (vijčane veze) koji omogućavaju:
 - Spajanje mašinskih djelova u čvrstu cjelinu.
 - Prenošnje opterećenja između spojenih djelova.
 - Spajanje i razdvajanje mašinskih djelova bez oštećenja.
 - Ostvarivanje odgovarajućeg pritiska između spojenih djelova u cilju formiranja hermetičnog spoja mašinskih djelova.

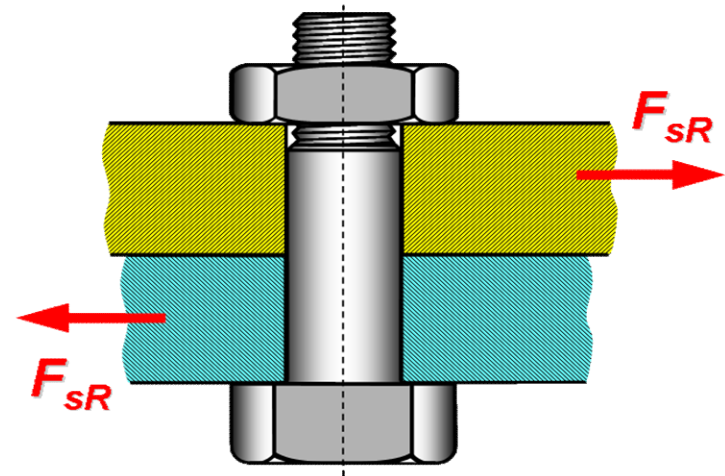
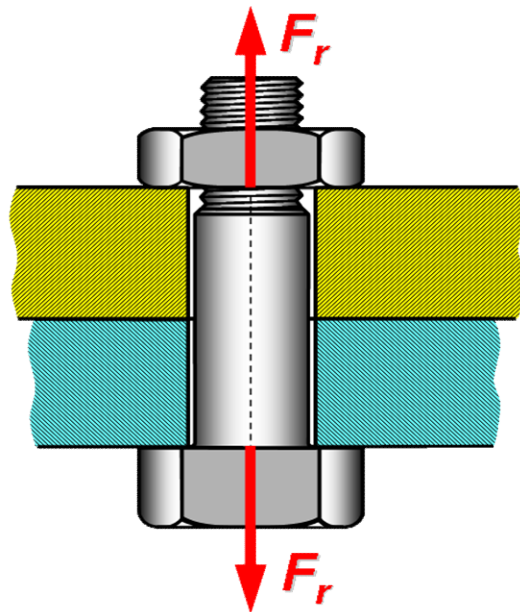
Mašinski elementi: Navojni spojevi

Primjeri vijčanih veza:



U odnosu na pravac djelovanja radnog opterećenja vijčane veze mogu biti:

- Uzdužno opterećenje vijčane veze
- Poprečno opterećene vijčane veze



Primjer uzdužno opterećenih vijčanih veza



Primjer poprečno opterećenih vijčanih veza

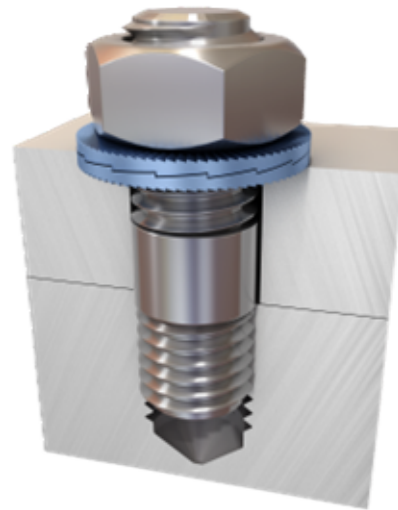
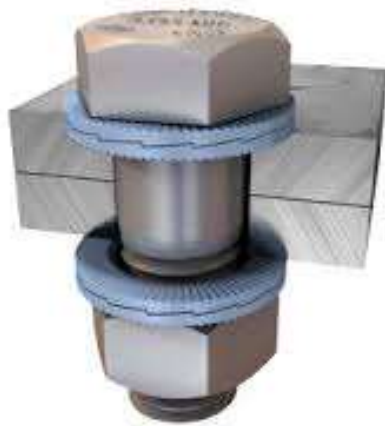


U odnosu na potrebu za dodatnim elementom vijčane veze mogu biti:

- Neposredne vijčane veze

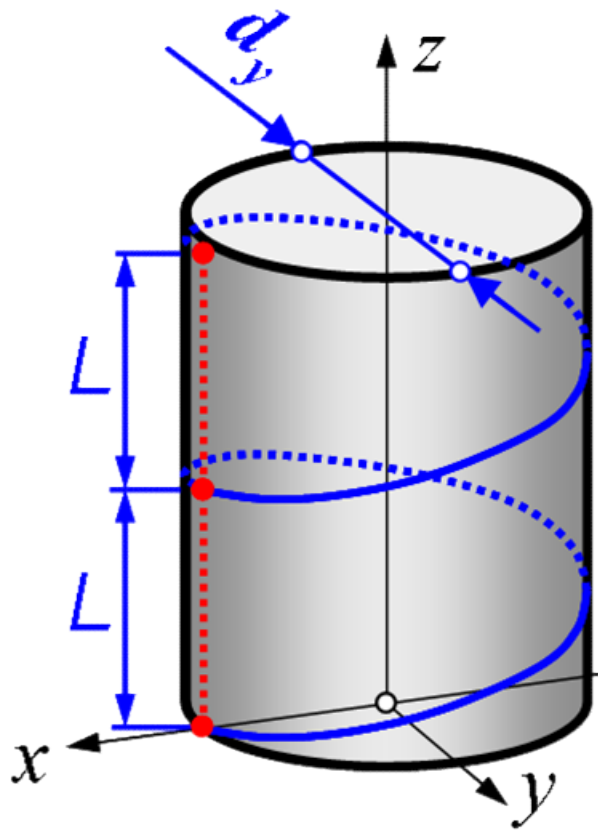


- Posredne vijčane veze

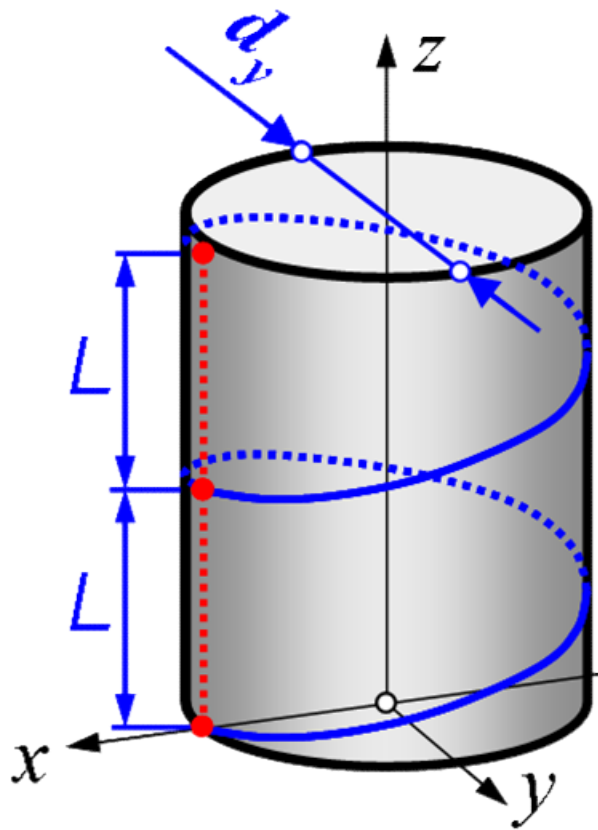


- Zanimljivost

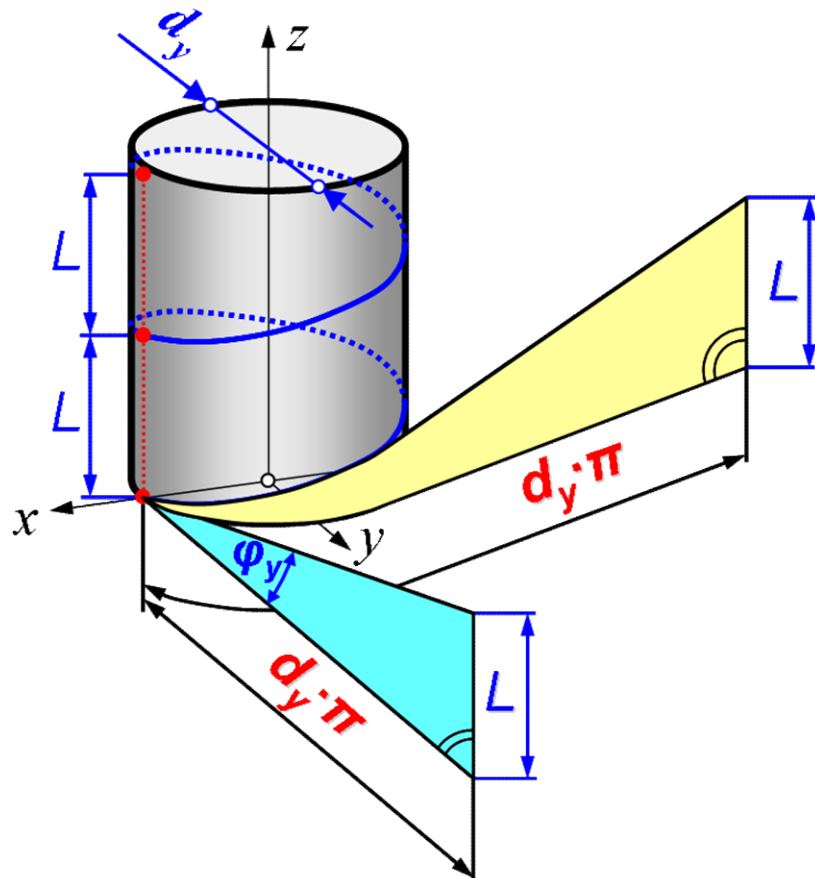




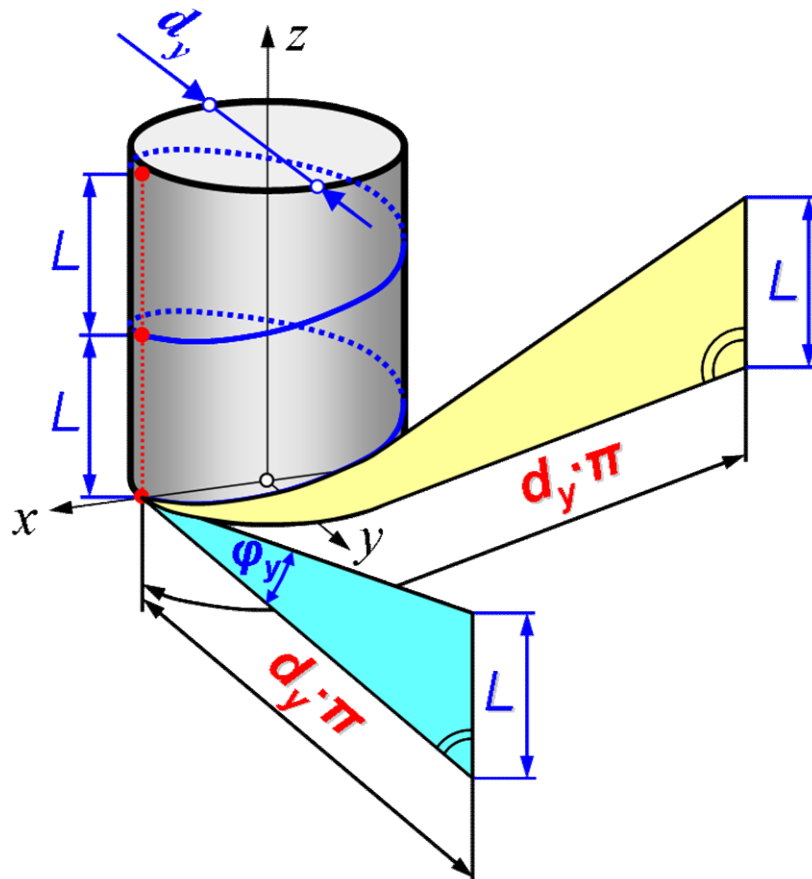
- **Zavojno kretanja** nastaje pri istovremenoj rotaciji tačke oko z i translatorsnom pomjeranju duž ose, na slici predstavljenoj z koordinatom osom.
- Tačka pri zavojnom kretanju opisuje prostornu krivu koja se zove **zavojnica**.



- Dio zavojnice koji odgovara jednom punom obrtaju tačke, za ugao $2 \cdot \pi$, uz istovremeno aksijalno pomjeranje za veličinu L , koja se naziva hod zavojnice, tokom zavojnog kretanja se zove **zavojak**.

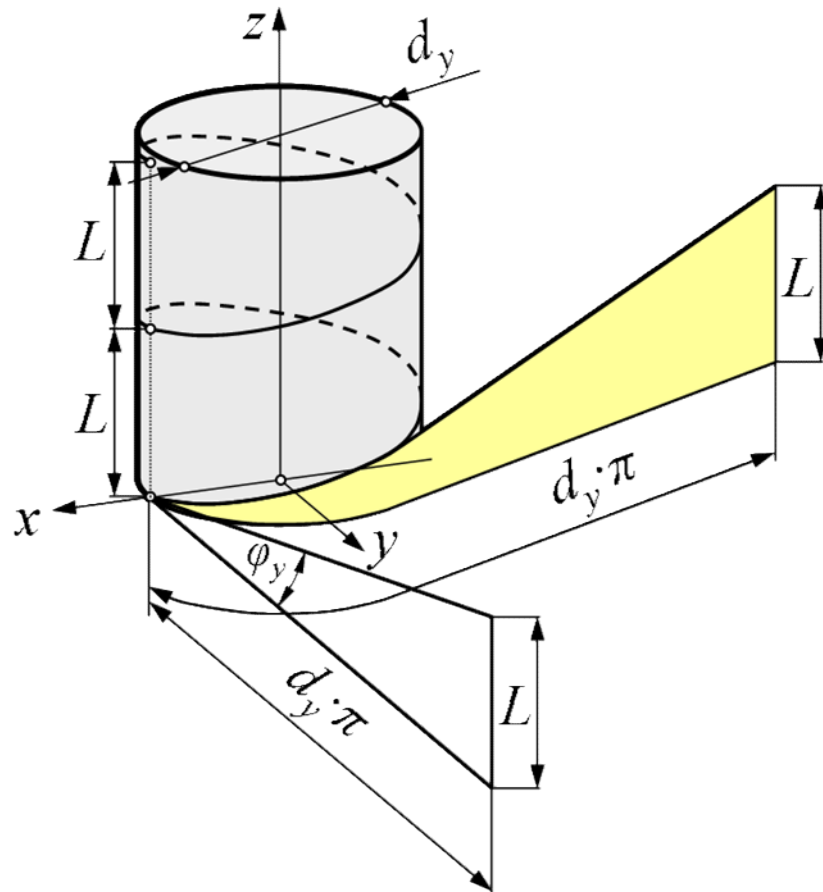


- **Navoj** nastaje zavojnim kretanjem profila u obliku pravouglog trougla oko cilindra prečnika d_y .
- Nalegla kateta trougla je jednaka obimu cilindra $d_y \cdot \pi$.
- Naspramna kateta trougla je jednaka hodu navoja L .
- Ugao između nalegale katete i hipotenuze trougla se naziva ugao zavojnice φ_y .



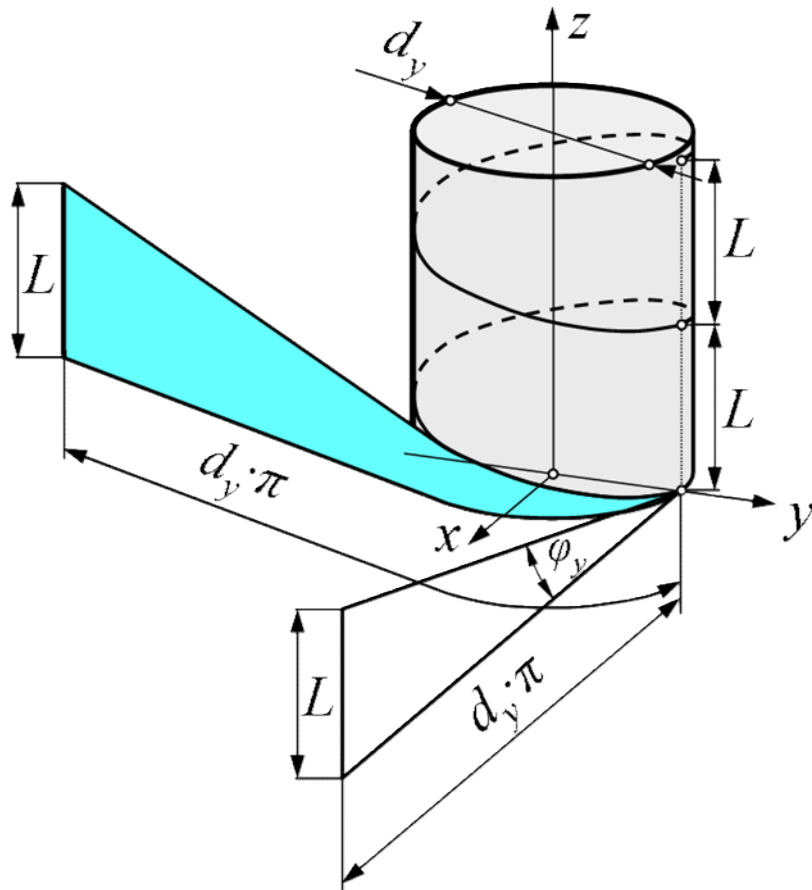
$$\tan \varphi_y = \frac{L}{d_y \cdot \pi}$$

- Svakom prečniku navoja d_y odgovara ugao zavojnice φ_y .
- Hod zavojnice L , koji predstavlja pomjeranje tačke sa profila navoja duž ose rotacije koje odgovara jednom punom obrtaju tačke pri zavojnom kretanju, je jednak za sve zavojnice.

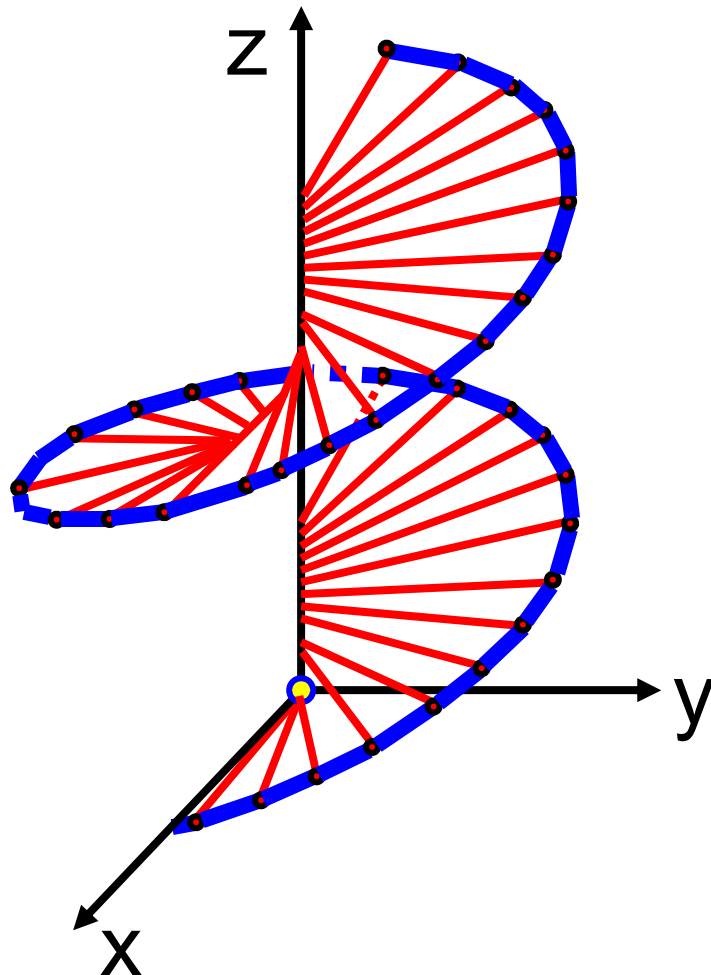


Prema smjeru rotacije profila pri formiranju navoja razlikujemo:

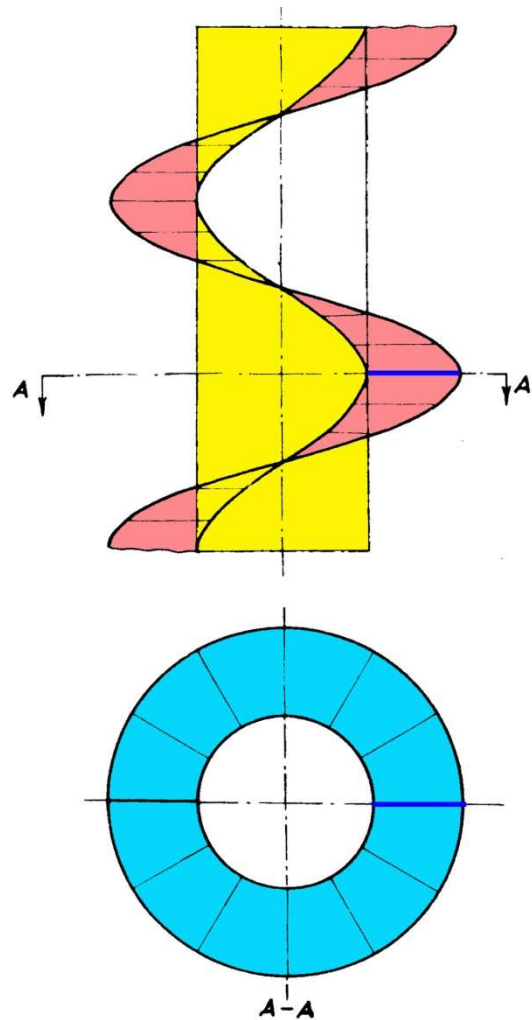
- **Desni navoj** koji nastaje rotacijom tačaka sa profila duž zavojnica u smjeru kretanja kazaljke na satu



- **Lijevi navoj** koji nastaje rotacijom tačaka sa profila duž zavojnica u smjeru suprotnom od smjera kretanja kazaljke na satu.
- U primjeni su po pravilu desni navoji. Lijevi navoji se koriste samo u izuzetnim slučajevima.



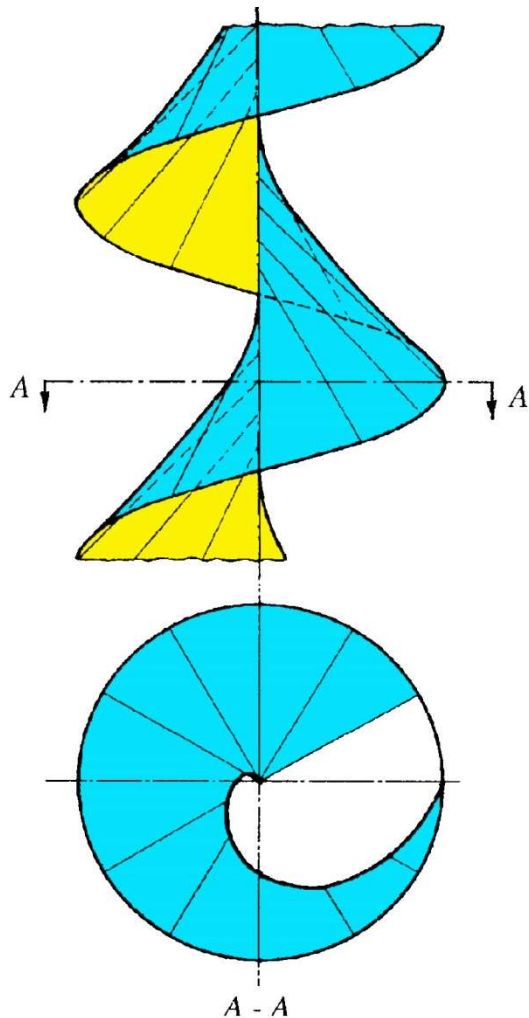
- **Zavojna površina**, odnosno, **helikoid** nastaje zavojnim kretanjem pravolinijske izvodnice oko nepokretne ose.
- Zavisno od međusobnog položaja pravolinijske izvodnice i ose oko koje izvodnica vrši zavojno kretanje mogu se formirati različite vrste helikoida.



Konoidni helikoid nastaje u slučaju da:

- Pravolinijska izvodnica sječe osu oko koje vrši zavojno kretanje i da sa njom gradi ugao od 90° .

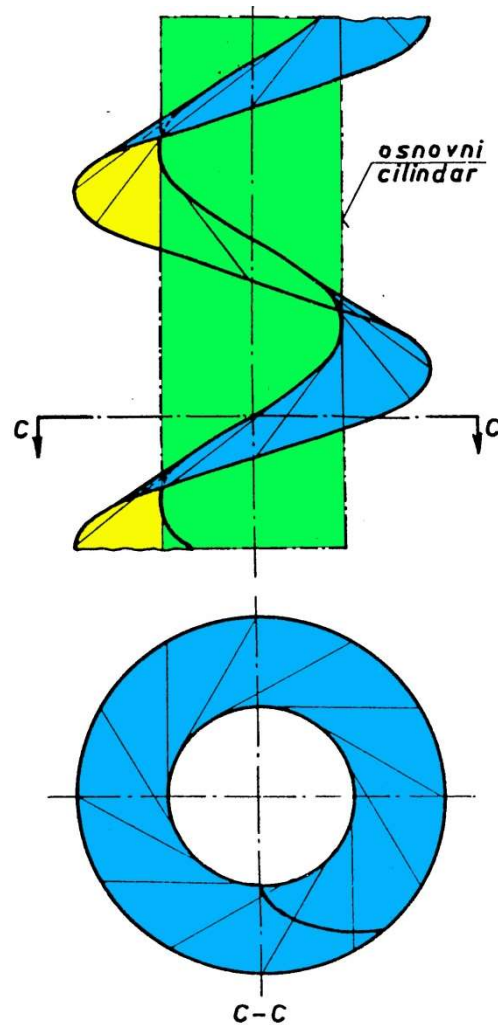
Ova vrsta zavojne površine je karakteristična za geometriju kvadratanog navoja.



Arhimedov helikoid nastaje u slučaju da:

- Pravolinijska izvodnica sječe osu oko koje vrši zavojno kretanje i da sa njom gradi ugao različit od 90° .

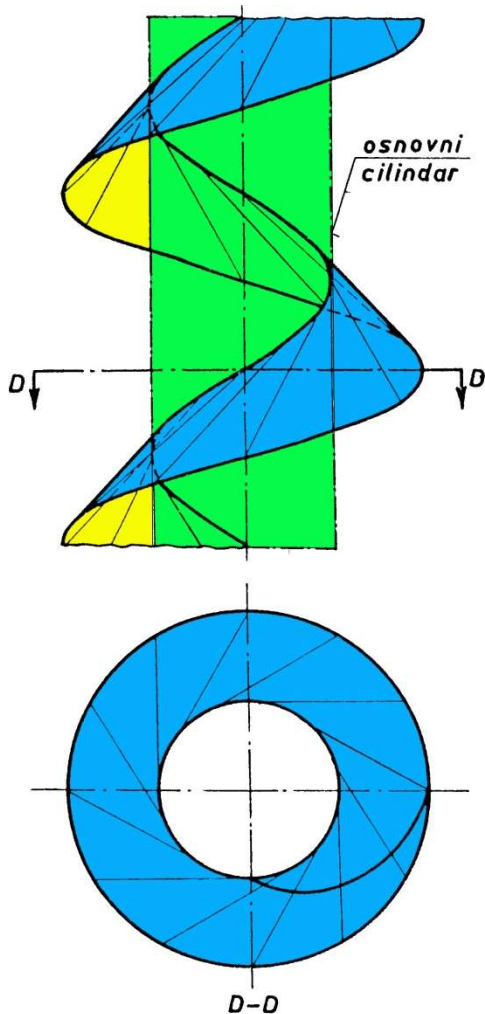
Ova vrsta zavojne površine je karakteristična za geometriju metričkog i trapeznog navoja, kao i pužnih zupčanika.



Evolventni helikoid nastaje u slučaju da:

- Pravolinijska izvodnica ne sječe osu oko koje vrši zavojno kretanje i tangira osnovni cilindar i zavojnicu.

Ova vrsta zavojne površine je karakteristična za geometriju zupčanika, pužnih zupčanika i pužnih transportera.



Kovolventni helikoid nastaje u slučaju da:

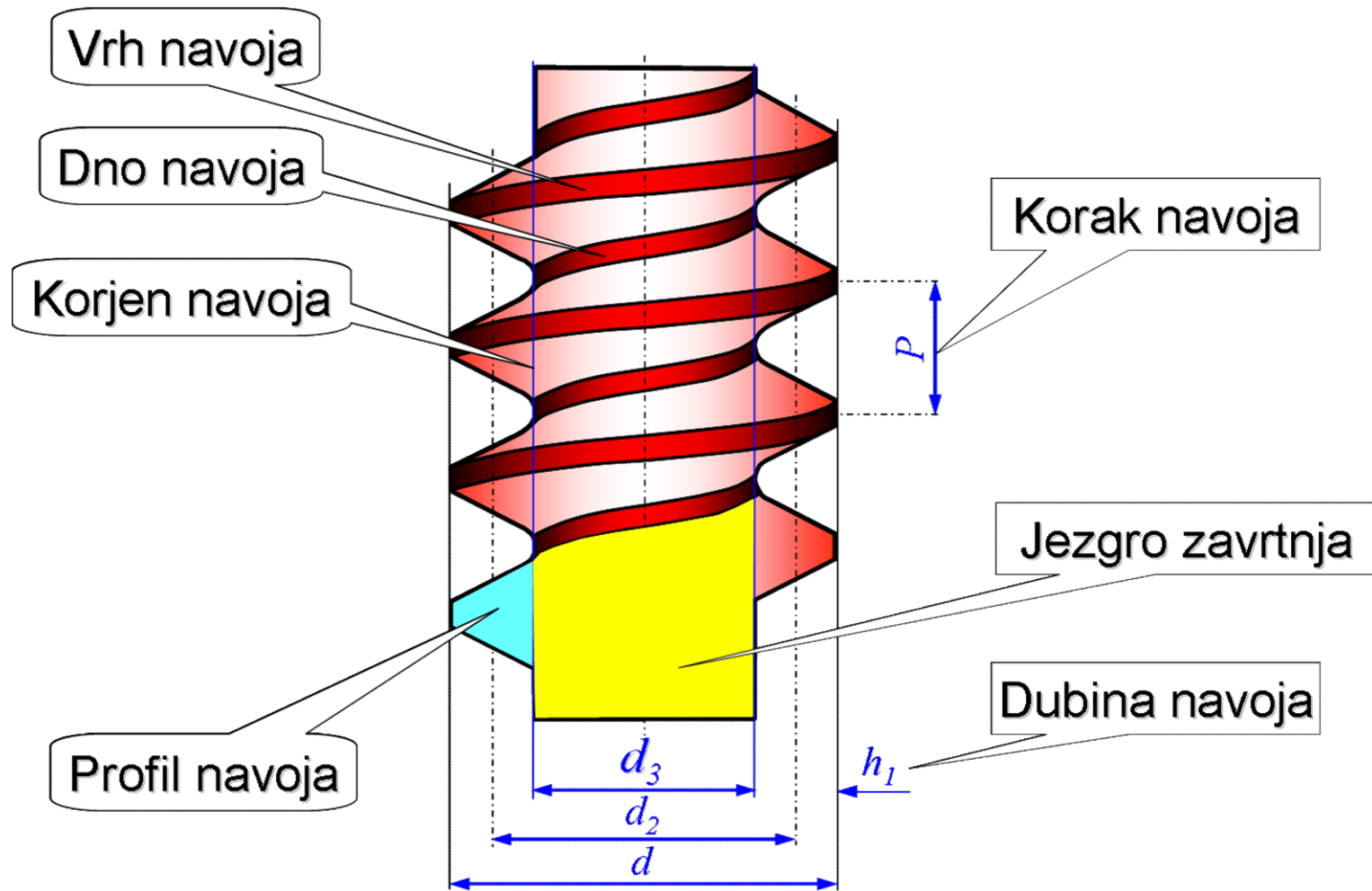
- Pravolinijska izvodnica ne sječe osu oko koje vrši zavojno kretanje i tangira osnovni cilindar, ali ne i zavojnicu.

Ova vrsta zavojne površine je karakteristična za geometriju pužnih zupčanika.

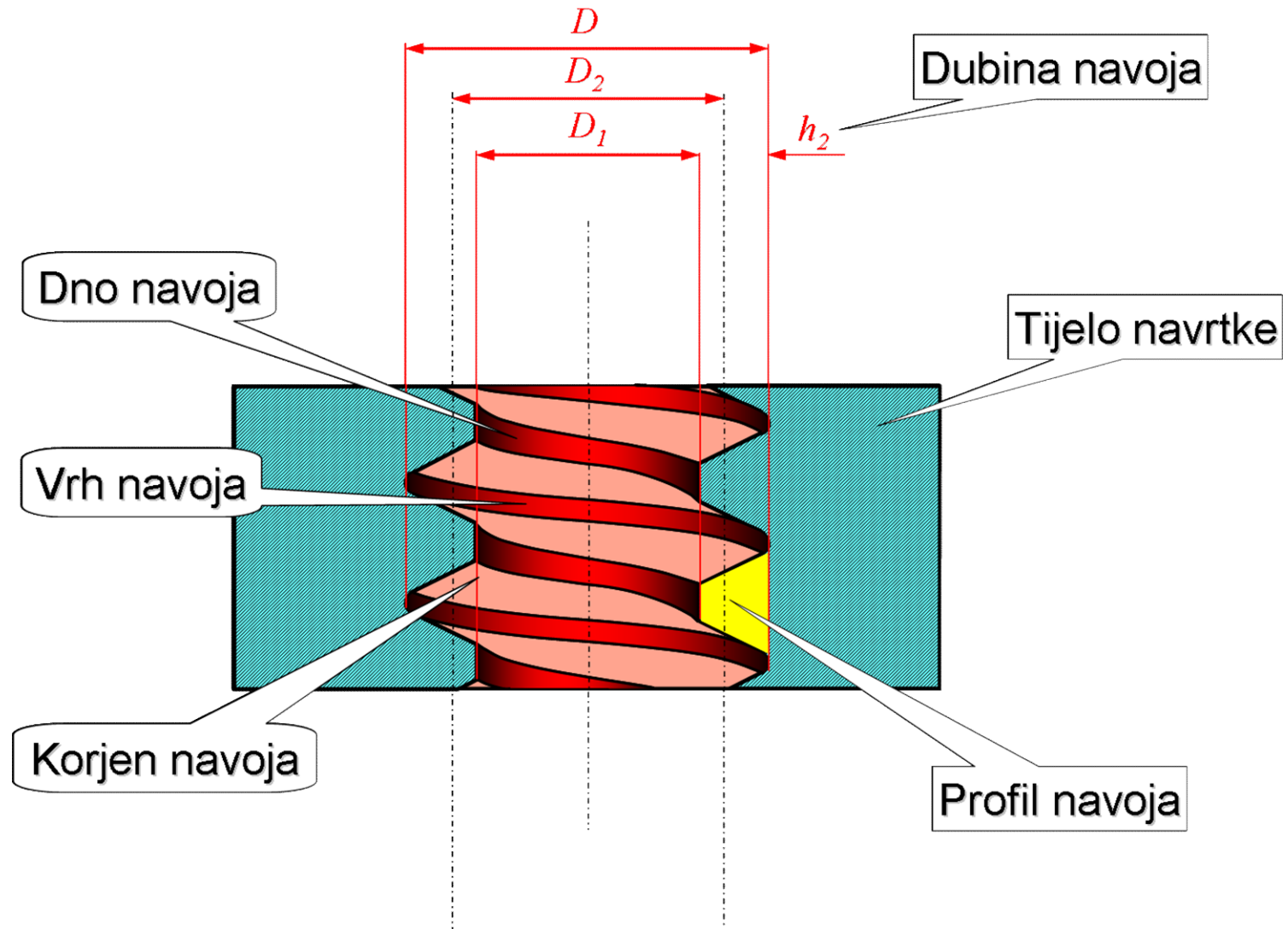
Navoj može biti formiran:

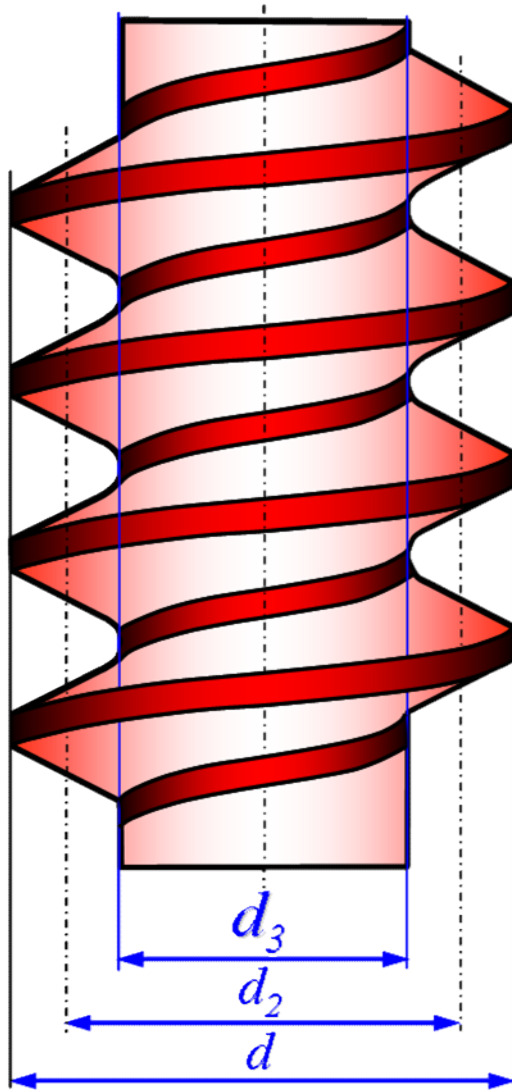
- Sa spoljašnje strane cilindra (spoljašnji navoj)
- Sa unutrašnje strane cilindra (unutrašnji navoj)

Spoljašnji navoj



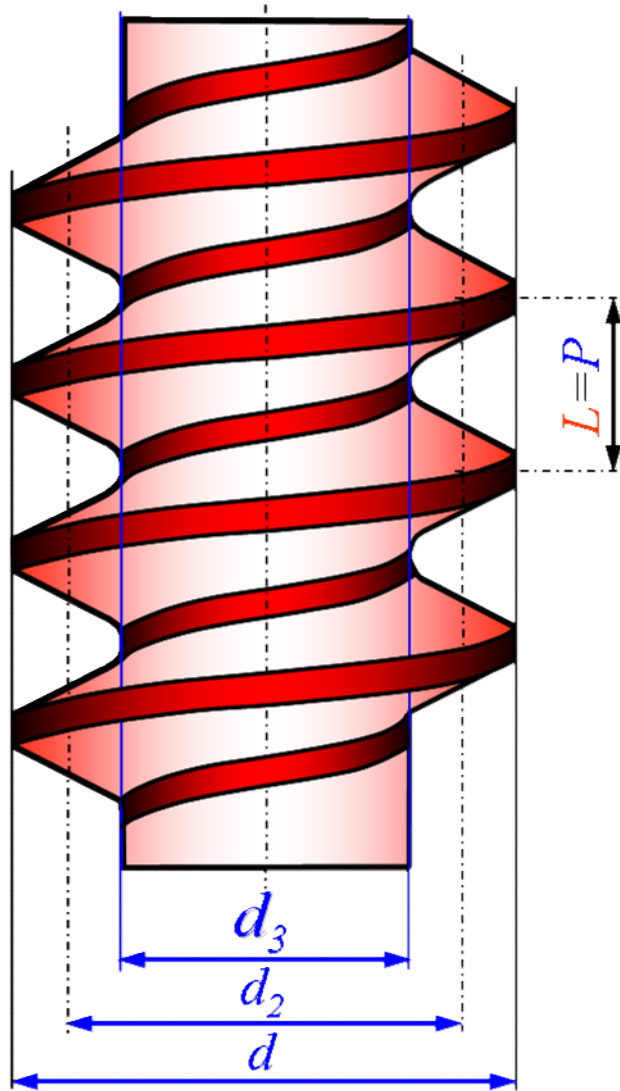
Unutrašnji navoj





- d, D – prečnik velikog cilindra
- d_1, D_1 – prečnik malog cilindra
- h_1, h_2 – dubina navoja
- P – korak navoja
- φ – ugao uspona koji se definiše na srednjem prečniku $D_2=d_2$

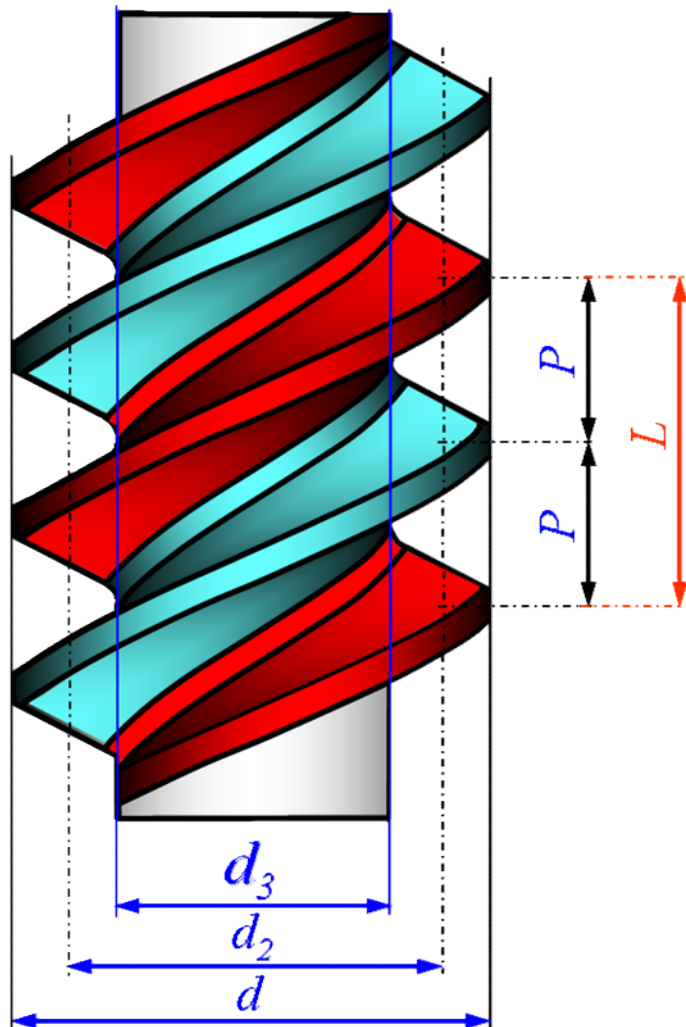
$$\tan \varphi = \frac{L}{d_2 \cdot \pi}$$



Navoj može biti:

- Jednostruki ili jednohodi navoj ukoliko su hod i korak navoja jednaki

$$L=P$$

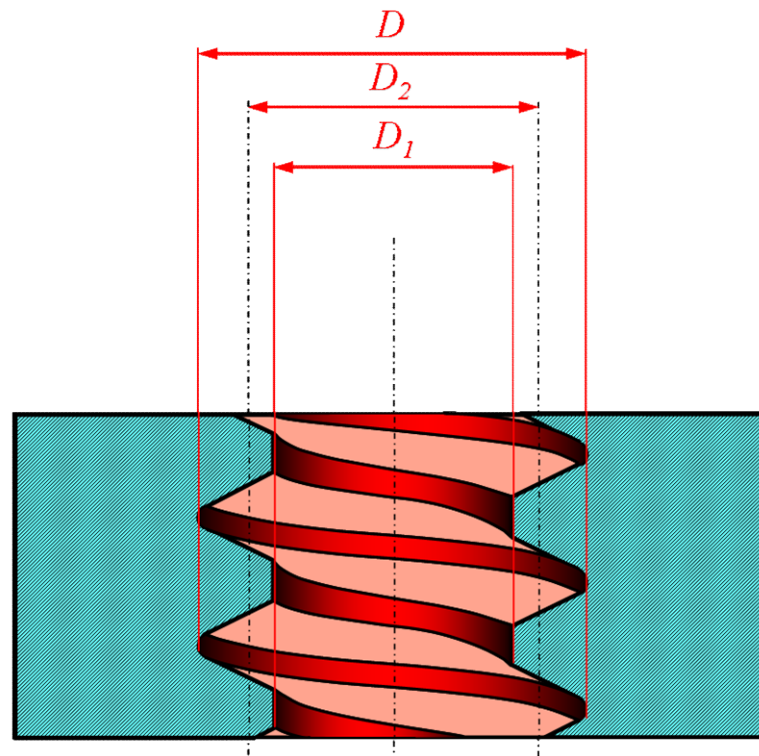
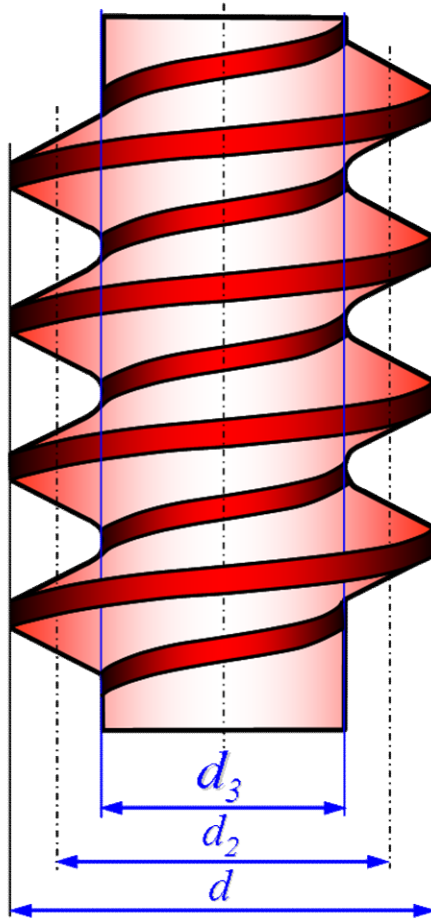


- Višestruki ili višehodi navoj ukoliko je hod navoja dva ili više puta veći od koraka navoja

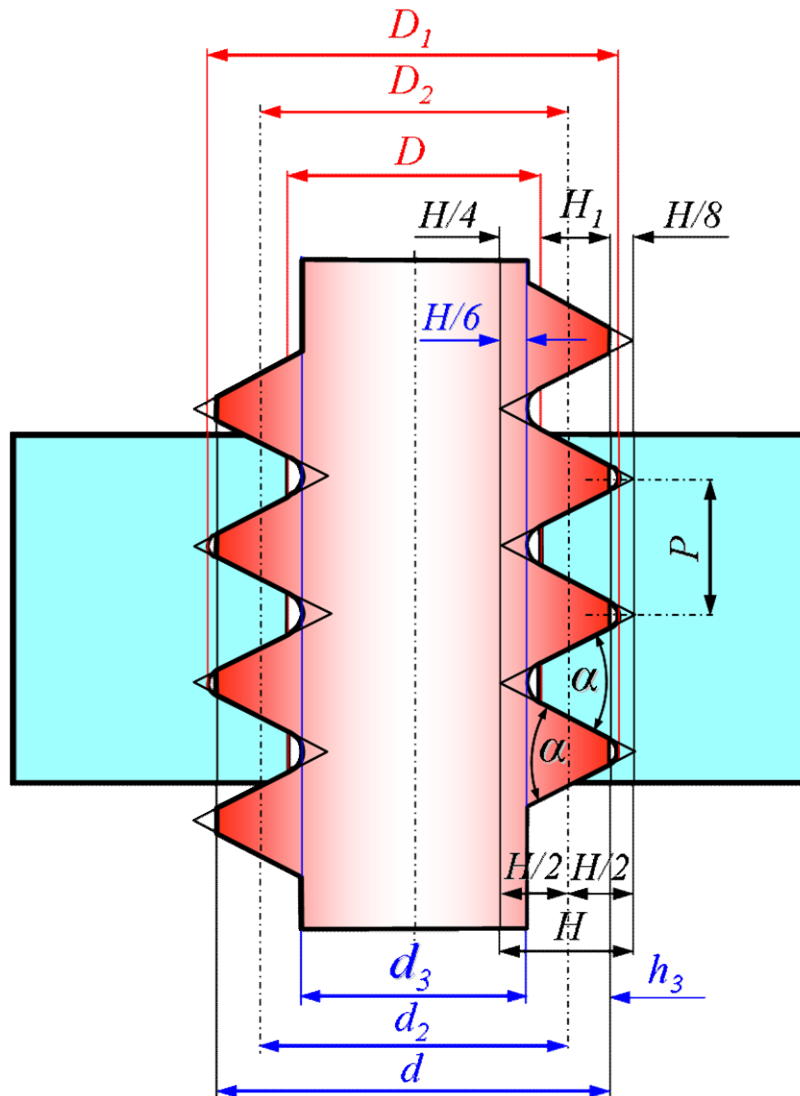
$$L=z \cdot P$$

- U primjeni su po pravilu jednehodi navoji. Višehodi navoji se koriste samo u izuzetnim slučajevima.

Navojni par predstavlja spoj jednog spoljašnjeg i jednog unutrašnjeg navoja ostvaren kontaktom njihovih bokova.



Navojni par

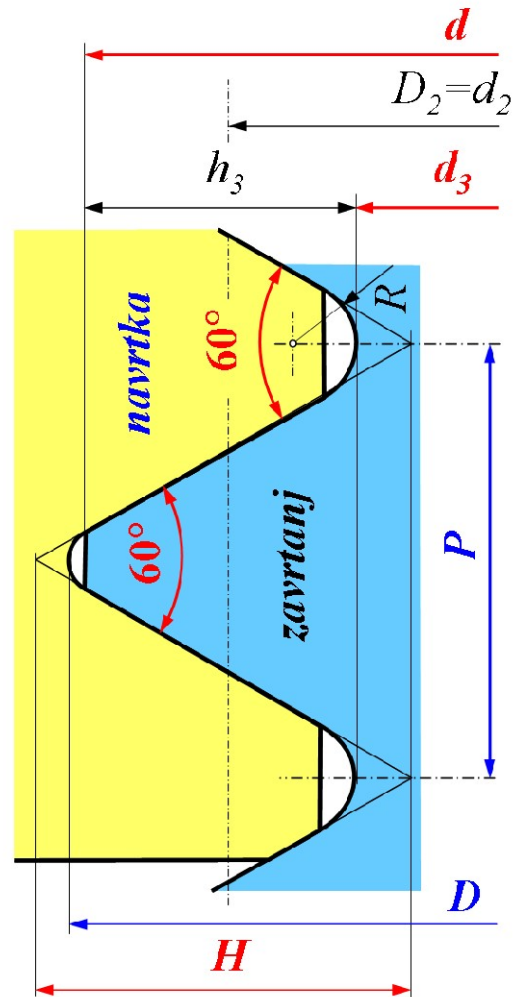


Dubina nošenja navoja

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2}$$

Navojni par je moguće formirati ukoliko spoljašnji i unutrašnji navoj ispunjavaju sledeće uslove:

- Isti profil navoja
- Isti nazivni prečnik navoja $d=D$
- Isti srednji prečnik navoja $d_2=D_2$
- Isti korak navoja P

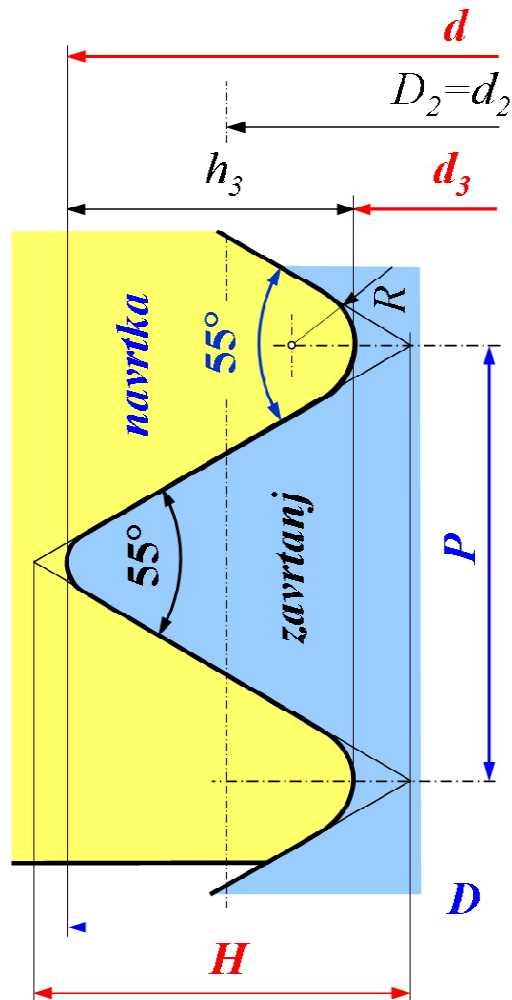


Metrički navoj

- Teorijski profil metričkog navoja oblikom odgovara jednakostraničnom trouglu
- Stvarni profil metričkog navoja odstupa od teorijskog profila usled skraćivanja vrha profila i zaobljavanje korjena navoja

- Osnovni profil navoja vijaka sa metričkim navojem je standardizovan prema ISO 261, a dimenzije navoja prema ISO 724
- Razlikuje se normalni i fini metrički navoj
- Normalni metrički navoji se najviše koriste u opštem mašinstvu, a prije svega kod vijaka i navrtki.
- Normalni metrički navoji se označavaju slovom M i veličinom nominalnog prečnika navoja d u milimetrima, npr. M20

- Fini metrički navoji se koriste u slučajevim kada se traži što manje slabljenje elemenata vijčanog spoja, velika sigurnost od odvrtanja, mali i tačni pomaci vijka ili navrte u aksijalnom smjeru
- Fini metrički navoji se, dodatno, označavaju i veličinom koraka P u milimetrima, npr. M20x1.5
- Ukoliko se radi o lijevom metričkom navoju, oznaci navoja se dodaje i međunarodna oznaka LH (engleski *left-hand*), npr. M20x1.5 LH

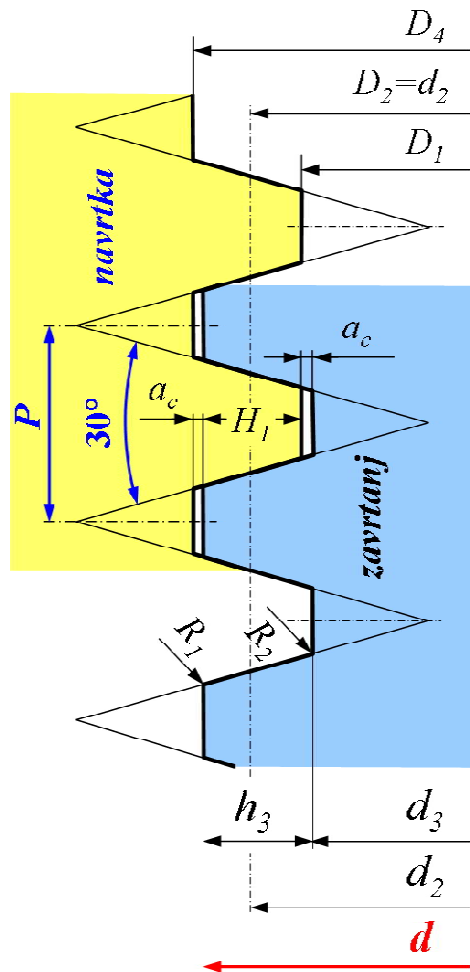


Cijevni navoj (Whithworth-ov cijevni navoj)

- Teorijski profil cijevnog navoja oblikom odgovara jednakokrakom trouglu čiji kraci grade ugao $\alpha = 55^\circ$
- Stvarni profil cijevnog navoja odstupa od teorijskog profila usled zaobljavanja vrha i korjena navoja

- Profil cijevnog navoja je standardizovan prema ISO 228, DIN 2999 i DIN 3858
- Zbog mogućnosti dobrog zaptivanja koristi se za spajanje cijevi vodovodnih i plinskih instalacija, kao i raznih armatura
- Cijevni navojni par čine:
 - Konusni spoljašnji navoj (konus 1:16) i
 - Cilindrični unutrašnji navoj

- Hermetičnost spoja ostvarenog cijevnim navojem postiže se:
 - Presovanim sklopom unutrašnjeg i spoljašnjeg navoja
 - Ubacivanjem zaptivnog sredstva između bokova navojnog para
- Cijevni navoji se označavaju slovom R i veličinom nominalnog prečnika navoja d u inčima (colima) , npr. $R1/2''$

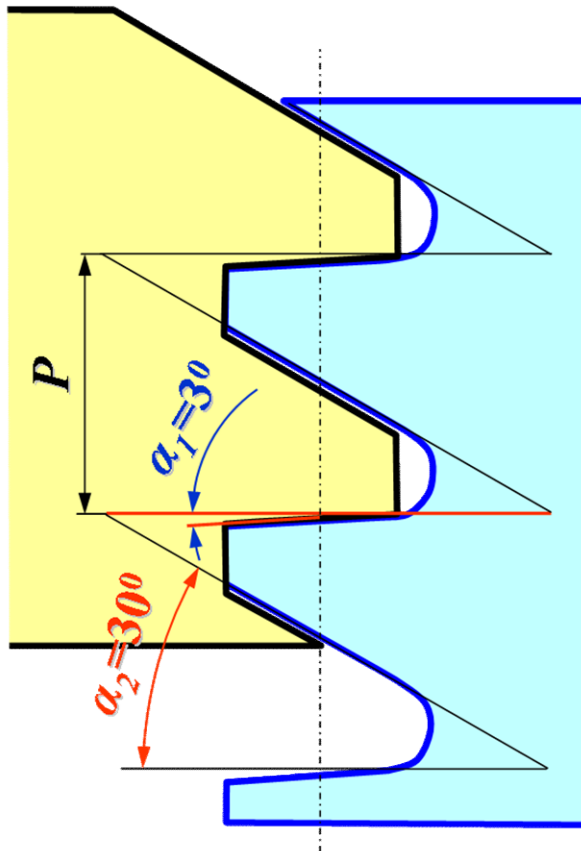


Trapezni navoj

- Teorijski profil trapeznog navoja oblikom odgovara jednakokrakom trouglu čiji kraci grade ugao $\alpha=30^\circ$
- Stvarni profil trapeznog navoja odstupa od teorijskog profila usled skraćivanja vrha i korjena navoja usled čega oblikom odgovara trapezu

- Profil trapeznog navoja je standardizovan prema ISO 2901, a osnovne dimenzije prema ISO 2902 i DIN 103
- Trapezni navoj zamjenjuje nekad često korišten kvadratni navoj, jer se zbog automatskog centriranja vijak sa trapeznim navojem lakše pomiče nego vijak sa kvadratnim navojem
- Najviše se koristi za pokretne navojne spojeve, npr. vretena kod dizalica, presa, alatnih mašina...

- U navojnim spojevima se koriste samo kod naročito opterećenih vijačanih spojeva ili kod vijčanih spojeva koji se često demontiraju (trapezni navoji se manje troše)
- Trapezni navoji se označavaju slovima Tr, veličinom nominalnog prečnika navoja d i veličinom koraka navoja P u milimetrima , npr. Tr20x4

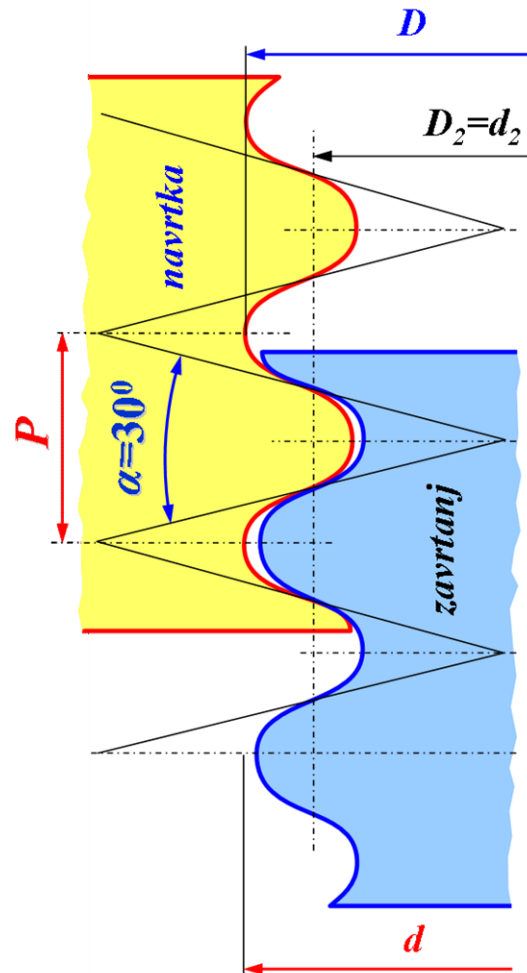


Kosi navoj

- Teorijski profil kosog navoja oblikom odgovara pravougloj trouglu čija kateta i hipotenuza grade ugao $\alpha = 30^\circ$
- Stvarni profil kosog navoja odstupa od teorijskog profila usled velikog skraćivanja vrha i zaobljavanja korjena navoja

- Profil kosog navoja je standardizovan prema DIN 513
- Trenje kod kosog navoja je značajno manje, a dodirna površina i nosivost navoja značajno veća nego kod trapeznog navoja
- Najviše se koristi za pokretne navojne spojeve, npr. vretena kod dizalica, presa, alatnih mašina koja tokom eksploatacije rade neprekidno i izložena su jednosmjerno promjenljivom aksijalnom opterećenju

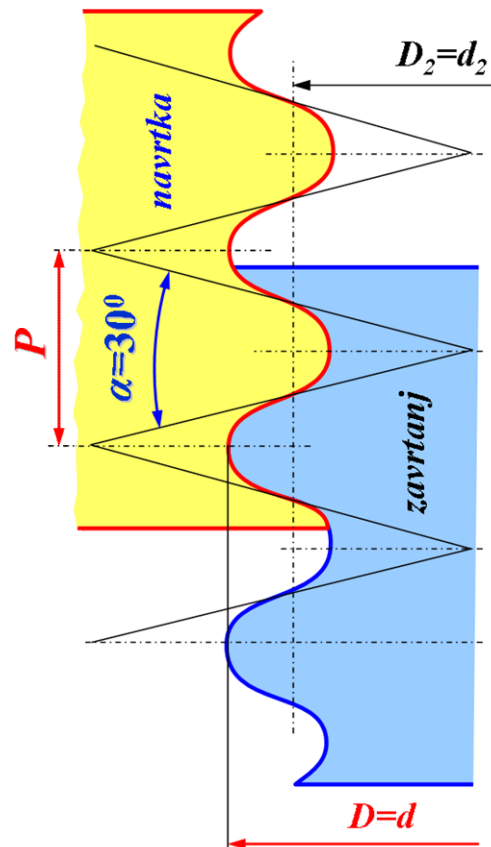
- Kosi navoji se označavaju slovom S , veličinom nominalnog prečnika navoja d i veličinom koraka navoja P u milimetrima , npr. $S20 \times 4$



Obli navoj

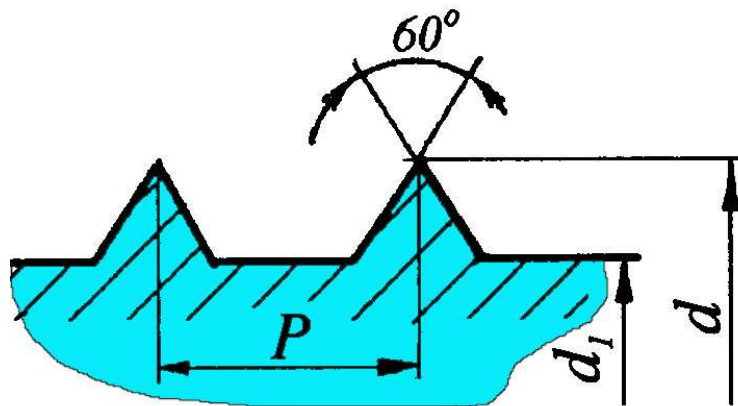
- Teorijski profil oblog navoja oblikom odgovara jednakokrakom trouglu čiji kraci grade ugao $\alpha = 30^\circ$
- Stvarni profil oblog navoja odstupa od teorijskog profila usled velikog zaobljavanja vrha i korjena navoja

- Dodirna površina oblog navoja je značajno smanjena, a tjemeni zazor značajno povećan u odnosu na druge vrste navoja
- Najviše se koristi u uslovima lake pokretljivosti, smanjene nosivosti i prljave radne sredine jer se nečistoće zbog velikog tjemelog zazora ne zadržavaju u navojnom spoju, npr. kod spojnica željezničkih vagona
- Obli navoji se označavaju slovima Rd, veličinom nominalnog prečnika navoja d i veličinom koraka navoja P u inčima (colima) , npr. Rd20x1/8”



Obli elektro navoj (Edison-ov navoj)

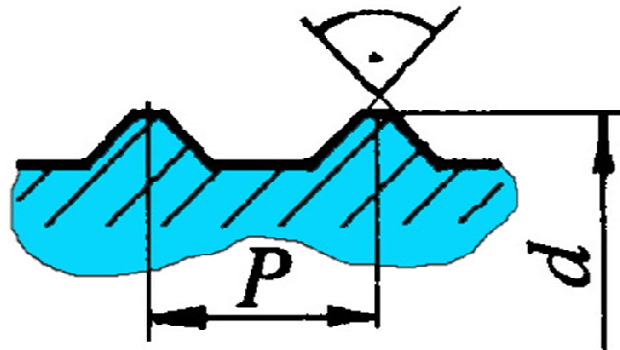
- Koristi se kod električnih sijalica, sijaličnih grla i električnih osigurača
- Obli elektro navoj se označava slovom E i veličinom nominalnog prečnika navoja d u milimetrima, npr. E20



Navoj za drvo

- Povećan korak
- Mala dubina
- Oštre ivice sa uglom profila $\alpha=60^\circ$
- Pri ugradnji sam urezuje navoj u drvetu





Navoj za lim

- Povećan korak
- Tjeme navoja ne malo zasječeno
- Oštre ivice sa uglom profila $\alpha=90^\circ$



- Vijci i navrtke se najčešće izrađuju od:
 - Konstrukcionih čelika
 - Čelika za poboljšanje
- Oznake materijala za vijke i navrtke su standardizovane prema ISO 898 i EN 20898

- Oznake materijala za vijke i navrtke se sastoje od dva broja razdvojena tačkom, npr. 6.8

- Ukoliko se prvi broj u oznaci materijala vijka ili navrtke pomnoži sa 100 dobija se zatezna čvrstoća materijala u N/mm^2 , npr.

$$R_m = 6 \cdot 100 = 600 \text{ N/mm}^2$$

- Proizvod prvog i drugog broja u oznaci materijala vijka ili navrtke pomnožen sa 10 daje granicu tečenja materijala u N/mm^2 , npr.

$$R_e = 6 \cdot 8 \cdot 10 = 480 \text{ N/mm}^2$$

Kao osiguranje od samoodvrtanja vijčane veze primjenjuju se različita konstrukciona rješenja zasnovana na ugradnji dodatnih sigurnosnih elemenata.

Elastični sigurnosni elementi:

- Elastično se deformišu u toku ostvarivanja veze i na taj način kompnezuju eventualne trajne deformacije veze
- Postavljaju se između navrtke, odnosno, glave vijka i spojenih dijelova
- Primjenjuju se kod vijaka izrađenih od materijala nižeg kvaliteta (do kvaliteta 5.6)

Prstenasta elastična podloška

- DIN 127, DIN 128
- Izrađena od čelika za opruge



Opružna podloška

- DIN 137
- Izrađena od čelika za opruge
- Male debljine, talasasto savijena



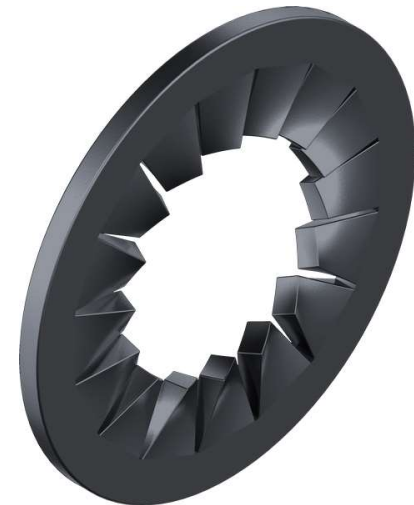
Zupčasta elastična podložka

- DIN 6797
- Zupci se u toku montaže elastično deformišu



Lepezasta elastična podložka

- DIN 6798
- Zupci se u toku montaže elastično deformišu



Kinematski sigurnosni elementi:

- Sprečavaju samoodvrtanje navrtke, odnosno, vijka svojim oblikom
- Primjenjuju se kod vijaka izrađenih od materijala nižeg i srednjeg kvaliteta (do kvaliteta 8.8)

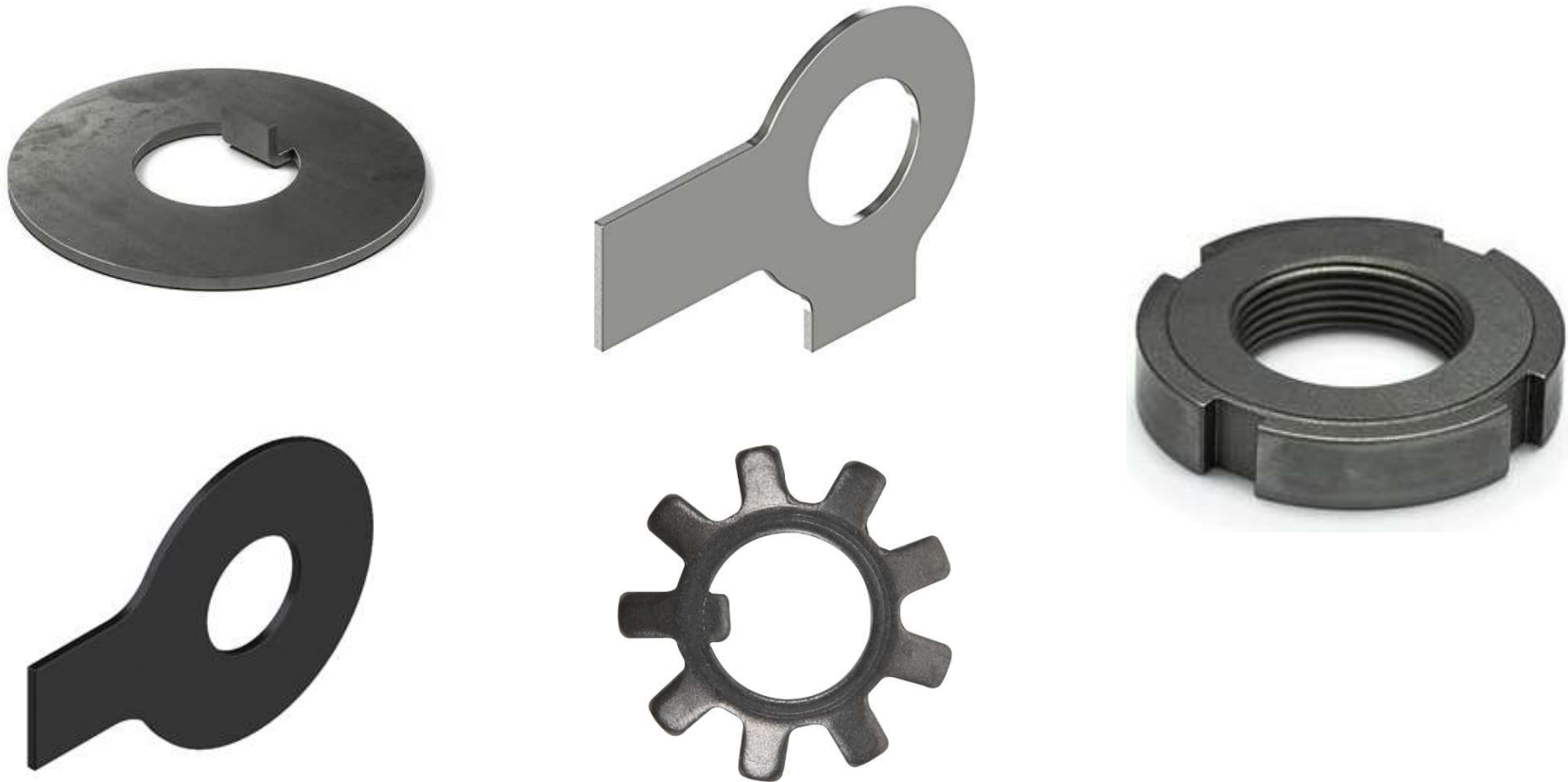
Krunasta navrtka

- DIN 935
- Sprečava samoodvrtanje pomoću rascjepke ili čivije postavljene kroz poprečni otvor u zavrtnju



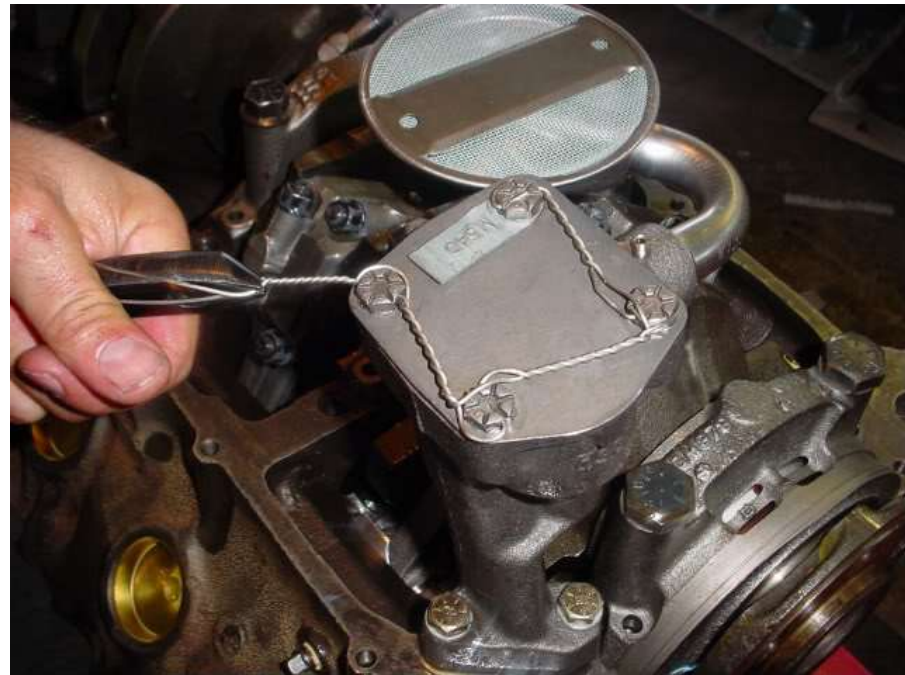
Sigurnosna podložna pločica od lima

- Pločica se po ostvarivanju veze savija



Osiguranje pomoću žice

- Sigurnosna žica se provlači kroz poprečni otvor na glavi dva ili više vijaka nakon čega se krajevi žice spajaju



Dinamički sigurnosni elementi:

- Povećavaju radijalni ili aksijalni pritisak u navoju tokom pritezanja
- Istovremeno povećavajući silu trenja u navojnom spoju čim se sprečava samoodvrtanje

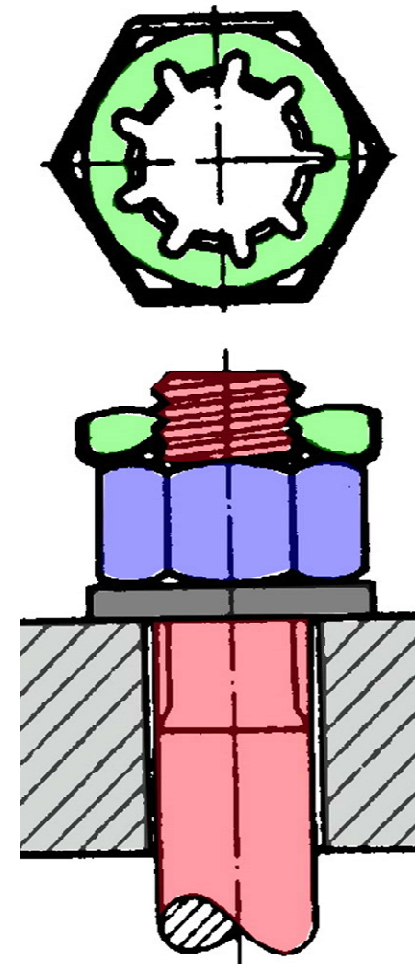
Ugradnja dvije navrtke

- Donja navrtka služi kao osigurač
- Gornja navrtka služi za ostvarivanje veze
- Pritezanjem jedne navrtke u odnosu na drugu se postiže stalna sila u navojnom spoju nezavisno od sile u vijku



Dodatna navrtka od čelika za opruge

- Navrtka je od lima sa radijalnim zupcima umjesto navoja
- Uvrće se nakon obične navrtke
- Zupci navrtke se deformišu i prilagođavaju obliku navoja



Navrtka sa sigurnosnim prstenom od poliamida

- Prsten od poliamida se ubacuje u poseban žljeb u gornjem dijelu navrtke
- Pri ostvarivanju veze prsten se elastično deformiše formirajući čvrsto nalijeganje

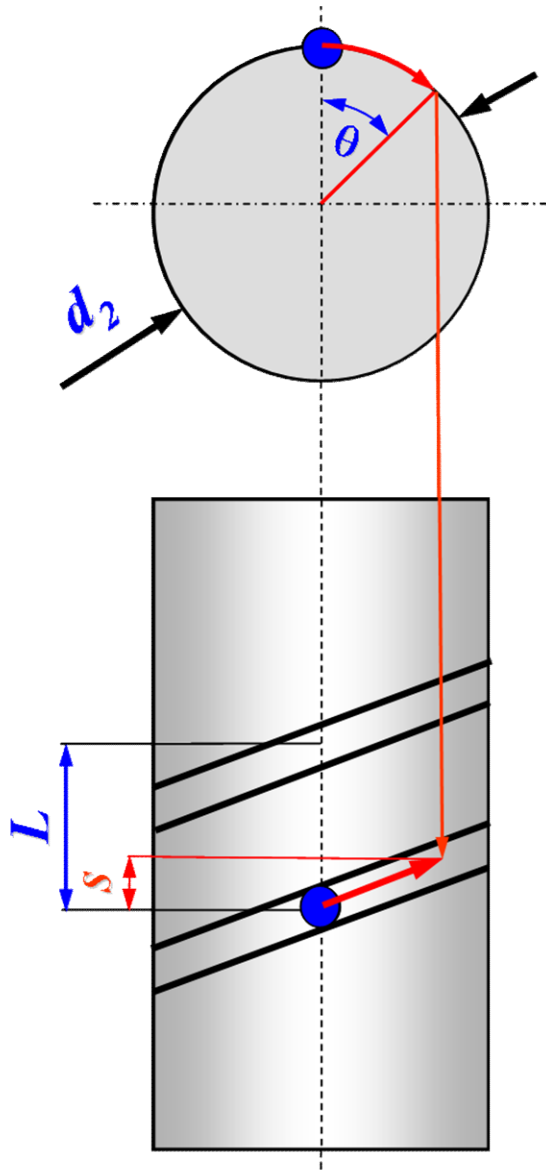


Blokirajući ozubljeni vijci:

- Vijci na unutrašnjoj strani glave imaju zupce
- Zupci su postavljeni tako da pri ostvarivanju veze zahvataju spojene dijelove
- Primjenjuju se kod spajanja dijelova izrađenih od mekših materijala

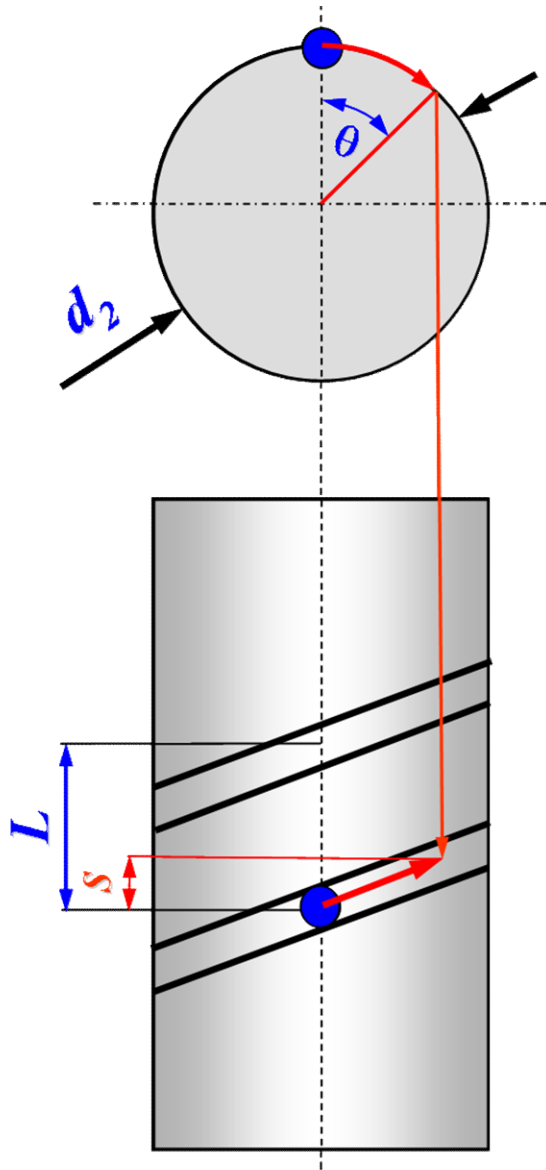


Elementi navojnog para vrše **zavojno kretanje** koje se sastoji od njihove istovremene rotacije oko i translacije duž uzdužne osne navojnog para.



Zavojno kretanje koje vrše elementi navojnog para dovodi do toga da:

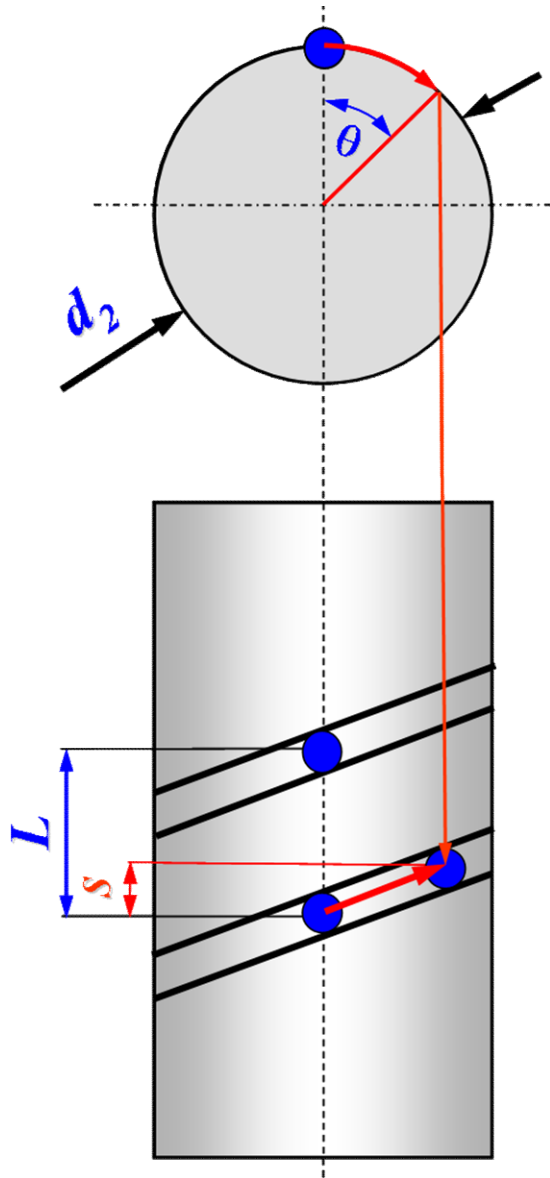
- Puni obrtaj elementa navojnog para oko ose navoja za ugao $2 \cdot \pi$
- Odgovara njegovom pomjeranju duž ose navoja za veličinu hoda navoja L



U opštem slučaju:

- Obrtaju elementa navojnog para oko ose navoja za ugao θ
- Odgovara njegovo pomjeranje duž ose navoja za veličinu s

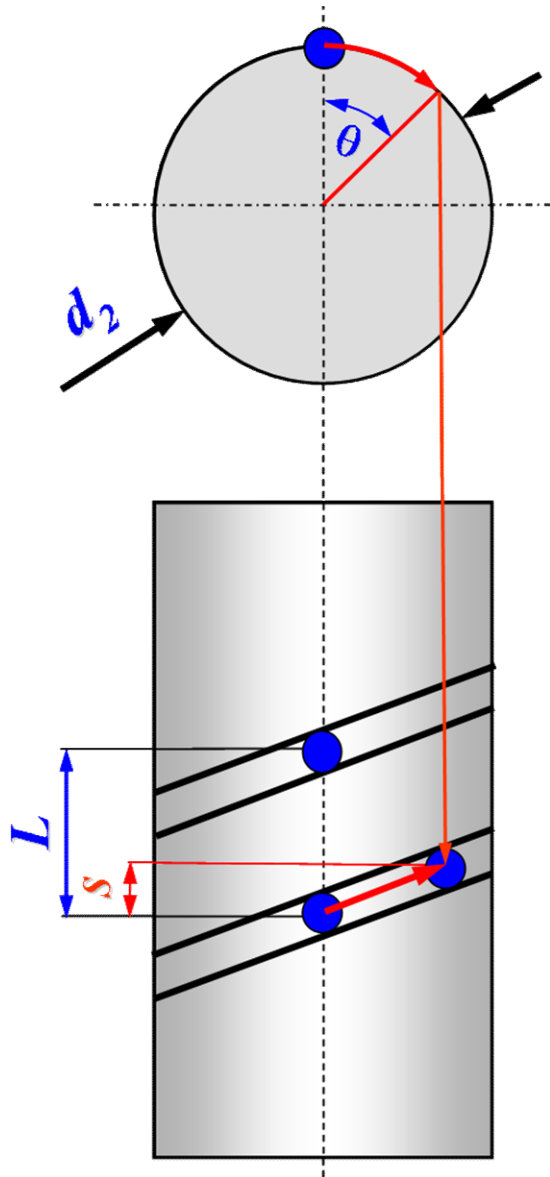
Mašinski elementi: Kinematika navojnih parova



$$\begin{array}{l} L \rightarrow 2 \cdot \pi \\ s \rightarrow \theta \end{array}$$

$$s : \theta = L : 2 \cdot \pi$$

$$s = \frac{\theta}{2 \cdot \pi} \cdot L$$

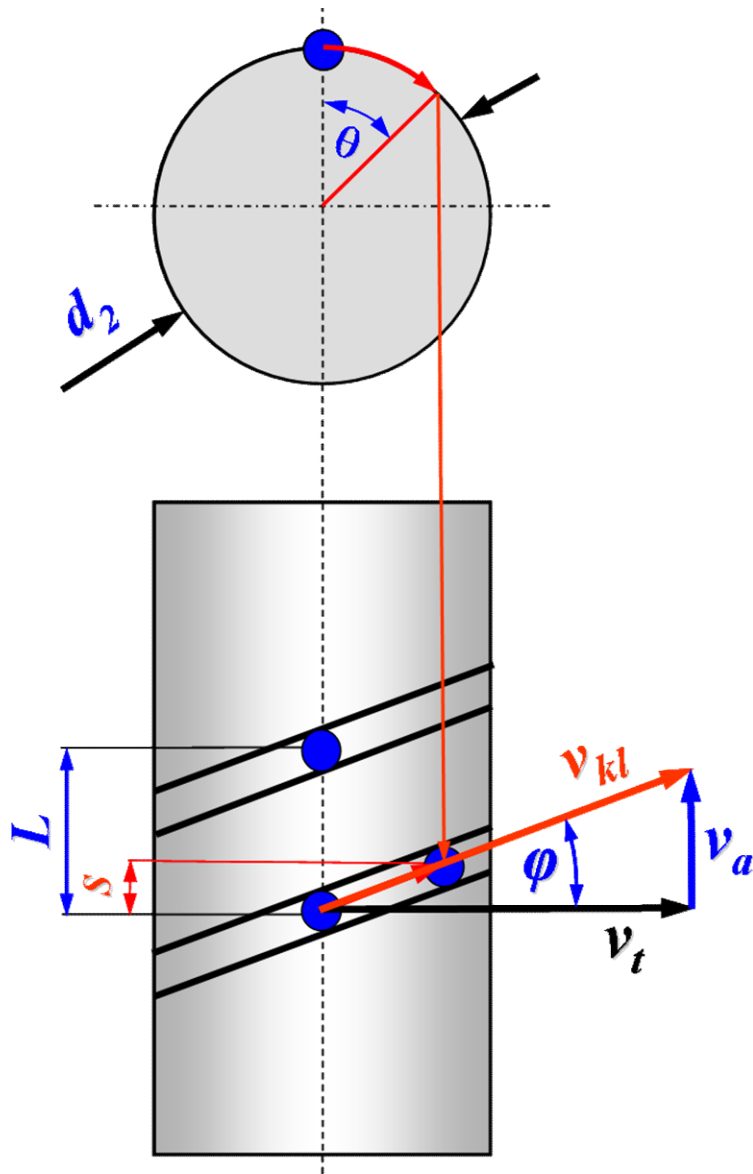


$$s = \frac{\theta}{2 \cdot \pi} \cdot L$$

$$L = d_2 \cdot \pi \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

$$s = \theta \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

Mašinski elementi: Kinematika navojnih parova



$$\frac{ds}{dt} = \frac{d\theta}{dt} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

$$\frac{ds}{dt} = v_a$$

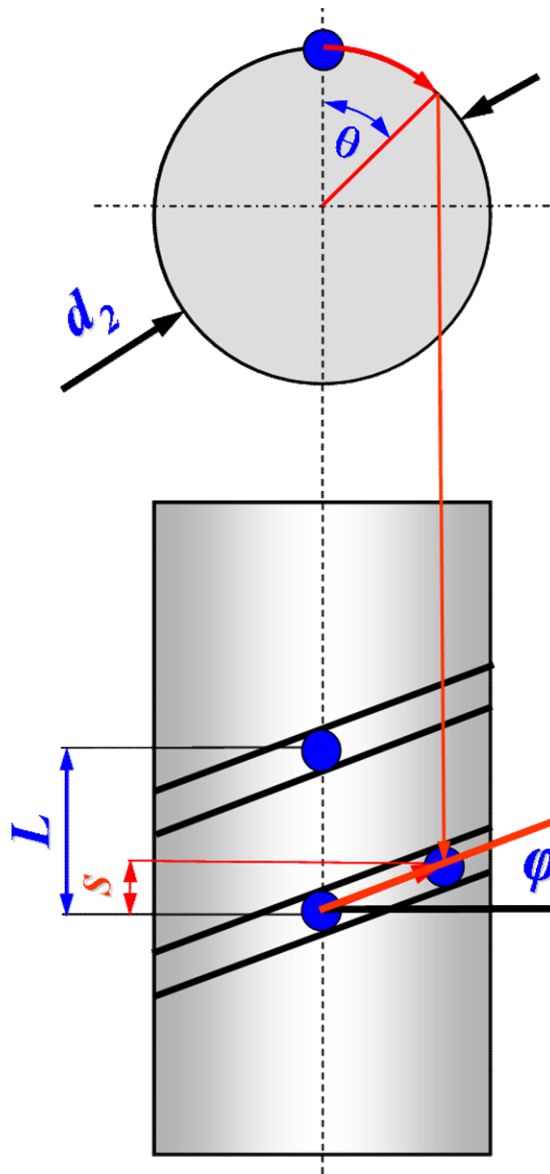
$$\frac{d\theta}{dt} = \omega$$

$$v_t = \omega \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$\rightarrow v_a = v_t \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

$$v_{kl} = \sqrt{v_t^2 + v_a^2}$$

Mašinski elementi: Kinematika navojnih parova



$$s = \frac{\theta}{2 \cdot \pi} \cdot L$$

$$\frac{ds}{dt} = \frac{d\theta}{dt} \cdot \frac{L}{2 \cdot \pi}$$

$$v_a = \omega \cdot \frac{L}{2 \cdot \pi}$$

$$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi}$$

$$v_a = n \cdot L$$

Mašinski elementi: Navojni spojevi

Pitanja:

- Koje su moguće primjene navojnih spojeva;
- Kako se dijele navojnih spojeva u odnosu na pokretnost elemenata spoja;
- Šta karakteriše pokretne navojne spojeve;
- Šta karakteriše nepokretne navojne spojeve;
- Kako se dijele navojni spojevi u odnosu na pravac djelovanja radnog opterećenja;
- Šta je zavojno kretanja, zavojnica i zavojak;
- Koji tipovi zavojnih površina postoje;
- Navedi osnovne elemente geometrije navoja;
- Šta je navojni par;
- Koje vrste navoja postoje, njihova primjenu i način označavanja;
- Koji se materijali koriste za izradu navoja i kako se označavaju;
- Koje su osnovne jednačine kinematike navojnih parova;



ZAHVALJUJEM NA PAŽNJI

MAŠINSKI ELEMENTI

PREDAVANJE VI NAVOJNI SPOJEVI – DIO 2



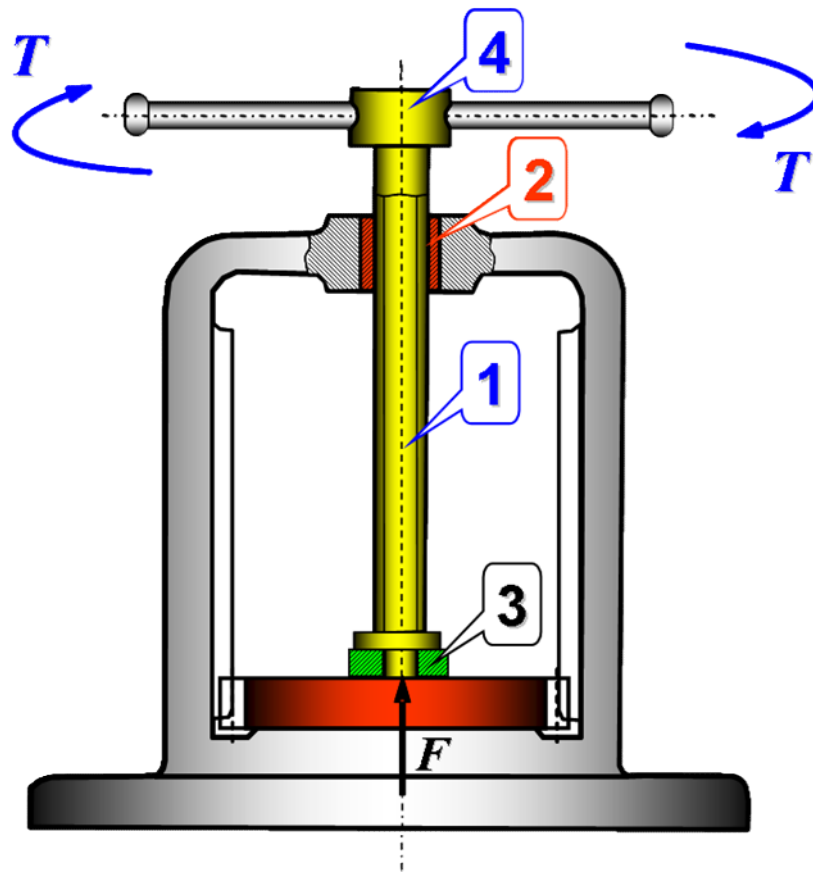
PFK | POMORSKI
FAKULTET
KOTOR

SEMESTAR:	II
HRB Sertifikat:	000826/093216
ISO 9001:2015	
Usaglašeno sa:	IMO Modelom kursa 7.04
Nastavnik:	Prof. dr Janko Jovanović
Saradnik:	mr Draško Kovač

Mašinski elementi: Navojni spojevi

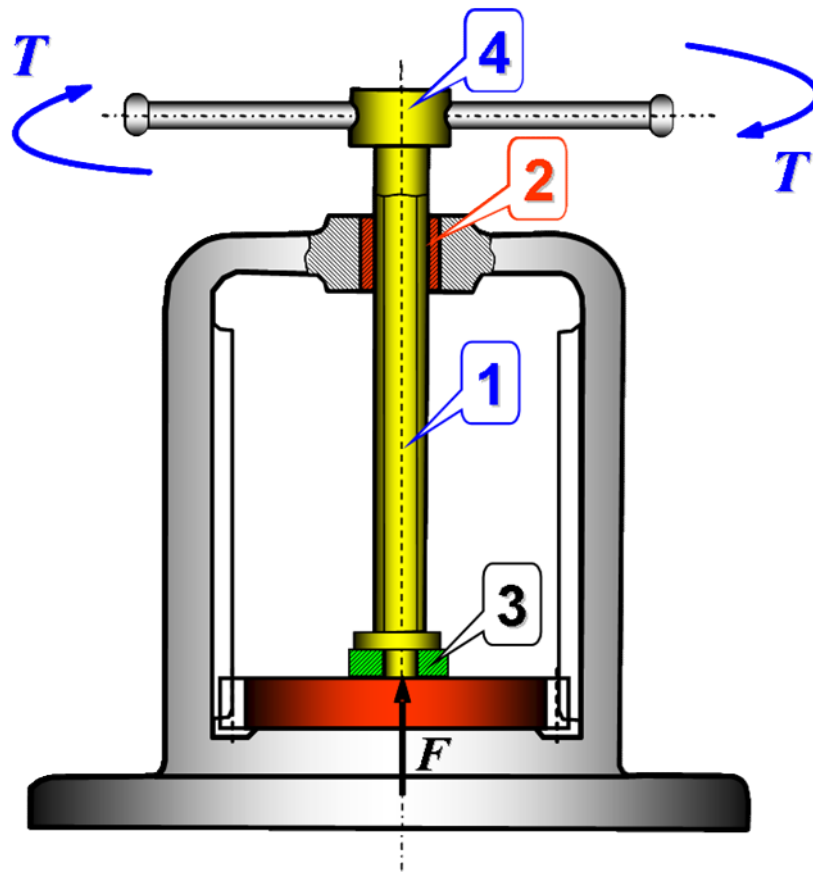
U ovom poglavlju naučićete (specificirati jedan ili više ishoda učenja):

- *Namjenu pokretnih navojnih spojeva;*
- *Šta predstavlja radno opterećenje navojnih prenosnika;*
- *Podjelu navojnih veza;*
- *Osnovne principe pritezanja vijčane veze;*
- *Osnovne elemente deformacionog dijagrama uzdužno opterećene vijčane veze;*
- *Vezi radnog opterećenja, krutosti i deformacija elemenata uzdužno opterećene vijčane veze;*
- *Podjela poprečno opterećenih vijčanih veza;*
- *Osnove proračuna poprečno opterećenih vijčanih veza;*
- *Podjelu grupnih vijčanih veza;*
- *Osnove proračuna grupnih vijčanih veza;*
- *Osnovne principe pravilne montaže grupnih vijčanih veza;*



Pokretni navojni spoj:

- Transformiše obrtni moment u aksijalnu silu.
- Aksijalna sila se preko pritiskivača prenosi na predmet koji se nalazi na radnom stolu prese.

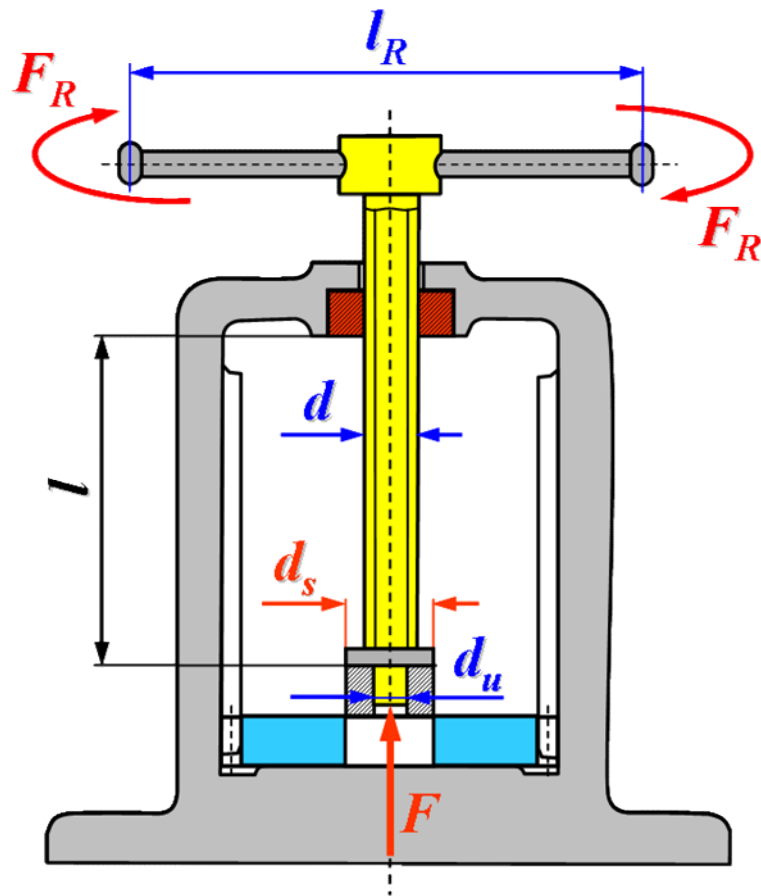


Pokretni navojni spoj čine:

- Navojno vreteno - 1
- Navrtka - 2
- Aksijalni ležaj - 3
- Mjesto na koje djeluje obrtni moment - 4

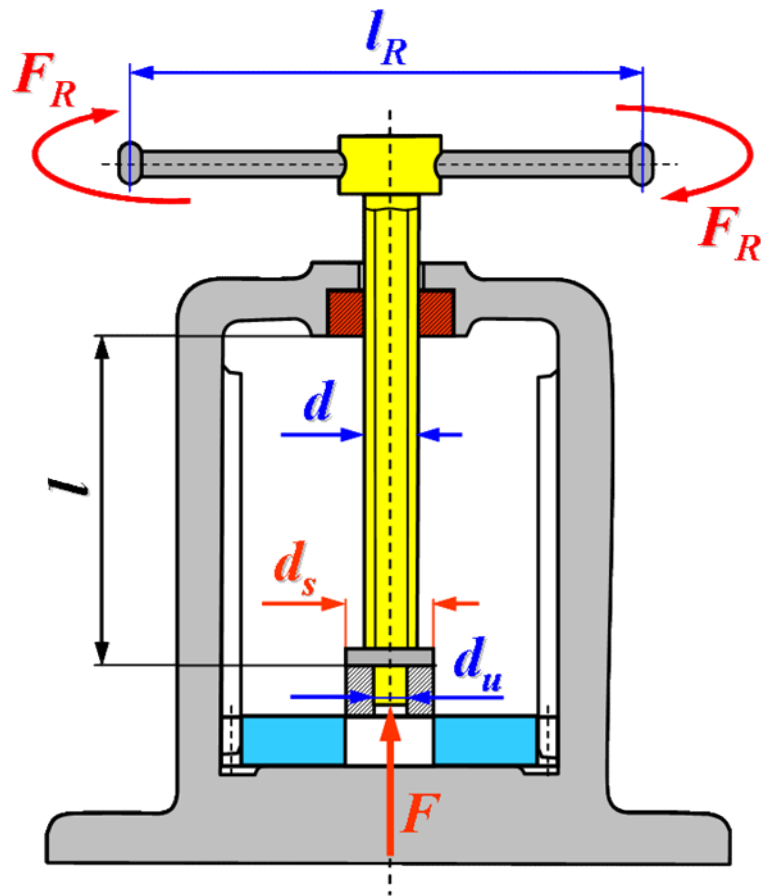
Primjeri pokretnih navojnih spojeva





Obrtni moment, koji se sa ručice prenosi na navojno vreteno prese, savlađuje:

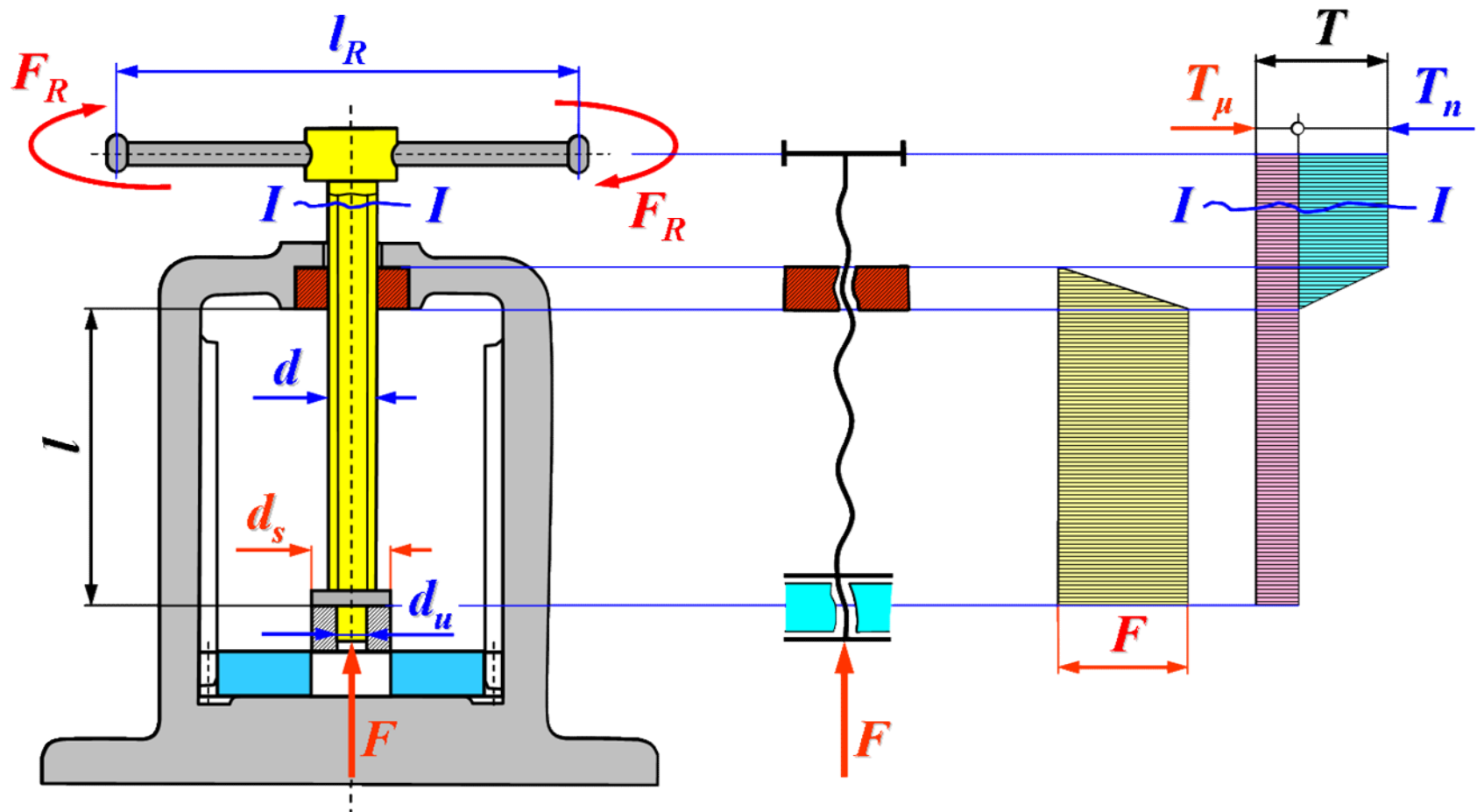
- Otpor trenja na dodirnim površinama navojnog spoja T_n .
- Otpor trenja na dodirnoj površini pritiskivača i glave navojnog vretena T_μ .



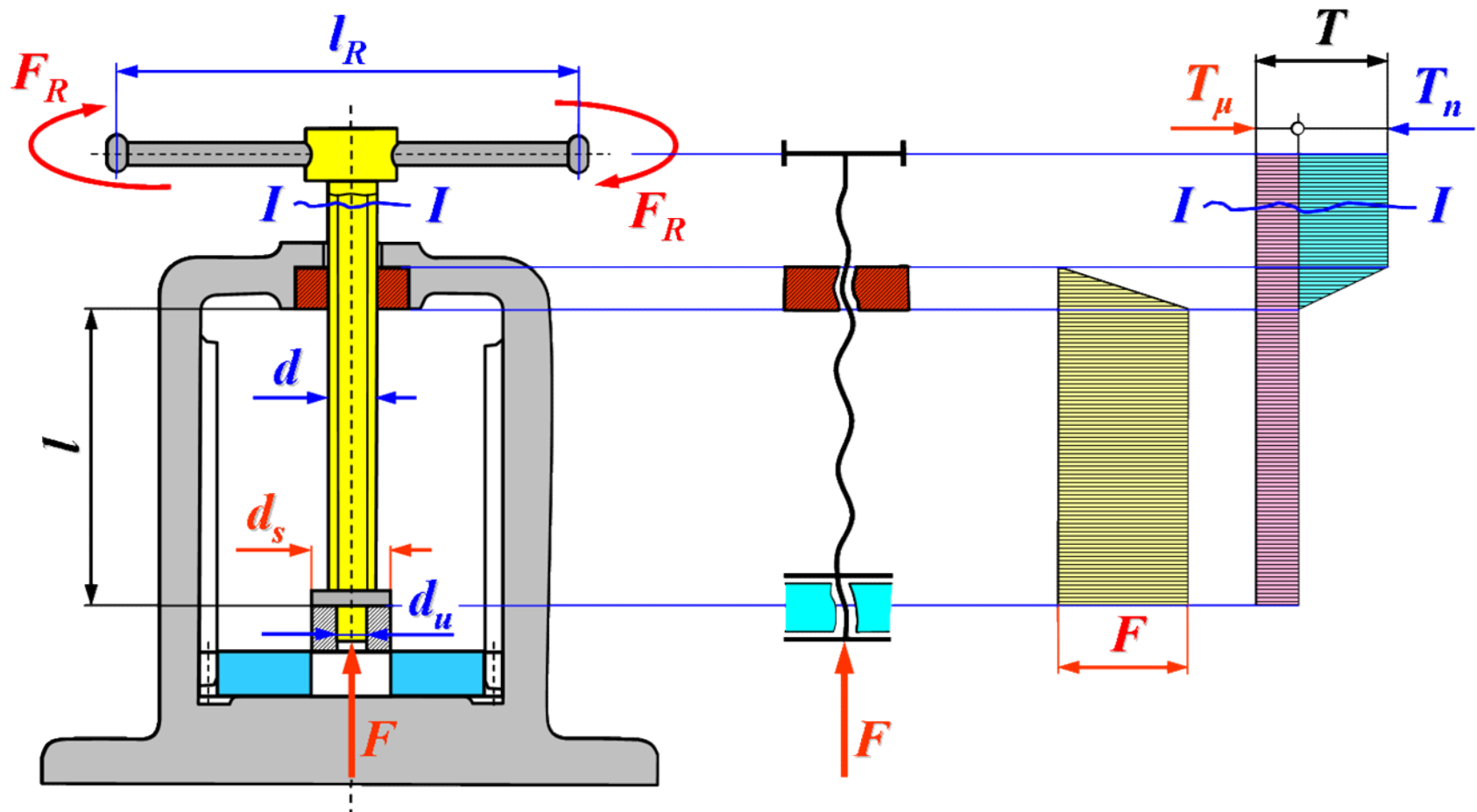
Navojno vreteno je opterećeno na:

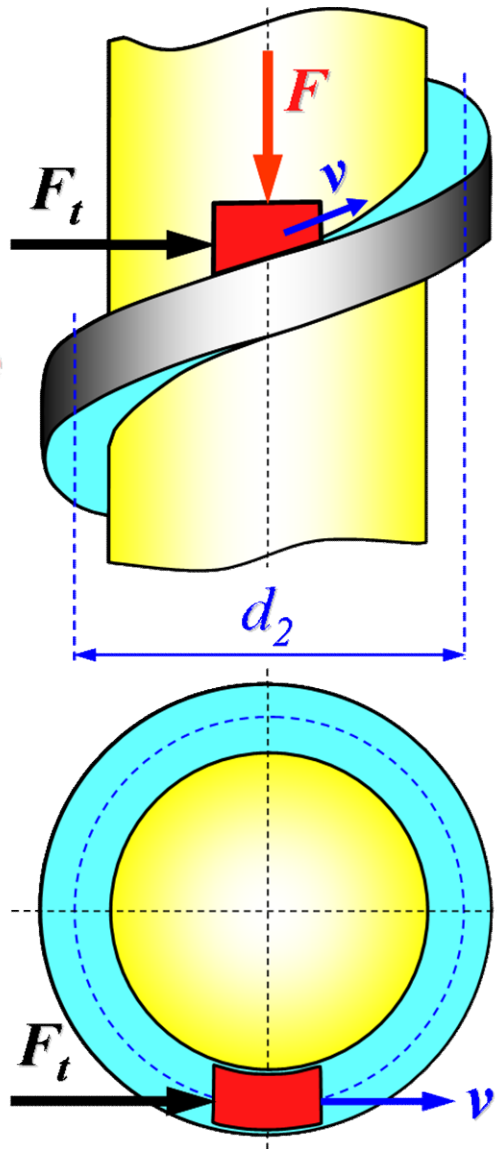
- **Uvijanje** uzrokovano obrtnim momentom koji se dovodi preko ručice.
- **Pritisak** uzrokovao otporom deformaciji predmeta na radnom stolu prese.

Presjek I-I navojnog vretena je opterećen momentom uvijanja $T = T_n + T_\mu$.

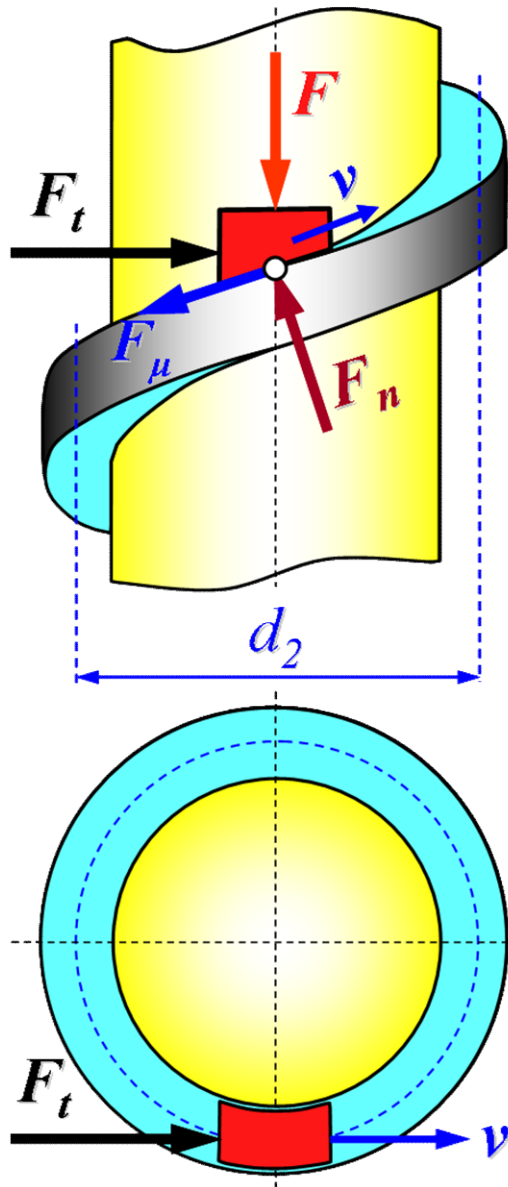


Presjek II-II navojnog vretena je opterećen momentom uvijanja $T=T_{\mu}$ i aksijalnom silom F





- Moment uvijanja koji savlađuje otpor trenja dodirnih površina navojnog spoja T_n je moguće odrediti ukoliko je poznata sila pritiska F .
- Za uspostavljanje ove veze navojni spoj se aproksimira strmom ravni.



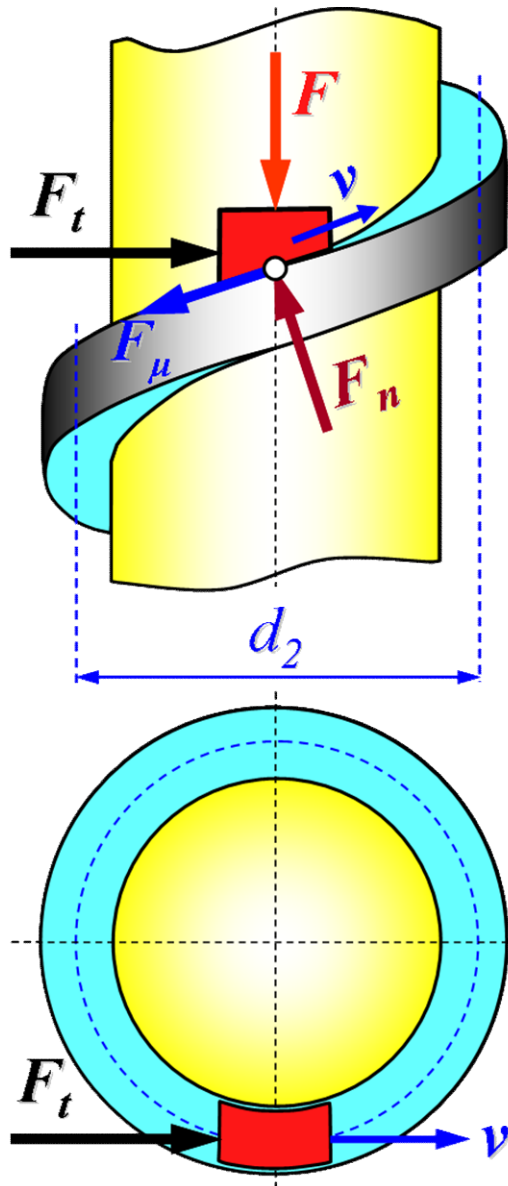
Pojednostavljeni model navojnog spoja obuhvata aktivne sile:

- Sila pritiska prese F
- Obimna sila $F_t = 2 \cdot T_n / d_2$

i reaktivne sile:

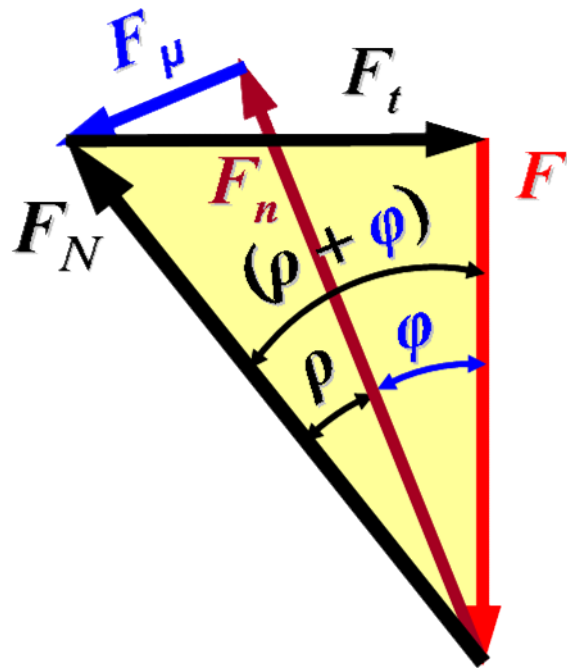
- Normalna sila F_n
- Sila trenja F_μ

Mašinski elementi: Opterećenje pokretnih navojnih spojeva



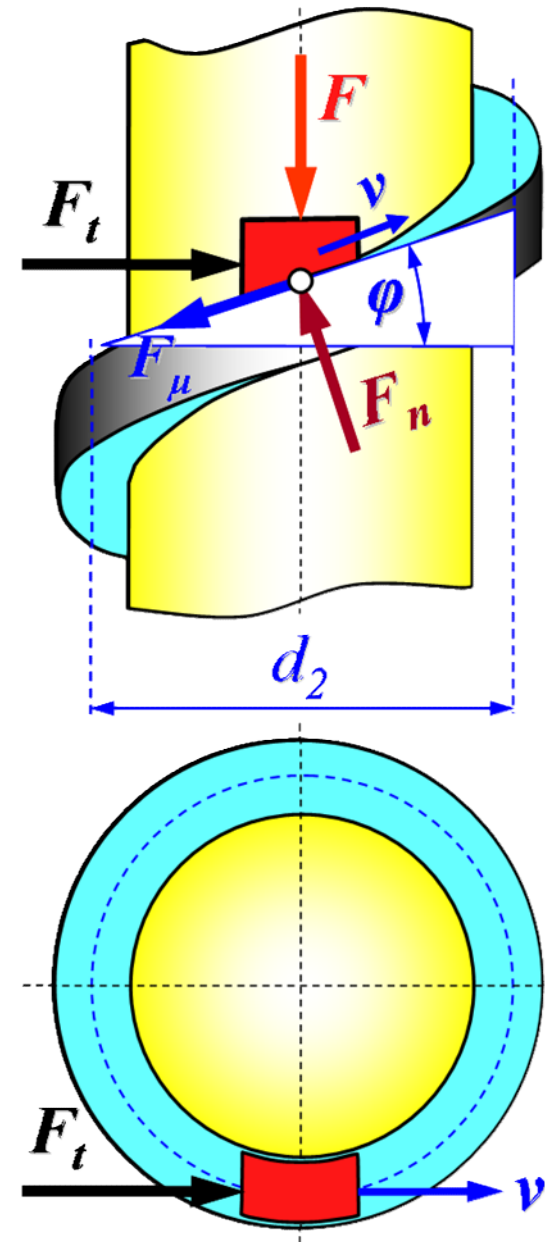
Rezultante aktivnih i reaktivnih sila u navojnom spoju su u ravnoteži.

Mašinski elementi: Opterećenje pokretnih navojnih spojeva

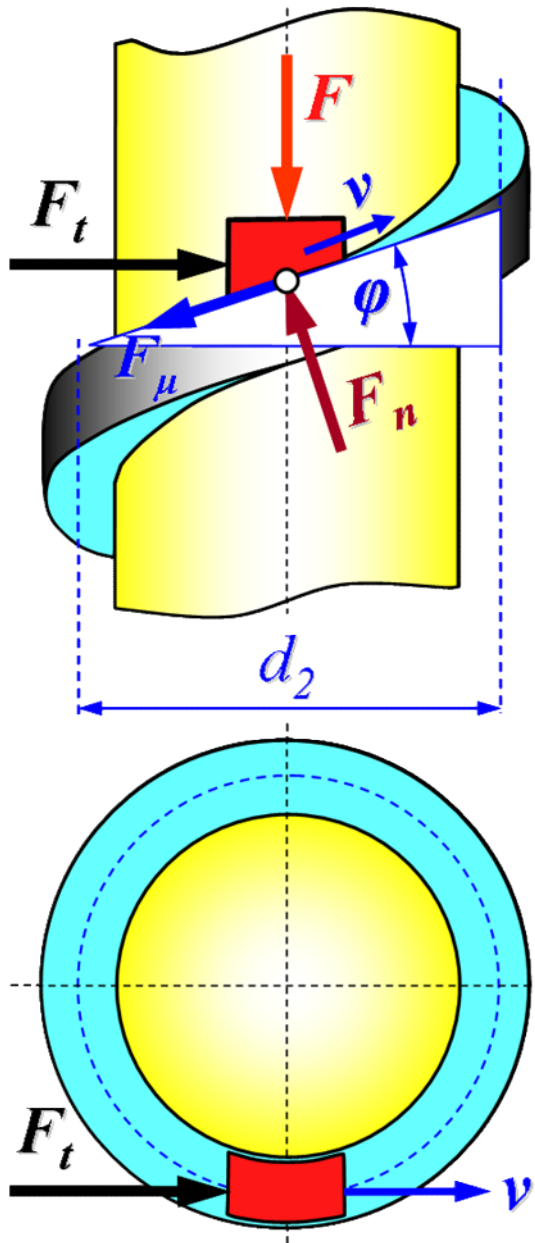


$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho)$$

$$T_n = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho)$$



Mašinski elementi: Opterećenje pokretnih navojnih spojeva

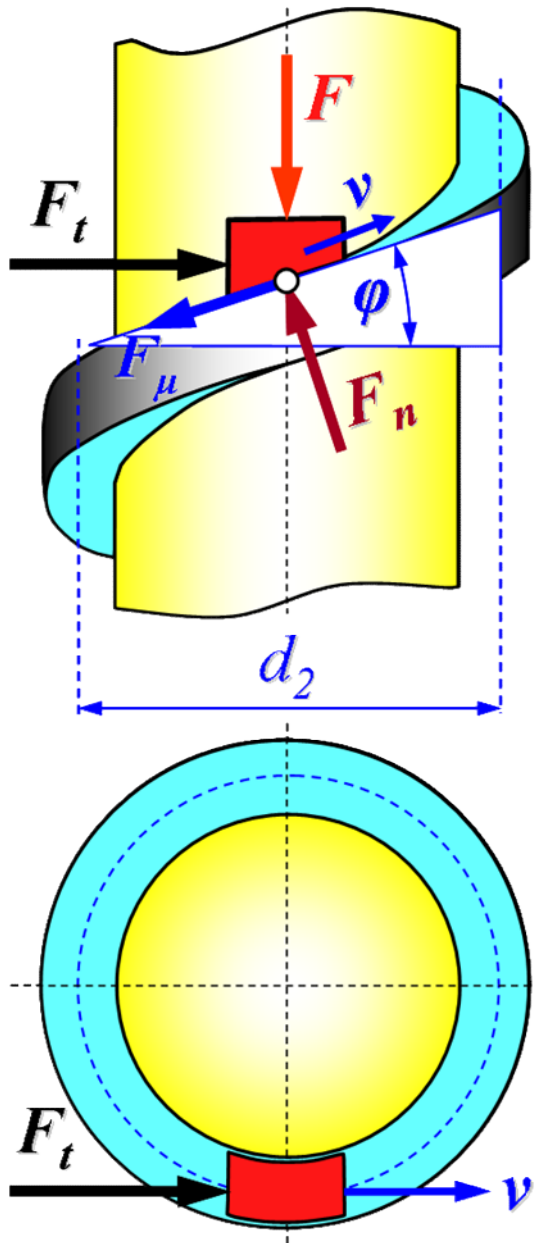


Normalna sila

$$F_N = \frac{F}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

Sila trenja

$$F_\mu = \mu \cdot F_N \cong \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} \cdot F = \mu_n \cdot F$$



Redukovani koeficijent trenja

$$\mu_n = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{tg} \rho_n$$

Metrički navoj

$$\alpha = 60^\circ \rightarrow \mu_n = 1.155 \cdot \mu$$

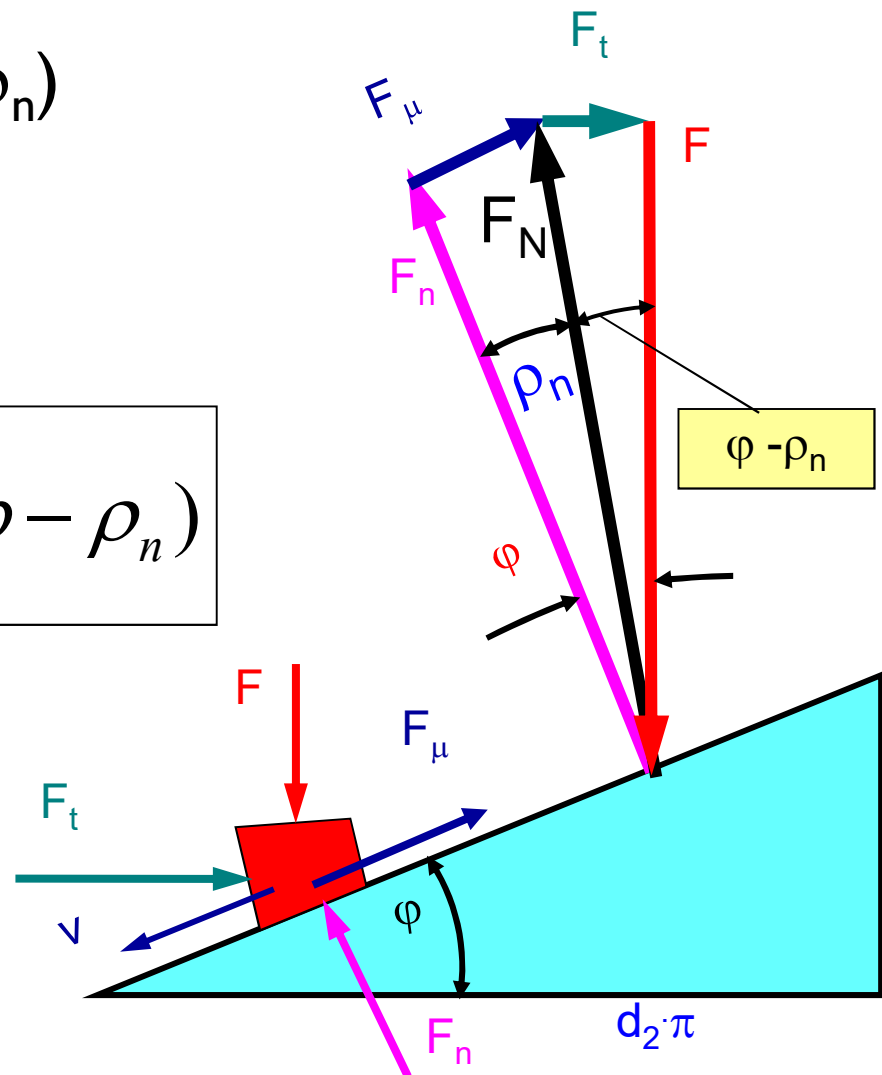
Trapezni navoj

$$\alpha = 30^\circ \rightarrow \mu_n = 1.035 \cdot \mu$$

Nesamokočeći navoj ($\varphi > \rho_n$)

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \rho_n)$$

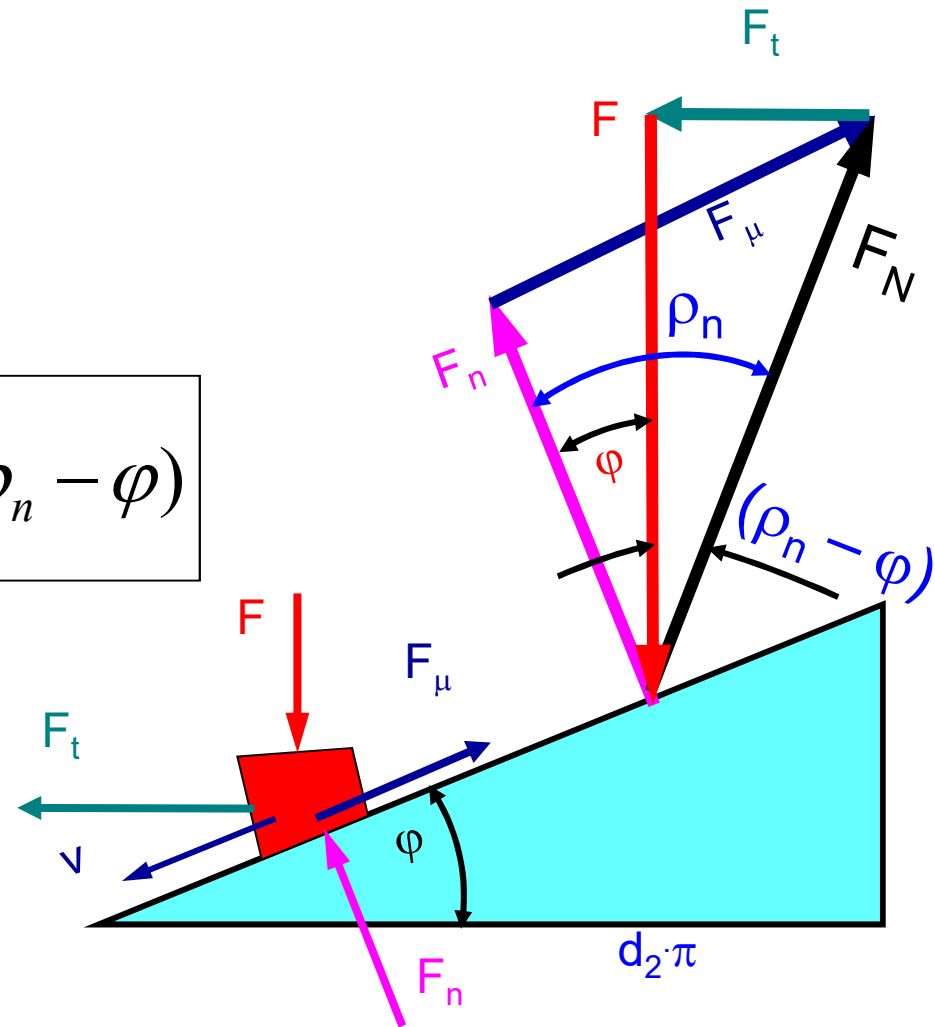
$$T_n = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \rho_n)$$

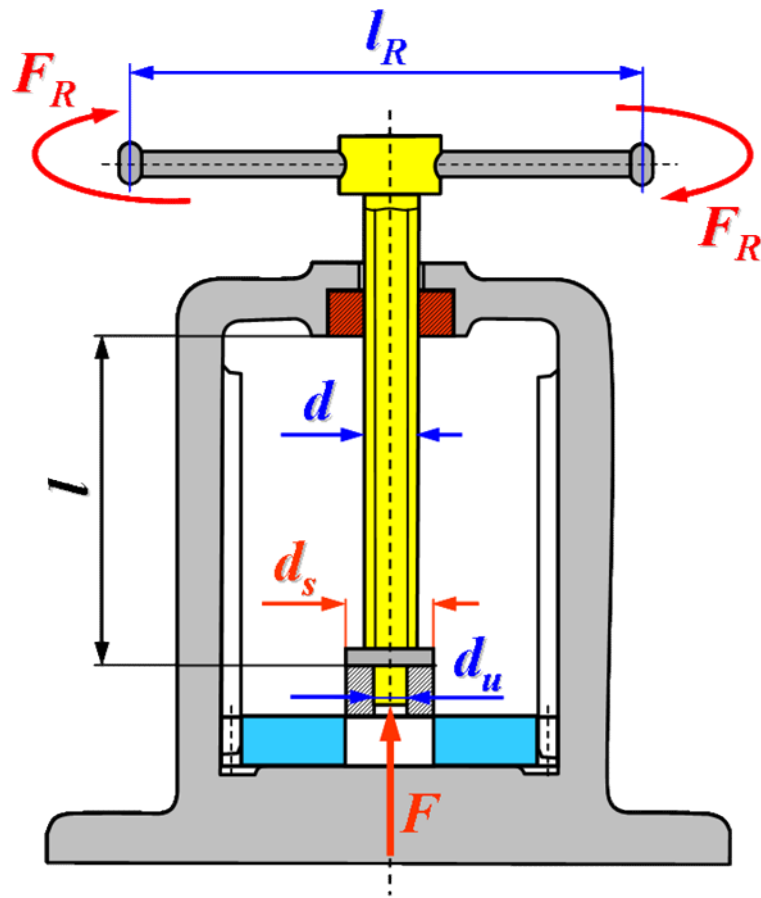


Samokočeći navoj ($\varphi < \rho_n$)

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\rho_n - \varphi)$$

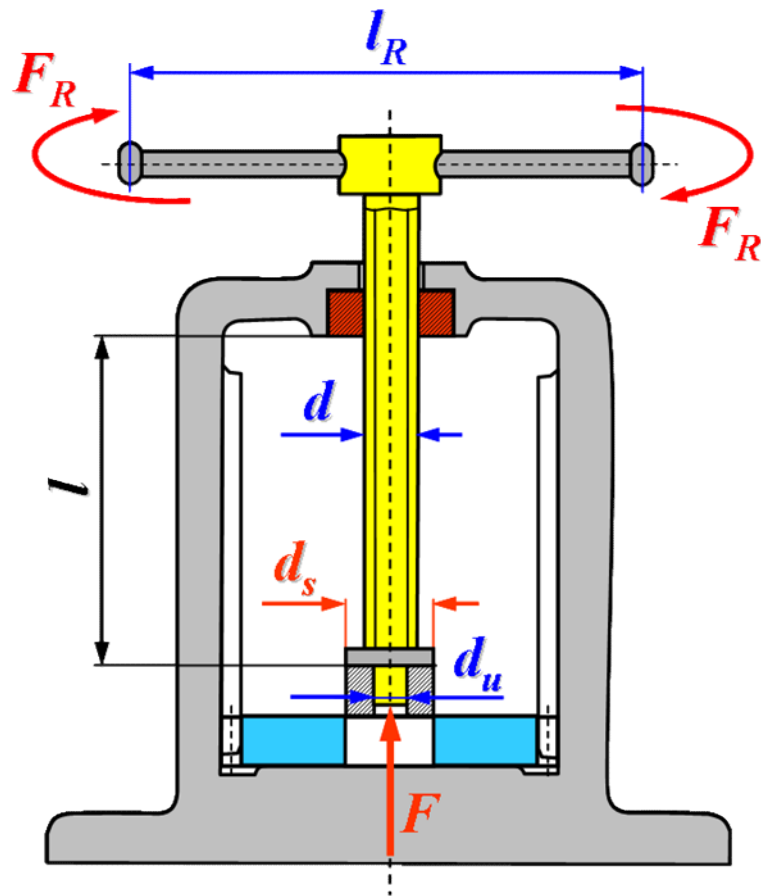
$$T_n = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\rho_n - \varphi)$$





- Moment uvijanja koji savlađuje otpor trenja dodirnih površina pritiskivača i glave navojnog vretena T_μ je, takođe, moguće odrediti ukoliko je poznata sila pritiska F .

Mašinski elementi: Opterećenje pokretnih navojnih spojeva



$$T_\mu = F \cdot \mu \cdot \frac{d_\mu}{2}$$

$$d_\mu = \frac{2}{3} \cdot \frac{d_s^3 - d_u^3}{d_s^2 - d_u^2}$$

d_s - spoljašnji prečnik dodirne površine

d_u - unutrašnji prečnik dodirne površine

μ - koeficijent trenja dodirne površine

Korisna snaga

$$P_k = v_a \cdot F = \omega \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot F$$

Dovedena snaga

$$P_d = T \cdot \omega = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left[\operatorname{tg} (\varphi + \rho_n) + \frac{d_\mu}{d_2} \cdot \mu \right] \cdot \omega$$

Stepen iskorišćenja

$$\eta = \frac{P_k}{P_d}$$

Vijčanu vezu čine:

- Vijak
- Navrtka
- Dijelovi koji se vezuju



Prema načinu ostvarivanja vijčane veze mogu biti:

- Nepritegnute vijčane veze
- Prethodno pritegnute vijčane veze

Nepritegnute vijčane veze

- Vijak je prije djelovanja spoljašnje radne sile neopterećen, odnosno, nije prethodno pritegnut
- Ova vrsta vijčanih veza se u praksi rijetko koristi (npr. kod zatega)



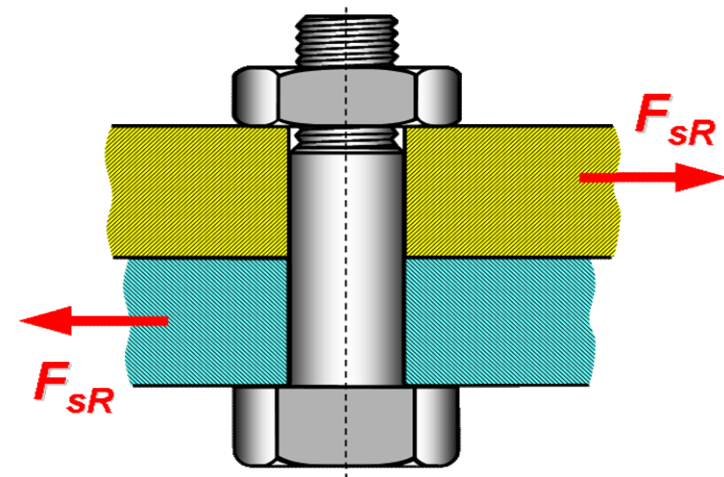
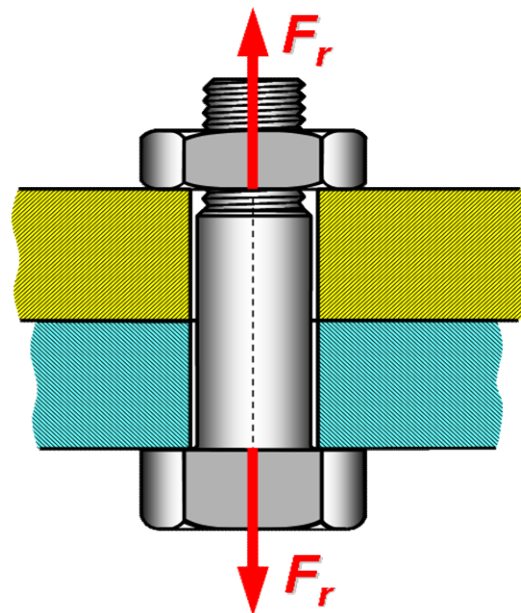
Prethodno pritegnute vijčane veze

- Vijak je prije djelovanja spoljašnje radne sile opterećen, odnosno, prethodno je pritegnut
- Ova vrsta vijčanih veza se u praksi najčešće koristi



Prema pravcu djelovanja radne sile vijčane veze mogu biti:

- Uzdužno opterećene vijčane veze
- Poprečno opterećene vijčane veze



Uzdužno opterećene vijčane veze

- Radna sila djeluje u pravcu ose vijka
- Radna sila djeluje u pravcu normale na dodirnu ravan veze



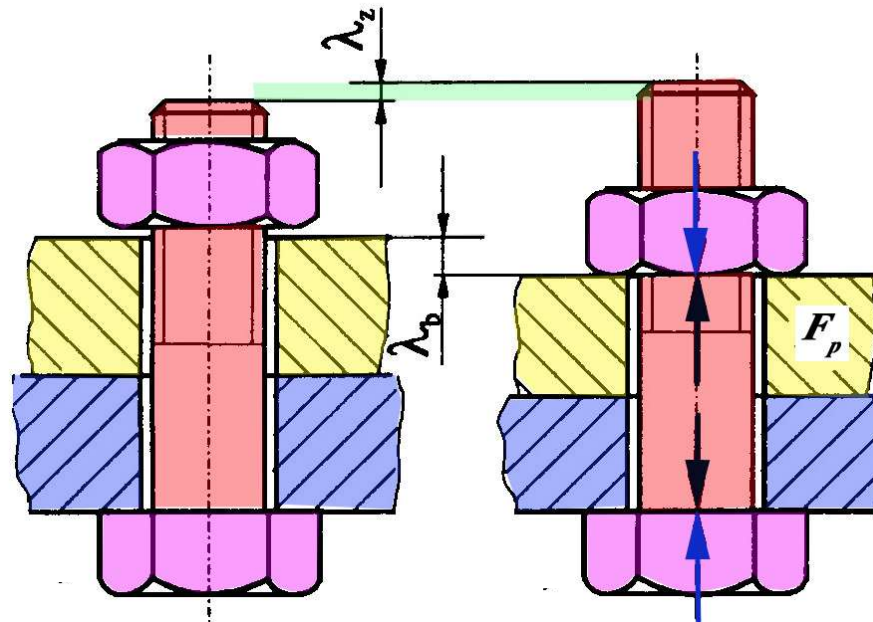
Poprečno opterećene vijčane veze

- Radna sila djeluje u pravcu normale na osu vijka
- Radna sila djeluje u pravcu paralelnom dodirnoj ravni veze



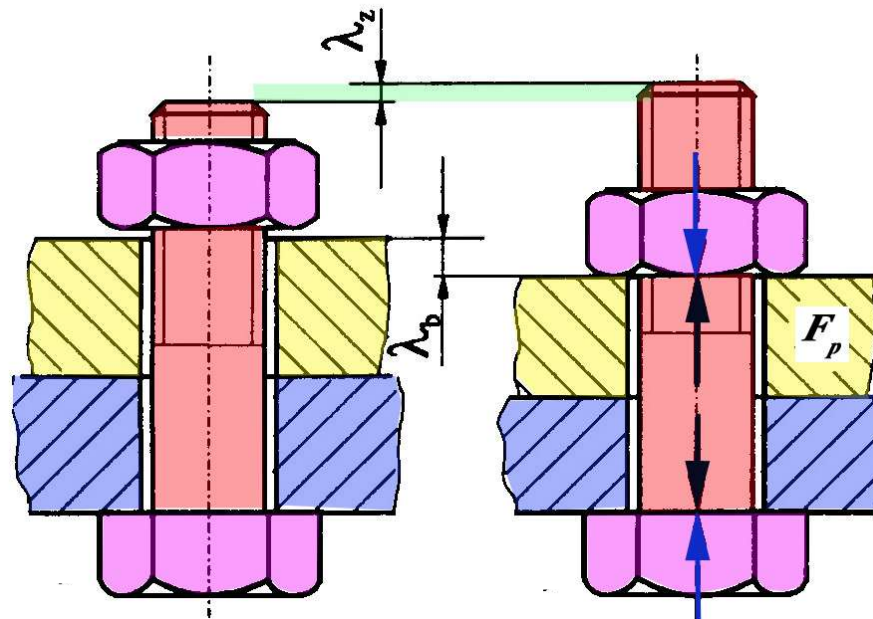
Tokom pritezanja vijčane veze dolazi do

- Elastičnog istežanja vijka λ_z
- Elastičnog sabijanja spojenih dijelova λ_b

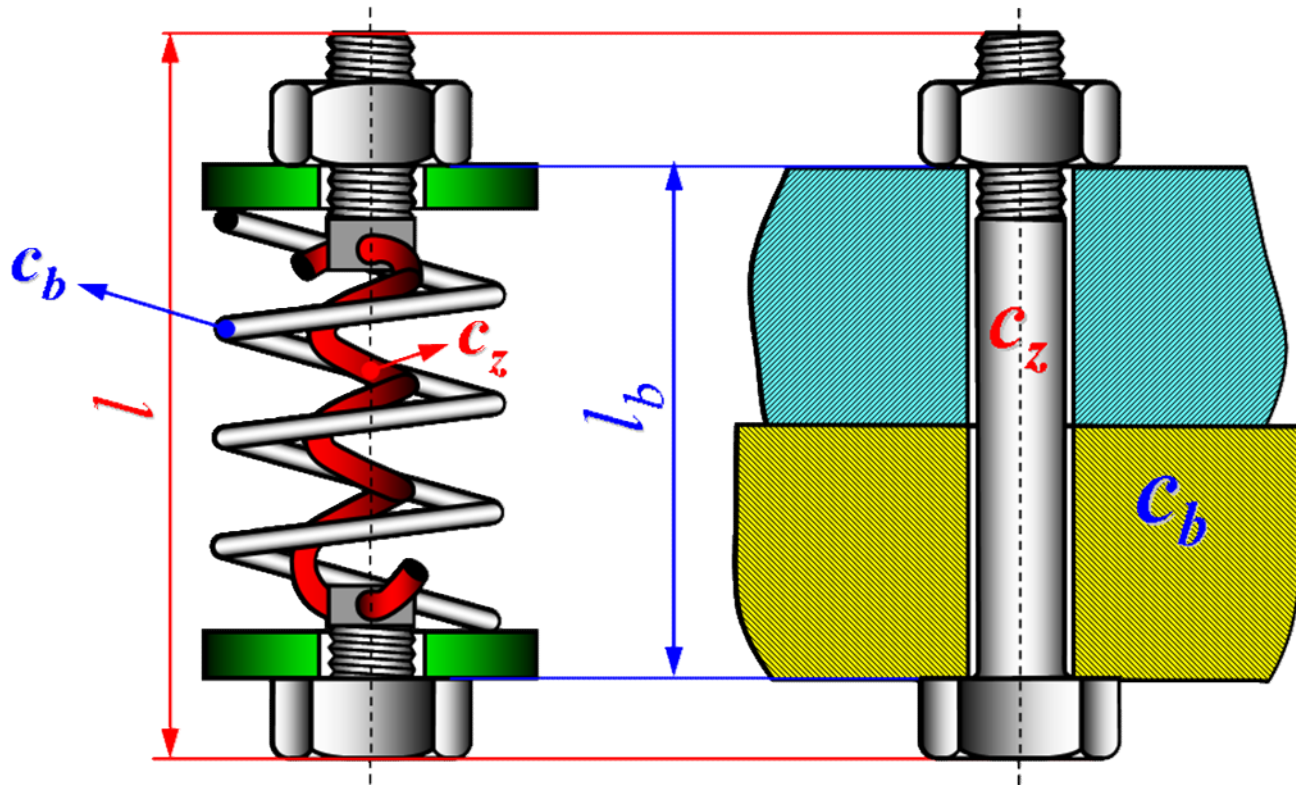


Elastične deformacije vijka i spojenih dijelova su posledica dejstva

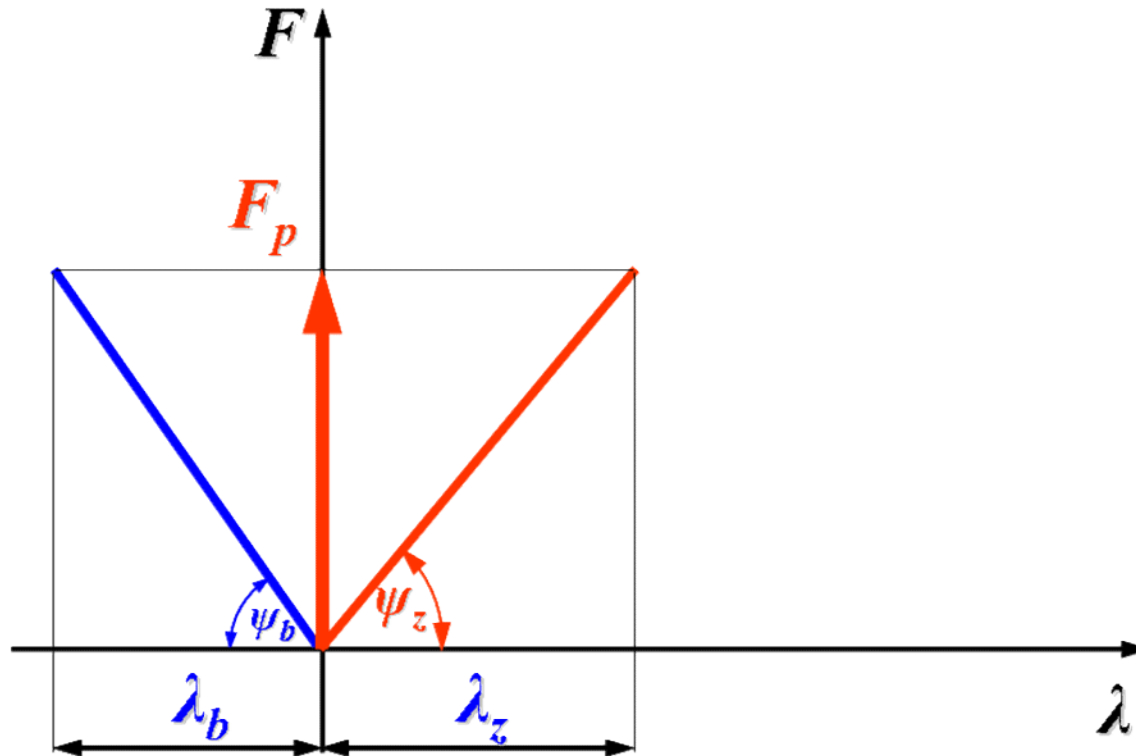
- Sile prethodnog pritezanja F_p



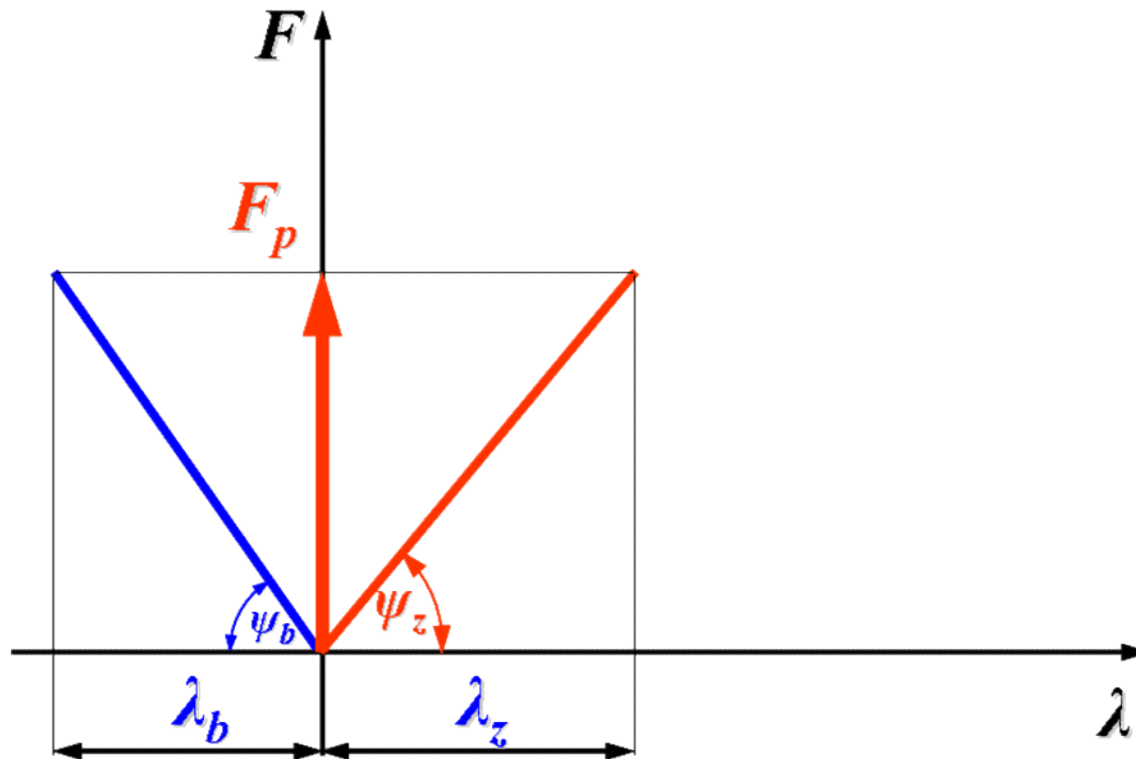
Vijčana veza se može predstaviti sistemom od dvije opruge krutosti koja odgovara krutosti vijka c_z i krutosti spojenih dijelova c_b .



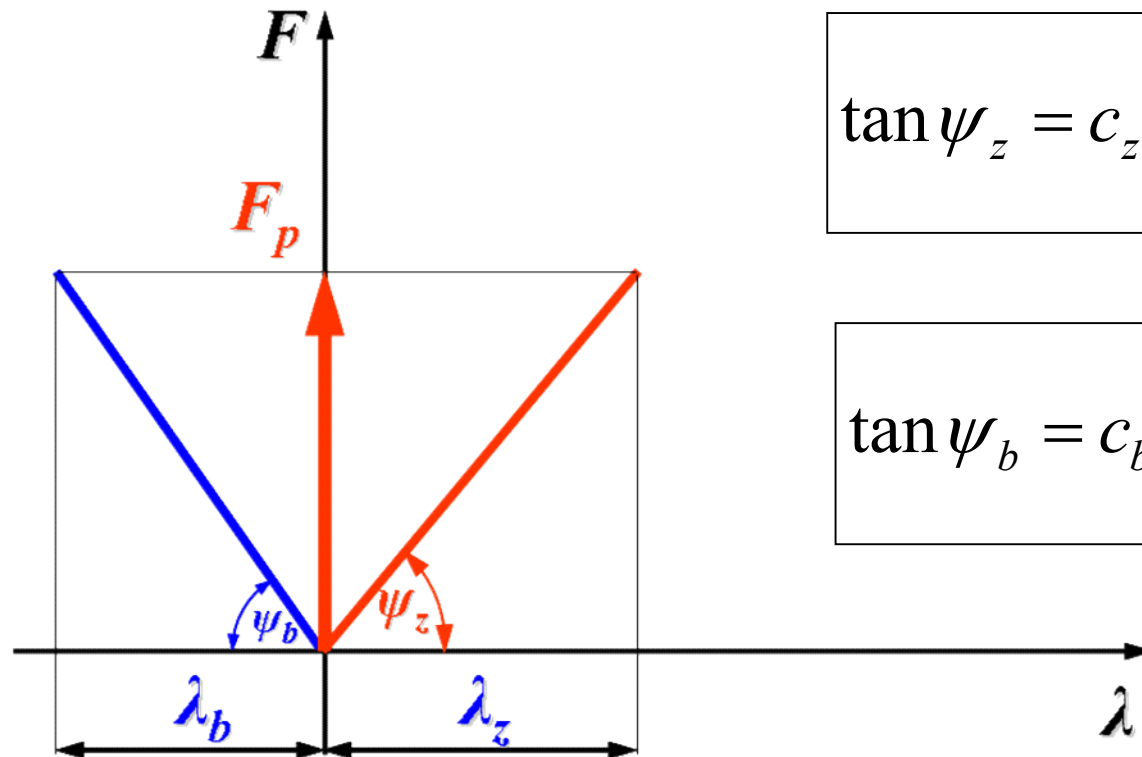
Elastične deformacije vijka i spojenih dijelova slijede Hooke-ov zakon, prema kojem je veza sile i deformacija uzrokovanih silom linearna.



Dijagrami deformacije vijka i spojenih dijelova grade sa apscisom redom uglove Ψ_z i Ψ_b .



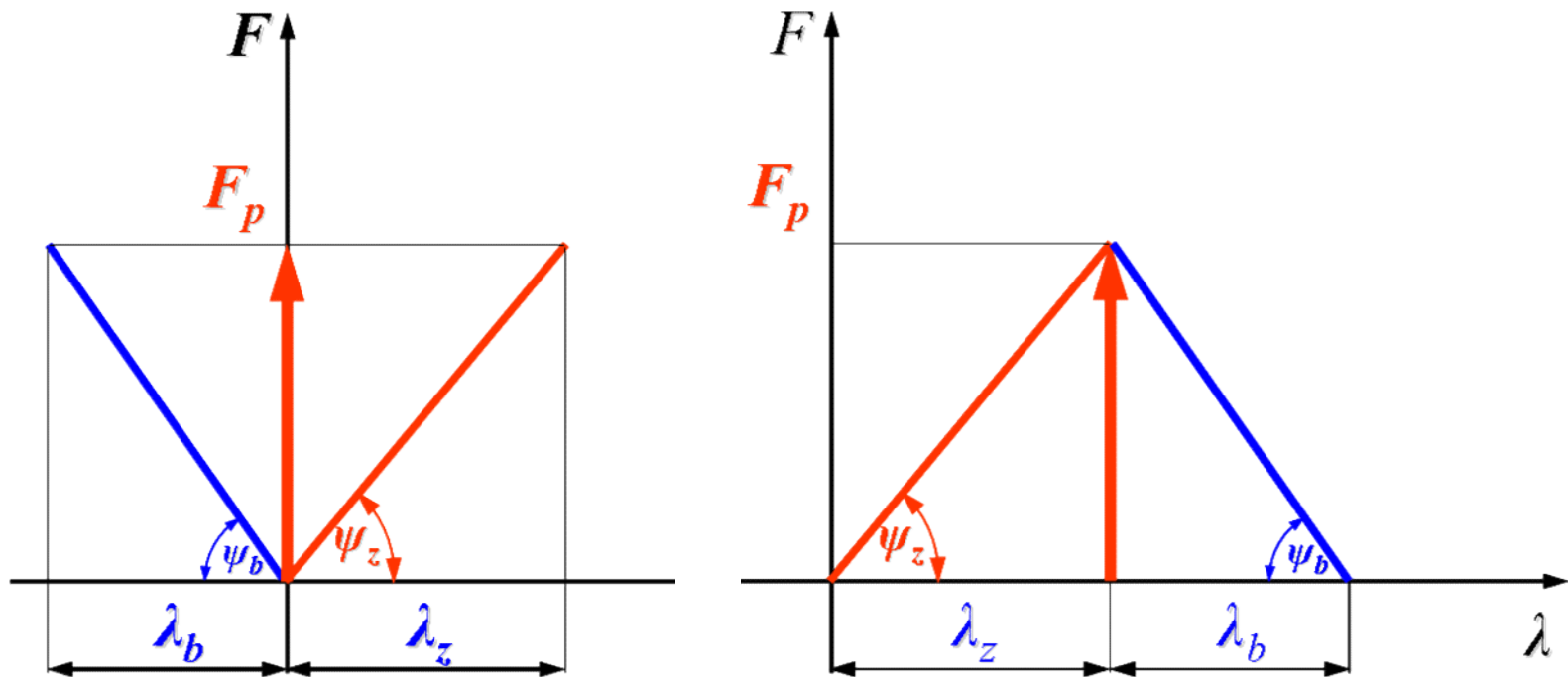
Krutost vijka c_z i spojenih djelova c_b se može odrediti na osnovu uglova Ψ_z i Ψ_b .



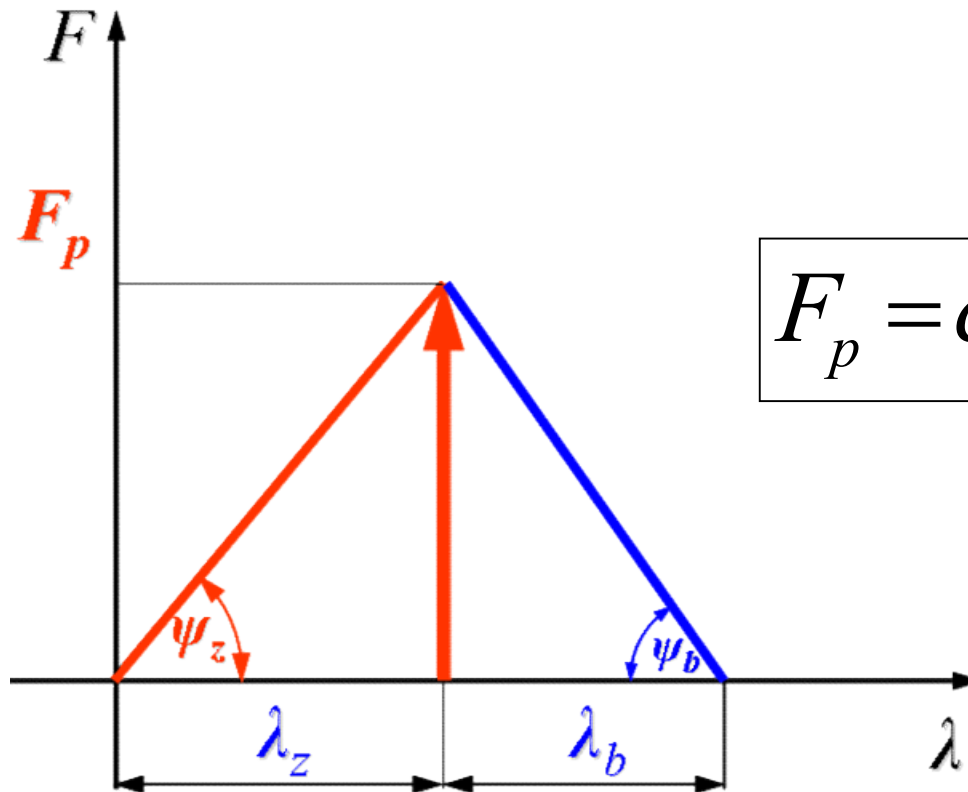
$$\tan \psi_z = c_z = \frac{F_p}{\lambda_z}$$

$$\tan \psi_b = c_b = \frac{F_p}{\lambda_b}$$

Spajanjem dijagrama deformacija vijka i dijagrama deformacija spojenih djelova formira se deformacioni dijagram vijčane veze.

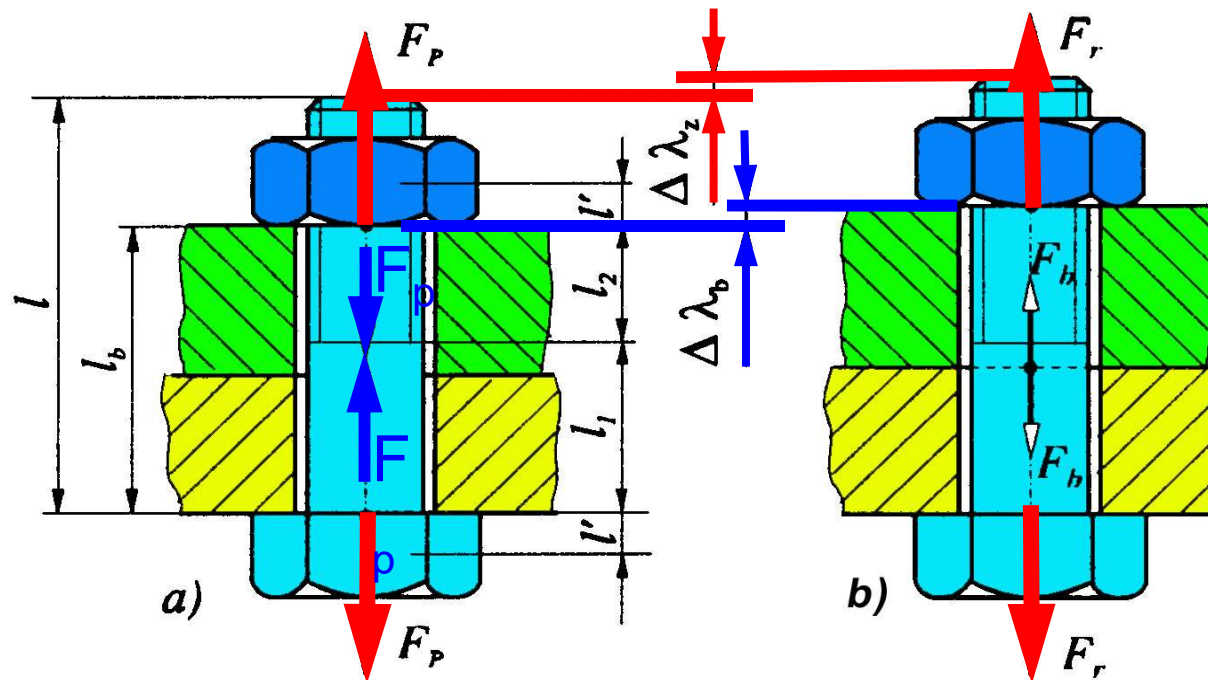


Na osnovu deformacionog dijagrama vijčane veze moguće je uspostaviti sledeću vezu:

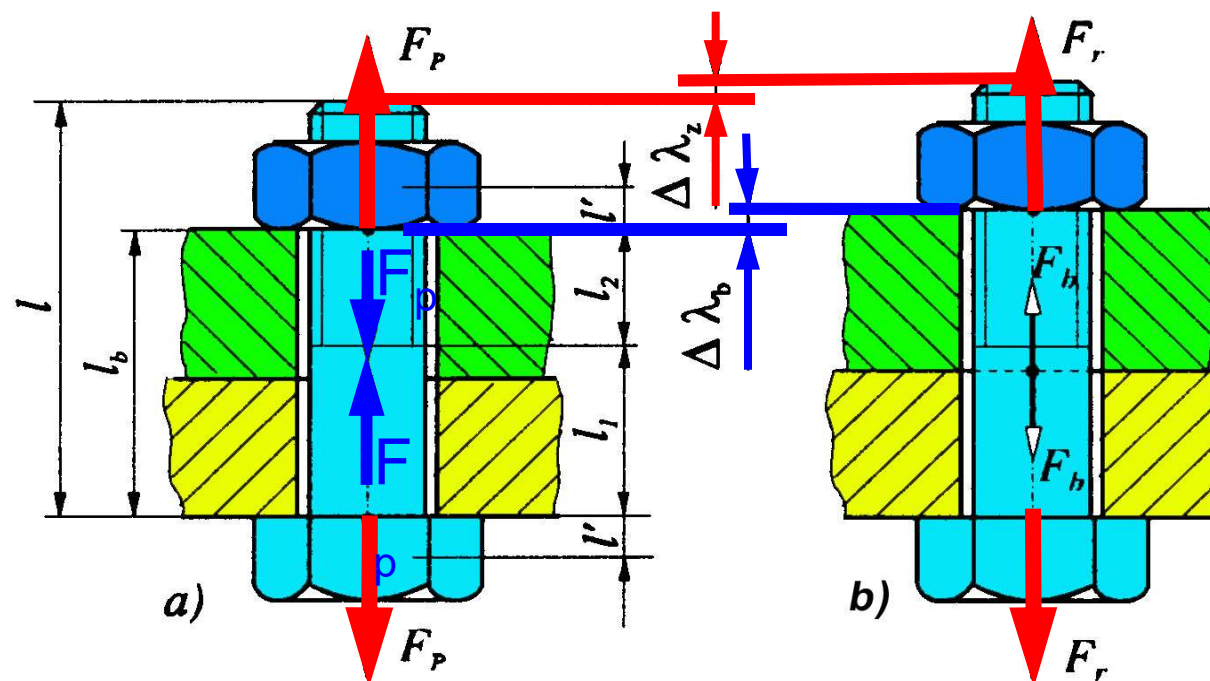


$$F_p = c_z \cdot \lambda_z = c_b \cdot \lambda_b$$

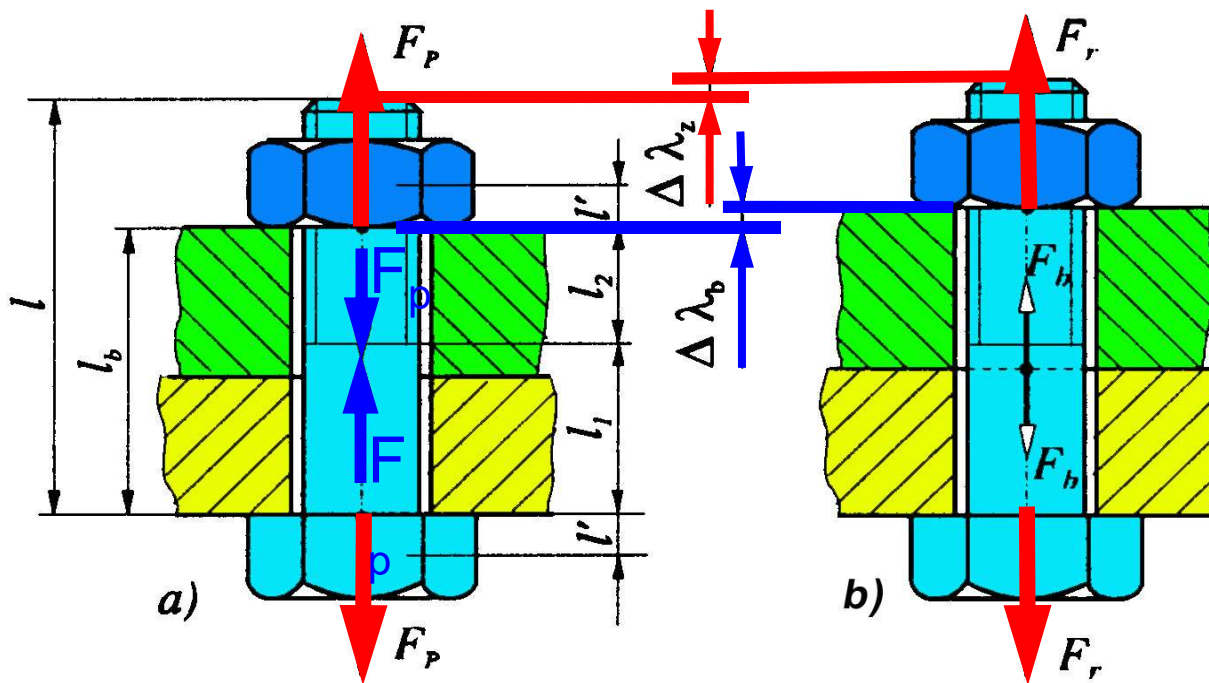
Na kraju pritezanja spojeni dijelovi su pritisnuti, a vijak istegnut silom prethodnog pritezanja F_p .



- Statička zatezna radna sila F_r djeluje duž ose vijka
- Deformacija vijka se povećava za $\Delta\lambda_z = \Delta\lambda$
- Deformacija spojenih djelova se smanjuje za $\Delta\lambda_b = \Delta\lambda$



Dejstvo radne sile F_r dovodi do smanjenja sile pritiska između spojenih dijelova:

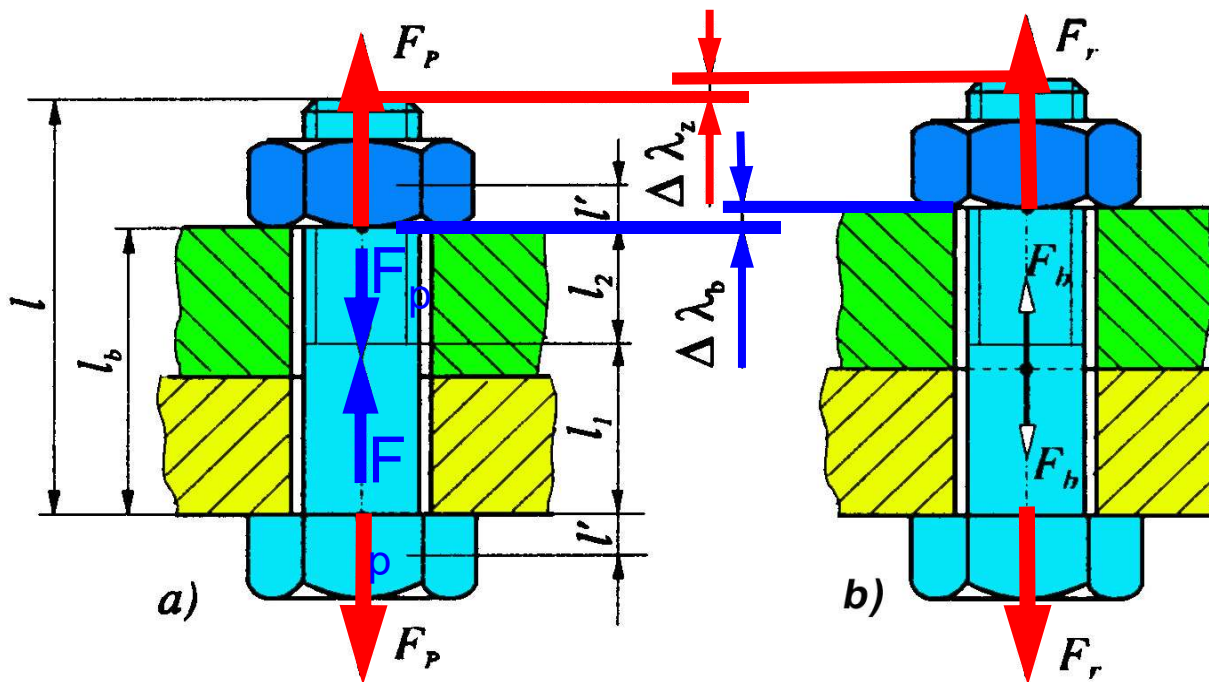


$$F_b = F_p - \Delta F_b$$

F_b – radna sila koja opterećuje spojene dijelove

ΔF_b – udio radne sile koji rasterećuje spojene dijelove

Istovremeno dejstvo radne sile F_r dovodi do porasta sile istezanja vijka:

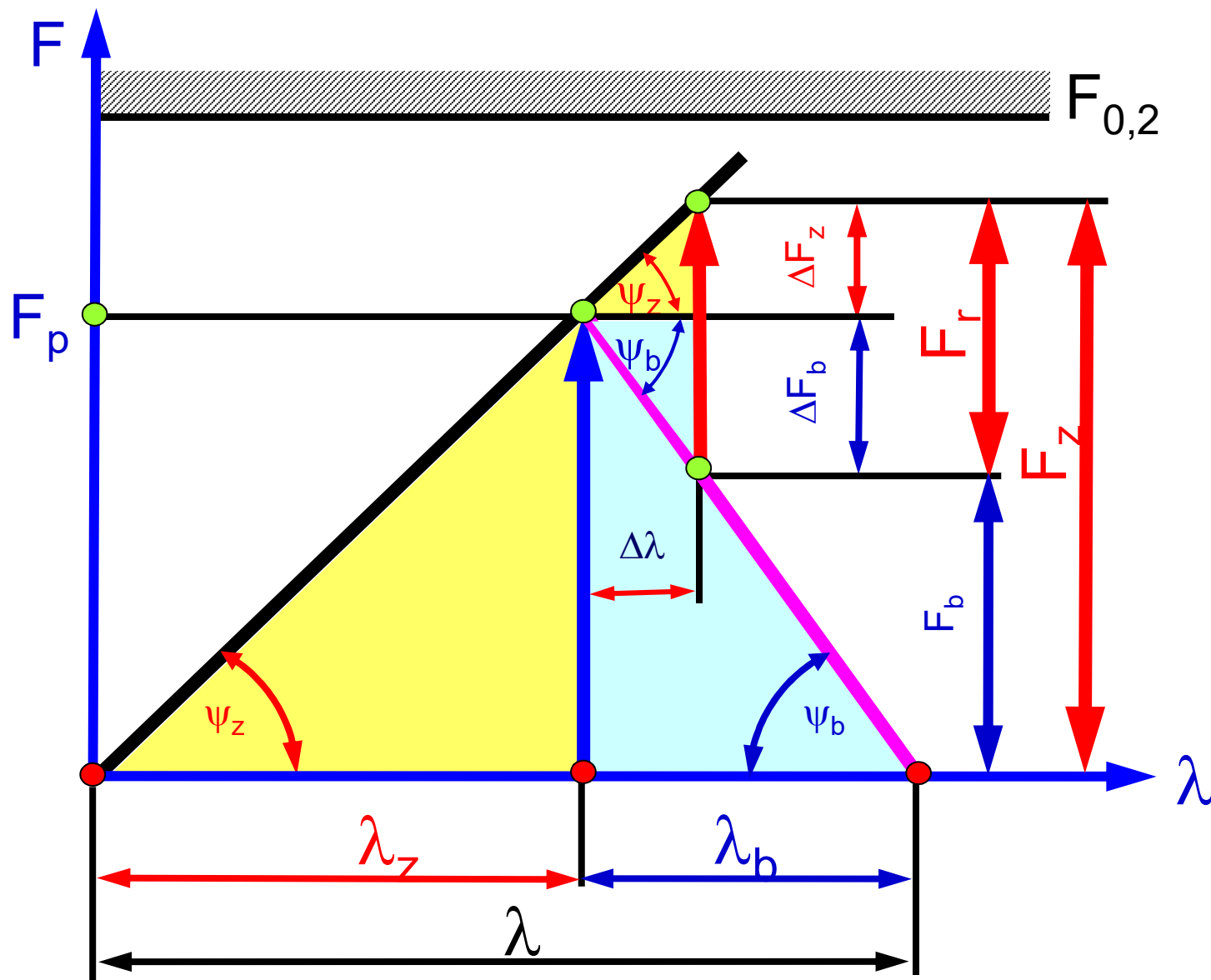


$$F_z = F_p + \Delta F_z$$

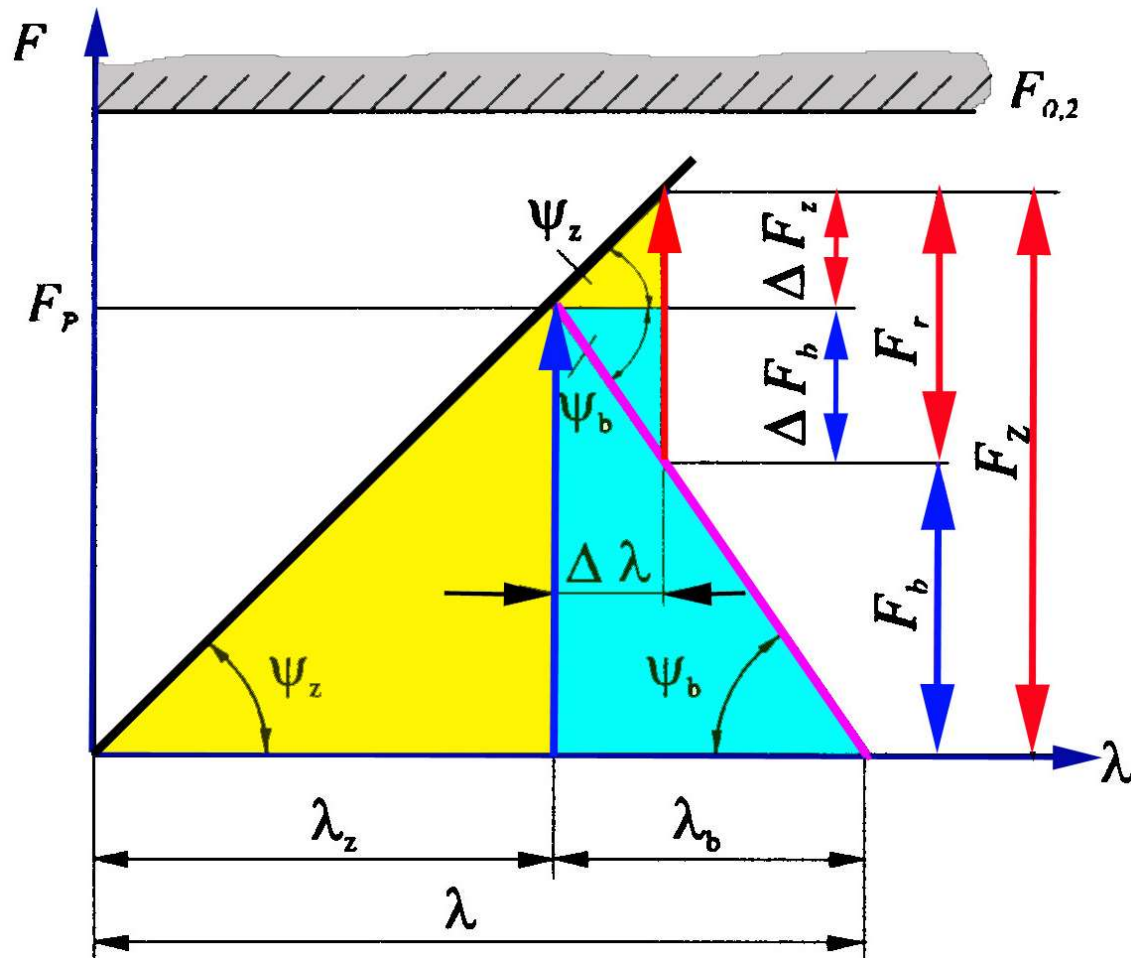
F_z – radna sila koja opterećuje vijak

ΔF_z – udio radne sile koji dodatno opterećuje vijak

Mašinski elementi: Uzdužno opterećena vijčana veza



Mašinski elementi: Uzdužno opterećena vijčana veza



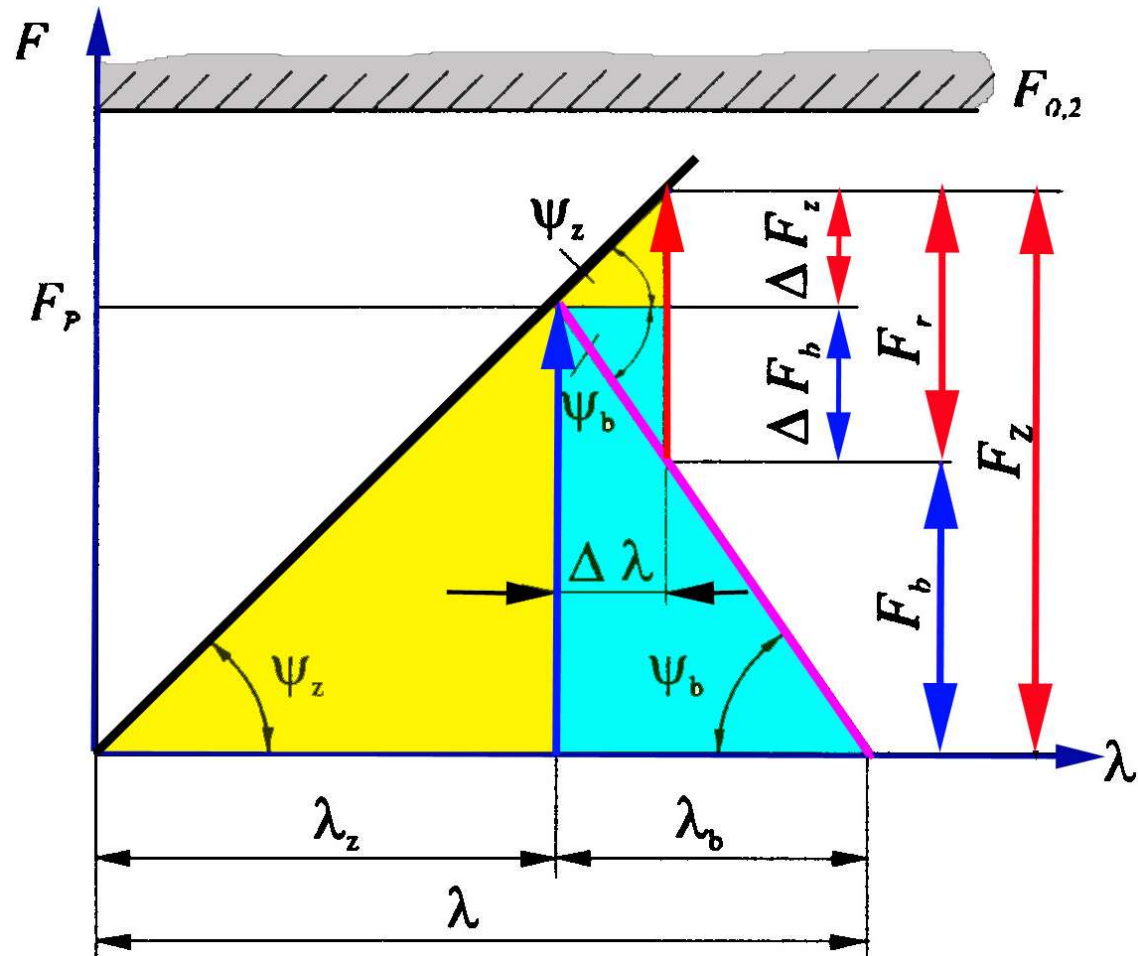
$$\tan \psi_z = \frac{F_p}{\lambda_z} = c_z = \frac{\Delta F_z}{\Delta \lambda}$$

$$\tan \psi_b = \frac{F_p}{\lambda_b} = c_b = \frac{\Delta F_b}{\Delta \lambda}$$

$$\Delta \lambda = \frac{\Delta F_z}{c_z} = \frac{\Delta F_b}{c_b}$$

$$\Delta F_b = \Delta F_z \cdot \frac{c_b}{c_z}$$

Mašinski elementi: Uzdužno opterećena vijčana veza



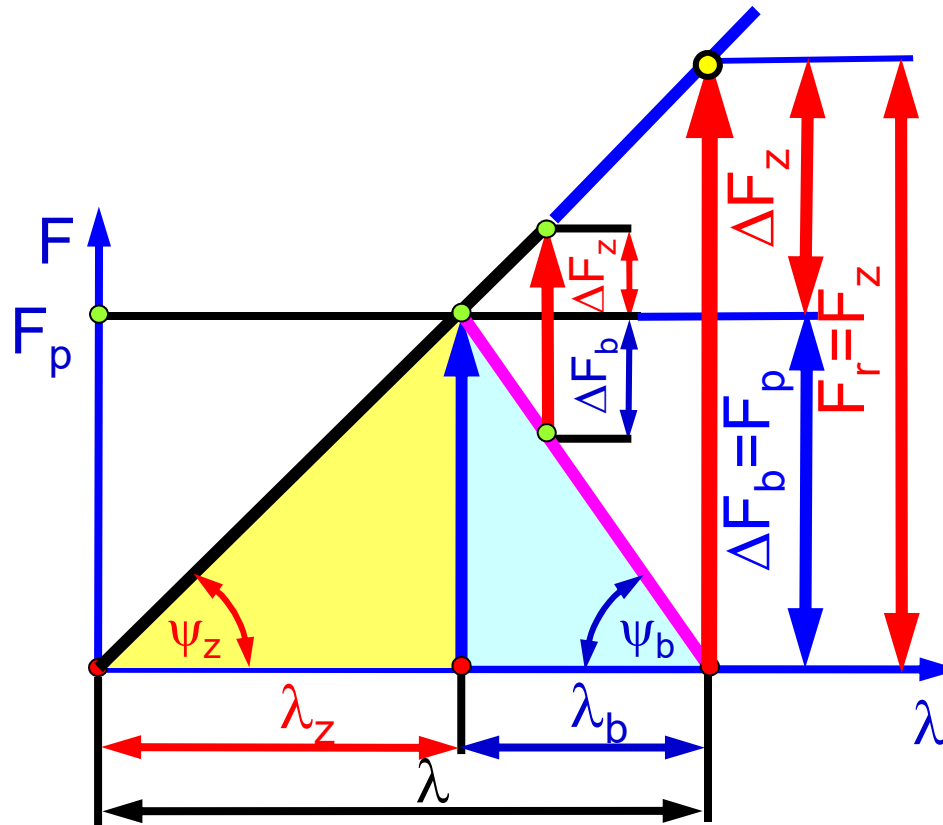
$$F_r = \Delta F_z + \Delta F_b$$

$$\Delta F_b = \Delta F_z \cdot \frac{c_b}{c_z}$$

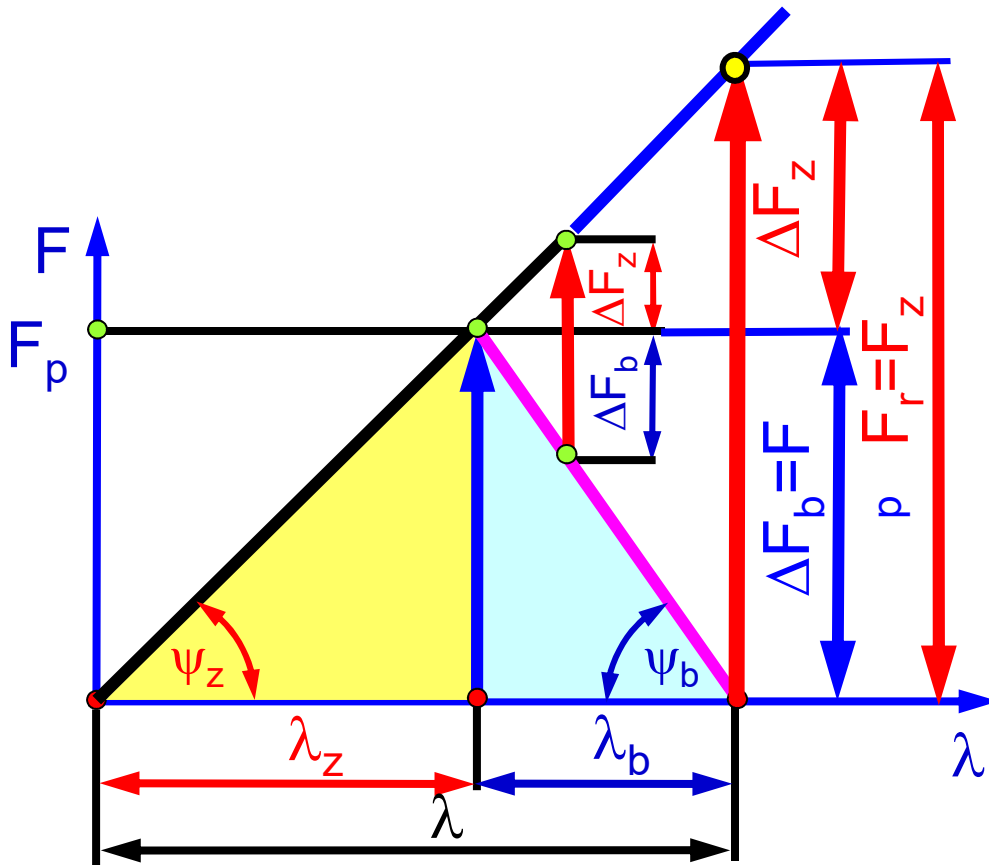
$$\Delta F_z = F_r \cdot \frac{c_z}{c_z + c_b}$$

$$\Delta F_b = F_r \cdot \frac{c_b}{c_z + c_b}$$

Rast radnog opterećenja F_r vijčane veze može dovesti do razdvajanja spojenih djelova, što uzrokuje pojavu udarnih opterećenja i brzo razaranje vijčane veze.



Mašinski elementi: Uzdužno opterećena vijčana veza



$$F_b = 0 \rightarrow \Delta F_b = F_p$$

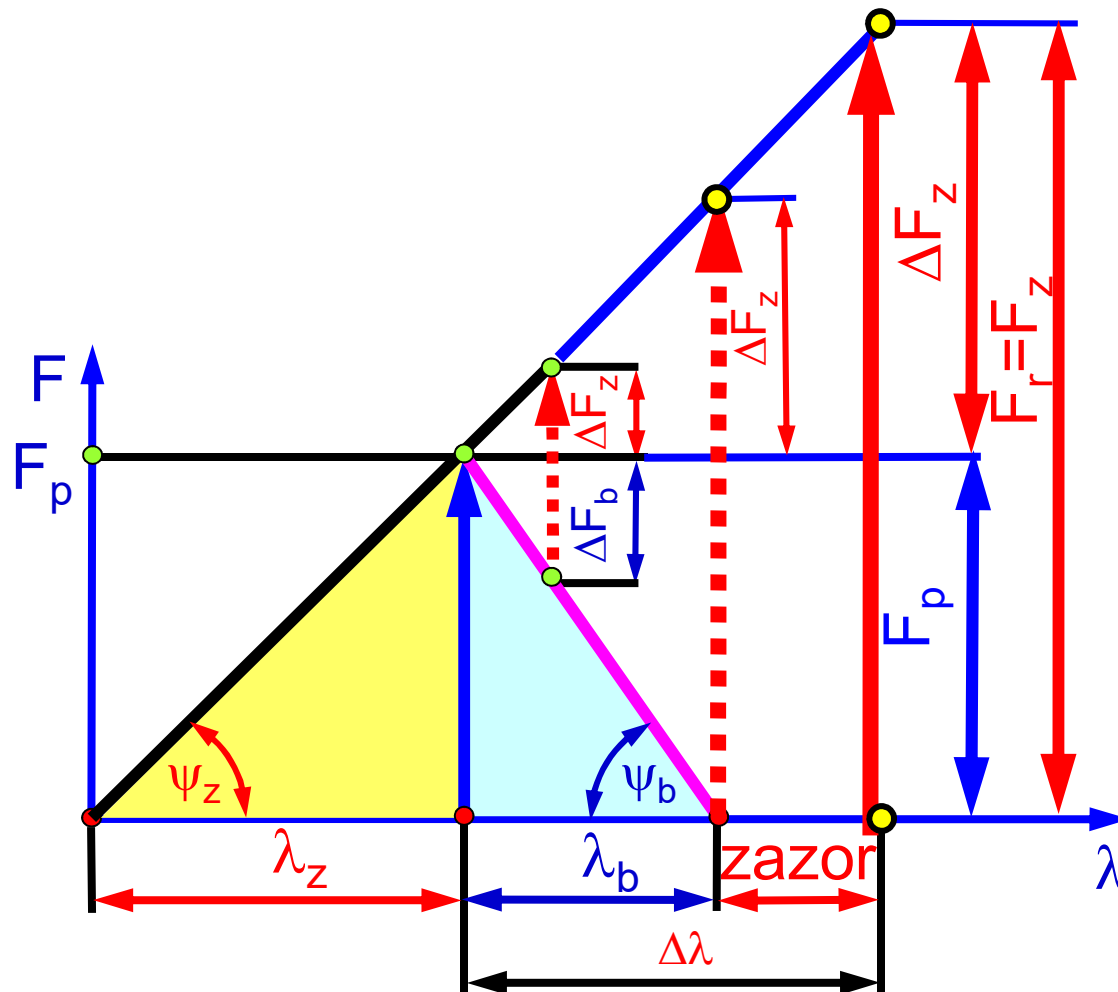
$$\Delta F_b = F_r - \Delta F_z = F_p$$

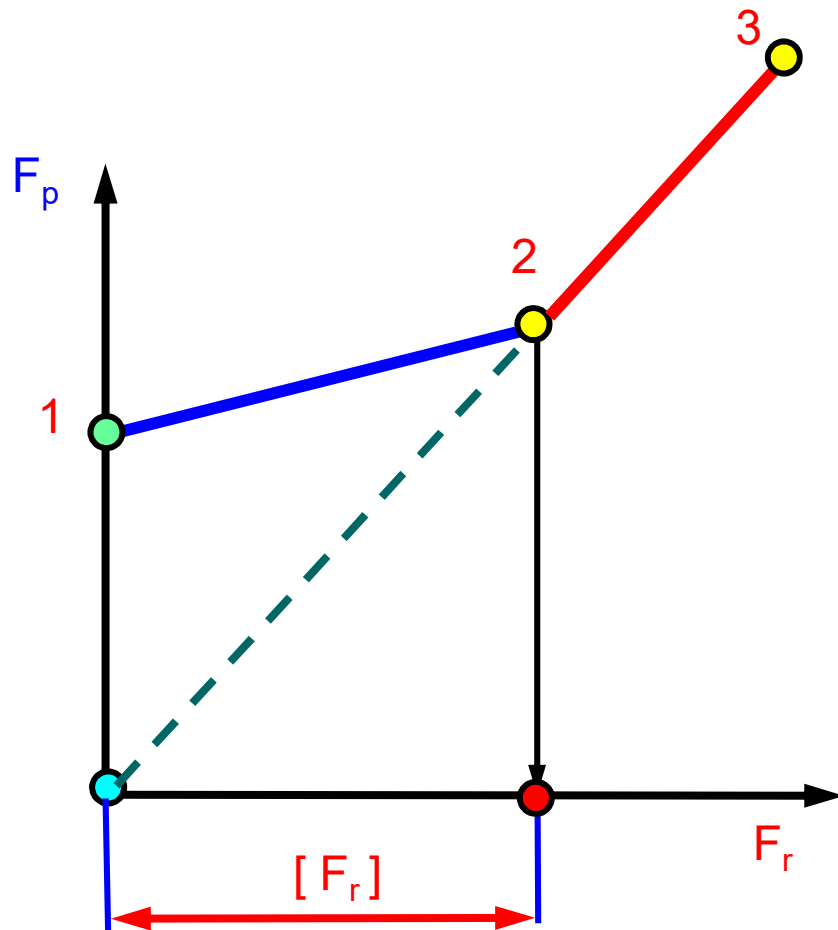
Kritična radna sila

$$[F_r] = \frac{F_p}{1 - \Phi}$$

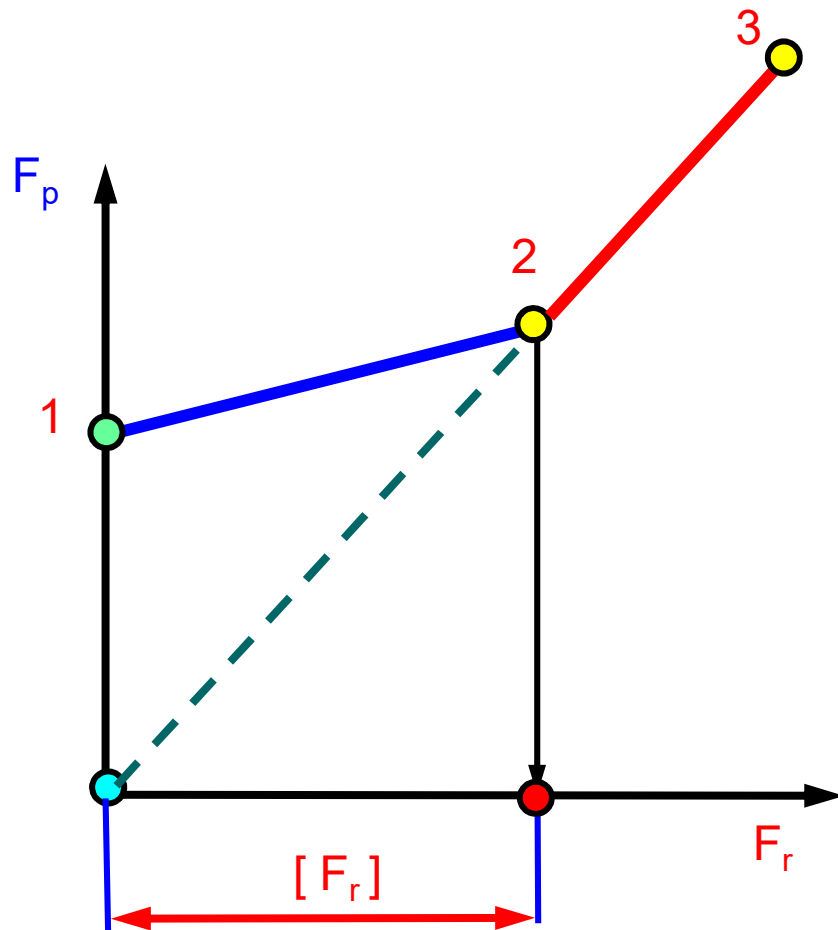
$$\Phi = \frac{\Delta F_z}{F_r} = \frac{c_z}{c_z + c_b}$$

Dalje povećanje radne sile F_r dovodi do pojave zazora između spojenih djelova





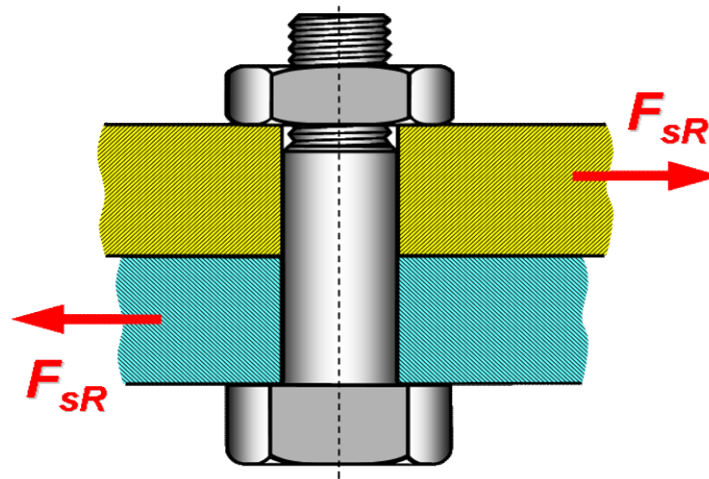
- Nakon pritezanja vijak je opterećen silom F_p (tačka 1 na dijagramu)
- Rastuća radna sila postepeno povećava opterećenje vijka (dio dijagrama od tačke 1 do tačke 2)



- Radno opterećenje dovodi do gubitka hermetičnosti vijčane veze (tačka 2 na dijagramu)
- Dalji rast radne sile povećava zazor spojenih djelova (dio dijagrama od tačke 2 do tačke 3)

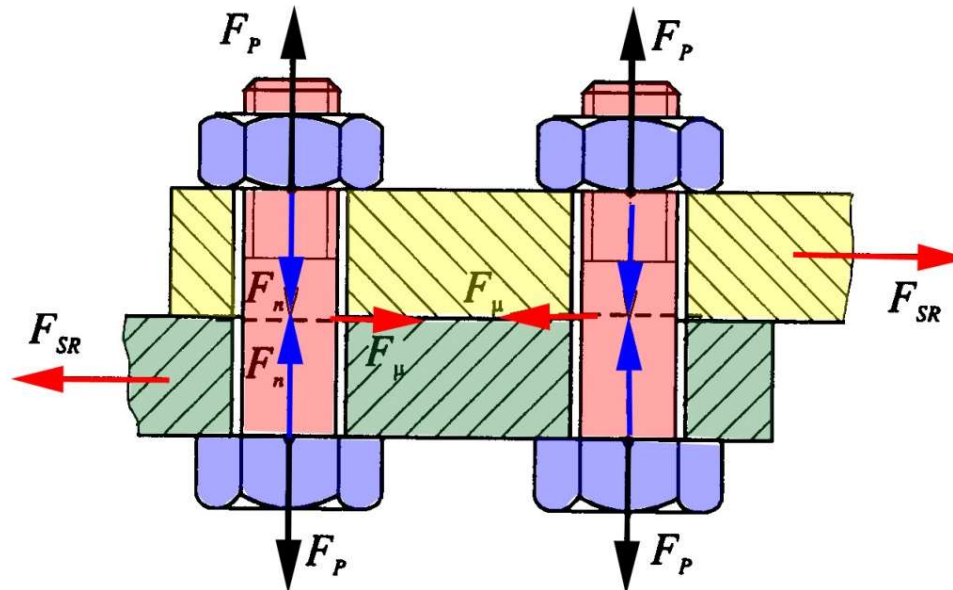
Poprečno opterećene vijčane veze mogu biti realizovane kao:

- Nepodešene (frikcione) vijčane veze
- Podešene (smicajne) vijčane veze

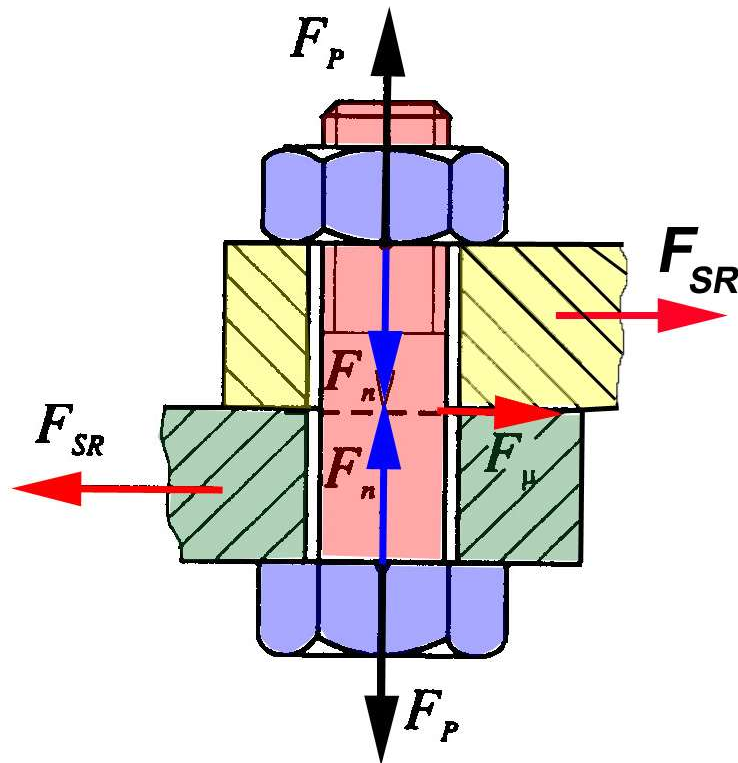


Zadatak nepodešenih vijčanih veza je:

- Spriječavanje međusobnog pomjeranja spojenih dijelova
- Onemogućavanje smicanje stabla vijka



Statička ili dinamička radna sila F_{SR} se između dodirnih površina spojenih djelova prenosi trenjem, pri čemu mora biti ispunjen uslov:



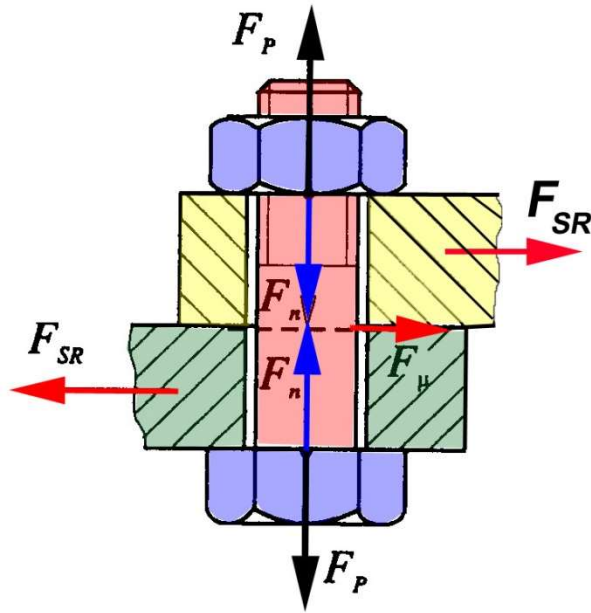
$$F_\mu > F_{SR}$$

F_μ – sila trenja

F_{SR} – poprečna radna sila

Vijak u nepodešenoj vijčanoj vezi je opterećen samo na istezanje koje je posledica prethodnog pritezanja.

Potrebna sila prethodnog pritezanja vijka se određuje iz prethodnog uslova:



$$F_{\mu} > F_{SR}$$

$$\mu_0 \cdot F_n > F_{SR}$$

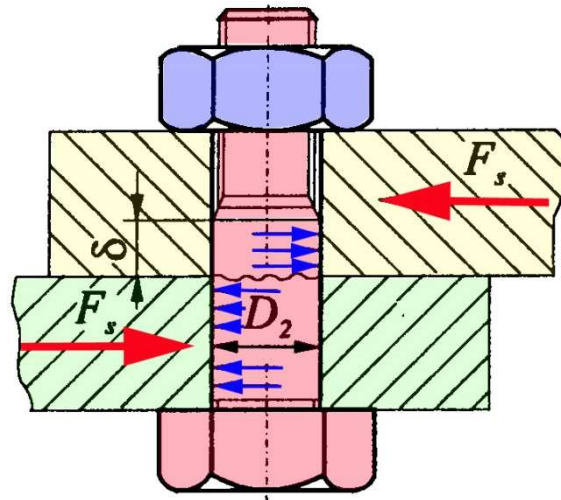
$$F_p = F_n \geq \frac{F_{SR}}{z \cdot \mu_0}$$

μ_0 – koeficijent trenja
dodirnih površina
spojenih djelova

z – broj vijaka
poprečno opterećene
vijčane veze

Zadatak podešenih vijčanih veza je:

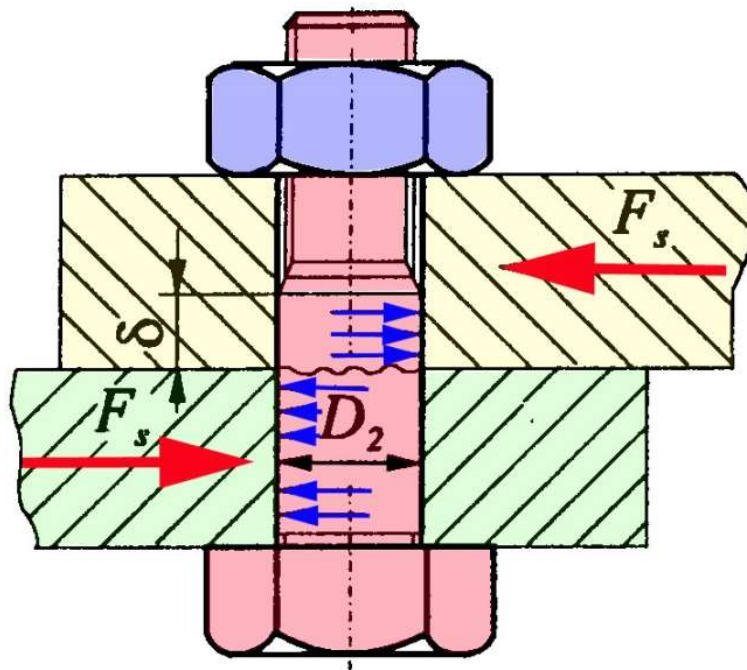
- Omogućavanje prenošenja statičke ili dinamičke radne sile F_{SR} posredstvom stabla vijaka, kojim je veza realizovana, što za posledicu ima pojavu smicanja poprečnih presjeke stabla vijaka



Podešena vijčana veza se realizuje:

- Tačnim nalijeganjem stabla vijka u otvor spojenih djelova
- Neizvjesnim nalijeganjem stabla vijka i otvora spojenih djelova koje se uobičajno ostvaruje tolerancijom nalijeganja H7/k6 ili H7/m6
- Standardizovanim vijcima sa šestougaonom glavom (DIN 609 i DIN 610)

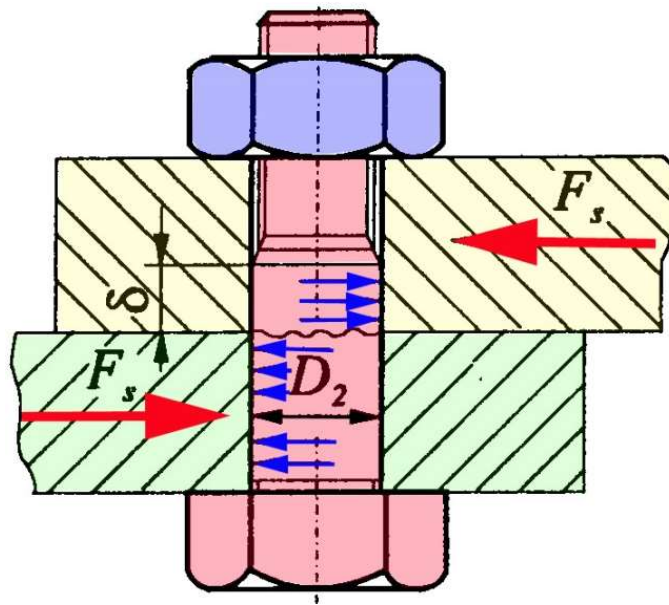
Da ne bi došlo do oštećenja navojnog dijela stabla vijka potrebno je da prečnik stabla vijka bez navoja D_2 bude veći od nazivnog prečnika navoja vijka d :



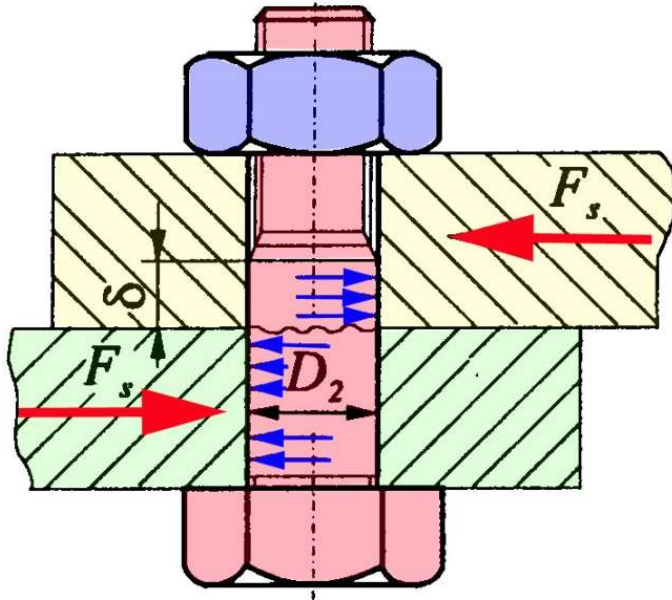
$$D_2 > d$$

Vijci u podešenim vijčanim vezama su opterećeni na:

- Smicanje
- Površinski pritisak



Srednji tangenti napon τ koji je posledica dejstva sile smicanja vijka F_s se određuje prema izrazu:



$$\tau = \frac{F_s}{i \cdot A} \leq \tau_{sdoz}$$

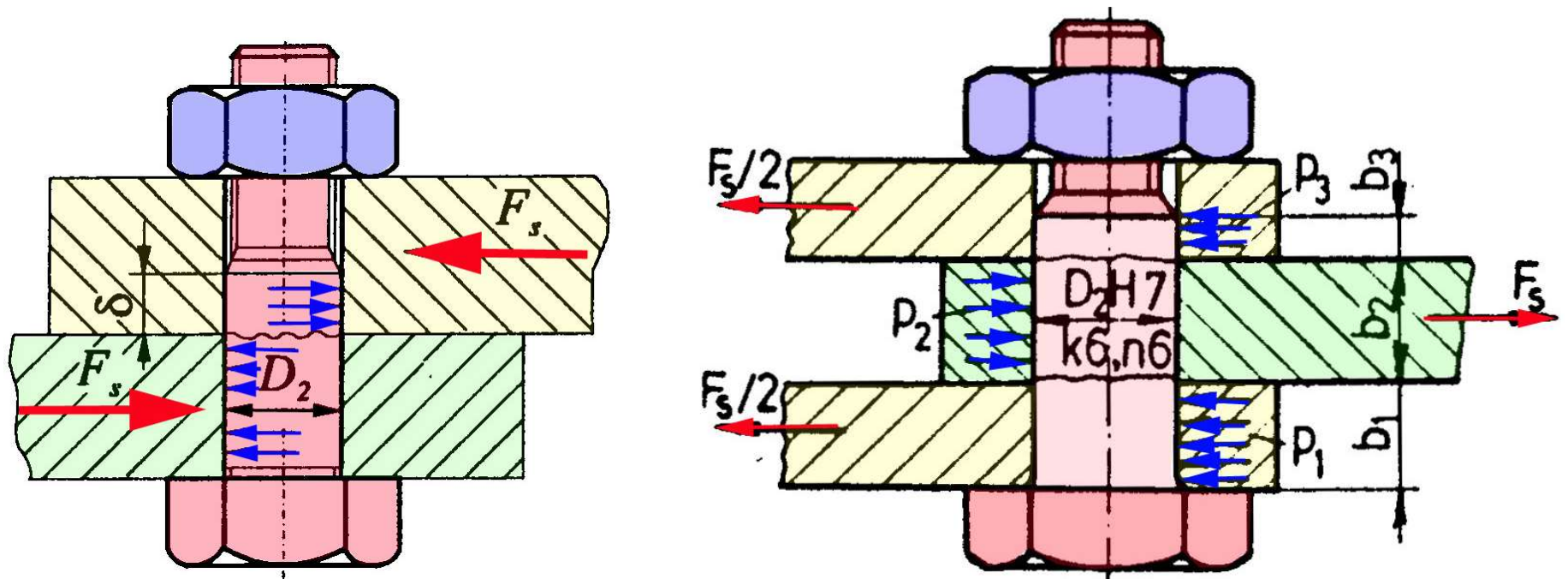
$$A = \frac{D_2^2 \cdot \pi}{4}$$

A – površina poprečnog presjeka stabla vijka

i – broj parova dodirnih površina podešene vijčane veze

τ_{sdoz} – dozvoljeni napon smicanja

Podešene vijčane veze sa različitim brojem parova dodirnih površina



Dozvoljeni napon smicanja τ_{sdoz} se određuje u odnosu na prirodu radnog opterećenja:

- Statičko radno opterećenje

$$\tau_{sdoz} = \frac{R_e}{S} = \frac{R_e}{1,7} \approx 0,6 \cdot R_e$$

- Jednosmjerno promjenljivo dinamičko radno opterećenje

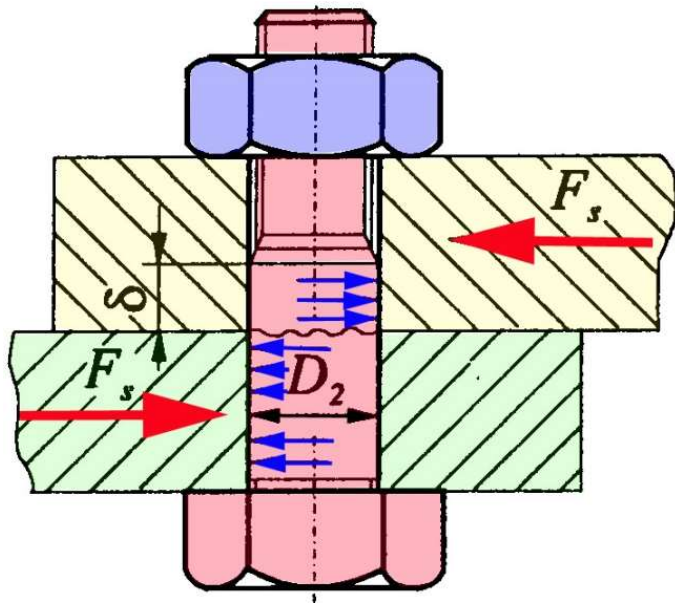
$$\tau_{sdoz} = \frac{R_e}{S} = \frac{R_e}{2} \approx 0,5 \cdot R_e$$

- Naizmjenično promjenljivo dinamičko radno opterećenje

$$\left. \begin{aligned} \tau_{sdoz} &= \frac{R_e}{S} = \frac{R_e}{2} \approx 0,5 \cdot R_e \\ \tau_{sdoz} &= \frac{R_e}{S} = \frac{R_e}{2,5} \approx 0,4 \cdot R_e \end{aligned} \right\}$$

R_e – napon na granici tečenja

Površinski pritisak p na dodirnoj površini stabla vijka i spojenih djelova, koji je posledica dejstva sile smicanja vijka F_s , se određuje prema izrazu



$$p = \frac{F_s}{D_2 \cdot \delta} \leq p_{doz}$$

D_2 – prečnik stabla vijka

δ – najmanja dužina vijka izložena pritisku

p_{doz} – dozvoljeni površinski pritisak

Dozvoljeni površinski pritisak p_{doz} se određuje u odnosu na prirodu radnog opterećenja:

- Statičko radno opterećenje

$$\left. \begin{array}{l} p_{doz} = 1,2 \cdot R_e \\ p_{doz} \approx 0,75 \cdot R_m \end{array} \right\}$$

- Dinamičko radno opterećenje

$$\left. \begin{array}{l} p_{doz} = 0,9 \cdot R_e \\ p_{doz} \approx 0,6 \cdot R_m \end{array} \right\}$$

R_e – napon na granici tečenja

R_m – zatezna čvrstoća

U praksi, vijčane veze se uobičajno realizuju pomoću većeg broja vijaka koji formiraju grupnu vijčanu vezu.



Grupnu vijčanu vezu karakterišu:

- Vijci istog oblika i dimenzija
- Dimenzionisanje vijaka koje se izvodi u odnosu na najopterećeniji vijak u vezi
- Simetričan raspored vijaka (po krugu, kvadratu ili pravougaoniku)
- Pritezanje vijaka istom silom

Za grupnu vijčanu vezu je karakteristično i sledeće:

- Da je bolje realizovati većim brojem vijaka manjih dimenzija nego manjim brojem vijaka većih dimenzija
- Da se tokom montaže vijci pritežu postepeno po tačno određenom redosledu

Određivanje opterećenja vijaka u grupnoj vijčanoj vezi se izvodi uz sledeće pretpostavke:

- Da dodirna površina spojenih delova ostaje ravna nakon montaže, odnosno, pritezanja vijaka, kao i tokom eksploatacije
- Da je ukupna površina poprečnih presjeka vijaka koji formiraju grupnu vijčanu vezu znatno manja od dodirne površine spojenih delova

U praksi se sreću sledeći karakteristični slučajevi grupnih vijčanih veza:

- Uzdužno opterećene grupne vijčane veze
- Poprečno opterećene grupne vijčane veze
- Složeno opterećene grupne vijčane veze

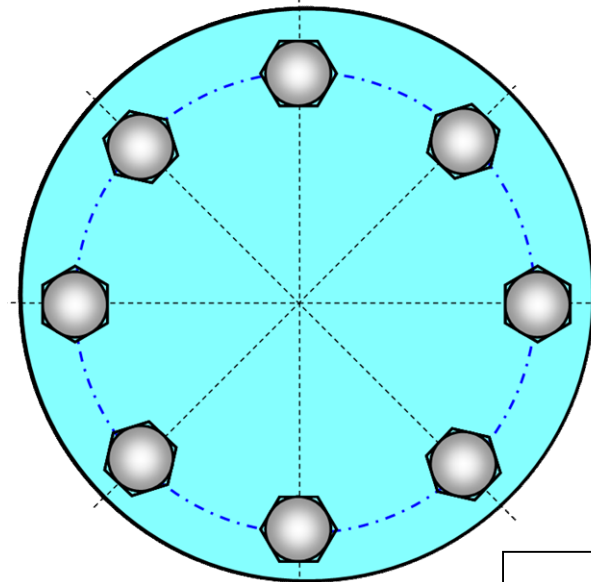
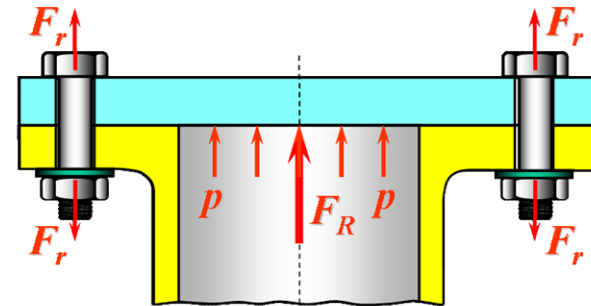
Uzdužno opterećene grupne vijčane veze karakteriše:

- Simetričan raspored vijaka (veza poklopca i posude pod pritiskom prikazana na slici)
- Ravnomjerna raspodjela opterećenja na pojedinačne vijke



Opterećenje uzdužno opterećene grupne vijčane veze se svodi na uzdužnu silu F_R koja:

- Djeluje u pravcu upravnom na dodirnu ravan veze
- Prolazi kroz težište poprečnog presjeka grupne vijčane veze
- Svaki od z vijaka u grupnoj vijčanoj vezi je opterećen uzdužnom silom F_r



$$F_r = \frac{F_R}{z}$$

Poprečno opterećene grupne vijčane veze mogu biti:

- Nepodešene (frikcione) vijčane veze sa ravnomjernom raspodjelom opterećenja na pojedinačne vijke
- Podešene (smicajne) vijčane veze sa izrazito neravnomjernom raspodjelom opterećenja na pojedinačne vijke koja zavisi od:
 - Odstupanja položaja otvora
 - Tolerancije nalijeganja stabla vijka i otvora

Poprečno opterećenu grupnu vijčanu vezu kakva se sreće, npr., kod krutih spojnika karakteriše:

- Raspored vijaka po krugu prečnika D
- Opterećenje vijaka uzrokovano prenosom obrtnog momenta



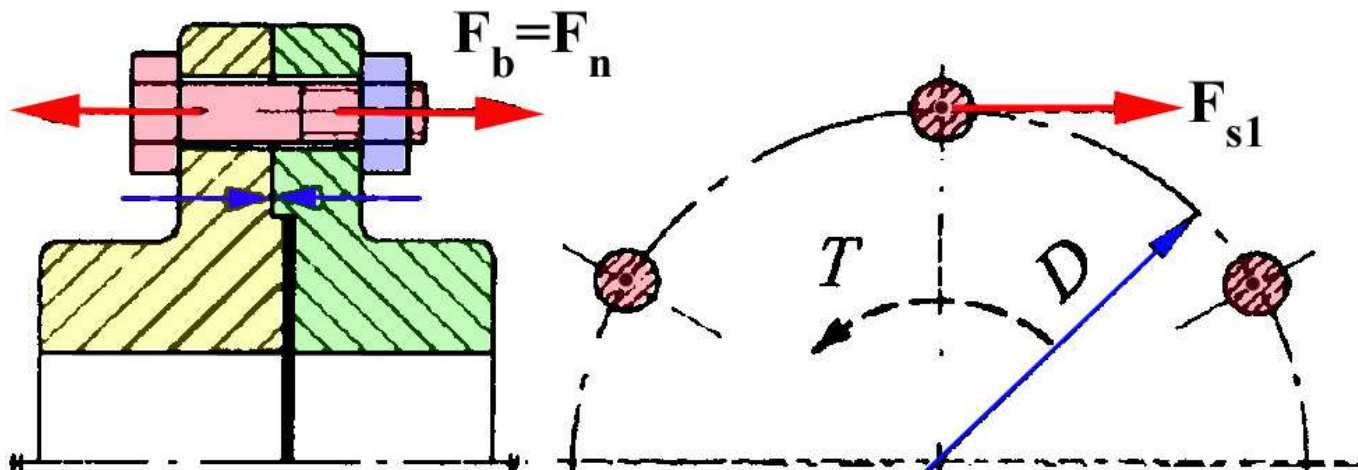
Poprečno opterećenje pojedinačnih vijaka u ovakvoj grupnoj vijčanoj vezi se može odrediti prema izrazu:

$$F_{s1} = \frac{2 \cdot T}{z \cdot D} \cdot \xi_r$$

ξ_r – faktor neravnomjernosti raspodjele opterećenja

$\xi_r = 1$ kod nepodešene veze

$\xi_r = (1.3 \div 1.5)$ kod nepodešene veze



Poprečno opterećenu grupnu vijčanu vezu kakva se sreće, npr., kod veza konstruktivnih elemenata karakteriše:

- Raspored vijaka u redovima
- Opterećenje vijaka prolazi kroz težište poprečnog presjeka veze



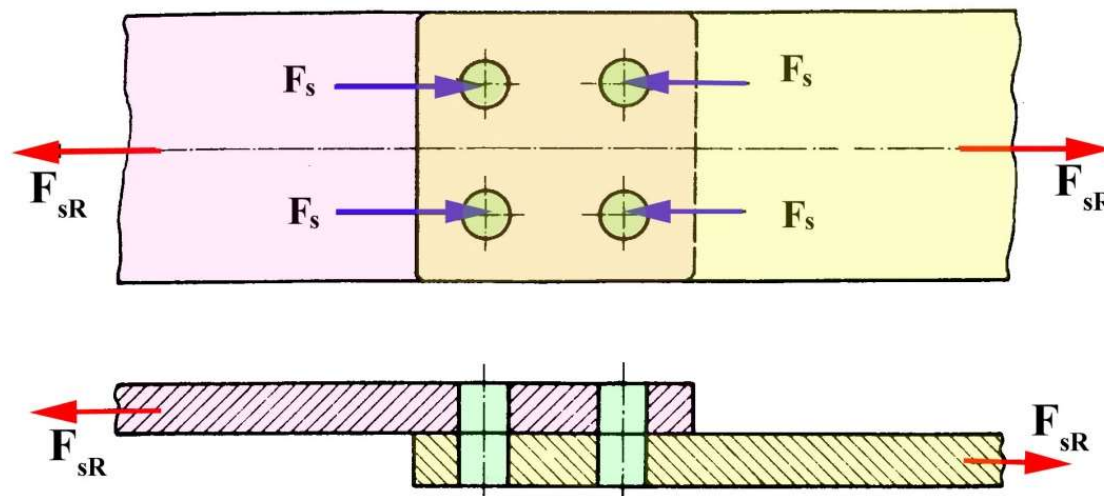
Poprečno opterećenje pojedinačnih vijaka u ovakvoj grupnoj vijčanoj vezi se može odrediti prema izrazu:

$$F_s = \frac{F_{sR}}{Z} \cdot \xi_r$$

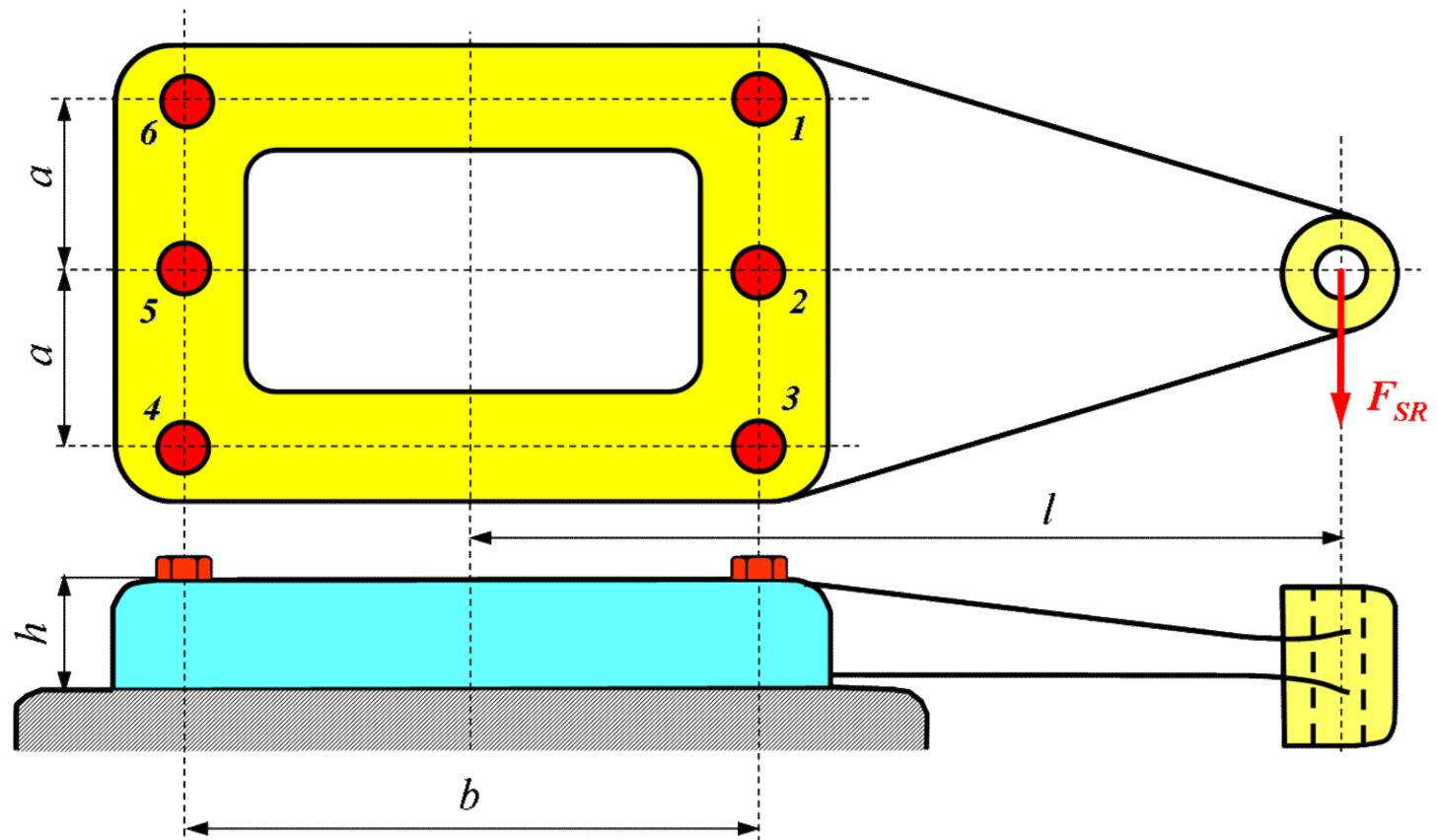
ξ_r – faktor neravnomjernosti raspodjele opterećenja

$\xi_r = 1$ kod nepodešene veze

$\xi_r = (1.3 \div 1.5)$ kod nepodešene veze



Grupna vijčana veza čije poprečno opterećenje djeluje duž pravca koji ne prolazi kroz težište poprečnog presjeka grupne vijčane veze



Opterećenje ovakve grupne vijčane veze se svodi na poprečnu silu F_{sR} i obrtni moment $T = F_{sR} \cdot l$.

Opterećenje pojedinačnih vijaka u vezi usled dejstva poprečne sile F_{sR} :

$$F_{sRi} = \frac{F_{sR}}{Z} \cdot \xi_r$$

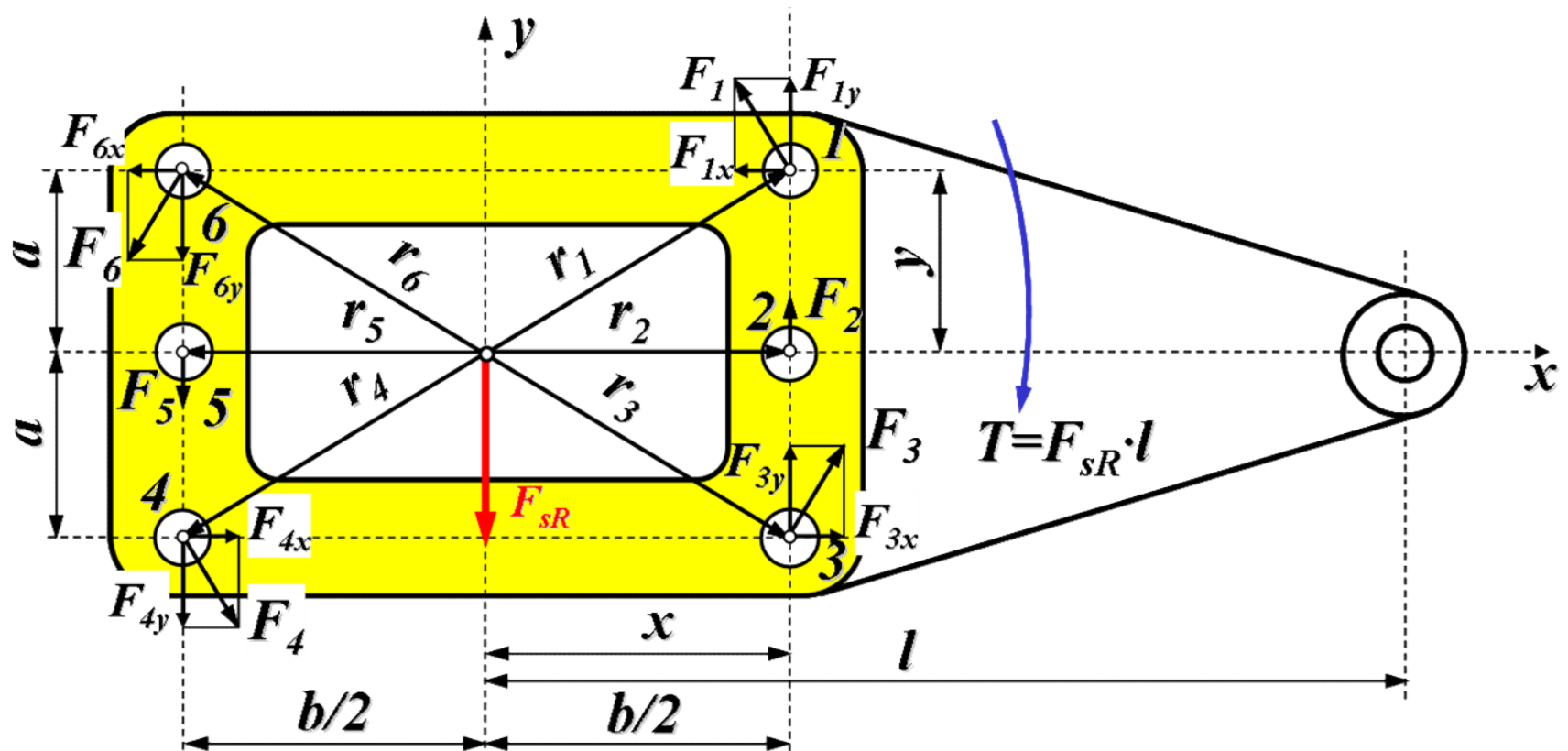
ξ_r – faktor neravnomjernosti
raspodjele opterećenja

$\xi_r = 1$ kod nepodešene veze

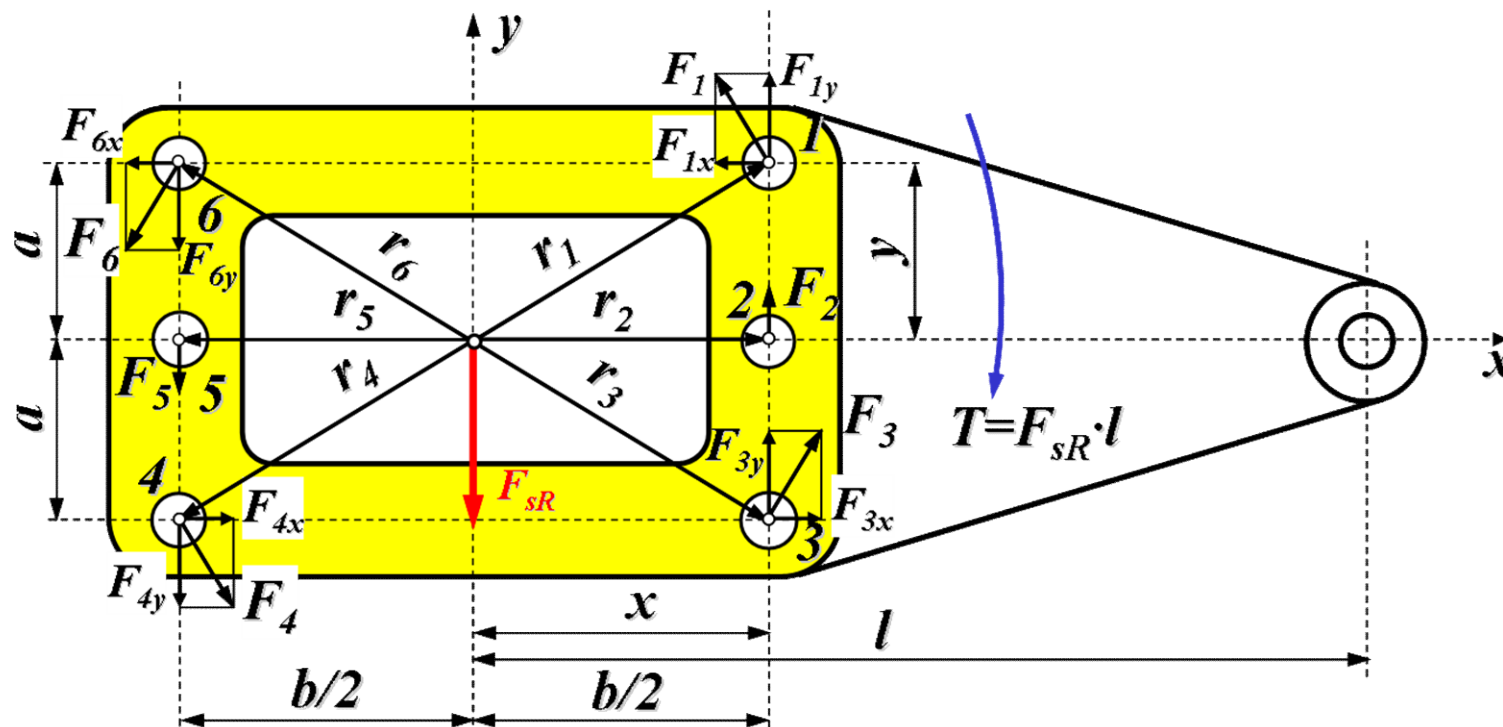
$\xi_r = (1.3 \div 1.5)$ kod podešene veze

Reaktivne sile usled dejstva obrtnog momenta $T = F_{sR} \cdot l$ su:

- F_i na rastojanju r_i od težišta
- Sile F_i se razlaže na komponente F_{ix} i F_{iy}



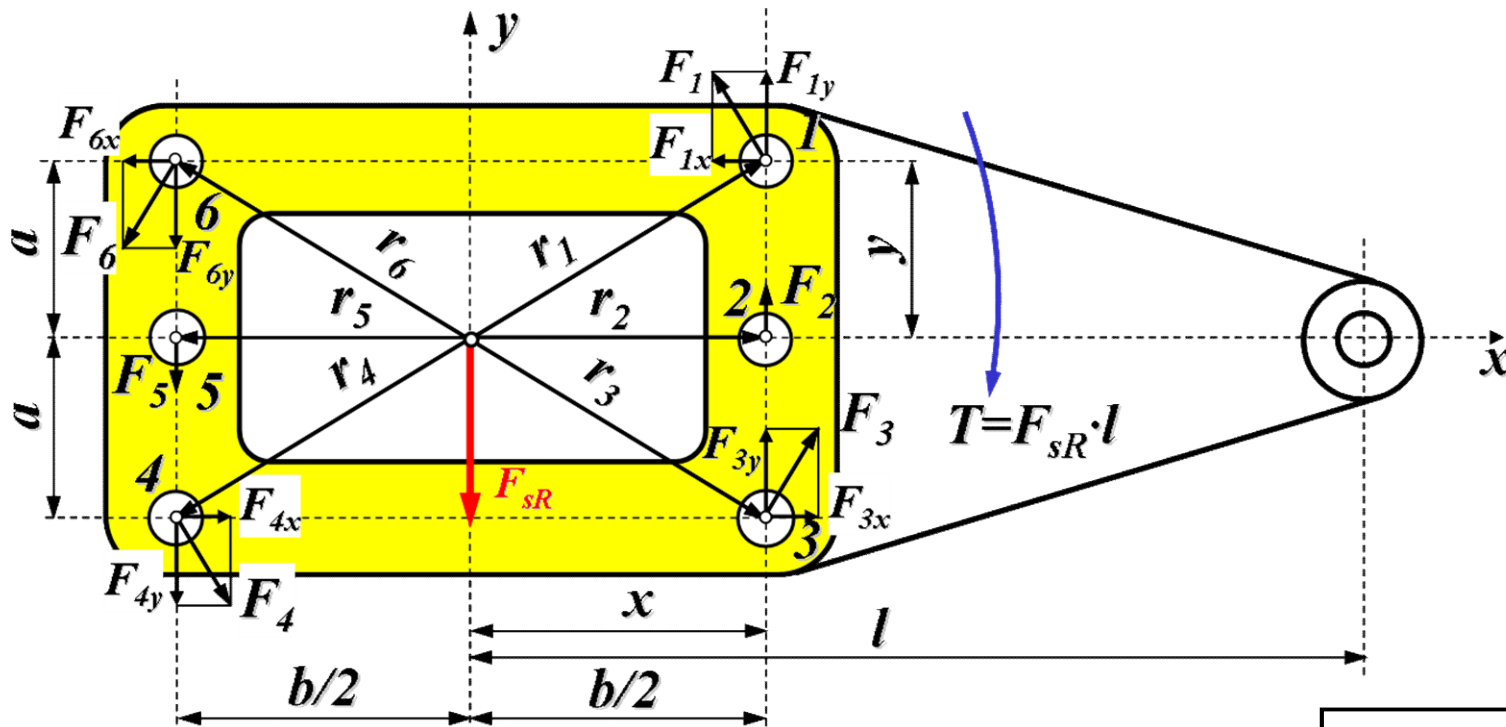
Opterećenje pojedinačnih vijaka u vezi usled dejstva obrtnog momenta $T = F_{sR} \cdot l$:



$$T = F_1 \cdot r_1 + F_2 \cdot r_2 + \dots + F_6 \cdot r_6$$

$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_2}{r_2} = \dots = \frac{F_6}{r_6}$$

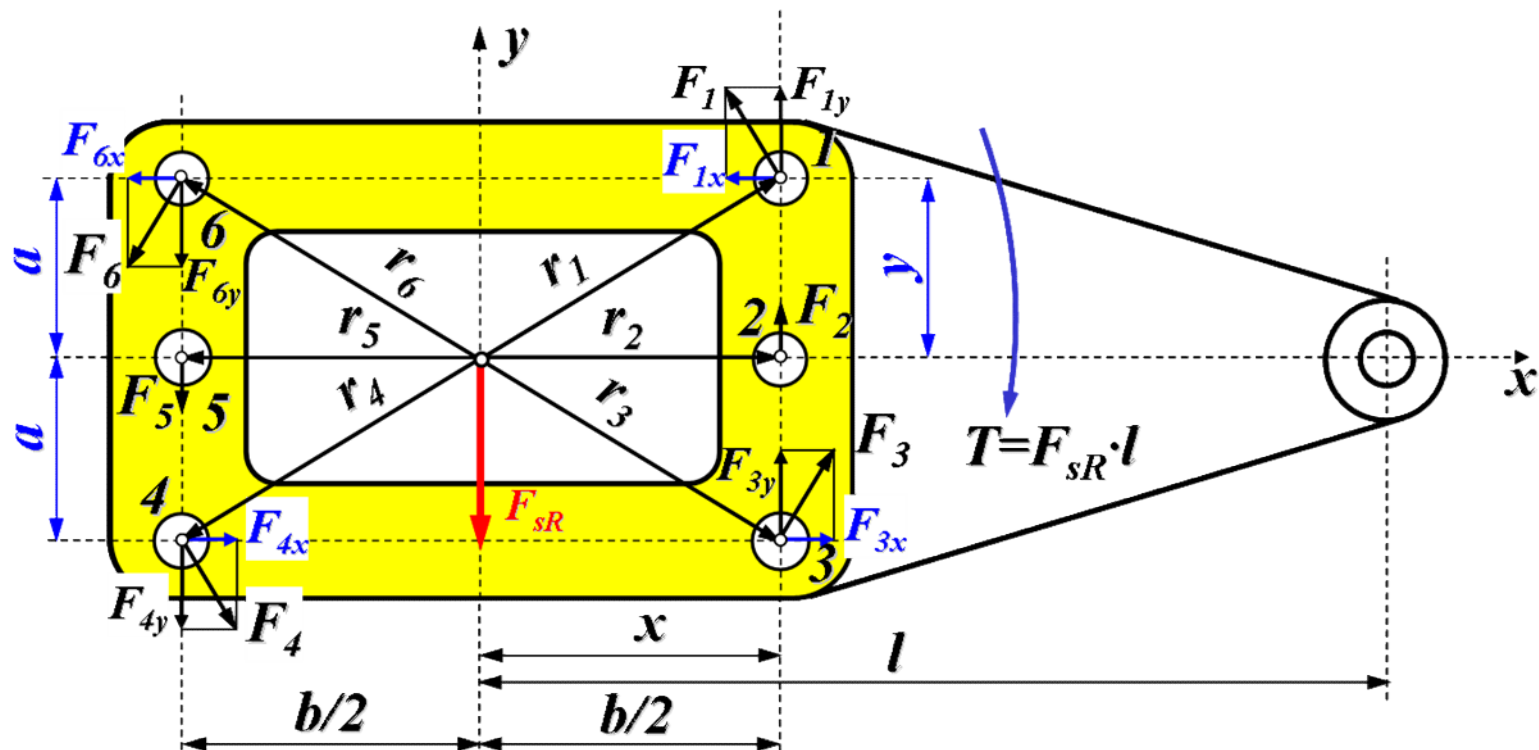
Opterećenje pojedinačnih vijaka u vezi usled dejstva obrtnog momenta $T = F_{sR} \cdot l$:



$$F_i = \frac{T \cdot r_i}{\sum_{i=1}^6 r_i^2} \cdot \xi_r$$

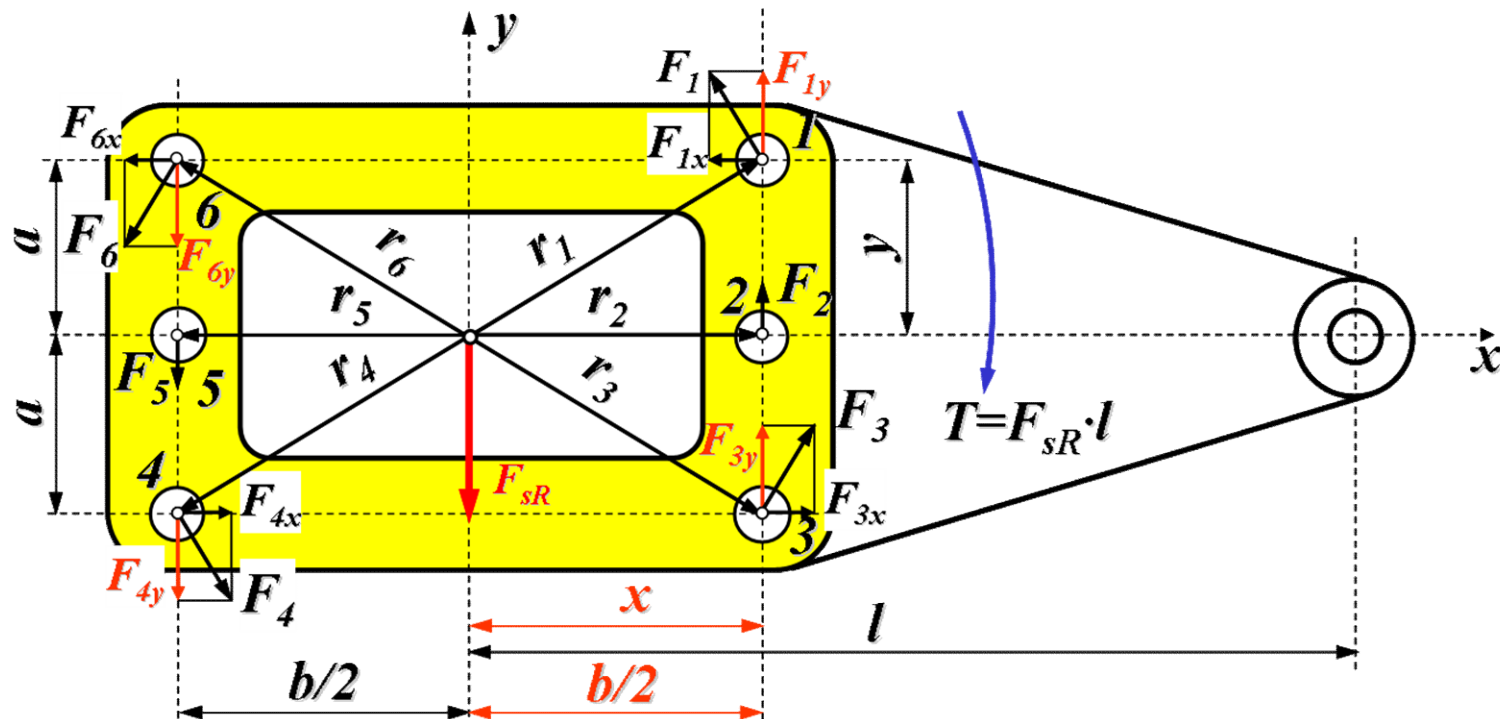
Komponente sila F_{ix} su:

$$F_{1x} = F_{3x} = F_{4x} = F_{6x} = \frac{T \cdot a}{\sum_{i=1}^6 r_i^2} \cdot \xi_r$$

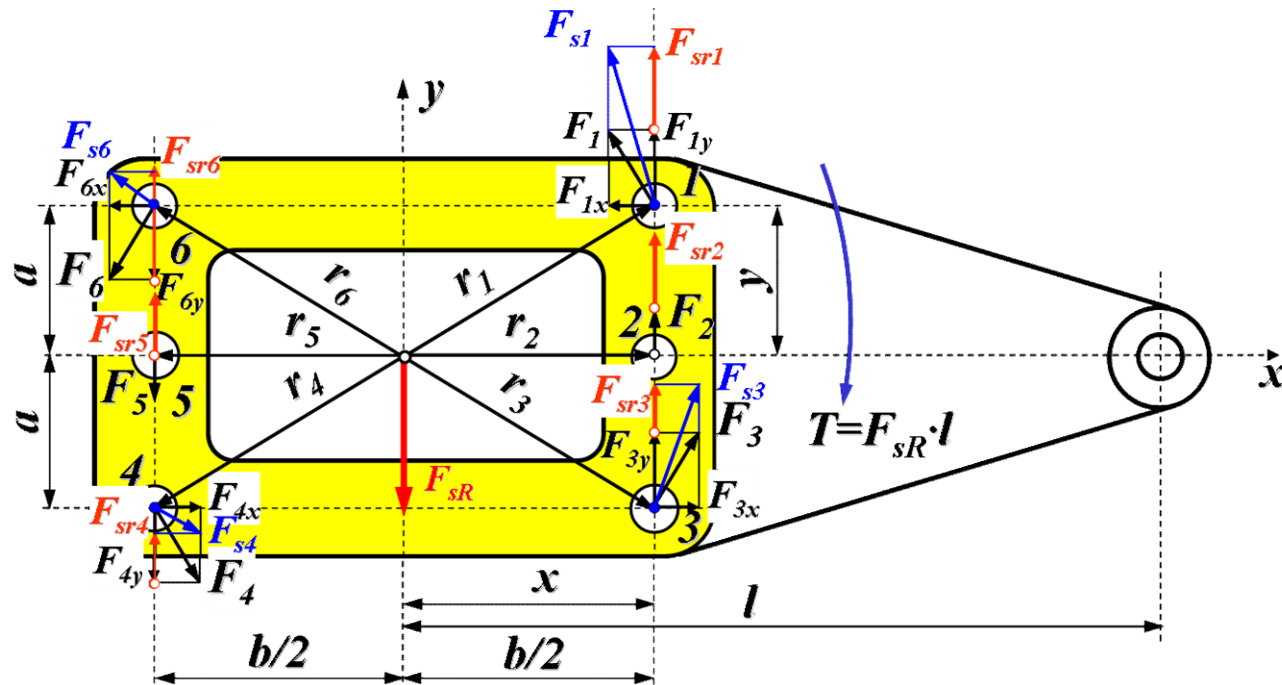


Komponente sila F_{iy} su:

$$F_{1y} = F_{3y} = F_{4y} = F_{6y} = \frac{T \cdot b}{2 \cdot \sum_{i=1}^6 r_i^2} \cdot \xi_r$$



Ukupna sila koja opterećuje pojedinačne vijke:



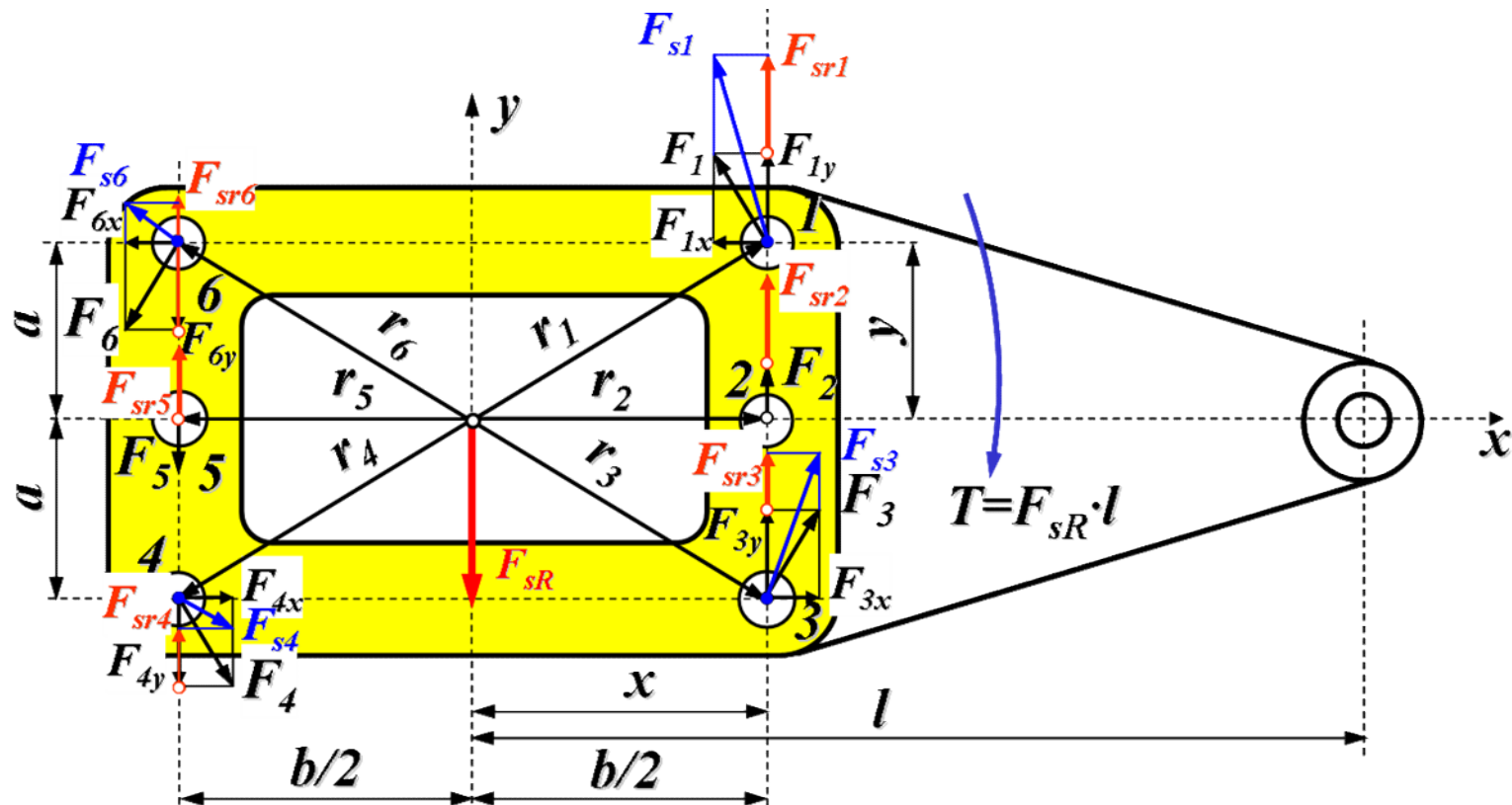
$$F_{s1} = \sqrt{F_{1x}^2 + (F_{1y} + F_{sr1})^2}$$

$$F_{s4} = \sqrt{F_{4x}^2 + (F_{4y} - F_{sr4})^2}$$

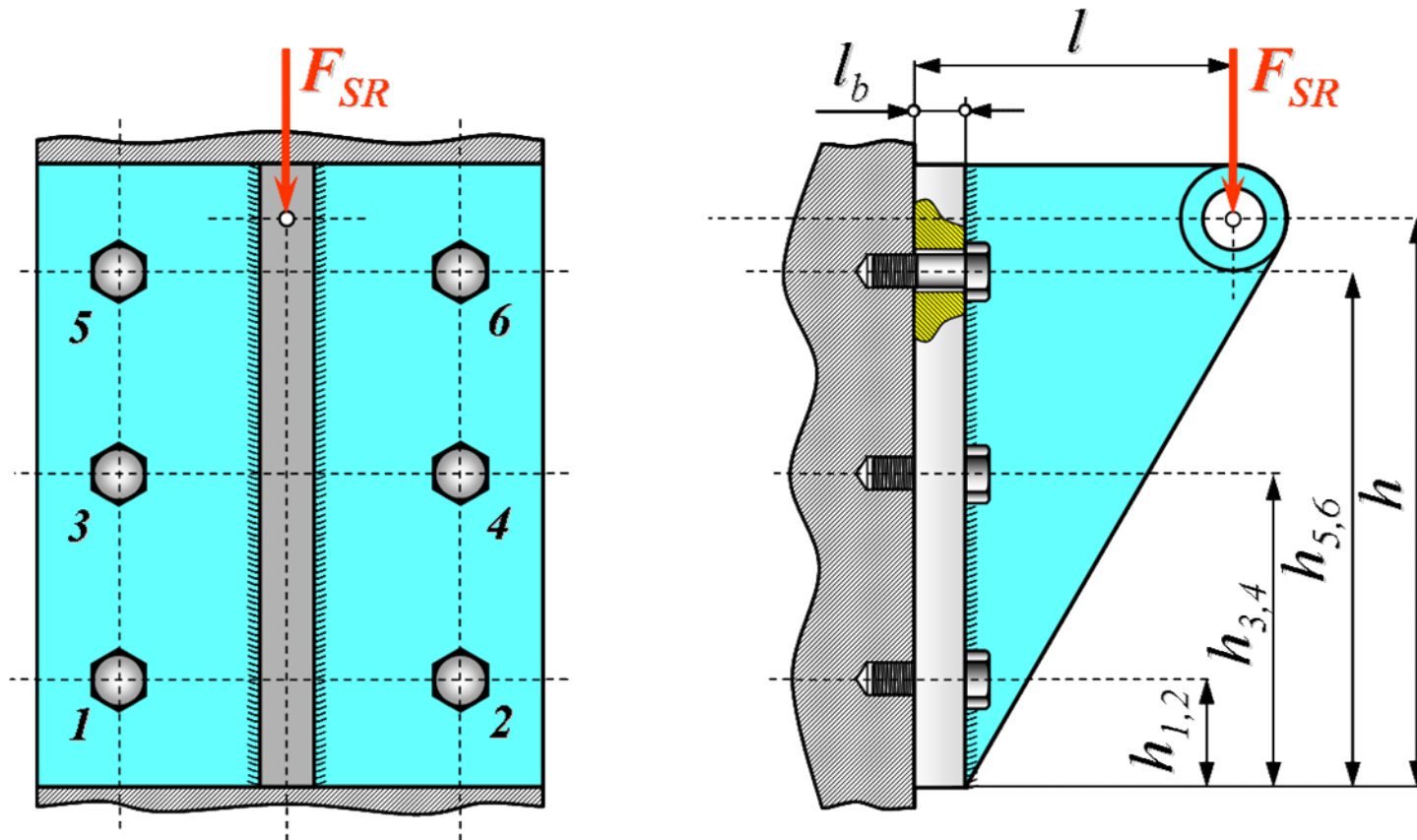
$$F_{s3} = \sqrt{F_{3x}^2 + (F_{3y} + F_{sr3})^2}$$

$$F_{s6} = \sqrt{F_{6x}^2 + (F_{6y} - F_{sr6})^2}$$

Na osnovu prethodne analize se može zaključiti da su najopterećeniji vijci u grupnoj vijčanoj vezi vijak broj 1 i vijak broj 3. Stoga se provjera stepen sigurnosti veze vrši za jedan od ova dva vijka.

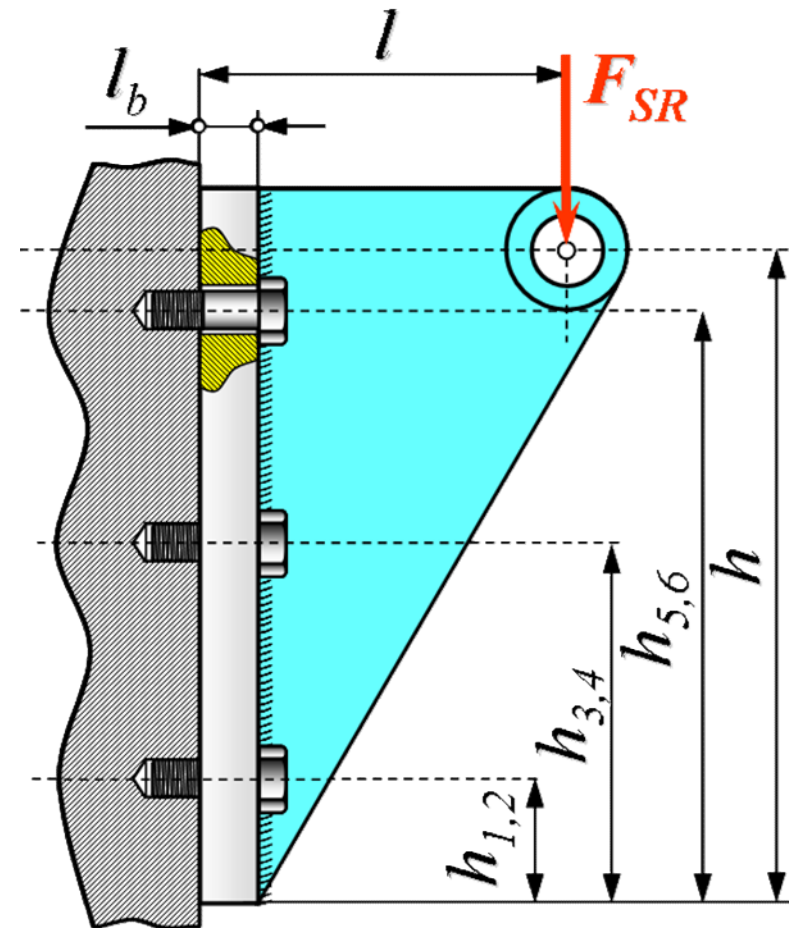


Grupna vijčana veza čije poprečno opterećenje djeluje duž pravca koji ne prolazi kroz težište poprečnog presjeka grupne vijčane veze



Primjer ovakve veze, prikazan na slici, karakteriše:

- Čeona veza konzole je izvedena sa 6 vijaka
- Konzola je opterećena poprečnom silom F_{SR} koja djeluje na rastojanju l u odnosu na dodirnu ravan veze



Opterećenje ovakve grupne vijčane veze se svodi na poprečnu silu F_{sR} i moment savijanja $M = F_{sR} \cdot l$.

Opterećenje pojedinačnih vijaka u vezi usled dejstva poprečne sile F_{sR} :

$$F_{sRi} = \frac{F_{sR}}{Z} \cdot \xi_r$$

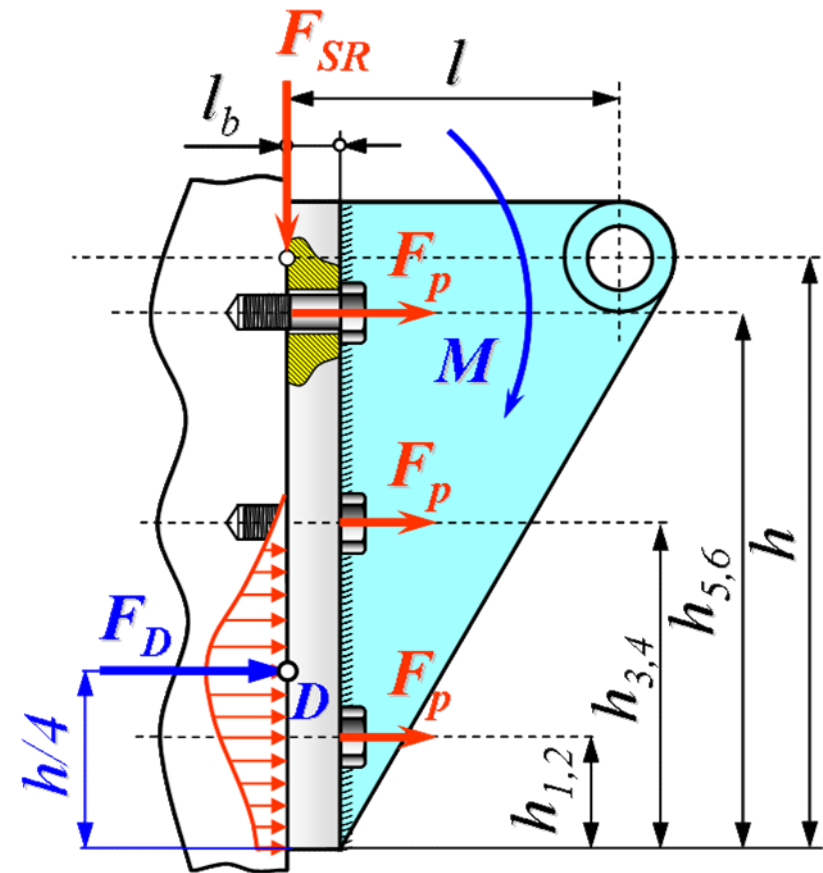
ξ_r – faktor neravnomjernosti
raspodjele opterećenja

$\xi_r = 1$ kod nepodešene veze

$\xi_r = (1.3 \div 1.5)$ kod podešene veze

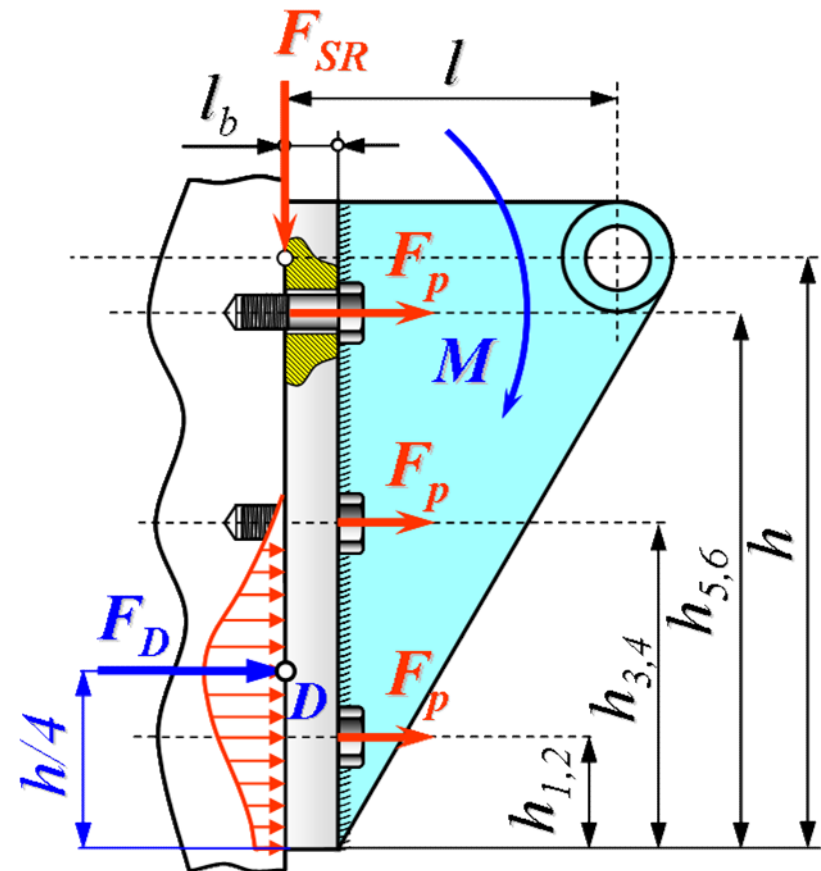
Moment savijanja grupne vijčana veze:

- Teži da razdvoji konzolu od noseće konstrukcije
- Neravnomjerno opterećuje vijke
- Na donjem dijelu konzole izaziva pritisak



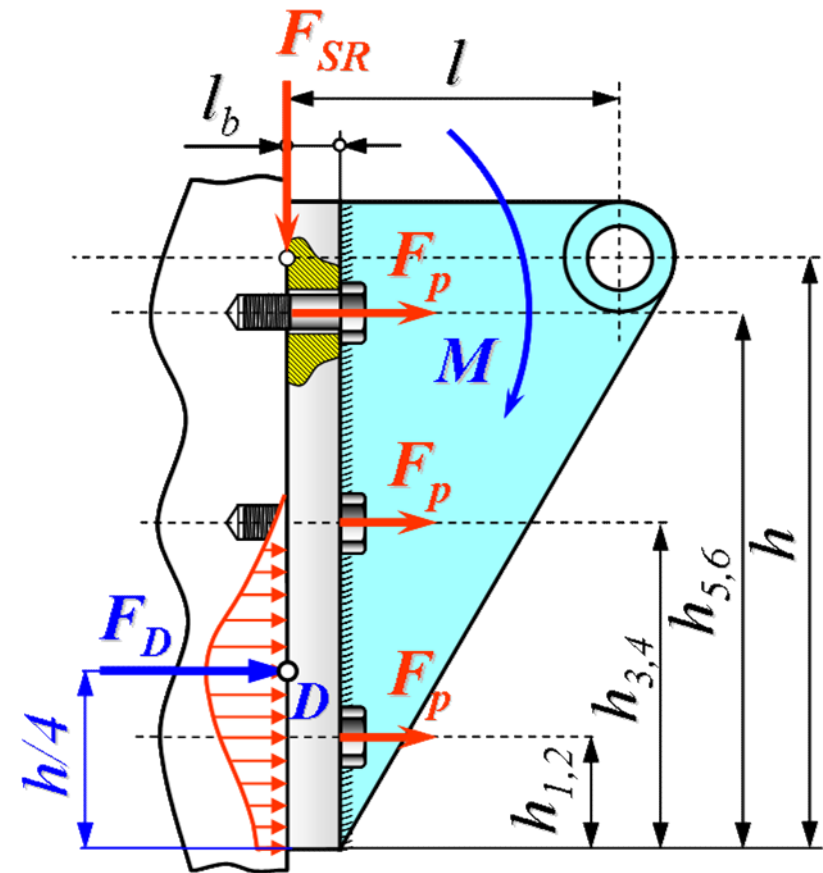
Moment savijanja grupne vijčane veze:

- Vršni razdvajanje konzole i noseće konstrukcije rotirajući konzolu oko tačke D
- Stoga dolazi do uzdužnog opterećenja vijaka iznad tačke D, koje je izazvano njihovim istežanjem



Tačka D oko koje dolazi do rotacije konzole:

- Nalazi se približno na udaljenosti $h/4$ od donje ivice konzole (h – visina konzole)



Uzdužno opterećenje pojedinačnih vijaka u vezi usled dejstva momenta savijanja $M = F_{sR} \cdot l$:

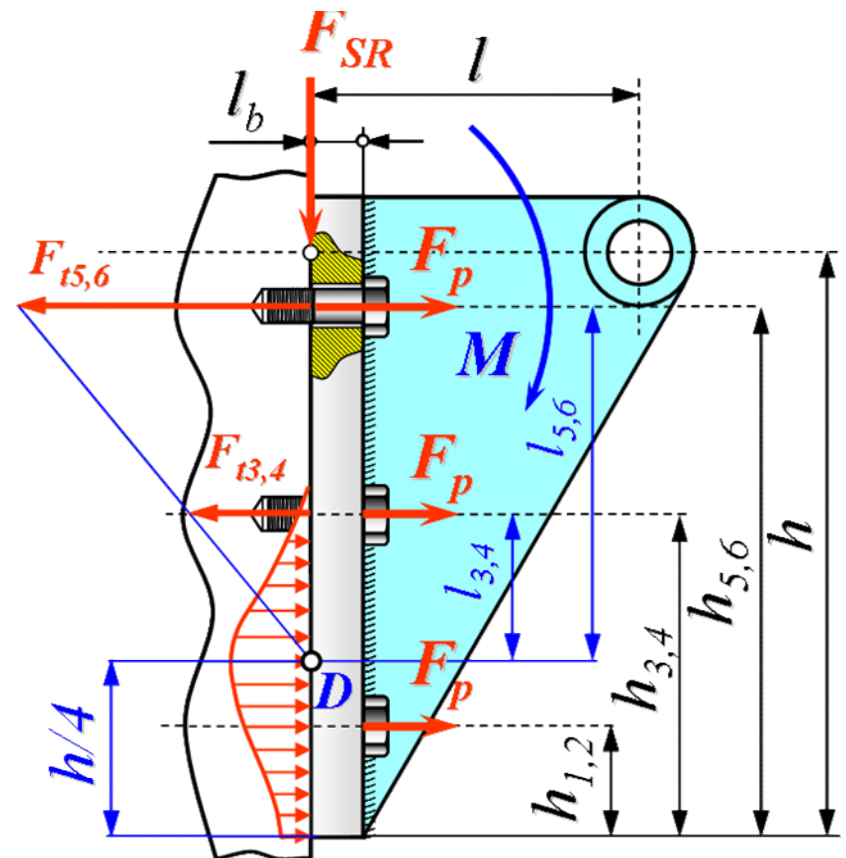
$$M = F_{sR} \cdot l = F_{t,3-4} \cdot l_{3,4} \cdot z + F_{t,5-6} \cdot l_{5,6} \cdot z$$

$$\frac{F_{t,3-4}}{F_{t,5-6}} = \frac{l_{3-4}}{l_{5-6}}$$

$$F_{t,3-4} = \frac{F_{sR} \cdot l}{z} \cdot \frac{l_{3-4}}{l_{3-4}^2 + l_{5-6}^2}$$

$$F_{t,5-6} = \frac{F_{sR} \cdot l}{z} \cdot \frac{l_{5-6}}{l_{3-4}^2 + l_{5-6}^2}$$

$z=2$ – broj parova vijaka



Opterećenje najopterećenijeg vijka u ovakvoj vezi u slučaju podešene vijčane veze:

$$F_{\max} = \frac{F_{sR} \cdot l}{z} \cdot \frac{l_{(n-1)-n}}{l_{1-2}^2 + l_{3-4}^2 + \dots + l_{(n-1)-n}^2}$$

Opterećenje najopterećenijeg vijka u ovakvoj vezi u slučaju nepodešene vijčane veze:

$$F_{\max} = \frac{F_{sR} \cdot l}{z} \cdot \frac{l_{(n-1)-n}}{l_{1-2}^2 + l_{3-4}^2 + \dots + l_{(n-1)-n}^2} + \frac{F_{sR}}{\mu_0 \cdot z_n}$$

z – broj parova vijaka

z_n – ukupan broj vijaka

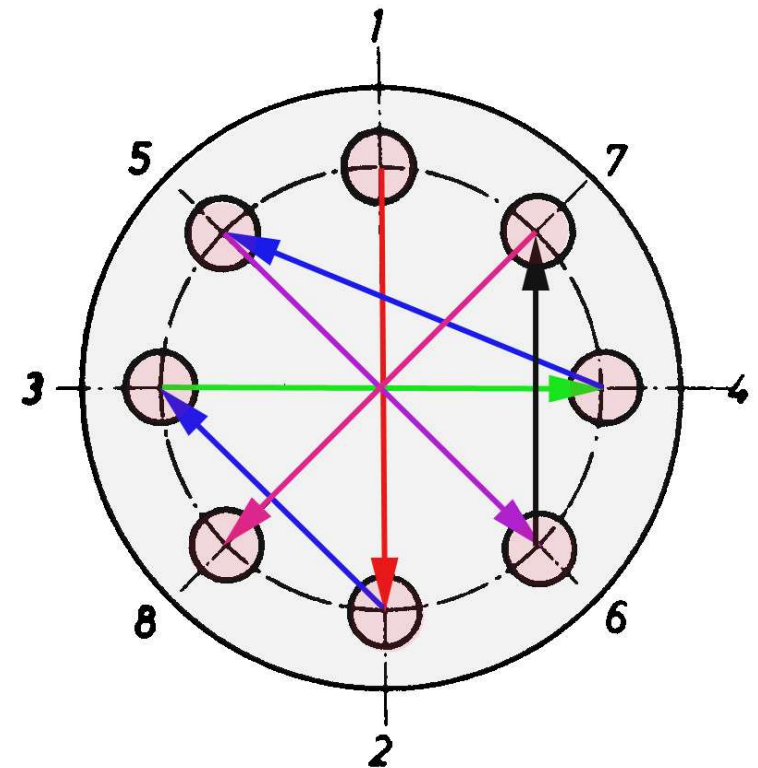
μ_0 – koeficijent trenja dodirnih površina

Pravilna raspodjela opterećenja na pojedinačne vijke grupne vijčane veze zavisi od:

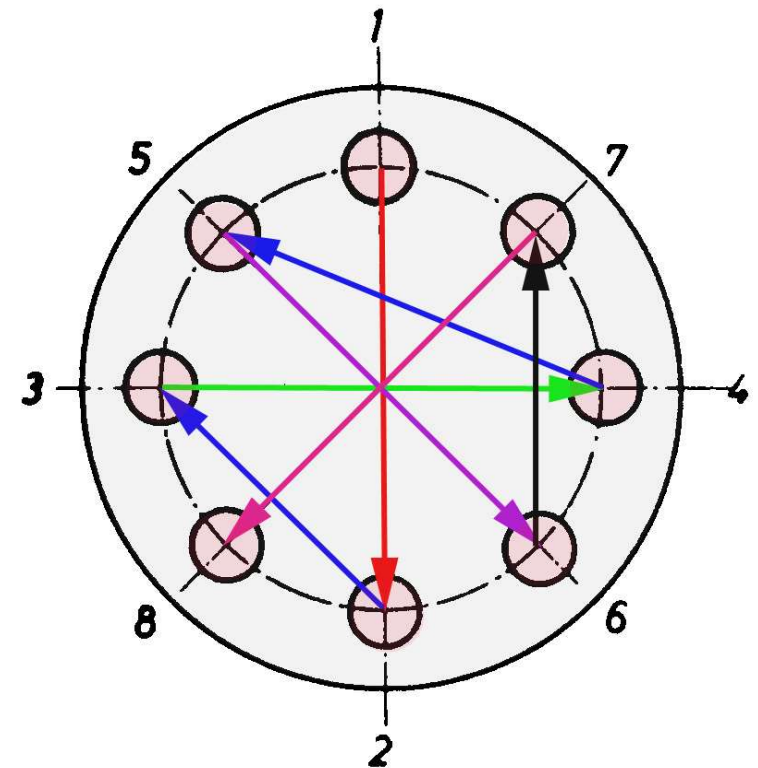
- Redosleda pritezanja vijaka
- Postupnosti ostvarivanja potrebne sile prethodnog pritezanja

Pritezanje vijaka raspoređenih po krugu vrši se pravilno prema redosledu naznačenom na slici na sledeći način:

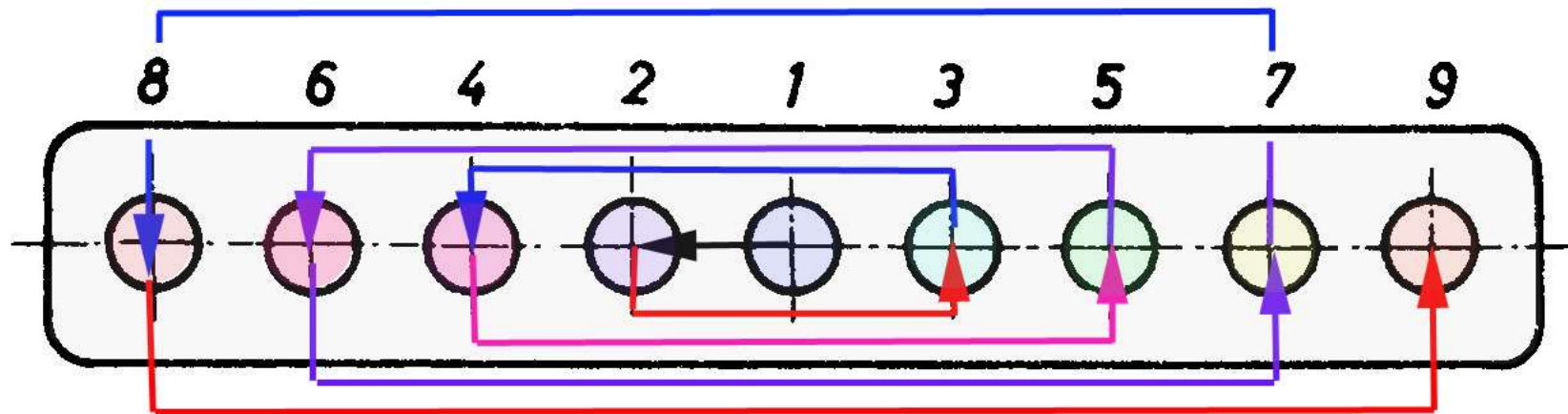
- Svaki vijak se priteže dinamometarskim ključem za jedan obrt
- Postupak se ponavlja prirezanjem za polovinu obrta



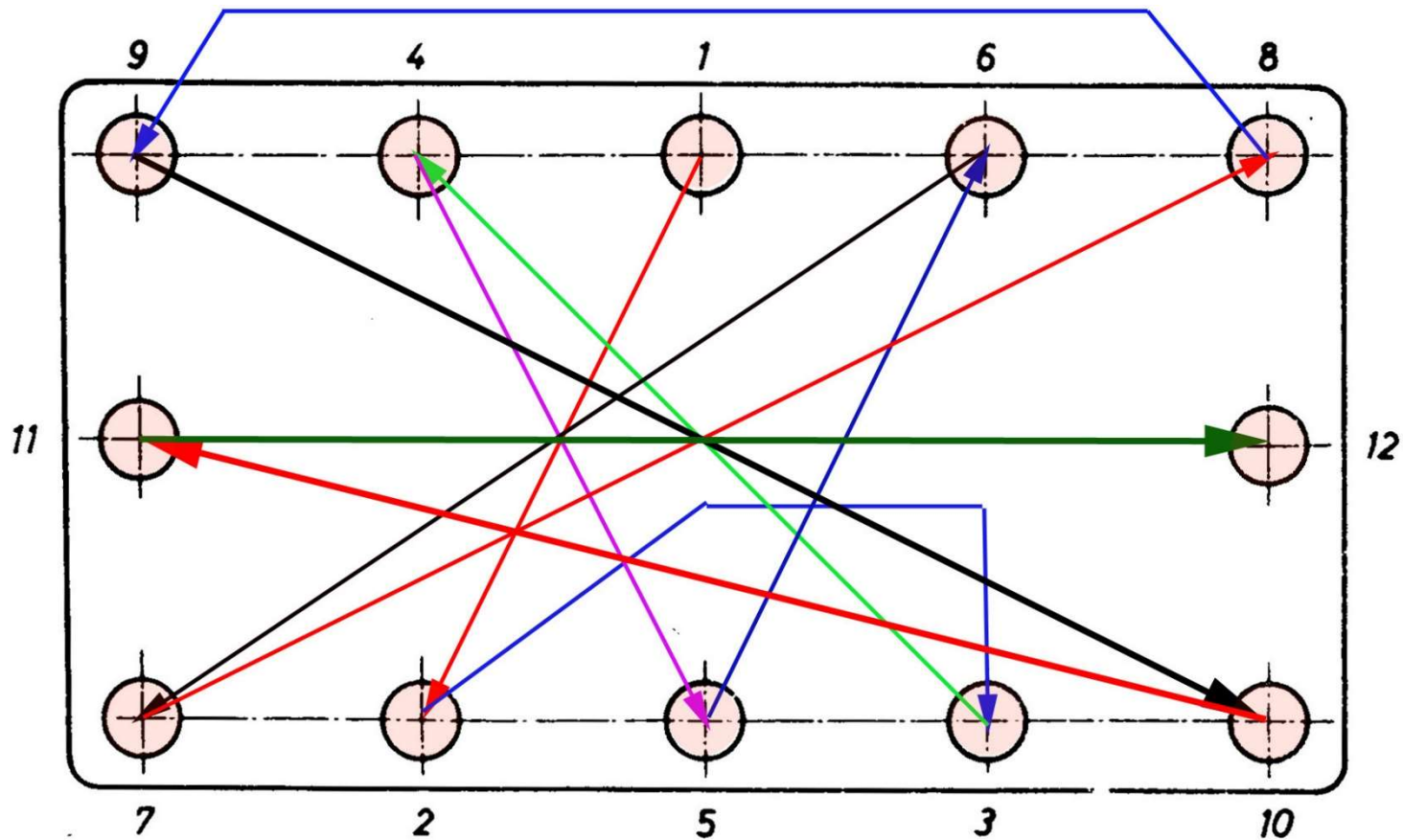
- Postupak se ponavlja prirezanjem za četvrtinu obrta
- Završno pritezanje se vrši do propisane vrijednosti momenta pritezanja



- Posle izvjesnog vremena rada treba vršiti kontrolu pritezanja istim redosledom



- Isti redosled treba primjenjivati i pri odvrtanju. Na ovaj način se izbjegavaju deformacije spojenih djelova.



Mašinski elementi: Navojni spojevi

Pitanja:

- Šta je namjena pokretnih navojnih spojeva;
- Objasni šta predstavlja radno opterećenje navojnih prenosnika na primjeru dizalice za automobil;
- Navedi moguće kategorizacije navojnih veza;
- Objasni uticaj pritezanja na elemente vijčane veze;
- Objasni način nastanka deformacionog dijagrama uzdužno opterećene vijčane veze;
- Objasni vezu radnog opterećenja, krutosti i deformacija elemenata uzdužno opterećene vijčane veze;
- Koji su osnovni principi na kojim se zasniva realizacija poprečno opterećene vijčane veze;
- Koji su osnovni kriterijumi za proračun poprečno opterećenih vijčanih veza;
- Navedi osnovne kategorije grupnih vijčanih veza;
- Objasni osnovne principe proračuna grupnih vijčanih veza;
- Objasni način pravilne montaže grupnih vijčanih veza;



ZAHVALJUJEM NA PAŽNJI