

3.6. KAIŠNI PRENOSNICI

3.6.1. Osnovne karakteristike i podela

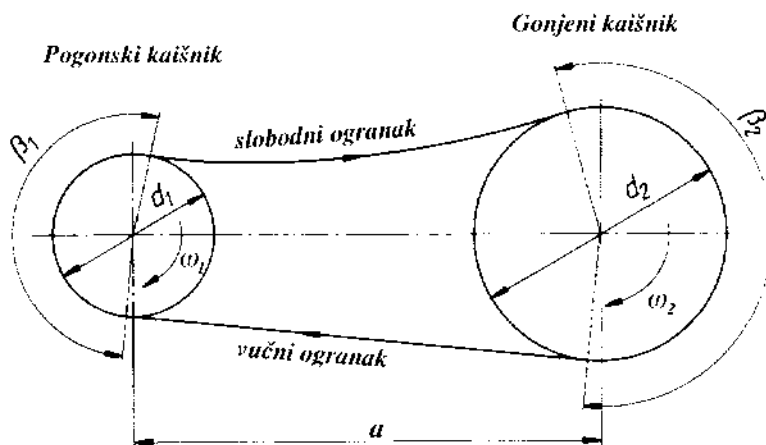
Kaišni prenosnici prenose snagu sa pogonskog na gonjeno vratilo putem trenja između elastičnog obvojnog elementa - kaiša i točkova - kaišnika. Istovremeno se može prenositi snaga i između većeg broja vratila, od kojih je jedno po pravilu pogonsko, a ostala gonjena. Kaišni prenosnici mogu da prenesu snagu između vratila čije su ose paralelne ili se seku odnosno mimoilaze pod proizvoljnim uglom.

Osnovni elementi kaišnog prenosnika su točkovi - kaišnici i kaiš, koji se oko njih obavija i spaja ih u jednu celinu (sl. 37.1). Pogonski kaišnik dovodi u kretanje gonjeni kaišnik preko vučnog ogranka, dok je drugi ogranak kaiša slobodan. Deo obima po kojem se dodiruju kaiš i kaišnik definisan je obvojnim uglom β_1 , odnosno β_2 .

Osnovne vrste kaišnih prenosnika su:

1. **Kaišni prenosnici sa pljosnatim kaišem**, koji omogućuje prenos snage između vratila sa većim osnim rastojanjem, između ukrštenih i mimoilaznih vratila, rad sa većim obimnim brzinama i istovremeni pogon većeg broja vratila. Prenos snage - posredstvom sile trenja.

2. **Kaišni prenosnici sa trapeznim kaišem** - remenom, koji se nazivaju i remeni prenosnici. Prenose snagu između vratila sa manjim osnim rastojanjem, dozvoljavaju veći prenosni odnos i predviđeni su za prenos srednjih snaga. Prenos snage - posredstvom sile trenja.



Sl. 37.1. Šematski prikaz kaišnog para

3. **Zupčasti kaišni prenosnici**, koji za razliku od kaišnih i remenih prenosnika spadaju u sinhronne prenosnike, odnosno obezbeđuju konstantni prenosni odnos. Prenos snage posredstvom zubaca, dakle oblikom.

Prednosti primene kaišnih prenosnika:

- ◆ Bešuman rad, mogućnost prijema i prigušenja udarnih opterećenja (izuzimajući zupčaste kaišne prenosnike).

- ◆ Jednostavno konstrukciono izvođenje, bez zahteva za visokom tačnošću izrade, tako da im je i cena niska.
- ◆ Neosetljivi su na kratkotrajna preopterećenja, jer dolazi do proklizavanja, čime se sistem štiti od preopterećenja (izuzev zučastih kaišnih prenosnika).
- ◆ Mogu da prenesu visoku specifičnu snagu u odnosu na težinu (vidi tablicu P30-1).
- ◆ Mogu da rade sa velikim obimnim brzinama.
- ◆ Omogućuju spajanje veoma udaljenih vratila i istovremeni pogon većeg broja vratila.

Nedostaci primene kaišnih prenosnika:

- ◆ Veliko opterećenje vratila i ležaja (radijalna sila veća je u odnosu na obimnu za 1,2 puta - kod zupčastih, za 1,7 puta - kod trapeznih, za 2,5 puta - kod pljosnatih kaiševa).
- ◆ Elastično klizanje - do 2% - zavisno od vrednosti obimne sile.
- ◆ Kod pljosnatih i trapeznih kaiševa ne može se obezbediti konstantni prenosni odnos.
- ◆ Visoka osetljivost na uticaj okolne sredine (temperatura, vlaga, prašina, ulje), što smanjuje koeficijent trenja i nosivost prenosnika.
- ◆ Radna temperatura je ograničena (-20°C do $+60^{\circ}\text{C}$, izuzetno -50°C do $+80^{\circ}\text{C}$).
- ◆ Moguća pojava statičkog elektriciteta.
- ◆ Nekompaktnost konstrukcije u odnosu na zupčaste i lančane prenosnike.

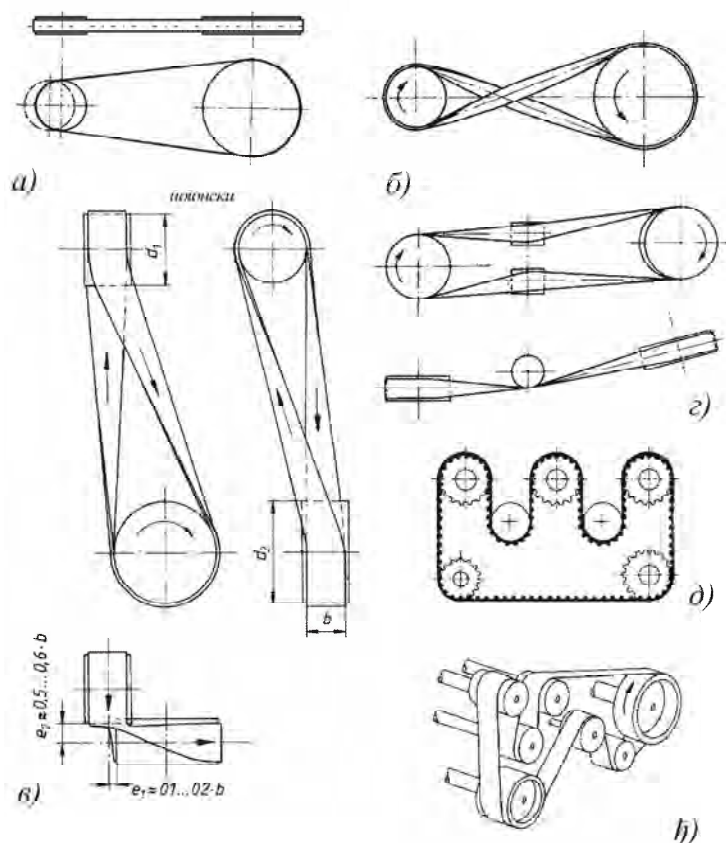
Moguća konstrukciona izvođenja kaišnih prenosnika:

◆ **Otvoreni kaišni prenosnik** (sl. 37.2,a) koji može biti postavljen horizontalno, koso ili vertikalno. Smerovi okretanja pogonskog i gonjenog vratila isti.

◆ **Ukršteni kaišni prenosnik** (sl. 37.2,b), koji može biti izveden horizontalno, koso ili vertikalno. Smerovi okretanja pogonskog i gonjenog vratila suprotni. Zbog opasnosti oštećenja kaiša - primena samo izuzetno.

◆ **Poluukršteni kaišni prenosnik** (sl. 37.2,v), prenosi snagu između mimoilaznih vratila. Primena samo kod pljosnatih kaiševa. Naprezanje kaiševa - nepovoljno.

◆ **Ugaoni kaišni prenosnik** (sl. 37.2,g), prenosi snagu između dva pod proizvoljnim uglom postavljena vratila. Moguća primena samo kod pljosnatih i eventualno zupčastih kaiševa.



Sl. 37.2. Konstrukciona izvođenja kaišnog prenosnika: a) otvoreni; b) ukršteni; v) poluukršteni; g) ugaoni; d,d) višestruki.

♦ **Pogon većeg broja vratila istovremeno**, (sl. 37.2,d,d), pri čemu je samo jedno vratilo pogonsko, a ostala su gonjena.

3.6.2. Zatezanje kaiša

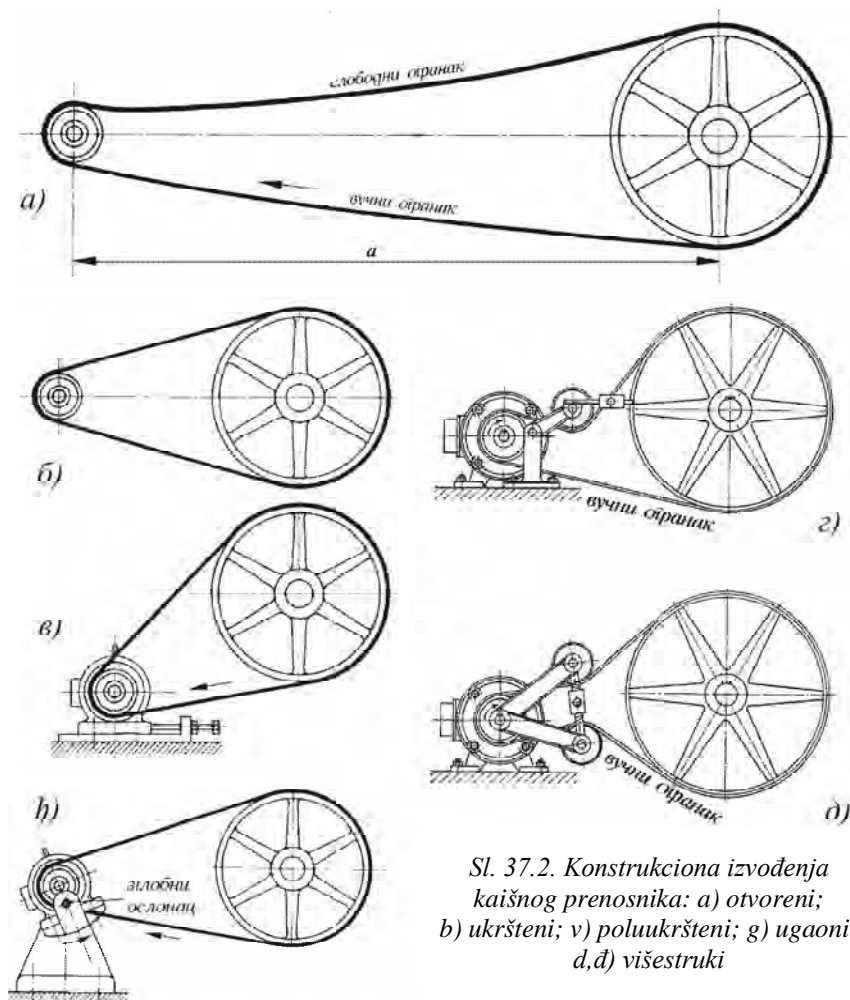
Za obezbeđenje sile trenja između kaiša i kaišnika neophodna je odgovarajuća pritisna sila, koja se ostvaruje zatezanjem kaiša. Najbolje je da sila pritezanja bude proporcionalna obimnoj sili. Međutim zbog izduženja kaiša u toku rada, to nije jednostavno ostvariti.

U praksi se potrebna sila pritezanja ostvaruje na više načina:

1. **Sopstvenom težinom kaiša** (sl. 37.3,a). Ovo je moguće ostvariti kod veoma udaljenih vratila, gde pljosnati kaiš sopstvenom težinom vrši zatezanje. Osno rastojanje je pri tome $a \geq 5m$, a vučni ogranak je obično sa donje strane, čime se povećava obvojni ugao.

2. **Elastičnim izduženjem kaiša** (sl. 37.3,b). Pre početka rada povećanjem osnog rastojanja kaiš se elastično izdužuje i na taj način ostvaruje potrebna sila pritezanja. Vremenom međutim elastične deformacije prelaze u trajne, pa je potrebno povremeno dodatno pritezanje kaiša. To se ostvaruje na primer

postavljanjem elektromotora na šine i povremenim zatezanjem preko zavrtnja (sl. 37.6,v).



Sl. 37.2. Konstrukciona izvođenja kaišnog prenosnika: a) otvoreni; b) ukršteni; v) poluukršteni; g) ugaoni; d, d') višestruki

3. **Pomoću kotura zatezača** (sl. 37.3,g,d). Kotur zatezač deluje na kaiš sa spoljašnje strane i zateže ga. Sila pritezanja ostvaruje se pomoću tega ili opruge. Na ovaj način kod prenosnika sa malim osnim rastojanjem istovremeno se povećava i obvojni ugao (sl. 37.3,d), što pozitivno utiče na nosivost prenosnika. Međutim naponi u kaišu usled savijanja su naizmenično promenljivi, što smanjuje radni vek kaiša. Preporučuje se da prečnik kotura zatezača ne bude manji od prečnika manjeg kaišnika.

4. **Preko reaktivnog obrtnog momenta** (sl. 37.3,d̄). Zglobnim oslanjanjem elektromotora na čijem vratilu je postavljen mali kaišnik, reaktivni obrtni moment zateže kaiš. Sila pritezanja kaiša proporcionalna je obrtnom momentu, odnosno na ovaj način vrši se automatska regulacija sile pritezanja kaiša.

3.6.3. Oblici i materijali kaiša

Izbor oblika kao i izbor materijala kaiša igra veoma važnu ulogu na nosivost kaišnog prenosnika. Od materijala za izradu kaiša zahteva se:

1. Dobra prionljivost između kaiša i kaišnika, odnosno visoka vrednost koeficijenta trenja.
2. Zadovoljavajuća savitljivost kaiša.
3. Visoka dinamička izdržljivost.
4. Neosetljivost materijala na spoljne uticaje (vlagu, ulje, prašinu).

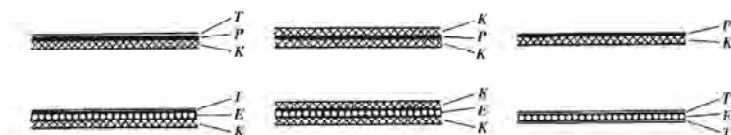
3.6.3.1. Pljosnati kaiševi

Za izradu pljosnatih kaiševa primenjuju se različiti materijali, čije su karakteristike date u prilogu P37-1.

1. Koža. Ima visoki koeficijent trenja, koji se ne može postići drugim materijalima. Pojava višeslojnih materijala dovela je do smanjenja primene čisto kožnih kaiševa. U primeni je standardna (*S*), savitljiva (*G*) i hromova vrlo savitljiva koža (*HGL*). Standardna koža koristi se kod malih obimnih brzina i za miran rad. Savitljiva koža primenjuje se za normalni pogon i ukrštene kaiševe. Vrlo savitljiva koža primenjuje se kod velikih obimnih brzina odnosno kod visoke učestanosti savijanja kaiša, kod malih osnih rastojanja, malih obvojnih uglova, malih prečnika kaišnika, za rad sa koturom zatezačem i poluukrštene kaiševe.

2. Tkanina. U primeni je tkanina od organskog (pamuk, životinjske dlake, prirodna svila) i sintetičkog (veštačka vlakna na bazi celuloze, najlon i perlon) materijala. Za razliku od kožnih kaiševa, tekstilni kaiševi imaju ravnomernu strukturu i mogu biti izrađeni izjedna kao zatvoreni kaiševi, tako da imaju mirniji rad. Negativna strana ovih kaiševa je što se ivice kaiša lako krzaju i razaraju. Kaiševi se rade različite debljine i to sa jednim ili više slojeva tkanine, koja služi kao armatura i spaja se lepljenjem ili vulkaniziranjem. Preko gumenih kaiševa često se nanosi tanak sloj od neoprena ili veštačke gume, čime kaiš postaje otporan na ulje ili benzin, omogućuje radnu temperaturu do 80 °C i postaje otporan na vlagu i prašinu. Tekstilni kaiševi imaju veću specifičnu težinu u odnosu na kožne kaiševe, tako da se kod njih u radu javljaju znatne centrifugalne sile.

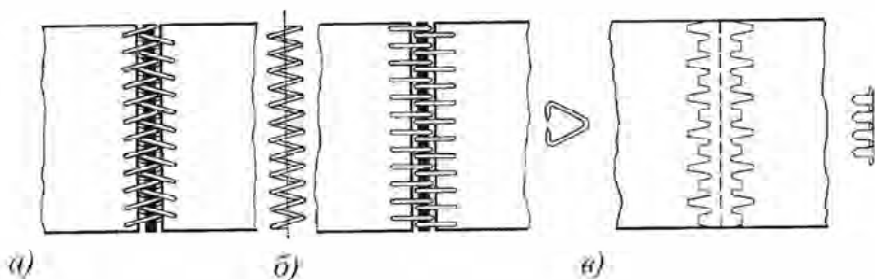
3. Plastična masa. U primeni je poliamid (najlon, perlon) ili poliester. Plastični kaiševi imaju visoku čvrstoću, ali nisu elastični, imaju nizak koeficijent trenja, pa se retko koriste.



Sl. 37.4. Poprečni presek višeslojnih kaiševa. Oznake: *T* - tekstil sa oblogom od plastične mase; *P* - poliamid; *K* - koža; *E* - poliester vlakna.

4. Višeslojni materijali. Predstavljaju savremeno rešenje koje se najčešće primenjuje, potiskujući iz upotrebe ostale vrste kaiševa. Različiti slojevi materijala sa izvanrednim parcijalnim karakteristikama (čvrstoća, prionljivost, zaštita na spoljne uticaje), spajaju se međusobno lepljenjem ili nekim drugim postupkom (sl.

37.4). Srednji vučni sloj izrađuje se od materijala velike čvrstoće, najčešće od poliamida ili poliestera ($R_m=450...600 \text{ N/mm}^2$). Unutrašnji dodirni sloj izrađuje se od kože, koja ima dobru prionljivost odnosno visoki koeficijent trenja. Spoljašnji zaštitni sloj izrađuje se od materijala otpornog na uticaj okolne sredine, vlage, ulja, prašine. Najčešće se koristi tekstil sa oblogom od plastične mase. Na sl. 37.4 prikazane su različite kombinacije poprečnog preseka vučnog, habajućeg i zaštitnog sloja. Kaiševi koji se naizmenično obavijaju oko većeg broja kaišnika imaju habajući sloj - kožu sa obe strane. Višeslojni kaiševi imaju izvanredne radne karakteristike. Malo izduženje i visoka vrednost koeficijenta trenja omogućuju neznatno elastično klizanje i vrlo visok stepen iskorišćenja (do 0,98). Visoka čvrstoća i otpornost na habanje omogućuju dugi radni vek, visoku nosivost (do 60 kN/cm), veliki prenosni odnos (do 1:20). Koriste se i za velike obimne brzine (do 100 m/s).



Sl. 37.5. Spajanje krajeva kožnih kaiša: a) prišivanjem;
b,v) posebnim spojnicama.

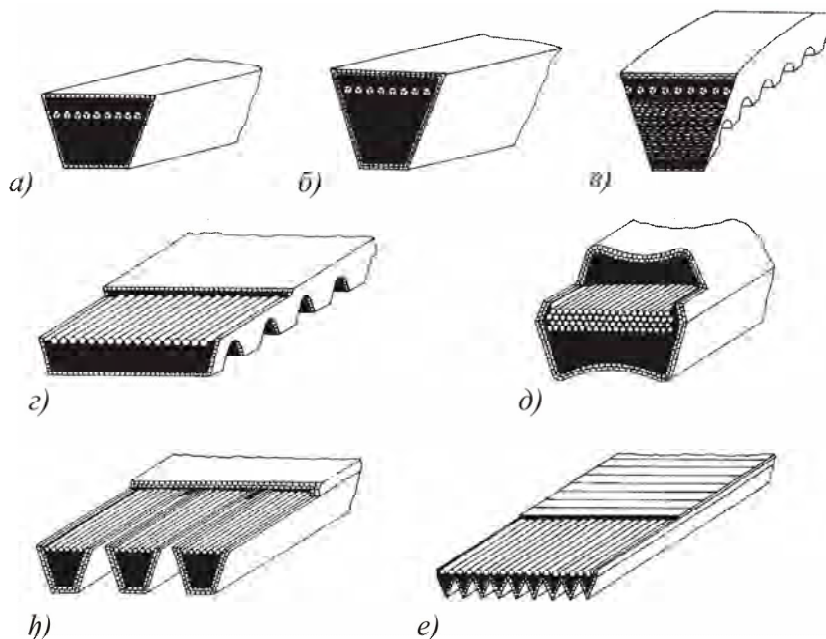
Pljosnati kaiševi izrađuju se izjedna, bez nastavljanja krajeva - kao zatvoreni kaiševi ili se izrađuju od trake konačne dužine, čiji se krajevi spajaju. Krajevi se najčešće spajaju lepljenjem, zavarivanjem (kaiševi od plastičnih masa), prišivanjem ili posebnim spojnicama (sl. 37.5). Spojevi kaiševa imaju manju krutost i izdržljivost (80...90%), pa se kaiševi od traka manje koriste u odnosu na zatvorene kaiševe.

Pljosnati kaiševi su pravougaonog poprečnog preseka. Širine kaiševa b prema DIN 111 date su u prilogu P37-2, zajedno sa merama kaišnika. Debljine kaišnika nisu standardizovane. Područja debljine s za pojedine vrste materijala date su u prilogu P37-1. Unutrašnje dužine zatvorenih kaiševa su standardizovane (prilog P37-3).

3.6.3.2. Trapezni kaiševi

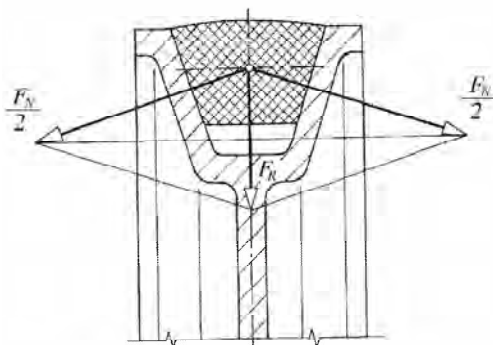
Poprečni presek trapeznih kaiševa - remena je u obliku trapeza (ili oblika klina pa se nazivaju i klinasto remenje). Sastoje se od:

- ◆ **vučnog sloja** (armatura u jednom ili više slojeva od tekstilnih tkanina ili pletenica - korda - od veštačkih poliester vlakana),
- ◆ **jezgra** - najčešće izrađenog od kvalitetne gume,
- ◆ **omotača** - koji se sastoji od gumirane pamučne ili sintetičke tkanine.



Sl. 37.6. Vrste trapezних kaiševa: a) normalni; b) uski; v) uski sa zupcima na unutrašnjoj strani; g) široki sa zupcima na unutrašnjoj strani; d) dvostrani; đ) povezani sa spoljašnje strane; e) poly V ili PV.

Razvijeni su i primenjuju se veći broj različitih konstrukcionih oblika trapezних kaiša: - normalni (sl. 37.6,a); - uski (sl. 37.6,b); - uski sa zupcima na unutrašnjoj strani (sl. 37.6,v) (zupci povećavaju fleksibilnost pri obavljanju oko kaišnika); - široki sa zupcima na unutrašnjoj strani (sl.37.6,g); - dvostrani (sl. 37.6,d); - povezani sa spoljašnje strane (sl. 37.6,đ); - poly V ili PV (sl. 37.6,e).



37.7. Sile kod trapezних kaiševa

U praksi se najčešće primenjuju normalni remen sa odnosom širine i debljine $b_0h \cong 1,6$ (oznaka prema ISO Y, Z, A, B, C, D, E; prema DIN 6,10, 13, 17, 22, 32, 40) i uski remen sa $b_0h \cong 1,2$ (oznaka prema ISO SPZ, SPA, SPB, SPC).

Oblici kaišnika (remenica) prilagođeni su obliku remena. Zbog klinastog oblika remenice, normalna sila između dodirnih površina remena i remenice znatno je veća od radijalne sile (sl. 37.7), čime se može preneti i do tri puta veća obimna sila u odnosu na pljosnati kaiš.

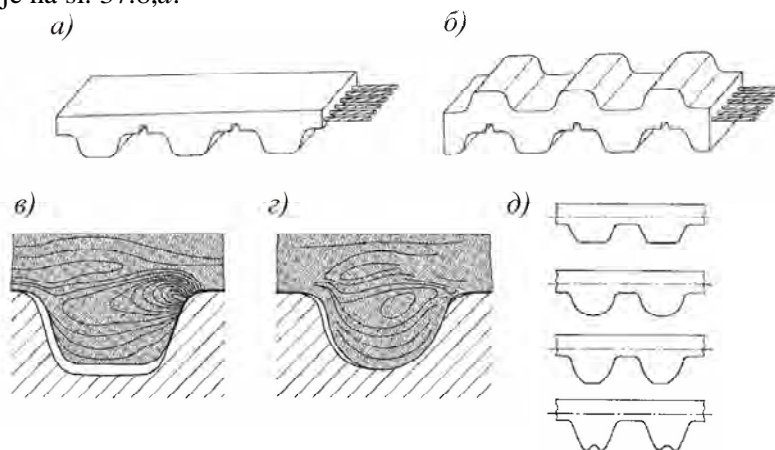
Smanjenjem ugla nagiba profila remenice povećava se i normalna sila između dodirnih površina kaiša i kaišnika. Međutim ovaj ugao mora biti veći od ugla trenja, da bi kaiš mogao nesmetano da izađe iz žleba kaišnika. Iz tog uslova vrednosti ugla nagiba profila remenice kreću se u granicama 32° ... 38° .

Dakle remeni u odnosu na pljosnate kaiševe znatno manje opterećuju vratila i ležaje. Međutim zbog veće debljine elastične deformacije usled savijanja su znatno veće, pa im je i stepen iskorišćenja u odnosu pljosnate kaiševe znatno manji. Konstrukciono, smanjenje napona usled savijanja postiže se postavljanjem zubaca sa unutrašnje strane remena.

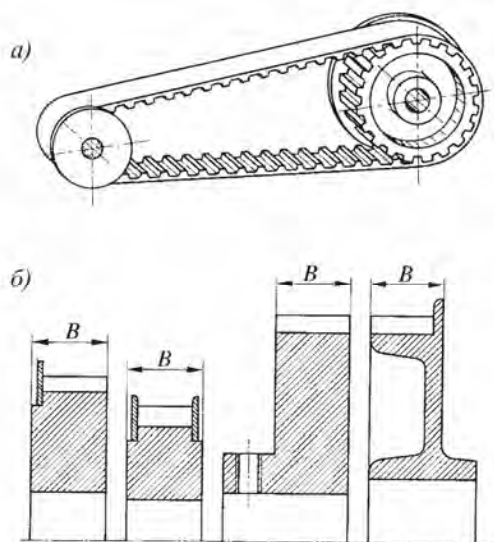
Sem retkih izuzetaka, remeni se izrađuju izjedna kao zatvoreni, odnosno njihove dimenzije poprečnog preseka i dužine su standardizovane (prilog P37-12 i prilog P37-13).

3.6.3.3. Zupčasti kaiševi

Zupčasti kaiš prenosi obrtni moment oblikom. Sa unutrašnje strane zupčasti kaiševi imaju ravnomerno raspoređene zupce u čija međuzublja dolaze zupci kaišnika i na taj način sprezanjem ostvaruje se veza kaiša sa kaišnikom i prenosi obrtni moment. Sam kaiš sastoji se iz vučnog dela koji čine po celoj širini kaiša raspoređena armatura od čelične žice, obložena sintetičkim kaučukom ili poliuretanom. Sa unutrašnje strane zupci su zaštićeni tkaninom od poliamida (sl. 37.8,*a,b*), a po obliku mogu biti trapezni ili približno polukružni (sl. 37.8,*v,g*). Zupci polukružnog oblika imaju povoljniju raspodelu opterećenja, pa se koriste za prenos većih obrtnih momenata kod manjih ugaonih brzina. Za slučaj da se sprezanje vrši sa obe strane kaiša pri naizmeničnom obavljanju oko kaišnika, izrađuju se kaiševi sa zupcima sa obe strane (sl. 37.8,*b*). Trend razvoja oblika zubaca zupčastih kaiševa prikazan je na sl. 37.8,*d*.



Sl. 37.8. Zupčasti kaiševi sa trapeznim zupcima (*a,b*) i raspodela opterećenja kod trapeznih (*v*) i polukružnih (*g*) kaiševa, *d*) trend razvoja zupčastih kaiševa



Sl. 37.9. a) Zupčasti kaišni prenosnik sa naizmenično postavljenim graničnim prstenovima;
b) Oblici kaišnika i graničnih prstenova

U odnosu na pljosnate i trapezne kaiševe, zupčasti kaiševi imaju znatne prednosti ali i nedostatke. Prednosti su tačan kinematski prenosni odnos ($u = \text{const}$), vrlo visok stepen iskorišćenja ($\eta = 0,99$), manje opterećenje vratila i oslonaca. Moguć je i prenos snage na veći broj vratila istovremeno.

Nedostaci su skuplja izrada, osetljivost na prodor stranih tela (mogućnost oštećenja pri sprezanju), nešto su bučniji i osetljivi na preopterećenje - nema proklizavanja, pa može doći do preskakanja zubaca kaiša i kaišnika.

Da bi se sprečilo spadanje kaiša sa ozubljenog kaišnika, postavljaju se najmanje dva granična prstena za vođenje i to naizmenično na oba kaišnika po jedan, ili samo na malom kaišniku ali sa obe strane (sl. 37.9).

3.6.4. Proračun pljosnatih kaišnih prenosnika

3.6.4.1. Elastično klizanje i prenosni odnos

Sile u vučnom F_1 i slobodnom F_2 ogranaku kaiša se razlikuju, što dovodi do nejednakog izduženja kaiša vučnog i slobodnog ogranaka. Izduženje vučnog ogranaka je veće, pa kad deo kaiša ovog ogranaka naiđe na pogonski kaišnik, on smanjuje svoju dužinu sve dok njegovo izduženje ne odgovara sili u slobodnom ogranaku kaiša. Kada ovaj deo kaiša dođe na gonjeni kaišnik, on se ponovo postepeno isteže sve dok njegovo izduženje ne odgovara sili u vučnom ogranaku. Ovaj proces se neprekidno odvija i na taj način nastaje stalno klizanje kaiša i zaostajanje gonjenog kaišnika za pogonskim. Ovo klizanje naziva se elastično klizanje.

Za slučaj da je obimna sila veća od sile trenja $F_t > F_\mu$, dolazi do proklizavanja između kaiša i kaišnika. Proklizavanje može da dovede do oštećenja kaiša, pa se u slučaju preopterećenja sme da dozvoli samo kratkotrajno proklizavanje.

Elastično klizanje je stalno prisutno i za obimne brzine v_1 pogonskog i v_2 gonjenog kaišnika iznosi

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_2}$$

Zbog toga je i stvarni prenosni odnos veći od teorijskog i za pljosnati kaišni prenosnik iznosi

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2 + s}{d_1 + s} \cdot \frac{1}{1 - \varepsilon}$$

gde su d_1 i d_2 - prečnici pogonskog i gonjenog kaišnika; s - debljina kaiša; n_1 i n_2 - brojevi obrtaja pogonskog i gonjenog kaišnika. Za proračun se često usvaja približno $i \cong d_2/d_1$.

Prenosni odnos kaišnih prenosnika kreće se u granicama:

$i \leq 6$ - za otvoreni kaišnik sa pljosnatim kaišem;

$i \leq 15$ - za prenosnik sa koturom zatezačem.

3.6.4.2. Geometrijske mere prenosnika

a) Otvoreni kaišni prenosnik

Shodno sl. 37.10,a slede sledeći geometrijski odnosi:

◆ Ugao nagiba ogranka

$$\sin \alpha = \frac{d_2 - d_1}{2a} \quad (37.1)$$

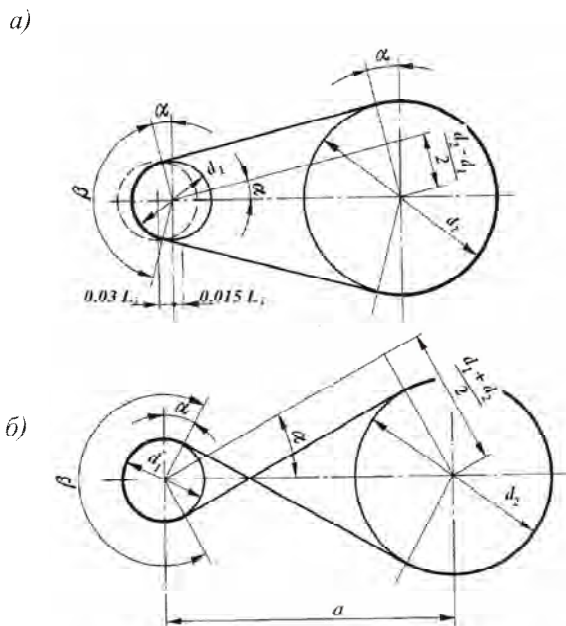
◆ Obvojni uglovi malog i velikog kaišnika

$$\beta_1 = 180 - 2\alpha; \quad \beta_2 = 180 + 2\alpha \quad (37.2)$$

◆ Prethodna (unutrašnja) dužina kaiša

$$L_p = L_i = 2a \cdot \cos \alpha + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{\alpha \cdot \pi}{180} (d_2 - d_1) \quad (37.3)$$

U izrazima (37.1)...(37.3) označeni su sa: d_1, d_2 - prečnici malog i velikog kaišnika u mm ; a - osno rastojanje u mm ; α - ugao nagiba ogranka u stepenima.



Sl. 37.10. Šematski prikaz otvorenog (a) i ukrštenog (b) kaišnog prenosnika

Kod zatvorenih kaiševa poznate unutrašnje dužine L_p i zadatih prečnika kaišnika osno rastojanje je definisano. Shodno izrazu (37.3), uz odgovarajuća pojednostavljenja, osno rastojanje može približno da se odredi prema sledećem izrazu:

$$a \cong 0,25 \left\{ L_p - \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) \right]^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right\} \quad (37.4)$$

Ukoliko osno rastojanje nije poznato onda se iz konstrukcionih razloga usvaja

$$a \cong (0,7...2)(d_1 + d_2) \quad (37.5)$$

b) Ukršteni kaišni prenosnik

Shodno sl. 37.10,*b* slede sledeći geometrijski odnosi:

- ◆ Ugao nagiba ogranka

$$\sin \alpha = \frac{d_2 + d_1}{2a} \quad (37.6)$$

- ◆ Obvojni uglovi malog i velikog kaišnika

$$\beta_1 = \beta_2 = 180 + 2\alpha \quad (37.7)$$

- ◆ Prehodna (unutrašnja) dužina kaiša

$$L_p = 2a \cdot \cos \alpha + \frac{\beta \cdot \pi}{360}(d_2 + d_1) \quad (37.8)$$

Za zadatu dužinu kaiša i poznat prečnik kaišnika osno rastojanje iznosi približno:

$$a \cong 0.25 \left\{ L_p - \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) \right]^2 - 2(d_2 + d_1)^2} \right\} \quad (37.9)$$

3.6.4.3. Sile u kaišu

Kaišni prenosnik može da prenese snagu samo ukoliko je sila trenja između kaiša i malog kaišnika veća od obimne sile $F_\mu \geq F_t$. Za ostvarivanje sile trenja kaiš mora biti pritegnut odgovarajućom silom, koja u stanju mirovanja iznosi F_p . U radu kaiš prenosi obimnu silu F_t , koja silu pritezanja u slobodnom ogranku smanjuje na F_2 , a u vučnom je povećava na F_1 . Prema tome važi odnos:

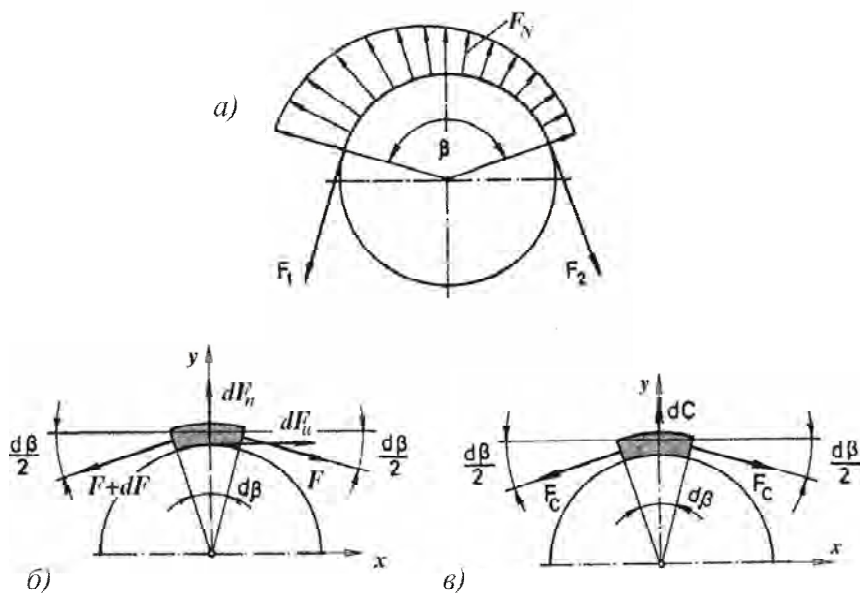
$$F_1 - F_2 = F_t \quad (37.10)$$

Kaiš, koji se obavlja oko kaišnika (sl. 37.11,a), opterećen je dakle silom F_1 u vučnom i silom F_2 u slobodnom ogranku.

Elementarna dužina kaiša $Rd\beta$ (sl. 37.11,b) opterećena je silama zatezanja F i $(F + dF)$, normalnom silom dF_n i silom trenja dF_μ . Iz uslova ravnoteže u pravcu x - i y -ose sledi:

$$dF_\mu + F \cdot \cos \frac{d\beta}{2} - (F + dF) \cdot \cos \frac{d\beta}{2} = 0$$

$$dF_n - F \cdot \sin \frac{d\beta}{2} - (F + dF) \cdot \sin \frac{d\beta}{2} = 0$$



Sl. 37.11. Sile u ograncima kaiša (a) i ravnoteža elementarnog dela kaiša pod dejstvom radnog opterećenja (b) i centrifugalne sile (v).

Za male uglove može se uzeti $\cos (d\beta/2) \cong 1$, i $\sin (d\beta/2) \cong d\beta/2$, i ako se proizvod $dF \cdot d\beta$ kao veličina drugog reda zanemari, to se posle sređivanja gornjih izraza dobija

$$dF_\mu = dF; \quad dF_n = F \cdot d\beta$$

Pošto je $dF_\mu = \mu \cdot dF_n$, to se zamenom dobija:

$$\frac{dF}{F} = \mu \cdot d\beta$$

odnosno, postavljanjem granica i integraljenjem

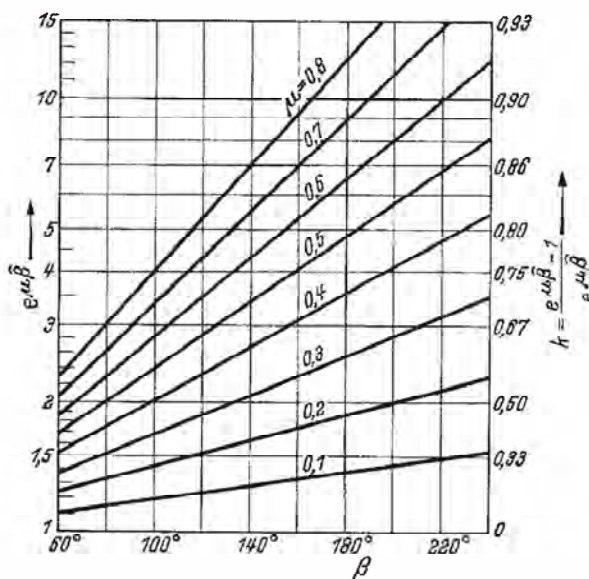
$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \int_0^\beta \mu \cdot d\beta$$

$$\ln F_1 - \ln F_2 = \mu \cdot \beta$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\beta} \tag{37.11}$$

Uzimajući u obzir i izraz (37.10) sile u vučnom i slobodnom ogranku iznose:

$$F_1 = F_t \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1} \tag{37.12}$$



Sl. 37.12. Iskorišćenje kaiša k u zavisnosti od obvojnog ugla β i koeficijenta trenja μ

Korisno opterećenje kaiša je obimna sila $F_t = F_1 - F_2$, dok je stvarno opterećenje kaiša veličina sile u vučnom ogranku. Odnos između obimne sile F_t i sile u vučnom ogranku F_1 naziva se iskorišćenje kaiša, odnosno:

$$\frac{F_t}{F_1} = \frac{F_1 - F_2}{F_1} = 1 - \frac{F_2}{F_1} = 1 - \frac{1}{e^{\mu\beta}} = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}} = k \tag{37.13}$$

Povoljnije radne karakteristike imaju prenosnici sa većom vrednošću k , a to se postiže povećanjem obvojnog ugla $\beta = \beta_1$ i većom vrednošću koeficijenta trenja

μ . Zavisnost između iskorišćenja k , obvojnog ugla β i koeficijenta trenja μ data je na sl. 37.12.

Pri obilaženju kaiša oko kaišnika javlja se centrifugalna sila, usled čega u kaišu nastaje dodatna zatezna sila F_c . Shodno sl. 37.11, v elementarna centrifugalna sila dC elementarne mase dm iznosi:

$$dC = R \cdot \omega^2 \cdot dm = R \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dV = R \cdot \omega^2 \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot d\beta = v^2 \cdot \rho \cdot A \cdot d\beta$$

Iz ravnoteže svih sila u pravcu y-ose sledi:

$$dC - 2F_c \cdot \sin \frac{d\beta}{2} = 0$$

Za male uglove je $\sin(d\beta/2) \cong d\beta/2$ pa se dobija

$$F_c = \frac{dC}{d\beta} = v^2 \cdot \rho \cdot A$$

Pošto je u gornjim izrazima obimna brzina v u m/s , gustina mase kaiša ρ u kg/dm^3 , površina poprečnog preseka A u mm^2 , a sila F_c u N , to se usaglašavanjem mernih jedinica dobija:

$$F_c = v^2 \cdot \rho \cdot A \cdot 10^{-3} \quad (37.14)$$

Uvođenjem mase jedinične dužine kaiša $q = \rho \cdot A \cdot 10^{-3}$ dobija se $F_c = q \cdot v^2$.

3.6.4.4. Sila prethodnog pritezanja i opterećenje vratila

Sila pritezanja kaiša mora biti tako određena, da kaiš može sa sigurnošću da prenese potrebnu obimnu silu. Pored sila F_1 u vučnom i F_2 u slobodnom ogranku, na veličinu sile pritezanja utiču i centrifugalna sila F_c i radni uslovi vezani za udare, odnosno preopterećenje. Centrifugalna sila teži da odvoji kaiš od kaišnika, tako da za odgovarajuću vrednost treba povećati silu pritezanja. Uzimajući u obzir i izraz (37.12) potrebna sila pritezanja kaiša prema tome iznosi:

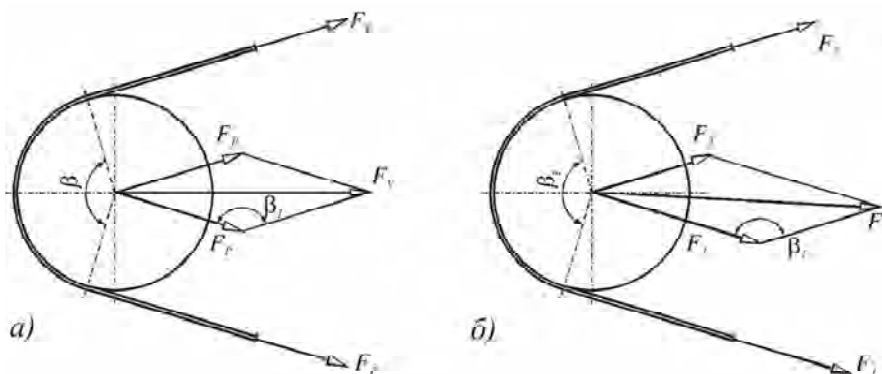
$$F_p = F_c + \frac{F_1 + F_2}{2} = F_c + \frac{C_A \cdot F_t}{2} \cdot \frac{e^{\mu\beta} + 1}{e^{\mu\beta} - 1} = A \cdot E_z \cdot \varepsilon \quad (37.15)$$

gde je C_A - faktor radnih uslova kaišnog prenosnika (prilog P37-4); A - poprečni presek kaiša; E_z - modul elastičnosti materijala kaiša pri zatezanju (prilog P37-1); e - potrebno izduženje kaiša za silu pritezanja F_p .

Dakle sila pritezanja kaiša koju treba ostvariti u stanju mirovanja proporcionalna je obimnoj sili i očekivanoj centrifugalnoj sili u radu.

U stanju mirovanja sila u ograncima kaiša iznosi F_p (sl. 37.13, a), pa je vratilo opterećeno maksimalnom silom:

$$F_v = 2F_p \cdot \sin(\beta/2) = 2\varepsilon \cdot E_z \cdot A \cdot \sin(\beta/2) \quad (37.16)$$



Sl. 37.13. opterećenje vratila u stanju mirovanja (a) i u radu (b)

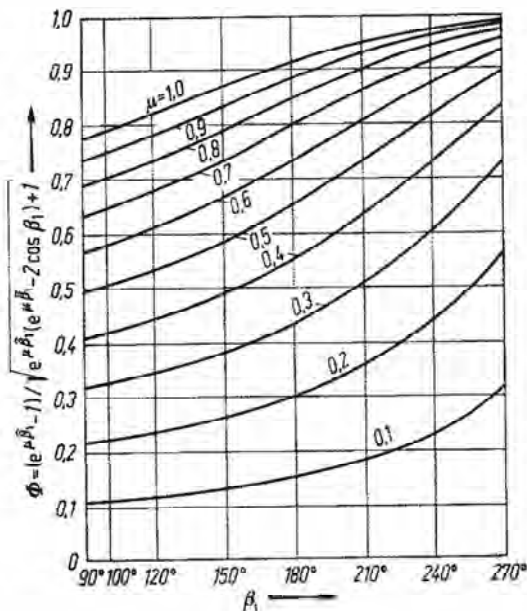
U radu (sl. 37.13,b), kada kaišni prenosnik prenosi obimnu silu F_t sile u ograncima kaiša iznose F_1 i F_2 , pa je vratilo opterećeno silom:

$$F_v = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \beta_1}$$

Zamenom F_1 i F_2 iz izraza (37.12) dobija se:

$$F_v = \sqrt{\frac{e^{\mu\beta_1} (e^{\mu\beta_1} - 2 \cos \beta_1) + 1}{e^{\mu\beta_1} - 1}} = \frac{F_t}{\Phi}$$

Vrednosti faktora zatezanja Φ mogu se odrediti prema dijagramu na sl. 37.14.



Sl. 37.14. Dijagram za određivanje faktora zatezanja Φ

3.6.4.5. Naponi u kaišu

U radu kaiš je napregnut na istezanje usled sila F_1 u vučnom i F_2 u slobodnom ogranku i usled centrifugalne sile F_c i na savijanje pri obilasku kaiša oko kaišnika. Prema tome maksimalni napon u kaišu iznosi:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_s \quad (37.18)$$

Parcijalni naponi određuju se prema sledećim izrazima.

- ◆ Naponi isled zatežućih sila F_1 i F_2

- u vučnom ogranku

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_t}{k \cdot A} \quad (37.19)$$

- u slobodnom ogranku

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{\sigma_1}{e^{\mu\beta}} \quad (37.20)$$

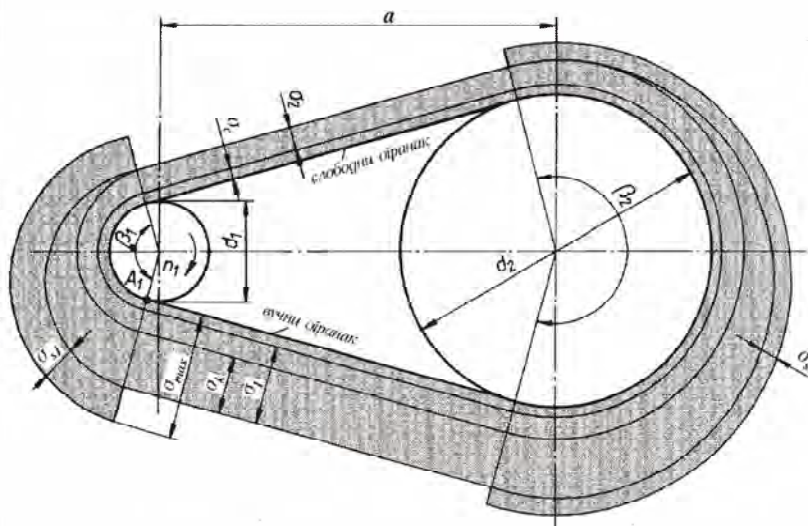
- ◆ Napon usled centrifugalne sile

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-3} \quad (37.21)$$

- ◆ Napon usled savijanja (za slučaj da je neutralna osa na sredini kaiša)

$$\sigma_s = E_s \cdot \varepsilon = E_s \cdot \frac{s}{d_{w1}} \quad (37.22)$$

Dijagram napona kod otvorenog kaišnog prenosnika prikazan je na sl. 37.15.



Sl. 37.15. Dijagram raspodele napona u kaišu

Kod ukrštenih i poluukrštenih kaišnih prenosnika, usled zaokretanja (uvijanja) kaiša pri obilasku oko kaišnika na ivicama kaiša nastaje dodatni normalni napon, koji za širinu pljosnatog kaiša b i osno rastojanje a iznosi:

◆ za ukršteni prenosnik (sl. 37.2,b)

$$\sigma_z = E_z \left(\frac{b}{a} \right)^2 \quad (37.23)$$

◆ za poluukršteni prenosnik (sl. 37.2,v)

$$\sigma_z = E_z \frac{b \cdot d_2}{2a^2} \quad (37.24)$$

U izrazima (37.18)...(37.24) naponi su u N/mm^2 .

3.6.4.6. Proračun i izbor kaiša

Maksimalni napon u vučnom ogranku određen prema izrazu (37.18) mora biti manji od dozvoljenog napona na zatezanje σ_{doz} , odnosno:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_s \leq \sigma_{doz} \quad (37.25)$$

Vrednosti σ_{doz} date su u prilogu P37-1.

Za prenos snage sa jednog kaišnika na drugi merodavna je obimna sila F_t , koja je jednaka razlici sila u vučnom i slobodnom ogranku. U tom smislu može se definisati korisni napon u kaišu:

$$\sigma_k = \frac{F_t}{A} = \sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_1 \cdot k \quad (37.26)$$

Shodno izrazu (37.25) korisni napon iznosi:

$$\sigma_k = \sigma_1 \cdot k = (\sigma_{doz} - \sigma_c - \sigma_s) \cdot k \quad (37.27)$$

Snaga koju kaiš poprečnog preseka $A = b \cdot s$ može da prenese iznosi $P = F_t \cdot v$, gde je $F_t = \sigma_k \cdot A = \sigma_k \cdot b \cdot s$. Zamenom σ_k prema (37.27) može da se odredi specifična nominalna snaga P_n u kW/mm (za širinu kaiša $b = 1 \text{ mm}$) kao:

$$P_n = (\sigma_{doz} - \sigma_c - \sigma_s) \cdot k \cdot s \cdot v \cdot 10^{-3} \quad (37.28)$$

Specifična nominalna snaga P svedena na jedinični poprečni presek A_l iznosi

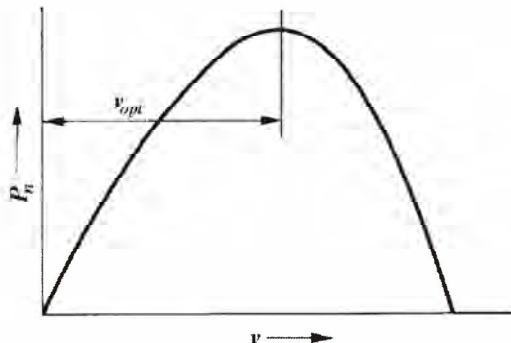
$$\frac{P_n}{A_l} = \frac{F_t \cdot v \cdot 10^{-3}}{A_l} = \sigma_k \cdot v \cdot 10^{-3}$$

Dakle sa porastom obimne brzine raste i snaga koju kaišni prenosnik može da prenese. U isto vreme raste i napon usled centrifugalne sile i to sa kvadratom obimne brzine (izraz (37.14)). Grafička zavisnost između obimne brzine v i specifične nominalne snage P_n (sl. 37.16) pokazuje da postoji optimalna obimna brzina pri kojoj kaišni prenosnik prenosi maksimalnu snagu. Optimalna obimna brzina iznosi:

$$v_{opt} = \sqrt{\frac{10^3 (\sigma_{doz} - \sigma_s)}{3\rho}} \quad (37.29)$$

gde je:

- v_{opt} - optimalna obimna brzina u m/s ;
 σ_{doz} - dozvoljeni napon u N/mm^2 (prilog P37-1);
 σ_s - napon usled savijanja na malom kaišniku (izraz (37.22)) u N/mm^2 ;
 ρ - gustina mase kaiša u kg/dm^3 .



Sl. 37.16. Zavisnost obimna brzina v - specifična nominalna snaga P_n

a) Izbor kožnih i tekstilnih kaiševa

Ako je poznata specifična nominalna snaga P_n u kW/mm , koju kaiš može da prenese (izraz (37.28)), onda se širina kaiša b u mm može da odredi prema

$$b = \frac{P \cdot C_A \cdot C_\mu}{P_n} \quad (37.30)$$

gde je:

- C_A - faktor radnih uslova kaišnika (prilog P37-4);
 C_μ - faktor trenja koji se određuje prema prilogu P37-5;
 P - snaga koju prenosi kaišni prenosnik u kW .

Širina kaiša dobijena prema izrazu (37.30) zaokružuje se na prvu veću standardnu vrednost (prilog P37-2).

Da bi bila obezbeđena potrebna pritisna sila, kaiš se u toku montaže izdužuje za veličinu ΔL , koja iznosi:

$$\Delta L = \varepsilon_0 \cdot L_p \quad (37.31)$$

gde je L_p - računaska unutrašnja dužina kaiša (izraz (37.3)); ε_0 - potrebno izduženje kaiša pri montaži koje se određuje prema prilogu P37-6.

Radni vek kaiša zavisi od učestanosti promene napona usled savijanja. Visoka učestanost dovodi do povećanja radne temperature i narušavanja ispravnog funkcionisanja prenosnika. Učestanost savijanja kaiša mora biti manja od dozvoljene učestanosti, odnosno:

$$f_s = \frac{v \cdot x}{L} \leq f_{sdoz} \quad (37.32)$$

gde je v - obimna brzina u m/s ; L - dužina kaiša u m ; x - broj kaišnika; f_{sdoz} - dozvoljena učestanost u s^{-1} (prilog P37-1, odnosno prilog P37-9 za višeslojne kaiševe).

b) Izbor višeslojnih pljosnatih kaiševa

Ovi kaiševi isporučuju se u tri varijante (sl. 37.4):

1. Tip *LT* - tekstilna tkanina kao obloga, poliamid kao vučni sloj i koža kao habajući sloj.

2. Tip *LL* - poliamid kao vučni sloj, a sa obe strane koža kao habajući sloj.

3. Tip *L* - poliamid kao vučni sloj i koža kao habajući sloj.

Višeslojni kaiševi označavaju se brojnim oznakama, koje odgovaraju dimenzijama, odnosno jediničnoj sili koju mogu da prenesu: **6, 10, 14, 20, 28, 40, 54, 80**. Tako naprimer oznaka 6 odnosi se na nominalnu silu zatezanja kaiša po 1 mm širine - $F_{tN} = 6 \text{ N/mm}$.

Pri proračunu ovih kaiševa najpre se određuje prečnik malog kaišnika d_1 . Ako je prečnik vratila elektromotora d_M poznat (prilog P30-2), onda se prečnik malog kaišnika kreće u granicama:

$$d_1 \cong 6,6(d_M - 4 \text{ mm}) \text{ pri čemu važi } 40 \text{ mm} \leq d_1 \leq 560 \text{ mm}.$$

Prečnik malog kaišnika može da se odredi i prema prilogu P37-7 zavisno od odnosa P/n . Prečnik velikog kaišnika jednak je onda $d_2 \cong i \cdot d_1$. Na osnovu ovih veličina mogu lako da se odrede osno rastojanje a (izraz 37.5)), obimna brzina v , dužina kaiša L i učestanost savijanja f_s (izraz 37.32)). Poželjno je da obimna brzina bude u granicama $v = (20...30) \text{ m/s}$, te ako ne postoje druga konstrukciona ograničenja iz tog uslova biraju se prečnici kaišnika d_1 i d_2 . Veličina kaiša bira se na osnovu faktora obimne brzine C_v (prilog P37-8) pri čemu treba biti ispunjen uslov $C_v \cdot d_1 > d_{IN}$. Zatim se prema izrazu (37.32) određuje učestanost savijanja, a dobijena vrednost upoređuje sa dozvoljenom (prilog P37-9) odnosno $f_s \leq f_{sdoz}$. Za slučaj da je $f_s > f_{sdoz}$ - bira se sledeća manja veličina kaiša. Potrebna širina kaiša određuje se prema:

$$b = \frac{P \cdot C_A \cdot C_\beta \cdot C_\mu}{P_N} \quad (37.33)$$

gde je:

- P - nominalna snaga koju prenosi kaišni prenosnik;
- P_N - specifična nominalna snaga u kW/mm ($P_N = F_{tN} \cdot v \cdot 10^{-3}$ sa v u m/s i F_{tN} u N/mm);
- C_A - faktor radnih uslova (prilog P37-4);
- C_β - faktor obvojnog ugla (prilog P37-10);
- C_μ - faktor trenja (prilog P37-5).

Kao merodavna širina kaiša usvaja se prva veća vrednost prema prilogu P37-8.

3.6.5. Proračun remenih prenosnika

3.6.5.1. Geometriske mere prenosnika

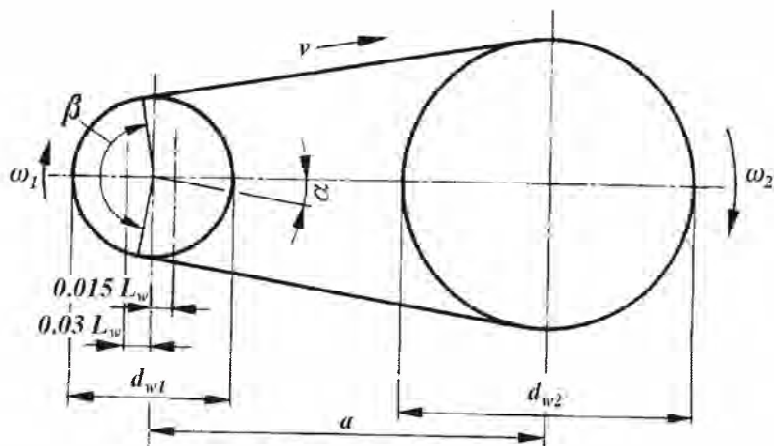
Ako se zanemari elastično klizanje remena po remenici, prenosni odnos remenog prenosnika može da se odredi prema

$$i = \frac{n_1}{n_2} \cong \frac{d_{w2}}{d_{w1}} \quad (37.34)$$

gde su n_1 i n_2 - brojevi obrtaja male i velike remenice d_{w1} i d_{w2} - prečnici male i velike remenice merodavni za proračun kinematskih veličina. Vrednosti d_{w1} i d_{w2} biraju se iz priloga P37-14.

Za proračun se koristi i kinematski prenosni odnos u ($u = i$ - kod redukcije brojeva obrtaja, odnosno $u = 1/i$ - kod multiplikatora), koji se kod remenih prenosnika kreće u granicama $u \leq 10$.

S tačke gledišta nosivosti, optimalna obimna brzina remena normalne širine je oko 20 m/s, a uskih remena 30 m/s. Ne preporučuju se obimne brzine ispod 2 m/s i iznad 30 m/s kod normalnih remena, odnosno iznad 40 m/s kod uskih remena.



Sl. 37.17. Šematski prikaz otvorenog remenog prenosnika

Pri proračunu geometrije remenih prenosnika (sl. 37.17), najpre se određuje osno rastojanje. Iz konstrukcionih razloga osno rastojanje se usvaja u sledećim granicama:

$$a \cong (0,7 \dots 2)(d_{w1} + d_{w2}) \quad (37.35)$$

Za usvojenu vrednost osnog rastojanja a , računaska vrednost stvarne dužine kaiša iznosi

$$L_{wr} = 2a \cdot \cos \alpha + \frac{\pi}{2}(d_{w1} + d_{w2}) + \frac{\alpha \cdot \pi}{180}(d_{w2} - d_{w1}) \quad (37.36)$$

gde je $\alpha = \arcsin(d_{w2} - d_{w1})/2a$

Kod uskih remena kao standardna dužina remena uzima se stvarna dužina L_w , a kod normalnih remena unutrašnja dužina L_i . Za sračunatu vrednost dužine remena prema izrazu (37.36) iz priloga P37-11 usvaja se najpribližnija vrednost standardne dužine, a zatim sračunava odgovarajuća vrednost osnog rastojanja prema:

$$a \cong 0,25 \left\{ L_w - \frac{\pi}{2}(d_{w1} + d_{w2}) + \sqrt{\left[L_w - \frac{\pi}{2}(d_{w1} + d_{w2}) \right]^2 - 2(d_{w2} - d_{w1})^2} \right\} \quad (37.37)$$

3.6.5.2. Izbor remena

Radni uslovi prenosnika uzimaju se u obzir preko faktora radnih uslova, čije su vrednosti zavisno od vrste pogonske i radne mašine date u prilogu P3-34. Trapezni kaiševi normalne širine (normalni remeni) imaju univerzalnu primenu u opštem mašinstvu (profili *A*, *B*, *C*), kao i u teškoj mašingradnji (profili *C*, *D*, *E*). Uski trapezni kaiševi (uski remeni) omogućuju kompaktnu konstrukciju prenosnika, za istu širinu imaju veću nosivost u odnosu na normalne, ali i veće prečnike remenica. Dimenzije remena i remenica za normalni i uski remen date su prilogima P37-12 i P37-13.

Pri izboru remena najpre se zavisno od brojeva obrtaja malog kaišnika i merodavne snage $C_A \cdot P$ bira njegov profil i to prema dijagramu na sl. P37-14 za normalni remen, odnosno sl. P37-15 za uski remen. Zatim se određuje broj remena:

$$z = \frac{P \cdot C_A \cdot C_\beta}{P_N \cdot C_L} \quad (37.38)$$

gde su:

- P - nominalna snaga koju prenosi prenosnik u kW ;
- P_N - nominalna snaga jednog remena (prilog P37-16 za normalni remen, odnosno P37-17. za uski remen);
- C_A - faktor radnih uslova (prilog P37-4);
- C_β - faktor obvojnog ugla (prilog P37-10);
- C_L - faktor dužine kaiša, koji uzima u obzir uticaj dužine kaiša na njegovu nosivost (prilog P37-11);

Vrednost broja remena dobijenih prema izrazu (37.38), zaokružuju se na prvu veću vrednost. Uobičajeno je da broj remena iznosi $z \leq 5$. Standardom su predviđene remenice sa maksimalno 12 žlebova. Povećanje broja remena dovodi do neravnomerne raspodele opterećenja između njih, kao posledica neravnomernog izduženja remena, netačnosti pri izradi remena i remenice i neravnomernog habanja. Odstupanje dužine pri izradi zatvorenih remena ne sme biti veće od 0,15%. U tom smislu maksimalni broj remena ograničen je na 16.

Izbor profila i broja remena prema napred izloženom postupku odgovara radnom veku od oko 24000 časova rada. Pri tome učestanost savijanja

$$f_s = \frac{v \cdot x}{L_w} \quad (37.39)$$

treba biti u granicama:

$$f_s \leq 30 \text{ s}^{-1} \text{ - za remene normalne širine;}$$

$$f_s \leq 60 \text{ s}^{-1} \text{ - za uski remen.}$$

Remeni moraju biti tako pritegnuti da elastično klizanje remena bude manje od 1%. Ukoliko je pritezanje remena suviše veliko ili nedovoljno, onda se očekuje manji radni vek od 24000 *h*. Opterećenje vratila i ležaja kod remenih prenosnika je manje neko kod prenosnika sa pljosnatim kaiševima. Opterećenje vratila približno iznosi

$$F_V \cong (1,5 \dots 2) C_A \cdot F_t \quad (37.40)$$

Pritezanje remena ostvaruje se povećanjem osnovog rastojanja remenog prenosnika. Konstrukciono je potrebno predvideti mogućnost podešavanja osnovog rastojanja za $s_p \geq 0,045L_w$, s tim što se u toku montaže prenosnika osno rastojanje uvećava za $0,015 L_w$, a za $0,03 L_w$ vrši naknadno podešavanje zbog izduženja remena (sl. 37.17).

3.6.6. Proračun zupčastih kaišnih prenosnika

3.6.6.1. Geometrijske mere prenosnika

Prenosni odnos zupčastih kaišnih prenosnika može da se odredi kao odnos brojeva obrtaja malog n_1 i velikog n_2 kaišnika, odnosno kao odnos brojeva zubaca velikog z_2 i malog z_1 kaišnika:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (37.41)$$

Za proračun se koristi i kinematski prenosni odnos u ($u = i$ - kod redukcije brojeva obrtaja, odnosno $u = 1/i$ - kod multiplikatora), koji se kod zupčastih kaišnih prenosnika kreće u granicama $u \leq 10$. Primeri konstrukcionog izvođenja zupčastih kaišnih prenosnika prikazani su na sl. 37.18.

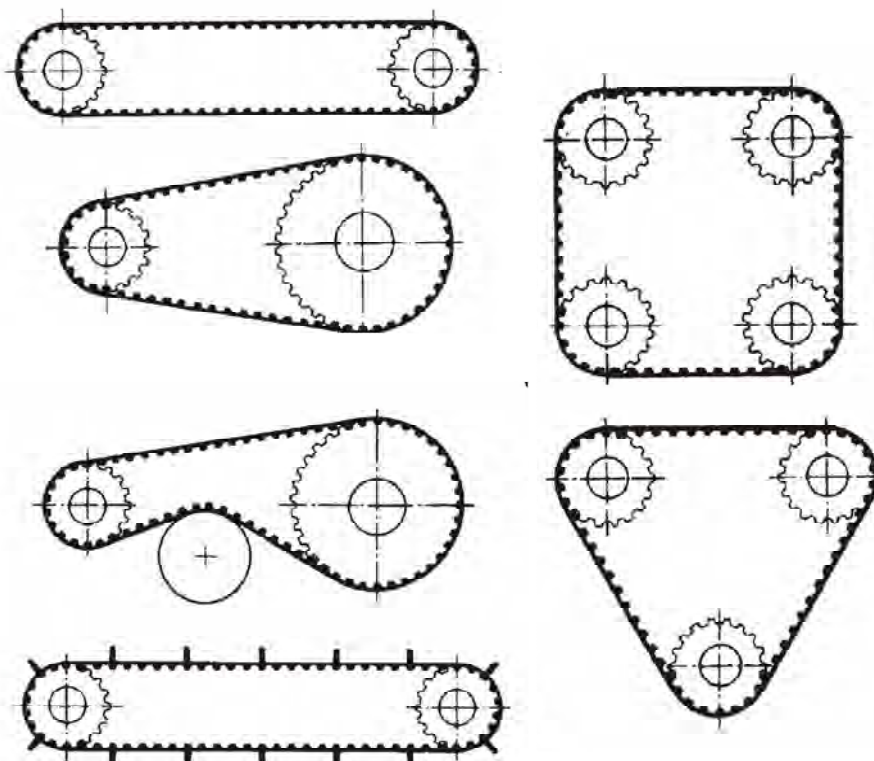
Osnovna veličina prema kojoj se određuju geometrijske veličine zupčastih kaišnih prenosnika (sl. 37.19) je korak p . Definiše se kao rastojanje istoimenih profila dva susedna zupca i kao i kod zupčanika sračunava se preko modula $p = m \cdot \pi$. Sam zupčasti kaiš označava se prema veličini koraka. Stvarni prečnik kaišnika d_w merodavan za proračun kinematskih veličina prenosnika, određen je linijom koraka i on je veći od temenog prečnika. Ovi prečnici određuju se prema sledećim izrazima:

- ◆ stvarni prečnik

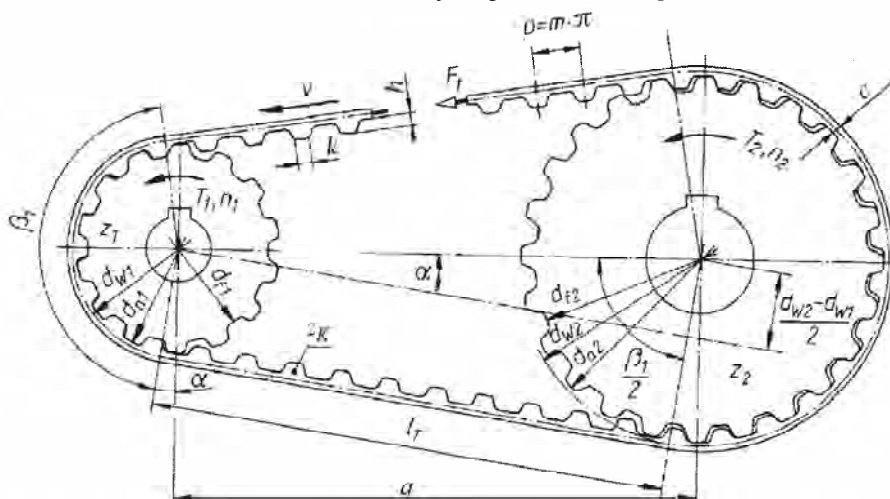
$$d_w = m \cdot z \quad (37.42)$$

- ◆ temeni prečnik

$$d_a = d_w - 2c \quad (37.43)$$



Sl. 37.18. Primeri izvođenja zupčastih kaišnih prenosnika



Sl. 37.19. Osnovne geometrijske veličine zupčastog kaišnog prenosnika

Brojevi zubaca z , modul m i rastojanje linije koraka od temenog prečnika kaišnika c određuju se prema prilogu P37-19 za zupčaste kaišnike sa trapeznim oblikom zupca (ugao profila $\gamma = 40^\circ$). U ovoj tablici dati su i ostali podaci merodavni za proračun i dimenzionisanje prenosnika. Minimalni broj zubaca

kaišnika dat u ovoj tablici važi za brojeve obrtaja do 3000 min^{-1} . Za $n_1 > 3000 \text{ min}^{-1}$ treba vrednosti iz tabele povećati za 30%.

Konstrukciono se uzima da se osno rastojanje prenosnika kreće u granicama:

$$a \cong (0,5 \dots 2)(d_{w1} + d_{w2}) \quad (37.44)$$

Za usvojeno osno rastojanje, analogno izrazu (37.36) računska dužina kaiša određuje se prema:

$$L_{wr} = 2a \cdot \cos \alpha + \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \frac{\alpha \cdot p}{180}(z_2 - z_1) \quad (37.45)$$

gde je $\alpha = \arcsin(d_{w2} - d_{w1})/2a$; p - korak kaiša; z_1, z_2 - brojevi zubaca malog i velikog kaišnika; a - osno rastojanje.

Računski broj zubaca kaiša je prema tome:

$$z_{Kr} = \frac{L_{wr}}{p} \quad (37.46)$$

Usvaja se preporučeni broj zubaca prema prilogu P37-19, a zatim određuje stvarna dužina kaiša

$$L_w = z_K \cdot p \quad (37.47)$$

Za poznatu dužinu kaiša L_w , analogno izrazu (37.37), može da se odredi osno rastojanje prema:

$$a \cong 0.25 \left\{ L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \sqrt{\left[L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) \right]^2 - 2 \left[\frac{p}{\pi}(z_2 - z_1) \right]^2} \right\} \quad (37.48)$$

Za slučaj da se iz konstrukcionih razloga bira malo osno rastojanje, treba proveriti da ne dođe do međusobnog dodira kaišnika. U tom smislu mora biti ispunjeno:

$$a > \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}$$

Pritezanje zupčastog kaiša je manje nego pritezanje remena. Konstrukciono treba predvideti mogućnost podešavanja osnog rastojanja minimalno za $0,01 L_w$.

Važan parametar za proračun zupčastih kaišnih prenosnika je broj zubaca kaiša i kaišnika u sprezi, koji iznosi

$$z_0 = \frac{z_1 \cdot \beta_1}{2\pi} \quad (37.49)$$

gde je z_1 - broj zubaca malog kaišnika, a β_1 - obvojni ugao u *rad*. Broj zubaca u sprezi ne bi trebao biti manji od 6 (dolazi do smicanja zubaca) niti veći od 15.

3.6.6.2. Izbor kaiša

Na osnovu snage P koju prenosi zupčasti kaišni prenosnik prema prilogu P37-19 bira se tip kaiša tako da je $P \leq P_{max}$. Zatim se određuju brojevi zubaca malog z_1 ($z_1 > z_{min}$) i velikog ($z_2 = i \cdot z_1$) kaišnika. Prema izrazima (37.42)...(37.48) lako se nalaze ostale veličine neophodne za konstrukciono izvođenje prenosnika.

Širina kaiša b u cm određuje se prema:

$$b = \frac{P \cdot C_A}{z_0 \cdot P_N} \quad (37.50)$$

gde su: P - nominalna snaga prenosnika u Nj ;

P_N - specifična nominalna snaga u Nj/cm (prilog P3-48);

C_A - faktor radnih uslova (prilog3-34);

z_0 - broj zubaca u sprezi (izraz (3.245).

Vrednosti širine kaiša određene prema izrazu (3.246) zaokružuju se na prvu veću standardnu vrednost prema prilogu P3-47.

Sila opterećenja vratila kod zupčastih kaišnih prenosnika iznosi približno:

$$F_V = 1,5 \cdot C_A \cdot F_t \quad (37.51)$$

Provera nosivosti potpuno definisanog zupčastog kaišnog prenosnika vrši se prema sili zatezanja kaiša:

$$F_t \leq F_{doz} = \frac{F_N \cdot b}{C_A} \quad (37.52)$$

gde je F_t - nominalna obimna sila u N ; F_N - dozvoljena jedinična sila zatezanja kaiša u N/cm (prilog P3-47); C_A - faktor radnih uslova (prilog P3-34); b - širina kaiša u cm .