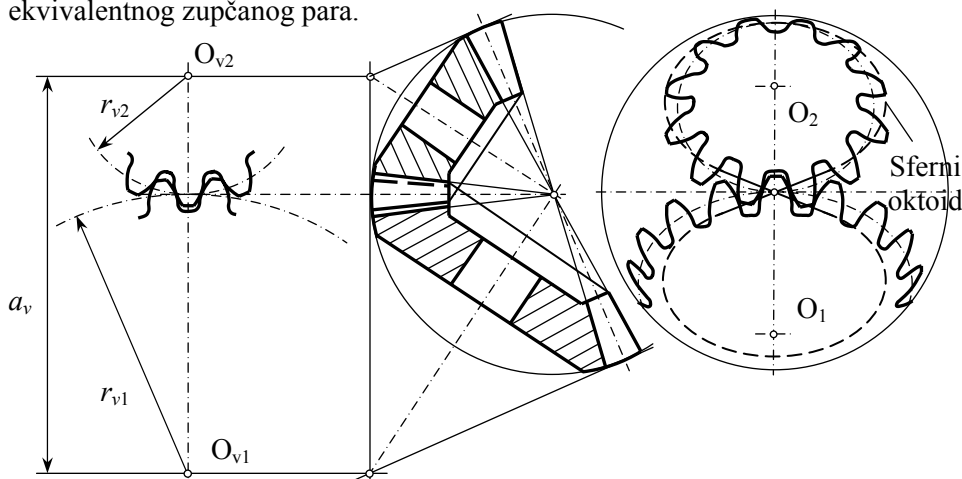


1. Konusni zupčani parovi. Osnovne karakteristike i primena.
 Sprezanje, geometrijske mere i čvrstoća konusnih parova.

Ose vratila se seku pod uglom od 90° , izrada je skuplja u poredjenju sa cilindričnim parovima, a nosivost manja. Ugrađuju se uglavnom na prvom stepenu prenosa. Zupci mogu biti pravi, kosi i krivi (spiroidni). Konusni zupčani par je upisan u sferu. Profili zubaca kreću se po sfernoj površini profili zubaca su sverne evolvente, dodirnica je deo svernog oktoida. Visine i debljine zubaca se smanjuju prema centru sfere. Radi pojednostavljenja ovog stanja, vrši se aproksimacija. Sprezanje na sfernoj površini prevodi se u ravan posredstvom ekvivalentnog zupčanog para.



Dimenzije se definišu na spolnjem konusu, na rastojanju R_e

$$d_e = mz; \quad d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta; \quad d_{fe} = d_e - 2h_{fe} \cos \delta$$

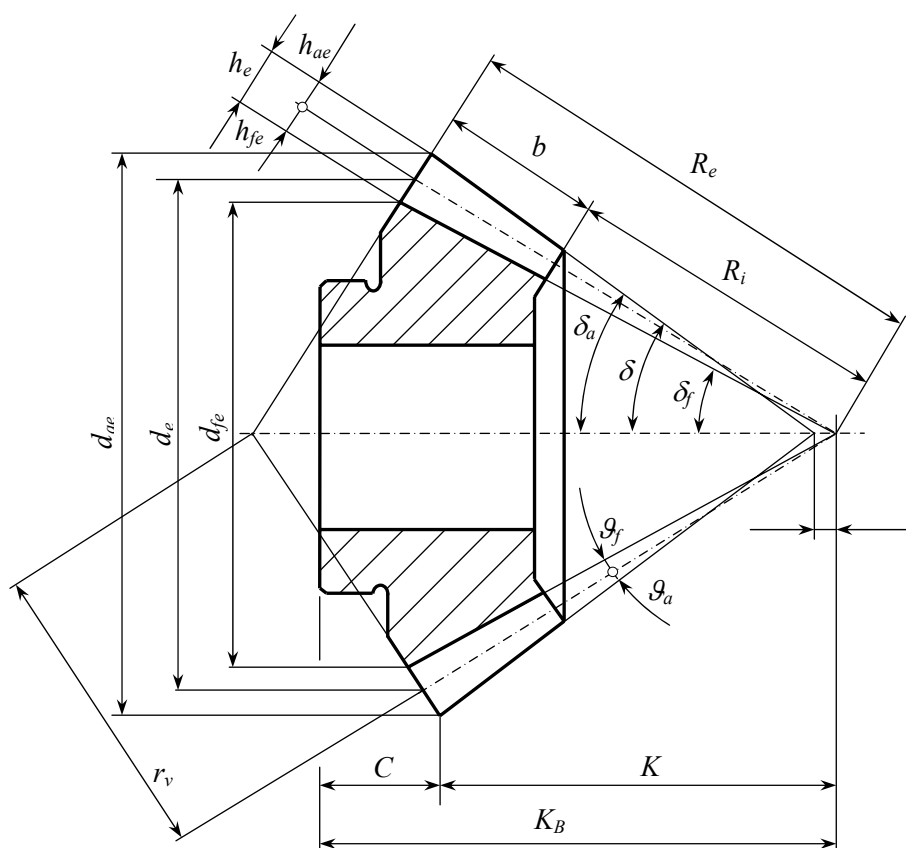
$$h_{ae} = (y + x)m; \quad h_{fe} = (y + c_{a0} - x)m$$

Najčešće je $y = 1$, $c_{a0} = 0,188$ i $x_1 = -x_2 = 0,46(1 - 1/u^2)$. Uglovi konusa su

$\text{tg} \delta_1 = 1/u$ i $\text{tg} \delta_2 = u$, $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$. Uglovi podnožnih i temenih konusa

$$\delta_1 = \delta_1 - \vartheta_1; \quad \delta_2 = \delta_2 - \vartheta_2; \quad \delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_{a1}; \quad \delta_{a2} = \delta_2 + \vartheta_{a2}$$

gde su uglovi podnožja zubaca $\text{tg} \vartheta_1 = h_{f1}/R_e$, $\text{tg} \vartheta_2 = h_{f2}/R_e$. Da bi temeni zazor bio isti po celoj širini zupčanika b koristi se $\vartheta_{a1} = \vartheta_{f2}$ i $\vartheta_{a2} = \vartheta_{f1}$



$$r_{v1} = \frac{d_{e1}}{2 \cos \delta_1}; \quad r_{v2} = \frac{d_{e2}}{2 \cos \delta_2}; \quad a_v = r_{v1} + r_{v2}$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}; \quad R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}$$

$$F_t = \frac{2T}{d_m} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}}; \quad d_m = m_m z; \quad m_m = m - \frac{b \sin \delta}{z}$$

Radni naponi:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{bd m_1} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta}$$

$$\sigma_F = Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_t}{b m_m} K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta}$$

Kritični naponi: $[\sigma_H] = \sigma_{H \lim} Z_L Z_v Z_R$, $[\sigma_F] = \sigma_{F \lim} Y_{ST}$, gde je $Y_{ST} = 2$.

Stepeni protiv razaranja bokova i podnožja subaca su

$$S_{H1} = \frac{[\sigma_H]_1}{\sigma_H}; \quad S_{H2} = \frac{[\sigma_H]_2}{\sigma_H}; \quad S_{F1} = \frac{[\sigma_F]_1}{\sigma_{F1}}; \quad S_{F2} = \frac{[\sigma_F]_2}{\sigma_{F2}}$$

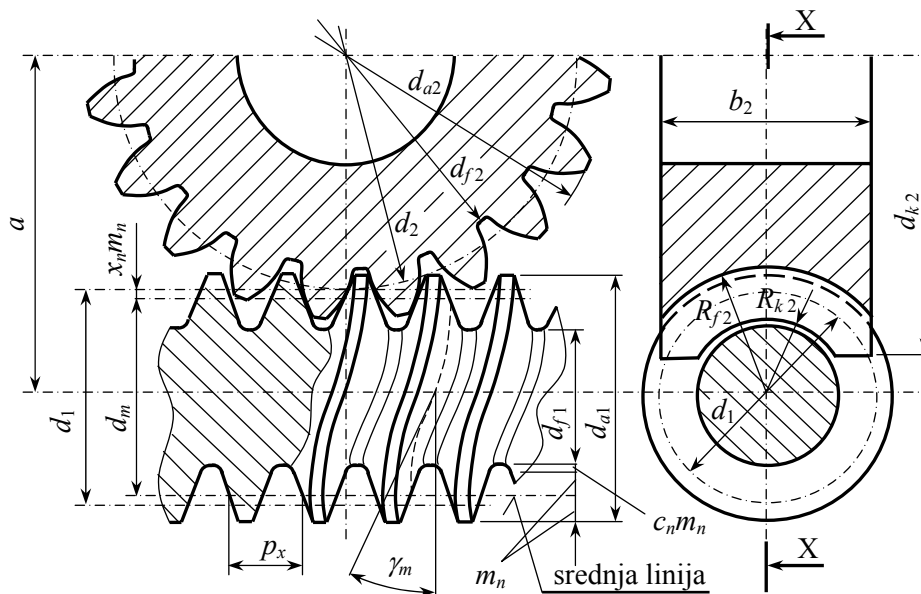
2. Pužni parovi. Osnovne karakteristike, podela, geometrijske mere,

Vratila se mimoilaze pod uglom od 90° , velikog su prenosnog odnosa, uz miran rad, uz zagrevanje i manji stepen iskorišćenja u poredjenju sa zupčanim parovima. Funkcija se ostvaruje na principu intenzivnog klizanja. Puž se izrađuje od čelika, kalij i brusiti, a pužni zupčanik od bronce, najčešće kalajne.

Korak na srednjoj liniji profila je $p_x = m_x \pi$, a hod zavojnice puža je $P_h = z_1 p_x$, gde je z_1 -broj početaka navoja (zubaca) puža, a $m_x = m_n / \cos \gamma_m$. Ugao zavojnice puža na srednjem cilindru prečnika d_m je

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{P_h}{d_m \pi}; \quad d_m = \frac{P_h}{\pi \operatorname{tg} \gamma_m} = \frac{z_1 m_x \pi}{\pi \operatorname{tg} \gamma_m} = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma_m} m_x = q m_x; \quad q = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma_m}$$

Pužni broj q je standardizovani ceo broj u granicama 7...20, od koje zavisi prečnik jezgra puža i ugao nagiba zavojnice γ_m . Prenosni odnos $i = n_1/n_2 = z_2/z_1$.



$$d_1 = d_m + 2x_n m_n; \quad d_{a1} = d_m + 2m_n; \quad d_{f1} = d_m - 2m_n(1 + c_n),$$

$$d_2 = m_x z_2; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n(1 + x_n); \quad d_{f2} = d_2 - 2m_n(1 + c_{a0} - x_n),$$

osno rastojanje $a = (d_1 + d_2)/2$ i širina pužnog zupčanika $b_2 = (0,75 \dots 0,8)d_1$.

3. Naponi u zupcima pužnog zupčanika. Kritični naponi i razaranja zubaca pužnog zupčanika. Radni vek.

Pužni zupčanik je od slabijeg materijala (bronze), a oblik zubaca je takav da razaranja mogu biti samo na zupcima pužnog zupčanika, a ne na zupcima puža. Napon na bokovima zubaca je

$$\sigma_H = Z_E Z_\rho \sqrt{\frac{K_A T_2}{a^3}}; \quad Z_\rho = 2,05 \left(\frac{d_m}{a} \right)^{-0,34}$$

gde je Z_E – faktor elastičnosti spregnutih materijala (tablica 8.16), a Z_ρ - faktor oblika kontakta zubaca. Dati obrazac za Z_ρ važi za sve oblike cilindričnog puža (ZA, ZI, ZN i ZK) osim za ZH gde koeficijent 2,05 treba zameniti sa 1,86.

Zupci pužnog zupčanika se habaju, a debljina pohabanog sloja može dostići vrednost od $0,3m_n$. Napon koji tokom $L_h=25000$ sati rada dovede do ove pohabanosti je kritični napon σ_{Hlim} ($a=100\text{mm}$, $v_k=1\text{m/s}$). Za druge uslove kritični napon je

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} Z_h Z_v Z_S Z_L$$

$$Z_h = \left(\frac{25000}{L_h} \right)^{1/6} \leq 1,6; \quad Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_k}}; \quad Z_S = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a}}$$

Brzina klizanja $v_k = d_m \pi n_1 / (60 \cos \gamma_m)$, ako se razlikuje od 1m/s koliko je bilo pri ispitivanju σ_{Hlim} dovodi do promene faktora uticaja brzine klizanja Z_v . Isto važi i za faktor veka Z_h i faktor veličine pužnog para Z_S . Faktor ulja $Z_L=1$ ako je podmazivanje poliglikol uljem, za mineralna ulja $Z_L=0,89$.

Stepen sigurnosti protiv habanja zubaca pužnog zupčanika $S_H = [\sigma_H] / \sigma_H$, treba da je veći od jedinice da u predviđenom radnom veku ne bude dostignuta kritična pohabanost. Polazeći od $S_H = 1$, može se odrediti Z_h i vek L_h do postizanja ove pohabanosti. Za potpuniju sigurnost dovoljno je $S_H = 1,25$.

Prema DIN 3996, za proveru opasnosti od loma zupca pužnog zupčanika merodavan je napon smicanja

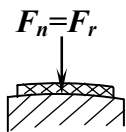
$$\tau_F = Y \frac{K_A F_{t2}}{b_2 m_n} = 0,63 \frac{K_A F_{t2}}{b_2 m_n}; \quad F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad T_2 = T_1 i \eta$$

gde je Y ukupni faktor oblika pužnog venca. Za nepohabane zupce $Y=0,55$, a za zupce sa graničnom debljinom pohabanog sloja od $0,3m_n$, ovaj faktor iznosi $Y=0,63$. Debljina venca ispod podnožne površine treba da je veća od $1,5m_n$. Kritična napon u podnožju zubaca je $[\tau_F] = \tau_{Flim} Y_{NL}$. Za ukupan broj obrtaja pužnog zupčanika $n_s > 3 \cdot 10^6$, $Y_{NL}=1$. Za ovu veličinu kritičnog napona stepen sigurnosti protiv loma zubaca pužnog zupčanika $S_F = [\tau_F] / \tau_F$.

4. Kaišni parovi. Osnovne karakteristike i podela

Prenos obrtnog momenta na vratila sa većim rastojanjem osa. Elastičnost prenosa. Mogućnost proklizavanja. Potreba za pritezanjem kaiša. Opterećenje vratila i ležaja silom pritezanja.

Pljosnati profil



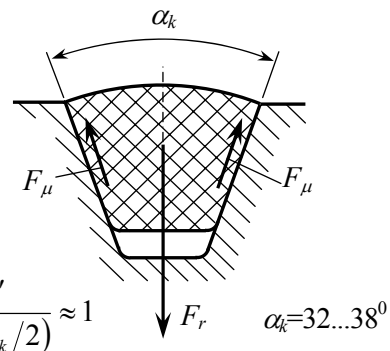
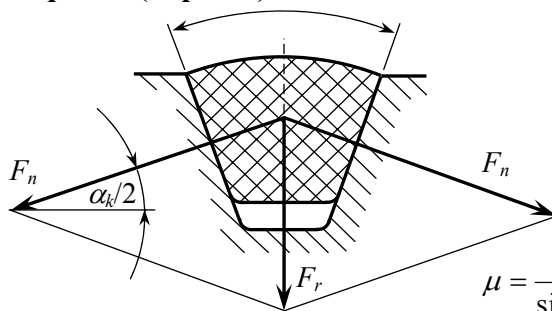
Pogodnosti

- Visoka brzina
- Visoka nosivost
- Mali uticaj savijanja
- Mali uticaj centrifugalne sile

Nedostaci

- Potreban je mehanizam za ostvarivanje i održavanje sile pritezanja
- Silu pritezanja treba preneti preko vratila i ležaja.

Trapezni (V-profil) α_k

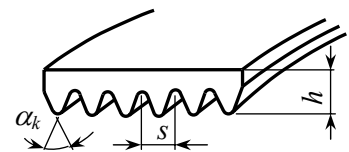


$$\mu = \frac{\mu'}{\sin(\alpha_k/2)} \approx 1$$

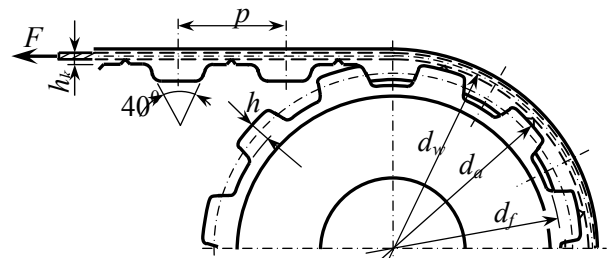
$$\alpha_k = 32 \dots 38^\circ$$

U odnosu na pljosnati, povećana je normalna sila i efektivni koeficijent trenja, smanjena je potreba za pritezanjem. Povećana je debljina kaiša i napon savijanja kaiša kao i centrifugalna sila. Nisu pogodni za visoke brzine i za male prečnike kaišnika. Široki profili Z, A, B, C, D i E, uski SPZ, SPA, SPB, SPC

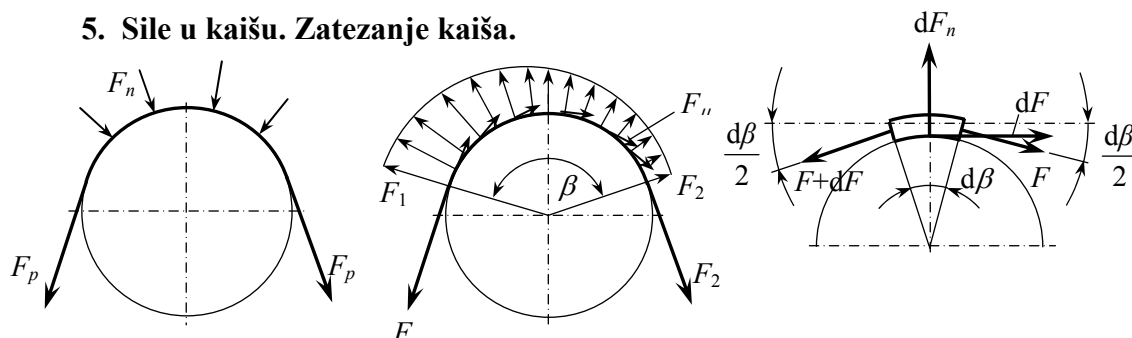
Poly-V profil: Objedinjena dobra svojstva pljosnatog i trapeznog profila: smanjena je potreba za pritezanjem kaiša, smanjena je debljina (manji naponi usled savijanja i od centrifugalne sile). Mogu izdržati veće pritezanje te je povećana i nosivost. Manja debljina dozvoljava i upotrebu kaišnika manjeg prečnika.



Zupčasti kaiš: Nema proklizavanja, elastičnost prenosa Mogu biti jednostrani i obostrani, trapeznog i lučnog profila zubaca



5. Sile u kaišu. Zatezanje kaiša.



Pri ugradnji kaiš se priteže tako da u svakom od ogranaka deluje sila F_p . Kada počne prenošenje sile F_t , ova ravnoteža se poremeti tako da je sila u vučnom ogranaku F_1 veća od sile u povratnom ogranaku F_2 za veličinu tangente sile $F_t = 2T_1/d_{w1} = 2T_2/d_{w2}$

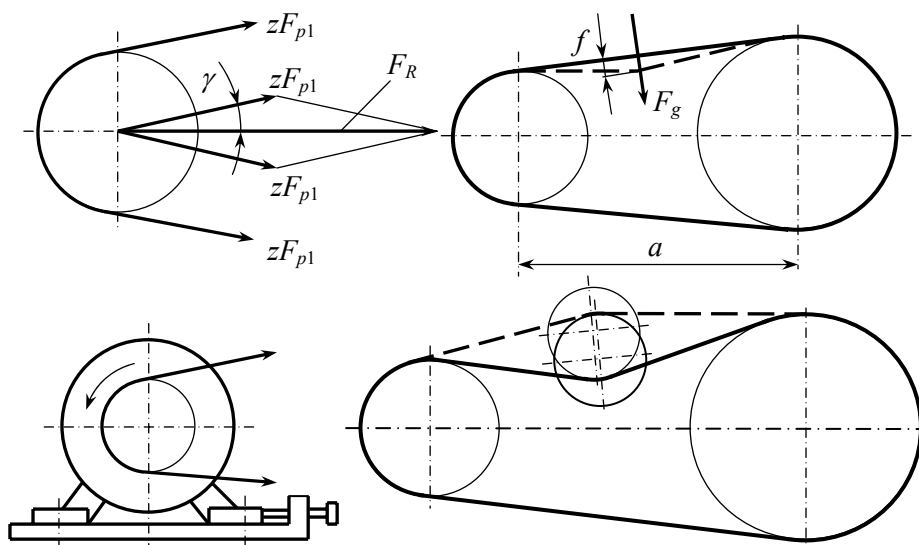
$$F_1 + F_2 = 2F_p; \quad F_1 - F_2 = S_\mu c_A F_t; \quad \frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\beta}$$

Tangentna sila F_t je uvećana za stepen sigurnosti protiv klizanja S_μ i za faktor spoljnih dinamičkih sila c_A .

$$F_1 = \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} S_\mu c_A F_t; \quad F_2 = \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1} S_\mu c_A F_t; \quad F_p = \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta} - 1} \frac{S_\mu c_A F_t}{2}$$

Radi kompenzacije dejstva centrifugalne sile na smanjenje sile trenja, sila pritezanja se povećava srazmerno uticaju mase kaiša po jedinici dužine (koeficijent k) i kvadratu obimne brzine v . Ako paralelno opterećenje prenosi z kaiševa, sila pritezanja jednog kaiša F_{p1} i sila koja deluje na vratilo F_R je

$$F_{p1} = \frac{S_\mu c_A F_t}{2 \varphi z} + kv^2; \quad \varphi = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta} + 1}; \quad F_R = 2zF_{p1} \cos \gamma$$

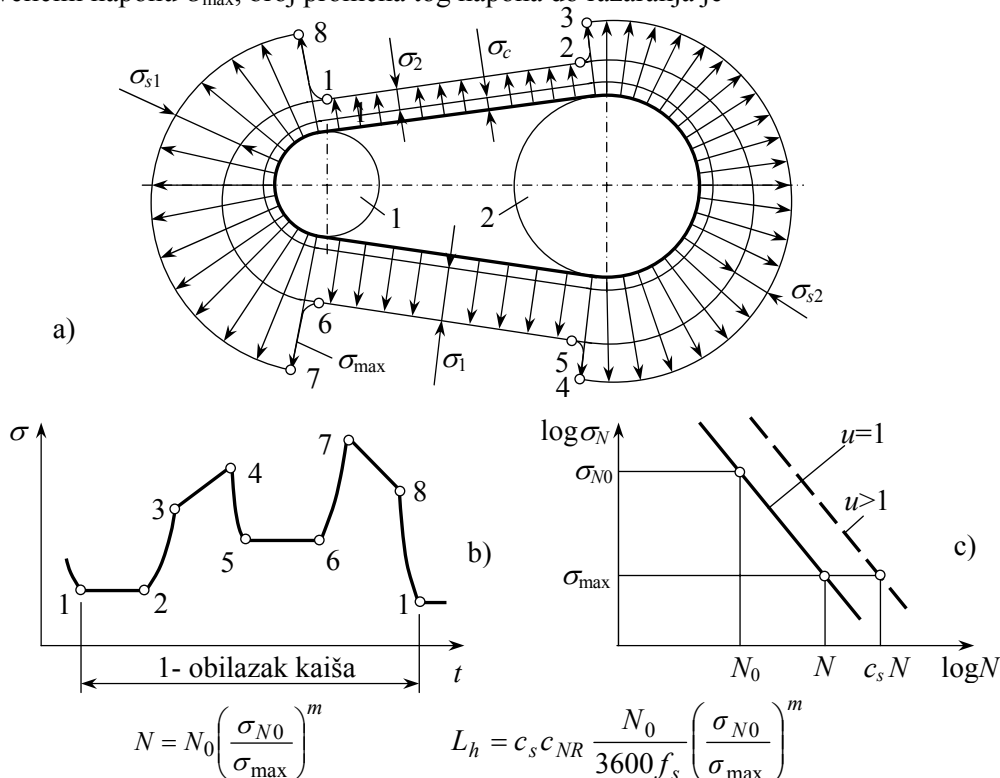


6. Naponi u kaišu. Promena napona. Radni vek.

Najveći napon u kaišu jednak je zbiru napona usled zatezanja dejstvom centrifugalne sile σ_c , usled zatezanja silom u vučnom ogranku σ_1 i napona usled savijanja oko manjeg kaišnika σ_{s1} .

$$\sigma_{\max} = \sigma_c + \sigma_1 + \sigma_{s1} = \rho v^2 + \frac{F_1}{A} + \frac{h}{d_1} E$$

Napon usled savijanja kaiša menja se u najširim granicama. Broj savijanja u toku jednog obilaska jednak je broju kaišnika x , a broj obilazaka u jedinici vremena jednak je odnosu obimne brzine v i dužine kaiša L_p . Učestanost savijanja kaiša je $f_s = xv/L_p$. Intenzivna promena napona doprinosi zamaranju kaiša. Napon σ_{\max} koji dovede do zamora (prekida) kaiša posle N_0 promena (savijanja) je dinamička izdržljivost kaiša σ_{N0} . Ako je kaiš izložen drugoj veličini naponu σ_{\max} , broj promena tog napona do razaranja je



Izjednačavanjem ovog broja promena sa brojem promena napona savijanja u radnom veku $n_s = 3600 L_h f_s$, dobija se broj sati rada do razaranja odnosno radni vek L_h . Usled manjeg savijanja na većem kaišniku, vek je duži. Ovo povećanje se obuhvata faktorom savijanja kaiša $c_s > 1$ zavisno od prenosnog odnosa.

7. Nosivost kaiša. Uslovi za ispitivanje nosivosti i izdržljivosti kaiša.

Nosivost kaiša izražava se snagom koju može da prenosi određeno vreme u određenim uslovima rada. Utvrđuje se ispitivanjem kaišnih parova sa prenosnim odnosom $u=1$ kod kojih je obvojni ugao na oba kaišnika $\beta=180^\circ$. Snaga koju kaiš može da prenosi do razaranja za uslove ispitivanja P_0 , korekcijom se transformiše u snagu P_1 koju jedan kaiš može da prenosi u uslovima eksploatacije. Ova snaga određuje se po obrascu

$$P_1 = P_0 c_\beta c_u c_f c_h c_{\sigma R}$$

- c_β - faktor obvojnog ugla
- c_u – faktor prenosnog odnosa
- c_f – faktor uticaja učestanosti savijanja
- c_h - faktor vremena rada
- $c_{\sigma R}$ - faktor promenljivosti napona

Potreban broj kaiševa za prenošenje raspoložive snage P je

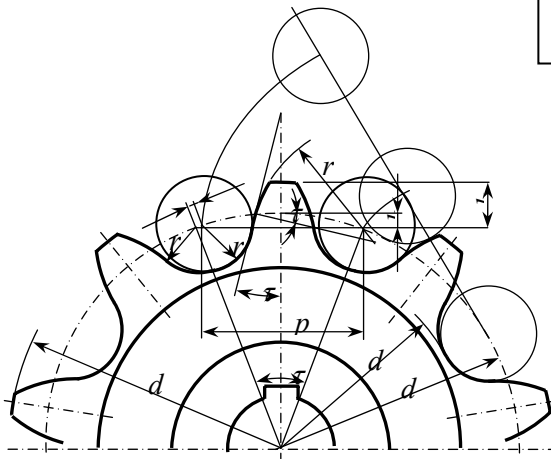
$$z = \frac{c_A P}{P_1} = \frac{c_A P}{P_0 c_\beta c_u c_f c_h c_{\sigma R}}$$

Zakruženi ceo broj kaiševa ne treba da je veliki, obično do 4. Ako su dužine ugradjenih kaiševa jednake, jednako je i zatezanje grupe od z kaiševa. U protivnom, ako dužine nisu jednake, više je zategnut kaiš manje dužine. On prenosi veće opterećenje i brzo se razara što smanjuje ukupni vek kaišnog prenosnika. Veći broj kaiševa u prenosnom paru dozvoljen je ako se obezbede uslovi za smanjenje odstupanja dužina ugradjenih kaiševa. Željeni broj kaiševa se dobija variranjem (promenama) profila kaiša usled čega se menja snaga P_0 , odnosno P_1 . Ovo iteraciono ponavljanje proračuna broja kaiševa se vrši do postizanja željenog broja z .

Nosivost i izdržljivost se dobija ispitivanjem kaišnog para-modela sa prenosnim odnosom $u=1$ i sa kaišnicima čiji su prečnici jednaki minimalno dozvoljenim. Za trapezni kaiš izradjen od gume sa armaturom od pamučnog vlakna, dinamička izdržljivost je $\sigma_{N0}=6...9\text{N/mm}^2$, $N_0=10^7$, $m=8$.

8. Lančani parovi. Svojstva, primena i podela lančanih parova.

- Visoka nosivost
- Siguran prenosni odnos
- Manje brzine rotacije
- Potreba za permanentnim podmazivanjem



$$d_w = \frac{p}{\sin \frac{\tau}{2}} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}};$$
$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Podela: *Valjčani:* jednoredni, dvoredni i troredni

Zupčasti

Primena: Prenošnje velikih opterećenja pri manjim brzinama i na velikim osnim rastojanjima. Po pravilu se koristi na poslednjem stepenu prenosa.

9. Unutrašnje dinamičke sile,

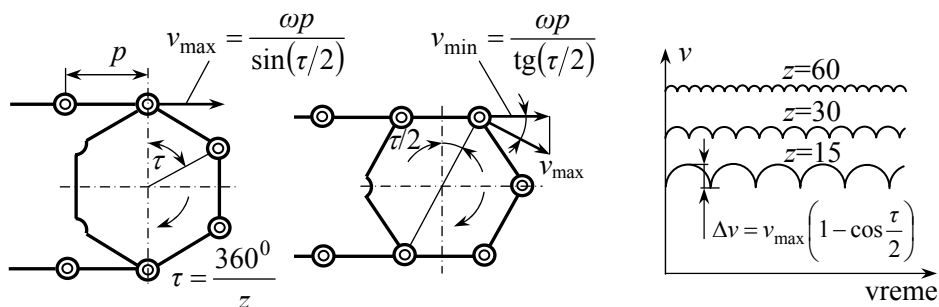
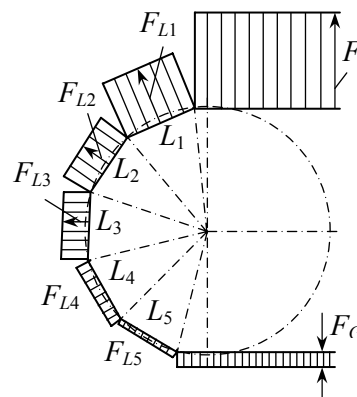
$$F = K_v (K_A F_t + F_c)$$

$$F_t = 2T/d_w$$

$$F_c = qv^2$$

K_A -faktor spoljnih dinamičkih sila

K_v -faktor unutrašnjih dinamičkih sila



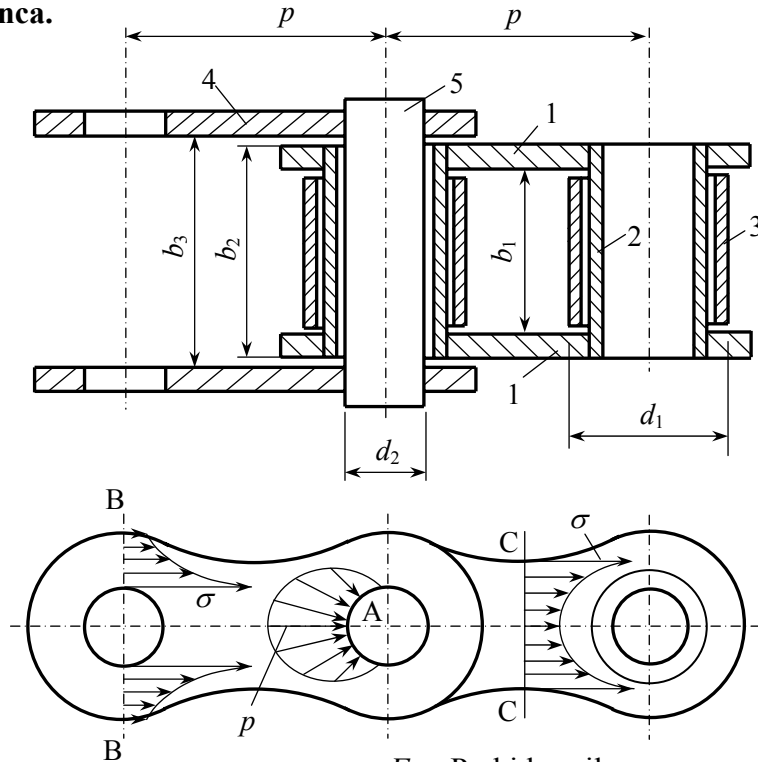
Pobuda unutrašnjih dinamičkih sila:

- Inercijalne sile mase članaka lanca usled poligonalnosti lančanika.
- Sile sudara valjaka lanca i zubaca lančanika. Sudari su posledica razlike u koraku članaka lanca i koraku zubaca lančanika koje su posledica habanja u zglobovima lanca i odstupanja pri izradi lanca i lančanika.

Centrifugalna sila F_c nastaje usled dejstva centrifugalnog ubrzanja na članke lanca pri obilasku oko lančanika.

Sila zatezanja F_G usled sopstvene težine lanca posledica je gravitacije koja deluje na pravolinijske delove lanca usled čega nastaje sila zatezanja (u pravcu lanca). Ona je značajna kod masivnih lanaca sa velikim osnim rastojanjima vratila.

10. Naponi u lamelama i u zglobovima lanca, stepen sigurnosti i vek lanca.



$$S_D = \frac{F_D}{F} = \frac{\xi_D F_M}{K_v (K_A F_t + F_c)}$$

F_M – Prekidna sila
 ξ_D – Dinamički faktor
 S_D – Dinamički stepen sigurnosti

$$p = \frac{K_A F_t + F_c}{A} \leq p_N K_a K_x K_u K_L K_h$$

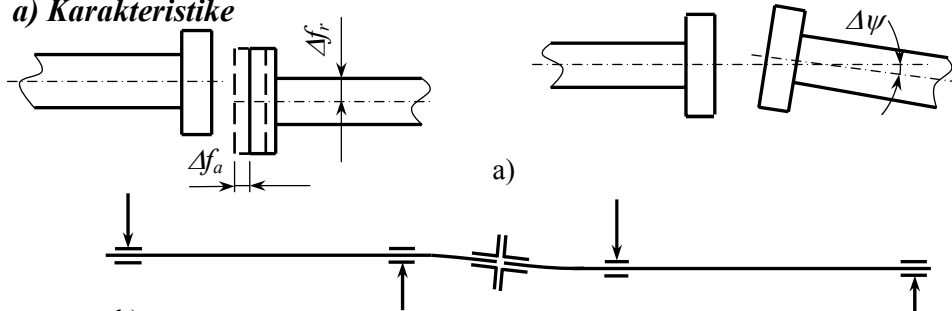
$$P_C = \frac{P_0 K_C K_a K_x K_u K_L K_h}{K_A K_z} \quad K_h = \sqrt[3]{15000/L_h}$$

K_a -faktor osnovog rastojanja, K_x -faktor broja lančanika, K_u -faktor prenosnog odnosa, K_L -faktor načina podmazivanja, K_h -faktor radnog veka, K_C -faktor vrste lanca i K_z -faktor broja zubaca malog lančanika. Eksperimentalna nosivost P_0 daje se u funkciji koraka lanca p i broja obrtaja odnosno ugaone brzine malog lančanika (n_1 ili ω_1).

Podmazivanje lanca: mašću, potapanjem u ulju, ubrizgavanjem ulja u zoni zahvata članaka lanca i zubaca lančanika.

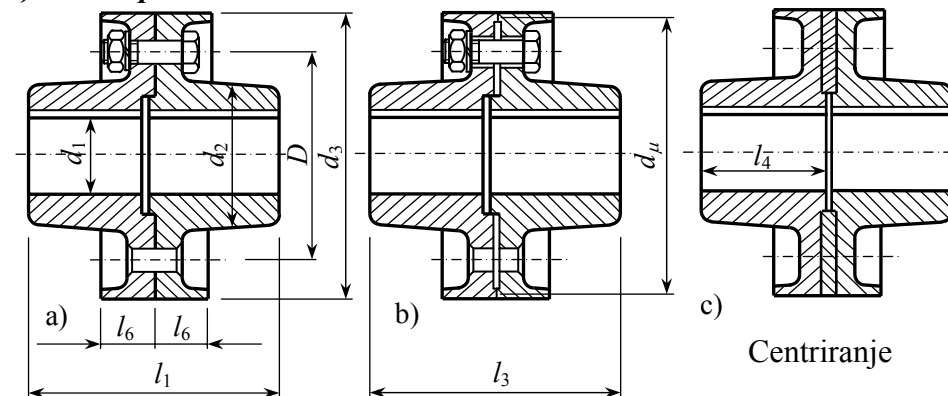
11. Krute spojnice

a) Karakteristike



b). Obezbeđuju stalan prenos obrtnog momenta, visoke su nosivosti i malog su gabarita. Ne dopuštaju nikakva odstupanja položaja osa vratila i ako ova odstupanja ipak postoje, pri ugradnji se indukuju sile usled elastičnih deformacija vratila koje dodatno opterećuju ležaje i vratila. Osim toga krute spojnice prenose sve poremećaje (vibracije i udare) sa jednog vratila na drugo bez prigušenja.

b) Oblik i proračun



Podešeni zavrtnji

$$\tau = \frac{4F_s}{D_2^2 \pi}; \quad S_\tau = \frac{\tau_T}{\tau}; \quad p = \frac{F_s}{b D_2}; \quad S_p = \frac{p_T}{p} = \frac{1,2R_e}{p}; \quad F_s = \frac{2T}{zD} \zeta_r$$

Nepodešeni zavrtnji

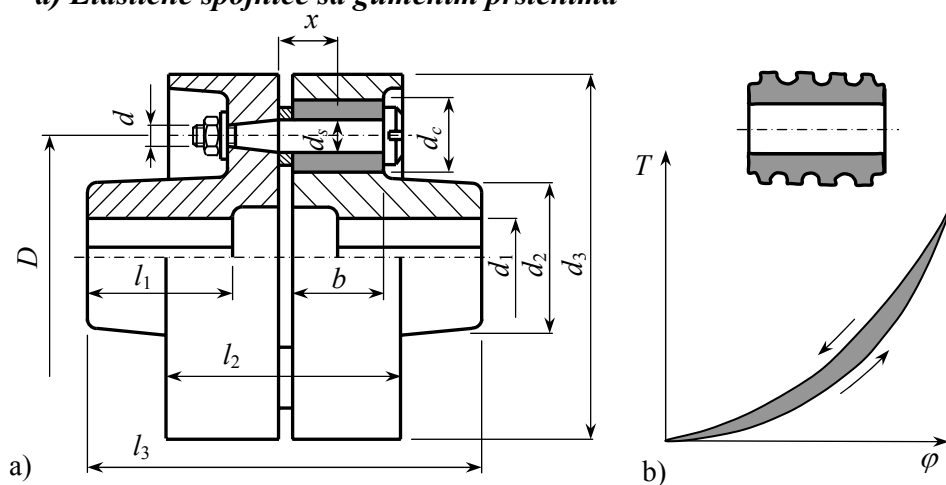
$$F_p = \zeta_p F_b = \zeta_p \frac{2S_\mu T}{z\mu d_\mu}; \quad \sigma = \frac{F_p}{A_S}; \quad S_\sigma = \frac{\sigma_{TM}}{\sigma};$$

$$\tau = \frac{T_n}{0,2d_3^3}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{TM}}{\tau}; \quad S_T = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$$

12. Elastične spojnice

- Elastična veza vratila
- Prigušenje udara i vibracija
- Dopuštena odstupanja položaja osa
- Povećane dimenzije
- Manja nosivost u odnosu na druge spojnice

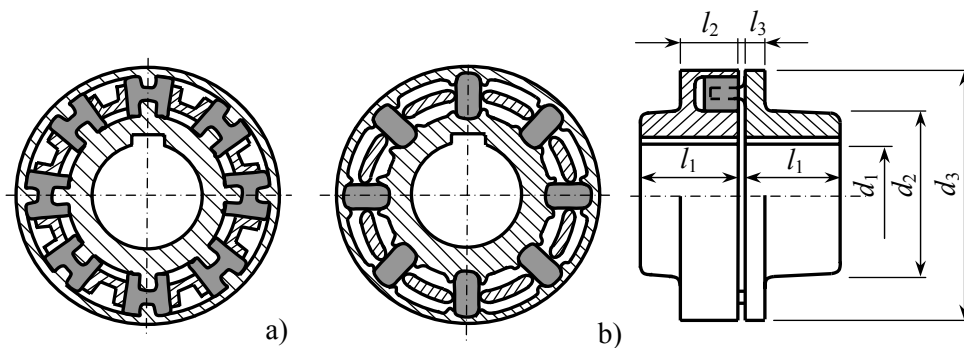
a) Elastične spojnice sa gumenim prstenima



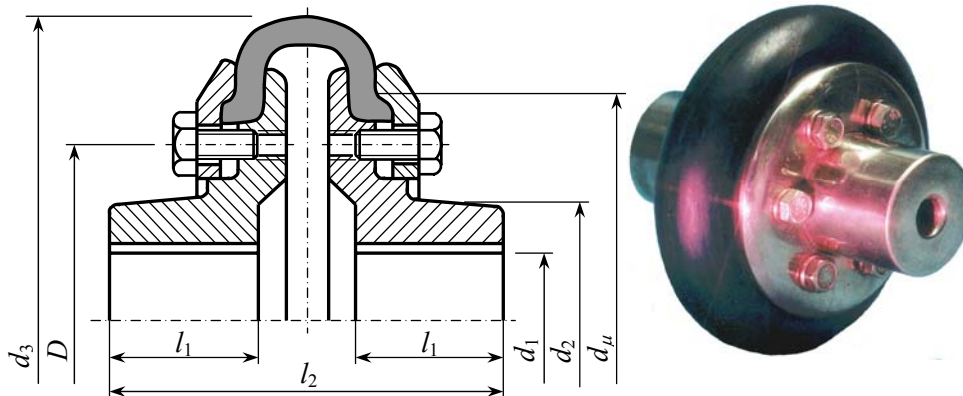
Proverava se nosivost zavrtnja koji je izložen savijanju i pritisak na dodiru gume i stabla zavrtnja

$$F_{t1} = \frac{2T}{zD}; \quad \sigma = \frac{M}{W} = \frac{F_{t1}x}{0,1d_s^3}; \quad S = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{cR_e}{\sigma} = \frac{1,4R_e}{\sigma}; \quad p = \frac{F_{t1}}{d_s b} \leq p_{doz}$$

b) Elastične spojnice sa gumenim insertima (umetcima)



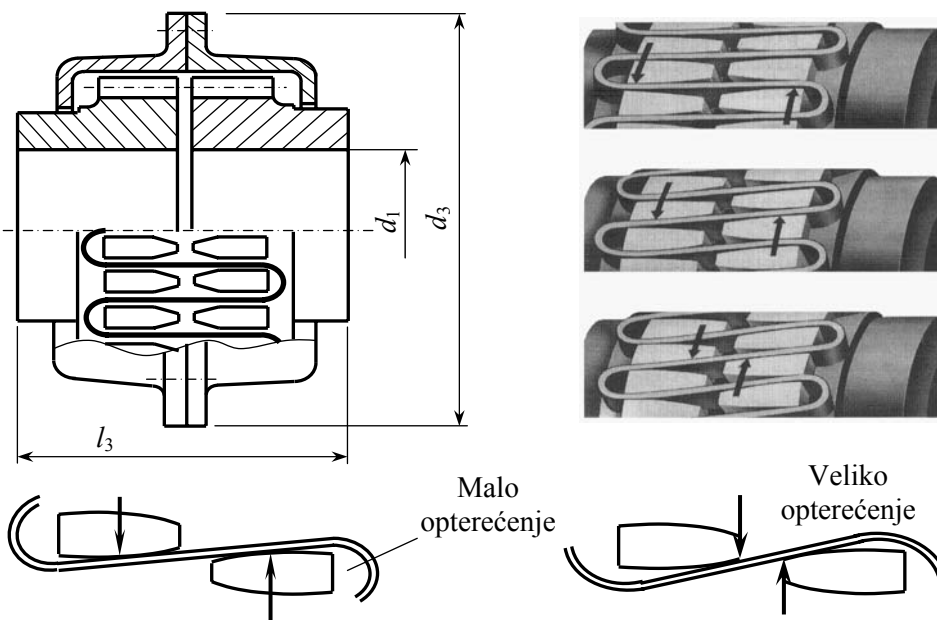
c) Elastične spojnice sa gumenim torusom



Proverava se pritisak na gumu u spoju oboda torusa i prirubnica (u uklještenju)

$$p = \frac{F_n}{A} \leq p_{doz}; \quad F_n = \frac{S_\mu F_t}{\mu}; \quad F_t = \frac{2T}{d_\mu}$$

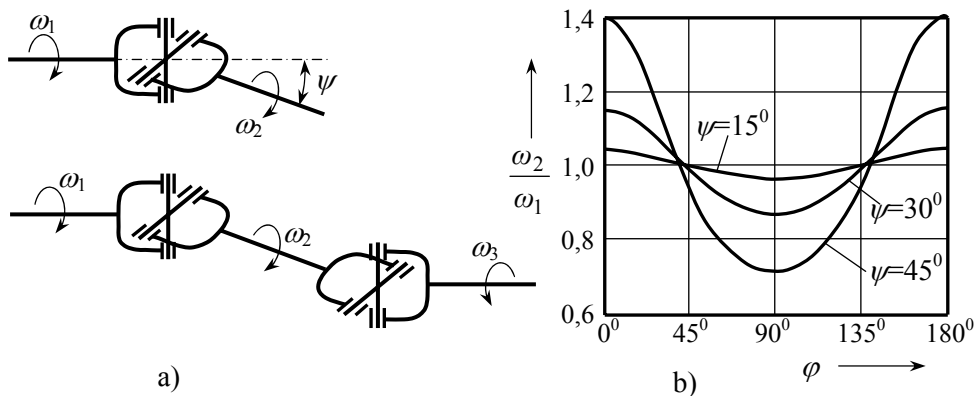
d) Elastične spojnice sa čeličnom trakom



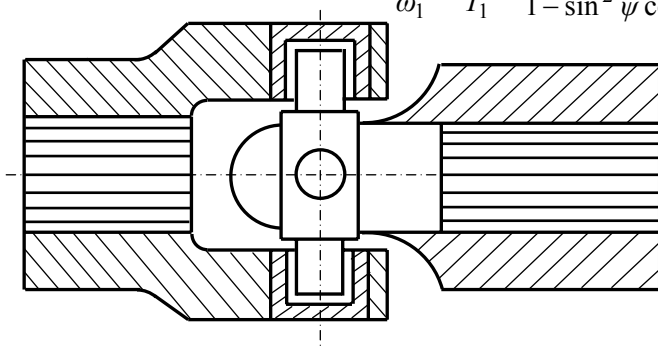
13. Zglobne i zupčaste spojnice

a) Kardanova spojnica

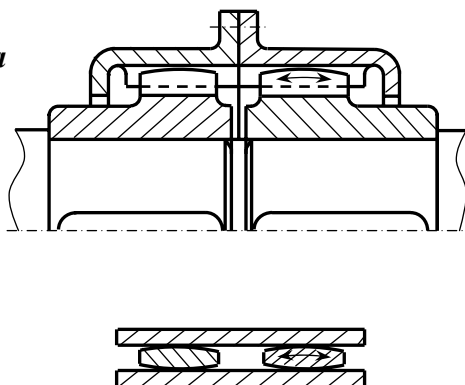
(Spoj vratila koja se seku, osni ugao vratila može se menjati tokom rada, promenljiva ugaona brzina izlaznog vratila)



Promenljivost ugaone brzine tokom rotacije $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{\cos \psi}{1 - \sin^2 \psi \cos^2 \psi}$



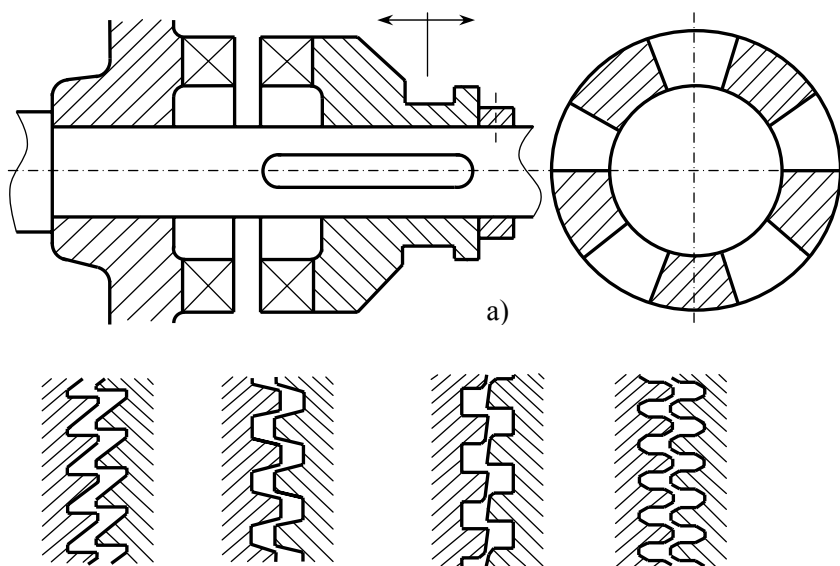
b) Zglobna spojnica sa zupcima



14. Kandžaste i zupčaste spojnice

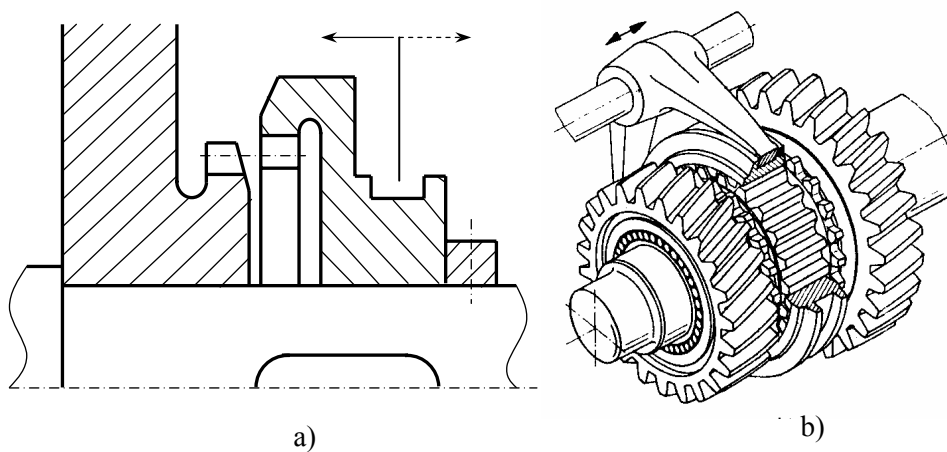
b) Kandžasta spojnica

Uključno isključna, visoka nosivost, uključivanje i isključivanje samo u stanju mirovanja. Koristi se i kao sigurnosna



c) Zupčasta spojnica

Uključno isključna, visoka nosivost, uključivanje i isključivanje samo u stanju mirovanja, manjih je dimenzija i kompaktnija u odnosu na kandžastu spojnicu.

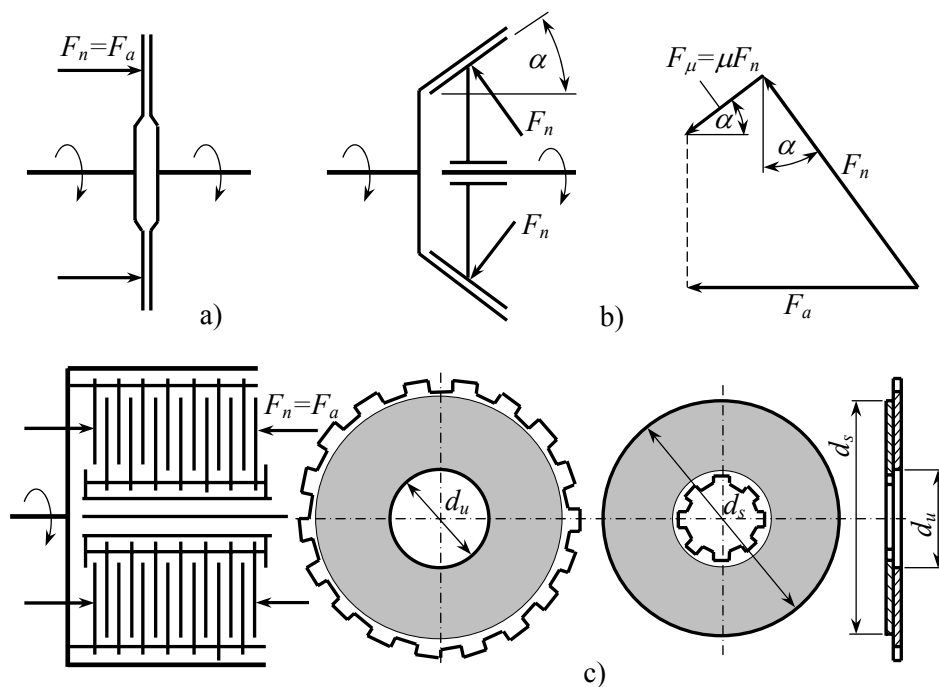


15. Frikcione spojnice i sinhro-spojnice

a) Frikcione spojnice

Uključivanje obrtnih masa u stanju rotacije;
Silu pritiska na dodirnim površinama treba
ostvariti i održavati; Klizanjem se oslobadja
toplota koju treba odvesti.

Podela: sa ravnim dodirnim površinama, sa konusnim dodirnim
površinama, lamelaste



Sile na konusnim frikcionim površinama

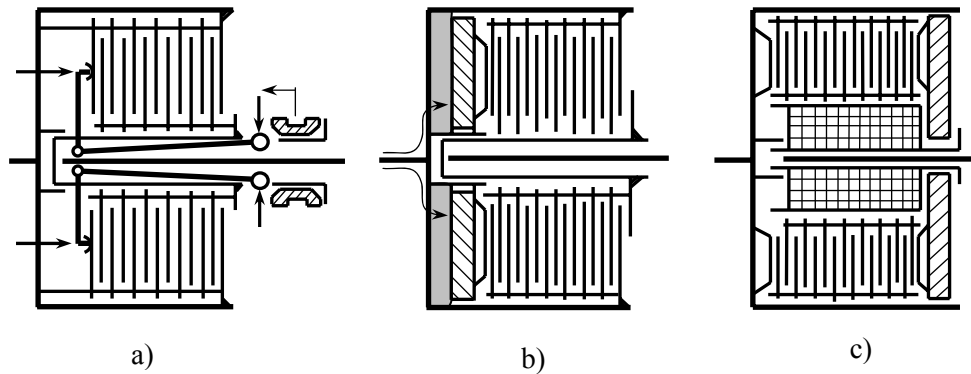
$$F_a = F_n \sin \alpha + \mu F_n \cos \alpha ; \quad F_n = \frac{F_a}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}$$

Pritisak na frikcionim površinama

$$i F_n \mu \frac{d_\mu}{2} = S_\mu T ; \quad F_n = \frac{2 S_\mu T}{i \mu d_\mu} ; \quad d_\mu = \frac{2}{3} \frac{d_s^3 - d_u^3}{d_s^2 - d_u^2}$$

$$p = \frac{F_n}{A} \leq p_{doz} ; \quad A = \frac{\pi}{4} (d_s^2 - d_u^2)$$

Uključivanje lamelastih frikcionih spojnice : mehanički, hidraulički, elektromagnetni



Rad sile trenja i oslobođena toplota

$$A = \int_0^t T_k \omega_1 dt = I_2 \omega_1 \int_0^t \varepsilon_2 dt = I_2 \omega_1^2 = I_2 \omega_2^2$$

$$A = E_{k2} + Q; \quad E_{k2} = \frac{I_2 \omega_2^2}{2}; \quad Q = \frac{I_2 \omega_2^2}{2}$$

b) Sinhro-spojnice: Kombinacija frikcionih i zupčastih spojnice. Frikcioni deo obezbeđuje uključivanje u stanju rotacije (sa prekinutim tokom snage), a zupčasti deo obezbeđuje prenošenje velikog obrtnog momenta tokom kontinualnog rada

