

gdje je F vlačna sila opruge, a l_1 ima značenje prikazano na sl. 68 a.

Međutim, u tom slučaju površinski pritisak p u spojenom dijelu nastaje istodobnim djelovanjem savijanja i vlačne sile opruge, pa je

$$p = \frac{M_s}{W} + \frac{F}{A} \leq p_{dop},$$

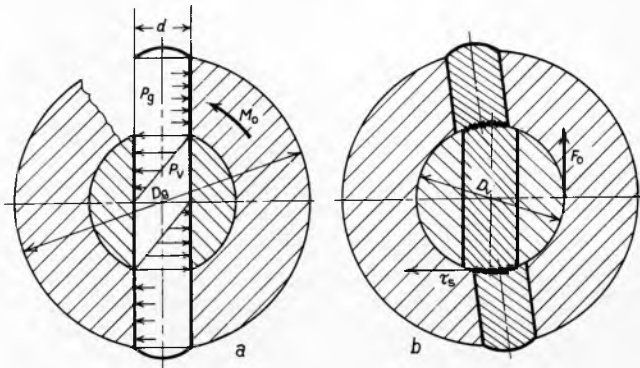
gdje je W moment otpora presjeka izloženog savijanju, a A površina tog presjeka. Odatle se mogu izračunati potrebne dimenzije provrta, kad se prema pravilima nauke o čvrstoći prethodna formula napiše u obliku

$$p = \frac{F}{d l_z} \left(6 \frac{l}{l_z} + 1 \right),$$

gdje je l i l_z imaju značenje prikazano na sl. 68 a i b.

Proračun spoja zaticima izloženim djelovanju momenta okretanja. Kao primjer tog proračuna može poslužiti spoj glavine vratila prikazan sa presjecima na sl. 69. U tom slučaju moment okretanja

$$M_o = \frac{F_o D_v}{2},$$



Sl. 69. Sile i naprezanja u zatičnom spoju vratila s glavinom izloženom djelovanju momenta okretanja

gdje je F_o poznata djelujuća obodna sila, koja uzrokuje naprezanje zatika na smicanje τ_s , površinske pritiske u dosjedu vratila p_v i glavine p_g sa zaticom a također i torzijsko naprezanje vratila. Prema pravilima nauke o čvrstoći tu je

$$\tau_s = \frac{F_o}{2A} \leq \tau_{s,dop},$$

gdje je $A = \frac{d^2 \pi}{4}$ površina presjeka zatika, pa je s time određen njegov potrebni promjer d .

Površinski pritisak p_v u dosjedu vratila i zatika, odgovara naprezanju na savijanje što ga uzrokuje moment M_o u uzdužnom, pravokutnom presjeku dijela zatika unutar provrta u vratilu, tj. također je količnik tog momenta i odgovarajućeg otporskog momenta. Odatle se može izvesti da je

$$p_v = 3 \frac{F_o}{D_v d} \leq p_{v,dop},$$

i s time izračunati potrebni promjer vratila D_v . Dakako, taj D_v treba još kontrolirati na torzijsko naprezanje formulom

$$p_g = \frac{F_o}{(D_g - D_v) d} \leq p_{g,dop},$$

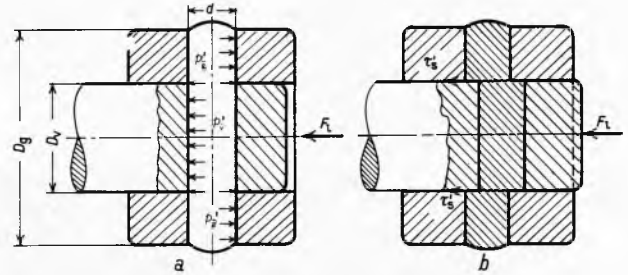
kojom je određen površinski pritisak u dosjedu glavine i odakle se može izračunati njezin potrebni promjer D_g (sl. 69).

Proračun spoja poprečnim zaticom izloženog djelovanju uzdužne sile. Takvi slučajevi (sl. 70) nastaju u spojevima vratila s nekim strojnim elementom s pomoću zatika. Tu je zatik također opterećen na smik, pri čemu se u njemu javlja naprezanje τ_s a na površinama njegovog dosjeda s vratilom i glavinom javljaju se tlakovi p'_v , odnosno p'_g . Za izračunavanje τ'_s i p'_g mogu se i u tom slučaju upotrijebiti formule iz prethodnog slučaja, ako se

tlak τ_s zamijeni sa τ'_s , p_g sa p'_g , a obodna sila F_o uzdužnom silom F_1 . Površinski tlak u dosjedu vratila i zatika tu je izražen sa

$$p'_v = \frac{F_1}{D_v d} \leq p_{v,dop}.$$

S time su ujedno određene sve dimenzije spoja koje treba izračunati.



Sl. 70. Sile i naprezanja u zatičnom spoju vratila s glavinom izloženom djelovanju uzdužne sile

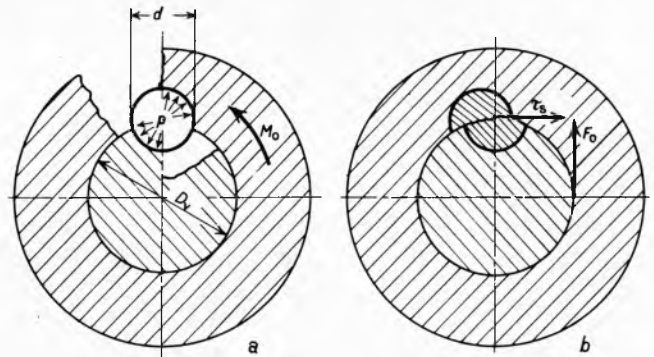
Proračun spoja uzdužnim zaticom izloženog djelovanju momenta okretanja. Takav slučaj (sl. 71) nastaje kod spojeva vratila s glavinom s pomoću uzdužnog klina. Tu zatik ima funkciju klina, pa se i naziva okruglim klinom. On je opterećen na smik, a u dosjedima vratila i glavine sa zaticom javljaju se površinski pritisci. Naprezanje na smik je u tom slučaju jednako

$$\tau_s = \frac{F_o}{d l} \leq \tau_{s,dop},$$

dok je površinski pritisak

$$p = \frac{2 F_o}{d l} \leq p_{dop},$$

gdje je F_o obodna sila, d promjer, a l dužina zatika.



Sl. 71. Sile i naprezanja u uzdužnom zatičnom spoju izloženom djelovanju momenta okretanja

OPRUGE

Opruge su strojni dijelovi za elastično spajanje. Upotrebom prikladnog materijala i pogodnim oblikovanjem opruge se pod opterećenjem elastično deformiraju, a nakon prestanka djelovanja opterećenja poprimaju prvobitni oblik. Mehanički rad pretvaraju u potencijalnu energiju, a nju opet natrag u mehanički rad, tj. opruge akumuliraju rad.

Glavna su područja upotrebe opruga: akumulacija rada (satni mehanizmi), amortizacija udara (odbojnici željezničkih vozila, zavješene kotača, elastične spojke), ravnomjerna raspodjela opterećenja (željeznička i cestovna vozila), ograničenje sile (preše), mjerenje sile (dinamometri), regulacija (regulacijski ventili), elementi titranja ili ublaživanja titraja i dr. Prema vrsti opterećenja kojem su opruge izložene one se dijele na opterećene na savijanje, torziju, tlak ili vlak.

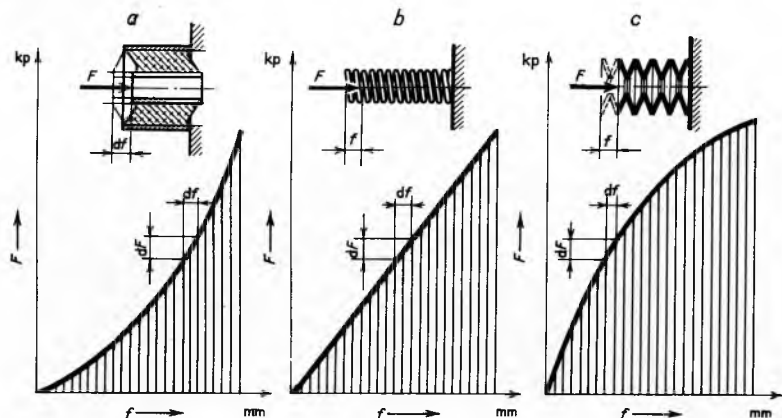
Karakteristike i rad opruga. Pod karakteristikom opruge razumijeva se krivulja koja prikazuje međusobnu ovisnost njenog

opterećenja i deformacije. Kako se opterećenje opruga mjeri silom F , a deformacija progibom, odnosno elongacijom ili kontrakcijom f , odnosno momentom M i kutom uvijanja φ , to je karakteristika opruge, ili tzv. njezina krutost c određena izrazom

$$c = \frac{dF}{df}, \text{ odnosno } c = \frac{dM}{d\varphi}.$$

Krutost se mjeri u kp/mm, odnosno u kp mm/radian i predstavlja silu, koja uzrokuje deformaciju opruge za jedinicu dužine, odnosno luka. Ta se vrijednost zove specifična ili jedinična sila.

Već prema tome da li je $c = \text{konst.}$, raste ili opada s opterećenjem, karakteristika opruge je pravac, progresivna ili regresivna krivulja (sl. 72).



Sl. 72. Karakteristike opruga: a progresivna gumena opruga, b ravna (cilindrična zavojna torzijska opruga), c regresivna (tanjurasta opruga)

Rad predan opruzi (prikazan na sl. 72 šrafiranim površinama) za te dvije vrste opterećenja iznosi

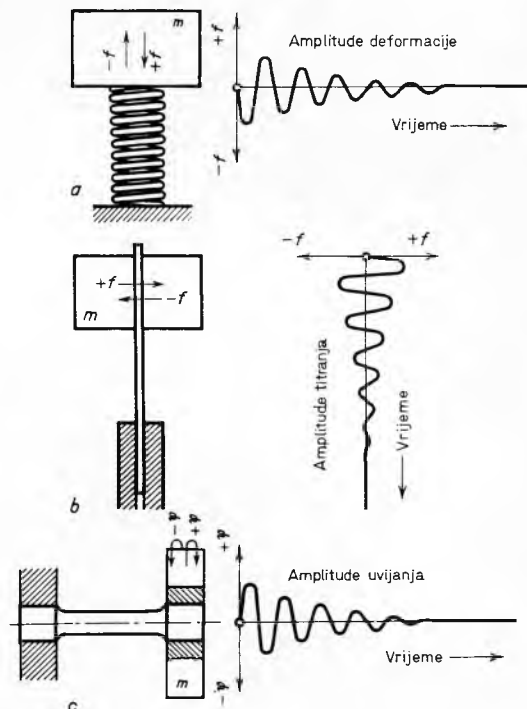
$$A = \int_0^f F df, \quad A = \int_0^\varphi M d\varphi$$

a specijalno, kad su karakteristike opruga ravne, jednadžbama

$$A = \frac{1}{2} Ff, \quad A = \frac{1}{2} M\varphi.$$

Rad A' što ga opruge predaju kad se rasterete jednak je radu A samo kad se u njima ne stvara ni vanjsko ni unutrašnje trenje. Inače je $A' < A$, a razlika $A - A'$ troši se za svladavanje trenja i pretvara se u toplinu.

Vlastito titranje opruga. Svi spojevi opruga sa slobodno-pokretnom masom m predstavljaju sustave koji mogu titrati

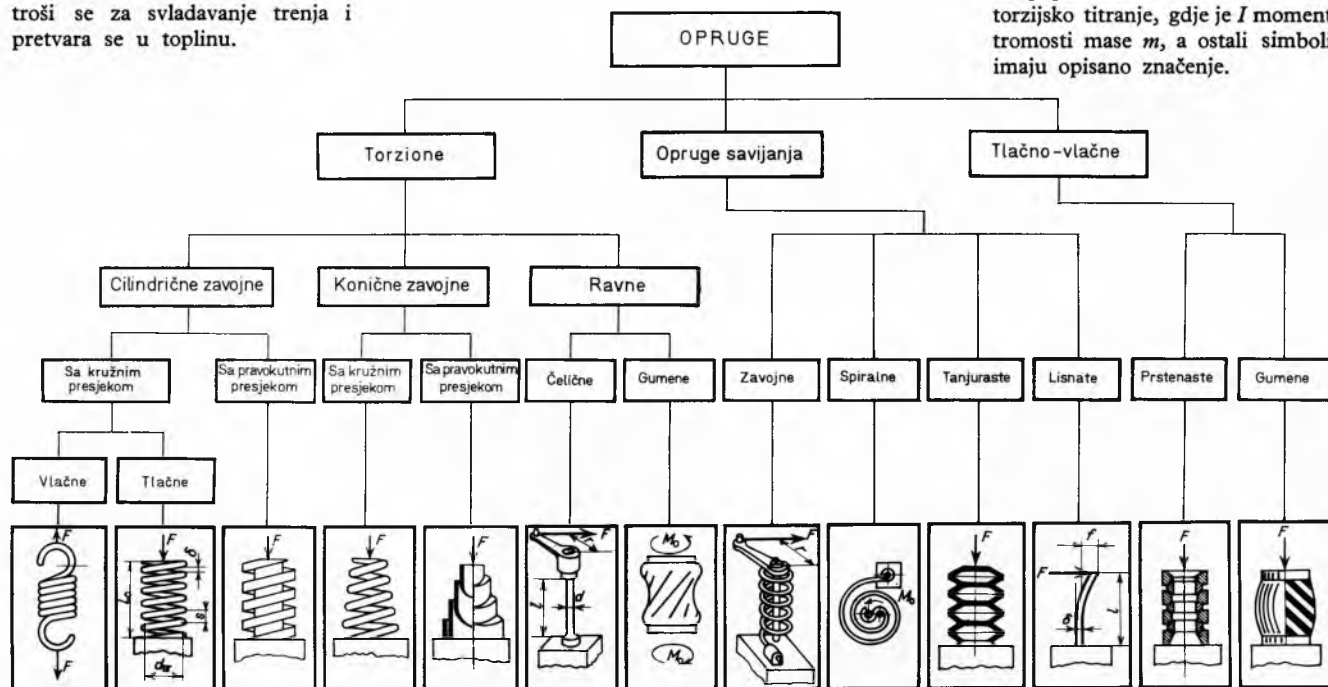


Sl. 73. Sustav titranja opruga

(sl. 73) kad se uzbude nekim impulsom. Pri tome, ako se uzbuđenje ponavlja u taktu vlastite frekvencije titranja f sustava, može doći do opasne rezonancije. Zbog toga je u takvim slučajevima potrebno odrediti vlastitu frekvenciju i , ako ta nije dovoljno različita od frekvencije uzbuđenja, pobrinuti se za protumjere (npr. izmjenu dimenzija, prikladno prigušivanje). Kako je poznato iz nauke o čvrstoći, vlastita frekvencija takvog sustava može se izračunati s pomoću formula

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{I}}$$

za poprečno i uzdužno, odnosno torzijsko titranje, gdje je I moment tromosti mase m , a ostali simboli imaju opisano značenje.



Sl. 74. Pregled podjele opruga

Materijali opruga. Od svih materijala najviše se upotrebljava čelik za opruge. Osim toga kao materijal za opruge služe i specijalni mesing, fosforna i silicijumska bronca, novo srebro, nikelin, guma, drvo, pluto itd.

Od materijala za opruge traži se da mu granica elastičnosti bude visoka, da ima veliku trajnu dinamičku čvrstoću radi podnošanja dinamičkih opterećenja i vlastitih titraja opruga, te da se lako obrađuje hladnom obradom. U praksi se čelici za opruge često zovu perni čelici.

Potrebna dobra mehanička svojstva dobivaju perni čelici kaljenjem i određenim dopunskim obradama, u koje spadaju npr. brušenje, poliranje, hladno valjanje i vučenje, nitriranje, različiti elektrokemijski postupci, difuzijska metalizacija, obrada mlazom čelične sačme pod tlakom i dr. (V. Čelik, TE 3, str. 106, gdje su navedeni neki čelici za opruge, obuhvaćeni standardom JUS, sa primjerima upotrebe za pojedine vrste opruga).

Važno je primijetiti da čvrstoća opruga znatno opada s povećanjem hrapavosti njihove površine.

Dopuštena naprezanja za opruge. Dopušteno naprezanje za mirno (statičko) opterećenje opruge mora biti manje od granice razvlačenja σ_R , a dinamičko opterećenje opruge manje od dinamičke granice razvlačenja i ujedno manje od trajne dinamičke čvrstoće σ_{din} . Za torzijska naprezanja vrijede odgovarajuće vrijednosti čvrstoće pri torziji. Dopuštena su naprezanja opruga to manja od odgovarajućih čvrstoća njihovih materijala, što je eventualni lom opruge opasniji, što su veće nesigurnosti mehaničkih svojstava gotovih opruga i što su proračunom manje obuhvatljiva eventualna dopunska naprezanja.

Kako je već spomenuto, podjela opruga obično se temelji na vrstama opterećenja i njima prilagođenim oblicima (sl. 74). Zbog svoje specifičnosti gumene su opruge u daljem izlaganju izdvojene u posebnu skupinu, bez obzira na to kakvom su opterećenju izložene.

Opruge opterećene na savijanje

Već prema svom obliku te opruge mogu preuzimati sile (lisnate i tanjuraste opruge) ili momente savijanja (spiralne i zavojne opruge).

Lisnate (lamelne) opruge mogu biti izrađene kao plosnate od jednog lista nekog materijala (jednostavne) ili od više njih složenih u slojeve (slojaste).

Jednostavne lisnate opruge dijele se, prema tome kako su poduprte (na jednom ili na oba kraja), na jednokrake i dvokrake (sl. 75).

Prednost lisnatih opruga jednake širine (sl. 75 a, c) jest vrlo jednostavna izrada, a mana slabo iskorištenje materijala zbog nejednoličnog naprezanja. Ta se mana ublažava sužavanjem širine lista prema krajevima, poput trapeza (sl. 75 d).

Proračun tih opruga obuhvaća kontrolu naprezanja, progiba i nosivosti (dozvoljenog opterećenja). Iz poznate formule

$$\sigma_s = \frac{M}{W},$$

uz oznake na sl. 75 dobije se naprezanje savijanja

$$\sigma_s = 6 \frac{Fl}{bh^2} \leq \sigma_{s dop},$$

a prema jednadžbama elastične linije progib na kraju opruge

$$f = 4 \frac{k Fl^3}{bh^3 E},$$

gdje je F opterećenje, E modul elastičnosti materijala, a k koeficijent zavisan od omjera dimenzija b_0 i b (za pravokutnu oprugu $k = 1$). Tablice koje prikazuju tu zavisnost mogu se naći u priručnicima. Veličina k ujedno određuje i tzv. faktor iskorištenja volumena opruge η . Za pravokutnu oprugu $\eta = 1/a$, dok je za trapeznu dat izrazom

$$\eta = \frac{k}{4,5 \left(1 + \frac{b_0}{b}\right)}$$

Iz formule za naprezanje na savijanje dobije se također i dozvo-

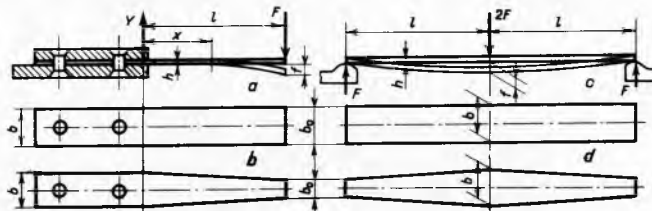
ljeno opterećenje, tj. maksimalna sila ili nosivost takvih opruga

$$F_{max} = \frac{bh^2 \sigma_{s dop}}{6l},$$

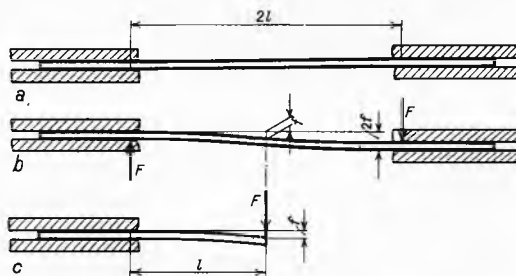
a s obzirom na karakteristiku opruge, pravac, njezin rad iznosi

$$W = \frac{F \cdot f}{2}.$$

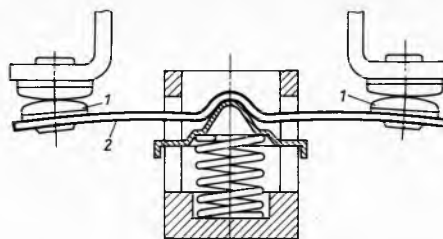
Kako se stanje na sl. 76 b smije promatrati kao stanje na sl. 76 c, opisani proračun vrijedi ne samo za jednokrake, već i za dvokrake jednostavne lisnate opruge, koje se upotrebljavaju npr. na vibracijskim stolovima, kao kontaktne (sl. 77) i za opruge elastičnih spojka tipa »Bibby« (sl. 78).



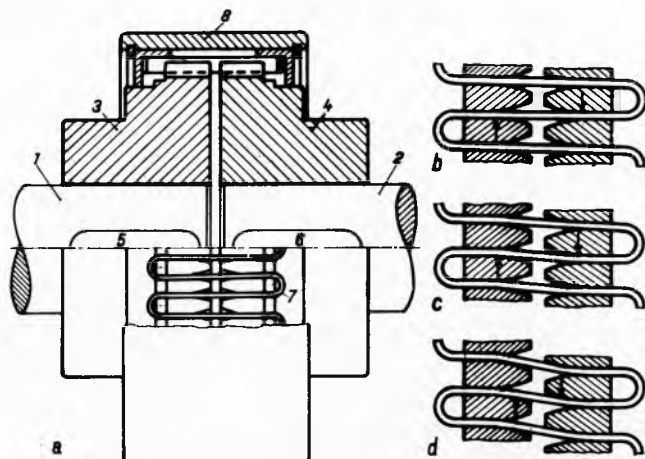
Sl. 75. Jednostavne lisnate opruge konstantne debljine: a, b jednokraka pravokutna, odnosno trapezna, c, d dvokraka pravokutna, odnosno trapezna



Sl. 76. Dvokraka lisnata opruga: a u neopterećenom stanju, b u opterećenom stanju, c jednokraka opruga u opterećenom stanju, kojom se za proračun može zamijeniti stanje pod b



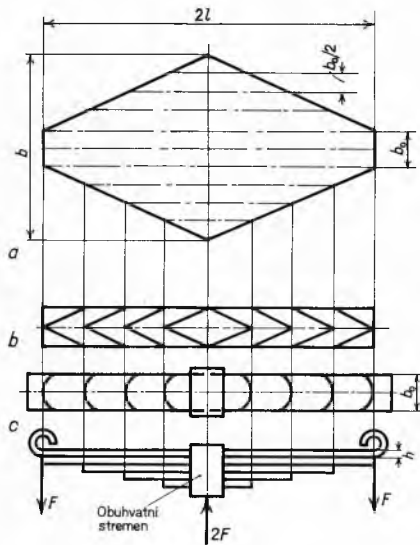
Sl. 77. Dvokraka lisnata opruga primijenjena kao kontaktna opruga. 1 Kontakti, 2 pravokutna lisnata opruga



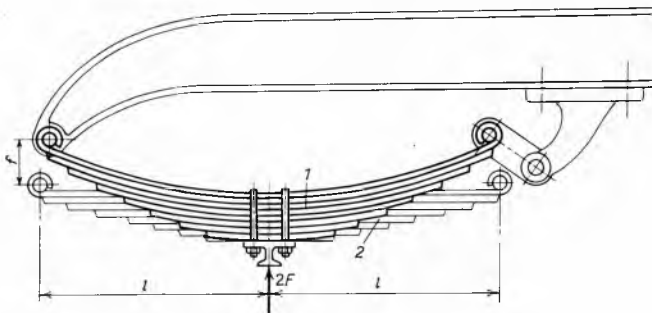
Sl. 78. Primjena dvokrakih lisnatih opruga kod spojke Bibby. a Polupresjek spojke, b opruga u stanju normalnog opterećenja, c preopterećenje, d udarno opterećenje; 1, 2 vratila, 3, 4 dijelovi spojke, 5, 6 uzdužni klinovi, 7 lisnata opruga, 8 plašt spojke

Slojaste lisnate opruge. Može se zamisliti da slojasta lisnata opruga (sl. 79) nastaje iz jednostavne dvokrake opruge trapeznog oblika i time što se ona razreže u uske pojaseve koji se slože jedan na drugi. Međutim, faktično listovi slojastih opruga izrađuju se svaki zasebno i to jednake širine b_0 .

Te opruge upotrebljavaju se u željezničkim i cestovnim vozilima i kod tramvaja za prigušivanje energije udara ili potresa. Kod željeznice, slojaste lisnate opruge zovu se *gibnjevi*. Učvršćuju se u ležišta krajevima svojih najdužih (glavnih) listova, koji su za tu namjenu najčešće zavinuti. Svi se listovi savijaju u lukove potrebnog polumjera i slažu u snop, koji se drži zajedno s pomoću obuhvatnog stremena ili veznika. Osim toga veznik prenosi silu opterećenja koja djeluje na oprugu (sl. 80). Na sl. 81 prikazana su tri od mnogih postojećih načina oblikovanja krajeva, a na sl. 82 tri od mnogih oblika stremena za te opruge. Ujedno stremen sprečava poprečno pomicanje listova opruge.



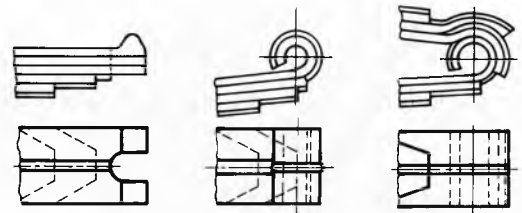
Sl. 79. Predodžba nastajanja lisnatih opruga u slojevima i njihov općeniti oblik u praksi. a Zamišljeno rastavljanje trapezne trake u pojase, b zamišljeno sastavljanje tih pojasa, c tlocrt i bokocrt stvarne lisnate opruge u slojevima



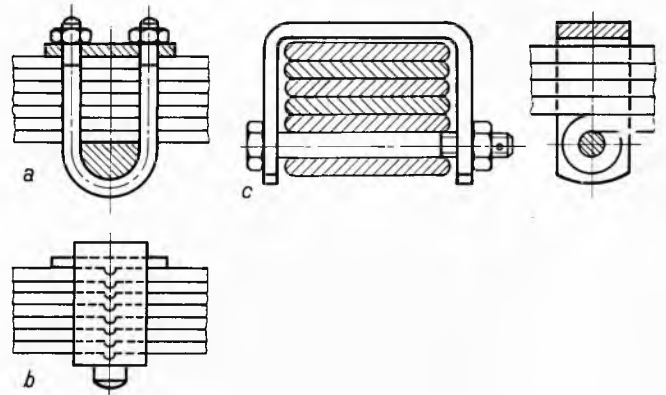
Sl. 80. Zaviješnje slojaste lisnate opruge. 1 Opruga u neopterećenom stanju, 2 u opterećenom stanju

Pri proračunu te se opruge smatraju kao jednostavne lisnate s opadajućom debljinom presjeka, pa se na njih primjenjuje već opisani način.

Zavojne opruge opterećene na savijanje izrađuju se od žice kružnog ili pravokutnog presjeka savijanjem po zavojnici. Pri opterećenju napregnute su na savijanje prema sl. 83. Najčešće se upotrebljavaju npr. za povratni hod polužica, na štipaljka, kod šarnira i sl. Spoj potreban za takvu namjenu dobije se učvršćenjem jednog kraja opruge na nepokretniji, a drugog na pokretniji dio, obično zaticima. Pri tome se opruga prednapreže stanovitom silom F_p , što prouzrokuje opterećenje opruge momentom savijanja $M_p = F_p r$ i time opruženje kojem odgovara zaokret za kut φ_p , uz smanjivanje promjera zavojnice. Radna sila F_r kojom se opruga opterećuje u pogonu, uzrokuje moment savija-



Sl. 81. Neki oblici krajeva (završetaka) slojastih lisnatih opruga



Sl. 82. Neki oblici stremena slojastih lisnatih opruga

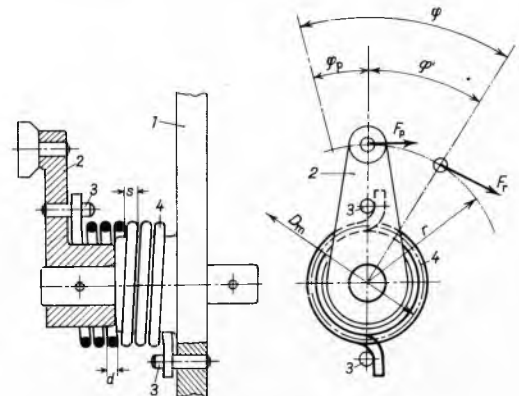
nja $M_r = F_r r$, koji djeluje u istom smjeru kao i M_p , i uzrokuje dalje opruženje kojem odgovara kut zaokreta φ' i dalje smanjivanje promjera zavojnice. Pri tome, postoje stanovite dopuštene granice opružanja, iznad kojih opruga prestaje djelovati zbog čvrstog prijanjanja zavoja uz pomični dio.

Nejednoličnost raspodjele naprezanja u presjeku tih opruga obuhvaća se u proračunu tako da se tzv. idealno (nazivno) naprezanje σ_{st} korigira na stvarnu vrijednost σ_{st} faktorom k (koji se može naći u priručnicima) u zavisnosti od odnosa promjera opruge prema promjeru žice D_m/d ili obrnuto od d/D_m . S pomoću već poznatog općeg izraza za naprezanje na savijanje momentom savijanja ($M_s = Fr$, gdje je $F = F_p + F_r$) i odgovarajućeg momenta otpora (za kružni presjek žice $W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3$), za kontrolu naprezanja u tom slučaju dobije se

$$\sigma_{st} \approx \frac{Fr}{0,1 d^3} \leq \sigma_{s, dop.}$$

Iza toga slijedi proračun opruženja i nosive sile. Za to se prema poznatim izrazima nauke o čvrstoći, s pomoću momenta savijanja, odgovarajućeg momenta tromosti, modula elastičnosti i dužine žice, zanemarujući korak s opruge, može izvesti najprije formula

$$\hat{\varphi} = \frac{FrL}{EJ}, \quad \text{a iz nje} \quad \hat{\varphi} = \frac{64 Fr D_m s}{E d^4}$$



Sl. 83. Spoj poluge s nepokretnim dijelom pomoću zavojne opruge savijanja za ostvarenje povratnog hoda. 1 Nepomični dio, 2 poluga, 3 zatic, 4 opruga

gdje ukupna dužina žice opruge, uz srednji promjer opruge D_m i broj aktivnih zavoja z , iznosi $L = \pi D_m z$, dok je $J = \frac{\pi d^4}{64}$ za kružni presjek žice promjera d . (To vrijedi za uobičajene odnose između D_m i s .) Prema tome kut zaokreta koji odgovara ukupnom opruženju opruge, iznosi $\varphi_p + \varphi' = \varphi$ (sl. 83) ili je izražen u stupnjevima $\varphi^\circ = \frac{180\varphi}{\pi}$. Nosiva je sila opruge određena izrazom $F_r = \frac{W\sigma_s}{r}$, gdje oznake odgovaraju slici 83, dok je σ_s stvarno naprezanje, izračunano prema prikazanoj formuli.

Kako je karakteristika takvih opruga pravac, to rad opruge iznosi

$$W = \frac{Fr\varphi}{2}$$

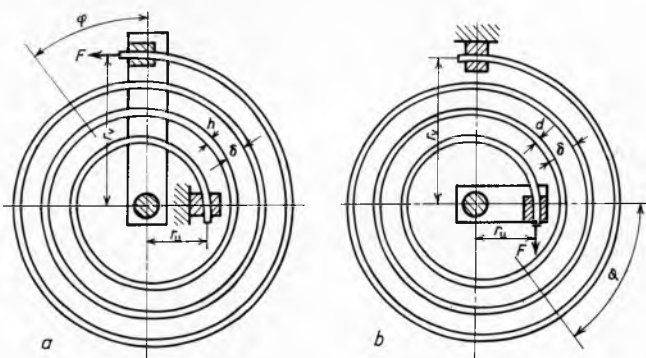
Proračuni zavojnih opruga s pravokutnim presjekom žice opterećenih na savijanje izvode se na analogan način, samo namjesto momenata tromosti i otpora za kružne presjeke treba uvrstiti one za pravokutne presjeke. Faktor korekcije naprezanja k tih opruga nalazi se u priručnicima u zavisnosti od omjera D_m i s .

Spiralne opruge izrađuju se od žice s kružnim ili pravokutnim presjekom, najčešće u obliku Arhimedove spirale, tako da je razmak δ među zavojima konstantan. Upotrebljavaju se u satovima, povratnim mehanizmima kazaljki električnih mjernih instrumenata itd. Te su opruge opterećene momentom, gdje je sila F ona sila kojom se opruga navije radi akumuliranja energije (sl. 84). Ta sila, već prema izvedbi, može imati hvatište na vanjskom ili na unutarnjem kraju opruge, tako da je moment savijanja $M = Fr_v$, odnosno $M = Fr_u$.

Za obje alternative proračun tih opruga izvodi se analogno prethodnom slučaju i prema istim izrazima, ali s time da se faktor korekcije k nalazi kao funkcija od $2r_v/h$ (za pravokutni presjek žice prema sl. 84 a), odnosno $2r_u/d$ (za kružni presjek žice prema sl. 84 b) ili iz recipročnih vrijednosti tih izraza, a dužina žice određuje se iz izraza

$$l = \frac{r_v^2 - r_u^2}{2a}$$

gdje je $a = \frac{h + \delta}{2\pi}$ (za slučaj na sl. 84 a), odnosno $a = \frac{d + \delta}{2\pi}$ (za slučaj na sl. 84 b).

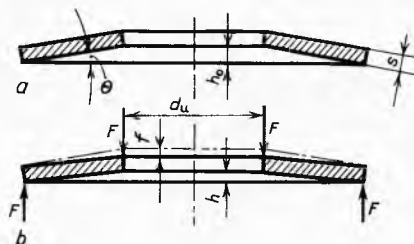


Sl. 84. Učvršćenje spiralnih opruga: a unutarnji kraj opruge učvršćen, vanjski pokretljiv, b vanjski kraj opruge učvršćen, unutarnji pokretljiv

Tanjuraste opruge. Naziv tih opruga potječe od toga što su sastavljene od elemenata (sl. 85) koji imaju oblik tanjura bez dna. Kut nagiba stošca θ izvodi se u granicama $4 \dots 7^\circ$, najviše do 10° . Izrađuju se najčešće od čelika a katkada i od fosforne ili berilijumske bronce. Vanjski promjer tih opruga d_v izvodi se obično u veličini $30 \dots 300$ mm. Aksijalno opterećenje F koje djeluje na oprugu, smatra se da je jednolično raspodijeljeno po vanjskom i unutarnjem obodu tanjura. Visina opruge u neopterećenom stanju h_0 (sl. 85 a) smanjuje se pod opterećenjem na visinu h (sl. 85 b). Time opruga postane plosnatija, pa je njezin progib jednak

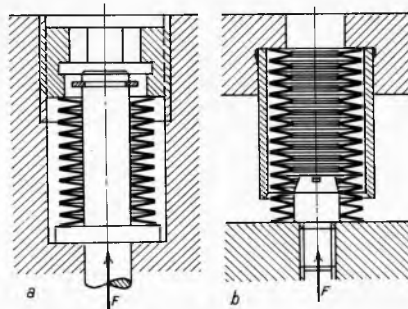
$$f = h_0 - h.$$

Naprezanja na rubovima tanjura nisu proporcionalna progibima, i zato karakteristika opruge nije pravac, već konkavna krivulja s obzirom na os x .



Sl. 85. Tanjurasta opruga: a u neopterećenom stanju, b u opterećenom stanju

Opruge se slažu jedna na drugu u obliku stupa, a održavaju se u tom položaju vodilicom. To može biti svornjak provučen kroz središnje otvore tanjura (unutarnje vođenje, sl. 86 a) ili cijev, odnosno tuljak koji ih obuhvaća (vanjsko vođenje, sl. 86 b).



Sl. 86. Primjeri ugradnje tanjurastih opruga: 1 s unutrašnjim vođenjem pomoću svornjaka, 2 s vanjskim vođenjem pomoću cijevi

Progib (opruženje) stupa jednak je zbroju progiba pojedinih tanjura.

Prednosti tanjurastih opruga jesu u tome što mogu preuzimati velika opterećenja uz male dimenzije i što im se opruženje može mijenjati s pomoću broja složenih elemenata.

Usljed toga njihova ekonomičnost ne zaostaje za ekonomičnošću drugih opruga. Kako i velika opterećenja tih opruga uzrokuju razmjerno male deformacije, karakteristika im je strma (»tvrda«).

Tanjuraste se opruge upotrebljavaju kod odbojnika, u alatima, za aksijalno osiguranje kotrljajućih ležaja, u mehanizmima topova, kod tenkova, za opruženje strojeva i u različitim drugim uređajima.

Proračun tanjurastih opruga obuhvaća kontrolu njihovog progiba, nosivosti, naprezanja i rada. Izvođenje formula potrebnih za određivanje tih veličina vrlo je složeno. Od tri poznata načina proračunavanja najviše se upotrebljava onaj približni od Almena i Laszloa, jer se donekle može pojednostaviti, a uz to potpuno je dovoljan za sve tehničke namjene.

Zavisnost opterećenja silom F od progiba f dana je jednačbom (vrijedi za čelične opruge)

$$F = \frac{fs}{a r_v^2} \left[(h_0 - f) \left(h_0 - \frac{f}{2} \right) + s^2 \right].$$

Maksimalno normalno naprezanje javlja se na unutarnjem rubu tanjura i iznosi

$$\sigma = \frac{f}{a r_v^2} \left[\beta \left(h_0 - \frac{f}{2} \right) + \gamma s \right],$$

gdje su α , β i γ koeficijenti, koji se uzimaju iz posebnih dijagrama u priručnicima, a zavise od odnosa promjera d_u/d_v , r_v , vanjski polupromjer opruge, s debljina tanjura; ostale oznake prema sl. 85.

Te su formule vrlo nepregledne, ali se mogu pojednostaviti i postati jasne i upotrebljive za prvo prethodno proračunavanje, ako se zanemari prvi član u uglatim zagradaama kod oba izraza,

jer je prema drugome malen. Tada se dobije za nosivost (silu)

$$F = \frac{fs^3}{ar_v^2},$$

i za naprezanje

$$\sigma = \frac{\gamma fs}{ar_v^2}.$$

Iz tih jednadžbi slijedi jednostavni izraz za progib (deformaciju)

$$f = \frac{ar_v^2 F}{s^3} = \frac{ar_v^2 \sigma}{\gamma s} \text{ i dalje}$$

odnos između naprezanja i sile (opterećenja)

$$\sigma = \frac{\gamma F}{s^2}.$$

Rad opruge iznosi

$$W = \frac{ar_v^2 s \sigma^2}{2\gamma^2}.$$

Vrijednosti za izraze $\frac{a}{\gamma}$ i $\frac{a}{2\gamma^2}$ koji se nalaze u ovim jednadžbama, uzimaju se iz odgovarajućih dijagrama u priručnicima.

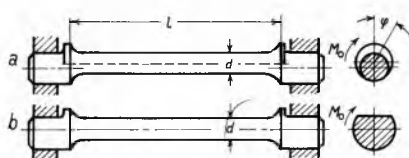
Često se dimenzije tanjurastih opruga biraju u priručnicima iz tablice izrađenih za proizvode s određenim veličinama modula elastičnosti E , gdje su navedene u zavisnosti od opterećenja. Pri tome opterećenje stupa ne smije biti toliko veliko da postane progib $f = h_0$, jer bi tada tanjuri »sjeli« jedan na drugi, pa bi djelovanje opruge prestalo.

Opruge opterećene na torziju

Osim tzv. ravnih ili šipkastih sve su ostale metalne opruge opterećene na torziju zavojne. Za razliku od zavojnih opruga opterećenih na savijanje, koje su cilindričnog oblika, u zavojne torzijske opruge spadaju opruge stožastog i paraboličkog oblika. One se dalje dijele s obzirom na sile koje djeluju u smjeru osi na tlačne i vlačne, i s obzirom na presjek žice od koje su napravljene (v. sl. 74).

Kao najvažnije među njima dovoljno je prikazati cilindrične s kružnim, cilindrične s pravokutnim presjekom i stožaste opruge. Zbog naročitih svojstava, u posebnu skupinu su izdvojene još i zavojne opruge od žica upredenih oko jezgre.

Ravne ili šipkaste opruge opterećene na torziju elementi su kod kojih opruženje nastaje uvijanjem njihovog srednjeg otanjenog dijela kružnog presjeka. Na sl. 87 prikazana su dva od niza različitih oblika. Materijal za izradu tih opruga je kaljen i popušten čelik. Takve opruge najviše se upotrebljavaju u torzijskim dinamometrima, u elastičnim spojkama, i vrlo rijetko u gradnji automobila.



Sl. 87. Neki oblici ravnih torzijskih opruga s kružnim presjekom: a s ekscentričnim glavama, b s glavama sa zaravnanom površinom

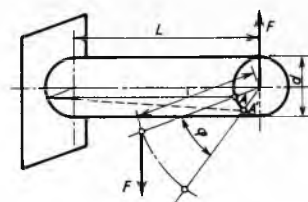
Djelovanje momenta torzije $M_t = Fr$ pri uvijanju tih opruga prikazano je na sl. 88. Taj je moment konstantan po čitavoj dužini opruge L , a prema tome pri konstantnom presjeku štapa (opruge) maksimalno torzijsko naprezanje τ_t ostaje duž čitave dužine opruge konstantno.

Na temelju formule $\tau_t = \frac{M_t}{W_p}$, gdje je $W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3$ za kružni presjek, dobije se za naprezanje tih opruga izraz

$$\tau_t = \frac{Fr}{0,2 d^3} \leq \tau_{t \text{ dop.}}$$

Veličine dopuštenog naprezanja potrebne za kontrolu po ovoj formuli nalaze se u tablicama priručnika prikazane za određeni

materijal u zavisnosti od vrste opterećenja, obrade površine i od promjera opruge. Pod opterećenjem momenta Fr točka A na izvodnici štapa dođe u položaj A' (sl. 88), a prema tome slobodni kraj opruge zaokrene se za odgovarajući kut φ , što i predstavlja njezinu deformaciju, koja u lučnoj mjeri iznosi



Sl. 88. Djelovanje momenta torzije kojim je opterećena ravna opruga

$$\varphi = \frac{M_t L}{I_p G} = \frac{W_p \tau_t L}{I_p G},$$

gdje su W_p i I_p odgovarajući polarni momenti otpora, odnosno tromosti, G modul klizanja materijala, a značenje ostalih simbola već je spomenuto. Iz tih formula i prije spomenutih definicija za krutost ovih opruga slijede izrazi: za krutost opruge

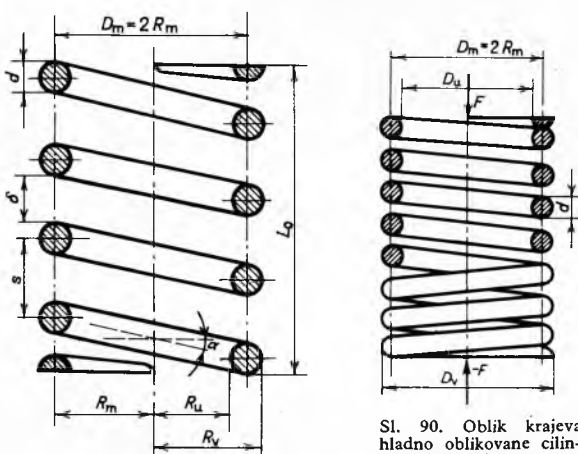
$$c = \frac{G I_p}{L},$$

i za rad

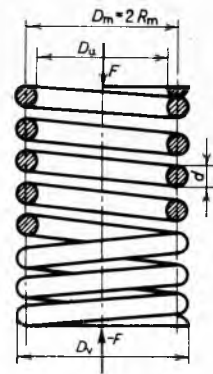
$$W = \frac{\pi d^2}{16} \cdot \frac{L \tau_t^2}{G} = \frac{M_t \varphi}{2}.$$

Prema tome karakteristika opruge je pravac.

Cilindrične zavojne opruge kružnog presjeka opterećene na torziju najviše se primjenjuju u stotarstvu. Neki od oblika tih opruga za preuzimanje tlačnih sila prikazani su na sl. 89 i 90.



Sl. 89. Dimenzije cilindrične zavojne opruge kružnog presjeka



Sl. 90. Oblik krajeva hladno oblikovane cilindrične zavojne opruge (krajevi položeni i brušeni)

Odatle se vidi da se završeci tih opruga oblikuju izbrušenjem 1/4 krajnjih zavojica radi dobrog sjedanja opruge na svoje uporišne podloge. Tako stanjeni završeci nemaju opružnog djelovanja, pa se ne računaju u dužinu opruge.

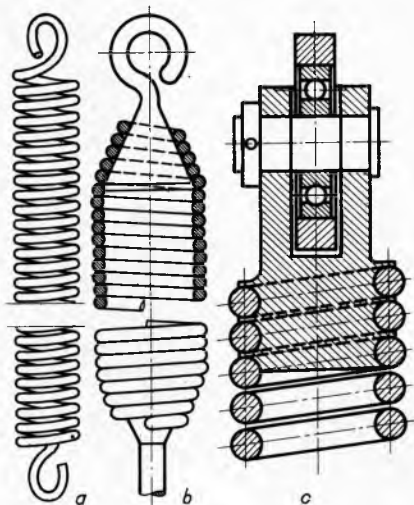
Dužina opruge u neopterećenom stanju iznosi $L_0 = z(d + \delta)$, gdje je z broj aktivnih zavojica, d promjer žice, a δ razmak među susjednim zavojima. Razmak δ mora biti dovoljno velik da osigura zavojice od međusobnog »sjedanja« pri opterećenju. Dužina opruge u opterećenom stanju označuje se sa L .

Pri manjim opterećenjima vlačnim silama te se opruge učvršćuju ušicama, koje se mogu izraditi tako da se krajevi zavojice (sl. 91 a), ili da se za to izrade posebni elementi kao na sl. 91 b. Za učvršćivanje tih opruga pri većim opterećenjima služe čepovi sa žljebovima (sl. 91 c) u koje se uvija 2...4 krajnja zavojica.

Proračun cilindričnih zavojnih opruga. Cilindrične zavojne opruge unatoč tome što su opterećene uzdužnom silom na vlak ili na tlak (bez obzira na presjek njihovih zavojica, koji može biti okruglog, kvadratičnog ili pravokutnog oblika), zovu se torzijske opruge.

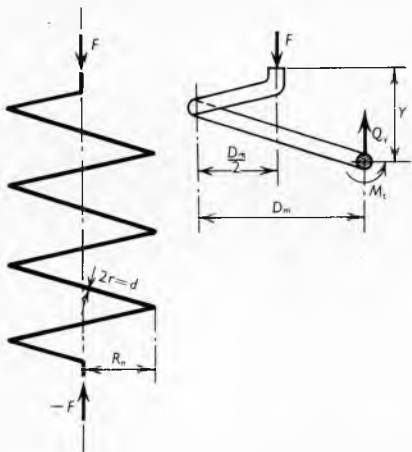
Objašnjenje tog naziva: ako opruga prema sl. 90 stoji na nekoj podlozi, a odzogo je preko ploče (koja nije nacrtana) opterećena silom F , ona će se stisnuti za veličinu svoga progiba f . U zavojima opruge javit će se naprezanja, koja se mogu objas-

niti s pomoću uobičajene metode tzv. zamišljenih presjeka iz nauke o čvrstoći.



Sl. 91. Način učvršćivanja vlačnih cilindričnih zavojnih torzijskih opruga: a ušice od žice opruge zavijute na kraju, b posebne ušice obavijene zavojima opruge, c nazlijebljeni čep

Ako se u zamisli prereže žica zavojne opruge opterećene na vlak, na udaljenost y od gornjega kraja (sl. 92), pa se donji dio



Sl. 92. Shema djelovanja sile na tlačnu cilindričnu zavojnu oprugu

opruge odbaci, to za ravnotežu gornjeg dijela treba u mjestu pre-reza dodati elastične sile, koje bi zamijenile djelovanje donjeg dijela na gornji.

Iz uvjeta ravnoteže slijedi, da se te sile sastoje od sprega sila u ravnini presjeka koji ima torzijski moment

$$M_t = F R_m = F \frac{D_m}{2}$$

i od poprečne sile $Q_y = F$ koja djeluje u težištu presjeka.

Torzijski moment stvara u presjeku žice torzijsko naprezanje

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{16 F R_m}{d^3},$$

a poprečna sila naprezanje smicanja

$$\tau_s = \frac{Q_y}{A} = \frac{F}{A} = \frac{4 F}{\pi d^2},$$

gdje oznake odgovaraju sl. 92.

Naprezanje na smicanje uslijed sile $Q_y = F$ može se u većini slučajeva kod tog približnog načina proračunavanja zanemariti jer je u usporedbi s torzijskim naprezanjem neznatno.

Prema tome žica opruge napregnuta je momentom $F \cdot R_m$ pretežno na torziju, pa su po tome zavojne opruge, premda su opterećene na tlak ili vlak, i dobile svoj naziv.

Pojednostavnjeni proračun cilindričnih zavojnih opruga, na temelju već spomenutog, može biti sveden na proračun šipkaste (ravne) torzijske opruge, gdje se pretpostavlja da je zavojnica opruge odmotana i ispružena u ravnu torzijsku oprugu, tako da ima dužinu $l = 2 R_m z$, gdje je z broj aktivnih zavoja. Iz osnovnog izraza za torzijsko naprezanje $\tau_t = \frac{M_t}{W_p}$, gdje je polarni moment otpora $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$, dobiju se s pomoću supstitucija glavne formule za proračunavanje cilindričnih zavojnih torzijskih opruga.

Naprezanje

$$\tau_t = \frac{16 F R_m}{\pi d^3} \approx \frac{5 F R_m}{d^3} < \tau_{t \text{ dop.}}$$

Progib (deformacija)

$$f = \frac{64 F z R_m^3}{d^4 G} = \frac{4 z R_m^2 \tau_t}{d G}.$$

Nosivost

$$F = \frac{2 W_p \tau_t}{D_m}.$$

Krutost ili specifična sila

$$c = \frac{F}{f} = \frac{d^4 G}{64 z R_m^3}.$$

Rad opruge

$$W = \frac{F f}{2} = \frac{\pi d^2 l \tau_t^2}{16 G}.$$

U ovim su formulama: d promjer žice opruge, F opterećenje ili nosivost opruge, l ispružena dužina opruge, G modul klizanja materijala, R_m srednji polumjer opruge, z broj aktivnih zavoja (v. sl. 89 i 90). Karakteristika opruge $f = \varphi(F)$ jest prema drugoj navedenoj jednadžbi pravac.

Pri dinamičkim opterećenjima tih opruga mjerodavno je maksimalno naprezanje $\tau_{t \text{ ma}}$. Kao orijentacija za dopuštenu amplitudu naprezanja kod dinamičkih opterećenja tih opruga može se uzeti vrijednost 15...20 % od srednjeg naprezanja τ_m (v. Smithov dijagram, *Nauka o čvrstoći*).

U proračun torzijskih opruga većih dužina, opterećenih tlačnim silama ulazi i kontrola sigurnosti protiv izvijanja. Za čelične opruge s modulom klizanja materijala $G = 8,3 \cdot 10^5 \text{ kp/cm}^2$ to se čini s pomoću koeficijenta sigurnosti

$$S \approx \frac{2,8 L}{f \left[\left(\frac{v L}{D_m} \right)^2 + 1,1 \right]} \geq 2,$$

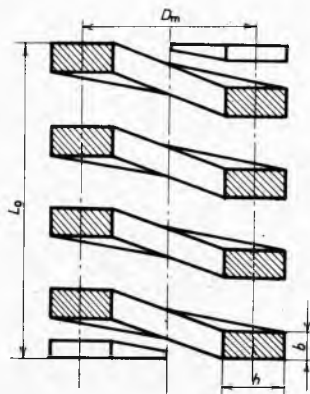
gdje je f progib opruge, v tzv. faktor uležištenja ($v = 1$ za nevodene, $v = 0,5$ za vodene opruge, a za opruge izložene opterećenjima izvan čelnih površina i do $v = 2$), L dužina opruge u opterećenom stanju. Koeficijent sigurnosti opruga od drugih metala dobije se množenjem ovog izraza s omjerom njihovog i gore navedenog modula klizanja. Općenito je

$$S = \frac{F_k}{F} \geq 2,$$

gdje je F_k kritična sila koja uzrokuje izvijanje opruge, F stvarno opterećenje.

Cilindrične zavojne torzijske opruge kvadratnog i pravokutnog presjeka upotrebljavaju se za preuzimanje tlačnih sila u skućenim prostorima. Izrađuju se od šipaka kvadratnog, odnosno pravokutnog profila. Glavne dimenzije ovih opruga prikazane su na sl. 93.

Postupak pri proračunu analogan je postupku u prethodnom slučaju. Pri tome se u formule uvadaju i koeficijenti k_1, k_2 i k_3 koji su zavisni od omjera visine i dužine profila

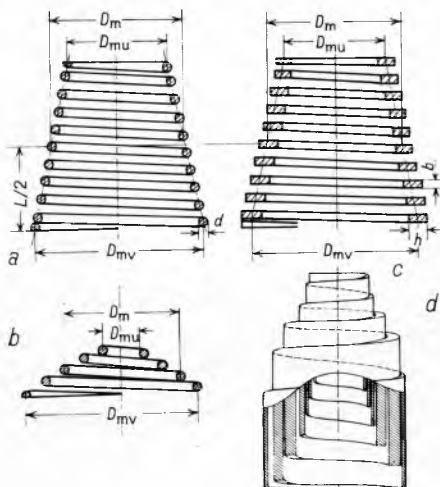


Sl. 93. Glavne dimenzije torzionih cilindričnih zavojnih opruga pravokutnog presjeka žice

(h/b), odnosno od (b/h). Koeficijenti k_1 , k_2 i k_3 nalaze se u dija-gramima i priručnicima, kao i gotove formule za proračunavanje tih opruga. Dužina opruge u neopterećenom stanju jeste

$$L_0 = (z + 1,5)b + f + 0,1bz.$$

Stožaste zavojne torzijske opruge (sl. 94) upotrebljavaju se za preuzimanje tlačnih sila u razmjerno rijetkim slučajevima. Neki od njihovih oblika prikazani su na sl. 94. Zajedničko svojstvo tih opruga jest što se pri opterećenju aksijalnom silom nejednolično deformiraju u aksijalnom smjeru. Progib im raste u istom smjeru u kojem se povećava promjer tijela opruge, jer u istom smjeru raste i moment torzije kojim su one opterećene. Zbog toga im karakteristika može biti progresivna.



Sl. 94. Glavne dimenzije nekih koničnih zavojnih torzijskih opruga: a c s kružnim odnosno pravokutnim presjekom žice, b d s kružnim odnosno pravokutnim presjekom žice i navojima koji se mogu uvlačiti jedni u druge

To svojstvo i nejednolično dosjedanje zavoja jednoga na drugi (veći zavoji dosjednu prije), čine izvedbe tih opruga na sl. 94 a i sl. 94 c teško pristupačnim proračunu. Međutim, za kontrolu napreznja opruga s oblicima prikazanim na sl. 94 b i 94 d, koji onemogućavaju dosjedanje zavoja jer kod progiba oni mogu ući jedan u drugi, mogu se s dobrim približenjem upotrijebiti odgovarajuće formule proračuna cilindričnih zavojnih torzijskih opruga, s time da se D_m zamijeni s D_{mv} i da se uzmu u obzir korekcijski koeficijenti nejednoličnosti raspodjele napreznja, specifični za stožaste zavojne opruge, koji se također mogu naći u priručnicima. Također analognim postupkom za progib tih opruga dobije se izraz

$$f = 16 \frac{zF}{d^4 G} D_m \cdot (D_{mv}^2 + D_{mu}^2),$$

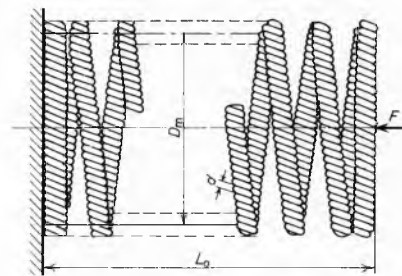
gdje oznake odgovaraju sl. 94 ili su poznate otprije.

Kao i u prethodnim slučajevima iz ovog izraza koji pokazuje međusobnu zavisnost progiba, opterećenja, broja zavoja, promjera žice i materijala opruge, mogu se izvesti i sve ostale jednadžbe potrebne za proračun.

Jedna modifikacija opruga s oblikom na sl. 94 d jesu tzv. opruge za odbojnice. One se izrađuju od naročitih čeličnih traka čija debljina b raste od krajeva opruge prema sredini, pa se dobivaju stožaste opruge s pravokutnim presjekom koji opada od sredine i prema vani i prema unutra. Vrlo progresivna karakteristika, mali progib pod velikim opterećenjem i mali prostor potreban za smještaj tih opruga čine ih prikladnim za preuzimanje vrlo velikih udarnih sila.

Zavojne opruge od žica upredenih oko jezgre opterećene na torziju (sl. 95) dobivaju se namatanjem pletenice od žica upredenih oko jezgre također od žice. Za preuzimanje tlačnih sila žice moraju biti upredene suprotno, a za preuzimanje vlačnih sila u smjeru zavojnice tijela. Pri opterećenju žice se tada stežu oko jezgre. Takve opruge su povoljnije za udarna optere-

ćenja nego neke druge zavojne opruge. Djeluju i proračunavaju se približno, kao da su žice njihove opruge međusobno spregnute paralelnim spojem, što znači da jedna sila djeluje na više međusobno spojenih opruga.



Sl. 95. Torzijska zavojna opruga od žice upredene oko jezgre (za tlačna opterećenja)

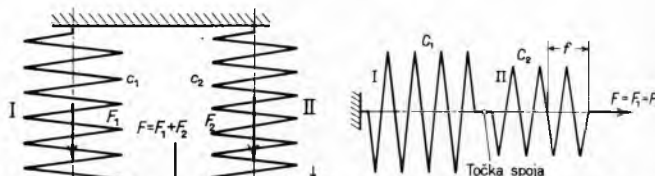
Spojivi zavojnih torzijskih opruga mogu biti paralelni ili serijski. Naročito su važni paralelni.

Djelovanje *paralelnog spoja* s dvije torzijske opruge prikazano je shemom na sl. 96. Odatle se vidi da je ukupno opterećenje spoja F zbroj opterećenja opruga I (F_1) i II (F_2), a kako one imaju jednaki progib ($f = f_1 = f_2$), iz toga slijedi da je

$$F = f(c_1 + c_2),$$

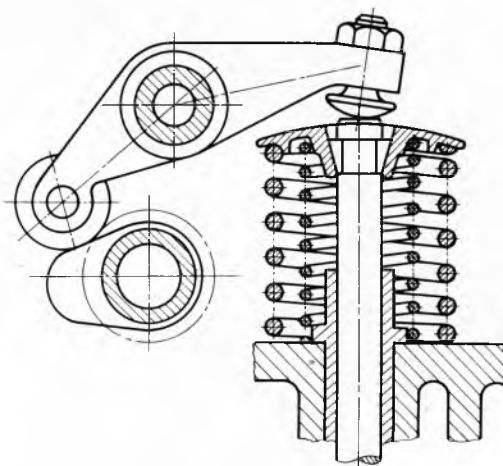
gdje su c_1 i c_2 njihove odgovarajuće krutosti.

Takvi se spojevi najviše upotrebljavaju kod ventila motora s unutrašnjim izgaranjem (sl. 97). Time se rješava problem elastičnog spajanja u vrlo ograničenom prostoru za smještaj opruge, kada treba preuzeti razmjerno velike sile.



Sl. 96. Djelovanje paralelnog spoja dviju cilindričnih zavojnih torzijskih opruga

Sl. 98. Shema serijskog spoja dviju zavojnih torzijskih opruga



Sl. 97. Paralelni spoj opruga ventila avionskog motora

U *serijskom spoju* na sve opruge djeluje jedno te isto puno opterećenje spoja F , a opruge nemaju jednaki progib, tako da je npr. u slučaju prikazanom shemom na sl. 98: $F_1 = F_2 = F$ i $f = f_1 + f_2$ i odatle

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}.$$

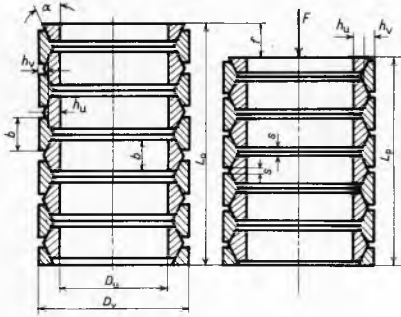
Puno opterećenje spoja iznosi

$$F = f \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2}$$

Takvi spojevi ponekad se upotrebljavaju u tehnici povezanoj s titranjem masa.

Opruge opterećene na vlak i tlak

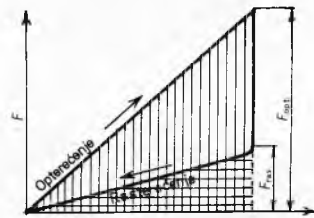
Od metalnih opruga u tu skupinu ubrajaju se samo prstenaste (sl. 99) koje služe za preuzimanje tlačnih vanjskih sila. Slično kao i tanjuraste i te opruge sastavljaju se od elemenata. To su različito oblikovani vanjski i unutrašnji prstenovi s međusobnim dosjednim površinama zakošenim prema osi pod stanovitim kutom α . Izrađuju se od ugljikovih čelika s naknadnim kaljenjem.



Sl. 99. Prstenasta opruga: a u neopterećenom, b u opterećenom stanju

Te opruge pod opterećenjem dobivaju progib na taj način, što se vanjski prstenovi šire, a unutrašnji stežu, pri čemu dolazi do klizanja njihovih dosjednih površina jednih po drugima. Pri tome se pojavljuju tangencijalna naprezanja na vlak u vanjskim, a na tlak u unutarnjim prstenovima. U procesu je važno i trenje. Zbog trenja pod opterećenjem F_{opt} , primljeni rad opruge sastoji se od rada utrošenog za elastično deformiranje i rada utrošenog za svladavanje trenja, čiji rad opruga predaje kad se rastetereti, manji je od rada kojega opruga proizvodi kod povratnog hoda opet za rad koji se pri tome utroši na trenje. Zbog toga je

i sila kojom opruga djeluje u povratnom hodu $F_{ras} < F_{opt}$, pa karakteristika opruge ima oblik zatvorene linije prikazan na sl. 100. Na njoj se jasno ističu tri dijela: prvi koji odgovara deformaciji pod utjecajem vanjskog opterećenja uz porast protusile opruge sve do uravnoteženja, drugi, okomiti na apscisu koji predstavlja pad protusile opruge, i treći koji odgovara povratnom hodu opruge uz djelovanje sile F_{ras} .



Sl. 100. Karakteristika prstenaste opruge. Okomito isprugana površina predstavlja primljeni rad A , vodoravno isprugana vraćeni rad A' , razlika površina $A-A'$ daje rad trenja opruge

Površina ograničena zatvorenom karakteristikom mjera je za rad trenja (prigušivanja) koji se pretvara u toplinu. Veličina tog rada zavisi od kuta zakošenja prstena α . Što je taj kut manji to je i rad trenja veći. Dakako, α ne smije biti toliko malen da uzrokuje samokočnost, tj. mora da je $\alpha > \varrho$, pa se za kaljene čelične prstenove obično uzima u granicama $14 \dots 17^\circ$, dok je kut trenja $\varrho = 6 \dots 9^\circ$.

Uz poznate odnose među silama na kosini s uračunavanjem trenja, nosivost prstenaste opruge može se izraziti kao

$$F = \sigma_v A_v \pi \tan(\alpha + \varrho) = \sigma_p A_u \pi \tan(\alpha + \varrho),$$

gdje su σ_v i σ_p naprezanja na vlak, odnosno na tlak u vanjskim i unutrašnjim prstenovima, čiji je presjek A_v , odnosno A_u (v. dalje). Zavisnost između F_{opt} i F_{ras} izražena je jednadžbom

$$F_{ras} = F_{opt} \cdot \frac{\tan(\alpha - \varrho)}{\tan(\alpha + \varrho)}$$

S pomoću dimenzija na sl. 99 i odgovarajućeg izraza za komponentu opterećenja koja uzrokuje naprezanja u prstenovima, dobiju se izrazi

$$\sigma_v = \frac{F_{opt}}{\pi b h_v \tan(\alpha + \varrho)} \quad \text{i} \quad \sigma_p = \frac{F_{opt}}{\pi b h_u \tan(\alpha + \varrho)}$$

za naprezanje na vlak u vanjskim i na tlak u unutrašnjim prstenovima. Za progib vrijedi izraz

$$f = \frac{(z - 1) F_{opt}}{2 \pi b E \tan(\alpha + \varrho)} \left(\frac{D_v}{h_v} + \frac{D_u}{h_u} \right),$$

gdje je E modul elastičnosti materijala prstenova, h_v i h_u njihove visine, z broj prstenova. S pomoću ovih jednadžbi mogu se izračunati krutost i rad opruge.

Osim toga treba kontrolirati i minimalnu zračnost s (sl. 99) među susjednim vanjskim, odnosno unutrašnjim prstenovima, koja, da bi djelovanje opruge bilo osigurano, ne smije biti prekoračena u radu. Za neobrađene prstenove uzima se $s \approx 0,005 (D_v + D_u)$, za obrađene $s \approx 0,0025 (D_v + D_u)$. Prigušni rad prstenastih opruga razmjerno je velik, a progib malen. Osim toga, kad su ispravno podmazane, mogu raditi i do 5 godina bez nadzora. Zbog tih svojstava mnogo se upotrebljavaju u odbojnicima željezničkih vozila a i za druge namjene, npr. u prešama, valjaoničkim stanovima, rudarstvu, brodarstvu i gradnji aviona.

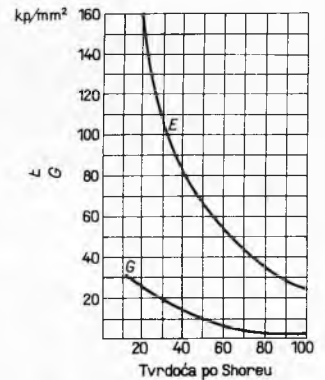
Gumene opruge

Od različitih vrsta guma (v. *Kaučuk i guma*) za opruge se upotrebljavaju one koje imaju najveću čvrstoću na vlak. Ti se materijali dijele u skupine prema tvrdoći po Shoreovoj skali; razlikuju se *tvrde*, *srednje tvrde* i *meke* gume (s odgovarajućim tvrdoćama po Shoreu od 80 do 90, od 50 do 80 i manje od 50).

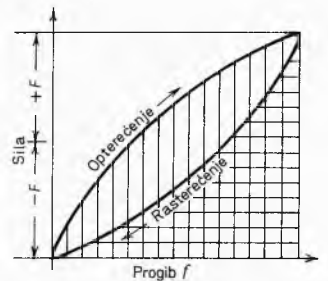
O tvrdoći tih gumenih materijala ovisna je i veličina njihovih modula elastičnosti i klizanja (sl. 101).

Karakteristika gumenih opruga je zakrivljena, ali se pri mirnom opterećenju u granicama dopuštenih naprezanja može u nekim slučajevima aproksimirati pravcem. Međutim, pod dinamičkim opterećenjem ona je zatvorena krivulja s oblikom koji među ostalim zavisi i od oblika opruge. To znači da i gumene opruge imaju prigušno djelovanje slično kao i prstenaste. Načelna razlika u ta dva slučaja postoji samo u uzročnim pojavama. Naime, to nije vanjsko nego unutrašnje trenje, svojstvo materijala. Jedan oblik karakteristike gumenih opruga izloženih dinamičkom opterećenju prikazan je na sl. 102. Općenito je rad prigušivanja gumenih opruga visok (od 30 do 35% od rada uloženog za deformiranje). Zbog toga su amplitude njihovog titranja pri pojavi rezonancije razmjerno male te iznose pedeseti do peti dio amplitude pri rezonanciji u čeličnim oprugama.

Ta svojstva gumenih opruga čine ih vrlo prikladnima za primjenu u vozilima. Vrlo povoljno svojstvo je kod toga i njihova moć prigušivanja buke uslijed razmjerno vrlo male brzine širenja zvuka u gumi (skoro 8 puta manje nego u zraku, a oko 113 puta manje nego u čeliku). Jedan tipičan primjer upotrebe gumenih opruga u vozilima prikazan je na sl. 103.



Sl. 101. Ovisnost modula elastičnosti (E) i klizanja (G) gumene opruge o tvrdoći po Shoreu

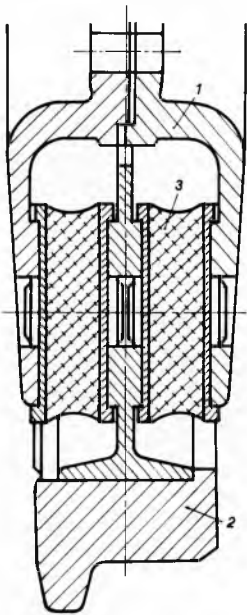


Sl. 102. Karakteristika prednapregnute gumene opruge pri dinamičkom opterećenju. Okomito isprugana površina predstavlja primljeni rad, vodoravno isprugana vraćeni rad, unakrsno isprugana rad trenja opruge

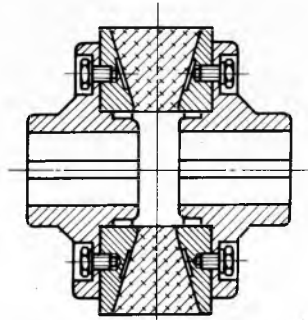
Ostale prednosti gumenih opruga u usporedbi s metalnim oprugama također su posljedica svojstava gume: to su velika rastezljivost, mali modul elastičnosti i male deformacije u svim smjerovima uz ispunjenje prostora koji stoji na raspolaganju. Zbog toga, za razliku od čeličnih opruga, deformacije gumenih opruga prvenstveno su svojstvo njihovog materijala, a ne oblika.

Nedostaci gume, kao materijala za opruge, jesu njena sklonost puzanju i osjetljivost prema vanjskim utjecajima. Zbog puzanja ona se pri dugotrajnom opterećenju trajno deformira. Dugotrajni utjecaj povišene temperature, svjetla i kisika iz zraka uzrokuje procese koji se nazivaju starenjem gume. Pri tome guma od umjetnih kaučuka otvrdnjava, a guma od prirodnih kaučuka omekšava i na njoj se pojavljuju pukotine. Već prema vrsti, u području temperatura od -20 do -70 °C guma postaje tvrda i krta.

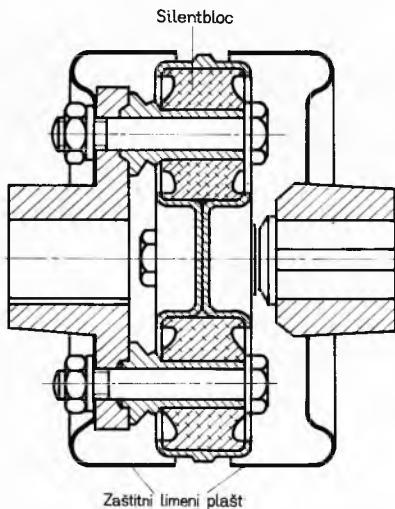
Zbog svega toga, upotreba gumenih opruga dopuštena je samo unutar ograničenih područja temperature. Tako npr. kod gumene opruge srednje tvrdoće dozvoljene su temperature kreću -30 °C... $+60$ °C kod trajnog rada, a kao kratkotrajne temperature mogu biti -60 °C... $+100$ °C; kod perbunama -25 °C... $+85$ °C, a prolazno -30 °C... $+150$ °C.



Sl. 103. Kotač električnog tramvaja s ugrađenim gumenim elementima za prigušivanje zvuka. 1 Glavina, 2 bandaža, 3 gumeni ulošci



Sl. 104. Elastična spojka s prigušnim djelovanjem ostvarenim gumenim oprugama

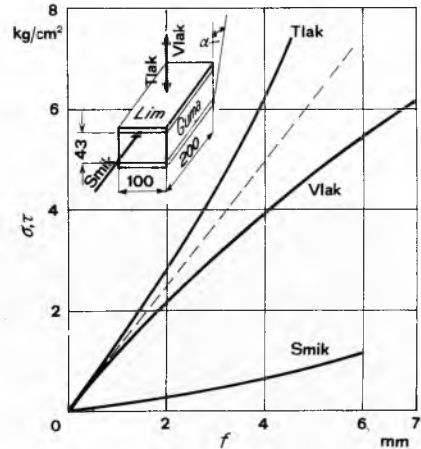


Sl. 105. Zglobna elastična spojka s prigušnim djelovanjem ostvarenim oprugama Silentbloc

Osim toga, već prema dodacima upotrijebljenim pri proizvodnji, guma od prirodnog kaučuka više je ili manje osjetljiva prema ulju, mastima, benzinu i drugim prerađevinama nafte. Guma od sintetskog kaučuka postojanija je prema tim tvarima, ali je manje elastična.

I pored svih navedenih mana gume, njene prednosti imaju za posljedicu sve veću upotrebu gumenih opruga. Naročito je pri-

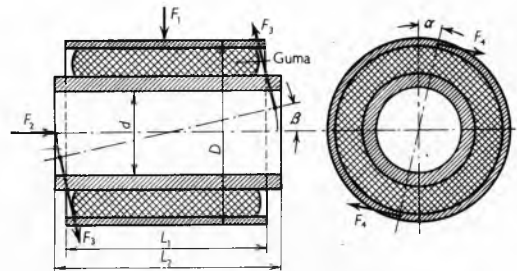
mjena gume u stojarstvu porasla otkad su pronađeni postupci njenog čvrstog spajanja s metalima pri vulkaniziranju. Na taj način proizvode se danas brojni materijali, poznati pod različitim komercijalnim nazivima (npr. Gimetall, Silentbloc i dr.). Opruge od takvih materijala upotrebljavaju se za stvaranje rezonantnih titranja (npr. u sitima, transporterima, vibratorima), za smanjivanje amplitude titranja uzrokovanih neuravnoteženošću ili silama pokretnih masa (npr. u motorima s unutarnjim izgaranjem), za zaštitu mjernih instrumenata i aparata za ispitivanje od vanjskih vibracija i za prigušivanje zvučnih titraja u žičanim i cijevnim vodovima. Neki primjeri takve upotrebe prikazani su na sl. 104 i 105.



Sl. 106. Karakteristike gumenog bloka s navulkaniziranim limenim pločama kod različitih vrsta opterećenja (guma srednje tvrdoće 63, $G = 8$ kp/cm²)

Gumene opruge s metalnim pločama ili tuljcima mogu biti opterećene na vlak, tlak ili smik. Opterećenje gumenih opruga na vlak treba izbjegavati, jer je starenje takvih opruga ubrzano. Najveću trajnost imaju gumene opruge izložene kombiniranom naprezanju na tlak i smik. Takva naprezanja mogu se postići prikladnim načinom opterećenja ili odgovarajućim oblikovanjem.

Na sl. 106 prikazan je u shemi gumeni blok, prilijepljen vulkanizacijom na metalne ploče (ili alternativno guma na tuljak), koji može biti u određenom elementu opterećen na tlak, na vlak ili na smicanje. Na istoj su slici prikazane dijagramom karakteristike zavisnosti naprezanja σ i τ i opruženja f takvog bloka od srednjotvrde gume (tvrdoće 63) za ta tri slučaja opterećenja. Iz dijagrama se vidi, da najbolje mogućnosti u pogledu promjene oblika i iskorištenja elastičnih svojstava gume pružaju oni elementi, u kojima je guma opterećena uglavnom na smicanje. Kombinacija spajanja gume s metalnim pločama ili s limom vulkanizacijom omogućuje vrlo dobro opruženje i istovremeno prigušivanje titraja. Guma također može biti spojena vulkanizacijom



Sl. 107. Silentbloc, guma vulkanizirana između dvije cijevi, izložena različitim opterećenjima silama $F_1 \dots F_4$. Dopuslene deformacije u ovisnosti o izvedbi: zaokretne $\alpha = \pm 15 \dots \pm 30$ °, iskošenje $\beta = \pm 1 \dots \pm 7$ °, radijalna deformacija $0,5 \dots 1,5$ mm, aksijalni pomak $f = 0,5(L_2 - L_1)$

s cijevnim komadima (sl. 107), gdje postoje mogućnosti opterećenja na tlak silom F_1 na paralelno smicanje silom F_2 , na isko-

ženje silama F_3 , na torzijsko smicanje silama F_4 , a pri odgovarajućoj ugradnji (npr. na gumenu osovinu) i na torziju.

Proračunavanje gumenih opruga. U opruge opterećene na tlak ili na vlak ugrađuju se najčešće gumeni blokovi prema sl. 106. Formule za proračun zasnovane su na elementarnim postavkama iz nauke o čvrstoći, te glase:
Nosivost opruge

$$F = A \sigma,$$

deformacija (kontrakcija ili elongacija)

$$f = \frac{FL_0}{AE_m} = \frac{\sigma L_0}{E_m},$$

rad opruge (v. sl. 102, površina zatvorena krivuljom)

$$W = \int Fdf,$$

gdje su L_0 dužina opruge u neopterećenom stanju, A površina presjeka opruge, E_m srednji modul elastičnosti σ_v ili σ_p dozvoljena naprezanja već prema opterećenju.

Za opruge opterećene na smicanje prema sl. 106 vrijede izrazi: Nosivost opruge

$$F = A \tau_s,$$

deformacija (pomak)

$$f = \frac{Fh}{AG} = \frac{h\tau_s}{G},$$

rad opruge

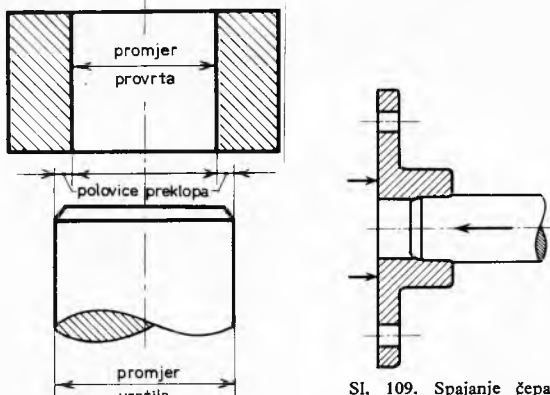
$$W = \frac{Ff}{2} = \frac{A\tau_s^2 h}{2G},$$

gdje je h visina bloka ili presjeka opruge kod mjesta uklještenja, τ_s dozvoljeno naprezanje na smik, G modul elastičnosti kod smicanja; ostale oznake otprije.

Neke srednje vrijednosti, koje se mogu smatrati samo kao smjernice kod proračunavanja, za gumu srednje tvrdoće iznose: statička čvrstoća $\sigma_L = 175 \dots 270 \text{ kp/cm}^2$ pri istezanju $400\% \dots 800\%$, modul smicanja $G = 3 \dots 12 \text{ kp/cm}^2$, modul elastičnosti na tlak $E = 18 \dots 100 \text{ kp/cm}^2$, naprezanje na tlak $\sigma_{p, dop} = 10 \dots 25 \text{ kp/cm}^2$, ali se češće računa s manjom vrijednošću $12 \dots 15 \text{ kp/cm}^2$.
Iscrpni podaci nalaze se u specijalnim priručnicima.

STEZNI SPOJEVI

Pod steznim se spojevima u strojarstvu općenito razumijevaju spojevi strojnih dijelova između kojih postoji prijelom, kao npr. na sl. 108, a izvode se prešanjem na temperaturama okoline, tzv. uzdužni stezni spojevi, ili navlačenjem ugrijanih vanjskih dijelova na unutrašnje, odnosno uvlačenjem ohlađenih unutrašnjih dijelova u vanjske, tzv. poprečni stezni spojevi.

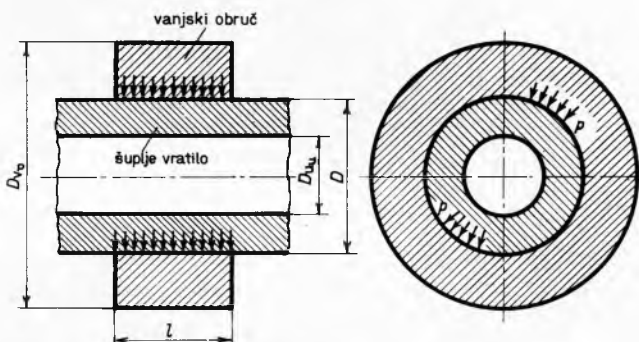


Sl. 108. Prijelom dijelova koji se spajaju steznim spojem

Sl. 109. Spajanje čepa s obručem prešanjem na temperaturi okoline (uzdužni stezni spoj)

Za izvođenje *uzdužnih steznih spojeva* (sl. 109), a u nekim slučajevima i *poprečnih*, potrebno je oblikovanje rubova dijelova koje treba spojiti. Da bi se postupak olakšao, dijelovi koje treba spojiti ponekad se mažu mašću ili uljem.

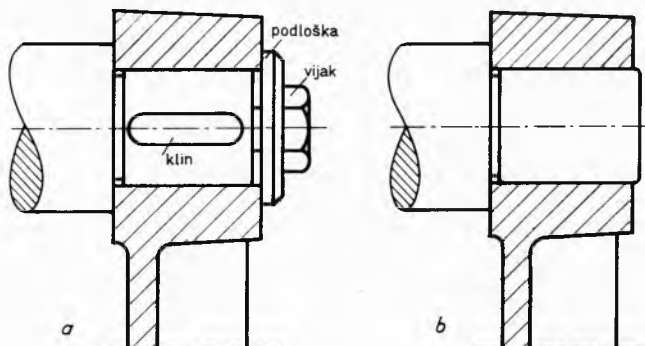
Cilj prethodnog grijanja, odnosno hlađenja dijelova pri izvođenju *poprečnih steznih spojeva*, jest da se toplinskim širenjem, odnosno stezanjem poveća promjer otvora u dijelu koji se navlači, odnosno smanji promjer dijela koji se uvlači, toliko da bi nestao prijelom i da bi se tada moglo izvršiti spajanje bez svladavanja trenja, što je neizbježno pri spajanju na temperaturama okoline. Operacije grijanja izvode se s pomoću kupki s vrućim uljem. Pri tome se dijelovi obično ne zagrijavaju iznad $350 \text{ }^\circ\text{C}$. Operacije povezane s hlađenjem izvode se s pomoću suhog leda ili tekućeg zraka. S tim rashladnim sredstvima mogu se postići temperature dijelova $-70 \dots -79 \text{ }^\circ\text{C}$, odnosno $-190 \dots -196 \text{ }^\circ\text{C}$. Obično se takvim grijanjem ili hlađenjem postiže učinak dovoljan za nesmetano spajanje. U slučaju da to nije dovoljno, može se kombinirati jedno s drugim (grijanje dijela koji se navlači s hlađenjem dijela koji se uvlači). Po navlačenju (uvlačenju) izmjenom topline s okolinom uspostavi se normalna temperatura dijelova. To je popraćeno s ponovnim uspostavljanjem prijeloma koji je postojao prije zagrijavanja, odnosno hlađenja. Posljedice su tog procesa deformacija dijelova spoja i time pritiska na dosjednim površinama (sl. 110). Ti pritisci uzrokuju otpor trenja pri spajanju potreban za opiranje spoja razrješavanju.



Sl. 110. Pritisci na dosjednim površinama steznog spoja šupljeg vratila s obručem

Osim uzdužnih i poprečnih steznih spojeva, izravnim spajanjem dijelova, u ovu skupinu ubrajaju se i stezni spojevi s pomoću posebnih steznih elemenata. Spajanje s tim elementima vrši se uz njihovo prethodno zagrijavanje, slično kao i pri izvođenju poprečnih steznih spojeva.

Svojstva i primjena steznih spojeva. Bez obzira na način steznog spajanja, njegov otpor trenja pri spajanju mora biti dovoljno velik da spriječi aksijalno pomicanje i zakretanje spojenih dijelova jednoga prema drugome. Taj je otpor veći od otpora trenja klizanja jednog dijela po drugome. Zbog toga su stezni spojevi strojnih dijelova čvrsti i otporni protiv potresa i omogućavaju prijenos udarnih i promjenljivih opterećenja. Dalja njihova prednost jest jednostavnost (sl. 111). Za prikazani stezni spoj



Sl. 111. Spoj ručice s čepom: a u izvedbi s klinom, vijkom i podložnom pločicom, b steznim spojem

nije potreban klin ni utor za njega, ni provrt za vijak, ni njegov navoj, ni vijak, ni podložna pločica, ni matica. Iz tog se primjera vidi da se primjenom steznog spoja može katkada postići prilična ušteda.